

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC**

60534-8-4

Deuxième édition
Second edition
2005-08

**Vannes de régulation des processus
industriels –**

**Partie 8-4:
Considérations sur le bruit –
Prévision du bruit généré par
un écoulement hydrodynamique**

Industrial-process control valves –

**Part 8-4:
Noise considerations –
Prediction of noise generated
by hydrodynamic flow**



Numéro de référence
Reference number
CEI/IEC 60534-8-4:2005

Numérotation des publications

Depuis le 1er janvier 1997, les publications de la CEI sont numérotées à partir de 60000. Ainsi, la CEI 34-1 devient la CEI 60034-1.

Editions consolidées

Les versions consolidées de certaines publications de la CEI incorporant les amendements sont disponibles. Par exemple, les numéros d'édition 1.0, 1.1 et 1.2 indiquent respectivement la publication de base, la publication de base incorporant l'amendement 1, et la publication de base incorporant les amendements 1 et 2.

Informations supplémentaires sur les publications de la CEI

Le contenu technique des publications de la CEI est constamment revu par la CEI afin qu'il reflète l'état actuel de la technique. Des renseignements relatifs à cette publication, y compris sa validité, sont disponibles dans le Catalogue des publications de la CEI (voir ci-dessous) en plus des nouvelles éditions, amendements et corrigenda. Des informations sur les sujets à l'étude et l'avancement des travaux entrepris par le comité d'études qui a élaboré cette publication, ainsi que la liste des publications parues, sont également disponibles par l'intermédiaire de:

- Site web de la CEI (www.iec.ch)
- Catalogue des publications de la CEI

Le catalogue en ligne sur le site web de la CEI (www.iec.ch/searchpub) vous permet de faire des recherches en utilisant de nombreux critères, comprenant des recherches textuelles, par comité d'études ou date de publication. Des informations en ligne sont également disponibles sur les nouvelles publications, les publications remplacées ou retirées, ainsi que sur les corrigenda.

- IEC Just Published

Ce résumé des dernières publications parues (www.iec.ch/online_news/justpub) est aussi disponible par courrier électronique. Veuillez prendre contact avec le Service client (voir ci-dessous) pour plus d'informations.

- Service clients

Si vous avez des questions au sujet de cette publication ou avez besoin de renseignements supplémentaires, prenez contact avec le Service clients:

Email: custserv@iec.ch
Tél: +41 22 919 02 11
Fax: +41 22 919 03 00

Publication numbering

As from 1 January 1997 all IEC publications are issued with a designation in the 60000 series. For example, IEC 34-1 is now referred to as IEC 60034-1.

Consolidated editions

The IEC is now publishing consolidated versions of its publications. For example, edition numbers 1.0, 1.1 and 1.2 refer, respectively, to the base publication, the base publication incorporating amendment 1 and the base publication incorporating amendments 1 and 2.

Further information on IEC publications

The technical content of IEC publications is kept under constant review by the IEC, thus ensuring that the content reflects current technology. Information relating to this publication, including its validity, is available in the IEC Catalogue of publications (see below) in addition to new editions, amendments and corrigenda. Information on the subjects under consideration and work in progress undertaken by the technical committee which has prepared this publication, as well as the list of publications issued, is also available from the following:

- IEC Web Site (www.iec.ch)
- Catalogue of IEC publications

The on-line catalogue on the IEC web site (www.iec.ch/searchpub) enables you to search by a variety of criteria including text searches, technical committees and date of publication. On-line information is also available on recently issued publications, withdrawn and replaced publications, as well as corrigenda.

- IEC Just Published

This summary of recently issued publications (www.iec.ch/online_news/justpub) is also available by email. Please contact the Customer Service Centre (see below) for further information.

- Customer Service Centre

If you have any questions regarding this publication or need further assistance, please contact the Customer Service Centre:

Email: custserv@iec.ch
Tel: +41 22 919 02 11
Fax: +41 22 919 03 00

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC**

60534-8-4

Deuxième édition
Second edition
2005-08

**Vannes de régulation des processus
industriels –**

**Partie 8-4:
Considérations sur le bruit –
Prévision du bruit généré par
un écoulement hydrodynamique**

Industrial-process control valves –

**Part 8-4:
Noise considerations –
Prediction of noise generated
by hydrodynamic flow**

© IEC 2005 Droits de reproduction réservés — Copyright - all rights reserved

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

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

International Electrotechnical Commission, 3, rue de Varembé, PO Box 131, CH-1211 Geneva 20, Switzerland
Telephone: +41 22 919 02 11 Telefax: +41 22 919 03 00 E-mail: inmail@iec.ch Web: www.iec.ch



Commission Electrotechnique Internationale
International Electrotechnical Commission
Международная Электротехническая Комиссия

CODE PRIX
PRICE CODE

U

Pour prix, voir catalogue en vigueur
For price, see current catalogue

SOMMAIRE

AVANT-PROPOS	4
INTRODUCTION	10
1 Domaine d'application.....	12
2 Références normatives.....	12
3 Symboles.....	14
4 Calculs préliminaires.....	18
4.1 Pressions et rapports de pression.....	18
4.2 Rapport des pressions caractéristiques x_{FZ}	18
4.3 Coefficient de correction générique de vanne F_d	20
4.4 Diamètre du jet D_j	20
4.5 Vitesse du jet.....	20
4.6 Puissance intrinsèque de l'écoulement W_m	20
5 Prévion du bruit	22
5.1 Bruit interne.....	22
5.2 Perte par transmission.....	24
5.3 Bruit externe.....	26
5.4 Distribution des fréquences (interne et externe).....	26
6 Equipement interne multi-étagé.....	28
6.1 Généralités.....	28
6.2 Calculs préliminaires	28
6.3 Prévion du niveau de bruit	30
Annexe A (informative) Exemples.....	44
Bibliographie.....	54
Figure 1 – Exemples d'éléments internes multi-étagés pour vannes droites et rotatives.....	32
Figure 2 – Exemple d'équipement à étages multiples constants avec augmentation de la surface d'écoulement	34
Figure 3 – Exemple d'équipement interne multi-étagé dans une vanne droite.....	36
Figure 4 – Vannes à soupape (équipement interne à cage, clapet V-port).....	38
Figure 5 – Vannes à soupape (clapet parabolique).....	38
Figure 6 – Equipements internes à perçage multiple	40
Figure 7 – Vannes à obturateur rotatif excentré	40
Figure 8 – Vannes à papillon	42
Figure 9 – Vannes à secteur sphérique – ouverture 90°.....	42
Figure A.1 – Influence de la valeur x_{FZ} sur la précision de la prévion	52
Tableau 1 – Constantes Numériques N.....	20
Tableau 2 – Rapport de puissance acoustique r_W	20
Tableau A.1 – Exemples de calcul.....	46

CONTENTS

FOREWORD.....	5
INTRODUCTION	11
1 Scope.....	13
2 Normative references.....	13
3 Symbols	15
4 Preliminary calculations	19
4.1 Pressures and pressure ratios.....	19
4.2 Characteristic pressure ratio x_{FZ}	19
4.3 Valve style modifier F_d	21
4.4 Jet diameter D_j	21
4.5 Jet velocity	21
4.6 Mechanical power W_m	21
5 Noise predictions.....	23
5.1 Internal noise.....	23
5.2 Transmission loss	25
5.3 External noise.....	27
5.4 Frequency distribution (internal and external).....	27
6 Multistage trim.....	29
6.1 General.....	29
6.2 Preliminary calculations.....	29
6.3 Prediction of noise level.....	31
Annex A (informative) Examples	45
Bibliography.....	55
Figure 1 – Examples of multistage trim in globe and rotary valves	33
Figure 2 – Example of fixed multistage device with increasing flow area.....	35
Figure 3 – Example of multistage trim in globe valve	37
Figure 4 – Globe valves (cage trim. V-port-plug).....	39
Figure 5 – Globe valves (parabolic-plug).....	39
Figure 6 – Multihole trims	41
Figure 7 – Eccentric rotary valves	41
Figure 8 – Butterfly valves.....	43
Figure 9 – Segmented ball valve – 90° travel.....	43
Figure A.1 – Influence of x_{FZ} value on prediction accuracy	53
Table 1 – Numerical constants N.....	21
Table 2 – Acoustic power ratio r_W	21
Table A.1 – Calculation examples	47

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS –

Partie 8-4: Considérations sur le bruit – Prévision du bruit généré par un écoulement hydrodynamique

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 n'a prévu aucune procédure de marquage valant indication d'approbation et n'engage pas sa responsabilité pour les équipements déclarés conformes à une de ses Publications.
- 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 propriété intellectuelle ou de droits analogues. La CEI ne saurait être tenue pour responsable de ne pas avoir identifié de tels droits de propriété et de ne pas avoir signalé leur existence.

La Norme internationale CEI 60534-8-4 a été établie par le sous-comité 65B: Dispositifs, du comité d'études 65 de la CEI: Mesure et commande dans les processus industriels.

Cette deuxième édition annule et remplace la première édition parue en 1994. Cette édition constitue une révision technique.

La méthode de prévision du bruit généré par un écoulement hydrodynamique présentée dans cette norme a été révisée. Les améliorations sont principalement dans le coefficient de rendement acoustique pour des conditions de cavitation pour les orifices simples, pour les équipements internes multi étagés et multi trous et dans la détermination des pertes par transmission. Cette norme révisée permet maintenant la prévision du niveau de bruit par calcul sans la nécessité de coefficient déterminés par essais. Cette méthode est considérée comme étant précise à ± 5 dB(A) près, sauf dans la gamme de $x_F = x_{Fz} \pm 0,1$, lorsque x_{Fz} est calculé en utilisant les équations 3(a) ou (3b) pour estimation. Des résultats plus précis sont possibles quand x_{Fz} est déterminé à partir des mesures selon la CEI 60534-8-2.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES –

**Part 8-4: Noise considerations –
Prediction of noise generated by hydrodynamic flow**

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 provides no marking procedure to indicate its approval and cannot be rendered responsible for any equipment declared to be in conformity with an IEC Publication.
- 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 60534-8-4 has been prepared by subcommittee 65B: Devices, of IEC technical committee 65: Industrial-process measurement and control.

This second edition cancels and replaces the first edition published in 1994. This edition constitutes a technical revision.

The noise prediction methods for hydrodynamic flow presented in this standard have been revised. The improvements are mainly in the acoustic efficiency factors for cavitating flow for single orifice, multi-stage and multi-hole trims and in the determination of transmission losses. This revised standard permits the prediction of the noise pressure levels by calculation without the need for coefficients determined by testing. This method is considered accurate within ± 5 dB(A) except in the range of $x_F = x_{Fz} \pm 0,1$ when x_{Fz} is calculated using equations 3(a) or (3b) for estimation. More accurate results are possible when x_{Fz} is determined from measurements according to IEC 60534-8-2.

Le texte de cette norme est issu des documents suivants:

FDIS	Rapport de vote
65B/556/FDIS	65B/560/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.

La CEI 60534 comprend les parties suivantes, sous le titre général *Vannes de régulation des processus industriels*:

- Partie 1: Terminologie des vannes de régulation et considérations générales
- Partie 2-1: Capacité d'écoulement – Equations de dimensionnement des vannes de régulation pour l'écoulement des fluides dans les conditions d'installation
- Partie 2-3: Capacité d'écoulement – Procédures d'essais
- Partie 2-4: Capacité d'écoulement – Caractéristiques intrinsèques de débit et coefficient intrinsèque de réglage
- Partie 2-5: Capacité d'écoulement – Equations de dimensionnement pour l'écoulement des fluides dans les vannes de régulation multi-étagées avec récupération entre étages
- Partie 3-1: Dimensions – Dimensions face à face des vannes de régulation à soupape, à deux voies, à brides, à tête droite et dimensions face à axe des vannes de régulation à soupape, à deux voies, à brides, d'équerre
- Partie 3-2: Dimensions face à face des vannes de régulation rotatives excepté les vannes papillon
- Partie 3-3: Dimensions – Dimensions bout à bout des vannes de régulation à soupape à deux voies, à corps droit avec embouts à souder
- Partie 4: Inspection et essais individuels
- Partie 5: Marquage
- Partie 6-1: Détails d'assemblage pour le montage des positionneurs sur les actionneurs de vannes de régulation – Montage des positionneurs sur les actionneurs linéaires
- Partie 6-2: Détails d'assemblage pour le montage des positionneurs sur les actionneurs de vannes de régulation – Montage des positionneurs sur les actionneurs rotatifs
- Partie 7: Grille de définition de vanne de régulation
- Partie 8-1: Considérations sur le bruit – Mesure en laboratoire du bruit créé par un débit aérodynamique à travers une vanne de régulation
- Partie 8-2: Considérations sur le bruit – Mesure en laboratoire du bruit créé par un écoulement hydrodynamique dans une vanne de régulation
- Partie 8-3: Considérations sur le bruit – Méthode de prédiction du bruit aérodynamique des vannes de régulation
- Partie 8-4: Vannes de régulation des processus industriels – Considérations sur le bruit – Prédiction du bruit créé par un écoulement hydrodynamique
- Partie 9: Test procedure for response measurements from step inputs

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

FDIS	Report on voting
65B/556/FDIS	65B/560/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.

IEC 60534 comprises the following parts, under the general title *Industrial – process control valves*:

- Part 1: Control valve terminology and general considerations
- Part 2-1: Flow capacity – Sizing equations for fluid flow under installed conditions
- Part 2-3: Flow capacity – Test procedures
- Part 2-4: Part 2: Flow capacity – Inherent flow characteristics and rangeability
- Part 2-5: Flow capacity – Sizing equations for fluid flow through multistage control valves with interstage recovery
- Part 3-1: Dimensions – Face-to-face dimensions for flanged, two-way, globe-type, straight pattern and centre-to-face dimensions for flanged, two-way, globe-type, angle pattern control valves
- Part 3-2: Dimensions – Face-to-face dimensions for rotary control valves except butterfly valves
- Part 3-3: Dimensions – End-to-end dimensions for butt weld, two-way, globe-type, straight pattern control valves
- Part 4: Inspection and routine testing
- Part 5: Marking
- Part 6-1: Mounting details for attachment of positioners to control valves – Positioner mounting on linear actuators
- Part 6-2: Mounting details for attachment of positioners to control valves – Positioner mounting on rotary actuators
- Part 7: Valve data sheet
- Part 8-1: Noise considerations – Laboratory measurement of noise generated by aerodynamic flow through control valves
- Part 8-2: Noise considerations – Laboratory measurement of noise generated by hydrodynamic flow through control valves
- Part 8-3: Noise considerations – Control valve aerodynamic noise prediction method
- Part 8-4: Noise considerations – Prediction of noise generated by hydrodynamic flow
- Part 9: Test procedure for response measurements from step inputs

Le comité a décidé que le contenu de cette publication ne sera pas modifié avant la date de maintenance 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 de février 2006 a été pris en considération dans cet exemplaire.

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60534-8-4:2005

The committee has decided that the contents of this publication will remain unchanged until the maintenance result 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 February 2006 have been included in this copy.

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60534-8-4:2005

INTRODUCTION

Il est important de prévoir le niveau de bruit qui est engendré par les vannes. Les exigences de sécurité telles que les normes de santé professionnelle exigent que l'exposition au bruit des hommes soit limitée. Il existe également des données indiquant que des niveaux de bruit dépassant certaines valeurs peuvent conduire à des ruptures de tuyauterie ou affecter des équipements associés (voir la CEI 60534-8-3). Les normes de bruit hydrodynamiques précédentes étaient basées sur des données d'essais du constructeur et n'étaient ni génériques ni aussi exhaustives que souhaité.

Une vanne réduit le débit en convertissant l'énergie de la pression en turbulence, en chaleur et en ondes de pression mécaniques à l'intérieur du corps de vanne et de la tuyauterie. Une petite portion de cette vibration mécanique est convertie en énergie acoustique. L'essentiel du bruit est confiné dans le système de tuyauterie et seule une petite portion traverse la paroi de la tuyauterie en aval de la vanne. Le calcul de l'énergie impliquée est simple. La difficulté se trouve dans la détermination de l'efficacité acoustique de la conversion de l'énergie mécanique en bruit et ensuite dans l'atténuation du bruit causée par la paroi de la tuyauterie.

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60534-8-4:2005

INTRODUCTION

It is valuable to predict the noise levels that will be generated by valves. Safety requirements, such as occupational health standards, require that human exposure to noise be limited. There is also data indicating that noise levels above certain levels could lead to pipe failure or affect associated equipment (see IEC 60534-8-3). Earlier hydrodynamic noise standards relied on manufacturer test data and were neither generic nor as complete as desired.

A valve restricts flow by converting pressure energy into turbulence, heat and mechanical pressure waves in the containing valve body and piping. A small portion of this mechanical vibration is converted into acoustical energy. Most of the noise is retained within the piping system with only a small portion passing through the pipe wall downstream of the valve. Calculation of the energy involved is straightforward. The difficulties arise from determining first the acoustic efficiency of the mechanical energy to noise conversion and then the noise attenuation caused by the pipe wall.

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60534-8-4:2005

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS –

Partie 8-4: Considérations sur le bruit – Prévision du bruit généré par un écoulement hydrodynamique

1 Domaine d'application

La présente partie de la CEI 60534 établit une méthode pour prévoir le bruit engendré dans une vanne de régulation par un écoulement liquide et le niveau de bruit mesuré en aval de la vanne et à l'extérieur de la tuyauterie. Le bruit peut être généré à la fois par des turbulences normales et par la cavitation du liquide dans la vanne. Des parties de cette méthode sont basées sur des principes fondamentaux de l'acoustique, de la mécanique et de la mécanique des fluides. Cette méthode est validée par des résultats d'essai. Le bruit généré par un débit de vaporisation n'est pas pris en compte dans la présente norme.

Les équations de perte par transmission (TL) sont basées sur l'analyse de l'interaction des ondes sonores existant à l'intérieur de la tuyauterie et les fréquences de coïncidence dans la paroi de la tuyauterie tout en prenant en compte que les tolérances des tuyauteries d'usage commercial peuvent entraîner une large variation de l'épaisseur des tuyauteries. On suppose que la tuyauterie est rectiligne.

La méthode peut être utilisée pour toutes les vannes de régulation conventionnelles comprenant les vannes droites, à papillon, à cage, à obturateur rotatif excentré et les vannes à tournant sphérique modifiées. A ce jour les essais ont été effectués avec de l'eau. L'application de cette méthode sur des fluides autres que l'eau est inconnue.

La présente norme ne concerne que les bruits engendrés par les turbulences hydrauliques et la cavitation du fluide. Elle ne tient compte d'aucun bruit pouvant être engendré par des vibrations mécaniques, des régimes instables ou d'autres phénomènes imprévisibles. Dans une installation typique, peu de bruit se propage à travers les parois de la vanne. Le bruit est mesuré au point de mesure standard à 1 m en aval de la vanne et 1 m de distance de la surface extérieure de la tuyauterie.

La méthode de prévision a été validée par des résultats d'essai basés sur de l'eau, couvrant plus de 90 % des types de vannes connues et a des pressions d'entrée jusqu'à 15 bar. On considère que les résultats de cette méthode sont précis à ± 5 dB(A) à l'exception de la plage $x_F = x_{FZ} \pm 0,1$, quand x_{FZ} est calculé par les équations (3a) ou (3b).

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

CEI 60534-8-2, *Vannes de régulation des processus industriels – Partie 8: Considérations sur le bruit – Section 2: Mesure en laboratoire du bruit créée par un écoulement hydrodynamique dans une vanne de régulation*

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES –

Part 8-4: Noise considerations – Prediction of noise generated by hydrodynamic flow

1 Scope

This part of IEC 60534 establishes a method to predict the noise generated in a control valve by liquid flow and the resulting noise level measured downstream of the valve and outside of the pipe. The noise may be generated both by normal turbulence and by liquid cavitation in the valve. Parts of the method are based on fundamental principles of acoustics, fluid mechanics, and mechanics. The method is validated by test data. Noise generated by flashing flow is not considered in this standard.

The transmission loss (TL) equations are based on analysis of the interaction between the sound waves inside the pipe and the coincidence frequencies in the wall of the pipe taking into account that commercial pipe tolerances allow a relatively wide variation in the thickness of the pipe wall. Ideal straight piping is assumed.

The method can be used with all conventional control valve styles including globe, butterfly, cage-type, eccentric rotary, and modified ball valves. Tests so far have only been conducted with water. The applicability of this method for fluids other than water is not known at this time.

This standard considers only noise generated by hydraulic turbulence and fluid cavitation. It does not consider any noise that might be generated by mechanical vibrations, unstable flow patterns, and unpredictable behaviour. In the typical installation, very little noise travels through the wall of the control valve body. The noise is measured at the standard measuring point of 1 m downstream of the valve and 1 m away from the outer surface of the pipe.

This prediction method has been validated with test results based on water covering more than 90 % of all known valve types at inlet pressures of up to 15 bar. This method is considered accurate within $\pm 5\text{dB(A)}$ except in the range of $x_F = x_{Fz} \pm 0,1$, when x_{Fz} is calculated using equations (3a) or (3b).

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

IEC 60534-8-2, *Industrial-process control valves – Part 8: Noise considerations – Section 2: Laboratory measurement of noise generated by hydrodynamic flow through control valves*

CEI 60534-8-3, *Vannes de régulation des processus industriels – Partie 8-3: Considérations sur le bruit – Méthode de prédiction du bruit aérodynamique des vannes de régulation*

3 Symboles

Symbole	Description	Unité
$A(f)$	Valeur pondérée A en fonction de la fréquence	dBA (ref P_0)
c_L	Vitesse du son dans le liquide	m/s
c_0	Vitesse du son dans l'air = 343	m/s
c_p	Vitesse du son dans la tuyauterie (pour tuyauterie en acier 5 000)	m/s
C	Coefficient de débit (K_V et C_V)	Diverses (voir CEI 60534-1)
C_R	Coefficient de débit (K_V et C_V) à la course nominale	Diverses (voir CEI 60534-1)
C_1	Coefficient de débit du premier étage d'une vanne multi-étagée (K_V et C_V)	Diverses (voir CEI 60534-1)
C_n	Coefficient de débit du dernier étage d'une vanne multi-étagée (K_V et C_V)	Diverses (voir CEI 60534-1)
D_i	Diamètre intérieur de la tuyauterie	m
D_j	Diamètre du jet	m
d	Diamètre intérieur à l'entrée de la vanne	m
d_H	Diamètre du trou d'un équipement interne multi-trous	m
d_o	Diamètre du siège ou de l'orifice	m
F_{cav}	Fonction de distribution de fréquence (cavitation)	Sans dimension
F_d	Coefficient de correction générique de vanne	Sans dimension
F_L	Facteur de récupération de pression du liquide dans une vanne sans raccords	Sans dimension
F_{Ln}	Facteur de récupération de pression du liquide du dernier étage réglant	Sans dimension
F_{turb}	Fonction de distribution de fréquence (turbulent)	Sans dimension
f	Fréquence	Hz
f_{ji}	Fréquence de bande d'octave	Hz
f_r	Fréquence d'anneau	Hz
$f_{p,turb}$	Fréquence dominante du bruit interne (turbulent)	Hz
$f_{p,cav}$	Fréquence dominante du bruit interne (cavitation)	Hz
$L_{pe,1m}$	Niveau de pression sonore global externe à 1 m de la paroi de la tuyauterie	dB (ref P_0)
$L_{pAe,1m}$	Niveau de pression sonore global externe à 1 m de la paroi de la tuyauterie en pondération A.	dBA (ref P_0)
$L_{pAe,1m,i}$	Niveau de pression sonore externe à 1 m de la paroi de la tuyauterie en pondération A de l'étage i (nombre i de 1 à n) dans une vanne multi-étagée à n étages	dBA (ref P_0)
L_{pi}	Niveau de pression sonore global interne sur la paroi de la tuyauterie	dB (ref P_0)
$L_{pi}(f_i)$	Le niveau de pression sonore interne fonction de la fréquence	dB (ref P_0)
$\dot{m}$	Débit massique	kg/s

IEC 60534-8-3, *Industrial-process control valves – Part 8-3: Noise considerations – Control valve aerodynamic noise prediction method*

3 Symbols

Symbol	Description	Unit
$A(f)$	Frequency-dependent A-weighting value	dBA (ref P_o)
c_L	Speed of sound in liquid	m/s
c_o	Speed of sound in air = 343	m/s
c_p	Speed of sound in pipe (for steel pipe 5 000)	m/s
C	Flow coefficient (K_v and C_v)	Various (see IEC 60534-1)
C_R	Flow coefficient (K_v and C_v) at rated travel	Various (see IEC 60534-1)
C_1	Flow coefficient of first stage in a multistage valve (K_v and C_v)	Various (see IEC 60534-1)
C_n	Flow coefficient of last stage in a multistage valve (K_v and C_v)	Various (see IEC 60534-1)
D_i	Internal pipe diameter	m
D_j	Jet diameter	m
d	Valve inlet internal diameter	m
d_H	Multihole trim hole diameter	m
d_o	Seat or orifice diameter	m
F_{cav}	Frequency distribution function (cavitating)	Dimensionless
F_d	Valve style modifier	Dimensionless
F_L	Liquid pressure recovery factor of a valve without attached fittings	Dimensionless
F_{Ln}	Liquid pressure recovery factor of the last throttling stage	Dimensionless
F_{turb}	Frequency distribution function (turbulent)	Dimensionless
f	Frequency	Hz
f_{ji}	Octave band frequency	Hz
f_r	Ring frequency	Hz
$f_{p,turb}$	Internal peak sound frequency (turbulent)	Hz
$f_{p,cav}$	Internal peak sound frequency (cavitating)	Hz
$L_{pe,1m}$	Overall external sound pressure level 1 m from pipe wall	dB (ref P_o)
$L_{pAe,1m}$	A-weighted overall external sound pressure level 1 m from pipe wall	dBA (ref P_o)
$L_{pAe,1m,i}$	A-weighted external sound pressure level 1 m from pipe wall of stage i (number i from 1... n) in multistage valve with n stages	dBA (ref P_o)
L_{pi}	Overall internal sound pressure level at pipe wall	dB (ref P_o)
$L_{pi}(f_i)$	Frequency-dependent internal sound pressure level	dB (ref P_o)
$\dot{m}$	Mass flow rate	kg/s

n	Nombre d'étages d'un équipement interne multi-étagé	Sans dimension
N	Constantes numériques (voir Tableau 1)	Diverses
N_o	Nombre de chemins d'écoulement indépendants et identiques à travers un équipement interne ou un étage réglant	Sans dimension
N_{STR}	Nombre de Strouhal du jet	Sans dimension
P_a	Pression de référence = 1×10^5	Pa
P_o	Pression sonore de référence = 2×10^{-5}	Pa
p_1	Pression absolue d'entrée de la vanne	Pa
p_2	Pression absolue de sortie de la vanne	Pa
$p_{1,i}$	Pression absolue d'entrée de l'étage i (nombre i de 1 à n) dans une vanne multi-étagée avec n étages	Pa
$p_{2,i}$	Pression absolue de sortie de l'étage i (nombre i de 1 à n) dans une vanne multi-étagée avec n étages	Pa
p_v	Pression de vapeur du liquide	Pa
Δp	Pression différentielle	Pa
Δp_c	Pression différentielle pour le calcul de U_{vc}	Pa
r_W	Rapport de pression acoustique	Sans dimension
t_p	Épaisseur de paroi de la tuyauterie	m
TL	Perte par transmission	dB
TL_{cav}	Perte par transmission globale pour des conditions de cavitation	dB
$\Delta TL_{fp,turb}$	Perte par transmission corrigée pour la fréquence $f_{p,turb}$	dB
TL_{turb}	Perte par transmission globale en condition turbulente	dB
TL_{fr}	Perte par transmission à la fréquence d'anneau f_r	dB
U_{vc}	Vitesse à la <i>vena contracta</i>	m/s
W_a	Puissance sonore	W
W_m	Puissance intrinsèque de l'écoulement	W
x_F	Rapport des pressions différentielles	Sans dimension
x_{Fz}	Rapport des pressions différentielles de début de bruit cavitation avec une pression d'entrée de 6×10^5 Pa	Sans dimension
x_{Fzp1}	Rapport des pressions différentielles corrigé pour la pression d'entrée	Sans dimension
η_{turb}	Coefficient de rendement acoustique (turbulent)	Sans dimension
η_{cav}	Coefficient de rendement acoustique (cavitation)	Sans dimension
ρ	Masse volumique	kg/m ³
ρ_o	Masse volumique de l'air = 1,293	kg/m ³
ρ_p	Masse volumique du matériau de la tuyauterie (= 7 800 pour l'acier)	kg/m ³
ρ_L	Masse volumique du liquide	kg/m ³
cav	Cavitation	
turb	Turbulent	
i	Intérieur de la tuyauterie ou incrément	
p	Tuyauterie	
vc	<i>Vena contracta</i>	

n	Number of stages in multistage trim	Dimensionless
N	Numerical constants (see Table 1)	Various
N_0	Number of independent and identical flow passages in valve trim or throttling stage	Dimensionless
N_{STR}	Strouhal number of jet	Dimensionless
P_a	Reference pressure = 1×10^5	Pa
P_0	Reference sound pressure = 2×10^{-5}	Pa
p_1	Valve inlet absolute pressure	Pa
p_2	Valve outlet absolute pressure	Pa
$p_{1,i}$	Inlet absolute pressure of stage i (number i from 1... n) in multistage valve with n stages	Pa
$p_{2,i}$	Outlet absolute pressure of stage i (number i from 1... n) in multistage valve with n stages	Pa
p_v	Vapour pressure of liquid	Pa
Δp	Pressure differential	Pa
Δp_c	Pressure differential for U_{vc} calculation	Pa
r_W	Acoustic power ratio	Dimensionless
t_p	Pipe-wall thickness	m
TL	Transmission loss	dB
TL_{cav}	Overall transmission loss at cavitating conditions	dB
$\Delta TL_{fp,turb}$	Transmission loss corrected for frequency $f_{p,turb}$	dB
TL_{turb}	Overall transmission loss at turbulent conditions	dB
TL_{fr}	Transmission loss at ring frequency f_r	dB
U_{vc}	<i>Vena contracta</i> velocity	m/s
W_a	Sound power	W
W_m	Mechanical stream power	W
x_F	Differential pressure ratio	Dimensionless
x_{Fz}	Differential pressure ratio of incipient cavitation noise with inlet pressure of 6×10^5 Pa	Dimensionless
x_{Fzp1}	Differential pressure ratio corrected for inlet pressure	Dimensionless
η_{turb}	Acoustic efficiency factor (turbulent)	Dimensionless
η_{cav}	Acoustic efficiency factor (cavitating)	Dimensionless
ρ	Density	kg/m ³
ρ_0	Density of air = 1,293	kg/m ³
ρ_p	Density of pipe material (= 7 800 for steel)	kg/m ³
ρ_L	Density of liquid	kg/m ³
cav	Cavitation	
turb	Turbulent	
i	Pipe internal or counter index	
p	Pipe	
vc	<i>Vena contracta</i>	

4 Calculs préliminaires

4.1 Pressions et rapports de pression

Plusieurs pressions et rapports de pression qui sont nécessaires dans la procédure de prévision du bruit sont donnés ci-dessous.

Le rapport des pressions différentielles x_F pour les liquides dépend de la différence de pression $p_1 - p_2$ et de la différence entre la pression à l'entrée p_1 et la pression de vapeur p_v .

$$x_F = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_v} \quad (1)$$

La pression différentielle de début de débit engorgé est approximativement $F_L^2(p_1 - p_v)$. Quelques calculs sont basés sur la pression différentielle suivante:

$$\Delta p_c = \text{plus petit que } (p_1 - p_2) \text{ ou } F_L^2(p_1 - p_v) \quad (2)$$

Pour de faibles rapports de pression différentielle, le bruit est principalement généré par les turbulences. Si x_F excède $x_{Fz,p1}$, le bruit dû à la cavitation recouvre le bruit de la turbulence.

4.2 Rapport des pressions caractéristiques x_{Fz}

Le rapport des pressions caractéristiques x_{Fz} spécifique de la vanne peut être mesuré en fonction de la course de la vanne selon la CEI 60534-8-2. Il indique le rapport de pression pour lequel la cavitation est acoustiquement détectable. La valeur de x_{Fz} dépend du type de vanne et d'organe de fermeture et de la capacité de débit spécifique.

Alternativement, la valeur de x_{Fz} peut être estimée par les équations (3a) et (3b). Les calculs de bruit hydrodynamique basés sur les équations (3a), (3b) et (3c) peuvent conduire à des incertitudes comme illustré à l'Annexe A. Les Figures 4 à 9 donnent des courbes typiques de x_{Fz} pour différents types de vannes de régulation. L'équation (3a) et les Figures 4 à 9 sont basées sur une pression d'entrée de 6×10^5 Pa. Si une pression d'entrée différente est requise, la valeur de x_{Fz} doit être corrigée selon l'équation (3c).

$$X_{Fz} = \frac{0,90}{\sqrt{1 + 3 F_d \sqrt{\frac{C_v}{N_{34} \cdot F_L}}}} \quad \begin{array}{l} \text{pour tout type de vanne} \\ \text{à l'exception des équipements interne multi-trous} \end{array} \quad (3a)$$

$$X_{Fz} = \frac{1}{\sqrt{4,5 + 1650 \cdot \frac{N_0 \cdot d_H^2}{F_L}}} \quad \text{pour les équipements interne multi-trous} \quad (3b)$$

NOTE N_{34} est une constante numérique dont les valeurs tiennent compte du coefficient de débit (K_v ou C_v) utilisé.

Si x_{Fz} est obtenu par des essais à une pression d'entrée différente de 6×10^5 Pa, il faut que la valeur d'essai soit corrigée pour la pression d'entrée réelle par l'équation suivante:

$$x_{Fzp1} = x_{Fz} \left(\frac{6 \times 10^5}{p_1} \right)^{0,125} \quad (3c)$$

4 Preliminary calculations

4.1 Pressures and pressure ratios

Several pressures and pressure ratios which are needed in the noise prediction procedure are given below.

The differential pressure ratio x_F for liquids depends on the pressure difference $p_1 - p_2$ and the difference of the inlet pressure p_1 and the vapour pressure p_v .

$$x_F = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_v} \quad (1)$$

The differential pressure for beginning a choked flow is approximately $F_L^2(p_1 - p_v)$. Some calculations are based on the following pressure differential:

$$\Delta p_c = \text{lower than } (p_1 - p_2) \text{ or } F_L^2(p_1 - p_v) \quad (2)$$

For low differential pressure ratios, the noise is mainly generated by turbulence. If x_F exceeds $x_{Fz,p1}$ cavitation noise overlays the turbulent noise.

4.2 Characteristic pressure ratio x_{Fz}

The valve-specific characteristic pressure ratio x_{Fz} can be measured with dependency on the valve travel according to IEC 60534-8-2. It identifies the pressure ratio at which cavitation is acoustically detected. The value of x_{Fz} depends on the valve and closure member type and the specific flow capacity.

Alternatively, the value of x_{Fz} can be estimated from equations (3a) and (3b). Calculations of hydrodynamic noise based on equations (3a), (3b) and (3c) can create uncertainties as illustrated in Annex A. Figures 4 to 9 include typical curves of x_{Fz} for different control valve types. Both equation (3a) and Figures 4 to 9 are based on an inlet pressure of 6×10^5 Pa. If a different inlet pressure is required, then the x_{Fz} value shall be corrected using equation (3c).

$$X_{Fz} = \frac{0,90}{\sqrt{1 + 3 F_d \sqrt{\frac{C_v}{N_{34} \cdot F_L}}}} \quad \text{for valve types except multihole trims} \quad (3a)$$

$$X_{Fz} = \frac{1}{\sqrt{4,5 + 1 \cdot 650 \cdot \frac{N_0 \cdot d_H^2}{F_L}}} \quad \text{for multihole trims} \quad (3b)$$

NOTE N_{34} is a numerical constant, the values of which account for the specific flow coefficient (K_v or C_v) used.

When x_{Fz} is obtained by testing at an inlet pressure of 6×10^5 Pa, then the tested value must be corrected for the actual inlet pressure using the following equation:

$$x_{Fzp1} = x_{Fz} \left(\frac{6 \times 10^5}{p_1} \right)^{0,125} \quad (3c)$$

4.3 Coefficient de correction générique de vanne F_d

Le coefficient de correction générique de vanne dépend de la vanne, de l'organe de fermeture et du coefficient de débit C (voir CEI 60534-8-3).

4.4 Diamètre du jet D_j

Le diamètre du jet D_j peut être prévu comme dans la CEI 60534-8-3 par l'équation suivante:

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C F_L} \quad (4)$$

4.5 Vitesse du jet

La vitesse du débit à la *vena contracta*, utilisée pour calculer la puissance intrinsèque de l'écoulement, est déterminée comme suit:

$$U_{vc} = \frac{1}{F_L} \sqrt{\frac{2 \Delta p_c}{\rho_L}} \quad (5)$$

4.6 Puissance intrinsèque de l'écoulement W_m

L'énergie mécanique dissipée dans l'orifice de la vanne est déterminée par l'équation suivante:

$$W_m = \frac{\dot{m} U_{vc}^2 F_L^2}{2} \quad (6)$$

Tableau 1 – Constantes Numériques N

Constante	Coefficient de débit	
	K_v	C_v
N_{14}	$4,9 \times 10^{-3}$	$4,6 \times 10^{-3}$
N_{34}	1	1,17

Tableau 2 – Rapport de puissance acoustique r_w

Vanne ou raccord adjacent	r_w
Vannes à soupape, clapet parabolique	0,25
Vannes à soupape, clapet V-port à 3 V	0,25
Vannes à soupape, clapet V-port à 4 V	0,25
Vannes à soupape, clapet V-port à 6 V	0,25
Vannes à soupape, à cage percée de 60 trous de même diamètre	0,25
Vannes à soupape, à cage percée de 120 trous de même diamètre	0,25
Papillon, (à arbre centré) ouverture maximale 70°	0,5
Papillon, disque dentelé, ouverture maximale 70°	0,5
Papillon, disque plat, ouverture maximale 60°	0,5
Obturbateur rotatif excentré	0,25
A secteur sphérique, ouverture maximale 90°	0,25
Divergents	1

4.3 Valve style modifier F_d

The valve style modifier depends on the valve and closure member type and on the flow coefficient C (see IEC 60534-8-3).

4.4 Jet diameter D_j

The jet diameter D_j can be predicted as in IEC 60534-8-3 by the following equation:

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C F_L} \quad (4)$$

4.5 Jet velocity

The *vena contracta* flow velocity, used in calculating the mechanical power, is determined as follows:

$$U_{vc} = \frac{1}{F_L} \sqrt{\frac{2 \Delta p_c}{\rho_L}} \quad (5)$$

4.6 Mechanical power W_m

The mechanical energy dissipated in the valve orifice is determined from the following equation:

$$W_m = \frac{\dot{m} U_{vc}^2 F_L^2}{2} \quad (6)$$

Table 1 – Numerical constants N

Constant	Flow coefficient	
	K_V	C_V
N_{14}	$4,9 \times 10^{-3}$	$4,6 \times 10^{-3}$
N_{34}	1	1,17

Table 2 – Acoustic power ratio r_W

Valve or fitting	r_W
Globe, parabolic plug	0,25
Globe, 3 V port plug	0,25
Globe, 4 V port plug	0,25
Globe, 6 V port plug	0,25
Globe, 60 equal diameter hole drilled cage	0,25
Globe, 120 equal diameter hole drilled cage	0,25
Butterfly, swing-through (centred shaft), to 70°	0,5
Butterfly, fluted vane, to 70°	0,5
Butterfly, 60° flat disk	0,5
Eccentric rotary plug	0,25
Segmented ball 90°	0,25
Expanders	1

5 Prédiction du bruit

5.1 Bruit interne

La partie de puissance intrinsèque de l'écoulement W_m de 4.6 convertie en bruit interne dans la vanne est une fonction du coefficient de rendement acoustique η . Le rapport de puissance acoustique r_W représente la partie de puissance acoustique rayonnée dans la tuyauterie. Voir le Tableau 2 pour les valeurs de r_W .

Pour les conditions turbulentes définies ici où Δp est inférieur à $x_{Fzp1}(p_1 - p_v)$:

$$W_a = \eta_{\text{turb}} W_m r_W \quad (7a)$$

Pour les conditions de cavitation définies ici où Δp est supérieur à $x_{Fzp1}(p_1 - p_v)$ et x_F n'est pas supérieur à 1:

$$W_a = (\eta_{\text{turb}} + \eta_{\text{cav}}) W_m r_W \quad (7b)$$

Pour les écoulements turbulents, à cause de la relativement faible vitesse de l'écoulement U_{vc} , la vanne est considérée comme une source monopole avec un coefficient de rendement acoustique d'approximativement 10^{-4} à $U_{vc} = c_L$ (voir [1]¹⁾). Le coefficient de rendement acoustique des écoulements turbulents est calculé comme suit:

$$\eta_{\text{turb}} = 10^{-4} \left(\frac{U_{vc}}{c_L} \right) \quad (8)$$

Du bruit supplémentaire se produit lorsque la cavitation commence.

NOTE La cavitation est la deuxième phase d'un procédé en deux phases. Des bulles de vapeur se développent quand la pression en un point est inférieure à la pression de vapeur du fluide à ce point. Cela se produit à la *vena contracta* ou au point de vitesse maximale et de pression minimale dans la vanne. La seconde phase du procédé consiste en l'implosion des bulles de vapeur quand la pression du fluide augmente au delà de la pression de vapeur quand la vapeur s'éloigne du point de pression minimale. L'énergie qui a créé les bulles est restituée à l'écoulement fluide sous forme de jet de haute intensité lorsque les bulles implosent. Cela peut provoquer du bruit et de sérieux dommages. Le procédé de cavitation, l'énergie mise en jeu, les raisons qui font que l'eau est un des fluides le plus destructeur et que d'autres liquides causent moins de dommages sont des sujets actuels de recherche en hydraulique.

La référence [3] inclut un modèle mathématique pour la puissance acoustique de jet cavitant. Le modèle de prédiction du bruit de cavitation inclut le fait que la cavitation apparaît dans un champ de fluide turbulent parce qu'en n'importe quel point, la pression statique varie de manière aléatoire dans le temps et qu'il y a une probabilité qu'à un moment cette pression tombe en dessous du seuil de pression (c'est-à-dire presque la pression de vapeur). Il définit une durée moyenne de pression minimale à des valeurs sous le seuil de pression. Cela dépend de la fréquence dominante du bruit turbulent. Associé à un modèle de grossissement de bulle à vitesse constante, le rayon de la bulle de cavitation apparaissant le plus fréquemment peut être estimé. Lorsque ces bulles ont atteint une certaine taille, elles implosent et le temps d'implosion détermine la fréquence dominante du bruit de cavitation.

Dans la région de cavitation ($x_{Fz,p1} \leq x_F \leq 1$), ce modèle théorique modifié (voir [2]) pour les jets cavitants combiné avec de nombreux résultats d'essai de validation conduit à l'équation de coefficient de rendement acoustique suivante:

$$\eta_{\text{cav}} = 0,32 \cdot \eta_{\text{turb}} \cdot \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\Delta p c}} \cdot \frac{1}{x_{Fzp1}} \cdot e^{5 \cdot x_{Fzp1}} \cdot \left(\frac{1 - x_{Fzp1}}{1 - x_F} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{x_F}{x_{Fzp1}} \right)^5 \cdot (x_F - x_{Fzp1})^{1,5} \quad (9)$$

1) Les chiffres entre crochets se réfèrent à la bibliographie.

5 Noise predictions

5.1 Internal noise

The portion of the mechanical power W_m from 4.6 converted to valve internal noise is a function of the acoustic efficiency η . The acoustic power ratio r_W represents the fraction of sound power radiated into the pipe. See Table 2 for r_W values.

For turbulent conditions defined here where Δp is lower than $x_{Fzp1}(p_1 - p_v)$:

$$W_a = \eta_{\text{turb}} W_m r_W \quad (7a)$$

For cavitating conditions defined here where Δp exceeds $x_{Fzp1}(p_1 - p_v)$ and x_F is not greater than 1:

$$W_a = (\eta_{\text{turb}} + \eta_{\text{cav}}) W_m r_W \quad (7b)$$

For turbulent flow due to the relatively low fluid velocity U_{vc} the valve is considered to be a monopole source with an acoustical efficiency of approximately 10^{-4} at $U_{vc} = c_L$ (see [1]¹⁾). The acoustic efficiency factor for turbulent flow is calculated as follows:

$$\eta_{\text{turb}} = 10^{-4} \left(\frac{U_{vc}}{c_L} \right)^5 \quad (8)$$

Additional noise is produced as cavitation begins.

NOTE Cavitation is the second part of a two-part process. Vapour bubbles develop when the pressure at a point is lower than the vapour pressure of the fluid at that point. This occurs at the *vena contracta* or point of maximum velocity and minimum pressure in the valve. The second part of this process is the collapse of these vapour bubbles as the fluid pressure rises above the vapour pressure as the vapour leaves the point of minimum pressure. The energy which created the bubbles is returned to the flowing fluid in the form of a high-intensity jet as the bubble collapses. This can cause noise and serious damage. The process of cavitation, the energies involved, the reasons that water is one of the most destructive liquids, and why some other liquids cause less damage is part of current hydraulic research.

Reference [3] includes a mathematical model for the sound power of a cavitating jet. The calculation noise prediction model includes the fact that cavitation occurs in a turbulent flow field because, at any point, the static pressure varies randomly with time and that there is the probability that at some instant the pressure falls below the threshold pressure (i.e. nearly the vapour pressure). It defines the average duration of a pressure minimum with values lower than the threshold pressure. This depends on the peak frequency of turbulent noise. Together with a constant velocity-bubble-growth model, the radius of the most frequently occurring cavitation bubbles can be estimated. After these bubbles have grown to a certain size, they collapse and the collapse time determines the peak frequency of the cavitation noise.

In the cavitation region ($x_{Fz,p1} \leq x_F \leq 1$), this modified theoretical model (see [2]) for cavitating jets combined with many test results for validation leads to the following acoustical efficiency factor equation:

$$\eta_{\text{cav}} = 0,32 \cdot \eta_{\text{turb}} \cdot \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\Delta p c}} \cdot \frac{1}{x_{Fzp1}} \cdot e^{5 \cdot x_{Fzp1}} \cdot \left(\frac{1 - x_{Fzp1}}{1 - x_F} \right)^{0,5} \left(\frac{x_F}{x_{Fzp1}} \right)^5 \cdot (x_F - x_{Fzp1})^{1,5} \quad (9)$$

1) Figures in square brackets refer to the bibliography.

Le niveau de pression sonore interne L_{pi} est calculé comme suit:

$$L_{pi} = 10 \lg \left(\frac{3,2 \times 10^9 W_a \rho_L c_L}{D_i^2} \right) \quad (10)$$

Les fréquences dominantes sont différentes pour les écoulements turbulents et cavitants. Les fréquences dominantes pour les écoulements turbulents peuvent être calculées comme dans la CEI 60534-8-3 comme suit:

$$f_{p,turb} = N_{STR} \frac{U_{vc}}{D_j} \quad (11)$$

$$N_{STR} = \frac{0,02 F_L^2 C}{N_{34} x_{Fzp1}^{1,5} d d_0} \left(\frac{1}{p_1 - p_v} \right)^{0,57} \quad (12)$$

L'équation suivante détermine la fréquence dominante dans la région de cavitation [2],[3],[8].

$$f_{p,cav} = 6 f_{p,turb} \left(\frac{1 - x_F}{1 - x_{Fzp1}} \right)^2 \left(\frac{x_{Fzp1}}{x_F} \right)^{2,5} \quad (13)$$

5.2 Perte par transmission

Comme dans la CEI 60534-8-3 pour les écoulements aérodynamiques, les fréquences suivantes sont nécessaires pour calculer les pertes par transmission.

La fréquence d'anneau avec c_p comme vitesse du son dans la tuyauterie (5 000 m/s pour l'acier) est donnée par

$$f_r = \frac{c_p}{\pi D_i} \quad (14)$$

La perte par transmission minimum de référence pour $f = f_r$ peut être prévue par l'équation suivante (voir [4]):

$$TL_{fr} = -10 - 10 \lg \left(\frac{c_P \rho_P t_P}{c_O \rho_O D_i} \right) \quad (15)$$

La perte par transmission globale TL_{turb} pour les débits turbulents dépend principalement de la fréquence dominante turbulente $f_{p,turb}$ (voir équation (11) et TL_{fr}):

$$TL_{turb} = TL_{fr} + \Delta TL_{fp,turb} \quad (16a)$$

Le terme $\Delta TL_{fp,turb}$ prend en compte la différence de perte par transmission entre la fréquence dominante ($f_{p,turb}$) et la fréquence d'anneau (f_r) où la plus grande partie de la puissance sonore est transmise à travers la tuyauterie (voir [4]).

$$\Delta TL_{fp,turb} = -20 \log \left[\left(\frac{f_r}{f_{p,turb}} \right) + \left(\frac{f_{p,turb}}{f_r} \right)^{1,5} \right] \quad (16b)$$

The internal sound pressure level L_{pi} is calculated as follows:

$$L_{pi} = 10 \lg \left(\frac{3,2 \times 10^9 W_a \rho_L c_L}{D_i^2} \right) \quad (10)$$

The peak frequencies are different for turbulent and cavitating flows. The turbulent peak frequency can be calculated as in IEC 60534-8-3 as follows:

$$f_{p,turb} = N_{STR} \frac{U_{vc}}{D_j} \quad (11)$$

$$N_{STR} = \frac{0,02 F_L^2 C}{N_{34} x_{Fzp1}^{1,5} d d_0} \left(\frac{1}{p_1 - p_v} \right)^{0,57} \quad (12)$$

The following equation determines the peak frequency in the cavitation region [2], [3], [8].

$$f_{p,cav} = 6 f_{p,turb} \left(\frac{1 - x_F}{1 - x_{Fzp1}} \right)^2 \left(\frac{x_{Fzp1}}{x_F} \right)^{2,5} \quad (13)$$

5.2 Transmission loss

As in IEC 60534-8-3 for aerodynamic flow, the following frequencies are needed to calculate the transmission loss.

The ring frequency with c_p as the velocity of sound in the pipe (5 000 m/s for steel) is given by

$$f_r = \frac{c_p}{\pi D_i} \quad (14)$$

The reference minimum transmission loss for $f = f_r$ can be predicted from the following equation (see [4]):

$$TL_{fr} = -10 - 10 \lg \left(\frac{c_p \rho_P t_P}{c_O \rho_O D_i} \right) \quad (15)$$

The overall transmission loss TL_{turb} for turbulent flow mainly depends on the turbulent peak frequency $f_{p,turb}$ (see equation (11) and TL_{fr}):

$$TL_{turb} = TL_{fr} + \Delta TL_{fp,turb} \quad (16a)$$

The term $\Delta TL_{fp,turb}$ accounts for the difference of transmission loss from the turbulent peak frequency ($f_{p,turb}$) to the ring frequency (f_r) where most of the sound power is transmitted through the pipe (see [4]).

$$\Delta TL_{fp,turb} = -20 \lg \left[\left(\frac{f_r}{f_{p,turb}} \right) + \left(\frac{f_{p,turb}}{f_r} \right)^{1,5} \right] \quad (16b)$$

La perte par transmission globale TL_{cav} pour un débit cavitant est:

$$TL_{cav} = TL_{turb} + 10 \lg \left(250 \frac{f_{p,cav}^{1,5}}{f_{p,turb}^2} \frac{\eta_{cav}}{\eta_{turb} + \eta_{cav}} \right) \quad (17)$$

NOTE La valeur limite inférieure de $\eta_{cav}/(\eta_{turb} + \eta_{cav})$ est $f_{p,turb}^2/(250 f_{p,cav}^{1,5})$ pour $x_{Fzp1} < x_F < x_{Fzp1} + 0,1$.

5.3 Bruit externe

Le niveau de pression sonore à l'extérieur en pondération A $L_{pAe,1m}$ et à 1 m de la paroi de la tuyauterie aval peut être estimé par les équations suivantes.

Pour les conditions turbulentes:

$$L_{pAe,1m} = L_{pi} + TL_{turb} - 10 \lg \left(\frac{D_i + 2 t_p + 2}{D_i + 2 t_p} \right) \text{ pour } x_F \leq x_{Fz} \quad (18a)$$

Pour les conditions de cavitation:

$$L_{pAe,1m} = L_{pi} + TL_{cav} - 10 \lg \left(\frac{D_i + 2 t_p + 2}{D_i + 2 t_p} \right) \text{ pour } x_{Fzp1} < x_F \leq 1 \quad (18b)$$

5.4 Distribution des fréquences (interne et externe)

Ce paragraphe donne des informations supplémentaires concernant la distribution des fréquences en bande d'octave 1/1. La procédure suivante n'est pas nécessaire si on ne s'intéresse qu'au niveau global de toutes les bandes d'octave.

5.4.1 Niveau de pression sonore interne

La fréquence f_i relative au niveau de pression sonore interne peut être prévue à partir des équations (19a) et (19b), où $L_{pi, turb}$ est calculé avec η_{turb} et $L_{pi, cav}$ est calculé avec η_{cav} :

Pour les conditions turbulentes $x_{Fz} \leq x_{Fzp1}$ ou $x_F \geq 1$):

$$L_{pi}(f_i) = L_{pi} + F_{turb}(f_i) \quad (19a)$$

Pour les conditions de cavitation ($x_{Fzp1} \leq x_F \leq 1$):

$$L_{pi}(f_i) = L_{pi} + 10 \lg \left(\frac{\eta_{turb}}{\eta_{turb} + \eta_{cav}} 10^{0,1 F_{turb}(f_i)} + \frac{\eta_{cav}}{\eta_{turb} + \eta_{cav}} 10^{0,1 F_{cav}(f_i)} \right) \quad (19b)$$

$$F_{turb}(f_i) = -10 \lg \left[\frac{1}{4} \left(\frac{f_i}{f_{p,turb}} \right)^3 + \left(\frac{f_i}{f_{p,turb}} \right)^{-1} \right] - 3,1 \quad (20a)$$

The overall transmission loss TL_{cav} for cavitating flow is:

$$TL_{cav} = TL_{turb} + 10 \lg \left(250 \frac{f_{p,cav}^{1,5}}{f_{p,turb}^2} \frac{\eta_{cav}}{\eta_{turb} + \eta_{cav}} \right) \quad (17)$$

NOTE The lower limit value of $\eta_{cav}/(\eta_{turb} + \eta_{cav})$ is $f_{p,turb}^2/(250 f_{p,cav}^{1,5})$ for $x_{Fzp1} < x_F < x_{Fzp1} + 0,1$.

5.3 External noise

The A-weighted external sound pressure level $L_{pAe,1m}$ at 1 m distance from the downstream pipe can be approximated from the following equations.

For turbulent conditions:

$$L_{pAe,1m} = L_{pi} + TL_{turb} - 10 \lg \left(\frac{D_i + 2 t_p + 2}{D_i + 2 t_p} \right) \text{ for } x_F \leq x_{Fz} \quad (18a)$$

For cavitating conditions:

$$L_{pAe,1m} = L_{pi} + TL_{cav} - 10 \lg \left(\frac{D_i + 2 t_p + 2}{D_i + 2 t_p} \right) \text{ for } x_{Fzp1} < x_F \leq 1 \quad (18b)$$

5.4 Frequency distribution (internal and external)

This subclause gives additional information concerning the frequency distribution in 1/1 octave bands; the following procedures are not necessary if only the overall levels for all octave bands together are of interest.

5.4.1 Internal sound pressure level

The frequency f_i related to the internal sound pressure levels can be predicted from equations (19a) and (19b), where $L_{pi, turb}$ is calculated with η_{turb} and $L_{pi, cav}$ is calculated with η_{cav} :

For turbulent conditions ($x_{Fz} \leq x_{Fzp1}$ or $x_F \geq 1$):

$$L_{pi}(f_i) = L_{pi} + F_{turb}(f_i) \quad (19a)$$

For cavitating conditions ($x_{Fzp1} \leq x_F \leq 1$):

$$L_{pi}(f_i) = L_{pi} + 10 \lg \left(\frac{\eta_{turb}}{\eta_{turb} + \eta_{cav}} 10^{0,1 F_{turb}(f_i)} + \frac{\eta_{cav}}{\eta_{turb} + \eta_{cav}} 10^{0,1 F_{cav}(f_i)} \right) \quad (19b)$$

$$F_{turb}(f_i) = -10 \lg \left[\frac{1}{4} \left(\frac{f_i}{f_{p,turb}} \right)^3 + \left(\frac{f_i}{f_{p,turb}} \right)^{-1} \right] - 3,1 \quad (20a)$$

$$F_{\text{cav}}(f_i) = -10 \lg \left[\frac{1}{4} \left(\frac{f_i}{f_{p,\text{cav}}} \right)^{15} + \left(\frac{f_i}{f_{p,\text{cav}}} \right)^{-15} \right] - 3,5 \quad (20b)$$

où f_i , $i = 1 \dots n$ est l'octave (63 Hz à 16 000 Hz) ou le tiers d'octave (50 Hz à 20 000 Hz).

5.4.2 Niveau de pression sonore externe

Le niveau de pression sonore externe a des fréquences données (f_i) peut être estimée comme suit:

$$L_{\text{pe},1m}(f_i) = L_{\text{pi}}(f_i) + TL(f_i) - 10 \lg \left(\frac{D_i + 2 t_p + 2}{D_i + 2 t_p} \right) \quad (21)$$

La perte par transmission à des fréquences données f_i est déterminée comme suit:

$$TL(f_i) = TL_{\text{tr}} + \Delta TL(f_i) \quad (22a)$$

$$\Delta TL(f_i) = -20 \lg \left[\left(\frac{f_r}{f_i} \right) + \left(\frac{f_i}{f_r} \right)^{15} \right] \quad (22b)$$

6 Equipement interne multi-étagé

6.1 Généralités

Cet article s'applique aux vannes ayant des équipements internes à plus d'un étage. Bien que les mêmes procédures que dans les paragraphes précédents soient utilisées, il est séparé car ces équipements internes nécessitent des considérations spéciales.

On suppose que les coefficients de débit nominaux C_i des n étages ($i = 1 \dots n$) sont connus par le fabricant. Les valeurs de $x_{Fzp1,i}$ pour chaque étage de cet équipement interne doivent être donnés par le fabricant ou peuvent être pris des Figures 4 à 9 pour les configurations à simple étage. Cela s'applique aussi aux valeurs $F_{d,i}$ et $F_{L,i}$.

6.2 Calculs préliminaires

Les pressions d'entrée en amont de chaque étage ($i = 1 \dots n$) peuvent être approchées comme suit:

$$p_{1,i} = p_1 \quad i = 1 \quad (23a)$$

$$p_{1,i} = p_{1,i+1} - \frac{p_1 - p_2}{(C_{i-1}/C)^2} \quad i = 2 \dots n \quad (23b)$$

Les pressions de sortie en aval de chaque étage ($i = 1 \dots n$) peuvent être approchées comme suit:

$$p_{2,i} = p_{1,i+1} \quad i = 1 \dots n - 1 \quad (24a)$$

$$p_{2,i} = p_2 \quad i = n \quad (24b)$$

$$F_{\text{cav}}(f_i) = -10 \lg \left[\frac{1}{4} \left(\frac{f_i}{f_{p,\text{cav}}} \right)^{15} + \left(\frac{f_i}{f_{p,\text{cav}}} \right)^{-15} \right] - 3,5 \quad (20b)$$

where f_i , $i = 1 \dots n$ are 1/1 octave (63 Hz to 16 000 Hz) or third frequencies (50 Hz to 20 000 Hz).

5.4.2 External sound pressure level

The external sound pressures at given frequencies (f_i) can be estimated as follows:

$$L_{\text{pe},1m}(f_i) = L_{\text{pi}}(f_i) + TL(f_i) - 10 \lg \left(\frac{D_i + 2 t_p + 2}{D_i + 2 t_p} \right) \quad (21)$$

The transmission loss at given frequencies f_i is determined as follows:

$$TL(f_i) = TL_{\text{tr}} + \Delta TL(f_i) \quad (22a)$$

$$\Delta TL(f_i) = -20 \lg \left[\left(\frac{f_r}{f_i} \right) + \left(\frac{f_i}{f_r} \right)^{15} \right] \quad (22b)$$

6 Multistage trim

6.1 General

This clause is applicable to valves with trims having more than one stage. Although it uses many of the same procedures as in the previous clauses, it is separated because these trims require special consideration.

It is assumed that the rated flow coefficients C_i of the n stages ($i = 1 \dots n$) are known by the manufacturer. The $x_{Fzp1,i}$ values of each stage for such a trim have to be stated by the manufacturer or they can be taken from Figures 4 to 9 for single-stage configurations. This is the same with the $F_{d,i}$ and $F_{L,i}$ values.

6.2 Preliminary calculations

The inlet pressure ahead of each stage ($i = 1 \dots n$) can be approximated as follows:

$$p_{1,i} = p_1 \quad i = 1 \quad (23a)$$

$$p_{1,i} = p_{1,i+1} - \frac{p_1 - p_2}{(C_{i-1}/C)^2} \quad i = 2 \dots n \quad (23b)$$

The outlet pressure behind each stage ($i = 1 \dots n$) can be approximated as follows:

$$p_{2,i} = p_{1,i+1} \quad i = 1 \dots n - 1 \quad (24a)$$

$$p_{2,i} = p_2 \quad i = n \quad (24b)$$

Le diamètre du jet de l'ouverture de chaque étage selon l'équation (4) est

$$D_{j,i} = N_{14} F_{d,i} \sqrt{C_i F_{L,i}} \quad (25)$$

Les coefficients de correction géométrique de la vanne F_d pour le premier et le dernier étage sont $F_{d,1}$ (premier étage) et $F_{d,n}$ (dernier étage). Ces valeurs dépendent de la vanne et du type d'organe de fermeture et de la valeur de C_i (CEI 60534-8-3).

Le rapport des pressions différentielles $x_{F,i}$ pour chaque étage selon l'équation (1) est

$$x_{F,i} = \frac{p_{1,i} - p_{2,i}}{p_{1,i} - p_v} \quad i = 1 \dots n \quad (26)$$

6.3 Prévision du niveau de bruit

Les calculs pour écoulement turbulent s'appliquent quand $x_{F,i} \leq x_{Fzp1,i}$; sinon, utiliser les équations applicables pour la cavitation.

6.3.1 Equipements multi-étagés (voir Figures 1 et 3)

Déterminer les valeurs de $x_{Fzp1,i}$ pour chaque étage, comme indiqué aux Figures 1 à 3, en utilisant les Figures 4 à 9 ou, par estimation, en utilisant les équations (3a) et (3b). Calculer $L_{pAe,1m,i}$ pour chaque étage en utilisant les Articles 3 à 5 et l'équation (27) en utilisant les entrées appropriées des équations (23) à (26) pour chaque étage. Faire la somme pour obtenir le niveau de bruit total comme suit:

$$L_{pAe,1m} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{pAe,1m,i}} \quad (27)$$

Calculer le profil de fréquence interne et externe en utilisant f_p du premier et du dernier étage.

6.3.2 Equipements à étages multiples constants avec augmentation de la surface d'écoulement (voir Figure 2)

Des preuves expérimentales montrent que la majeure partie de la puissance sonore des étages en amont du dernier étage est atténuée dans le passage du fluide. Il est donc suffisant de ne calculer que le bruit généré par les jets émanant du dernier étage, comme suit:

a) Calculer Δp_c :

$$\Delta p_c = \text{le plus petit de } p_{1,n} - p_2 \quad \text{ou} \quad x_{Fzp1,n} (p_{1,n} - p_v) \quad (28)$$

b) Le coefficient de correction générique de vanne F_d dépend du nombre de passages de sortie uniformes du dernier étage et peut être estimé en utilisant la valeur de F_d donnée par le fabricant ou par l'équation (29):

$$F_d = \sqrt{\frac{1}{N_o}} \quad (29)$$

où N_o est le nombre d'ouvertures uniformes du dernier étage.

The jet diameter of each stage opening according to equation (4) is

$$D_{j,i} = N_{14} F_{d,i} \sqrt{C_i F_{L,i}} \quad (25)$$

The valve style modifier F_d for the first and last stages are $F_{d,1}$ (first stage) and $F_{d,n}$ (last stage). These values depend on the valve and closure member type and on the value of C_i (IEC 60534-8-3).

The differential pressure ratio $x_{F,i}$ for each stage according to equation (1) is

$$x_{F,i} = \frac{p_{1,i} - p_{2,i}}{p_{1,i} - p_v} \quad i = 1 \dots n \quad (26)$$

6.3 Prediction of noise level

Calculations for turbulent noise apply when $x_{F,i} \leq x_{Fzp1,i}$; otherwise, use applicable equations for cavitation.

6.3.1 Multistage devices (see Figures 1 and 3)

Determine the $x_{Fzp1,i}$ values for each stage, as shown in Figures 1 through 3, using Figures 4 through 9 or, by estimation, using equations (3a) and (3b). Calculate $L_{pAe,1m,i}$ for each stage using Clauses 3 to 5 and equation (27) using the appropriate input from equations (23) to (26) for each stage. Add up the total sound level as follows:

$$L_{pAe,1m} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{pAe,1m,i}} \quad (27)$$

Calculate the internal and external frequency profile using f_p from the first and last stages.

6.3.2 Fixed multistage devices with increasing flow areas (see Figure 2)

Experimental evidence indicates that most of the sound power in stages ahead of the last stage is attenuated within the flow path. It is, therefore, sufficient to calculate only the sound generated by jets emanating from the last stage as follows.

a) Calculate Δp_c :

$$\Delta p_c = \text{lesser of } p_{1,n} - p_2 \quad \text{or} \quad x_{Fzp1,n} (p_{1,n} - p_v) \quad (28)$$

b) The valve style modifier F_d depends on the number of uniform outlet passages at the last stage and can be estimated using the F_d value stated by the manufacturer or from equation (29):

$$F_d = \sqrt{\frac{1}{N_o}} \quad (29)$$

where N_o is the number of uniform openings within the last stage.

Calculer $D_{j,n}$ en utilisant l'équation (25) avec C_n comme coefficient de débit de l'étage de sortie; d_o peut être estimé par $d_o = 5,2 \sqrt{N_{34} C_n}$.

- c) Calculer la vitesse et la puissance intrinsèque de l'écoulement à partir des équations (5) et (6) en utilisant Δp_c (équation (2)) du dernier étage et $F_{L,n}$ à la place de F_L .
- d) Calculer la puissance sonore turbulente à partir de l'équation (7a) et la puissance sonore de cavitation à partir de l'équation (7b), en utilisant Δp_c de l'équation (28) et $p_{1,n}$ de l'équation (23) à la place de p_1 . Calculer η_{turb} à partir de l'équation (8), en utilisant U_{vc} du dernier étage (voir point c) ci dessus).
- e) Calculer L_{pi} et $f_{p,turb}$ à partir de l'équation (10) et (11), en utilisant la vitesse du jet et D_j correspondant au dernier étage. Pour $f_{p,cav}$, utiliser C_n et $F_{L,n}$ au lieu de C et F_L .
- f) Calculer la perte par transmission en utilisant les équations (14) à (17).
- g) Procéder au calcul du niveau de pression acoustique externe en utilisant les équations (18a) et (18b) et la distribution de fréquence interne et externe à partir des équations (19a) et (19b), en utilisant f_p du dernier étage (voir point e) ci-dessus.

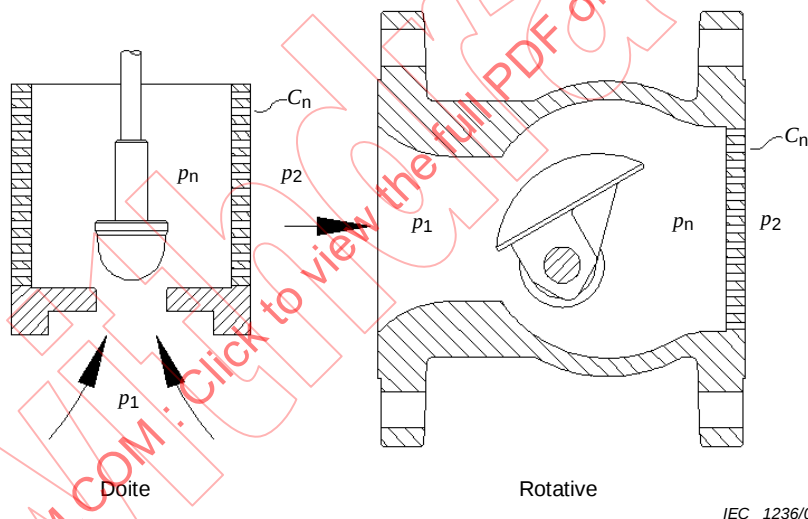


Figure 1 – Exemples d'éléments internes multi-étagés pour vannes droites et rotatives

Calculate $D_{j,n}$ using equation (25) with C_n as the flow coefficient of the exit stage; d_o can be estimated from $d_o = 5,2 \sqrt{N_{34} C_n}$.

- c) Calculate the velocity and the mechanical power from equations (5) and (6) using Δp_c (equation (2)) of the last stage and $F_{L,n}$ instead of F_L .
- d) Calculate the turbulent sound power from equation (7a) and the cavitation sound power from equation (7b), using Δp_c from equation (28) and $p_{1,n}$ from equation (23) instead of p_1 . Calculate η_{turb} from equation (8), using U_{vc} of the last stage (see item c) above).
- e) Calculate L_{pj} and $f_{p,turb}$ from equations (10) and (11), using the jet velocity and D_j of the last stage. For $f_{p,cav}$, use C_n and $F_{L,n}$ instead of C and F_L .
- f) Calculate the transmission loss using equations (14) to (17).
- g) Proceed to calculate the external sound pressure level using equations (18a) and (18b) and the internal and external frequency distribution from equations (19a) and (19b), using f_p from the last stage (see item e) above).

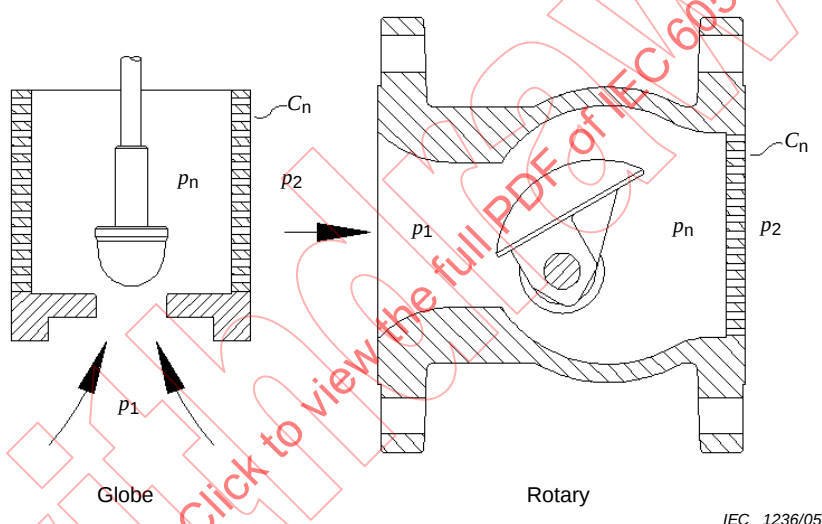


Figure 1 – Examples of multistage trim in globe and rotary valves

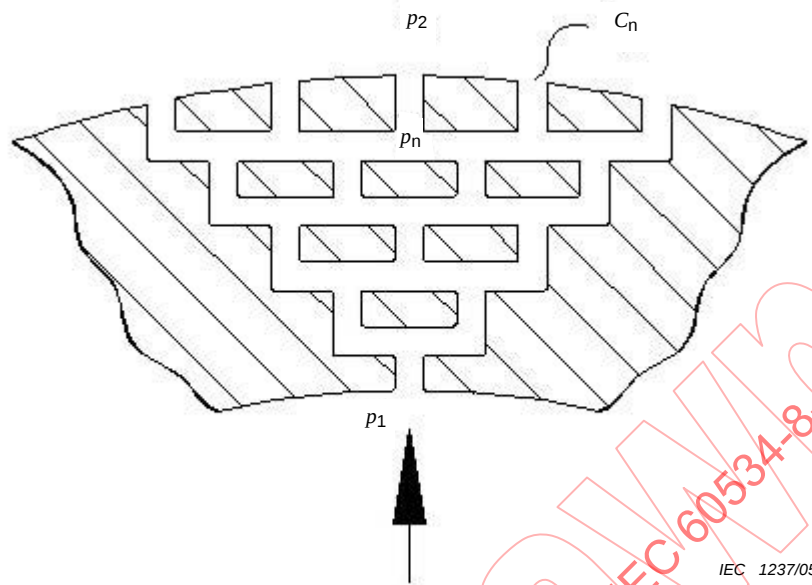


Figure 2 – Exemple d'équipement à étages multiples constants avec augmentation de la surface d'écoulement

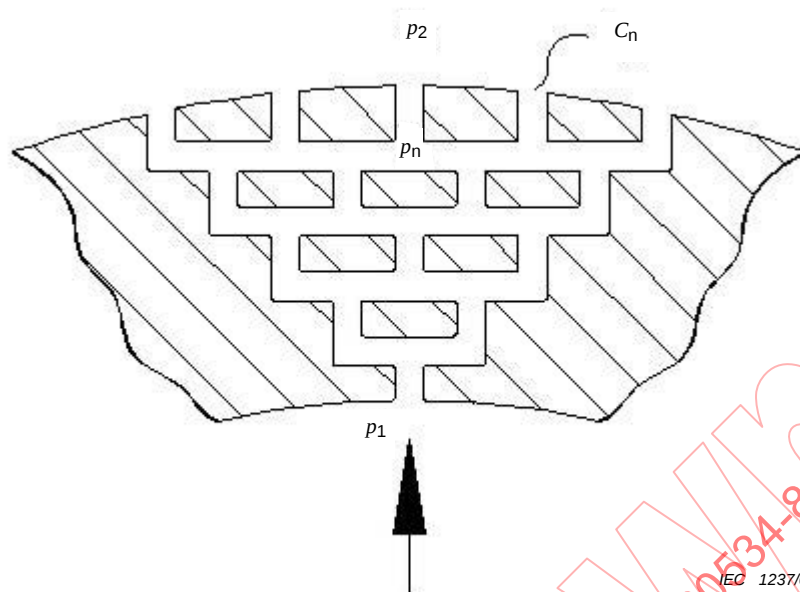
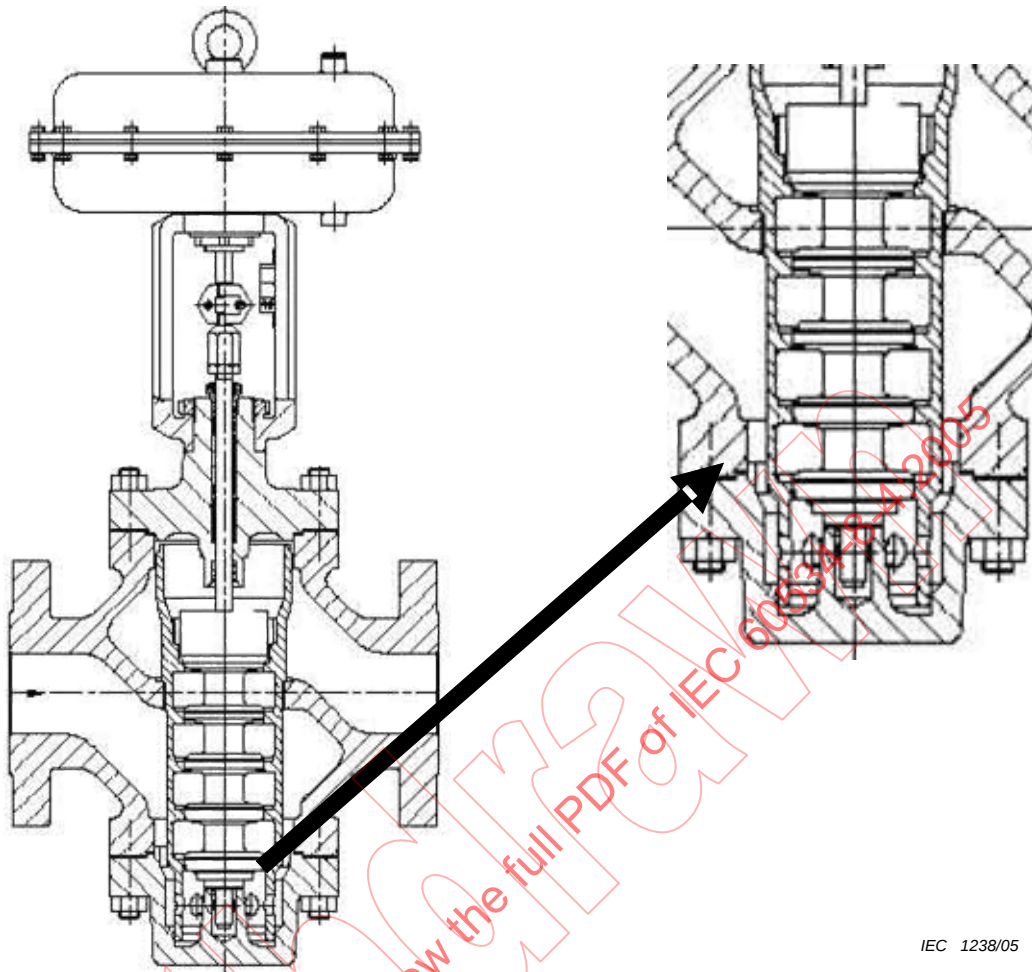


Figure 2 – Example of fixed multistage device with increasing flow area



IEC 1238/05

Figure 3 – Exemple d'équipement interne multi-étagé dans une vanne droite

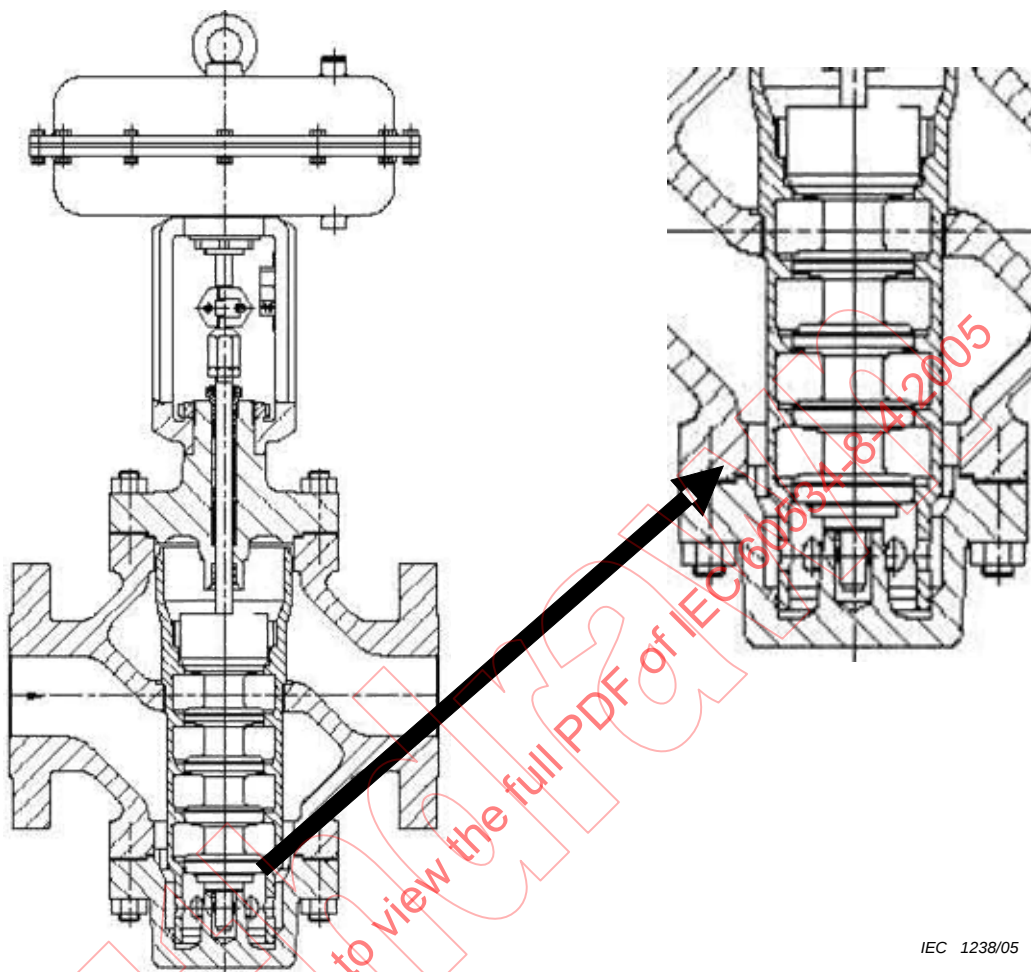


Figure 3 – Example of multistage trim in globe valve

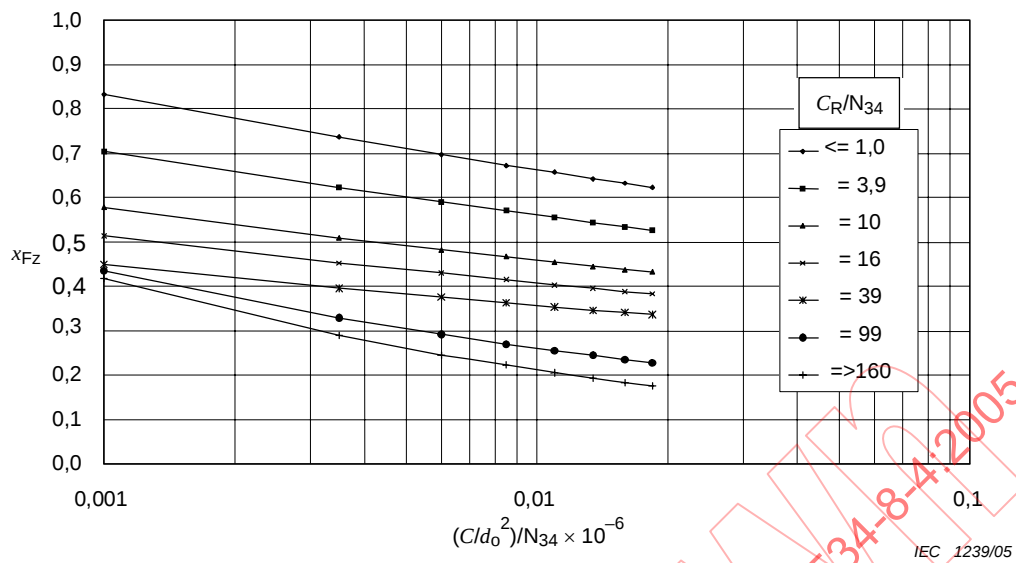


Figure 4 – Vannes à soupape (équipement interne à cage, clapet V-port)

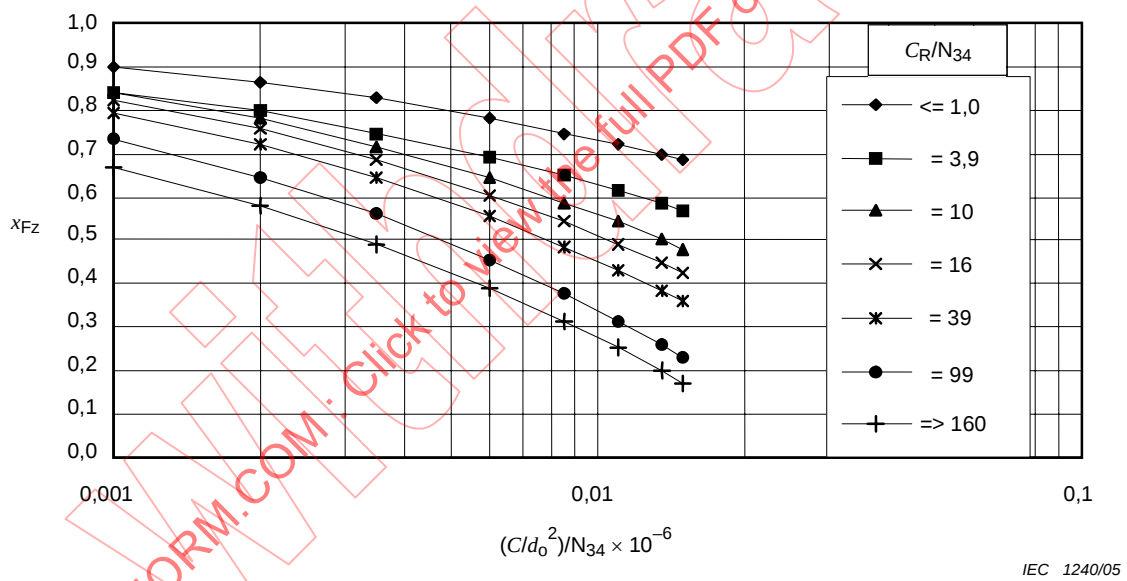


Figure 5 – Vannes à soupape (clapet parabolique)

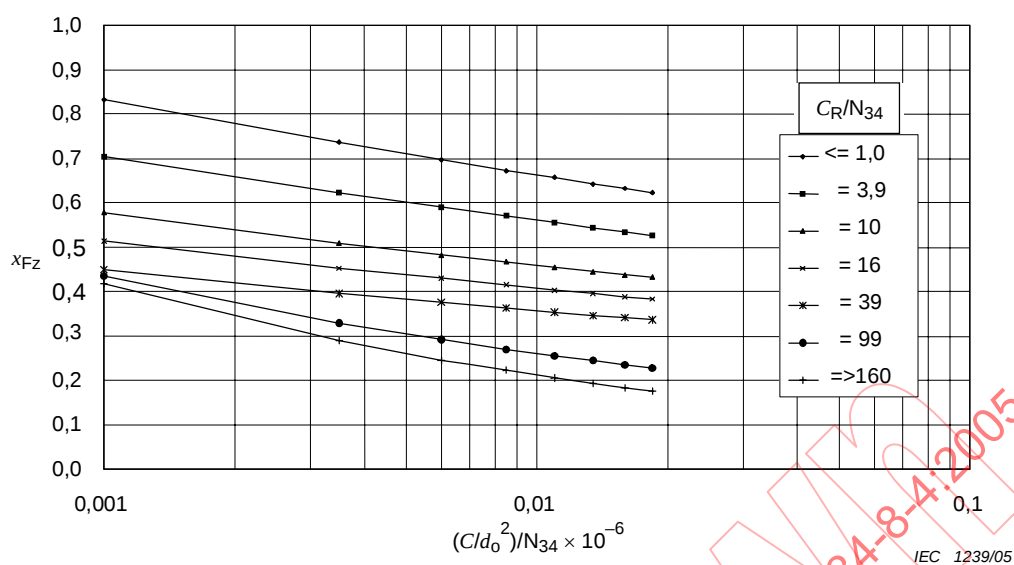


Figure 4 – Globe valves (cage trim. V-port-plug)

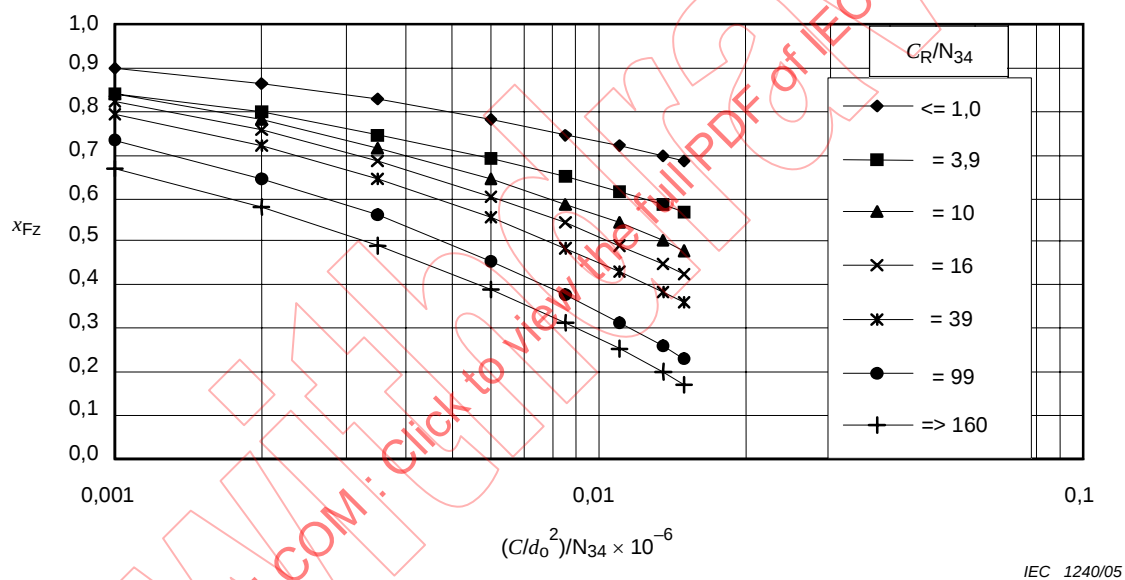
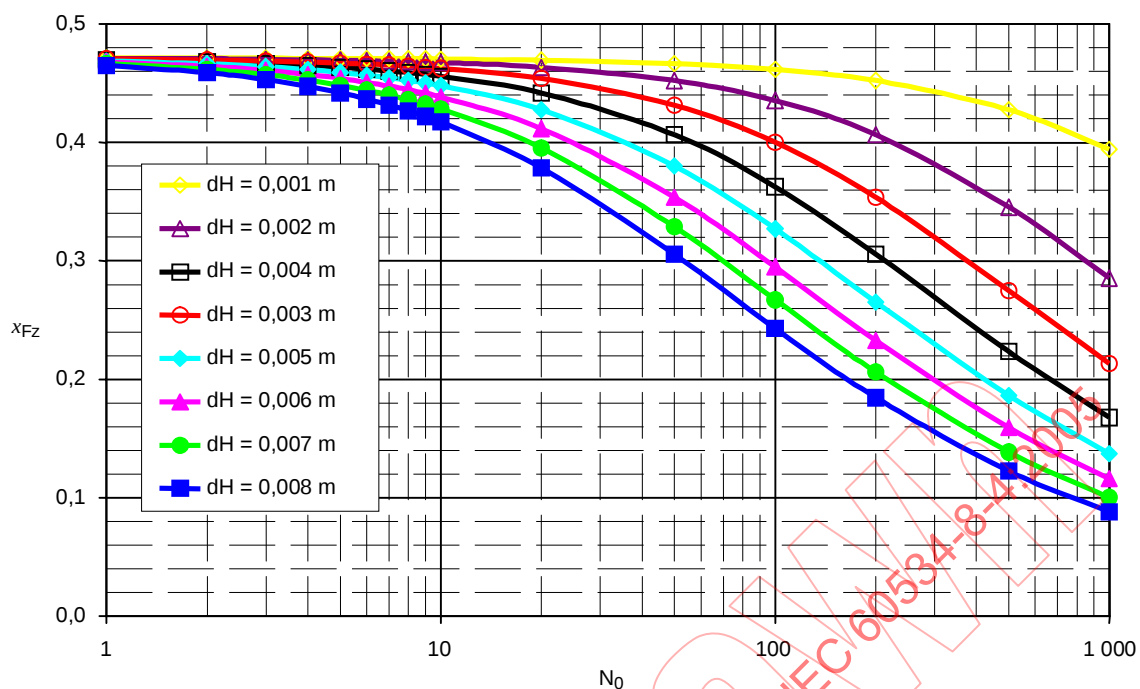
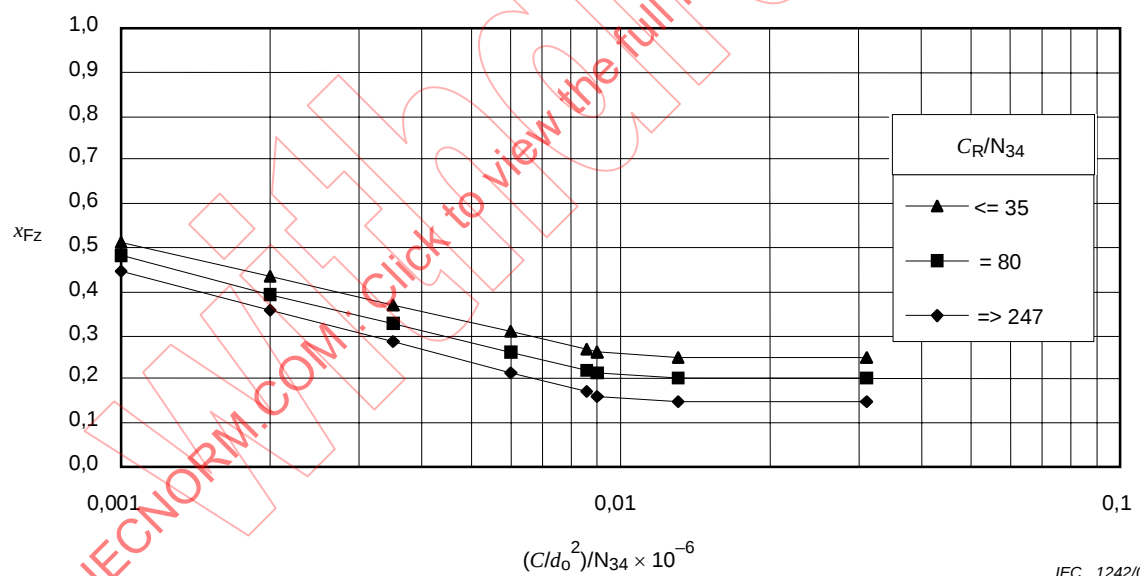


Figure 5 – Globe valves (parabolic-plug)



IEC 1241/05

Figure 6 – Equipements internes à perçage multiple



IEC 1242/05

Figure 7 – Vannes à obturateur rotatif excentré

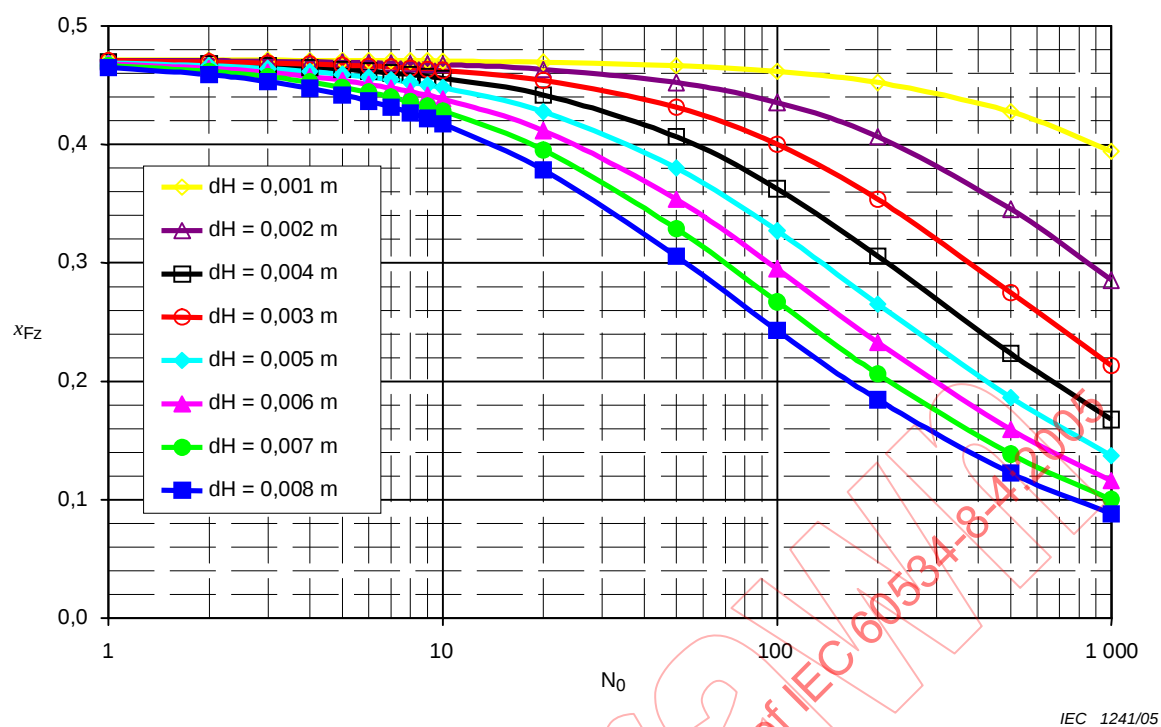


Figure 6 – Multihole trims

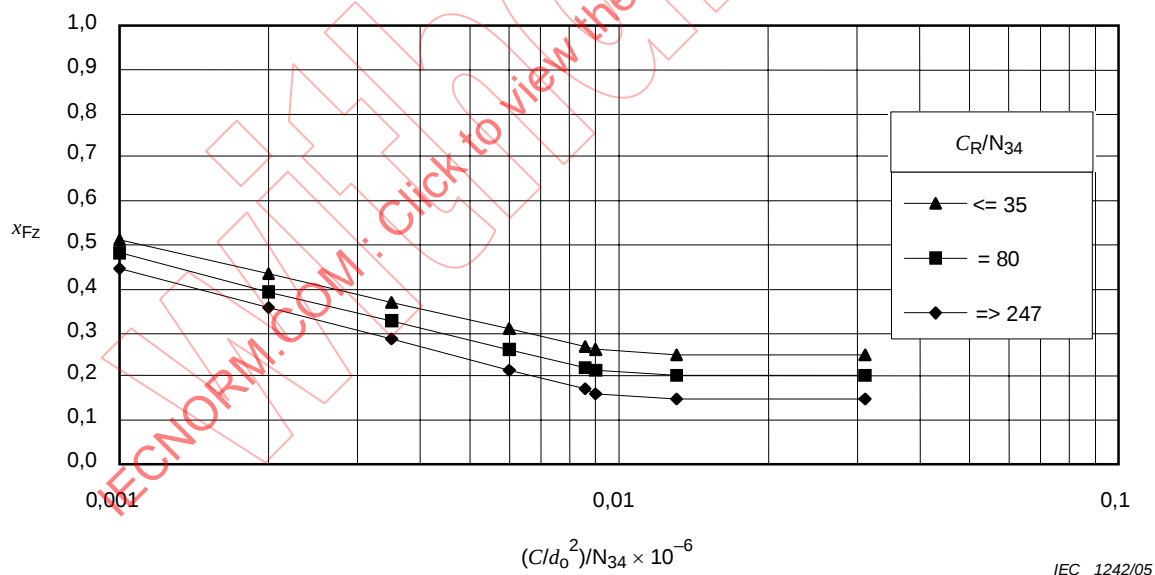


Figure 7 – Eccentric rotary valves

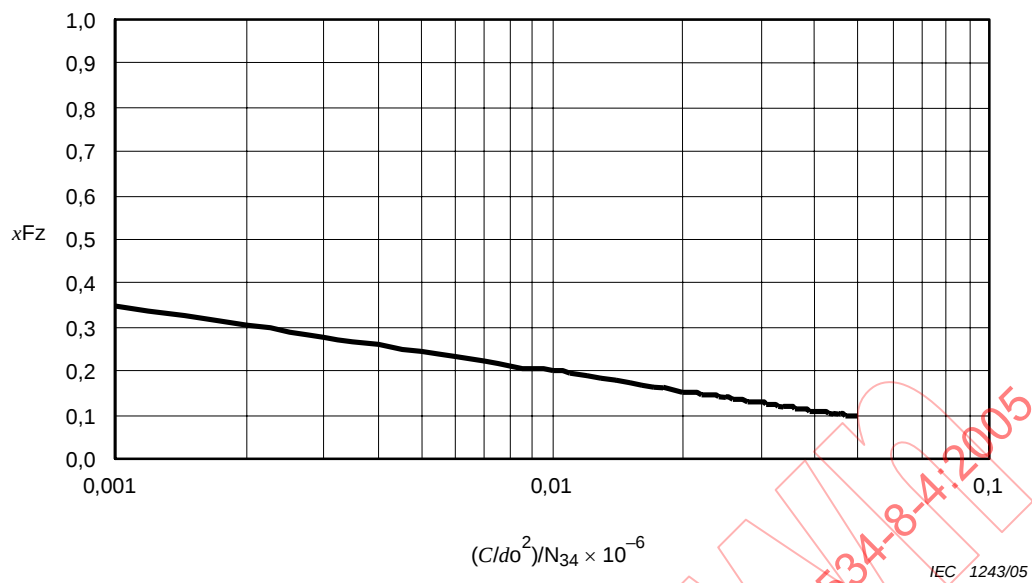


Figure 8 – Vannes à papillon

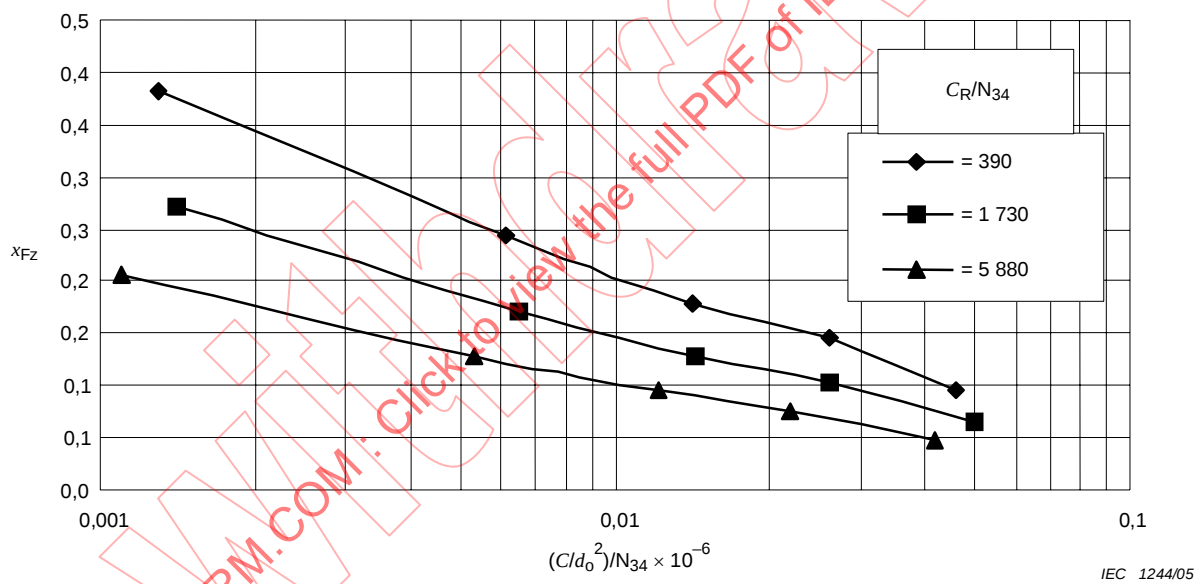


Figure 9 – Vannes à secteur sphérique – ouverture 90°

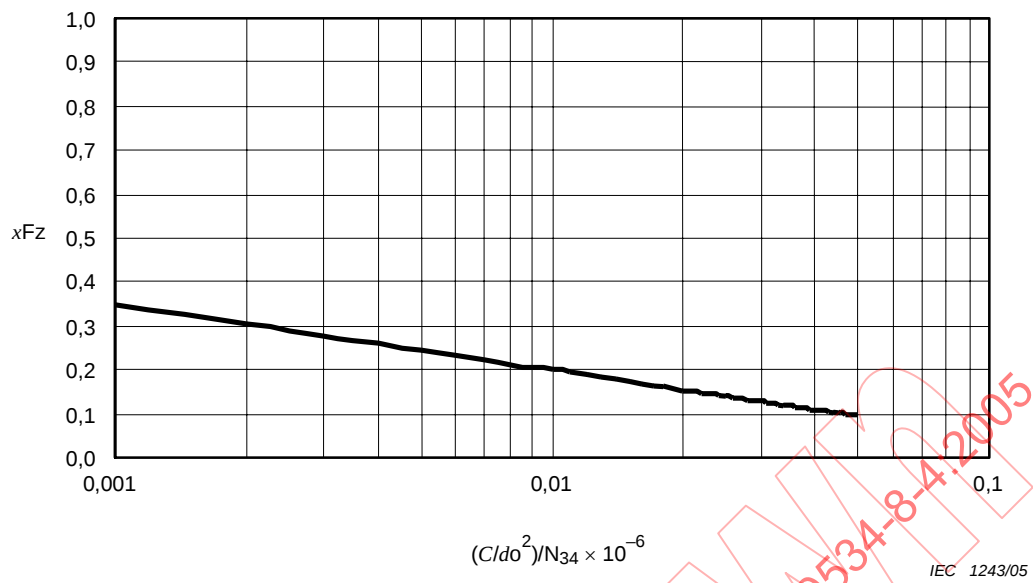


Figure 8 – Butterfly valves

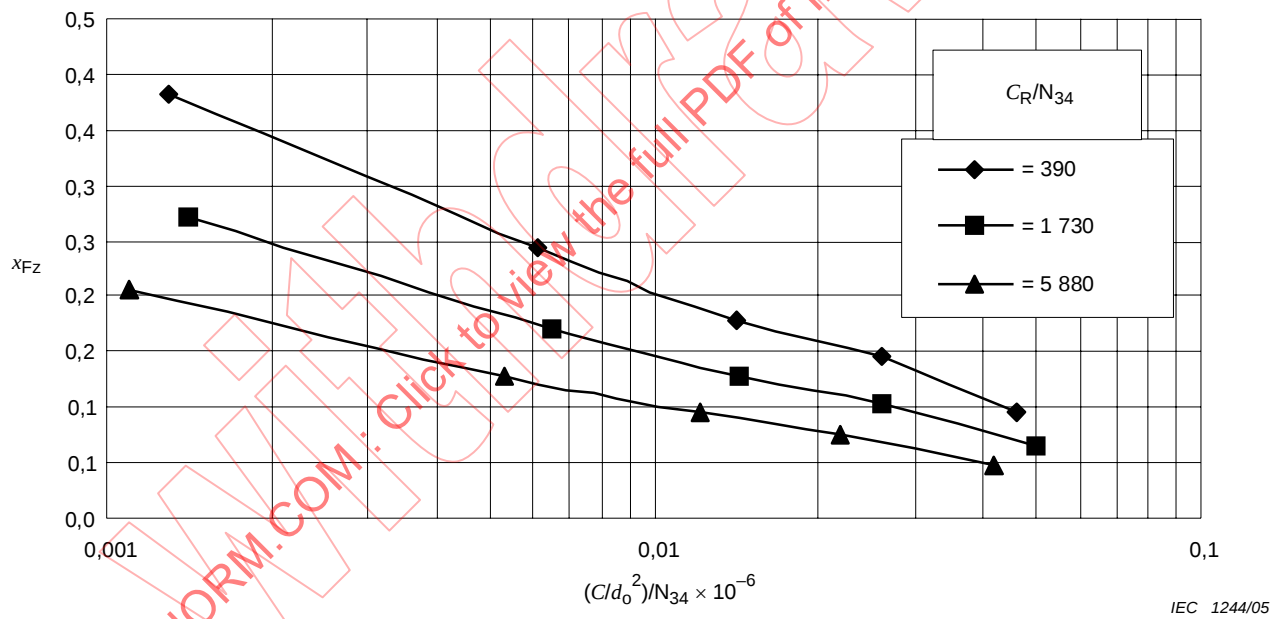


Figure 9 – Segmented ball valve – 90° travel

Annexe A (informative)

Exemples

A.1 Données d'entrée

Vanne

Vanne à soupape à simple siège (pas de perçages multiple) installée avec fluide ouvrant.

Dimension de vanne:	DN 100
Dimension nominale de vanne:	$d = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$
C_v nominal:	$C_{vR} = 195$
C_v requis:	$C_v = 90$
Diamètre du siège:	$d_o: 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$
Facteur de récupération de pression du liquide:	$F_L = 0,92$
Coefficient de correction générique de vanne:	$F_d = 0,42$

Tuyauterie

Dimension nominale de tuyauterie d'entrée:	DN 100
Dimension nominale de tuyauterie de sortie:	DN 100
Diamètre intérieur de tuyauterie:	$D_i = 107,1 \text{ mm} = 0,1071 \text{ m}$
Epaisseur de paroi de tuyauterie:	$t_p = 3,6 \text{ mm} = 0,0036 \text{ m}$
Vitesse du son dans la tuyauterie:	$c_p = 5\,000 \text{ m/s}$
masse volumique du matériau de tuyauterie:	$\rho_p = 7\,800 \text{ kg/m}^3$

Autres

Vitesse du son dans l'air:	$c_o = 343 \text{ m/s}$
Masse volumique de l'air:	$\rho_o = 1,293 \text{ kg/m}^3$

Le Tableau A.1 donne des exemples de calcul pour les données d'entrée et trois débits différents.