

**COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE**  
**NORME DE LA CEI**

**INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION**  
**IEC STANDARD**

**Publication 534-2-2**  
Première édition - First edition  
1980

---

**Vannes de régulation des processus industriels**

**Deuxième partie : Capacité d'écoulement**

**Section deux – Equations de dimensionnement pour l'écoulement des fluides compressibles dans les conditions d'installation**

---

**Industrial-process control valves**

**Part 2: Flow capacity**

**Section Two – Sizing equations for compressible fluid flow under installed conditions**

---



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 534-2-2  
Première édition - First edition  
1980

---

**Vannes de régulation des processus industriels**

**Deuxième partie : Capacité d'écoulement**

**Section deux – Equations de dimensionnement pour l'écoulement des fluides compressibles dans les conditions d'installation**

---

**Industrial-process control valves**

**Part 2: Flow capacity**

**Section Two – Sizing equations for compressible fluid flow under installed conditions**

---

**Mots clés :** commande et mesure dans les processus industriels; régulateurs de débit; rhéomètres; marquage des propriétés par symboles littéraux; définitions; équations.

**Key words:** industrial-process control and measurement; flow regulators; rheometers; marking of properties by means of letter symbols; definitions; equations.



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

Prix Fr. s. 42.  
Price

## SOMMAIRE

	Pages
PRÉAMBULE . . . . .	4
PRÉFACE . . . . .	4
Articles	
1. Domaine d'application . . . . .	6
2. Définitions . . . . .	6
3. Installation . . . . .	8
4. Nomenclature . . . . .	8
5. Equations de dimensionnement . . . . .	10
6. Facteur $F_p$ résultant de la géométrie de la tuyauterie . . . . .	12
7. Facteur de détente $Y$ . . . . .	14
8. Facteur de rapport de pression différentielle $x_T$ ou $x_{TP}$ . . . . .	16
9. Facteur de rapport des chaleurs spécifiques $F_\gamma$ . . . . .	18
10. Facteur de compressibilité $Z$ . . . . .	18
ANNEXE A . . . . .	22
ANNEXE B . . . . .	30

---

## CONTENTS

	Page
FOREWORD . . . . .	5
PREFACE . . . . .	5
Clause	
1. Scope . . . . .	7
2. Definitions . . . . .	7
3. Installation . . . . .	9
4. Nomenclature . . . . .	9
5. Sizing equations . . . . .	11
6. Piping geometry factor $F_p$ . . . . .	13
7. Expansion factor $Y$ . . . . .	15
8. Pressure differential ratio factor $x_T$ or $x_{TP}$ . . . . .	17
9. Specific heat ratio factor $F_\gamma$ . . . . .	19
10. Compressibility factor $Z$ . . . . .	19
APPENDIX A . . . . .	23
APPENDIX B . . . . .	31

## COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

## VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS

## Deuxième partie: Capacité d'écoulement

SECTION DEUX — ÉQUATIONS DE DIMENSIONNEMENT POUR L'ÉCOULEMENT  
DES FLUIDES COMPRESSIBLES DANS LES CONDITIONS D'INSTALLATION

## 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 Sous-comité 65B: Eléments des systèmes, du Comité d'Etudes N° 65 de la CEI: Mesure et commande dans les processus industriels.

Un premier projet fut discuté lors de la réunion tenue à Budapest en 1976. Un projet révisé, document 65B(Bureau Central)14, fut soumis à l'approbation des Comités nationaux suivant la Règle des Six Mois en juin 1978.

Les Comités nationaux des pays ci-après se sont prononcés explicitement en faveur de la publication.

Afrique du Sud (République d')	Danemark	Pays-Bas
Belgique	Etats-Unis d'Amérique	Pologne
Brésil	Egypte	Royaume-Uni
Bulgarie	Hongrie	Suisse
Canada	Italie	Turquie
Corée (République de)	Japon	

La présente norme constitue la section deux de la deuxième partie de la Publication 534 de la CEI: Vannes de régulation des processus industriels. La première partie: Considérations générales, est, d'une façon générale, applicable à la présente norme. Les articles appropriés de la deuxième partie, section trois: Procédures d'essai de la capacité d'écoulement des vannes de régulation pour fluides incompressibles et fluides compressibles, qui est encore en préparation, contiennent les instructions pour déterminer les divers facteurs utilisés dans les équations contenues dans cette section.

## INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

**INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES****Part 2: Flow capacity****SECTION TWO — SIZING EQUATIONS FOR COMPRESSIBLE FLUID FLOW  
UNDER INSTALLED CONDITIONS**

## 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 Sub-Committee 65B: Elements of Systems, of IEC Technical Committee No. 65: Industrial-process Measurement and Control.

A first draft was discussed at the meeting held in Budapest in 1976. A revised draft, Document 65B(Central Office)14, was submitted to the National Committees for approval under the Six Months' Rule in June 1978.

The National Committees of the following countries voted explicitly in favour of publication:

Belgium	Hungary	South Africa (Republic of)
Brazil	Italy	Switzerland
Bulgaria	Japan	Turkey
Canada	Korea (Republic of)	United Kingdom
Denmark	Netherlands	United States of America
Egypt	Poland	

This standard forms Section Two of Part 2 of IEC Publication 534: Industrial-process Control Valves. Part 1: General Considerations, applies in general. Appropriate clauses of Part 2, Section Three: Control Valve Capacity Test Procedures for Incompressible and Compressible Fluids, which is in preparation, contain instructions for determining the various factors used in the equations contained in this section.

## VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS

### Deuxième partie: Capacité d'écoulement

#### SECTION DEUX — ÉQUATIONS DE DIMENSIONNEMENT POUR L'ÉCOULEMENT DES FLUIDES COMPRESSIBLES DANS LES CONDITIONS D'INSTALLATION

##### 1. Domaine d'application

Cette section de la deuxième partie traite des équations qui sont applicables en vue du dimensionnement des vannes de régulation des processus industriels lorsque les milieux en écoulement sont des fluides compressibles. Aux très basses valeurs du rapport de la pression différentielle à la pression absolue d'entrée ( $\Delta p/p_1$ ), les fluides compressibles se comportent de manière analogue aux fluides incompressibles. Dans de telles conditions, les équations de dimensionnement présentées dans cette section peuvent être déduites de celles de l'équation de base de Bernoulli, pour les fluides newtoniens incompressibles. Cependant, lorsque, pour des valeurs croissantes de  $\Delta p/p_1$  les effets de la compressibilité se font sentir, il est nécessaire de modifier l'équation fondamentale en y introduisant des facteurs de correction appropriés. Les équations présentées s'appliquent aux gaz ou vapeurs, mais ne conviennent pas pour les fluides multiphasiques tels que les mélanges gaz-liquide, vapeur-liquide ou gaz-solide.

##### 2. Définitions

Toutes les définitions données dans l'article 2 de la Publication 534-1 de la CEI sont applicables ainsi que les suivantes:

###### 2.1 *Écoulement engorgé*

Condition limite maximale d'écoulement que peut atteindre un fluide compressible en traversant une vanne de régulation.

*Note.* — Pour des conditions fixées à l'entrée (amont), cela se manifeste par l'impossibilité d'augmenter le débit en augmentant la pression différentielle.

###### 2.2 *Rapport de pression différentielle critique*

Valeur maximale du rapport de la pression différentielle à la pression absolue d'entrée, qui intervient dans toutes les équations de dimensionnement des vannes.

*Note.* — L'écoulement engorgé, tel qu'il est défini au paragraphe 2.1, se produit lorsque la valeur maximale du rapport a été atteinte.

###### 2.3 *Raccord*

Tout dispositif tel que réduction (convergent), augmentation (divergent), coude, té ou courbe, directement solidaire d'un embout d'une vanne de régulation.

## INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES

### Part 2: Flow capacity

#### SECTION TWO — SIZING EQUATIONS FOR COMPRESSIBLE FLUID FLOW UNDER INSTALLED CONDITIONS

##### 1. Scope

This section of Part 2 covers equations suitable for use in sizing industrial-process control valves when the flowing media are compressible fluids. At very low ratios of pressure differential to absolute inlet pressure ( $\Delta p/p_1$ ), compressible fluids behave similarly to incompressible fluids. Under such conditions the sizing equations presented in this section can be traced to the basic Bernoulli equation for Newtonian incompressible fluids. However, increasing values of  $\Delta p/p_1$  result in compressibility effects which require that the basic equations be modified by appropriate correction factors. The equations presented are for use with gas or vapour and are not intended for use with multiphase streams such as gas-liquid, vapour-liquid or gas-solid mixtures.

##### 2. Definitions

All of the definitions given in Clause 2 of IEC Publication 534-1 shall apply with the addition of the following:

###### 2.1 *Choked flow*

A maximum limiting flow condition which compressible fluids can reach in passing through control valves.

*Note.* — With fixed inlet (upstream) conditions, choked flow is evidenced by the failure of increasing pressure differential to produce further increase in the flow rate.

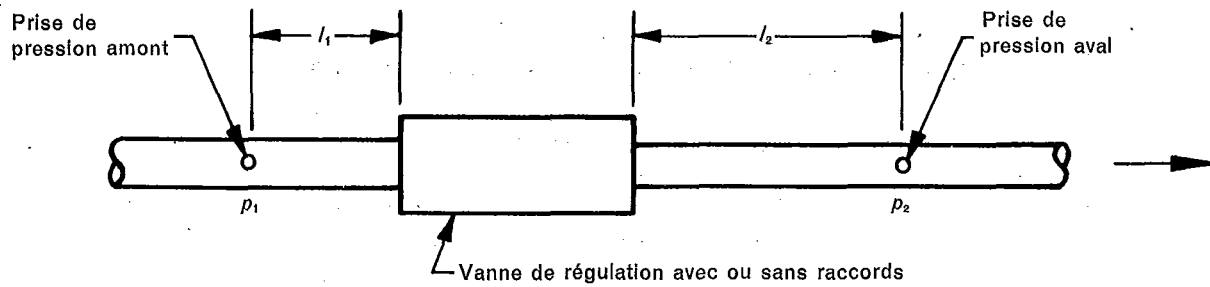
###### 2.2 *Critical differential pressure ratio*

The maximum ratio of differential pressure to inlet absolute pressure that is effective in all of the valve sizing equations.

*Note.* — Choked flow as defined in Sub-clause 2.1 occurs when this maximum ratio has been reached.

###### 2.3 *Fitting*

Any device such as a reducer, expander, elbow, T-piece, or bend, which is attached directly to an end connection of a control valve.



170/80

$l_1 = 2$  fois le diamètre nominal de la tuyauterie  
 $l_2 = 6$  fois le diamètre nominal de la tuyauterie

FIG. 1. — Emplacement des prises de pression.

### 3. Installation

Dans beaucoup d'applications industrielles, les vannes de régulation sont installées en utilisant divers types de raccords de tuyauteries solidaires des raccordements amont et aval de la vanne. Ces raccords ont habituellement un effet de réduction notable sur le coefficient de dimensionnement de la vanne dans les conditions d'installation; pour tenir compte de ces effets, il est nécessaire d'introduire un facteur de correction.

Dans le dimensionnement des vannes de régulation, en utilisant les relations présentées ci-après, les coefficients de débit calculés sont supposés inclure toutes les pertes de charge entre les prises de pression disposées comme le montre la figure 1. Il y a lieu de noter que les emplacements des prises de pression amont et aval ont été fixés aux limites maximales mentionnées dans la figure 3 de la Publication 534-1 de la CEI: Vannes de régulation des processus industriels, Première partie: Considérations générales. Ces coefficients de débit calculés sont normalement comparés aux coefficients de débit nominaux inscrits dans la documentation des constructeurs. Les coefficients de débit nominaux englobent toutes les pertes de charge du tronçon compris entre deux fois le diamètre de la tuyauterie en amont et six fois le diamètre de la tuyauterie en aval de la vanne de régulation, lorsque celle-ci est installée sans raccords adjacents.

### 4. Nomenclature

Symboles	Description	Unités
$C$	Coefficient de débit ( $A_v, K_v, C_v$ )	Diverses (voir note 1)
$d$	Dimension nominale de la vanne (DN)	mm
$D$	Diamètre intérieur de la tuyauterie	mm
$F_p$	Facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie	Sans dimension
$F_\gamma$	Facteur de rapport des chaleurs spécifiques	Sans dimension
$M$	Masse moléculaire du fluide en écoulement	—
$N_2, N_5,$ $N_6, N_8, N_9$	Constantes numériques	Diverses

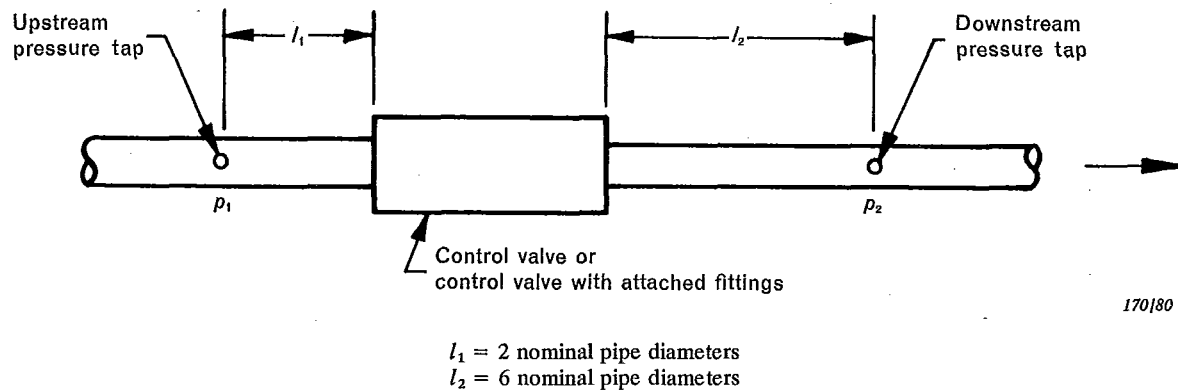


FIG. 1. — Pressure tap locations

### 3. Installation

In many industrial applications, control valves are installed using a variety of piping fittings attached to the upstream and downstream connections on the valve. These fittings usually have a significant reducing effect on the installed valve sizing coefficient. A correction factor is introduced to account for these effects.

In sizing control valves, using the relationships presented herein, the flow coefficients calculated include all head losses between pressure taps located as shown in Figure 1. It should be noted that the locations of the upstream and downstream pressure taps have been fixed at the outer limits shown in Figure 3 of IEC Publication 534-1: Industrial-process Control Valves, Part 1: General Considerations. These calculated flow coefficients will normally be compared with rated flow coefficients listed in valve manufacturers' literature. Rated coefficients also include all head losses from two pipe diameters upstream through six pipe diameters downstream but where the control valve has been installed without fittings attached.

### 4. Nomenclature

Symbols	Description	Unit
$C$	Flow coefficient ( $A_v, K_v, C_v$ )	Various (see Note 1)
$d$	Nominal valve size (DN)	mm
$D$	Internal diameter of the piping	mm
$F_p$	Piping geometry factor	Dimensionless
$F_\gamma$	Specific heat ratio factor	Dimensionless
$M$	Molecular mass of flowing fluid	—
$N_2, N_5,$ $N_6, N_8, N_9$	Numerical constants	Various

<i>Symboles</i>	<i>Description</i>	<i>Unités</i>
$p_1$	Pression absolue d'entrée, mesurée à la prise de pression amont	kPa ou bar (voir note 2)
$p_2$	Pression absolue de sortie, mesurée à la prise de pression aval	kPa ou bar
$p_c$	Pression thermodynamique critique absolue	kPa ou bar
$p_r$	Pression réduite ( $p_1/p_c$ )	Sans dimension
$\Delta p$	Pression différentielle ( $p_1 - p_2$ ) entre prises de pression amont et aval	kPa ou bar
$Q$	Débit volumétrique	m <sup>3</sup> /h (voir note 3)
$T_1$	Température absolue d'entrée ( $^{\circ}\text{C} + 273$ )	K
$T_c$	Température thermodynamique critique absolue	K
$T_r$	Température réduite ( $T_1/T_c$ )	Sans dimension
$T_s$	Température absolue de référence pour le mètre cube standard	K (voir note 3)
$W$	Débit massique	kg/h
$x$	Rapport de la pression différentielle à la pression absolue d'entrée ( $\Delta p/p_1$ )	Sans dimension
$x_T$	Facteur du rapport de pression différentielle d'une vanne de régulation sans raccords adjacents	Sans dimension
$x_{TP}$	Facteur du rapport de pression différentielle d'une vanne de régulation avec raccords adjacents	Sans dimension
$Y$	Facteur de détente	Sans dimension
$Z$	Facteur de compressibilité — rapport de la masse volumique théorique à la masse volumique réelle à l'entrée (fonction de $p_r$ , $T_r$ )	Sans dimension
$\gamma$	Rapport des chaleurs spécifiques	Sans dimension
$\rho_1$	Masse volumique du fluide à $p_1$ et $T_1$	kg/m <sup>3</sup>
$\zeta$	Coefficient de perte de charge, d'une réduction, d'une augmentation ou d'un autre type de raccord adjacent à la vanne de régulation	Sans dimension

Notes 1. — Voir la publication 534-1 de la CBI, voir aussi la note 4 de l'article 5.

2. —  $10^5 \text{ Pa} = 10^2 \text{ kPa} = 1 \text{ bar}$ .

3. — Les débits volumétriques en mètres cubes par heure, identifiés par le symbole  $Q$ , se réfèrent aux conditions standard. Le mètre cube standard est pris à 1 013,25 mbar et soit à 273 K ou à 288,5 K (voir tableau I).

## 5. Equations de dimensionnement

Les équations énumérées ci-dessous établissent les relations entre les débits, les coefficients de débit, les facteurs de l'installation concernée et les conditions de service appropriées applicables aux vannes de régulation véhiculant des fluides compressibles. Les débits des fluides compressibles peuvent être exprimés soit en unités de masse, soit en unités de volume, c'est pourquoi il est nécessaire de donner les équations pour les deux cas. Les débits peuvent être calculés en utilisant l'équation appropriée choisie parmi les suivantes:

<i>Symbols</i>	<i>Description</i>	<i>Unit</i>
$p_1$	Inlet absolute pressure measured at the upstream pressure tap	kPa or bar (see Note 2)
$p_2$	Outlet absolute pressure measured at the downstream pressure tap	kPa or bar
$p_c$	Absolute thermodynamic critical pressure	kPa or bar
$p_r$	Reduced pressure ( $p_1/p_c$ )	Dimensionless
$\Delta p$	Pressure differential ( $p_1 - p_2$ ) between upstream and downstream pressure taps	kPa or bar
$Q$	Volumetric flow rate	m <sup>3</sup> /h (see Note 3)
$T_1$	Inlet absolute temperature ( $^{\circ}\text{C} + 273$ )	K
$T_c$	Absolute thermodynamic critical temperature	K
$T_r$	Reduced temperature ( $T_1/T_c$ )	Dimensionless
$T_s$	Absolute reference temperature for standard cubic metre	K (see Note 3)
$W$	Mass flow rate	kg/h
$x$	Ratio of pressure differential to inlet absolute pressure ( $\Delta p/p_1$ )	Dimensionless
$x_T$	Pressure differential ratio factor of a control valve without attached fittings	Dimensionless
$x_{TP}$	Pressure differential ratio factor of a control valve with attached fittings	Dimensionless
$Y$	Expansion factor	Dimensionless
$Z$	Compressibility factor—ratio of ideal to actual inlet specific mass (function of $p_r$ , $T_r$ )	Dimensionless
$\gamma$	Specific heat ratio	Dimensionless
$\rho_1$	Density (specific mass) of fluid at $p_1$ and $T_1$	kg/m <sup>3</sup>
$\zeta$	Head loss coefficient of a reducer, expander or other fitting attached to a control valve	Dimensionless

Notes 1. — Refer to IEC Publication 534-1: refer also to Note 4, Clause 5.

2. —  $10^5 \text{ Pa} = 10^2 \text{ kPa} = 1 \text{ bar}$ .

3. — Volumetric flow rates in cubic metres per hour, identified by the symbol  $Q$ , refer to standard conditions. The standard cubic metre is taken at 1 013.25 mbar and either 273 K or 288.5 K (see Table I).

## 5. Sizing equations

The equations listed below identify the relationships between flow rates, flow coefficients, related installation factors and pertinent service conditions for control valves handling compressible fluids. Flow rates for compressible fluids may be encountered in either mass or volume units and thus equations are necessary to handle both situations. Flow rates may be calculated using the appropriate equation selected from the following:

— 12 —

$$W = N_6 \cdot F_p \cdot C \cdot Y \sqrt{x \cdot p_1 \cdot \rho_1} \quad (1)$$

$$W = N_8 \cdot F_p \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \sqrt{\frac{x \cdot M}{T_1 \cdot Z}} \quad (2)$$

$$Q = N_9 \cdot F_p \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \sqrt{\frac{x}{M \cdot T_1 \cdot Z}} \quad (\text{voir note 1}) \quad (3)$$

Lorsque le débit est connu et qu'on veut déterminer le coefficient  $C$  de dimensionnement de la vanne, il y a lieu d'utiliser les équations suivantes déduites respectivement des équations ci-dessus :

$$C = \frac{W}{N_6 \cdot F_p \cdot Y \sqrt{x \cdot p_1 \cdot \rho_1}} \quad (4)$$

$$C = \frac{W}{N_8 \cdot F_p \cdot p_1 \cdot Y} \sqrt{\frac{T_1 \cdot Z}{x \cdot M}} \quad (5)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 \cdot F_p \cdot p_1 \cdot Y} \sqrt{\frac{M \cdot T_1 \cdot Z}{x}} \quad (\text{voir note 1}) \quad (6)$$

*Notes 1.* — Dans certains cas, les équations de dimensionnement volumétrique des vannes pour les fluides compressibles contiennent le terme  $G$ . Ce terme se rapporte à la densité massique du fluide débitant par rapport à l'air, les deux fluides étant aux mêmes conditions standard.

La relation se réduit à la suivante :

$$G = \frac{M}{M_a}$$

où :

$M$  = masse moléculaire du fluide débitant

$M_a$  = masse moléculaire de l'air = 28,97

2. —  $F_p$  est égal à 1 lorsque la vanne de régulation est installée sans raccords. Pour les valeurs de  $F_p$  dans d'autres configurations d'installation, se référer à l'article 6.
3. — Pour plus de détails sur le facteur de détente  $Y$ , se référer à l'article 7.
4. —  $N_6$ ,  $N_8$ ,  $N_9$  sont des constantes numériques dont les valeurs tiennent compte des conversions nécessaires résultant des unités de mesure utilisées dans les équations, ainsi que du coefficient de débit spécifique désiré. Les coefficients de débits sont  $A_v$ ,  $K_v$  et  $C_v$  et les valeurs des constantes correspondantes sont données dans le tableau I.
5. — Plusieurs autres équations de dimensionnement des vannes de régulation pour fluides compressibles sont d'un usage courant très répandu. Quelques-unes de ces équations sont données dans l'annexe B.

## 6. Facteur $F_p$ résultant de la géométrie de la tuyauterie

Le facteur  $F_p$  résultant de la géométrie de la tuyauterie modifie le coefficient de débit pour tenir compte des réductions, augmentations ou autres raccords adjacents au corps de la vanne.  $F_p$  est le rapport du coefficient de débit d'une vanne avec raccords adjacents à son entrée et/ou à sa sortie au coefficient de débit nominal.

Pour satisfaire à la tolérance maximale admissible de  $\pm 5\%$ , le facteur  $F_p$  doit être déterminé par essai.

Lorsqu'il est permis de se servir de valeurs calculées, l'équation suivante peut être utilisée :

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \xi}{N_2} \left(\frac{C}{d^2}\right)^2}} \quad (7)$$

*NOTE.* — Les valeurs de  $N_2$  sont données dans le tableau I.

— 13 —

$$W = N_6 \cdot F_p \cdot C \cdot Y \sqrt{x \cdot p_1 \cdot \rho_1} \quad (1)$$

$$W = N_8 \cdot F_p \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \sqrt{\frac{x \cdot M}{T_1 \cdot Z}} \quad (2)$$

$$Q = N_9 \cdot F_p \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \sqrt{\frac{x}{M \cdot T_1 \cdot Z}} \quad (\text{see Note 1}) \quad (3)$$

When the flow rate is known and the valve sizing coefficient  $C$  is to be determined, the following respective rearrangements of the above equations shall be used:

$$C = \frac{W}{N_6 \cdot F_p \cdot Y \sqrt{x \cdot p_1 \cdot \rho_1}} \quad (4)$$

$$C = \frac{W}{N_8 \cdot F_p \cdot p_1 \cdot Y} \sqrt{\frac{T_1 \cdot Z}{x \cdot M}} \quad (5)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 \cdot F_p \cdot p_1 \cdot Y} \sqrt{\frac{M \cdot T_1 \cdot Z}{x}} \quad (\text{see Note 1}) \quad (6)$$

*Notes 1.* — In some cases, volumetric valve sizing equations for compressible fluids contain the term  $G$ . This term defines the relative density of the flowing fluid to air when both are at standard conditions. The relationship reduces to the following:

$$G = \frac{M}{M_a}$$

where:

$M$  = molecular mass of flowing fluid

$M_a$  = molecular mass of air = 28.97

2. —  $F_p$  is unity when the control valve is installed without fittings. Refer to Clause 6 for  $F_p$  values with other installation configurations.
3. — Refer to Clause 7 for details of the expansion factor  $Y$ .
4. —  $N_6, N_8, N_9$  are numerical constants, the values of which account for the necessary conversion of measurement units used in the equations and also for the specific flow coefficient desired. Flow coefficients included are  $A_v, K_v$  and  $C_v$  and values of the constants may be obtained from Table I.
5. — Several other equations for sizing control valves for compressible fluids are in common world-wide usage. Some of these equations are given in Appendix B.

## 6. Piping geometry factor $F_p$

The piping geometry factor  $F_p$  modifies the flow coefficient for reducers, expanders or other fittings attached to the valve body.  $F_p$  is the ratio of the flow coefficient for a valve with fittings attached to its inlet and/or outlet to the rated flow coefficient.

To meet the maximum permissible tolerance of  $\pm 5\%$  the  $F_p$  factor shall be determined by test.

When calculated values are permissible, the following equation may be used:

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \xi (C)^2}{N_2 (d^2)}}} \quad (7)$$

*Note.* — Values for  $N_2$  are given in Table I.

Dans cette équation, le facteur  $\Sigma\zeta$  est la somme algébrique de tous les coefficients de charge dynamique réels des réductions, augmentations ou autres raccords adjacents à la vanne de régulation. Le coefficient de charge dynamique de la vanne de régulation elle-même n'est pas inclus.

$$\Sigma\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{B1} - \zeta_{B2} \quad (8)$$

où:

$\zeta_1$  = coefficient de résistance amont  
 $\zeta_2$  = coefficient de résistance aval  
 $\zeta_{B1}$  = coefficient de Bernoulli d'entrée  
 $\zeta_{B2}$  = coefficient de Bernoulli de sortie

Lorsque les diamètres des raccords à l'entrée et à la sortie de la vanne de régulation sont identiques,  $\zeta_{B1} = \zeta_{B2}$  et par conséquent ces coefficients s'éliminent dans l'équation.

Dans ceux des cas où les diamètres des tuyauteries en amont et en aval de la vanne de régulation sont différents, les valeurs de  $\zeta_{B1}$  et  $\zeta_{B2}$  peuvent être calculées par la relation suivante:

$$\zeta_{B1} \text{ ou } \zeta_{B2} = 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4 \quad (9)$$

Si les raccords d'entrée et de sortie sont des réductions ou des augmentations concentriques, de longueur réduite, disponibles dans le commerce, les termes  $\zeta$  peuvent être estimés approximativement par les expressions suivantes:

— réduction seulement:  $\zeta_1 = 0,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]^2 \quad (10)$

— augmentation seulement:  $\zeta_2 = 1,0 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]^2 \quad (11)$

— réduction et augmentation de même dimension:

$$\zeta_1 + \zeta_2 = 1,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]^2 \quad (12)$$

Lorsque les raccords d'entrée et de sortie sont différents de ceux décrits ci-dessus, les coefficients de résistance  $\zeta_1$  et  $\zeta_2$  ne sont pas disponibles sous forme de tableaux et, par conséquent, la valeur de  $F_p$  doit être obtenue par essai.

## 7. Facteur de détente Y

Le facteur de détente Y rend compte de la variation de masse volumique qui se produit lorsque le fluide se déplace de l'entrée de la vanne à la « vena contracta » (emplacement situé juste en aval de l'orifice de passage où la section de la veine fluide est minimale). Il rend compte aussi de la variation de section de la « vena contracta » lorsque la pression différentielle varie.

Théoriquement, Y dépend de toutes les influences suivantes:

- a) rapport de la section de l'orifice de passage à la section d'entrée du corps de vanne;
- b) configuration de la trajectoire de l'écoulement;
- c) rapport de la pression différentielle  $x$ ;
- d) nombre de Reynolds;
- e) rapport des chaleurs spécifiques  $\gamma$ .

Les influences des points a), b) et c) sont prises en compte par le facteur du rapport de pression différentielle  $x_T$ , qui peut être établi par essai à l'air et est explicité à l'article 8.

In this equation, the factor  $\Sigma\zeta$  is the algebraic sum of all the effective velocity head coefficients of reducers, expanders or other fittings attached to the control valve. The velocity head coefficient of the control valve itself is not included.

$$\Sigma\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{B1} - \zeta_{B2} \quad (8)$$

where:

$\zeta_1$  = upstream resistance coefficient  
 $\zeta_2$  = downstream resistance coefficient  
 $\zeta_{B1}$  = inlet Bernoulli coefficient  
 $\zeta_{B2}$  = outlet Bernoulli coefficient

When inlet and outlet fittings are identical,  $\zeta_{B1} = \zeta_{B2}$  and therefore drop out of the equation.

In those cases where the piping diameters approaching and leaving the control valve are different, values of  $\zeta_{B1}$  and  $\zeta_{B2}$  may be calculated using the following relationship:

$$\zeta_{B1} \text{ or } \zeta_{B2} = 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4 \quad (9)$$

If the inlet and outlet fittings are short-length commercially available concentric reducers or expanders, the  $\zeta$  terms may be approximated using the following expressions:

$$\text{— reducer only:} \quad \zeta_1 = 0.5 \left[ 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2 \quad (10)$$

$$\text{— expander only:} \quad \zeta_2 = 1.0 \left[ 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2 \quad (11)$$

— reducer and expander of equal size:

$$\zeta_1 + \zeta_2 = 1.5 \left[ 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2 \quad (12)$$

When the inlet and outlet fittings are different from those described above, the resistance coefficients  $\zeta_1$  and  $\zeta_2$  have not been tabulated and thus the value of  $F_p$  shall be obtained by test.

## 7. Expansion factor $Y$

The expansion factor  $Y$  accounts for the change in density as the fluid passes from the valve inlet to the "vena contracta" (the location just downstream of the orifice where the jet stream area is a minimum). It also accounts for the change in "vena contracta" area as the pressure differential is varied.

Theoretically,  $Y$  is affected by all of the following:

- a) ratio of port area to body inlet area;
- b) shape of the flow path;
- c) pressure differential ratio  $x$ ;
- d) Reynolds number;
- e) specific heat ratio  $\gamma$ .

The influences of Items a), b) and c) are accounted for by the pressure differential ratio factor  $x_T$ , which may be established by air test and which is discussed in Clause 8.

Le nombre de Reynolds est le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité à l'orifice de passage de la vanne de régulation. Dans le cas d'un écoulement de fluide compressible, sa valeur se situe généralement au-delà de la zone dans laquelle il a une influence puisque le régime d'écoulement est presque toujours turbulent.

La valeur du rapport des chaleurs spécifiques du fluide affecte le facteur de rapport de pression différentielle  $x_T$ .

$Y$  peut être calculé en utilisant l'équation (13) ou l'équation donnée dans l'annexe A.

$$Y = 1 - \frac{x}{3 F \gamma x_T} \quad (13)$$

Dans l'équation ci-dessus, la valeur introduite pour  $x$  ne doit pas dépasser le produit de  $F\gamma$  par  $x_T$ , alors même que la valeur réelle de  $x$  est plus grande. Voir les articles 8 et 9 pour de plus amples renseignements sur  $x$ ,  $x_T$  et  $F\gamma$ .

## 8. Facteur de rapport de pression différentielle $x_T$ ou $x_{TP}$

### 8.1 Facteur de rapport de pression différentielle $x_T$ sans réduction ou autres raccords

$x_T$  est le facteur de rapport de pression différentielle d'une vanne de régulation lorsqu'elle est installée sans réduction ou autres raccords. Si la pression d'entrée  $p_1$  est maintenue constante en même temps que la pression de sortie  $p_2$  est abaissée progressivement, le débit massique à travers la vanne augmente jusqu'à une valeur limite maximale, désignée sous le nom d'écoulement engorgé. Un abaissement ultérieur de la pression  $p_2$  n'entraîne aucune augmentation de débit. Cette limite est atteinte lorsque le rapport de la pression différentielle  $x$  atteint une valeur de  $F\gamma x_T$ . La valeur limite de  $x$  est définie comme le rapport de pression différentielle critique. La valeur de  $x$  utilisée dans les équations de dimensionnement (1) à (6) et dans la formule de  $Y$  (équation (13)) doit être maintenue à cette limite alors même que le rapport réel de pression différentielle est plus grand. De cette façon, la valeur numérique de  $Y$  peut être comprise entre 0,667, lorsque  $x = F\gamma x_T$ , et 1,0 pour de très faibles pressions différentielles.

La valeur de  $x_T$  peut être établie par essai à l'air. La procédure d'essai pour cette détermination n'est pas décrite dans cette section, mais elle le sera dans la section trois de la Publication 534-2 de la CEI (en préparation). Cependant  $x_T$  peut être estimé approximativement à partir de  $F_L$ , facteur de récupération de pression d'un liquide dans une vanne de régulation sans raccords adjacents. L'équation (B8) de l'annexe B fournit cette relation.  $F_L$  est défini dans la section un de la Publication 534-2 de la CEI: Equations de dimensionnement des vannes de régulation pour l'écoulement des fluides incompressibles dans les conditions d'installation.

*Note.* — Des valeurs types de  $x_T$  pour plusieurs types de vannes de régulation à clapet non réduit et pour leur pleine ouverture nominale sont données dans le tableau II. Ces informations ne doivent cependant être utilisées qu'avec prudence. Lorsqu'il est exigé des valeurs précises, elles doivent être obtenues par essai.

### 8.2 Facteur de rapport de pression différentielle $x_{TP}$ avec réductions ou autres raccords

Si une vanne de régulation est installée avec réductions ou autres raccords, la valeur de  $x_T$  en sera affectée.

Pour satisfaire à la condition de limitation à  $\pm 5\%$  de la tolérance spécifiée, la vanne et ses raccords adjacents doivent être essayés comme un tout. Lorsque des valeurs estimées sont permises, l'équation suivante peut être utilisée:

$$x_{TP} = \frac{x_T}{F_P^2} \left[ 1 + \frac{x_T \xi_i}{N_5} \left( \frac{C}{d^2} \right)^2 \right]^{-1} \quad (14)$$

The Reynolds number is the ratio of inertial to viscous forces at the control valve orifice. In the case of compressible flow, its value is beyond the range of influence since turbulent flow almost always exists.

The value of the ratio of specific heats of the fluid affects the pressure differential ratio factor  $x_T$ .

$Y$  may be calculated using equation (13) or the equation given in Appendix A.

$$Y = 1 - \frac{x}{3 F\gamma x_T} \quad (13)$$

In the above equation, the value inserted for  $x$  may not exceed the product of  $F\gamma$  and  $x_T$  even though the actual value of  $x$  is greater. See Clauses 8 and 9 for information on  $x$ ,  $x_T$  and  $F\gamma$ .

## 8. Pressure differential ratio factor $x$ , or $x_{TP}$

### 8.1 Pressure differential ratio factor without reducers or other fittings $x_T$

$x_T$  is the pressure differential ratio factor of a control valve installed without reducers or other fittings. If the inlet pressure  $p_1$  is held constant and the outlet pressure  $p_2$  is progressively lowered, the mass flow rate through a valve will increase to a maximum limit, a condition referred to as choked flow. Further reductions in  $p_2$  will produce no further increase in flow rate. This limit is reached when the pressure differential ratio  $x$  reaches a value of  $F\gamma x_T$ . The limiting value of  $x$  is defined as the critical differential pressure ratio. The value of  $x$  used in any of the sizing equations (1) to (6) and in the relationship for  $Y$  (equation (13)) must be held to this limit even though the actual pressure differential ratio is greater. Thus, the numerical value of  $Y$  may range from 0.667, when  $x = F\gamma x_T$ , to 1.0 for very low differential pressures.

The value of  $x_T$  may be established by air test. The test procedure for this determination is not covered in this section but will be covered in Section Three of IEC Publication 534-2 (in preparation). However,  $x_T$  may be approximated from  $F_L$ , the liquid pressure recovery factor of a control valve without attached fittings. Equation (B8) in Appendix B shows this relationship.  $F_L$  is defined in Section One of IEC Publication 534-2: Sizing Equations for Incompressible Fluid Flow under Installed Conditions.

*Note.* — Representative values of  $x_T$  for several types of control valves with full size trim and at full rated openings are given in Table II. Caution should be exercised in the use of this information. When precise values are required they shall be obtained by test.

### 8.2 Pressure differential ratio factor with reducers or other fittings $x_{TP}$

If a control valve is installed with reducers or other fittings, the value of  $x_T$  will be affected.

To meet the specified tolerance limitation of  $\pm 5\%$ , the valve and attached fittings shall be tested as a unit. When estimated values are permissible, the following equation may be used:

$$x_{TP} = \frac{x_T}{F_P^2} \left[ 1 + \frac{x_T \zeta_i}{N_5} \left( \frac{C}{d^2} \right)^2 \right]^{-1} \quad (14)$$

Dans la relation ci-dessus,  $x_T$  est le facteur de rapport de pression différentielle pour une vanne de régulation installée sans réductions ou autres raccords.  $\zeta_i$  est la somme des coefficients de charge dynamique ( $\zeta_1 + \zeta_{B1}$ ) à l'entrée de la réduction ou d'un autre raccord adjacent à la face d'entrée de la vanne.

Si les raccords à l'entrée et à la sortie sont constitués par des réductions ou des augmentations concentriques de longueurs réduites disponibles dans le commerce, les termes  $\zeta$  peuvent être estimés en utilisant l'équation (10). Pour d'autres types de raccord,  $\zeta_1$  et  $F_p$  doivent être obtenus par essai.

*Note.* — Les valeurs de  $N_s$  dans l'équation (14) figurent dans le tableau I.

### 9. Facteur de rapport des chaleurs spécifiques $F\gamma$

Le facteur  $x_T$  se rapporte, comme fluide en écoulement, à de l'air à une pression voisine de la pression atmosphérique. A une température ne dépassant pas 370 °C, le rapport des chaleurs spécifiques  $\gamma$ , pour l'air, est de 1,40. Si le rapport des chaleurs spécifiques du fluide en écoulement n'est pas de 1,40, il y a lieu d'utiliser le facteur  $F\gamma$  pour corriger  $x_T$ . Pour calculer le facteur de rapport des chaleurs spécifiques, utiliser l'équation suivante :

$$F\gamma = \frac{\gamma}{1,40} \quad (15)$$

### 10. Facteur de compressibilité $Z$

Les équations de dimensionnement (2), (3), (5) et (6) ne contiennent aucun terme se rapportant à la masse volumique réelle du fluide aux conditions amont. En lieu et place, la masse volumique est déduite des conditions de température et de pression d'entrée en se basant sur la loi des gaz parfaits. Dans certaines conditions, le comportement des gaz réels peut différer notablement de celui des gaz parfaits. Il y a lieu, dans ces cas, d'introduire un facteur de compressibilité  $Z$  pour compenser cette différence.  $Z$  est fonction à la fois de la pression réduite et de la température réduite. Dans la présente section, la pression réduite  $p_r$  est définie comme le quotient de la pression absolue réelle à l'entrée par la pression absolue thermodynamique critique du fluide considéré. La température réduite  $T_r$  est définie de même, c'est-à-dire :

$$p_r = \frac{p_1}{p_c} \quad (16)$$

$$T_r = \frac{T_1}{T_c} \quad (17)$$

Les pressions et températures absolues thermodynamiques critiques pour la plupart des fluides et les courbes à partir desquelles  $Z$  peut être déterminé se trouvent dans de nombreux manuels de référence de données physiques.

In the above relationship,  $x_T$  is the pressure differential ratio factor for a control valve installed without reducers or other fittings.  $\zeta_i$  is the sum of the inlet velocity head coefficients ( $\zeta_1 + \zeta_{B1}$ ) of the reducer or other fitting attached to the inlet face of the valve.

If the inlet fitting is a short-length commercially available concentric reducer, the value of  $\zeta$  may be estimated using equation (10). For other types of fittings,  $\zeta_1$  and  $F_p$  shall be obtained by test.

*Note.* — Values for  $N_s$  in equation (14) are listed in Table I.

#### 9. Specific heat ratio factor $F_\gamma$

The factor  $x_T$  is based on air near atmospheric pressure as the flowing fluid. At temperatures not exceeding 370 °C, the specific heat ratio  $\gamma$  for air is 1.40. If the specific heat ratio for the flowing fluid is not 1.40, the factor  $F_\gamma$  is used to adjust  $x_T$ . Use the following equation to calculate the specific heat ratio factor:

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1.40} \quad (15)$$

#### 10. Compressibility factor $Z$

Sizing equations (2), (3), (5) and (6) do not contain a term for the actual density of the fluid at upstream conditions. Instead, the density is inferred from the inlet pressure and temperature based on the laws of ideal gases. Under some conditions, real gas behaviour can deviate markedly from the ideal. In these cases, the compressibility factor  $Z$  shall be introduced to compensate for the discrepancy.  $Z$  is a function of both the reduced pressure and temperature. For use in this section, reduced pressure  $p_r$  is defined as the ratio of the actual inlet absolute pressure to the absolute thermodynamic critical pressure for the fluid in question. The reduced temperature  $T_r$  is defined similarly. That is:

$$p_r = \frac{p_1}{p_c} \quad (16)$$

$$T_r = \frac{T_1}{T_c} \quad (17)$$

Absolute thermodynamic critical pressures and temperatures for most fluids and curves from which  $Z$  may be determined can be found in numerous reference handbooks of physical data.

TABLEAU I

Constantes numériques  $N$ 

	Coefficient de débit $C$			Unités des formules					
	$A_v$	$K_v$	$C_v$	$W$	$Q$	$p, \Delta p$	$\rho$	$T$	$d, D$
$N_2$	$1,23 \times 10^{-12}$	$1,60 \times 10^{-3}$	$2,14 \times 10^{-3}$	—	—	—	—	—	mm
$N_5$	$1,39 \times 10^{-12}$	$1,80 \times 10^{-3}$	$2,41 \times 10^{-3}$	—	—	—	—	—	mm
$N_6$	$1,14 \times 10^5$	3,16	2,73	kg/h	—	kPa	kg/m <sup>3</sup>	—	—
	$1,14 \times 10^6$	$3,16 \times 10^1$	$2,73 \times 10^1$	kg/h	—	bar	kg/m <sup>3</sup>	—	—
$N_8$	$3,95 \times 10^4$	1,10	$9,48 \times 10^{-1}$	kg/h	—	kPa	—	K	—
	$3,95 \times 10^6$	$1,10 \times 10^2$	$9,48 \times 10^1$	kg/h	—	bar	—	K	—
$N_9 (T_s = 273 \text{ K})$	$8,85 \times 10^5$	$2,46 \times 10^1$	$2,12 \times 10^1$	—	m <sup>3</sup> /h	kPa	—	K	—
	$8,85 \times 10^7$	$2,46 \times 10^3$	$2,12 \times 10^3$	—	m <sup>3</sup> /h	bar	—	K	—
$N_9 (T_s = 288,5 \text{ K})$	$9,35 \times 10^5$	$2,60 \times 10^1$	$2,25 \times 10^1$	—	m <sup>3</sup> /h	kPa	—	K	—
	$9,35 \times 10^7$	$2,60 \times 10^3$	$2,25 \times 10^3$	—	m <sup>3</sup> /h	bar	—	K	—

TABLEAU II

Valeurs types de  $x_T$  pour clapet non réduit  
à pleine ouverture nominale

Type de vanne	Type d'obturateur	Sens d'écoulement	$x_T$
A soupape: Simple	Clapet en V Clapet profilé	Indifférent	0,75
		Fluide tendant à ouvrir	0,72
	A cage	Fluide tendant à fermer	0,55
		Fluide tendant à ouvrir	0,75
		Fluide tendant à fermer	0,70
Double	Clapet en V Clapet profilé	Indifférent	0,75
		Indifférent	0,70
D'angle	Clapet profilé A cage	Fluide tendant à ouvrir	0,72
		Fluide tendant à ouvrir	0,65
	A venturi	Fluide tendant à fermer	0,60
		Fluide tendant à fermer	0,20
Sphérique	A secteur	—	0,25
	Classique (diamètre de passage: $0,8 d$ )	—	0,15
A papillon	(60° d'ouverture)	—	0,38
	(90° d'ouverture)	—	0,20

Note. — Les valeurs figurant dans ce tableau ne sont qu'approximatives et ne s'appliquent pas à toutes les vannes d'un même type. Si des valeurs plus précises sont nécessaires, elles doivent être déterminées par essai.

TABLE I

*Numerical constants N*

	Flow coefficient C			Formula units					
	$A_v$	$K_v$	$C_v$	$W$	$Q$	$p, \Delta p$	$\rho$	$T$	$d, D$
$N_2$	$1.23 \times 10^{-12}$	$1.60 \times 10^{-3}$	$2.14 \times 10^{-3}$	—	—	—	—	—	mm
$N_5$	$1.39 \times 10^{-12}$	$1.80 \times 10^{-3}$	$2.41 \times 10^{-3}$	—	—	—	—	—	mm
$N_6$	$1.14 \times 10^5$	3.16	2.73	kg/h	—	kPa	kg/m <sup>3</sup>	—	—
	$1.14 \times 10^6$	$3.16 \times 10^1$	$2.73 \times 10^1$	kg/h	—	bar	kg/m <sup>3</sup>	—	—
$N_8$	$3.95 \times 10^4$	1.10	$9.48 \times 10^{-1}$	kg/h	—	kPa	—	K	—
	$3.95 \times 10^6$	$1.10 \times 10^2$	$9.48 \times 10^1$	kg/h	—	bar	—	K	—
$N_9 (T_s = 273 \text{ K})$	$8.85 \times 10^5$	$2.46 \times 10^1$	$2.12 \times 10^1$	—	m <sup>3</sup> /h	kPa	—	K	—
	$8.85 \times 10^7$	$2.46 \times 10^3$	$2.12 \times 10^3$	—	m <sup>3</sup> /h	bar	—	K	—
$N_9 (T_s = 288.5 \text{ K})$	$9.35 \times 10^5$	$2.60 \times 10^1$	$2.25 \times 10^1$	—	m <sup>3</sup> /h	kPa	—	K	—
	$9.35 \times 10^7$	$2.60 \times 10^3$	$2.25 \times 10^3$	—	m <sup>3</sup> /h	bar	—	K	—

TABLE II

*Representative  $x_T$  values for full size trim  
at full rated opening*

Valve type	Trim type	Flow direction	$x_T$
Globe: Single port	Ported plug Contoured plug	Either	0.75
		Flow-to-open	0.72
	Characterized cage	Flow-to-close	0.55
		Flow-to-open	0.75
		Flow-to-close	0.70
		Flow-to-open	0.70
Double port	Ported plug Contoured plug	Either	0.75
		Either	0.70
Angle	Contoured plug Characterized cage	Flow-to-open	0.72
		Flow-to-open	0.65
	Venturi	Flow-to-close	0.60
		Flow-to-close	0.20
Ball	Characterized segmental Conventional (port diam.: 0.8 d)	—	0.25
		—	0.15
Butterfly	(60° open) (90° open)	—	0.38
		—	0.20

*Note.* — Values in this table are approximate only and do not apply to all valves of a type. If accurate values are needed they shall be determined by test.

## ANNEXE A

## EXPRESSION RIGOUREUSE DU FACTEUR DE DÉTENTE Y

Une formule différente pour le facteur de détente Y (équation (13)) basée sur un article intitulé « Control valve flow theory and sizing »\* qui explique entièrement le fonctionnement thermodynamique d'une vanne de régulation est donnée dans la présente annexe. Cet article aboutit aux mêmes équations (1) à (6) inclus figurant dans le texte principal, mais présente une expression rigoureuse du facteur de détente Y. Cette équation peut être simplifiée avec une bonne approximation en la remplaçant par la relation linéaire:

$$Y = 1 - \frac{1 - \sigma_\gamma F_g / \sqrt{x_{cr}}}{x_{cr}} x \quad (A1)$$

dans laquelle la valeur utilisée pour x est prise égale à  $x_{cr}$ , lorsque sa valeur réelle est supérieure à  $x_{cr}$ .

Les facteurs utilisés dans l'équation ci-dessus sont:

$$\sigma_\gamma = \sqrt{\frac{\gamma}{2} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (A2)$$

qui dépend uniquement du rapport des chaleurs spécifiques  $\gamma$ .

Notes 1. — En pratique, la valeur de  $\sigma_\gamma$  peut être obtenue à partir du tableau A1 ci-après ou déduite d'un graphique en fonction de  $\gamma$ . D'autre part, la formule suivante plus simple peut être utilisée:

$$\sigma_\gamma = 0,310 + 0,122 \gamma \quad (A3)$$

qui donne une erreur inférieure à 1% ( $\gamma$  étant dans la gamme normale des valeurs pour les gaz).

$F_g$  est le facteur de récupération de pression de la vanne à sa course nominale. Pour toute vanne, la valeur de ce facteur doit être considérée comme une grandeur connue, obtenue expérimentalement comme décrit dans la norme sur les procédures d'essai.

Grâce à  $F_g$ , la valeur de  $x_{cr}$  est calculée par:

$$x_{cr} = 1 - \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} F_g^2 \quad (A4)$$

qui est la valeur de x correspondant à l'écoulement engorgé.

2. — Cette valeur peut être déduite d'un graphique en fonction de  $F_g$ ,  $\gamma$  étant un paramètre fixé. Lorsque  $F_g$  est dans la gamme de 0,7 à 1,1, une formule plus simple peut être utilisée, qui est (pour l'air):

$$x_{cr} = 0,684 F_g - 0,210 \quad (A5)$$

qui donne une erreur inférieure à 1% par rapport à l'équation (A4).

En pratique, au lieu de calculer Y au moyen des équations ci-dessus, il est possible d'utiliser un simple graphique, semblable à celui de la figure A1, page 28. Sur ce graphique Y est représenté pour un gaz déterminé (air) en fonction de x, le facteur  $F_g$  étant supposé être un paramètre. La valeur de Y peut ainsi être obtenue immédiatement et utilisée directement dans les équations de (1) à (6) inclus.

La relation (A1) entre Y et x est linéaire comme l'équation (13) du texte principal. Il faut noter cependant que la valeur critique  $x_{cr}$  est très différente de la valeur finale  $x_T$  de l'équation (13). Néanmoins, les résultats numériques des équations (13) et (A1) diffèrent très peu (moins de 1% pour l'air, dans la gamme normale de  $F_g$ ) si on utilise la formule de corrélation correcte entre  $x_T$  et  $F_g$ .

Cette formule de corrélation pour l'air est:

$$x_T = 2,25 \sigma_\gamma F_g^2 = 0,527 F_g^2 \quad (A6)$$

\* I.S.A. Transactions, vol. 13, n° 4 (1974).

## APPENDIX A

RIGOROUS EXPRESSION FOR THE EXPANSION FACTOR  $Y$ 

A different formula for the expansion factor  $Y$  (equation (13)) is given in this appendix, based on a paper entitled "Control Valve Flow Theory and Sizing"\* which fully explains the thermodynamic behaviour of a control valve. This paper leads to the same equations (1) to (6) inclusive in the main text but introduces a rigorous expression for the expansion factor  $Y$ . This equation can be simplified with a good approximation to a linear relationship:

$$Y = 1 - \frac{1 - \sigma_\gamma F_g / \sqrt{x_{cr}}}{x_{cr}} x \quad (\text{A1})$$

in which the value inserted for  $x$  is set equal to  $x_{cr}$  when its actual value is greater than  $x_{cr}$ .

The factors used in the above equation are:

$$\sigma_\gamma = \sqrt{\frac{\gamma}{2} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (\text{A2})$$

this is dependent on the specific heat ratio  $\gamma$  only.

*Notes 1.* — In practice, the value of  $\sigma_\gamma$  can be obtained from Table A1 below or deduced from a graph as a function of  $\gamma$ . On the other hand the following simpler formula can be used.

$$\sigma_\gamma = 0.310 + 0.122 \gamma \quad (\text{A3})$$

which gives an error smaller than 1% ( $\gamma$  being in the normal range of the values for gases).

$F_g$  is the pressure recovery factor of the valve at rated travel. For any valve, its value must be considered as a known quantity, which is experimentally obtained as outlined in the standard on testing procedures.

Through  $F_g$  the value of  $x_{cr}$  is calculated by:

$$x_{cr} = 1 - \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} F_g^2 \quad (\text{A4})$$

this is the value of  $x$  corresponding to the choked flow.

2. — This value can be deduced from a graph as a function of  $F_g$ ,  $\gamma$  being a fixed parameter. When  $F_g$  is in the range 0.7 to 1.1, a simpler formula can be used, which is (for air):

$$x_{cr} = 0.684 F_g - 0.210 \quad (\text{A5})$$

which gives an error smaller than 1% in respect to the equation (A4).

In practice, instead of calculating  $Y$  by means of the above equations, it is possible to use a simple graph, similar to that of Figure A1, page 29. In this graph  $Y$  is drawn for an assigned gas (air) as a function of  $x$ , the factor  $F_g$  being assumed as a parameter. By this means the value of  $Y$  can be obtained immediately and used directly in equations (1) to (6) inclusive.

The relationship (A1) between  $Y$  and  $x$  is linear, as is equation (13) of the main text. It has to be noted, however, that the critical value  $x_{cr}$  is very different from the terminal value  $x_T$  of equation (13). Nevertheless, the numerical results of equations (13) and (A1) differ slightly (less than 1% for air, in the normal range of  $F_g$ ) if the proper correlation formula between  $x_T$  and  $F_g$  is used.

This correlation formula gives:

$$x_T = 2.25 \sigma_\gamma F_g^2 = 0.527 F_g^2 \text{ for air} \quad (\text{A6})$$

\* I.S.A. Transactions, Vol. 13, No. 4 (1974).

Il y a lieu de remarquer que la méthode décrite dans la présente annexe tient compte de façon plus précise de l'influence des diverses grandeurs physiques en particulier celle de  $F_g$  et de  $\gamma$ . De plus, puisque la théorie n'est pas basée sur la loi des gaz parfaits, les équations (1) et (4) avec l'utilisation de la formule (A1) sont valables aussi pour les gaz réels et les vapeurs (en prenant évidemment la valeur de  $\rho_1$  correspondant aux valeurs de  $p_1$  et  $T_1$ ).

Toutefois, pour éviter l'utilisation des tableaux afin d'en déduire la valeur de  $\rho_1$ , on peut se servir des relations pratiques entre  $p_1$  et  $\rho_1$ . Dans cet ordre d'idées, les formules suivantes pour les vapeurs sont:

a) vapeur saturée sèche (qualité initiale = 1):

$$W = 0,72 \cdot N_6 \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \sqrt{x} \quad (\text{A7})$$

En prenant  $\gamma = 1,14$ , on obtient  $\sigma_\gamma = 0,450$ ,  $x_{cr} = (0,539 - 0,118 F_g^2) F_g^2$ ; ce qui permet de calculer ou de déduire  $Y$  du graphique tracé pour  $\gamma = 1,14$ . De la même manière, une formule semblable peut être obtenue pour la vapeur d'eau humide (qualité inférieure à 1) en utilisant la valeur appropriée de  $\gamma$ , comme indiqué dans l'ouvrage mentionné sous le tableau AI.

b) vapeur surchauffée:

$$W = \frac{0,72 \cdot N_6 \cdot C \cdot p_1}{1 + 0,00126 \Delta t} Y \sqrt{x} \quad (\text{A8})$$

où  $\Delta t$  est le degré de surchauffe en degrés Celsius

En prenant  $\gamma = 1,315$ , on obtient  $\sigma_\gamma = 0,474$ ,  $x_{cr} = (0,596 - 0,139 F_g^2) F_g^2$ ; ce qui permet de calculer ou de déduire  $Y$  du graphique tracé pour  $\gamma = 1,315$ .

It has to be remarked that the method described in this appendix takes into account more accurately the influence of the various physical quantities, in particular that of  $F_g$  and  $\gamma$ . Moreover, since the theory is not based on the ideal gas law, equations (1) and (4) with the use of formula (A1) are valid also for real gases and vapours (by assuming the value of  $\rho_1$  corresponding to the values of  $p_1$  and  $T_1$ ).

However, to avoid the use of tables to infer the value of  $\rho_1$ , practical relationships between  $p_1$  and  $\rho_1$  can be used. In this way the following formulae for steam are obtained:

a) saturated dry steam (initial quality = 1):

$$W = 0.72 \cdot N_6 \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \sqrt{x} \quad (\text{A7})$$

By setting  $\gamma = 1.14$  there results  $\sigma_\gamma = 0.450$ ,  $x_{cr} = (0.539 - 0.118 F_g^2) F_g^2$ ; hence  $Y$  can be calculated or deduced from a graph drawn for  $\gamma = 1.14$ . In the same way, a similar formula can be obtained for water vapour having a quality smaller than 1, by using the proper value of  $\gamma$ , as reported in the handbook mentioned under Table AI.

b) superheated steam:

$$W = \frac{0.72 \cdot N_6 \cdot C \cdot p_1}{1 + 0.00126 \Delta t} Y \sqrt{x} \quad (\text{A8})$$

where  $\Delta t$  is the degree of superheat in degrees Celsius.

By setting  $\gamma = 1.315$  there results  $\sigma_\gamma = 0.474$ ,  $x_{cr} = (0.596 - 0.139 F_g^2) F_g^2$ ; hence  $Y$  can be calculated or deduced from a graph drawn for  $\gamma = 1.315$ .

TABLEAU AI

Valeurs de  $\gamma$  et de  $\sigma_\gamma$ 

Gaz ou vapeur	Symbole	$\gamma = c_p/c_v$	$\sigma_\gamma$
Acétylène	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	1,30	0,472
Air	—	1,40	0,484
Ammoniac	NH <sub>3</sub>	1,32	0,474
Argon	A	1,67	0,514
Butane N	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	1,11	0,446
Dioxyde de carbone	CO <sub>2</sub>	1,30	0,472
Monoxyde de carbone	CO	1,40	0,484
Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	1,22	0,461
Ethylène	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	1,22	0,461
Fréon 12 (dichlorodifluorométhane)	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	1,13	0,449
Hélium	He	1,66	0,513
Hydrogène	H <sub>2</sub>	1,41	0,485
Méthane	CH <sub>4</sub>	1,32	0,473
Gaz naturel <sup>1)</sup>	—	1,27 <sup>1)</sup>	0,468 <sup>1)</sup>
Néon	Ne	1,64	0,511
Oxyde nitrique	NO	1,40	0,484
Azote	N <sub>2</sub>	1,41	0,485
Octane	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	1,66	0,513
Oxygène	O <sub>2</sub>	1,40	0,484
Pentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	1,06	0,438
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1,15	0,452
Propylène	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	1,14	0,450
Vapeur saturée	—	1,25 – 1,32 <sup>1)</sup>	0,465 – 0,474 <sup>2)</sup>
Dioxyde de soufre	SO <sub>2</sub>	1,26	0,467
Vapeur surchauffée	—	1,315	0,474

<sup>1)</sup> Valeurs types: la détermination des valeurs exactes nécessite la connaissance exacte des constituants.

<sup>2)</sup> Pour la vapeur d'eau,  $\gamma$  n'est pas constant, mais varie en fonction des valeurs respectives, de la qualité initiale et de la pression initiale (voir le *ASME Steam Tables 1967*, American Society of Mechanical Engineers).

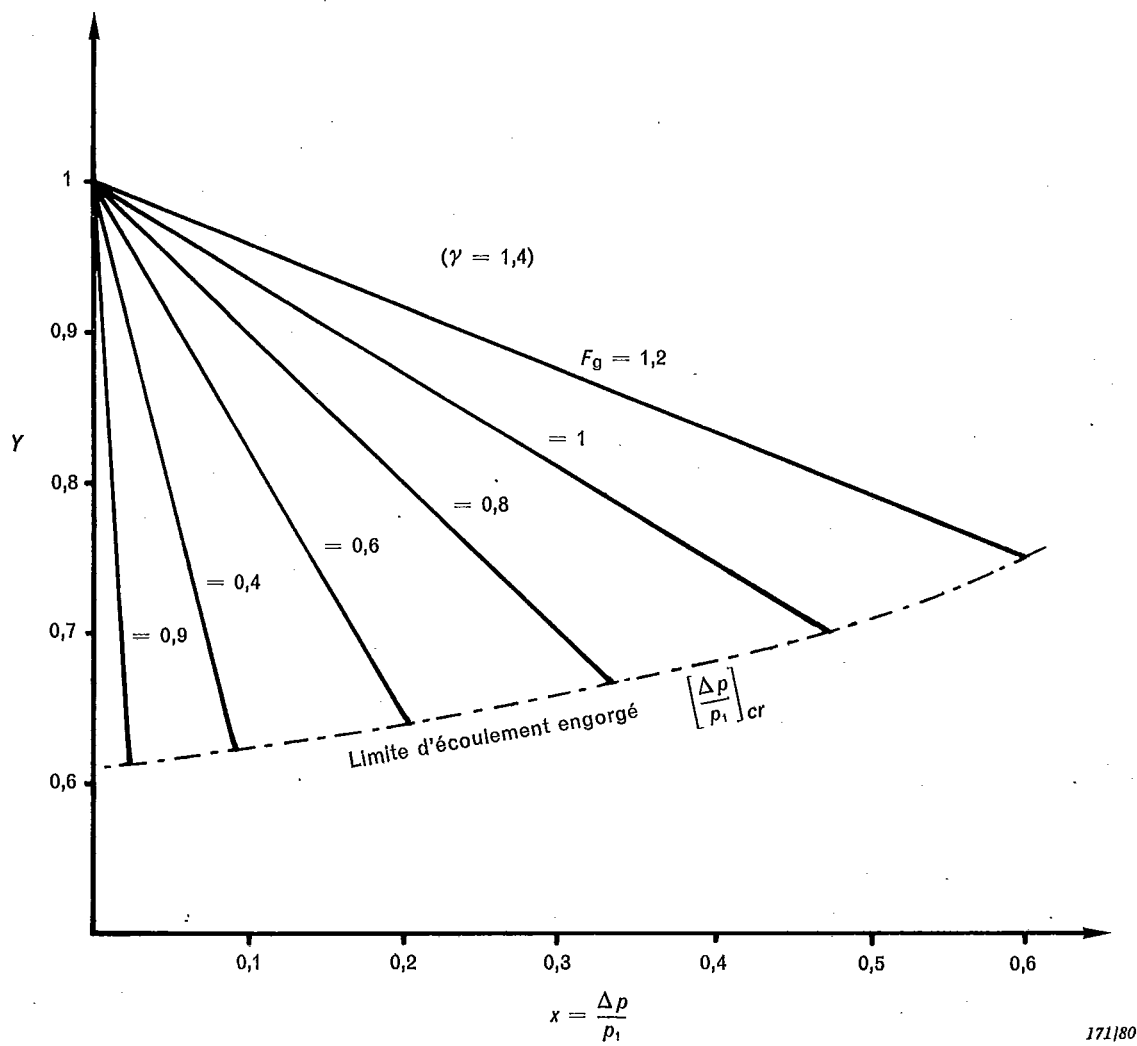
TABLE AI

*Values of  $\gamma$  and  $\sigma_\gamma$* 

Gas or vapour	Symbol	$\gamma = c_p/c_v$	$\sigma_\gamma$
Acetylene	$C_2H_2$	1.30	0.472
Air	—	1.40	0.484
Ammonia	$NH_3$	1.32	0.474
Argon	A	1.67	0.514
N-Butane	$C_4H_{10}$	1.11	0.446
Carbon dioxide	$CO_2$	1.30	0.472
Carbon monoxide	CO	1.40	0.484
Ethane	$C_2H_6$	1.22	0.461
Ethylene	$C_2H_4$	1.22	0.461
Freon (F-12) (dichlorodifluoromethane)	$CCl_2F_2$	1.13	0.449
Helium	He	1.66	0.513
Hydrogen	$H_2$	1.41	0.485
Methane	$CH_4$	1.32	0.473
Natural gas <sup>1)</sup>	—	1.27 <sup>1)</sup>	0.468 <sup>1)</sup>
Neon	Ne	1.64	0.511
Nitric oxide	NO	1.40	0.484
Nitrogen	$N_2$	1.41	0.485
Octane	$C_8H_{18}$	1.66	0.513
Oxygen	$O_2$	1.40	0.484
Pentane	$C_5H_{12}$	1.06	0.438
Propane	$C_3H_8$	1.15	0.452
Propylene	$C_3H_6$	1.14	0.450
Saturated steam	—	1.25 – 1.32 <sup>1)</sup>	0.465 – 0.474 <sup>2)</sup>
Sulphur dioxide	$SO_2$	1.26	0.467
Superheated steam	—	1.315	0.474

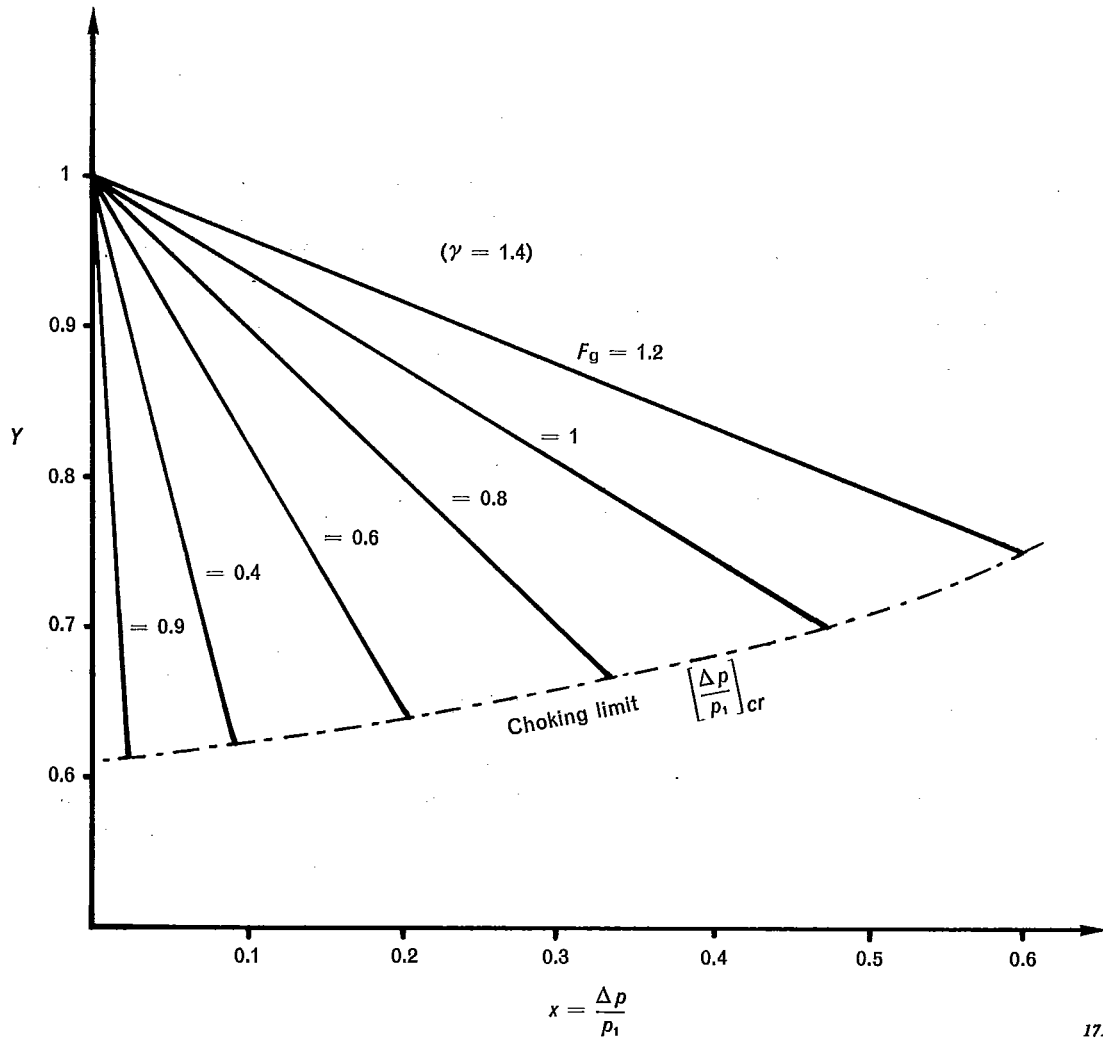
<sup>1)</sup> Representative values: exact characteristics require knowledge of exact constituents.

<sup>2)</sup> For water vapour,  $\gamma$  is not constant but varies with the values of the initial quality and initial pressure (see *ASME Steam Tables 1967*, American Society of Mechanical Engineers).



171/80

FIG. A1. — Facteur de détente en fonction du rapport de chute de pression pour des valeurs de  $F_g$  différant très largement (pour l'air,  $\gamma = 1,4$ ).



171/80

FIG. A1. — Expansion factor vs. pressure drop ratio for widely differing values of  $F_g$  (for  $\gamma = 1.4$ , air).

## ANNEXE B

## AUTRES ÉQUATIONS DE DIMENSIONNEMENT

En plus des équations de dimensionnement des vannes de régulation présentées et discutées dans le corps principal de la présente section, il existe d'autres équations de dimensionnement pour des écoulements de fluides compressibles, qui sont d'un emploi très répandu. Deux de ces équations qui ont été largement utilisées et dont on peut penser qu'elles continueront à l'être dans un proche avenir sont présentées et brièvement décrites dans la présente annexe. Ces équations ne sont pas préférentielles et leur emploi devrait être abandonné dans l'intérêt d'une pratique uniforme.

L'une de ces équations, bien connue, est:

$$Q = N_{10} C C_1 p_1 \sqrt{\frac{T_s}{G T_1 Z}} \sin \left[ \frac{3417}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta p}{p_1}} \right] \text{ deg} \quad (\text{B1})$$

Toutes les variables de cette équation ont été définies dans le corps principal de cette section, excepté  $C_1$ . La constante  $N_{10}$  et toutes les autres constantes de cette annexe se trouvent dans le tableau BI.

La valeur du coefficient  $C_1$  est fonction de la caractéristique de récupération de pression de la vanne de régulation considérée. Sa détermination nécessite des essais d'écoulement avec des fluides compressibles et des fluides incompressibles. Au cours de l'essai avec un fluide compressible, la pression différentielle à travers la vanne doit être suffisante pour produire un écoulement engorgé tandis que pour l'essai avec un fluide incompressible aucun écoulement engorgé ne doit se produire. Si les essais sont effectués avec de l'air ou de l'eau à 288,5 K,  $C_1$  peut être calculé à partir de la relation suivante:

$$C_1 = 2,106 \frac{Q_a p_1}{Q_w \sqrt{\Delta p}} \quad (\text{B2})$$

où:

$Q_a$  = débit d'air de l'écoulement engorgé, en mètres cubes standard par heure à  $T_s = 288,5$  K

$p_1$  = pression absolue d'entrée, en bars

$Q_w$  = débit d'eau de l'écoulement non engorgé, en mètres cubes par heure

$\Delta p$  = pression différentielle, en bars

Les vannes de régulation qui font preuve de grandes facultés de récupération de pression présentent pour  $C_1$  des valeurs faibles et vice versa. La gamme normale de ce coefficient s'étend approximativement de 14 à 38. Dans les tolérances d'essais,  $C_1$  est relié au facteur de rapport de pression différentielle  $x_T$  par:

$$C_1 = 40 \sqrt{x_T} \quad (\text{B3})$$

L'expression entre crochets dans l'équation (B1) donne une indication de la fraction de l'écoulement engorgé existant pour la valeur de  $\Delta p/p_1$ , utilisée dans le calcul. L'écoulement engorgé existe lorsque la valeur entre crochets est égale ou supérieure à  $90^\circ$ . La valeur entre crochets doit donc être limitée à  $90^\circ$ .

Les résultats obtenus à partir des équations (3) et (B1) concordent aux tolérances de mesures près.

Une autre forme de l'équation (B1) est donnée par l'expression suivante où le débit est exprimé en unités de masse au lieu de l'être en unités de volume:

## APPENDIX B

## OTHER SIZING EQUATIONS

In addition to the control valve sizing equations presented and discussed in the main body of this section, there are other sizing equations for compressible flow which have achieved significant worldwide usage. Two such equations, which have been widely used and which may be expected to continue in usage for the foreseeable future, are presented and briefly described in this appendix. These equations are not preferred and their use should be discontinued in the interest of uniformity of practice.

One well-recognized relationship is:

$$Q = N_{10} C C_1 p_1 \sqrt{\frac{T_s}{G T_1 Z}} \sin \left[ \frac{3417}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta p}{p_1}} \right] \text{ deg} \quad (\text{B1})$$

All variables in this equation have been defined in the main body of this section except  $C_1$ . The constant  $N_{10}$  and all other constants in this appendix are to be found in Table BI.

The magnitude of the coefficient  $C_1$  is a measure of the pressure recovery characteristic of the control valve in question. Its determination entails flow testing with both compressible and incompressible fluids. In the test with a compressible medium the pressure differential across the valve shall be sufficient to produce choked flow, whereas for the test with an incompressible fluid no choking is permitted. If air and water at 288.5 K are used for the tests,  $C_1$  may be computed from the following relationship:

$$C_1 = 2.106 \frac{Q_a/p_1}{Q_w/\sqrt{\Delta p}} \quad (\text{B2})$$

where:

$Q_a$  = choked air flow rate, in standard cubic metres per hour at  $T_s = 288.5$  K

$p_1$  = inlet absolute pressure, in bars

$Q_w$  = non-choked water flow rate, in cubic metres per hour

$\Delta p$  = pressure differential, in bars

Control valves exhibiting high pressure recovery capabilities will have low values of  $C_1$  and vice versa. The normal range of this coefficient is approximately 14 to 38. Within testing tolerances,  $C_1$  is related to the pressure differential ratio factor  $x_T$  by:

$$C_1 = 40\sqrt{x_T} \quad (\text{B3})$$

The bracketed expression in equation (B1) is an indication of the fraction of choked flow which exists for the value of  $\Delta p/p_1$  used in the computation. Choked flow is indicated when the bracketed value is equal to, or greater than,  $90^\circ$ . Thus the bracketed value shall be limited to  $90^\circ$ .

Results obtained with equations (3) and (B1) agree within measurement tolerances.

Another form of equation (B1) is given by the following expression where the flow rate is in mass units rather than volumetric units:

— 32 —

$$W = N_{11} \sqrt{\rho_1 p_1} C C_1 \sin \left[ \frac{3417}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta p}{p_1}} \right] \text{ deg} \quad (\text{B4})$$

Une autre équation facilement identifiable est:

$$Q = \frac{N_{12} C C_f p_1}{\sqrt{G T_1}} (y - 0,148 y^3) \quad (\text{B5})$$

Les variables dans l'expression ci-dessus ont été définies auparavant dans cette section à l'exception de  $y$  et de  $C_f$ . La variable  $y$  est définie comme suit:

$$y = \frac{1,63}{C_f} \sqrt{\frac{\Delta p}{p_1}} \quad (\text{B6})$$

Les valeurs de  $y$  sont limitées à 1,5 puisque à cette valeur l'expression  $(y - 0,148 y^3)$  est égale à 1,0, ce qui signifie que les conditions d'écoulement engorgé sont réalisées.

$C_f$  est un coefficient qui indique les caractéristiques de récupération de pression et qui est défini par:

$$C_f = \sqrt{(p_1 - p_2)/(p_1 - p_{vc})} \quad (\text{B7})$$

où:

$p_{vc}$  = pression à la «vena contracta»

L'équation (B5) est basée sur l'hypothèse qu'aux tolérances d'essai près:

$$C_f = \sqrt{x_T/0,84} \quad (\text{B8})$$

$C_f$  peut être déterminé par essai soit à l'eau, soit à l'air dans des conditions d'écoulement engorgé. Il est pris égal au facteur de récupération de pression de liquide  $F_L$ , comme défini dans la section un de la Publication 534-2 de la CEI.

Lorsque le débit est exprimé en unités de masse, l'équation (B5) est de la forme:

$$W = N_{13} C C_f p_1 \sqrt{G_f} (y - 0,148 y^3) \quad (\text{B9})$$

Dans cette expression, la variable  $G_f$  est définie comme étant le rapport de la masse volumique du fluide en écoulement à la masse volumique de l'air, lorsque la pression et la température de ces deux fluides sont prises aux conditions d'entrée.

— 33 —

$$W = N_{11} \sqrt{\rho_1 p_1} C C_1 \sin \left[ \frac{3417}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta p}{p_1}} \right] \text{ deg} \quad (\text{B4})$$

Another easily identifiable relationship is:

$$Q = \frac{N_{12} C C_f p_1}{\sqrt{G T_1}} (y - 0.148 y^3) \quad (\text{B5})$$

With the exception of  $y$  and  $C_f$ , the variables in the above expression are as previously defined in this section. The variable  $y$  is defined as follows:

$$y = \frac{1.63}{C_f} \sqrt{\frac{\Delta p}{p_1}} \quad (\text{B6})$$

Values of  $y$  are limited to 1.5, since at this value the expression  $(y - 0.148 y^3)$  has a value of 1.0 which is an indication that choked flow conditions exist.

$C_f$  is a coefficient that indicates pressure recovery characteristics and is defined by:

$$C_f = \sqrt{(p_1 - p_2)/(p_1 - p_{vc})} \quad (\text{B7})$$

where:

$p_{vc}$  = "vena contracta" pressure

Equation (B5) is based on the proposition that, within testing tolerances:

$$C_f = \sqrt{x_T/0.84} \quad (\text{B8})$$

$C_f$  may be determined by testing with either water or air under choked flow conditions. It is taken to be equivalent to the liquid pressure recovery factor  $F_L$  as defined in Section One of IEC Publication 534-2.

With flow rate in mass units, equation (B5) has the form:

$$W = N_{13} C C_f p_1 \sqrt{G_f} (y - 0.148 y^3) \quad (\text{B9})$$

In this relationship, the variable  $G_f$  is defined as the ratio of the density of the flowing fluid to the density of air when both are at inlet pressure and temperature.

TABLEAU BI

*Constantes numériques N*

	Coefficient de débit $C$			Unités des formules				
	$A_v$	$K_v$	$C_v$	$W$	$Q$	$p, \Delta p$	$\rho$	$T$
$N_{10} (T_s = 273 \text{ K})$	$1,66 \times 10^2$	$4,62 \times 10^{-3}$	$4,00 \times 10^{-3}$	—	$\text{m}^3/\text{h}$	kPa	—	K
	$1,66 \times 10^4$	$4,62 \times 10^{-1}$	$4,00 \times 10^{-1}$	—	$\text{m}^3/\text{h}$	bar	—	K
$N_{10} (T_s = 288,5 \text{ K})$	$1,71 \times 10^2$	$4,75 \times 10^{-3}$	$4,11 \times 10^{-3}$	—	$\text{m}^3/\text{h}$	kPa	—	K
	$1,71 \times 10^4$	$4,75 \times 10^{-1}$	$4,11 \times 10^{-1}$	—	$\text{m}^3/\text{h}$	bar	—	K
$N_{11}$	$1,91 \times 10^3$	$5,30 \times 10^{-2}$	$4,58 \times 10^{-2}$	kg/h	—	kPa	$\text{kg}/\text{m}^3$	—
	$1,91 \times 10^4$	$5,30 \times 10^{-1}$	$4,58 \times 10^{-1}$	kg/h	—	bar	$\text{kg}/\text{m}^3$	—
$N_{12} (T_s = 273 \text{ K})$	$1,01 \times 10^5$	2,79	2,41	—	$\text{m}^3/\text{h}$	kPa	—	K
	$1,01 \times 10^7$	$2,79 \times 10^2$	$2,41 \times 10^2$	—	$\text{m}^3/\text{h}$	bar	—	K
$N_{12} (T_s = 288,5 \text{ K})$	$1,06 \times 10^5$	2,95	2,55	—	$\text{m}^3/\text{h}$	kPa	—	K
	$1,06 \times 10^7$	$2,95 \times 10^2$	$2,55 \times 10^2$	—	$\text{m}^3/\text{h}$	bar	—	K
$N_{13}$	$7,67 \times 10^3$	$2,13 \times 10^{-1}$	$1,84 \times 10^{-1}$	kg/h	—	kPa	—	—
	$7,67 \times 10^5$	$2,13 \times 10^1$	$1,84 \times 10^1$	kg/h	—	bar	—	—

TABLE BI

*Numerical constants N*

	Flow coefficient C			Formula units				
	$A_v$	$K_v$	$C_v$	$W$	$Q$	$p, \Delta p$	$\rho$	$T$
$N_{10} (T_s = 273 \text{ K})$	$1.66 \times 10^2$	$4.62 \times 10^{-3}$	$4.00 \times 10^{-3}$	—	$\text{m}^3/\text{h}$	kPa	—	K
	$1.66 \times 10^4$	$4.62 \times 10^{-1}$	$4.00 \times 10^{-1}$	—	$\text{m}^3/\text{h}$	bar	—	K
$N_{10} (T_s = 288.5 \text{ K})$	$1.71 \times 10^2$	$4.75 \times 10^{-3}$	$4.11 \times 10^{-3}$	—	$\text{m}^3/\text{h}$	kPa	—	K
	$1.71 \times 10^4$	$4.75 \times 10^{-1}$	$4.11 \times 10^{-1}$	—	$\text{m}^3/\text{h}$	bar	—	K
$N_{11}$	$1.91 \times 10^3$	$5.30 \times 10^{-2}$	$4.58 \times 10^{-2}$	kg/h	—	kPa	$\text{kg}/\text{m}^3$	—
	$1.91 \times 10^4$	$5.30 \times 10^{-1}$	$4.58 \times 10^{-1}$	kg/h	—	bar	$\text{kg}/\text{m}^3$	—
$N_{12} (T_s = 273 \text{ K})$	$1.01 \times 10^5$	2.79	2.41	—	$\text{m}^3/\text{h}$	kPa	—	K
	$1.01 \times 10^7$	$2.79 \times 10^2$	$2.41 \times 10^2$	—	$\text{m}^3/\text{h}$	bar	—	K
$N_{12} (T_s = 288.5 \text{ K})$	$1.06 \times 10^5$	2.95	2.55	—	$\text{m}^3/\text{h}$	kPa	—	K
	$1.06 \times 10^7$	$2.95 \times 10^2$	$2.55 \times 10^2$	—	$\text{m}^3/\text{h}$	bar	—	K
$N_{13}$	$7.67 \times 10^3$	$2.13 \times 10^{-1}$	$1.84 \times 10^{-1}$	kg/h	—	kPa	—	—
	$7.67 \times 10^5$	$2.13 \times 10^1$	$1.84 \times 10^1$	kg/h	—	bar	—	—

**Autres publications de la CEI préparées  
par le Comité d'Etudes N° 65**

- 381: — Signaux analogiques pour systèmes de commande de processus.
- 381 (1971) Signaux analogiques à courant continu pour des systèmes de conduite de processus.
- 381A (1975) Premier complément.
- 381-2 (1978) Deuxième partie: Signaux en tension continue.
- 382 (1971) Signal analogique pneumatique pour des systèmes de conduite de processus.
- 534: — Vannes de régulation des processus industriels.
- 534-1 (1976) Première partie: Considérations générales.
- 534-2 (1978) Deuxième partie: Capacité d'écoulement. Section un — Equations de dimensionnement des vannes de régulation pour l'écoulement des fluides incompressibles dans les conditions d'installation.
- 534-3 (1976) Troisième partie: Dimensions. Section un — Ecartements hors brides des vannes de régulation deux voies, à soupape et à brides.
- 546 (1976) Méthodes d'évaluation des performances de régulateurs à signaux analogiques utilisés dans les processus industriels.
- 584: — Couples thermoélectriques.
- 584-1 (1977) Première partie: Tables de référence.
- 654: — Conditions de fonctionnement pour les matériels de mesure et commande dans les processus industriels.
- 654-1 (1979) Première partie: Température, humidité et pression barométrique.
- 654-2 (1979) Deuxième partie: Alimentation.
- 668 (1980) Dimensions des surfaces et des ajourages à prévoir pour les appareils de mesure et de commande montés en tableaux ou en tiroirs dans les processus industriels.

**Other IEC publications prepared  
by Technical Committee No. 65**

- 381: — Analogue signals for process control systems.
- 381 (1971) Analogue d.c. current signals for process control systems.
- 381A (1975) First supplement.
- 381-2 (1978) Part 2: Direct voltage signals.
- 382 (1971) Analogue pneumatic signal for process control systems.
- 534: — Industrial-process control valves.
- 534-1 (1976) Part 1: General considerations.
- 534-2 (1978) Part 2: Flow capacity. Section One — Sizing equations for incompressible fluid flow under installed conditions.
- 534-3 (1976) Part 3: Dimensions. Section One — Face-to-face dimensions for flanged, two-way, globe-type control valves.
- 546 (1976) Methods of evaluating the performance of controllers with analogue signals for use in industrial process control.
- 584: — Thermocouples.
- 584-1 (1977) Part 1: Reference tables.
- 654: — Operating conditions for industrial-process measurement and control equipment.
- 654-1 (1979) Part 1: Temperature, humidity and barometric pressure.
- 654-2 (1979) Part 2: Power.
- 668 (1980) Dimensions of panel areas and cut-outs for panel and rack-mounted industrial-process measurement and control instruments.

