

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

**Industrial-process control valves –
Part 2-1: Flow capacity – Sizing equations for fluid flow under installed
conditions**

**Vannes de régulation des processus industriels –
Partie 2-1: Capacité d'écoulement – Equations de dimensionnement pour
l'écoulement des fluides dans les conditions d'installation**

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-2-1:2011



THIS PUBLICATION IS COPYRIGHT PROTECTED

Copyright © 2011 IEC, Geneva, Switzerland

All rights reserved. Unless otherwise specified, 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 either IEC or IEC's member National Committee in the country of the requester.

If you have any questions about IEC copyright or have an enquiry about obtaining additional rights to this publication, please contact the address below or your local IEC member National Committee for further information.

Droits de reproduction réservés. Sauf indication contraire, 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 la CEI ou du Comité national de la CEI du pays du demandeur.

Si vous avez des questions sur le copyright de la CEI ou si vous désirez obtenir des droits supplémentaires sur cette publication, utilisez les coordonnées ci-après ou contactez le Comité national de la CEI de votre pays de résidence.

IEC Central Office
3, rue de Varembe
CH-1211 Geneva 20
Switzerland
Email: inmail@iec.ch
Web: www.iec.ch

About the IEC

The International Electrotechnical Commission (IEC) is the leading global organization that prepares and publishes International Standards for all electrical, electronic and related technologies.

About IEC publications

The technical content of IEC publications is kept under constant review by the IEC. Please make sure that you have the latest edition, a corrigenda or an amendment might have been published.

- Catalogue of IEC publications: www.iec.ch/searchpub

The IEC on-line Catalogue enables you to search by a variety of criteria (reference number, text, technical committee,...). It also gives information on projects, withdrawn and replaced publications.

- IEC Just Published: www.iec.ch/online_news/justpub

Stay up to date on all new IEC publications. Just Published details twice a month all new publications released. Available on-line and also by email.

- Electropedia: www.electropedia.org

The world's leading online dictionary of electronic and electrical terms containing more than 20 000 terms and definitions in English and French, with equivalent terms in additional languages. Also known as the International Electrotechnical Vocabulary online.

- Customer Service Centre: www.iec.ch/webstore/custserv

If you wish to give us your feedback on this publication or need further assistance, please visit the Customer Service Centre FAQ or contact us:

Email: csc@iec.ch

Tel.: +41 22 919 02 11

Fax: +41 22 919 03 00

A propos de la CEI

La Commission Electrotechnique Internationale (CEI) est la première organisation mondiale qui élabore et publie des normes internationales pour tout ce qui a trait à l'électricité, à l'électronique et aux technologies apparentées.

A propos des publications CEI

Le contenu technique des publications de la CEI est constamment revu. Veuillez vous assurer que vous possédez l'édition la plus récente, un corrigendum ou amendement peut avoir été publié.

- Catalogue des publications de la CEI: www.iec.ch/searchpub/cur_fut-f.htm

Le Catalogue en-ligne de la CEI vous permet d'effectuer des recherches en utilisant différents critères (numéro de référence, texte, comité d'études,...). Il donne aussi des informations sur les projets et les publications retirées ou remplacées.

- Just Published CEI: www.iec.ch/online_news/justpub

Restez informé sur les nouvelles publications de la CEI. Just Published détaille deux fois par mois les nouvelles publications parues. Disponible en-ligne et aussi par email.

- Electropedia: www.electropedia.org

Le premier dictionnaire en ligne au monde de termes électroniques et électriques. Il contient plus de 20 000 termes et définitions en anglais et en français, ainsi que les termes équivalents dans les langues additionnelles. Egalement appelé Vocabulaire Electrotechnique International en ligne.

- Service Clients: www.iec.ch/webstore/custserv/custserv_entry-f.htm

Si vous désirez nous donner des commentaires sur cette publication ou si vous avez des questions, visitez le FAQ du Service clients ou contactez-nous:

Email: csc@iec.ch

Tél.: +41 22 919 02 11

Fax: +41 22 919 03 00

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

**Industrial-process control valves –
Part 2-1: Flow capacity – Sizing equations for fluid flow under installed
conditions**

**Vannes de régulation des processus industriels –
Partie 2-1: Capacité d'écoulement – Equations de dimensionnement pour
l'écoulement des fluides dans les conditions d'installation**

INTERNATIONAL
ELECTROTECHNICAL
COMMISSION

COMMISSION
ELECTROTECHNIQUE
INTERNATIONALE

PRICE CODE
CODE PRIX

XA

ICS 23.060.40; 25.040.40

ISBN 978-2-88912-399-5

CONTENTS

FOREWORD.....	4
1 Scope.....	6
2 Normative references	6
3 Terms and definitions	7
4 Symbols	8
5 Installation.....	9
6 Sizing equations for incompressible fluids	10
6.1 Turbulent flow	10
6.2 Pressure differentials	11
6.2.1 Sizing pressure differential, Δp_{sizing}	11
6.2.2 Choked pressure differential, Δp_{choked}	11
6.2.3 Liquid critical pressure ratio factor, F_F	11
6.3 Non-turbulent (laminar and transitional) flow	11
7 Sizing equations for compressible fluids	11
7.1 General	11
7.2 Pressure differentials	12
7.2.1 Sizing pressure drop ratio, x_{sizing}	12
7.2.2 Choked pressure drop ratio, x_{choked}	12
7.3 Specific heat ratio factor, F_γ	12
7.4 Expansion factor, Y	13
7.5 Compressibility factor, Z	13
7.6 Non-turbulent (laminar and transitional) flow	14
8 Correction factors common to both incompressible and compressible flow	14
8.1 Piping geometry correction factors	14
8.2 Estimated piping geometry factor, F_P	14
8.3 Estimated combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor with attached fittings, F_{LP}	15
8.4 Estimated pressure differential ratio factor with attached fittings, x_{TP}	16
9 Reynolds Number, Re_V	16
Annex A (normative) Sizing equations for non-turbulent flow.....	18
Annex B (normative) Sizing equations for fluid flow through multistage control valves.....	21
Annex C (informative) Piping factor computational considerations	28
Annex D (informative) Engineering Data	34
Annex E (informative) Reference calculations	41
Bibliography.....	54
Figure 1 – Reference pipe section for sizing	10
Figure B.1 – Multistage multipath trim	23
Figure B.2 – Multistage single path trim	24
Figure B.3 – Disk from a continuous resistance trim The complete trim consists of a number of these disks stacked together.	25
Figure B.4 – Sectional view of continuous resistance trim with multiple flow passages having vertical undulations.....	25
Figure C.1 – Determination of the upper limit of the flow coefficient by the iterative method	32

Figure C.2 – Determination of the final flow coefficient by the iterative method	33
Figure D.1 – Piping geometry factors	37
Figure D.2 – Pressure recovery factors	39
Figure D.3 – Liquid critical pressure ratio factor F_F	40
Table 1 – Numerical constants N	17
Table B.1 – Values of the stage interaction factors, k , and the reheat factors, r for multistage single and multipath control valve trim	27
Table B.2 – Values of the stage interaction factors, k , and the reheat factors, r for continuous resistance control valve trim	27
Table C.1 – Incompressible flow	31
Table C.2 – Compressible flow	31
Table D.1 – Typical values of valve style modifier F_d , liquid pressure recovery factor F_L and pressure differential ratio factor x_T at full rated travel a)	35

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-2-1:2011

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES –

**Part 2-1: Flow capacity –
Sizing equations for fluid flow under installed conditions**

FOREWORD

- 1) The International Electrotechnical Commission (IEC) is a worldwide organization for standardization comprising all national electrotechnical committees (IEC National Committees). The object of IEC is to promote international co-operation on all questions concerning standardization in the electrical and electronic fields. To this end and in addition to other activities, IEC publishes International Standards, Technical Specifications, Technical Reports, Publicly Available Specifications (PAS) and Guides (hereafter referred to as "IEC Publication(s)"). Their preparation is entrusted to technical committees; any IEC National Committee interested in the subject dealt with may participate in this preparatory work. International, governmental and non-governmental organizations liaising with the IEC also participate in this preparation. IEC collaborates closely with the International Organization for Standardization (ISO) in accordance with conditions determined by agreement between the two organizations.
- 2) The formal decisions or agreements of IEC on technical matters express, as nearly as possible, an international consensus of opinion on the relevant subjects since each technical committee has representation from all interested IEC National Committees.
- 3) IEC Publications have the form of recommendations for international use and are accepted by IEC National Committees in that sense. While all reasonable efforts are made to ensure that the technical content of IEC Publications is accurate, IEC cannot be held responsible for the way in which they are used or for any misinterpretation by any end user.
- 4) In order to promote international uniformity, IEC National Committees undertake to apply IEC Publications transparently to the maximum extent possible in their national and regional publications. Any divergence between any IEC Publication and the corresponding national or regional publication shall be clearly indicated in the latter.
- 5) IEC itself does not provide any attestation of conformity. Independent certification bodies provide conformity assessment services and, in some areas, access to IEC marks of conformity. IEC is not responsible for any services carried out by independent certification bodies.
- 6) All users should ensure that they have the latest edition of this publication.
- 7) No liability shall attach to IEC or its directors, employees, servants or agents including individual experts and members of its technical committees and IEC National Committees for any personal injury, property damage or other damage of any nature whatsoever, whether direct or indirect, or for costs (including legal fees) and expenses arising out of the publication, use of, or reliance upon, this IEC Publication or any other IEC Publications.
- 8) Attention is drawn to the Normative references cited in this publication. Use of the referenced publications is indispensable for the correct application of this publication.
- 9) Attention is drawn to the possibility that some of the elements of this IEC Publication may be the subject of patent rights. IEC shall not be held responsible for identifying any or all such patent rights.

International Standard IEC 60534-2-1 has been prepared by subcommittee 65B: Measurement and control devices, of IEC technical committee 65: Industrial-process measurement, control and automation.

This second edition cancels and replaces the first edition published in 1998. This edition constitutes a technical revision.

This edition includes the following significant technical changes with respect to the previous edition:

- the same fundamental flow model, but changes the equation framework to simplify the use of the standard by introducing the notion of Δp_{sizing} ;
- changes to the non-turbulent flow corrections and means of computing results;
- multi-stage sizing as an Annex.

The text of this standard is based on the following documents:

FDIS	Report on voting
65B/783/FDIS	65B/786/RVD

Full information on the voting for the approval of this standard can be found in the report on voting indicated in the above table.

This publication has been drafted in accordance with the ISO/IEC Directives, Part 2.

A list of all the parts of the IEC 60534 series, under the general title *Industrial-process control valves*, can be found on the IEC website.

The committee has decided that the contents of this publication will remain unchanged until the stability date indicated on the IEC web site under "<http://webstore.iec.ch>" in the data related to the specific publication. At this date, the publication will be

- reconfirmed,
- withdrawn,
- replaced by a revised edition, or
- amended.

The contents of the corrigendum of April 2015 have been included in this copy.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-2-1:2011

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES –

Part 2-1: Flow capacity – Sizing equations for fluid flow under installed conditions

1 Scope

This part of IEC 60534 includes equations for predicting the flow of compressible and incompressible fluids through control valves.

The equations for incompressible flow are based on standard hydrodynamic equations for Newtonian incompressible fluids. They are not intended for use when non-Newtonian fluids, fluid mixtures, slurries or liquid-solid conveyance systems are encountered. The equations for incompressible flow may be used with caution for non-vaporizing multi-component liquid mixtures. Refer to Clause 6 for additional information.

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 for compressible flow can be traced to the standard hydrodynamic equations 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 for compressible fluids are for use with ideal gas or vapor and are not intended for use with multiphase streams such as gas-liquid, vapor-liquid or gas-solid mixtures. Reasonable accuracy can only be maintained when the specific heat ratio, γ , is restricted to the range $1,08 < \gamma < 1,65$. Refer to Clause 7.2 for more information.

For compressible fluid applications, this standard is valid for valves with $x_T \leq 0,84$ (see Table D.2). For valves with $x_T > 0,84$ (e.g. some multistage valves), greater inaccuracy of flow prediction can be expected.

Reasonable accuracy can only be maintained for control valves if:

$$\frac{C}{N_{18}d^2} < 0,047$$

Note that while the equation structure utilized in this document departs radically from previous versions of the standard, the basic technology is relatively unchanged. The revised equation format was adopted to simplify presentation of the various equations and improve readability of the document.

2 Normative references

The following referenced documents are indispensable for the application of this document. For dated references, only the edition cited applies. For undated references, the latest edition of the referenced document (including any amendments) applies.

IEC 60534-1:2005, *Industrial-process control valves – Part 1: Control valve terminology and general considerations*

IEC 60534-2-3:1997, *Industrial-process control valves – Part 2-3: Flow capacity – Test procedures*

3 Terms and definitions

For the purposes of this document, the terms and definitions given in IEC 60534-1, and the following apply.

3.1

valve style modifier

the ratio of the hydraulic diameter of a single flow passage to the diameter of a circular orifice, the area of which is equivalent to the sum of areas of all identical flow passages at a given travel. It should be stated by the manufacturer as a function of travel (see Annex A).

3.2

standard volumetric flowrates

compressible fluid volumetric flow rates in cubic metres per hour, identified by the symbol Q_S , refer to either

- a) *Standard* conditions, which is an absolute pressure of 1 013,25 mbar and a temperature of 288,6 K, or
- b) *Normal* conditions, which is an absolute pressure of 1 013,25 mbar and a temperature of 273 K.

Numerical constants for the flow equations are provided for both conventions (see Table 1).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-2-1:2011

4 Symbols

Symbols	Description	Unit
C	Flow coefficient (K_v , C_v)	Various (see IEC 60534-1) (see Note 4)
d	Nominal valve size	mm
D	Internal diameter of the piping	mm
D_1	Internal diameter of upstream piping	mm
D_2	Internal diameter of downstream piping	mm
D_o	Orifice diameter	mm
F_d	Valve style modifier (see Annex A)	Dimensionless (see Note 4)
F_F	Liquid critical pressure ratio factor	Dimensionless
F_L	Liquid pressure recovery factor of a control valve without attached fittings	Dimensionless (see Note 4)
F_{LP}	Combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor of a control valve with attached fittings	Dimensionless
F_P	Piping geometry factor	Dimensionless
F_R	Reynolds number factor	Dimensionless
F_γ	Specific heat ratio factor	Dimensionless
M	Molecular mass of flowing fluid	kg/kmol
N	Numerical constants (see Table 1)	Various (see Note 1)
p_1	Inlet absolute static pressure measured at point A (see Figure 1)	kPa or bar (see Note 2)
p_2	Outlet absolute static pressure measured at point B (see Figure 1)	kPa or bar
p_c	Absolute thermodynamic critical pressure	kPa or bar
p_r	Reduced pressure (p_1/p_c)	Dimensionless
p_v	Absolute vapour pressure of the liquid at inlet temperature	kPa or bar
Δp_{actual}	Differential pressure between upstream and downstream pressure taps ($P_1 - P_2$)	kPa or bar
Δp_{choked}	Computed value of limiting pressure differential for incompressible flow	kPa or bar
Δp_{sizing}	Value of pressure differential used in computing flow or required flow coefficient for incompressible flows	kPa or bar
Q	Actual volumetric flow rate	m ³ /h
Q_s	Standard volumetric flow rate (see definition 3.2)	m ³ /h
Re_v	Valve Reynolds number	Dimensionless
T_1	Inlet absolute temperature	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
W	Mass flow rate	kg/h
x	Ratio of actual pressure differential to inlet absolute pressure ($\Delta P/P_1$)	Dimensionless
x_{choked}	Choked pressure drop ratio for compressible flow	Dimensionless
x_{sizing}	Value of pressure drop ratio used in computing flow or required flow coefficient for compressible flows	Dimensionless

Symbo l	Description	Unit
x_T	Pressure differential ratio factor of a control valve without attached fittings at choked flow	Dimensionless (see Note 4)
x_{TP}	Pressure differential ratio factor of a control valve with attached fittings at choked flow	Dimensionless
Y	Expansion factor	Dimensionless
Z_1	Compressibility factor at inlet conditions	Dimensionless
ν	Kinematic viscosity	m ² /s (see Note 3)
ρ_1	Density of fluid at p_1 and T_1	kg/m ³
ρ_1/ρ_0	Relative density ($\rho_1/\rho_0 = 1,0$ for water at 15 °C)	Dimensionless
γ	Specific heat ratio	Dimensionless
ζ	Velocity head loss coefficient of a reducer, expander or other fitting attached to a control valve or valve trim	Dimensionless
ζ_1	Upstream velocity head loss coefficient of fitting	Dimensionless
ζ_2	Downstream velocity head loss coefficient of fitting	Dimensionless
ζ_{B1}	Inlet Bernoulli coefficient	Dimensionless
ζ_{B2}	Outlet Bernoulli coefficient	Dimensionless

NOTE 1 To determine the units for the numerical constants, dimensional analysis may be performed on the appropriate equations using the units given in Table 1.

NOTE 2 1 bar = 10² kPa = 10⁵ Pa

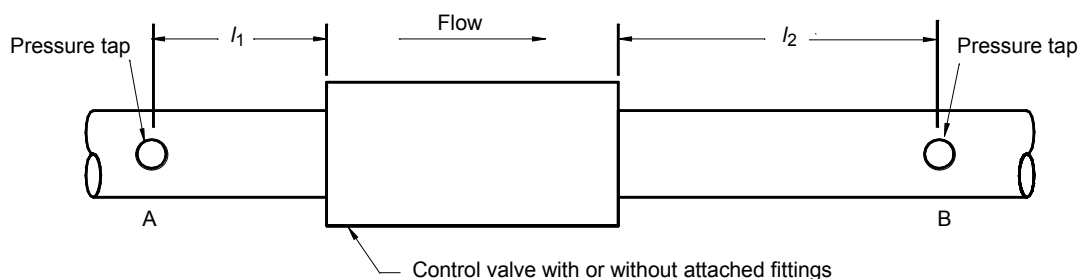
NOTE 3 1 centistoke = 10⁻⁶ m²/s

NOTE 4 These values are travel-related and should be stated by the manufacturer.

5 Installation

In many industrial applications, reducers or other fittings are attached to the control valves. The effect of these types of fittings on the nominal flow coefficient of the control valve can be significant. A correction factor is introduced to account for this effect. Additional factors are introduced to take account of the fluid property characteristics that influence the flow capacity of a control valve.

In sizing control valves, using the relationships presented herein, the flow coefficients calculated are assumed to include all head losses between points A and B, as shown in Figure 1.



IEC 509/11

l_1 = two nominal pipe diameters

l_2 = six nominal pipe diameters

Figure 1 – Reference pipe section for sizing

6 Sizing equations for incompressible fluids

6.1 Turbulent flow

The fundamental flow model for incompressible fluids in the turbulent flow regime is given as:

$$Q = CN_1 F_P \sqrt{\frac{\Delta p_{sizing}}{\rho_1 / \rho_o}} \quad (1)$$

NOTE 1 The numerical constant N_1 depends on the units used in the general sizing equation and the type of flow coefficient: K_v or C_v .

NOTE 2 The piping geometry factor, F_P , reduces to unity when the valve size and adjoining pipe sizes are identical. Refer to 8.1 for evaluation and additional information.

This model establishes the relationship between flow rate, flow coefficient, fluid properties, related installation factors, and pertinent service conditions for control valves handling incompressible fluids. Equation (1) may be used to compute the required flow coefficient, the flow rate or applied pressure differential given any two of the three quantities.

This model rigorously applies only to single component, single phase fluids (i.e., no multi-phase mixtures, no multi-component mixtures). However, this model may be used with caution under certain conditions for multi-component mixtures in the liquid phase. The underlying assumptions of the flow model would be satisfied for liquid-liquid fluid mixtures subject to the following restrictions:

- the mixture is homogenous;
- the mixture is in chemical and thermodynamic equilibrium;
- the entire throttling process occurs well away from the multiphase region.

When these conditions are satisfied, the mixture density should be substituted for the fluid density ρ_1 in Equation (1).

6.2 Pressure differentials

6.2.1 Sizing pressure differential, Δp_{sizing}

The value of the pressure differential used in Equation (1) to predict flow rate or compute a required flow coefficient is the lesser of the actual pressure differential or the choked pressure differential:

$$\Delta p_{sizing} = \begin{cases} \Delta p & \text{if } \Delta p < \Delta p_{choked} \\ \Delta p_{choked} & \text{if } \Delta p \geq \Delta p_{choked} \end{cases} \quad (2)$$

6.2.2 Choked pressure differential, Δp_{choked}

The condition where further increase in pressure differential at constant upstream pressure no longer produces a corresponding increase in flow through the control valve is designated “choked flow”. The pressure drop at which this occurs is known as the choked pressure differential and is given by the following equation:

$$\Delta p_{choked} = \left(\frac{F_{LP}}{F_P} \right)^2 (p_1 - F_F p_v) \quad (3)$$

NOTE The expression $\left(\frac{F_{LP}}{F_P} \right)^2$ reduces to F_L^2 when the valve size and adjoining pipe sizes are identical. Refer to 8.1 for more information.

6.2.3 Liquid critical pressure ratio factor, F_F

F_F is the liquid critical pressure ratio factor. This factor is the ratio of the apparent *vena contracta* pressure at choked flow conditions to the vapour pressure of the liquid at inlet temperature. At vapor pressures near zero, this factor is 0,96.

Values of F_F may be supplied by the user if known. For single component fluids it may be determined from the curve in Figure D.3 or approximated from the following equation:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} \quad (4)$$

Use of Equation (4) to describe the onset of choking of multi-component mixtures is subject to the applicability of appropriate corresponding states parameters in the flashing model.

6.3 Non-turbulent (laminar and transitional) flow

The flow model embodied in Equation (1) is for fully developed, turbulent flow only. Non-turbulent conditions may be encountered, especially when flow rates are quite low or fluid viscosity is appreciable. To affirm the applicability of Equation (1), the value of the valve Reynolds Number (see Equation (23)) should be computed. Equation (1) is applicable if $Re_v \geq 10\,000$.

7 Sizing equations for compressible fluids

7.1 General

The fundamental flow model for compressible fluids in the turbulent flow regime is given as:

$$W = CN_6 F_P Y \sqrt{x_{sizing} p_1 \rho_1} \quad (5)$$

This model establishes the relationship between flow rates, flow coefficients, fluid properties, related installation factors and pertinent service conditions for control valves handling compressible fluids.

Two equivalent forms of Equation (5) are presented to accommodate conventional available data formats:

$$W = CN_8 F_P p_1 Y \sqrt{\frac{x_{sizing} M}{T_1 Z_1}} \quad (6)$$

$$Q_s = CN_9 F_P p_1 Y \sqrt{\frac{x_{sizing}}{MT_1 Z_1}} \quad (7)$$

NOTE See Annex D for values of M .

Equation (6) is derived by substituting the fluid density as computed from the ideal gas equation-of-state into Equation (5). Equation (7) expresses the flow rate in standard volumetric units. Equations (5) through (7) may be used to compute the required flow coefficient, the flow rate or applied pressure differential given any two of the three quantities.

7.2 Pressure differentials

7.2.1 Sizing pressure drop ratio, x_{sizing}

The value of the pressure drop ratio used in Equations (5) through (7) to predict flow rate or compute a required flow coefficient is the lesser of the actual pressure drop ratio or the choked pressure drop ratio:

$$x_{sizing} = \begin{cases} x & \text{if } x < x_{choked} \\ x_{choked} & \text{if } x \geq x_{choked} \end{cases} \quad (8)$$

where

$$x = \frac{\Delta p}{p_1} \quad (9)$$

7.2.2 Choked pressure drop ratio, x_{choked}

The pressure drop ratio at which flow no longer increases with increased value in pressure drop ratio, is the choked pressure drop ratio, given by the following equation:

$$x_{choked} = F_\gamma x_{TP} \quad (10)$$

NOTE The expression x_{TP} reduces to x_T when the valve size and adjoining pipe sizes are identical. Refer to 8.1 for more information.

7.3 Specific heat ratio factor, F_γ

The factor x_T is based on air near atmospheric pressure as the flowing fluid with a specific heat ratio of 1,40. If the specific heat ratio for the flowing fluid is not 1,40, the factor F_γ is used to adjust x_T . Use the following equation to calculate the specific heat ratio factor:

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1,4} \quad (11)$$

NOTE See Annex D for values of γ and F_γ .

Equation (11) evolved from assumption of perfect gas behaviour and extension of an orifice plate model based on air and steam testing to control valves. Analysis of that model over a range of $1,08 < \gamma < 1,65$ leads to adoption of the current linear model embodied in Equation (11). The difference between the original orifice model, other theoretical models and Equation (11) is small within this range. However, the differences become significant outside of the indicated range. For maximum accuracy, flow calculations based on this model should be restricted to a specific heat ratio within this range and to ideal gas behaviour.

7.4 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 the *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 γ .

The influence of items a), b), c), and e) is accounted for by the pressure differential ratio factor x_T , which may be established by air test and which is discussed in 8.4.

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 pressure differential ratio x_T is influenced by the specific heat ratio of the fluid.

Y shall be calculated using Equation (12).

$$Y = 1 - \frac{x_{sizing}}{3x_{choked}} \quad (12)$$

NOTE The expansion factor, Y , has a limiting value of $\frac{2}{3}$ under choked flow conditions.

7.5 Compressibility factor, Z

Several of the sizing equations 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 behavior 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 reduced temperature. 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:

$$p_r = \frac{p_1}{p_c} \quad (13)$$

$$T_r = \frac{T_1}{T_c} \quad (14)$$

NOTE See Annex D for values of p_c and T_c .

7.6 Non-turbulent (laminar and transitional) flow

The flow model embodied in Equations (5) through (7) is for fully developed, turbulent flow only. Non-turbulent conditions may be encountered, especially when flow rates are quite low or fluid viscosity is appreciable. To affirm the applicability of the flow model, the value of the valve Reynolds Number (see Equation (23)) should be computed. The flow model is applicable if $Re_v \geq 10\,000$.

8 Correction factors common to both incompressible and compressible flow

8.1 Piping geometry correction factors

The various piping geometry factors (F_P , F_{LP} , x_{TP}) are necessary to account for fittings attached upstream and/or downstream to a control valve body. The F_P factor is the ratio of the flow rate through a control valve installed with attached fittings to the flow rate that would result if the control valve was installed without attached fittings and tested under identical conditions which will not produce choked flow in either installation (see Figure 1).

To meet the stated flow accuracy of $\pm 5\%$, all piping geometry factors shall be determined by test in accordance with IEC 60534-2-3.

When estimated values of the piping geometry factors are permissible, the following equations should be used for concentric reducers and expanders directly coupled to the control valve. These equations derive from an analytical accounting of the additional resistance and interchange between the static and dynamic head introduced by the fittings.

The validity of this method is a function of the degree to which the control valve and attached fittings remain hydraulically or aerodynamically independent of each other such that the cumulative effects remain additive. This condition is likely to be satisfied for the majority of practical applications. However, in certain styles of control valves, such as butterfly valves and ball valves, pressure recovery is likely to occur principally in the downstream pipe as rather than within the valve body. Replacement of the downstream pipe section with an arbitrary pipe fitting may alter the recovery zone in some cases. Under this condition, it is doubtful that the simple flow resistance method of correction will adequately account for these effects.

8.2 Estimated piping geometry factor, F_P

The F_P factor is the ratio of the flow rate through a control valve installed with attached fittings to the flow rate that would result if the control valve was installed without attached fittings and tested under identical conditions which will not produce choked flow in either installation (see Figure 1). When estimated values are permissible, the following equation shall be used:

$$F_P = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}} \quad (15)$$

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

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{B1} - \zeta_{B2} \quad (16)$$

In cases where the piping diameters approaching and leaving the control valve are different, the ζ_B coefficients are calculated as follows:

$$\zeta_B = 1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \quad (17)$$

If the inlet and outlet fittings are short-length, commercially available, concentric reducers, the ζ_1 and ζ_2 coefficients may be approximated as follows:

Inlet reducer:

$$\zeta_1 = 0,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^2 \right]^2 \quad (18)$$

Outlet reducer (expander):

$$\zeta_2 = 1,0 \left[1 - \left(\frac{d}{D_2} \right)^2 \right]^2 \quad (19)$$

Inlet and outlet reducers of equal size:

$$\zeta_1 + \zeta_2 = 1,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2 \quad (20)$$

The F_P values calculated with the above ζ factors generally lead to the selection of valve capacities slightly larger than required. See Annex C for methods of solution.

For graphical approximations of F_P , refer to Figures D.2a) and D.2b) in Annex D.

8.3 Estimated combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor with attached fittings, F_{LP}

F_L is the liquid pressure recovery factor of the valve without attached fittings. This factor accounts for the influence of the valve internal geometry on the valve capacity at choked flow. It is defined as the ratio of the actual maximum flow rate under choked flow conditions to a theoretical, non-choked flow rate which would be calculated if the pressure differential used was the difference between the valve inlet pressure and the apparent *vena contracta* pressure at choked flow conditions. The factor F_L may be determined from tests in accordance with IEC 60534-2-3. Typical values of F_L versus percent of rated flow coefficient are shown in Figure D.3.

F_{LP} is the combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor for a control valve with attached fittings. It is obtained in the same manner as F_L .

To meet a deviation of ± 5 % for F_{LP} , F_{LP} shall be determined by testing. When estimated values are permissible, Equation (21) shall be used:

$$F_{LP} = \frac{F_L}{\sqrt{1 + \frac{F_L^2}{N_2} (\sum \zeta_1) \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}} \quad (21)$$

Here $\sum \zeta_1$ is the velocity head loss coefficient, $\zeta_1 + \zeta_{B1}$, of the fitting attached upstream of the valve as measured between the upstream pressure tap and the control valve body inlet.

8.4 Estimated pressure differential ratio factor with attached fittings, x_{TP}

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 x reaches a value of $F_y x_T$. The limiting value of x is defined as the critical differential pressure ratio. The value of x used in any of the sizing equations and in the relationship for Y (Equation (12)) shall 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 $x = F_y x_T$, to 1,0 for very low differential pressures.

The values of x_T may be established by air test. The test procedure for this determination is covered in IEC 60534-2-3.

NOTE 1 Representative values of x_T for several types of control valves with full size trim and at full rated openings are given in Table D.1. Caution should be exercised in the use of this information. When precise values are required, they should be obtained by test.

If a control valve is installed with attached fittings, the value of x_T will be affected.

x_{TP} is the pressure differential ratio factor of a control valve with attached fittings at choked flow. To meet a deviation of $\pm 5\%$ for x_{TP} , the valve and attached fittings shall be tested as a unit. When estimated values are permissible, the Equation (22) shall be used:

$$x_{TP} = \frac{x_T}{1 + \frac{x_T \zeta_1}{N_5} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2} \quad (22)$$

NOTE 2 Values for N_5 are given in Table 1 below.

In the above relationship, x_T is the pressure differential ratio factor for a control valve installed without reducers or other fittings. ζ_1 is the sum of the inlet velocity head loss 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 reducer, the value of ζ_1 may be estimated using Equation (18).

9 Reynolds Number, Re_v

The incompressible and compressible flow models presented in the preceding clauses are for fully developed turbulent flow. When non-turbulent flow conditions are established through a control valve because of a low pressure differential, a high viscosity, a very small flow coefficient, or a combination thereof, a different flow model is required.

The valve Reynolds Number, Re_v , is employed to determine whether the flow is fully turbulent. Tests show that flow is fully turbulent when the valve $Re_v \geq 10\,000$. The valve Reynolds Number is given by Equation (23):

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C F_L}} \left(\frac{F_L^2 C^2}{N_2 d^4} + 1 \right)^{1/4} \quad (23)$$

NOTE 1 The flow rate in Equation (23) is in actual volumetric flow rate units for both incompressible and compressible flows.

NOTE 2 The kinematic viscosity, ν , should be evaluated at flow conditions.

When $Re_v < 10\,000$, the equations presented in Annex A should be used.

The valve Reynolds Number is a function of the flow rate and the valve flow coefficient. Therefore, when solving the flow equations for either of these two variables it is necessary to employ a solution technique that ensures that all instances of each variable are accounted for.

NOTE 3 The dependency of the Reynolds Number on the flow rate and valve flow coefficient necessitates an iterative solution.

The valve style modifier F_d converts the geometry of the orifice(s) to an equivalent circular single flow passage. See Table D.2 for typical values and Annex A for details. To meet a deviation of $\pm 5\%$ for F_d , the F_d factor shall be determined by test in accordance with IEC 60534-2-3.

NOTE 4 Equations involving F_p are not applicable.

Table 1 – Numerical constants N

Constant	Flow coefficient C		Formulae unit						
	K_v	C_v	W	Q	$p \times \Delta p$	ρ	T	d, D	ν
N_1	1×10^{-1}	$8,65 \times 10^{-2}$	–	m ³ /h	kPa	kg/m ³	–	–	–
	1	$8,65 \times 10^{-1}$	–	m ³ /h	bar	kg/m ³	–	–	–
N_2	$1,60 \times 10^{-3}$	$2,14 \times 10^{-3}$	–	–	–	–	–	mm	–
N_4	$7,07 \times 10^{-2}$	$7,60 \times 10^{-2}$	–	m ³ /h	–	–	–	–	m ² /s
N_5	$1,80 \times 10^{-3}$	$2,41 \times 10^{-3}$	–	–	–	–	–	mm	–
N_6	3,16	2,73	kg/h	–	kPa	kg/m ³	–	–	–
	$3,16 \times 10^1$	$2,73 \times 10^1$	kg/h	–	bar	kg/m ³	–	–	–
N_8	1,10	$9,48 \times 10^{-1}$	kg/h	–	kPa	–	K	–	–
	$1,10 \times 10^2$	$9,48 \times 10^1$	kg/h	–	bar	–	K	–	–
N_9 ($t_s = 0\text{ °C}$)	$2,46 \times 10^1$	$2,12 \times 10^1$	–	m ³ /h	kPa	–	K	–	–
	$2,46 \times 10^3$	$2,12 \times 10^3$	–	m ³ /h	bar	–	K	–	–
N_9 ($t_s = 15\text{ °C}$)	$2,60 \times 10^1$	$2,25 \times 10^1$	–	m ³ /h	kPa	–	K	–	–
	$2,60 \times 10^3$	$2,25 \times 10^3$	–	m ³ /h	bar	–	K	–	–
N_{17}	$1,05 \times 10^{-3}$	$1,21 \times 10^{-3}$	–	–	–	–	–	mm	–
N_{18}	$8,65 \times 10^{-1}$	1,00	–	–	–	–	–	mm	–
N_{19}	2,5	2,3	–	–	–	–	–	mm	–
N_{22} ($t_s = 0\text{ °C}$)	$1,73 \times 10^1$	$1,50 \times 10^1$	–	m ³ /h	kPa	–	K	–	–
	$1,73 \times 10^3$	$1,50 \times 10^3$	–	m ³ /h	bar	–	K	–	–
N_{22} ($t_s = 15\text{ °C}$)	$1,84 \times 10^1$	$1,59 \times 10^1$	–	m ³ /h	kPa	–	K	–	–
	$1,84 \times 10^3$	$1,59 \times 10^3$	–	m ³ /h	bar	–	K	–	–
N_{27}	$7,75 \times 10^{-1}$	$6,70 \times 10^{-1}$	kg/h	–	kPa	–	K	–	–
	$7,75 \times 10^1$	$6,70 \times 10^1$	kg/h	–	bar	–	K	–	–
N_{32}	$1,40 \times 10^2$	$1,27 \times 10^2$	–	–	–	–	–	mm	–

NOTE Use of the numerical constants provided in this table together with the practical metric units specified in the table will yield flow coefficients in the units in which they are defined.

Annex A (normative)

Sizing equations for non-turbulent flow

A.1 General

This Annex presents the sizing equations as currently understood for control valves flowing incompressible and compressible fluids under non-turbulent conditions. Whereas this technology is, in general, less understood than fully developed turbulent flow, and further is strongly dependent on valve geometry, this technology may be augmented by individual valve manufacturers with technology specific to individual valve designs.

A.2 Symbols

The following variables are unique to this annex. All others have been defined in the main body of this standard.

Symbol	Description	Unit
C_{rated}	Flow coefficient at rated travel	various
F_R	Reynolds number factor	Dimensionless
n	Intermediate variable	Dimensionless

A.3 Discerning a non-turbulent flow condition

As stated in Clause 9 of the main body of this standard, the valve Reynolds Number, Re_v , is employed to determine whether fully developed turbulent flow exists. The valve Reynolds Number is given by Equation (23) and repeated here for convenience:

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C F_L}} \left(\frac{F_L^2 C^2}{N_2 d^4} + 1 \right)^{1/4} \quad (A.1)$$

NOTE 1 The flow rate in Equation (A.1) is in actual volumetric flow rate units for both incompressible and compressible flows.

NOTE 2 The kinematic viscosity, ν , should be evaluated at $(P_1 + P_2)/2$ for compressible flows.

NOTE 3 The dependency of the Reynolds Number on the flow rate and valve flow coefficient necessitates an iterative solution.

Flow is considered fully turbulent when $Re_v \geq 10\,000$. When $Re_v < 10\,000$, the equations presented in this annex should be used.

A.4 Technology scope

The sizing equations for non-turbulent flow are subject to the following restrictions:

- 1) The methods given herein are exclusively for a Newtonian rheology. Non-Newtonian fluids can exhibit significant change in viscosity as a function of shear rate, which is proportional to flow rate.

2) The methods given herein are for non-vaporizing fluids.

$$3) \frac{C}{N_{18}d^2} \leq 0,047$$

Further, the effect of close-coupled reducers or other flow-disturbing fittings on non-turbulent flow is unknown. While there is no information on the laminar or transitional flow behaviour of control valves installed between pipe reducers, the user of such valves is advised to utilize the appropriate equations for line-sized valves in the calculation of the F_R factor. This should result in conservative flow coefficients, since additional turbulence created by reducers and expanders will further delay the onset of laminar flow. Therefore, it will tend to increase the respective F_R factor for a given valve Reynolds number.

A.5 Sizing equations for incompressible fluids

The fundamental flow model for incompressible fluids in the non-turbulent flow regime is given as:

$$Q = CN_1 F_R \sqrt{\frac{\Delta P_{actual}}{\rho_1 / \rho_o}} \quad (A.2)$$

This model establishes the relationship between flow rate, flow coefficient, fluid properties, and pertinent service conditions for control valves handling incompressible fluids. Equation (A.2) may be used to compute the required flow coefficient, the flow rate or applied pressure differential given any two of the three quantities.

A.6 Sizing equations for compressible fluids

The fundamental flow model for compressible fluids in the non-turbulent flow regime is given as:

$$W = CN_{27} F_R Y \sqrt{\frac{\Delta p(p_1 + p_2)M}{T_1}} \quad (A.3)$$

This model establishes the relationship between flow rates, flow coefficients, fluid properties and pertinent service conditions for control valves handling compressible fluids.

An alternate form of Equation (A.3) is presented to accommodate conventional available data formats:

$$Q_s = CN_{22} F_R Y \sqrt{\frac{\Delta p(p_1 + p_2)}{MT_1}} \quad (A.4)$$

NOTE See Annex D for values of M .

where

$$Y = \begin{cases} \frac{\text{Re}_V - 1\,000}{9\,000} \cdot \left(1 - \frac{x_{sizing}}{3 \cdot x_{choked}} - \sqrt{\left(1 - \frac{x}{2}\right)} \right) + \sqrt{\left(1 - \frac{x}{2}\right)} & \text{if } 10\,000 > \text{Re}_V \geq 1000 \\ \sqrt{\left(1 - \frac{x}{2}\right)} & \text{if } \text{Re}_V < 1\,000 \end{cases} \quad (A.5)$$

Equation (A.4) expresses the flow rate in standard volumetric units. Equations (A.3) or (A.4) may be used to compute the required flow coefficient, the flow rate or applied pressure differential given any two of the three quantities.

A.7 Equations for Reynolds Number factor, F_R

The Reynolds Number factor, F_R , is evaluated from the following equations:

If flow is laminar ($Re_v < 10$),

$$F_R = \text{Min} \left[\begin{array}{c} \frac{0,026}{F_L} \sqrt{n Re_v} \\ 1,00 \end{array} \right] \quad (\text{A.6})$$

NOTE The “Min” function returns the smallest value of the expressions contained in the argument.

If flow is transitional ($Re_v \geq 10$)

$$F_R = \text{Min} \left[\begin{array}{c} 1 + \left(\frac{0,33 F_L^{1/2}}{n^{1/4}} \right) \log_{10} \left(\frac{Re_v}{10\,000} \right) \\ \frac{0,026}{F_L} \sqrt{n Re_v} \\ 1,00 \end{array} \right] \quad (\text{A.7})$$

The value of the constant, n , is determined on the basis of trim style.

For “full size” trim $\left(C_{rated} / d^2 N_{18} \geq 0,016 \right)$,

$$n = \frac{N_2}{\left(C / d^2 \right)^2} \quad (\text{A.8a})$$

For “reduced trim” $\left(C_{rated} / d^2 N_{18} < 0,016 \right)$,

$$n = 1 + N_{32} \left(C / d^2 \right)^{2/3} \quad (\text{A.8b})$$

Annex B (normative)

Sizing equations for fluid flow through multistage control valves

B.1 General

This annex presents equations for predicting the flow of a compressible fluid through multistage control valves. The basic flow equations are identical to the equations presented in the main body of this document with the exception of the following differences:

- a) the equation for the calculation of expansion factor Y (Equation B.3);
- b) the inclusion of stage interaction factor k and reheat factor r ;
- c) the addition of tables for multistage valves for values of F_L and x_T (Table D.2)

This technology is applicable to designs of multistage multipath control valves, multistage single path control valves and continuous resistance trim control valves. Refer to Clause B.3 for definitions and descriptions of each control valve type.

The test data used to validate the method for multistage single and multipath with one to five stages were obtained from sizing tests carried out in accordance with IEC 60534-2-3 using air as the test medium at pressures varying from 5×10^5 Pa to $13,5 \times 10^5$ Pa and at temperatures of approximately 300 K. Some data were obtained under plant conditions using steam at pressures varying from 12×10^5 Pa to 110×10^5 Pa and temperatures from 460 K to 750 K. The method is applicable to any number of stages but has only been validated up to five stages.

The test data used to validate the method for continuous resistance trim with 4 to 30 turns was obtained from sizing tests carried out in accordance with IEC 60534-2-3 using air as the test medium at pressures varying from 5×10^5 Pa and temperatures of approximately 300 K. Some data was obtained under plant conditions using steam at pressures varying from 24×10^5 Pa and temperatures from 500 K to 720 K. This method may be used for any number of turns, but has only been validated up to 30.

If valve specific coefficients (such as K_v or C_v , F_L , and x_T) cannot be determined by appropriate test procedures in IEC 60534-2-3, values supplied by the manufacturer should then be used.

The conventional single stage equations presented in the main body of this document may be used for multistage valves when:

- a) the valve designs fall outside the scope of the configurations presented herein, and/or,
- b) the single stage equations can be shown to be applicable to the design configuration under consideration.

B.2 Symbols

The following variables are unique to this annex. All others have been defined in the main body of this standard.

Symbol	Description	Unit
A_{HT}	The total hole area of adjacent upstream stage at rated travel	mm ²
A_0	The area of the outlet of a single flow path including the total area of related multiple paths	mm ²
A_1	The area of the inlet of a single flow path	mm ²
D_s	The outside diameter of adjacent upstream stage	mm
k	Stage interaction factor	Dimensionless
l	Travel	mm
n	The number of turns (or stages) in a single flow path. In cases of a flow path dividing into multiple paths only one of the paths is included	Dimensionless
r	Reheat factor	Dimensionless

B.3 Terms and definitions

For the purposes of this annex, the terms and definitions given in IEC 60534-1, those given in this standard as well as the following, apply.

B.3.1 Multistage control valves

Globe control valve where the trim has several stages which are separated by a gap (see Figures B.1 and B.2). The geometrical contour of the apertures in all stages should be similar. The ratio of the second stage flow coefficient C to the first stage flow coefficient C should not exceed 1,80. The ratio of the flow coefficient C of the other stages to their previous stage should not exceed 1,55 and should be uniform within a tolerance of ± 9 %. Normally, for incompressible fluids the flow coefficients of the stages are approximately equal, a slightly smaller flow coefficient C being allocated to a particular stage only if it is required to take a higher pressure drop.

B.3.2 Gap

Distance between adjacent stages

B.3.3 Multistage multipath control valves

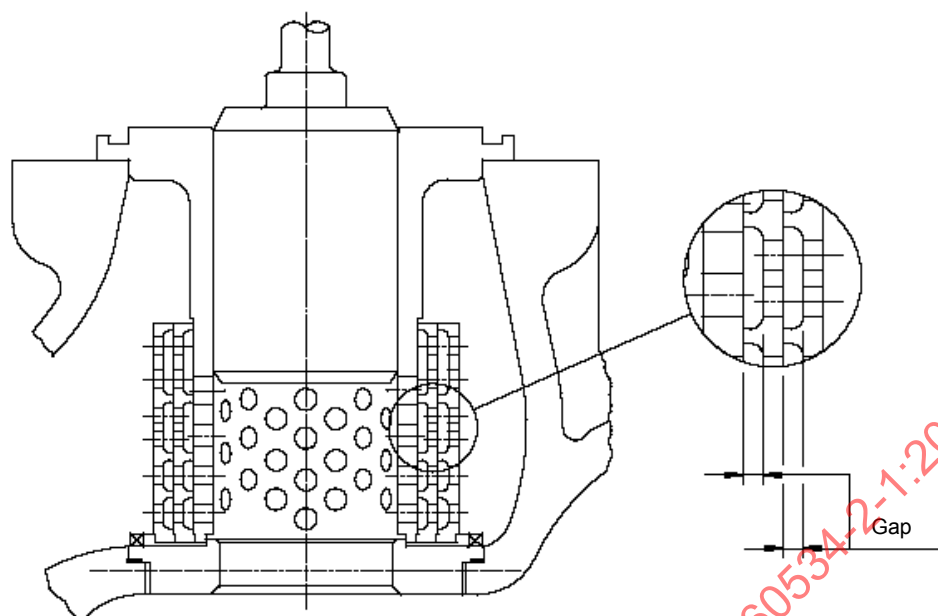
Globe control valve where the trim has multiple flow passages having several stages which are separated by a gap (see Figure B.1). To ensure the validity of the prediction equations of this annex, the gap should conform to the values calculated from the following equation with a tolerance of +15 % and –10 % (see Figures B.1 and B.2).

$$gap = A_{HT} \left(\frac{1}{l} \right) \left(\frac{1,6}{\sqrt{D_s}} \right) \quad (B.1)$$

where

minimum gap limit = 4 mm;

maximum gap limit = 44 mm.



IEC 510/11

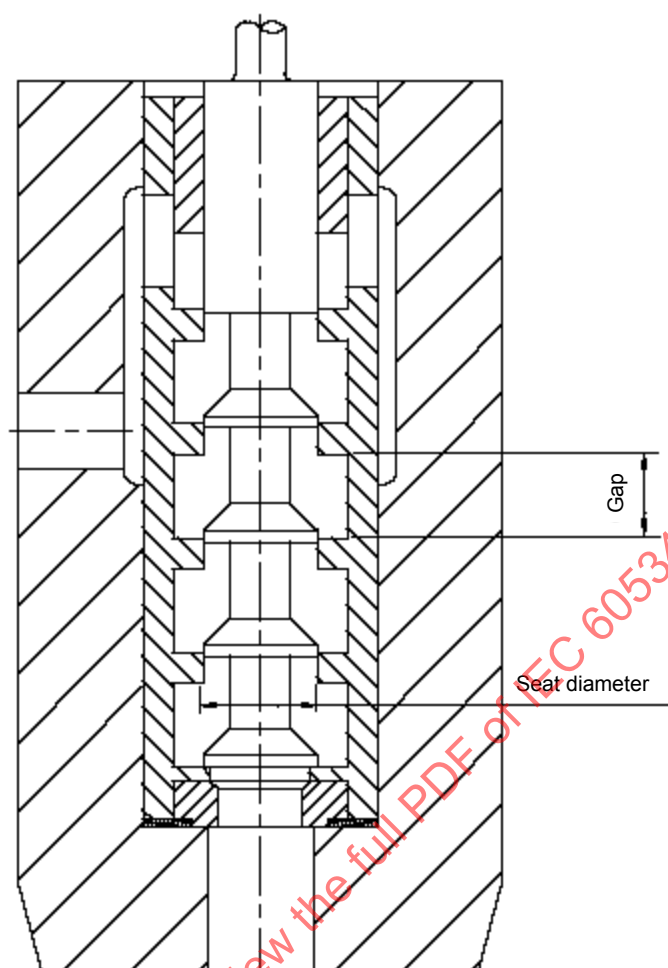
NOTE This is one example of a multistage trim.

Figure B.1 – Multistage multipath trim

B.3.4 Multistage single path control valves

Globe control valve where the trim has one flow passage having several stages which are separated by a gap (see Figure B.2). The gap should be within the following minimum and maximum limits:

- minimum gap = 0,60 times the seat diameter of the previous stage;
- maximum gap = 1,10 times the seat diameter of the previous stage.



IEC 511/11

NOTE This is one example of a multistage trim.

Figure B.2 – Multistage single path trim

B.3.5 Continuous resistance trim control valves

Globe valve where the trim consists of a multistage non-interconnecting multipath throttling restriction of the continuous resistance type, generally referred to as labyrinth valves (see Figures B.3 and B.4). The flow paths should be geometrically similar and should not interconnect but may at some point divide into multiple paths. For incompressible fluids, the cross sectional area of each flow path may be constant but in the case of very high pressure reduction, the area of each flow path may increase to ensure a low exit velocity. For compressible fluids, the area should increase in the direction of flow. The increase should be within these limits:

$$A_1 \times (1,12)^n \leq A_0 \leq A_1 \times (1,23)^n \quad (\text{B.2})$$

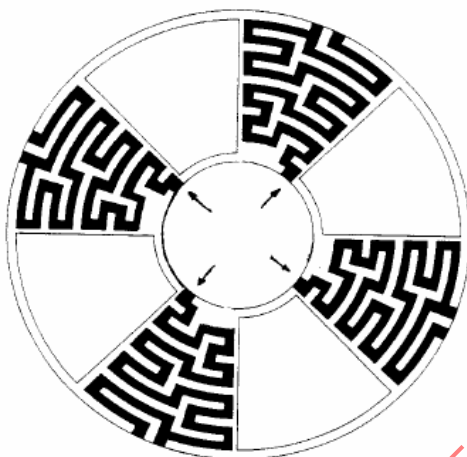
The relationship of the number of turns in each flow path to the length of each flow path should be within the maximum and minimum limits calculated from the following equations:

$$l_{\max} = n \times 10,50$$

$$l_{\min} = n \times 7,00 \text{ (minimum flow path can not be less than 25 mm)}$$

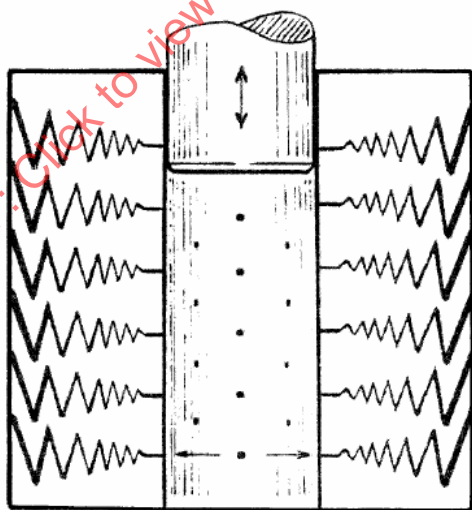
where

l is the length of each flow path – in cases of divided multiple paths, only one is included in l , (units mm).



IEC 512/11

Figure B.3 – Disk from a continuous resistance trim
The complete trim consists of a number of these disks stacked together.



IEC 513/11

Figure B.4 – Sectional view of continuous resistance trim
with multiple flow passages having vertical undulations

B.4 Expansion factor, Y

The expansion factor term and function is described in 7.4. For multistage valves, the following expression should be used to evaluate the expansion factor to account for the effects of reheat between stages.

$$Y = \left[1 - \frac{1 - \left(1 - k \frac{x}{x_T} \right)^{\beta_1}}{1,212 F_\gamma^{\beta_2}} \right] \left(1 + r \frac{x^{\beta_3}}{F_\gamma} \right) \quad (\text{B.3})$$

Where, exponents are defined as follows:

	Control Valve Trim Style	
	Recovered Stage	Continuous Resistance
$\beta_1 =$	0.5	$\left(\frac{2}{n} \right)^{0,333}$
$\beta_2 =$	1,0	1,0 $2 \leq n \leq 7$ 0,5 $8 \leq n$
$\beta_3 =$	$\sqrt{n-1}$	$\frac{1}{2} \sqrt{\frac{n}{2}-1}$

The value of x in Equation (B.3) should not exceed $F_\gamma x_T$ and the maximum value of this term in this Equation, (B.3) is 0,963. Further, the value of x_T in Equation (B.3) is not modified by F_γ .

B.5 Stage interaction factor, k

This factor which is included in the equation for Y , Equation (B.3) introduces the coefficient required to convert the valve pressure drop ratio x into the *vena contracta* pressure drop ratio and it also includes a correction factor for the difference between the pressure recovery between stages and at the exit of the final stage. There is a specific value of k for different numbers of stages. The values are listed in Tables B.1 and B.2.

B.6 Reheat factor, r

The first part of the equation for Y , Equation (B.2) is based on complete reheat of the fluid between each stage. (Complete restoration of enthalpy following the heat drop during the expansion). This in practice does not happen. There is only partial reheat between stages so the fluid does not expand to the theoretical specific volume. As the number of stages increases above 4 this partial reheat effect is gradually reversed due to increased friction reheat generated by the increased number of stages. The second part of the equation for Y , Equation (B.2) recognizes these effects and changes the theoretical Y calculation by an appropriate amount. The factor r enables this correction to be calculated from the valve pressure drop ratio. There is a specific value of r for different numbers of stages. The values are listed in Tables B.1. and B.2

Table B.1 – Values of the stage interaction factors, k , and the reheat factors, r for multistage single and multipath control valve trim

Number of stages	k	r
1	0,404	0
2	0,673	0,215
3	0,825	0,316
4	0,885	0,335
5	0,915	0,310

Table B.2 – Values of the stage interaction factors, k , and the reheat factors, r for continuous resistance control valve trim

Number of turns	k	r
2	0,420 See Note	0,066
4	0,510 See Note	0,130
6	0,600	0,153
7	0,624	0,156
8	0,652	0,152
10	0,700	0,147
12	0,722	0,122
14	0,740	0,106
16	0,752	0,095
18	0,769	0,091
20	0,780	0,087
22	0,795	0,083
24	0,800	0,078
26	0,812	0,073
28	0,820	0,067
30	0,830	0,062
34	0,852	0,049
38	0,880	0,040
42	0,905	0,032
46	0,927	0,024
50	0,950	0,019

NOTE For turns from 2 to 4, if x is equal to or less than 0,35, the tabulated values for k should be multiplied by 1,30.

Annex C (informative)

Piping factor computational considerations

C.1 Solution

The equations for estimating the piping geometry factors are a function of the flow coefficient, C . The most accurate estimate of the factors will be obtained when the throttling flow coefficient is used in these equations. However, this leads to a system of equations that are difficult or impossible to solve algebraically and an iterative method of solution is preferred. Algebraic solutions can be obtained if the rated flow coefficient (see IEC 60534-1:2005) is used in the equations, however, this will yield an over-estimation of the degree of correction.

Conditions may be encountered that lead to mathematical singularities or failure to converge to a solution. This situation usually indicates that the combined resistance of the control valve and attached fittings is too great to pass the required flow rate. A larger valve diameter should be selected in such circumstances.

A candidate solution schema is presented in the following clauses that may be adapted to each of the flow equations previously presented.

C.2 Iterative solution schema

C.2.1 General

The following numerical solution is based on the notion of finding the root of a function utilizing a simple iterative bisection method. This method has the advantage of being straight forward, robust and providing a predictable degree of accuracy. Other techniques are viable, but provisions should be implemented to ensure real solution, etc.

The bisection concept centers on establishing an initial interval that contains the root to the function. This interval is repetitively bisected until the interval containing the root is sufficiently small to effectively evaluate the root. The overarching logic associated with this schema is shown in Figures C.1 through C.2 and described in the following subclauses.

C.2.2 Step 1 – Define flow function

All of the flow equations presented in the main body of this document can be rewritten in the following functional form with the flow coefficient, C , as the independent variable:

$$F(C) = [\text{flow rate}] - [\text{defining flow equation}] \quad (\text{C.1})$$

For example, Equation (1), the incompressible flow equation, may be rewritten in the following functional form:

$$F(C) = Q - CN_1 F_P \sqrt{\frac{\Delta p_{sizing}}{\rho_1 / \rho_o}} \quad (\text{C.2})$$

It should be noted that certain terms in the functional expression are dependent on the flow coefficient, C . For the example shown, these terms include the piping correction term, F_P , and the sizing pressure differential, Δp_{sizing} .

The flow coefficient associated with a given set of service conditions is determined by finding the root of the function, i.e., the value of C such that

$$F(C) = 0 \quad (C.3)$$

C.2.3 Step 2 – Set lower flow interval limit

The initial lower limit of the solution interval is set to zero. Appropriate associated values of the subordinate coefficients, F_L and x_T , should be determined for the control valve under consideration (e.g., values associate with low travels). The respective piping correction factor terms, F_P , F_{LP} , and x_{TP} , should be evaluated using the values of C , F_L , and x_T . The flow function should be evaluated on the basis of current values of independent variables.

C.2.4 Step 3 – Set upper interval limit

Setting the initial upper limit of the solution interval must take certain matters into consideration. First, the upper limit should be set to a sufficiently large value to ensure that the interval contains a root. An arbitrarily large value of

$$C_{Upper} = 0,075d^2 N_{18} \quad (C.4)$$

is suggested. This actually corresponds to a value outside the scope of the standard, but should be sufficiently large to capture meaningful real roots.

The second issue concerns large values of the flow coefficient, C . Very large values of the flow coefficient in combination with large downstream expansions can potentially result in mathematical singularities associated with Equation (15). To prevent this from occurring, the expression under the radical in Equation (15) can be used to set an upper bound:

$$C_{Upper} = 0,99d^2 \sqrt{-\frac{N_2}{\Sigma \zeta}} \quad (C.5)$$

The upper limit should be set to the smaller of these two values.

Again, F_L and x_T values associated with C_{Upper} should be determined and the values of F_P , F_{LP} , x_{TP} computed. The flow function is then evaluated using the current values of the independent variables.

C.2.5 Step 4 – Check that interval bounds a solution

The solution function, $F(C)$, is monotonic over the defined interval. Therefore, the function value at the interval boundaries will be of opposite sign if a root exists within the interval. If the function is of same sign, then the interval does not contain a real solution. This indicates that the selected flow coefficient range does not have sufficient capacity to pass the flow. A larger valve size should be selected and the process repeated.

If the function is of opposite sign, a solution exists within the interval. Proceed to the next step to progress the convergence of the interval to the solution.

C.2.6 Step 5 – Revise interval

The mid-point of the interval should be computed and all parameters that are dependent on the flow coefficient (F_L , x_T , F_P , x_{TP} , F_{LP}) evaluated. This divides the initial interval into two sub-intervals, one of which contains the root of the function. To determine which interval contains the root, compare the sign of the flow function at the mid-point to the upper limit. If they are of the same sign, the lower sub-interval contains the root. The upper limit should be

redefined to the current mid point. If the functional values are of opposite sign, the upper interval contains the root. The lower limit should be redefined to the current mid-point.

C.2.7 Step 6 – Check for convergence

The root is evaluated and iteration may be discontinued when the upper and lower limits of the interval containing the root are suitably close to each other, i.e., when

$$|C_{Upper} - C_{Lower}| \leq \varepsilon \quad (C.6)$$

A suggested value for the convergence tolerance, ε , is 0,00001.

When the process has suitably converged, the final value should be set to the mid-point of the interval:

$$C = \frac{C_{Upper} + C_{Lower}}{2} \quad (C.7)$$

C.3 Non-iterative solution schema

If the value C is known and the flow rate W or Q has to be calculated, Equation (17) can be used directly.

If the value C has to be calculated from W or Q , Equation (17) cannot be used directly. To avoid iteration, the following calculation procedure is necessary.

For incompressible flow (see Clause 6) or compressible flow (see Clause 7), the following equations from Table C.1 and C.2 are to be used with C calculated from Equation (1) (incompressible non-choked flow under turbulent conditions without attached fittings) or Equations (6), (7) or (8) (compressible non-choked flow under turbulent conditions without attached fittings). The piping geometry factor F_P and the Reynolds number factor F_R have the value 1. Also the actual pressure drop ratio x and the actual differential pressure Δp_{actual} should be used in this case. For compressible flow the expansion factor, Y , has the minimum value of 2/3.

Table C.1 – Incompressible flow

Non-choked flow ($x_{F,actual} < x_{F,choked}$)	Choked flow ($x_{F,actual} \geq x_{F,choked}$)
$x_{F,choked}$ is to be calculated from Equation (4) with F_P and F_{LP} under non-choked flow conditions (see this table)	
$F_P = \sqrt{1 - \sum \frac{\zeta}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}$	$F_P = \sqrt{\frac{1 - \frac{\Delta p}{p_1 - F_F \bullet p_v} \bullet \frac{\zeta_1 + \zeta_{B1}}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}{1 + \frac{\Delta p}{p_1 - F_F \bullet p_v} \bullet \frac{1}{N_2} \left(\sum \frac{\zeta}{F_L^2} - (\zeta_1 + \zeta_{B1}) \right) \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}}$
$F_{LP} = \frac{F_L}{\sqrt{1 + \frac{\zeta_1 + \zeta_{B1}}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right) \frac{F_L^2}{F_P^2}}}$	$F_{LP} = F_L \bullet \sqrt{1 - \frac{\Delta p}{p_1 - F_F \bullet p_v} \bullet \frac{\zeta_1 + \zeta_{B1}}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}$

Table C.2 – Compressible flow

Non-choked flow ($x_{actual} < x_{choked}$)	Choked flow ($x_{actual} \geq x_{choked}$)
x_{choked} is to be calculated from Equation (11) with F_P and x_{TP} under non-choked flow conditions (see this table)	
$F_P = \sqrt{1 - \sum \frac{\zeta}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}$	$F_P = \sqrt{\frac{1 - \frac{9}{4} \bullet \frac{\Delta p}{F_\gamma \bullet p_1} \bullet Y^2 \bullet \frac{\zeta_1 + \zeta_{B1}}{N_5} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}{1 + \frac{9}{4} \bullet \frac{\Delta p}{F_\gamma \bullet p_1} \bullet Y^2 \bullet \frac{1}{N_5} \left(\sum \frac{\zeta}{x_T} - (\zeta_1 + \zeta_{B1}) \right) \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}}$
$x_{TP} = \frac{x_T}{F_P^2 + x_T \bullet \frac{\zeta_1 + \zeta_{B1}}{N_5} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}$	$x_{TP} = x_T \bullet \left(1 + \frac{\Delta p}{F_\gamma \bullet p_1} \bullet Y^2 \bullet \frac{\zeta_1 + \zeta_{B1}}{N_5} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2 \right)$

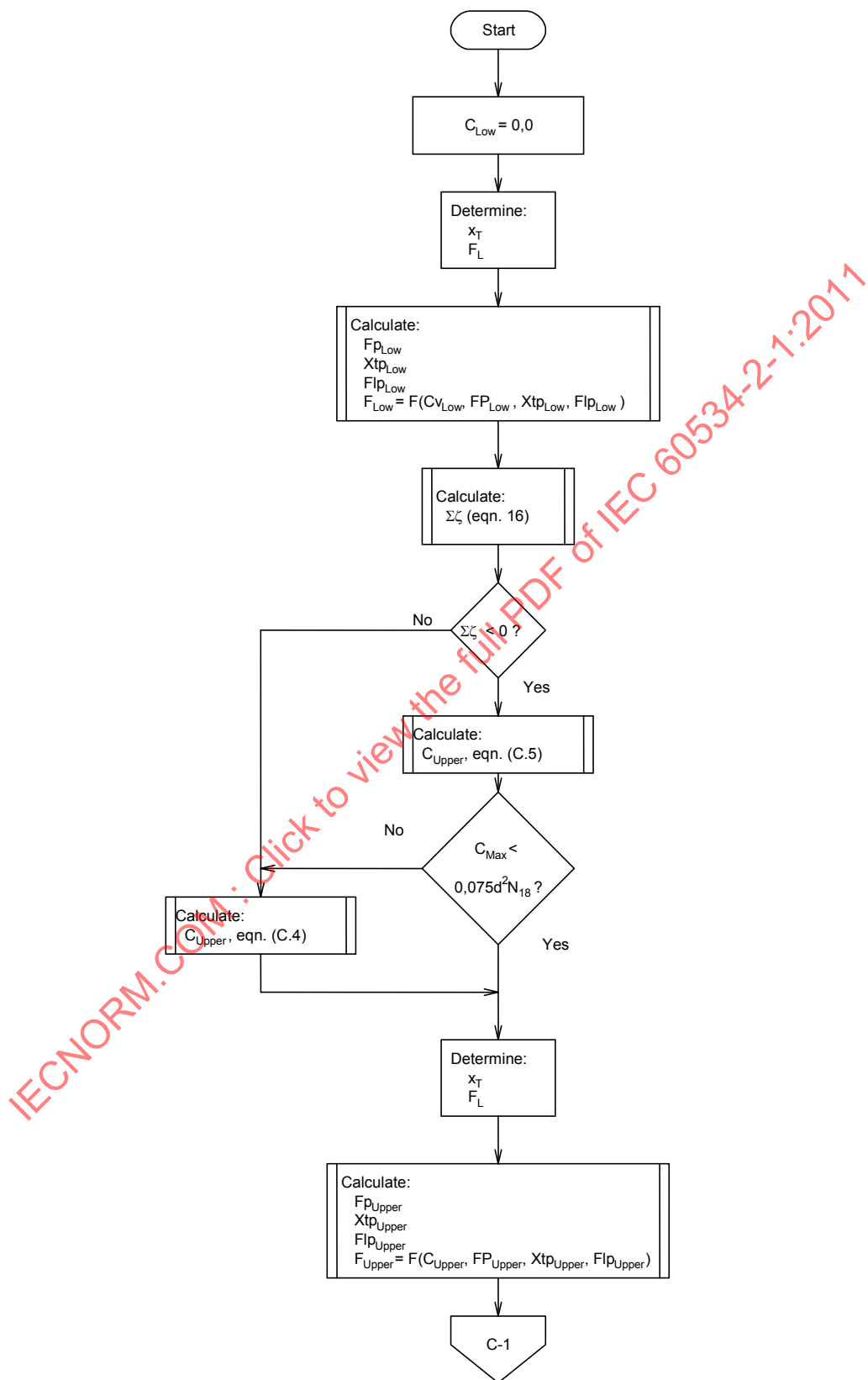


Figure C.1 – Determination of the upper limit of the flow coefficient by the iterative method

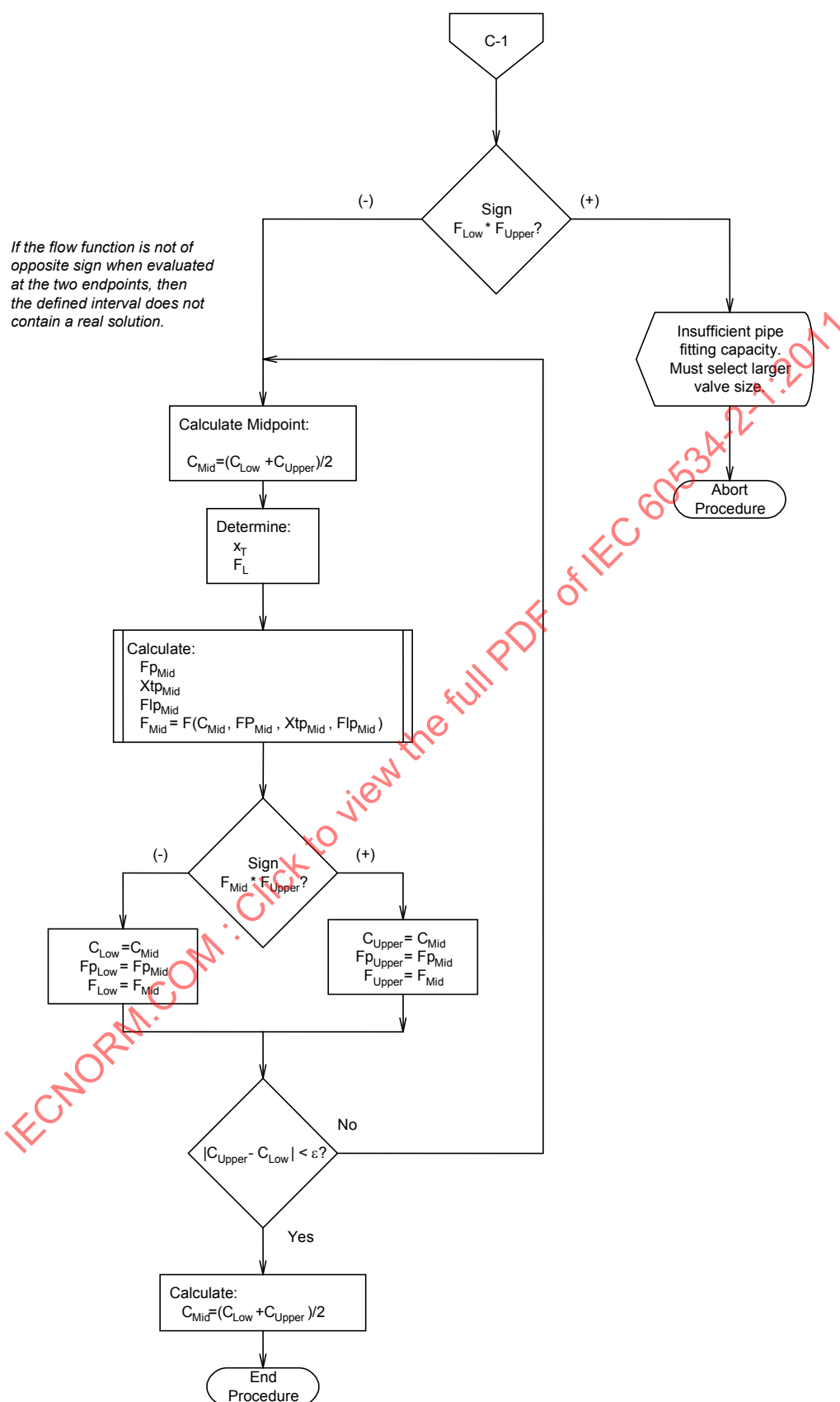


Figure C.2 – Determination of the final flow coefficient by the iterative method

Annex D (informative)

Engineering Data

D.1 Physical constants

Physical constants are given in Table D.1.

Table D.1 – Physical constants of gases and vapour

Gas or vapour	Symbol	M	γ	F_γ	p_c ²⁾	T_c ³⁾
Acetylene	C_2H_2	26,04	1,30	0,929	6 140	309
Air	–	28,97	1,40	1,000	8 771	133
Ammonia	NH_3	17,03	1,32	0,943	11 400	406
Argon	A	39,948	1,67	1,191	4 870	151
Benzene	C_6H_6	78,11	1,12	0,800	4 924	562
Isobutane	C_4H_{10}	58,12	1,10	0,784	3 638	408
n-Butane	C_4H_{10}	58,12	1,11	0,793	3 800	425
Isobutylene	C_4H_8	56,11	1,11	0,790	4 000	418
Carbon dioxide	CO_2	44,01	1,30	0,929	7 387	304
Carbon monoxide	CO	28,01	1,40	1,000	3 496	133
Chlorine	Cl_2	70,906	1,31	0,934	7 980	417
Ethane	C_2H_6	30,07	1,22	0,871	4 884	305
Ethylene	C_2H_4	28,05	1,22	0,871	5 040	283
Fluorine	F_2	18,998	1,36	0,970	5 215	144
Freon 11 (trichloromonofluoromethane)	CCl_3F	137,37	1,14	0,811	4 409	471
Freon 12 (dichlorodifluoromethane)	CCl_2F_2	120,91	1,13	0,807	4 114	385
Freon 13 (chlorotrifluoromethane)	$CClF_3$	104,46	1,14	0,814	3 869	302
Freon 22 (chlorodifluoromethane)	$CHClF_2$	80,47	1,18	0,846	4 977	369
Helium	He	4,003	1,66	1,186	229	5,25
n-Heptane	C_7H_{16}	100,20	1,05	0,750	2 736	540
Hydrogen	H_2	2,016	1,41	1,007	1 297	33,25
Hydrogen chloride	HCl	36,46	1,41	1,007	8 319	325
Hydrogen fluoride	HF	20,01	0,97	0,691	6 485	461
Methane	CH_4	16,04	1,32	0,943	4 600	191
Methyl chloride	CH_3Cl	50,49	1,24	0,889	6 677	417
Natural gas ⁴⁾	–	17,74	1,27	0,907	4 634	203
Neon	Ne	20,179	1,64	1,171	2 726	44,45
Nitric oxide	NO	63,01	1,40	1,000	6 485	180
Nitrogen	N_2	28,013	1,40	1,000	3 394	126
Octane	C_8H_{18}	114,23	1,66	1,186	2 513	569
Oxygen	O_2	32,000	1,40	1,000	5 040	155
Pentane	C_5H_{12}	72,15	1,06	0,757	3 374	470
Propane	C_3H_8	44,10	1,15	0,821	4 256	370
Propylene	C_3H_6	42,08	1,14	0,814	4 600	365
Saturated steam	–	18,016	1,25 – 1,32 ⁴⁾	0,893 – 0,943 ⁴⁾	22 119	647
Sulphur dioxide	SO_2	64,06	1,26	0,900	7 822	430
Superheated steam	–	18,016	1,315	0,939	22 119	647

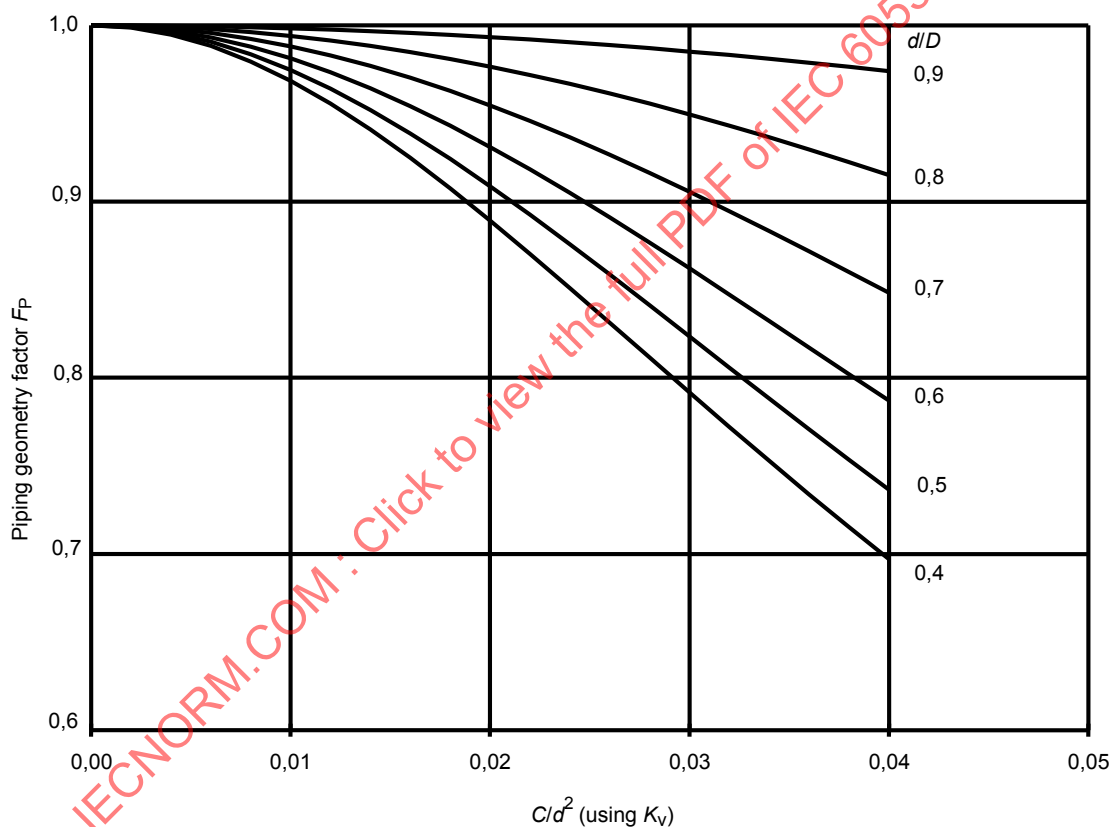
- 1) Constants are for fluids (except for steam) at ambient temperature and atmospheric pressure.
- 2) Pressure units are kilopascals (kPa) (absolute).
- 3) Temperature units are in kelvins (K).
- 4) Representative values; exact characteristics require knowledge of exact constituents.

D.2 Typical control valve coefficients

Table D.2 – Typical values of valve style modifier F_d , liquid pressure recovery factor F_L and pressure differential ratio factor x_T at full rated travel ^{a)}

Valve type	Trim type	Flow direction ^{b)}	F_L	x_T	F_d
Globe, single port	3 V-port plug	Open or close	0,9	0,70	0,48
	4 V-port plug	Open or close	0,9	0,70	0,41
	6 V-port plug	Open or close	0,9	0,70	0,30
	Contoured plug (linear and equal percentage)	Open Close	0,9 0,8	0,72 0,55	0,46 1,00
	60 equal diameter hole drilled cage	Outward ^{c)} or inward ^{c)}	0,9	0,68	0,13
	120 equal diameter hole drilled cage	Outward ^{c)} or inward ^{c)}	0,9	0,68	0,09
	Characterized cage, 4-port	Outward ^{c)} Inward ^{c)}	0,9 0,85	0,75 0,70	0,41 0,41
Globe, double port	Ported plug	Inlet between seats	0,9	0,75	0,28
	Contoured plug	Either direction	0,85	0,70	0,32
Globe, angle	Contoured plug (linear and equal percentage)	Open Close	0,9 0,8	0,72 0,65	0,46 1,00
		Outward ^{c)} Inward ^{c)}	0,9 0,85	0,65 0,60	0,41 0,41
	Characterized cage, 4-port	Outward ^{c)} Inward ^{c)}	0,9 0,85	0,65 0,60	0,41 0,41
	Venturi	Close	0,5	0,20	1,00
Globe, small flow trim	V-notch	Open	0,98	0,84	0,70
	Flat seat (short travel)	Close	0,85	0,70	0,30
	Tapered needle	Open	0,95	0,84	$\frac{N_{19} \sqrt{C \times F_L}}{D_o}$
Rotary	Eccentric spherical plug	Open Close	0,85 0,68	0,60 0,40	0,42 0,42
		Open Close	0,77 0,79	0,54 0,55	0,44 0,44
Butterfly (centered shaft)	Swing-through (70°)	Either	0,62	0,35	0,57
	Swing-through (60°)	Either	0,70	0,42	0,50
	Fluted vane (70°)	Either	0,67	0,38	0,30
Butterfly (eccentric shaft)	Offset seat (70°)	Either	0,67	0,35	0,57
Ball	Full bore (70°)	Either	0,74	0,42	0,99
	Segmented ball	Either	0,60	0,30	0,98

Valve type	Trim type		Flow direction ^{b)}	F_L	x_T	F_d
Globe and angle	Multistage	2	either	0,97	0,812	
		3		0,99	0,888	
	Multipath	4		0,99	0,925	
		5		0,99	0,950	
Globe and angle	Multistage	2	either	0,97	0,896	
		3		0,99	0,935	
	Single path	4		0,99	0,960	
		a) These values are typical only; actual values shall be stated by the manufacturer. b) Flow tends to open or close the valve, i.e. push the closure member away from or towards the seat. c) Outward means flow from centre of cage to outside, and inward means flow from outside of cage to centre.				

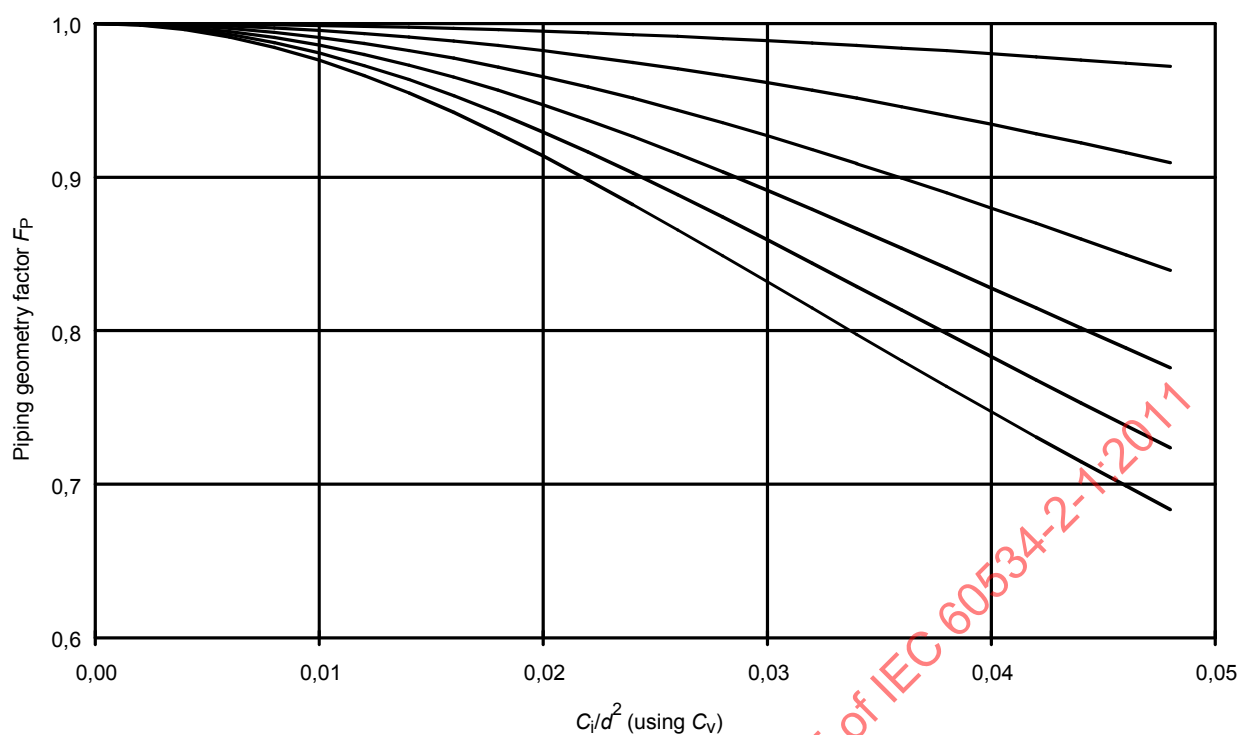


IEC 516/11

NOTE 1 Pipe diameter D is the same size at both ends of the valve (see Equation (20)).

NOTE 2 Refer to Annex E for example of the use of these curves.

Figure D.1 a) – Piping geometry factor F_p for K_v/d^2



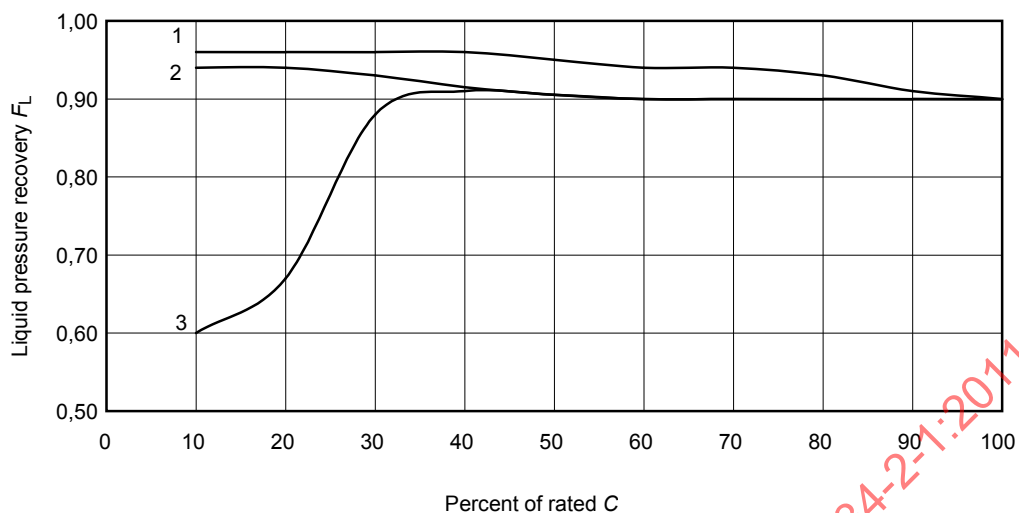
IEC 517/11

NOTE 1 Pipe diameter D is the same size at both ends of the valve (see Equation (20)).

NOTE 2 Refer to Annex E for example of the use of these curves.

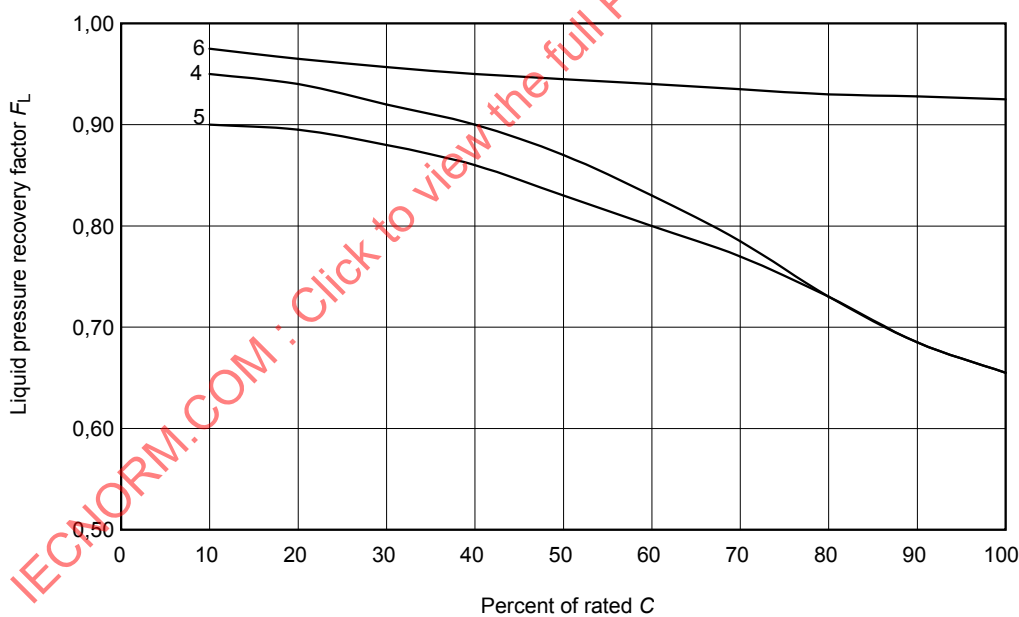
Figure D.1 b) – Piping geometry factor F_p for C_v/d^2

Figure D.1 – Piping geometry factors



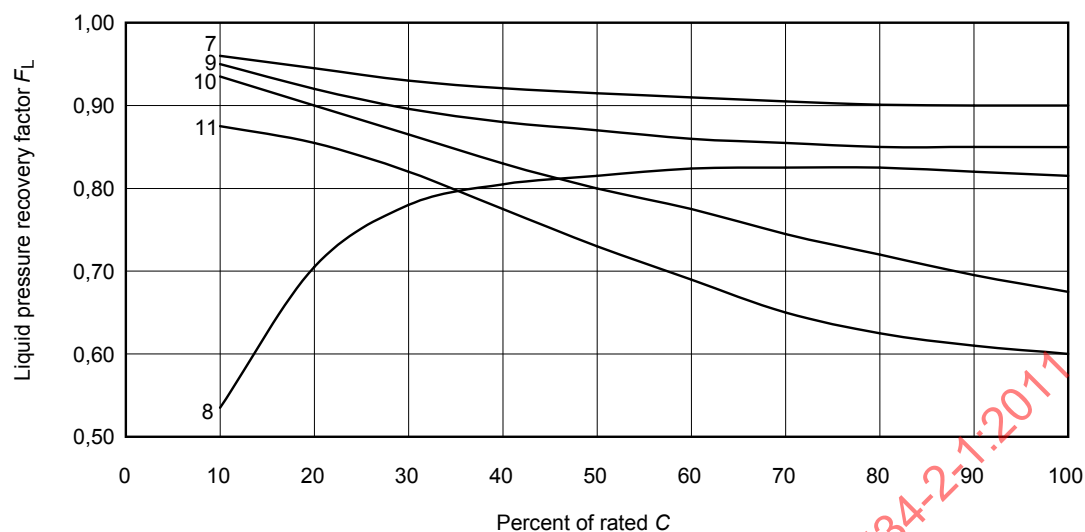
IEC 518/11

Figure D.2 a) – Double seated globe valves and cage guided globe valves (see Key)



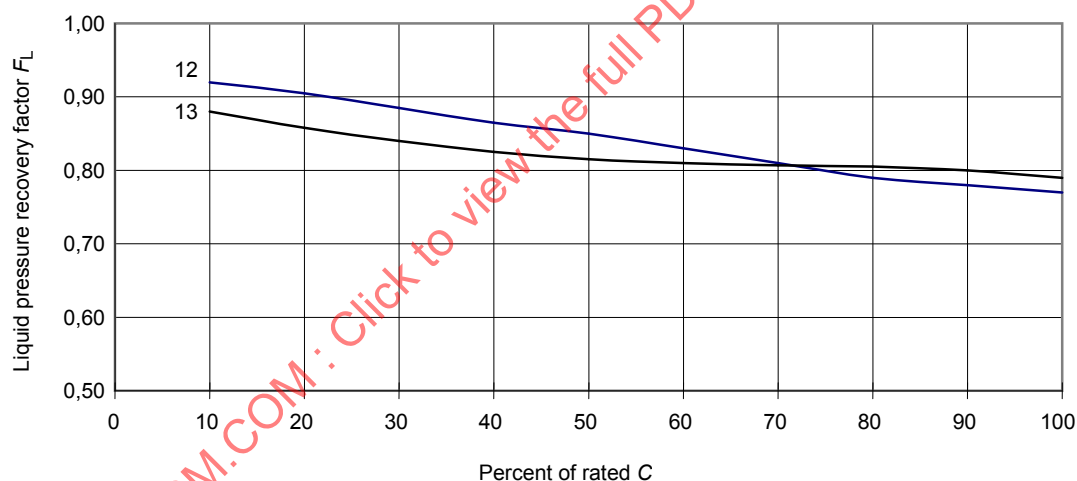
IEC 519/11

Figure D.2 b) – Butterfly valves and contoured small flow valve (see Key)



IEC 520/11

Figure D.2 c) – Contoured globe valves, eccentric spherical plug valves and segmented ball valve (see Key)



IEC 521/11

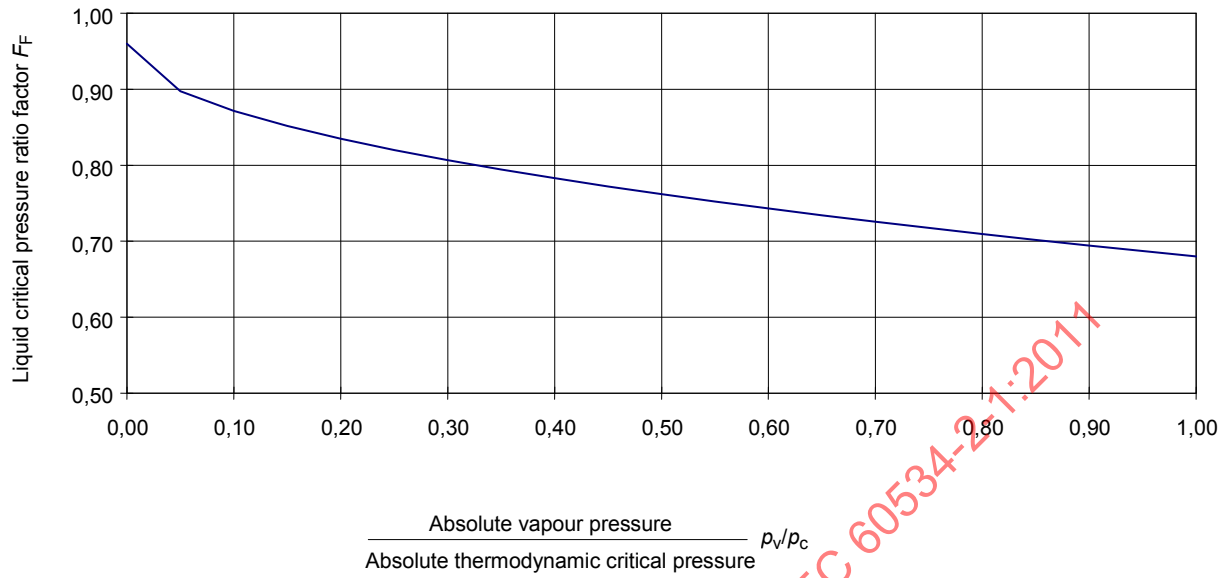
Figure D.2 d) – Eccentric conical plug valves (see Key)

Key

- | | |
|--|---|
| 1 Double seated globe valve, V-port plug | 8 Single port, equal percentage, contoured globe valve, flow-to-close |
| 2 Ported cage guided globe valve (flow-to-open and flow-to-close) | 9 Eccentric spherical plug valve, flow-to-open |
| 3 Double seated globe valve, contoured plug | 10 Eccentric spherical plug valve, flow-to-close |
| 4 Offset seat butterfly valve | 11 Segmented ball valve |
| 5 Swing-through butterfly valve | 12 Eccentric conical plug valve, flow-to-open |
| 6 Contoured small flow valve | 13 Eccentric conical plug valve, flow-to-close |
| 7 Single port, equal percentage, contoured globe valve, flow-to-open | |

NOTE These values are typical only; actual values should be stated by the manufacturer.

Figure D.2 – Pressure recovery factors



IEC 522/11

Figure D.3 – Liquid critical pressure ratio factor F_F

Annex E (informative)

Reference calculations

Example 1: Incompressible flow – non-choked turbulent flow without attached fittings, solve for K_v

Process data:

Fluid:	water
Inlet temperature:	$T_1 = 363 \text{ K}$
Density:	$\rho_1 = 965,4 \text{ kg/m}^3$
Vapour pressure:	$p_v = 70,1 \text{ kPa}$
Thermodynamic critical pressure:	$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$
Kinematic viscosity:	$\nu = 3,26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
Inlet absolute pressure:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
Outlet absolute pressure:	$p_2 = 220 \text{ kPa}$
Flow rate:	$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$
Pipe size:	$D_1 = D_2 = 150 \text{ mm}$

Valve data:

Valve style:	globe
Trim:	parabolic plug
Flow direction:	flow-to-open
Valve size:	$d = 150 \text{ mm}$
Liquid pressure recovery factor:	$F_L = 0,90$ (from Table D.2)
Valve style modifier:	$F_d = 0,46$ (from Table D.2)

Calculations:

The applicable flow model for incompressible fluids in the turbulent flow regime is given in Equation (1):

$$Q = CN_1 F_P \sqrt{\frac{\Delta p_{sizing}}{\rho_1 / \rho_o}}$$

From Table 1, the numerical constants to use with the given dataset are:

$$\begin{aligned} N_1 &= 1 \times 10^{-1} \\ N_2 &= 1,60 \times 10^{-3} \\ N_4 &= 7,07 \times 10^{-2} \\ N_{18} &= 8,65 \times 10^{-1} \end{aligned}$$

The liquid critical pressure ratio factor, F_F , should be determined using Equation (4):

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0,944$$

Since the valve is line-sized, $F_P=1$ and $F_{LP}=F_L$.

The choked pressure differential, Δp_{choked} , should be determined using Equation (3):

$$\Delta p_{choked} = \left(\frac{F_{LP}}{F_P} \right)^2 (p_1 - F_F p_v) = 497 \text{ kPa}$$

Next, the sizing pressure differential, Δp_{sizing} , should be determined using Equation (2):

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 460 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{sizing} = \begin{cases} \Delta p & \text{if } \Delta p < \Delta p_{choked} \\ \Delta p_{choked} & \text{if } \Delta p \geq \Delta p_{choked} \end{cases}$$

$$\Delta p_{sizing} = 460 \text{ kPa}$$

It should be solved for K_v after rearranging Equation (1):

$$C = K_v = \frac{Q}{N_1 F_P} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_o}{\Delta p_{sizing}}}$$

where ρ_o is the density of water at 15 °C

$$K_v = 165 \text{ m}^3/h$$

Next, it should be verified that the flow is turbulent by calculating the Reynolds number, Re_v , using Equation (23):

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C F_L}} \left[\frac{F_L^2 C^2}{N_2 d^4} + 1 \right]^{1/4} = 2,97 \times 10^6$$

Since $Re_v \geq 10\,000$ the flow is turbulent.

It should be verified that the result is within the applicable scope of the standard:

$$\frac{C}{N_{18} d^2} = 0,0085 < 0,047$$

Example 2: Incompressible flow – choked flow without attached fittings, solve for K_v **Process data:**

Fluid:	water
Inlet temperature:	$T_1 = 363 \text{ K}$
Density:	$\rho_1 = 965,4 \text{ kg/m}^3$
Vapour pressure:	$p_v = 70,1 \text{ kPa}$
Thermodynamic critical pressure:	$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$
Kinematic viscosity:	$\nu = 3,26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
Inlet absolute pressure:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
Outlet absolute pressure:	$p_2 = 220 \text{ kPa}$
Flow rate:	$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$
Pipe size:	$D_1 = D_2 = 100 \text{ mm}$

Valve data:

Valve style:	ball valve
Trim:	segmented ball
Flow direction:	flow-to-open
Valve size:	$d = 100 \text{ mm}$
Liquid pressure recovery factor:	$F_L = 0,60$ (from Table D.2)
Valve style modifier:	$F_d = 0,98$ (from Table D.2)

Calculations:

The applicable flow model for incompressible fluids in the turbulent flow regime is given in Equation (1):

$$Q = CN_1 F_P \sqrt{\frac{\Delta p_{sizing}}{\rho_1 / \rho_o}}$$

From Table 1, the numerical constants to use with the given dataset are:

$$\begin{aligned} N_1 &= 1 \times 10^{-1} \\ N_2 &= 1,60 \times 10^{-3} \\ N_4 &= 7,07 \times 10^{-2} \\ N_{18} &= 8,65 \times 10^{-1} \end{aligned}$$

The liquid critical pressure ratio factor, F_F , should be determined using Equation (4):

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0,944$$

Since the valve is line-sized, $F_P = 1$ and $F_{LP} = F_L$.

The choked pressure differential, Δp_{choked} , should be determined using Equation (3):

$$\Delta p_{choked} = \left(\frac{F_{LP}}{F_P} \right)^2 (p_1 - F_F p_v) = 221 \text{ kPa}$$

Next, the sizing pressure differential, Δp_{sizing} , should be determined using Equation (2):

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 460 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{sizing} = \begin{cases} \Delta p & \text{if } \Delta p < \Delta p_{choked} \\ \Delta p_{choked} & \text{if } \Delta p \geq \Delta p_{choked} \end{cases}$$

$$\Delta p_{sizing} = 221 \text{ kPa}$$

It should be solved for K_v after rearranging Equation (1):

$$C = K_v = \frac{Q}{N_1 F_P} \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_o \Delta p_{sizing}}}$$

where ρ_o is the density of water at 15 °C

$$K_v = 238 \text{ m}^3/\text{h}$$

Next, it should be verified that the flow is turbulent by calculating the Reynolds number, Re_v , using Equation (23):

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C F_L}} \left[\frac{F_L^2 Q^2}{N_2 d^4} + 1 \right]^{1/4} = 6,60 \times 10^6$$

Since $Re_v \geq 10\,000$ the flow is turbulent.

It should be verified that the result is within the scope of the standard:

$$\frac{C}{N_{18} d^2} = 0,028 < 0,047$$

Example 3: Compressible flow – non-choked flow, solve for K_v

Process data:

Fluid:	carbon dioxide gas
Inlet temperature:	$T_1 = 433 \text{ K}$
Inlet absolute pressure:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
Outlet absolute pressure:	$p_2 = 450 \text{ kPa}$
Kinematic viscosity:	$\nu = 2,526 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ at 680 kPa and 433 K
Flow rate:	$Q_s = 3\,800$ standard m^3/h at 101,325 kPa and 273 K
Density:	$\rho_1 = 8,389 \text{ kg/m}^3$ at 680 kPa and 433 K
Compressibility:	$Z_1 = 0,991$ at 680 kPa and 433 K
Standard compressibility:	$Z_s = 0,994$ at 101,325 kPa and 273 K
Molecular mass:	$M = 44,01$
Specific heat ratio:	$\gamma = 1,30$
Pipe size:	$D_1 = D_2 = 100 \text{ mm}$

Valve data:

Valve style:	rotary
Trim:	eccentric spherical plug
Flow direction:	flow-to-open
Valve size:	$d = 100 \text{ mm}$
Pressure differential ratio factor:	$x_T = 0,60$ (from Table D.2)
Liquid pressure recovery factor:	$F_L = 0,85$ (from Table D.2)
Valve style modifier:	$F_d = 0,42$ (from Table D.2)

Calculations:

The applicable flow model for compressible fluids in the turbulent flow regime with the dataset given is found in Equation (7):

$$Q_s = CN_9 F_P p_1 Y \sqrt{\frac{x_{sizing}}{MT_1 Z_1}}$$

From Table 1, the numerical constants to use with the given dataset are:

$$\begin{aligned} N_2 &= 1,60 \times 10^{-3} \\ N_4 &= 7,07 \times 10^{-2} \\ N_9 &= 2,46 \times 10^1 \\ N_{18} &= 8,65 \times 10^{-1} \end{aligned}$$

Since the valve is line-sized, $F_P = 1$ and $x_{TP} = x_T$.

The specific heat ratio factor, F_γ , should be calculated using Equation (11):

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1,40} = 0,929$$

The choked pressure drop ratio, x_{choked} , should be determined using Equation (10):

$$x_{choked} = F_\gamma x_{TP} = 0,557$$

Next, the sizing pressure drop ratio, x_{sizing} , should be determined using Equations (8) and (9):

$$x = \frac{p_1 - p_2}{p_1} = 0,338$$

$$x_{sizing} = \begin{cases} x & \text{if } x < x_{choked} \\ x_{choked} & \text{if } x \geq x_{choked} \end{cases}$$

$$x_{sizing} = 0,338$$

The expansion factor, Y , should be calculated using Equation (12):

$$Y = 1 - \frac{x_{sizing}}{3x_{choked}} = 0,798$$

It should be solved for K_v after rearranging Equation (7):

$$C = K_v = \frac{Q_s}{N_9 F_P p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z_1}{x_{sizing}}}$$

$$K_v = 67,2 \text{ m}^3/h$$

The actual volumetric flow rate should be found:

$$Q = Q_s \frac{p_s}{Z_s T_s} \frac{Z_1 T_1}{p_1} = 895,4 \text{ m}^3/h$$

Next, it should be verified that the flow is turbulent by calculating the Reynolds number, Re_v , using Equation (23):

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C F_L}} \left[\frac{F_L^2 C^2}{N_2 d^4} + 1 \right]^{1/4} = 1,40 \times 10^6$$

Since $Re_v \geq 10\,000$ the flow is turbulent.

It should be verified that the result is within the scope of the standard:

$$\frac{C}{N_{18} d^2} = 0,0078 < 0,047$$

Example 4: Compressible flow – choked flow, solve for K_v

Process data:

Fluid:	carbon dioxide gas
Inlet temperature:	$T_1 = 433 \text{ K}$
Inlet absolute pressure:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
Outlet absolute pressure:	$p_2 = 250 \text{ kPa}$
Kinematic viscosity:	$\nu = 2,526 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ at 680 kPa and 433 K
Flow rate:	$Q_s = 3\,800$ standard m^3/h at 101,325 kPa and 273 K
Density:	$\rho_1 = 8,389 \text{ kg}/\text{m}^3$ at 680 kPa and 433 K
Density at standard conditions:	$\rho_s = 1,978 \text{ kg}/\text{m}^3$ at 101,325 kPa and 273 K
Compressibility:	$Z_1 = 0,991$ at 680 kPa and 433 K
Standard compressibility:	$Z_s = 0,994$ at 101,325 kPa and 273 K
Molecular mass:	$M = 44,01$
Specific heat ratio:	$\gamma = 1,30$
Pipe size:	$D_1 = D_2 = 100 \text{ mm}$

Valve data:

Valve style:	rotary
Trim:	eccentric spherical plug

Flow direction:	flow-to-open
Valve size:	$d = 100\text{mm}$
Pressure differential ratio factor:	$x_T = 0,60$ (from Table D.2)
Liquid pressure recovery factor:	$F_L = 0,85$ (from Table D.2)
Valve style modifier:	$F_d = 0,42$ (from Table D.2)

Calculations:

The applicable flow model for compressible fluids in the turbulent flow regime with the dataset given is found in Equation (7):

$$Q_s = CN_9 F_P p_1 Y \sqrt{\frac{x_{sizing}}{MT_1 Z_1}}$$

From Table 1, the numerical constants to use with the given dataset are:

$$\begin{aligned} N_2 &= 1,60 \times 10^{-3} \\ N_4 &= 7,07 \times 10^{-2} \\ N_9 &= 2,46 \times 10^1 \\ N_{18} &= 8,65 \times 10^{-1} \end{aligned}$$

Since the valve is line-sized, $F_P = 1$ and $x_{TP} = x_T$.

The specific heat ratio factor, F_γ , should be calculated using Equation (11):

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1,40} = 0,929$$

The choked pressure drop ratio, x_{choked} , should be determined using Equation (10):

$$x_{choked} = F_\gamma x_{TP} = 0,557$$

Next, the sizing pressure drop ratio, x_{sizing} , should be determined using Equations (8) and (9):

$$x = \frac{p_1 - p_2}{p_1} = 0,632$$

$$x_{sizing} = \begin{cases} x & \text{if } x < x_{choked} \\ x_{choked} & \text{if } x \geq x_{choked} \end{cases}$$

$$x_{sizing} = 0,557$$

The expansion factor, Y , should be calculated using Equation (12):

$$Y = 1 - \frac{x_{sizing}}{3x_{choked}} = 0,667$$

It should be solved for K_v after rearranging Equation (7):

$$C = K_v = \frac{Q_s}{N_9 F_P p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z_1}{x_{sizing}}}$$

$$K_v = 62,6 \text{ m}^3/h$$

The actual volumetric flow rate should be found:

$$Q = Q_s \frac{p_s}{Z_s T_s} \frac{Z_1 T_1}{p_1} = 895,4 \text{ m}^3/h$$

Next, it should be verified that the flow is turbulent by calculating the Reynolds number, Re_v , using Equation (23):

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C F_L}} \left[\frac{F_L^2 C^2}{N_2 d^4} + 1 \right]^{1/4} = 1,45 \times 10^6$$

Since $Re_v \geq 10\,000$ the flow is turbulent.

It should be verified that the result is within the scope of the standard:

$$\frac{C}{N_{18} d^2} = 0,0073 < 0,047$$

Example 5: Incompressible fluid – choked flow with attached fittings

Process data:

Fluid:	unspecified
Density:	$\rho_1 = 780 \text{ kg/m}^3$
Vapour pressure:	$p_v = 4 \text{ kPa}$
Thermodynamic critical pressure:	$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$
Inlet absolute pressure:	$p_1 = 3\,550 \text{ kPa}$
Outlet absolute pressure:	$p_2 = 2\,240 \text{ kPa}$
Flow rate:	$Q = 150 \text{ m}^3/h$
Upstream Pipe size:	$D_1 = 154,1 \text{ mm}$
Downstream Pipe size:	$D_1 = 202,7 \text{ mm}$

Valve data:

Valve style:	Butterfly
Valve size:	$d = 101,6 \text{ mm}$
Flow Coefficient Data:	

Rotation	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
C_v	0	17,2	50,2	87,8	146	206	285	365	465	521
F_L	0,85 ¹	0,85	0,84	0,79	0,75	0,71	0,63	0,58	0,56	0,54
¹ The value of F_L at shutoff was fixed at the value for 10 degrees to allow calculations within the 0 to 10 degree interval.										

Calculations:

The following solution schema is based on the iterative method of Clause C.2. The governing equation is presented followed by the computed result based on the current values of all constitutive variables.

Constant Values:

The following variables and terms are either constant or remain constant under the conditions supplied above.

$$N_1 = 0,0865$$

$$N_2 = 0,00214$$

$$N_{18} = 1,00$$

Equation (4):
$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0,956$$

Equation (18):
$$\zeta_1 = 0,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^2 \right]^2 = 0,160$$

Equation (19):
$$\zeta_2 = \left[1 - \left(\frac{d}{D_2} \right)^2 \right]^2 = 0,561$$

Equation (17):
$$\zeta_{B1} = 1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^4 = 0,811$$

Equation (17):
$$\zeta_{B2} = 1 - \left(\frac{d}{D_2} \right)^4 = 0,937$$

Step 1: A flow function per Equation (C.2) should be defined:

Equation (C.2):
$$F(c) = 750 - (c)N_1F_P \sqrt{\frac{\Delta p_{sizing}}{\rho_l / \rho_o}}$$

The root of this function corresponds to the solution for the supplied parameters. Note that F_P and Δp_{sizing} values will also change with each iteration.

Step 2: A lower flow interval limit per C.2.2 should be set:

Set lower limit: $C_{Lower} = 0$

From valve data: $F_{L_Lower} = 0,85$

Equation (15):
$$F_{P_Lower} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta}{N_2} \left(\frac{C_{Lower}}{d^2} \right)^2}} = 1,0$$

Equation (21):
$$F_{LP_Lower} = \frac{F_{L_Lower}}{\sqrt{1 + \frac{F_{L_Lower}^2}{N_2} (\sum \zeta_1) \left(\frac{C_{Lower}}{d^2} \right)^2}} = 0,85$$

Equation (3):
$$\Delta p_{choked_Lower} = \left(\frac{F_{LP_Lower}}{F_{P_Lower}} \right)^2 (p_1 - F_F p_v) = 2\,418$$

Equation (2):
$$\Delta p_{sizing_Lower} = \begin{cases} \Delta p & \text{if } \Delta p < \Delta p_{choked_Lower} \\ \Delta p_{choked_Lower} & \text{if } \Delta p \geq \Delta p_{choked_Lower} \end{cases} = 2\,240$$

Function Value:
$$F_{Lower} = Q - C_{Lower} N_1 F_{P_Lower} \sqrt{\frac{\Delta p_{sizing_Lower}}{\rho_1 / \rho_o}} = 750$$

Step 3: An upper flow interval limit per C.2.3 should be set:

Set upper limit: $C_{Upper} = 0,075 d^2 N_{18} = 774,192$

From valve data: $F_{L_Upper} = 0,54$

Equation (15):
$$F_{P_Upper} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta}{N_2} \left(\frac{C_{Upper}}{d^2} \right)^2}} = 0,625$$

Equation (21):
$$F_{LP_Upper} = \frac{F_{L_Upper}}{\sqrt{1 + \frac{F_{L_Upper}^2}{N_2} (\sum \zeta_1) \left(\frac{C_{Upper}}{d^2} \right)^2}} = 0,409$$

Equation (3):
$$\Delta p_{choked_Upper} = \left(\frac{F_{LP_Upper}}{F_{P_Upper}} \right)^2 (p_1 - F_F p_v) = 1\,520$$

Equation (2):
$$\Delta p_{sizing_Upper} = \begin{cases} \Delta p & \text{if } \Delta p < \Delta p_{choked_Upper} \\ \Delta p_{choked_Upper} & \text{if } \Delta p \geq \Delta p_{choked_Upper} \end{cases} = 1\,520$$

Function Value:
$$F_{Upper} = Q - C_{Upper} N_1 F_{P_Upper} \sqrt{\frac{\Delta p_{sizing_Upper}}{\rho_1 / \rho_o}} = -1,096 \times 10^3$$

Step 4: It should be checked that interval bounds a solution per C.2.4:

$$F_{Upper} = -1,096 \times 10^3$$

$$F_{Lower} = 750$$

F_{Upper} and F_{Lower} are of opposite sign, therefore the selected interval bounds a solution to the problem.

Step 5: The interval mid-point and associated values should be computed:

Compute mid-point:
$$C_{Mid} = \frac{C_{Upper} + C_{Lower}}{2} = 387,096$$

From valve data:
$$F_{L_Mid} = 0,576$$

Equation (15):
$$F_{p_Mid} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta}{N_2} \left(\frac{C_{Mid}}{d^2} \right)^2}} = 0,848$$

Equation (21):
$$F_{LP_Mid} = \frac{F_{L_Mid}}{\sqrt{1 + \frac{F_{L_Mid}^2}{N_2} (\sum \zeta_1) \left(\frac{C_{Mid}}{d^2} \right)^2}} = 0,523$$

Equation (3):
$$\Delta p_{choked_Mid} = \left(\frac{F_{LP_Mid}}{F_{P_Mid}} \right)^2 (p_1 - F_F p_v) = 1\,349$$

Equation (2):
$$\Delta p_{sizing_Mid} = \begin{cases} \Delta p & \text{if } \Delta p < \Delta p_{choked_Mid} \\ \Delta p_{choked_Mid} & \text{if } \Delta p \geq \Delta p_{choked_Mid} \end{cases} = 1\,349$$

Function Value:
$$F_{Mid} = Q - C_{Mid} N_1 F_{P_Mid} \sqrt{\frac{\Delta p_{sizing_Mid}}{\rho_1 / \rho_o}} = -430,7$$

Step 6: The interval definition should be revised per C.2.5. It should be iterated until satisfactory convergence is achieved:

$$F_{Upper} = -1,096 \times 10^3$$

$$F_{Mid} = -430,7$$

$$F_{Lower} = 750$$

Since the sign of the upper and midpoint function values are the same, the upper interval limit is set equal to the midpoint value and associated terms adjusted accordingly:

$$C_{Upper} = C_{Mid} = 387,096$$

$$F_{L_Upper} = F_{L_Mid} = 0,576$$

$$F_{P_Upper} = F_{P_Mid} = 0,848$$

$$F_{LP_Upper} = F_{LP_Mid} = 0,523$$

$$\Delta p_{choked_Upper} = \Delta p_{choked_Mid} = 1\,349$$

$$\Delta p_{sizing_Upper} = \Delta p_{sizing_Mid} = 1\,349$$

$$F_{Upper} = F_{Mid} = -430,7$$

Repeat steps 5 and 6 until converged to solution.

Iteration summary:

Iteration	C _{Lower}	C _{Mid}	C _{Upper}	Mid-Point Values					
				F _L	F _p	F _{LP}	Δp _{choked}	Δp _{sizing}	F _{Mid}
1	0	387	774	0,576	0,848	0,523	1 349	1 349	-431
2	0	194	387	0,718	0,954	0,690	1 856	1 856	-29,4
3	0	96,8	194	0,784	0,988	0,774	2 179	2 179	313
4	96,8	145	194	0,751	0,974	0,732	2 006	2 006	130
5	130	169	194	0,734	0,965	0,711	1 929	1 929	47,3
6	169	181	194	0,726	0,960	0,701	1 892	1 892	8,23
7	181	188	194	0,722	0,957	0,696	1 874	1 874	-10,8
8	181	184	188	0,724	0,958	0,698	1 883	1 883	-1,32
9	181	183	184	0,725	0,959	0,700	1 887	1 887	3,44
10	183	183,7	184	0,725	0,959	0,699	1 885	1 885	1,06

Final Value: C = 183,7

Step 7: The solution should be confirmed:

Calculate the predicted flow rate using the computed value of the flow coefficient and compare to given value of flow rate:

$$Q_{predicted} = C N_1 F \sqrt{\frac{\Delta p_{sizing}}{\rho_1 / \rho_o}} = 749$$

This compares favourably to the given value of 750 m³/hr.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-2-1:2011

Bibliography

BAUMANN, H.D., *A Unifying Method for Sizing Throttling Valves Under Laminar or Transitional Flow Conditions*, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 115, No. 1, March 1993, pp. 166-168.

BAUMANN, H.D. *Effect of Pipe Reducers on Control Valve Sizing*, *Instruments and Control Systems*, December 1968, pp 99-102.

STILES, G.F. *Liquid Viscosity Effects on Control Valve Sizing*, Technical Manual TM 17A, October 1967, Fisher Governor Co., Marshalltown.

BAUMANN, H.D. *What's New in Valve Sizing*, *Chemical Engineering*, June 1996.

BOGER, H.W. *Recent Trends in Sizing Control Valves*, *Instruments and Control Systems*, 1991, pp 117-121.

SINGLETON, E.W. *Adapting Single Stage Sizing Standards for Multistage Control Valves*, *Intech*, August 1997.

SINGLETON, E.W. *The Calculation of the Expansion Factor "Y" for Multistage Control Valves*, *Valve World*, Vol 6, Issue 2, April 2001.

BOGER, H.W. *The Control Valve Body – a Variable Flow Restrictor*, *ISA Preprint No 11*, 11-2-66.

BAUMANN, H.D. *The Introduction of a Critical Flow Factor for Valve Sizing*, *ISA Transactions*, Vol 2, pp 107-111.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-2-1:2017

SOMMAIRE

AVANT-PROPOS	58
1 Domaine d'application	60
2 Références normatives	61
3 Termes et définitions	61
4 Symboles	62
5 Installation	63
6 Equations de dimensionnement pour les fluides incompressibles	64
6.1 Écoulement turbulent	64
6.2 Pressions différentielles	65
6.2.1 Pression différentielle de dimensionnement, Δp_{dim}	65
6.2.2 Pression différentielle engorgée, Δp_{eng}	65
6.2.3 Facteur F_F de rapport de pression critique du liquide	65
6.3 Ecoulement non turbulent (laminaire et intermédiaire)	65
7 Equations de dimensionnement pour les fluides compressibles	66
7.1 Généralités	66
7.2 Pressions différentielles	66
7.2.1 Rapport de perte de charge de dimensionnement, x_{dim}	66
7.2.2 Rapport de perte de charge engorgée, x_{eng}	66
7.3 Facteur de rapport des chaleurs massiques, F_γ	67
7.4 Facteur de détente, Y	67
7.5 Facteur de compressibilité, Z	68
7.6 Ecoulement non turbulent (laminaire et intermédiaire)	68
8 Facteurs de correction communs à l'écoulement des fluides incompressibles et compressibles	68
8.1 Facteurs de correction de géométrie de la tuyauterie	68
8.2 Facteur estimé F_P de géométrie de la tuyauterie	69
8.3 Estimation du facteur combiné de récupération de pression du liquide et du facteur de géométrie de la tuyauterie avec raccords adjacents, F_{LP}	70
8.4 Estimation du facteur de rapport de pression différentielle x_{TP} avec raccords adjacents	70
9 Nombre de Reynolds, Re_v	71
Annexe A (normative) Equations de dimensionnement pour un écoulement non turbulent	73
Annexe B (normative) Equations de dimensionnement pour l'écoulement des fluides dans des vannes de régulation multi-étagées	77
Annexe C (informative) Eléments de calcul des facteurs de tuyauterie	84
Annexe D (informative) Données techniques	90
Annexe E (informative) Calculs de référence	98
Bibliographie	111
Figure 1 – Section de tuyauterie de référence pour le dimensionnement	64
Figure B.1 – Equipement interne à chemins multiples multi-étagé	79
Figure B.2 – Equipement interne à chemin unique multi-étagé	80
Figure B.3 – Disque d'un équipement interne à résistance continue L'équipement interne complet comprend un grand nombre de disques superposés	81

Figure B.4 – Vue en section d'un équipement interne à résistance continue dont les chemins d'écoulement multiples comportent des ondulations verticales	81
Figure C.1 – Détermination de la limite supérieure du coefficient d'écoulement par la méthode itérative	88
Figure C.2 – Détermination du coefficient d'écoulement final par la méthode itérative.....	89
Figure D.1 – Facteurs de géométrie de la tuyauterie	94
Figure D.2 – Facteurs de récupération de la pression	96
Figure D.3 – Facteur F_F du rapport de la pression critique du liquide	97
Tableau 1 – Constantes numériques N	72
Tableau B.1 – Valeurs des facteurs d'interaction entre étages, k , et des facteurs de réchauffe, r , pour un équipement interne de vanne de régulation à chemin unique et à chemins multiples multi-étagée	83
Tableau B.2 – Valeurs des facteurs d'interaction entre étages, k , et des facteurs de réchauffe, r , pour un équipement interne de vanne de régulation à résistance continue	83
Tableau C.1 – Ecoulement de fluides incompressibles	87
Tableau C.2 – Ecoulement de fluides compressibles.....	87
Tableau D.1 – Valeurs typiques du coefficient de correction générique de vanne F_d , du facteur de récupération de pression du liquide F_L et du facteur du rapport de pression différentielle x_T à une course assignée maximale ^{a)}	91

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-2-1:2011

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS –

**Partie 2-1: Capacité d'écoulement –
Equations de dimensionnement pour l'écoulement
des fluides dans les conditions d'installation**

AVANT-PROPOS

- 1) La Commission Electrotechnique Internationale (CEI) est une organisation mondiale de normalisation composée de l'ensemble des comités électrotechniques nationaux (Comités nationaux de la CEI). La CEI a pour objet de favoriser la coopération internationale pour toutes les questions de normalisation dans les domaines de l'électricité et de l'électronique. A cet effet, la CEI – entre autres activités – publie des Normes internationales, des Spécifications techniques, des Rapports techniques, des Spécifications accessibles au public (PAS) et des Guides (ci-après dénommés "Publication(s) de la CEI"). Leur élaboration est confiée à des comités d'études, aux travaux desquels tout Comité national intéressé par le sujet traité peut participer. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec la CEI, participent également aux travaux. La CEI collabore étroitement avec l'Organisation Internationale de Normalisation (ISO), selon des conditions fixées par accord entre les deux organisations.
- 2) Les décisions ou accords officiels de la CEI concernant les questions techniques représentent, dans la mesure du possible, un accord international sur les sujets étudiés, étant donné que les Comités nationaux de la CEI intéressés sont représentés dans chaque comité d'études.
- 3) Les Publications de la CEI se présentent sous la forme de recommandations internationales et sont agréées comme telles par les Comités nationaux de la CEI. Tous les efforts raisonnables sont entrepris afin que la CEI s'assure de l'exactitude du contenu technique de ses publications; la CEI ne peut pas être tenue responsable de l'éventuelle mauvaise utilisation ou interprétation qui en est faite par un quelconque utilisateur final.
- 4) Dans le but d'encourager l'uniformité internationale, les Comités nationaux de la CEI s'engagent, dans toute la mesure possible, à appliquer de façon transparente les Publications de la CEI dans leurs publications nationales et régionales. Toutes divergences entre toutes Publications de la CEI et toutes publications nationales ou régionales correspondantes doivent être indiquées en termes clairs dans ces dernières.
- 5) La CEI elle-même ne fournit aucune attestation de conformité. Des organismes de certification indépendants fournissent des services d'évaluation de conformité et, dans certains secteurs, accèdent aux marques de conformité de la CEI. La CEI n'est responsable d'aucun des services effectués par les organismes de certification indépendants.
- 6) Tous les utilisateurs doivent s'assurer qu'ils sont en possession de la dernière édition de cette publication.
- 7) Aucune responsabilité ne doit être imputée à la CEI, à ses administrateurs, employés, auxiliaires ou mandataires, y compris ses experts particuliers et les membres de ses comités d'études et des Comités nationaux de la CEI, pour tout préjudice causé en cas de dommages corporels et matériels, ou de tout autre dommage de quelque nature que ce soit, directe ou indirecte, ou pour supporter les coûts (y compris les frais de justice) et les dépenses découlant de la publication ou de l'utilisation de cette Publication de la CEI ou de toute autre Publication de la CEI, ou au crédit qui lui est accordé.
- 8) L'attention est attirée sur les références normatives citées dans cette publication. L'utilisation de publications référencées est obligatoire pour une application correcte de la présente publication.
- 9) L'attention est attirée sur le fait que certains des éléments de la présente Publication de la CEI peuvent faire l'objet de droits de brevet. La CEI ne saurait être tenue pour responsable de ne pas avoir identifié de tels droits de brevets et de ne pas avoir signalé leur existence.

La Norme internationale CEI 60534-2-1 a été établie par le sous-comité 65B: Equipements de mesure et de contrôle commande, du comité d'études 65 de la CEI: Mesure, commande et automatisation dans les processus industriels.

Cette deuxième édition annule et remplace la première édition parue en 1998. Cette édition constitue une révision technique.

Cette édition inclut les modifications techniques majeures suivantes par rapport à l'édition précédente:

- les mêmes modèles fondamentaux de débit mais modifie l'organisation des équations pour simplifier l'utilisation de la norme en introduisant la notion de Δp_{dim} ;
- des changements dans les corrections pour les fluides non turbulents et dans les moyens d'obtention des résultats;

- le passage des calculs multi-étagés en Annexe.

Le texte de cette norme est issu des documents suivants:

FDIS	Rapport de vote
65B/783/FDIS	65B/786/RVD

Le rapport de vote indiqué dans le tableau ci-dessus donne toute information sur le vote ayant abouti à l'approbation de cette norme.

Cette publication a été rédigée selon les Directives ISO/CEI, Partie 2.

Une liste de toutes les parties de la série CEI 60534, présentées sous le titre général *Vannes de régulation de processus industriels*, peut être consultée sur le site web de la CEI.

Le comité a décidé que le contenu de cette publication ne sera pas modifié avant la date de stabilité indiquée sur le site web de la CEI sous "<http://webstore.iec.ch>" dans les données relatives à la publication recherchée. A cette date, la publication sera

- reconduite,
- supprimée,
- remplacée par une édition révisée, ou
- amendée.

Le contenu du corrigendum d'avril 2015 a été pris en considération dans cet exemplaire.

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS –

Partie 2-1: Capacité d'écoulement – Equations de dimensionnement pour l'écoulement des fluides dans les conditions d'installation

1 Domaine d'application

La présente partie de la CEI 60534 comprend des équations permettant de prévoir le débit de fluides compressibles et incompressibles dans les vannes de régulation.

Les équations relatives à l'écoulement des fluides incompressibles sont fondées sur les équations de base applicables aux fluides newtoniens incompressibles. Elles ne sont pas destinées à être utilisées pour des fluides non newtoniens, des mélanges de fluides, des boues ou des systèmes transportant des particules solides en suspension dans un liquide. Les équations relatives à l'écoulement des fluides incompressibles peuvent être utilisées, mais avec prudence, pour les mélanges liquides à composants multiples non volatils. Se reporter à l'Article 6 pour toute information complémentaire.

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 pour l'écoulement des fluides compressibles peuvent être déduites des équations de base applicables aux fluides newtoniens incompressibles. Cependant, des valeurs croissantes de $\Delta p/p_1$ provoquent des effets de compressibilité qui nécessitent la modification des équations de base en y introduisant les facteurs de correction appropriés. Les équations relatives aux fluides compressibles sont destinées à être utilisées avec des gaz ou des vapeurs parfaits, mais ne conviennent pas pour les fluides multiphasiques tels que les mélanges gaz-liquide, vapeur-liquide ou gaz-solide. Seule une limitation du rapport des chaleurs massiques, γ , dans la plage $1,08 < \gamma < 1,65$ permet d'assurer une précision raisonnable. Se reporter à l'Article 7.2 pour plus d'informations.

Pour les applications de fluides compressibles, la présente norme est valable pour les vannes avec $x_T \leq 0,84$ (voir Tableau D.2). Pour les vannes avec $x_T > 0,84$ (par exemple, certaines vannes multi-étagées), on peut s'attendre à une plus grande imprécision sur la prévision du débit.

Une précision raisonnable ne peut être assurée que pour les vannes de régulation si:

$$\frac{C}{N_{18} d^2} < 0,047$$

A noter que bien que la structure des équations utilisée dans le présent document diffère radicalement des versions précédentes de la norme, la technologie de base demeure relativement identique. Le format d'équation révisé a été adopté pour simplifier la présentation des différentes équations et améliorer la lisibilité du document.

2 Références normatives

Les documents de référence suivants sont indispensables pour l'application du présent document. Pour les références datées, seule l'édition citée s'applique. Pour les références non datées, la dernière édition du document de référence s'applique (y compris les éventuels amendements).

CEI 60534-1:2005, *Vannes de régulation des processus industriels – Partie 1: Terminologie des vannes de régulation et considérations générales*

CEI 60534-2-3:1997, *Vannes de régulation des processus industriels – Partie 2-3: Capacité d'écoulement – Procédures d'essai*

3 Termes et définitions

Pour les besoins du présent document, les termes et définitions donnés dans la CEI 60534-1, ainsi que les suivants, s'appliquent.

3.1

coefficient de correction générique de vanne

rapport entre le diamètre hydraulique d'un chemin d'écoulement unique et le diamètre d'un orifice circulaire de section équivalente à la somme des sections de tous les chemins d'écoulement identiques, à une course donnée. Il convient que ce coefficient soit indiqué par le fabricant en fonction de la course (voir l'Annexe A)

3.2

débits volumétriques normaux

débits volumétriques des fluides compressibles en mètres cubes par heure, identifiés par le symbole Q_S , faisant référence aux

- a) Conditions *standard*, à savoir une pression absolue de 1 013,25 mbar et une température de 288,6 K, ou
- b) Conditions *normales*, à savoir une pression absolue de 1 013,25 mbar et une température de 273 K.

Les constantes numériques pour les équations de calcul du débit sont fournies pour les deux conventions (voir Tableau 1)

4 Symboles

Symbole	Description	Unité
C	Coefficient de débit (K_v , C_v)	Diverses (voir CEI 60534-1) (voir Note 4)
d	Dimension nominale de la vanne	mm
D	Diamètre intérieur de la tuyauterie	mm
D_1	Diamètre intérieur de la tuyauterie amont	mm
D_2	Diamètre intérieur de la tuyauterie aval	mm
D_o	Diamètre de l'orifice	mm
F_d	Coefficient de correction générique de vanne (voir Annexe A)	Sans dimension (voir Note 4)
F_F	Facteur de rapport de pression critique du liquide	Sans dimension
F_L	Facteur de récupération de pression du liquide dans une vanne de régulation sans raccords adjacents	Sans dimension (voir Note 4)
F_{LP}	Facteur combiné de récupération de pression du liquide et facteur de géométrie de la tuyauterie d'une vanne de régulation avec raccords adjacents	Sans dimension
F_P	Facteur de géométrie de la tuyauterie	Sans dimension
F_R	Facteur du nombre de Reynolds	Sans dimension
F_y	Facteur de correction correspondant au rapport des chaleurs massiques	Sans dimension
M	Masse moléculaire du fluide en mouvement	kg/kmol
N	Constantes numériques (voir Tableau 1)	Diverses (voir Note 1)
p_1	Pression statique absolue d'entrée mesurée au point A (voir Figure 1)	kPa ou bar (voir Note 2)
p_2	Pression statique absolue de sortie mesurée au point B (voir Figure 1)	kPa ou bar
p_c	Pression thermodynamique critique absolue	kPa ou bar
p_r	Pression réduite (p_1/p_c)	Sans dimension
p_v	Pression de vapeur absolue du liquide à la température d'entrée	kPa ou bar
$\Delta p_{réel}$	Pression différentielle entre les prises de pression amont et aval ($P_1 - P_2$)	kPa ou bar
Δp_{eng}	Valeur calculée de la différence de pression limite pour l'écoulement de fluides incompressibles	kPa ou bar
Δp_{dim}	Valeur de la pression différentielle utilisée dans le calcul de l'écoulement ou du coefficient de débit nécessaire pour les fluides incompressibles	kPa ou bar
Q	Débit volumétrique réel	m ³ /h
Q_s	Débit volumétrique normal (voir la définition 3.2)	m ³ /h
Re_v	Nombre de Reynolds de la vanne	Sans dimension
T_1	Température absolue d'entrée	K
T_c	Température absolue critique thermodynamique	K
T_r	Température réduite (T_1/T_c)	Sans dimension
t_s	Température absolue de référence pour mètre cube standard	K
W	Débit massique	kg/h
x	Rapport de la pression différentielle réelle à la pression absolue d'entrée ($\Delta P/P_1$)	Sans dimension
X_{eng}	Rapport de perte de charge engorgée pour l'écoulement des fluides compressibles	Sans dimension

Symbole	Description	Unité
X_{dim}	Valeur du rapport de perte de charge utilisée dans le calcul de l'écoulement ou du coefficient de débit nécessaire pour l'écoulement des fluides compressibles.	Sans dimension
x_T	Facteur de rapport de pression différentielle d'une vanne de régulation sans raccords adjacents, à débit engorgé	Sans dimension (voir Note 4)
x_{TP}	Facteur de rapport de pression différentielle d'une vanne de régulation avec raccords adjacents, à débit engorgé	Sans dimension
Y	Facteur de détente	Sans dimension
Z_1	Facteur de compressibilité dans les conditions d'entrée	Sans dimension
ν	Viscosité cinématique	m ² /s (voir Note 3)
ρ_1	Masse volumique du fluide à p_1 et T_1	kg/m ³
ρ_1/ρ_0	Densité relative ($\rho_1/\rho_0 = 1,0$ pour l'eau à 15 °C)	Sans dimension
γ	Rapport des chaleurs massiques	Sans dimension
ζ	Coefficient de perte de charge dynamique d'un réducteur, d'un divergent ou d'un autre raccord adjacent à une vanne de régulation ou organe de détente	Sans dimension
ζ_1	Coefficient de perte de charge dynamique du raccord amont	Sans dimension
ζ_2	Coefficient de perte de charge dynamique du raccord aval	Sans dimension
ζ_{B1}	Coefficient de Bernoulli à l'entrée	Sans dimension
ζ_{B2}	Coefficient de Bernoulli à la sortie	Sans dimension

NOTE 1 Pour déterminer les unités des constantes numériques, on peut effectuer l'analyse dimensionnelle des équations appropriées en se servant des unités données au Tableau 1.

NOTE 2 1 bar = 10² kPa = 10⁵ Pa

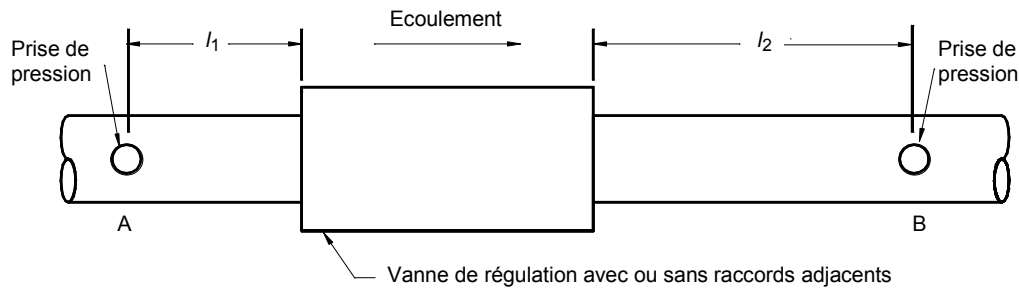
NOTE 3 1 centistoke = 10⁻⁶ m²/s

NOTE 4 Ces valeurs varient en fonction de la course. Il convient qu'elles soient indiquées par le fabricant.

5 Installation

Dans de nombreuses applications industrielles, des réducteurs ou autres raccords sont fixés aux vannes de régulation. L'effet de ces raccords sur le coefficient de débit nominal de la vanne de régulation peut être notable. Un facteur correctif est introduit pour tenir compte de cet effet. Des facteurs supplémentaires sont introduits pour tenir compte des caractéristiques du fluide qui influencent la capacité d'écoulement d'une vanne de régulation.

Lors du 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 points A et B comme le montre la Figure 1.



IEC 509/11

$l_1 = 2 \times \text{diamètre nominal de la tuyauterie}$

$l_2 = 6 \times \text{diamètre nominal de la tuyauterie}$

Figure 1 – Section de tuyauterie de référence pour le dimensionnement

6 Equations de dimensionnement pour les fluides incompressibles

6.1 Écoulement turbulent

Le modèle d'écoulement fondamental pour les fluides incompressibles en régime d'écoulement turbulent est le suivant:

$$Q = C N_1 F_P \sqrt{\frac{\Delta_{\text{dim}}}{\rho_1 / \rho_o}} \quad (1)$$

NOTE 1 La constante numérique N_1 dépend des unités utilisées dans l'équation générale de dimensionnement et du type de coefficient de débit: K_v ou C_v .

NOTE 2 Le facteur de géométrie de la tuyauterie, F_P , est réduit à 1 lorsque la dimension de la vanne et les diamètres de tuyauterie adjacente sont identiques. Se reporter à 8.1 pour évaluation et toutes informations complémentaires.

Ce modèle établit la relation entre le débit, le coefficient de débit, les propriétés des fluides, les facteurs de l'installation concernée et les conditions de service appropriées applicables aux vannes de régulation véhiculant des fluides incompressibles. L'Equation (1) peut être utilisée pour calculer le coefficient de débit requis, le débit ou la pression différentielle appliquée, en tenant compte de deux grandeurs sur les trois grandeurs considérées.

Ce modèle s'applique uniquement aux fluides monophasiques à un seul composant (c'est-à-dire ni mélanges multiphasiques, ni mélanges à composants multiples). Toutefois, ce modèle peut être utilisé, mais avec prudence, dans certaines conditions pour les mélanges à composants multiples en phase liquide. Les hypothèses sous-jacentes du modèle d'écoulement sont satisfaites pour les mélanges de fluides entre deux phases liquides soumis aux restrictions suivantes:

- le mélange est homogène;
- le mélange est en équilibre chimique et thermodynamique;
- le processus d'étranglement complet se produit à bonne distance du domaine diphasique.

Lorsque ces conditions sont satisfaites, il convient de remplacer la densité du mélange par la masse volumique du fluide ρ_1 dans l'Equation (1).

6.2 Pressions différentielles

6.2.1 Pression différentielle de dimensionnement, Δp_{dim}

La valeur de la pression différentielle utilisée dans l'Equation (1) pour prévoir le débit ou calculer un coefficient de débit nécessaire est la plus petite valeur de la pression différentielle réelle ou la pression différentielle engorgée:

$$\Delta p_{dim} = \begin{cases} \Delta p & \text{si } \Delta p < \Delta p_{eng} \\ \Delta p_{eng} & \text{si } \Delta p \geq \Delta p_{eng} \end{cases} \quad (2)$$

6.2.2 Pression différentielle engorgée, Δp_{eng}

La condition dans laquelle une augmentation ultérieure de la pression différentielle à une pression amont constante ne conduit plus à une augmentation correspondante de l'écoulement par la vanne de régulation est appelée « écoulement engorgé ». La perte de charge à laquelle cet écoulement se produit est désignée par le terme pression différentielle engorgée et est donnée par l'équation suivante:

$$\Delta p_{eng} = \left(\frac{F_{LP}}{F_P} \right)^2 (p_1 - F_F p_v) \quad (3)$$

NOTE L'expression $\left(\frac{F_{LP}}{F_P} \right)^2$ se réduit à F_L^2 lorsque la dimension de la vanne et les diamètres de tuyauterie adjacente sont identiques. Se reporter à 8.1 pour plus d'informations.

6.2.3 Facteur F_F de rapport de pression critique du liquide

F_F est le facteur de rapport de pression critique du liquide. Ce facteur est le rapport de la pression apparente à la *vena contracta* en régime d'écoulement engorgé à la pression de vapeur du liquide à la température d'entrée. Pour des pressions de vapeur voisines de zéro, ce facteur est de 0,96.

Les valeurs de F_F peuvent être fournies par l'utilisateur s'il les connaît. Pour les fluides à un seul composant, ces valeurs peuvent être déterminées à partir de la courbe de la Figure D.3 ou estimées approximativement à l'aide de l'Equation suivante:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} \quad (4)$$

L'utilisation de l'Equation (4) pour décrire le début de l'engorgement des mélanges à composants multiples suppose que les paramètres d'états correspondants appropriés dans le modèle d'inflammabilité soient applicables.

6.3 Ecoulement non turbulent (laminaire et intermédiaire)

Le modèle d'écoulement représenté dans l'Equation (1) est destiné uniquement à un écoulement strictement turbulent. Un régime non turbulent peut être observé, notamment lorsque les débits sont relativement faibles ou lorsque la viscosité des fluides est importante. Pour confirmer que l'Equation (1) est applicable, il convient de calculer la valeur du nombre de Reynolds de la vanne (voir Equation (23)). L'Equation (1) est applicable si $Re_v \geq 10\,000$.

7 Equations de dimensionnement pour les fluides compressibles

7.1 Généralités

Le modèle d'écoulement fondamental pour les fluides compressibles en régime d'écoulement turbulent est donné sous la forme suivante:

$$W = CN_6 F_p Y \sqrt{x_{dim} p_1 \rho_1} \quad (5)$$

Ce modèle établit la relation entre les débits, les coefficients de débit, les propriétés des fluides, les facteurs de l'installation concernée et les conditions de service appropriées applicables aux vannes de régulation véhiculant des fluides compressibles.

Deux formes équivalentes de l'Equation (5) sont présentées pour l'adaptation aux formats de données disponibles conventionnels:

$$W = CN_8 F_p p_1 Y \sqrt{\frac{x_{dim} M}{T_1 Z_1}} \quad (6)$$

$$Q_s = CN_9 F_p p_1 Y \sqrt{\frac{x_{dim}}{M T_1 Z_1}} \quad (7)$$

NOTE Voir l'Annexe D pour les valeurs de M .

L'Equation (6) est obtenue en remplaçant la masse volumique du fluide, calculée à l'aide de l'équation d'état de gaz parfait dans l'Equation (5). L'Equation (7) exprime le débit en unités volumétriques normales. Les Equations (5) à (7) peuvent être utilisées pour calculer le coefficient de débit nécessaire, le débit ou la pression différentielle appliquée en tenant compte de deux grandeurs sur les trois grandeurs considérées.

7.2 Pressions différentielles

7.2.1 Rapport de perte de charge de dimensionnement, x_{dim}

La valeur du rapport de perte de charge utilisée dans les Equations (5) à (7) pour prévoir le débit ou calculer un coefficient de débit nécessaire est la plus faible valeur du rapport de perte de charge réel ou du rapport de perte de charge engorgée:

$$x_{dim} = \begin{cases} x & \text{si } x < x_{eng} \\ x_{eng} & \text{si } x \geq x_{eng} \end{cases} \quad (8)$$

où

$$x = \frac{\Delta p}{p_1} \quad (9)$$

7.2.2 Rapport de perte de charge engorgée, x_{eng}

Le rapport de perte de charge auquel l'écoulement n'augmente plus conjointement à l'accroissement de la valeur du rapport de perte de charge, est le rapport de perte de charge engorgée, donné par l'équation suivante:

$$x_{eng} = F_\gamma x_{TP} \quad (10)$$

NOTE L'expression x_{TP} se réduit à x_T lorsque la dimension de la vanne et les diamètres de tuyauterie adjacente sont identiques. Se reporter à 8.1 pour plus d'informations.

7.3 Facteur de rapport des chaleurs massiques, F_γ

Le facteur x_T est basé, pour le fluide en écoulement, sur une pression de l'air voisine de la pression atmosphérique et un rapport des chaleurs massiques de 1,40. Si le rapport des chaleurs massiques pour le fluide en écoulement n'est pas de 1,40, le facteur F_γ est utilisé pour ajuster x_T . Utiliser l'équation suivante pour calculer le facteur de rapport des chaleurs massiques:

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1,4} \quad (11)$$

NOTE Voir l'Annexe D pour les valeurs de γ et F_γ .

L'Equation (11) est le résultat de l'hypothèse du comportement des gaz parfaits et du développement d'un modèle à diaphragme fondé sur des essais à l'air et à la vapeur des vannes de régulation. L'analyse de ce modèle sur une plage de $1,08 \leq \gamma < 1,65$ a conduit à l'adoption du modèle linéaire actuel représenté dans l'Equation (11). La différence entre le modèle à diaphragme original, d'autres modèles théoriques et l'Equation (11) est minime dans cette plage. Toutefois, les différences effectives sont importantes hors de la plage indiquée. Il convient, pour une précision maximale, de limiter les calculs d'écoulement basés sur ce modèle à un rapport des chaleurs massiques dans cette plage et au comportement des gaz parfaits.

7.4 Facteur de détente, Y

Le facteur de détente Y prend en compte 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 prend également en compte 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 du chemin d'écoulement;
- c) rapport de pression différentielle x ;
- d) nombre de Reynolds;
- e) rapport des chaleurs massiques γ .

L'influence des points a), b), c) et e) est prise en compte par le facteur du rapport de pression différentielle x_T , qui peut être établi par un essai à l'air et qui est explicité en 8.4.

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 au-delà de la zone dans laquelle il a une influence puisque le régime d'écoulement est presque toujours turbulent.

Le rapport des chaleurs massiques du fluide affecte le rapport de pression différentielle x_T .

Y doit être calculé en utilisant l'Equation (12).

$$Y = 1 - \frac{x_{\text{dim}}}{3x_{\text{eng}}} \quad (12)$$

NOTE Le facteur de détente, Y , a une valeur limite de deux tiers en régime d'écoulement engorgé.

7.5 Facteur de compressibilité, Z

Plusieurs équations de dimensionnement ne contiennent aucun terme se rapportant à la masse volumique réelle du fluide aux conditions amont. La masse volumique est en revanche 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. Dans ces cas, le facteur de compressibilité Z doit être introduit pour compenser cette différence. Z est fonction à la fois de la pression réduite et de la température réduite. La pression réduite p_r est définie comme étant 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 la même manière. C'est-à-dire:

$$p_r = \frac{p_1}{p_c} \quad (13)$$

$$T_r = \frac{T_1}{T_c} \quad (14)$$

NOTE Voir l'Annexe D pour les valeurs de p_c et T_c .

7.6 Écoulement non turbulent (laminaire et intermédiaire)

Le modèle d'écoulement représenté dans les Equations (5) à (7) est destiné uniquement à un écoulement strictement turbulent. Un régime non turbulent peut être observé, notamment lorsque les débits sont relativement faibles ou lorsque la viscosité des fluides est importante. Pour confirmer que le modèle d'écoulement est applicable, il convient de calculer la valeur du nombre de Reynolds de la vanne (voir Equation (23)). Le modèle d'écoulement est applicable si $Re_v \geq 10\,000$.

8 Facteurs de correction communs à l'écoulement des fluides incompressibles et compressibles

8.1 Facteurs de correction de géométrie de la tuyauterie

Les différents facteurs de géométrie de la tuyauterie (F_P , F_{LP} , x_{TP}) sont nécessaires pour tenir compte des raccords installés en amont et/ou en aval d'un corps de vanne de régulation. Le facteur F_P est le rapport du débit dans une vanne de régulation installée avec des raccords adjacents au débit qui passerait si la même vanne de régulation était installée sans raccords adjacents et soumise à l'essai dans des conditions identiques de débit non engorgé dans l'un et l'autre cas (voir Figure 1).

Pour obtenir la précision d'écoulement indiquée de $\pm 5\%$, tous les facteurs de géométrie de la tuyauterie doivent être déterminés par essai, conformément à la CEI 60534-2-3.

Lorsque des valeurs estimées des facteurs de géométrie de la tuyauterie sont admissibles, il convient d'utiliser les équations suivantes pour les réducteurs et les divergents concentriques couplés directement à la vanne de régulation. Ces équations sont issues d'un calcul analytique de la résistance supplémentaire et de l'échange entre les charges statique et dynamique introduites par les raccords.

La validité de cette méthode dépend du degré d'indépendance hydraulique ou aérodynamique entre la vanne de régulation et les raccords adjacents, de sorte que les effets cumulés demeurent additionnels. Cette condition est susceptible d'être satisfaite pour la plupart des applications pratiques. Cependant, dans certains types de vannes de régulation, tels que les vannes papillons et les vannes à tournant sphérique, la récupération de la pression est susceptible de se produire principalement dans la tuyauterie en aval plutôt que dans le corps

de la vanne. Le remplacement de la section de tuyauterie en aval par un raccord de tuyauterie arbitraire peut dans certains cas, affecter la zone de récupération. Il n'est pas certain, dans cette condition, que la méthode de correction simple de la résistance à l'écoulement prenne correctement en compte ces effets.

8.2 Facteur estimé F_P de géométrie de la tuyauterie

Le facteur F_P est le rapport du débit dans une vanne de régulation installée avec des raccords adjacents au débit qui passerait si la même vanne de régulation était installée sans raccords adjacents et soumise à l'essai dans des conditions identiques de débit non engorgé dans l'un et l'autre cas (voir Figure 1). Lorsque des valeurs estimées sont admises, l'équation suivante doit être utilisée:

$$F_P = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\Sigma \zeta}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}} \quad (15)$$

Dans cette équation, le facteur $\Sigma \zeta$ est la somme algébrique de tous les coefficients de perte de charge dynamique réelle de tous les raccords adjacents à la vanne de régulation. Le coefficient de perte de charge dynamique de la vanne de régulation proprement dit n'est pas inclus.

$$\Sigma \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{B1} - \zeta_{B2} \quad (16)$$

Dans les cas où les diamètres des tuyauteries, en amont et en aval de la vanne de régulation, sont différents, les coefficients ζ_B sont calculés comme suit:

$$\zeta_B = 1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \quad (17)$$

Si les raccords à l'entrée et à la sortie sont constitués par des réducteurs concentriques de longueur réduite, disponibles dans le commerce, les coefficients ζ_1 et ζ_2 peuvent être estimés approximativement comme suit:

Réducteur d'entrée:

$$\zeta_1 = 0,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^2 \right]^2 \quad (18)$$

Réducteur de sortie (divergent):

$$\zeta_2 = 1,0 \left[1 - \left(\frac{d}{D_2} \right)^2 \right]^2 \quad (19)$$

Réducteurs d'entrée et de sortie de même dimension:

$$\zeta_1 + \zeta_2 = 1,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2 \quad (20)$$

Les valeurs de F_P calculées avec les facteurs ζ ci-dessus conduisent généralement au choix de vannes de régulation de capacités légèrement supérieures à celles qui sont nécessaires. Voir l'Annexe C pour des méthodes de résolution.

Pour des approximations graphiques de F_P , se reporter aux Figures D.2a) et D.2b) de l'Annexe D.

8.3 Estimation du facteur combiné de récupération de pression du liquide et du facteur de géométrie de la tuyauterie avec raccords adjacents, F_{LP}

F_L est le facteur de récupération de la pression du liquide traversant une vanne ne comportant pas de raccords adjacents. Ce facteur tient compte de l'influence de la géométrie interne de la vanne sur la capacité de débit de celle-ci en écoulement engorgé. Il est défini comme le rapport du débit maximal réel en régime d'écoulement engorgé à un débit théorique dans des conditions d'écoulement non engorgé qui serait calculé si la pression différentielle utilisée représentait la différence entre la pression à l'entrée de la vanne et la pression apparente à la *vena contracta* en écoulement engorgé. Le facteur F_L peut être déterminé à partir des essais effectués conformément à la CEI 60534-2-3. Des valeurs types de F_L par rapport au pourcentage du coefficient de débit assigné sont présentées à la Figure D.3.

F_{LP} représente la combinaison du facteur de récupération de la pression du liquide et du facteur de géométrie de la tuyauterie pour une vanne de régulation avec raccords adjacents. Il est obtenu de la même manière que le facteur F_L .

Pour parvenir à un écart de $\pm 5\%$ pour F_{LP} , le facteur F_{LP} doit être déterminé par des essais. Lorsque des valeurs estimées sont admises, l'Equation (21) doit être utilisée:

$$F_{LP} = \frac{F_L}{\sqrt{1 + \frac{F_L^2}{N_2} (\Sigma \zeta_1) \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}} \quad (21)$$

Dans le cas présent, $\Sigma \zeta_1$ est le coefficient de perte de charge dynamique, $\zeta_1 + \zeta_{B1}$, du raccord monté en amont de la vanne, mesuré entre la prise de pression amont et l'entrée du corps de la vanne de régulation.

8.4 Estimation du facteur de rapport de pression différentielle x_{TP} avec raccords adjacents

x_T est le facteur de rapport de pression différentielle d'une vanne de régulation lorsqu'elle est installée sans réducteurs ou autres raccords. Si la pression d'entrée p_1 est maintenue constante en même temps que la pression de sortie p_2 est réduite de manière progressive, le débit massique à travers la vanne augmente jusqu'à une valeur limite maximale, condition désignée sous le nom d'écoulement engorgé. Une réduction ultérieure de la pression p_2 n'entraînera aucune augmentation du débit.

Cette limite est atteinte lorsque la pression différentielle x atteint une valeur de $F_Y x_T$. La valeur limite de x est définie comme le rapport de pression différentielle critique. La valeur de x utilisée dans toutes les équations de dimensionnement et dans la formule de Y (Equation (12)) doit être maintenue à cette limite même si le rapport réel de pression différentielle est plus élevé. De cette façon, la valeur numérique de Y peut être comprise entre 0,667, lorsque $x = F_Y x_T$, et 1,0 pour de très faibles pressions différentielles.

Les valeurs de x_T peuvent être établies par un essai à l'air. La procédure d'essai pour cette détermination est décrite dans la CEI 60534-2-3.

NOTE 1 Des valeurs représentatives de x_T pour plusieurs types de vannes de régulation à clapet non réduit et pour leur pleine ouverture assignée sont données dans le Tableau D.1. Il convient toutefois d'utiliser ces informations avec prudence. Lorsque des valeurs précises sont exigées, il convient de les obtenir par essai.

Si une vanne de régulation est installée avec raccords adjacents, la valeur de x_T en sera affectée.

x_{TP} est le facteur de rapport de pression différentielle d'une vanne de régulation avec raccords adjacents en écoulement engorgé. Pour parvenir à un écart de $\pm 5\%$ pour la valeur de x_{TP} , la vanne et ses raccords adjacents doivent être soumis à l'essai comme un ensemble. Lorsque des valeurs estimées sont admises, l'Equation (22) doit être utilisée:

$$x_{TP} = \frac{\frac{x_T}{F_P^2}}{1 + \frac{x_T \zeta_1}{N_5} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2} \quad (22)$$

NOTE 2 Les valeurs de N_5 sont données dans le Tableau 1 ci-dessous.

Dans la relation ci-dessus, x_T est le facteur de rapport de pression différentielle pour une vanne de régulation installée sans réducteurs ou autres raccords. ζ_1 est la somme des coefficients de perte de charge dynamique ($\zeta_1 + \zeta_{B1}$) à l'entrée du réducteur ou d'un autre raccord adjacent à la face d'entrée de la vanne.

Si le raccord à l'entrée est constitué par un réducteur de longueur réduite disponible dans le commerce, la valeur de ζ_1 peut être estimée en utilisant l'Equation (18).

9 Nombre de Reynolds, Re_v

Les modèles d'écoulement de fluides incompressibles et compressibles présentés dans les articles précédents s'appliquent à un écoulement strictement turbulent. Lorsqu'un régime d'écoulement non turbulent s'établit dans une vanne de régulation par suite d'une faible pression différentielle, d'un fluide de haute viscosité, d'un coefficient de débit très faible ou de la combinaison de ces éléments, l'introduction d'un modèle d'écoulement différent est nécessaire.

Le nombre de Reynolds de la vanne, Re_v , est utilisé pour déterminer si l'écoulement est strictement turbulent. Les essais indiquent que l'écoulement est strictement turbulent lorsque le nombre de Reynolds de la vanne $Re_v > 10\,000$. Ce nombre est donné par l'Equation (23):

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C F_L}} \left(\frac{F_L^2 C^2}{N_2 D^4} + 1 \right)^{1/4} \quad (23)$$

NOTE 1 Le débit spécifié dans l'Equation (23) est exprimé en unités de débit volumétrique réel pour les écoulements de fluides incompressibles et compressibles.

NOTE 2 Il convient d'évaluer la viscosité cinématique, ν , en conditions d'écoulement.

Lorsque $Re_v < 10\,000$, il convient d'utiliser les équations présentées à l'Annexe A.

Le nombre de Reynolds de la vanne est fonction du débit et du coefficient de débit de la vanne. Par conséquent, pour la résolution des équations de calcul du débit applicables à l'une ou l'autre de ces deux variables, il est nécessaire d'utiliser une technique de résolution qui permet de s'assurer de la prise en compte de toutes les instances de chaque variable.

NOTE 3 La dépendance du nombre de Reynolds en fonction du débit et du coefficient de débit de la vanne nécessite d'appliquer une résolution itérative.

Le coefficient de correction générique de vanne F_d transforme la géométrie du ou des orifices en un chemin d'écoulement circulaire unique équivalent. Se reporter au Tableau D.2 pour des

NOTE 4 Les équations faisant intervenir F_p ne sont pas applicables.

Tableau 1 – Constantes numériques N

Constante	Coefficient de débit C		Unité(s) utilisée(s) dans les formules						
	K_v	C_v	W	Q	$p \times \Delta p$	ρ	T	d, D	ν
N_1	1×10^{-1}	$8,65 \times 10^{-2}$	—	m ³ /h	kPa	kg/m ³	—	—	—
	1	$8,65 \times 10^{-1}$	—	m ³ /h	bar	kg/m ³	—	—	—
N_2	$1,60 \times 10^{-3}$	$2,14 \times 10^{-3}$	—	—	—	—	—	mm	—
N_4	$7,07 \times 10^{-2}$	$7,60 \times 10^{-2}$	—	m ³ /h	—	—	—	—	m ² /s
N_5	$1,80 \times 10^{-3}$	$2,41 \times 10^{-3}$	—	—	—	—	—	mm	—
N_6	3,16	2,73	kg/h	—	kPa	kg/m ³	—	—	—
	$3,16 \times 10^1$	$2,73 \times 10^1$	kg/h	—	bar	kg/m ³	—	—	—
N_8	1,10	$9,48 \times 10^{-1}$	kg/h	—	kPa	—	K	—	—
	$1,10 \times 10^2$	$9,48 \times 10^1$	kg/h	—	bar	—	K	—	—
N_9 ($t_s = 0 \text{ °C}$)	$2,46 \times 10^1$	$2,12 \times 10^1$	—	m ³ /h	kPa	—	K	—	—
	$2,46 \times 10^3$	$2,12 \times 10^3$	—	m ³ /h	bar	—	K	—	—
N_9 ($t_s = 15 \text{ °C}$)	$2,60 \times 10^1$	$2,25 \times 10^1$	—	m ³ /h	kPa	—	K	—	—
	$2,60 \times 10^3$	$2,25 \times 10^3$	—	m ³ /h	bar	—	K	—	—
N_{17}	$1,05 \times 10^{-3}$	$1,21 \times 10^{-3}$	—	—	—	—	—	mm	—
N_{18}	$8,65 \times 10^{-1}$	1,00	—	—	—	—	—	mm	—
N_{19}	2,5	2,3	—	—	—	—	—	mm	—
N_{22} ($t_s = 0 \text{ °C}$)	$1,73 \times 10^1$	$1,50 \times 10^1$	—	m ³ /h	kPa	—	K	—	—
	$1,73 \times 10^3$	$1,50 \times 10^3$	—	m ³ /h	bar	—	K	—	—
N_{22} ($t_s = 15 \text{ °C}$)	$1,84 \times 10^1$	$1,59 \times 10^1$	—	m ³ /h	kPa	—	K	—	—
	$1,84 \times 10^3$	$1,59 \times 10^3$	—	m ³ /h	bar	—	K	—	—
N_{27}	$7,75 \times 10^{-1}$	$6,70 \times 10^{-1}$	kg/h	—	kPa	—	K	—	—
	$7,75 \times 10^1$	$6,70 \times 10^1$	kg/h	—	bar	—	K	—	—
N_{32}	$1,40 \times 10^2$	$1,27 \times 10^2$	—	—	—	—	—	mm	—

NOTE L'utilisation des constantes numériques fournies dans ce tableau avec les unités métriques spécifiées dans le même tableau produit des coefficients de débit dans les unités dans lesquelles ils sont définis.

Annexe A (normative)

Equations de dimensionnement pour un écoulement non turbulent

A.1 Généralités

L'Annexe A spécifie les équations de dimensionnement applicables actuellement aux vannes de régulation dans lesquelles s'écoulent des fluides incompressibles et compressibles en régime non turbulent. Alors que cette technologie est, en général, moins utilisée qu'un écoulement strictement turbulent, et dépend par ailleurs fortement de la géométrie des vannes, elle peut être enrichie par les fabricants de vannes individuelles, par l'introduction d'une technologie spécifique aux modèles de vannes individuelles.

A.2 Symboles

Les variables suivantes sont propres à la présente annexe. Toutes les autres variables ont été définies dans le corps de texte de la présente norme.

Symbole	Description	Unité(s)
C_{assig}	Coefficient de débit relatif à la course assignée	diverses unités
F_R	Facteur du nombre de Reynolds	Sans dimension
n	Variable intermédiaire	Sans dimension

A.3 Détermination d'un régime d'écoulement non turbulent

Comme indiqué à l'Article 9 de la présente norme, le nombre de Reynolds de la vanne, Re_v , est utilisé pour déterminer l'existence d'un écoulement strictement turbulent. Le nombre de Reynolds de la vanne est donné par l'Equation (23) et répété ici pour des raisons de commodité:

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{CF_L}} \left(\frac{F_L^2 C^2}{N_2 D^4} + 1 \right)^{1/4} \quad (A.1)$$

NOTE 1 Le débit spécifié dans l'Equation (A.1) est exprimé en unités de débit volumétrique réel pour les écoulements de fluides incompressibles et compressibles.

NOTE 2 Il convient d'évaluer la viscosité cinématique, ν , à $(P_1 + P_2)/2$ pour les écoulements de fluides compressibles.

NOTE 3 La dépendance du nombre de Reynolds en fonction du débit et du coefficient de débit de la vanne nécessite d'appliquer une résolution itérative.

L'écoulement est considéré strictement turbulent lorsque $Re_v > 10\,000$. Lorsque $Re_v < 10\,000$, il convient d'utiliser les équations spécifiées dans la présente annexe.

A.4 Domaine d'application de la technologie

Les équations de dimensionnement applicables à l'écoulement non turbulent sont soumises aux restrictions suivantes:

- 1) Les méthodes décrites ici s'appliquent exclusivement à une rhéologie newtonienne. Les fluides non newtoniens peuvent présenter une variation significative de la viscosité en fonction de la vitesse de cisaillement, proportionnelle au débit.
- 2) Les méthodes décrites ici s'appliquent aux fluides non volatils.
- 3) $\frac{C}{N_{18}d^2} \leq 0,047$

Par ailleurs, l'effet de raccords accolés ou autres raccords altérant l'écoulement sur l'écoulement non turbulent est inconnu. Bien qu'on ne dispose pas d'informations sur le comportement des vannes de régulation installées entre des réducteurs de tuyauterie en régime d'écoulement laminaire et intermédiaire, il est recommandé à l'utilisateur de ces vannes d'appliquer les équations appropriées correspondant à des vannes de même diamètre que la tuyauterie pour le calcul du facteur F_R . Il convient que cette disposition produise des coefficients de débit modérés dans la mesure où la turbulence supplémentaire créée par les réducteurs et divergents repousse davantage l'émergence du régime d'écoulement laminaire. En conséquence, cette approche tend à augmenter la valeur respective du facteur F_R pour un nombre de Reynolds de vanne donné.

A.5 Equations de dimensionnement pour les fluides incompressibles

Le modèle d'écoulement fondamental pour les fluides incompressibles en régime d'écoulement non turbulent est donné sous la forme suivante:

$$Q = CN_1 F_R \sqrt{\frac{\Delta P_{réel}}{\rho_1 / \rho_o}} \quad (A.2)$$

Ce modèle établit la relation entre le débit, le coefficient de débit, les propriétés des fluides et les conditions de service appropriées applicables aux vannes de régulation véhiculant des fluides incompressibles. L'équation (A.2) peut être utilisée pour calculer le coefficient de débit nécessaire, le débit ou la pression différentielle appliquée en tenant compte de deux grandeurs sur les trois grandeurs considérées.

A.6 Equations de dimensionnement pour les fluides compressibles

Le modèle d'écoulement fondamental pour les fluides compressibles en régime d'écoulement non turbulent est donné sous la forme suivante:

$$W = CN_{27} F_R Y \sqrt{\frac{\Delta p(p_1 + p_2)M}{T_1}} \quad (A.3)$$

Ce modèle établit la relation entre les débits, les coefficients de débit, les propriétés des fluides et les conditions de service appropriées applicables aux vannes de régulation véhiculant des fluides compressibles.

Une autre forme de l'Equation (A.3) est présentée pour s'adapter aux formats de données disponibles conventionnels:

$$Q_s = CN_{22} F_R Y \sqrt{\frac{\Delta p (p_1 + p_2)}{MT_1}} \quad (\text{A.4})$$

NOTE Voir l'Annexe D pour les valeurs de M .

où

$$Y = \begin{cases} \frac{Re_v - 1000}{9000} \cdot \left(1 - \frac{x_{\text{dim}}}{3 \cdot x_{\text{eng}}} - \sqrt{\left(1 - \frac{x}{2} \right)} \right) + \sqrt{\left(1 - \frac{x}{2} \right)} & \text{si } 10000 > Re_v \geq 1000 \\ \sqrt{\left(1 - \frac{x}{2} \right)} & \text{si } Re_v < 1000 \end{cases} \quad (\text{A.5})$$

L'Equation (A.4) exprime le débit en unités volumétriques normales. Les Equations (A.3) ou (A.4) peuvent être utilisées pour calculer le coefficient de débit nécessaire, le débit ou la pression différentielle appliquée en tenant compte de deux grandeurs sur les trois grandeurs considérées.

A.7 Equations pour facteur F_R du nombre de Reynolds

Le facteur du nombre de Reynolds, F_R , est évalué à partir des équations suivantes.

Si l'écoulement est laminaire ($Re_v < 10$),

$$F_R = \text{Min} \left[\frac{0,026}{F_L} \sqrt{n Re_v}, 1,00 \right] \quad (\text{A.6})$$

NOTE La fonction « Min » décrit la plus petite valeur des expressions de l'argument.

Si l'écoulement est intermédiaire ($Re_v \geq 10$)

$$F_R = \text{Min} \left[\frac{1 + \left(\frac{0,33 F_L^{1/2}}{n^{1/4}} \right) \log_{10} \left(\frac{Re_v}{10000} \right)}{\frac{0,026}{F_L} \sqrt{n Re_v}}, 1,00 \right] \quad (\text{A.7})$$

La valeur de la constante, n , est déterminée sur la base du type d'équipement interne.

Pour un équipement interne de « dimension maximale » $\left(\frac{C_{\text{assig}}}{d^2 N_{18}} \geq 0,016 \right)$,

$$n = \frac{N_2}{\left(\frac{C}{d^2} \right)^2} \quad (\text{A.8a})$$

Pour un « équipement interne de dimension réduite » $\left(\frac{C_{assig}}{d^2 N_{18}} < 0,016 \right)$,

$$n = 1 + N_{32} \left(\frac{C}{d^2} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (\text{A.8b})$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-2-1:2011

Annexe B (normative)

Equations de dimensionnement pour l'écoulement des fluides dans des vannes de régulation multi-étagées

B.1 Généralités

L'Annexe B spécifie des équations permettant de prévoir l'écoulement d'un fluide compressible dans les vannes de régulation multi-étagées. Les équations de base utilisées pour la prévision de l'écoulement sont identiques aux équations présentées dans le corps de texte du présent document, à l'exception des différences suivantes:

- a) l'équation pour le calcul du facteur de détente Y (Equation B.3);
- b) l'inclusion du facteur d'interaction entre étages k et du facteur de réchauffe r ;
- c) l'ajout de tableaux pour les vannes multi-étagées pour les valeurs de F_L et x_T (Tableau D.2).

Cette technologie est applicable aux modèles de vannes de régulation à chemins multiples et à chemin unique multi-étagées, ainsi que de vannes de régulation à équipement interne à résistance continue. Se reporter à l'Article B.3 pour les définitions et les descriptions de chaque type de vanne de régulation.

Les données d'essai utilisées pour valider la méthode applicable aux vannes à chemins multiples et à chemin unique multi-étagées (de un à cinq étages) ont été obtenues à partir des essais de dimensionnement effectués conformément à la CEI 60534-2-3, en utilisant l'air comme milieu d'essai à des pressions comprises entre 5×10^5 Pa et $13,5 \times 10^5$ Pa, et à des températures d'environ 300 K. Certaines données ont été obtenues dans des conditions d'installation, avec une vapeur à des pressions comprises entre 12×10^5 Pa et 110×10^5 Pa et des températures comprises entre 460 K et 750 K. La méthode s'applique à tout nombre d'étages, mais a été validée uniquement pour un nombre maximal de cinq étages.

Les données d'essai utilisées pour valider la méthode applicable à un équipement interne à résistance continue avec 4 à 30 angles, ont été obtenues à partir des essais de dimensionnement effectués conformément à la CEI 60534-2-3, en utilisant l'air comme milieu d'essai à des pressions variant à partir de 5×10^5 Pa et à des températures d'environ 300 K. Certaines données ont été obtenues dans des conditions d'installation, avec une vapeur à des pressions variant à partir de 24×10^5 Pa et des températures comprises entre 500 K et 720 K. Cette méthode peut être utilisée pour tout nombre d'angles, mais a été validée uniquement pour un nombre maximal de 30 angles.

Si des coefficients spécifiques aux vannes (tels que K_v ou C_v , F_L , et x_T) ne peuvent pas être déterminés par les procédures d'essai appropriées de la CEI 60534-2-3, il convient d'utiliser les valeurs fournies par le fabricant.

Les équations conventionnelles pour vannes à étage unique présentées dans le corps de texte du présent document peuvent être utilisées pour les vannes multi-étagées lorsque

- a) les modèles de vanne ne relèvent pas du domaine d'application des configurations présentées dans la présente annexe; et/ou
- b) il peut être démontré que les équations pour vannes à étage unique s'appliquent à la configuration de conception considérée.

B.2 Symboles

Les variables suivantes sont propres à la présente annexe. Toutes les autres variables ont été définies dans le corps de texte de la présente norme.

Symbole	Description	Unité
A_{HT}	Surface d'ouverture totale d'un étage amont adjacent à la course assignée	mm ²
A_0	Surface de sortie d'un chemin d'écoulement unique y compris la surface totale de chemins multiples associés	mm ²
A_1	Surface d'entrée d'un chemin d'écoulement unique	mm ²
D_s	Diamètre extérieur de l'étage amont adjacent	mm
k	Facteur d'interaction entre étages	Sans dimension
l	Course	mm
n	nombre de coudes (ou étages) d'un chemin d'écoulement unique. Dans les cas d'un chemin d'écoulement réparti en chemins multiples, seul un des chemins est inclus	Sans dimension
r	Facteur de réchauffe	Sans dimension

B.3 Termes et définitions

Pour les besoins de la présente annexe, les termes et définitions donnés dans la CEI 60534-1, ceux donnés dans la présente norme ainsi que les suivants, s'appliquent.

B.3.1 Vannes de régulation multi-étagées

Vanne de régulation à soupape dont l'équipement interne comporte plusieurs étages séparés par un espace (voir Figures B.1 et B.2). Il convient que le contour géométrique des ouvertures dans tous les étages soit similaire. Il convient que le rapport du coefficient de débit du second étage C sur le coefficient de débit du premier étage C ne dépasse pas 1,80. Il convient que le rapport du coefficient de débit C des autres étages sur l'étage précédent ne dépasse pas 1,55 et soit uniforme avec une tolérance de ± 9 %. Normalement, les coefficients de débit des étages pour les fluides incompressibles sont approximativement égaux, un coefficient de débit C légèrement inférieur étant alloué à un étage particulier uniquement s'il doit être soumis à une perte de charge plus élevée.

B.3.2 Espace

Distance entre des étages adjacents

B.3.3 Vannes de régulation à chemins multiples multi-étagées

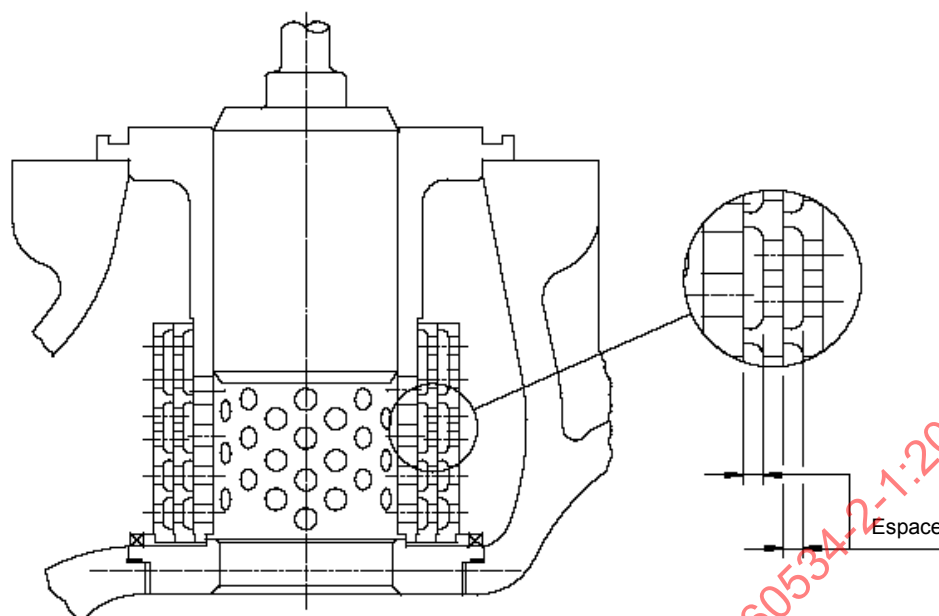
Vanne de régulation à soupape dont l'équipement interne comporte des chemins d'écoulement multiples à plusieurs étages séparés par un espace (voir Figure B.1). Pour assurer la validité des équations de prévision de la présente annexe, il convient que l'espace soit conforme aux valeurs calculées à l'aide de l'équation suivante avec une tolérance de +15 % et –10 % (voir Figures B.1 et B.2).

$$espace = A_{HT} \left(\frac{1}{l} \right) \left(\frac{1,6}{\sqrt{D_s}} \right) \quad (B.1)$$

où

limite d'espace minimal = 4 mm;

limite d'espace maximal = 44 mm.



IEC 510/11

NOTE Exemple d'équipement interne multi-étagé.

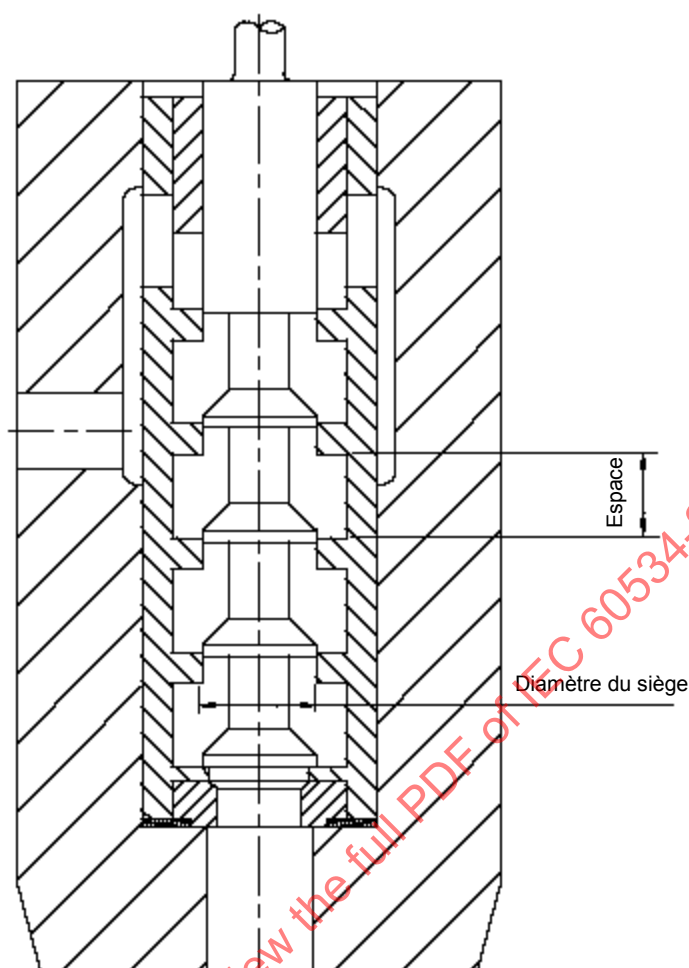
Figure B.1 – Equipement interne à chemins multiples multi-étagé

B.3.4 Vannes de régulation à chemin unique multi-étagées

Vanne de régulation à soupape dont l'équipement interne comporte un chemin d'écoulement à plusieurs étages séparés par un espace (voir Figures B.2). Il convient que l'espace soit compris dans les limites minimale et maximale suivantes.

espace minimal = 0,60 fois le diamètre de siège de l'étage précédent;

espace maximal = 1,10 fois le diamètre de siège de l'étage précédent.



IEC 511/11

NOTE Exemple d'équipement interne multi-étagé.

Figure B.2 – Équipement interne à chemin unique multi-étagé

B.3.5 Vannes de régulation à équipement interne à résistance continue

Vanne à soupape dont l'équipement interne consiste en un élément de restriction d'étranglement à chemins multiples de non interconnexion multi-étagé et à résistance continue, généralement désignée vannes labyrinthes (voir Figures B.3 et B.4). Il convient que les chemins d'écoulement présentent une géométrie similaire mais ne se rejoignent pas; ils peuvent toutefois se répartir à un certain point en chemins multiples. Pour les fluides incompressibles, la section transversale de chaque chemin d'écoulement peut être constante, la surface de chaque chemin d'écoulement pouvant toutefois s'élargir pour assurer une vitesse de sortie peu élevée en cas de réduction très importante de la pression. Pour les fluides compressibles, il convient que la surface s'élargisse dans la direction du fluide. Il convient que l'élargissement se situe dans les limites suivantes:

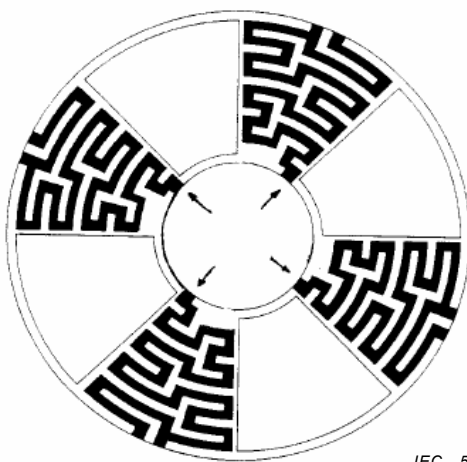
$$A_1 \times (1,12)^n \leq A_0 \leq A_1 \times (1,23)^n \quad (\text{B.2})$$

Il convient que la relation entre le nombre d'angles dans chaque chemin d'écoulement et la longueur de chaque chemin d'écoulement se situe dans les limites maximale et minimale calculées à partir des équations suivantes:

$$l_{max} = n \times 10,50$$

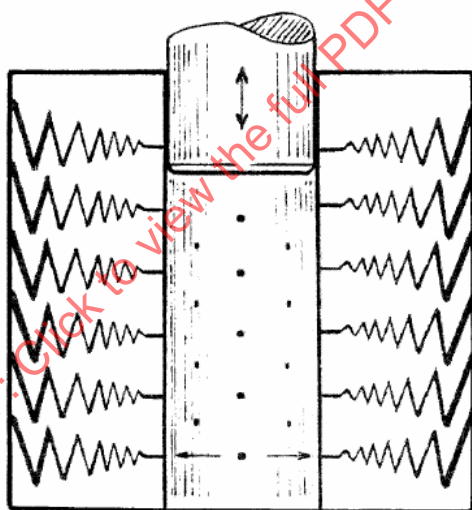
$$l_{min} = n \times 7,00 \text{ (le chemin d'écoulement minimal ne peut être inférieur à 25 mm)}$$

où l est la longueur de chaque chemin d'écoulement – dans les cas de chemins multiples répartis, seul un chemin est inclus dans l , (unités en mm).



IEC 512/11

Figure B.3 – Disque d'un équipement interne à résistance continue
L'équipement interne complet comprend un grand nombre de disques superposés



IEC 513/11

Figure B.4 – Vue en section d'un équipement interne à résistance continue dont les chemins d'écoulement multiples comportent des ondulations verticales

B.4 Facteur de détente, Y

Le terme et la fonction de facteur de détente sont décrits en 7.4. Pour les vannes multi-étagées, il convient d'utiliser l'expression suivante pour évaluer le facteur de détente afin de prendre en compte les effets de réchauffe entre les étages.

$$Y = \left[1 - \frac{1 - \left(1 - k \frac{x}{x_T} \right)^{\beta_1}}{1,212 F_\gamma^{\beta_2}} \right] \left(1 + r \frac{x^{\beta_3}}{F_\gamma} \right) \quad (\text{B.3})$$

où les exposants sont définis comme suit:

	Vanne de régulation à équipement interne	
	Etage à récupération de la pression	Résistance continue
$\beta_1 =$	0,5	$\left(\frac{2}{n}\right)^{0,333}$
$\beta_2 =$	1,0	1,0 $2 \leq n \leq 7$ 0,5 $8 \leq n$
$\beta_3 =$	$\sqrt{n-1}$	$\frac{1}{2} \sqrt{\frac{n}{2}-1}$

Il convient que la valeur de x donnée dans l'Equation (B.3) ne dépasse pas $F_{\gamma}x_T$ et la valeur maximale de ce terme dans cette même équation est 0,963. Par ailleurs, la valeur de x_T dans l'Equation (B.3) n'est pas modifiée par F_{γ} .

B.5 Facteur d'interaction entre étage, k

Ce facteur, inclus dans l'équation applicable pour Y , Equation (B.3), comporte le coefficient nécessaire à la conversion du rapport de perte de charge de la vanne x en rapport de perte de charge de la *vena contracta*, et inclut également un facteur de correction applicable à la différence entre la récupération de la pression entre les étages et le point de sortie de l'étage final. Il existe une valeur spécifique de k pour différents nombres d'étages. Les valeurs sont énumérées dans les Tableaux B.1 et B.2.

B.6 Facteur de réchauffe, r

La première partie de l'équation applicable pour Y , Equation (B.2) est basée sur le réchauffement complet du fluide entre chaque étage (rétablissement complet de l'enthalpie suite à la chute de chaleur lors de la détente). Ceci ne se produit pas dans la pratique. Le réchauffement entre les étages étant uniquement partiel, le fluide ne se dilate donc pas au volume massique théorique. Dans la mesure où le nombre d'étages est supérieur à 4, l'effet de ce réchauffement partiel est inversé de manière progressive du fait du plus grand réchauffement par frottement généré par le nombre plus important d'étages. La seconde partie de l'équation applicable pour Y , Equation (B.2) reconnaît ces effets et modifie le calcul du facteur Y théorique par un nombre approprié. Le facteur r permet de calculer cette correction à partir du rapport de la perte de charge de la vanne. Il existe une valeur spécifique de r pour différents nombres d'étages. Les valeurs sont énumérées dans les Tableaux B.1 et B.2.

Tableau B.1 – Valeurs des facteurs d'interaction entre étages, k , et des facteurs de réchauffe, r , pour un équipement interne de vanne de régulation à chemin unique et à chemins multiples multi-étagée

Nombre d'étages	k	r
1	0,404	0
2	0,673	0,215
3	0,825	0,316
4	0,885	0,335
5	0,915	0,310

Tableau B.2 – Valeurs des facteurs d'interaction entre étages, k , et des facteurs de réchauffe, r , pour un équipement interne de vanne de régulation à résistance continue

Nombre d'angles	k	r
2	0,420 Voir Note	0,066
4	0,510 Voir Note	0,130
6	0,600	0,153
7	0,624	0,156
8	0,652	0,152
10	0,700	0,147
12	0,722	0,122
14	0,740	0,106
16	0,752	0,095
18	0,769	0,091
20	0,780	0,087
22	0,795	0,083
24	0,800	0,078
26	0,812	0,073
28	0,820	0,067
30	0,830	0,062
34	0,852	0,049
38	0,880	0,040
42	0,905	0,032
46	0,927	0,024
50	0,950	0,019
NOTE Pour des angles dont le nombre est compris entre 2 et 4, si x est inférieur ou égal à 0,35, il convient que les valeurs de k données dans le Tableau soient multipliées par 1,30.		

Annexe C (informative)

Eléments de calcul des facteurs de tuyauterie

C.1 Solution

Les équations relatives à l'estimation des facteurs de géométrie de la tuyauterie sont fonction du coefficient de débit, C . L'estimation la plus précise de ces facteurs est obtenue lorsque le coefficient de débit d'étranglement est utilisé dans ces équations. Toutefois, ceci génère un système d'équations dont la résolution algébrique est difficile voire impossible à réaliser, l'adoption d'une méthode de solution itérative étant préférable. L'utilisation du coefficient de débit assigné (se reporter à la CEI 60534-1:2005) dans les équations permet d'obtenir des solutions algébriques. Ceci produit toutefois une surestimation du degré de correction.

Certaines conditions peuvent conduire à des singularités mathématiques ou ne pas parvenir à une solution. Cette situation indique habituellement que la résistance combinée de la vanne de régulation et des raccords adjacents est trop importante pour supporter le débit requis. Il convient dans ce cas de choisir un diamètre de vanne plus large.

Un schéma de solution candidat est présenté dans les articles suivants, ledit schéma pouvant être adapté à chacune des équations de calcul du débit présentées ci-dessus.

C.2 Schéma de solution itérative

C.2.1 Généralités

La solution numérique suivante est basée sur la notion de détermination de la racine d'une fonction en utilisant une méthode itérative simple de fractionnement en deux parties. Cette méthode présente l'avantage d'être directe et robuste et d'assurer un degré de précision prévisible. D'autres techniques sont réalisables, mais il convient toutefois que des dispositions soient en œuvre pour garantir une solution réelle, etc.

Le concept de fractionnement en deux parties se concentre sur l'établissement d'un intervalle initial contenant la racine de la fonction. Cet intervalle est soumis à un fractionnement en deux parties de manière répétitive jusqu'à ce que l'intervalle contenant la racine soit suffisamment petit pour évaluer cette dernière de manière effective. La logique déterminante associée à ce schéma est illustrée dans les Figures C.1 à C.2 et décrite dans les paragraphes suivants.

C.2.2 Etape 1 – Définition de la fonction de calcul du débit

Toutes les équations de calcul du débit spécifiées dans le corps de texte du présent document peuvent être réécrites sous la forme fonctionnelle suivante avec le coefficient de débit C utilisé comme variable indépendante:

$$F(C) = [\text{débit}] - [\text{définition de l'équation de calcul du débit}] \quad (\text{C.1})$$

Par exemple, l'Equation (1), à savoir l'équation de calcul du débit pour les fluides incompressibles, peut être réécrite sous la forme fonctionnelle suivante:

$$F(C) = Q - CN_1 F_p \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{dim}}}{\rho_1 / \rho_o}} \quad (\text{C.2})$$

Il convient de noter que certains termes de l'expression fonctionnelle dépendent du coefficient de débit, C . Pour l'exemple illustré, ces termes incluent le terme correctif de la tuyauterie, F_P , et la pression différentielle de dimensionnement, Δp_{dim} .

Le coefficient de débit associé à un ensemble donné de conditions de service est déterminé en calculant la racine de la fonction, c'est-à-dire la valeur de C telle que

$$F(C) = 0 \quad (C.3)$$

C.2.3 Etape 2 – Etablissement de la limite inférieure de l'intervalle d'écoulement

La limite inférieure initiale de l'intervalle de solution est fixée à zéro. Il convient de déterminer les valeurs associées appropriées des coefficients subordonnés, F_L et x_T , pour la vanne de régulation considérée (par exemple, valeurs associées à des courses peu élevées). Il convient d'évaluer les termes respectifs des facteurs correctifs de la tuyauterie, F_P , F_{LP} , et x_{TP} à l'aide des valeurs de C , F_L , et x_T . Il convient d'évaluer la fonction de débit sur la base des valeurs actuelles de variables indépendantes.

C.2.4 Etape 3 – Etablissement de la limite supérieure de l'intervalle d'écoulement

Il faut tenir compte de différents éléments en établissant la limite supérieure initiale de l'intervalle de solution. En premier lieu, il convient de fixer la limite supérieure à une valeur suffisamment élevée pour s'assurer que l'intervalle contient une racine. Une valeur arbitrairement grande de

$$C_{sup} = 0,075d^2 N_{18} \quad (C.4)$$

est proposée. Cette valeur correspond effectivement à une valeur ne relevant pas du domaine d'application de la norme. Il convient toutefois que cette valeur soit suffisamment grande pour intégrer des racines réelles significatives.

Le second élément concerne l'utilisation d'une valeur élevée du coefficient de débit, C . Des valeurs très élevées du coefficient de débit combinées à des dilatations en aval importantes peuvent générer potentiellement des singularités mathématiques associées à l'Equation (15). Pour éviter ce type de situation, l'expression figurant sous le radical de l'Equation (15) peut être utilisée pour fixer une limite supérieure:

$$C_{sup} = 0,99d^2 \sqrt{\frac{N_2}{\Sigma \zeta}} \quad (C.5)$$

Il convient que la limite supérieure fixée corresponde à la plus petite de ces deux valeurs.

Une nouvelle fois, il convient de déterminer les valeurs F_L et x_T associées à C_{sup} et de calculer les valeurs de F_P , F_{LP} et x_{TP} . Les valeurs actuelles des variables indépendantes permettent alors d'évaluer la fonction de débit.

C.2.5 Etape 4 – Vérification que l'intervalle comporte une solution

La fonction de solution, $F(C)$, est monotone sur l'intervalle défini. Par conséquent, la valeur de la fonction aux limites de l'intervalle sera de signe opposé si l'intervalle contient une racine. Si la fonction est du même signe, l'intervalle ne contient alors aucune solution réelle. Cela signifie que la plage des coefficients de débit choisie ne permet pas de supporter l'écoulement. Il convient de sélectionner une vanne de plus grande dimension et de répéter le processus.

Si la fonction est de signe opposé, l'intervalle contient une solution. Passer à l'étape suivante pour procéder à la convergence de l'intervalle et de la solution.

C.2.6 Etape 5 – Examen de l'intervalle

Il convient de calculer le point milieu de l'intervalle et d'évaluer tous les paramètres qui dépendent du coefficient de débit (F_L , x_T , F_P , x_{TP} , F_{LP}). Cette opération participe à la division de l'intervalle initial en deux sous-intervalles, un sous-intervalle contenant la racine de la fonction. Comparer le signe de la fonction de débit au point milieu de la limite supérieure afin de déterminer l'intervalle contenant la racine. Si ces valeurs sont du même signe, le sous-intervalle inférieur contient la racine. Il convient de redéfinir la limite supérieure au point milieu actuel. Si les valeurs fonctionnelles sont de signe opposé, l'intervalle supérieur contient la racine. Il convient de redéfinir la limite inférieure au point milieu actuel.

C.2.7 Etape 6 – Vérification de la convergence

La racine fait l'objet d'une évaluation et l'itération peut être interrompue lorsque les limites supérieure et inférieure de l'intervalle contenant la racine sont suffisamment proches l'une de l'autre, c'est-à-dire lorsque

$$|C_{\text{sup}} - C_{\text{inf}}| \leq \varepsilon \quad (\text{C.6})$$

Exemple de valeur proposée pour la tolérance de convergence, ε est 0,00001.

Lorsque le processus est parvenu à une convergence satisfaisante, il convient de fixer la valeur finale au point milieu de l'intervalle.

$$C = \frac{C_{\text{sup}} + C_{\text{inf}}}{2} \quad (\text{C.7})$$

C.3 Schéma de solution non itérative

Si la valeur C est connue, et si le débit W ou Q doit être calculé, l'Equation (17) peut être utilisée directement.

Si la valeur C doit être calculée à partir du débit W ou Q , l'Equation (17) ne peut pas être utilisée directement. La procédure de calcul suivante doit être suivie pour éviter tout calcul par itération.

Pour l'écoulement de fluides incompressibles (voir l'Article 6) ou de fluides compressibles (voir l'Article 7), il faut utiliser les équations suivantes issues des Tableaux C.1 et C.2 avec la valeur C calculée à l'aide de l'Equation (1) (écoulement non engorgé de fluides incompressibles en régime turbulent sans raccord adjacents) ou des Equations (6), (7) ou (8) (écoulement non engorgé de fluides compressibles en régime turbulent sans raccord adjacents). Le facteur de géométrie de la tuyauterie F_P et le facteur du nombre de Reynolds F_R ont la valeur 1. Dans ce cas, il convient également d'utiliser le rapport de perte de charge réel x et la pression différentielle réelle $\Delta p_{\text{réelle}}$. Le facteur de détente Y a une valeur minimale de deux tiers pour les fluides compressibles.

Tableau C.1 – Ecoulement de fluides incompressibles

Ecoulement non engorgé ($x_{F,r\acute{e}el} < x_{F,eng}$)	Ecoulement engorgé ($x_{F,r\acute{e}el} \geq x_{F,eng}$)
$x_{F,eng}$ doit être calculé à partir de l'Equation (4) avec F_p et F_{LP} en régime d'écoulement non engorgé (voir le présent tableau)	
$F_p = \sqrt{1 - \frac{\sum \xi}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}$	$F_p = \sqrt{\frac{1 - \frac{\Delta p}{p_1 - F_F \cdot p_v} \cdot \frac{\zeta_1 + \zeta_{B1}}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}{1 + \frac{\Delta p}{p_1 - F_F \cdot p_v} \cdot \frac{1}{N_2} \left(\frac{\sum \xi}{F_L^2} - (\zeta_1 + \zeta_{B1}) \right) \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}}$
$F_{LP} = \frac{F_L}{\sqrt{1 + \frac{\zeta_1 + \zeta_{B1}}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right) \frac{F_L^2}{F_P^2}}}$	$F_{LP} = F_L \cdot \sqrt{1 - \frac{\Delta p}{p_1 - F_F \cdot p_v} \cdot \frac{\zeta_1 + \zeta_{B1}}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}$

Tableau C.2 – Ecoulement de fluides compressibles

Ecoulement non engorgé ($x_{r\acute{e}el} < x_{eng}$)	Ecoulement engorgé ($x_{r\acute{e}el} \geq x_{eng}$)
x_{eng} doit être calculé à partir de l'Equation (11) avec F_p et x_{TP} en régime d'écoulement non engorgé (voir le présent tableau)	
$F_p = \sqrt{1 - \frac{\sum \xi}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}$	$F_p = \sqrt{\frac{1 - \frac{9}{4} \cdot \frac{\Delta p}{F_\gamma \cdot p_1} \cdot Y^2 \cdot \frac{\zeta_1 + \zeta_{B1}}{N_5} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}{1 + \frac{9}{4} \cdot \frac{\Delta p}{F_\gamma \cdot p_1} \cdot Y^2 \cdot \frac{1}{N_5} \left(\frac{\sum \xi}{x_T} - (\zeta_1 + \zeta_{B1}) \right) \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}}$
$x_{TP} = \frac{x_T}{F_P^2 + x_T \cdot \frac{\zeta_1 + \zeta_{B1}}{N_5} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}$	$x_{TP} = x_T \cdot \left(1 + \frac{\Delta p}{F_\gamma \cdot p_1} \cdot Y^2 \cdot \frac{\zeta_1 + \zeta_{B1}}{N_5} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2 \right)$

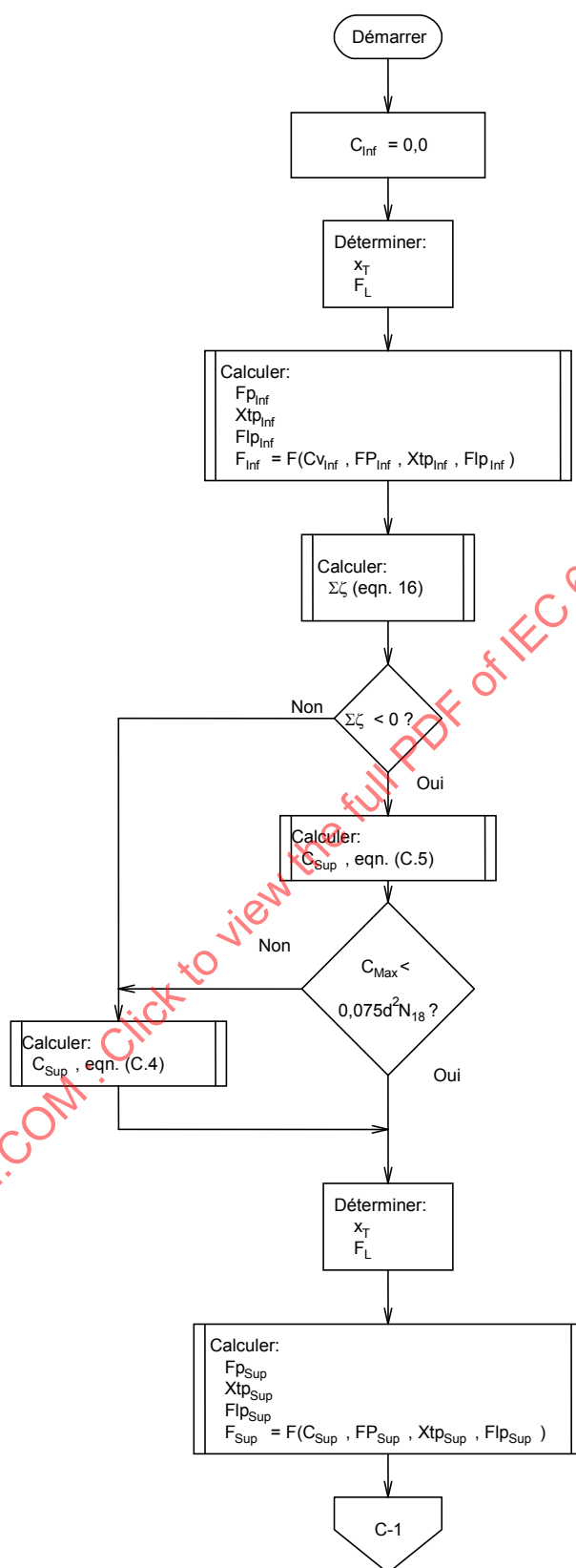


Figure C.1 – Détermination de la limite supérieure du coefficient d'écoulement par la méthode itérative

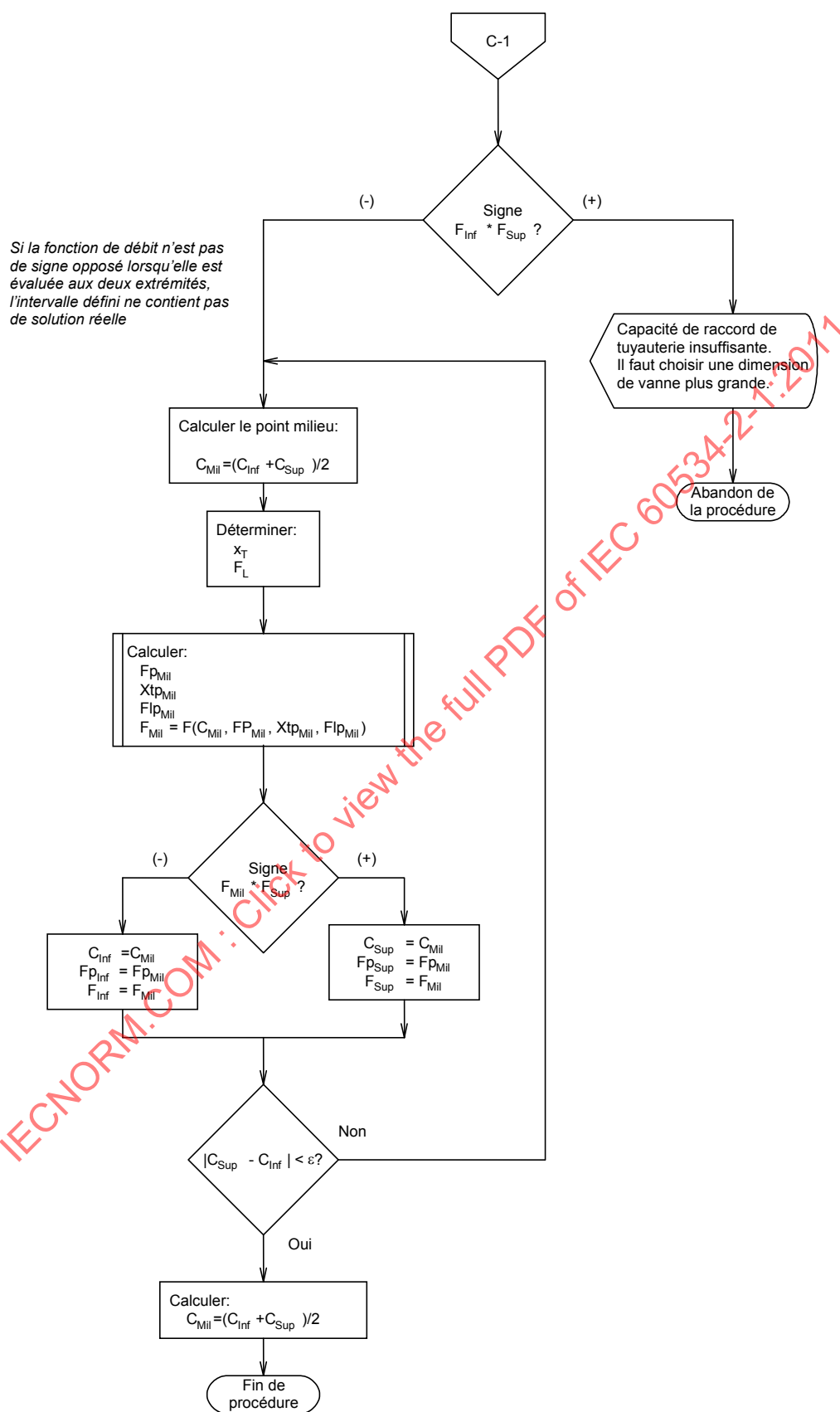


Figure C.2 – Détermination du coefficient d'écoulement final par la méthode itérative

Annexe D (informative)

Données techniques

D.1 Constantes physiques

Les constantes physiques sont données au Tableau D.1

Tableau D.1 – Constantes physiques des gaz et vapeurs

Gaz ou vapeur	Symbole	M	γ	F_y	p_c ²⁾	T_c ³⁾
Acétylène	C_2H_2	26,04	1,30	0,929	6 140	309
Air	–	28,97	1,40	1,000	3 771	133
Ammoniac	NH_3	17,03	1,32	0,943	11 400	406
Argon	A	39,948	1,67	1,191	4 870	151
Benzène	C_6H_6	78,11	1,12	0,800	4 924	562
Isobutane	C_4H_{10}	58,12	1,10	0,784	3 638	408
Butane n	C_4H_{10}	58,12	1,11	0,793	3 800	425
Isobutylène	C_4H_8	56,11	1,11	0,790	4 000	418
Gaz carbonique	CO_2	44,01	1,30	0,929	7 387	304
Monoxyde de carbone	CO	28,01	1,40	1,000	3 496	133
Chlore	Cl_2	70,906	1,31	0,934	7 980	417
Ethane	C_2H_6	30,07	1,22	0,871	4 884	305
Ethylène	C_2H_4	28,05	1,22	0,871	5 040	283
Fluor	F_2	18,998	1,36	0,970	5 215	144
Fréon 11 (trichloromonofluorométhane)	CCl_3F	137,37	1,14	0,811	4 409	471
Fréon 12 (dichlorodifluorométhane)	CCl_2F_2	120,91	1,13	0,807	4 114	385
Fréon 13 (chlorotrifluorométhane)	$CClF_3$	104,46	1,14	0,814	3 869	302
Fréon 22 (chlorodifluorométhane)	$CHClF_2$	80,47	1,18	0,846	4 977	369
Hélium	He	4,003	1,66	1,186	229	5,25
Heptane n	C_7H_{16}	100,20	1,05	0,750	2 736	540
Hydrogène	H_2	2,016	1,41	1,007	1 297	33,25
Chlorure d'hydrogène	HCl	36,46	1,41	1,007	8 319	325
Fluorure d'hydrogène	HF	20,01	0,97	0,691	6 485	461
Méthane	CH_4	16,04	1,32	0,943	4 600	191
Chlorure de méthyle	CH_3Cl	50,49	1,24	0,889	6 677	417
Gaz naturel ⁴⁾	–	17,74	1,27	0,907	4 634	203
Néon	Ne	20,179	1,64	1,171	2 726	44,45
Oxyde nitrique	NO	63,01	1,40	1,000	6 485	180
Azote	N_2	28,013	1,40	1,000	3 394	126
Octane	C_8H_{18}	114,23	1,66	1,186	2 513	569
Oxygène	O_2	32,000	1,40	1,000	5 040	155
Pentane	C_5H_{12}	72,15	1,06	0,757	3 374	470