

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

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

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

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-8-3:2010



THIS PUBLICATION IS COPYRIGHT PROTECTED

Copyright © 2010 IEC, Geneva, Switzerland

All rights reserved. Unless otherwise specified, no part of this publication may be reproduced or utilized in any form or by any means, electronic or mechanical, including photocopying and microfilm, without permission in writing from either IEC or IEC's member National Committee in the country of the requester.

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

Droits de reproduction réservés. Sauf indication contraire, aucune partie de cette publication ne peut être reproduite ni utilisée sous quelque forme que ce soit et par aucun procédé, électronique ou mécanique, y compris la photocopie et les microfilms, sans l'accord écrit de la CEI ou du Comité national de la CEI du pays du demandeur.

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

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

About the IEC

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

About IEC publications

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

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

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 It also gives information on projects, withdrawn and replaced publications.

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

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

- Electropedia: www.electropedia.org

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

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

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

Email: csc@iec.ch

Tel.: +41 22 919 02 11

Fax: +41 22 919 03 00

A propos de la CEI

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

A propos des publications CEI

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

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

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

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

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

- Electropedia: www.electropedia.org

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

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

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

Email: csc@iec.ch

Tél.: +41 22 919 02 11

Fax: +41 22 919 03 00

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

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

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

INTERNATIONAL
ELECTROTECHNICAL
COMMISSION

COMMISSION
ELECTROTECHNIQUE
INTERNATIONALE

PRICE CODE
CODE PRIX



ICS 17.140.20; 23.060.40; 25.040.40

ISBN 978-2-88912-241-7

CONTENTS

FOREWORD	4
INTRODUCTION	6
1 Scope	7
2 Normative references	7
3 Terms and definitions	8
4 Symbols	9
5 Valves with standard trim	12
5.1 Pressures and pressure ratios	12
5.2 Regime definition	13
5.3 Preliminary calculations	14
5.3.1 Valve style modifier F_d	14
5.3.2 Jet diameter D_j	14
5.3.3 Inlet fluid density ρ_1	14
5.4 Internal noise calculations	15
5.4.1 Calculations common to all regimes	15
5.4.2 Regime dependent calculations	16
5.4.3 Downstream calculations	18
5.4.4 Valve internal sound pressure calculation at pipe wall	19
5.5 Pipe transmission loss calculation	20
5.6 External sound pressure calculation	21
5.7 Calculation flow chart	22
6 Valves with special trim design	22
6.1 General	22
6.2 Single stage, multiple flow passage trim	22
6.3 Single flow path, multistage pressure reduction trim (two or more throttling steps)	23
6.4 Multipath, multistage trim (two or more passages and two or more stages)	25
7 Valves with higher outlet Mach numbers	27
7.1 General	27
7.2 Calculation procedure	27
8 Valves with experimentally determined acoustical efficiency factors	28
9 Combination of noise produced by a control valve with downstream installed two or more fixed area stages	29
Annex A (informative) Calculation examples	31
Bibliography	46
Figure 1 – Single stage, multiple flow passage trim	23
Figure 2 – Single flow path, multistage pressure reduction trim	24
Figure 3 – Multipath, multistage trim (two or more passages and two or more stages)	26
Figure 4 – Control valve with downstream installed two fixed area stages	30
Table 1 – Numerical constants N	15
Table 2 – Typical values of valve style modifier F_d (full size trim)	15
Table 3 – Overview of regime dependent equations	17

Table 4 – Typical values of A_{η} and St_p	18
Table 5 – Indexed frequency bands	19
Table 6 – Frequency factors $G_x(f)$ and $G_y(f)$	21
Table 7 – “A” weighting factor at frequency f_i	22

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-8-3:2010

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES –**Part 8-3: Noise considerations –
Control valve aerodynamic noise prediction method**

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 60534-8-3 has been prepared by subcommittee 65B: Measurements and control devices, of IEC technical committee 65: Industrial-process measurement, control and automation.

This third edition cancels and replaces the second edition published in 2000. This edition constitutes a technical revision.

The significant technical changes with respect to the previous edition are as follows:

- predicting noise as a function of frequency;
- using laboratory data to determine the acoustical efficiency factor.

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

FDIS	Report on voting
65B/765/FDIS	65B/780/RVD

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

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

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

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

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

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-8-3:2010

INTRODUCTION

The mechanical stream power as well as acoustical efficiency factors are calculated for various flow regimes. These acoustical efficiency factors give the proportion of the mechanical stream power which is converted into internal sound power.

This method also provides for the calculation of the internal sound pressure and the peak frequency for this sound pressure, which is of special importance in the calculation of the pipe transmission loss.

At present, a common requirement by valve users is the knowledge of the sound pressure level outside the pipe, typically 1 m downstream of the valve or expander and 1 m from the pipe wall. This standard offers a method to establish this value.

The equations in this standard make use of the valve sizing factors as used in IEC 60534-1 and IEC 60534-2-1.

In the usual control valve, little noise travels through the wall of the valve. The noise of interest is only that which travels downstream of the valve and inside of the pipe and then escapes through the wall of the pipe to be measured typically at 1 m downstream of the valve body and 1 m away from the outer pipe wall.

Secondary noise sources may be created where the gas exits the valve outlet at higher Mach numbers. This method allows for the estimation of these additional sound levels which can then be added logarithmically to the sound levels created within the valve.

Although this prediction method cannot guarantee actual results in the field, it yields calculated predictions within 5 dB(A) for the majority of noise data from tests under laboratory conditions (see IEC 60534-8-1). The current edition has increased the level of confidence of the calculation. In some cases the results of the previous editions were more conservative.

The bulk of the test data used to validate the method was generated using air at moderate pressures and temperatures. However, it is believed that the method is generally applicable to other gases and vapours and at higher pressures. Uncertainties become greater as the fluid behaves less perfectly for extreme temperatures and for downstream pressures far different from atmospheric, or near the critical point. The equations include terms which account for fluid density and the ratio of specific heat.

NOTE Laboratory air tests conducted with up to 1 830 kPa (18,3 bar) upstream pressure and up to 1 600 kPa (16,0 bar) downstream pressure and steam tests up to 225 °C showed good agreement with the calculated values.

A rigorous analysis of the transmission loss equations is beyond the scope of this standard. The method considers the interaction between the sound waves existing in the pipe fluid and the first coincidence frequency in the pipe wall. In addition, the wide tolerances in pipe wall thickness allowed in commercial pipe severely limit the value of the very complicated mathematical approach required for a rigorous analysis. Therefore, a simplified method is used.

Examples of calculations are given in Annex A.

This method is based on the IEC standards listed in Clause 2 and the references given in the Bibliography.

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES –

Part 8-3: Noise considerations – Control valve aerodynamic noise prediction method

1 Scope

This part of IEC 60534 establishes a theoretical method to predict the external sound-pressure level generated in a control valve and within adjacent pipe expanders by the flow of compressible fluids.

This method considers only single-phase dry gases and vapours and is based on the perfect gas laws.

This standard addresses only the noise generated by aerodynamic processes in valves and in the connected piping. It does not consider any noise generated by reflections from external surfaces or internally by pipe fittings, mechanical vibrations, unstable flow patterns and other unpredictable behaviour.

It is assumed that the downstream piping is straight for a length of at least 2 m from the point where the noise measurement is made.

This method is valid only for steel and steel alloy pipes (see Equations (21) and (23) in 5.5).

The method is applicable to the following single-stage valves: globe (straight pattern and angle pattern), butterfly, rotary plug (eccentric, spherical), ball, and valves with cage trims. Specifically excluded are the full bore ball valves where the product $F_p C$ exceeds 50 % of the rated flow coefficient.

For limitations on special low noise trims not covered by this standard, see Clause 8. When the Mach number in the valve outlet exceeds 0,3 for standard trim or 0,2 for low noise trim, the procedure in Clause 7 is used

The Mach number limits in this standard are as follows:

Mach number location	Mach number limit		
	Clause 5 Standard trim	Clause 6 Noise-reducing trim	Clause 7 High Mach number applications
Freely expanded jet M_j	No limit	No limit	No limit
Valve outlet M_o	0,3	0,2	1,0
Downstream reducer inlet M_r	Not applicable	Not applicable	1,0
Downstream pipe M_2	0,3	0,2	0,8

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 (all parts), *Industrial-process control valves*

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

3 Terms and definitions

For the purposes of this document, all of the terms and definitions given in the 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

external coincidence frequency

f_g

frequency at which the external acoustic wavespeed is equal to the bending wavespeed in a plate of equal thickness to the pipe wall

3.3

internal coincidence frequency

f_o

lowest frequency at which the internal acoustic and structural axial wave numbers are equal for a given circumferential mode, thus resulting in the minimum transmission loss

3.4

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

3.5

independent flow passage

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

3.6

peak frequency

f_p

frequency at which the internal sound pressure is maximum

3.7

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	Area of a single flow passage	m^2
A_η	Valve correction factor for acoustical efficiency (see Table 4)	Dimensionless
A_n	Total flow area of last stage of multistage trim with n stages at given travel	m^2
C	Flow coefficient (K_v and C_v)	Various (see IEC 60534-1)
c_a	External speed of sound (dry air at standard conditions = 343 m/s)	m/s
C_n	Flow coefficient for last stage of multistage trim with n stages	Various (see IEC 60534-1)
c_s	Speed of sound of the pipe (for steel = 5 000 m/s)	m/s
c_{vc}	Speed of sound in the <i>vena contracta</i> at subsonic flow conditions	m/s
c_{vcc}	Speed of sound in the <i>vena contracta</i> at critical flow conditions	m/s
c_2	Speed of sound at downstream conditions	m/s
D	Valve outlet diameter	m
d	Diameter of a flow passage (for other than circular, use d_H)	m
d_H	Hydraulic diameter of a single flow passage	m
d_i	Smaller of valve outlet or expander inlet internal diameters	m
D_i	Internal downstream pipe diameter	m
D_j	Jet diameter at the <i>vena contracta</i>	m
d_o	Diameter of a circular orifice, the area of which equals the sum of areas of all flow passages at a given travel	m
F_d	Valve style modifier	Dimensionless
F_L	Liquid pressure recovery factor of a valve without attached fittings (see Note 4)	Dimensionless
F_{Ln}	Liquid pressure recovery factor of last stage of low noise trim	Dimensionless
F_{LP}	Combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor of a control valve with attached fittings (see Note 4)	Dimensionless
F_p	Piping geometry factor	Dimensionless
f_g	External coincidence frequency	Hz
f_o	Internal coincidence pipe frequency	Hz
f_p	Generated peak frequency	Hz
f_{pR}	Generated peak frequency in valve outlet or reduced diameter of expander	Hz
f_r	Ring frequency	Hz
f_s	Structural loss factor reference frequency = 1 Hz	Hz

Symbol	Description	Unit
G_x, G_y	Frequency factors (see Table 4)	Dimensionless
l	Length of a radial flow passage	m
l_w	Wetted perimeter of a single flow passage	m
L_g	Correction for Mach number	dB (ref p_o)
$L_{pe,1m}$ (f)	Frequency-dependent external sound-pressure level 1 m from pipe wall	dB(ref p_o)
$L_{pAe,1m}$	A-weighted overall sound-pressure level 1 m from pipe wall	dB(A) (ref p_o)
L_{pi}	Overall Internal sound-pressure level at pipe wall	dB (ref p_o)
L_{pi} (f)	Frequency-dependent internal sound-pressure level at pipe wall	dB (ref p_o)
L_{piR}	Overall Internal sound-pressure level at pipe wall for noise created by outlet flow in expander	dB (ref p_o)
L_{piR} (f)	Frequency-dependent internal sound-pressure level at pipe wall for noise created by outlet flow in expander	dB (ref p_o)
L_{piS} (f)	Combined internal frequency-dependent sound-pressure at the pipe wall, caused by the valve trim and expander	dB (ref p_o)
L_{wi}	Total internal sound power level	dB (ref W_o)
M	Molecular mass of flowing fluid	kg/kmol
M_j	Freely expanded jet Mach number in regimes II to IV	Dimensionless
M_{jn}	Freely expanded jet Mach number of last stage in multistage valve with n stages	Dimensionless
M_{j5}	Freely expanded jet Mach number in regime V	Dimensionless
M_o	Mach number at valve outlet	Dimensionless
M_R	Mach number in the entrance to expander	Dimensionless
M_{vc}	Mach number at the <i>vena contracta</i>	Dimensionless
M_2	Mach number in downstream pipe	Dimensionless
$\dot{m}$	Mass flow rate	kg/s
N	Numerical constants (see Table 1)	Various
n_o	Number of independent and identical flow passages in valve trim	Dimensionless
p_a	Actual atmospheric pressure outside pipe	Pa (see Note 3)
p_n	Absolute stagnation pressure at inlet of the last stage of multistage valve with n stages	Pa
p_o	Reference sound pressure = 2×10^{-5} (see Note 5)	Pa
p_s	Standard atmospheric pressure (see Note 1)	Pa
p_{vc}	Absolute <i>vena contracta</i> pressure at subsonic flow conditions	Pa
p_1	Valve inlet absolute pressure	Pa
p_2	Valve outlet absolute pressure	Pa
R	Universal gas constant = 8 314	J/kmol $\times$ K
St	Strouhal number for peak frequency calculation (see Table 4)	Dimensionless

Symbol	Description	Unit
T_n	Inlet absolute temperature at last stage of multistage valve with n stages	K
T_{vc}	<i>Vena contracta</i> absolute temperature at subsonic flow conditions	K
T_{vcc}	<i>Vena contracta</i> absolute temperature at critical flow conditions	K
T_1	Inlet absolute temperature	K
T_2	Outlet absolute temperature	K
$TL(f)$	Frequency-dependent transmission loss	dB
t_s	Pipe wall thickness	m
U_p	Gas velocity in downstream pipe	m/s
U_R	Gas velocity in the inlet of diameter expander	m/s
W_a	Sound power for noise created by valve flow and propagating downstream	W
W_{aR}	Sound power for noise generated by the outlet flow and propagating downstream	W
W_m	Stream power of mass flow	W
W_{ms}	Stream power of mass flow rate at sonic velocity	W
W_{mR}	Converted stream power in the expander	W
W_0	Reference sound power = 10^{-12} (see Note 5)	W
x	Differential pressure ratio	Dimensionless
x_{vcc}	<i>Vena contracta</i> differential pressure ratio at critical flow conditions	Dimensionless
x_B	Differential pressure ratio at break point	Dimensionless
x_C	Differential pressure ratio at critical flow conditions	Dimensionless
x_{CE}	Differential pressure ratio where region of constant acoustical efficiency begins	Dimensionless
α	Recovery correction factor	Dimensionless
β	Contraction coefficient for valve outlet or expander inlet	Dimensionless
γ	Specific heat ratio	Dimensionless
$\Delta L_A(f)$	A-Weighting correction based on frequency	dB
ΔTL	Damping factor for transmission loss	dB
η	Acoustical efficiency factor for noise created by valve flow (see Note 2)	Dimensionless
η_R	Acoustical efficiency factor for noise created by outlet flow in expander	Dimensionless
$\eta_s(f)$	Frequency-dependent structural loss factor	Dimensionless
ρ_1	Density of fluid at p_1 and T_1	kg/m ³
ρ_2	Density of fluid at p_2 and T_2	kg/m ³
ρ_n	Density of fluid at last stage of multistage valve with n stages at p_n and T_n	kg/m ³
ρ_s	Density of the pipe	kg/m ³
Φ	Relative flow coefficient	Dimensionless

Symbol	Description	Unit
Subscripts		
e	Denotes external	
i	Denotes internal or used as an index for the frequency band number	
n	Denotes last stage of trim	
p	Denotes peak	
R	Denotes conditions in downstream pipe or pipe expander	

NOTE 1 Standard atmospheric pressure is 101,325 kPa or 1,01325 bar.

NOTE 2 Subscripts 1, 2, 3, 4 and 5 denote regimes I, II, III, IV and V respectively.

NOTE 3 1 bar = 10² kPa = 10⁵ Pa.

NOTE 4 For the purpose of calculating the *vena contracta* pressure, and therefore velocity, in this standard, pressure recovery for gases is assumed to be identical to that of liquids.

NOTE 5 Sound power and sound pressure are customarily expressed using the logarithmic scale known as the decibel scale. This scale relates the quantity logarithmically to some standard reference. This standard reference is 2 × 10⁻⁵ Pa for sound pressure and 10⁻¹² W for sound power.

5 Valves with standard trim

5.1 Pressures and pressure ratios

There are several pressures and pressure ratios needed in the noise prediction procedure. They are given below. For noise considerations related to control valves the differential pressure ratio x is often used.

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

The *vena contracta* is the region of maximum velocity and minimum pressure. This minimum pressure related to the inlet pressure, which cannot be less than zero absolute, is calculated as follows:

$$\frac{p_{vc}}{p_1} = 1 - \frac{x}{F_L^2} \quad (2)$$

NOTE 1 This equation is the definition of F_L for subsonic conditions.

NOTE 2 When the valve has attached fittings, F_L should be replaced with F_{LP}/F_p .

NOTE 3 The factor F_L is needed in the calculation of the *vena contracta* pressure. The *vena contracta* pressure is then used to calculate the velocity, which is needed to determine the acoustical efficiency factor.

At critical flow conditions, the pressure in the *vena contracta* and the corresponding differential pressure ratio when $p_2 = p_{vcc}$ are calculated as follows:

$$x_{vcc} = 1 - \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3)$$

The critical downstream pressure ratio where sonic flow in the *vena contracta* begins is calculated from the following equation:

$$x_C = F_L^2 x_{vcc} \quad (4)$$

NOTE 4 When the valve has attached fittings, F_L should be replaced with F_{LP}/F_p .

The correction factor α is the ratio of two pressure ratios:

- a) the ratio of inlet pressure to outlet pressure at critical flow conditions;
- b) the ratio of inlet pressure to *vena contracta* pressure at critical flow conditions.

It is defined as follows:

$$\alpha = \frac{1 - x_{vcc}}{1 - x_C} \quad (5)$$

The point at which the shock cell-turbulent interaction mechanism (regime IV) begins to dominate the noise spectrum over the turbulent-shear mechanism (regime III) is known as the break point. See 5.2 for a description of these regimes. The differential pressure ratio at the break point is calculated as follows:

$$x_B = 1 - \frac{1}{\alpha} \left(\frac{1}{\gamma} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (6)$$

The differential pressure ratio at which the region of constant acoustical efficiency (regime V) begins is calculated as follows:

$$x_{CE} = 1 - \frac{1}{22 \alpha} \quad (7)$$

5.2 Regime definition

A control valve controls flow by converting potential (pressure) energy into turbulence. Noise in a control valve results from the conversion of a small portion of this energy into sound. Most of the energy is converted into heat.

The different regimes of noise generation are the result of differing sonic phenomena or reactions between molecules in the gas and the sonic shock cells. In regime I, the flow is subsonic and the gas is partially recompressed, thus the involvement of the factor F_L . Noise generation in this regime is predominantly dipole.

In regime II, sonic flow exists with interaction between shock cells and with turbulent choked flow mixing. Recompression decreases as the limit of regime II is approached.

In regime III, no isentropic recompression exists. The flow is supersonic, and the turbulent flow-shear mechanism dominates.

In regime IV, the shock cell structure diminishes as a Mach disk is formed. The dominant mechanism is shock cell-turbulent flow interaction.

In regime V, there is constant acoustical efficiency; a further decrease in p_2 will result in no increase in noise.

For a given set of operating conditions, the regime is determined as follows:

Regime I	If	$x \leq x_C$
Regime II	If	$x_C < x \leq x_{vcc}$

Regime III	If $x_{VCC} < x \leq x_B$
Regime IV	If $x_B < x \leq x_{CE}$
Regime V	If $x_{CE} < x$

5.3 Preliminary calculations

5.3.1 Valve style modifier F_d

In the case of multistage valves, F_d applies only to the last stage.

The valve style modifier can be calculated by

$$F_d = \frac{d_H}{d_o} \quad (8a)$$

The hydraulic diameter d_H of a single flow passage is determined by the following equation:

$$d_H = \frac{4 A}{l_w} \quad (8b)$$

The equivalent circular diameter d_o of the total flow area is given as follows:

$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot n_o \cdot A}{\pi}} \quad (8c)$$

Typical values of F_d are given in Table 2.

5.3.2 Jet diameter D_j

The jet diameter is given by the following equation:

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C F_L} \quad (9)$$

NOTE 1 N_{14} is a numerical constant, the values of which account for the specific flow coefficient (K_v or C_v) used. Values of the constant may be obtained from Table 1.

NOTE 2 Use the required C , not the valve rated value of C .

NOTE 3 When the valve has attached fittings, F_L should be replaced with F_{LP}/F_p .

5.3.3 Inlet fluid density ρ_1

Whenever possible it is preferred to use the actual fluid density as specified by the user. If this is not available, then a perfect gas is assumed, and the inlet density is calculated from the following equation:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \quad (10)$$

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_{16}	$4,23 \times 10^4$	$4,89 \times 10^4$
NOTE Unlisted numerical constants are not used in this standard.		

Table 2 – Typical values of valve style modifier F_d (full size trim)

Valve type	Flow direction	Relative flow coefficient Φ					
		0,10	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
Globe, parabolic plug	To open	0,10	0,15	0,25	0,31	0,39	0,46
	To close	0,20	0,30	0,50	0,60	0,80	1,00
Globe, 3 V-port plug	Either*	0,29	0,40	0,42	0,43	0,45	0,48
Globe, 4 V-port plug	Either*	0,25	0,35	0,36	0,37	0,39	0,41
Globe, 6 V-port plug	Either*	0,17	0,23	0,24	0,26	0,28	0,30
Globe, 60 equal diameter hole drilled cage	Either*	0,40	0,29	0,20	0,17	0,14	0,13
Globe, 120 equal diameter hole drilled cage	Either*	0,29	0,20	0,14	0,12	0,10	0,09
Butterfly, eccentric	Either	0,18	0,28	0,43	0,55	0,64	0,70
Butterfly, swing-through (centered shaft), to 70°	Either	0,26	0,34	0,42	0,50	0,53	0,57
Butterfly, fluted vane, to 70°	Either	0,08	0,10	0,15	0,20	0,24	0,30
60° flat disk	Either						0,50
Eccentric rotary plug	Either	0,12	0,18	0,22	0,30	0,36	0,42
Segmented ball 90°	Either	0,60	0,65	0,70	0,75	0,78	0,98
NOTE These values are typical only. Actual values are stated by the manufacturer.							
* Limited $p_1 - p_2$ in flow to close direction.							

5.4 Internal noise calculations

5.4.1 Calculations common to all regimes

In each regime, the internal acoustic power W_a is equal to the product of the stream power W_m and the acoustical efficiency factor η , as shown in Equation 11.

$$W_a = \eta W_m \quad (11)$$

Although not required for this method, the total internal sound power level is calculated as follows:

$$L_{wi} = 10 \log_{10} \frac{W_a}{W_0} \quad (12)$$

5.4.2 Regime dependent calculations

The equations to calculate the appropriate values of W_m and η are given in Table 3 for each regime. This allows the internal acoustic power W_a to be determined, using Equation (11).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-8-3:2010

Table 3 – Overview of regime dependent equations

Regime	Mach number M_{vc}, M_j, M_{js}	η	f_p	T_{vc}, T_{vcc}	C_{vc}, C_{vcc}	W_m
I subsonic $x \leq x_C$	$M_{vc} = \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma-1}\right) \left[1 - \frac{x}{F_L^2}\right]^{-1}}$	$\eta = \left(1 \times 10^{A_\eta}\right) F_L^2 \cdot M_{vc}^3$	$f_p = \frac{St_p \cdot M_{vc} \cdot C_{vc}}{D_j}$	$T_{vc} = T_1 \left(1 - \frac{x}{F_L^2}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$	$C_{vc} = \frac{p_1}{\gamma} \sqrt{\left(1 - \frac{x}{F_L^2}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}}$	$W_m = \frac{\dot{m}(M_{vc} C_{vc})^2}{2}$
II $x_C < x \leq x_{vcc}$	$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{1}{\alpha(1-x)} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}$	$\eta = \left(1 \times 10^{A_\eta}\right) \cdot \frac{x}{x_{vcc}} M_j^{6.6F_L^2}$	$f_p = \frac{St_p \cdot M_j \cdot C_{vcc}}{D_j}$			
III $x_{vcc} < x \leq x_B$	$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{1}{\alpha(1-x)} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}$	$\eta = \left(1 \times 10^{A_\eta}\right) \cdot M_j^{6.6F_L^2}$	$f_p = \frac{St_p \cdot M_j \cdot C_{vcc}}{D_j}$	$T_{vcc} = \frac{2T_1}{\gamma+1}$	$C_{vcc} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1} \frac{p_1}{\rho_1}}$	$W_m = \frac{\dot{m} C_{vcc}^2}{2}$
IV $x_B < x \leq x_{CE}$	$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{1}{\alpha(1-x)} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}$	$\eta = \left(1 \times 10^{A_\eta}\right) \left(\frac{M_j^2}{2}\right) (\sqrt{2})^{6.6F_L^2}$	$f_p = \frac{1.4 \cdot St_p \cdot C_{vcc}}{D_j \sqrt{M_j^2 - 1}}$			
V $x_{CE} \leq x$	$M_{js} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[(22)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}$	$\eta = \left(1 \times 10^{A_\eta}\right) \left(\frac{M_{js}^2}{2}\right) (\sqrt{2})^{6.6F_L^2}$	$f_p = \frac{1.4 \cdot St_p \cdot C_{vcc}}{D_j \sqrt{M_{js}^2 - 1}}$			

NOTE When the valve has attached fittings, F_L should be replaced with F_{LP}/F_C .

The exponent A_η is – 4 for pure dipole noise sources as for free jets in a big expansion volume. The valve-related acoustic efficiency factor takes into account the effect of different geometries of valve body and fittings on the acoustical efficiency and the location inside the pipe behind the control valve (distance $6 \times d_i$). Hence, real A_η factors are different for various valves and fittings. Also this value can be dependent on the differential pressure ratio x . Typical average values are given in Table 4.

The Strouhal number St_p at the peak frequency lies typically in a range of 0,1 through 0,3 for free jets. Typical average values for different various valves and fittings are given in Table 4.

Table 4 – Typical values of A_η and St_p

Valve or fitting	Flow direction	A_η	St_p
Globe, parabolic plug	Either	-4,2	0,19
Globe, V-port plug	Either	-4,2	0,19
Globe, ported cage design	Either	-3,8	0,2
Globe, multihole drilled plug or cage	To open	-4,8	0,2
Globe, multihole drilled plug or cage	To close	-4,4	0,2
Butterfly, eccentric	Either	-4,2	0,3
Butterfly, swing-through (centered shaft), to 70°	Either	-4,2	0,3
Butterfly, fluted vane, to 70°	Either	-4,2	0,3
Butterfly, 60° flat disk	Either	-4,2	0,3
Eccentric rotary plug	Either	-3,6	0,3
Segmented ball 90°	Either	-3,6	0,3
Drilled hole plate fixed resistance	Either	-4,8	0,2
Expander	Either	-3,0	0,2
NOTE 1 These values are typical only. Actual values are stated by the manufacturer.			
NOTE 2 Section 8 should be used, for those multihole trims, where the hole size and spacing is controlled to minimize noise.			

5.4.3 Downstream calculations

The downstream mass density is calculated from the following equation, assuming $T_1=T_2$:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (13)$$

The downstream temperature T_2 may be determined by using thermodynamic isenthalpic relationships, provided that the necessary fluid properties are known. However, if the fluid properties are not known, T_2 may be taken as approximately equal to T_1 . From the following equation, the downstream sonic velocity can be calculated:

$$c_2 = \sqrt{\frac{\gamma R T_2}{M}} \quad (14)$$

The Mach number at the valve outlet is calculated using Equation (15).

$$M_o = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} \quad (15)$$

NOTE 1 M_o should not exceed 0,3. If M_o exceeds 0,3, then accuracy cannot be maintained, and the procedure in Clause 7 should be used.

The downstream pipe velocity correction is approximately:

$$L_g = 16 \log_{10} \left(\frac{1}{1 - M_2} \right) \quad (16)$$

where

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} \quad (17)$$

NOTE 2 For calculating L_g , M_2 is limited to 0,3.

5.4.4 Valve internal sound pressure calculation at pipe wall

To calculate the internal sound-pressure level referenced to p_o , the following equation is used:

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] + L_g \quad (18)$$

The frequency dependent internal sound pressure levels can be predicted from Equation (39) ([17]).

$$L_{pi}(f_i) = L_{pi} - 8 - 10 \cdot \log \left\{ \left[1 + \left(\frac{f_i}{2 \cdot f_p} \right)^{2.5} \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{f_p}{2 \cdot f_i} \right)^{1.7} \right] \right\} \quad (19)$$

Table 5 – Indexed frequency bands

Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Frequency [Hz]	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125
Index	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Frequency [Hz]	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600
Index	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33
Frequency [Hz]	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	20000

NOTE 1 The constant –8 replaces the original constant –5,3 so that the overall level – L_{pi} for more than 21 octaves becomes 0.

NOTE 2 Equation (19) should not be used outside of the frequency range (12,5 Hz – 20 000 Hz) as indicated in Table 5.

5.5 Pipe transmission loss calculation

The frequency-dependent transmission loss across the pipe wall is calculated as follows:

$$TL(f_i) = 10 \log_{10} \left[\left(8,25 \times 10^{-7} \right) \left(\frac{c_2}{t_s f_i} \right)^2 \frac{G_x(f_i)}{\left(\frac{\rho_2 c_2 + 2 \cdot \pi \cdot t_s \cdot f_i \cdot \rho_s \cdot \eta_s(f_i)}{415 G_y(f_i)} + 1 \right)} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] - \Delta TL \quad (20a)$$

where ΔTL is a damping factor depending on the pipe size:

$$\Delta TL = \begin{cases} 0 & \text{for } D > 0,15 \\ -16660 \cdot D^3 + 6370 \cdot D^2 - 813 \cdot D + 35,8 & \text{for } 0,05 \leq D \leq 0,15 \\ 9 & \text{for } D < 0,05 \end{cases} \quad (20b)$$

and η_s is the non-dimensional frequency-dependent structural loss factor:

$$\eta_s(f_i) = \sqrt{\frac{f_s}{100 f_i}} \quad (20c)$$

NOTE 1 G_x and G_y are defined in Table 6.

NOTE 2 The ratio p_a/p_s is a correction for local barometric pressure.

The frequencies f_r , f_o and f_g are calculated from the following equations:

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

$$f_o = \frac{f_r}{4} \left(\frac{c_2}{c_a} \right) \quad (22)$$

$$f_g = \frac{\sqrt{3} (c_a)^2}{\pi t_s (c_s)} \quad (23)$$

NOTE 3 In Equations (22) and (23), $c_a = 343$ m/s for the speed of sound of dry air at standard conditions.

NOTE 4 In Equations (21) and (23), $c_s = 5\,000$ m/s for the nominal speed of sound in the pipe wall if made of steel.

NOTE 5 It should be noted that the minimum transmission loss occurs at the first pipe coincidence frequency.

Table 6 – Frequency factors $G_x(f)$ and $G_y(f)$

$f_i < f_o$	$f_i \geq f_o$
$G_x(f_i) = \left(\frac{f_o}{f_r}\right)^{2/3} \left(\frac{f_i}{f_o}\right)^4$	$G_x(f_i) = \left(\frac{f_i}{f_r}\right)^{1/2}$ for $f_i < f_r$ $G_x(f_i) = 1$ for $f_i \geq f_r$
$G_y(f_i) = \left(\frac{f_o}{f_g}\right)$ for $f_o < f_g$ $G_y(f_i) = 1$ for $f_o \geq f_g$	$G_y(f_i) = \left(\frac{f_i}{f_g}\right)$ for $f_i < f_g$ $G_y(f_i) = 1$ for $f_i \geq f_g$

5.6 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. For higher valve outlet Mach numbers the combined internal sound-pressure $L_{piS(f_i)}$ at the pipe wall caused by valve trim and expander instead of $L_{pi(f_i)}$ shall be used (see Equation (43) in Clause 7).

$$L_{pe,1m}(f_i) = L_{pi}(f_i) + TL(f_i) - 10 \log \left(\frac{D_i + 2 t_s + 2}{D_i + 2 t_s} \right) \quad (24)$$

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

$$L_{pAe,1m} = 10 \cdot \log_{10} \left(\sum_{i=1}^{N=33} 10^{\frac{L_{pe,1m}(f_i) + \Delta L_A(f_i)}{10}} \right) \quad (25)$$

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 .

Table 7 – “A” weighting factor at frequency f_i

f_i [Hz]	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125
$\Delta L_A(f_i)$	-63,4	-56,7	-50,5	-44,7	-39,4	-34,6	-30,2	-26,2	-22,5	-19,1	-16,1
f_i [Hz]	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600
$\Delta L_A(f_i)$	-13,4	-10,9	-8,6	-6,6	-4,8	-3,2	-1,9	-0,8	0	0,6	1,0
f_i [Hz]	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	20000
$\Delta L_A(f_i)$	1,2	1,3	1,2	1,0	0,5	-0,1	-1,1	-2,5	-4,3	-6,6	-9,3

NOTE Octave bands can be also used, when in Equation (19) instead of the first term of 8 dB, a value of 3 dB is used.

5.7 Calculation flow chart

The following flow chart provides a logical sequence for using the above equations to calculate the sound-pressure level.

Start with 5,1, 5,2 and 5,3 for all regimes

Then 5,4 for regime dependent calculations

Then 5,5 and 5,6 for all regimes.

NOTE See Annex A for calculation examples.

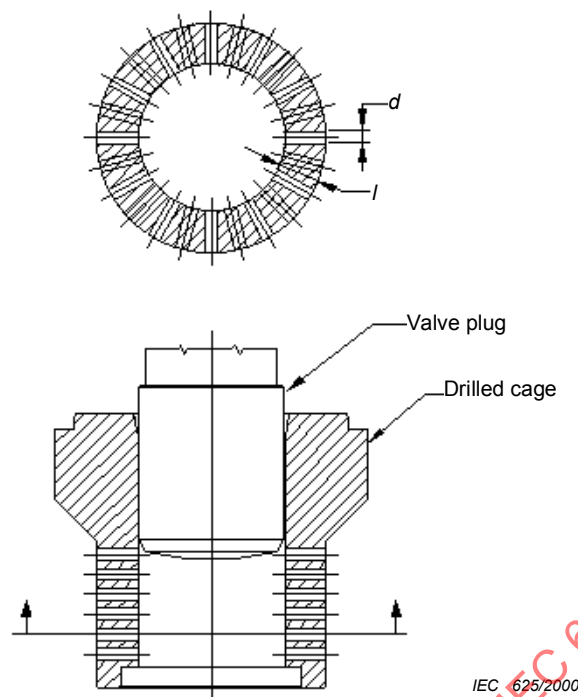
6 Valves with special trim design

6.1 General

This clause is applicable to valves with special trim design. Although it uses much of the procedure from Clause 5, it is placed in a separate clause of this standard, because these trims need special consideration.

6.2 Single stage, multiple flow passage trim

For valves with single stage, multiple flow passage trim (see Figure 1 for one example of many effective noise reducing trims) without significant pressure recovery between stages, the procedure in Clause 5 shall be used, except as noted below.



NOTE This is one example of many effective noise-reducing trims.

Figure 1 – Single stage, multiple flow passage trim

All flow passages shall have the same hydraulic diameter, and the distance between them shall be sufficient to prevent jet interaction.

Although the valve style modifier is the same as in Clause 5, an example of its application is given below:

EXAMPLE

Assume a trim with 48 exposed rectangular passages which have a width of 0,010 m and a height of 0,002 m. The area A of each passage is $0,010 \times 0,002 = 0,000\,02\text{ m}^2$. The wetted perimeter

$$l_w = (2 \times 0,010) + (2 \times 0,002) = 0,024\text{ m}; \quad d_o = 0,035\text{ m}, \quad \text{and} \quad d_H = 0,0033, \quad \text{which yields} \\ F_d = 0,0033/0,035 = 0,094.$$

The jet diameter D_j is calculated as follows:

$$D_j = N_{14} \cdot F_d \sqrt{C[0,9 - 0,06(l/d)]} \quad (26)$$

NOTE 1 F_{Ln} has been replaced by $[0,9 - 0,06(l/d)]$ in the expression for D_j , and l/d has a maximum value of 4.

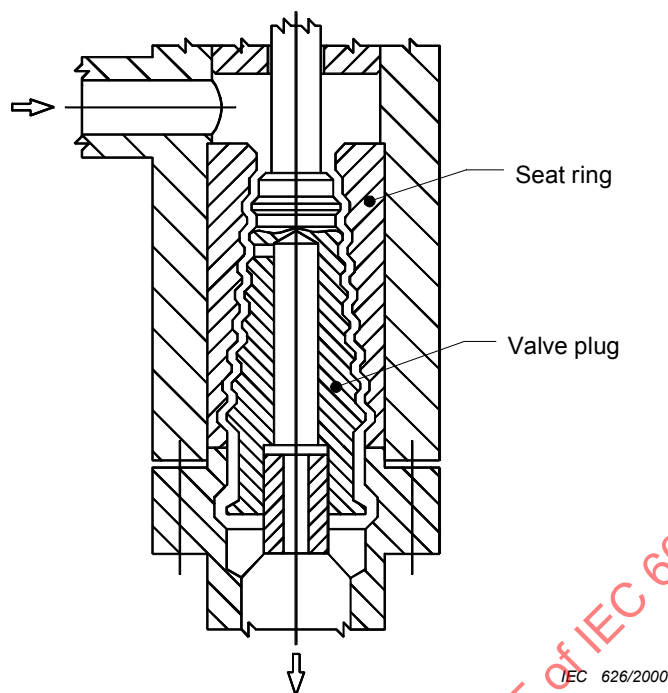
The result of using $[0,9 - 0,06(l/d)]$ instead of F_{Ln} is a general increase in the transmission loss in regimes I, II and III by up to 5 dB.

The Mach number at the valve outlet is calculated using Equation (15).

NOTE 2 For pressure ratios $p_1/p_2 > 4$, Equation (8a), which is used to calculate F_d , is only applicable when the wall distance between passages exceeds $0,7\,d$. It also loses its validity if the Mach number M_o at the valve outlet exceeds 0,2.

6.3 Single flow path, multistage pressure reduction trim (two or more throttling steps)

For single flow path, multistage valves (see Figure 2 for one example of many effective noise-reducing trims) without significant pressure recovery between stages, the procedure of Clause 5 shall be used, except as noted below.



NOTE This is one example of many effective noise-reducing trims.

Figure 2 – Single flow path, multistage pressure reduction trim

NOTE 1 All calculations in 6.3 are applicable to the last stage.

The flow coefficient C_n shall be used in place of C . It is applicable to the last stage of the multistage trim. When values of C_n are not available from the valve manufacturer, the following relationship shall be used:

$$C_n = N_{16} A_n \quad (27)$$

NOTE 2 N_{16} is a numerical constant, the value of which accounts for the specific flow coefficient (K_v or C_v) used. Values of the constants may be obtained from Table 1.

The stagnation pressure p_n at the last stage shall be used in place of p_1 , and the density ρ_n shall be used in place of ρ_1 . These values are determined using the following equations as appropriate:

NOTE 3 If $p_1/p_2 \geq 2$, then it should first assumed that $p_n/p_2 < 2$ and p_n should then be calculated from Equation (28a). If the calculated $p_n \geq 2 p_2$, then p_n should be calculated from Equation (28b) and the procedure continued.

If $p_1/p_2 \geq 2$ and $p_n/p_2 < 2$:

$$p_n = \sqrt{\left(\frac{p_1 C}{1,155 C_n} \right)^2 + p_2^2} \quad (28a)$$

If $p_1/p_2 \geq 2$ and $p_n/p_2 \geq 2$:

$$p_n = p_1 \left(\frac{C}{C_n} \right) \quad (28b)$$

If $p_1/p_2 < 2$:

$$p_n = \sqrt{\left(\frac{C}{C_n}\right)^2 (p_1^2 - p_2^2) + p_2^2} \quad (28c)$$

$$\rho_n = \rho_1 \left(\frac{p_n}{p_1} \right) \quad (29)$$

The jet diameter for the last stage used in the equations for the peak frequency is determined from the following equation:

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C_n F_L} \quad (30)$$

NOTE 4 For this Equation, F_d and F_L of the last stage should be used.

Finally, the internal sound pressure level of the last stage that is radiated into the pipe has to be corrected with the following equation:

$$L_{pi} = L_{pi,n} + \frac{I}{(n-1)^{0.125}} 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{p_i}{p_n} \right) \quad (31)$$

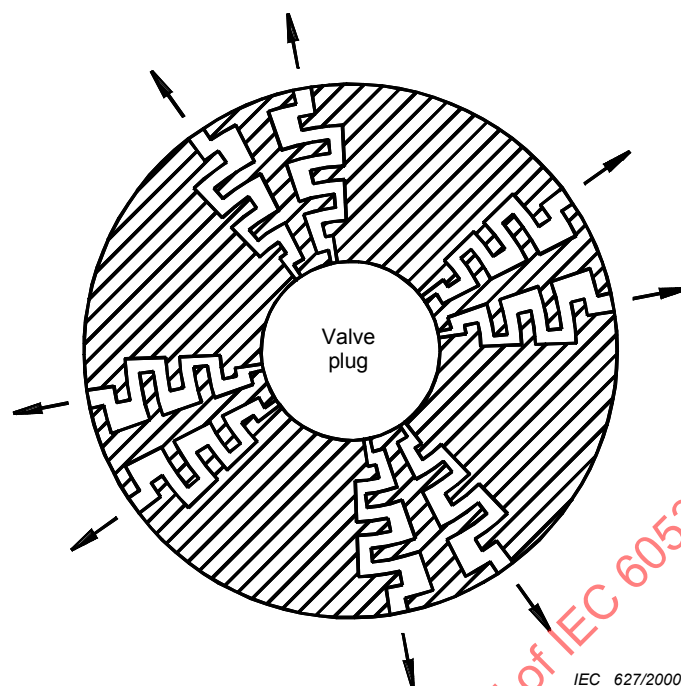
NOTE 5 The noise contribution of the last stage is given by $L_{pi,n}$. The term $10 \log_{10} (p_i/p_n)$ includes the sound pressure level caused by the pressure reductions of the other stages.

6.4 Multipath, multistage trim (two or more passages and two or more stages)

NOTE 1 This subclause covers only linear travel valves.

NOTE 2 All calculations in 6.4 are applicable to the last stage.

For multipath, multistage trim (see Figure 3 for one example of many effective noise-reducing trims), the procedure of Clause 5 shall be used, except as noted below.



NOTE This is one example of many effective noise-reducing trims.

Figure 3 – Multipath, multistage trim (two or more passages and two or more stages)

All flow passages shall have the same hydraulic diameter, and the distance between them shall be sufficient to prevent jet interaction. The flow area of each stage shall increase between inlet and outlet.

The *vena contracta* pressure p_{vc} shall be calculated using F_{Ln} instead of F_L in Equation (2). The flow coefficient C_n per Equation (27) shall be used in place of C ; the stagnation pressure p_n of the last stage per Equation (28) shall be used in place of p_1 ; and the density ρ_n per Equation (29) shall be used in place of ρ_1 .

The jet Mach number is calculated from the following equation:

$$M_{jn} = \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma - 1}\right) \left[\left(1 - \frac{x}{F_{Ln}^2}\right)^{(1-\gamma)/\gamma} - 1 \right]} \quad (32)$$

where the pressure drop ratio x for the last stage is determined from Equation (1) using p_n in place of p_1 .

The peak frequency f_p is calculated from Equation (33) using the jet diameter D_j for the last stage from Equation (30):

$$f_p = \frac{St_p M_{jn} c_{vc}}{D_j} \quad (33)$$

NOTE 3 If the Strouhal number St_p cannot be determined, St_p can be set to equal 0,2.

NOTE 4 The method of 6.4 is not accurate if the Mach number M_o at the valve outlet exceeds 0,2. For calculation of M_o , see Equation (15). At a Mach number of 0,3, errors may exceed 5 dB. Refer to Clause 7 for the procedure for higher Mach numbers.

NOTE 5 See Annex A for a calculation example.

Finally, the A-weighted sound-pressure level L_{pAe} is calculated using Equation (25).

7 Valves with higher outlet Mach numbers

7.1 General

This clause provides a method for predicting sound pressure levels produced at the outlet of the valve with or without an expander. The applicability is limited to 30° as total angle of the transition piece installed downstream of the valve. Higher angles can lead to flow instabilities that are not within the scope of this standard.

7.2 Calculation procedure

In the downstream pipe, the velocity is limited to a Mach number of 0,8 and is calculated from the following equation:

$$U_p = \frac{4 \dot{m}}{\pi \rho_2 D_i^2} \quad (34)$$

The gas velocity U_R at the inlet of the expander is limited to the sonic velocity c_2 and is calculated as follows:

$$U_R = \frac{U_p D_i^2}{\beta d_i^2} \quad (35)$$

NOTE 1 It is recognized that the velocity profile in the valve outlet is not uniform in all cases, and a contraction coefficient may have to be employed. This coefficient β is included in Equation (35). The value of β can be derived from test data using the point of choked flow in the valve outlet as an indication of Mach 1. Net area equals mass flow divided by density and speed of sound. It can also be determined by analytical methods. A value of $\beta = 0,93$ seems to be applicable to straight pattern globe valves. Data for other valve styles are not available at this time, but for some rotary valves the value may be as low as 0,7.

The stream power in the expander is determined from Equation (36).

$$W_{mR} = \frac{\dot{m} U_R^2}{2} \left[\left(1 - \frac{d_i^2}{D_i^2} \right)^2 + 0,2 \right] \quad (36)$$

The peak frequency of the generated noise is determined as follows:

$$f_{pR} = \frac{St_p U_R}{d_i} \quad (37)$$

Equation (38) is used to calculate the acoustical efficiency factor.

$$\eta_R = \left(1 \times 10^{A_\eta} \right) M_R^3 \quad (38)$$

NOTE 2 For St_p and A_η s. Table 4

where

$$M_R = \frac{U_R}{c_2} \quad (39)$$

Then, the generated sound power is determined as follows:

$$W_{aR} = \eta_R W_{mR} \quad (40)$$

Although not required for this method, the total sound power level is calculated using Equation (12).

To calculate the internal sound-pressure level referenced to P_0 , the following equation is used:

$$L_{piR} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_{aR} \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] + L_g \quad (41)$$

The frequency spectrum related to the internal sound pressure levels due to the downstream pipe noise can be predicted from Equation (42) ([17]).

$$L_{piR}(f_i) = L_{piR} - 8 - 10 \cdot \log \left\{ \left[1 + \left(\frac{f_i}{2 \cdot f_{pR}} \right)^{2.5} \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{f_{pR}}{2 \cdot f_i} \right)^{1.7} \right] \right\} \quad (42)$$

NOTE 3 Octave bands can be also used, when in Equation (41) instead of the first term of 8 dB, a value of 3 dB is used

The combined sound-pressure level $L_{piS}(f_i)$ from both the valve trim $L_{pi}(f_i)$ and the expander $L_{piR}(f_i)$ can be estimated from Equation (42).

$$L_{piS}(f_i) = 10 \log_{10} \left(10^{L_{pi}(f_i)/10} + 10^{L_{piR}(f_i)/10} \right) \quad (43)$$

$L_{piS}(f_i)$ has then to be used instead $L_{pi}(f_i)$ in Equation (24) to calculate the external sound pressure levels in Equations (24) and (25).

8 Valves with experimentally determined acoustical efficiency factors

This standard recognizes acoustical efficiency factors based on laboratory data for specific valve designs as an alternative to the values calculated using the typical values given in Table 4. This alternative value of the acoustical efficiency factor η_x shall be calculated from noise measurements according to procedures in IEC 60534-8-1.

The preferred method is that L_{pi} and $L_{pi}(f_i)$ are measured versus the differential pressure ratio x directly according to IEC 60534-8-1 Method B.

An alternative is that $L_{pe,1m}$ and $L_{pe,1m}(f_i)$ are measured from external noise measurements vs. the differential pressure ratio x according to the procedures given in IEC 60534-8-1 Method A. On that basis, L_{pi} and $L_{pi}(f_i)$ have to be calculated from the measured $L_{pe,1m}(f_i)$ and the transmission loss (see 5.6). Therefore the pipe data of the test facility shall be used.

For both measurements the valve outlet Mach number M_O should be lower than the appropriate limits for the trim being tested.

On the basis of the experimentally determined L_{pi} and $L_{pi}(f_i)$ (direct or via $L_{pe,1m}(f_i)$), the following parameters may be determined:

- The experimentally determined acoustical efficiency factor η_x as a function of x . This would be used in place of the values calculated according to the equations in Table 3.
- A new frequency profile function $L_{pi}(f_i) - L_{pi}$, from which new values of the peak Strouhal number may be determined. The new profile would be used in place of Equation (19). The new Strouhal number would be used in place of the typical values that are given in Table 4 when calculating the peak frequency f_p according to the equations in Table 3.

All other calculations should be in accordance with 5.7.

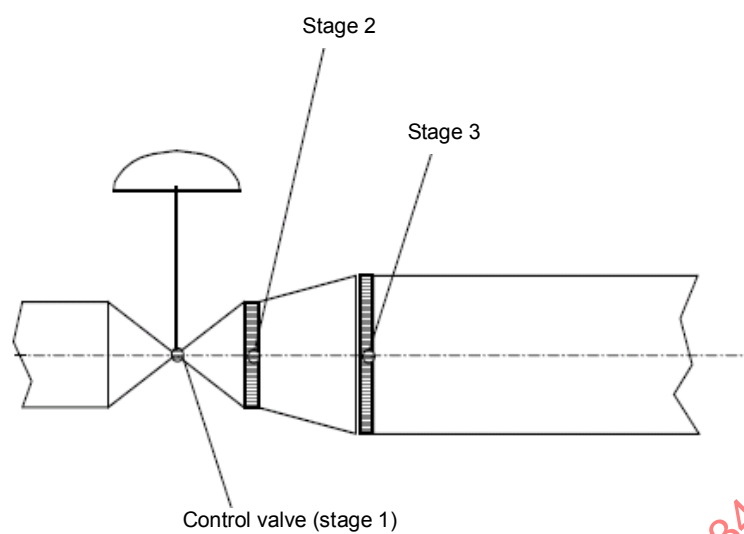
9 Combination of noise produced by a control valve with downstream installed two or more fixed area stages

When fixed area pressure reduction stages (like drilled holes plates) are installed downstream a control valve, total noise produced downstream can be calculated as follows (the example refers to a two-stage configuration):

$$L_{piTot}(f_i) = 10 \bullet \log_{10} \left(10^{0.1 \bullet (L_{pi(1)}(f_i) - \Delta(2)(f_i) - \Delta(3)(f_i))} + 10^{0.1 \bullet (L_{pi(2)}(f_i) - \Delta(3)(f_i))} + 10^{0.1 \bullet (L_{pi(3)}(f_i))} \right) \quad (44)$$

where

- $L_{piTOT}(f_i)$ is the total noise level inside the pipe downstream the last fixed area stage. $L_{piTOT}(f_i)$ shall be used in Equation (24) instead of $L_{pi}(f_i)$ to calculate $L_{pe,1m}(f_i)$;
- $L_{pi(j)}(f_i)$ is the internal noise level produced by the stage (j) at the frequency (f_i) into the downstream pipe without taking in account downstream installed silencer attenuation;
- $\Delta_{(j)}(f_i)$ is the noise attenuation of the stage (j) at the frequency (f_i). $\Delta_{(j)}(f_i)$ are experimental values. If no experimental values are available $\Delta_{(j)}(f_i)$ can be set 0.



IEC 2490/10

Figure 4 – Control valve with downstream installed two fixed area stages

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-8-3:2010

Annex A (informative)

Calculation examples

A.1 General

This annex indicates how the equations in this standard are used. The use of calculated values to several significant places is not meant to imply such accuracy; it is only to assist the user in checking the calculated values. The numbers on the left-hand side in parentheses are the equation numbers as used in this standard.

A.2 Calculation examples 1 to 6

Given data

Valve

Single-seat globe valve (with cage) installed flow to open

Valve size: *Various*

Valve outlet diameter: *Various*

Rated C_v : $C_{vR} = 195$

Required C_v : *Various*

Combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor: $F_{LP} = 0,792$

Number of cage openings: $N_O = 6$

Wetted perimeter of single flow passage: $l_W = 181 \text{ mm} = 0,181 \text{ m}$

Area of single flow passage: $A = 0,00137 \text{ m}^2$

Pressure drop ratio factor: $x_T = 0,75$

Pipe

Inlet nominal pipe size: DN 200

Outlet nominal pipe size: DN 200

Pipe wall thickness: $t_S = 8 \text{ mm} = 0.008 \text{ m}$

Internal pipe diameter: *Various*

Speed of sound in pipe: $c_S = 5\,000 \text{ m/s}$

Density of pipe material: $\rho_S = 8\,000 \text{ kg/m}^3$

Other

Speed of sound in air: $c_o = 343 \text{ m/s}$

Density of air: $\rho_o = 1,293 \text{ kg/m}^3$

Actual atmospheric pressure: $p_a = 1,013\,25 \text{ bar} = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa}$

The following values are used in, or determined from, calculations based on IEC 60534-2-1.

Sum of inlet velocity head coefficient: $\zeta_i = 1,2$

Piping geometry factor: $F_p = 0,98$

Table A.1 – Calculation: examples 1 to 6

[illegible]

	Example 1	Example 2	Example 3	Example 4	Example 5	Example 6
Regime definition Regime I If $x \leq x_C$ Regime II If $x_C < x \leq x_{VCC}$ Regime III If $x_{VCC} < x \leq x_B$ Regime IV If $x_B < x \leq x_{CE}$ Regime V If $x_{CE} < x$	$x \leq x_C$ ⇒ Regime I	$x_C < x \leq x_{VCC}$ ⇒ Regime II	$x_{VCC} < x \leq x_B$ ⇒ Regime III	$x_B < x \leq x_{CE}$ ⇒ Regime IV	$x_{CE} < x$ ⇒ Regime V	$x_{CE} < x$ ⇒ Regime V
(8b) Hydraulic diameter of a single flow passage $d_H = \frac{4 A}{I_w}$	$d_H = 0.030 \text{ m}$	$d_H = 0.030 \text{ m}$	$d_H = 0.030 \text{ m}$	$d_H = 0.030 \text{ m}$	$d_H = 0.030 \text{ m}$	$d_H = 0.030 \text{ m}$
(8c) Diameter of a circular orifice $d_o = \sqrt{\frac{4 N_o A}{\pi}}$	$d_o = 0.010 \text{ m}$	$d_o = 0.010 \text{ m}$	$d_o = 0.010 \text{ m}$	$d_o = 0.010 \text{ m}$	$d_o = 0.010 \text{ m}$	$d_o = 0.010 \text{ m}$
(8a) Valve style modifier $F_d = \frac{d_H}{d_o}$	$F_d = 0.30$	$F_d = 0.30$	$F_d = 0.30$	$F_d = 0.30$	$F_d = 0.30$	$F_d = 0.30$
(9) Jet diameter $D_j = N_{14} F_d \sqrt{C(F_{LP}/F_P)}$	$N_{14} = 4.6 \times 10^{-3}$ ⇒ $D_j = 0.012 \text{ m}$	$N_{14} = 4.6 \times 10^{-3}$ ⇒ $D_j = 0.012 \text{ m}$	$N_{14} = 4.6 \times 10^{-3}$ ⇒ $D_j = 0.012 \text{ m}$	$N_{14} = 4.6 \times 10^{-3}$ ⇒ $D_j = 0.008 \text{ m}$	$N_{14} = 4.6 \times 10^{-3}$ ⇒ $D_j = 0.008 \text{ m}$	$N_{14} = 4.6 \times 10^{-3}$ ⇒ $D_j = 0.007 \text{ m}$
Calculations for Regime I						
(Table 3) Stream power of mass flow $W_m = \frac{\dot{m}(M_{vc} c_{vc})^2}{2}$	$W_m = 225385 \text{ W}$					
(Table 3) Vena contracta absolute temperature $T_{vc} = T_1 \left(1 - \frac{x}{(F_{LP}/F_P)^2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$	$T_{vc} = 406 \text{ K}$					
(Table 3) Speed of sound in the vena contracta $c_{vc} = \sqrt{\gamma \frac{p_1}{\rho_1} \left(1 - \frac{x}{(F_{LP}/F_P)^2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}}$	$c_{vc} = 455.9 \text{ m/s}$					
(Table 3) Mach number at vena contracta $M_{vc} = \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma-1} \right) \left[\left(1 - \frac{x}{F_L^2} \right)^{(1-\gamma)/\gamma} - 1 \right]}$	$M_{vc} = 0.988$					
(Table 3) Acoustical efficiency factor $\eta = (1 \times 10^{A_\eta}) (F_{LP}/F_P)^2 \cdot M_{vc}^3$	$A_\eta = -3.8$ ⇒ $\eta_1 = 9.9 \times 10^{-5}$					
(11) Sound power $W_a = \eta W_m$	$W_a = 22.3 \text{ W}$					
(Table 3) Peak frequency $f_p = \frac{St_p \cdot M_{vc} \cdot c_{vc}}{D_j}$	$St_p = 0.2$ ⇒ $f_p = 7778 \text{ Hz}$					
Calculations for Regime II						
(Table 3) Speed of sound in the vena contracta $c_{vcc} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1} \frac{p_1}{\rho_1}}$	$c_{vcc} = 455.4 \text{ m/s}$					
(Table 3) Stream power of mass flow $W_m = \frac{\dot{m}(c_{vcc})^2}{2}$	$W_{m8} = 237447 \text{ W}$					
(Table 3) Freely expanded jet Mach number $M_j = \text{Minimum of } \left[\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{1}{\alpha(1-x)} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} \right]$ $\left[\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[(22)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} \right]$	$M_j = \text{Min}(1.03; 2.6) = 1.03$					
(Table 3) Acoustical efficiency factor $\eta = (1 \times 10^{A_\eta}) \cdot \frac{x}{x_{vcc}} M_j^{6.6(F_{LP}/F_P)^2}$	$A_\eta = -3.8$ ⇒ $\eta_2 = 1.3 \times 10^{-4}$					
(11) Sound power $W_a = \eta W_m$	$W_a = 30.4 \text{ W}$					

	Example 1	Example 2	Example 3	Example 4	Example 5	Example 6
(Table 3) Peak frequency $f_p = \frac{St_p \cdot M_j \cdot c_{vcc}}{D_j}$		$St_p = 0.2$ $\Rightarrow$ $f_p = 8115 \text{ Hz}$				
Calculations for Regime III						
(Table 3) Speed of sound in the vena contracta $c_{vcc} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1} \frac{p_1}{\rho_1}}$			$c_{vcc} =$ 455.4 m/s			
(Table 3) Stream power of mass flow $W_m = \frac{\dot{m}(c_{vcc})^2}{2}$			$W_{ms} =$ 268553 W			
(Table 3) Freely expanded jet Mach number $M_j = \text{Minimum of } \left[\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{1}{\alpha(1-x)} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} \right]$ $\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[(22)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}$			$M_j =$ $\text{Min}(1.32; 2.6)$ $= 1.32$			
(Table 3) Acoustical efficiency factor $\eta = \left(1 \times 10^{A_\eta} \right) \cdot M_j^{6,6(F_{LP}/F_P)^2}$			$A_\eta = -3.8$ $\Rightarrow$ $\eta_3 = 5.3 \times 10^{-4}$			
(11) Sound power $W_a = \eta W_m$			$W_a = 141.3 \text{ W}$			
(Table 3) Peak frequency $f_p = \frac{St_p \cdot M_j \cdot c_{vcc}}{D_j}$			$St_p = 0.2$ $\Rightarrow$ $f_p = 10407 \text{ Hz}$			
Calculations for Regime IV						
(Table 3) Speed of sound in the vena contracta $c_{vcc} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1} \frac{p_1}{\rho_1}}$				$c_{vcc} =$ 455.4 m/s		
(Table 3) Stream power of mass flow $W_m = \frac{\dot{m}(c_{vcc})^2}{2}$				$W_{ms} =$ 122353 W		
(Table 3) Freely expanded jet Mach number $M_j = \text{Minimum of } \left[\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{1}{\alpha(1-x)} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} \right]$ $\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[(22)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}$				$M_j =$ $\text{Min}(1.42; 2.6)$ $= 1.42$		
(Table 3) Acoustical efficiency factor $\eta = \left(1 \times 10^{A_\eta} \right) \left(\frac{M^2}{2} \right) (\sqrt{2})^{6,6(F_{LP}/F_P)^2}$				$A_\eta = -3.8$ $\Rightarrow$ $\eta_4 = 7.0 \times 10^{-4}$		
(11) Sound power $W_a = \eta W_m$				$W_a = 86.1 \text{ W}$		
(Table 3) Peak frequency $f_p = \frac{1.4 \cdot St_p \cdot c_{vcc}}{D_j \sqrt{M_j^2 - 1}}$				$St_p = 0.2$ $\Rightarrow$ $f_p = 16368 \text{ Hz}$		
Calculations for Regime V						
(Table 3) Speed of sound in the vena contracta $c_{vcc} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1} \frac{p_1}{\rho_1}}$					$c_{vcc} =$ 455.4 m/s	$c_{vcc} =$ 455.4 m/s
(Table 3) Stream power of mass flow $W_m = \frac{\dot{m}(c_{vcc})^2}{2}$					$W_{ms} =$ 123389 W	$W_{ms} =$ 92283 W
(Table 3) Freely expanded jet Mach number					$M_j =$ $\text{Min}(2.7; 2.6)$ $= 2.6$	$M_j =$ $\text{Min}(2.7; 2.6)$ $= 2.6$

	Example 1	Example 2	Example 3	Example 4	Example 5	Example 6
$M_j = \text{Minimum of } \left[\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{1}{\alpha(1-x)} \right)^{(\gamma-1)\gamma} - 1 \right]} \right]$ $\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[(22)^{(\gamma-1)\gamma} - 1 \right]}$						
(Table 3) Acoustical efficiency factor $\eta = \left(1 \times 10^{A_\eta} \right) \left(\frac{M_j^2}{2} \right) (\sqrt{2})^{6,6(F_{LP}/F_P)^2}$					$A_\eta = -3.8$ $\Rightarrow$ $\eta_5 = 2.4 \times 10^{-3}$	$A_\eta = -3.8$ $\Rightarrow$ $\eta_5 = 2.4 \times 10^{-3}$
(11) Sound power $W_a = \eta W_m$					$W_a = 291.9 \text{ W}$	$W_a = 218.3 \text{ W}$
(Table 3) Peak frequency $f_p = \frac{1.4 \cdot St_p \cdot c_{vcc}}{D_j \sqrt{M_j^2 - 1}}$					$St_p = 0.2$ $\Rightarrow$ $f_p = 6804 \text{ Hz}$	$St_p = 0.2$ $\Rightarrow$ $f_p = 7926 \text{ Hz}$
Noise calculations						
(13) Outlet density $\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$	$\rho_2 = 3.8 \text{ kg/m}^3$	$\rho_2 = 3.7 \text{ kg/m}^3$	$\rho_2 = 2.5 \text{ kg/m}^3$	$\rho_2 = 2.2 \text{ kg/m}^3$	$\rho_2 = 0.3 \text{ kg/m}^3$	$\rho_2 = 0.3 \text{ kg/m}^3$
(14) Speed of sound at downstream conditions $c_2 = \sqrt{\frac{\gamma R T_2}{M}}$	$R = 8314 \text{ J/kmol} \times \text{K}$ $\Rightarrow$ $c_2 = 480 \text{ m/s}$	$R = 8314 \text{ J/kmol} \times \text{K}$ $\Rightarrow$ $c_2 = 480 \text{ m/s}$	$R = 8314 \text{ J/kmol} \times \text{K}$ $\Rightarrow$ $c_2 = 480 \text{ m/s}$	$R = 8314 \text{ J/kmol} \times \text{K}$ $\Rightarrow$ $c_2 = 480 \text{ m/s}$	$R = 8314 \text{ J/kmol} \times \text{K}$ $\Rightarrow$ $c_2 = 480 \text{ m/s}$	$R = 8314 \text{ J/kmol} \times \text{K}$ $\Rightarrow$ $c_2 = 480 \text{ m/s}$
(15) Mach number at valve outlet $M_o = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2}$	$M_o = 0.15 < 0.3$ $\Rightarrow$ calculations are appropriate	$M_o = 0.17 < 0.3$ $\Rightarrow$ calculations are appropriate	$M_o = 0.27 < 0.3$ $\Rightarrow$ calculations are appropriate	$M_o = 0.03 < 0.3$ $\Rightarrow$ calculations are appropriate	$M_o = 0.29 < 0.3$ $\Rightarrow$ calculations are appropriate	$M_o = 0.89 > 0.3$ $\Rightarrow$ calculation of eqs. (54)-(63) is necessary
(17) Mach number in downstream pipe $M_2 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} < 0.3$	$M_2 = 0.04 < 0.3$ $\Rightarrow$ $M_2 = 0.04$	$M_2 = 0.04 < 0.3$ $\Rightarrow$ $M_2 = 0.04$	$M_2 = 0.07 < 0.3$ $\Rightarrow$ $M_2 = 0.07$	$M_2 = 0.03 < 0.3$ $\Rightarrow$ $M_2 = 0.03$	$M_2 = 0.29 < 0.3$ $\Rightarrow$ $M_2 = 0.29$	$M_2 = 0.4 > 0.3$ $\Rightarrow$ $M_2 = 0.3$
(16) Correction for Mach number $L_g = 16 \log_{10} \left(\frac{1}{1-M_2} \right)$	$L_g = 0.26 \text{ dB}$	$L_g = 0.29 \text{ dB}$	$L_g = 0.47 \text{ dB}$	$L_g = 0.24 \text{ dB}$	$L_g = 2.4 \text{ dB}$	$L_g = 2.5 \text{ dB}$
(18) Overall internal sound-pressure level $L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3.2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] + L_g$	$L_{pi} = 155.3 \text{ dB}$	$L_{pi} = 156.5 \text{ dB}$	$L_{pi} = 161.7 \text{ dB}$	$L_{pi} = 158.8 \text{ dB}$	$L_{pi} = 157 \text{ dB}$	$L_{pi} = 158.4 \text{ dB}$
(19) Frequency dependent internal sound-pressure level (third octave bands: 12.5 Hz – 20 000 Hz) $L_{pi}(f_i) = L_{pi} - 8 - 10 \cdot \log \left\{ \left[1 + \left(\frac{f_i}{2 \cdot f_p} \right)^{2.5} \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{f_p}{2 \cdot f_i} \right)^{1.7} \right] \right\}$	$L_{pi,1} = 105 \text{ dB}$ $L_{pi,2} = 107 \text{ dB}$ $L_{pi,3} = 108 \text{ dB}$ $L_{pi,4} = 110 \text{ dB}$ $L_{pi,5} = 112 \text{ dB}$ $L_{pi,6} = 113 \text{ dB}$ $L_{pi,7} = 115 \text{ dB}$ $L_{pi,8} = 117 \text{ dB}$ $L_{pi,9} = 119 \text{ dB}$ $L_{pi,10} = 120 \text{ dB}$ $L_{pi,11} = 122 \text{ dB}$ $L_{pi,12} = 124 \text{ dB}$ $L_{pi,13} = 125 \text{ dB}$ $L_{pi,14} = 127 \text{ dB}$ $L_{pi,15} = 129 \text{ dB}$ $L_{pi,16} = 130 \text{ dB}$ $L_{pi,17} = 132 \text{ dB}$ $L_{pi,18} = 134 \text{ dB}$ $L_{pi,19} = 135 \text{ dB}$ $L_{pi,20} = 137 \text{ dB}$ $L_{pi,21} = 138 \text{ dB}$ $L_{pi,22} = 140 \text{ dB}$ $L_{pi,23} = 141 \text{ dB}$ $L_{pi,24} = 142 \text{ dB}$ $L_{pi,25} = 143 \text{ dB}$ $L_{pi,26} = 144 \text{ dB}$ $L_{pi,27} = 145 \text{ dB}$ $L_{pi,28} = 145 \text{ dB}$ $L_{pi,29} = 145 \text{ dB}$ $L_{pi,30} = 145 \text{ dB}$ $L_{pi,31} = 145 \text{ dB}$ $L_{pi,32} = 144 \text{ dB}$ $L_{pi,33} = 142 \text{ dB}$	$L_{pi,1} = 106 \text{ dB}$ $L_{pi,2} = 108 \text{ dB}$ $L_{pi,3} = 109 \text{ dB}$ $L_{pi,4} = 111 \text{ dB}$ $L_{pi,5} = 113 \text{ dB}$ $L_{pi,6} = 114 \text{ dB}$ $L_{pi,7} = 116 \text{ dB}$ $L_{pi,8} = 118 \text{ dB}$ $L_{pi,9} = 119 \text{ dB}$ $L_{pi,10} = 121 \text{ dB}$ $L_{pi,11} = 123 \text{ dB}$ $L_{pi,12} = 125 \text{ dB}$ $L_{pi,13} = 126 \text{ dB}$ $L_{pi,14} = 128 \text{ dB}$ $L_{pi,15} = 130 \text{ dB}$ $L_{pi,16} = 131 \text{ dB}$ $L_{pi,17} = 133 \text{ dB}$ $L_{pi,18} = 135 \text{ dB}$ $L_{pi,19} = 136 \text{ dB}$ $L_{pi,20} = 138 \text{ dB}$ $L_{pi,21} = 139 \text{ dB}$ $L_{pi,22} = 141 \text{ dB}$ $L_{pi,23} = 142 \text{ dB}$ $L_{pi,24} = 143 \text{ dB}$ $L_{pi,25} = 144 \text{ dB}$ $L_{pi,26} = 145 \text{ dB}$ $L_{pi,27} = 146 \text{ dB}$ $L_{pi,28} = 146 \text{ dB}$ $L_{pi,29} = 147 \text{ dB}$ $L_{pi,30} = 146 \text{ dB}$ $L_{pi,31} = 146 \text{ dB}$ $L_{pi,32} = 145 \text{ dB}$ $L_{pi,33} = 144 \text{ dB}$	$L_{pi,1} = 109 \text{ dB}$ $L_{pi,2} = 111 \text{ dB}$ $L_{pi,3} = 113 \text{ dB}$ $L_{pi,4} = 114 \text{ dB}$ $L_{pi,5} = 116 \text{ dB}$ $L_{pi,6} = 118 \text{ dB}$ $L_{pi,7} = 119 \text{ dB}$ $L_{pi,8} = 121 \text{ dB}$ $L_{pi,9} = 123 \text{ dB}$ $L_{pi,10} = 125 \text{ dB}$ $L_{pi,11} = 126 \text{ dB}$ $L_{pi,12} = 128 \text{ dB}$ $L_{pi,13} = 130 \text{ dB}$ $L_{pi,14} = 131 \text{ dB}$ $L_{pi,15} = 133 \text{ dB}$ $L_{pi,16} = 135 \text{ dB}$ $L_{pi,17} = 136 \text{ dB}$ $L_{pi,18} = 138 \text{ dB}$ $L_{pi,19} = 140 \text{ dB}$ $L_{pi,20} = 141 \text{ dB}$ $L_{pi,21} = 143 \text{ dB}$ $L_{pi,22} = 144 \text{ dB}$ $L_{pi,23} = 146 \text{ dB}$ $L_{pi,24} = 147 \text{ dB}$ $L_{pi,25} = 148 \text{ dB}$ $L_{pi,26} = 150 \text{ dB}$ $L_{pi,27} = 150 \text{ dB}$ $L_{pi,28} = 151 \text{ dB}$ $L_{pi,29} = 152 \text{ dB}$ $L_{pi,30} = 152 \text{ dB}$ $L_{pi,31} = 152 \text{ dB}$ $L_{pi,32} = 151 \text{ dB}$ $L_{pi,33} = 151 \text{ dB}$	$L_{pi,1} = 103 \text{ dB}$ $L_{pi,2} = 105 \text{ dB}$ $L_{pi,3} = 106 \text{ dB}$ $L_{pi,4} = 108 \text{ dB}$ $L_{pi,5} = 110 \text{ dB}$ $L_{pi,6} = 111 \text{ dB}$ $L_{pi,7} = 113 \text{ dB}$ $L_{pi,8} = 115 \text{ dB}$ $L_{pi,9} = 117 \text{ dB}$ $L_{pi,10} = 118 \text{ dB}$ $L_{pi,11} = 120 \text{ dB}$ $L_{pi,12} = 122 \text{ dB}$ $L_{pi,13} = 123 \text{ dB}$ $L_{pi,14} = 125 \text{ dB}$ $L_{pi,15} = 127 \text{ dB}$ $L_{pi,16} = 128 \text{ dB}$ $L_{pi,17} = 130 \text{ dB}$ $L_{pi,18} = 132 \text{ dB}$ $L_{pi,19} = 134 \text{ dB}$ $L_{pi,20} = 135 \text{ dB}$ $L_{pi,21} = 137 \text{ dB}$ $L_{pi,22} = 138 \text{ dB}$ $L_{pi,23} = 140 \text{ dB}$ $L_{pi,24} = 141 \text{ dB}$ $L_{pi,25} = 143 \text{ dB}$ $L_{pi,26} = 144 \text{ dB}$ $L_{pi,27} = 146 \text{ dB}$ $L_{pi,28} = 147 \text{ dB}$ $L_{pi,29} = 148 \text{ dB}$ $L_{pi,30} = 148 \text{ dB}$ $L_{pi,31} = 149 \text{ dB}$ $L_{pi,32} = 149 \text{ dB}$ $L_{pi,33} = 149 \text{ dB}$	$L_{pi,1} = 108 \text{ dB}$ $L_{pi,2} = 109 \text{ dB}$ $L_{pi,3} = 111 \text{ dB}$ $L_{pi,4} = 113 \text{ dB}$ $L_{pi,5} = 114 \text{ dB}$ $L_{pi,6} = 116 \text{ dB}$ $L_{pi,7} = 118 \text{ dB}$ $L_{pi,8} = 119 \text{ dB}$ $L_{pi,9} = 121 \text{ dB}$ $L_{pi,10} = 123 \text{ dB}$ $L_{pi,11} = 124 \text{ dB}$ $L_{pi,12} = 126 \text{ dB}$ $L_{pi,13} = 128 \text{ dB}$ $L_{pi,14} = 130 \text{ dB}$ $L_{pi,15} = 131 \text{ dB}$ $L_{pi,16} = 133 \text{ dB}$ $L_{pi,17} = 135 \text{ dB}$ $L_{pi,18} = 136 \text{ dB}$ $L_{pi,19} = 138 \text{ dB}$ $L_{pi,20} = 139 \text{ dB}$ $L_{pi,21} = 141 \text{ dB}$ $L_{pi,22} = 142 \text{ dB}$ $L_{pi,23} = 143 \text{ dB}$ $L_{pi,24} = 145 \text{ dB}$ $L_{pi,25} = 146 \text{ dB}$ $L_{pi,26} = 146 \text{ dB}$ $L_{pi,27} = 147 \text{ dB}$ $L_{pi,28} = 147 \text{ dB}$ $L_{pi,29} = 147 \text{ dB}$ $L_{pi,30} = 147 \text{ dB}$ $L_{pi,31} = 146 \text{ dB}$ $L_{pi,32} = 145 \text{ dB}$ $L_{pi,33} = 143 \text{ dB}$	$L_{pi,1} = 108 \text{ dB}$ $L_{pi,2} = 110 \text{ dB}$ $L_{pi,3} = 111 \text{ dB}$ $L_{pi,4} = 113 \text{ dB}$ $L_{pi,5} = 115 \text{ dB}$ $L_{pi,6} = 117 \text{ dB}$ $L_{pi,7} = 118 \text{ dB}$ $L_{pi,8} = 120 \text{ dB}$ $L_{pi,9} = 122 \text{ dB}$ $L_{pi,10} = 123 \text{ dB}$ $L_{pi,11} = 125 \text{ dB}$ $L_{pi,12} = 127 \text{ dB}$ $L_{pi,13} = 128 \text{ dB}$ $L_{pi,14} = 130 \text{ dB}$ $L_{pi,15} = 132 \text{ dB}$ $L_{pi,16} = 133 \text{ dB}$ $L_{pi,17} = 135 \text{ dB}$ $L_{pi,18} = 137 \text{ dB}$ $L_{pi,19} = 138 \text{ dB}$ $L_{pi,20} = 140 \text{ dB}$ $L_{pi,21} = 141 \text{ dB}$ $L_{pi,22} = 143 \text{ dB}$ $L_{pi,23} = 144 \text{ dB}$ $L_{pi,24} = 145 \text{ dB}$ $L_{pi,25} = 146 \text{ dB}$ $L_{pi,26} = 147 \text{ dB}$ $L_{pi,27} = 148 \text{ dB}$ $L_{pi,28} = 148 \text{ dB}$ $L_{pi,29} = 149 \text{ dB}$ $L_{pi,30} = 148 \text{ dB}$ $L_{pi,31} = 148 \text{ dB}$ $L_{pi,32} = 147 \text{ dB}$ $L_{pi,33} = 146 \text{ dB}$
Note	$M_o < 0.3$ $\Rightarrow$ calculation of eqs. (34)-(43) is not necessary	$M_o < 0.3$ $\Rightarrow$ calculation of eqs. (34)-(43) is not necessary	$M_o < 0.3$ $\Rightarrow$ calculation of eqs. (34)-(43) is not necessary	$M_o < 0.3$ $\Rightarrow$ calculation of eqs. (34)-(43) is not necessary	$M_o < 0.3$ $\Rightarrow$ calculation of eqs. (34)-(43) is not necessary	$M_o > 0.3$ $\Rightarrow$ calculation of eqs. (34)-(43) is necessary
(34) Gas velocity in downstream pipe $U_p = \frac{4 \dot{m}}{\pi \rho_2 D_i^2} \leq 0.8 \cdot c_2$						$U_p = 190 \text{ m/s}$

	Example 1	Example 2	Example 3	Example 4	Example 5	Example 6
(35) Gas velocity in the inlet of diameter expander $U_R = \frac{U_p D_i^2}{\beta d_i^2} \leq c_2$						$d_i = D$ and $\beta = 0.93$ (assumed) $\Rightarrow$ $U_R = 460 \text{ m/s}$
(36) Converted stream power in the expander $W_{mR} = \frac{\dot{m} U_R^2}{2} \left[\left(1 - \frac{d_i^2}{D_i^2} \right)^2 + 0.2 \right]$						$W_{mR} =$ 47854 W
(37) Peak frequency in valve outlet or reduced diameter of expander $f_{pR} = \frac{St_p U_R}{d_i}$						$f_{pR} = 920 \text{ Hz}$
(39) Mach number in the entrance to expander $M_R = \frac{U_R}{c_2}$						$M_R = 0.96$
(38) Acoustical efficiency factor for noise created by outlet flow in expander $\eta_R = (1 \times 10^{4\eta}) M_R^3$						$\eta_R = 8.8 \times 10^{-4}$
(40) Sound power for noise generated by the outlet flow and propagating downstream $W_{aR} = \eta_R W_{mR}$						$W_{aR} =$ 42.0 W
(41) Overall internal sound-pressure level at pipe wall for noise created by outlet flow in expander $L_{piR} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3.2 \times 10^9) W_{aR} \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] + L_g$						$L_{piR} = 151 \text{ dB}$
(42) Frequency dependent internal sound-pressure level at pipe wall for noise created by outlet flow in expander (third octave bands: 12,5 Hz – 20 000 Hz) $L_{piR}(f) = L_{piR} - 8$ $- 10 \cdot \log \left\{ \left[1 + \left(\frac{f_i}{2 \cdot f_{pR}} \right)^{2.5} \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{f_{pR}}{2 \cdot f_i} \right)^{1.7} \right] \right\}$						$L_{piR,1} = 117 \text{ dB}$ $L_{piR,2} = 118 \text{ dB}$ $L_{piR,3} = 120 \text{ dB}$ $L_{piR,4} = 122 \text{ dB}$ $L_{piR,5} = 123 \text{ dB}$ $L_{piR,6} = 125 \text{ dB}$ $L_{piR,7} = 127 \text{ dB}$ $L_{piR,8} = 128 \text{ dB}$ $L_{piR,9} = 130 \text{ dB}$ $L_{piR,10} = 132 \text{ dB}$ $L_{piR,11} = 133 \text{ dB}$ $L_{piR,12} = 135 \text{ dB}$ $L_{piR,13} = 136 \text{ dB}$ $L_{piR,14} = 137 \text{ dB}$ $L_{piR,15} = 139 \text{ dB}$ $L_{piR,16} = 140 \text{ dB}$ $L_{piR,17} = 140 \text{ dB}$ $L_{piR,18} = 141 \text{ dB}$ $L_{piR,19} = 141 \text{ dB}$ $L_{piR,20} = 141 \text{ dB}$ $L_{piR,21} = 141 \text{ dB}$ $L_{piR,22} = 140 \text{ dB}$ $L_{piR,23} = 139 \text{ dB}$ $L_{piR,24} = 138 \text{ dB}$ $L_{piR,25} = 136 \text{ dB}$ $L_{piR,26} = 134 \text{ dB}$ $L_{piR,27} = 132 \text{ dB}$ $L_{piR,28} = 130 \text{ dB}$ $L_{piR,29} = 127 \text{ dB}$ $L_{piR,30} = 125 \text{ dB}$ $L_{piR,31} = 122 \text{ dB}$ $L_{piR,32} = 120 \text{ dB}$ $L_{piR,33} = 117 \text{ dB}$

[illegible]

	Example 1	Example 2	Example 3	Example 4	Example 5	Example 6
(Table 6) Frequency factor G_x (third octave bands: 12,5 Hz – 20 000 Hz) $G_x(f_i) = \begin{cases} \left(\frac{f_o}{f_r}\right)^{2/3} \left(\frac{f_l}{f_o}\right)^4 & \text{for } f_i < f_o \\ \left(\frac{f_l}{f_r}\right)^{1/2} & \text{for } f_i \geq f_o \text{ and } f_i < f_r \\ 1 & \text{for } f_i \geq f_o \text{ and } f_i \geq f_r \end{cases}$	$G_{x,1} = 2.1 \cdot 10^{-10}$ $G_{x,2} = 5.8 \cdot 10^{-10}$ $G_{x,3} = 1.4 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,4} = 3.4 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,5} = 8.6 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,6} = 2.2 \cdot 10^{-8}$ $G_{x,7} = 5.5 \cdot 10^{-8}$ $G_{x,8} = 1.4 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,9} = 3.6 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,10} = 8.8 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,11} = 2.1 \cdot 10^{-6}$ $G_{x,12} = 5.8 \cdot 10^{-6}$ $G_{x,13} = 1.4 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,14} = 3.4 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,15} = 8.6 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,16} = 2.2 \cdot 10^{-4}$ $G_{x,17} = 5.5 \cdot 10^{-4}$ $G_{x,18} = 0.0014$ $G_{x,19} = 0.0036$ $G_{x,20} = 0.0088$ $G_{x,21} = 0.021$ $G_{x,22} = 0.058$ $G_{x,23} = 0.14$ $G_{x,24} = 0.34$ $G_{x,25} = 0.63$ $G_{x,26} = 0.71$ $G_{x,27} = 0.8$ $G_{x,28} = 0.9$ $G_{x,29} = 1$ $G_{x,30} = 1$ $G_{x,31} = 1$ $G_{x,32} = 1$ $G_{x,33} = 1$	$G_{x,1} = 2.1 \cdot 10^{-10}$ $G_{x,2} = 5.8 \cdot 10^{-10}$ $G_{x,3} = 1.4 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,4} = 3.4 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,5} = 8.6 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,6} = 2.2 \cdot 10^{-8}$ $G_{x,7} = 5.5 \cdot 10^{-8}$ $G_{x,8} = 1.4 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,9} = 3.6 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,10} = 8.8 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,11} = 2.1 \cdot 10^{-6}$ $G_{x,12} = 5.8 \cdot 10^{-6}$ $G_{x,13} = 1.4 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,14} = 3.4 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,15} = 8.6 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,16} = 2.2 \cdot 10^{-4}$ $G_{x,17} = 5.5 \cdot 10^{-4}$ $G_{x,18} = 0.0014$ $G_{x,19} = 0.0036$ $G_{x,20} = 0.0088$ $G_{x,21} = 0.021$ $G_{x,22} = 0.058$ $G_{x,23} = 0.14$ $G_{x,24} = 0.34$ $G_{x,25} = 0.63$ $G_{x,26} = 0.71$ $G_{x,27} = 0.8$ $G_{x,28} = 0.9$ $G_{x,29} = 1$ $G_{x,30} = 1$ $G_{x,31} = 1$ $G_{x,32} = 1$ $G_{x,33} = 1$	$G_{x,1} = 2.1 \cdot 10^{-10}$ $G_{x,2} = 5.8 \cdot 10^{-10}$ $G_{x,3} = 1.4 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,4} = 3.4 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,5} = 8.6 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,6} = 2.2 \cdot 10^{-8}$ $G_{x,7} = 5.5 \cdot 10^{-8}$ $G_{x,8} = 1.4 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,9} = 3.6 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,10} = 8.8 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,11} = 2.1 \cdot 10^{-6}$ $G_{x,12} = 5.8 \cdot 10^{-6}$ $G_{x,13} = 1.4 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,14} = 3.4 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,15} = 8.6 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,16} = 2.2 \cdot 10^{-4}$ $G_{x,17} = 5.5 \cdot 10^{-4}$ $G_{x,18} = 0.0014$ $G_{x,19} = 0.0036$ $G_{x,20} = 0.0088$ $G_{x,21} = 0.021$ $G_{x,22} = 0.058$ $G_{x,23} = 0.14$ $G_{x,24} = 0.34$ $G_{x,25} = 0.63$ $G_{x,26} = 0.71$ $G_{x,27} = 0.8$ $G_{x,28} = 0.9$ $G_{x,29} = 1$ $G_{x,30} = 1$ $G_{x,31} = 1$ $G_{x,32} = 1$ $G_{x,33} = 1$	$G_{x,1} = 2.1 \cdot 10^{-10}$ $G_{x,2} = 5.8 \cdot 10^{-10}$ $G_{x,3} = 1.4 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,4} = 3.4 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,5} = 8.6 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,6} = 2.2 \cdot 10^{-8}$ $G_{x,7} = 5.5 \cdot 10^{-8}$ $G_{x,8} = 1.4 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,9} = 3.6 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,10} = 8.8 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,11} = 2.1 \cdot 10^{-6}$ $G_{x,12} = 5.8 \cdot 10^{-6}$ $G_{x,13} = 1.4 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,14} = 3.4 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,15} = 8.6 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,16} = 2.2 \cdot 10^{-4}$ $G_{x,17} = 5.5 \cdot 10^{-4}$ $G_{x,18} = 0.0014$ $G_{x,19} = 0.0036$ $G_{x,20} = 0.0088$ $G_{x,21} = 0.021$ $G_{x,22} = 0.058$ $G_{x,23} = 0.14$ $G_{x,24} = 0.34$ $G_{x,25} = 0.63$ $G_{x,26} = 0.71$ $G_{x,27} = 0.8$ $G_{x,28} = 0.9$ $G_{x,29} = 1$ $G_{x,30} = 1$ $G_{x,31} = 1$ $G_{x,32} = 1$ $G_{x,33} = 1$	$G_{x,1} = 2.1 \cdot 10^{-10}$ $G_{x,2} = 5.8 \cdot 10^{-10}$ $G_{x,3} = 1.4 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,4} = 3.4 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,5} = 8.6 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,6} = 2.2 \cdot 10^{-8}$ $G_{x,7} = 5.5 \cdot 10^{-8}$ $G_{x,8} = 1.4 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,9} = 3.6 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,10} = 8.8 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,11} = 2.1 \cdot 10^{-6}$ $G_{x,12} = 5.8 \cdot 10^{-6}$ $G_{x,13} = 1.4 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,14} = 3.4 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,15} = 8.6 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,16} = 2.2 \cdot 10^{-4}$ $G_{x,17} = 5.5 \cdot 10^{-4}$ $G_{x,18} = 0.0014$ $G_{x,19} = 0.0036$ $G_{x,20} = 0.0088$ $G_{x,21} = 0.021$ $G_{x,22} = 0.058$ $G_{x,23} = 0.14$ $G_{x,24} = 0.34$ $G_{x,25} = 0.63$ $G_{x,26} = 0.71$ $G_{x,27} = 0.8$ $G_{x,28} = 0.9$ $G_{x,29} = 1$ $G_{x,30} = 1$ $G_{x,31} = 1$ $G_{x,32} = 1$ $G_{x,33} = 1$	$G_{x,1} = 6.4 \cdot 10^{-11}$ $G_{x,2} = 1.7 \cdot 10^{-10}$ $G_{x,3} = 4.2 \cdot 10^{-10}$ $G_{x,4} = 1.0 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,5} = 2.6 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,6} = 6.7 \cdot 10^{-9}$ $G_{x,7} = 1.6 \cdot 10^{-8}$ $G_{x,8} = 4.1 \cdot 10^{-8}$ $G_{x,9} = 1.1 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,10} = 2.6 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,11} = 6.4 \cdot 10^{-7}$ $G_{x,12} = 1.6 \cdot 10^{-6}$ $G_{x,13} = 4.2 \cdot 10^{-6}$ $G_{x,14} = 1.0 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,15} = 2.6 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,16} = 6.7 \cdot 10^{-5}$ $G_{x,17} = 1.6 \cdot 10^{-4}$ $G_{x,18} = 4.1 \cdot 10^{-4}$ $G_{x,19} = 0.0011$ $G_{x,20} = 0.0026$ $G_{x,21} = 0.006$ $G_{x,22} = 0.017$ $G_{x,23} = 0.04$ $G_{x,24} = 0.1$ $G_{x,25} = 0.26$ $G_{x,26} = 0.61$ $G_{x,27} = 0.69$ $G_{x,28} = 0.77$ $G_{x,29} = 0.87$ $G_{x,30} = 0.97$ $G_{x,31} = 1$ $G_{x,32} = 1$ $G_{x,33} = 1$
(Table 6) Frequency factor G_y (third octave bands: 12,5 Hz – 20 000 Hz) $G_y(f_i) = \begin{cases} \left(\frac{f_o}{f_g}\right) & \text{for } f_i < f_o \text{ and } f_o < f_g \\ 1 & \text{for } f_i < f_o \text{ and } f_o \geq f_g \\ \left(\frac{f_l}{f_g}\right) & \text{for } f_i \geq f_o \text{ and } f_i < f_g \\ 1 & \text{for } f_i \geq f_o \text{ and } f_i \geq f_g \end{cases}$	$G_{y,1} = 1$ $G_{y,2} = 1$ $G_{y,3} = 1$ $G_{y,4} = 1$ $G_{y,5} = 1$ $G_{y,6} = 1$ $G_{y,7} = 1$ $G_{y,8} = 1$ $G_{y,9} = 1$ $G_{y,10} = 1$ $G_{y,11} = 1$ $G_{y,12} = 1$ $G_{y,13} = 1$ $G_{y,14} = 1$ $G_{y,15} = 1$ $G_{y,16} = 1$ $G_{y,17} = 1$ $G_{y,18} = 1$ $G_{y,19} = 1$ $G_{y,20} = 1$ $G_{y,21} = 1$ $G_{y,22} = 1$ $G_{y,23} = 1$ $G_{y,24} = 1$ $G_{y,25} = 1$ $G_{y,26} = 1$ $G_{y,27} = 1$ $G_{y,28} = 1$ $G_{y,29} = 1$ $G_{y,30} = 1$ $G_{y,31} = 1$ $G_{y,32} = 1$ $G_{y,33} = 1$	$G_{y,1} = 1$ $G_{y,2} = 1$ $G_{y,3} = 1$ $G_{y,4} = 1$ $G_{y,5} = 1$ $G_{y,6} = 1$ $G_{y,7} = 1$ $G_{y,8} = 1$ $G_{y,9} = 1$ $G_{y,10} = 1$ $G_{y,11} = 1$ $G_{y,12} = 1$ $G_{y,13} = 1$ $G_{y,14} = 1$ $G_{y,15} = 1$ $G_{y,16} = 1$ $G_{y,17} = 1$ $G_{y,18} = 1$ $G_{y,19} = 1$ $G_{y,20} = 1$ $G_{y,21} = 1$ $G_{y,22} = 1$ $G_{y,23} = 1$ $G_{y,24} = 1$ $G_{y,25} = 1$ $G_{y,26} = 1$ $G_{y,27} = 1$ $G_{y,28} = 1$ $G_{y,29} = 1$ $G_{y,30} = 1$ $G_{y,31} = 1$ $G_{y,32} = 1$ $G_{y,33} = 1$	$G_{y,1} = 1$ $G_{y,2} = 1$ $G_{y,3} = 1$ $G_{y,4} = 1$ $G_{y,5} = 1$ $G_{y,6} = 1$ $G_{y,7} = 1$ $G_{y,8} = 1$ $G_{y,9} = 1$ $G_{y,10} = 1$ $G_{y,11} = 1$ $G_{y,12} = 1$ $G_{y,13} = 1$ $G_{y,14} = 1$ $G_{y,15} = 1$ $G_{y,16} = 1$ $G_{y,17} = 1$ $G_{y,18} = 1$ $G_{y,19} = 1$ $G_{y,20} = 1$ $G_{y,21} = 1$ $G_{y,22} = 1$ $G_{y,23} = 1$ $G_{y,24} = 1$ $G_{y,25} = 1$ $G_{y,26} = 1$ $G_{y,27} = 1$ $G_{y,28} = 1$ $G_{y,29} = 1$ $G_{y,30} = 1$ $G_{y,31} = 1$ $G_{y,32} = 1$ $G_{y,33} = 1$	$G_{y,1} = 1$ $G_{y,2} = 1$ $G_{y,3} = 1$ $G_{y,4} = 1$ $G_{y,5} = 1$ $G_{y,6} = 1$ $G_{y,7} = 1$ $G_{y,8} = 1$ $G_{y,9} = 1$ $G_{y,10} = 1$ $G_{y,11} = 1$ $G_{y,12} = 1$ $G_{y,13} = 1$ $G_{y,14} = 1$ $G_{y,15} = 1$ $G_{y,16} = 1$ $G_{y,17} = 1$ $G_{y,18} = 1$ $G_{y,19} = 1$ $G_{y,20} = 1$ $G_{y,21} = 1$ $G_{y,22} = 1$ $G_{y,23} = 1$ $G_{y,24} = 1$ $G_{y,25} = 1$ $G_{y,26} = 1$ $G_{y,27} = 1$ $G_{y,28} = 1$ $G_{y,29} = 1$ $G_{y,30} = 1$ $G_{y,31} = 1$ $G_{y,32} = 1$ $G_{y,33} = 1$	$G_{y,1} = 1$ $G_{y,2} = 1$ $G_{y,3} = 1$ $G_{y,4} = 1$ $G_{y,5} = 1$ $G_{y,6} = 1$ $G_{y,7} = 1$ $G_{y,8} = 1$ $G_{y,9} = 1$ $G_{y,10} = 1$ $G_{y,11} = 1$ $G_{y,12} = 1$ $G_{y,13} = 1$ $G_{y,14} = 1$ $G_{y,15} = 1$ $G_{y,16} = 1$ $G_{y,17} = 1$ $G_{y,18} = 1$ $G_{y,19} = 1$ $G_{y,20} = 1$ $G_{y,21} = 1$ $G_{y,22} = 1$ $G_{y,23} = 1$ $G_{y,24} = 1$ $G_{y,25} = 1$ $G_{y,26} = 1$ $G_{y,27} = 1$ $G_{y,28} = 1$ $G_{y,29} = 1$ $G_{y,30} = 1$ $G_{y,31} = 1$ $G_{y,32} = 1$ $G_{y,33} = 1$	$G_{y,1} = 1$ $G_{y,2} = 1$ $G_{y,3} = 1$ $G_{y,4} = 1$ $G_{y,5} = 1$ $G_{y,6} = 1$ $G_{y,7} = 1$ $G_{y,8} = 1$ $G_{y,9} = 1$ $G_{y,10} = 1$ $G_{y,11} = 1$ $G_{y,12} = 1$ $G_{y,13} = 1$ $G_{y,14} = 1$ $G_{y,15} = 1$ $G_{y,16} = 1$ $G_{y,17} = 1$ $G_{y,18} = 1$ $G_{y,19} = 1$ $G_{y,20} = 1$ $G_{y,21} = 1$ $G_{y,22} = 1$ $G_{y,23} = 1$ $G_{y,24} = 1$ $G_{y,25} = 1$ $G_{y,26} = 1$ $G_{y,27} = 1$ $G_{y,28} = 1$ $G_{y,29} = 1$ $G_{y,30} = 1$ $G_{y,31} = 1$ $G_{y,32} = 1$ $G_{y,33} = 1$

(20c) Frequency-dependent structural loss factor (third octave bands: 12,5 Hz – 20 000 Hz) $\eta_s(f_i) = \sqrt{\frac{f_s}{100 f_i}}$	$\eta_{s,1} = 0.028$ $\eta_{s,2} = 0.025$ $\eta_{s,3} = 0.022$ $\eta_{s,4} = 0.02$ $\eta_{s,5} = 0.018$ $\eta_{s,6} = 0.016$ $\eta_{s,7} = 0.014$ $\eta_{s,8} = 0.013$ $\eta_{s,9} = 0.011$ $\eta_{s,10} = 0.01$ $\eta_{s,11} = 0.0089$ $\eta_{s,12} = 0.0079$ $\eta_{s,13} = 0.0071$ $\eta_{s,14} = 0.0063$ $\eta_{s,15} = 0.0056$ $\eta_{s,16} = 0.005$ $\eta_{s,17} = 0.0045$ $\eta_{s,18} = 0.004$ $\eta_{s,19} = 0.0035$ $\eta_{s,20} = 0.0032$ $\eta_{s,21} = 0.0028$ $\eta_{s,22} = 0.0025$ $\eta_{s,23} = 0.0022$ $\eta_{s,24} = 0.002$ $\eta_{s,25} = 0.0018$ $\eta_{s,26} = 0.0016$ $\eta_{s,27} = 0.0014$ $\eta_{s,28} = 0.0013$ $\eta_{s,29} = 0.0011$	$\eta_{s,1} = 0.028$ $\eta_{s,2} = 0.025$ $\eta_{s,3} = 0.022$ $\eta_{s,4} = 0.02$ $\eta_{s,5} = 0.018$ $\eta_{s,6} = 0.016$ $\eta_{s,7} = 0.014$ $\eta_{s,8} = 0.013$ $\eta_{s,9} = 0.011$ $\eta_{s,10} = 0.01$ $\eta_{s,11} = 0.0089$ $\eta_{s,12} = 0.0079$ $\eta_{s,13} = 0.0071$ $\eta_{s,14} = 0.0063$ $\eta_{s,15} = 0.0056$ $\eta_{s,16} = 0.005$ $\eta_{s,17} = 0.0045$ $\eta_{s,18} = 0.004$ $\eta_{s,19} = 0.0035$ $\eta_{s,20} = 0.0032$ $\eta_{s,21} = 0.0028$ $\eta_{s,22} = 0.0025$ $\eta_{s,23} = 0.0022$ $\eta_{s,24} = 0.002$ $\eta_{s,25} = 0.0018$ $\eta_{s,26} = 0.0016$ $\eta_{s,27} = 0.0014$ $\eta_{s,28} = 0.0013$ $\eta_{s,29} = 0.0011$	$\eta_{s,1} = 0.028$ $\eta_{s,2} = 0.025$ $\eta_{s,3} = 0.022$ $\eta_{s,4} = 0.02$ $\eta_{s,5} = 0.018$ $\eta_{s,6} = 0.016$ $\eta_{s,7} = 0.014$ $\eta_{s,8} = 0.013$ $\eta_{s,9} = 0.011$ $\eta_{s,10} = 0.01$ $\eta_{s,11} = 0.0089$ $\eta_{s,12} = 0.0079$ $\eta_{s,13} = 0.0071$ $\eta_{s,14} = 0.0063$ $\eta_{s,15} = 0.0056$ $\eta_{s,16} = 0.005$ $\eta_{s,17} = 0.0045$ $\eta_{s,18} = 0.004$ $\eta_{s,19} = 0.0035$ $\eta_{s,20} = 0.0032$ $\eta_{s,21} = 0.0028$ $\eta_{s,22} = 0.0025$ $\eta_{s,23} = 0.0022$ $\eta_{s,24} = 0.002$ $\eta_{s,25} = 0.0018$ $\eta_{s,26} = 0.0016$ $\eta_{s,27} = 0.0014$ $\eta_{s,28} = 0.0013$ $\eta_{s,29} = 0.0011$	$\eta_{s,1} = 0.028$ $\eta_{s,2} = 0.025$ $\eta_{s,3} = 0.022$ $\eta_{s,4} = 0.02$ $\eta_{s,5} = 0.018$ $\eta_{s,6} = 0.016$ $\eta_{s,7} = 0.014$ $\eta_{s,8} = 0.013$ $\eta_{s,9} = 0.011$ $\eta_{s,10} = 0.01$ $\eta_{s,11} = 0.0089$ $\eta_{s,12} = 0.0079$ $\eta_{s,13} = 0.0071$ $\eta_{s,14} = 0.0063$ $\eta_{s,15} = 0.0056$ $\eta_{s,16} = 0.005$ $\eta_{s,17} = 0.0045$ $\eta_{s,18} = 0.004$ $\eta_{s,19} = 0.0035$ $\eta_{s,20} = 0.0032$ $\eta_{s,21} = 0.0028$ $\eta_{s,22} = 0.0025$ $\eta_{s,23} = 0.0022$ $\eta_{s,24} = 0.002$ $\eta_{s,25} = 0.0018$ $\eta_{s,26} = 0.0016$ $\eta_{s,27} = 0.0014$ $\eta_{s,28} = 0.0013$ $\eta_{s,29} = 0.0011$	$\eta_{s,1} = 0.028$ $\eta_{s,2} = 0.025$ $\eta_{s,3} = 0.022$ $\eta_{s,4} = 0.02$ $\eta_{s,5} = 0.018$ $\eta_{s,6} = 0.016$ $\eta_{s,7} = 0.014$ $\eta_{s,8} = 0.013$ $\eta_{s,9} = 0.011$ $\eta_{s,10} = 0.01$ $\eta_{s,11} = 0.0089$ $\eta_{s,12} = 0.0079$ $\eta_{s,13} = 0.0071$ $\eta_{s,14} = 0.0063$ $\eta_{s,15} = 0.0056$ $\eta_{s,16} = 0.005$ $\eta_{s,17} = 0.0045$ $\eta_{s,18} = 0.004$ $\eta_{s,19} = 0.0035$ $\eta_{s,20} = 0.0032$ $\eta_{s,21} = 0.0028$ $\eta_{s,22} = 0.0025$ $\eta_{s,23} = 0.0022$ $\eta_{s,24} = 0.002$ $\eta_{s,25} = 0.0018$ $\eta_{s,26} = 0.0016$ $\eta_{s,27} = 0.0014$ $\eta_{s,28} = 0.0013$ $\eta_{s,29} = 0.0011$	$\eta_{s,1} = 0.028$ $\eta_{s,2} = 0.025$ $\eta_{s,3} = 0.022$ $\eta_{s,4} = 0.02$ $\eta_{s,5} = 0.018$ $\eta_{s,6} = 0.016$ $\eta_{s,7} = 0.014$ $\eta_{s,8} = 0.013$ $\eta_{s,9} = 0.011$ $\eta_{s,10} = 0.01$ $\eta_{s,11} = 0.0089$ $\eta_{s,12} = 0.0079$ $\eta_{s,13} = 0.0071$ $\eta_{s,14} = 0.0063$ $\eta_{s,15} = 0.0056$ $\eta_{s,16} = 0.005$ $\eta_{s,17} = 0.0045$ $\eta_{s,18} = 0.004$ $\eta_{s,19} = 0.0035$ $\eta_{s,20} = 0.0032$ $\eta_{s,21} = 0.0028$ $\eta_{s,22} = 0.0025$ $\eta_{s,23} = 0.0022$ $\eta_{s,24} = 0.002$ $\eta_{s,25} = 0.0018$ $\eta_{s,26} = 0.0016$ $\eta_{s,27} = 0.0014$ $\eta_{s,28} = 0.0013$ $\eta_{s,29} = 0.0011$
--	--	--	--	--	--	--

	Example 1	Example 2	Example 3	Example 4	Example 5	Example 6
	$\eta_{S,30} = 0.001$ $\eta_{S,31} = 8.9 \cdot 10^{-4}$ $\eta_{S,32} = 7.9 \cdot 10^{-4}$ $\eta_{S,33} = 7.1 \cdot 10^{-4}$	$\eta_{S,30} = 0.001$ $\eta_{S,31} = 8.9 \cdot 10^{-4}$ $\eta_{S,32} = 7.9 \cdot 10^{-4}$ $\eta_{S,33} = 7.1 \cdot 10^{-4}$	$\eta_{S,30} = 0.001$ $\eta_{S,31} = 8.9 \cdot 10^{-4}$ $\eta_{S,32} = 7.9 \cdot 10^{-4}$ $\eta_{S,33} = 7.1 \cdot 10^{-4}$	$\eta_{S,30} = 0.001$ $\eta_{S,31} = 8.9 \cdot 10^{-4}$ $\eta_{S,32} = 7.9 \cdot 10^{-4}$ $\eta_{S,33} = 7.1 \cdot 10^{-4}$	$\eta_{S,30} = 0.001$ $\eta_{S,31} = 8.9 \cdot 10^{-4}$ $\eta_{S,32} = 7.9 \cdot 10^{-4}$ $\eta_{S,33} = 7.1 \cdot 10^{-4}$	$\eta_{S,30} = 0.001$ $\eta_{S,31} = 8.9 \cdot 10^{-4}$ $\eta_{S,32} = 7.9 \cdot 10^{-4}$ $\eta_{S,33} = 7.1 \cdot 10^{-4}$
(20b) Damping factor for transmission loss $\Delta TL = \begin{cases} 0 & \text{for } D > 0.15 \\ -16660 \cdot D^3 + 6370 \cdot D^2 & \text{for } 0.05 \leq D \leq 0.15 \\ -813 \cdot D + 35.8 & \text{for } D < 0.05 \end{cases}$	$\Delta TL = 1.5 \text{ dB}$	$\Delta TL = 1.5 \text{ dB}$	$\Delta TL = 1.5 \text{ dB}$	$\Delta TL = 0 \text{ dB}$	$\Delta TL = 0 \text{ dB}$	$\Delta TL = 1.5 \text{ dB}$
(20a) Frequency dependent transmission loss (third octave bands: 12,5 Hz – 20 000 Hz) $TL(f_i) = 10 \log_{10} \left[\frac{\left(8,25 \times 10^{-7} \right) \left(\frac{c_2}{t_s f_i} \right)^2}{\frac{G_s(f_i)}{\left(\frac{\rho_2 c_2 + 2 \cdot \pi \cdot t_s \cdot f_i \cdot \rho_s \cdot \eta_s(f_i)}{415 G_s(f_i)} + 1 \right)}} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] - \Delta TL$	$TL_1 = -93 \text{ dB}$ $TL_2 = -90.9 \text{ dB}$ $TL_3 = -89 \text{ dB}$ $TL_4 = -87.1 \text{ dB}$ $TL_5 = -85.2 \text{ dB}$ $TL_6 = -83.1 \text{ dB}$ $TL_7 = -81.2 \text{ dB}$ $TL_8 = -79.3 \text{ dB}$ $TL_9 = -77.3 \text{ dB}$ $TL_{10} = -75.4 \text{ dB}$ $TL_{11} = -73.6 \text{ dB}$ $TL_{12} = -71.5 \text{ dB}$ $TL_{13} = -69.7 \text{ dB}$ $TL_{14} = -67.8 \text{ dB}$ $TL_{15} = -65.9 \text{ dB}$ $TL_{16} = -64 \text{ dB}$ $TL_{17} = -62.2 \text{ dB}$ $TL_{18} = -60.3 \text{ dB}$ $TL_{19} = -58.4 \text{ dB}$ $TL_{20} = -56.7 \text{ dB}$ $TL_{21} = -54.9 \text{ dB}$ $TL_{22} = -53 \text{ dB}$ $TL_{23} = -51.2 \text{ dB}$ $TL_{24} = -49.5 \text{ dB}$ $TL_{25} = -49.1 \text{ dB}$ $TL_{26} = -50.9 \text{ dB}$ $TL_{27} = -52.7 \text{ dB}$ $TL_{28} = -54.4 \text{ dB}$ $TL_{29} = -56.4 \text{ dB}$ $TL_{30} = -58.6 \text{ dB}$ $TL_{31} = -60.9 \text{ dB}$ $TL_{32} = -63.4 \text{ dB}$ $TL_{33} = -65.6 \text{ dB}$	$TL_1 = -92.9 \text{ dB}$ $TL_2 = -90.8 \text{ dB}$ $TL_3 = -88.9 \text{ dB}$ $TL_4 = -87 \text{ dB}$ $TL_5 = -85 \text{ dB}$ $TL_6 = -83 \text{ dB}$ $TL_7 = -81.1 \text{ dB}$ $TL_8 = -79.2 \text{ dB}$ $TL_9 = -77.2 \text{ dB}$ $TL_{10} = -75.3 \text{ dB}$ $TL_{11} = -73.4 \text{ dB}$ $TL_{12} = -71.4 \text{ dB}$ $TL_{13} = -69.6 \text{ dB}$ $TL_{14} = -67.7 \text{ dB}$ $TL_{15} = -65.8 \text{ dB}$ $TL_{16} = -63.9 \text{ dB}$ $TL_{17} = -62.1 \text{ dB}$ $TL_{18} = -60.2 \text{ dB}$ $TL_{19} = -58.3 \text{ dB}$ $TL_{20} = -56.6 \text{ dB}$ $TL_{21} = -54.8 \text{ dB}$ $TL_{22} = -52.9 \text{ dB}$ $TL_{23} = -51.2 \text{ dB}$ $TL_{24} = -49.4 \text{ dB}$ $TL_{25} = -49.0 \text{ dB}$ $TL_{26} = -50.9 \text{ dB}$ $TL_{27} = -52.6 \text{ dB}$ $TL_{28} = -54.4 \text{ dB}$ $TL_{29} = -56.3 \text{ dB}$ $TL_{30} = -58.5 \text{ dB}$ $TL_{31} = -60.8 \text{ dB}$ $TL_{32} = -63.3 \text{ dB}$ $TL_{33} = -65.5 \text{ dB}$	$TL_1 = -91.8 \text{ dB}$ $TL_2 = -89.7 \text{ dB}$ $TL_3 = -87.8 \text{ dB}$ $TL_4 = -85.9 \text{ dB}$ $TL_5 = -83.9 \text{ dB}$ $TL_6 = -81.9 \text{ dB}$ $TL_7 = -80 \text{ dB}$ $TL_8 = -78.1 \text{ dB}$ $TL_9 = -76.1 \text{ dB}$ $TL_{10} = -74.3 \text{ dB}$ $TL_{11} = -72.4 \text{ dB}$ $TL_{12} = -70.4 \text{ dB}$ $TL_{13} = -68.6 \text{ dB}$ $TL_{14} = -66.8 \text{ dB}$ $TL_{15} = -64.9 \text{ dB}$ $TL_{16} = -63 \text{ dB}$ $TL_{17} = -61.3 \text{ dB}$ $TL_{18} = -59.4 \text{ dB}$ $TL_{19} = -57.6 \text{ dB}$ $TL_{20} = -55.8 \text{ dB}$ $TL_{21} = -54.1 \text{ dB}$ $TL_{22} = -52.2 \text{ dB}$ $TL_{23} = -50.5 \text{ dB}$ $TL_{24} = -48.9 \text{ dB}$ $TL_{25} = -48.5 \text{ dB}$ $TL_{26} = -50.3 \text{ dB}$ $TL_{27} = -52.1 \text{ dB}$ $TL_{28} = -53.9 \text{ dB}$ $TL_{29} = -55.9 \text{ dB}$ $TL_{30} = -58.2 \text{ dB}$ $TL_{31} = -60.4 \text{ dB}$ $TL_{32} = -63 \text{ dB}$ $TL_{33} = -65.3 \text{ dB}$	$TL_1 = -89.8 \text{ dB}$ $TL_2 = -87.7 \text{ dB}$ $TL_3 = -85.8 \text{ dB}$ $TL_4 = -84 \text{ dB}$ $TL_5 = -82 \text{ dB}$ $TL_6 = -80 \text{ dB}$ $TL_7 = -78.1 \text{ dB}$ $TL_8 = -76.2 \text{ dB}$ $TL_9 = -74.2 \text{ dB}$ $TL_{10} = -72.4 \text{ dB}$ $TL_{11} = -70.6 \text{ dB}$ $TL_{12} = -68.6 \text{ dB}$ $TL_{13} = -66.8 \text{ dB}$ $TL_{14} = -65 \text{ dB}$ $TL_{15} = -63.1 \text{ dB}$ $TL_{16} = -61.2 \text{ dB}$ $TL_{17} = -59.4 \text{ dB}$ $TL_{18} = -57.6 \text{ dB}$ $TL_{19} = -55.8 \text{ dB}$ $TL_{20} = -54.1 \text{ dB}$ $TL_{21} = -52.3 \text{ dB}$ $TL_{22} = -50.5 \text{ dB}$ $TL_{23} = -48.8 \text{ dB}$ $TL_{24} = -47.1 \text{ dB}$ $TL_{25} = -46.8 \text{ dB}$ $TL_{26} = -48.6 \text{ dB}$ $TL_{27} = -50.4 \text{ dB}$ $TL_{28} = -52.2 \text{ dB}$ $TL_{29} = -54.2 \text{ dB}$ $TL_{30} = -56.5 \text{ dB}$ $TL_{31} = -58.8 \text{ dB}$ $TL_{32} = -61.3 \text{ dB}$ $TL_{33} = -63.7 \text{ dB}$	$TL_1 = -86.1 \text{ dB}$ $TL_2 = -84 \text{ dB}$ $TL_3 = -82.2 \text{ dB}$ $TL_4 = -80.4 \text{ dB}$ $TL_5 = -78.5 \text{ dB}$ $TL_6 = -76.6 \text{ dB}$ $TL_7 = -74.8 \text{ dB}$ $TL_8 = -73 \text{ dB}$ $TL_9 = -71.1 \text{ dB}$ $TL_{10} = -69.4 \text{ dB}$ $TL_{11} = -67.6 \text{ dB}$ $TL_{12} = -65.8 \text{ dB}$ $TL_{13} = -64.1 \text{ dB}$ $TL_{14} = -62.4 \text{ dB}$ $TL_{15} = -60.7 \text{ dB}$ $TL_{16} = -58.9 \text{ dB}$ $TL_{17} = -57.3 \text{ dB}$ $TL_{18} = -55.6 \text{ dB}$ $TL_{19} = -53.8 \text{ dB}$ $TL_{20} = -52.2 \text{ dB}$ $TL_{21} = -50.6 \text{ dB}$ $TL_{22} = -48.9 \text{ dB}$ $TL_{23} = -47.3 \text{ dB}$ $TL_{24} = -45.8 \text{ dB}$ $TL_{25} = -45.5 \text{ dB}$ $TL_{26} = -47.5 \text{ dB}$ $TL_{27} = -49.3 \text{ dB}$ $TL_{28} = -51.3 \text{ dB}$ $TL_{29} = -53.3 \text{ dB}$ $TL_{30} = -55.7 \text{ dB}$ $TL_{31} = -58.1 \text{ dB}$ $TL_{32} = -60.7 \text{ dB}$ $TL_{33} = -63.1 \text{ dB}$	$TL_1 = -92.9 \text{ dB}$ $TL_2 = 90.8 \text{ dB}$ $TL_3 = -89 \text{ dB}$ $TL_4 = -87.2 \text{ dB}$ $TL_5 = -85.3 \text{ dB}$ $TL_6 = -83.4 \text{ dB}$ $TL_7 = -81.7 \text{ dB}$ $TL_8 = -79.8 \text{ dB}$ $TL_9 = -77.9 \text{ dB}$ $TL_{10} = -76.2 \text{ dB}$ $TL_{11} = -74.5 \text{ dB}$ $TL_{12} = -72.6 \text{ dB}$ $TL_{13} = -70.9 \text{ dB}$ $TL_{14} = -69.2 \text{ dB}$ $TL_{15} = -67.5 \text{ dB}$ $TL_{16} = -65.7 \text{ dB}$ $TL_{17} = -64.1 \text{ dB}$ $TL_{18} = -62.4 \text{ dB}$ $TL_{19} = -60.6 \text{ dB}$ $TL_{20} = -59 \text{ dB}$ $TL_{21} = -57.5 \text{ dB}$ $TL_{22} = -55.7 \text{ dB}$ $TL_{23} = -54.1 \text{ dB}$ $TL_{24} = -52.6 \text{ dB}$ $TL_{25} = -51 \text{ dB}$ $TL_{26} = -49.7 \text{ dB}$ $TL_{27} = -51.5 \text{ dB}$ $TL_{28} = -53.5 \text{ dB}$ $TL_{29} = -55.5 \text{ dB}$ $TL_{30} = -57.4 \text{ dB}$ $TL_{31} = -59.6 \text{ dB}$ $TL_{32} = -62.2 \text{ dB}$ $TL_{33} = -64.6 \text{ dB}$
(24) Frequency dependent external sound-pressure level (third octave bands: 12.5 Hz – 20000 Hz) $L_{pe,1m}(f_i) = L_{pi}(f_i) + TL(f_i) - 10 \log \left(\frac{D_i + 2 t_s + 2}{D_i + 2 t_s} \right)$	$L_{pe,1m,1} = 2 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,2} = 6 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,3} = 9 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,4} = 13 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,5} = 17 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,6} = 20 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,7} = 24 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,8} = 27 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,9} = 31 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,10} = 35 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,11} = 38 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,12} = 42 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,13} = 46 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,14} = 49 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,15} = 53 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,16} = 56 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,17} = 60 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,18} = 63 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,19} = 67 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,20} = 70 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,21} = 73 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,22} = 77 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,23} = 80 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,24} = 83 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,25} = 84 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,26} = 83 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,27} = 82 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,28} = 81 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,29} = 79 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,30} = 77 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,31} = 74 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,32} = 70 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,33} = 67 \text{ dB}$	$L_{pe,1m,1} = 3 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,2} = 7 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,3} = 10 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,4} = 14 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,5} = 18 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,6} = 21 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,7} = 25 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,8} = 28 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,9} = 32 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,10} = 36 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,11} = 39 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,12} = 43 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,13} = 47 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,14} = 50 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,15} = 54 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,16} = 57 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,17} = 61 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,18} = 64 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,19} = 67 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,20} = 71 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,21} = 74 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,22} = 78 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,23} = 81 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,24} = 84 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,25} = 85 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,26} = 84 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,27} = 83 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,28} = 82 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,29} = 80 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,30} = 78 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,31} = 75 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,32} = 72 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,33} = 68 \text{ dB}$	$L_{pe,1m,1} = 7 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,2} = 11 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,3} = 15 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,4} = 18 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,5} = 22 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,6} = 26 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,7} = 29 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,8} = 33 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,9} = 36 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,10} = 39 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,11} = 43 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,12} = 47 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,13} = 50 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,14} = 54 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,15} = 57 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,16} = 61 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,17} = 64 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,18} = 68 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,19} = 71 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,20} = 74 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,21} = 78 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,22} = 81 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,23} = 84 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,24} = 86 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,25} = 88 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,26} = 89 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,27} = 88 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,28} = 87 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,29} = 86 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,30} = 84 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,31} = 81 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,32} = 78 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,33} = 75 \text{ dB}$	$L_{pe,1m,1} = 3 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,2} = 7 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,3} = 10 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,4} = 14 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,5} = 18 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,6} = 21 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,7} = 25 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,8} = 29 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,9} = 32 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,10} = 36 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,11} = 39 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,12} = 43 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,13} = 47 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,14} = 50 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,15} = 54 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,16} = 57 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,17} = 61 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,18} = 64 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,19} = 68 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,20} = 71 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,21} = 74 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,22} = 78 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,23} = 81 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,24} = 84 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,25} = 86 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,26} = 88 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,27} = 89 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,28} = 88 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,29} = 87 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,30} = 86 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,31} = 84 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,32} = 81 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,33} = 78 \text{ dB}$	$L_{pe,1m,1} = 11 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,2} = 15 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,3} = 19 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,4} = 22 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,5} = 26 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,6} = 29 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,7} = 33 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,8} = 36 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,9} = 40 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,10} = 43 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,11} = 47 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,12} = 50 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,13} = 54 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,14} = 57 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,15} = 61 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,16} = 64 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,17} = 67 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,18} = 71 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,19} = 74 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,20} = 77 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,21} = 80 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,22} = 83 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,23} = 86 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,24} = 89 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,25} = 90 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,26} = 89 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,27} = 87 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,28} = 86 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,29} = 84 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,30} = 81 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,31} = 78 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,32} = 74 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,33} = 70 \text{ dB}$	Use $L_{pi}(f_i)$ instead of $L_{pi}(f_i)$ $L_{pe,1m,1} = 13 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,2} = 17 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,3} = 20 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,4} = 24 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,5} = 27 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,6} = 31 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,7} = 35 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,8} = 38 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,9} = 42 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,10} = 45 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,11} = 48 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,12} = 52 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,13} = 55 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,14} = 58 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,15} = 61 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,16} = 64 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,17} = 66 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,18} = 69 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,19} = 71 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,20} = 74 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,21} = 76 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,22} = 78 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,23} = 80 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,24} = 82 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,25} = 85 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,26} = 87 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,27} = 85 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,28} = 84 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,29} = 82 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,30} = 80 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,31} = 77 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,32} = 74 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,33} = 70 \text{ dB}$
(25) A-weighted sound-pressure level 1 m from pipe wall $L_{pAe,1m} = 10 \cdot \log_{10} \left(\sum_{i=1}^{N=33} 10^{\frac{L_{pe,1m}(f_i) + \Delta L_A(f_i)}{10}} \right)$	$\Delta L_A(f_i)$ see 5.6 $\Rightarrow$ $L_{pAe,1m} = 92 \text{ dB(A)}$	$\Delta L_A(f_i)$ see 5.6 $\Rightarrow$ $L_{pAe,1m} = 93 \text{ dB(A)}$	$\Delta L_A(f_i)$ see 5.6 $\Rightarrow$ $L_{pAe,1m} = 98 \text{ dB(A)}$	$\Delta L_A(f_i)$ see 5.6 $\Rightarrow$ $L_{pAe,1m} = 94 \text{ dB(A)}$	$\Delta L_A(f_i)$ see 5.6 $\Rightarrow$ $L_{pAe,1m} = 97 \text{ dB(A)}$	$\Delta L_A(f_i)$ see 5.6 $\Rightarrow$ $L_{pAe,1m} = 94 \text{ dB(A)}$

A.3 Calculation example 7

Given data

Valve

Single-seat globe valve (with cage) installed flow to open

Valve size: $DN\ 200$

Valve outlet diameter: $D = 0,200\ m$

Required C_v : $C_v = 81,5$

Number of independent and identical flow passages: $N_0 = 432$

Total flow area of last stage: $A_n = 6,44 \times 10^{-3}\ m^2$

Hydraulic diameter: $d_H = 0,0025\ m$

Liquid pressure recovery factor for last stage: $F_{Ln} = 0,98$

Pipe

Inlet nominal pipe size: $DN\ 200$

Outlet nominal pipe size: $DN\ 200$

Pipe wall thickness: $t_s = 0,008\ m$

Internal pipe diameter: $D_i = 0,200\ m$

Speed of sound in pipe: $c_s = 5\ 000\ m/s$

Density of pipe material: $\rho_s = 8\ 000\ kg/m^3$

Other

Speed of sound in air: $c_o = 343\ m/s$

Density of air: $\rho_o = 1,293\ kg/m^3$

Actual atmospheric pressure: $p_a = 1,013\ 25\ bar = 1,013\ 25 \times 10^5\ Pa$

Standard atmospheric pressure: $p_s = 1,013\ 25\ bar = 1,013\ 25 \times 10^5\ Pa$

Definitions

Index	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Frequency [Hz]	12.5	16	20	25	31.5	40	50	63	80	100	125
Index	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Frequency [Hz]	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600
Index	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33
Frequency [Hz]	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	20000

Table A.2 – Calculation: example 7

	Example 7
Type fluid: vapour	
Mass flow rate	$\dot{m} = 23.1 \text{ kg/s}$
Valve inlet absolute pressure	$p_1 = 70 \text{ bar} = 7.0 \times 10^6 \text{ Pa}$
Valve outlet absolute pressure	$p_2 = 14 \text{ bar} = 1.4 \times 10^6 \text{ Pa}$
Inlet density	$\rho_1 = 55.3 \text{ kg/m}^3$
Inlet absolute temperature	$T_1 = 290 \text{ K}$
Specific heat ratio	$\gamma = 1.31$
Molecular mass	$M = 19.0 \text{ kg/kmol}$
(27) Flow coefficient for last stage of multistage trim $C_n = N_{I6} A_n$	$C_n = 315$
Determination of absolute stagnation pressure at last stage of multistage valve	$p_1/p_2 = 5 > 2$ $\Rightarrow$ $p_n/p_2 < 2$ $\Rightarrow$ Calculation of eq. (28a) is necessary
(28a) Absolute stagnation pressure at last stage of multistage valve $p_n = \sqrt{\left(\frac{p_1 C}{1.155 C_n}\right)^2 + p_2^2}$	$p_n = 2.1 \times 10^6 \text{ Pa}$ $\Rightarrow$ $p_n/p_2 = 1.5 < 2$ $\Rightarrow$ The use of Equation (28a) is appropriate
(1) Differential pressure ratio $x = \frac{p_1 - p_2}{p_1}$	Use $p_1 = p_n$ $\Rightarrow$ $x = 0.334$
(2) Absolute vena contracta pressure at subsonic flow conditions $p_{vc} = p_1 \cdot \left(1 - \frac{x}{F_{Ln}^2}\right)$	$p_{vc} = 1371038 \text{ Pa}$
(3) Vena contracta differential pressure ratio at critical flow conditions $x_{vcc} = 1 - \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\gamma/(\gamma-1)}$	$x_{vcc} = 0.456$
(4) Differential pressure ratio at critical flow conditions $x_C = F_{Ln}^2 x_{vcc}$	$x_C = 0.438$
(5) Recovery correction factor $\alpha = \frac{1 - x_{vcc}}{1 - x_C}$	$\alpha = 0.968$
(6) Differential pressure ratio at break point $x_B = 1 - \frac{1}{\alpha} \left(\frac{1}{\gamma}\right)^{\gamma/(\gamma-1)}$	$x_B = 0.67$
(7) Differential pressure ratio where region of constant acoustical efficiency begins $x_{CE} = 1 - \frac{1}{22 \alpha}$	$x_{CE} = 0.953$
Regime definition Regime I If $x \leq x_C$ Regime II If $x_C < x \leq x_{vcc}$ Regime III If $x_{vcc} < x \leq x_B$ Regime IV If $x_B < x \leq x_{CE}$ Regime V If $x_{CE} < x$	$x \leq x_C$ $\Rightarrow$ Regime I
Area of a single flow passage $A = \frac{A_n}{N_o}$	$A = 1.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2$

	Example 7
(8c) Diameter of a circular orifice $d_o = \sqrt{\frac{4 N_o A}{\pi}}$	$d_o = 0.091 \text{ m}$
(8a) Valve style modifier $F_d = \frac{d_H}{d_o}$	$F_d = 0.028$
(9) Jet diameter $D_j = N_{14} F_d \sqrt{C_n F_{Ln}}$	$N_{14} = 4.6 \times 10^{-3}$ $\Rightarrow$ $D_j = 0.0022 \text{ m}$
Calculations for Regime I	
(Table 3) Stream power of mass flow $W_m = \frac{\dot{m}(M_{vc} c_{vc})^2}{2}$	$W_m =$ $1.19 \times 10^6 \text{ W}$
(Table 3) Vena contracta absolute temperature $T_{vc} = T_1 \left(1 - \frac{x}{F_{Ln}^2}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$	$T_{vc} = 262 \text{ K}$
(Table 3) Speed of sound in the vena contracta $c_{vc} = \sqrt{\gamma \frac{p_1}{\rho_1} \left(1 - \frac{x}{F_{Ln}^2}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}}$	Use $p_1 = p_n$ and $\rho_1 = \rho_n$ $\Rightarrow$ $c_{vc} = 387.1 \text{ m/s}$
(Table 3) Mach number at vena contracta $M_{vc} = \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma-1}\right) \left[\left(1 - \frac{x}{F_{Ln}^2}\right)^{(1-\gamma)/\gamma} - 1\right]}$	$M_{vc} = 0.829$
(Table 3) Acoustical efficiency factor $\eta_1 = \left(1 \times 10^{A_1}\right) F_{Ln}^2 \cdot M_{vc}^3$	$A_1 = -4.8$ $\Rightarrow$ $\eta_1 = 8.7 \times 10^{-6}$
(11) Sound power $W_a = \eta_1 W_m$	$W_a = 10.3 \text{ W}$
(Table 3) Peak frequency $f_p = \frac{St_p \cdot M_{vc} \cdot c_{vc}}{D_j}$	$St_p = 0.1$ $\Rightarrow$ $f_p = 14381 \text{ Hz}$
Noise calculations	
(13) Outlet density $\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)$	$\rho_2 = 11.1 \text{ kg/m}^3$
(14) Speed of sound at downstream conditions $c_2 = \sqrt{\frac{\gamma R T_2}{M}}$	$R = 8314 \text{ J/kmol} \times \text{K}$ $\Rightarrow$ $c_2 = 408 \text{ m/s}$
(15) Mach number at valve outlet $M_o = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2}$	$M_o = 0.16 < 0.3$ $\Rightarrow$ calculations are appropriate
(17) Mach number in downstream pipe $M_2 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} < 0.3$	$M_2 = 0.16 < 0.3$ $\Rightarrow$ $M_2 = 0.16$
(16) Correction for Mach number $L_g = 16 \log_{10} \left(\frac{1}{1-M_2}\right)$	$L_g = 1.2 \text{ dB}$
(18) Overall internal sound-pressure level $L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3.2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] + L_g$	$L_{pi} = 156.9 \text{ dB}$
(19) Frequency dependent internal sound-pressure level (third octave bands: 12.5 Hz – 20000 Hz) $L_{pi}(f_i) = L_{pi} - 8$ $- 10 \cdot \log \left\{ \left[1 + \left(\frac{f_i}{2 \cdot f_p} \right)^{2.5} \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{f_p}{2 \cdot f_i} \right)^{1.7} \right] \right\}$	$L_{pi,1} = 102 \text{ dB}$ $L_{pi,2} = 104 \text{ dB}$ $L_{pi,3} = 105 \text{ dB}$ $L_{pi,4} = 107 \text{ dB}$ $L_{pi,5} = 109 \text{ dB}$ $L_{pi,6} = 111 \text{ dB}$ $L_{pi,7} = 112 \text{ dB}$ $L_{pi,8} = 114 \text{ dB}$ $L_{pi,9} = 116 \text{ dB}$ $L_{pi,10} = 117 \text{ dB}$ $L_{pi,11} = 119 \text{ dB}$ $L_{pi,12} = 121 \text{ dB}$ $L_{pi,13} = 122 \text{ dB}$

	Example 7
	$L_{pi,14} = 124 \text{ dB}$ $L_{pi,15} = 126 \text{ dB}$ $L_{pi,16} = 128 \text{ dB}$ $L_{pi,17} = 129 \text{ dB}$ $L_{pi,18} = 131 \text{ dB}$ $L_{pi,19} = 133 \text{ dB}$ $L_{pi,20} = 134 \text{ dB}$ $L_{pi,21} = 136 \text{ dB}$ $L_{pi,22} = 138 \text{ dB}$ $L_{pi,23} = 139 \text{ dB}$ $L_{pi,24} = 140 \text{ dB}$ $L_{pi,25} = 142 \text{ dB}$ $L_{pi,26} = 143 \text{ dB}$ $L_{pi,27} = 144 \text{ dB}$ $L_{pi,28} = 145 \text{ dB}$ $L_{pi,29} = 146 \text{ dB}$ $L_{pi,30} = 147 \text{ dB}$ $L_{pi,31} = 147 \text{ dB}$ $L_{pi,32} = 147 \text{ dB}$ $L_{pi,33} = 147 \text{ dB}$
Note	$M_0 < 0.3$ $\Rightarrow$ Calculation of eqs. (54)–(63) is not necessary
(21) Ring frequency $f_r = \frac{c_s}{\pi D_i}$	$c_s = 5000 \text{ m/s}$ $\Rightarrow$ $f_r = 7958 \text{ Hz}$
(22) Internal coincidence pipe frequency $f_o = \frac{f_r}{4} \left(\frac{c_s}{c_a} \right)$	$c_a = 343 \text{ m/s}$ $\Rightarrow$ $f_o = 2365 \text{ Hz}$
(23) External coincidence frequency $f_g = \frac{\sqrt{3} (c_a)^2}{\pi t_s (c_s)}$	$f_g = 1622 \text{ Hz}$
(Table 6) Frequency factor G_x (third octave bands: 12,5 Hz – 20 000 Hz) $G_x(f_i) = \begin{cases} \left(\frac{f_o}{f_r} \right)^{2/3} \left(\frac{f_i}{f_r} \right)^4 & \text{for } f_i < f_o \\ \left(\frac{f_i}{f_r} \right)^{1/2} & \text{for } f_i \geq f_o \text{ and } f_i < f_r \\ 1 & \text{for } f_i \geq f_o \text{ and } f_i \geq f_r \end{cases}$	$G_{x,1} = 3.5 \times 10^{-10}$ $G_{x,2} = 9.3 \times 10^{-10}$ $G_{x,3} = 2.3 \times 10^{-9}$ $G_{x,4} = 5.6 \times 10^{-9}$ $G_{x,5} = 1.4 \times 10^{-9}$ $G_{x,6} = 3.6 \times 10^{-9}$ $G_{x,7} = 8.9 \times 10^{-8}$ $G_{x,8} = 2.2 \times 10^{-7}$ $G_{x,9} = 5.8 \times 10^{-7}$ $G_{x,10} = 1.4 \times 10^{-7}$ $G_{x,11} = 3.5 \times 10^{-6}$ $G_{x,12} = 9.3 \times 10^{-6}$ $G_{x,13} = 2.3 \times 10^{-5}$ $G_{x,14} = 5.6 \times 10^{-5}$ $G_{x,15} = 1.4 \times 10^{-4}$ $G_{x,16} = 3.6 \times 10^{-4}$ $G_{x,17} = 8.9 \times 10^{-4}$ $G_{x,18} = 0.0022$ $G_{x,19} = 0.0058$ $G_{x,20} = 0.014$ $G_{x,21} = 0.035$ $G_{x,22} = 0.093$ $G_{x,23} = 0.23$ $G_{x,24} = 0.56$ $G_{x,25} = 0.63$ $G_{x,26} = 0.71$ $G_{x,27} = 0.79$ $G_{x,28} = 0.89$ $G_{x,29} = 1$ $G_{x,30} = 1$ $G_{x,31} = 1$ $G_{x,32} = 1$ $G_{x,33} = 1$
(Table 6) Frequency factor G_y (third octave bands: 12,5 Hz – 20 000 Hz) $G_y(f_i) = \begin{cases} \left(\frac{f_o}{f_g} \right) & \text{for } f_i < f_o \text{ and } f_o < f_g \\ 1 & \text{for } f_i < f_o \text{ and } f_o \geq f_g \\ \left(\frac{f_i}{f_g} \right) & \text{for } f_i \geq f_o \text{ and } f_i < f_g \\ 1 & \text{for } f_i \geq f_o \text{ and } f_i \geq f_g \end{cases}$	$G_{y,1} = 1$ $G_{y,2} = 1$ $G_{y,3} = 1$ $G_{y,4} = 1$ $G_{y,5} = 1$ $G_{y,6} = 1$ $G_{y,7} = 1$ $G_{y,8} = 1$ $G_{y,9} = 1$ $G_{y,10} = 1$ $G_{y,11} = 1$ $G_{y,12} = 1$ $G_{y,13} = 1$ $G_{y,14} = 1$ $G_{y,15} = 1$ $G_{y,16} = 1$

	Example 7
	$G_{y,17} = 1$ $G_{y,18} = 1$ $G_{y,19} = 1$ $G_{y,20} = 1$ $G_{y,21} = 1$ $G_{y,22} = 1$ $G_{y,23} = 1$ $G_{y,24} = 1$ $G_{y,25} = 1$ $G_{y,26} = 1$ $G_{y,27} = 1$ $G_{y,28} = 1$ $G_{y,29} = 1$ $G_{y,30} = 1$ $G_{y,31} = 1$ $G_{y,32} = 1$ $G_{y,33} = 1$
(20c) Frequency-dependent structural loss factor (third octave bands: 12,5 Hz– 20 000 Hz) $\eta_s(f_i) = \sqrt{\frac{f_s}{100 f_i}}$	$\eta_{s,1} = 0.028$ $\eta_{s,2} = 0.025$ $\eta_{s,3} = 0.022$ $\eta_{s,4} = 0.02$ $\eta_{s,5} = 0.018$ $\eta_{s,6} = 0.016$ $\eta_{s,7} = 0.014$ $\eta_{s,8} = 0.013$ $\eta_{s,9} = 0.011$ $\eta_{s,10} = 0.01$ $\eta_{s,11} = 0.0089$ $\eta_{s,12} = 0.0079$ $\eta_{s,13} = 0.0071$ $\eta_{s,14} = 0.0063$ $\eta_{s,15} = 0.0056$ $\eta_{s,16} = 0.005$ $\eta_{s,17} = 0.0045$ $\eta_{s,18} = 0.004$ $\eta_{s,19} = 0.0035$ $\eta_{s,20} = 0.0032$ $\eta_{s,21} = 0.0028$ $\eta_{s,22} = 0.0025$ $\eta_{s,23} = 0.0022$ $\eta_{s,24} = 0.002$ $\eta_{s,25} = 0.0018$ $\eta_{s,26} = 0.0016$ $\eta_{s,27} = 0.0014$ $\eta_{s,28} = 0.0013$ $\eta_{s,29} = 0.0011$ $\eta_{s,30} = 0.001$ $\eta_{s,31} = 8.9 \times 10^{-4}$ $\eta_{s,32} = 7.9 \times 10^{-4}$ $\eta_{s,33} = 7.1 \times 10^{-4}$
(20b) Damping factor for transmission loss $\Delta TL = \begin{cases} 0 & \text{for } D > 0.15 \\ -16660 \cdot D^3 + 6370 \cdot D^2 & \text{for } 0.05 \leq D \leq 0.15 \\ -813 \cdot D + 35.8 & \text{for } D < 0.05 \end{cases}$	$\Delta TL = 0 \text{ dB}$
(20a) Frequency dependent transmission loss (third octave bands: 12,5 Hz – 20 000 Hz) $TL(f_i) = 10 \log_{10} \left[\frac{\left(8,25 \times 10^{-7} \right) \left(\frac{c_2}{t_s f_i} \right)^2}{G_s(f_i)} \cdot \frac{\left(\frac{p_s}{p_i} \right)}{\left(\frac{\rho_2 c_2 + 2 \cdot \pi \cdot t_s \cdot f_i \cdot \rho_1 \cdot \eta_s(f_i)}{415 G_s(f_i)} + 1 \right)} \right] - \Delta TL$	$TL_1 = -94.1 \text{ dB}$ $TL_2 = -92 \text{ dB}$ $TL_3 = -90 \text{ dB}$ $TL_4 = -88.1 \text{ dB}$ $TL_5 = -86.1 \text{ dB}$ $TL_6 = -84.1 \text{ dB}$ $TL_7 = -82.2 \text{ dB}$ $TL_8 = -80.2 \text{ dB}$ $TL_9 = -78.1 \text{ dB}$ $TL_{10} = -76.2 \text{ dB}$ $TL_{11} = -74.3 \text{ dB}$ $TL_{12} = -72.2 \text{ dB}$ $TL_{13} = -70.4 \text{ dB}$ $TL_{14} = -68.5 \text{ dB}$ $TL_{15} = -66.5 \text{ dB}$ $TL_{16} = -64.5 \text{ dB}$ $TL_{17} = -62.6 \text{ dB}$ $TL_{18} = -60.7 \text{ dB}$ $TL_{19} = -58.7 \text{ dB}$ $TL_{20} = -56.9 \text{ dB}$ $TL_{21} = -55.1 \text{ dB}$ $TL_{22} = -53 \text{ dB}$ $TL_{23} = -51.2 \text{ dB}$ $TL_{24} = -49.4 \text{ dB}$

	Example 7
	$TL_{25} = -51.1 \text{ dB}$ $TL_{26} = -52.8 \text{ dB}$ $TL_{27} = -54.4 \text{ dB}$ $TL_{28} = -56.1 \text{ dB}$ $TL_{29} = -57.9 \text{ dB}$ $TL_{30} = -60 \text{ dB}$ $TL_{31} = -62.2 \text{ dB}$ $TL_{32} = -64.6 \text{ dB}$ $TL_{33} = -66.8 \text{ dB}$
(24) Frequency dependent external sound-pressure level (third octave bands: 12,5 Hz – 20 000 Hz) $L_{pe,1m}(f_i) = L_{pi}(f_i) + TL(f_i)$ $-10 \log \left(\frac{D_i + 2 t_s + 2}{D_i + 2 t_s} \right)$	$L_{pe,1m,1} = -2 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,2} = 2 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,3} = 5 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,4} = 9 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,5} = 13 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,6} = 16 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,7} = 20 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,8} = 24 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,9} = 27 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,10} = 31 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,11} = 35 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,12} = 38 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,13} = 42 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,14} = 46 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,15} = 49 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,16} = 53 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,17} = 56 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,18} = 60 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,19} = 64 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,20} = 67 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,21} = 71 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,22} = 74 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,23} = 78 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,24} = 81 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,25} = 81 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,26} = 80 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,27} = 80 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,28} = 79 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,29} = 78 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,30} = 77 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,31} = 75 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,32} = 72 \text{ dB}$ $L_{pe,1m,33} = 70 \text{ dB}$
(25) A-weighted sound-pressure level 1 m from pipe wall $L_{pAe,1m} = 10 \cdot \log_{10} \left(\sum_{i=1}^{N=33} 10^{\frac{L_{pe,1m}(f_i) + \Delta L_A(f_i)}{10}} \right)$	$\Delta L_A(f_i)$ see 5.6.3 $\Rightarrow$ $L_{pAe,1m} = 89 \text{ dB(A)}$

Bibliography

- [1] IEC 60534-2-1, *Industrial-process control valves – Part 2-1: Flow capacity – Sizing equations for fluid flow under installed conditions*
- [2] IEC 60534-8-1, *Industrial-process control valves – Part 8: Noise considerations – Section One: Laboratory measurement of noise generated by aerodynamic flow through control valves*
- [3] ANSI/ISA-75.01.01 (IEC 60534-2-1 Mod)-2007, *Flow Equations for Sizing Control Valves*
- [4] BAUMANN, H. D., A Method for Predicting Aerodynamic Valve Noise Based on Modified Free Jet Noise Theories, ASME Paper 87-WA/NCA-7 28, December 1987.
- [5] BAUMANN, H. D., Coefficients and Factors Relating to Aerodynamic Sound Level Generated by Throttling Valves, Noise Control Engineering Journal, Vol. 22, No. 1, January 1984, p. 6-11.
- [6] BAUMANN, H. D., On the Prediction of Aerodynamically Created Sound Pressure Level of Control Valves, ASME Paper WM/FE 28, December 1970, p. 2.
- [7] BAUMANN, H. D., Determination of Peak Internal Sound Frequency Generated by Throttling Valves for the Calculation of Pipe Transmission Losses, Noise Control Engineering Journal, Vol. 36, No. 2, March-April 1991, p. 75-82.
- [8] BAUMANN, H. D., Predicting Control Valve Noise at High Exit Velocities, INTECH, February 1997, p. 56-59.
- [9] BERANEK, Leo L., and ISTVAN L. Ver, Noise and Vibration Control Engineering Principles and Applications, New York, 1992.
- [10] EILERS, D. and CATRON F., Effect of structural loss factor on the calculation of pipe wall transmission loss, NOISE-CON 2007, October 2007
- [11] FAGERLUND, A. C. and CHOU D. C., Sound Transmission Through a Cylindrical Pipe Wall, ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 103, November 1981, p. 355-360.
- [12] FOWCS Williams, J. E. and HAWKINS D. L., Sound Generation by Turbulence and Surface in Arbitrary Motion, Philosophic Transactions of the Royal Society of London, Ser. A., 264 (London, 1969), p. 321-342.
- [13] KIESBAUER, J. and VNUCEC, D., Improvement of IEC 60534-8-3 standard for noise prediction in control valves, Hydrocarbon Processing, January 2008[12]
LIGHTHILL, M. J., On Sound Generated Aerodynamically: I. General Theory, Proceedings of the Royal Society of London, A211 (London, 1952), p. 564-587.
- [14] LIGHTHILL, M.J., Jet Noise, AIAA Journal, 1, 150701517, July 1963.
- [15] POWELL, A., On the Mechanism of Choked Jet Noise, Proceedings Physical Society of London, Section B., 66:1039-57 (1953).
- [16] REETHOF, G. and WARD W. C., A Theoretically Based Valve Noise Prediction Method for Compressible Fluids, Journal of Vibrations, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, ASME, July 1986, 00329.
- [17] SHEA, Allen K., A Comparative Study of Sound Level Prediction Methods for Control Valves, Master of Engineering Report, The Pennsylvania State University, Behrend Campus, Erie, PA., August 1982.

- [18] SINAMBARI, G. R., Ausströmgeräusche von Düsen und Ringdüsen in angeschlossenen Rohrleitungen Ihre Entstehung Fortpflanzung und Abstrahlung, Dissertation D386, Kaiserslautern, 1981
 - [19] WARD, W. C., and REETHOF G., Graphical Implementation of a Fundamentals Based Method of Aerodynamic Control Valve Noise, American Society of Mechanical Engineers Conference on Pressure Vessels and Piping, Proceedings, Vol. 2, June 24-26, 1985.
-

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-8-3:2010

SOMMAIRE

AVANT-PROPOS	50
INTRODUCTION	52
1 Domaine d'application	54
2 Références normatives	55
3 Termes et définitions	55
4 Symboles	57
5 Vannes munies d'un équipement interne standard	60
5.1 Pressions et rapports de pression	60
5.2 Définition des régimes	61
5.3 Calculs préliminaires	62
5.3.1 Coefficient de correction générique de la vanne F_d	62
5.3.2 Diamètre du jet D_j	62
5.3.3 Masse volumique du fluide à l'entrée ρ_1	63
5.4 Calculs de bruit interne	64
5.4.1 Calculs communs à tous les régimes	64
5.4.2 Calculs dépendant du régime	64
5.4.3 Calculs en aval	66
5.4.4 Calcul de la pression acoustique interne de la vanne sur la paroi de la tuyauterie	67
5.5 Calcul de la perte par transmission de la tuyauterie	68
5.6 Calcul de la pression acoustique externe	69
5.7 Organigramme de calcul	70
6 Vannes munies d'un équipement interne spécial	70
6.1 Généralités	70
6.2 Equipement interne mono-étagé à chemins d'écoulement multiples	70
6.3 Equipement interne à chemin d'écoulement unique, à détente multi-étagée (deux étages de restriction ou plus)	71
6.4 Equipement interne multi-étagé, à chemins d'écoulement multiples (deux chemins ou plus, deux étages ou plus)	73
7 Cas des nombres de Mach supérieurs en sortie de vanne	75
7.1 Généralités	75
7.2 Méthode de calcul	75
8 Vannes à coefficients de rendement acoustique déterminés expérimentalement	76
9 Combinaison du bruit généré par une vanne de régulation munie de deux étages ou plus à section fixe, installés en aval	77
Annexe A (informative) Exemples de calculs	79
Bibliographie	95
Figure 1 – Equipement interne mono-étagé à chemins d'écoulement multiples	71
Figure 2 – Equipement interne à chemin d'écoulement unique, à détente multi-étagée	72
Figure 3 – Equipement interne multi-étagé, à chemins d'écoulement multiples (deux chemins ou plus, deux étages ou plus)	74
Figure 4 – Vanne de régulation avec deux étages à section fixe installés en aval	78
Tableau 1 – Constantes numériques N	63

Tableau 2 – Valeurs types du coefficient de correction générique de vanne F_d (équipements internes de dimension nominale)	63
Tableau 3 – Vue d'ensemble des équations dépendant du régime	65
Tableau 4 – Valeurs types de A_η et St_p	66
Tableau 5 – Indices de bandes de fréquences.....	67
Tableau 6 – Facteurs de fréquence $G_x(f)$ et $G_y(f)$	69
Tableau 7 – Coefficient pondéré “A” à la fréquence f_i	70

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-8-3:2010

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS –

Partie 8-3: Considérations sur le bruit – Méthode de prédiction du bruit aérodynamique des vannes de régulation

AVANT-PROPOS

- 1) La Commission Electrotechnique Internationale (CEI) est une organisation mondiale de normalisation composée de l'ensemble des comités électrotechniques nationaux (Comités nationaux de la CEI). La CEI a pour objet de favoriser la coopération internationale pour toutes les questions de normalisation dans les domaines de l'électricité et de l'électronique. A cet effet, la CEI – entre autres activités – publie des Normes internationales, des Spécifications techniques, des Rapports techniques, des Spécifications accessibles au public (PAS) et des Guides (ci-après dénommés "Publication(s) de la CEI"). Leur élaboration est confiée à des comités d'études, aux travaux desquels tout Comité national intéressé par le sujet traité peut participer. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec la CEI, participent également aux travaux. La CEI collabore étroitement avec l'Organisation Internationale de Normalisation (ISO), selon des conditions fixées par accord entre les deux organisations.
- 2) Les décisions ou accords officiels de la CEI concernant les questions techniques représentent, dans la mesure du possible, un accord international sur les sujets étudiés, étant donné que les Comités nationaux de la CEI intéressés sont représentés dans chaque comité d'études.
- 3) Les Publications de la CEI se présentent sous la forme de recommandations internationales et sont agréées comme telles par les Comités nationaux de la CEI. Tous les efforts raisonnables sont entrepris afin que la CEI s'assure de l'exactitude du contenu technique de ses publications; la CEI ne peut pas être tenue responsable de l'éventuelle mauvaise utilisation ou interprétation qui en est faite par un quelconque utilisateur final.
- 4) Dans le but d'encourager l'uniformité internationale, les Comités nationaux de la CEI s'engagent, dans toute la mesure possible, à appliquer de façon transparente les Publications de la CEI dans leurs publications nationales et régionales. Toutes divergences entre toutes Publications de la CEI et toutes publications nationales ou régionales correspondantes doivent être indiquées en termes clairs dans ces dernières.
- 5) La CEI elle-même ne fournit aucune attestation de conformité. Des organismes de certification indépendants fournissent des services d'évaluation de conformité et, dans certains secteurs, accèdent aux marques de conformité de la CEI. La CEI n'est responsable d'aucun des services effectués par les organismes de certification indépendants.
- 6) Tous les utilisateurs doivent s'assurer qu'ils sont en possession de la dernière édition de cette publication.
- 7) Aucune responsabilité ne doit être imputée à la CEI, à ses administrateurs, employés, auxiliaires ou mandataires, y compris ses experts particuliers et les membres de ses comités d'études et des Comités nationaux de la CEI, pour tout préjudice causé en cas de dommages corporels et matériels, ou de tout autre dommage de quelque nature que ce soit, directe ou indirecte, ou pour supporter les coûts (y compris les frais de justice) et les dépenses découlant de la publication ou de l'utilisation de cette Publication de la CEI ou de toute autre Publication de la CEI, ou au crédit qui lui est accordé.
- 8) L'attention est attirée sur les références normatives citées dans cette publication. L'utilisation de publications référencées est obligatoire pour une application correcte de la présente publication.
- 9) L'attention est attirée sur le fait que certains des éléments de la présente Publication de la CEI peuvent faire l'objet de droits de 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 60534-8-3 a été établie par le sous-comité 65B: Equipements de mesure et de contrôle commande, du comité d'études 65 de la CEI: Mesure, commande et automation dans les processus industriels.

Cette troisième édition annule et remplace la deuxième édition parue en 2000. Cette édition constitue une révision technique.

Par rapport à l'édition précédente, les modifications techniques majeures sont les suivantes:

- la prédiction du bruit en fonction de la fréquence;
- l'utilisation des données de laboratoire pour déterminer le coefficient de rendement acoustique.

Le texte de cette norme est issu des documents suivants:

FDIS	Rapport de vote
65B/765/FDIS	65B/780/RVD

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

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

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

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

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

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-8-3:2010

INTRODUCTION

La puissance mécanique intrinsèque de l'écoulement et les coefficients de rendement acoustique sont calculés à différents régimes. Ces coefficients de rendement acoustique donnent la proportion de la puissance mécanique intrinsèque de l'écoulement convertie en puissance acoustique interne.

Cette méthode pourvoit également au calcul de la pression acoustique interne et de la fréquence dominante de cette pression acoustique, qui revêt une importance particulière dans le calcul de la perte par transmission de la tuyauterie.

Actuellement, la connaissance du niveau de pression acoustique à l'extérieur de la tuyauterie, généralement à 1 m en aval de la vanne ou du divergent et à 1 m de la paroi de la tuyauterie, est une exigence courante des utilisateurs de vannes. La présente norme offre une méthode permettant d'établir cette valeur.

Les équations de la présente norme reprennent les coefficients de dimensionnement de vanne déjà utilisés dans la CEI 60534-1 et la CEI 60534-2-1.

Dans une vanne de régulation courante, peu de bruit se propage à travers les parois de la vanne. Le bruit préoccupant est seulement celui qui se propage en aval de la vanne et à l'intérieur de la tuyauterie puis s'échappe à travers les parois de la tuyauterie, et que l'on mesure généralement à 1 m en aval du corps de vanne et à 1 m de distance de la paroi extérieure de la tuyauterie.

Des sources de bruit secondaires peuvent être créées lorsque le gaz quitte la sortie de la vanne à des nombres de Mach plus élevés. Cette méthode permet l'estimation de ces niveaux acoustiques supplémentaires qui peuvent être ajoutés sur le mode logarithmique avec les niveaux acoustiques créés à l'intérieur de la vanne.

Bien que cette méthode de prédiction ne puisse garantir des résultats réels sur site, elle fournit des résultats précis à 5 dB(A) près pour la majorité des données expérimentales sur le bruit recueillies dans des conditions de laboratoire (suivant la CEI 60534-8-1). Dans l'édition actuelle, le niveau de confiance du calcul a été augmenté. Dans certains cas, les résultats des éditions précédentes étaient plus conservateurs.

La majeure partie des données expérimentales utilisées pour valider la méthode a été fournie par des essais à l'air à pression et température modérées; on pense cependant que cette méthode est généralement applicable à d'autres gaz et vapeurs et à des pressions plus élevées. Les incertitudes deviennent plus grandes lorsque le fluide s'éloigne des conditions des gaz parfaits, à des températures extrêmes et pour des pressions aval très différentes de la pression atmosphérique, ou près du point critique. Les équations comprennent des termes tenant compte de la masse volumique et du rapport des chaleurs spécifiques du fluide.

NOTE Des essais en laboratoire à l'air jusqu'à 1 830 kPa (18,3 bar) de pression amont et jusqu'à 1 600 kPa (16,0 bar) de pression aval et des essais à la vapeur jusqu'à 225 °C ont montré une bonne concordance avec les valeurs calculées.

Une analyse rigoureuse des équations de perte par transmission ne relève pas du domaine d'application de la présente norme. La méthode considère l'interaction entre les ondes acoustiques existant dans la tuyauterie et la première fréquence de coïncidence dans la paroi de la tuyauterie. De plus, les larges tolérances d'épaisseur de paroi de la tuyauterie permises pour les tuyauteries d'usage commercial limitent sévèrement la validité des formulations mathématiques très complexes que nécessiterait une analyse rigoureuse; c'est pourquoi on utilise une méthode simplifiée.

Des exemples de calculs sont donnés à l'Annexe A.

Cette méthode est fondée sur les normes CEI citées à l'Article 2 et les références dont la liste figure dans la bibliographie.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-8-3:2010

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS –

Partie 8-3: Considérations sur le bruit – Méthode de prédiction du bruit aérodynamique des vannes de régulation

1 Domaine d'application

La présente partie de la CEI 60534 établit une méthode théorique pour prévoir le niveau de pression acoustique externe engendré dans une vanne de régulation et dans les raccords adjacents par le débit d'un fluide compressible.

Cette méthode ne considère que les régimes monophasiques de gaz et vapeurs secs, et est basée sur la loi des gaz parfaits.

La présente norme ne concerne que le bruit engendré par les processus aérodynamiques dans les vannes et les tuyauteries adjacentes. Elle ne tient compte d'aucun bruit pouvant être engendré par des réflexions des surfaces extérieures ou en interne par les raccords, des vibrations mécaniques, des régimes instables ou d'autres phénomènes imprévisibles.

On suppose que la tuyauterie aval comprend une longueur droite d'au moins 2 m à partir du point de mesure du bruit.

Cette méthode n'est valable que pour des tuyauteries en acier ou en acier allié (voir les Equations (21) et (23) en 5.5).

La méthode est applicable aux vannes mono-étagées suivantes: à soupape (droites et d'équerre), à papillon, à obturateur rotatif (excentré, sphérique), à tournant sphérique, et aux vannes à cage. Les vannes à tournant sphérique à passage direct, pour lesquelles le produit $F_p C$ dépasse 50 % du coefficient de débit assigné, sont spécifiquement exclues.

Pour les limitations applicables aux équipements internes de réduction de bruit spéciaux non couverts par la présente norme, voir l'Article 8. Lorsque le nombre de Mach à la sortie de la vanne dépasse 0,3 pour les équipements internes standard ou 0,2 pour les équipements internes de réduction de bruit, la méthode de l'Article 7 s'applique.

Les nombres de Mach limites applicables dans cette norme sont les suivants:

Nombre de Mach considéré	Nombre de Mach limite		
	Article 5 Équipement interne standard	Article 6 Équipement interne de réduction de bruit	Article 7 Cas des nombres de Mach élevés
Jet à expansion libre M_j	Pas de limite	Pas de limite	Pas de limite
Sortie de vanne M_o	0,3	0,2	1,0
Entrée du réducteur aval M_r	Non applicable	Non applicable	1,0
Tuyauterie aval M_2	0,3	0,2	0,8

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 (toutes les parties), *Vannes de régulation des processus industriels*

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

3 Termes et définitions

Pour les besoins du présent document, tous les termes et définitions donnés dans la série CEI 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

fréquence de coïncidence externe

f_g

fréquence à laquelle la vitesse de propagation acoustique externe de l'onde est égale à la vitesse de propagation d'une onde de flexion dans une plaque d'épaisseur égale à celle de la paroi de la tuyauterie

3.3

fréquence de coïncidence interne

f_o

plus faible fréquence à laquelle la vitesse de propagation axiale de l'onde acoustique interne et la vitesse de propagation axiale de l'onde dans la structure sont égales pour un mode circonférentiel donné, ce qui se traduit par une perte par transmission minimale

3.4

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

3.5

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

3.6

fréquence dominante

f_p

fréquence à laquelle la pression acoustique interne est maximale

3.7

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

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-8-3:2010

4 Symboles

Symbole	Description	Unité
A	Surface d'un chemin d'écoulement unique	m^2
A_η	Coefficient de correction de vanne pour rendement acoustique (voir Tableau 4)	Sans dimension
A_n	Surface totale de l'orifice du dernier étage d'une vanne multi-étagée de n étages, à une course donnée	m^2
C	Coefficient de débit (K_v et C_v)	Diverses (voir CEI 60534-1)
c_a	Vitesse extérieure du son (air sec dans des conditions standard = 343 m/s)	m/s
C_n	Coefficient de débit du dernier étage d'une vanne multi-étagée de n étages	Diverses (voir CEI 60534-1)
c_s	Vitesse du son de la tuyauterie (pour l'acier = 5 000 m/s)	m/s
c_{vc}	Vitesse du son dans la <i>vena contracta</i> en régime subsonique	m/s
c_{vcc}	Vitesse du son dans la <i>vena contracta</i> en régime critique	m/s
c_2	Vitesse du son dans les conditions en aval	m/s
D	Diamètre de sortie de la vanne	m
d	Diamètre d'un chemin d'écoulement (si chemin d'écoulement non circulaire, utiliser d_H)	m
d_H	Diamètre hydraulique d'un chemin d'écoulement unique	m
d_i	Le plus petit des diamètres intérieurs entre celui de la sortie de la vanne et celui de l'entrée du divergent	m
D_i	Diamètre intérieur de la tuyauterie aval	m
D_j	Diamètre du jet à la <i>vena contracta</i>	m
d_o	Diamètre d'un orifice circulaire de section égale à la somme des sections de tous les chemins d'écoulement, à une course donnée	m
F_d	Coefficient de correction générique de vanne	Sans dimension
F_L	Facteur de récupération de pression du liquide dans une vanne sans raccords adjacents (voir Note 4)	Sans dimension
F_{Ln}	Facteur de récupération de pression du liquide au dernier étage d'un équipement interne de réduction de bruit	Sans dimension
F_{LP}	Facteur combiné de récupération de pression du liquide et de géométrie de la tuyauterie d'une vanne de régulation avec raccords adjacents (voir Note 4)	Sans dimension
F_p	Facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie	Sans dimension
f_g	Fréquence de coïncidence externe	Hz
f_o	Fréquence de coïncidence interne de la tuyauterie	Hz
f_p	Fréquence dominante du bruit généré	Hz
f_{pR}	Fréquence dominante du bruit généré au niveau de la sortie de la vanne ou du diamètre réduit du divergent	Hz

Symbole	Description	Unité
f_r	Fréquence d'anneau	Hz
f_s	Fréquence de référence du coefficient de perte structurale = 1 Hz	Hz
G_x, G_y	Coefficients de fréquence (voir Tableau 4)	Sans dimension
l	Longueur d'un chemin d'écoulement radial	m
l_w	Périmètre mouillé d'un chemin d'écoulement unique	m
L_g	Correction relative au nombre de Mach	dB (réf p_o)
$L_{pe,1m} (f)$	Niveau de pression acoustique externe dépendant de la fréquence, à 1 m de la paroi de la tuyauterie	dB (réf p_o)
$L_{pAe,1m}$	Niveau de pression acoustique totale pondéré A, à 1 m de la paroi de la tuyauterie	dB(A) (réf p_o)
L_{pi}	Niveau de pression acoustique interne totale sur la paroi de la tuyauterie	dB (réf p_o)
$L_{pi} (f)$	Niveau de pression acoustique interne dépendant de la fréquence sur la paroi de la tuyauterie	dB (réf p_o)
L_{piR}	Niveau de pression acoustique interne totale sur la paroi de la tuyauterie du bruit généré par l'écoulement en sortie dans le divergent	dB (réf p_o)
$L_{piR} (f)$	Niveau de pression acoustique interne dépendant de la fréquence sur la paroi de la tuyauterie du bruit généré par l'écoulement en sortie dans le divergent	dB (réf p_o)
$L_{piS} (f)$	Niveau de pression acoustique interne combinée dépendant de la fréquence de l'effet de l'équipement interne de la vanne et du divergent, au niveau de la paroi de la tuyauterie	dB (réf p_o)
L_{wi}	Niveau de puissance acoustique interne totale	dB (réf W_o)
M	Masse moléculaire du fluide véhiculé	kg/kmol
M_j	Nombre de Mach d'un jet à expansion libre pour les régimes II à IV	Sans dimension
M_{jn}	Nombre de Mach d'un jet à expansion libre du dernier étage d'une vanne multi-étagée à n étages	Sans dimension
M_{j5}	Nombre de Mach d'un jet à expansion libre pour le régime V	Sans dimension
M_o	Nombre de Mach à la sortie de la vanne	Sans dimension
M_R	Nombre de Mach à l'entrée du divergent	Sans dimension
M_{vc}	Nombre de Mach à la <i>vena contracta</i>	Sans dimension
M_2	Nombre de Mach dans la tuyauterie aval	Sans dimension
$\dot{m}$	Débit massique	kg/s
N	Constantes numériques (voir Tableau 1)	Diverses
n_o	Nombre de chemins d'écoulement indépendants et identiques à travers l'équipement interne	Sans dimension
p_a	Pression atmosphérique réelle à l'extérieur de la tuyauterie	Pa (voir Note 3)
p_n	Pression intermédiaire absolue à l'entrée du dernier étage d'une vanne multi-étagée à n étages	Pa
p_o	Pression acoustique de référence = 2×10^{-5} (voir Note 5)	Pa

Symbole	Description	Unité
p_s	Pression atmosphérique standard (voir Note 1)	Pa
p_{vc}	Pression absolue à la <i>vena contracta</i> en régime subsonique	Pa
p_1	Pression absolue à l'entrée de la vanne	Pa
p_2	Pression absolue à la sortie de la vanne	Pa
R	Constante universelle des gaz = 8 314	J/kmol × K
St	Nombre de Strouhal pour le calcul de la fréquence dominante (voir Tableau 4)	Sans dimension
T_n	Température absolue à l'entrée du dernier étage d'une vanne multi-étagée à n étages	K
T_{vc}	Température absolue à la <i>vena contracta</i> en régime subsonique	K
T_{vcc}	Température absolue à la <i>vena contracta</i> en régime critique	K
T_1	Température absolue à l'entrée	K
T_2	Température absolue à la sortie	K
$TL(f)$	Perte par transmission dépendant de la fréquence	dB
t_s	Épaisseur de paroi de la tuyauterie	m
U_p	Vitesse du gaz dans la tuyauterie aval	m/s
U_R	Vitesse du gaz à l'entrée du divergent	m/s
W_a	Puissance acoustique du bruit généré en aval par le débit de la vanne	W
W_{aR}	Puissance acoustique du bruit généré par l'écoulement en sortie aval	W
W_m	Puissance intrinsèque de l'écoulement du débit massique	W
W_{ms}	Puissance intrinsèque de l'écoulement du débit massique à la vitesse du son	W
W_{mR}	Puissance intrinsèque de l'écoulement convertie dans le divergent	W
W_o	Puissance acoustique de référence = 10^{-12} (voir Note 5)	W
x	Rapport de pression différentielle	Sans dimension
x_{vcc}	Rapport de pression différentielle à la <i>vena contracta</i> en régime critique	Sans dimension
x_B	Rapport de pression différentielle au point de rupture	Sans dimension
x_C	Rapport de pression différentielle en régime critique	Sans dimension
x_{CE}	Rapport de pression différentielle auquel commence la région de rendement acoustique constant	Sans dimension
α	Coefficient de correction de récupération	Sans dimension
β	Coefficient de contraction pour la sortie de la vanne ou l'entrée du divergent	Sans dimension
γ	Rapport des chaleurs spécifiques	Sans dimension
$\Delta L_A(f)$	Correction pondérée A en fonction de la fréquence	dB
ΔTL	Facteur d'amortissement pour la perte par transmission	dB

Symbole	Description	Unité
η	Coefficient de rendement acoustique du bruit généré par le débit de vanne (voir Note 2)	Sans dimension
η_R	Coefficient de rendement acoustique du bruit généré par l'écoulement en sortie du divergent	Sans dimension
$\eta_s(f)$	Coefficient de perte structurale dépendant de la fréquence	Sans dimension
ρ_1	Masse volumique du fluide à p_1 et T_1	kg/m ³
ρ_2	Masse volumique du fluide à p_2 et T_2	kg/m ³
ρ_n	Masse volumique du fluide au dernier étage d'une vanne multi-étagée à n étages, à p_n et T_n	kg/m ³
ρ_s	Masse volumique de la tuyauterie	kg/m ³
ϕ	Coefficient de débit relatif	Sans dimension
Indices		
e	Pour «externe»	
i	Pour «interne» ou pour un indice du numéro de bande de fréquence	
n	Pour «dernier étage de l'équipement interne»	
p	Pour « dominant »	
R	Pour «conditions dans la tuyauterie aval ou le divergent»	

NOTE 1 La pression atmosphérique standard est 101,325 kPa ou 1,01325 bar.

NOTE 2 Les indices 1, 2, 3, 4 et 5 désignent respectivement les régimes I, II, III, IV et V.

NOTE 3 1 bar = 10² kPa = 10⁵ Pa.

NOTE 4 Pour le calcul de la pression à la *vena contracta*, et donc de la vitesse, on suppose dans la présente norme que la récupération de pression des gaz est identique à celle des liquides.

NOTE 5 La puissance acoustique et la pression acoustique sont couramment exprimées suivant une échelle logarithmique connue sous le nom d'échelle en décibels. Cette échelle relie sur un mode logarithmique la valeur en question à une référence standard. Cette référence standard est 2×10^{-5} Pa pour la pression acoustique et 10^{-12} W pour la puissance acoustique.

5 Vannes munies d'un équipement interne standard

5.1 Pressions et rapports de pression

Plusieurs pressions et rapports de pression sont utilisés dans la procédure de prédiction de bruit. Ils sont décrits ci-dessous. Pour ce qui concerne le bruit associé aux vannes de régulation, le rapport de pression différentielle x est souvent utilisé.

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

La *vena contracta* est la région de vitesse maximale et de pression minimale. Cette pression minimale associée à la pression d'entrée, qui ne peut être négative, est calculée comme suit:

$$\frac{p_{vc}}{p_1} = 1 - \frac{x}{F_L^2} \quad (2)$$

NOTE 1 Cette équation représente la définition de F_L en régime subsonique.

NOTE 2 Lorsque la vanne est munie de raccords adjacents, il convient de remplacer F_L par F_{LP}/F_p .

NOTE 3 Le coefficient F_L est nécessaire pour le calcul de la pression à la *vena contracta*. La pression à la *vena contracta* est ensuite utilisée pour calculer la vitesse, qui est elle-même nécessaire pour déterminer le coefficient de rendement acoustique.

En régime critique, la pression à la *vena contracta* et le rapport de pression différentielle correspondant lorsque $p_2 = p_{vcc}$, sont calculés comme suit:

$$x_{vcc} = 1 - \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3)$$

Le rapport de pression aval critique auquel commence le régime sonique à la *vena contracta* est calculé à partir de l'équation suivante:

$$x_C = F_L^2 x_{vcc} \quad (4)$$

NOTE 4 Lorsque la vanne est munie de raccords adjacents, il convient de remplacer F_L par F_{LP}/F_p .

Le coefficient de correction α est le rapport de deux rapports de pression:

- a) le rapport de la pression d'entrée à la pression de sortie en régime critique;
- b) le rapport de la pression d'entrée à la pression à la *vena contracta* en régime critique.

Il s'écrit comme suit:

$$\alpha = \frac{1 - x_{vcc}}{1 - x_C} \quad (5)$$

Le point auquel le mécanisme d'interaction turbulent-cellules de choc (régime IV) commence à dominer le spectre de bruit par rapport au mécanisme turbulent-cisaillement (régime III) est connu comme le point de rupture. Voir 5.2 pour une description de ces régimes. Le rapport de pression différentielle au point de rupture est calculé comme suit:

$$x_B = 1 - \frac{1}{\alpha} \left(\frac{1}{\gamma} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (6)$$

Le rapport de pression différentielle auquel commence la région de rendement acoustique constant (régime V) est calculé comme suit:

$$x_{CE} = 1 - \frac{1}{22 \alpha} \quad (7)$$

5.2 Définition des régimes

Une vanne de régulation régule le débit en transformant l'énergie potentielle (de pression) en turbulence. Le bruit dans une vanne de régulation résulte de la conversion d'une faible partie de cette énergie en énergie acoustique. La plupart de l'énergie est convertie en chaleur.

Les différents régimes de génération de bruit résultent de différents phénomènes acoustiques ou de réactions entre les molécules du gaz et les cellules de choc soniques. Dans le régime I, l'écoulement est subsonique et le gaz est partiellement recomprimé, ce qui explique l'influence du coefficient F_L . La génération de bruit dans ce régime est principalement du type dipôle.

Dans le régime II, il existe un écoulement sonique avec interaction entre les cellules de choc et un écoulement turbulent engorgé. La recompression diminue à mesure que l'on s'approche de la limite du régime II.

Dans le régime III, il n'y a pas de recompression isentropique. Le régime est supersonique et le mécanisme de cisaillement-écoulement turbulent domine.

Dans le régime IV, la structure de la cellule de choc diminue avec la formation du disque de Mach. Le mécanisme dominant est l'interaction entre les cellules de choc et l'écoulement turbulent.

Dans le régime V, le rendement acoustique est constant; une diminution de p_2 n'entraîne plus d'accroissement du bruit.

Pour un ensemble donné de conditions de service, le régime est déterminé comme suit:

Régime I	Si	$x \leq x_C$
Régime II	Si $x_C < x \leq x_{VCC}$	
Régime III	Si $x_{VCC} < x \leq x_B$	
Régime IV	Si $x_B < x \leq x_{CE}$	
Régime V	Si $x_{CE} < x$	

5.3 Calculs préliminaires

5.3.1 Coefficient de correction générique de la vanne F_d

Dans le cas des vannes multi-étagées, F_d s'applique uniquement au dernier étage.

Le coefficient de correction générique de la vanne peut être calculé par

$$F_d = \frac{d_H}{d_o} \quad (8a)$$

Le diamètre hydraulique d_H d'un chemin d'écoulement unique est déterminé par l'équation suivante:

$$d_H = \frac{4 A}{l_w} \quad (8b)$$

Le diamètre circulaire équivalent d_o de la section totale d'écoulement s'exprime comme suit:

$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot n_o \cdot A}{\pi}} \quad (8c)$$

Des valeurs types de F_d sont données au Tableau 2.

5.3.2 Diamètre du jet D_j

Le diamètre du jet est donné par l'équation suivante:

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C F_L} \quad (9)$$

NOTE 1 N_{14} est une constante numérique dont la valeur dépend du coefficient de débit spécifique (K_v ou C_v) utilisé. Les valeurs de cette constante peuvent être obtenues à partir du Tableau 1.

NOTE 2 Utiliser la valeur requise de C et non la valeur assignée de C de la vanne.

NOTE 3 Lorsque la vanne est munie de raccords adjacents, il convient de remplacer F_L par F_{LP}/F_D .

5.3.3 Masse volumique du fluide à l'entrée ρ_1

Dans la mesure du possible, il est préférable d'utiliser la masse volumique réelle du fluide, spécifiée par l'utilisateur. Si elle n'est pas disponible, un gaz parfait est alors supposé, et la masse volumique d'entrée est calculée à partir de l'équation suivante:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \quad (10)$$

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_{16}	$4,23 \times 10^4$	$4,89 \times 10^4$

NOTE Les constantes numériques non citées ne sont pas utilisées dans la présente norme.

Tableau 2 – Valeurs types du coefficient de correction générique de vanne F_d
(équipements internes de dimension nominale)

Type de vanne	Sens du fluide	Coefficient de débit relatif					
		ϕ					
		0,10	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
Soupape, clapet parabolique	Tend à ouvrir	0,10	0,15	0,25	0,31	0,39	0,46
	Tend à fermer	0,20	0,30	0,50	0,60	0,80	1,00
A soupape, clapet V-port à 3 V	Indifférent*	0,29	0,40	0,42	0,43	0,45	0,48
A soupape, clapet V-port à 4 V	Indifférent*	0,25	0,35	0,36	0,37	0,39	0,41
A soupape, clapet V-port à 6 V	Indifférent*	0,17	0,23	0,24	0,26	0,28	0,30
A soupape, à cage percée de 60 trous de même diamètre	Indifférent*	0,40	0,29	0,20	0,17	0,14	0,13
A soupape, à cage percée de 120 trous de même diamètre	Indifférent*	0,29	0,20	0,14	0,12	0,10	0,09
Papillon, excentré	Indifférent	0,18	0,28	0,43	0,55	0,64	0,70
Papillon, (à arbre centré) ouverture maximale 70°	Indifférent	0,26	0,34	0,42	0,50	0,53	0,57
Papillon, disque dentelé, ouverture maximale 70°	Indifférent	0,08	0,10	0,15	0,20	0,24	0,30
60° Disque plat, ouverture maximale 60°	Indifférent						0,50
Obturbateur rotatif excentré	Indifférent	0,12	0,18	0,22	0,30	0,36	0,42
A secteur sphérique, ouverture maximale 90°	Indifférent	0,60	0,65	0,70	0,75	0,78	0,98

NOTE Ces valeurs sont données à titre indicatif. Les valeurs exactes sont fournies par le fabricant.

* $p_1 - p_2$ limité dans le sens «le fluide tend à fermer».

5.4 Calculs de bruit interne

5.4.1 Calculs communs à tous les régimes

Dans chaque régime, la puissance acoustique interne W_a est égale au produit de la puissance intrinsèque de l'écoulement W_m et du coefficient de rendement acoustique η , comme indiqué dans l'Equation 11.

$$W_a = \eta W_m \quad (11)$$

Bien que celui-ci ne soit pas nécessaire dans l'application de cette méthode, le niveau de puissance acoustique interne totale est calculé comme suit:

$$L_{wi} = 10 \log_{10} \frac{W_a}{W_o} \quad (12)$$

5.4.2 Calculs dépendant du régime

Les équations pour calculer les valeurs appropriées de W_m et η sont données dans les Tableaux 3a et 3b pour chaque régime. Ceci permet de déterminer la puissance acoustique interne W_a , à l'aide de l'Equation (11).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-8-3:2010

Tableau 3 – Vue d'ensemble des équations dépendant du régime

Régime	Nombre de Mach M_{vc} , M_i , M_{js}	η	f_p	T_{vc} , T_{vcc}	c_{vc} , c_{vcc}	W_m
I subsonique $x \leq x_C$	$M_{vc} = \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma-1}\right) \left[\left(1 - \frac{x}{F_L^2}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} - 1 \right]}$	$\eta = \left(1 \times 10^{4\eta}\right) F_L^2 \cdot M_{vc}^3$	$f_p = \frac{St_p \cdot M_{vc} \cdot c_{vc}}{D_j}$	$T_{vc} = T_l \left(1 - \frac{x}{F_L^2}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$	$c_{vc} = \sqrt{\frac{p_l}{\rho_l} \left(1 - \frac{x}{F_L^2}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}}$	$W_m = \frac{\dot{m}(M_{vc} \cdot c_{vc})^2}{2}$
II $x_C < x \leq x_{vcc}$	$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{1}{\alpha(1-x)}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}$	$\eta = \left(1 \times 10^{4\eta}\right) \cdot \frac{x}{x_{vcc}} M_j^{6,6F_L^2}$	$f_p = \frac{St_p \cdot M_j \cdot c_{vcc}}{D_j}$			
III $x_{vcc} < x \leq x_B$	$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{1}{\alpha(1-x)}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}$	$\eta = \left(1 \times 10^{4\eta}\right) \cdot M_j^{6,6F_L^2}$	$f_p = \frac{St_p \cdot M_j \cdot c_{vcc}}{D_j}$	$T_{vcc} = \frac{2 T_l}{\gamma+1}$	$c_{vcc} = \sqrt{\frac{2 \gamma p_l}{\gamma+1 \rho_l}}$	$W_m = \frac{\dot{m} c_{vcc}^2}{2}$
IV $x_B < x \leq x_{CE}$	$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{1}{\alpha(1-x)}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}$	$\eta = \left(1 \times 10^{4\eta}\right) \left(\frac{M_j^2}{2}\right) (\sqrt{2})^{6,6F_L^2}$	$f_p = \frac{1,4 \cdot St_p \cdot c_{vcc}}{D_j \sqrt{M_j^2 - 1}}$			
V $x_{CE} \leq x$	$M_{js} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[(22)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}$	$\eta = \left(1 \times 10^{4\eta}\right) \left(\frac{M_{js}^2}{2}\right) (\sqrt{2})^{6,6F_L^2}$	$f_p = \frac{1,4 \cdot St_p \cdot c_{vcc}}{D_j \sqrt{M_{js}^2 - 1}}$			

NOTE Lorsque la vanne est munie de raccords adjacents, il convient de remplacer F_L par F_L/p .

L'exposant A_η est – 4 pour les sources de bruit de type dipôle pur comme pour les jets à expansion libre dans un grand volume d'expansion. Le coefficient de rendement acoustique de la vanne tient compte de l'effet des différentes géométries du corps de vanne et des raccords sur le rendement acoustique et de l'emplacement dans la tuyauterie derrière la vanne de régulation (distance $6 \times d_i$). Ainsi, les coefficients réels A_η sont différents pour les différents types de vannes et de raccords. Cette valeur peut également dépendre du rapport de pression différentielle x . Le Tableau 4 donne des valeurs moyennes types.

Le nombre de Strouhal St_p à la fréquence dominante se situe généralement dans une plage comprise entre 0,1 et 0,3 pour les jets à expansion libre. Les valeurs moyennes types correspondant à différents types de vannes et de raccords sont indiquées au Tableau 4.

Tableau 4 – Valeurs types de A_η et St_p

Vanne ou raccord adjacent	Sens du fluide	A_η	St_p
Soupape, clapet parabolique	Indifférent	-4,2	0,19
Soupape, clapet V-port	Indifférent	-4,2	0,19
Soupape, à cage à ouverture	Indifférent	-3,8	0,2
Soupape, à cage ou clapet percé(e) de plusieurs trous	Tend à ouvrir	-4,8	0,2
Soupape, à cage ou clapet percé(e) de plusieurs trous	Tend à fermer	-4,4	0,2
A papillon, excentré	Indifférent	-4,2	0,3
Papillon, (à arbre centré), ouverture maximale 70°	Indifférent	-4,2	0,3
Papillon, à disque dentelé, ouverture maximale 70°	Indifférent	-4,2	0,3
Papillon, disque plat, ouverture maximale 60°	Indifférent	-4,2	0,3
Obturbateur rotatif excentré	Indifférent	-3,6	0,3
A secteur sphérique, ouverture maximale 90°	Indifférent	-3,6	0,3
Plaque percée de trous, résistance fixe	Indifférent	-4,8	0,2
Divergent	Indifférent	-3,0	0,2
NOTE 1 Ces valeurs sont données à titre indicatif. Les valeurs exactes sont fournies par le fabricant.			
NOTE 2 Il convient d'utiliser la section 8, pour les équipements internes à plusieurs trous, pour lesquels la taille et l'espacement des trous sont contrôlés pour réduire le bruit.			

5.4.3 Calculs en aval

La masse volumique en aval est calculée à partir de l'équation suivante, en supposant que $T_1=T_2$:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (13)$$

La température en aval T_2 peut être déterminée en utilisant les relations thermodynamiques isenthalpiques, à condition que les propriétés du fluide nécessaires soient connues. Cependant, si les propriétés du fluide ne sont pas connues, T_2 peut être considérée comme approximativement égale à T_1 . A partir de l'équation suivante, la vitesse du son en aval peut

être calculée:

$$c_2 = \sqrt{\frac{\gamma R T_2}{M}} \quad (14)$$

Le nombre de Mach à la sortie de la vanne est calculé en utilisant l'Equation (15).

$$M_o = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} \quad (15)$$

NOTE 1 Il convient que M_o ne dépasse pas 0,3. Si M_o dépasse 0,3, il y a dégradation de la précision et il convient d'utiliser la procédure de l'Article 7.

La correction de vitesse de tuyauterie aval est approximativement:

$$L_g = 16 \log_{10} \left(\frac{1}{1 - M_2} \right) \quad (16)$$

où

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_1^2 \rho_2 c_2} \quad (17)$$

NOTE 2 Pour le calcul de L_g , M_2 est limité à 0,3.

5.4.4 Calcul de la pression acoustique interne de la vanne sur la paroi de la tuyauterie

Pour calculer le niveau de pression acoustique interne par rapport à la référence p_o , on utilise l'équation suivante:

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D^2} \right] + L_g \quad (18)$$

Les niveaux de pression acoustique interne dépendant de la fréquence peuvent être prévus à partir de l'Equation (39) ([17]).

$$L_{pi}(f_i) = L_{pi} - 8 - 10 \cdot \log \left\{ \left[1 + \left(\frac{f_i}{2 \cdot f_p} \right)^{2.5} \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{f_p}{2 \cdot f_i} \right)^{1.7} \right] \right\} \quad (19)$$

Tableau 5 – Indices de bandes de fréquences

Indice	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Fréquence [Hz]	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125
Indice	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Fréquence [Hz]	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600
Indice	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33
Fréquence [Hz]	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	20000

NOTE 1 La constante –8 remplace la constante initiale –5,3, de sorte que le niveau global – L_{pi} pour plus de 21 octaves soit égal à 0.

NOTE 2 Il convient de ne pas utiliser l'Equation (19) à l'extérieur de la plage de fréquences (12,5 Hz – 20 000 Hz), comme indiqué dans le Tableau 5.

5.5 Calcul de la perte par transmission de la tuyauterie

La perte par transmission dépendant de la fréquence dans la paroi de la tuyauterie est calculée comme suit:

$$TL(f_i) = 10 \log_{10} \left[(8,25 \times 10^{-7}) \left(\frac{c_2}{t_s f_i} \right)^2 \frac{G_x(f_i)}{\left(\frac{\rho_2 c_2 + 2 \cdot \pi \cdot t_s \cdot f_i \cdot \rho_s \cdot \eta_s(f_i)}{415 G_y(f_i)} + 1 \right)} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] - \Delta TL \quad (20a)$$

où ΔTL est un facteur d'amortissement dépendant de la dimension de la tuyauterie:

$$\Delta TL = \begin{cases} 0 & \text{pour } D > 0,15 \\ -16660 \cdot D^3 + 6370 \cdot D^2 - 813 \cdot D + 35,8 & \text{pour } 0,05 \leq D \leq 0,15 \\ 9 & \text{pour } D < 0,05 \end{cases} \quad (20b)$$

et η_s est le coefficient de perte structurale dépendant de la fréquence, sans dimension:

$$\eta_s(f_i) = \sqrt{\frac{f_g}{100 f_i}} \quad (20c)$$

NOTE 1 G_x et G_y sont définis au Tableau 6.

NOTE 2 Le rapport p_a/p_s est une correction de pression barométrique locale.

Les fréquences f_r , f_o et f_g sont calculées à partir des équations suivantes:

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

$$f_o = \frac{f_r}{4} \left(\frac{c_2}{c_a} \right) \quad (22)$$

$$f_g = \frac{\sqrt{3} (c_a)^2}{\pi t_s (c_s)} \quad (23)$$

NOTE 3 Dans les Equations (22) et (23), la constante $c_a = 343$ m/s représente la vitesse du son dans l'air sec en mètres par seconde (m/s) dans les conditions normales.

NOTE 4 Dans les Equations (21) et (23), la constante $c_s = 5\,000$ m/s représente la vitesse nominale du son dans la paroi de la tuyauterie en mètres par seconde (m/s), dans le cas de l'acier.

NOTE 5 Il convient de noter que la perte par transmission minimale survient à la première fréquence de coïncidence de la tuyauterie.

Tableau 6 – Facteurs de fréquence $G_x(f)$ et $G_y(f)$

$f_i < f_o$	$f_i \geq f_o$
$G_x(f_i) = \left(\frac{f_o}{f_r}\right)^{2/3} \left(\frac{f_i}{f_o}\right)^4$	$G_x(f_i) = \left(\frac{f_i}{f_r}\right)^{1/2}$ pour $f_i < f_r$ $G_x(f_i) = 1$ pour $f_i \geq f_r$
$G_y(f_i) = \left(\frac{f_o}{f_g}\right)$ pour $f_o < f_g$ $G_y(f_i) = 1$ pour $f_o \geq f_g$	$G_y(f_i) = \left(\frac{f_i}{f_g}\right)$ pour $f_i < f_g$ $G_y(f_i) = 1$ pour $f_i \geq f_g$

5.6 Calcul de la pression acoustique externe

Le spectre de niveau de pression acoustique externe à une distance de 1 m de la paroi de la tuyauterie peut être calculé à partir du spectre de niveau de pression acoustique interne et des pertes par transmission. Pour des nombres de Mach plus élevés à la sortie de la vanne, le niveau de pression acoustique interne combiné $L_{piS(f_i)}$ de l'effet de l'équipement interne de la vanne et du divergent sur la paroi de la tuyauterie doit être utilisé au lieu de $L_{pi(f_i)}$ (voir Equation (43) dans l'Article 7).

$$L_{pe,1m}(f_i) = L_{pi}(f_i) + TL(f_i) - 10 \log \left(\frac{D_i + 2 t_s + 2}{D_i + 2 t_s} \right) \quad (24)$$

Enfin, le niveau de pression acoustique totale pondéré A à une distance de 1 m de la paroi de la tuyauterie peut être calculé comme suit:

$$L_{pAe,1m} = 10 \cdot \log_{10} \left(\sum_{i=1}^{N=33} 10^{\frac{L_{pe,1m}(f_i) + \Delta L_A(f_i)}{10}} \right) \quad (25)$$

où

f_i = fréquence centrale de bande de tiers d'octave;

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

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

$\Delta L_A(f_i)$ = coefficient pondéré "A" à la fréquence f_i

Tableau 7 – Coefficient pondéré “A” à la fréquence f_i

f_i [Hz]	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125
$\Delta L_A(f_i)$	-63,4	-56,7	-50,5	-44,7	-39,4	-34,6	-30,2	-26,2	-22,5	-19,1	-16,1
f_i [Hz]	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600
$\Delta L_A(f_i)$	-13,4	-10,9	-8,6	-6,6	-4,8	-3,2	-1,9	-0,8	0	0,6	1,0
f_i [Hz]	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	20000
$\Delta L_A(f_i)$	1,2	1,3	1,2	1,0	0,5	-0,1	-1,1	-2,5	-4,3	-6,6	-9,3

NOTE Des bandes d'octave peuvent également être utilisées lorsque, dans l'Equation (19), on utilise pour le premier terme de 8 dB une valeur de 3 dB.

5.7 Organigramme de calcul

L'organigramme suivant donne une séquence logique d'utilisation des équations ci-dessus pour le calcul du niveau de pression acoustique.

Commencer avec 5,1, 5,2 et 5,3 pour tous les régimes.

Puis 5,4 pour les calculs dépendant du régime.

Puis 5,5 et 5,6 pour tous les régimes.

NOTE Voir l'Annexe A pour des exemples de calculs.

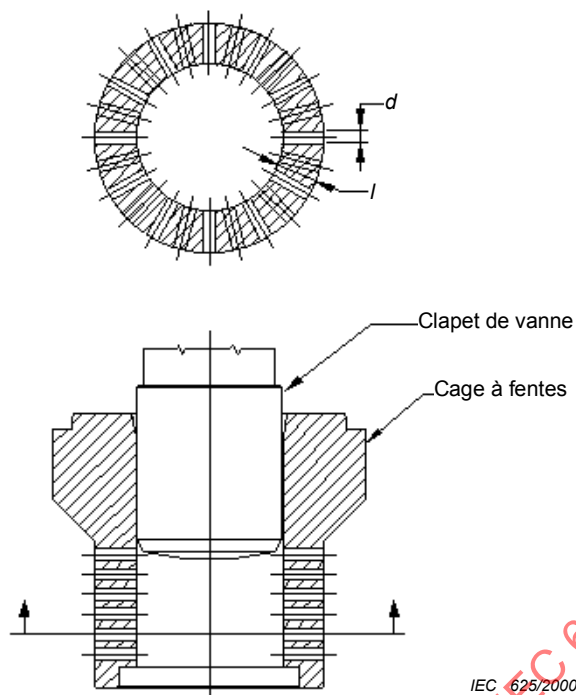
6 Vannes munies d'un équipement interne spécial

6.1 Généralités

Le présent article est applicable aux vannes munies d'un équipement interne spécial. Bien qu'il utilise une grande partie de la procédure de l'Article 5, il constitue un article séparé de la présente norme, car les équipements internes considérés nécessitent une considération particulière.

6.2 Equipement interne mono-étagé à chemins d'écoulement multiples

Pour les vannes mono-étagées avec équipement interne à chemins d'écoulement multiples (voir, à la Figure 1, un exemple parmi beaucoup d'autres d'équipements internes de réduction de bruit), sans récupération de pression significative entre les étages, la procédure de l'Article 5 doit être utilisée, à l'exception de ce qui suit.



NOTE Ceci est un exemple parmi d'autres d'équipements internes de réduction de bruit.

Figure 1 – Equipement interne mono-étagé à chemins d'écoulement multiples

Tous les chemins d'écoulement doivent avoir le même diamètre hydraulique, et la distance qui les sépare doit être suffisante pour éviter une interaction des jets.

Bien que le coefficient de correction générique de vanne soit le même qu'à l'Article 5, un exemple d'application est donné ci-dessous:

EXEMPLE

Soit un équipement interne comprenant 48 chemins rectangulaires activés qui ont une largeur de 0,010 m et une hauteur de 0,002 m. La surface A de chaque chemin est de $0,010 \times 0,002 = 0,000\,02\text{ m}^2$. Le périmètre mouillé $l_w = (2 \times 0,010) + (2 \times 0,002) = 0,024\text{ m}$; $d_o = 0,035\text{ m}$, et $d_H = 0,0033$, ce qui implique que $F_d = 0,0033/0,035 = 0,094$.

Le diamètre du jet D_j est calculé comme suit:

$$D_j = N_{14} \cdot F_d \sqrt{C[0,9 - 0,06(l/d)]} \quad (26)$$

NOTE 1 F_{L_n} a été remplacé par $[0,9 - 0,06(l/d)]$ dans l'expression de D_j , et l/d a une valeur maximale de 4.

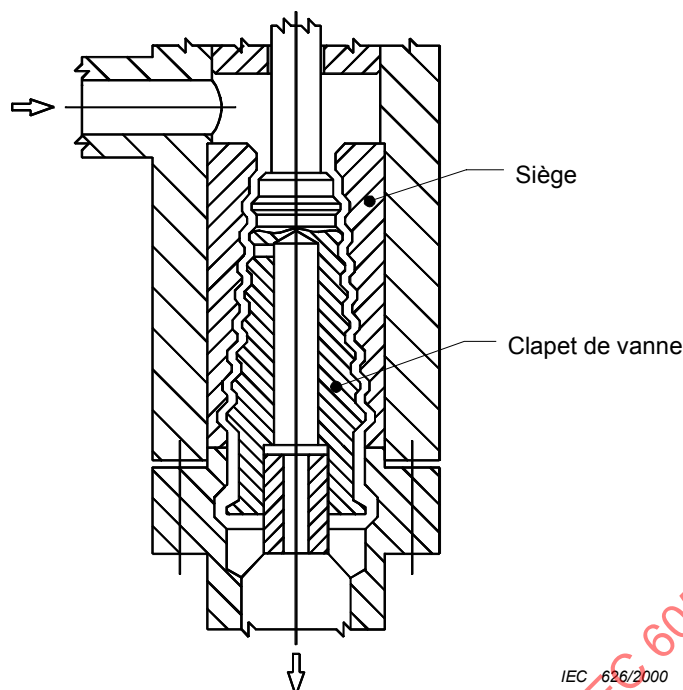
La conséquence de l'utilisation de $[0,9 - 0,06(l/d)]$ au lieu de F_{L_n} est une augmentation générale de la perte par transmission dans les régimes I, II et III jusqu'à 5 dB.

Le nombre de Mach à la sortie de la vanne se calcule en utilisant l'Equation (15).

NOTE 2 Pour les rapports de pression $p_1/p_2 > 4$, l'Equation (8a) qui est utilisée pour calculer F_d , n'est applicable que lorsque la distance entre les chemins dépasse $0,7 d$. Elle perd également sa validité lorsque le nombre de Mach M_o à la sortie de la vanne dépasse 0,2.

6.3 Equipement interne à chemin d'écoulement unique, à détente multi-étagée (deux étages de restriction ou plus)

Pour les vannes multi-étagées à chemin d'écoulement unique (voir la Figure 2 pour un exemple parmi beaucoup d'autres d'équipements internes de réduction de bruit) sans récupération de pression significative entre les étages, la procédure de l'Article 5 doit être utilisée, à l'exception de ce qui suit.



NOTE Ceci est un exemple parmi d'autres d'équipements internes de réduction de bruit.

Figure 2 – Equipement interne à chemin d'écoulement unique, à détente multi-étagée

NOTE 1 Tous les calculs de 6.3 s'appliquent au dernier étage.

Le coefficient de débit C_n doit être utilisé au lieu de C . Cela s'applique au dernier étage de l'équipement interne multi-étagé. Lorsque les valeurs de C_n ne sont pas données par le fabricant de la vanne, la relation suivante doit être utilisée:

$$C_n = N_{16} A_n \quad (27)$$

NOTE 2 N_{16} est une constante numérique dont la valeur dépend du coefficient de débit spécifique (K_v ou C_v) utilisé. Les valeurs de cette constante peuvent être obtenues à partir du Tableau 1.

La pression intermédiaire p_n du dernier étage doit être utilisée au lieu de p_1 , et la masse volumique ρ_n au lieu de ρ_1 . Ces valeurs sont déterminées en utilisant les équations suivantes, selon le cas:

NOTE 3 Si $p_1/p_2 \geq 2$, il convient alors de supposer d'abord que $p_n/p_2 < 2$, et il convient alors de calculer p_n à partir de l'Equation (28a). Si la valeur de p_n calculée est $\geq 2 p_2$, il convient alors de calculer p_n à partir de l'Equation (28b) et de poursuivre suivant la procédure.

Si $p_1/p_2 \geq 2$ et $p_n/p_2 < 2$:

$$p_n = \sqrt{\left(\frac{p_1 C}{1,155 C_n} \right)^2 + p_2^2} \quad (28a)$$

Si $p_1/p_2 \geq 2$ et $p_n/p_2 \geq 2$:

$$p_n = p_1 \left(\frac{C}{C_n} \right) \quad (28b)$$

Si $p_1/p_2 < 2$:

$$p_n = \sqrt{\left(\frac{C}{C_n}\right)^2 (p_1^2 - p_2^2) + p_2^2} \quad (28c)$$

$$\rho_n = \rho_1 \left(\frac{p_n}{p_1} \right) \quad (29)$$

Le diamètre du jet au dernier étage utilisé dans les équations pour la fréquence dominante est déterminé à partir de l'équation suivante:

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C_n F_L} \quad (30)$$

NOTE 4 Dans cette Equation, il convient d'utiliser F_d et F_L du dernier étage.

Enfin, le niveau de pression acoustique interne du dernier étage qui est rayonné dans la tuyauterie doit être corrigé à partir de l'équation suivante:

$$L_{pi} = L_{pi,n} + \frac{I}{(n-I)^{0.125}} 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{p_l}{p_n} \right) \quad (31)$$

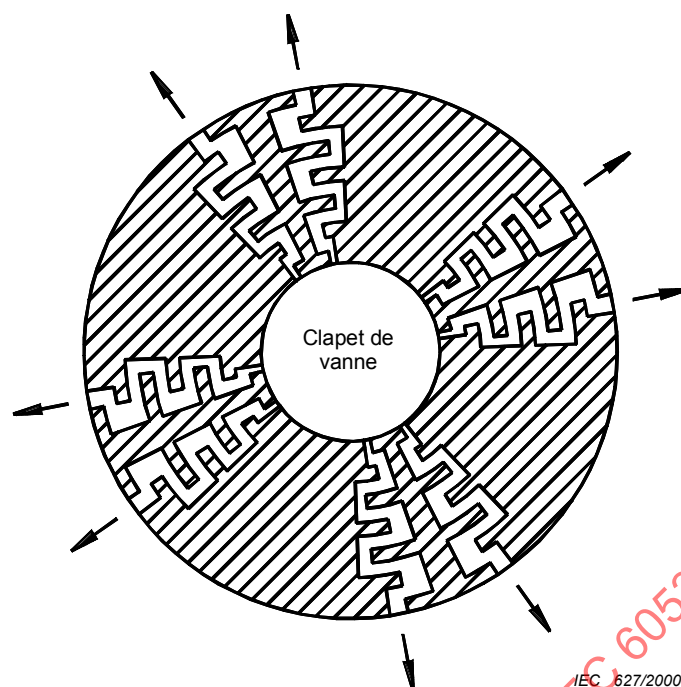
NOTE 5 La contribution au bruit du dernier étage est donnée par $L_{pi,n}$. Le terme $10 \log_{10} (p_l/p_n)$ tient compte du niveau de pression acoustique engendré par la détente dans les autres étages.

6.4 Equipement interne multi-étagé, à chemins d'écoulement multiples (deux chemins ou plus, deux étages ou plus)

NOTE 1 Ce paragraphe ne couvre que les vannes à mouvement linéaire.

NOTE 2 Tous les calculs de 6.4 s'appliquent au dernier étage.

Pour les équipements internes multi-étagés à chemins d'écoulement multiples (voir la Figure 3 pour un exemple parmi tant d'autres d'équipements internes à réduction de bruit), la procédure de l'Article 5 doit être utilisée, à l'exception de ce qui suit.



NOTE Ceci est un exemple parmi d'autres d'équipements internes de réduction de bruit.

Figure 3 – Equipement interne multi-étagé, à chemins d'écoulement multiples (deux chemins ou plus, deux étages ou plus)

Tous les chemins d'écoulement doivent avoir le même diamètre hydraulique, et la distance qui les sépare doit être suffisante pour éviter une interaction des jets. La surface de passage de chaque étage doit augmenter entre l'entrée et la sortie.

La pression à la *vena contracta* p_{vc} doit être calculée en utilisant F_{Ln} au lieu de F_L dans l'Equation (2). Le coefficient de débit C_n de l'Equation (27) doit être utilisé au lieu de C ; la pression intermédiaire p_n du dernier étage de l'Equation (28) doit être utilisée au lieu de p_1 , et la masse volumique ρ_n de l'Equation (29) doit être utilisée au lieu de ρ_1 .

Le nombre de Mach du jet est calculé à partir de l'équation suivante:

$$M_{jn} = \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma - 1}\right) \left[\left(1 - \frac{x}{F_{Ln}^2}\right)^{(1-\gamma)/\gamma} - 1 \right]} \quad (32)$$

où le taux de chute de pression x pour le dernier étage est déterminé à partir de l'Equation (1) en utilisant p_n au lieu de p_1 .

La fréquence dominante f_p est calculée à partir de l'Equation (33) en utilisant le diamètre du jet D_j du dernier étage tiré de l'Equation (30):

$$f_p = \frac{St_p M_{jn} c_{vc}}{D_j} \quad (33)$$

NOTE 3 Si le nombre de Strouhal St_p ne peut être déterminé, St_p peut être fixé égal à 0,2.

NOTE 4 La méthode de 6.4 n'est pas précise si le nombre de Mach M_0 à la sortie de la vanne dépasse 0,2. Pour le calcul de M_0 , voir l'Equation (15). Pour un nombre de Mach de 0,3, l'erreur peut dépasser 5 dB. Se reporter à l'Article 7 pour des nombres de Mach supérieurs.

NOTE 5 Voir l'Annexe A pour un exemple de calcul.

Enfin, le niveau de pression acoustique pondéré A, L_{pAe} , est calculé à partir de l'Equation (25).

7 Cas des nombres de Mach supérieurs en sortie de vanne

7.1 Généralités

Cet article fournit une méthode de prévision des niveaux de pression acoustique engendrés à la sortie de la vanne avec ou sans divergent. L'applicabilité est limitée à une valeur d'angle total maximale de 30° pour le raccord de réduction installé en aval de la vanne. Des valeurs d'angles plus élevées peuvent donner lieu à des instabilités de débit qui ne relèvent pas du domaine d'application de la présente norme.

7.2 Méthode de calcul

Dans la tuyauterie aval, la vitesse est limitée à un nombre de Mach de 0,8 et se calcule à partir de l'équation suivante:

$$U_p = \frac{4 \dot{m}}{\pi \rho_2 D_i^2} \quad (34)$$

La vitesse du gaz U_R à l'entrée du divergent est limitée à la vitesse du son c_2 et se calcule comme suit:

$$U_R = \frac{U_p D_i^2}{\beta d_i^2} \quad (35)$$

NOTE 1 Il est reconnu que le gradient de vitesse à la sortie de la vanne n'est pas toujours uniforme et qu'il peut être nécessaire d'employer un coefficient de contraction. Ce coefficient β fait partie de l'Equation (35). La valeur de β peut être extraite de résultats d'essai utilisant le point d'écoulement engorgé à la sortie de la vanne comme révélateur de l'existence d'une vitesse du son (Mach 1). La section nette est égale au quotient du débit massique par le produit de la masse volumique et de la vitesse du son. Il peut aussi être déterminé par des méthodes analytiques. Une valeur de $\beta = 0,93$ semble appropriée pour les vannes à soupape à corps droit. On ne dispose pas, actuellement, de valeurs numériques relatives aux autres types de vannes mais, pour certaines vannes rotatives, la valeur peut tomber jusqu'à 0,7.

La puissance intrinsèque de l'écoulement dans le divergent est déterminée à partir de l'Equation (36)

$$W_{mR} = \frac{\dot{m} U_R^2}{2} \left[\left(1 - \frac{d_i^2}{D_i^2} \right)^2 + 0,2 \right] \quad (36)$$

La fréquence dominante du bruit généré est déterminée comme suit:

$$f_{pR} = \frac{St_p U_R}{d_i} \quad (37)$$

L'Equation (38) est utilisée pour calculer le coefficient de rendement acoustique.

$$\eta_R = \left(1 \times 10^{A_\eta} \right) M_R^3 \quad (38)$$

NOTE 2 Pour St_p et A_η s, voir le Tableau 4.

où

$$M_R = \frac{U_R}{c_2} \quad (39)$$

Donc, la puissance acoustique générée est déterminée comme suit:

$$W_{aR} = \eta_R W_{mR} \quad (40)$$

Bien que non requis par cette méthode, le niveau de puissance acoustique totale est calculé à partir de l'Equation (12).

Pour calculer le niveau de pression acoustique interne par rapport à la référence P_0 , on utilise l'équation suivante:

$$L_{piR} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_{aR} \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] + L_g \quad (41)$$

Le spectre de fréquences relatif aux niveaux de pression acoustique interne dû au bruit de la tuyauterie aval peut être prévu à partir de l'Equation (42) ([17]).

$$L_{piR}(f_i) = L_{piR} - 8 - 10 \cdot \log \left\{ \left[1 + \left(\frac{f_i}{2 \cdot f_{pR}} \right)^{2.5} \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{f_{pR}}{2 \cdot f_i} \right)^{1.7} \right] \right\} \quad (42)$$

NOTE 3 Des bandes d'octave peuvent également être utilisées lorsque, dans l'Equation (41), on utilise pour le premier terme de 8 dB une valeur de 3 dB.

Le niveau de pression acoustique combiné $L_{piS}(f_i)$ de l'équipement interne de la vanne $L_{pi}(f_i)$ et du divergent $L_{piR}(f_i)$ peut être estimé à partir de l'Equation (42).

$$L_{piS}(f_i) = 10 \log_{10} \left(10^{L_{pi}(f_i)/10} + 10^{L_{piR}(f_i)/10} \right) \quad (43)$$

Dans l'Equation (24), $L_{piS}(f_i)$ doit ensuite être utilisé au lieu de $L_{pi}(f_i)$ pour calculer les niveaux de pression acoustique externe dans les Equations (24) et (25).

8 Vannes à coefficients de rendement acoustique déterminés expérimentalement

En remplacement des valeurs calculées à l'aide des valeurs types données dans le Tableau 4, la présente norme considère les coefficients de rendement acoustique fondés sur des données de laboratoire pour les conceptions spécifiques de vannes. Cette valeur alternative du coefficient de rendement acoustique η_x doit être calculée à partir des mesures du bruit réalisées conformément aux procédures spécifiées dans la CEI 60534-8-1.

La méthode recommandée consiste à mesurer directement L_{pi} et $L_{pi}(f_i)$ en fonction du rapport de pression différentielle x , conformément à la Méthode B de la CEI 60534-8-1.

Une autre méthode consiste à mesurer $L_{pe,1m}$ et $L_{pe,1m}(f_i)$ à partir des mesures du bruit externe en fonction du rapport de pression différentielle x conformément aux procédures de la CEI 60534-8-1 Méthode A. Sur cette base, L_{pi} et $L_{pi}(f_i)$ doivent être calculés à partir de

$L_{pe,1m}(f_i)$ mesuré et de la perte par transmission. (voir 5.6). Par conséquent, les données relatives à la tuyauterie du montage d'essai doivent être utilisées.

Pour les deux mesures, il convient que le nombre de Mach à la sortie de la vanne M_O soit inférieur aux limites appropriées applicables à l'équipement interne soumis à essai.

Sur la base des valeurs de L_{pi} et $L_{pi}(f_i)$ déterminées de manière expérimentale (directement ou avec $L_{pe,1m}(f_i)$), il est possible de déterminer les paramètres suivants:

- Le coefficient de rendement acoustique η_x déterminé expérimentalement en fonction de x . Il serait utilisé en remplacement des valeurs calculées conformément aux équations du Tableau 3.
- Une nouvelle fonction de profil de fréquence $L_{pi}(f_i) - L_{pi}$, permettant de déterminer de nouvelles valeurs du nombre de Strouhal dominant. Le nouveau profil serait utilisé à la place de l'Equation (19). Le nouveau nombre de Strouhal serait utilisé à la place des valeurs types données au Tableau 4 lors du calcul de la fréquence dominante f_p conformément aux équations du Tableau 3.

Il convient que tous les autres calculs soient conformes à 5.7.

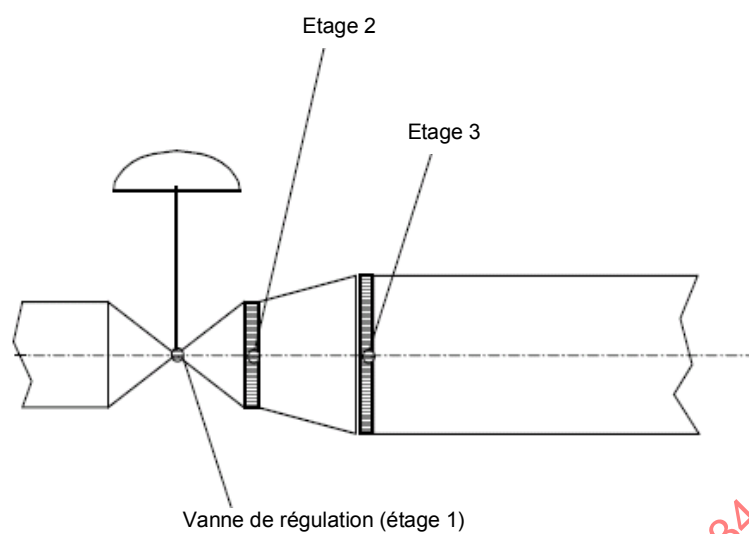
9 Combinaison du bruit généré par une vanne de régulation munie de deux étages ou plus à section fixe, installés en aval

Lorsque des étages de détente à section fixe (tels que des plaques percées de trous) sont installés en aval d'une vanne de régulation, le bruit total généré en aval peut être calculé comme suit (l'exemple s'applique à une configuration à deux étages):

$$L_{piTot}(f_i) = 10 \bullet \log_{10} \left(10^{0,1 \bullet (L_{pi(1)}(f_i) - \Delta(2)(f_i) - \Delta(3)(f_i))} + 10^{0,1 \bullet (L_{pi(2)}(f_i) - \Delta(3)(f_i))} + 10^{0,1 \bullet (L_{pi(3)}(f_i))} \right) \quad (44)$$

où

- $L_{piTOT}(f_i)$ est le niveau acoustique total à l'intérieur de la tuyauterie en aval du dernier étage à section fixe. $L_{piTOT}(f_i)$ doit être utilisé dans l'Equation (24) au lieu de $L_{pi}(f_i)$ pour calculer $L_{pe,1m}(f_i)$;
- $L_{pi(j)}(f_i)$ est le niveau acoustique interne généré par l'étage (j) à la fréquence (f_i) dans la tuyauterie aval sans tenir compte de l'atténuateur acoustique installé en aval;
- $\Delta_{(j)}(f_i)$ est l'atténuation du bruit de l'étage (j) à la fréquence (f_i). $\Delta_{(j)}(f_i)$ sont des valeurs expérimentales. En l'absence de valeurs expérimentales, $\Delta_{(j)}(f_i)$ peut être fixé égal à 0.



IEC 2490/10

Figure 4 – Vanne de régulation avec deux étages à section fixe installés en aval

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-8-3:2010