

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC**

60534-8-3

Deuxième édition
Second edition
2000-07

Vannes de régulation des processus industriels –

Partie 8-3:

Considérations sur le bruit –

**Méthode de prédiction du bruit aérodynamique
des vannes de régulation**

Industrial-process control valves –

Part 8-3:

Noise considerations –

Control valve aerodynamic noise prediction method



Numéro de référence
Reference number
CEI/IEC 60534-8-3:2000

Numéros des publications

Depuis le 1er janvier 1997, les publications de la CEI sont numérotées à partir de 60000.

Publications consolidées

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

Validité de la présente publication

Le contenu technique des publications de la CEI est constamment revu par la CEI afin qu'il reflète l'état actuel de la technique.

Des renseignements relatifs à la date de reconfirmation de la publication sont disponibles dans le Catalogue de la CEI.

Les renseignements relatifs à des questions à l'étude et des travaux en cours entrepris par le comité technique qui a établi cette publication, ainsi que la liste des publications établies, se trouvent dans les documents ci-dessous:

- «Site web» de la CEI*
- **Catalogue des publications de la CEI**
Publié annuellement et mis à jour régulièrement
(Catalogue en ligne)*
- **Bulletin de la CEI**
Disponible à la fois au «site web» de la CEI* et comme périodique imprimé

Terminologie, symboles graphiques et littéraux

En ce qui concerne la terminologie générale, le lecteur se reportera à la CEI 60050: *Vocabulaire Electrotechnique International* (VEI).

Pour les symboles graphiques, les symboles littéraux et les signes d'usage général approuvés par la CEI, le lecteur consultera la CEI 60027: *Symboles littéraux à utiliser en électrotechnique*, la CEI 60417: *Symboles graphiques utilisables sur le matériel. Index, relevé et compilation des feuilles individuelles*, et la CEI 60617: *Symboles graphiques pour schémas*.

* Voir adresse «site web» sur la page de titre.

Numbering

As from 1 January 1997 all IEC publications are issued with a designation in the 60000 series.

Consolidated publications

Consolidated versions of some IEC publications including amendments are available. For example, edition numbers 1.0, 1.1 and 1.2 refer, respectively, to the base publication, the base publication incorporating amendment 1 and the base publication incorporating amendments 1 and 2.

Validity of this publication

The technical content of IEC publications is kept under constant review by the IEC, thus ensuring that the content reflects current technology.

Information relating to the date of the reconfirmation of the publication is available in the IEC catalogue.

Information on the subjects under consideration and work in progress undertaken by the technical committee which has prepared this publication, as well as the list of publications issued, is to be found at the following IEC sources:

- **IEC web site***
- **Catalogue of IEC publications**
Published yearly with regular updates
(On-line catalogue)*
- **IEC Bulletin**
Available both at the IEC web site* and as a printed periodical

Terminology, graphical and letter symbols

For general terminology, readers are referred to IEC 60050: *International Electrotechnical Vocabulary* (IEV).

For graphical symbols, and letter symbols and signs approved by the IEC for general use, readers are referred to publications IEC 60027: *Letter symbols to be used in electrical technology*, IEC 60417: *Graphical symbols for use on equipment. Index, survey and compilation of the single sheets* and IEC 60617: *Graphical symbols for diagrams*.

* See web site address on title page.

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC**

60534-8-3

Deuxième édition
Second edition
2000-07

Vannes de régulation des processus industriels –

Partie 8-3:

Considérations sur le bruit –

**Méthode de prédiction du bruit aérodynamique
des vannes de régulation**

Industrial-process control valves –

Part 8-3:

Noise considerations –

Control valve aerodynamic noise prediction method

© IEC 2000 Droits de reproduction réservés — Copyright - all rights reserved

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

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

International Electrotechnical Commission
Telefax: +41 22 919 0300

3, rue de Varembe Geneva, Switzerland
e-mail: inmail@iec.ch IEC web site <http://www.iec.ch>



Commission Electrotechnique Internationale
International Electrotechnical Commission
Международная Электротехническая Комиссия

CODE PRIX
PRICE CODE

XA

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

SOMMAIRE

	Pages
AVANT-PROPOS	4
INTRODUCTION	8
Articles	
1 Domaine d'application et limitations	10
2 Références normatives	12
3 Définitions.....	12
4 Symboles.....	14
5 Vannes munies d'un équipement interne standard	20
5.1 Pressions et rapports de pression.....	20
5.2 Définition des régimes	22
5.3 Calculs préliminaires.....	24
5.4 Régime I (écoulement subsonique)	28
5.5 Régimes II à V (calculs communs)	30
5.6 Calculs de bruit.....	34
5.7 Organigramme.....	38
6 Vannes munies d'un équipement interne de réduction de bruit.....	40
6.1 Introduction.....	40
6.2 Equipement interne monoétagé à chemins d'écoulement multiples	40
6.3 Equipement interne à chemin d'écoulement unique, à détente multiétagée (deux étages de restriction ou plus)	42
6.4 Equipement interne multiétagé, à chemins d'écoulement multiples (deux chemins ou plus, deux étages ou plus).....	46
6.5 Vannes non couvertes par la présente norme	48
7 Cas des nombres de Mach supérieurs en sortie de vanne.....	48
7.1 Introduction.....	48
7.2 Méthode de calcul.....	48
Annexe A (informative) Exemples de calcul.....	54
Bibliographie.....	112
Figure 1 – Equipement interne monoétagé à chemins d'écoulement multiples	40
Figure 2 – Equipement interne à chemin d'écoulement unique, à détente multiétagée.....	42
Figure 3 – Equipement interne multiétagé, à chemins d'écoulement multiples (deux chemins ou plus, deux étages ou plus)	46
Tableau 1 – Constantes numériques N	26
Tableau 2 – Valeurs typiques du coefficient de correction générique de vanne F_d (équipements internes de dimension nominale)	26
Table 3 – Rapport de puissance acoustique r_w	28
Tableau 4 – Coefficients de fréquence G_x et G_y	38

CONTENTS

	Page
FOREWORD	5
INTRODUCTION	9
Clause	
1 Scope and limitations	11
2 Normative references	13
3 Definitions	13
4 Symbols	15
5 Valves with standard trim	21
5.1 Pressures and pressure ratios	21
5.2 Regime definition	23
5.3 Preliminary calculations	25
5.4 Regime I (subsonic flow)	29
5.5 Regimes II to V (common calculations)	31
5.6 Noise calculations	35
5.7 Calculation flow chart	39
6 Valves with noise-reducing trim	41
6.1 Introduction	41
6.2 Single stage, multiple flow passage trim	41
6.3 Single flow path, multistage pressure reduction trim (two or more throttling steps) ..	43
6.4 Multipath, multistage trim (two or more passages and two or more stages)	47
6.5 Valves not included in this standard	49
7 Valves with higher outlet Mach numbers	49
7.1 Introduction	49
7.2 Calculation procedure	49
Annex A (informative) Calculation examples	55
Bibliography	113
Figure 1 – Single stage, multiple flow passage trim	41
Figure 2 – Single flow path, multistage pressure reduction trim	43
Figure 3 – Multipath, multistage trim (two or more passages and two or more stages)	47
Table 1 – Numerical constants N	27
Table 2 – Typical values of valve style modifier F_d (full size trim)	27
Table 3 – Acoustic power ratio r_w	29
Table 4 – Frequency factors G_x and G_y	39

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 CEI (Commission Électrotechnique Internationale) 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. 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 intéressés sont représentés dans chaque comité d'études.
- 3) Les documents produits se présentent sous la forme de recommandations internationales. Ils sont publiés comme normes, spécifications techniques, rapports techniques ou guides et agréés comme tels par les Comités nationaux.
- 4) Dans le but d'encourager l'unification internationale, les Comités nationaux de la CEI s'engagent à appliquer de façon transparente, dans toute la mesure possible, les Normes internationales de la CEI dans leurs normes nationales et régionales. Toute divergence entre la norme de la CEI et la norme nationale ou régionale correspondante doit être indiquée en termes clairs dans cette dernière.
- 5) La CEI n'a fixé aucune procédure concernant le marquage comme indication d'approbation et sa responsabilité n'est pas engagée quand un matériel est déclaré conforme à l'une de ses normes.
- 6) L'attention est attirée sur le fait que certains des éléments de la présente Norme internationale 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: Dispositifs, du comité d'études 65 de la CEI: Mesure et commande dans les processus industriels.

Cette deuxième édition de la CEI 60534-8-3 annule et remplace la première édition parue en 1995. Cette deuxième édition constitue une révision technique.

Le texte de cette norme est issu des documents suivants:

FDIS	Rapport de vote
65B/400/FDIS	65B/407/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 3.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES –

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

FOREWORD

- 1) The IEC (International Electrotechnical Commission) is a worldwide organization for standardization comprising all national electrotechnical committees (IEC National Committees). The object of the 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, the IEC publishes International Standards. 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. The 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 the 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 National Committees.
- 3) The documents produced have the form of recommendations for international use and are published in the form of standards, technical specifications, technical reports or guides and they are accepted by the National Committees in that sense.
- 4) In order to promote international unification, IEC National Committees undertake to apply IEC International Standards transparently to the maximum extent possible in their national and regional standards. Any divergence between the IEC Standard and the corresponding national or regional standard shall be clearly indicated in the latter.
- 5) The IEC provides no marking procedure to indicate its approval and cannot be rendered responsible for any equipment declared to be in conformity with one of its standards.
- 6) Attention is drawn to the possibility that some of the elements of this International Standard may be the subject of patent rights. The 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: Devices, of IEC technical Committee 65: Industrial-process measurement and control.

This second edition of IEC 60534-8-3 cancels and replaces the first edition published in 1995. This second edition constitutes a technical revision.

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

FDIS	Report on voting
65B/400/FDIS	65B/407/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 3.

L'annexe A est donnée uniquement à titre d'information.

Le comité a décidé que le contenu de cette publication ne sera pas modifié avant 2007.
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 60534-8-3:2000

Withdrawing

Annex A is for information only.

The committee has decided that the contents of this publication will remain unchanged until 2007. At this date, the publication will be

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

Withdrawn
IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60534-8-3:2000

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 l'énergie mécanique convertie en énergie 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 sonore 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 partie de la CEI 60534 offre une méthode permettant d'établir cette valeur.

Les équations de la présente partie de la CEI 60534 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 surface 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 sonores supplémentaires qui peuvent être ajoutés sur le mode logarithmique avec les niveaux sonores créés à l'intérieur de la vanne. Se reporter aux articles 5 et 6 pour les nombres de Mach jusqu'à 0,3 et à l'article 7 pour les nombres de Mach plus élevés.

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 recueillies dans des conditions de laboratoire (suivant la CEI 60534-8-1).

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 massiques 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.

Les équations de perte par transmission sont basées sur une analyse rigoureuse de l'interaction entre les ondes sonores existant dans la tuyauterie et les nombreuses fréquences de coïncidence dans la paroi de la tuyauterie. Les larges tolérances d'épaisseur de paroi 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 calcul 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.

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 part of IEC 60534 offers a method to establish this value.

The equations in this part of IEC 60534 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. See clauses 5 and 6 for Mach numbers up to 0,3 and clause 7 for Mach numbers greater than 0,3.

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 (reference IEC 60534-8-1).

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.

The transmission loss equations are based on a rigorous analysis of the interaction between the sound waves existing in the pipe and the many coincidence frequencies in the pipe wall. 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.

Example 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.

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 et limitations

La présente partie de la CEI 60534 établit une méthode théorique pour prévoir le niveau de pression sonore extérieur 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 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 équations (38) et (40) en 5.6).

La méthode est applicable aux vannes monoétagées suivantes: à soupape (droites et d'équerre), 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 nominal sont nommément exclues.

Pour les limitations applicables aux équipements internes de réduction de bruit spéciaux non couverts par cette norme, voir 6.5. Lorsque le nombre de Mach à la sortie de la vanne dépasse 0,3 pour les équipements internes standard et 0,2 pour les équipements internes à réduction de bruit, on applique la méthode de l'article 7.

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 divergent M_r	Non applicable	Non applicable	1,0
Tuyauterie aval M_2	0,3	0,2	0,8

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES –

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

1 Scope and limitations

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, 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 (38) and (40) in 5.6).

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 6.5. 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 Références normatives

Les documents normatifs suivants contiennent des dispositions qui, par suite de la référence qui y est faite, constituent des dispositions valables pour la présente partie de la CEI 60534. Pour les références datées, les amendements ultérieurs ou les révisions de ces publications ne s'appliquent pas. Toutefois, les parties prenantes aux accords fondés sur la présente partie de la CEI 60534 sont invitées à rechercher la possibilité d'appliquer les éditions les plus récentes des documents normatifs indiqués ci-après. Pour les références non datées, la dernière édition du document normatif en référence s'applique. Les membres de la CEI et de l'ISO possèdent le registre des Normes internationales en vigueur.

CEI 60534 (toutes les parties), *Vannes de régulation des processus industriels*

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

3 Définitions

Pour les besoins de la présente partie de la CEI 60534, toutes les définitions données dans la série CEI 60534 s'appliquent, ainsi que les suivantes:

3.1

rendement acoustique

rapport entre l'énergie de l'écoulement transformée en énergie acoustique et l'énergie de l'écoulement

3.2

fréquence de coïncidence externe

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

plus faible fréquence à laquelle la vitesse de propagation axiale de l'onde acoustique 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

2 Normative references

The following normative documents contain provisions which, through reference in this text, constitute provisions of this part of IEC 60534. For dated references, subsequent amendments to, or revisions of, any of these publications do not apply. However, parties to agreements based on this part of IEC 60534 are encouraged to investigate the possibility of applying the most recent editions of the normative documents indicated below. For undated references, the latest edition of the normative document referred to applies. Members of ISO and IEC maintain registers of currently valid International Standards.

IEC 60534 (all parts), *Industrial-process control valves*

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

3 Definitions

For the purpose of this part of IEC 60534, all of the definitions given in the IEC 60534 series apply, as well as the following:

3.1

acoustical efficiency

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

3.2

external coincidence frequency

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

lowest frequency at which the 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

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

fréquence à laquelle la pression sonore 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 des chemins d'écoulement indépendants identiques, à une course donnée

4 Symboles

Symbole	Définition	Unité
A	Surface d'un chemin d'écoulement unique	m ²
A_n	Surface totale de l'orifice du dernier étage d'une vanne multiétagée de n étages, à une course donnée	m ²
C	Coefficient de débit (K_v et C_v)	Diverses (voir CEI 60534-1)
C_n	Coefficient de débit du dernier étage d'une vanne multiétagée de n étages	Diverses (voir CEI 60534-1)
c_{vc}	Vitesse du son dans la <i>vena contracta</i> en régime subsonique	m/s
c_{vcc}	Vitesse du son de 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 chemin d'écoulement circulaire unique 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 (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 avec raccords adjacents (voir note 4)	Sans dimension

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**

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_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_n	Flow coefficient for last stage of multistage trim with n stages	Various (see IEC 60534-1)
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	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 à la sortie de la vanne ou à l'entrée du divergent	Hz
f_r	Fréquence d'anneau	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'une veine fluide unique	m
L_{peR}	Niveau de pression sonore causé par la turbulence du gaz induite par le divergent, à 1 m de la tuyauterie, en pondération A	dB(A) (ref P_0)
L_g	Correction relative au nombre de Mach	dB (ref P_0)
L_{pAe}	Niveau de pression sonore à l'extérieur de la tuyauterie, en pondération A	dB(A) (ref P_0)
$L_{pAe,1m}$	Niveau de pression sonore à 1 m de la paroi de la tuyauterie, en pondération A	dB(A) (ref P_0)
L_{pi}	Niveau de pression sonore interne sur la paroi de la tuyauterie (voir 5.6)	dB (ref P_0)
L_{piR}	Niveau de pression sonore dans la tuyauterie aval (voir 7.2)	dB (ref P_0)
L_{pS}	Niveau de pression sonore combiné de l'effet de l'équipement interne de la vanne et du divergent, à 1 m de la paroi de la tuyauterie, en pondération A	dB(A) (ref P_0)
L_{wi}	Niveau de puissance sonore interne totale	dB (ref W_0)
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 multiétagée à n étages	Sans dimension
M_{j5}	Nombre de Mach d'un jet à expansion libre pour le régime V	Sans dimension
M_0	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
$\dot{m}_s$	Débit massique à la vitesse sonique	kg/s
N	Constantes numériques (voir tableau 1)	Diverses
N_0	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)

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
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_{peR}	A-weighted sound-pressure level 1 m from pipe wall, caused by pipe expander-induced gas turbulence	dB(A) (ref P_0)
L_g	Correction for Mach number	dB (ref P_0)
L_{pAe}	A-weighted sound-pressure level external of pipe	dB(A) (ref P_0)
$L_{pAe,1m}$	A-weighted sound-pressure level 1 m from pipe wall	dB(A) (ref P_0)
L_{pi}	Internal sound-pressure level at pipe wall (see 5.6)	dB (ref P_0)
L_{piR}	Internal sound-pressure level in downstream pipe (see 7.2)	dB (ref P_0)
L_{pS}	Combined A-weighted sound-pressure level 1 m from pipe wall, caused by valve trim and expander	dB(A) (ref P_0)
L_{wi}	Total internal sound power level	dB (ref W_0)
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
$\dot{m}_s$	Mass flow rate at sonic velocity	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	Pression intermédiaire en amont du dernier étage d'une vanne multiétagée à n étages	Pa
p_0	Pression sonore de référence = 2×10^{-5} (voir note 5)	Pa
p_s	Pression atmosphérique standard (voir note 1)	Pa
p_{vc}	Pression absolue à la <i>vena contracta</i> en régime subsonique	Pa
p_{vcc}	Pression absolue à la <i>vena contracta</i> en régime critique	Pa
p_1	Pression absolue à l'entrée de la vanne	Pa
p_2	Pression absolue à la sortie de la vanne	Pa
p_{2B}	Pression absolue à la sortie de la vanne au point de rupture	Pa
p_{2C}	Pression absolue à la sortie de la vanne en régime critique	Pa
p_{2CE}	Pression absolue à la sortie de la vanne délimitant la zone de rendement acoustique constant	Pa
R	Constante universelle = 8 314	J/kmol $\times$ K
r_w	Rapport de puissance acoustique (voir tableau 3)	Sans dimension
T_n	Température absolue à l'entrée du dernier étage d'une vanne multiétagée 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	Perte par transmission de la tuyauterie	dB
TL_R	Perte par transmission de la tuyauterie aval	dB
t_p	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
U_{vc}	Vitesse à la <i>vena contracta</i> en régime subsonique	m/s
W_a	Puissance sonore	W
W_{aR}	Puissance sonore à la sortie de la vanne ou à l'entrée du divergent	W
W_m	Puissance intrinsèque de l'écoulement	W
W_{mR}	Puissance intrinsèque de l'écoulement à la sortie de la vanne ou à l'entrée du divergent	W
W_{ms}	Puissance intrinsèque de l'écoulement à vitesse sonique	W
W_0	Puissance sonore de référence = 10^{-12} (voir note 5)	W
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

p_n	Absolute stagnation pressure at 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_{vcc}	Absolute <i>vena contracta</i> pressure at critical flow conditions	Pa
p_1	Valve inlet absolute pressure	Pa
p_2	Valve outlet absolute pressure	Pa
p_{2B}	Valve outlet absolute pressure at break point	Pa
p_{2C}	Valve outlet absolute pressure at critical flow conditions	Pa
p_{2CE}	Valve outlet absolute pressure where region of constant acoustical efficiency begins	Pa
R	Universal gas constant = 8 314	J/kmol $\times$ K
r_w	Acoustic power ratio (see table 3)	Dimensionless
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	Transmission loss	dB
TL_R	Transmission loss in downstream pipe	dB
t_p	Pipe wall thickness	m
U_p	Gas velocity in downstream pipe	m/s
U_R	Gas velocity in the inlet of expander	m/s
U_{vc}	<i>Vena contracta</i> velocity at subsonic flow conditions	m/s
W_a	Sound power	W
W_{aR}	Sound power in valve outlet or reduced diameter of expander	W
W_m	Stream power of mass flow	W
W_{mR}	Stream power of mass flow in valve outlet or reduced diameter of expander	W
W_{ms}	Stream power of mass flow rate at sonic velocity	W
W_o	Reference sound power = 10^{-12} (see note 5)	W
α	Recovery correction factor	Dimensionless
β	Contraction coefficient for valve outlet or expander inlet	Dimensionless
γ	Specific heat ratio	Dimensionless

η	Coefficient de rendement acoustique (voir note 2)	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 multiétagée à n étages, à p_n et T_n	kg/m ³
Φ	Coefficient de débit relatif	Sans dimension
Indices		
e	Pour «externe»	
i	Pour «interne»	
n	Pour «dernier étage de l'équipement interne»	
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 supposera dans la présente norme que la récupération de pression des gaz est identique à celle des liquides.

NOTE 5 La puissance sonore et la pression sonore 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.

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

$$p_{vc} = p_1 - \frac{p_1 - p_2}{F_L^2} \quad (1)$$

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

NOTE 2 Lorsque la vanne est munie de raccords adjacents, 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* est calculée comme suit:

$$p_{vcc} = p_1 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2)$$

η	Acoustical efficiency factor (see note 2)	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
Φ	Relative flow coefficient	Dimensionless
Subscripts		
e	Denotes external	
i	Denotes internal	
n	Denotes last stage of trim	
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.

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

$$p_{vc} = p_1 - \frac{p_1 - p_2}{F_L^2} \quad (1)$$

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

NOTE 2 When the valve has attached fittings, replace F_L 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* is calculated as follows:

$$p_{vcc} = p_1 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2)$$

La pression aval critique à laquelle commence le régime sonique à la *vena contracta* est calculée à partir de l'équation suivante:

$$p_{2C} = p_1 - F_L^2 (p_1 - p_{vcc}) \quad (3)$$

NOTE 4 Lorsque la vanne est munie de raccords adjacents, 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:

$$\alpha \equiv \frac{\left(\frac{p_1}{p_{2C}} \right)}{\left(\frac{p_1}{p_{vcc}} \right)} = \frac{p_{vcc}}{p_{2C}} \quad (4)$$

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. La pression aval au point de rupture est:

$$p_{2B} = \frac{p_1}{\alpha} \left(\frac{1}{\gamma} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (5)$$

La pression aval à laquelle commence la région de rendement acoustique constant (régime V) est calculée comme suit:

$$p_{2CE} = \frac{p_1}{22 \alpha} \quad (6)$$

5.2 Définition des régimes

Une vanne de régulation règle 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 sonore. La plupart de l'énergie est convertie en chaleur.

Les différents régimes de génération de bruit résultent de différents phénomènes sonores 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.

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

$$p_{2C} = p_1 - F_L^2 (p_1 - p_{vcc}) \quad (3)$$

NOTE 4 When the valve has attached fittings, replace F_L 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:

$$\alpha \equiv \frac{\left(\frac{p_1}{p_{2C}} \right)}{\left(\frac{p_1}{p_{vcc}} \right)} = \frac{p_{vcc}}{p_{2C}} \quad (4)$$

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 downstream pressure at the break point is calculated as follows:

$$p_{2B} = \frac{p_1}{\alpha} \left(\frac{1}{\gamma} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (5)$$

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

$$p_{2CE} = \frac{p_1}{22 \alpha} \quad (6)$$

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, 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.

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	$p_2 \geq p_{2C}$
Régime II	Si $p_{2C} > p_2$	$p_2 \geq p_{VCC}$
Régime III	Si $p_{VCC} > p_2$	$p_2 \geq p_{2B}$
Régime IV	Si $p_{2B} > p_2$	$p_2 \geq p_{2CE}$
Régime V	Si $p_{2CE} > p_2$	

5.3 Calculs préliminaires

5.3.1 Coefficient de correction générique de la vanne F_d

Dans le cas des vannes multiétagées, F_d est relatif au dernier étage.

Le coefficient de correction générique de la vanne est défini par

$$F_d = \frac{d_H}{d_o} \quad (7a)$$

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

$$d_H = \frac{4 A}{l_w} \quad (7b)$$

Le diamètre circulaire équivalent d_o d'un chemin d'écoulement unique de section égale à la somme des sections de tous les chemins d'écoulement s'exprime comme suit:

$$d_o = \sqrt{\frac{4 N_o A}{\pi}} \quad (7c)$$

Des valeurs typiques 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:

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C F_L} \quad (8)$$

NOTE 1 N_{14} est une constante numérique dont la valeur dépend du coefficient de débit (K_v ou C_v) utilisé. Les valeurs de cette constante figurent au tableau 1.

NOTE 2 Utiliser la valeur de C à la course considérée et non la valeur nominale de C de la vanne.

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

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	$p_2 \geq p_{2C}$
Regime II	If $p_{2C} > p_2 \geq p_{vcc}$	
Regime III	If $p_{vcc} > p_2 \geq p_{2B}$	
Regime IV	If $p_{2B} > p_2 \geq p_{2CE}$	
Regime V	If $p_{2CE} > p_2$	

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

$$F_d = \frac{d_H}{d_o} \quad (7a)$$

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

$$d_H = \frac{4 A}{l_w} \quad (7b)$$

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

$$d_o = \sqrt{\frac{4 N_o A}{\pi}} \quad (7c)$$

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:

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C F_L} \quad (8)$$

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, replace F_L with F_{LP}/F_p .

Le rapport de puissance acoustique représente la part de puissance sonore rayonnée dans la tuyauterie aval. Les valeurs correspondant à différents types de vanne et aux raccords adjacents sont indiquées au tableau 3.

Tableau 1 – Constantes numériques N

Constante	Coefficient de débit	
	K_v	C_v
N_{14}	$4,9 \times 10^{-3}$	$4,6 \times 10^{-3}$
N_{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 typiques 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
A 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, (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
Papillon, 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 «fluide tend à fermer».

5.3.3 Acoustic power ratio r_w

The acoustic power ratio represents the portion of sound power radiated into the downstream pipe. Factors for various valves and fittings are given in table 3.

Table 1 – Numerical constants N

Constant	Flow coefficient	
	K_v	C_v
N_{14}	$4,9 \times 10^{-3}$	$4,6 \times 10^{-3}$
N_{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, 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
Butterfly 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.

Table 3 – Rapport de puissance acoustique r_w

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

5.4 Régime I (écoulement subsonique)

La vitesse du gaz à la *vena contracta* est donnée par l'équation suivante:

$$U_{vc} = \sqrt{2 \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) \left[1 - \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \frac{p_1}{\rho_1}} \quad (9)$$

La puissance intrinsèque de l'écoulement est calculée comme suit:

$$W_m = \frac{\dot{m} (U_{vc})^2}{2} \quad (10)$$

La température à la *vena contracta* en régime subsonique se calcule à partir de l'équation suivante:

$$T_{vc} = T_1 \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (11)$$

A la *vena contracta*, la vitesse du son est calculée comme suit:

$$c_{vc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vc}}{M}} \quad (12)$$

Le nombre de Mach à la *vena contracta* se calcule à partir de l'équation suivante:

$$M_{vc} = \frac{U_{vc}}{c_{vc}} \quad (13)$$

Table 3 – Acoustic power ratio r_w

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

5.4 Regime I (subsonic flow)

The velocity of the gas in the *vena contracta* is given by the following equation:

$$U_{vc} = \sqrt{2 \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \left[1 - \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \frac{p_1}{\rho_1}} \quad (9)$$

The stream power of the mass flow is calculated as follows:

$$W_m = \frac{\dot{m} (U_{vc})^2}{2} \quad (10)$$

The temperature in the *vena contracta* for subsonic flow is calculated from the following equation:

$$T_{vc} = T_1 \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (11)$$

In the *vena contracta*, the speed of sound is calculated as follows:

$$c_{vc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vc}}{M}} \quad (12)$$

The Mach number in the *vena contracta* is calculated using the following equation:

$$M_{vc} = \frac{U_{vc}}{c_{vc}} \quad (13)$$

Pour le régime I, le coefficient de rendement acoustique se calcule comme suit:

$$\eta_1 = (1 \times 10^{-4}) M_{vc}^{3,6} \quad (14)$$

La puissance sonore générée en régime I et rayonnée dans la tuyauterie aval est donc

$$W_a = \eta_1 r_w W_m F_L^2 \quad (15)$$

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

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

$$L_{wi} = 10 \log_{10} \frac{W_a}{W_0} \quad (16)$$

Pour calculer la puissance sonore interne dans la tuyauterie, retrancher 6 dB de L_{wi} .

La fréquence dominante du bruit généré se calcule à partir de l'équation suivante:

$$f_p = \frac{0,2 U_{vc}}{D_j} \quad (17)$$

5.5 Régimes II à V (calculs communs)

Les calculs ci-après sont communs aux régimes II à V, qui correspondent à des vitesses soniques ou supersoniques.

Pour un écoulement sonique (ou critique), la température à la *vena contracta* est donnée par

$$T_{vcc} = \frac{2 T_1}{\gamma + 1} \quad (18)$$

La vitesse du son à la *vena contracta* peut se calculer à partir de l'équation suivante:

$$c_{vcc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vcc}}{M}} \quad (19)$$

La puissance intrinsèque de l'écoulement se calcule donc comme suit:

$$W_{ms} = \frac{\dot{m} c_{vcc}^2}{2} \quad (20)$$

Bien que celle-ci ne soit pas nécessaire dans l'application de cette méthode, le niveau de puissance sonore interne est calculé en utilisant l'équation (16) et les équations (23), (26), (28) ou (32).

For regime I, the acoustical efficiency factor is calculated as follows:

$$\eta_1 = (1 \times 10^{-4}) M_{vc}^{3,6} \quad (14)$$

Thus, the sound power generated in regime I and radiated into the downstream pipe is

$$W_a = \eta_1 r_w W_m F_L^2 \quad (15)$$

NOTE When the valve has attached fittings, replace F_L with F_{LP}/F_P .

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

$$L_{wi} = 10 \log_{10} \frac{W_a}{W_0} \quad (16)$$

To calculate pipe internal sound power, subtract 6 dB from L_{wi} .

The peak frequency of the generated noise is calculated from the following equation:

$$f_p = \frac{0,2 U_{vc}}{D_j} \quad (17)$$

5.5 Regimes II to V (common calculations)

The following calculations are common for regimes II through V, which are at sonic velocity or above.

For sonic (or critical) flow, the *vena contracta* temperature is given by

$$T_{vcc} = \frac{2 T_1}{\gamma + 1} \quad (18)$$

The velocity of sound in the *vena contracta* is calculated using the following equation:

$$c_{vcc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vcc}}{M}} \quad (19)$$

Stream power is then calculated as follows:

$$W_{ms} = \frac{\dot{m} c_{vcc}^2}{2} \quad (20)$$

Although not required for this method, the internal sound power level is calculated using equation (16) and equations (23), (26), (28) or (32).

Dans le jet à expansion libre, le nombre de Mach est calculé à partir de l'équation suivante pour les régimes II à IV:

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_1}{\alpha p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} \quad (21)$$

5.5.1 Régime II

Pour le régime II, le coefficient de rendement acoustique est calculé à partir de l'équation suivante:

$$\eta_2 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6,6} F_L^2 \quad (22)$$

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

La puissance sonore générée par le régime II et rayonnée dans la tuyauterie aval est calculée comme suit:

$$W_a = \eta_2 r_w W_{ms} \left(\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{vcc}} \right) \quad (23)$$

La fréquence dominante est donc déterminée comme suit:

$$f_p = \frac{0,2 M_j c_{vcc}}{D_j} \quad (24)$$

5.5.2 Régime III

Pour le régime III, le coefficient de rendement acoustique se calcule comme suit:

$$\eta_3 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6,6} F_L^2 \quad (25)$$

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

La puissance sonore générée par le régime III et rayonnée dans la tuyauterie aval est donnée par l'équation suivante:

$$W_a = \eta_3 r_w W_{ms} \quad (26)$$

La fréquence dominante est calculée à partir de l'équation (24).

5.5.3 Régime IV

Pour le régime IV, le coefficient de rendement acoustique se calcule comme suit:

$$\eta_4 = (1 \times 10^{-4}) \left(\frac{M_j^2}{2} \right) (\sqrt{2})^{6,6} F_L^2 \quad (27)$$

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

In the freely expanding jet, the Mach number is calculated from the following equation for regimes II through IV:

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_1}{\alpha p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} \quad (21)$$

5.5.1 Regime II

The acoustical efficiency factor for regime II is calculated from the following equation:

$$\eta_2 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6,6} F_L^2 \quad (22)$$

NOTE When the valve has attached fittings, replace F_L with F_{LP}/F_p .

The sound power generated in regime II and radiated into the downstream pipe is calculated as follows:

$$W_a = \eta_2 r_w W_{ms} \left(\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{vcc}} \right) \quad (23)$$

The peak frequency is then determined as follows:

$$f_p = \frac{0,2 M_j c_{vcc}}{D_j} \quad (24)$$

5.5.2 Regime III

In regime III, the acoustical efficiency factor is calculated as follows:

$$\eta_3 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6,6} F_L^2 \quad (25)$$

NOTE When the valve has attached fittings, replace F_L with F_{LP}/F_p .

The sound power generated in regime III and radiated into the downstream pipe is given by the following equation:

$$W_a = \eta_3 r_w W_{ms} \quad (26)$$

The peak frequency is calculated from equation (24).

5.5.3 Regime IV

The acoustical efficiency factor in regime IV is calculated as follows:

$$\eta_4 = (1 \times 10^{-4}) \left(\frac{M_j^2}{2} \right) (\sqrt{2})^{6,6} F_L^2 \quad (27)$$

NOTE When the valve has attached fittings, replace F_L with F_{LP}/F_p .

La puissance acoustique générée par le régime IV et rayonnée dans la tuyauterie aval est alors donnée par l'équation suivante:

$$W_a = \eta_4 r_w W_{ms} \quad (28)$$

La fréquence dominante pour le régime IV est alors déterminée comme suit:

$$f_p = \frac{0,35 c_{vcc}}{1,25 D_j \sqrt{M_j^2 - 1}} \quad (29)$$

5.5.4 Régime V

Pour ce régime, le nombre de Mach du jet se calcule à partir de l'équation suivante:

$$M_{j5} = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[(22)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} \quad (30)$$

Le coefficient de rendement acoustique constant est déterminé comme suit:

$$\eta_5 = \left(1 \times 10^{-4} \left(\frac{M_{j5}^2}{2} \right) \left(\sqrt{2} \right)^{0,6 F^2} \right) \quad (31)$$

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

La puissance sonore générée par le régime V et rayonnée dans la tuyauterie aval est ensuite calculée comme suit:

$$W_a = \eta_5 r_w W_{ms} \quad (32)$$

La fréquence dominante pour le régime V est calculée à partir de l'équation (29) en remplaçant M_j par M_{j5} .

5.6 Calculs de bruit

La masse volumique en aval est calculée à partir de l'équation suivante:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (33)$$

La température en aval T_2 peut être déterminée en utilisant les relations thermodynamiques isenthalpiques, pourvu que les propriétés du fluide soient connues. Néanmoins, si les propriétés du fluide ne sont pas connues, on peut considérer T_2 comme approximativement égal à T_1 .

La vitesse du son en aval se calcule à partir de l'équation suivante:

$$c_2 = \sqrt{\frac{\gamma R T_2}{M}} \quad (34)$$

The sound power generated in regime IV and radiated into the downstream pipe is then calculated from the following equation:

$$W_a = \eta_4 r_w W_{ms} \quad (28)$$

The peak frequency for regime IV is then determined as follows:

$$f_p = \frac{0,35 c_{vcc}}{1,25 D_j \sqrt{M_j^2 - 1}} \quad (29)$$

5.5.4 Regime V

In this regime, the jet Mach number is calculated from the following equation:

$$M_{j5} = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[(22)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} \quad (30)$$

The constant acoustical efficiency factor is determined as follows:

$$\eta_5 = \left(1 \times 10^{-4} \left(\frac{M_{j5}^2}{2} \right) \left(\sqrt{2} \right)^{6,6 \frac{F_L^2}{F_p^2}} \right) \quad (31)$$

NOTE When the valve has attached fittings, replace F_L with F_{Lp}/F_p .

Then, the sound power generated in regime V and radiated into the downstream pipe is calculated as follows:

$$W_a = \eta_5 r_w W_{ms} \quad (32)$$

The peak frequency for regime V is calculated from equation (29) using M_{j5} instead of M_j .

5.6 Noise calculations

The downstream mass density is calculated from the following equation:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (33)$$

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:

$$c_2 = \sqrt{\frac{\gamma R T_2}{M}} \quad (34)$$

Le nombre de Mach à la sortie de la vanne se calcule en utilisant l'équation (35).

$$M_o = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} \quad (35)$$

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 est recommandé d'utiliser la procédure de l'article 7.

Pour calculer le niveau de pression sonore interne par rapport à P_o , on utilise l'équation suivante:

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] \quad (36)$$

La perte par transmission au travers de la paroi de la tuyauterie se calcule comme suit:

$$TL = 10 \log_{10} \left[(7,6 \times 10^{-7}) \left(\frac{c_2}{t_p f_p} \right)^2 \frac{G_x}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415 G_y} + 1 \right)} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] \quad (37)$$

NOTE 2 G_x et G_y sont définis au tableau 4.

NOTE 3 Le rapport p_a/p_s est une correction de pression barométrique locale.

NOTE 4 Le modèle de perte par transmission de tuyauterie est fondé sur un schéma de distribution de fréquence interne de 6 dB/octave.

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

$$f_r = \frac{5\,000}{\pi D_i} \quad (38)$$

$$f_o = \frac{f_r}{4} \left(\frac{c_2}{343} \right) \quad (39)$$

$$f_g = \frac{\sqrt{3} (343)^2}{\pi t_p (5\,000)} \quad (40)$$

NOTE 5 Dans les équations (39) et (40), la constante 343 représente la vitesse du son dans l'air en mètres par seconde (m/s).

NOTE 6 Dans les équations (38) et (40), la constante 5 000 représente la vitesse nominale du son dans la paroi de tuyauterie en mètres par seconde (m/s) dans le cas de l'acier.

NOTE 7 A noter que la perte par transmission minimale survient à la première fréquence de coïncidence de la tuyauterie.

The Mach number at the valve outlet is calculated using equation (35).

$$M_o = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} \quad (35)$$

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.

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

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] \quad (36)$$

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

$$TL = 10 \log_{10} \left[\left(7,6 \times 10^{-7} \right) \left(\frac{c_2}{t_p f_p} \right)^2 \frac{G_x}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415 G_y} + 1 \right)} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] \quad (37)$$

NOTE 2 G_x and G_y are defined in table 4.

NOTE 3 The ratio p_a/p_s is a correction for local barometric pressure.

NOTE 4 The transmission loss model is based on an internal frequency distribution of 6 dB/octave.

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

$$f_r = \frac{5\,000}{\pi D_i} \quad (38)$$

$$f_o = \frac{f_r}{4} \left(\frac{c_2}{343} \right) \quad (39)$$

$$f_g = \frac{\sqrt{3} (343)^2}{\pi t_p (5\,000)} \quad (40)$$

NOTE 5 In equations (39) and (40), the constant 343 is the speed of sound in air in metres per second (m/s).

NOTE 6 In equations (38) and (40), the constant 5 000 is the nominal speed of sound in the pipe wall in metres per second (m/s) for steel.

NOTE 7 Note that the minimum transmission loss occurs at the first pipe coincidence frequency.

Tableau 4 – Coefficients de fréquence G_x et G_y

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

La correction de vitesse de tuyauterie aval est d'environ

$$L_g = 16 \log_{10} \left(\frac{1}{1 - M_2^2} \right) \quad (41)$$

où

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_1^2 \rho_2 c_2} \quad (42)$$

NOTE 8 Pour le calcul de L_g , M_2 est limité à 0,3.

Le niveau de pression sonore en pondération A qui est rayonné sur le diamètre extérieur de la tuyauterie est déterminé comme suit:

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + TL + L_g \quad (43)$$

NOTE 9 Dans l'équation (43), le premier terme de 5 dB représente une correction moyenne intégrant toutes les fréquences dominantes.

Enfin, le niveau de pression sonore en pondération A à une distance de 1 m de la paroi de la tuyauterie se calcule comme suit:

$$L_{pAe,1m} = L_{pAe} - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2t_p + 2}{D_i + 2t_p} \right] \quad (44)$$

5.7 Organigramme

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

Table 4 – Frequency factors G_x and G_y

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

The downstream pipe velocity correction is approximately:

$$L_g = 16 \log_{10} \left(\frac{1}{1 - M_2} \right) \quad (41)$$

where

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_1^2 \rho_2 c_2} \quad (42)$$

NOTE 8 For calculating L_g , M_2 is limited to 0.3.

The A-weighted sound-pressure level that is radiated at the outside diameter of the pipe is determined as follows:

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + TL + L_g \quad (43)$$

NOTE 9 In equation (43), the first term of 5 dB is an average correction that accounts for all of the frequency peaks.

Finally, the A-weighted sound-pressure level at a distance of 1 m from the pipe wall is calculated as follows:

$$L_{pAe,1m} = L_{pAe} - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2t_p + 2}{D_i + 2t_p} \right] \quad (44)$$

5.7 Calculation flow chart

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

Commencer avec les paragraphes 5.1, 5.2 et 5.3.

Dans le cas du régime I, se reporter ensuite aux paragraphes 5.4 et 5.6.

Dans le cas du régime II, se reporter ensuite aux paragraphes 5.5, 5.5.1 et 5.6.

Dans le cas du régime III, se reporter ensuite aux paragraphes 5.5, 5.5.2 et 5.6.

Dans le cas du régime IV, se reporter ensuite aux paragraphes 5.5, 5.5.3 et 5.6.

Dans le cas du régime V, se reporter ensuite aux paragraphes 5.5, 5.5.4 et 5.6.

NOTE Voir l'annexe A pour des exemples de calcul.

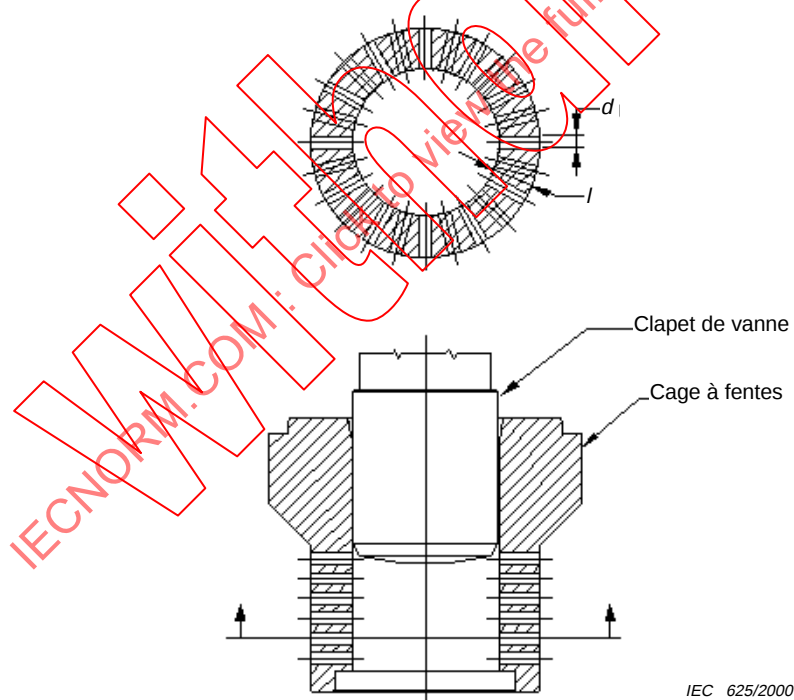
6 Vannes munies d'un équipement interne de réduction de bruit

6.1 Introduction

Le présent article est applicable aux vannes munies d'un équipement interne de réduction de bruit. 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 monoétagé à chemins d'écoulement multiples

Pour les vannes monoétagées avec équipement interne à chemins d'écoulement multiples (voir, à la figure 1, un exemple parmi tant d'autres d'équipements internes de réduction de bruit), on doit utiliser la procédure de l'article 5, à l'exception de ce qui suit:



IEC 625/2000

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

Figure 1 – Equipement interne monoétage à chemins d'écoulement multiples

Start with subclauses 5.1, 5.2 and 5.3.

If regime I, then subclauses 5.4 and 5.6.

If regime II, then subclauses 5.5, 5.5.1 and 5.6.

If regime III, then subclauses 5.5, 5.5.2 and 5.6.

If regime IV, then subclauses 5.5, 5.5.3 and 5.6.

If regime V, then subclauses 5.5, 5.5.4 and 5.6.

NOTE See annex A for calculation examples.

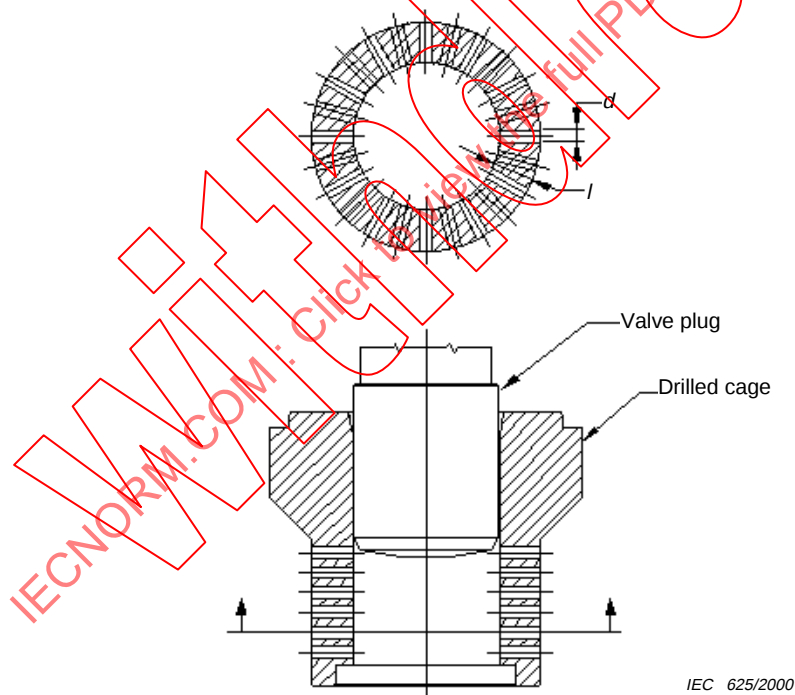
6 Valves with noise-reducing trim

6.1 Introduction

This clause is applicable to valves with noise-reducing trim. 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), 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

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

Bien que le coefficient de correction inhérent au style 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 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 $d_H = 0,0033\text{ m}$, ce qui implique que $F_d = 0,0033/0,035 = 0,094$.

Le diamètre du jet D_j est calculé comme suit:

$$D_j = N_{14} \cdot F_d \sqrt{C[0,9 - 0,06(l/d)]} \quad (45)$$

NOTE 1 F_{Ln} 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.

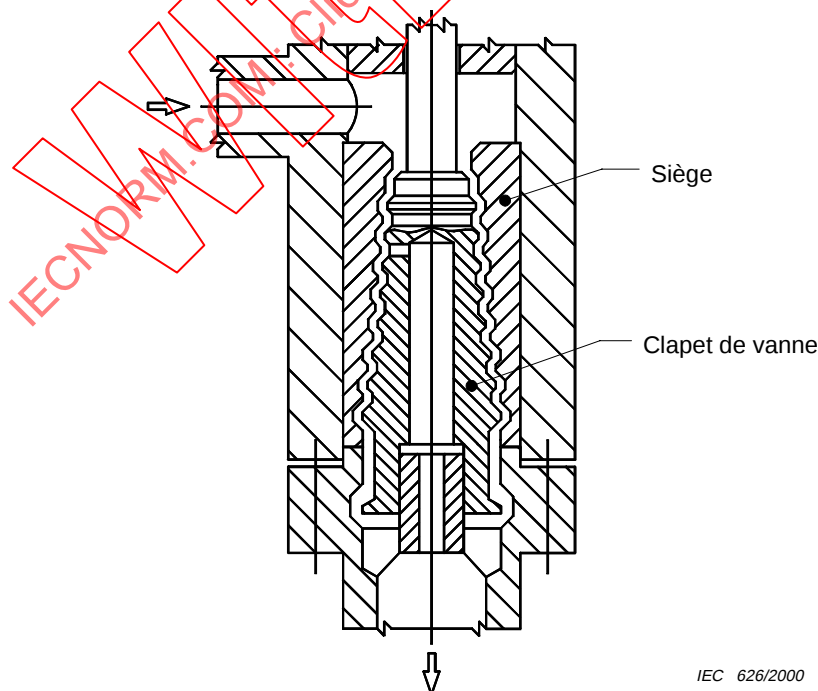
La conséquence de l'utilisation de $[0,9 - 0,06(l/d)]$ au lieu de F_{Ln} est une augmentation générale de la perte par transmission de la tuyauterie dans les régimes I, II et III jusqu'à 5 dB.

Le nombre de Mach à la sortie de la vanne se calcule en utilisant l'équation (35).

NOTE 2 Pour les rapports de pression $p_1/p_2 > 4$, l'équation (7a) 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 Équipement interne à chemin d'écoulement unique, à détente multiétagée (deux étages de restriction ou plus)

Pour les vannes multiétagées à chemin d'écoulement unique (voir la figure 2 pour un exemple parmi tant d'autres d'équipements internes de réduction de bruit), on doit utiliser la procédure de l'article 5, à l'exception de ce qui suit.



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

Figure 2 – Équipement interne à chemin d'écoulement unique, à détente multiétagée

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

The jet diameter D_j is calculated as follows:

$$D_j = N_{14} \cdot F_d \sqrt{C[0,9 - 0,06(l/d)]} \quad (45)$$

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.

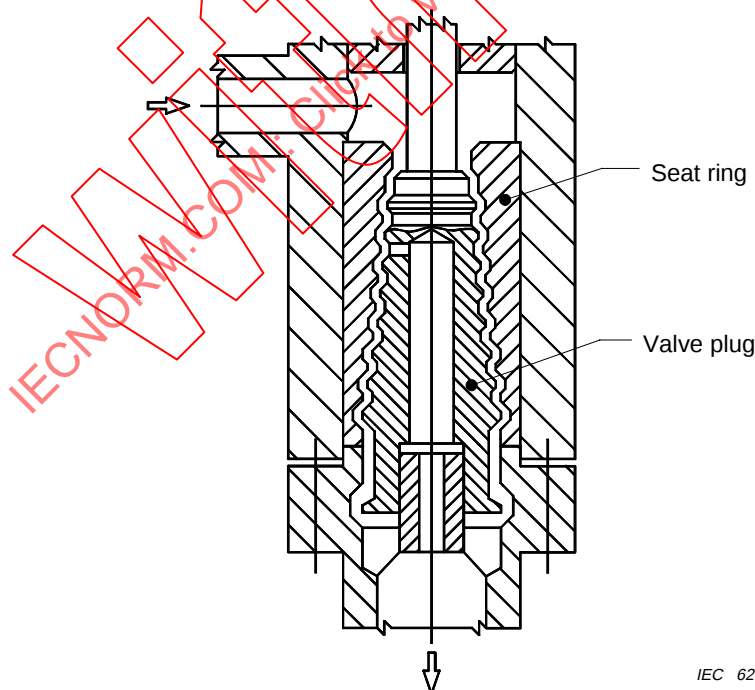
The result of using $[0,9 - 0,06(l/d)]$ instead of F_{Ln} is a general increase in the transmission loss in regimes I, II and III by up to 5 dB.

The Mach number at the valve outlet is calculated using equation (35).

NOTE 2 For pressure ratios $p_1/p_2 > 4$, equation (7a), 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), the procedure of clause 5 shall be used, except as noted below.



IEC 626/2000

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

Figure 2 – Single flow path, multistage pressure reduction trim

NOTE 1 Tous les calculs de 6.3 sont applicables au dernier étage.

On doit utiliser le coefficient de débit C_n au lieu de C . Cela s'applique au dernier étage de l'équipement interne multiétagé. Lorsque les valeurs de C_n ne sont pas données par le fabricant de la vanne, on doit utiliser la relation suivante:

$$C_n = N_{16} A_n \quad (46)$$

NOTE 2 N_{16} est une constante numérique dont la valeur dépend du coefficient de débit précis (K_v ou C_v) utilisé. Les valeurs de cette constante figurent au tableau 1.

La pression intermédiaire p_n en amont 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 $p_1/p_2 \geq 2$, on suppose d'abord que $p_n/p_2 < 2$ et on calcule p_n à partir de l'équation (47a). Si la valeur de p_n calculée est $\geq 2 p_2$, alors on calcule p_n à partir de l'équation (47b) et on poursuit suivant la procédure.

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

$$p_n = \sqrt{\left(\frac{p_1 C}{1,155 C_n}\right)^2 + p_2^2} \quad (47a)$$

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

$$p_n = p_1 \left(\frac{C}{C_n}\right) \quad (47b)$$

Si $p_1/p_2 < 2$:

$$p_n = \sqrt{\left(\frac{C}{C_n}\right)^2 (p_1^2 - p_2^2) + p_2^2} \quad (47c)$$

$$\rho_n = \rho_1 \left(\frac{p_n}{p_1}\right) \quad (48)$$

Le diamètre du jet au dernier étage utilisé dans le calcul de la fréquence dominante est déterminé à partir des équations suivantes:

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C_n F_L} \quad (49)$$

NOTE 4 Dans cette équation, utiliser F_d du dernier étage.

Enfin, le niveau de pression sonore en pondération A qui est rayonné à la surface du diamètre extérieur de la tuyauterie est déterminé à partir de l'équation suivante:

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + 10 \log_{10} \left(\frac{P_1}{P_n}\right) + TL + L_g \quad (50)$$

NOTE 5 La contribution au bruit du dernier étage est donnée par L_{pi} . Le terme $10 \log_{10} (p_1/p_n)$ tient compte du niveau de pression sonore engendré par la détente dans les autres étages.

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:

$$C_n = N_{16} A_n \quad (46)$$

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 first assume that $p_n/p_2 < 2$ and calculate p_n from equation (47a). If the calculated $p_n \geq 2 p_2$, then calculate p_n from equation (47b) and continue with the procedure.

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

$$p_n = \sqrt{\left(\frac{p_1 C}{1155 C_n} \right)^2 + p_2^2} \quad (47a)$$

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

$$p_n = p_1 \left(\frac{C}{C_n} \right) \quad (47b)$$

If $p_1/p_2 < 2$:

$$p_n = \sqrt{\left(\frac{C}{C_n} \right)^2 (p_1^2 - p_2^2) + p_2^2} \quad (47c)$$

$$\rho_n = \rho_1 \left(\frac{p_n}{p_1} \right) \quad (48)$$

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

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C_n F_L} \quad (49)$$

NOTE 4 For this equation, use F_d of the last stage.

Finally, the A-weighted sound pressure level that is radiated at the outside diameter of the pipe is determined from the following equation:

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + 10 \log_{10} \left(\frac{P_1}{P_n} \right) + TL + L_g \quad (50)$$

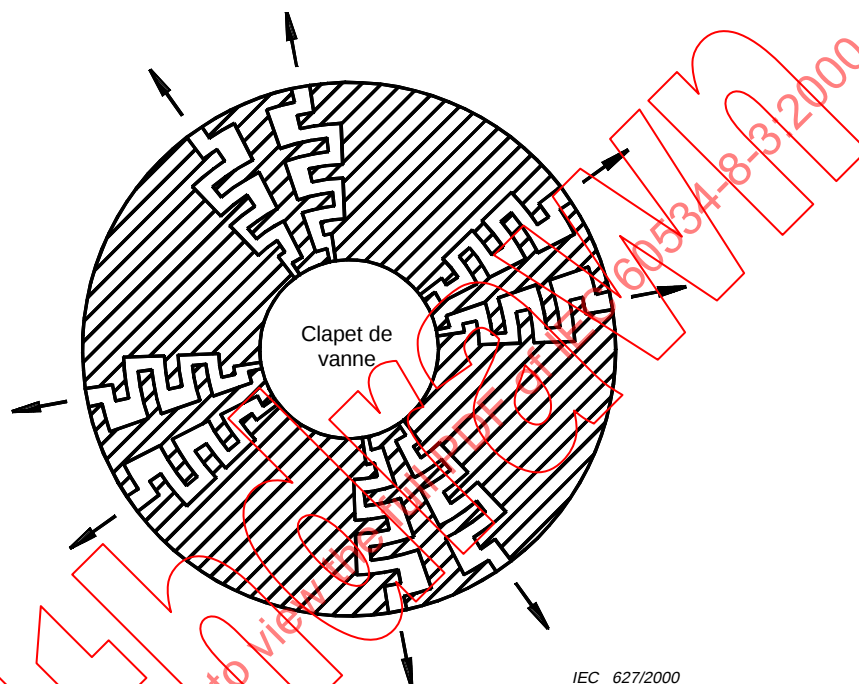
NOTE 5 The noise contribution of the last stage is given by L_{pi} . The term $10 \log_{10} (p_1/p_n)$ includes the sound pressure level caused by the pressure reductions of the other stages.

6.4 Équipement interne multiétagé, 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 multiétagés à chemins d'écoulement multiples (voir la figure 3 pour un exemple parmi tant d'autres d'équipements internes à réduction de bruit), on doit utiliser la procédure de l'article 5, à l'exception des modifications ci-après:



IEC 627/2000

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

**Figure 3 – Équipement interne multiétagé, 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'équation (1). Le coefficient de débit C_n de l'équation (46) doit être utilisé au lieu de C ; la pression intermédiaire p_n en amont du dernier étage de l'équation (47) doit être utilisée au lieu de p_1 , et la masse volumique ρ_n de l'équation (48) doit être utilisée au lieu de ρ_1 .

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

$$M_{jn} = \frac{U_{vc}}{c_{vc}} \quad (51)$$

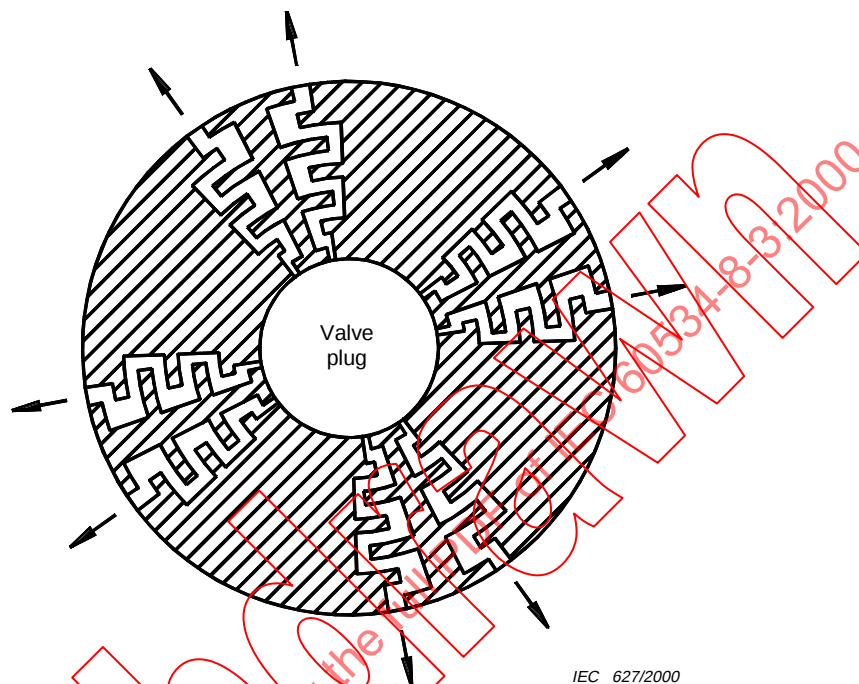
où la vitesse U_{vc} au dernier étage est déterminée à partir de l'équation (9) en utilisant p_n au lieu de p_1 et ρ_n au lieu de ρ_1 .

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.



IEC 627/2000

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 (1). The flow coefficient C_n per equation (46) shall be used in place of C ; the stagnation pressure p_n of the last stage per equation (47) shall be used in place of p_1 ; and the density ρ_n per equation (48) shall be used in place of ρ_1 .

The jet Mach number is calculated from the following equation:

$$M_{jn} = \frac{U_{vc}}{c_{vc}} \quad (51)$$

where the velocity U_{vc} in the last stage is determined from equation (9) using p_n in place of p_1 and using ρ_n in place of ρ_1 .

La fréquence dominante f_p est calculée à partir de l'équation (52) en utilisant le diamètre du jet D_j du dernier étage tiré de l'équation (49):

$$f_p = \frac{0,2 M_{jn} c_{vc}}{D_j} \quad (52)$$

Enfin, le niveau de pression sonore en pondération A, L_{pAe} , est calculé à partir de l'équation (50).

NOTE 3 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'équation (35). Pour une vitesse de sortie de Mach 0,3, l'erreur peut dépasser 5 dB. Se reporter à l'article 7 pour des vitesses supérieures.

NOTE 4 Voir l'annexe A pour un exemple de calcul.

6.5 Vannes non couvertes par la présente norme

Les équipements internes antibruit autres que ceux de l'article 6 ne sont pas couverts par la présente norme. La méthode de la présente norme peut être utilisée pour ces équipements internes, à condition que le fabricant fournisse des données chiffrées pour justifier les corrections supplémentaires du niveau de pression sonore en fonction de la course et/ou du rapport de pression de la vanne, par rapport au niveau de pression sonore obtenu en utilisant les paragraphes applicables de l'article 5.

7 Cas des nombres de Mach supérieurs en sortie de vanne

7.1 Introduction

Cet article fournit une méthode de prédiction des niveaux de pression sonore dans le cas d'une vanne associée à un divergent de sortie et lorsque le nombre de Mach dépasse les limites définies aux articles 5 et 6. Sauf indication contraire, il utilise les équations de ces articles. Cette méthode s'applique également lorsque la vanne est de même taille que la tuyauterie.

7.2 Méthode de calcul

Dans la tuyauterie aval, la vitesse est limitée à Mach 0,8 et se calcule d'après l'équation suivante:

$$U_p = \frac{4 \dot{m}}{\pi \rho_2 D_1^2} \quad (53)$$

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:

$$U_R = \frac{U_p D_1^2}{\beta d_1^2} \quad (54)$$

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'équation (54). 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 sonique. 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 vanne mais, pour certaines vannes, la valeur peut tomber jusqu'à 0,7.

The peak frequency f_p is calculated from equation (52) using the jet diameter D_j for the last stage from equation (49):

$$f_p = \frac{0,2 M_{jn} c_{vc}}{D_j} \quad (52)$$

Finally, the A-weighted sound-pressure level L_{pAe} is calculated using equation (50).

NOTE 3 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 (35). At a Mach number of 0,3, errors may exceed 5 dB. Refer to clause 7 for the procedure for higher Mach numbers.

NOTE 4 See annex A for a calculation example.

6.5 Valves not included in this standard

Low noise trims other than those in clause 6 are not covered by this standard. The method of this standard may be used for these trims, provided the manufacturer supplies values to justify additional changes in sound-pressure level as a function of travel and/or valve-pressure ratio in addition to the sound-pressure level obtained using the applicable subclauses of clause 5 of this standard.

7 Valves with higher outlet Mach numbers

7.1 Introduction

This clause provides a method for predicting sound pressure levels when the valve includes an outlet expander and the Mach number exceeds the limits shown in clauses 5 and 6. It uses the equations from those clauses, except where otherwise noted. The method also applies when the valve size equals the pipe size.

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:

$$U_p = \frac{4 \dot{m}}{\pi \rho_2 D_i^2} \quad (53)$$

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

$$U_R = \frac{U_p D_i^2}{\beta d_i^2} \quad (54)$$

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 (54). 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 valves the value may be as low as 0,7.

La puissance convertie de l'écoulement dans le divergent est déterminée par l'équation (55).

$$W_{mR} = \frac{\dot{m} U_R^2}{2} \left[\left(1 - \frac{d_i^2}{D_i^2} \right)^2 + 0,2 \right] \quad (55)$$

La fréquence dominante du bruit généré est déterminée comme suit:

$$f_{pR} = \frac{0,2 U_R}{d_i} \quad (56)$$

L'équation (57) est utilisée pour calculer le coefficient de rendement acoustique.

$$\eta_R = (1 \times 10^{-3}) M_R^3 \quad (57)$$

où

$$M_R = \frac{U_R}{c_2} \quad (58)$$

Donc, la puissance sonore générée est déterminée comme suit:

$$W_{aR} = \eta_R W_{mR} \quad (59)$$

Bien que non requis par cette méthode, le niveau de puissance sonore total est calculé à partir de l'équation (16).

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

$$L_{piR} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_{aR} \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] \quad (60)$$

La perte par transmission TL_R doit être calculée à l'aide de l'équation (61).

$$TL_R = 10 \log_{10} \left\{ (7,6 \times 10^{-7}) \left(\frac{c_2}{t_p f_{pR}} \right)^2 \frac{G_x}{\frac{\rho_2 c_2}{415 G_y} + 1} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right\} \quad (61)$$

NOTE 2 G_x et G_y sont définis au tableau 4. Sur le tableau 4, remplacer f_p par f_{pR} .

La correction de vitesse dans la tuyauterie aval est déterminée par les équations (41) et (42).

The converted stream power in the expander is determined from equation (55).

$$W_{mR} = \frac{\dot{m} U_R^2}{2} \left[\left(1 - \frac{d_i^2}{D_i^2} \right)^2 + 0,2 \right] \quad (55)$$

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

$$f_{pR} = \frac{0,2 U_R}{d_i} \quad (56)$$

Equation (57) is used to calculate the acoustical efficiency factor.

$$\eta_R = (1 \times 10^{-3}) M_R^3 \quad (57)$$

where

$$M_R = \frac{U_R}{c_2} \quad (58)$$

Then, the generated sound power is determined as follows:

$$W_{aR} = \eta_R W_{mR} \quad (59)$$

Although not required for this method, the total sound power level is calculated using equation (16).

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

$$L_{piR} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_{aR} \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] \quad (60)$$

The transmission loss TL_R shall be calculated using equation (61).

$$TL_R = 10 \log_{10} \left\{ (7,6 \times 10^{-7}) \left(\frac{c_2}{t_p f_{pR}} \right)^2 \frac{G_x}{\frac{\rho_2 c_2}{415 G_y} + 1} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right\} \quad (61)$$

NOTE 2 G_x and G_y are defined in table 4. In table 4, substitute f_{pR} for f_p .

The downstream pipe velocity correction is determined using equations (41) and (42).

Le niveau de pression sonore en pondération A rayonné sur le diamètre extérieur de la tuyauterie se calcule à une distance de 1 m de la paroi de tuyauterie suivant l'équation (62). L_g est calculé par l'équation (41) en limitant la valeur de M_2 à 0,8.

$$L_{peR} = 5 + L_{piR} + TL_R + L_g - 10 \log_{10} \left(\frac{D_i + 2 t_p + 2}{D_i + 2 t_p} \right) \quad (62)$$

Le niveau de pression sonore combiné de l'équipement interne de la vanne L_{pAe} et du divergent L_{peR} peut être estimé à partir de l'équation (63).

$$L_{pS} = 10 \log_{10} \left(10^{L_{pAe,1m}/10} + 10^{L_{peR}/10} \right) \quad (63)$$

Withdrawing
IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60534-8-3:2000

The A-weighted sound-pressure level that is radiated at the outside diameter of the pipe is calculated at a distance of 1 m from the pipe wall per equation (62). L_g is calculated from equation (41) except M_2 is limited to 0,8.

$$L_{peR} = 5 + L_{piR} + TL_R + L_g - 10 \log_{10} \left(\frac{D_i + 2 t_p + 2}{D_i + 2 t_p} \right) \quad (62)$$

The combined sound-pressure level from both the valve trim L_{pAe} and the expander L_{peR} can be estimated from equation (63).

$$L_{pS} = 10 \log_{10} \left(10^{L_{pAe,1m}/10} + 10^{L_{peR}/10} \right) \quad (63)$$

Withdrawing
IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60534-8-3:2000

Annexe A (informative)

Exemples de calcul

La présente annexe montre comment sont utilisées les équations de la présente norme. Les réponses ont été calculées avec un nombre significatif de décimales puis arrondies à un nombre pratique de décimales. Les nombres situés à droite entre parenthèses renvoient aux équations de la présente norme.

EXEMPLE 1: cas du régime I

Données

Vanne

Vanne à soupape à simple siège (à cage) installée dans le sens «fluide tend à ouvrir»

Dimension de la vanne:

DN 100

Diamètre de sortie de la vanne D :

100 mm = 0,100 m

C_v nominal:

195

C_v requis:

90

Facteur combiné de récupération de pression du liquide et de géométrie de la tuyauterie:

$F_{LP} = 0,792$

Dimension nominale de la tuyauterie d'entrée:

DN 200

Dimension nominale de la tuyauterie de sortie:

DN 200

Épaisseur de la paroi de la tuyauterie:

$t_p = 8 \text{ mm} = 0,008 \text{ m}$

Diamètre intérieur de la tuyauterie:

$D_i = 203,1 \text{ mm} = 0,203 \text{ m}$

Nombre de lumières dans la cage:

$N_0 = 6$

Périmètre mouillé du chemin d'écoulement unique:

$l_w = 181 \text{ mm} = 0,181 \text{ m}$

Surface du chemin d'écoulement unique:

$A = 0,001 \text{ m}^2$

Facteur de taux de chute de pression:

$x_T = 0,75$

Fluide

Type de fluide: vapeur

Pression absolue d'entrée:

$p_1 = 10 \text{ bar} = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa}$

Pression absolue de sortie:

$p_2 = 7,2 \text{ bar} = 7,2 \times 10^5 \text{ Pa}$

Masse volumique d'entrée:

$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3$

Température d'entrée:

$T_1 = 177 \text{ °C} = 450 \text{ K}$

Rapport des chaleurs massiques:

$\gamma = 1,22$

Masse molaire:

$M = 19,8 \text{ kg/kmol}$

Annex A (informative)

Calculation examples

This annex indicates how the equations in this standard are used. The answers have been calculated to several significant places and then rounded to a practical number of significant places. The numbers on the right-hand side in parentheses are the equation numbers as used in this standard.

EXAMPLE 1: for regime I

Given data

Valve

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

Valve size:

DN 100

Valve outlet diameter D :

100 mm = 0,100 m

Rated C_v :

195

Required C_v :

90

Combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor:

$F_{LP} = 0,792$

Inlet nominal pipe size:

DN 200

Outlet nominal pipe size:

DN 200

Pipe wall thickness:

$t_p = 8 \text{ mm} = 0,008 \text{ m}$

Internal pipe diameter:

$D_i = 203,1 \text{ mm} = 0,2031 \text{ m}$

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:

$x_T = 0,75$

Fluid

Type fluid: vapour

Inlet absolute pressure:

$p_1 = 10 \text{ bar} = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa}$

Outlet absolute pressure:

$p_2 = 7,2 \text{ bar} = 7,2 \times 10^5 \text{ Pa}$

Inlet density:

$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3$

Inlet temperature:

$T_1 = 177 \text{ °C} = 450 \text{ K}$

Specific heat ratio:

$\gamma = 1,22$

Molecular mass:

$M = 19,8 \text{ kg/kmol}$

Autres

Pression atmosphérique réelle: $p_a = 1,013\ 25\ \text{bar} = 1,013\ 25 \times 10^5\ \text{Pa}$

Pression atmosphérique normale: $p_s = 1,013\ 25\ \text{bar} = 1,013\ 25 \times 10^5\ \text{Pa}$

Les valeurs suivantes sont utilisées dans la CEI 60534-2-1 ou déterminées à partir de calculs basés sur celle-ci.

Coefficient de perte de charge: $\Sigma \zeta = 0,86$

Somme des coefficients de vitesse d'entrée: $\zeta_i = 1,2$

Facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie: $F_p = 0,98$

$F_{LP}/F_p = 0,80$

Débit massique: $\dot{m} = 2,22\ \text{kg/s}$

Calculs

$$p_{vc} = p_1 - \frac{p_1 - p_2}{F_L^2} = 5,7 \times 10^5\ \text{Pa} \quad (1)$$

où

$p_1 = 1,0 \times 10^6\ \text{Pa};$

$p_2 = 7,2 \times 10^5\ \text{Pa};$

$F_{LP}/F_p = 0,80$ (F_{LP}/F_p utilisé en raison de la présence de raccords adjacents).

$$p_{vcc} = p_1 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = 5,6 \times 10^5\ \text{Pa} \quad (2)$$

où

$p_1 = 1,0 \times 10^6\ \text{Pa};$

$\gamma = 1,22.$

$$p_{2C} = p_1 - F_L^2 (p_1 - p_{vcc}) = 7,2 \times 10^5\ \text{Pa} \quad (3)$$

où

$p_1 = 1,0 \times 10^6\ \text{Pa};$

$p_{vcc} = 5,6 \times 10^5\ \text{Pa};$

$F_{LP}/F_p = 0,80$ (F_{LP}/F_p utilisé en raison de la présence de raccords adjacents).

$$\alpha = \frac{p_{vcc}}{p_{2C}} = 0,78 \quad (4)$$

où

$p_{vcc} = 5,6 \times 10^5\ \text{Pa};$

$p_{2C} = 7,2 \times 10^5\ \text{Pa}.$

Other

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

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

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

Head loss coefficient: $\Sigma \zeta = 0,86$

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

Piping geometry factor: $F_p = 0,98$

$F_{LP}/F_p = 0,80$

Mass flow rate: $\dot{m} = 2,22\ \text{kg/s}$

Calculations

$$p_{vc} = p_1 - \frac{p_1 - p_2}{F_L^2} = 5,7 \times 10^5\ \text{Pa} \quad (1)$$

where

$p_1 = 1,0 \times 10^6\ \text{Pa};$

$p_2 = 7,2 \times 10^5\ \text{Pa};$

$F_{LP}/F_p = 0,80$ (F_{LP}/F_p used because fittings are attached).

$$p_{vcc} = p_1 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = 5,6 \times 10^5\ \text{Pa} \quad (2)$$

where

$p_1 = 1,0 \times 10^6\ \text{Pa};$

$\gamma = 1,22.$

$$p_{2C} = p_1 - F_L^2 (p_1 - p_{vcc}) = 7,2 \times 10^5\ \text{Pa} \quad (3)$$

where

$p_1 = 1,0 \times 10^6\ \text{Pa};$

$p_{vcc} = 5,6 \times 10^5\ \text{Pa};$

$F_{LP}/F_p = 0,80$ (F_{LP}/F_p used because fittings are attached).

$$\alpha = \frac{p_{vcc}}{p_{2C}} = 0,78 \quad (4)$$

where

$p_{vcc} = 5,6 \times 10^5\ \text{Pa};$

$p_{2C} = 7,2 \times 10^5\ \text{Pa}.$

$$p_{2B} = \frac{p_1}{\alpha} \left(\frac{1}{\gamma} \right)^{\gamma / (\gamma - 1)} = 4,2 \times 10^5 \text{ Pa} \quad (5)$$

où

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\alpha = 0,78;$$

$$\gamma = 1,22.$$

$$p_{2CE} = \frac{p_1}{22 \alpha} = 5,8 \times 10^4 \text{ Pa} \quad (6)$$

où

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\alpha = 0,78.$$

Si $p_2 \geq p_{2C}$, alors on est en régime I.

$7,2 \times 10^5 \geq 7,2 \times 10^5$; le régime est donc du type I.

S'il fallait calculer F_d , la procédure serait la suivante:

$$d_H = \frac{4 A}{l_w} = 0,030 \text{ m} \quad (7b)$$

où

$$A = 0,001 37 \text{ m}^2;$$

$$l_w = 0,181 \text{ m}.$$

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 N_0 A}{\pi}} = 0,10 \text{ m} \quad (7c)$$

où

$$N_0 = 6;$$

$$A = 0,001 37 \text{ m}^2.$$

$$F_d = \frac{d_H}{d_0} = 0,30 \quad (7a)$$

où

$$d_H = 0,030 \text{ m};$$

$$d_0 = 0,102 \text{ m}.$$

Normalement, le constructeur fournit la valeur de F_d . Dans cet exemple, on supposera que $F_d = 0,30$.

$$p_{2B} = \frac{p_1}{\alpha} \left(\frac{1}{\gamma} \right)^{\gamma / (\gamma - 1)} = 4,2 \times 10^5 \text{ Pa} \quad (5)$$

where

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\alpha = 0,78;$$

$$\gamma = 1,22.$$

$$p_{2CE} = \frac{p_1}{22 \alpha} = 5,8 \times 10^4 \text{ Pa} \quad (6)$$

where

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\alpha = 0,78.$$

If $p_2 \geq p_{2C}$, then regime I.

$7,2 \times 10^5 \geq 7,2 \times 10^5$; thus, regime is I.

If F_d were to be calculated, the procedure would be as follows:

$$d_H = \frac{4 A}{l_w} = 0,030 \text{ m} \quad (7b)$$

where

$$A = 0,001 37 \text{ m}^2;$$

$$l_w = 0,181 \text{ m}.$$

$$d_o = \sqrt{\frac{4 N_o A}{\pi}} = 0,10 \text{ m} \quad (7c)$$

where

$$N_o = 6;$$

$$A = 0,001 37 \text{ m}^2$$

$$F_d = \frac{d_H}{d_o} = 0,30 \quad (7a)$$

where

$$d_H = 0,030 \text{ m};$$

$$d_o = 0,102 \text{ m}.$$

Normally, the manufacturer provides the F_d value, so in this example it will be assumed to equal 0,30.

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C F_L} = 0,012 \text{ m} \quad (8)$$

où

$$N_{14} = 4,6 \times 10^{-3} \text{ (tiré du tableau 1);}$$

$$F_d = 0,30;$$

$$C = C_v = 90;$$

$$F_{LP}/F_p = 0,80 \text{ (} F_{LP}/F_p \text{ utilisé en raison de la présence de raccords adjacents).}$$

$$U_{vc} = \sqrt{2 \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \left[1 - \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \frac{p_1}{\rho_1}} = 450 \text{ m/s} \quad (9)$$

où

$$\gamma = 1,22;$$

$$p_{vc} = 5,7 \times 10^5 \text{ Pa;}$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa;}$$

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3.$$

$$W_m = \frac{\dot{m} (U_{vc})^2}{2} = 2,3 \times 10^5 \text{ W} \quad (10)$$

où

$$\dot{m} = 2,22 \text{ kg/s;}$$

$$U_{vc} = 450 \text{ m/s.}$$

$$T_{vc} = T_1 \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = 410 \text{ K} \quad (11)$$

où

$$T_1 = 450 \text{ K,}$$

$$p_{vc} = 5,7 \times 10^5 \text{ Pa;}$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa;}$$

$$\gamma = 1,22.$$

$$c_{vc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vc}}{M}} = 460 \text{ m/s} \quad (12)$$

où

$$\gamma = 1,22;$$

$$R = 8\,314 \text{ J/kmol} \times \text{K;}$$

$$T_{vc} = 410 \text{ K;}$$

$$M = 19,8 \text{ kg/kmol.}$$

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C F_L} = 0,012 \text{ m} \quad (8)$$

where

$$N_{14} = 4,6 \times 10^{-3} \text{ (from table 1);}$$

$$F_d = 0,30;$$

$$C = C_v = 90;$$

$$F_{LP}/F_p = 0,80 \text{ (} F_{LP}/F_p \text{ used because fittings are attached).}$$

$$U_{vc} = \sqrt{2 \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \left[1 - \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \frac{p_1}{\rho_1}} = 450 \text{ m/s} \quad (9)$$

where

$$\gamma = 1,22;$$

$$p_{vc} = 5,7 \times 10^5 \text{ Pa;}$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa;}$$

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3.$$

$$W_m = \frac{m(U_{vc})^2}{2} = 2,3 \times 10^5 \text{ W} \quad (10)$$

where

$$\dot{m} = 2,22 \text{ kg/s;}$$

$$U_{vc} = 450 \text{ m/s.}$$

$$T_{vc} = T_1 \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = 410 \text{ K} \quad (11)$$

where

$$T_1 = 450 \text{ K;}$$

$$p_{vc} = 5,7 \times 10^5 \text{ Pa;}$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa;}$$

$$\gamma = 1,22.$$

$$c_{vc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vc}}{M}} = 460 \text{ m/s} \quad (12)$$

where

$$\gamma = 1,22;$$

$$R = 8\,314 \text{ J/kmol} \times \text{K;}$$

$$T_{vc} = 410 \text{ K;}$$

$$M = 19,8 \text{ kg/kmol.}$$

$$M_{vc} = \frac{U_{vc}}{c_{vc}} = 0,99 \quad (13)$$

où

$$U_{vc} = 450 \text{ m/s};$$

$$c_{vc} = 460 \text{ m/s}.$$

$$\eta_1 = (1 \times 10^{-4}) M_{vc}^{3,6} = 9,6 \times 10^{-5} \quad (14)$$

où $M_{vc} = 0,99$.

$$W_a = \eta_1 r_w W_m F_L^2 = 3,5 \text{ W} \quad (15)$$

où

$$\eta_1 = 9,6 \times 10^{-5};$$

$$r_w = 0,25 \text{ (tiré du tableau 3);}$$

$$W_m = 2,23 \times 10^5 \text{ W};$$

$$F_{LP}/F_p = 0,80 \text{ (} F_{LP}/F_p \text{ utilisé en raison de la présence de raccords adjacents).}$$

$$f_p = \frac{0,2 U_{vc}}{D_j} = 7\,700 \text{ Hz} \quad (17)$$

où

$$U_{vc} = 450 \text{ m/s};$$

$$D_j = 0,012 \text{ m}.$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 3,8 \text{ kg/m}^3 \quad (33)$$

où

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3;$$

$$p_2 = 7,2 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa}.$$

$$c_2 = \sqrt{\frac{\gamma R T_2}{M}} = 480 \text{ m/s} \quad (34)$$

où

$$\gamma = 1,22;$$

$$R = 8\,314 \text{ J/kmol} \times \text{K};$$

$$T_2 = 450 \text{ K};$$

$$M = 19,8 \text{ kg/kmol}.$$

$$M_{vc} = \frac{U_{vc}}{c_{vc}} = 0,99 \quad (13)$$

where

$$U_{vc} = 450 \text{ m/s};$$

$$c_{vc} = 460 \text{ m/s}.$$

$$\eta_1 = (1 \times 10^{-4}) M_{vc}^{3,6} = 9,6 \times 10^{-5} \quad (14)$$

where $M_{vc} = 0,99$.

$$W_a = \eta_1 r_w W_m F_L^2 = 3,5 \text{ W} \quad (15)$$

where

$$\eta_1 = 9,6 \times 10^{-5};$$

$$r_w = 0,25 \text{ (from table 3);}$$

$$W_m = 2,23 \times 10^5 \text{ W};$$

$$F_{LP}/F_p = 0,80 \text{ (} F_{LP}/F_p \text{ used because fittings are attached).}$$

$$f_p = \frac{0,2 U_{vc}}{D_j} = 7\,700 \text{ Hz} \quad (17)$$

where

$$U_{vc} = 450 \text{ m/s};$$

$$D_j = 0,012 \text{ m}.$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 3,8 \text{ kg/m}^3 \quad (33)$$

where

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3;$$

$$p_2 = 7,2 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa}.$$

$$c_2 = \sqrt{\frac{\gamma R T_2}{M}} = 480 \text{ m/s} \quad (34)$$

where

$$\gamma = 1,22;$$

$$R = 8\,314 \text{ J/kmol} \times \text{K};$$

$$T_2 = 450 \text{ K};$$

$$M = 19,8 \text{ kg/kmol}.$$

$$M_0 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} = 0,15 \quad (35)$$

où

$$\dot{m} = 2,22 \text{ kg/s};$$

$$D = 0,100 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,8 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

NOTE M_0 ne dépasse pas 0,3; le calcul est donc validé.

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] = 147 \text{ dB} \quad (36)$$

où

$$W_a = 3,5 \text{ W};$$

$$\rho_2 = 3,8 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m}.$$

$$f_r = \frac{5\,000}{\pi D_i} = 7\,800 \text{ Hz} \quad (38)$$

où $D_i = 0,2031 \text{ m}$.

$$f_o = \frac{f_r \left(\frac{c_2}{343} \right)}{4} = 2\,700 \text{ Hz} \quad (39)$$

où

$$f_r = 7\,800 \text{ Hz};$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

$$f_g = \frac{\sqrt{3} (343)^2}{\pi t_p (5\,000)} = 1\,600 \text{ Hz} \quad (40)$$

où $t_p = 0,008 \text{ m}$.

$$M_0 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} = 0,15 \quad (35)$$

where

$$\dot{m} = 2,22 \text{ kg/s};$$

$$D = 0,100 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,8 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

NOTE M_0 does not exceed 0,3, so that the calculations are appropriate.

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] = 147 \text{ dB} \quad (36)$$

where

$$W_a = 3,5 \text{ W};$$

$$\rho_2 = 3,8 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m}.$$

$$f_r = \frac{5\,000}{\pi D_i} = 7\,800 \text{ Hz} \quad (38)$$

where $D_i = 0,2031 \text{ m}$.

$$f_o = \frac{f_r \left(\frac{c_2}{343} \right)}{4} = 2\,700 \text{ Hz} \quad (39)$$

where

$$f_r = 7\,800 \text{ Hz};$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

$$f_g = \frac{\sqrt{3} (343)^2}{\pi t_p (5\,000)} = 1\,600 \text{ Hz} \quad (40)$$

where $t_p = 0,008 \text{ m}$.

$$TL = 10 \log_{10} \left[\left(7,6 \times 10^{-7} \right) \left(\frac{c_2}{t_p f_p} \right)^2 \frac{G_x}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415 G_y} + 1 \right)} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] = -51 \text{ dB} \quad (37)$$

où

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m};$$

$$f_p = 7\,700 \text{ Hz};$$

$$\rho_2 = 3,8 \text{ kg/m}^3;$$

$$G_x = (f_p/f_r)^{2/3} = 0,99 \text{ (tiré du tableau 4);}$$

$$G_y = 1 \text{ (tiré du tableau 4);}$$

$$p_a = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_s = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$M_2 = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} = 0,037 \quad (42)$$

où

$$\dot{m} = 2,22 \text{ kg/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,8 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

$$L_g = 16 \log_{10} \left(\frac{1}{1 - M_2} \right) = 0,26 \text{ dB} \quad (41)$$

où $M_2 = 0,037$

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + TL + L_g = 101 \text{ dB(A)} \quad (43)$$

où

$$L_{pi} = 147 \text{ dB};$$

$$TL = -51 \text{ dB};$$

$$L_g = 0,26 \text{ dB}.$$

$$L_{pAe,1m} = L_{pAe} - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2t_p + 2}{D_i + 2t_p} \right] = 91 \text{ dB(A)} \quad (44)$$

où

$$L_{pAe} = 101 \text{ dB(A)};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m}.$$

$$t_p = 0,008 \text{ m}$$

Conclusion: prendre 91 dB(A).

$$TL = 10 \log_{10} \left[\left(7,6 \times 10^{-7} \right) \left(\frac{c_2}{t_p f_p} \right)^2 \frac{G_x}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415 G_y} + 1 \right)} \left(\frac{\rho_a}{\rho_s} \right) \right] = -51 \text{ dB} \quad (37)$$

where

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m};$$

$$f_p = 7\,700 \text{ Hz};$$

$$\rho_2 = 3,8 \text{ kg/m}^3;$$

$$G_x = (f_p/f_r)^{2/3} = 0,99 \text{ (from table 4);}$$

$$G_y = 1 \text{ (from table 4);}$$

$$\rho_a = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$\rho_s = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} = 0,037 \quad (42)$$

where

$$\dot{m} = 2,22 \text{ kg/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,8 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

$$L_g = 16 \log_{10} \left(\frac{1}{1 - M_2} \right) = 0,26 \text{ dB} \quad (41)$$

where $M_2 = 0,037$ m.

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + TL + L_g = 101 \text{ dB(A)} \quad (43)$$

where

$$L_{pi} = 147 \text{ dB};$$

$$TL = -51 \text{ dB};$$

$$L_g = 0,26 \text{ dB}.$$

$$L_{pAe,1m} = L_{pAe} - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2 t_p + 2}{D_i + 2 t_p} \right] = 91 \text{ dB(A)} \quad (44)$$

where

$$L_{pAe} = 101 \text{ dB(A)};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m}.$$

$$t_p = 0,008 \text{ m}$$

Conclusion: use 91 dB(A)

EXEMPLE 2: cas du régime II

Les données sont les mêmes que dans l'exemple 1, avec les exceptions suivantes.

Pression de sortie absolue $p_2 = 6,9 \text{ bar} = 6,9 \times 10^5 \text{ Pa}$;

Débit massique $\dot{m} = 2,29 \text{ kg/s}$.

Les calculs sont les mêmes que dans l'exemple 1, en régime I, avec les exceptions suivantes:

$p_{vcc} = 5,6 \times 10^5 \text{ Pa}$ (tiré de l'exemple 1);

$p_{2C} = 7,2 \times 10^5 \text{ Pa}$ (tiré de l'exemple 1).

Si $p_{2C} > p_2 \geq p_{vcc}$, alors on est en régime II.

$7,2 \times 10^5 > 6,9 \times 10^5 \geq 5,6 \times 10^5$; le régime est donc du type II

$$T_{vcc} = \frac{2 T_1}{\gamma + 1} = 410 \text{ K} \quad (18)$$

où

$T_1 = 450 \text{ K}$;

$\gamma = 1,22$.

$$c_{vcc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vcc}}{M}} = 456 \text{ m/s} \quad (19)$$

où

$\gamma = 1,22$;

$R = 8\,314 \text{ J/kmol} \times \text{K}$;

$T_{vcc} = 410 \text{ K}$;

$M = 19,8 \text{ kg/kmol}$.

$$W_{ms} = \frac{\dot{m} c_{vcc}^2}{2} = 2,4 \times 10^5 \text{ W} \quad (20)$$

où

$\dot{m} = 2,59 \text{ kg/s}$;

$c_{vcc} = 460 \text{ m/s}$.

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_1}{\alpha p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} = 1,0 \quad (21)$$

où

$\gamma = 1,22$;

$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa}$;

$\alpha = 0,78$;

$p_2 = 6,9 \times 10^5 \text{ Pa}$.

EXAMPLE 2: for regime II

The data given are the same as for example 1 with the following exceptions.

Outlet absolute pressure $p_2 = 6,9 \text{ bar} = 6,9 \times 10^5 \text{ Pa}$;

Mass flow rate $\dot{m} = 2,29 \text{ kg/s}$.

Calculations are the same as for example 1 for regime I, with the following exceptions:

$p_{vcc} = 5,6 \times 10^5 \text{ Pa}$ (from example 1);

$p_{2C} = 7,2 \times 10^5 \text{ Pa}$ (from example 1).

If $p_{2C} > p_2 \geq p_{vcc}$, then regime II.

$7,2 \times 10^5 > 6,9 \times 10^5 \geq 5,6 \times 10^5$; thus regime II.

$$T_{vcc} = \frac{2 T_1}{\gamma + 1} = 410 \text{ K} \quad (18)$$

where

$T_1 = 450 \text{ K}$;

$\gamma = 1,22$.

$$c_{vcc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vcc}}{M}} = 456 \text{ m/s} \quad (19)$$

where

$\gamma = 1,22$;

$R = 8\,314 \text{ J/kmol} \times \text{K}$;

$T_{vcc} = 410 \text{ K}$;

$M = 19,8 \text{ kg/kmol}$.

$$W_{ms} = \frac{\dot{m} c_{vcc}^2}{2} = 2,4 \times 10^5 \text{ W} \quad (20)$$

where

$\dot{m} = 2,59 \text{ kg/s}$;

$c_{vcc} = 460 \text{ m/s}$.

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_1}{\alpha p_2} \right)^{(\gamma - 1)/\gamma} - 1 \right]} = 1,0 \quad (21)$$

where

$\gamma = 1,22$;

$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa}$;

$\alpha = 0,78$;

$p_2 = 6,9 \times 10^5 \text{ Pa}$.

$$\eta_2 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6,6} F_L^2 = 1,1 \times 10^{-4} \quad (22)$$

où

$$M_j = 1,0;$$

$F_{LP}/F_p = 0,80$ (F_{LP}/F_p utilisé en raison de la présence de raccords adjacents).

$$W_a = \eta_2 r_w W_{ms} \left(\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{vcc}} \right) = 4,8 \text{ W} \quad (23)$$

où

$$\eta_2 = 1,1 \times 10^{-4};$$

$$r_w = 0,25 \text{ (tiré du tableau 3);}$$

$$W_{ms} = 2,4 \times 10^5 \text{ W};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$p_2 = 6,9 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_{vcc} = 5,6 \times 10^5 \text{ Pa.}$$

$$f_p = \frac{0,2 M_j c_{vcc}}{D_j} = 8\,000 \text{ Hz} \quad (24)$$

où

$$M_j = 1,0;$$

$$c_{vcc} = 460 \text{ m/s};$$

$$D_j = 0,012 \text{ m.}$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 3,7 \text{ kg/m}^3 \quad (33)$$

où

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3;$$

$$p_2 = 6,9 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s (tiré de l'exemple 1).}$$

$$M_0 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} = 0,17 \quad (35)$$

où

$$\dot{m} = 2,29 \text{ kg/s};$$

$$D = 0,100 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,7 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s.}$$

NOTE M_0 ne dépasse pas 0,3; le calcul est donc validé.

$$\eta_2 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6,6} F_L^2 = 1,1 \times 10^{-4} \quad (22)$$

where

$$M_j = 1,0;$$

$$F_{LP}/F_p = 0,80 \text{ (} F_{LP}/F_p \text{ used because fittings are attached).}$$

$$W_a = \eta_2 r_w W_{ms} \left(\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{vcc}} \right) = 4,8 \text{ W} \quad (23)$$

where

$$\eta_2 = 1,1 \times 10^{-4};$$

$$r_w = 0,25 \text{ (from table 3);}$$

$$W_{ms} = 2,4 \times 10^5 \text{ W};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$p_2 = 6,9 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_{vcc} = 5,6 \times 10^5 \text{ Pa.}$$

$$f_p = \frac{0,2 M_j c_{vcc}}{D_j} = 8\,000 \text{ Hz} \quad (24)$$

where

$$M_j = 1,0;$$

$$c_{vcc} = 460 \text{ m/s};$$

$$D_j = 0,012 \text{ m.}$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 3,7 \text{ kg/m}^3 \quad (33)$$

where

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3;$$

$$p_2 = 6,9 \times 10^5 \text{ Pa,}$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa,}$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s (from example 1).}$$

$$M_o = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} = 0,17 \quad (35)$$

where

$$\dot{m} = 2,29 \text{ kg/s};$$

$$D = 0,100 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,7 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s.}$$

NOTE M_o does not exceed 0,3, so the calculations are appropriate.

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] = 148 \text{ dB} \quad (36)$$

où

$$W_a = 4,8 \text{ W};$$

$$\rho_2 = 3,7 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$f_r = 7\,800 \text{ Hz (tiré de l'exemple 1);}$$

$$f_0 = 2\,700 \text{ Hz (tiré de l'exemple 1);}$$

$$f_g = 1\,600 \text{ Hz (tiré de l'exemple 1).}$$

$$TL = 10 \log_{10} \left[(7,6 \times 10^{-7}) \left(\frac{c_2}{t_p f_p} \right)^2 \frac{G_x}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415 G_y} + 1 \right)} \left(\frac{\rho_a}{\rho_s} \right) \right] = 51 \text{ dB} \quad (37)$$

où

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m};$$

$$f_p = 8\,000 \text{ Hz};$$

$$\rho_2 = 3,7 \text{ kg/m}^3;$$

$$G_x = 1 \text{ (tiré du tableau 4);}$$

$$G_y = 1 \text{ (tiré du tableau 4);}$$

$$\rho_a = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$\rho_s = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa.}$$

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} = 0,040 \quad (42)$$

où

$$\dot{m}_s = 2,29 \text{ kg/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,7 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s.}$$

$$L_g = 16 \log_{10} \left(\frac{1}{1 - M_2} \right) = 0,29 \text{ dB} \quad (41)$$

où $M_2 = 0,040$.

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] = 148 \text{ dB} \quad (36)$$

where

$$W_a = 4,8 \text{ W};$$

$$\rho_2 = 3,7 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$f_r = 7\,800 \text{ Hz (from example 1);}$$

$$f_o = 2\,700 \text{ Hz (from example 1);}$$

$$f_g = 1\,600 \text{ Hz (from example 1).}$$

$$TL = 10 \log_{10} \left[(7,6 \times 10^{-7}) \left(\frac{c_2}{t_p f_p} \right)^2 \frac{G_x}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415 G_y} + 1 \right)} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] = -51 \text{ dB} \quad (37)$$

where

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m};$$

$$f_p = 8\,000 \text{ Hz};$$

$$\rho_2 = 3,7 \text{ kg/m}^3;$$

$$G_x = 1 \text{ (from table 4);}$$

$$G_y = 1 \text{ (from table 4);}$$

$$p_a = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_s = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa.}$$

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} = 0,040 \quad (42)$$

where

$$\dot{m} = 2,29 \text{ kg/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,7 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s.}$$

$$L_g = 16 \log_{10} \left(\frac{1}{1 - M_2} \right) = 0,29 \text{ dB} \quad (41)$$

where $M_2 = 0,040$.

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + TL + L_g = 103 \text{ dB(A)} \quad (43)$$

où

$$L_{pi} = 148 \text{ dB};$$

$$TL = -51 \text{ dB};$$

$$L_g = 0,29 \text{ dB}.$$

$$L_{pAe,1m} = L_{pAe} - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2t_p + 2}{D_i + 2t_p} \right] = 93 \text{ dB(A)} \quad (44)$$

où

$$L_{pAe} = 103 \text{ dB(A)};$$

$$D_i = 0,203 \text{ m};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m}.$$

Conclusion: prendre 93 dB(A).

EXEMPLE 3: cas du régime III

Les données sont les mêmes que dans l'exemple 1, avec les exceptions suivantes.

Pression de sortie absolue $p_2 = 4,8 \text{ bar} = 4,8 \times 10^5 \text{ Pa}$;

Débit massique $\dot{m} = 2,59 \text{ kg/s}$.

Les calculs sont les mêmes que dans l'exemple 1, en régime I, avec les exceptions suivantes:

$$p_{vcc} = 5,6 \times 10^5 \text{ Pa (tiré de l'exemple 1)};$$

$$p_{2C} = 7,2 \times 10^5 \text{ Pa (tiré de l'exemple 1)};$$

$$p_{2B} = 4,2 \times 10^5 \text{ Pa (tiré de l'exemple 1)}.$$

Si $p_{vcc} > p_2 \geq p_{2B}$, alors on est en régime III.

$5,6 \times 10^5 > 4,8 \times 10^5 \geq 4,2 \times 10^5$, le régime est donc du type III.

$$F_d = 0,30 \text{ (tiré de l'exemple 1)};$$

$$T_{vcc} = 410 \text{ K (tiré de l'exemple 2)};$$

$$c_{vcc} = 460 \text{ m/s (tiré de l'exemple 2)}.$$

$$W_{ms} = \frac{\dot{m} c_{vcc}^2}{2} = 2,7 \times 10^5 \text{ W} \quad (20)$$

où

$$\dot{m} = 2,59 \text{ kg/s};$$

$$c_{vcc} = 460 \text{ m/s}.$$

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + TL + L_g = 103 \text{ dB(A)} \quad (43)$$

where

$$L_{pi} = 148 \text{ dB};$$

$$TL = -51 \text{ dB};$$

$$L_g = 0,29 \text{ dB}.$$

$$L_{pAe,1m} = L_{pAe} - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2 t_p + 2}{D_i + 2 t_p} \right] = 93 \text{ dB(A)} \quad (44)$$

where

$$L_{pAe} = 103 \text{ dB(A)};$$

$$D_i = 0,203 \text{ m};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m}.$$

Conclusion: use 93 dB(A).

EXAMPLE 3: for regime III

The data given are the same as for example 1, with the following exceptions.

Outlet absolute pressure $p_2 = 4,8 \text{ bar} = 4,8 \times 10^5 \text{ Pa}$;

Mass flow rate $\dot{m} = 2,59 \text{ kg/s}$.

Calculations are the same as for example 1 for regime I, with the following exceptions:

$$p_{vcc} = 5,6 \times 10^5 \text{ Pa (from example 1)};$$

$$p_{2C} = 7,2 \times 10^5 \text{ Pa (from example 1)};$$

$$p_{2B} = 4,2 \times 10^5 \text{ Pa (from example 1)}.$$

If $p_{vcc} > p_2 \geq p_{2B}$, then regime III.

$5,6 \times 10^5 > 4,8 \times 10^5 \geq 4,2 \times 10^5$; thus regime is regime III.

$$F_d = 0,30 \text{ (from example 1)};$$

$$T_{vcc} = 410 \text{ K (from example 2)};$$

$$c_{vcc} = 460 \text{ m/s (from example 2)}.$$

$$W_{ms} = \frac{\dot{m} c_{vcc}^2}{2} = 2,7 \times 10^5 \text{ W} \quad (20)$$

where

$$\dot{m} = 2,59 \text{ kg/s};$$

$$c_{vcc} = 460 \text{ m/s}.$$

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_1}{\alpha p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} = 1,3 \quad (21)$$

où

$$\begin{aligned} \gamma &= 1,22; \\ p_1 &= 1,0 \times 10^6 \text{ Pa}; \\ \alpha &= 0,78; \\ p_2 &= 4,8 \times 10^5 \text{ Pa}. \end{aligned}$$

$$\eta_3 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6,6 F_L^2} = 3,3 \times 10^{-4} \quad (25)$$

où

$$\begin{aligned} M_j &= 1,3; \\ F_{LP}/F_p &= 0,80 \text{ (} F_{LP}/F_p \text{ utilisé en raison de la présence de raccords adjacents)}. \end{aligned}$$

$$W_a = \eta_3 r_w W_{ms} = 22 \text{ W} \quad (26)$$

où

$$\begin{aligned} \eta_3 &= 3,3 \times 10^{-4}; \\ r_w &= 0,25 \text{ (tiré du tableau 3);} \\ W_{ms} &= 2,7 \times 10^5 \text{ W}. \end{aligned}$$

$$f_p = \frac{0,2 M_j c_{vcc}}{D_j} = 10\,000 \text{ Hz} \quad (24)$$

où

$$\begin{aligned} M_j &= 1,3; \\ c_{vcc} &= 460 \text{ m/s}; \\ D_j &= 0,012 \text{ m}. \end{aligned}$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 2,54 \text{ kg/m}^3 \quad (33)$$

où

$$\begin{aligned} \rho_1 &= 5,30 \text{ kg/m}^3; \\ p_2 &= 4,8 \times 10^5 \text{ Pa}; \\ p_1 &= 1,0 \times 10^6 \text{ Pa}; \\ c_2 &= 480 \text{ m/s (tiré de l'exemple 1)}. \end{aligned}$$

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_1}{\alpha p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} = 1,3 \quad (21)$$

where

$$\gamma = 1,22;$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\alpha = 0,78;$$

$$p_2 = 4,8 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$\eta_3 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6,6} F_L^2 = 3,3 \times 10^{-4} \quad (25)$$

where

$$M_j = 1,3;$$

$$F_{LP}/F_p = 0,80 \text{ (} F_{LP}/F_p \text{ used because fittings are attached)}$$

$$W_a = \eta_3 r_w W_{ms} = 22 \text{ W} \quad (26)$$

where

$$\eta_3 = 3,3 \times 10^{-4};$$

$$r_w = 0,25 \text{ (from table 3);}$$

$$W_{ms} = 2,7 \times 10^5 \text{ W}.$$

$$f_p = \frac{0,2 M_j c_{vcc}}{D_j} = 10\,000 \text{ Hz} \quad (24)$$

where

$$M_j = 1,3;$$

$$c_{vcc} = 460 \text{ m/s};$$

$$D_j = 0,012 \text{ m}.$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 2,54 \text{ kg/m}^3 \quad (33)$$

where

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3;$$

$$p_2 = 4,8 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s (from example 1)}.$$

$$M_0 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} = 0,27 \quad (35)$$

où

$$\dot{m} = 2,59 \text{ kg/s};$$

$$D = 0,100 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 2,54 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

NOTE M_0 ne dépasse pas 0,3; les calculs sont donc validés.

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] = 153 \text{ dB} \quad (36)$$

où

$$W_a = 22 \text{ W};$$

$$\rho_2 = 2,54 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,203 \text{ m};$$

$$f_r = 7\,800 \text{ Hz (tiré de l'exemple 1);}$$

$$f_0 = 2\,700 \text{ Hz (tiré de l'exemple 1);}$$

$$f_g = 1\,600 \text{ Hz (tiré de l'exemple 1).}$$

$$TL = 10 \log_{10} \left[\left(7,6 \times 10^{-7} \right) \left(\frac{c_2}{t_p f_p} \right)^2 \frac{G_x}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415 G_y} + 1 \right)} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] = -52 \text{ dB} \quad (37)$$

où

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m};$$

$$f_p = 10\,000 \text{ Hz};$$

$$\rho_2 = 2,54 \text{ kg/m}^3;$$

$$G_x = 1 \text{ (tiré du tableau 4);}$$

$$G_y = 1 \text{ (tiré du tableau 4);}$$

$$p_a = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_s = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$M_0 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} = 0,27 \quad (35)$$

where

$$\dot{m} = 2,59 \text{ kg/s};$$

$$D = 0,100 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 2,54 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

NOTE M_0 does not exceed 0,3, so the calculations are appropriate.

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] = 153 \text{ dB} \quad (36)$$

where

$$W_a = 22 \text{ W};$$

$$\rho_2 = 2,54 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,203 \text{ m};$$

$$f_r = 7\,800 \text{ Hz (from example 1);}$$

$$f_0 = 2\,700 \text{ Hz (from example 1);}$$

$$f_g = 1\,600 \text{ Hz (from example 1).}$$

$$TL = 10 \log_{10} \left[(7,6 \times 10^{-7}) \left(\frac{c_2}{t_p f_p} \right)^2 \frac{G_x}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415 G_y} + 1 \right)} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] = -52 \text{ dB} \quad (37)$$

where

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m};$$

$$f_p = 10\,000 \text{ Hz};$$

$$\rho_2 = 2,54 \text{ kg/m}^3;$$

$$G_x = 1 \text{ (from table 4);}$$

$$G_y = 1 \text{ (from table 4);}$$

$$p_a = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_s = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$M_2 = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} = 0,065 \quad (42)$$

où

$$\begin{aligned} \dot{m} &= 2,59 \text{ kg/s;} \\ D_i &= 0,2031 \text{ m;} \\ \rho_2 &= 2,54 \text{ kg/m}^3; \\ c_2 &= 480 \text{ m/s.} \end{aligned}$$

$$L_g = 16 \log_{10} \left(\frac{1}{1 - M_2} \right) = 0,47 \text{ dB} \quad (41)$$

où $M_2 = 0,065$.

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + TL + L_g = 107 \text{ dB(A)} \quad (43)$$

où

$$\begin{aligned} L_{pi} &= 153 \text{ dB;} \\ TL &= -52 \text{ dB;} \\ L_g &= 0,47 \text{ dB.} \end{aligned}$$

$$L_{pAe,1m} = L_{pAe} - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2t_p + 2}{D_i + 2t_p} \right] = 97 \text{ dB(A)} \quad (44)$$

où

$$\begin{aligned} L_{pAe} &= 107 \text{ dB(A);} \\ D_i &= 0,2031 \text{ m;} \\ t_p &= 0,008 \text{ m.} \end{aligned}$$

Conclusion: prendre 97 dB(A).

EXEMPLE 4: cas du régime IV

Les données sont les mêmes que dans l'exemple 1, avec les exceptions suivantes.

Pression de sortie absolue $p_2 = 4,2 \text{ bar} = 4,2 \times 10^5 \text{ Pa}$;

Diamètre de sortie de la vanne $D = 0,2031 \text{ m}$;

Facteur de récupération de pression du liquide $F_L = 0,80$;

$C = C_v = 40$;

Débit massique $\dot{m} = 1,18 \text{ kg/s}$.

Les calculs sont les mêmes que dans l'exemple 1, en régime I, avec les exceptions suivantes:

$p_{2B} = 4,2 \times 10^5 \text{ Pa}$ (tiré de l'exemple 1);

$p_{2C} = 7,2 \times 10^5 \text{ Pa}$;

$p_{vC} = 1,0 \times 10^5 \text{ Pa}$;

$\alpha = 0,78$;

$p_{2CE} = 5,8 \times 10^4 \text{ Pa}$ (tiré de l'exemple 1).

$$M_2 = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} = 0,065 \quad (42)$$

where

$$\begin{aligned} \dot{m} &= 2,59 \text{ kg/s;} \\ D_i &= 0,2031 \text{ m;} \\ \rho_2 &= 2,54 \text{ kg/m}^3; \\ c_2 &= 480 \text{ m/s.} \end{aligned}$$

$$L_g = 16 \log_{10} \left(\frac{1}{1 - M_2} \right) = 0,47 \text{ dB} \quad (41)$$

where $M_2 = 0,065$.

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + TL + L_g = 107 \text{ dB(A)} \quad (43)$$

where

$$\begin{aligned} L_{pi} &= 153 \text{ dB;} \\ TL &= -52 \text{ dB;} \\ L_g &= 0,47 \text{ dB.} \end{aligned}$$

$$L_{pAe,1m} = L_{pAe} - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2t_p + 2}{D_i + 2t_p} \right] = 97 \text{ dB(A)} \quad (44)$$

where

$$\begin{aligned} L_{pAe} &= 107 \text{ dB(A);} \\ D_i &= 0,2031 \text{ m;} \\ t_p &= 0,008 \text{ m.} \end{aligned}$$

Conclusion: use 97 dB(A).

EXAMPLE 4: for regime IV

The data given are the same as for example 1, with the following exceptions.

Outlet absolute pressure $p_2 = 4,2 \text{ bar} = 4,2 \times 10^5 \text{ Pa}$;

Valve outlet diameter $D = 0,2031 \text{ m}$;

Liquid pressure recovery factor $F_L = 0,80$;

$C = C_v = 40$;

Mass flow rate $\dot{m} = 1,18 \text{ kg/s}$.

Calculations are the same as for example 1 for regime I, with the following exceptions:

$p_{2B} = 4,2 \times 10^5 \text{ Pa}$ (from example 1);

$p_{2C} = 7,2 \times 10^5 \text{ Pa}$;

$p_{vC} = 1,0 \times 10^5 \text{ Pa}$;

$\alpha = 0,78$;

$p_{2CE} = 5,8 \times 10^4 \text{ Pa}$ (from example 1).

Si $p_{2B} > p_2 \geq p_{2CE}$, alors on est en régime IV.

$4,2 \times 10^5 > 4,2 \times 10^5 \geq 5,8 \times 10^4$; le régime est donc du type IV.

$$D_j = 7,8 \times 10^{-3} \text{ m};$$

$$T_{vcc} = 410 \text{ K (tiré de l'exemple 2);}$$

$$c_{vcc} = 460 \text{ m/s (tiré de l'exemple 2).}$$

$$W_{ms} = \frac{\dot{m} c_{vcc}^2}{2} = 1,2 \times 10^5 \text{ W} \quad (20)$$

où

$$\dot{m} = 1,18 \text{ kg/s};$$

$$c_{vcc} = 460 \text{ m/s.}$$

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_1}{\alpha p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} = 1,4 \quad (21)$$

où

$$\gamma = 1,22;$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\alpha = 0,78;$$

$$p_2 = 4,2 \times 10^5 \text{ Pa.}$$

$$\eta_4 = \left(1 \times 10^{-4} \right) \left(\frac{M_j^2}{2} \right) \left(\sqrt{2} \right)^{6,6} F_L^2 = 4,4 \times 10^{-4} \quad (27)$$

où

$$M_j = 1,4;$$

$$F_L = 0,80.$$

$$W_a = \eta_4 r_w W_{ms} = 14 \text{ W} \quad (28)$$

où

$$\eta_4 = 4,4 \times 10^{-4};$$

$$r_w = 0,25 \text{ (tiré du tableau 3);}$$

$$W_{ms} = 1,2 \times 10^5 \text{ W.}$$

$$f_p = \frac{0,35 c_{vcc}}{1,25 D_j \sqrt{M_j^2 - 1}} = 16 \text{ 000 Hz} \quad (29)$$

où

$$M_j = 1,4;$$

$$c_{vcc} = 460 \text{ m/s};$$

$$D_j = 7,8 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

If $p_{2B} > p_2 \geq p_{2CE}$, then regime IV.

$4,2 \times 10^5 > 4,2 \times 10^5 \geq 5,8 \times 10^4$; thus regime is regime IV.

$$D_j = 7,8 \times 10^{-3} \text{ m};$$

$$T_{VCC} = 410 \text{ K (from example 2);}$$

$$c_{VCC} = 460 \text{ m/s (from example 2).}$$

$$W_{ms} = \frac{\dot{m} c_{VCC}^2}{2} = 1,2 \times 10^5 \text{ W} \quad (20)$$

where

$$\dot{m} = 1,18 \text{ kg/s};$$

$$c_{VCC} = 460 \text{ m/s.}$$

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_1}{\alpha p_2} \right)^{(\gamma - 1)/\gamma} - 1 \right]} = 1,4 \quad (21)$$

where

$$\gamma = 1,22;$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\alpha = 0,78;$$

$$p_2 = 4,2 \times 10^5 \text{ Pa.}$$

$$\eta_4 = \left(1 \times 10^{-4} \right) \left(\frac{M_j^2}{2} \right) (\sqrt{2})^{6,6} F_L^2 = 4,4 \times 10^{-4} \quad (27)$$

where

$$M_j = 1,4;$$

$$F_L = 0,80.$$

$$W_a = \eta_4 r_w W_{ms} = 14 \text{ W} \quad (28)$$

where

$$\eta_4 = 4,4 \times 10^{-4};$$

$$r_w = 0,25 \text{ (from table 3);}$$

$$W_{ms} = 1,2 \times 10^5 \text{ W.}$$

$$f_p = \frac{0,35 c_{VCC}}{1,25 D_j \sqrt{M_j^2 - 1}} = 16 \text{ 000 Hz} \quad (29)$$

where

$$M_j = 1,4;$$

$$c_{VCC} = 460 \text{ m/s};$$

$$D_j = 7,8 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 2,2 \text{ kg/m}^3 \quad (33)$$

où

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3;$$

$$p_2 = 4,2 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s (tiré de l'exemple 1)}.$$

$$M_0 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} = 0,14 \quad (35)$$

où

$$\dot{m} = 1,18 \text{ kg/s};$$

$$D = 0,100 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 2,2 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

NOTE M_0 ne dépasse pas 0,3; les calculs sont donc validés.

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] = 151 \text{ dB} \quad (36)$$

où

$$W_a = 14 \text{ W};$$

$$\rho_2 = 2,2 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$f_r = 7\,800 \text{ Hz (tiré de l'exemple 1)};$$

$$f_0 = 2\,700 \text{ Hz (tiré de l'exemple 1)};$$

$$f_g = 1\,600 \text{ Hz (tiré de l'exemple 1)}.$$

$$TL = 10 \log_{10} \left[(7,6 \times 10^{-7}) \left(\frac{c_2}{t_p f_p} \right)^2 \frac{G_x}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415 G_y} + 1 \right)} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] = -55 \text{ dB} \quad (37)$$

où

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m};$$

$$f_p = 16\,000 \text{ Hz};$$

$$\rho_2 = 2,2 \text{ kg/m}^3;$$

$$G_x = 1 \text{ (tiré du tableau 4)};$$

$$G_y = 1 \text{ (tiré du tableau 4)};$$

$$p_a = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_s = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 2,2 \text{ kg/m}^3 \quad (33)$$

where

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3;$$

$$p_2 = 4,2 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s (from example 1).}$$

$$M_0 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} = 0,14 \quad (35)$$

where

$$\dot{m} = 1,18 \text{ kg/s};$$

$$D = 0,100 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 2,2 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s.}$$

NOTE M_0 does not exceed 0,3, so the calculations are appropriate.

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] = 151 \text{ dB} \quad (36)$$

where

$$W_a = 14 \text{ W};$$

$$\rho_2 = 2,2 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,203 \text{ m};$$

$$f_r = 7\,800 \text{ Hz (from example 1);}$$

$$f_o = 2\,700 \text{ Hz (from example 1);}$$

$$f_g = 1\,600 \text{ Hz (from example 1).}$$

$$TL = 10 \log_{10} \left[(7,6 \times 10^{-7}) \left(\frac{c_2}{t_p f_p} \right)^2 \frac{G_x}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415 G_y} + 1 \right)} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] = -55 \text{ dB} \quad (37)$$

where

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m};$$

$$f_p = 16\,000 \text{ Hz};$$

$$\rho_2 = 2,2 \text{ kg/m}^3;$$

$$G_x = 1 \text{ (from table 4);}$$

$$G_y = 1 \text{ (from table 4);}$$

$$p_a = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_s = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa.}$$

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_1^2 \rho_2 c_2} = 0,034 \quad (42)$$

où

$$\begin{aligned} \dot{m} &= 1,18 \text{ kg/s;} \\ D_1 &= 0,2031 \text{ m;} \\ \rho_2 &= 2,2 \text{ kg/m}^3; \\ c_2 &= 480 \text{ m/s.} \end{aligned}$$

$$L_g = 16 \log_{10} \left(\frac{1}{1 - M_2} \right) = 0,24 \text{ dB} \quad (41)$$

où $M_2 = 0,034$.

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + TL + L_g = 100 \text{ dB(A)} \quad (43)$$

où

$$\begin{aligned} L_{pi} &= 151 \text{ dB;} \\ TL &= -55 \text{ dB;} \\ L_g &= 0,24 \text{ dB.} \end{aligned}$$

$$L_{pAe,1m} = L_{pAe} - 10 \log_{10} \left[\frac{D_1 + 2t_p + 2}{D_1 + 2t_p} \right] = 90 \text{ dB(A)} \quad (44)$$

où

$$\begin{aligned} L_{pAe} &= 100 \text{ dB(A);} \\ D_1 &= 0,2031 \text{ m;} \\ t_p &= 0,008 \text{ m.} \end{aligned}$$

Conclusion: prendre 90 dB(A).

EXEMPLE 5: cas du régime V

Les données sont les mêmes que dans l'exemple 1, avec les exceptions suivantes.

Pression de sortie absolue $p_2 = 0,50 \text{ bar} = 5,0 \times 10^4 \text{ Pa}$;
Débit massique $\dot{m} = 1,19 \text{ kg/s}$;
Diamètre de sortie de la vanne $D = 0,2031 \text{ m}$;
Facteur de récupération de pression du liquide $F_L = 0,80$;
 $C = C_v = 40$.

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} = 0,034 \quad (42)$$

where

$$\dot{m} = 1,18 \text{ kg/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 2,2 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

$$L_g = 16 \log_{10} \left(\frac{1}{1 - M_2} \right) = 0,24 \text{ dB} \quad (41)$$

where $M_2 = 0,034$.

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + TL + L_g = 100 \text{ dB(A)} \quad (43)$$

where

$$L_{pi} = 151 \text{ dB};$$

$$TL = -55 \text{ dB};$$

$$L_g = 0,24 \text{ dB}.$$

$$L_{pAe,1m} = L_{pAe} - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2t_p + 2}{D_i + 2t_p} \right] = 90 \text{ dB(A)} \quad (44)$$

where

$$L_{pAe} = 100 \text{ dB(A)};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m}.$$

Conclusion: use 90 dB(A).

EXAMPLE 5. for regime V

The data given are the same as for example 1, with the following exceptions.

Outlet absolute pressure $p_2 = 0,50 \text{ bar} = 5,0 \times 10^4 \text{ Pa}$;

Mass flow rate $\dot{m} = 1,19 \text{ kg/s}$;

Valve outlet diameter $D = 0,2031 \text{ m}$;

Liquid pressure recovery factor $F_L = 0,80$;

$C = C_v = 40$.

Les calculs sont les mêmes que dans l'exemple 1, en régime I, avec les exceptions suivantes:

$$p_{2CE} = 5,80 \times 10^4 \text{ Pa (tiré de l'exemple 4).}$$

Si $p_{2CE} > p_2$, alors on est en régime V.

$5,80 \times 10^4 > 5,0 \times 10^4$; le régime est donc du type V.

$$D_j = 7,8 \times 10^{-3} \text{ m (tiré de l'exemple 4);}$$

$$T_{VCC} = 410 \text{ K (tiré de l'exemple 2);}$$

$$c_{VCC} = 460 \text{ m/s (tiré de l'exemple 2).}$$

$$W_{ms} = \frac{\dot{m} c_{VCC}^2}{2} = 1,2 \times 10^5 \text{ W} \quad (20)$$

où

$$\dot{m} = 1,19 \text{ kg/s;}$$

$$c_{VCC} = 460 \text{ m/s.}$$

$$M_{j5} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[(22)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} = 2,6 \quad (30)$$

où $\gamma = 1,22$.

$$\eta_5 = \left(1 \times 10^{-4} \left(\frac{M_{j5}^2}{2} \right) \left(\sqrt{2} \right)^{6,6 F_L^2} \right) = 1,5 \times 10^{-3} \quad (31)$$

où

$$M_{j5} = 2,6;$$

$$F_L = 0,80.$$

$$W_a = \eta_5 r_w W_{ms} = 46 \text{ W} \quad (32)$$

où

$$\eta_5 = 1,5 \times 10^{-3};$$

$$r_w = 0,25 \text{ (tiré du tableau 3);}$$

$$W_{ms} = 1,2 \times 10^5 \text{ W.}$$

$$f_p = \frac{0,35 c_{VCC}}{1,25 D_j \sqrt{M_j^2 - 1}} = 6\,800 \text{ Hz} \quad (29)$$

où

$$M_j = M_{j5} = 2,6;$$

$$c_{VCC} = 460 \text{ m/s;}$$

$$D_j = 7,8 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

Calculations are the same as for example 1 for regime I, with the following exceptions:

$$p_{2CE} = 5,8 \times 10^4 \text{ Pa (from example 4).}$$

If $p_{2CE} > p_2$, then regime V.

$$5,80 \times 10^4 > 5,0 \times 10^4, \text{ thus regime is V.}$$

$$D_j = 7,8 \times 10^{-3} \text{ m (from example 4);}$$

$$T_{VCC} = 410 \text{ K (from example 2);}$$

$$c_{VCC} = 460 \text{ m/s (from example 2).}$$

$$W_{ms} = \frac{\dot{m} c_{VCC}^2}{2} = 1,2 \times 10^5 \text{ W} \quad (20)$$

where

$$\dot{m} = 1,19 \text{ kg/s;}$$

$$c_{VCC} = 460 \text{ m/s.}$$

$$M_{j5} = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[(22)^{(\gamma - 1)/\gamma} - 1 \right]} = 2,6 \quad (30)$$

where $\gamma = 1,22$.

$$\eta_5 = \left(1 \times 10^{-4} \left(\frac{M_{j5}^2}{2} \right) \sqrt{2}^{0,6 F_L^2} \right) = 1,5 \times 10^{-3} \quad (31)$$

where

$$M_{j5} = 2,6;$$

$$F_L = 0,80.$$

$$W_a = \eta_5 r_w W_{ms} = 46 \text{ W} \quad (32)$$

where

$$\eta_5 = 1,5 \times 10^{-3};$$

$$r_w = 0,25 \text{ (from table 3);}$$

$$W_{ms} = 1,2 \times 10^5 \text{ W.}$$

$$f_p = \frac{0,35 c_{VCC}}{1,25 D_j \sqrt{M_j^2 - 1}} = 6\,800 \text{ Hz} \quad (29)$$

where

$$M_j = M_{j5} = 2,6;$$

$$c_{VCC} = 460 \text{ m/s;}$$

$$D_j = 7,8 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right) = 0,27 \text{ kg/m}^3 \quad (33)$$

où

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3;$$

$$\rho_2 = 5,0 \times 10^4 \text{ Pa};$$

$$\rho_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s (tiré de l'exemple 1)}.$$

$$M_0 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} = 0,30 \quad (35)$$

où

$$\dot{m} = 1,19 \text{ kg/s};$$

$$D = 0,200 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 0,27 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

NOTE M_0 ne dépasse pas 0,3, ce qui valide les calculs.

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(3,2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_1^2} \right] = 147 \text{ dB} \quad (36)$$

où

$$W_a = 46 \text{ W};$$

$$\rho_2 = 0,27 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_1 = 0,2031 \text{ m};$$

$$f_r = 7\,800 \text{ Hz (tiré de l'exemple 1)};$$

$$f_0 = 2\,700 \text{ Hz (tiré de l'exemple 1)};$$

$$f_g = 1\,600 \text{ (tiré de l'exemple 1)}.$$

$$TL = 10 \log_{10} \left[(7,6 \times 10^{-7}) \left(\frac{c_2}{t_p f_p} \right)^2 \frac{G_x}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415 G_y} + 1 \right)} \left(\frac{\rho_a}{\rho_s} \right) \right] = -44 \text{ dB} \quad (37)$$

où

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m};$$

$$f_p = 6\,800 \text{ Hz};$$

$$\rho_2 = 0,27 \text{ kg/m}^3;$$

$$G_x = (f_p/f_r)^{2/3} = 0,91 \text{ (tiré du tableau 4)};$$

$$G_y = 1 \text{ (tiré du tableau 4)};$$

$$\rho_a = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$\rho_s = 1,013\,25 \times 10^5 \text{ Pa}.$$