

Stellventile für die Prozessregelung
Teil 8-4: Geräuschemission – Vorausberechnung für
flüssigkeitsdurchströmte Stellventile
(IEC 65B/476/CD:2002)

DIN
IEC 60534-8-4

ICS 17.140.20; 23.060.40

Entwurf

Einsprüche bis 2003-06-30

Vorgesehen als Ersatz für
DIN EN 60534-8-4:1995-04

Industrial process control valves – Part 8-4: Noise considerations –
Prediction of noise generated by hydrodynamic flow;
(IEC 65B/476/CD:2002)

Anwendungswarnvermerk

Dieser Norm-Entwurf wird der Öffentlichkeit zur Prüfung und Stellungnahme vorgelegt.

Weil die beabsichtigte Norm von der vorliegenden Fassung abweichen kann, ist die Anwendung dieses Entwurfes besonders zu vereinbaren.

Stellungnahmen werden erbeten

- vorzugsweise als Datei per E-Mail an dke@vde.com in Form einer Tabelle. Die Vorlage dieser Tabelle kann im Internet unter www.dke.de/stellungnahme abgerufen werden
- oder in Papierform an die DKE Deutsche Kommission Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik im DIN und VDE, Stresemannallee 15, 60596 Frankfurt am Main.

Das internationale Schriftstück IEC 65B/476/CD:2002-12 „Industrial process control valves – Part 8-4: Noise considerations – Prediction of noise generated by hydrodynamic flow“ ist unverändert in diesen deutschen Norm-Entwurf übernommen worden.

Fortsetzung Seite 2 bis 19
und 18 Seiten IEC-Original

DKE Deutsche Kommission Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik im DIN und VDE

Nationales Vorwort

Dieser Norm-Entwurf enthält eine noch nicht autorisierte deutsche Übersetzung des internationalen Norm-Entwurfs [Committee Draft (CD)] IEC 65B/476/CD:2002 „Industrial process control valves – Part 8-4: Noise considerations – Prediction of noise generated by hydrodynamic flow“.

Um Zweifelsfälle in der Übersetzung auszuschließen, ist die englische Originalfassung des CD entsprechend der diesbezüglich durch die IEC erteilten Erlaubnis beigefügt. Die Nutzungsbedingungen für den deutschen Text des Norm-Entwurfes gelten gleichermaßen auch für den mit aufgenommenen englischen IEC-Text.

Der internationale Entwurf wurde vom SC 65B „Devices“ der Internationalen Elektrotechnischen Kommission (IEC) erarbeitet und als CD herausgegeben. Die IEC und das Europäische Komitee für Elektrotechnische Normung (CENELEC) haben vereinbart, dass ein auf IEC-Ebene entstandener internationaler Norm-Entwurf im Schlusstadium [Final Draft International Standard (FDIS)] zeitgleich (parallel) bei IEC und CENELEC zur Abstimmung gestellt wird, um eine Beschleunigung und Straffung der Normungsarbeit zu erreichen.

Da der Abstimmungszeitraum für einen FDIS nur 2 Monate beträgt, und zum FDIS keine sachlichen Stellungnahmen mehr abgegeben werden können, sondern nur noch eine „JA/NEIN“-Entscheidung möglich ist, wobei eine „NEIN“-Entscheidung fundiert begründet werden muss, wird bereits der CD als Norm-Entwurf veröffentlicht, um die Stellungnahmen aus der Öffentlichkeit noch vor der Abstimmung berücksichtigen zu können.

Für den vorliegenden Norm-Entwurf ist das nationale Arbeitsgremium K 963 „Stellgeräte für strömende Stoffe“ der DKE Deutsche Kommission Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik im DIN und VDE zuständig.

Für den Fall einer undatierten Verweisung im normativen Text (Verweisung auf eine Norm ohne Angabe des Ausgabedatums und ohne Hinweis auf eine Abschnittsnummer, eine Tabelle, ein Bild usw.) bezieht sich die Verweisung auf die jeweils neueste gültige Ausgabe der in Bezug genommenen Norm.

Für den Fall einer datierten Verweisung im normativen Text bezieht sich die Verweisung immer auf die in Bezug genommene Ausgabe der Norm.

Der Zusammenhang der zitierten Normen mit den entsprechenden Deutschen Normen ergibt sich, soweit ein Zusammenhang besteht, grundsätzlich über die Nummer der entsprechenden IEC-Publikation. Beispiel: IEC 60068 ist als EN 60068 als Europäische Norm durch CENELEC übernommen und als DIN EN 60068 ins Deutsche Normenwerk aufgenommen.

IEC hat 1997 die Benummerung der IEC-Publikationen geändert. Zu den bisher verwendeten Normnummern wird jeweils 60000 addiert. So ist zum Beispiel aus IEC 68 nun IEC 60068 geworden.

Änderungen

Gegenüber DIN EN 60534-8-4:1995-04 wurden folgende Änderungen vorgenommen:

- Die Kenngröße x_{Fz} kann nun abgeschätzt werden (Gleichungen (3a, 3b)), außerdem sind im Anhang Grafiken dafür enthalten.
- Es gibt keine Korrekturgröße ΔL_F mehr.
- Die Berechnung des akustischen Wirkungsgrades und der Frequenzabhängigkeiten sind stärker theoretisch fundiert.
- Mehrstufige Ventile sind jetzt auch enthalten.

Deutsche Übersetzung

Stellventile für die Prozessregelung

Teil 8-4: Geräuschemission – Vorausberechnung für flüssigkeitsdurchströmte Stellventile

1 Einleitung

Diese Norm beinhaltet eine Methode zur Vorhersage der Geräuschemission, welche von einem flüssigkeitsdurchströmten Stellventil erzeugt wird, und des daraus resultierenden Schalldruckpegels hinter dem Ventil und außerhalb der Rohrleitung. Der Schall kann dabei sowohl durch normal turbulente Strömung als auch durch Kavitation im Ventil entstehen. Teile dieser Methode basieren auf akustischen, strömungstechnischen und mechanischen Grundlagen. Das Berechnungsverfahren wurde anhand von Messdaten validiert.

2 Anwendungsbereich und Gültigkeitsgrenzen

Die Gleichungen für das Schalldämmmaß (TL) basieren auf der Analyse der Wechselwirkung zwischen den Schallwellen innerhalb der Rohrleitung und den Koinzidenzfrequenzen der Rohrwand, wobei zu berücksichtigen ist, dass kommerzielle Rohrleitungstoleranzen eine relativ breite Variation der Rohrwanddicke erlauben. Idealerweise wird eine gerade Rohrleitungsführung angenommen.

Diese Methode kann auf alle konventionellen Stellventiltypen wie Hubventile, Klappen, Käfigventile, exzentrische Drehkegelventile und modifizierte Kugelhähne angewendet werden. Tests wurden bisher nur mit dem Testmedium Wasser durchgeführt. Die Genauigkeit dieser Methode für andere Flüssigkeiten als Wasser ist derzeit noch nicht gesichert.

Dieser Hauptabschnitt betrachtet nur den Schall, welcher durch hydraulische Turbulenz und Flüssigkeitskavitation erzeugt wird. Sie erfasst nicht den Schall aufgrund von mechanischen Vibrationen, Instabilitäten in der Strömung oder nicht vorausberechenbaren Phänomenen. Bei der typischen Installation dringt ein sehr kleiner Schallanteil durch die Wand des Ventilgehäuses. Der Schall wird üblicherweise 1 m hinter dem Ventil und 1 m Abstand von der äußeren Rohroberfläche gemessen.

Diese Vorhersagemethode wurde anhand von Messdaten für Wasser und für 90 % aller bekannten Ventiltypen validiert.

3 Hintergrund

Es ist bedeutend, die Geräuschemission von Stellventilen vorhersagen zu können. Sicherheitsforderungen wie Bestimmungen für Arbeit und Gesundheit sehen die Begrenzung des Lärms vor, dem Menschen ausgesetzt sein können. Außerdem existieren Daten, die zeigen, dass Schallpegel oberhalb bestimmter Werte zur Beschädigung von Rohrleitungen oder des damit verbundenen Equipments führen können. Siehe auch IEC 60534-8-3. Frühere Normen für die Flüssigkeitsschallberechnung bei Ventilen basierten stark auf Herstellermessdaten und waren weder allgemein noch vollständig wie gewünscht.

Ein Ventil beeinflusst den Durchfluss durch Konvertierung von Druckenergie in Turbulenzenergie, Wärme und mechanische Druckwellen in dem Ventilgehäuse und den Rohrleitungen. Ein kleiner Anteil dieser mechanischen Vibration wird in akustische Energie umgewandelt. Der Hauptanteil des Lärms wird in dem Rohrleitungssystem zurückgehalten, nur ein kleiner Anteil wird durch die Rohrleitung hinter dem Ventil durchgelassen. Der Weg der Berechnung der sich daraus ergebenden Energie ist eigentlich klar vorgegeben. Schwierigkeiten ergeben sich im ersten Schritt bei der Bestimmung des akustischen Wirkungsgrades als Maß für die Konvertierung der mechanischen Energie in Lärm und im zweiten Schritt aus der Bestimmung der Schallemissionsminderung durch die Rohrleitungswand.

4 Normative Verweisungen

Die folgenden Normen enthalten Festlegungen, die durch Verweisung in diesem Text Bestandteil dieses Teils der IEC 60534-8 sind. Zum Zeitpunkt der Veröffentlichung dieser Norm waren die angegebenen Ausgaben gültig. Alle Normen unterliegen der Überarbeitung, und Vertragspartner, deren Vereinbarungen auf diesem Teil der IEC 60534-8 basieren, werden gebeten, die Möglichkeit zu prüfen, ob die jeweils neuesten Ausgaben der im folgenden genannten Normen angewendet werden können. Die Mitglieder von IEC und ISO führen Verzeichnisse der gegenwärtig gültigen Internationalen Normen.

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

IEC 60534-2-1, *Industrial-process control valves – Part 1: Flow capacity – Section One: Sizing equations for fluid flow under installed conditions*.

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

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

5 Formelzeichen und Einheiten

Symbol	Beschreibung	Einheit
$A(f)$	Frequenzabhängiger A-Bewertungsfaktor	dBA (ref P_0)
c_L	Schallgeschwindigkeit der Flüssigkeit	m/s
c_0	Schallgeschwindigkeit von Luft = 343	m/s
c_p	Schallgeschwindigkeit in der Rohrleitung (für Stahlrohrleitung 5 000)	m/s
C	Durchflusskoeffizient (K_v und C_v)	Verschieden (siehe IEC 60534-1)
C_R	Durchflusskoeffizient (K_v und C_v) bei Nennhub	Verschieden (siehe IEC 60534-1)
C_1	Durchflusskoeffizient der ersten Stufe in einem mehrstufigen Ventil (K_v und C_v)	Verschieden (siehe IEC 60534-1)
C_n	Durchflusskoeffizient der letzten Stufe in einem mehrstufigen Ventil (K_v und C_v)	Verschieden (siehe IEC 60534-1)
d_{c1}	Durchmesserkorrektur für Strouhalzahl des Freistrahls	Dimensionslos
d_{c2}	Durchmesserkorrektur für akustischen Wirkungsgrad (bei Kavitation)	Dimensionslos
D_i	Ausgangsrohrinnendurchmesser	m
D_j	Strahldurchmesser in der <i>Vena contracta</i>	m
d	Ventilnennweite	m
d_0	Sitz oder Lochdurchmesser	m
F_{cav}	Frequenzverteilungsfunktion (bei Kavitation)	Dimensionslos
F_d	Ventilkonstruktionsfaktor	Dimensionslos
F_L	Flüssigkeitsdruckrückgewinnungsfaktor eines Ventils ohne angeschlossene Reduzierstücke	Dimensionslos
F_{Ln}	Flüssigkeitsdruckrückgewinnungsfaktor der letzten Drosselstelle	Dimensionslos
F_{turb}	Frequenzverteilungsfunktion (bei Turbulenz)	Dimensionslos

Symbol	Beschreibung	Einheit
F	Frequenz	Hz
f_c	Grenzfrequenz	Hz
f_{ji}	Oktavbandfrequenz	Hz
f_r	Ringdehnfrequenz	Hz
$f_{p,turb}$	Erzeugte Spitzenfrequenz (turbulent)	Hz
$f_{p,cav}$	Erzeugte Spitzenfrequenz (Kavitation)	Hz
K_c	Differenzdruckverhältnis bei beginnender Durchflussbegrenzung (annähernd im Bereich von F_L^3 bis F_L^2)	Dimensionslos
$L_{pe,1m}$	Externer Schalldruckpegel 1 m von der Rohrwand	dB (ref P_o)
$L_{pAe,1m}$	A-bewerteter externer Schalldruckpegel 1 m von der Rohrwand	dBA (ref P_o)
$L_{pAe,1m,i}$	A-bewerteter externer Schalldruckpegel 1 m von der Rohrwand der Stufe i (Index i von 1...n) in einem mehrstufigen Ventil mit n Stufen	dBA (ref P_o)
L_{pi}	Interner Schalldruckpegel an der Rohrwand	dB (ref P_o)
$L_{pi,turb}$	Interner Schalldruckpegel an der Rohrwand (turbulent)	dB (ref P_o)
$L_{pi,cav}$	Interner Schalldruckpegel an der Rohrwand (Kavitation)	dB (ref P_o)
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
n	Anzahl der Stufen in einem mehrstufigen Ventil	Dimensionslos
N	Numerische Konstanten (siehe Tabelle 1)	Verschieden
N_o	Anzahl von unabhängigen und identischen Strömungskanälen in einem Ventilkegel oder einer Drosselstufe	Dimensionslos
N_{STR}	Strouhalzahl eines Strahls	Dimensionslos
P_a	Referenzdruck = 1×10^5	Pa
P_o	Referenzschalldruckpegel = 2×10^{-5}	Pa
p_1	Absoluter Ventileingangsdruck	Pa
p_2	Absoluter Ventilausgangsdruck	Pa
$p_{1,i}$	Eingangsdruck der Stufe i (Index i von 1...n) in einem mehrstufigen Ventil mit n Stufen	Pa
$p_{2,i}$	Ausgangsdruck der Stufe i (Index i von 1...n) in einem mehrstufigen Ventil mit n Stufen	Pa
p_v	Dampfdruck der Flüssigkeit	Pa
Δp	Druckdifferenz	Pa
Δp_c	Druckdifferenz für die U_{vc} - Berechnung	Pa
r_w	Akustisches Leistungsverhältnis	Dimensionslos
t_p	Rohrwanddicke	m
TL	Schalldämmmaß	dB
ΔTL_{fp}	Schalldämmmaß korrigiert für Spitzenfrequenz f_p	dB
TL_{fr}	Schalldämmmaß bei der Frequenz f_r	dB
U_{vc}	Geschwindigkeit in der <i>Vena contracta</i>	m/s
W_a	Schallleistung	W
W_m	Strahlleistung des Massendurchflusses	W

Symbol	Beschreibung	Einheit
x_F	Differenzdruckverhältnis	Dimensionslos
x_{Fz}	Differenzdruckverhältnis für beginnenden Kavitationsschall mit einem Eingangsdruck von 6×10^5 Pa	Dimensionslos
x_{Fzp1}	Korrigiertes Differenzdruckverhältnis x_{Fz} für den aktuellen Eingangsdruck	Dimensionslos
η	Akustischer Wirkungsgrad	Dimensionslos
η_{turb}	Akustischer Wirkungsgrad (turbulent)	Dimensionslos
$\eta_{turb,xFz}$	Akustischer Wirkungsgrad (turbulent) für $x_F = x_{Fz}$	Dimensionslos
η_{cav}	Akustischer Wirkungsgrad (Kavitation)	Dimensionslos
η_p	Akustischer Wirkungsgrad bezogen auf die Rohrwand	Dimensionslos
ρ	Dichte	kg/m ³
ρ_o	Dichte von Luft = 1,293	kg/m ³
ρ_p	Dichte des Rohrleitungsmaterials (= 7 800 für Stahl)	kg/m ³
ρ_L	Dichte der Flüssigkeit	kg/m ³
Indizes		
cav	Kavitation	
turb	Turbulent	
i	In der Rohrleitung oder Zählindex	
p	Rohrleitung	
vc	<i>Vena contracta</i>	

6 Vorberechnungen

6.1 Drücke und Druckverhältnisse

Es werden mehrere Drücke und Druckverhältnisse bei der Schallberechnungsprozedur benötigt. Sie werden nachstehend aufgeführt.

Das Differenzdruckverhältnis x_F für Flüssigkeiten hängt von der Druckdifferenz $p_1 - p_2$ und der Differenz des Eingangsdruckes p_1 und des Dampfdruckes p_v ab.

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

Der Differenzdruck für beginnende Durchflussbegrenzung entspricht annähernd $F_L^2 (p_1 - p_v)$. Einige Berechnungen basieren auf der folgenden Druckdifferenz:

$$\Delta p_c = \text{Minimum von } x_F (p_1 - p_v) \text{ oder } F_L^2 (p_1 - p_v) \quad (2)$$

Bei niedrigen Differenzdruckverhältnissen wird der Lärm hauptsächlich von der Turbulenz erzeugt. Wenn x_F $x_{Fz,p1}$ überschreitet, überlagert sich der Kavitationslärm dem Turbulenzlärm. Bei $x_F = 1$ hat der Kavitationsschall sein zweites Minimum und für $x_F > 1$ in dem Flashing-Bereich steigt der Schallpegel mit geringem Gradienten oberhalb $x_F = 1$ wieder an.

6.2 Charakteristisches Druckverhältnis x_{Fz}

Das ventilspezifische Druckverhältnis x_{Fz} kann auf Basis von IEC 60534-8-2 gemessen werden, wobei eine Abhängigkeit von dem Ventilhub besteht. Es darf nicht mit dem K_c -Wert verwechselt werden, bei dem Durchflussbegrenzung durch Kavitation beginnt. Es ist das Differenzdruckverhältnis, bei dem Kavitation akustisch detektiert wird. Der Wert von x_{Fz} hängt von dem Ventil- und Kegeltyp und der spezifischen Durchflusskapazität ab.

Alternativ kann der Wert von x_{Fz} mit Gleichung (3a) abgeschätzt werden. Die Bilder 4 bis 9 enthalten typische Kurven von x_{Fz} für verschiedene Stellventiltypen. Gleichung (3a) und die Bilder 4 bis 9 gelten für den Ventileingangsdruck 6×10^5 Pa. Für andere Eingangsdrücke muss der x_{Fz} -Wert mit Hilfe von Gleichung (3b) korrigiert werden.

$$x_{Fz} = \frac{0,90}{\sqrt{1 + 3 F_d \sqrt{\frac{N_{34} C}{F_L}}}} \quad (3a)$$

ANMERKUNG 1 N_{34} ist eine numerische Konstante, die berücksichtigt, dass der spezifische Durchflusskapazität K_v oder C_v sein kann.

Wenn x_{Fz} durch eine Messung bei einem Eingangsdruck 6×10^5 Pa ermittelt wurde, dann muss der Messwert für den aktuellen Eingangsdruck nach der folgenden Gleichung korrigiert werden:

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

6.3 Ventilkonstruktionsfaktor F_d

Der Ventilkonstruktionsfaktor hängt von dem Ventil- und Kegeltyp und dem Durchflusskoeffizient C ab (siehe IEC 60534-8-3).

6.4 Strahldurchmesser D_j

Der Strahldurchmesser D_j kann wie in IEC 60534-8-3 nach der folgenden Gleichung berechnet werden:

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

6.5 Strahlgeschwindigkeit

Die Strömungsgeschwindigkeit im Bereich der *vena contracta*, welche für die Berechnung der mechanischen Strahlleistung benötigt wird, wird wie folgt bestimmt:

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

6.6 Mechanische Leistung W_m

Die mechanische Leistung, welche in dem Ventildrosselbereich dissipiert wird, wird durch die folgende Gleichung bestimmt:

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

Tabelle 1 – Numerische Konstanten N

Konstante	Durchflusskoeffizient	
	K_v	C_v
N_{14}	$4,9 \times 10^{-3}$	$4,6 \times 10^{-3}$
N_{34}	1	1,17

Tabelle 2 – Akustisches Leistungsverhältnis r_w

Ventil oder Fitting	r_w
Hubventil, parabolischer Kegel	0,25
Hubventil, 3-Schlitzkegel	0,25
Hubventil, 4-Schlitzkegel	0,25
Hubventil, 6-Schlitzkegel	0,25
Hubventil, Zylinder mit 60 Bohrlöchern gleichen Durchmessers	0,25
Hubventil, Zylinder mit 120 Bohrlöchern gleichen Durchmessers	0,25
Klappe, durchschlagend (zentrische Welle), bis 70°	0,5
Klappe, geriffeltes Klappenblatt, bis 70°	0,5
Klappe, Flachscheibe, 60°	0,5
Drehstellventil	0,25
Segmentiertes Kugelventil 90°	0,25
Erweiterungen	1

7 Schallberechnungen

7.1 Interner Schall

Der Anteil der mechanischen Leistung W_m in 6.4, welcher in internem Schall im Ventil konvertiert wird, ist eine Funktion des akustischen Wirkungsgrades η . Das akustische Leistungsverhältnis r_w repräsentiert den Anteil der Schalleistung, der in die Rohrleitung weitergeleitet wird. Siehe Tabelle 2 für die r_w -Werte.

Für turbulente Bedingungen wie nachstehend definiert, wobei Δp kleiner als $x_{Fzp1}(p_1 - p_v)$ oder größer als $(p_1 - p_v)$ ist:

$$W_{a,turb} = \eta_{turb} W_m r_w \quad (7a)$$

Für kavitierende Strömungsbedingungen wie nachstehend definiert, wobei Δp $x_{Fzp1}(p_1 - p_v)$ überschreitet:

$$W_{a,cav} = \eta_{cav} W_m r_w \quad (7b)$$

Bei turbulenter Strömung ist die Strömungsgeschwindigkeit U_{vc} relativ klein und daher kann das Ventil als Schallmonopolquelle betrachtet werden. Der akustische Wirkungsgrad ist dann annähernd 10^{-4} bei $U_{vc} = c_l$ (siehe Referenz 1 in Anhang A). Der akustische Wirkungsgrad für turbulente Strömung kann dann wie folgt berechnet werden:

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

Zusätzlicher Schall wird erzeugt, wenn Kavitation beginnt. Kavitation ist die zweite Stufe eines Zweistufenprozesses. Es bilden sich Dampfblasen, wenn der Druck an irgendeiner Stelle kleiner als der Dampfdruck der Flüssigkeit wird. Dieser Zustand stellt sich im Bereich der *vena contracta* ein oder an einem Punkt mit der maximalen Geschwindigkeit und dem minimalen Druck im Ventil. Der zweite Teil dieses Prozesses ist der Kollaps dieser Dampfblasen, wenn der Flüssigkeitsdruck den Dampfdruck überschreitet und der Dampf den Ort des minimalen Druckes verlässt. Die Energie, die die Blasen erzeugt hatte, wird wieder an das strömende Fluid in Form eines Strahls mit hoher Intensität abgegeben, wenn die Blase kollabiert. Dies kann Lärm und starke Beschädigung erzeugen. Der Kavitationsvorgang, die dabei umgesetzten Energien, die Gründe, warum Wasser eine der meist zerstörerischen Flüssigkeiten ist, und warum einige andere Flüssigkeiten weniger zerstörend wirken, ist Bestandteil der aktuellen hydraulischen Forschung.

Referenz 3 in Anhang A enthält ein mathematisches Modell für die Schalleistung eines kavitierenden Freistrahls. Diese Schallberechnungsmethode basiert auf der Tatsache, dass Kavitation in einem turbulenten Strömungsfeld auftritt, weil an jedem Punkt der statische Druck sich mit der Zeit verändert und dass hierzu eine Wahrscheinlichkeit existiert, dass der Druck irgendwann unter den Schwelldruck (annähernd der Dampfdruck) fällt. In Referenz 3 definieren die Autoren die durchschnittliche Verweilzeit des Druckminimums mit Werten unterhalb des Schwellwertes. Diese hängt von der Spitzenfrequenz des turbulenten Schalls ab. Zusammen mit einem Blasen-Wachstumsmodell (konstante Wachstumsgeschwindigkeit) kann der Radius der am häufigsten vorkommenden Blasen abgeschätzt werden. Nachdem die Blasen eine bestimmte Größe erreicht haben, kollabieren sie während der Kollapszeit, wodurch die Spitzenfrequenz des Kavitationslärms bestimmt wird.

Im Bereich der Kavitation ($x_{Fzp1} \leq x_F \leq 1$) führt dieses modifizierte theoretische Modell (siehe Referenz 2 in Anhang A) für kavitierende Freistrahlen in Kombination mit vielen Testergebnissen zu der folgenden Gleichung des akustischen Wirkungsgrades.

$$\eta_{cav} = 0,4 \quad \eta_{turb, x_{Fzp1}} \left(\frac{1 - x_{Fzp1}}{1 - x_F} \right)^{0,5} \left(\frac{x_F}{x_{Fzp1}} \right)^6 \exp \left\{ \frac{1 - \left[\left(\frac{1 - x_F}{1 - x_{Fzp1}} \right) \left(\frac{x_{Fzp1}}{x_F} \right) \right]^2}{2 \left[0,5 \left[1 + 0,05 \left(\frac{1}{x_{Fzp1}} \right)^{1,8} \right] \right]^2} \right\} \left\{ 0,999 d_{c1} \left(\frac{x_F - x_{Fzp1}}{1 - x_{Fzp1}} \right) + 0,001 \right\} \quad (9)$$

ANMERKUNG Der untere Grenzwert von η_{cav} ist $\eta_{turb, x_{Fzp1}}$ und x_F sollte 0,99 nicht überschreiten.

Der innere Schalldruckpegel L_{pi} wird wie folgt berechnet:

$$L_{pi} = 10 \log \left(\frac{3,2 \times 10^9 W_a \rho_L c_l}{D_1^2} \right) \quad (10)$$

W_a ergibt sich aus den Gleichungen (7a) oder (7b), in denen:

$$\eta = \eta_{turb} \text{ für } x_F < x_{Fzp1} \text{ und } x_F > 1$$

$$\eta = \eta_{cav} + \eta_{turb} \text{ für } x_{Fzp1} \leq x_F \leq 1$$

Die Spitzenfrequenzen sind unterschiedlich für turbulente und kavitierende Strömung. Die turbulente Spitzenfrequenz kann ähnlich wie in IEC 60534-8-3 bestimmt werden:

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

$$N_{STR} = \frac{0,028 F_L^2 C}{N_{34} x_{Fzp1}^{1,5} d^{0,7} d_0} \left(\frac{1}{p_1 - p_v} \right)^{d_{c2}} \quad (12)$$

Die folgende Gleichung definiert die Spitzenfrequenz im Kavitationsbereich.

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

Tabelle 3 – Durchmesserkorrektur

Nennweite	d_{c1}	d_{c2}
$d \leq 0,08$	1	0,535
$0,08 < d < 0,2$	0,6	0,565
$d \geq 0,2$	0,6	0,6

7.2 Schalldämmmaß

Wie in IEC 60534-8-3 für aerodynamische Strömung, werden die folgenden bestimmten Frequenzen benötigt, um das Schalldämmmaß zu berechnen.

Die Ringdehnfrequenz mit c_p als die Schallgeschwindigkeit im Rohr (5000 m/s für Stahl) ergibt sich aus:

$$f_r = \frac{c_p}{\pi D_1} \quad (14)$$

Das charakteristische, minimale Schalldämmmaß bei $f = f_r$ kann mit der folgenden Gleichung berechnet werden (siehe Referenz 4 in Anhang A):

$$TL_{fr} = -10 - 10 \log \left(\frac{c_p}{c_o} \frac{\rho_p}{\rho_o} \frac{t_p}{D_1} \right) \quad (15)$$

Das Schalldämmmaß bei der Spitzenfrequenz f_p ist:

Für turbulente Bedingungen:

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

Für Kavitationsbedingungen:

$$TL_{fp,cav} = TL_{fr} + \Delta TL_{fp,cav} \quad (16b)$$

Der Term ΔTL_{fp} berücksichtigt die Differenz des Schalldämmmaßes bei der Spitzenfrequenz (f_p) und der Ringdehnfrequenz (f_r), bei der der größte Anteil der Schallleistung durch die Rohrleitung übertragen wird (siehe Referenz 4 in Anhang A).

$$\Delta TL_{fp} = -20 \log \left[\left(\frac{f_r}{f_p} \right) + \left(\frac{f_p}{f_r} \right)^{1,5} \right] \quad (17)$$

In Gleichung (17), soll $f_{p,turb}$ oder $f_{p,cav}$ für f_p verwendet werden, je nachdem was zutrifft. Siehe Gleichungen (11) und (13).

7.3 Externer Schall

Der A-bewertete externe Schalldruckpegel $L_{pAe,1m}$ bei 1 m Abstand von der abströmseitigen Rohrleitung kann durch die folgenden Gleichungen angenähert werden. Die numerische Konstante 2 in Gleichung (18a) ergibt annähernd die Summation der A-bewerteten Frequenzanteile. Die genauere Berechnungsprozedur findet man in 7.4.

Für turbulente Bedingungen:

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

Für Kavitationsbedingungen:

$$L_{pAe,1m,cav} = 2 + L_{pi,cav} + TL_{fp,turb} + 10 \log \left(250 \frac{f_{p,cav}^{1,5}}{f_{p,turb}^2} \frac{\eta_{cav}}{\eta} \right) - 10 \log \left(\frac{D_i + 2 t_p + 2}{D_i + 2 t_p} \right) \quad \text{für } x_{Fzp1} < x_F \leq 1 \quad (18b)$$

ANMERKUNG Der untere Grenzwert von η_{cav}/η ist 0,01.

7.4 Frequenzverteilung (intern und extern)

Dieser Abschnitt dient nur der zusätzlichen Information für die Frequenzverteilung pro Oktaven, so dass die folgenden Prozeduren nicht notwendigerweise ausgeführt werden müssen, wenn nur die Gesamtpegel von Interesse sind.

7.4.1 Interner Schalldruckpegel

Die Frequenz f_i bezogen auf die internen Schalldruckpegel kann mit Hilfe der Gleichungen (19a) und (19b) berechnet werden, wobei $L_{pi,turb}$ mit η_{turb} und $L_{pi,cav}$ mit η_{cav} ermittelt werden:

Für turbulente Bedingungen ($x_{Fz} \leq x_{Fzp1}$ oder $x_F \geq 1$):

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

Für Kavitationsbedingungen ($x_{Fzp1} \leq x_F \leq 1$):

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

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

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

wobei f_i , $i = 1 \dots n$ als Oktavfrequenz oder Terzfrequenz zu verstehen sind.

7.4.2 Externer Schalldruckpegel

Die externen Schalldruckpegel für die Frequenzen (f_i) können wie folgt abgeschätzt werden:

$$L_{\text{pe},1m}(f_i) = L_{\text{pi}}(f_i) + TL(f_i) - 10 \log \left(\frac{D_1 + 2t_p + 2}{D_1 + 2t_p} \right) \quad (21)$$

Das Schalldämmmaß für die obigen Frequenzen f_i wird folgendermaßen bestimmt:

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

$$\Delta TL(f_i) = -20 \log \left[\left(\frac{f_r}{f_i} \right) + \left(\frac{f_i}{f_r} \right)^{1,5} \right] \quad (22b)$$

8 Mehrstufige schallreduzierende Ventilkegel

8.1 Einführung

Dieser Abschnitt eignet sich für Ventile mit schallreduzierenden mehrstufigen Drosselementen. Obwohl eigentlich die gleichen Berechnungsverfahren der vorherigen Abschnitte verwendet werden, werden sie getrennt davon betrachtet, da diese Drosselemente eine besondere Behandlung benötigen.

Es wird angenommen, dass der Nenndurchflusskoeffizient C_i der einzelnen Stufen ($i = 1 \dots n$) dem Hersteller bekannt sind. Die $x_{Fzp1,i}$ -Werte jeder einzelnen Stufe eines solchen Drosselementes müssen vom Hersteller angegeben werden oder sie werden von den Bildern 4 bis 9 für einstufige Kegel abgelesen. Ähnlich verfährt man bei den $F_{d,i}$ und $F_{L,i}$ -Werten.

8.2 Vorberechnungen

Der Eingangsdruck von jeder Stufe ($i = 1 \dots n$) kann näherungsweise wie folgt berechnet werden:

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

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

Der Ausgangsdruck hinter jeder Stufe ($i = 1 \dots n$) ist folgendermaßen approximierbar:

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

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

Der Strahldurchmesser jeder einzelnen Stufe nach Gleichung (4) ist:

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