

# Absorptionsschalldämpfer mit Kulissen

Sebastian Kluth, Mirko Ruhnau, Christian Schulze, Jörn Hübelt

Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH, 01307 Dresden, E-Mail: info@akustikforschung.de

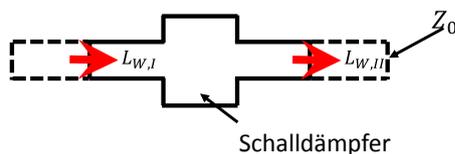
## Einleitung und Motivation

Absorptionsschalldämpfer stellen eine sekundäre Maßnahme zur Minderung der abgestrahlten Schalleistung von technischen Anlagen dar. Zu den Einsatzgebieten zählen unter anderem Raumluftechnische Anlagen sowie Ansaug- und Abgaskanäle von Verbrennungskraftmaschinen. Ihre Wirkung beruht u. a. auf der Umwandlung von kinetischer Energie in Wärme durch Reibungsvorgänge. Dieser Vorgang wird als Dissipation bezeichnet. Der Vorteil von Absorptionsschalldämpfern besteht vorrangig darin, dass ein breitbandiges Dämpfungsspektrum für mittlere und hohe Frequenzen erzielt werden kann. Des Weiteren lassen sich vergleichsweise geringe Druckverluste sowie ein geringer Schalleistungspegel des Strömungsauslasses realisieren. Um den wirksamen Frequenzbereich zu erweitern, besteht die Möglichkeit absorbierende Einbauten (sogenannte Kulissen) in den freien Querschnitt einzubringen. Dieser Beitrag beschäftigt sich mit der analytischen Beschreibung verschiedener Kulissengeometrien, sowie der Optimierung des Dämpfungsverhaltens für verschiedene Strömungsgeschwindigkeiten unter Berücksichtigung des Druckverlustes (Abgasgedrückt) und dem Schalleistungspegel des Strömungsauslasses.

Für die Bewertung der akustischen Wirksamkeit stehen im Wesentlichen zwei Dämpfungsmaße zur Verfügung. Das *Durchgangsdämpfungsmaß* (Transmission Loss,  $D_{TL}$ ) dient dem Vergleich verschiedener Schalldämpfer untereinander. Das *Durchgangsdämpfungsmaß* ist wie folgt definiert:

$$D_{TL} = L_{W,I} - L_{W,II} \quad [\text{dB}] \quad (1)$$

Darin bezeichnet  $L_{W,I}$  den Schalleistungspegel vor und  $L_{W,II}$  den Schalleistungspegel hinter dem Schalldämpfer (siehe Abb. 1). Dabei ist zu beachten, dass das Kanalsystem hinter dem Schalldämpfer reflexionsfrei abgeschlossen sein muss.

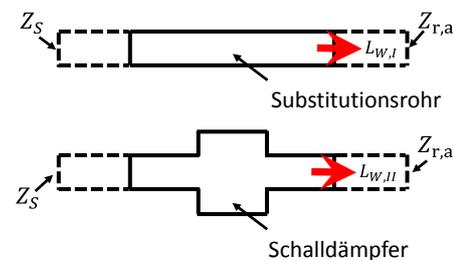


**Abbildung 1:** Schematische Darstellung zur Beschreibung des Durchgangsdämpfungsmaßes.

In der Praxis sind Schalldämpfer in Kanalsysteme eingebaut. Die Wirkung eines Schalldämpfers in einem solchen System hängt von der akustischen Impedanz in Quellrichtung ( $Z_S$ ) und der akustischen Impedanz in Auslassrichtung ( $Z_{r,a}$ ) ab. Daher erfolgt die praktische Bewertung der akustischen Wirksamkeit meist anhand des folgendermaßen definierten *Einfügungsdämpfungsmaßes* (Insertion Loss,  $D_{IL}$ ):

$$D_{IL} = L_{W,I} - L_{W,II} \quad [\text{dB}] \quad (2)$$

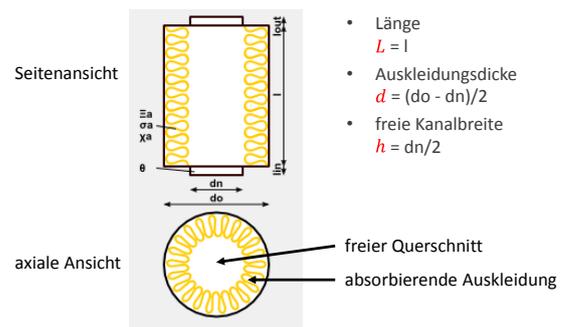
Abweichend vom Durchgangsdämpfungsmaß bezeichnet  $L_{W,I}$  nun den Schalleistungspegel, welcher durch eine Referenzebene im Kanalsystem hindurchtritt, wenn anstelle des Schalldämpfers ein Kanalelement ohne Dämpfung verbaut ist (Substitutionsrohr). Der Schalleistungspegel  $L_{W,II}$  beschreibt den Schalleistungspegel, der durch diese Referenzebene hindurchtritt, wenn der Schalldämpfer verbaut ist. Die Referenzebene befindet sich in Strömungsrichtung hinter dem Schalldämpfer.



**Abbildung 2:** Schematische Darstellung zur Beschreibung des Einfügungsdämpfungsmaßes und der Lage der Referenzebene.

Da in diesem Beitrag die akustische Wirksamkeit unterschiedlicher Geometrien verglichen werden soll, wird im Weiteren ausschließlich das *Durchgangsdämpfungsmaß*  $D_{TL}$  betrachtet.

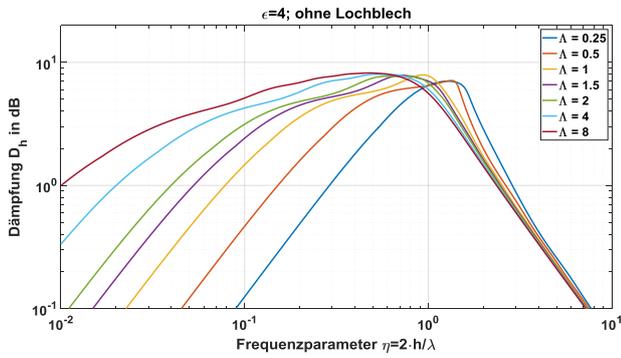
Abbildung 3 zeigt den schematischen Aufbau der betrachteten Absorptionsschalldämpfer ohne Kulisse.



**Abbildung 3:** Schematische Darstellung eines Absorptionsschalldämpfers ohne Kulisse.

Zur Beschreibung des Dämpfungsverhaltens sind folgende Parameter von Bedeutung: die Länge  $L$  des Absorptionsteils, die Auskleidungsdicke  $d$ , die halbe freie Kanalbreite  $h$  sowie die komplexen Absorberparameter  $k_a$  und  $Z_a$ . Die komplexen Absorberparameter  $k_a$  (Wellenzahl im Absorber) und  $Z_a$  (Wellenwiderstand im Absorber) können entweder durch Absorbermodelle (siehe z. B. [1]) beschrieben oder durch messtechnische Untersuchungen ermittelt werden. Zusätzlich müssen die Wellenzahl  $k_0$  und die Schallkennimpedanz  $Z_0$  im freien Querschnitt bekannt sein.

Das nachfolgende Nomogramm kann zur Abschätzung der Dämpfung eines Absorptionsschalldämpfers verwendet werden (vgl. [2]).



**Abbildung 4:** Nomogramm zur Abschätzung der akustischen Wirksamkeit eines Absorptionsschalldämpfers.

Im Diagramm ist die Kanaldämpfung  $D_h$  über dem Frequenzparameter  $\eta$  dargestellt. Die Kanaldämpfung wird durch Gleichung (3) definiert.

$$D_h = D_L \frac{h}{L} \quad [\text{dB}] \quad (3)$$

Darin ist  $D_L$  die Ausbreitungsdämpfung eines Absorptionsschalldämpfers der Länge  $L$ . Der Frequenzparameter  $\eta$  wird durch das Verhältnis der Kanalbreite und der halben Wellenlänge ausgedrückt.

$$\eta = \frac{2h}{\lambda} \quad [-] \quad (4)$$

Im Diagramm sind mehrere Kurven für unterschiedliche normierte Auskleidungstiefen

$$\Lambda = \frac{d}{h} \quad [-] \quad (5)$$

dargestellt. Des Weiteren gelten die Kurven für das Anpassungsverhältnis von

$$\epsilon = \frac{\Xi d}{Z_0} = 4. \quad [-] \quad (6)$$

Neben den schon bekannten Größen ist in dieser Formel der längenbezogene Strömungswiderstand  $\Xi$  enthalten.

Aus dem Diagramm lassen sich im Wesentlichen zwei Erkenntnisse gewinnen.

1. Die Lage des Maximums der Dämpfungskurven wird durch die freie Kanalbreite  $h$  bestimmt. Je höher die Frequenzen sind für die eine bestimmte Wirkung erzielt werden soll, desto kleiner muss die freie Kanalbreite  $h$  sein.
2. Die Bandbreite der Dämpfungskurven kann durch das normierte Auskleidungsverhältnis  $\Lambda$  beeinflusst werden. Je größer  $\Lambda$ , desto größer die Bandbreite. Es ist an dieser Stelle jedoch zu beachten, dass die Kurven für ein konstantes Anpassungsverhältnis  $\epsilon$  gelten. Um in diesem Diagramm zu arbeiten, muss bei Vergrößerung der Auskleidungstiefe  $d$  der längenbezogene Strömungswiderstand  $\Xi$  des Absorptionsmaterials verringert werden.

Die Kurven in Abbildung 4 sind für lokal reagierende Schallabsorber berechnet. Das bedeutet, dass im

Absorptionsmaterial in Längsrichtung keine Schallausbreitung stattfindet. Für die in diesem Abschnitt gefundenen Erkenntnisse stellt diese Annahme keine Einschränkung dar. In den Werten des Durchgangsdämpfungsmaßes in den folgenden Abschnitten ist die Schallausbreitung im Schallabsorber in Längsrichtung jedoch berücksichtigt (lateral reagierender Absorber).

## Modellierung

In diesem Abschnitt soll ein möglicher Modellierungsansatz aus der Literatur [3] vorgestellt werden, auf dessen Grundlage die Parameterstudien in den späteren Abschnitten durchgeführt worden sind. Die nachfolgende Abbildung zeigt den schematischen Aufbau eines Absorptionsschalldämpfers.



**Abbildung 5:** Schematischer Aufbau eines Absorptionsschalldämpfers. Im Bereich  $0 < r \leq r_1$  befindet sich Luft und im Bereich  $r_1 < r \leq r_2$  Absorptionsmaterial.

Der Schalldruck in radialer Richtung in den Bereichen 1 und 2 lässt sich unter Vernachlässigung der Zeitabhängigkeit durch Gleichung (7) und Gleichung (8) ausdrücken.

$$p_1(r, z, t) = C_1 \cdot J_0(k_{r1} \cdot r) \quad [\text{Pa}] \quad (7)$$

$$p_2(r) = C_2 \cdot J_0(k_{r2} \cdot r) + C_3 N_0(k_{r2} \cdot r) \quad [\text{Pa}] \quad (8)$$

Unter Zuhilfenahme der Bewegungsgleichung

$$\rho \frac{\partial u_r}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial r} \quad (9)$$

lassen sich die zugehörigen Schallschnellen durch die Gleichungen (10) und (11) beschreiben.

$$u_1(r) = -C_1 \frac{jk_{r1}}{k_1 Z_1} \cdot J_1(k_{r1} \cdot r) \quad [\text{m/s}] \quad (10)$$

$$u_2(r) = -C_2 \frac{jk_{r2}}{k_2 Z_2} \cdot J_1(k_{r2} \cdot r) - C_3 \frac{jk_{r2}}{k_2 Z_2} N_1(k_{r2} \cdot r) \quad [\text{m/s}] \quad (11)$$

In den vorhergehenden Gleichungen gelten folgende Beziehungen:

$$k_1 = k_0, Z_1 = Z_0, \quad (12)$$

$$k_2 = k_a, Z_2 = Z_a.$$

Die Komponenten des Wellenvektors in radialer Richtung lassen sich in den beiden Teilbereichen gemäß Gl. (13)

$$k_{r1}^2 = k_0^2 - k_z^2, k_{r2}^2 = k_a^2 - k_z^2 \quad (13)$$

ausdrücken. Mit Hilfe der radialen Randbedingungen  $p_1(r_1) = p_2(r_1)$ ,  $u_1(r_1) = u_2(r_1)$  und  $u_2(r_2) = 0$  entsteht ein lineares Gleichungssystem. Dieses lässt sich in die Form

$A \cdot \vec{x} = 0$  bringen, worin  $A$  die Koeffizientenmatrix repräsentiert und  $\vec{x} = (C_1, C_2, C_3)^T$  die Unbekannten beschreibt. Die Koeffizientenmatrix  $A$  ist in Gleichung (14) dargestellt.

$$A = \begin{pmatrix} J_0(k_{r1}r_1) & -J_0(k_{r2}r_1) & -N_0(k_{r2}r_1) \\ -\frac{k_{r1}J_1(k_{r1}r_1)}{Z_1k_1} & \frac{k_{r2}J_1(k_{r2}r_1)}{Z_2k_2} & \frac{k_{r2}N_1(k_{r2}r_1)}{Z_2k_2} \\ 0 & J_0(k_{r2}r_2) & N_0(k_{r2}r_2) \\ 0 & -\frac{k_{r2}J_1(k_{r2}r_2)}{Z_2k_2} & -\frac{k_{r2}N_1(k_{r2}r_2)}{Z_2k_2} \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (14)$$

Ziel ist es die einzige Unbekannte  $k_z$  in der Matrix durch den Ansatz  $|A| = 0$  zu finden (vgl. [3]). Diese transzendente Gleichung kann nur durch numerische Methoden gelöst werden.

Ist die Ausbreitungskonstante  $k_z$  in Längsrichtung gefunden, besteht die Möglichkeit das Durchgangsdämpfungsmaß mit Hilfe der Vierpol-Theorie zu berechnen. Die Vierpol-Theorie ermöglicht auch die Hintereinanderschaltung beliebig vieler Schalldämpfer bzw. Leitungselemente (siehe [1]). Dieses aus der Leitungstheorie der Elektrotechnik bekannte Verfahren wurde in der Software AED 8001 – AcoustiCalc® Silencer [4] implementiert, mit welcher die in den folgenden Abschnitten gezeigten Parameterstudien durchgeführt worden sind.

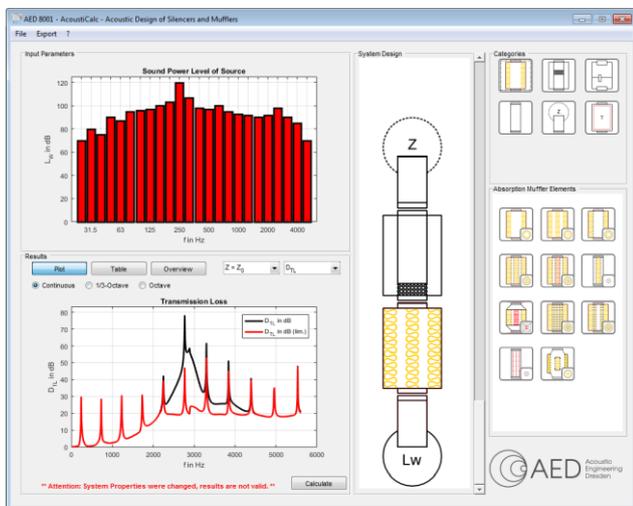


Abbildung 6: Screenshot der Programmoberfläche der Simulationssoftware AED 8001 – AcoustiCalc® Silencer [3].

Der beschriebene Ansatz ist auch für Absorptionsschalldämpfer mit Kulissen (vgl. Abbildung 7) anwendbar.

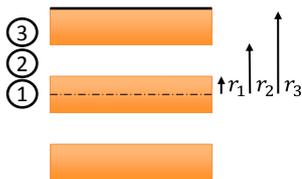


Abbildung 7: Schematischer Aufbau eines Absorptionsschalldämpfers mit absorbierender Kulisse. In den Bereichen  $0 < r \leq r_1$  und  $r_2 < r \leq r_3$  befindet sich Absorptionsmaterial, im Bereich  $r_1 < r \leq r_2$  Luft.

Gemäß des vorher beschriebenen Formalismus ergeben sich zwei zusätzliche Randbedingungen. Daher entsteht die in Gleichung (15) dargestellte  $5 \times 5$  Matrix.

$$A = \begin{pmatrix} J_0(k_{r1}r_1) & -J_0(k_{r2}r_1) & -N_0(k_{r2}r_1) & 0 & 0 \\ -\frac{k_{r1}J_1(k_{r1}r_1)}{Z_1k_1} & \frac{k_{r2}J_1(k_{r2}r_1)}{Z_2k_2} & \frac{k_{r2}N_1(k_{r2}r_1)}{Z_2k_2} & 0 & 0 \\ 0 & J_0(k_{r2}r_2) & N_0(k_{r2}r_2) & -J_0(k_{r3}r_2) & -N_0(k_{r3}r_2) \\ 0 & -\frac{k_{r2}J_1(k_{r2}r_2)}{Z_2k_2} & -\frac{k_{r2}N_1(k_{r2}r_2)}{Z_2k_2} & \frac{k_{r3}J_1(k_{r3}r_2)}{Z_3k_3} & \frac{k_{r3}N_1(k_{r3}r_2)}{Z_3k_3} \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{k_{r3}J_1(k_{r3}r_3)}{Z_3k_3} & -\frac{k_{r3}N_1(k_{r3}r_3)}{Z_3k_3} \end{pmatrix} \quad (15)$$

Die implementierten Modelle wurden durch Abgleich mit messtechnischen Untersuchungen und FEM-Simulationen validiert. Abbildung 8 zeigt den beispielhaften Vergleich der Ergebnisse eines Absorptionsschalldämpfers. Der Durchmesser des freien Querschnitts ist 0,1 m, der Außendurchmesser beträgt 0,34 m und die Länge 1 m. Die Abweichungen im tieffrequenten Bereich sind auf die für die Messung notwendige Anschlussperipherie zurückzuführen.

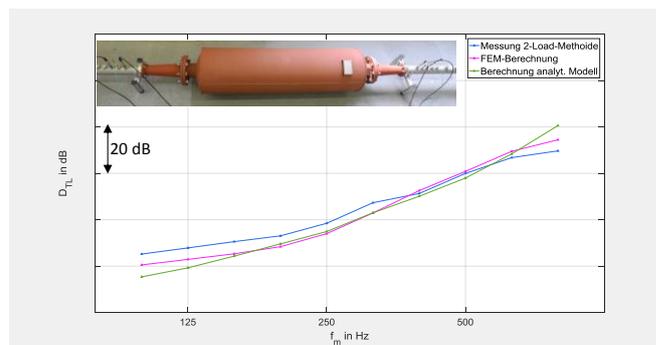


Abbildung 8: Vergleich des gemessenen, und berechneten Durchgangsdämpfungsmaßes eines Absorptionsschalldämpfers.

## Parameterstudie Absorptionsschalldämpfer

In dieser Studie wurden zunächst die Werte des Durchgangsdämpfungsmaßes für die in Tabelle 1 dargestellten Parameter berechnet. Das Absorptionsmaterial wurde mit einem Strömungswiderstand von 25 kPa·s/m<sup>2</sup>, einer Porosität von 0,99 und einem Strukturfaktor von 1 unter Zuhilfenahme des Modells des homogenen Mediums beschrieben (siehe [1]). Abbildung 9 zeigt die Ergebnisse.

Tabelle 1: Parameter der simulierten Geometrien

Größe	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>	r <sub>3</sub>	L
Einheit	m	m	m	m
ASD01	0,1	0,2	-	0,5
ASD02	0,05	0,1	-	0,5
ASD03	0,05	0,1	-	0,25

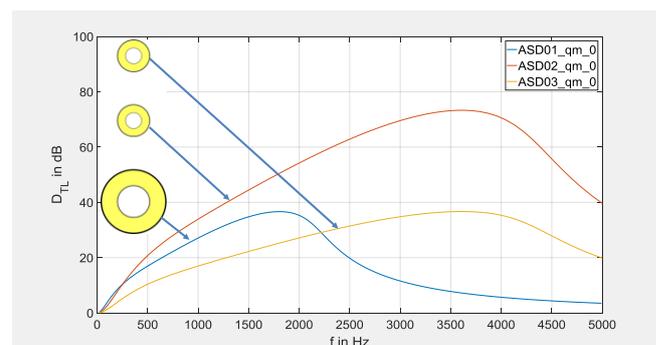
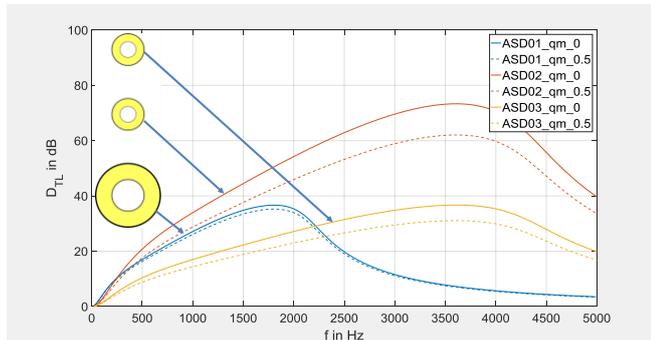


Abbildung 9:  $D_{TL}$  von Absorptionsschalldämpfern gemäß der Geometrien in Tabelle 1.

Die Anhand des Nomogramms gefundenen Erkenntnisse werden hier bestätigt. Zum einen verschiebt sich der

wirksame Frequenzbereich zu hohen Frequenzen und zum anderen beeinflusst das Verhältnis  $h/L$  die absolute Höhe des Durchgangsdämpfungsmaßes.

Im Folgenden wurde die Berechnung zusätzlich mit einem Massenfluss von 0,5 kg/s durchgeführt (siehe Abb. 10).



**Abbildung 10:**  $D_{TL}$  von Absorptionsschalldämpfern entsprechend der Geometrien in Tabelle 1 mit zusätzlichem Massenfluss von 0,5 kg/s.

Zusätzlich wurden die Druckverluste  $\Delta p$  anhand analytischer Modelle [5] abgeschätzt und der Schalleistungspegel des Strömungsrauschens  $L_{WA}$  berechnet [6] (siehe Tabelle 2).

**Tabelle 2:** Ergebnisse des Druckverlustes und des Schalleistungspegels des Strömungsrauschens.

Größe	$q_m$	$v$	$M$	$\Delta p$	$L_{WA}$
Einheit	kg/s	m/s	-	mbar	dB
ASD01	0,5	13,3	0,04	0,3	39
ASD02	0,5	53,1	0,15	8,8	75
ASD03	0,5	53,1	0,15	5,1	75

Die Ergebnisse zeigen einerseits, dass die akustische Wirksamkeit bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten erwartungsgemäß abnimmt. Zum anderen wird deutlich, dass die hohen Strömungsgeschwindigkeiten zu hohen Druckverlusten und hohen Schalleistungspegeln des Strömungsrauschens führen.

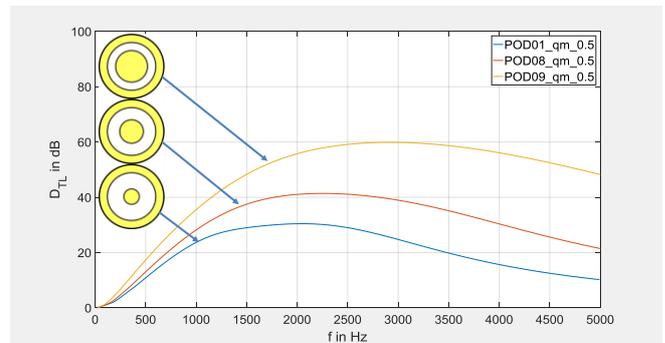
## Parameterstudie Absorptionsschalldämpfer mit Kulissen

Die Parameter der untersuchten Geometrien befinden sich zusammen mit den errechneten Werten für  $\Delta p$  und  $L_{WA}$  in Tabelle 3. Die Ergebnisse des Durchgangsdämpfungsmaßes sind in Abbildung 11 dargestellt.

**Tabelle 3:** Geometrien der simulierten Schalldämpfer und Ergebnisse des Druckverlustes und des Schalleistungspegels des Strömungsrauschens.

Größe	$r_1$	$r_2$	$r_3$	$L$	$q_m$	$v$	$M$	$\Delta p$	$L_{WA}$
Einheit	m	m	m	m	kg/s	m/s	-	mbar	dB
POD01	0,05	0,15	0,2	0,5	0,5	6,6	0,02	0,3	20
POD08	0,075	0,15	0,2	0,5	0,5	7,9	0,02	0,3	25
POD09	0,1	0,15	0,2	0,5	0,5	10,6	0,03	0,9	33

Die Ergebnisse zeigen, dass sich das Durchgangsdämpfungsmaß von Absorptionsschalldämpfern durch Einsatz von Kulissen bei gleichbleibender Außengeometrie deutlich erhöhen lässt, ohne negative Auswirkungen auf den Druckverlust oder den Schalleistungspegel des Strömungsrauschens hinnehmen zu müssen. Diese Tatsache ist darauf zurück zu führen, dass die Querschnittsfläche von Kreisen und Kreisringen quadratisch vom Radius abhängt.



**Abbildung 11:**  $D_{TL}$  von Absorptionsschalldämpfern mit Kulisse entsprechend der Geometrien in Tabelle 3 mit Massenfluss von 0,5 kg/s.

## Fazit

Zusammenfassend lassen sich folgende bekannte Punkte zu Absorptionsschalldämpfern festhalten:

- das spektrale Dämpfungsverhalten von Absorptionsschalldämpfern lässt sich anhand von geometrischen Parametern qualitativ vorhersagen,
- die obere Grenzfrequenz hängt von der freien Kanalbreite ab, d.h. um große Dämpfungswerte bei hohen Frequenzen zu erzeugen, muss der freie Kanalquerschnitt verkleinert werden,
- die Wirkung bei tiefen Frequenzen hängt maßgeblich vom Strömungswiderstand und von der normierten Auskleidungstiefe ab,
- einem kleinen freien Querschnitt stehen ein hoher Druckverlust und ein hoher Schalleistungspegel des Strömungsrauschens gegenüber.

Das implementierte Modell für Absorptionsschalldämpfer mit absorbierenden Kulissen zeigt, dass sich durch Einsatz schallabsorbierender Kulissen im Vergleich zum Absorptionsschalldämpfer ohne Kulissen ein breitbandigeres Dämpfungsverhalten bei konstanten Außenabmessungen erzielen lässt. Durch optimale Auslegung der Kulissengeometrie kann ein geringer Schalleistungspegel des Strömungsrauschens sowie ein geringer Druckverlust realisiert werden.

## Literatur

- [1] Mechel, F. P.: Formulas of Acoustics. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2008
- [2] Schirmer, W.: Technischer Lärmschutz. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2006
- [3] M.L. Munjal: Analysis and design of pod silencers, Journal of Sound and Vibration, Vol. 262, pp 497-507, 2003
- [4] AED 8001 AcoustiCalc® Silencer, URL: <http://www.acousticalc.de/>
- [5] Idelchik, I. E.: Handbook of Hydraulic Resistance. Jaico Publishing House, 2005
- [6] VDI 2081: Geräuscherzeugung und Lärminderung in Raumluftechnischen Anlagen. Juli 2001