

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

Industrial-process control valves –

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

Vannes de régulation des processus industriels –

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



THIS PUBLICATION IS COPYRIGHT PROTECTED

Copyright © 2015 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 l'IEC ou du Comité national de l'IEC du pays du demandeur. Si vous avez des questions sur le copyright de l'IEC ou si vous désirez obtenir des droits supplémentaires sur cette publication, utilisez les coordonnées ci-après ou contactez le Comité national de l'IEC de votre pays de résidence.

IEC Central Office
3, rue de Varembe
CH-1211 Geneva 20
Switzerland

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

IEC Catalogue - webstore.iec.ch/catalogue

The stand-alone application for consulting the entire bibliographical information on IEC International Standards, Technical Specifications, Technical Reports and other documents. Available for PC, Mac OS, Android Tablets and iPad.

IEC publications search - www.iec.ch/searchpub

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 It also gives information on projects, replaced and withdrawn publications.

IEC Just Published - webstore.iec.ch/justpublished

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

Electropedia - www.electropedia.org

The world's leading online dictionary of electronic and electrical terms containing more than 30 000 terms and definitions in English and French, with equivalent terms in 15 additional languages. Also known as the International Electrotechnical Vocabulary (IEV) online.

IEC Glossary - std.iec.ch/glossary

More than 60 000 electrotechnical terminology entries in English and French extracted from the Terms and Definitions clause of IEC publications issued since 2002. Some entries have been collected from earlier publications of IEC TC 37, 77, 86 and CISPR.

IEC Customer Service Centre - webstore.iec.ch/csc

If you wish to give us your feedback on this publication or need further assistance, please contact the Customer Service Centre: csc@iec.ch.

A propos de l'IEC

La Commission Electrotechnique Internationale (IEC) 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 IEC

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

Catalogue IEC - webstore.iec.ch/catalogue

Application autonome pour consulter tous les renseignements bibliographiques sur les Normes internationales, Spécifications techniques, Rapports techniques et autres documents de l'IEC. Disponible pour PC, Mac OS, tablettes Android et iPad.

Recherche de publications IEC - www.iec.ch/searchpub

La recherche avancée permet de trouver des publications IEC en utilisant différents critères (numéro de référence, texte, comité d'études,...). Elle donne aussi des informations sur les projets et les publications remplacées ou retirées.

IEC Just Published - webstore.iec.ch/justpublished

Restez informé sur les nouvelles publications IEC. Just Published détaille les nouvelles publications parues. Disponible en ligne et aussi une fois par mois par email.

Electropedia - www.electropedia.org

Le premier dictionnaire en ligne de termes électroniques et électriques. Il contient plus de 30 000 termes et définitions en anglais et en français, ainsi que les termes équivalents dans 15 langues additionnelles. Egalement appelé Vocabulaire Electrotechnique International (IEV) en ligne.

Glossaire IEC - std.iec.ch/glossary

Plus de 60 000 entrées terminologiques électrotechniques, en anglais et en français, extraites des articles Termes et Définitions des publications IEC parues depuis 2002. Plus certaines entrées antérieures extraites des publications des CE 37, 77, 86 et CISPR de l'IEC.

Service Clients - webstore.iec.ch/csc

Si vous désirez nous donner des commentaires sur cette publication ou si vous avez des questions contactez-nous: csc@iec.ch.

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

Industrial-process control valves –

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

Vannes de régulation des processus industriels –

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

INTERNATIONAL
ELECTROTECHNICAL
COMMISSION

COMMISSION
ELECTROTECHNIQUE
INTERNATIONALE

ICS 17.140.20; 23.060.40; 25.040.40

ISBN 978-2-8322-2879-1

Warning! Make sure that you obtained this publication from an authorized distributor.
Attention! Veuillez vous assurer que vous avez obtenu cette publication via un distributeur agréé.

CONTENTS

FOREWORD	3
INTRODUCTION	5
1 Scope	6
2 Normative references	6
3 Terms and definitions	6
4 Symbols	7
5 Preliminary calculations	9
5.1 Pressures and pressure ratios	9
5.2 Characteristic pressure ratio x_{FZ}	9
5.3 Valve style modifier F_d	10
5.4 Jet diameter D_j	10
5.5 Jet velocity	10
5.6 Mechanical power W_m	10
6 Noise predictions	10
6.1 Internal sound pressure calculation	10
6.2 Transmission loss	13
6.3 External sound pressure calculation	14
7 Multistage trim	14
7.1 General	14
7.2 Preliminary calculations	15
7.3 Prediction of noise level	15
7.3.1 General criteria	15
7.3.2 Multistage devices (see Figures 1 and 3)	15
7.3.3 Fixed multistage devices with increasing flow areas (see Figure 2)	16
Annex A (informative) Examples of given data	21
Bibliography	31
Figure 1 – Examples of multistage trim in globe and rotary valves	16
Figure 2 – Example of fixed multistage device with increasing flow area	17
Figure 3 – Example of multistage trim in globe valve	17
Figure 4 – Globe valve (Cage trim, V-port plug)	18
Figure 5 – Globe valves (parabolic-plug)	18
Figure 6 – Multihole trims	19
Figure 7 – Eccentric rotary valves	19
Figure 8 – Butterfly valves	20
Figure 9 – Segmented ball valve – 90° travel	20
Figure A.1 – The influence of the x_{FZ} value on prediction accuracy	30
Table 1 – Numerical constants N	9
Table 2 – Typical values of $A\eta$	11
Table 3 – Indexed third octave center frequencies and “A” weighting factors	13
Table A.1 – Calculation: Examples 1 to 3	22

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 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 60534-8-4 has been prepared by subcommittee 65B: Measurement and control devices, of IEC technical committee 65: Industrial-process measurement, control and automation.

This third edition cancels and replaces the second edition published 2005. This edition constitutes a technical revision.

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

- a) Hydrodynamic noise is predicted as a function of frequency.
- b) Elimination of the acoustic power ratio

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

FDIS	Report on voting
65B/1005/FDIS	65B/1017/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 parts in the IEC 60534 series, published 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.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-8-4:2015

INTRODUCTION

It is valuable to predict the noise levels that will be generated by valves. Safety requirements, such as the 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. The method can be used with all conventional control valve styles including globe, butterfly, cage type, eccentric rotary, and modified ball valves.

A valve restricts flow by converting pressure energy into turbulence, heat and mechanical pressure waves in the fluid contained within the 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 mechanical 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.

This part of IEC 60534 considers only noise generated by normal turbulence and liquid cavitation. It does not consider any noise that might be generated by mechanical vibrations, flashing conditions, unstable flow patterns, or unpredictable behaviour. In the typical installation, very little noise travels through the wall of the control valve body. The noise predicted is that which would be measured at the standard measuring point of 1 m downstream of the valve and 1 m away from the outer surface of the pipe in an acoustic free field. Ideal straight piping is assumed. Since an acoustic free field is seldom encountered in industrial installations, this prediction cannot guarantee actual results in the field.

This prediction method has been validated with test results based on water covering a majority of control valve types, in the DN 15 to DN 300 size range, at inlet pressures up to 15 bar. However, some types of low noise valves may not be covered. This method is considered accurate within ± 5 dB(A), for most cases, if based on tested values of x_{FZ} using the method from IEC 60534-8-2. The applicability of this method for fluids other than water is not known at this time.

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.

2 Normative references

The following documents, in whole or in part, are normatively referenced in this document and are indispensable for its application. 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 60534-2-3, *Industrial-process control valves – Part 2-3: Flow capacity – Test procedures*

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

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

3 Terms and definitions

For the purpose of this document, all of the terms and definitions given in IEC 60534 series and the following apply:

3.1

acoustical efficiency η

ratio of the stream power converted into sound power propagating downstream to the stream power of the mass flow

3.2

fluted vane butterfly valve

butterfly valve which has flutes (grooves) on the face(s) of the disk. These flutes are intended to shape the flow stream without altering the seating line or seating surface

3.3

independent flow passage

flow passage where the exiting flow is not affected by the exiting flow from adjacent flow passages

3.4**peak frequency f_p**

frequency at which the internal sound pressure is maximum

3.5**valve style modifier F_d**

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

4 Symbols

Symbol	Description	Unit
$A(f)$	Frequency dependent A-weighting value	dB(A (ref P_0))
A_η	Valve correction factor for acoustic efficiency (see Table 2)	Dimensionless
c_1	Speed of sound in liquid	m/s
c_a	Speed of sound in air at standard conditions = 343	m/s
c_s	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_i	Flow coefficients of n stages ($i=1..n$) 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	Nominal valve size	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_c	Cutoff 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
K_c	Differential pressure ratio of incipient choked flow (approximately in the range of F_L^3 to F_L^2)	Dimensionless
$L_{pe,1m}$	External sound pressure level 1 m from pipe wall	dB (ref P_0)

Symbol	Description	Unit
$L_{pAe,1m}$	A-weighted external sound pressure level 1 m from pipe wall	dBA (ref P_0)
$L_{pAe,1m,i}$	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_0)
L_{pi}	Internal sound pressure level at pipe wall	dB (ref P_0)
$\dot{m}$	Mass flow rate	kg/s
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
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
St_p	Strouhal number for peak frequency calculation	Dimensionless
t_s	Pipe wall thickness	m
TL	Transmission loss	dB
TL_{fr}	Transmission loss at ring frequency f_r	dB
U_{vc}	<i>Vena contracta</i> velocity	m/s
W_a	Sound power of noise created by valve flow which propagates downstream	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
η_s	Acoustic efficiency factor of pipe wall	Dimensionless
ρ_1	Density of liquid	kg/m ³
ρ_a	Density of air = 1,293	kg/m ³
ρ_s	Density of pipe material (= 7 800 for steel)	kg/m ³

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

5 Preliminary calculations

5.1 Pressures and pressure ratios

There are several pressures and pressure ratios needed in the noise prediction procedure. They 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 choked flow is approximately $F_L^2(p_1 - p_v)$. Some calculations are based on the following pressure differential:

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

For low differential pressure ratios, the noise is mainly generated by turbulence. If x_F exceeds $x_{zF,p1}$ cavitation noise overlays the turbulent noise. At $x_F = 1$, cavitation noise has a second minimum and for $x_F > 1$, in the flashing region, there is a very gradual increase in sound level as x_F increases above $x_F = 1$.

5.2 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 should not be confused with K_c , the value at which choked flow caused by cavitation starts. It identifies the pressure ratio at which the 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 (3), (4), and (5). Calculations of hydrodynamic noise based on equation (3), (4) and (5) 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 (5).

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

$$x_{Fz} = \frac{1}{\sqrt{4,5 + 1650 \frac{N_0 d_H^2}{F_L}}} \quad \text{for multihole trims} \quad (4)$$

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 shall be corrected for the actual inlet pressure using the following equation and using x_{Fzp1} in place of x_{Fz} :

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

5.3 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 60534-2-3).

5.4 Jet diameter D_j

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

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C F_L} \quad (6)$$

5.5 Jet velocity

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

$$U_{vc} = \frac{1}{F_L} \sqrt{\frac{2 \Delta p_c}{\rho_L}} \quad (7)$$

5.6 Mechanical power W_m

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

$$W_m = \frac{\dot{m} U_{vc}^2 F_L^2}{2} \quad (8)$$

6 Noise predictions

6.1 Internal sound pressure calculation

The portion of the mechanical power W_m from 5.6 converted to valve internal noise and radiated into the downstream pipe is a function of the acoustic efficiency η .

For turbulent conditions defined here where ($x_F \leq x_{Fzp1}$):

$$W_a = \eta_{turb} W_m \quad (9)$$

For cavitating conditions defined here where ($x_{Fzp1} < x_F < 1$):

$$W_a = (\eta_{turb} + \eta_{cav}) W_m \quad (10)$$

For turbulent flow due to the relatively low fluid velocity U_{vc} the valve is considered a monopole source with an acoustical efficiency of approximately 10^{-4} at $U_{vc} = c_1$ (see

reference [1]¹). The acoustic efficiency factor for turbulent flow is calculated as follows using A_η from Table 2:

$$\eta_{\text{turb}} = 10^{A_\eta} \left(\frac{U_{vc}}{c_1} \right) \quad (11)$$

Table 2 – Typical values of A_η

Valve or fitting	A_η
Globe, parabolic plug	–4,6
Globe, V-port plug	–4,6
Globe, ported cage design	–4,6
Globe, multihole drilled plug or cage	–4,6
Butterfly, eccentric	–4,3
Butterfly, swing-through (centered shaft), to 70°	–4,3
Butterfly, fluted vane, to 70°	–4,3
Butterfly, 60° flat disk	–4,3
Eccentric rotary plug	–4,6
Segmented ball 90°	–4,6
Drilled hole plate fixed resistance	–4,6
Expanders	–4,0

Additional noise is produced as cavitation begins. 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). They define 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 in the collapse time, which determines the peak frequency of the cavitation noise.

In the cavitation region ($x_{Fzp1} \leq x_F \leq 1$), this modified theoretical model (see reference [2]) for cavitating jets combined with many test results for validation leads to the following acoustical efficiency factor equation.

$$\eta_{\text{cav}} = 0,32 \eta_{\text{turb}} \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\Delta p_c} \frac{1}{x_{Fzp1}}} \exp(5x_{Fzp1}) \left(\frac{1 - x_{Fzp1}}{1 - x_F} \right)^{0,5} \left(\frac{x_F}{x_{Fzp1}} \right)^5 (x_F - x_{Fzp1})^{1,5} \quad (12)$$

¹ Numbers in square brackets refer to the bibliography.

where “exp(x)” represents the constant e raised to the power of the object x.

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

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left(\frac{3,2 \times 10^9 W_a \rho_1 c_1}{D_1^2} \right) \quad (13)$$

where the appropriate value for W_a is from equation (9) or (10), depending on whether turbulent or cavitating flow, is used.

Using equations (14) and (15), the internal sound pressure level can be predicted at each third octave center frequency, f_i , as given in Table 3.

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

$$L_{pi}(f_i) = L_{pi} + F_{turb}(f_i) \quad (14)$$

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

$$L_{pi}(f_i) = L_{pi} + 10 \log_{10} \left(\frac{\eta_{turb}}{\eta_{turb} + \eta_{cav}} 10^{0,1 F_{turb}(f_i)} + \frac{\eta_{cav}}{\eta_{turb} + \eta_{cav}} 10^{0,1 F_{cav}(f_i)} \right) \quad (15)$$

$$F_{turb}(f_i) = -8 - 10 \log_{10} \left[\frac{1}{4} \left(\frac{f_i}{f_{p,turb}} \right)^3 + \left(\frac{f_i}{f_{p,turb}} \right)^{-1} \right] \quad (16)$$

$$F_{cav}(f_i) = -9 - 10 \log_{10} \left[\frac{1}{4} \left(\frac{f_i}{f_{p,cav}} \right)^{1,5} + \left(\frac{f_i}{f_{p,cav}} \right)^{-1,5} \right] \quad (17)$$

Table 3 – Indexed third octave center frequencies and “A” weighting factors

Index, i	Third octave center frequency f_i (Hz)	“A” weighting factor $\Delta L_A(f_i)$ (dB)	Index, i	Third octave center frequency f_i (Hz)	“A” weighting factor $\Delta L_A(f_i)$ (dB)
1	12,5	–63,4	18	630	–1,9
2	16*	–56,7	19	800	–0,8
3	20	–50,5	20	1 000*	0
4	25	–44,7	21	1 250	0,6
5	31,5*	–39,4	22	1 600	1,0
6	40	–34,6	23	2 000*	1,2
7	50	–30,2	24	2 500	1,3
8	63*	–26,2	25	3 150	1,2
9	80	–22,5	26	4 000*	1,0
10	100	–19,1	27	5 000	0,5
11	125*	–16,1	28	6 300	–0,1
12	160	–13,4	29	8 000*	–1,1
13	200	–10,9	30	10 000	–2,5
14	250*	–8,6	31	12 500	–4,3
15	315	–6,6	32	16 000*	–6,6
16	400	–4,8	33	20 000	–9,3
17	500*	–3,2			

* Octave center frequencies (octave center frequencies could be used in place of third octave center frequencies, but of course the corresponding index numbers would be changed. If octave bands are used, the constant 8 in equation (12) should be replaced by 3 and the constant 9 in equation (13) should be replaced by 4.)

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

$$f_{p,turb} = St_p \frac{U_{vc}}{D_j} \quad (18)$$

$$St_p = \frac{0,036 F_L^2 C F_d^{0,75}}{N_{34} x_{Fzp1}^{1,5} D d_0} \left(\frac{1}{p_1 - p_v} \right)^{0,57} \quad (19)$$

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

$$f_{p,cav} = 6 f_{p,turb} \left(\frac{1 - x_F}{1 - x_{Fzp1}} \right)^2 \left(\frac{x_{Fzp1}}{x_F} \right)^{2,5} \quad (20)$$

6.2 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_s as the velocity of sound in the pipe (5 000 m/s for steel) is given by:

$$f_r = \frac{c_s}{\pi D_i} \quad (21)$$

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

$$TL_{fr} = -10 - 10 \log_{10} \left(\frac{c_s \rho_s t_s}{c_a \rho_a D_i} \right) \quad (22)$$

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

$$TL(f_i) = TL_{fr} + \Delta TL(f_i) \quad (23)$$

$$\Delta TL(f_i) = -20 \log_{10} \left[\left(\frac{f_r}{f_i} \right) + \left(\frac{f_i}{f_r} \right)^{1.5} \right] \quad (24)$$

6.3 External sound pressure calculation

The external sound pressure level spectrum at a distance of 1 m from the pipe wall can be calculated from the internal sound-pressure level spectrum and the transmission losses.

$$L_{pe,1m}(f_i) = L_{pi}(f_i) + TL(f_i) - 10 \log_{10} \left(\frac{D_i + 2 t_s + 2}{D_i + 2 t_s} \right) \quad (25)$$

Finally, the overall A-weighted sound pressure level at a distance of 1 m from the pipe wall can be calculated by:

$$L_{pAe,1m} = 10 \cdot \log_{10} \left(\sum_{i=1}^{33} 10^{\frac{L_{pe,1m}(f_i) + \Delta L_A(f_i)}{10}} \right) \quad (26)$$

where:

f_i = third octave band center frequency

$L_{pi}(f_i)$ = internal sound pressure level at frequency f_i

$TL(f_i)$ = transmission loss at frequency f_i

$\Delta L_A(f_i)$ = "A" weighting factor at frequency f_i (see Table 3)

7 Multistage trim

7.1 General

Clause 8 is applicable to valves with trims having more than one stage. Although it uses much 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 numbering of stages occurs in the direction of flow. 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.

7.2 Preliminary calculations

The following calculations for pressure assume choking does not occur in any stage.

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

$$p_{1,i} = p_1 \quad i = 1 \quad (27)$$

$$p_{1,i} = p_{1,i-1} - \frac{p_1 - p_2}{(C_{i-1}/C)^2} \quad i = 2 \dots n \quad (28)$$

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

$$p_{2,i} = p_{1,i+1} \quad i = 1 \dots n-1 \quad (29)$$

$$p_{2,i} = p_2 \quad i = n \quad (30)$$

The jet diameter of each stage opening according to equation (6) is:

$$D_{j,i} = N_{14} F_{d,i} \sqrt{C_i F_{L,i}} \quad (31)$$

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:

$$x_{F,i} = \frac{p_{1,i} - p_{2,i}}{p_{1,i} - p_v} \quad i = 1 \dots n \quad (32)$$

7.3 Prediction of noise level

7.3.1 General criteria

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

7.3.2 Multistage devices (see Figures 1 and 3)

Determine the $x_{Fzp1,i}$ values for each stage using Figures 4 to 9. Calculate $L_{pAe,1m,i}$ for each stage using Clauses 5 to 7 and equation (33) using the appropriate input from equations (27) to (32) for each stage. Add up the total sound level as follows:

$$L_{pAe,1m} = 10 \log_{10} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{pAe,1m,i}} \quad (33)$$

Proceed to calculate the internal and external frequency profile using f_p from the first and last stages.

7.3.3 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; thus:

- a) Calculate Δp_c :

$$\Delta p_c = \text{lesser of } p_{1,n} - p_2 \quad \text{or} \quad x_{Fzp1,n} (p_{1,n} - p_v) \quad (34)$$

- 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 (35).

$$F_d = \sqrt{\frac{1}{N_o}} \quad (35)$$

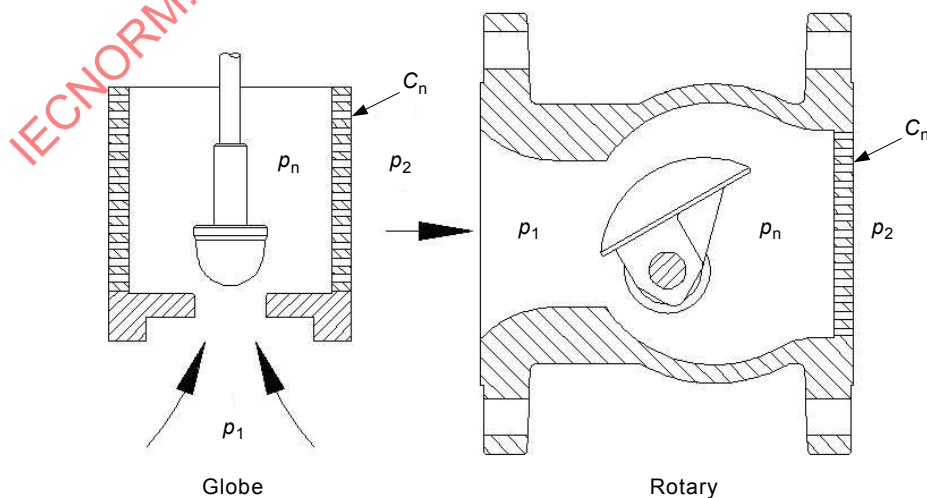
where

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

Calculate $D_{j,n}$ using equation (31) with C_n as the flow coefficient of the exit stage.

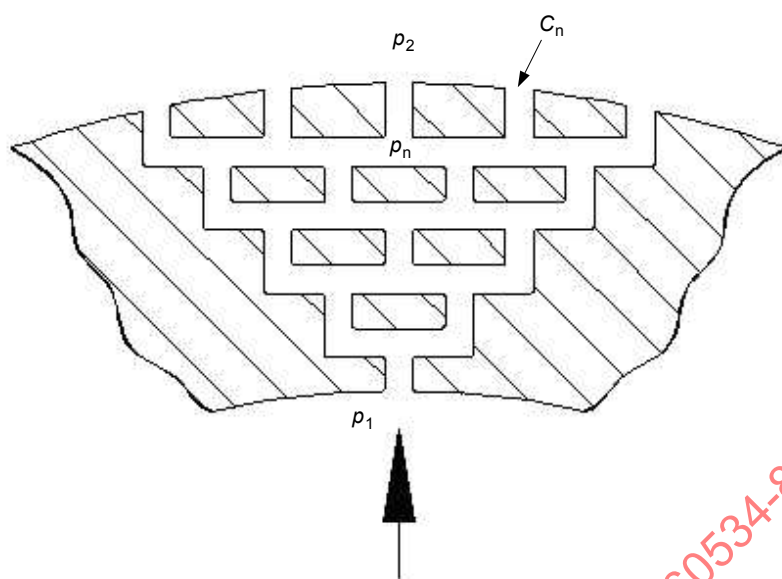
d_o can be estimated from equation $d_o = 5,2 \sqrt{N_{34} C_n}$. (36)

- c) Calculate the velocity and the mechanical power from equations (7) and (8) using Δp_c (equation (2)) of the last stage and F_{Ln} instead of F_L .
- d) Calculate the turbulent sound power from equation (9) and the cavitation sound power from equation (10), except use Δp_c from equation (33) and use $p_{1,n}$ from equation (23) instead of p_1 . Calculate η_{turb} from equation (11), except use U_{vc} of the last stage (see item c) above).
- e) Calculate L_{pi} from equations (13) to (18), except use the jet velocity and D_j of the last stage. For $f_{p,cav}$, use C_n and F_{Ln} instead of C and F_L .
- f) Calculate the transmission loss using equations (21) to (24).
- g) Proceed to calculate the external sound pressure level using equations (25) and (26), except use f_p from the last stage (see item e) above).



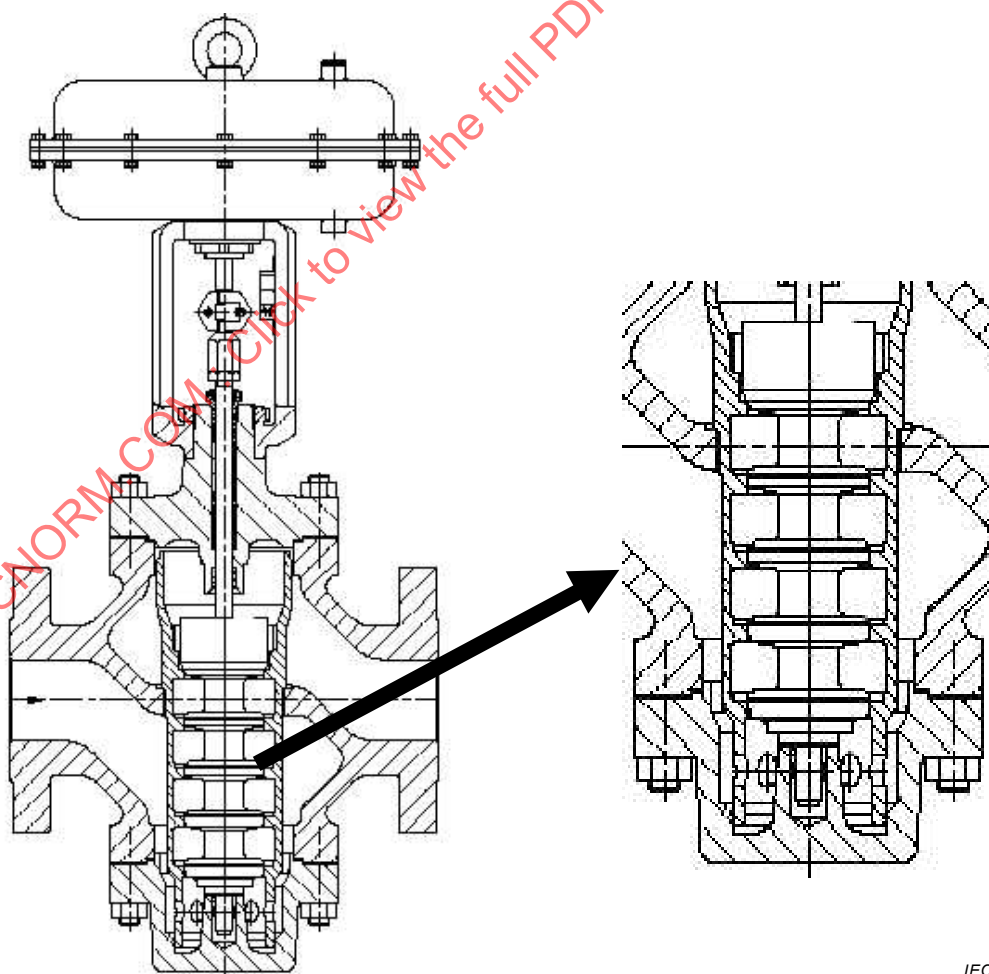
IEC

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



IEC

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



IEC

Figure 3 – Example of multistage trim in globe valve

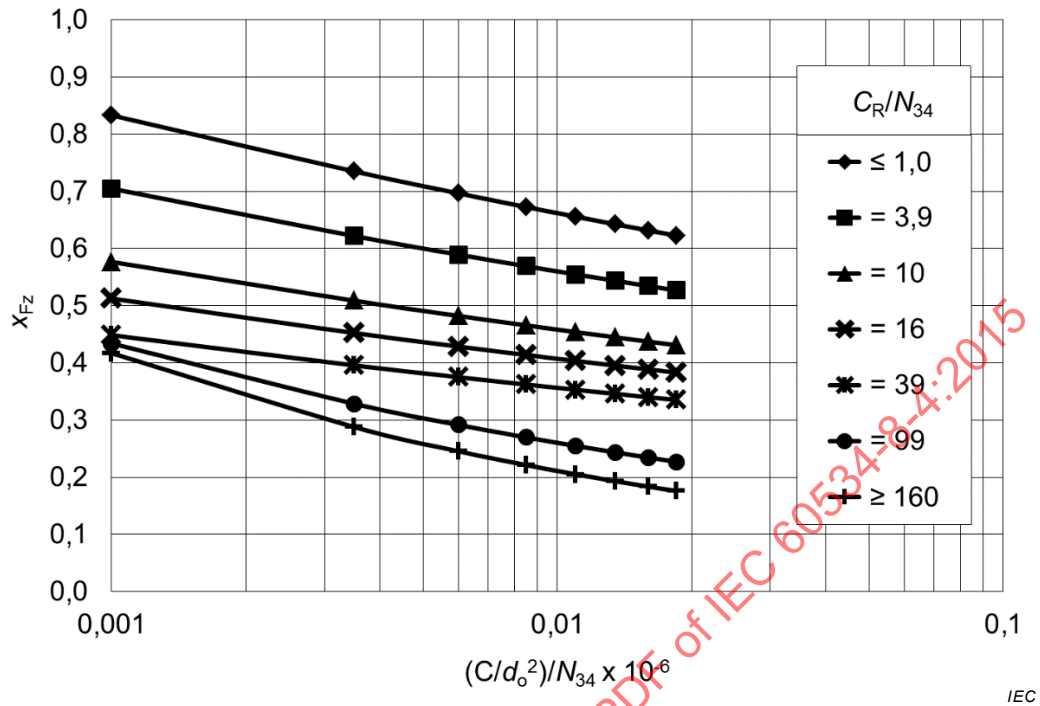


Figure 4 – Globe valve (Cage trim, V-port plug)

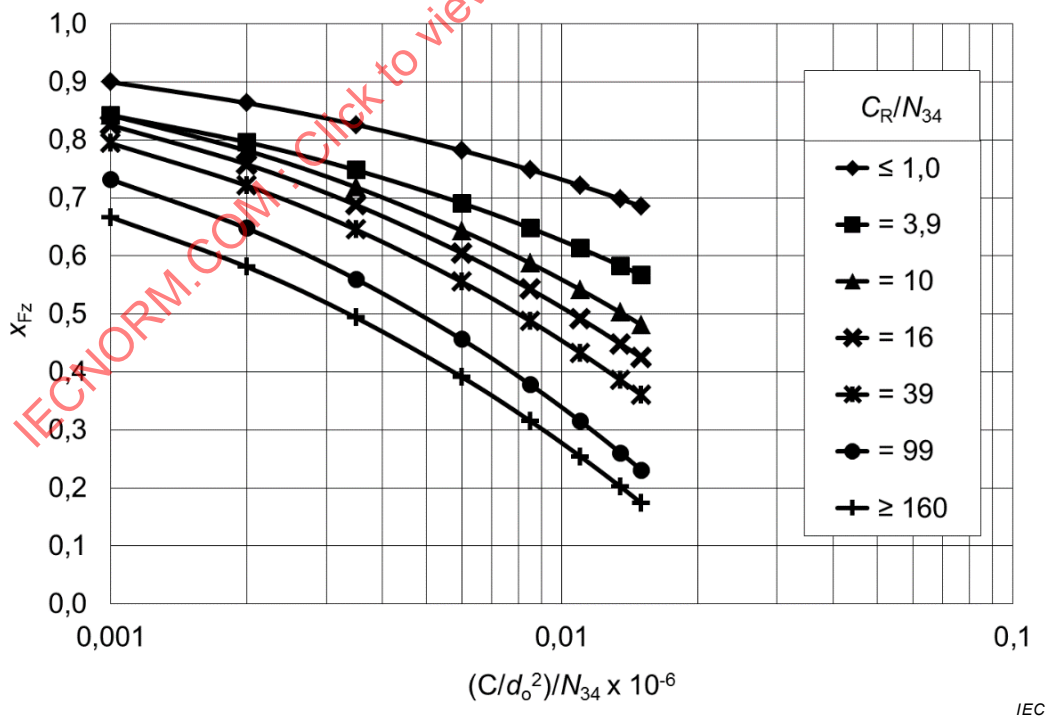
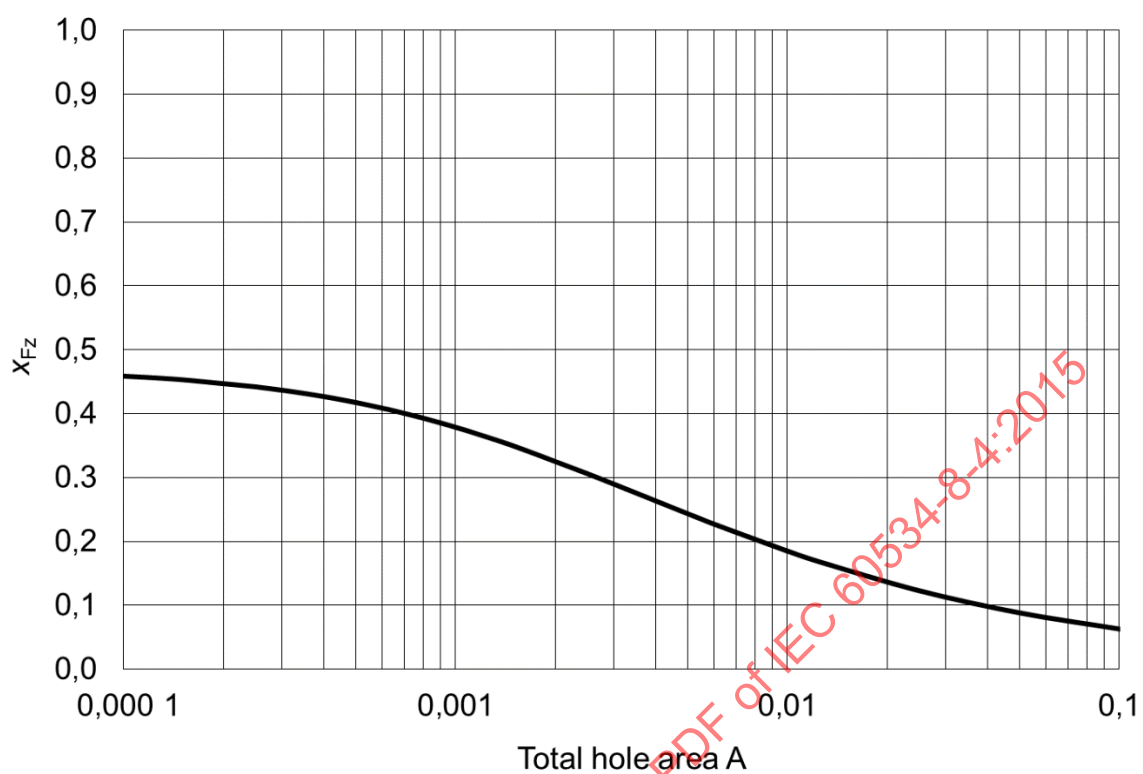
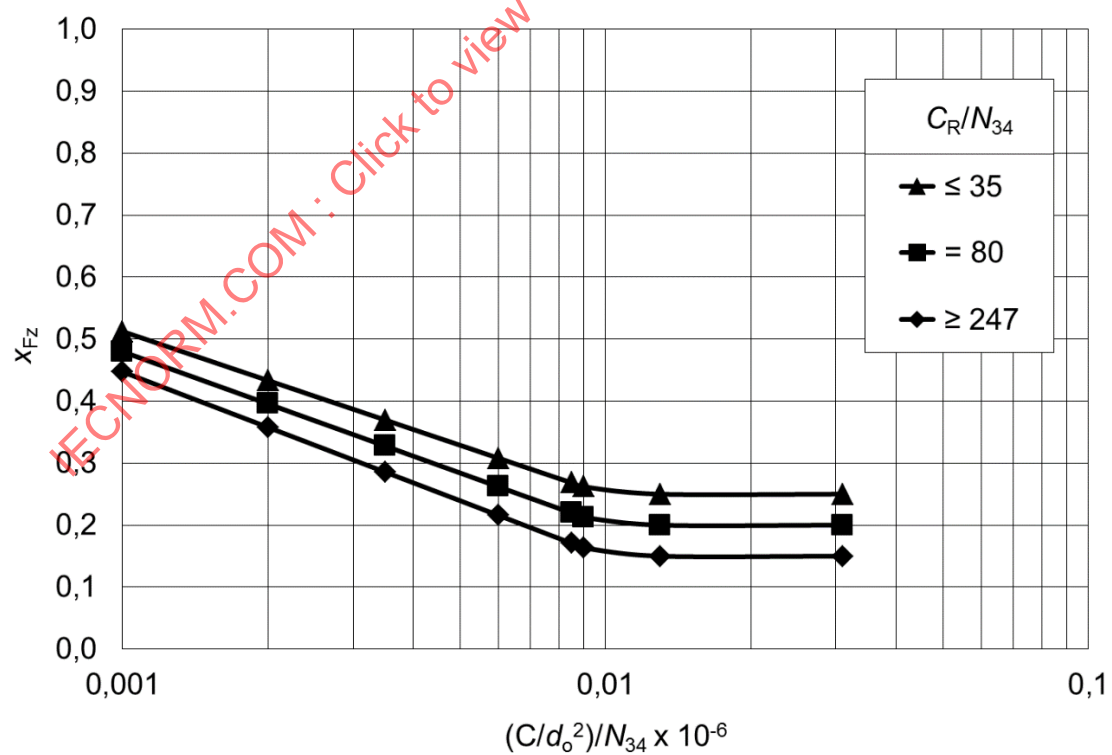


Figure 5 – Globe valves (parabolic-plug)



IEC

Figure 6 – Multihole trims



IEC

Figure 7 – Eccentric rotary valves

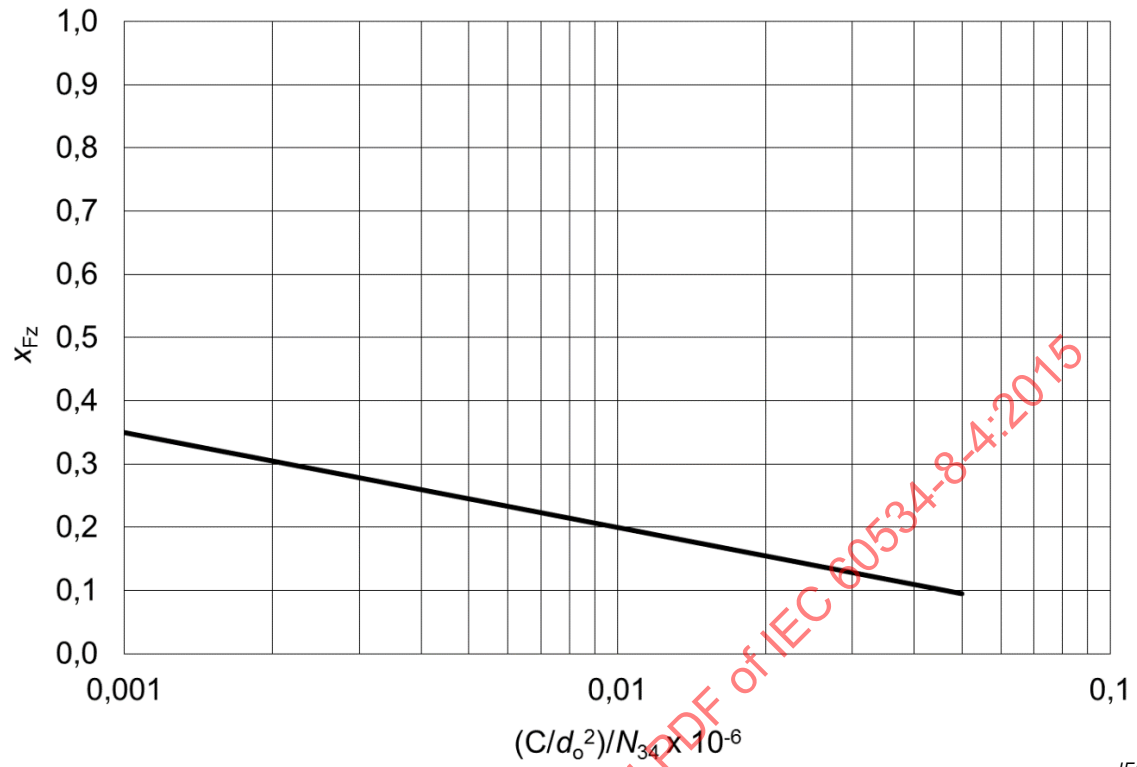


Figure 8 – Butterfly valves

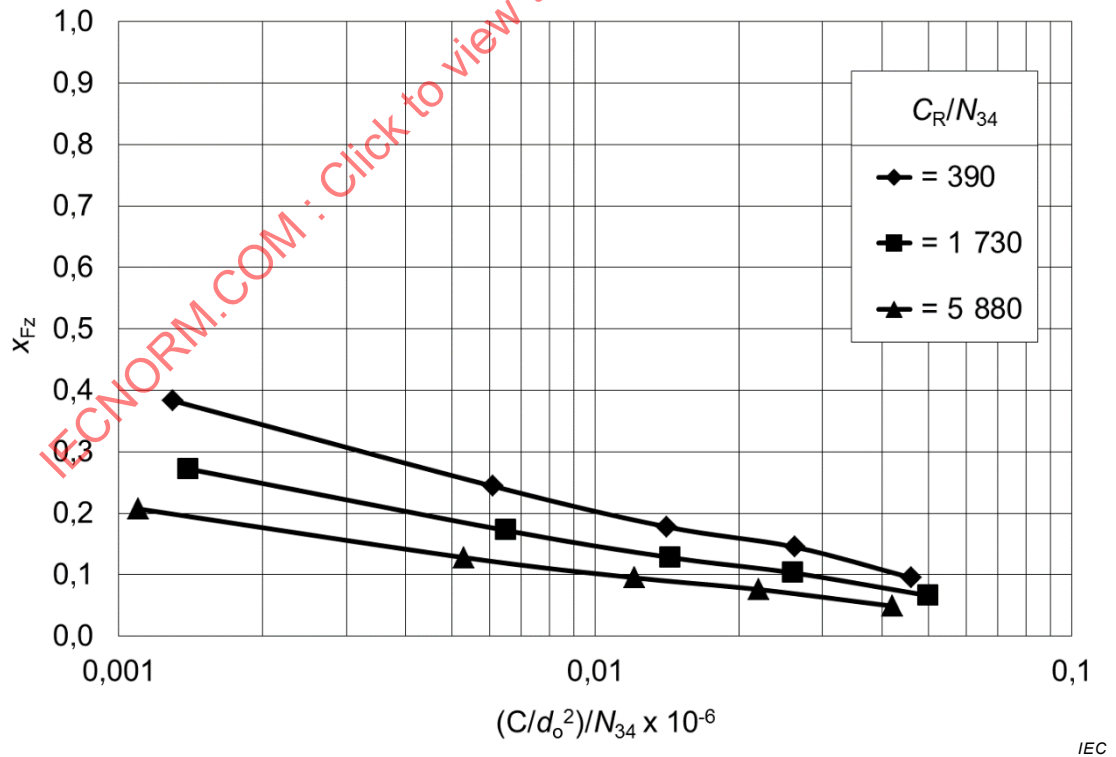


Figure 9 – Segmented ball valve – 90° travel

Annex A (informative)

Examples of given data

Valve

Single seat globe valve (no multihole trim) installed flow to open

Valve size:	DN 100
Nominal valve size:	$d = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$
Rated C_v :	$C_{vR} = 195$
Required C_v :	$C_v = 90$
Seat diameter:	$d_o = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$
Liquid pressure recovery factor:	$F_L = 0,92$
Valve style modifier:	$F_d = 0,42$

Pipe

Inlet nominal pipe size:	DN 100
Outlet nominal pipe size:	DN 100
Internal pipe diameter:	$D_i = 107,1 \text{ mm} = 0,1071 \text{ m}$
Pipe wall thickness:	$t_p = 3,6 \text{ mm} = 0,0036 \text{ m}$
Speed of sound in pipe:	$c_s = 5\,000 \text{ m/s}$
Density of pipe material:	$\rho_s = 7\,800 \text{ kg/m}^3$

Other

Speed of sound in air:	$c_a = 343 \text{ m/s}$
Density of air:	$\rho_a = 1,293 \text{ kg/m}^3$

Table A.1 provides calculation examples for the given data and three different flow rates.

Table A.1 – Calculation: Examples 1 to 3

	Example 1	Example 2	Example 3
Medium: water			
Mass flow rate	$\dot{m} = 30 \text{ kg/s}$	$\dot{m} = 40 \text{ kg/s}$	$\dot{m} = 40 \text{ kg/s}$
Valve inlet absolute pressure	$p_1 = 10 \text{ bar} = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa}$	$p_1 = 10 \text{ bar} = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa}$	$p_1 = 10 \text{ bar} = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa}$
Valve outlet absolute pressure	$p_2 = 8 \text{ bar} = 8,0 \times 10^5 \text{ Pa}$	$p_2 = 6,5 \text{ bar} = 6,5 \times 10^5 \text{ Pa}$	$p_2 = 6,5 \text{ bar} = 6,5 \times 10^5 \text{ Pa}$
Vapour pressure of liquid	$p_v = 2,32 \times 10^3 \text{ Pa}$	$p_v = 2,32 \times 10^3 \text{ Pa}$	$p_v = 2,32 \times 10^3 \text{ Pa}$
Density of liquid	$\rho_1 = 997 \text{ kg/m}^3$	$\rho_1 = 997 \text{ kg/m}^3$	$\rho_1 = 997 \text{ kg/m}^3$
Speed of sound in liquid	$c_1 = 1\,400 \text{ m/s}$	$c_1 = 1\,400 \text{ m/s}$	$c_1 = 1\,400 \text{ m/s}$
(1) Differential pressure ratio $x_F = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_v}$	$x_F = 0,200\,5$	$x_F = 0,350\,8$	$x_F = 0,350\,8$
(2) Pressure differential for U_{vc} calculation $\Delta p_c = \text{lower of } (p_1 - p_2) \text{ or } F_L^2 (p_1 - p_v)$	$x_F (p_1 - p_v) = 2,0 \times 10^5 \text{ Pa}$ $F_L^2 (p_1 - p_v) = 8,44 \times 10^5 \text{ Pa}$ $\Rightarrow \Delta p_c = 2,0 \times 10^5 \text{ Pa}$	$x_F (p_1 - p_v) = 3,5 \times 10^5 \text{ Pa}$ $F_L^2 (p_1 - p_v) = 8,44 \times 10^5 \text{ Pa}$ $\Rightarrow \Delta p_c = 3,5 \times 10^5 \text{ Pa}$	$x_F (p_1 - p_v) = 3,5 \times 10^5 \text{ Pa}$ $F_L^2 (p_1 - p_v) = 8,44 \times 10^5 \text{ Pa}$ $\Rightarrow \Delta p_c = 3,5 \times 10^5 \text{ Pa}$
(3) Differential pressure ratio of incipient cavitation noise $X_{Fz} = \frac{0,90}{\sqrt{1 + 3 F_d} \sqrt{\frac{C}{N_{34} F_L}}}$	$C = C_v = 90$ $N_{34} = 1,17$ $\Rightarrow x_{Fz} = 0,254\,3$	$C = C_v = 90$ $N_{34} = 1,17$ $\Rightarrow x_{Fz} = 0,254\,3$	Calculation with $X_{Fz} = x_{Fz} + 0,1$ From example 2 $\Rightarrow x_{Fz} = 0,354\,3$
(4) Differential pressure ratio corrected for inlet pressure $x_{Fzp1} = x_{Fz} \left(\frac{6 \times 10^5}{p_1} \right)^{0,125}$	$x_{Fzp1} = 0,238\,6$	$x_{Fzp1} = 0,238\,6$	$x_{Fzp1} = 0,332\,4$
(6) Jet diameter $D_j = N_{14} F_d \sqrt{C F_L}$	$C = C_v = 90$ $N_{14} = 0,004\,6$ $\Rightarrow D_j = 0,017\,58 \text{ m}$	$C = C_v = 90$ $N_{14} = 0,004\,6$ $\Rightarrow D_j = 0,017\,58 \text{ m}$	$C = C_v = 90$ $N_{14} = 0,004\,6$ $\Rightarrow D_j = 0,017\,58 \text{ m}$
(7) Vena contracta velocity $U_{vc} = \frac{1}{F_L} \sqrt{\frac{2 \Delta p_c}{\rho_L}}$	$U_{vc} = 21,772 \text{ m/s}$	$U_{vc} = 28,801 \text{ m/s}$	$U_{vc} = 28,801 \text{ m/s}$
(8) Mechanical stream power $W_m = \frac{\dot{m} U_{vc}^2 F_L^2}{2}$	$W_m = 6\,018,05 \text{ W}$	$W_m = 14\,042,1 \text{ W}$	$W_m = 14\,042,1 \text{ W}$
Flow conditions	$\Delta p = p_1 - p_2 = 2 \times 10^5 \text{ Pa}$ $\Delta p < x_{Fzp1} (p_1 - p_v) = 2,38 \times 10^5 \text{ Pa}$ $\Rightarrow \text{Turbulent}$	$\Delta p = p_1 - p_2 = 3,5 \times 10^5 \text{ Pa}$ $\Delta p > x_{Fzp1} (p_1 - p_v) = 2,38 \times 10^5 \text{ Pa}$ $\Rightarrow \text{Cavitating}$	$\Delta p = p_1 - p_2 = 3,5 \times 10^5 \text{ Pa}$ $\Delta p > x_{Fzp1} (p_1 - p_v) = 3,32 \times 10^5 \text{ Pa}$ $\Rightarrow \text{Cavitating}$
(11) Acoustic efficiency factor (turbulent) $\eta_{turb} = 10^A \left(\frac{U_{vc}}{c_1} \right)$	$\eta_{turb} = 3,906 \times 10^{-}$ $A_{\eta} = -4,6$	$\eta_{turb} = 5,168 \times 10^{-}$ $A_{\eta} = -4,6$	$\eta_{turb} = 5,168 \times 10^{-}$ $A_{\eta} = -4,6$
(12) Acoustic efficiency factor (cavitating) $\eta_{cav} = 0,32 \eta_{turb} \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\Delta p_c} \frac{1}{x_{Fzp1}} \exp(5 \eta_{Fzp1}) \left(\frac{1 - x_{Fzp1}}{1 - x_F} \right)^{0,5} \left(\frac{x_F}{x_{Fzp1}} \right)^5 (x_F - x_{Fzp1})^{1,5}}$		$\eta_{cav} = 3,121 \times 10^{-}$	$\eta_{cav} = 5,005 \times 10^{-}$
(9) Sound power (turbulent region) $W_a = \eta_{turb} W_m$	$W_a = 0,002\,351 \text{ W}$		

	Example 1	Example 2	Example 3
(10) Sound power (cavitating region) $W_a = (\eta_{\text{turb}} + \eta_{\text{cav}}) W_m$		$W_a = 0,011\,64\text{ W}$	$W_a = 0,007\,327\text{ W}$
(13) Internal sound pressure level $L_{\text{pi}} = 10 \log_{10} \left(\frac{3,2 \times 10^9 W_a \rho_1 c_1}{D_i^2} \right)$	$L_{\text{pi}} = 149,616\text{ dB}$	$L_{\text{pi}} = 156,563\text{ dB}$	$L_{\text{pi}} = 154,553\text{ dB}$
(19) Strouhal number of jet $St_p = \frac{0,036 F_L^2 C F_d^{0,75}}{N_{34} x_{Fzp1}^{1,5} d d_0} \left(\frac{1}{p_1 - p_v} \right)^{0,57}$	$C = C_v = 90$ $N_{34} = 1,17$ $\Rightarrow St_p = 0,399$	$C = C_v = 90$ $N_{34} = 1,17$ $\Rightarrow St_p = 0,399$	$C = C_v = 90$ $N_{34} = 1,17$ $\Rightarrow St_p = 0,243$
(18) Peak sound frequency (turbulent) $f_{p,\text{turb}} = St_p \frac{U_{vc}}{D_j}$	$f_{p,\text{turb}} = 494,6\text{ Hz}$	$f_{p,\text{turb}} = 654,35\text{ Hz}$	$f_{p,\text{turb}} = 397,93\text{ Hz}$
(20) Peak sound frequency (cavitating) $f_{p,\text{cav}} = 6 f_{p,\text{turb}} \left(\frac{1 - x_F}{1 - x_{Fzp1}} \right)^2 \left(\frac{x_{Fzp1}}{x_F} \right)^{2,5}$		$f_{p,\text{cav}} = 1\,088,94\text{ Hz}$	$f_{p,\text{cav}} = 1\,973,43\text{ Hz}$
(21) Ring frequency $f_r = \frac{c_s}{\pi D_i}$	$f_r = 14\,860,406\text{ Hz}$	$f_r = 14\,860,406\text{ Hz}$	$f_r = 14\,860,406\text{ Hz}$
(22) Transmission loss at ring frequency $TL_{fr} = -10 - 10 \log_{10} \left(\frac{c_s \rho_s t_s}{c_a \rho_a D_i} \right)$	$TL_{fr} = -44,71\text{ dB}$	$TL_{fr} = -44,71\text{ dB}$	$TL_{fr} = -44,71\text{ dB}$

	Example 1	Example 2	Example 3
(16) Calculate frequency distribution function (turbulent), $F_{\text{turb}}(f_i)$	$i F_{\text{turb}}(f_i)(\text{dB})$	$i F_{\text{turb}}(f_i)(\text{dB})$	$i F_{\text{turb}}(f_i)(\text{dB})$
$F_{\text{turb}}(f_i) = -8 - 10 \log_{10} \left[\frac{1}{4} \left(\frac{f_i}{f_{p,\text{turb}}} \right)^3 + \left(\frac{f_i}{f_{p,\text{turb}}} \right)^{-1} \right]$	1 -23,975	1 -25,189	1 -23,029
	2 -22,902	2 -24,117	2 -21,957
	3 -21,933	3 -23,148	3 -20,988
	4 -20,964	4 -22,179	4 -20,019
	5 -19,960	5 -21,175	5 -19,015
	6 -18,922	6 -20,138	6 -17,978
	7 -17,953	7 -19,168	7 -17,009
	8 -16,950	8 -18,165	8 -16,005
	9 -15,913	9 -17,127	9 -14,969
	10 -14,945	10 -16,159	10 -14,002
	11 -13,978	11 -15,190	11 -13,039
	12 -12,914	12 -14,121	12 -11,985
	13 -11,962	13 -13,157	13 -11,056
	14 -11,034	14 -12,202	14 -10,185
	15 -10,135	15 -11,233	15 -9,422
	16 -9,363	16 -10,287	16 -8,965
	17 -8,960	17 -9,524	17 -9,112
	18 -9,145	18 -9,010	18 -10,105
	19 -10,243	19 -9,054	19 -12,029
	20 -12,083	20 -9,894	20 -14,400
	21 -14,464	21 -11,553	21 -17,067
	22 -17,430	22 -14,089	22 -20,175
	23 -20,246	23 -16,731	23 -23,043
	24 -23,115	24 -19,524	24 -25,935
	25 -26,111	25 -22,487	25 -28,939
	26 -29,217	26 -25,579	26 -32,049
	27 -32,121	27 -28,479	27 -34,955
	28 -35,132	28 -31,487	28 -37,966
	29 -38,244	29 -34,599	29 -41,078
	30 -41,151	30 -37,505	30 -43,985
	31 -44,058	31 -40,413	31 -46,893
	32 -47,274	32 -43,629	32 -50,109
	33 -50,182	33 -46,536	33 -53,016

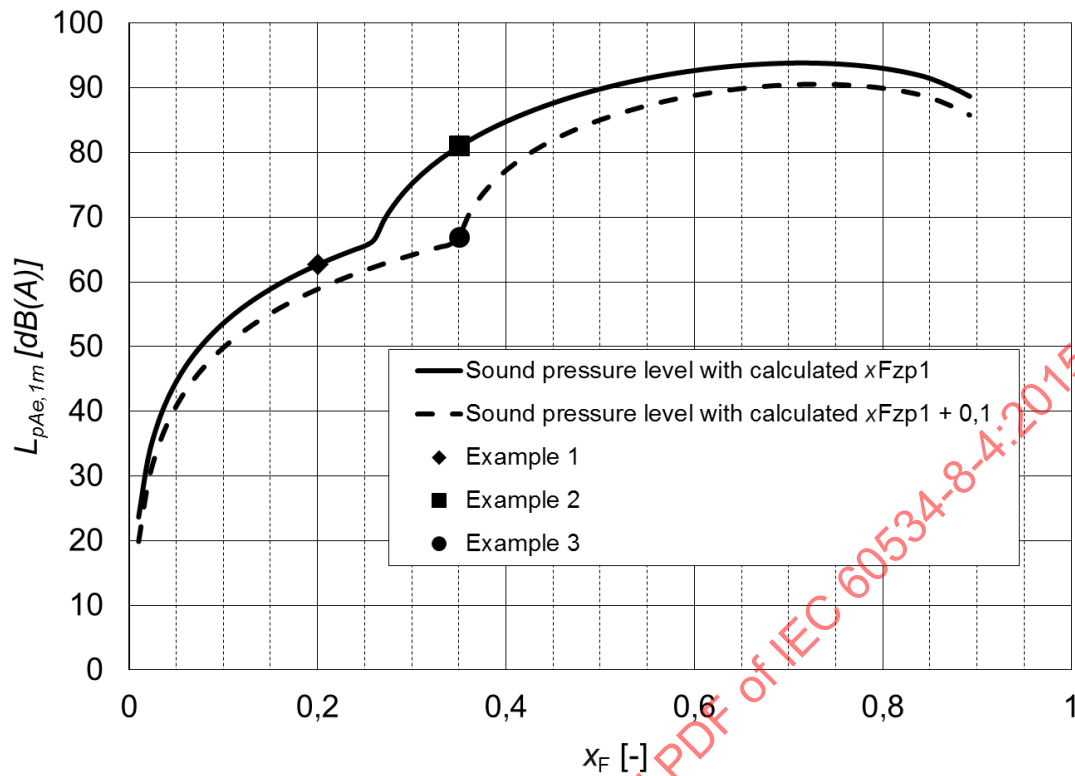
	Example 1	Example 2	Example 3
(17) Calculate $F_{\text{cav}}(f_i)$ $F_{\text{cav}}(f_i) = -9 - 10 \log_{10} \left[\frac{1}{4} \left(\frac{f_i}{f_{p,\text{cav}}} \right)^{1,5} + \left(\frac{f_i}{f_{p,\text{cav}}} \right)^{-1,5} \right]$		$i F_{\text{cav}}(F_i)(\text{dB})$ 1 -38,101 2 -36,493 3 -35,040 4 -33,586 5 -32,080 6 -30,524 7 -29,071 8 -27,565 9 -26,009 10 -24,556 11 -23,103 12 -21,497 13 -20,046 14 -18,599 15 -17,107 16 -15,578 17 -14,174 18 -12,770 19 -11,419 20 -10,324 21 -9,494 22 -9,029 23 -9,103 24 -9,634 25 -10,563 26 -11,792 27 -13,085 28 -14,503 29 -16,104 30 -17,447 31 -18,889 32 -20,405 33 -21,943	$i F_{\text{cav}}(F_i)(\text{dB})$ 1 -41,975 2 -40,367 3 -38,913 4 -37,459 5 -35,954 6 -34,397 7 -32,944 8 -31,438 9 -29,882 10 -28,428 11 -26,975 12 -25,367 13 -23,914 14 -22,461 15 -20,958 16 -19,406 17 -17,961 18 -16,473 19 -14,954 20 -13,567 21 -12,242 22 -10,910 23 -9,917 24 -9,244 25 -9,000 26 -9,286 27 -9,991 28 -11,045 29 -12,351 30 -13,683 31 -15,073 32 -16,645 33 -18,083

	Example 1	Example 2	Example 3
(14) or (15) Calculate $L_{pi}(f_i)$	$i L_{pi}(f_i)$ (dB)	$i L_{pi}(f_i)$ (dB)	$i L_{pi}(f_i)$ (dB)
$L_{pi}(f_i) = L_{pi} + F_{turb}(f_i)$ if turbulent	1 125,64	1 129,45	1 131,48
	2 126,71	2 130,54	2 132,55
$L_{pi}(f_i) = L_{pi} + 10 \log_{10} \left(\frac{\eta_{turb}}{\eta_{turb} + \eta_{cav}} 10^{0,1 F_{turb}(f_i)} + \frac{\eta_{cav}}{\eta_{turb} + \eta_{cav}} 10^{0,1 F_{cav}(f_i)} \right)$ if	3 127,68	3 131,53	3 133,52
cavitating	4 128,65	4 132,52	4 134,49
	5 129,66	5 133,54	5 135,50
	6 130,69	6 134,61	6 136,53
	7 131,66	7 135,60	7 137,50
	8 132,67	8 136,64	8 138,51
	9 133,70	9 137,71	9 139,54
	10 134,67	10 138,72	10 140,51
	11 135,64	11 139,73	11 141,47
	12 136,70	12 140,85	12 142,53
	13 137,65	13 141,86	13 143,46
	14 138,58	14 142,87	14 144,33
	15 139,48	15 143,91	15 145,09
	16 140,25	16 144,94	16 145,55
	17 140,66	17 145,80	17 145,40
	18 140,47	18 146,48	18 144,42
	19 139,37	19 146,76	19 142,50
	20 137,53	20 146,51	20 140,16
	21 135,15	21 145,90	21 137,57
	22 132,19	22 145,10	22 134,68
	23 129,37	23 144,31	23 132,26
	24 126,50	24 143,37	24 130,20
	25 123,51	25 142,20	25 128,48
	26 120,40	26 140,82	26 126,98
	27 117,49	27 139,44	27 125,62
	28 114,48	28 137,96	28 124,15
	29 111,37	29 136,41	29 122,58
	30 108,47	30 134,95	30 121,09
	31 105,56	31 133,48	31 119,58
	32 102,34	32 131,86	32 117,92
	33 99,43	33 130,40	33 116,43

	Example 1	Example 2	Example 3
(24) Calculate $\Delta TL(f_i)$	$i \Delta TL(f_i)$ (dB)	$i \Delta TL(f_i)$ (dB)	$i \Delta TL(f_i)$ (dB)
$\Delta TL(f_i) = -20 \log_{10} \left[\left(\frac{f_r}{f_i} \right) + \left(\frac{f_i}{f_r} \right)^{1,5} \right]$	1 –61,502	1 –61,502	1 –61,502
	2 –59,358	2 –59,358	2 –59,358
	3 –57,420	3 –57,420	3 –57,420
	4 –55,482	4 –55,482	4 –55,482
	5 –53,474	5 –53,474	5 –53,474
	6 –51,399	6 –51,399	6 –51,399
	7 –49,461	7 –49,461	7 –49,461
	8 –47,454	8 –47,454	8 –47,454
	9 –45,379	9 –45,379	9 –45,379
	10 –43,441	10 –43,441	10 –43,441
	11 –41,502	11 –41,502	11 –41,502
	12 –39,358	12 –39,358	12 –39,358
	13 –37,420	13 –37,420	13 –37,420
	14 –35,482	14 –35,482	14 –35,482
	15 –33,475	15 –33,475	15 –33,475
	16 –31,400	16 –31,400	16 –31,400
	17 –29,463	17 –29,463	17 –29,463
	18 –27,475	18 –27,457	18 –27,457
	19 –25,385	19 –25,385	19 –25,385
	20 –23,451	20 –23,451	20 –23,451
	21 –21,520	21 –21,520	21 –21,520
	22 –19,391	22 –19,391	22 –19,391
	23 –17,478	23 –17,478	23 –17,478
	24 –15,582	24 –15,582	24 –15,582
	25 –13,652	25 –13,625	25 –13,625
	26 –11,720	26 –11,720	26 –11,720
	27 –10,104	27 –10,014	27 –10,014
	28 –8,415	28 –8,415	28 –8,415
	29 –7,053	29 –7,053	29 –7,053
	30 –6,184	30 –6,184	30 –6,184
	31 –5,846	31 –5,846	31 –5,846
	32 –6,218	32 –6,218	32 –6,218
	33 –7,251	33 –7,251	33 –7,251

	Example 1	Example 2	Example 3
(23) Calculate $TL(f_i)$ $TL(f_i) = TL_{fr} + \Delta TL(f_i)$	$TL(f_i)$ (dB) 1 –106,21 2 –104,07 3 –102,13 4 –100,19 5 –98,18 6 –96,11 7 –94,17 8 –92,16 9 –90,09 10 –88,15 11 –86,21 12 –84,07 13 –82,13 14 –80,19 15 –78,18 16 –76,11 17 –74,17 18 –72,16 19 –70,09 20 –68,16 21 –66,23 22 –64,10 23 –62,18 24 –60,29 25 –58,36 26 –56,43 27 –54,72 28 –53,12 29 –51,76 30 –50,89 31 –50,55 32 –50,92 33 –51,96	$TL(f_i)$ (dB) 1 –106,21 2 –104,07 3 –102,13 4 –100,19 5 –98,18 6 –96,11 7 –94,17 8 –92,16 9 –90,09 10 –88,15 11 –86,21 12 –84,07 13 –82,13 14 –80,19 15 –78,18 16 –76,11 17 –74,17 18 –72,16 19 –70,09 20 –68,16 21 –66,23 22 –64,10 23 –62,18 24 –60,29 25 –58,36 26 –56,43 27 –54,72 28 –53,12 29 –51,76 30 –50,89 31 –50,55 32 –50,92 33 –51,96	$TL(f_i)$ (dB) 1 –106,21 2 –104,07 3 –102,13 4 –100,19 5 –98,18 6 –96,11 7 –94,17 8 –92,16 9 –90,09 10 –88,15 11 –86,21 12 –84,07 13 –82,13 14 –80,19 15 –78,18 16 –76,11 17 –74,17 18 –72,16 19 –70,09 20 –68,16 21 –66,23 22 –64,10 23 –62,18 24 –60,29 25 –58,36 26 –56,43 27 –54,72 28 –53,12 29 –51,76 30 –50,89 31 –50,55 32 –50,92 33 –51,96

	Example 1	Example 2	Example 3
(25) Calculate $L_{pe,1m}(f_i)$ $L_{pe,1m}(f_i) = L_{pi}(f_i) + TL(f_i) - 10 \log_{10} \left(\frac{D_i + 2 t_s + 2}{D_i + 2 t_s} \right)$	$i L_{pe,1m}(f_i) \text{ (dB)}$ 1 6,762 2 9,978 3 12,885 4 15,793 5 18,804 6 21,916 7 24,824 8 27,835 9 30,947 10 33,853 11 36,757 12 39,966 13 42,856 14 45,722 15 48,628 16 51,474 17 53,815 18 55,636 19 56,611 20 56,704 21 56,254 22 55,417 23 54,515 24 53,541 25 52,475 26 51,302 27 50,103 28 48,692 29 46,941 30 44,903 31 42,334 32 38,746 33 34,806	$i L_{pe,1m}(f_i) \text{ (dB)}$ 1 10,574 2 13,807 3 16,732 4 19,658 5 22,692 6 25,830 7 28,764 8 31,806 9 34,954 10 37,897 11 40,845 12 44,109 13 47,062 14 50,012 15 53,055 16 56,160 17 58,964 18 61,650 19 63,999 20 65,684 21 67,005 22 68,331 23 69,455 24 70,409 25 71,167 26 71,722 27 72,048 28 72,167 29 71,974 30 71,383 31 70,258 32 68,269 33 65,775	$i L_{pe,1m}(f_i) \text{ (dB)}$ 1 12,602 2 15,819 3 18,726 4 21,633 5 24,645 6 27,757 7 30,664 8 33,675 9 36,787 10 39,692 11 42,593 12 45,792 13 48,659 14 51,469 15 54,239 16 56,772 17 58,564 18 59,581 19 59,741 20 59,333 21 58,671 22 57,908 23 57,400 24 57,236 25 57,453 26 57,882 27 58,226 28 58,361 29 58,153 30 57,526 31 56,360 32 54,328 33 51,801
(26) Calculate final overall sound pressure level $L_{pAe,1m}$ $L_{pAe,1m} = 10 \log_{10} \left(\sum_{i=1}^{33} 10^{\frac{L_{pe,1m}(f_i) + \Delta L_A(f_i)}{10}} \right)$	$L_{pAe,1m} = 65,472 \text{ dBA}$	$L_{pAe,1m} = 81,582 \text{ dBA}$	$L_{pAe,1m} = 69,939 \text{ dBA}$



IEC

Figure A.1 – The influence of the x_{Fz} value on prediction accuracy

Example 3 is identical with example 2, but the x_{Fz} value was shifted with 0,1. This leads a significant prediction error of $63,98 - 77,85 = -13,87$ dB as shown in Figure A.1. Hence, calculations of hydrodynamic noise based on equation (3) can create uncertainties because it is only a rough estimation.

Bibliography

- [1] BAUMANN, H. D. and PAGE George W. Jr. "A Method to Predict Sound Levels from Hydrodynamic Sources Associated with Flow through Throttling Valves," *Noise Control Engineering Journal*, Vol. 43, No. 5, September-October 1995, pp. 145-158
 - [2] KIESBAUER, J., "An Improved Prediction Method for Hydrodynamic Noise in Control Valves," *Valve World*, Vol. 3, Issue 3, June 1998, pp. 33-49
 - [3] FRANKLIN, R. E. and MCMILLAN J., "Noise Generation in Cavitating Flows, the Submerged Jet," *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, Vol. 106, September 1984
 - [4] VDMA 24422 "Valves: Guidelines for noise calculation, Control valves and shut-off valves," Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V., Beuth Verlag, Berlin, January 1989
 - [5] BAUMANN, H. D. and HOFFMANN H., "A Method for the Estimation of Frequency-Dependent Sound Pressures at the Pipe Exterior of Throttling Valves," *Noise Control Engineering Journal*, Vol. 47, No. 2, pp. 49-55, March-April 1999
 - [6] ISA RP75.23-1995, "Considerations for Evaluating Control Valve Cavitation," Instrument Society of America, Research Triangle Park, NC, USA
 - [7] Oota, Eisuke, Fumihiro Inoue, Kiyohiro Tajima and Tadahiro Machiyama, "Inception of Vortex-Generated Cavitation in an Industrial Contoured-Plug Valve," *ASME FED*, Vol. 177, *Cavitation Inception*, Book H00880, 1993
 - [8] KIESBAUER, J., BAUMANN, H.D.: "News in the prediction of hydrodynamic noise of control valves", *Industriearmaturen*, Vulkanverlag, Essen, Germany, 2002
-

SOMMAIRE

AVANT-PROPOS	34
INTRODUCTION	36
1 Domaine d'application	37
2 Références normatives	37
3 Termes et définitions	37
4 Symboles	38
5 Calculs préliminaires	40
5.1 Pressions et rapports de pression	40
5.2 Rapport des pressions caractéristiques x_{Fz}	40
5.3 Coefficient de correction générique de vanne F_d	41
5.4 Diamètre du jet D_j	41
5.5 Vitesse du jet	41
5.6 Puissance intrinsèque de l'écoulement W_m	41
6 Prévion du bruit	42
6.1 Calcul de pression sonore interne	42
6.2 Perte par transmission	45
6.3 Calcul de pression sonore externe	45
7 Équipement interne multi-étagé	46
7.1 Généralités	46
7.2 Calculs préliminaires	46
7.3 Prévion du niveau de bruit	46
7.3.1 Critères généraux	46
7.3.2 Dispositifs multi-étagés (voir Figures 1 et 3)	47
7.3.3 Dispositifs multi-étagés constants avec augmentation de la surface d'écoulement (voir Figure 2)	47
Annexe A (informative) Exemples de données d'entrée	53
Bibliographie	63
Figure 1 – Exemples d'équipement interne multi-étagé dans des vannes droites et rotatives	48
Figure 2 – Exemple de dispositif multi-étagé constant avec augmentation de la surface d'écoulement	48
Figure 3 – Exemple d'équipement interne multi-étagé dans une vanne droite	49
Figure 4 – Vanne droite (équipement interne à cage, clapet V-port)	50
Figure 5 – Vannes droites (clapet parabolique)	50
Figure 6 – Équipements internes à perçage multiple	51
Figure 7 – Vannes à obturateur rotatif excentré	51
Figure 8 – Vannes papillon	52
Figure 9 – Vanne à secteur sphérique – course de 90°	52
Figure A.1 – Influence de la valeur de x_{Fz} sur la précision de la prévion	62
Tableau 1 – Constantes numériques N	40
Tableau 2 – Valeurs types de $A\eta$	42

Tableau 3 – Fréquences centrales de tiers d'octave indicées et facteurs de pondération "A"	44
Tableau A.1 – Calcul: Exemples 1 à 3	54

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-8-4:2015

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS –

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

AVANT-PROPOS

- 1) La Commission Electrotechnique Internationale (IEC) est une organisation mondiale de normalisation composée de l'ensemble des comités électrotechniques nationaux (Comités nationaux de l'IEC). L'IEC 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, l'IEC – 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 l'IEC"). 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 l'IEC, participent également aux travaux. L'IEC 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 l'IEC concernant les questions techniques représentent, dans la mesure du possible, un accord international sur les sujets étudiés, étant donné que les Comités nationaux de l'IEC intéressés sont représentés dans chaque comité d'études.
- 3) Les Publications de l'IEC se présentent sous la forme de recommandations internationales et sont agréées comme telles par les Comités nationaux de l'IEC. Tous les efforts raisonnables sont entrepris afin que l'IEC s'assure de l'exactitude du contenu technique de ses publications; l'IEC 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 l'IEC s'engagent, dans toute la mesure possible, à appliquer de façon transparente les Publications de l'IEC dans leurs publications nationales et régionales. Toutes divergences entre toutes Publications de l'IEC et toutes publications nationales ou régionales correspondantes doivent être indiquées en termes clairs dans ces dernières.
- 5) L'IEC 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 l'IEC. L'IEC 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 l'IEC, 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 l'IEC, 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 l'IEC ou de toute autre Publication de l'IEC, 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 l'IEC peuvent faire l'objet de droits de brevet. L'IEC 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 IEC 60534-8-4 a été établie par le sous-comité 65B: Equipements de mesure et de contrôle-commande, du comité d'études 65 de l'IEC: Mesure, commande et automation dans les processus industriels.

Cette troisième édition annule et remplace la deuxième édition parue en 2005, dont elle constitue une révision technique.

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

- a) Le bruit hydrodynamique est prévu en fonction de la fréquence.
- b) Suppression du rapport de puissance acoustique

Le texte de cette norme est issu des documents suivants:

FDIS	Rapport de vote
65B/1005/FDIS	65B/1017/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/IEC, Partie 2.

Une liste de toutes les parties de la série IEC 60534, publiées sous le titre général *Vannes de régulation des processus industriels*, peut être consultée sur le site web de l'IEC.

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 l'IEC 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.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-8-4:2015

INTRODUCTION

Il est important de prévoir le niveau de bruit qui est engendré par les vannes. Les exigences de sécurité (les normes de santé professionnelle, par exemple) imposent de limiter l'exposition des humains au bruit. 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 l'IEC 60534-8-3. Les normes de bruit hydrodynamique précédentes étaient basées sur des données d'essais du constructeur et n'étaient ni génériques ni aussi complètes que souhaité. 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.

Une vanne réduit le débit en convertissant l'énergie de la pression en turbulence, en chaleur et en ondes de pression mécaniques dans le fluide contenu 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 mécanique 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.

Cette partie de l'IEC 60534 ne concerne que les bruits engendrés par les turbulences normales et la cavitation du liquide. Elle ne tient compte d'aucun bruit susceptible d'être engendré par des vibrations mécaniques, des conditions de clignotement, des régimes instables ou d'autres phénomènes imprévisibles. Dans une installation typique, peu de bruit se propage à travers les parois du corps de la vanne de régulation. Le bruit prévu est celui qui serait mesuré au point de mesure normalisé à 1 m en aval de la vanne et 1 m de distance de la surface extérieure de la tuyauterie dans un champ acoustique libre. On suppose que la tuyauterie est rectiligne. Un champ acoustique libre étant rarement présent dans les installations industrielles, cette prévision ne peut pas garantir des résultats réels dans ce champ.

La méthode de prévision a été validée par des résultats d'essai basés sur de l'eau, couvrant un grand nombre de types de vannes de régulation, dans l'intervalle de dimensions compris entre DN 15 et DN 300, à des pressions d'entrée jusqu'à 15 bars. Toutefois, certains types de vannes à faible bruit peuvent ne pas être couverts. Cette méthode est considérée comme étant précise à ± 5 dB(A), dans la plupart des cas, si elle repose sur des valeurs d'essai de x_{FZ} utilisant la méthode de l'IEC 60534-8-2. L'application de cette méthode sur des fluides autres que l'eau est inconnue.

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS –

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

1 Domaine d'application

Cette partie de l'IEC 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.

2 Références normatives

Les documents suivants sont cités en référence de manière normative, en intégralité ou en partie, dans le présent document et sont indispensables pour son application. 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).

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

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

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

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

3 Termes et définitions

Pour les besoins du présent document, les termes et définitions donnés dans la série IEC 60534 ainsi que les suivants s'appliquent:

3.1

coefficient de rendement acoustique η

rapport entre la puissance intrinsèque de l'écoulement transformée en puissance acoustique aval et la puissance intrinsèque de l'écoulement du débit massique

3.2

vanne papillon à disque dentelé

vanne papillon dont la ou les faces du disque comprennent des dentelures. Ces dentelures ont pour but de profiler l'écoulement sans interrompre la ligne d'étanchéité ou la surface d'étanchéité

3.3

chemin d'écoulement indépendant

orifice à la sortie duquel la veine fluide n'est pas influencée par les veines fluides des chemins d'écoulement adjacents

3.4

fréquence dominante f_p

fréquence à laquelle la pression acoustique interne est maximale

3.5

coefficient de correction générique de vanne F_d

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

4 Symboles

Symbole	Description	Unité
$A(f)$	Valeur de pondération A dépendante de la fréquence	dBA (ref P_o)
A_η	Facteur de correction de rendement acoustique de la vanne (voir Tableau 2)	Sans dimension
c_1	Vitesse du son dans le liquide	m/s
c_a	Vitesse du son dans l'air aux conditions normalisées = 343	m/s
c_s	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 l'IEC 60534-1)
C_R	Coefficient de débit (K_v et C_v) à la course nominale	Diverses (voir l'IEC 60534-1)
C_i	Coefficients de débit de n étages ($i=1\dots n$) d'une vanne multi-étagée (K_v et C_v)	Diverses (voir l'IEC 60534-1)
C_n	Coefficient de débit du dernier étage d'une vanne multi-étagée (K_v et C_v)	Diverses (voir l'IEC 60534-1)
D_i	Diamètre intérieur de la tuyauterie	m
D_j	Diamètre du jet	m
D	Dimension nominale de vanne	m
d_H	Diamètre du trou d'un équipement interne à perçage multiple	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

Symbole	Description	Unité
f_c	Fréquence de coupure	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
K_c	Rapport des pressions différentielles de l'écoulement engorgé naissant (compris environ entre F_L^3 et F_L^2)	Sans dimension
$L_{pe,1m}$	Niveau de pression sonore externe à 1 m de la paroi de la tuyauterie	dB (ref P_o)
$L_{pAe,1m}$	Niveau de pression sonore externe pondéré A à 1 m de la paroi de la tuyauterie	dBA (ref P_o)
$L_{pAe,1m,i}$	Niveau de pression sonore externe pondéré A à 1 m de la paroi de la tuyauterie de l'étage i (nombre i de 1 à n) dans une vanne multi-étagée à n étages	dBA (ref P_o)
L_{pi}	Niveau de pression sonore interne sur la paroi de la tuyauterie	dB (ref P_o)
$\dot{m}$	Débit massique	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
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
St_p	Nombre de Strouhal pour le calcul de fréquence dominante	Sans dimension
t_s	Épaisseur de paroi de tuyauterie	m
TL	Perte par transmission	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 du bruit créé par le débit de la vanne qui se propage en aval	W
W_m	Puissance intrinsèque de l'écoulement	W
x_F	Rapport des pressions différentielles	Sans dimension

Symbole	Description	Unité
x_{Fz}	Rapport des pressions différentielles pour le bruit de cavitation naissante 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
η_s	Coefficient de rendement acoustique de la paroi de la tuyauterie	Sans dimension
ρ_1	Masse volumique du liquide	kg/m ³
ρ_a	Masse volumique de l'air = 1,293	kg/m ³
ρ_S	Masse volumique du matériau de la tuyauterie (= 7 800 pour l'acier)	kg/m ³

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

5 Calculs préliminaires

5.1 Pressions et rapports de pression

Plusieurs pressions et rapports de pression sont nécessaires dans la procédure de prévision du bruit. Ils 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 d'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 d'écoulement engorgé est d'environ $F_L^2(p_1 - p_v)$. Quelques calculs sont basés sur la pression différentielle suivante:

$$\Delta p_c = \text{inférieur à } (p_1 - p_2) \text{ ou } F_L^2 (p_1 - p_v) \quad (2)$$

Pour de faibles rapports de pression différentielle, le bruit est principalement généré par les turbulences. Si x_F excède $x_{z F, p1}$ le bruit de cavitation recouvre le bruit de la turbulence. A $x_F = 1$, le bruit de cavitation présente une deuxième valeur minimale, et pour $x_F > 1$, dans la région de clignotement, le niveau sonore augmente très progressivement au fur et à mesure que x_F augmente au-dessus de $x_F = 1$.

5.2 Rapport des pressions caractéristiques x_{Fz}

Le rapport des pressions caractéristiques x_{Fz} peut être mesuré en fonction de la course de la vanne selon l'IEC 60534-8-2. Il convient de ne pas le confondre avec K_c , valeur à laquelle

commence l'écoulement engorgé généré par la cavitation. Il indique le rapport de pression pour lequel la cavitation est détectable d'un point de vue acoustique. La valeur de x_{Fz} dépend du type de vanne et d'organe de fermeture et de la capacité de débit spécifique.

D'autre part, la valeur de x_{Fz} peut être estimée par les équations (3), (4) et (5). Les calculs de bruit hydrodynamique basés sur les équations (3), (4) et (5) peuvent conduire à des incertitudes comme représenté 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 exigée, la valeur de x_{Fz} doit être corrigée selon l'équation (5).

$$X_{Fz} = \frac{0,90}{\sqrt{1 + 3 F_d \sqrt{\frac{C}{N_{34} F_L}}}} \quad \text{pour les types de vannes à l'exception des équipements internes à perçage multiple} \quad (3)$$

$$X_{Fz} = \frac{1}{\sqrt{4,5 + 1650 \frac{N_0 d_H^2}{F_L}}} \quad \text{pour les équipements internes à perçage multiple} \quad (4)$$

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

Si x_{Fz} est obtenu par des essais à une pression d'entrée de 6×10^5 Pa, la valeur d'essai doit être corrigée pour la pression d'entrée réelle à l'aide de l'équation suivante et de x_{Fzp1} à la place de x_{Fz} :

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

5.3 Coefficient de correction générique de vanne F_d

Le coefficient de correction générique de vanne dépend du type de vanne et d'organe de fermeture et du coefficient de débit C (voir l'IEC 60534-2-3).

5.4 Diamètre du jet D_j

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

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C F_L} \quad (6)$$

5.5 Vitesse du jet

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

$$U_{vc} = \frac{1}{F_L} \sqrt{\frac{2 \Delta p_c}{\rho_L}} \quad (7)$$

5.6 Puissance intrinsèque de l'écoulement W_m

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

$$W_m = \frac{\dot{m} U_{vc}^2 F_L^2}{2} \quad (8)$$

6 Prédiction du bruit

6.1 Calcul de pression sonore interne

La partie de la puissance intrinsèque de l'écoulement W_m de 5.6 convertie en bruit interne de vanne et rayonnée dans la tuyauterie aval est fonction du rendement acoustique η .

Pour les conditions turbulentes définies ici où ($x_F \leq x_{Fzp1}$):

$$W_a = \eta_{turb} W_m \quad (9)$$

Pour les conditions de cavitation définies ici où ($x_{Fzp1} < x_F < 1$):

$$W_a = (\eta_{turb} + \eta_{cav}) W_m \quad (10)$$

Pour les écoulements turbulents, à cause de la vitesse de l'écoulement U_{vc} relativement faible, la vanne est considérée comme une source monopole avec un rendement acoustique d'approximativement 10^{-4} à $U_{vc} = c_1$ (voir la référence [1]¹). Le coefficient de rendement acoustique des écoulements turbulents est calculé comme suit en utilisant A_η du Tableau 2:

$$\eta_{turb} = 10^{A_\eta} \left(\frac{U_{vc}}{c_1} \right) \quad (11)$$

Tableau 2 – Valeurs types de A_η

Vanne ou raccord adjacent	A_η
Vannes droites, clapet parabolique	–4,6
Vannes droites, clapet V-port	–4,6
Vannes droites, cage à porte	–4,6
Vannes droites, clapet ou cage à perçage multiple	–4,6
Papillon, excentré	–4,3
Papillon, à arbre traversant (arbre centré), ouverture maximale 70°	–4,3
Papillon, disque dentelé, ouverture maximale 70°	–4,3
Papillon, disque plat, ouverture maximale 60°	–4,3
Obturbateur rotatif excentré	–4,6
Secteur sphérique, ouverture maximale 90°	–4,6
Résistance fixe de plaque à trou perforé	–4,6
Divergents	–4,0

Du bruit supplémentaire se produit lorsque la cavitation commence. 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

¹ Les chiffres entre crochets se réfèrent à la bibliographie.

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 fait partie des fluides les plus destructeurs 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 prévision 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). Cela définit une durée moyenne de pression minimale à des valeurs inférieures au 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 des bulles de cavitation apparaissant le plus fréquemment peut être estimé. Lorsque ces bulles ont atteint une certaine taille, elles implosent dans le temps d'implosion, qui détermine la fréquence dominante du bruit de cavitation.

Dans la région de cavitation ($x_{Fzp1} \leq x_F \leq 1$), ce modèle théorique modifié (voir la référence [2]) pour les jets cavitants combiné avec de nombreux résultats d'essai de validation conduit à l'équation de coefficient de rendement acoustique suivante.

$$\eta_{cav} = 0,32 \eta_{turb} \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\Delta p_c} \frac{1}{x_{Fzp1}}} \exp(5x_{Fzp1}) \left(\frac{1 - x_{Fzp1}}{1 - x_F} \right)^{0,5} \left(\frac{x_F}{x_{Fzp1}} \right)^5 (x_F - x_{Fzp1})^{1,5} \quad (12)$$

où "exp(x)" représente la constante e élevée à la puissance de l'objet x.

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

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left(\frac{3,2 \times 10^9 W_a \rho_1 c_1}{D_1^2} \right) \quad (13)$$

où la valeur appropriée de W_a est obtenue à partir de l'équation (9) ou (10), selon que le débit turbulent ou cavitant est utilisé.

Le niveau de pression sonore interne à chaque fréquence centrale de tiers d'octave, f_i , donnée dans le Tableau 3, peut être prévu à partir des équations (14) et (15).

Pour les conditions turbulentes ($x_F \leq x_{Fzp1}$):

$$L_{pi}(f_i) = L_{pi} + F_{turb}(f_i) \quad (14)$$

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

$$L_{pi}(f_i) = L_{pi} + 10 \log_{10} \left(\frac{\eta_{turb}}{\eta_{turb} + \eta_{cav}} 10^{0,1 F_{turb}(f_i)} + \frac{\eta_{cav}}{\eta_{turb} + \eta_{cav}} 10^{0,1 F_{cav}(f_i)} \right) \quad (15)$$

$$F_{turb}(f_i) = -8 - 10 \log_{10} \left[\frac{1}{4} \left(\frac{f_i}{f_{p,turb}} \right)^3 + \left(\frac{f_i}{f_{p,turb}} \right)^{-1} \right] \quad (16)$$

$$F_{\text{cav}}(f_i) = -9 - 10 \log_{10} \left[\frac{1}{4} \left(\frac{f_i}{f_{p,\text{cav}}} \right)^{1,5} + \left(\frac{f_i}{f_{p,\text{cav}}} \right)^{-1,5} \right] \quad (17)$$

Tableau 3 – Fréquences centrales de tiers d'octave indicées et facteurs de pondération "A"

Indice, i	Fréquence centrale de tiers d'octave f_i (Hz)	Facteur de pondération "A" $\Delta L_A(f_i)$ (dB)	Indice, i	Fréquence centrale de tiers d'octave f_i (Hz)	Facteur de pondération "A" $\Delta L_A(f_i)$ (dB)
1	12,5	–63,4	18	630	–1,9
2	16*	–56,7	19	800	–0,8
3	20	–50,5	20	1 000*	0
4	25	–44,7	21	1 250	0,6
5	31,5*	–39,4	22	1 600	1,0
6	40	–34,6	23	2 000*	1,2
7	50	–30,2	24	2 500	1,3
8	63*	–26,2	25	3 150	1,2
9	80	–22,5	26	4 000*	1,0
10	100	–19,1	27	5 000	0,5
11	125*	–16,1	28	6 300	–0,1
12	160	–13,4	29	8 000*	–1,1
13	200	–10,9	30	10 000	–2,5
14	250*	–8,6	31	12 500	–4,3
15	315	–6,6	32	16 000*	–6,6
16	400	–4,8	33	20 000	–9,3
17	500*	–3,2			

* Fréquences centrales d'octave (les fréquences centrales d'octave peuvent être utilisées à la place des fréquences centrales de tiers d'octave, les numéros d'indice correspondants étant bien entendu modifiés. Si des bandes d'octave sont utilisées, il convient de remplacer la constante 8 de l'équation (12) par 3 et la constante 9 de l'équation (13) par 4).

Les fréquences dominantes sont différentes pour l'écoulement turbulent et cavitant. La fréquence dominante pour l'écoulement turbulent peut être calculée comme dans l'IEC 60534-8-3 comme suit:

$$f_{p,\text{turb}} = St_p \frac{U_{vc}}{D_j} \quad (18)$$

$$St_p = \frac{0,036 F_L^2 C F_d^{0,75}}{N_{34} x_{Fzp1}^{1,5} D d_0} \left(\frac{1}{p_1 - p_v} \right)^{0,57} \quad (19)$$

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

$$f_{p,\text{cav}} = 6 f_{p,\text{turb}} \left(\frac{1 - x_F}{1 - x_{Fzp1}} \right)^2 \left(\frac{x_{Fzp1}}{x_F} \right)^{2,5} \quad (20)$$

6.2 Perte par transmission

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

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

$$f_r = \frac{c_s}{\pi D_i} \quad (21)$$

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

$$TL_{fr} = -10 - 10 \log_{10} \left(\frac{c_s \rho_s t_s}{c_a \rho_a D_i} \right) \quad (22)$$

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

$$TL(f_i) = TL_{fr} + \Delta TL(f_i) \quad (23)$$

$$\Delta TL(f_i) = -20 \log_{10} \left[\left(\frac{f_r}{f_i} \right) + \left(\frac{f_i}{f_r} \right)^{1,5} \right] \quad (24)$$

6.3 Calcul de pression sonore externe

Le spectre de niveau de pression sonore externe à une distance de 1 m de la paroi de la tuyauterie peut être calculé à partir du spectre de niveau de pression sonore interne et des pertes par transmission.

$$L_{pe,1m}(f_i) = L_{pi}(f_i) + TL(f_i) - 10 \log_{10} \left(\frac{D_i + 2 t_s + 2}{D_i + 2 t_s} \right) \quad (25)$$

Enfin, le niveau de pression sonore pondéré A à une distance de 1 m de la paroi de la tuyauterie peut être calculé par:

$$L_{pAe,1m} = 10 \cdot \log_{10} \left(\sum_{i=1}^{33} 10^{\frac{L_{pe,1m}(f_i) + \Delta L_A(f_i)}{10}} \right) \quad (26)$$

où:

f_i = fréquence centrale de tiers de bande d'octave

$L_{pi}(f_i)$ = niveau de pression sonore interne à la fréquence f_i

$TL(f_i)$ = perte par transmission à la fréquence f_i

$\Delta L_A(f_i)$ = facteur de pondération "A" à la fréquence f_i (voir Tableau 3)

7 Équipement interne multi-étagé

7.1 Généralités

L'Article 8 s'applique aux vannes ayant des équipements internes à plus d'un étage. Bien qu'une grande partie des procédures des articles précédents soit utilisée, il est séparé car ces équipements internes exigent des considérations spéciales.

Le constructeur est censé connaître les coefficients de débit assignés C_i des n étages ($i = 1 \dots n$). Les étages sont numérotés dans le sens de l'écoulement. Les valeurs de $x_{Fzp1,i}$ pour chaque étage de cet équipement interne doivent être données par le constructeur ou peuvent être consultées dans les Figures 4 à 9 pour les configurations à simple étage. Cela s'applique aussi aux valeurs de $F_{d,i}$ et $F_{L,i}$.

7.2 Calculs préliminaires

Les calculs de pression suivants partent du principe que les étages ne font l'objet d'aucun écoulement engorgé.

La pression d'entrée en amont de chaque étage ($i = 1 \dots n$) peut être estimée comme suit:

$$p_{1,i} = p_1 \quad i = 1 \quad (27)$$

$$p_{1,i} = p_{1,i-1} - \frac{p_1 - p_2}{(C_{i-1}/C_i)^2} \quad i = 2 \dots n \quad (28)$$

La pression de sortie en aval de chaque étage ($i = 1 \dots n$) peut être estimée comme suit:

$$p_{2,i} = p_{1,i+1} \quad i = 1 \dots n-1 \quad (29)$$

$$p_{2,i} = p_2 \quad i = n \quad (30)$$

Le diamètre du jet de l'ouverture de chaque étage selon l'équation (6) est:

$$D_{j,i} = N_{14} F_{d,i} \sqrt{C_i F_{L,i}} \quad (31)$$

Les coefficients de correction générique de 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 du type de vanne et d'organe de fermeture et de la valeur de C_i (IEC 60534-8-3).

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

$$x_{F,i} = \frac{p_{1,i} - p_{2,i}}{p_{1,i} - p_v} \quad i = 1 \dots n \quad (32)$$

7.3 Prévision du niveau de bruit

7.3.1 Critères généraux

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

7.3.2 Dispositifs multi-étagés (voir Figures 1 et 3)

Déterminer les valeurs de $x_{Fzp1,i}$ pour chaque étage à l'aide des Figures 4 à 9. Calculer $L_{pAe,1m,i}$ pour chaque étage en utilisant les Articles 5 à 7 et l'équation (33) en utilisant les entrées appropriées des équations (27) à (32) pour chaque étage. Faire la somme pour obtenir le niveau de bruit total comme suit:

$$L_{pAe,1m} = 10 \log_{10} \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{pAe,1m,i}} \quad (33)$$

Procéder au calcul du profil de fréquence interne et externe en utilisant f_p du premier et du dernier étage.

7.3.3 Dispositifs multi-étagés 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. Par conséquent:

a) Calculer Δp_c :

$$\Delta p_c = \text{inférieure à } p_{1,n} - p_2 \quad \text{ou} \quad x_{Fzp1,n} (p_{1,n} - p_v) \quad (34)$$

b) Le coefficient de correction générique de vanne F_d dépend du nombre de passages de sortie uniformes au dernier étage et peut être estimé en utilisant la valeur de F_d donnée par le constructeur ou par l'équation (35).

$$F_d = \sqrt{\frac{1}{N_o}} \quad (35)$$

où

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

Calculer $D_{j,n}$ en utilisant l'équation (31), C_n étant le coefficient de débit de l'étage de sortie.

d_o peut être estimé par l'équation $d_o = 5,2 \sqrt{N_{34} C_n}$. (36)

- c) Calculer la vitesse et la puissance intrinsèque de l'écoulement à partir des équations (7) et (8) en utilisant Δp_c (équation (2)) du dernier étage et F_{Ln} à la place de F_L .
- d) Calculer la puissance sonore turbulente à partir de l'équation (9) et la puissance sonore de cavitation à partir de l'équation (10), mais en utilisant Δp_c de l'équation (33) et $p_{1,n}$ de l'équation (23) à la place de p_1 . Calculer η_{turb} à partir de l'équation (11), mais en utilisant U_{vc} du dernier étage (voir le point c) ci-dessus).
- e) Calculer L_{pi} à partir des équations (13) à (18), mais utiliser la vitesse du jet et D_j du dernier étage. Pour $f_{p,cav}$, utiliser C_n et F_{Ln} à la place de C et F_L .
- f) Calculer la perte par transmission en utilisant les équations (21) à (24).
- g) Procéder au calcul du niveau de pression sonore externe à l'aide des équations (25) et (26), mais utiliser f_p du dernier étage (voir le point e) ci-dessus).

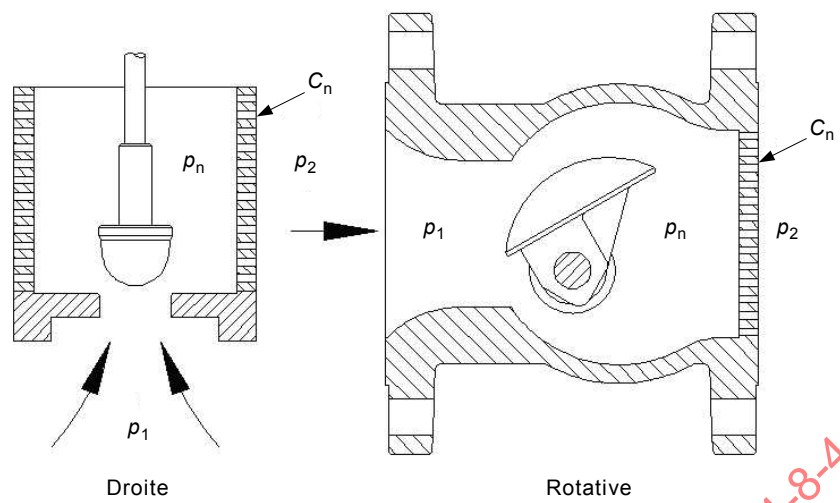


Figure 1 – Exemples d'équipement interne multi-étagé dans des vannes droites et rotatives

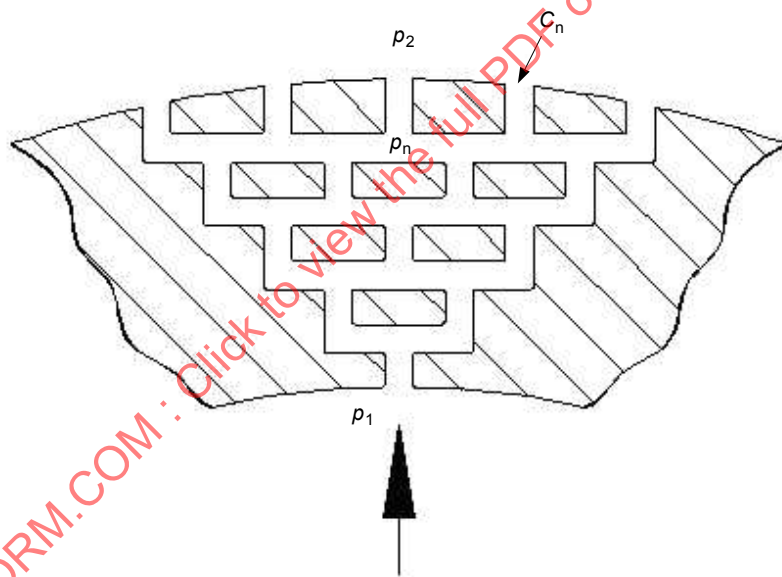
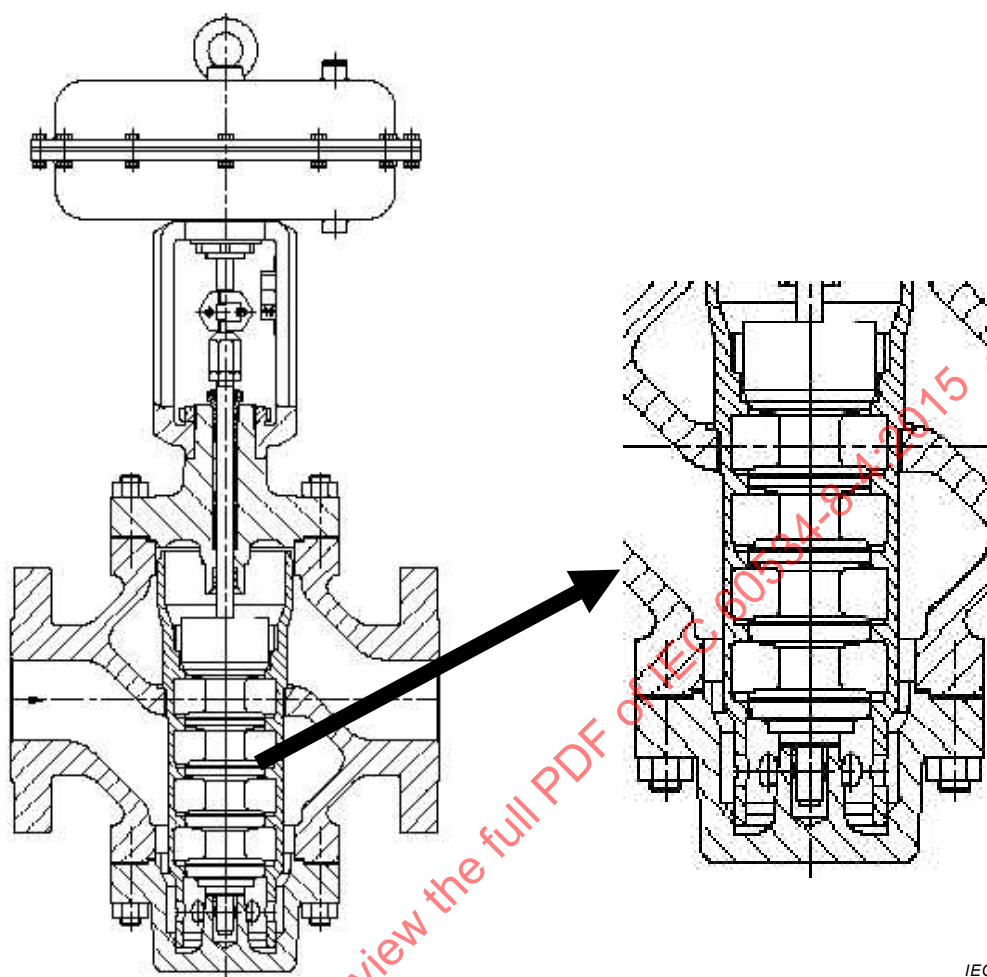


Figure 2 – Exemple de dispositif multi-étagé constant avec augmentation de la surface d'écoulement



IEC

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

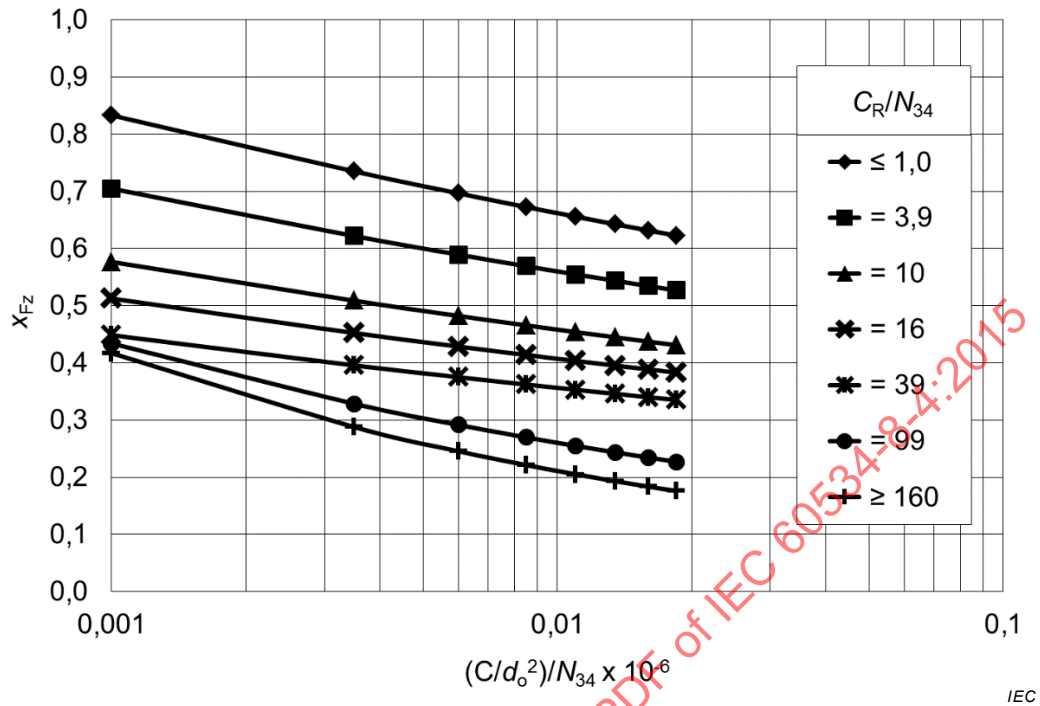


Figure 4 – Vanne droite (équipement interne à cage, clapet V-port)

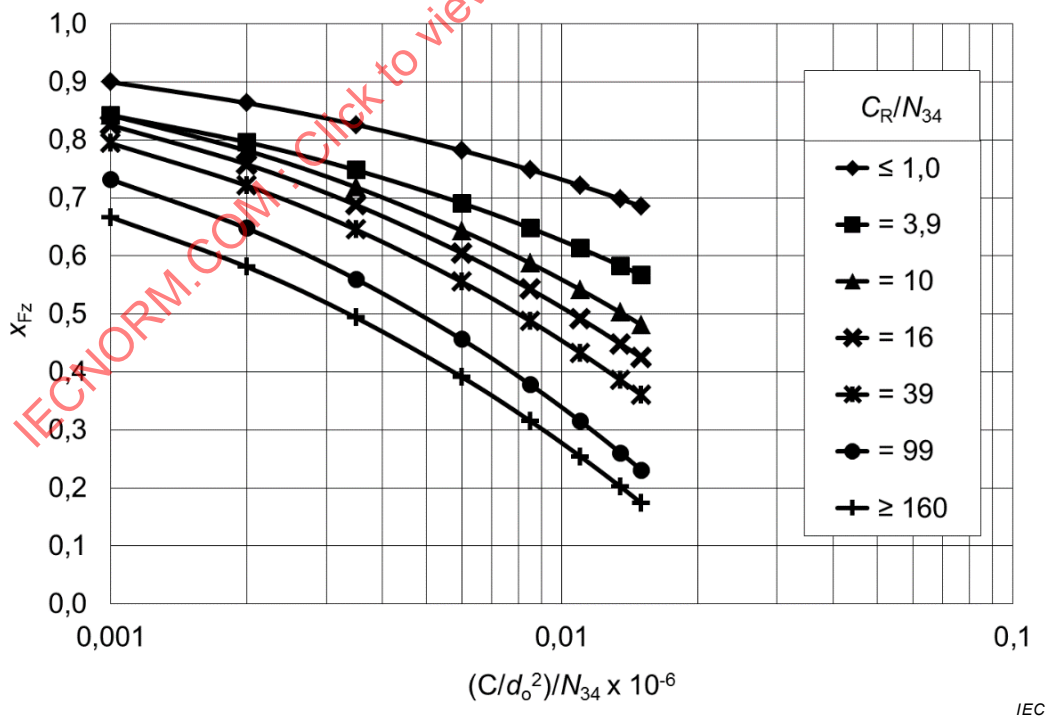


Figure 5 – Vannes droites (clapet parabolique)

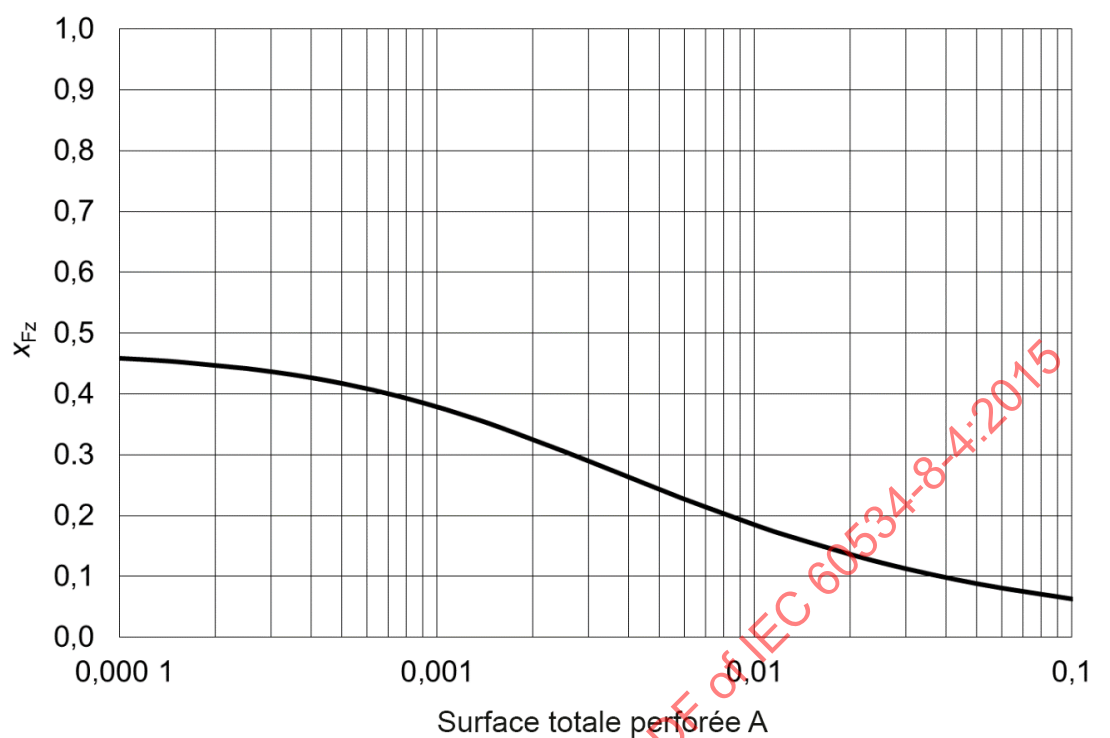


Figure 6 – Équipements internes à perçage multiple

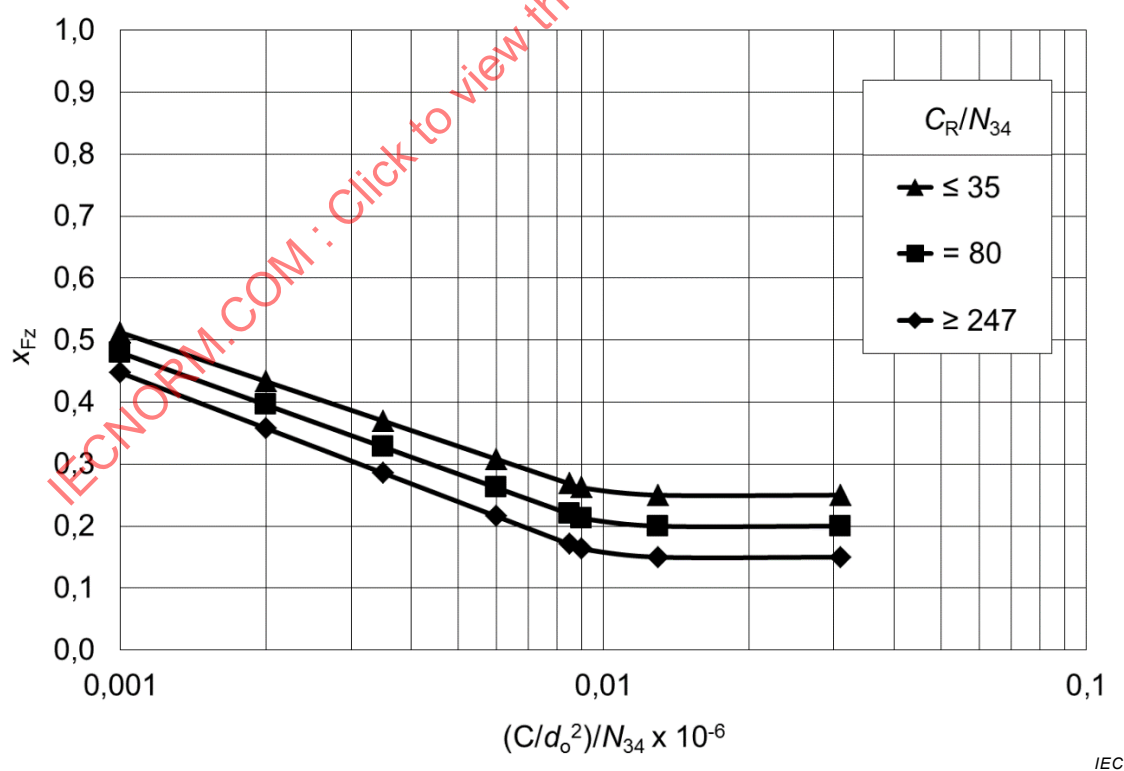


Figure 7 – Vannes à obturateur rotatif excentré

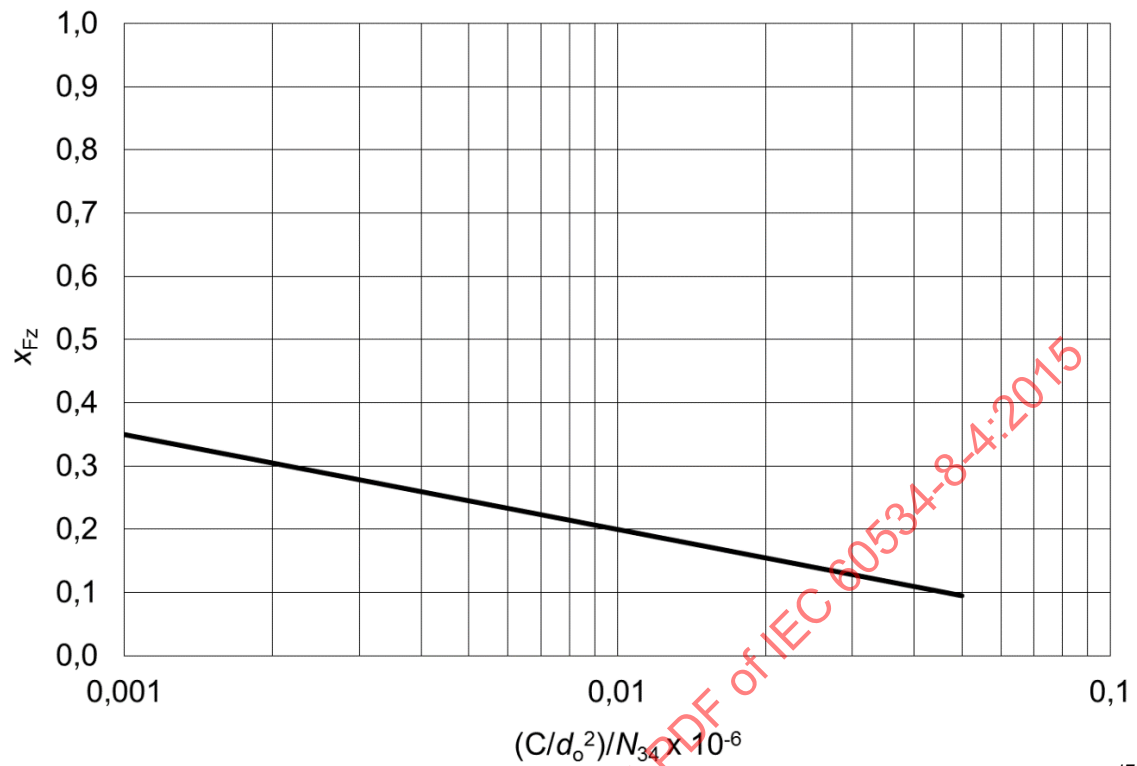


Figure 8 – Vannes papillon

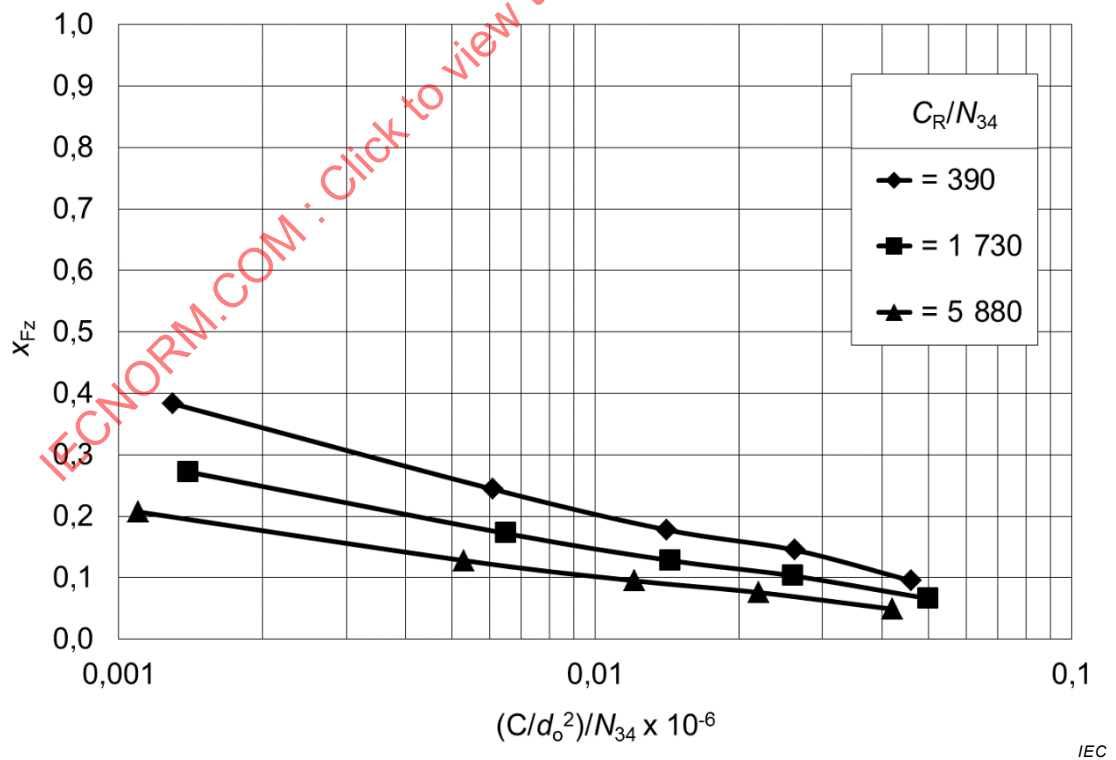


Figure 9 – Vanne à secteur sphérique – course de 90°