



Peter Költzsch

Akustische und strömungsakustische Forschungen : ein Beitrag zur Verminderung der Schallemission technischer Aggregate

(Vortrag in der Sitzung der Technikwissenschaftlichen Klasse am 23. Juni 1995)

In: Berichte und Abhandlungen / Berlin-Brandenburgische Akademie der Wissenschaften (vormals Preußische Akademie der Wissenschaften) ; 2.1996, S. 37-88

Persistent Identifier: [urn:nbn:de:kobv:b4-opus-29367](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:kobv:b4-opus-29367)

Die vorliegende Datei wird Ihnen von der Berlin-Brandenburgischen Akademie der Wissenschaften unter einer Creative Commons Attribution-NonCommercial-ShareAlike 4.0 International (cc by-nc-sa 4.0) Licence zur Verfügung gestellt.



Peter Költzsch

Akustische und strömungsakustische Forschungen Ein Beitrag zur Verminderung der Schallemission technischer Aggregate

(Vortrag in der Sitzung der Technikwissenschaftlichen Klasse am 23. Juni 1995)

Kurzfassung

Lärmschutz ist ein Bestandteil des Umweltschutzes. In Verwirklichung des Verursacherprinzips der Umwelttechnik wird die Konzeption der akustischen Auslegung einer Maschine entwickelt. Diese erfordert Berechnungsverfahren für die Schallerzeugung und die Schallabstrahlung der Maschine, d. h. die physikalische und mathematische Modellierung der Wirkungskette von der Quelle (instationäre Parameter der Maschine) bis zum Schalldruck am Aufpunkt. Dazu wird am Beispiel der Strömungsmaschine ein Überblick über die empirischen/halbempirischen Gleichungen zur Abschätzung des Strömungslärms gegeben; andererseits wird auf der Grundlage der Lighthillschen Analogie ein wissenschaftlich begründetes Berechnungsverfahren vorgestellt. Der Vergleich zwischen Rechen- und Meßwerten zeigt die gegenwärtige Leistungsfähigkeit der Berechnungsverfahren.

Die akustische Auslegung von Strömungsmaschinen wird in das Fachgebiet der Strömungsakustik (Aeroakustik) eingeordnet. Für die Phänomene dieses Fachgebietes werden hier – neben der Schallerzeugung durch Strömungen – weitere praktische Anwendungen bei den akustischen Technologien (Beispiel: akustische Agglomeration) sowie bei der Umströmung von Wechseldrucksonden behandelt. Aus den aktuellen Forschungsarbeiten an der TU Dresden werden die Komplexe zum Energiekonzept der Strömungsakustik, zur Schallerzeugung beim Transitionsvorgang und zur Anwendung der HELMHOLTZ-Zahl vorgestellt.

1 Lärmschutz als Bestandteil des Umweltschutzes Das Verursacherprinzip in der Umwelttechnik

Zum Problembereich des Umweltschutzes bzw. der Umwelttechnik gehören die ökologischen Handlungsfelder

- Luft ⇒ Luftreinhaltung
- Wasser, Abwasser ⇒ Wasserreinhaltung, Wasserwirtschaft
- Boden ⇒ Bodenschutz, Altlastensanierung
- Abfall, Sonderabfall ⇒ Abfallwirtschaft, Altlastensanierung
- Energie ⇒ Energieeinsparung, regenerative Energiequellen
sowie
- *Lärm* ⇒ *Lärmschutz*.

Die Besonderheit des Umweltfaktors „Lärm“ besteht darin, daß er direkt wahrnehmbar auf den Menschen einwirkt, daß er unmittelbar die betroffenen Menschen belästigt, belastet, schädigt.

Statistisches Material zur Lärmbelästigung:

Bei Bevölkerungsumfragen zur Störwirkung des Umweltfaktors „Lärm“ zeigten sich die in Abb. 1 dargestellten Ergebnisse (Wende 1992, Materialien Umweltbundesamt).

Die Lärmbelästigung in der Wohnumwelt durch verschiedene Lärmquellen weist als Hauptquellen den Straßen- und Flugverkehr aus; aber auch die anderen Kategorien von Lärmquellen, wie Schienenverkehr sowie Industrie und Gewerbe sind von erheblicher Bedeutung. Man beachte dabei, daß zwischen 70% (westliche Bundesländer) und 85% (östliche Bundesländer) der Bevölkerung über Lärmbelästigungen durch den Straßenverkehr klagen!

Die Differenzen in den Ergebnissen zwischen den alten und den neuen Bundesländern hinsichtlich der Lärmbelästigung durch den Straßenverkehr können (u. a. Wende 1992) auf folgende Ursachen zurückgeführt werden:

- schlechter Straßenzustand, vor allem Kopfsteinpflaster, schadhafte Straßenbeläge
- schlecht ausgebaute Straßen durch die Stadtzentren und die Dorfkerne, wenig Ortsumgehungen
- (bisher) weniger verkehrsberuhigte Zonen in den Stadtkernen (Fußgängerbereiche ohne Verkehrsbelastung)
- z. T. sehr geringe Abstände zwischen Häuserfront und Straßenrand
- starke Belastungen auch in den Wohnungen durch unzureichende Schalldämmung der Außenwände, insbesondere auch der Fenster.

Hinsichtlich der Unterschiede bei der Lärmbelästigung durch den Flugverkehr ist zu erwarten, daß sich mit der Zunahme des Flugverkehrs in den neuen

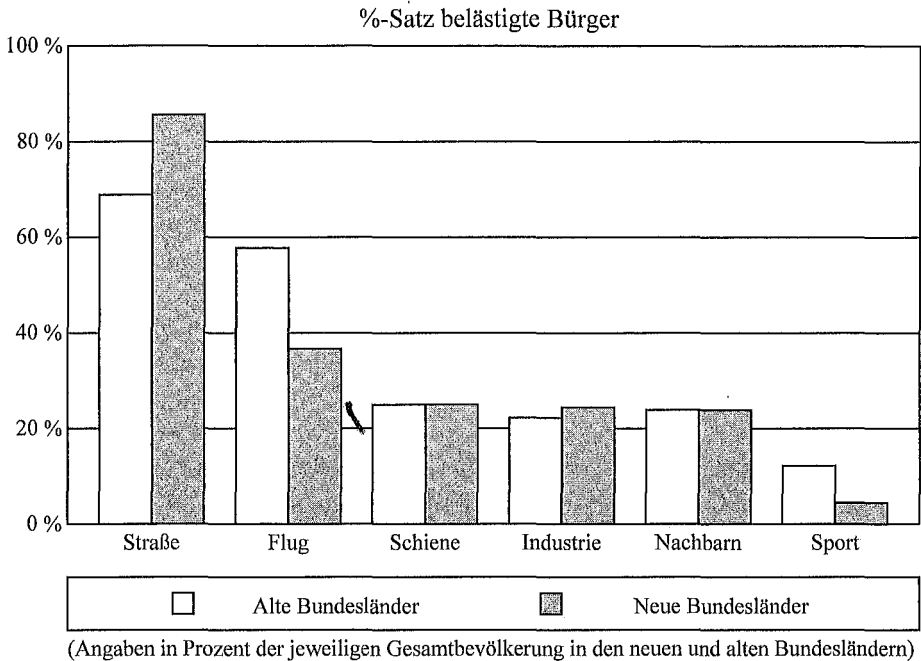


Abb. 1
Lärmbelästigung der Bevölkerung

Bundesländern das Belästigungsniveau durch Fluglärm dem Niveau der alten Bundesländer angleicht.

Die Entwicklung der Lärmbelästigung im letzten Jahrzehnt (alte Bundesländer) läßt keine Verringerung der Belästigtenzahlen erkennen. Im Gegenteil, durch die Zunahme des Straßenverkehrs erhöhte sich die Anzahl der Lärmbelästigten noch, obwohl ohne Zweifel viele leisere Kraftfahrzeuge im Verkehr eingesetzt werden. Die gleiche Aussage gilt noch gravierender für den Fluglärm, d. h. die starke, ständig fortschreitende Erhöhung des Flugverkehrs hat zu einer deutlichen Zunahme der Anzahl der Lärmbelästigten durch diese Lärmquelle geführt, obwohl gerade beim Luftverkehr bedeutsame Fortschritte zu stark lärmgeminderten Flugzeugen und Flugverfahren erreicht worden sind.

Im Ergebnis dieser statistischen Aussagen und der Umrechnung der angegebenen Prozentzahlen in die Anzahl der jeweils betroffenen Menschen zeigt sich, daß „zig“-Millionen Menschen in Deutschland – wie auch in anderen dichtbevölkerten und hochindustrialisierten Staaten – in hohem Maße lärmbelastet sind.

Zum Verursacherprinzip:

Maschinen, auch Anlagen, Verkehrsmittel u. a., sind Lärmquellen. Sie belasten die Arbeits- und Wohnumwelt. Nach dem Verursacherprinzip muß ihre Schallerzeugung und Schallabstrahlung vermindert werden bzw. ihr Einsatz, ihre räumliche Anordnung und ihre zeitliche Inbetriebnahme müssen hinsichtlich eines möglichen Lärmbelastungskonfliktes optimal gestaltet werden. Das geschieht sinnvollerweise bereits im Stadium der Auslegung, des Entwurfs, der Projektierung, der Konstruktion, der Fertigung, der Montage, der Erprobung der Maschine, des Verkehrsmittels, und nicht als nachträgliche Maßnahme, nicht „angeflickt“, nicht als Notlösung im nachhinein, wenn die Maschine hinsichtlich ihrer „sonstigen Leistungsfähigkeit“ auf dem Prüfstand bereits erprobt und abgenommen, das heißt wohl „für gut befunden“, worden ist.

Eine Maschine, die zu laut ist, ist kein fertig entwickeltes Produkt!

Der Aspekt der Umweltbelastung muß immanenter Bestandteil des Entwicklungsauftrages sein.

Eine Maschine, ein Verkehrsmittel, eine technische Anlage, sie können erst dann als voll leistungsfähig gelten, wenn sie auch hinsichtlich einer begrenzten Lärmemission akzeptabel sind, d. h. Grenzwerte bezüglich der Lärmemission einhalten.

Der Maschinenentwickler/Maschinenhersteller muß in die Maschinenentwicklung das notwendige akustische Rüstzeug integrieren, sei es durch eigene Handhabung der akustischen Instrumentarien, sei es durch interdisziplinäre Zusammenarbeit zwischen den Fachgebieten der Festigkeit, Maschinendynamik, Strömungstechnik, Thermodynamik u. a. Gebieten sowie des Fachgebietes der technischen Akustik.

Auf jeden Fall aber muß der Entwickler/Hersteller einer Maschine, einer Anlage, eines Verkehrsmittels das Bewußtsein dafür ausbilden, daß zur Leistungsfähigkeit seines Aggregates auch die abgestrahlte Schalleistung und damit der auf den Menschen einwirkende Lärm gehört und daß für diesen Leistungsparameter Grenzwerte einzuhalten sind. Deshalb sollte von seiten des Entwicklers/Herstellers alles getan werden, um der Verantwortung als Verursacher einer lärmverseuchten Arbeits- und Wohnumwelt nachzukommen.

Dieses Bewußtsein muß entwickelt und gefördert werden, insbesondere auch durch Präsenz und Vortragstätigkeit von Akustikern auf Tagungen und Kongressen im Bereich des Maschinenbaus und der Verfahrenstechnik. Der interdisziplinären Kommunikation und Kooperation zwischen dem Maschinenbau und der technischen Akustik muß von beiden Disziplinen aus eine Chance gegeben werden.

Andererseits müssen die Maschinenhersteller ein fundamentales Interesse an leisen Produkten aus folgenden Gründen haben:

- Erfüllung der immer strengeren Auflagen des Gesetzgebers hinsichtlich der Geräuschimmissionen in der Umwelt und am Arbeitsplatz
- Reduzierung bzw. Vermeidung gesundheitlicher Schäden bzw. von Belästigungen durch die Einwirkung von Lärm auf den Menschen
- bessere Verkaufsfähigkeit von leisen Produkten.

Zum Abschluß noch ein zweiter Gesichtspunkt zum Problemkreis des Verursacherprinzips in der Umwelttechnik bezüglich des Faktors Lärm:

Die gegenwärtige Rezession im deutschen Maschinenbau trägt den Keim für einen neuen Aufschwung in sich. Sie provoziert in verstärktem Maße das Nachdenken über besser verkaufsfähige Produkte, über innovationsträchtige „Marktschlager“.

Die auf dem Markt angebotenen technischen Produkte für einen bestimmten Anwendungszweck unterscheiden sich in den relevanten Parametern kaum noch, z. B. sind keine wesentlichen Unterschiede in solchen Parametern wie Wirkungsgrad, Leistungsfähigkeit, Materialeinsatz, Energieverbrauch, Automatisierungsgrad, anwendungszugeschnittene Qualitätserfordernisse u. a. feststellbar. Allgemein bekannte Prinzipien der genannten Charakteristika sind ausgereizt. Wenn nicht neue Wirkprinzipien entdeckt werden, die grundsätzlich bessere Produkte bringen, sind die vergleichbaren Erzeugnisse von Marktfirmen nahezu gleichwertig: bis auf einen Aspekt, dem auch heute im allgemeinen noch nicht die gebührende Aufmerksamkeit gewidmet wird, nämlich die Probleme des Umweltschutzes.

Unter diesem Gesichtspunkt sind im konventionellen Bereich des Maschinen- und Anlagenbaus durchaus noch Innovationen vorstellbar, und zwar dann, wenn hochleistungsfähige Technik mit umwelttechnisch relevanten Lösungen gekoppelt wird, oder besser: wenn die qualitativ hochwertige umwelttechnische Lösung integrativer Bestandteil der hochleistungsfähigen Technik ist.

In bezug auf den Lärmschutz bedeutet das, daß jede Entwicklung einer Maschine oder Anlage, jede Verfahrensentwicklung, das Problem der zumutbaren, der unschädlichen Lärmbelastung der Arbeits- und Wohnumwelt voll in die Entwicklungsaufgabe integrieren muß, und zwar von Anfang an, parallel bzw. gemeinsam mit allen anderen Entwicklungsproblemen, z. B. mit der Wahl der Leistungsparameter (zulässige Schalleistung!), der Berechnung der Abmessungen, der konstruktiven Gestaltung, der Werkstoffauswahl, der Wahl des Antriebes, der Gehäusegestaltung, der Materialzufuhr und der Produktentnahme, der Aufstellung (Schwingungen, Erschütterungen), dem Bedienerplatz und der Bedienbarkeit, den Kontrollmöglichkeiten, der Wartung und der Instandsetzung u. a. Gesichtspunkte.

Maschinen, Verkehrsmittel, Anlagen – sie belasten, sie „verseuchen“ akustisch die Umwelt! Diese Belastungssituation muß „entsorgt“ werden. Die grundsätzlichen Möglichkeiten dazu sind: primäre Lärmbekämpfung, sekundäre Lärmbekämpfung, individueller Gehörschutz (nur akzeptabel als befristete Notlösung für Lärmsituationen, in denen alle technischen Möglichkeiten an der Lärmquelle selbst und auf dem Ausbreitungsweg ausgeschöpft sind!). Primäre Lärmbekämpfung, d. h. die Verminderung des Lärms im Quellbereich (im weitestgehenden Sinn) bzw. seine Vermeidung, realisiert das Verursacherprinzip der Umwelttechnik.

Im technischen Bereich bedeutet das (siehe u. a. Materialien des Umweltbundesamtes):

1. Primärer Schallschutz in bzw. an der Lärmquelle:
 Durch physikalisch-technische Maßnahmen wird der Prozeß der Schallentstehung mit dem Ziel beeinflusst, daß weniger Energie des Arbeitsprozesses in Schallenergie umgewandelt wird.
 Beispiele: Einbau eines leiseren Verbrennungsmotors in ein Kraftfahrzeug oder eines leiseren Triebwerkes in ein Flugzeug, Aufbringen leiser Straßenbeläge („Flüsterasphalt“)
2. Sekundärer Schallschutz direkt an der Lärmquelle:
 Durch technische Maßnahmen unmittelbar an der Lärmquelle wird die in der Maschine erzeugte Schallenergie an der Abstrahlung in die Umwelt gehindert.
 Beispiele: Einsatz eines Schalldämpfers am Verbrennungsmotor eines Kraftfahrzeuges, Schalldämmende Kapselung des Dieselmotors eines LKW, Schallabsorbierende Auskleidung eines Lüftergehäuses

Im planerischen und organisatorischen Bereich bedeutet das:

3. Beeinflussung des zeitlichen und örtlichen Einsatzes bzw. der Anordnung von (unvermeidbaren und akustisch unveränderbaren) Lärmquellen:
 Beispiele: Bau von Umgehungsstraßen, zeitliche Verkehrsbeschränkungen (z. B. LKW-Nachtfahrverbot), Verkehrsmengenreduzierung bei gleichzeitiger Bündelung des Verkehrsstromes an („ungefährlichen“) Stellen

Im Individualbereich bedeutet das:

4. „Lärbewußtes“ Verhalten
 Beispiele (aus dem Verkehrsbereich):
 Entscheidung zur Nutzung des öffentlichen Nahverkehrs,
 Entscheidung zur besseren Ausnutzung der Kraftfahrzeuge durch Mehrfachbesetzung,
 „lärbewußte“ Fahrweise

Alle anderen möglichen und auch angewendeten Maßnahmen sind im allgemeinen wesentlich teurer, häufig weniger effektiv und meist zusätzlich belastend für den Menschen, z. B. Schallschutzwände an Verkehrsstrassen, Schallschutzfenster für Wohnungen, doppelschalige Wände für Industriegebäude, Kapselungen (einschließlich den erforderlichen Schalldämpfersystemen) für technische Aggregate (z. B. Großtransformatoren mit Öl-Luft-Kühlern). Im folgenden wird nur die Lärminderung unmittelbar an der Lärmquelle selbst, d. h. direkt in bzw. an der Maschine, behandelt.

2 Die akustische Auslegung einer Maschine – Beispiel: Berechnung der Schalleistung von Strömungsmaschinen

2.1 Möglichkeiten der Lärminderung – Die akustische Auslegung einer Maschine

Für die Lärminderung an der Maschine sind drei grundsätzlich verschiedene Möglichkeiten erkennbar (Abb. 2):

- Die Maschine ist – akustisch unveränderbar – vorgegeben. Die Lösung des Lärmschutzproblems erfolgt durch sekundäre Maßnahmen, möglichst in die Maschine integriert, z. B. schalldämmende Verkleidungen, Kapseln, Schalldämpfer, Abschirmungen.
- Es werden primäre Maßnahmen realisiert, die aus plausiblen physikalischen Vorstellungen über den Schallentstehungsmechanismus abgeleitet worden sind, z. B. die ungleichmäßige Anordnung der Schaufeln auf dem Laufrad eines Ventilators. Für diese primäre Lärmierungsmaßnahme

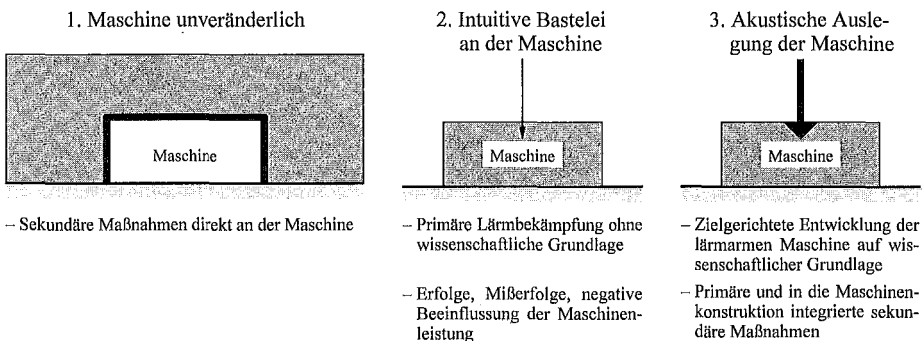


Abb. 2
Möglichkeiten zur Lärminderung an Maschinen

ist nicht vorausberechenbar, wie sie die Maschinenleistung, den Wirkungsgrad u. a. beeinflusst; es ist nicht bekannt, wie die einzelnen Laufschaufeln bei ungleichmäßiger Schaufelteilung unterschiedlich auszulegen und konstruktiv zu gestalten sind; die Beeinflussung der tonalen Schallenergiekomponenten (Verminderung) sowie der breitbandigen Komponenten (Erhöhung bzw. Verminderung) ist nicht vorhersagbar. Auf Grund dieses Wissensdefizits ist kein zielgerichtetes Vorgehen möglich, ist keine optimale maschinentechnische und akustische Lösung erreichbar.

- Die akustische Auslegung der Maschine bedeutet (Abb. 2: dritte Skizze bzw. Abb. 3), daß die akustischen Probleme vollständig in die Bearbeitung aller anderen Problemgruppen (Festigkeit, Strömungstechnik, Thermodynamik u. a.) integriert werden, d. h. im Hinblick auf eine verminderte Schallabstrahlung werden die Maschinenparameter zielgerichtet beeinflusst.

Nach Abb. 3 erfordert der Verfahrensablauf als Kernstück der akustischen Auslegung einer Maschine, daß für die Schallerzeugung und Schallabstrahlung einer Maschine ein Berechnungsverfahren vorhanden ist bzw. entwickelt wird. Das grundlegende Modell für ein solches Berechnungsverfahren muß die physikalische Wirkungskette von den instationären Erscheinungen in der Quelle bis zum Schalldruck am Aufpunkt abbilden, und zwar – für das Beispiel einer Strömungsmaschine – im Detail:

- das instationäre Strömungsfeld als Schallquelle
- den physikalischen Mechanismus der Schallerzeugung
- die Schallabstrahlung von der Quelle bzw. der Quellenanordnung
- die Schallausbreitung zum Aufpunkt (Einfluß der Strömung, der Strömungsmaschine).

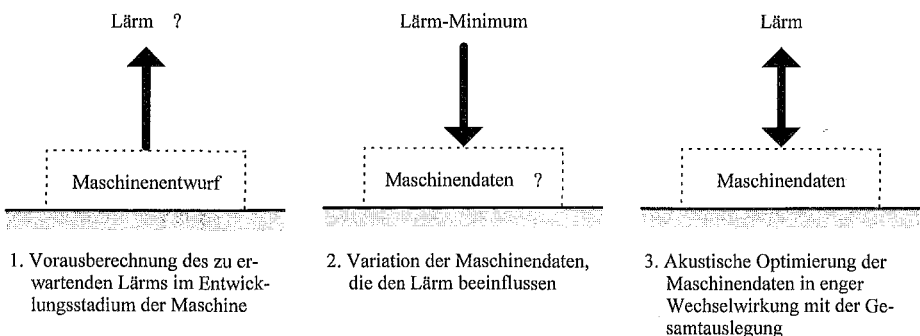


Abb. 3
Akustische Auslegung der Maschine

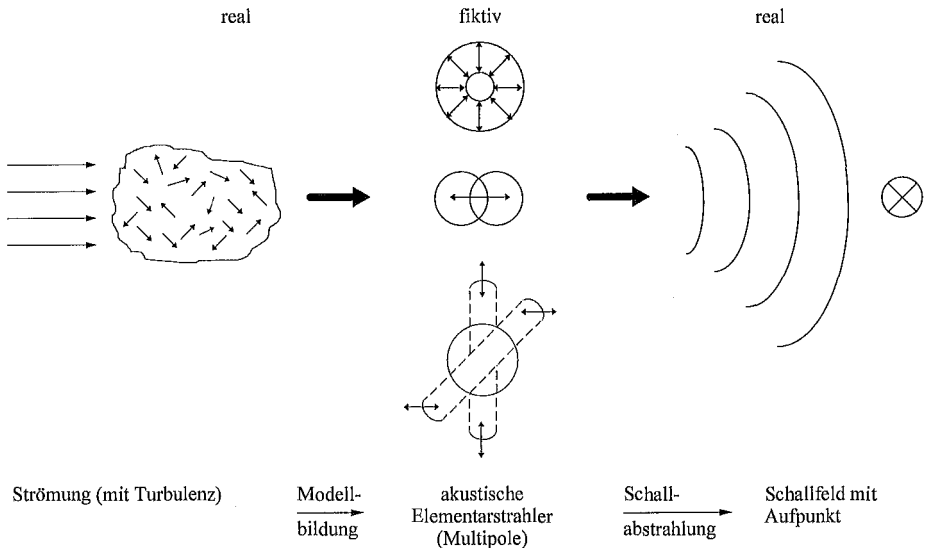


Abb. 4
Berechnung der Schallerzeugung durch Strömungen
mit Hilfe akustischer Elementarstrahler



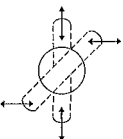
Modellquelle	Quellstärke	Modell	Beispiele
Monopol	zeitlich veränderlicher Massenfluß	atmende Kugel 	Sirene Auspuffströmung Kavitation
Dipol	zeitlich veränderliche Kraft	schwingende starre Kugel 	Grenzschicht Schaufelrad exzentrische Textilspindel
Quadrupol	zeitlich veränderliche Spannungen in Strömungen ohne Berandungen	sich verformende Kugel ohne Volumen- und Schwerpunktsänderung 	Vermischungszone des Freistrahls

Abb. 5
Akustische Elementarstrahler (Multipole)

Das wichtigste Glied dieses Berechnungsverfahrens bezieht sich auf den Mechanismus der Schallerzeugung durch die Strömung und dessen Modellierung durch akustische Elementarstrahler, siehe dazu Abb. 4, Abb. 5. Diese Modellierung ist ein Grundlagenproblem der Strömungsakustik.

2.2 Einige allgemeine Angaben zu Strömungsmaschinen

Abb. 6 zeigt einen Axialventilator als typisches Beispiel einer axialen Strömungsmaschine. Für die Untersuchung der Schallerzeugung ist das rotierende Laufrad mit den umströmten, unter aerodynamischen Gesichtspunkten profilierten Schaufeln maßgebend. In Abb. 7 sind die Bereiche der Hauptparameter von Strömungsmaschinen zusammengestellt. Aus Abb. 8, den Schalleistungsspektren axialer und radialer Strömungsmaschinen, sind gemeinsame Merkmale der unterschiedlichen Maschinen erkennbar: der typische spektrale Verlauf der abgestrahlten Schallenergie zeigt große Spektralbereiche mit breitbandigen Energiekomponenten (Wirbellärm, Rauschkomponente), die von tonalen Komponenten (Sirenton, diskrete Spektralkomponenten) sehr unterschiedlicher Frequenzlage (Grundwelle, meist auch energiereiche Oberwellen) um bis zu (20 ... 30) dB überragt werden.

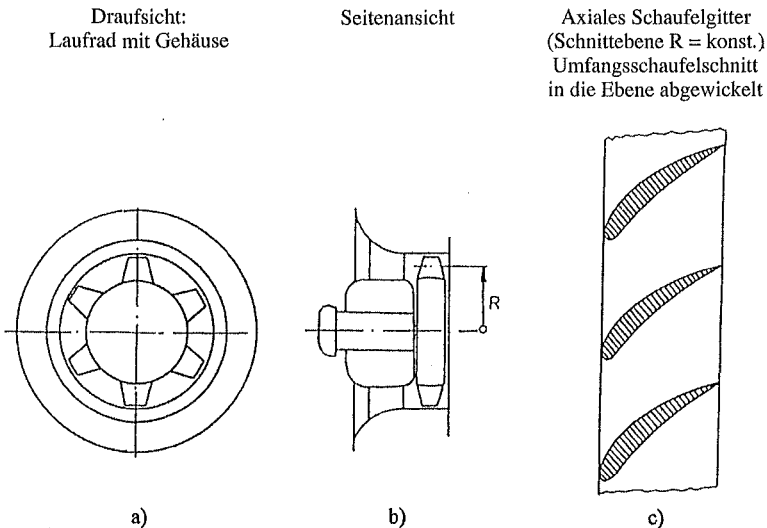


Abb. 6
Axiale Strömungsmaschine (Axialventilator)

<i>Rotordurchmesser:</i>	
minimal $\approx 0,05$ m	Kleinstventilatoren
maximal ≈ 60 m	Windenergiekonverter
<i>Schaufelzahl:</i>	
minimal 1 bzw. 2	Windenergiekonverter bzw. Flugzeugpropeller
maximal ≈ 100	Axialverdichter in Strahltriebwerken, Dampfturbinen
<i>Umfangsgeschwindigkeit:</i>	
minimal ≈ 3 m/s	Ventilatoren
maximal ≈ 400 m/s	Axialverdichter, Stoßwellengenerator
<i>Leistung:</i>	
minimal ≈ 50 W	Ventilatoren
maximal ≈ 1000 MW	Dampfturbinen

Abb. 7

Parameter (Bereiche) von Strömungsmaschinen

2.3 Empirische Verfahren zur Abschätzung der Schalleistung von Strömungsmaschinen

Die empirischen bzw. halbempirischen Gleichungen ermöglichen im allgemeinen die Abschätzung der breitbandigen Schalleistung aus den Betriebsparametern, z. B. bei einem Ventilator aus dem Volumenstrom, der Gesamtdruckerhöhung, dem Wirkungsgrad, der elektrischen Antriebsleistung. Verfeinerte Gleichungen beziehen weitere Parameter ein: geometrische, kinematische, aerodynamische, konstruktive Daten des Ventilators. Die historische Entwicklung dieser Gleichungen und einige Beispiele aus den letzten Jahrzehnten sind in den Abb. 9 und 10 aufgeführt. Aus Abb. 11 ist eine der einfachsten empirischen Wirbellärmgleichungen im Vergleich mit den Meßwerten verschiedener Autoren ersichtlich; der Schalleistungspegel von Ventilatoren wird in Abhängigkeit von der elektrischen Leistung des Antriebsmotors dargestellt. Abb. 12 zeigt in einem weiteren Beispiel die Treffsicherheit einer speziellen Wirbellärmgleichung (Abhängigkeit des Schalleistungspegels vom Volumenstrom, der Gesamtdruckerhöhung und dem Durchmesser des Ventilatorlaufrades), und zwar durch den Vergleich zwischen den Rechen- und Meßwerten für die Schalleistung von 50 Radialventilatoren.

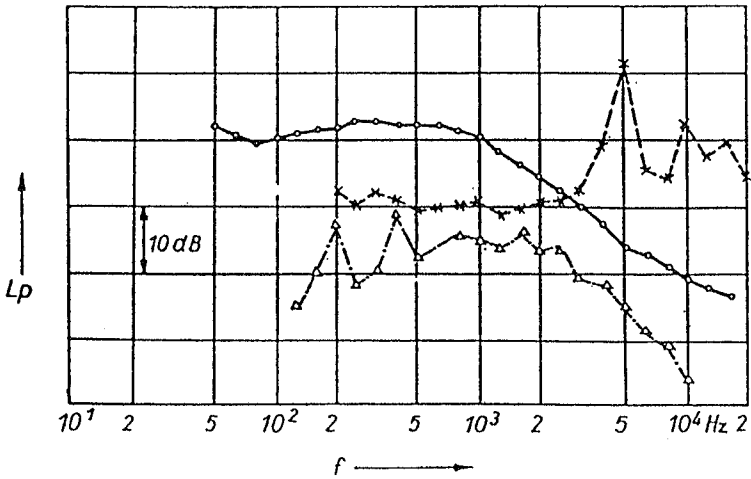
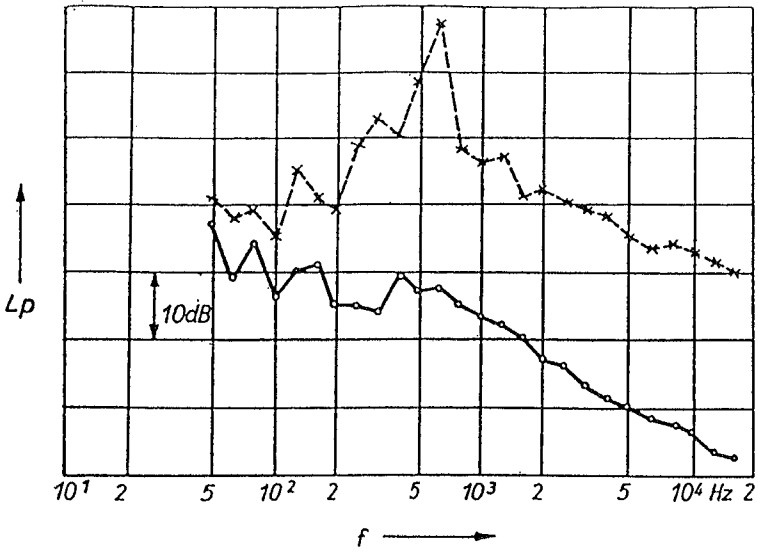


Abb. 8

Charakteristische Schalleistungsspektren von Strömungsmaschinen
 oben: Radialmaschinen
 unten: Axialmaschinen

1878	V. STROUHAL $f = c \frac{U}{d}$	<i>Ann. d. Physik u. Chemie</i> Frequenz der Wirbelablösung (mit: $c = 0,185$, später als Strouhal-Zahl bezeichnet: Sr, Sh, St)
1879	LORD RAYLEIGH	<i>Phil. Magazine</i> Aeolian Tones
1935	E. Z. STOWELL A. F. DEMING $P \sim U^{5,5} l d$	NACA TN 519 JASA rotierende Stäbe
1942–1958	E. Ja. JUDIN $P = kz \frac{\rho_0}{c_0^3} \int_h c_w^2 Sr^2 U^6 l dr$ $L_p = 180 \text{ dB} + 20 \lg \varphi \psi \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \text{ dB} + 20 \lg D \text{ dB} + 60 \lg Ma_u \text{ dB}$ $L_p = 35 \text{ dB} + 20 \lg \dot{V} \Delta p_{\text{ges}} \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \text{ dB} - 20 \lg D \text{ dB}$	<i>Dissertation, CAGI-Berichte</i>
1945	D. I. BLOCHINCEV $P = \frac{\rho_0}{c_0^3} \alpha(\text{Re}) U^6 l d$	<i>ŽTF</i> Wirbellärm
1949	R. D. MADISON $L_p = L_{p \text{ spez}} + 10 \lg \dot{V} \text{ dB} + 20 \lg \Delta p_{\text{ges}} \text{ dB}$	<i>Handbook "Fan Engineering"</i>
1955	L. L. BERANEK G. W. KAMPERMAN C. H. ALLEN $L_p = 70 \text{ dB} + 10 \lg P_{\text{el}} \text{ dB}$	JASA

Abb. 9
Lüfterlärmgleichungen

1957 C. H. ALLEN

Noise Control

$$L_p = 37 \text{ dB} + 10 \lg P_{el} \text{ dB} + 10 \lg \Delta p_{ges} \text{ dB}$$

1964 I. J. SHARLAND

JSV

$$P = \frac{z}{48\pi} \cdot \frac{\rho_0}{c_0^3} \int_h \Phi^2 \overline{V'^2} U^4 l \text{ dr}$$

Quelle: turbulente Zuströmung

$$\left(\Phi = \frac{dc_\Lambda}{d\alpha} \right)$$

$$P = 10^{-7} z \frac{\rho_0}{c_0^3} \int_h U^6 l \text{ dr}$$

Quelle: turbulente Grenzschicht
auf der Schaufeloberfläche

$$P = \frac{z}{120\pi} \frac{\rho_0}{c_0^3} \int_h Re^{-0,4} U^6 l \text{ dr}$$

Quelle: turbulenter Nachlauf

1973 J. NĚMEC

SVUŠS Prag

$$L_p = L_{p_{red}} + 10 \lg \left[h^2 D^6 f_{rot}^6 \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) K^3 \right] \text{ dB}$$

$$\text{mit: } K = \varphi^2 + \frac{1}{4} \left(1 + v - \frac{\psi}{1+v} \right)^2$$

$$\varphi = \frac{4\dot{V}}{\pi^2 D^3 f_{rot} (1-v^2)}$$

$$\psi = \frac{2\Delta p_{ges}}{\rho(\pi f_{rot} D)^2 \eta}$$

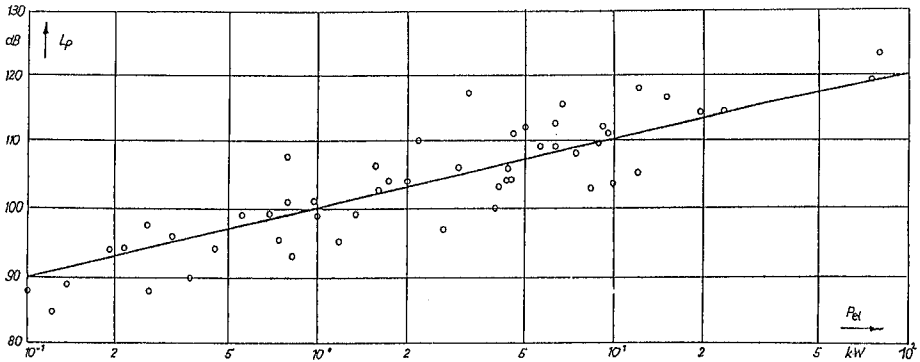
1992 L. BOMMES

HLH

$$L_p = 80 \text{ dB} + 73,4\alpha \text{ dB} + 10\alpha \lg D \text{ dB} + 10(\alpha + \beta) \lg Ma \text{ dB} \\ + 10 \lg \dot{V} \text{ dB} + 10 \lg \Delta p_{ges} \text{ dB}$$

(mit: α Re-Zahl-Exponent, β Ma-Zahl-Exponent in der Proportionalität
 $\eta_{ak} \sim Re^\alpha Ma^\beta$)

Abb. 10
Lüfterlärmgleichungen
(Fortsetzung Abb. 9)



○ Meßwerte von NĚMEC, SCHMIDT, FRIEDRICH u. a.

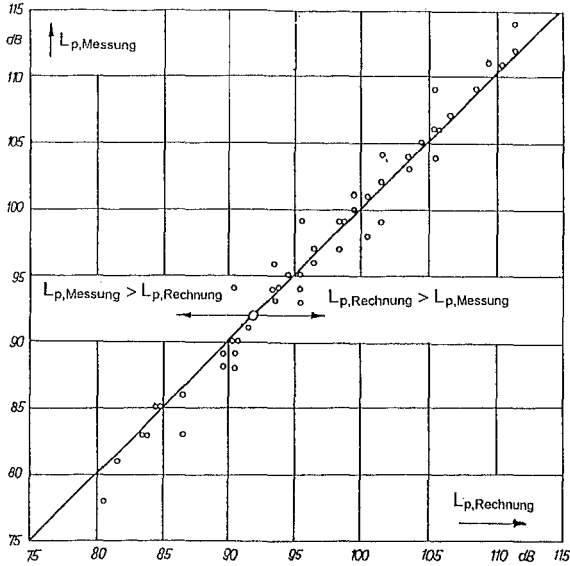
--- Wirbellärmgleichung $L_p = \left(100 + 10 \lg \frac{P_{el}}{kW} \right) \text{ dB}$

Abb. 11

Schalleistungspegel des Wirbellärms von Ventilatoren
(Abhängigkeit von der elektrischen Leistung des Antriebsmotors)

Grundsätzlich kann festgestellt werden, daß die Vorgehensweise bei der Aufstellung empirischer Beziehungen zur Abschätzung der Schalleistung von Strömungsmaschinen meist in erheblicher Weise das physikalische Geschehen vernachlässigt, das in der Behandlungskette zwischen den akustischen Quellparametern der Maschine und der Schalleinwirkung auf den Fernfeld-Aufpunkt liegt. Wie häufig in der Verfahrenstechnik und im Maschinenbau angewendet, ermittelt man mit Hilfe von Experimenten Schallfelddaten, die den Eingangsdaten der Maschine zugeordnet werden, die bei der Schallwirkung als Ursache gedient haben könnten, meist integrale Betriebsparameter wie Volumenstrom, Leistung, Wirkungsgrad u. a. Das technisch-physikalische System wird als „black box“ aufgefaßt. Die reine mathematische Beziehung zwischen den beiden Seiten der Box (in Form von Polynomen, Produktansätzen, Exponentialabhängigkeiten o. ä.) verbindet die Schall-Ausgangsdaten mit den Maschinen-Eingangsdaten; die Konstanten, Faktoren, Exponenten werden durch Regressionsrechnungen ermittelt.

Es gibt in der Modelltechnik den unschönen, aber treffenden Satz: Ein Modell muß immer „von etwas sein“! Das beschriebene Vorgehen bei der Ermittlung empirischer Schallgleichungen modelliert „Nichtwissen“. Das sogenannte „mathematische Modell“ ist kein Abbild „von etwas“; es verschleiert die Tatsache, daß das eigentliche physikalische Geschehen noch unerkannt ist. Nun beruht aber der Grundgedanke der primären Lärmbekämpfung (darin einge-



$$L_p = L_{p, \text{spez}} + \left[10 \lg \frac{\dot{V}}{\text{m}^3/\text{s}} + 20 \lg \frac{\Delta P_{\text{ges}}}{\text{N/m}^2} - 20 \lg \frac{D}{\text{m}} \right] \text{dB}$$

mit $L_{p, \text{spez}} = (31,5 \pm 3,5) \text{dB}$

Abb. 12
 Treffsicherheit einer speziellen Wirbellärmgleichung
 (Meßwerte von 50 Radial-Mitteldruck-Ventilatoren)

schlossen das Konzept der akustischen Auslegung) genau darauf, daß in das physikalische Geschehen des Schallentstehungsmechanismus eingegriffen werden muß, um die abgestrahlte Schalleistung vermindern zu können.

Wie soll aber das schallproduzierende Strömungsfeld beeinflusst werden, wenn die physikalische Wirkung der Strömungsparameter im Schallerzeugungs- und Schallabstrahlungsprozeß in den Details unbekannt ist?

Natürlich ist es aber im praktischen Sinne nützlich, daß die zahlreichen empirischen bzw. halbempirischen Lüfterlärmgleichungen zur Grobabschätzung der Schalleistung von Ventilatoren verwendet werden können. Sie sind jedoch ungeeignet dazu, aus ihnen nichttriviale Hinweise zur Verminderung der abgestrahlten Schalleistung ableiten zu wollen. (Unter trivial soll hier z. B. die Aussage verstanden werden, daß zur Verminderung der Schallenergie die Drehzahl des Lüfters oder der Volumenstrom verringert werden sollte.)

2.4 Grundkonzept eines wissenschaftlich begründeten,
akustischen Berechnungsverfahrens für Strömungsmaschinen

Ein von der Quelle bis zur Wirkung am Aufpunkt durchgängiges, wissenschaftlich exaktes Berechnungsverfahren begründet sich auf die von dem englischen Mathematiker M. J. Lighthill entwickelte Theorie der strömungsmechanischen Schallerzeugung (Lighthill 1952, 1954). Aus den Grundgleichungen der Strömungsmechanik, und zwar aus der Masse- und Impulsbilanzgleichung sowie der Zustandsgleichung, leitete Lighthill eine inhomogene Wellengleichung ab (Abb. 13), die eine formale Analogie zwischen der Wellengleichung der klassischen Akustik und der zusammengefaßten Kontinuitäts- und Bewegungsgleichung der Strömungsmechanik bringt, damit anwendbar auf allgemeine Strömungen (ohne alle Voraussetzungen).

Abb. 14 zeigt die physikalische Interpretation der Quellterme der inhomogenen Wellengleichung, Abb. 15 die durch Anwendung der erweiterten Kirchhoffschen Gleichung erhaltene Beziehung für den Schalldruck am Aufpunkt:

die Integration über das Strömungsgeschehen (im verallgemeinerten Sinne), und zwar in den Strömungsvolumina bzw. an überströmten Oberflächen, jeweils mit retardierten Quellstärken, ergibt das Schallfeld in seiner örtlichen und zeitlichen Abhängigkeit, natürlich unter der Voraussetzung, daß das orts- und zeitabhängige Quellgeschehen bekannt ist.

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial \dot{M}}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x_i} (\dot{M} c_i + f_i) + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \underbrace{(\rho c_i c_j + p_{ij} - a_0^2 \rho \delta_{ij})}_{r_{ij}}$$

Merkmale:

- formale Analogie zwischen der Wellengleichung der klassischen Akustik und einer allgemeinen Strömung (mit Reibung, mit nichtlinearen Gliedern, mit Turbulenz)
- Quellen: Monopole, Dipole, Quadrupole
- Quellen = 0: homogene Wellengleichung der linearen Akustik (Gebiet außerhalb der Strömung, Strahlungsbereich)

Abb. 13

Inhomogene Wellengleichung der Strömungsakustik
M. J. Lighthill 1952

Quellterm	$q = \frac{\partial \dot{M}}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x_i} (\dot{M}c_i + f_i) + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} (T_{ij})$	
	Monopol	Dipol
1. $\frac{\partial \dot{M}}{\partial t}$:		zeitliche Änderung des Masseflusses, z. B. Auspuffströmung (z. B. Verbrennungsmotor), Sirene
2. $\frac{\partial}{\partial x_i} (\dot{M}c_i + f_i)$:		Wechselkräfte, z. B. auf den Schaufeln in axialen Strömungsmaschinen
3. $\frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} (\rho c_i c_j + p_{ij} - a_0^2 \rho \delta_{ij})$:		Wechselspannungen, -drücke, z. B. Vermischungszone des Freistrahls

außerhalb der Strömung: $q = 0$, d. h. quellenfrei

Abb. 14

Strömungsakustische Interpretation der akustischen Elementarstrahler

Lösungsintegral der inhomogenen Wellengleichung

$$\begin{aligned}
 p(x_i, t) = & \int_v \frac{1}{4\pi r} \left(\frac{\partial \dot{M}}{\partial t} \right)_\tau dV - \int_A \frac{1}{4\pi r} \left[\frac{\partial(\rho c_i)}{\partial t} \right]_\tau n_i dA && \text{Monopole} \\
 & - \frac{\partial}{\partial x_i} \int_v \frac{1}{4\pi r} (f_i + \dot{M}c_i)_\tau dV + \frac{\partial}{\partial x_i} \int_A \frac{1}{4\pi r} \times && \text{Dipole} \\
 & \times (\rho c_i c_j + p_{ij})_\tau n_j dA \\
 & + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_v \frac{1}{4\pi r} (T_{ij})_\tau dV && \text{Quadrupole}
 \end{aligned}$$

$$\tau = t - \frac{r}{a_0} \quad \left(\begin{array}{l} \text{retardierte} \\ \text{Zeit} \end{array} \right)$$

Abb. 15a

Integration über das Quellvolumen

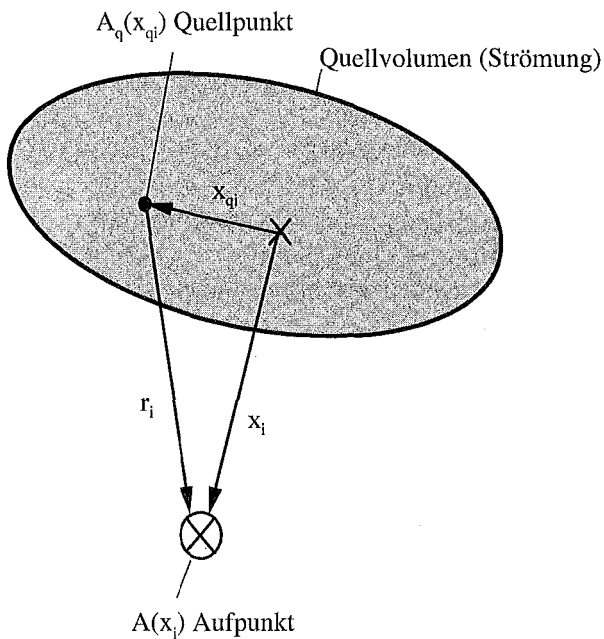


Abb. 15b

Die historische Entwicklung der wissenschaftlich exakten Berechnung des Strömungslärms, insbesondere bezogen auf Strömungsmaschinen, ist in den Abb. 16 und 17 dargestellt. Die wissenschaftliche Entwicklung auf diesem Gebiet ist gegenwärtig keinesfalls abgeschlossen; zusammenfassende Darstellungen siehe u. a. in Atassi 1993, Blake 1986, Crighton u. a. 1992, Goldstein 1977, Hardin/Hussaini 1993, Krothapalli/Smith 1986 sowie der modernste Kenntnisstand in den Proceedings der Aeroacoustic Conference München 1995 (12.–15. Juni 1995).

Auf der Grundlage dieser aeroakustischen Theorien sind Berechnungsverfahren für die tonale und breitbandige Schalleistung von Strömungsmaschinen entstanden, deren Ergebnisse durch den Vergleich mit Meßwerten in den folgenden Abschnitten dargestellt werden.

1936	L. Ja. Gutin (als NACA TM 1195/1948) On the sound field of a rotating propeller	ŽTF
1937/38/40	A. F. Deming Noise from propellers ... Propeller rotation noise ...	NACA TN, JASA
1941/51	W. Ernsthausen Schallfeld einer Luftschraube ... Der rotierende Tragflügel als Strahlungsproblem	Akust. Z., ZAMM
1952/54	<i>M. J. Lighthill</i> <i>On sound generated aerodynamically</i>	<i>Proc. Roy. Soc.</i>
1953	H. H. Hubbard Propeller noise charts for airplanes	NACA TN
1955	<i>N. Curle</i> <i>The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound</i>	<i>Proc. Roy. Soc.</i>
1958/62	T. F. W. Embleton, G. J. Thiessen Efficiency of ... circular arrays of point sources ... (u. a. m.)	JASA
1961/65	J. M. Tyler, T. G. Sofrin Axial flow compressor noise studies	SAE-J.
1964	I. J. Sharland Sources of noise in axial flow fans	JSV
1965/70	M. V. Lowson The sound field for singularities in motion Theoretical analysis of compressor noise	Proc. Roy. Soc., JASA, JSV

Abb. 16

Berechnung von Schallerzeugung/Schallabstrahlung von Rotoren

1969	J. E. Ffowcs Williams D. L. Hawkings <i>Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion</i> <i>Theory relating to the noise of rotating machinery</i>	<i>Phil. Trans. Roy. Soc.,</i> <i>JSV</i>
1969/75	S. E. Wright Discrete radiation from rotating periodic sources (u. a. m.)	JSV, ISVR
1970/72	C. L. Morfey The acoustics of axial flow machines (u. a. m.)	JSV, ISVR
1971/73	B. D. Mugridge Sources of noise in axial flow fans (u. a. m.)	AIAA-P, JSV, JASA
1973/80	D. B. Hanson Spectrum of rotor noise propeller noise ...	JASA, JSV, AIAA J.
1975/84	F. Farassat Advanced theoretical treatment of propeller noise (u. a. m.)	JSV, AIAA J., NASA TR/TM, von Kármán Inst.
1976/86	A. R. George Broadband noise mechanisms of rotors (u. a. m.)	AIAA J., NASA, J. Aircr.
1986	K. M. Li Noise of high speed propellers ...	Ph.D. Thesis, Cambridge
1991	N. Peake, D. G. Crighton ... super sonic propeller acoustics ...	JFM

Abb. 17
(Fortsetzung Abb. 16)

2.5 Berechnung tonaler Schalleistungskomponenten

Zur strömungsakustischen Modellierung des Schaufelrades einer axialen Strömungsmaschine sind die in Abb. 18 gezeigten Möglichkeiten bekannt:

- *Punktquellenmodell*: Die strömungsmechanisch verursachte, akustische Quellstärke der Schaufel wird in einem Punkt konzentriert. Dadurch ergibt sich eine kreisförmige Anordnung von Punktstrahlern.

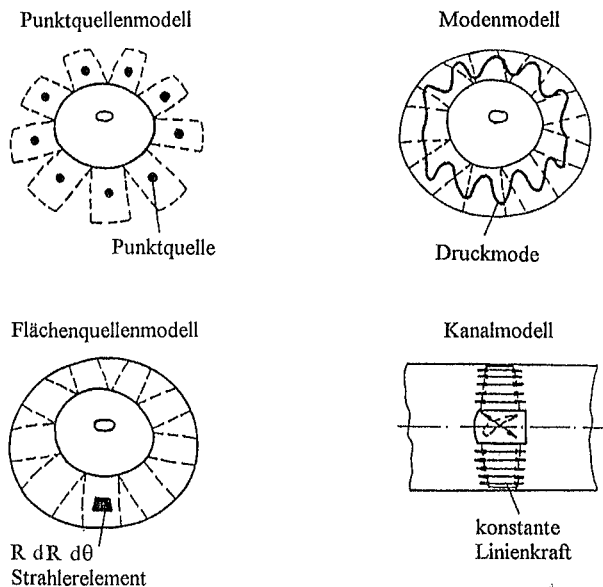
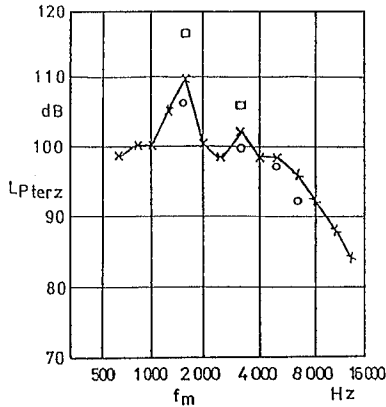


Abb. 18

Akustische Modelle für das axiale Schaufelgitter

- *Flächenquellenmodell*: Die Quellstärke der Schaufeln wird über eine kreis- bzw. ringförmige Scheibe „verschmiert“. Über diese Quellfläche muß integriert werden.
- *Modenmodell*: Die akustische Quellstärke in der Laufradebene wird durch rotierende Druckmoden dargestellt.
- *Kanalmodell*: Die akustische Quellstärke der Schaufeln wird durch eine Linienkraft längs der Schaufelhöhe modelliert. Dieses Quellensystem wird im schallhart berandeten Kanal angeordnet.

Aus einem umfangreichen Vergleich zwischen Rechen- und Meßergebnissen zeigt Abb. 19 ein Beispiel für einen Axialverdichter, und zwar die Rechenwerte nach dem Punktquellen- und Kanalmodell.



Vergleich: Rechnung – Messung
für Axialventilatoren

- x—x Meßwerte
 □ Rechenwerte: Punktquellenmodell
 ○ Rechenwerte: Kanalmodell

Axialverdichter 600 (SVUSS/Prag-Bechovice)

Vorleitrad/Laufrad

Durchmesser: $D_a = 0,6 \text{ m}$ Laufrad-Schaufelzahl: 40

Leitrad Schaufelzahl: 38

Volumenstrom: $\dot{V} = 8,93 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ Druckerhöhung: $\Delta p_{\text{ges}} = 2860 \text{ Pa}$

Drehfrequenz: $f_{\text{rot}} = 41,7 \text{ s}^{-1}$

Abb. 19

Schalleistungspegel axialer Strömungsmaschinen
(tonale Komponenten, Vergleich Rechnung – Messung)

2.6 Berechnung breitbandiger Schalleistungskomponenten

Als aerodynamische Quellmechanismen für breitbandige Schallenergiekomponenten, also für den Wirbellärm von Strömungsmaschinen, werden betrachtet:

- turbulente Zuströmung zur Schaufel
- turbulente Strömung auf der Schaufeloberfläche
- verwirbelte Nachlaufströmung hinter der Schaufel.

Bei bestimmten Betriebsverhältnissen sind weitere Schallerzeugungsmechanismen denkbar, z. B.

- Wirkung einer erhöhten Außenturbulenz auf die Grenzschichten an der Schaufel
- abgelöste Schaufelströmung
- Druckschwankungen im Schaufelkanal, instationäre Betriebszustände
- amplituden- und phasenmodulierte „regelmäßige“ Strömungsstörungen (z. B. Nachlaufdellen eines vorgelagerten Schaufelgitters).

Bei Axialventilatoren ist für die drei erstgenannten Schallerzeugungsmechanismen ein Vergleich zwischen Meß- und Rechenergebnissen durchgeführt worden. Abb. 20 zeigt ein Beispiel für einen Axialventilator (mit Nachleitrad).

2.7 Anwendung der Berechnungsverfahren

Mit dem Vorhandensein wissenschaftlich begründeter, akustischer Berechnungsverfahren, die entsprechend dem fortschreitenden Erkenntnisstand schrittweise verbessert werden, kann die akustische Rechnung in die übliche aerodynamische Auslegung bzw. Nachrechnung von Strömungsmaschinen einbezogen werden. Damit sind Variantenuntersuchungen unter dem Ziel der aerodynamischen und akustischen Optimierung von Strömungsmaschinen möglich, also die eingangs formulierte Aufgabe der akustischen Auslegung von Strömungsmaschinen. Eine solche Vorausberechnung gestattet auch Aussagen zur physikalisch begründeten Mindestlärmission bei vorgegebenen bzw. optimierten Maschinen- und Strömungsdaten, damit auch die Abschätzung des dann noch erforderlichen sekundären Schallschutzes im betreffenden Anwendungsfall, z. B. eine notwendige Schalldämpferauslegung.

Mit den o. g. Berechnungsverfahren kann prinzipiell auch die Wirksamkeit primärer Lärmbekämpfungsmaßnahmen vorausberechnet werden, natürlich nur in Verbindung mit Untersuchungen zu den veränderten Strömungsver-

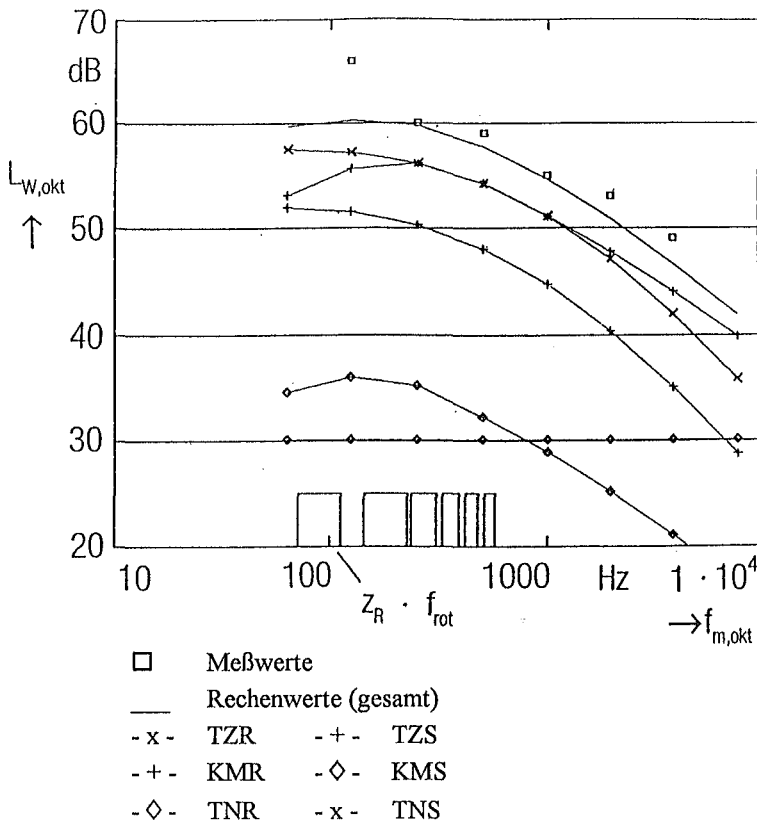


Abb. 20

Schalleistungspegel axialer Strömungsmaschinen
 Axialventilator LANN 355

(breitbandige Komponenten, Vergleich Rechnung – Messung)

hältnissen im Schaufelgitter durch die primäre Maßnahme (z. B. bei dem im Abschnitt 2.1 genannten Beispiel der ungleichmäßigen Verteilung der Schaufeln auf einem Ventilatorlauftrad).

Schließlich werden mit diesen strömungsakustischen Berechnungsverfahren Grundlagen für weitere wissenschaftliche Untersuchungen zur Schallentstehung, zur physikalisch-mathematischen Modellierung, zur praktischen Lärminderung und damit zum Schutz der Arbeits- und Wohnumwelt geschaffen.

3 Überblick zur Strömungsakustik

Abb. 21 zeigt eine Übersicht über die Hauptphänomene des Fachgebietes Strömungsakustik:

- die Erzeugung von Schall durch Strömungen
- die Erzeugung von Strömungen durch Schall
- die Wechselwirkungen zwischen Schall und Strömungen.

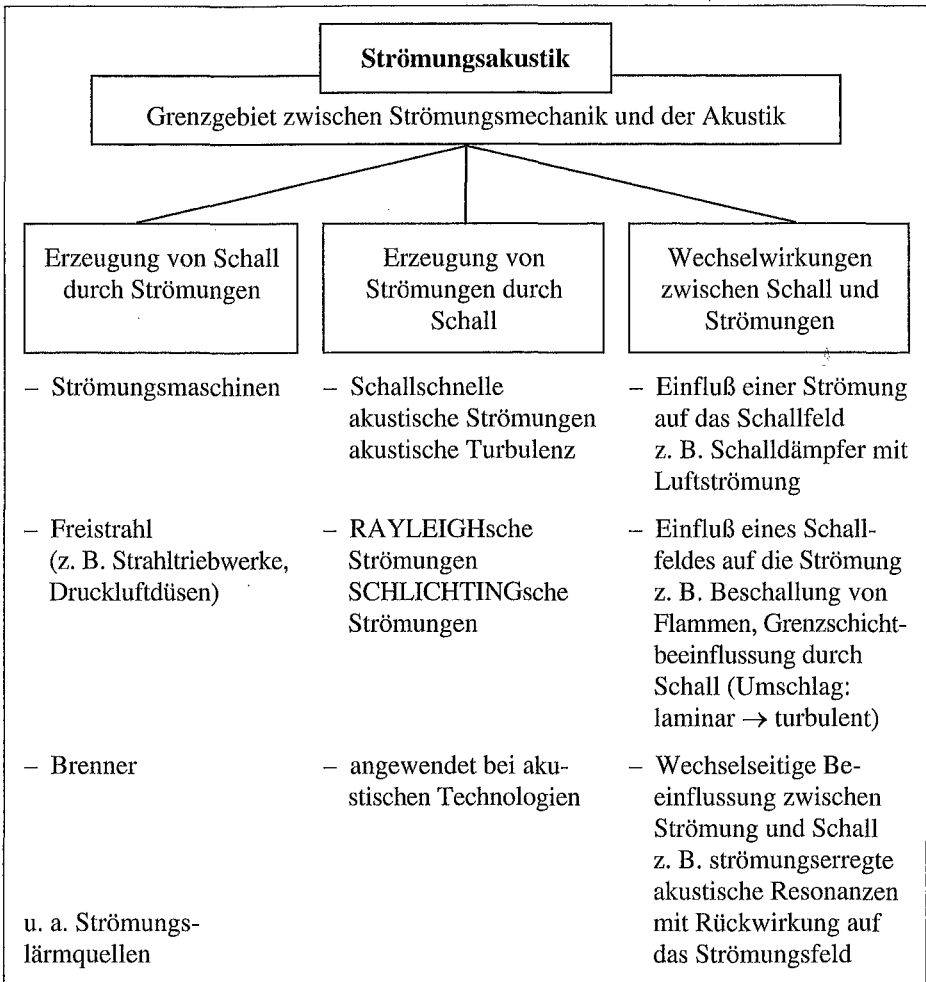


Abb. 21
Überblick zur Strömungsakustik

Zum ersten Phänomen gehört die in den vorangegangenen Abschnitten dargestellte Schallerzeugung bei Strömungsmaschinen. Als ein weiteres Beispiel, und zwar für die Schallerzeugung beim Freistrahler, zeigt Abb. 22 einen Industrieschornstein mit Dampfinjektor, der die Abgase von Verbrennungs-, Schmelz- und Erhitzungsanlagen absaugt. Durch den Einbau einer Mehrloch-LAVAL-Düse konnte die Lärmimmission im benachbarten Wohngebiet entscheidend vermindert werden, siehe Abb. 23.

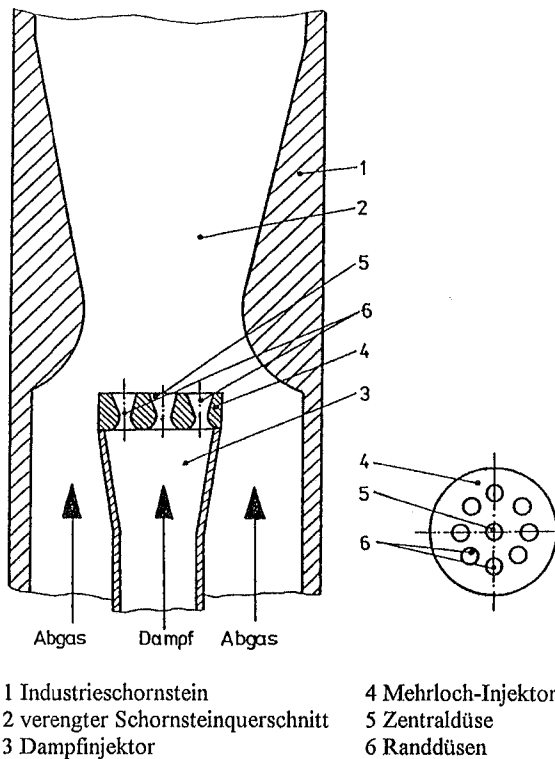


Abb. 22

Industrieschornstein mit Dampfinjektor und Mehrloch-LAVAL-Düse

Die zweite Kategorie von Erscheinungen der Strömungakustik behandelt die Erzeugung von Strömungen durch Schall. In einem strömungs- bzw. verfahrenstechnischen Prozeß, der, wie in Abb. 24 dargestellt, mit Hochenergieschall beaufschlagt wird, werden durch die energetische Fernwirkung des

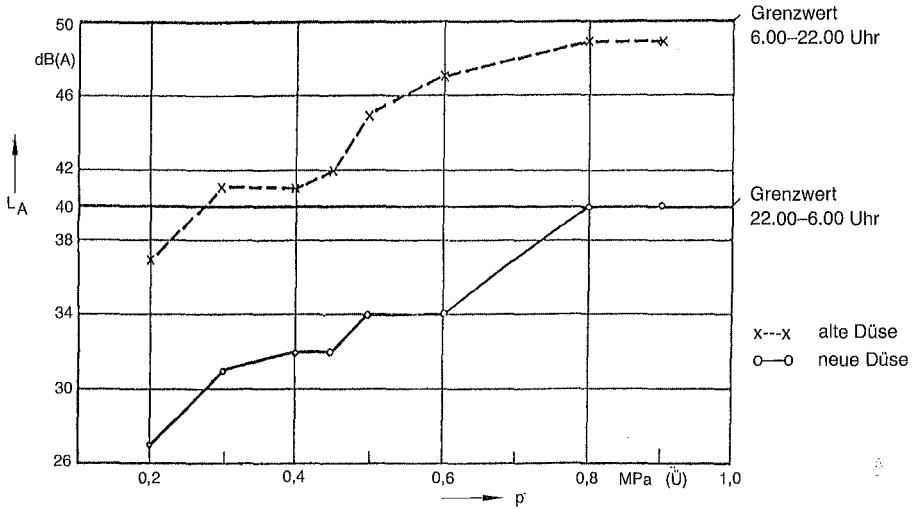


Abb. 23
Schalldruckpegel im Wohngebiet (ca. 2 km Abstand vom Schornstein)

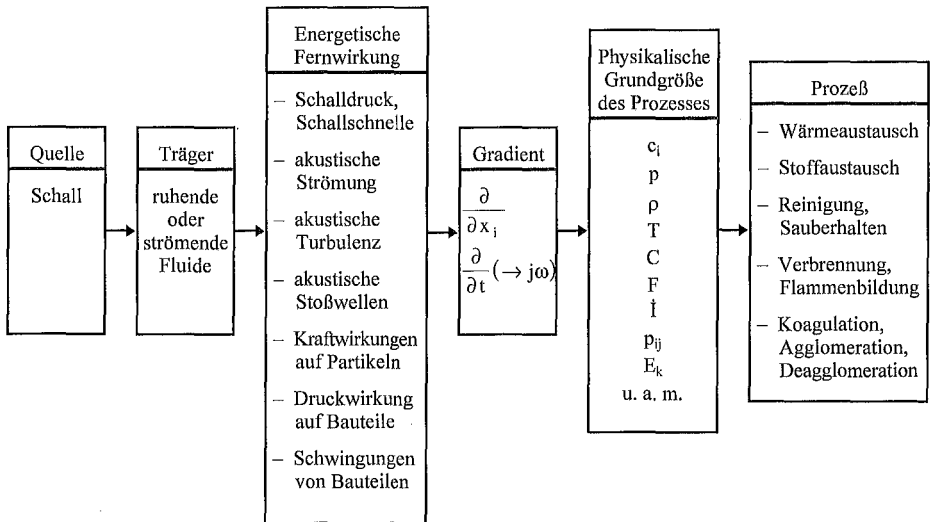


Abb. 24
Beeinflussung der physikalischen Größen im Prozeßraum durch Schalleinspeisung

Schallfeldes (im gesamten Prozeßraum, mindestens mit Schallgeschwindigkeit als Verursachungsgeschwindigkeit) instationäre und stationäre Strömungswirkungen erzielt, die die physikalischen Größen des Prozesses (zeitlich und örtlich) und damit die verfahrenstechnischen Prozesse selbst beeinflussen, siehe dazu die letzte Säule in Abb. 24. Als Beispiel detaillierter Untersuchungen zu den akustischen Technologien (Reinigung von Dampferzeugern mit Schall, Beschallung von Aerosolen bzw. von Flammen) an der TU Bergakademie Freiberg (Weise et al. 1986, 1991) soll das Verfahren der akustischen Agglomeration von Feinstpartikeln in Gasströmungen dargestellt werden. Abb. 25 gibt die Übersicht zum Verfahrensablauf.

Durch die Einspeisung von energiereichen Schallwellen bzw. durch die künstliche Erzeugung von Turbulenz werden dem Fluid und damit der Strö-

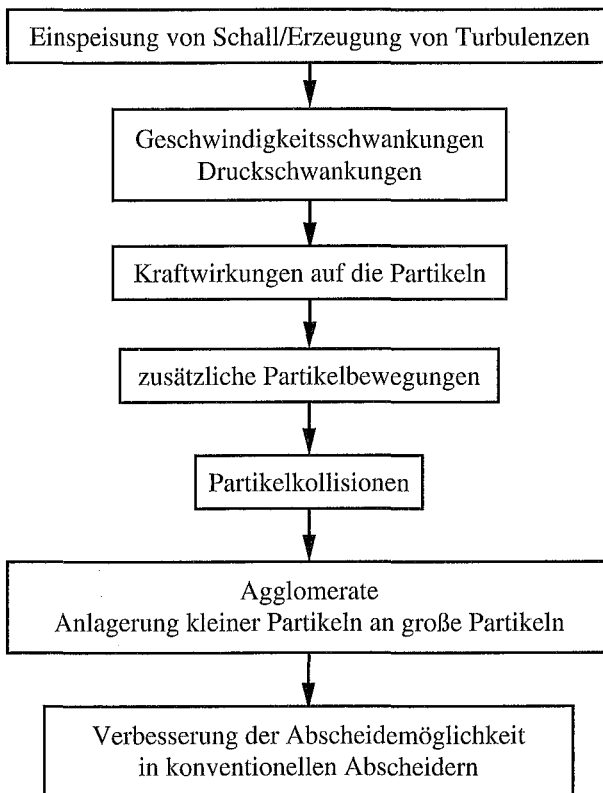


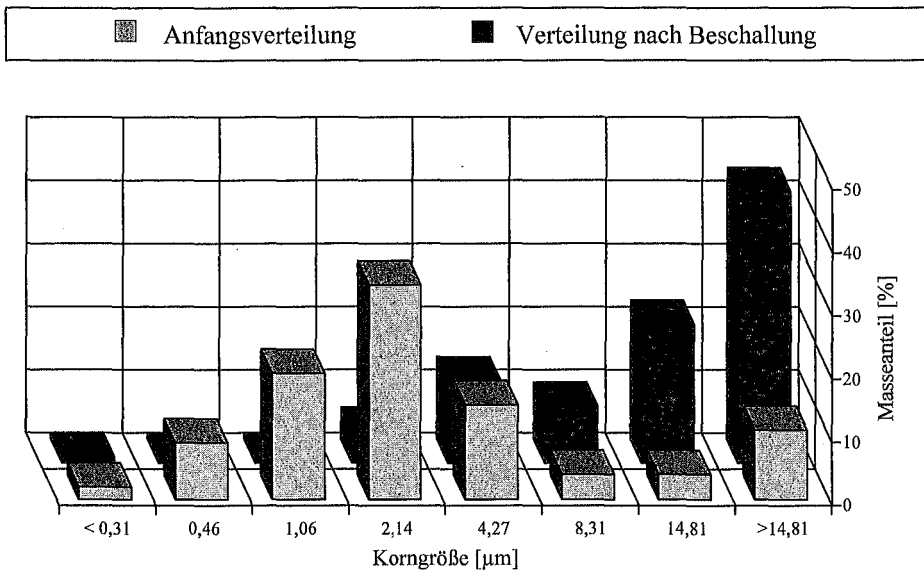
Abb. 25

Akustische Agglomeration von Feinstpartikeln in Gasströmungen

zung zusätzliche Geschwindigkeits- und Druckschwankungen aufgeprägt, die zu Kraftwirkungen auf die Partikeln führen und insbesondere bei den kleineren Partikeln kräftige Zusatzbewegungen verursachen. Damit werden Partikelkollisionen sehr wahrscheinlich; vorrangig lagern sich die Feinstpartikeln an größere (in ihrer Bewegung durch den Schall wenig beeinflusste) Partikeln an. Es bilden sich Agglomerate, die in konventionellen Partikelabscheidern (Zyklone, Elektrofilter) aus der Strömung eliminiert werden können. Abb. 26 zeigt experimentelle Ergebnisse zur akustischen Agglomeration von Feinstpartikeln, und zwar die durch die Beschallung bedingte Zusammenballung von Partikeln, erkennbar durch die Umlagerung im Korngrößenspektrum zu größeren Partikeln beim Vergleich für den Zustand vor und nach der Beschallung, hier: für das Beispiel Braunkohlenfilterasche.

Für die Bewertung des Agglomerationsergebnisses wird eine Agglomerationsrate definiert, die die Abnahme der Partikelmasse in den Feinstkornbereichen bzw. die Zunahme der Partikelmasse in den Grobkornbereichen charakterisiert

Beschallung von Braunkohlenfilterasche



Masseanteil der Korngrößenfraktionen
 $L_p = 151,5$ dB; $f = 1,5$ kHz (Sirene); Beschallungszeit: 3 s

Abb. 26
 Akustische Agglomeration von Braunkohlenasche

(Abb. 27). Den Vergleich beider Agglomerationsraten aus experimentellen Ergebnissen an unterschiedlichen Partikel-Gasströmungen zeigt Abb. 28. Aus plausiblen Überlegungen heraus wird ein Zusammenhang zwischen der Agglomerationsrate und der Schallwirkung (Produkt aus Schallenergie und Wirkungszeit) vermutet. Aus Abb. 29, im Zusammenhang mit der Darstellung des experimentellen Zusammenhanges zwischen Agglomerationsrate und Schallwirkung in Abb. 30, sind die Ergebnisse ersichtlich. Für bestimmte Grenzwerte der Schallwirkung ist die Agglomerationsrate fast vernachlässigbar bzw. liegt sie im Bereich zwischen (80 ... 100)%. Im Interesse von technisch praktikablen Lösungen für dieses Verfahren im Bereich der Umwelt-

Einfluß der Schallenergie und der Beschallungszeit auf die akustische Agglomeration

Agglomerationsrate A_{R1} :

Kennzeichnung der Abnahme der Partikelmasse in den unteren Korngrößenklassen

$$A_{R1} = 1 - \frac{\sum_i^n \mu_{n.B.}}{\sum_i^n \mu_{v.B.}}$$

$\mu_{n.B.}$: Masseanteil nach der Beschallung in den einzelnen Korngrößenklassen

$\mu_{v.B.}$: Masseanteil vor der Beschallung in den einzelnen Korngrößenklassen

Bedingung für n: $\mu_{n.B.} < \mu_{v.B.}$

Agglomerationsrate A_{R2} :

Kennzeichnung der Zunahme der Partikelmasse in den oberen Korngrößenklassen

$$A_{R2} = 1 - \frac{\sum_i^m \mu_{v.B.}}{\sum_i^m \mu_{n.B.}}$$

Bedingung für m: $\mu_{n.B.} > \mu_{v.B.}$

Abb. 27
Akustische Agglomeration
(Definition der Agglomerationsrate)

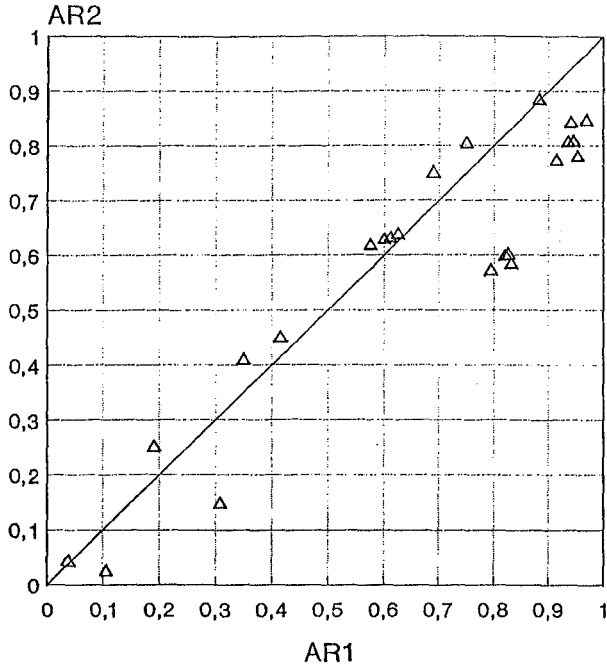


Abb. 28

Vergleich der Agglomerationsraten A_{R1} und A_{R2}

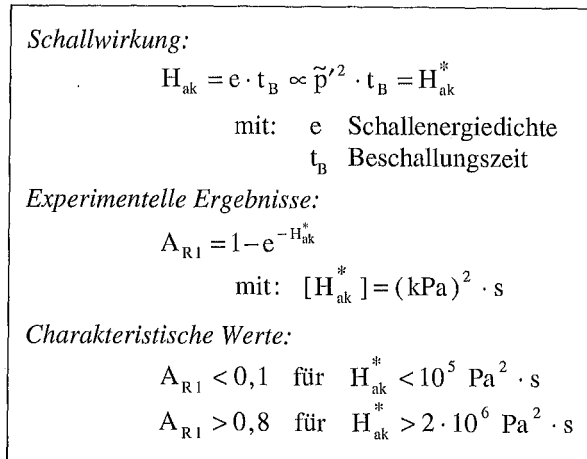
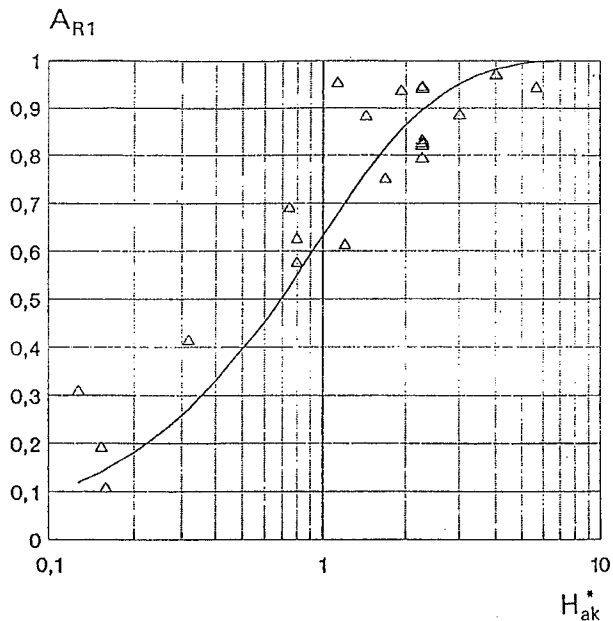


Abb. 29

Akustische Agglomeration

(Definition der Schallwirkung, Einfluß auf die Agglomerationsrate)



Δ Meßwerte

- Gl. $A_{R1} = 1 - \exp(-H_{ak}^*) [H_{ak}^*] = (\text{kPa})^2 \text{s}$

Abb. 30

Abhängigkeit der Agglomerationsrate von der Schallwirkung

Aufgaben zur weiteren Entwicklung des Verfahrens der akustischen Agglomeration:

- Systematische Variation von Schallenergie und Beschallungszeit
- Einfluß der Schallfeldform
- Nutzung künstlicher Turbulenz mit hoher Dissipationsenergie („leise“ Agglomeration)
- Agglomeration/Deagglomeration im Schallfeld
- Einsatz von Ultraschall
- Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen (mit Berücksichtigung des Schallschutzaufwandes bei der akustischen Agglomeration)

Abb. 31

Akustische Agglomeration (mögliches Forschungsfeld)

technik ergibt sich ein weites Forschungs- und Entwicklungsfeld, siehe dazu einige Aspekte in Abb. 31.

Beispiele zum dritten Hauptvorgang der Strömungsakustik sind in Abb. 21 aufgeführt.

Ein weiteres, dazugehöriges Phänomen soll im folgenden dargestellt werden, und zwar das Problem des Schalleinfalls auf eine wecheldruckempfindliche Meßsonde (Kondensatormikrofon) bei überlagerter Luftströmung. Abb. 32 und 33 zeigen die sogenannte Windgeräuschschwelle eines Kondensatormikrofons. Diese wird gemessen, indem ein derartiges Mikrofon in einem aeroakustischen Windkanal einer sehr leisen Luftströmung ausgesetzt wird. Dabei werden die mittlere Strömungsgeschwindigkeit \bar{c} und der Turbulenzgrad Tu (das ist das Verhältnis des Effektivwertes der turbulenten Schwankungsgeschwindigkeit zur mittleren Anströmgeschwindigkeit) variiert. Am Schallpegelmeßgerät wird abgelesen, welchen scheinbaren Schalldruck die Strömung am Kondensatormikrofon erzeugt; der Meßwert ist (bei einer praktisch unhörbaren Luftströmung) identisch mit den turbulenten Druckschwankungen der Strömung am Mikrofon. Dieser sogenannte Pseudoschalldruck stellt die Meßgrenze für Messungen des echten Schalldruckes in Strömungen dar.

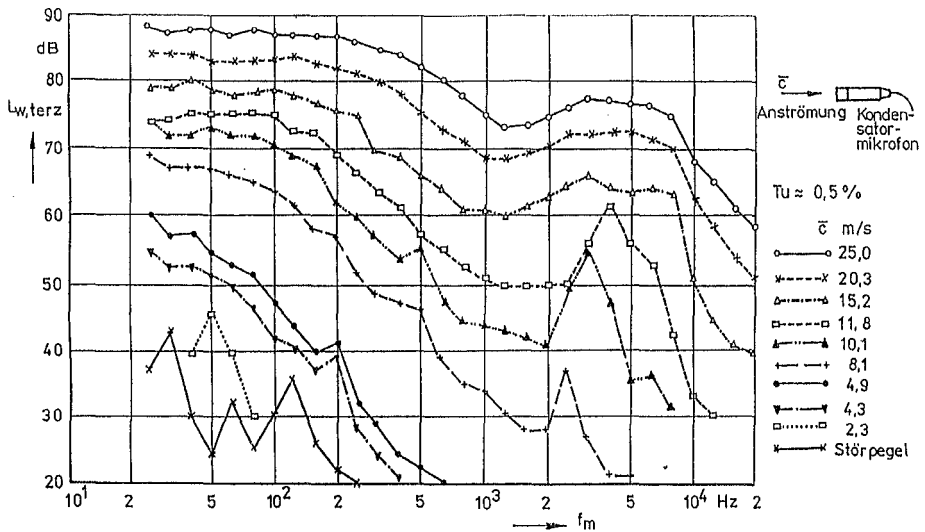


Abb. 32
Windgeräuschpegel von Mikrofonen
(Einfluß der Strömungsgeschwindigkeit)

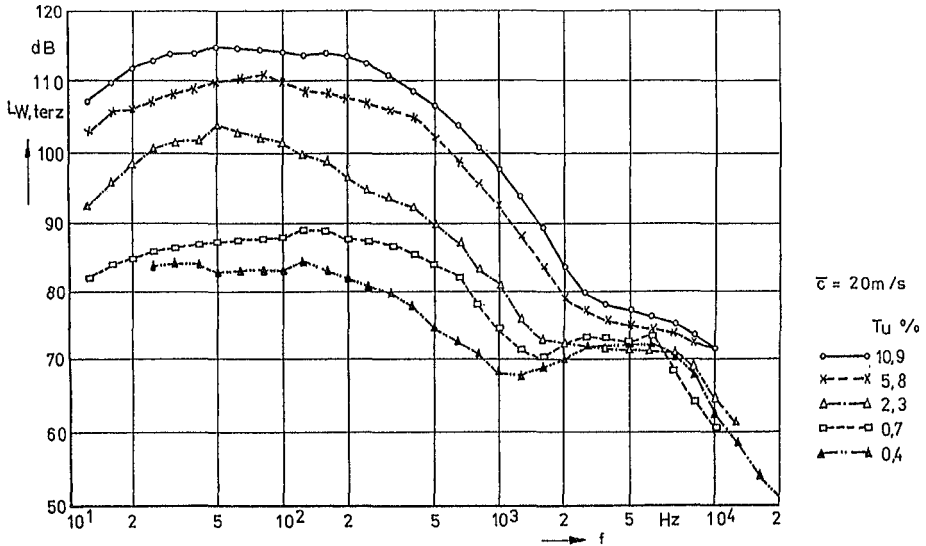


Abb. 33
 Windgeräuschpegel von Mikrofonen
 (Einfluß der Zuströmturbulenz)

Aus Abb. 34 ist die dimensionslose Darstellung der Meßwerte ersichtlich: zur Normierung der Ordinatenwerte wurde die kinetische Energie (je Volumen) bzw. der dynamische Druck für die mittlere Strömung und die Schwingungsbewegung verwendet, für die Abszissenwerte eine STROUHAL-Zahl, gebildet mit der Frequenz f , der Wirbelabmessung Λ_r und der mittleren Strömungsgeschwindigkeit \bar{c} . Zur Abschwächung dieses Windeinflusses auf das Mikrofon wird im Freien oder in Kanälen mit großem Querschnitt ein Windschirm verwendet; das ist ein mit Stoffgewebe überspannter Drahtkäfig, in dessen Innerem das Mikrofon angeordnet ist, bzw. eine stark poröse Schaumstoffkugel, die das Mikrofon umschließt. Die dadurch erreichten Windgeräuschminderungen in Abhängigkeit von der mittleren Strömungsgeschwindigkeit und dem Turbulenzgrad der Anströmung sind in Abb. 35 dargestellt. In Kanälen mit geringeren Querschnittsabmessungen werden dagegen geschlitzte bzw. gelochte und mit einem Gewebe umwickelte Rohre als Mikrofonvorsatz verwendet; die Windgeräuschdämpfung dieser Anordnungen wird am Beispiel der FRIEDRICH-Sonde (Friedrich 1964, 1967) in Abb. 36 gezeigt.

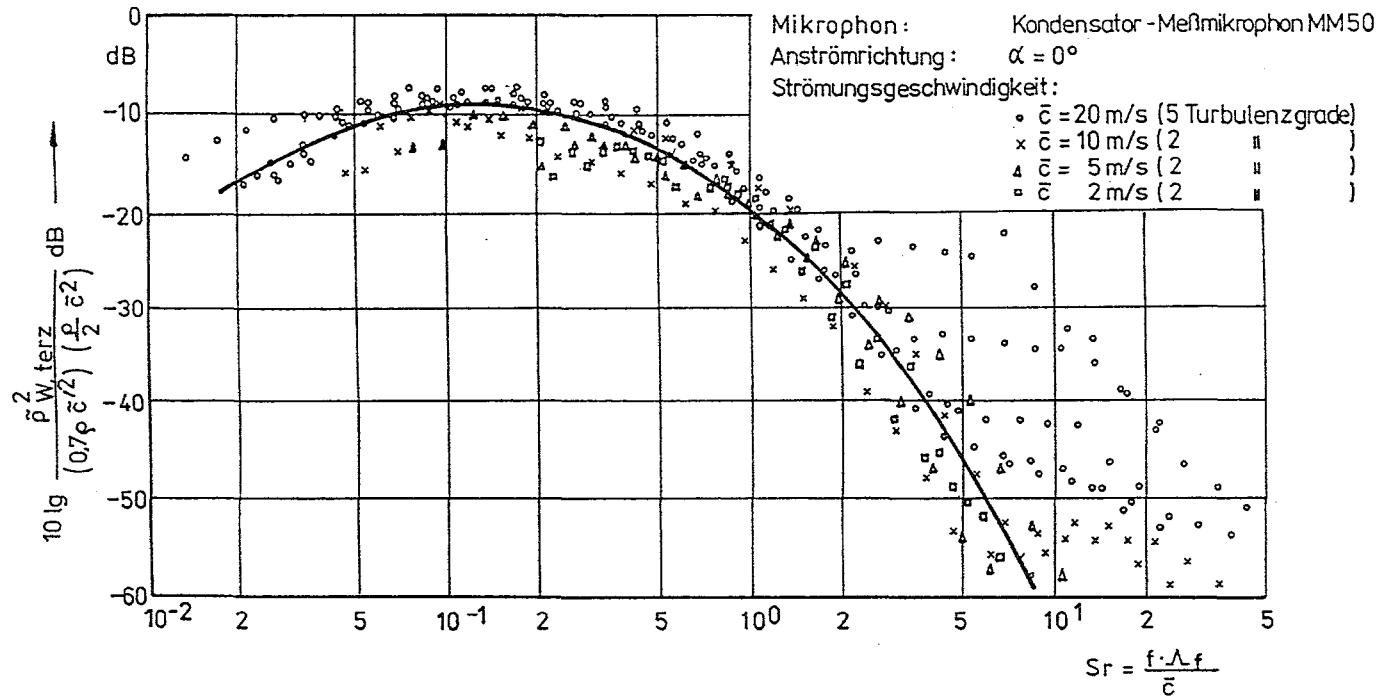


Abb. 34
 Windgeräuschkennlinien (dimensionslose Darstellung)

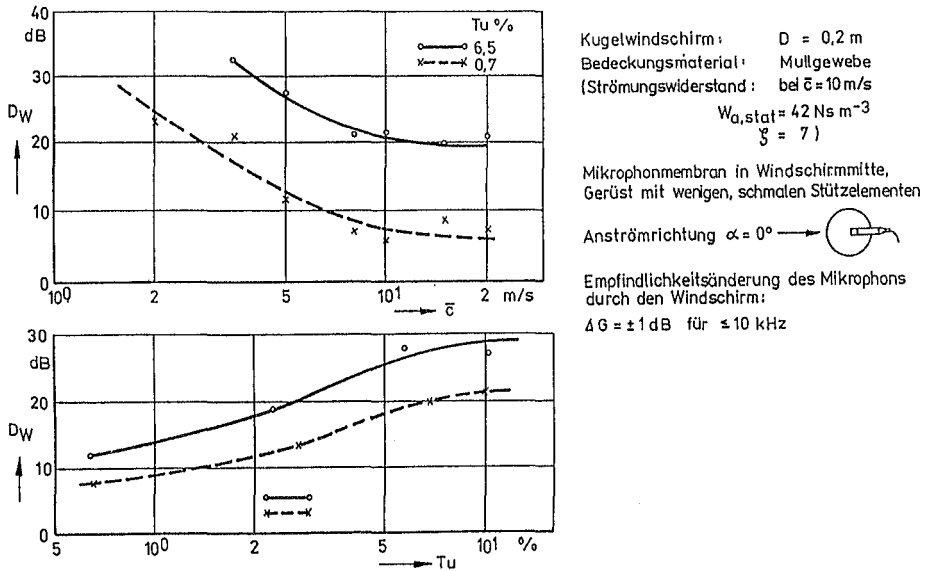


Abb. 35

Windgeräuschdämpfung eines Windschirms

(Abhängigkeit von der mittleren Strömungsgeschwindigkeit und vom Turbulenzgrad der Anströmung)

4 Aeroakustische Grundlagenforschungen

Im folgenden werden aus den gegenwärtigen, aktuellen Forschungsarbeiten am Institut für Technische Akustik der TU Dresden drei Komplexe vorgestellt (darunter zwei DFG-Projekte).

4.1 Energiekonzept der Strömungsakustik

Der Energieerhaltungssatz der linearen Akustik für ein ruhendes Fluid bilanziert die zeitliche Änderung der Energiedichte E (potentielle und kinetische Energie) mit dem Gradienten der Energieflußdichte I_j (Schallintensität), siehe Abb. 37.

Zur Ableitung dieser Gleichung wird die Kontinuitätsgleichung der linearen Akustik mit $p'/\bar{\rho}$ multipliziert, die Bewegungsgleichung (in der EULERSchen Form, z. B. in x -Richtung) mit $\bar{\rho}c'_x$, und dann werden beide Gleichungen addiert. Von Interesse ist dabei, daß das Produkt der beiden Multiplikatoren die Energieflußdichte $p'c'_x$ des Schallfeldes darstellt.

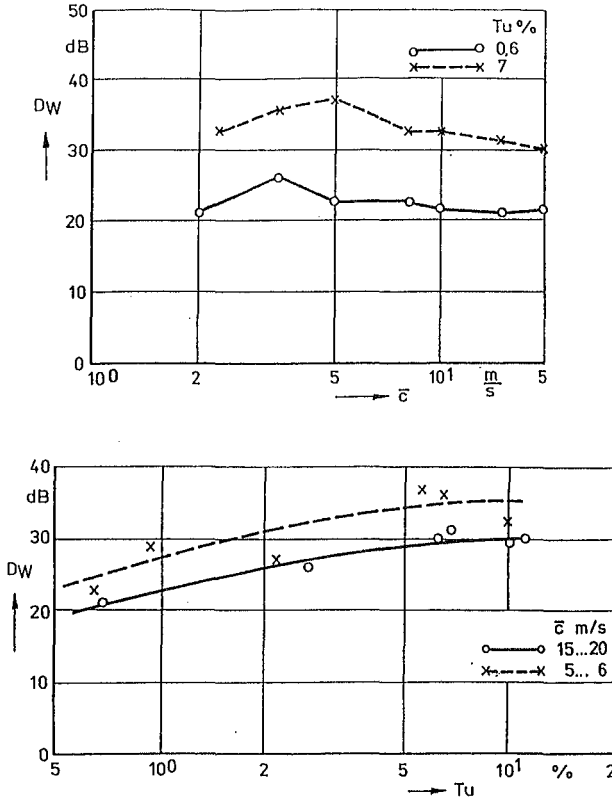


Abb. 36

Windgeräuschkämpfung der FRIEDRICH-Sonde

(Abhängigkeit von der mittleren Strömungsgeschwindigkeit und vom Turbulenzgrad der Anströmung)

Wird dieses Konzept der Ableitung der Energieerhaltungsgleichung auf ein reales, strömendes Fluid mit (turbulenten) Schwankungsbewegungen angewandt, wobei als Multiplikatoren für die allgemeinen Masse- und Impulsbilanzgleichungen die Gesamtenthalpie und die Masseflußdichte der Strömung dienen, erhält man eine allgemeine Energiebilanzgleichung für Schwankungsbewegungen in strömenden Fluiden mit Schallwirkungen (Abb. 38). Auf der linken Seite dieser Gleichung wird der akustische „Energieerhaltungsoperator“ separiert; auf der rechten Seite verbleiben dann die Quell-/Senkenterme aus der Strömung. Ihre mathematische Darstellung und physikalische Interpretation zeigen Abb. 38 und 39. Mit den Operationen

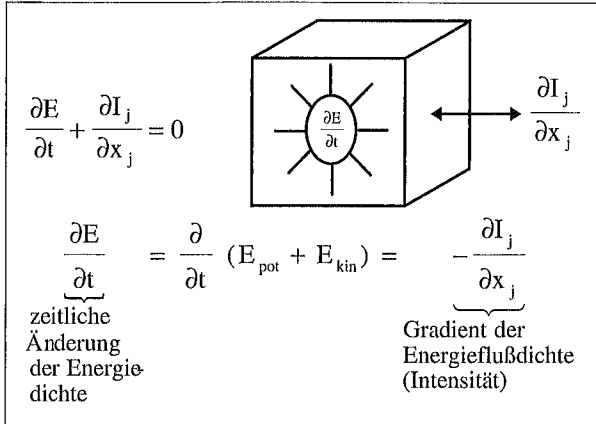


Abb. 37

Der Energieerhaltungssatz der Akustik

$$\frac{\partial E_{\text{ak}}}{\partial t} + \frac{\partial I_{\text{ak},i}}{\partial x_i} = \mathbf{P}_{\text{turb}}^{\text{V}} + \mathbf{P}_{\text{scher}}^{\text{V}} + \mathbf{P}_{\text{Q}}^{\text{V}} + \mathbf{P}_{\text{S}}^{\text{V}} = \mathbf{P}^{\text{V}}$$

mit: \mathbf{P}^{V} Schalleistung je Volumen

linke Seite:
$$\frac{\partial E_{\text{ak}}}{\partial t} + \frac{\partial I_{\text{ak},i}}{\partial x_i}$$

⇒ „Energieerhaltungsoperator“

(isentrop, drehungsfreie Schwingungsbewegungen, d. h. „reine“ Akustik)

rechte Seite:

- ⇒ Quell- und Senkenterme für die akustische Energiebilanz
- drehungsbehaftete Strömungen, Turbulenz (self noise)
- Wechselwirkung: Turbulenz mit Gradienten mittlerer Strömungsgröße (shear noise)
- äußerer Massestrom, äußere Kräfte, Wärmequellen, Reibungsverluste (Zähigkeit), Wärmeleitung
- Wechselwirkung der Entropiegradienten bzw. der Entropieschwankungen mit verschiedenen Strömungsgrößen

Abb. 38

Die Energiebilanzgleichung für Schwingungsbewegungen in Fluiden

<p>(1) $\mathbf{P}_{\text{turb}}^v = \rho \bar{v}_i \left(\frac{\partial v'_i}{\partial x_j} - \frac{\partial v'_i}{\partial x_i} \right) v'_j$ Quellterm: drehungsbehaftete Strömungen, Turbulenz (self noise)</p> <p>(2) $\mathbf{P}_{\text{scher}}^v = \frac{\bar{f}_p}{\bar{\rho}} \left(\frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_j} - \bar{f}_p \bar{v}_i \bar{v}_j \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) p'^2 - \left(\frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \bar{f}_p \bar{v}_j \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) p' v'_i$ Quellterm: Wechselwirkung Turbulenz mit \bar{v}-, $\bar{\rho}$-Gradienten (shear noise)</p> <p>(3) \mathbf{P}_Q^v Quellterm: äußerer Massestrom, äußere Kräfte, Wärmequellen, Reibungsverluste (Zähigkeit), Wärmeleitung</p> <p>(4) \mathbf{P}_S^v Quellterm: Wechselwirkung der \bar{s}-Gradienten bzw. der Entropieschwankungen s' mit verschiedenen Strömungsgrößen</p>

Abb. 39

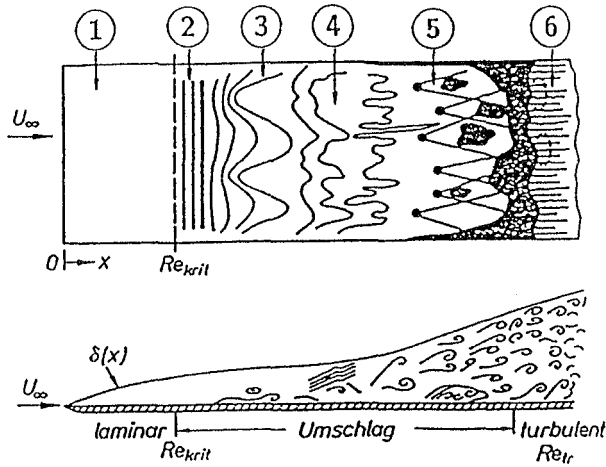
Physikalische Interpretation der Quell-/Senkenterme

Volumenintegration und Zeitmittelung ergibt sich dann die aus der Strömung produzierte Schalleistung.

4.2 Schallerzeugung beim Transitionsvorgang

In Abb. 40 ist der Transitionsvorgang in der Plattengrenzschicht, d. h. der Übergang von der laminaren in die turbulente Grenzschicht, dargestellt (Schlichting 1982). Die Aufgabe besteht darin, die Schallerzeugung durch die einzelnen Strömungsvorgänge im Umschlagsbereich zu berechnen, da insbesondere in den späteren Stadien des laminar-turbulenten Grenzschichtüberganges intensive Schallquellen vermutet werden (Ffowcs Williams 1969). Dabei ist der Anteil der einzelnen Quellglieder der Strömung an der Schallproduktion abzuschätzen; insbesondere ist dafür das durch die unterschiedlichen Strömungsstrukturen bedingte Muster der Wanddruckschwankungen zu nutzen (Rose 1994).

Für die Berechnung der Schallerzeugung wird die Lighthill-Analogie verwendet (Lighthill 1952). Die instationäre Strömung (als Quellprozeß) wurde mit einer direkten numerischen Simulation einer inkompressiblen, dreidimensionalen Plattenströmung im Transitionsbereich gewonnen (Kleiser/



- 1 Stabile, laminare Grenzschichtströmung in der Nähe der Plattenvorderkante
- 2 Instabile TOLLMIEN-SCHLICHTING-Wellen
- 3 Entwicklung dreidimensionaler, instabiler Wellen und Bildung von Λ -Wirbeln
- 4 Aufplatzen der Wirbel an Stellen sehr großer lokaler Wirbelstärke
- 5 Bildung von Turbulenzflecken (Stellen mit starken turbulenten Schwankungsgeschwindigkeiten)
- 6 Zusammenwachsen der Turbulenzflecken zur vollturbulenten Grenzschichtströmung

Abb. 40

Transitionsvorgang in der Grenzschicht
(längs angeströmte, ebene, starre Platte) (nach Schlichting)

Laurien 1993–1995). Zur Berechnung der Schallabstrahlung wurde ein örtlich begrenztes Quellvolumen (Abb. 41) betrachtet, das sukzessiv stromab verschoben wurde (Zeitabschnitte t) und damit die Quelleigenschaften der unterschiedlichen Strömungsstrukturen beim Transitionsvorgang erfaßt (siehe Abb. 40).

In Abb. 42 sind die Wanddruckschwankungen, d. h. die Druckschwankungen am Boden des stromab wandernden, jeweils betrachteten Quellvolumens, im örtlichen/zeitlichen Ablauf dargestellt. Dabei sind deutlich Zuordnungen zu den Strömungsstrukturen der Abb. 40 erkennbar, z. B. zu den TOLLMIEN-SCHLICHTING-Wellen ($t = 500$), zu den Λ -Wirbeln ($t = 900, 950$), zu den

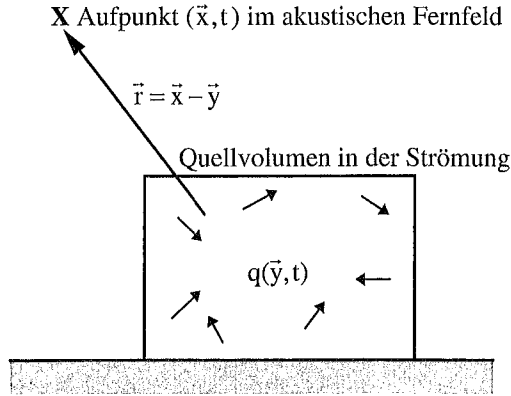


Abb. 41

Zur Berechnung der Schallabstrahlung einer Plattengrenzschichtströmung
(Prinzipiskizze)

aufplatzenden Wirbeln ($t = 1090$), zur voll-turbulenten Grenzschicht ($t > 1500$) (t ist dabei eine dimensionslose Zeitkoordinate).

Abb. 43 zeigt die jeweils örtlich gemittelten Wanddruckschwankungen (d. h. im betrachteten, begrenzten Quellbereich werden die Effektivwertquadrate der Wanddrücke über die Wandfläche gemittelt), des weiteren die zeitliche Ableitung dieser Mittelwerte beim Ablauf des Transitionsvorganges. Diese physikalische Größe (unteres Diagramm in Abb. 43) kann als Quellstärke für einen der Hauptschallerzeugungsmechanismen gedeutet werden. Es ergibt sich daraus die Schlußfolgerung, daß nur ein schmal begrenzter Bereich im Umschlagsgebiet von der laminaren in die turbulente Grenzschichtströmung maßgebend zur Schallerzeugung beiträgt ($t = 1000$ bis 1400) und daß offensichtlich die dabei erreichte Quellstärke – und damit die Schallemission – wesentlich größer ist als im vollturbulenten Bereich (Rose und Wilde 1995). Es erweist sich bezüglich des gesamten Rechenverfahrens als unbedingt zweckmäßig, bereits bei der numerischen Simulation der instationären Strömung die akustischen Quellstärken (der Dipol- und Quadrupolquellen) simultan mit zu berechnen.

4.3 Anwendung der Helmholtz-Zahl

In den Naturwissenschaften und in der Technik bedient man sich in starkem Maße der Anwendung der Ähnlichkeitstheorie und der Modelltechnik. Grundlage dazu ist die Kenntnis der Ähnlichkeitsinvarianten (Ähnlichkeits-

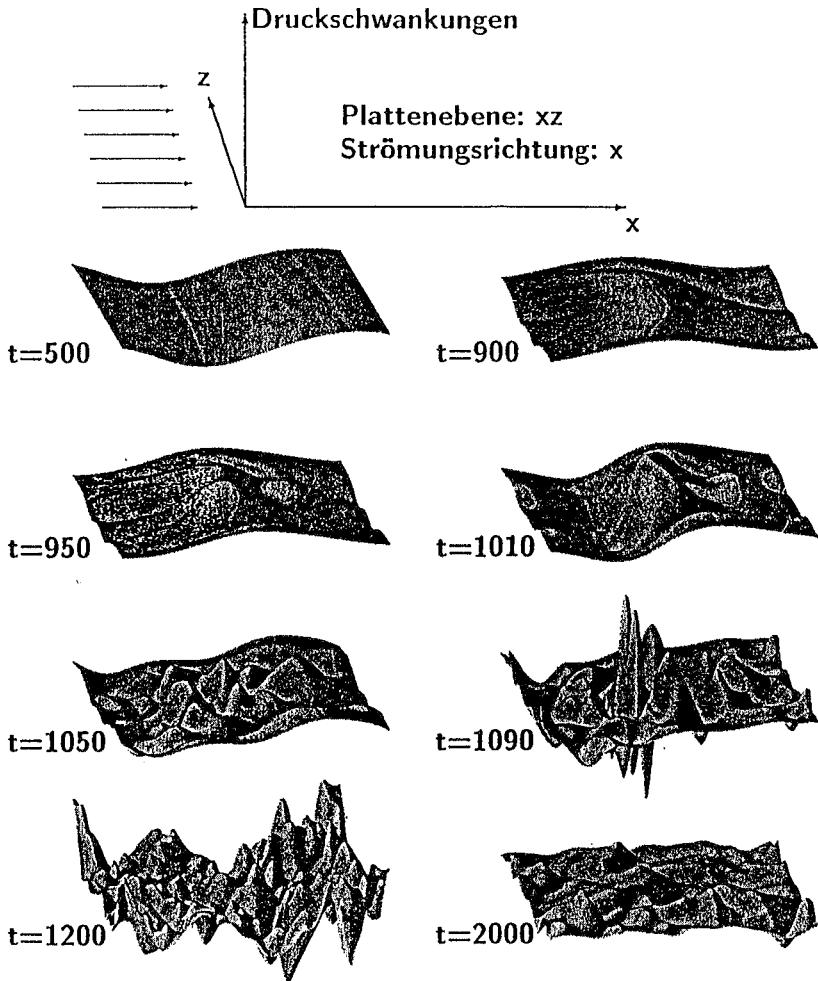


Abb. 42
Wanddruckschwankungen
(beim Transitionsvorgang in der Plattengrenzschichtströmung)

kennzahlen). Zwei Vorgänge sind dann physikalisch ähnlich, wenn die problemimmanenten Ähnlichkeitsinvarianten bei beiden Vorgängen denselben Zahlenwert haben. Für das Auffinden der Ähnlichkeitsinvarianten sind mehrere Verfahren bekannt, insbesondere werden verwendet: die Dimensionsanalyse, die Verwendung von Kräfte- und Energieverhältnissen, die Ableitung

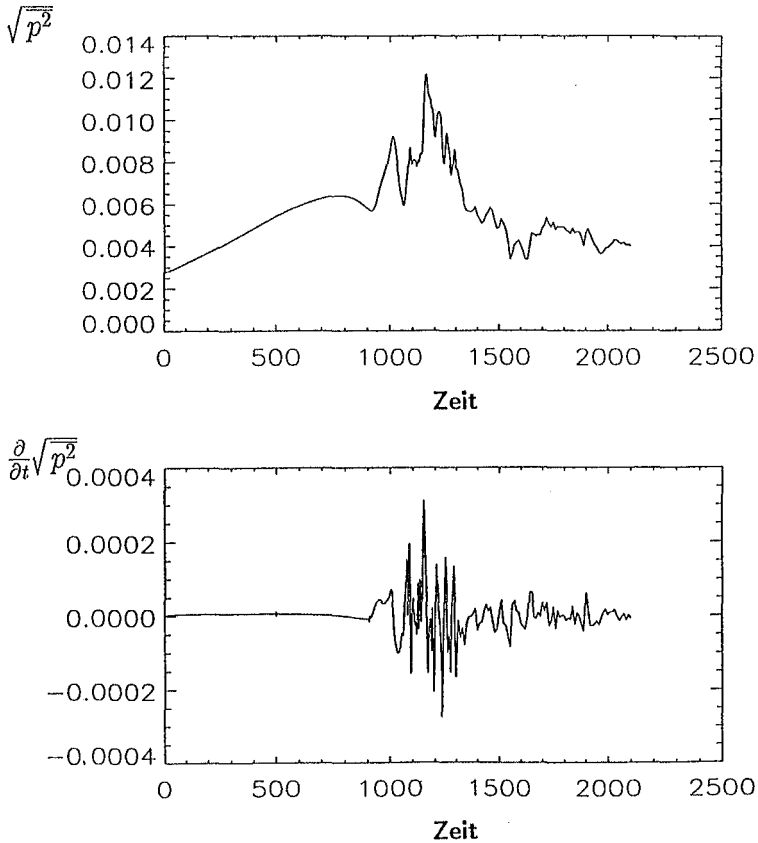


Abb. 43
Wanddruckschwankungen
(zeitliche Entwicklung beim Transitionsvorgang)

aus den Bilanzgleichungen des betreffenden physikalischen Vorganges. Sind die maßgebenden Ähnlichkeitsinvarianten des Problems bekannt, können u. a. folgende Aufgaben gelöst bzw. effizienter bearbeitet werden:

- Auslegung und Gestaltung physikalisch ähnlicher Modelle
- Umrechnung experimenteller Ergebnisse aus dem Modellversuch auf den Originalvorgang
- Reduzierung der für den Vorgang wesentlichen Größen (denn: Die Zahl der Ähnlichkeitsinvarianten des Problems ist geringer als die Anzahl der relevanten physikalischen Größen des Vorganges)

- Darstellung von experimentellen oder rechnerischen Ergebnissen in allgemeiner, dimensionsloser Form
- Entwicklung von Abhängigkeiten zwischen den problemrelevanten Größen durch Proportionalitäten (Potenzgesetze) zwischen den Ähnlichkeitskennzahlen
- Allgemeine physikalische Aussagen zum betrachteten Problem in Abhängigkeit von den Größenordnungen der Ähnlichkeitsinvarianten.

Im folgenden sind einige Überlegungen zur HELMHOLTZ-Zahl aus dem Fachgebiet: Technische Akustik/Strömungsakustik zusammengestellt.

Die Bezeichnung HELMHOLTZ-Zahl als Ähnlichkeitskennzahl in der Akustik wurde erstmals 1970 von Cremer (Cremer 1971, Cremer/Hubert 1971) verwendet:

$$He = \frac{D}{\lambda}$$

und zwar als Ähnlichkeitssimplex, d. h. als Verhältnis zweier Größen einer Größenordnung, hier: als Verhältnis einer charakteristischen Abmessung (z. B. Durchmesser D) zur akustischen Wellenlänge λ .

(Diese Ähnlichkeitskennzahl wurde nach dem deutschen Physiker Hermann von Helmholtz (1821–1894) benannt, der u. a. auf den Gebieten der Fluidmechanik und der Akustik bedeutende Leistungen erbracht hat: Helmholtzsche Wirbelsätze, Helmholtzsche Bedingung der Drehungsfreiheit in strömenden Fluiden, Helmholtzsche Form der Wellengleichung, Reziprozitätsgesetz in der Akustik, Helmholtz-Resonator, „Die Lehre von den Tonempfindungen“ 1886 u. a.)

Die He-Zahl kann (neben anderen Verfahren) unmittelbar in der dimensionslosen Wellengleichung gebildet werden (Abb. 44).

Dabei ist hier die He-Zahl in der Form

$$He = \frac{2\pi L}{\lambda}$$

definiert worden. (Das heißt, daß als charakteristische Länge im Zähler der Kreisumfang verwendet wird, dessen Radius L ist.) Aus der dimensionslosen Wellengleichung ist ableitbar, daß für sehr kleine HELMHOLTZ-Zahlen (im Grenzfall $He \rightarrow 0$) die Wellengleichung zur POISSONschen Differentialgleichung entartet und keine Wellenausbreitung stattfindet. In der dimensionsbehafteten Form der Wellengleichung bedeutet das Verschwinden des Termes mit der zweiten Zeitableitung, daß

$$\frac{1}{c^2} = \frac{\rho_0}{K} \rightarrow 0 \quad (\text{mit: } K \text{ Kompressionsmodul})$$

geht, d. h. das „Schallausbreitungsmedium“ wird inkompressibel.

$$\frac{\partial^2 \underline{p}}{\partial^2 x^2} + k^2 \underline{p} = 0$$

(mit $p(x, t) = \text{Re} \{ \hat{p} \cdot e^{j\omega t} e^{-jkx} \} = \text{Re} \{ \underline{p} \cdot e^{j\omega t} \}$)

bzw. in dimensionsloser Form $\left(\text{mit } k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi}{\lambda} \right)$

$$\frac{\partial^2 \underline{p}_*}{\partial x_*^2} + \text{He}^2 \underline{p}_* = 0$$

\Rightarrow $\text{He} \ll 1$ (im Grenzfall $\text{He} \rightarrow 0$)
Wellengleichung entartet zur POISSONSchen Differentialgleichung,
keine Wellenausbreitung

He-Zahl: Darstellung auch als Verhältnis zweier charakteristischer Zeiten

$$\text{He} = \frac{L}{\lambda} = \frac{L}{c} f = \frac{L}{c} \cdot \frac{1}{T} = \frac{t_L}{T}$$

d. h. *He-Zahl*: Verhältnis der Laufzeit der Schallwelle über die Entfernung L zur Periodendauer T der zugehörigen Schallfrequenz

Abb. 44

Wellengleichung

(HELMHOLTZsche Form, dimensionslose Darstellung, HELMHOLTZ-Zahl)

Die *He-Zahl* kann auch als Verhältnis zweier charakteristischer Zeiten gedeutet werden (Abb. 44). Der Fall sehr kleiner *He-Zahlen* ($\text{He} \ll 1$) bedeutet dann, daß die Laufzeit der Schallwelle über eine charakteristische Länge L sehr kurz gegenüber einer Periodendauer der Schallwelle ist.

Die HELMHOLTZ-Zahl kann in ausgezeichneter Weise als Kriterium für Schallabstrahlungs- und Schallausbreitungsvorgänge verwendet werden. Dabei zeigen sich folgende Kriterien:

Schallabstrahlung/Schallanregung: Die *He-Zahl* bezieht eine charakteristische Quellabmessung auf die Wellenlänge des erzeugten Luftschalls. Für $\text{He} \ll 1$ hat deshalb der akustische Kurzschluß im Quellbereich (inkompressible Fluidbewegung im Nahfeld des Strahlers) erhebliche Auswirkungen auf die Schallabstrahlung.

Schallausbreitung: Die *He-Zahl* bezieht eine charakteristische Abmessung des Wellenleiters auf die Luftschallwellenlänge.

<i>He</i> ≪ 1: ⇒ schlechte Schallabstrahlung bzw. Schallanregung	
– Kugelstrahler:	$2\pi R \ll \lambda$
– Festkörper-Stoßvorgänge:	$V^{1/3} \ll c \cdot \Delta t$
– Druckmoden bei freien Rotoren:	$\lambda_p \ll \lambda$
– Körperschallanregung von Platten durch Wirbelströmungen:	$L \ll \lambda_B$
<i>He</i> < 1: ⇒ keine Schallabstrahlung, keine Schallausbreitung	
– Platten mit Biegewellen:	$\lambda_B < \lambda$
– Exponentialtrichter:	$2\pi L_e < \lambda$
– Druckmoden im zylindrischen oder ringförmigen Kanal:	$\lambda_p < \lambda$
<i>He</i> > 1: ⇒ gute Schallabstrahlung, Schallausbreitung möglich	
– Platten mit Biegewellen:	$\lambda_B > \lambda$
– Exponentialtrichter:	$2\pi L_e > \lambda$
– Druckmoden im zylindrischen oder ringförmigen Kanal:	$\lambda_p > \lambda$
<i>He</i> ≫ 1: ⇒ ausgezeichnete Schallabstrahlung und -ausbreitung, Anpassung an ρc	
– Schallfeldimpedanz der Kugelwelle $Z \rightarrow \rho c$:	$2\pi r \gg \lambda$
– Schallstrahlimpedanz des Monopols, des Dipols $Z \rightarrow \rho c$:	$2\pi r \gg \lambda$
– Platten mit Biegewellen: Abstrahlungsgrad $\sigma \rightarrow 1$, Schalleistung	$P = \overline{\tilde{v}^2} \rho c S_p$
– Exponentialtrichter: Strahlungsimpedanz $Z \rightarrow \rho c$, Schalleistung	$P = \tilde{v}_0^2 \rho c S_0$
– Schallausbreitung im Exponentialtrichter, Druckmodenausbreitung im zylindrischen oder ringförmigen Kanal: ⇒ Verschwinden der Dispersion, Phasengeschwindigkeit und Gruppengeschwindigkeit nähern sich der Schallgeschwindigkeit, Phasenkonstante $\beta \rightarrow k$	

Abb. 45

Das akustische Kriterium: HELMHOLTZ-Zahl

Für beide Vorgänge werden in der Abb. 45 zahlreiche Beispiele aus der Akustik und Strömungsakustik zusammengestellt. Die Abb. 46 und 47 zeigen das *He*-Zahl-Kriterium für die Schallabstrahlung und Schallausbreitung von Druckmoden bei Schaufelgittern von Strömungsmaschinen. Die experimentelle Bestätigung dafür ist aus Abb. 48 erkennbar, und zwar verändert sich die abgestrahlte Schalleistung von Strömungsmaschinen sehr deutlich an der Grenze *He* = 1.

$$He = \frac{\lambda_p}{\lambda}$$

mit: λ_p Wellenlänge der Druckmode (in Umfangsrichtung im Schaufelgitter)

$He < 1$: Schallabstrahlung gering bzw. nicht möglich

Freier Rotor:

$$He = \frac{\lambda_p}{\lambda} = \frac{\frac{2\pi R}{mz_R}}{\frac{c_0}{mz_R N}} = \frac{2\pi R N}{c_0} = \frac{\omega_0 R}{c_0} = Ma$$

$$\lambda_p = \frac{2\pi R}{mz_R} \quad \text{Wellenlänge der Druckmode in Umfangsrichtung}$$

$$\lambda = \frac{c_0}{f_R} = \frac{c_0}{mz_R N} \quad \text{Wellenlänge des abgestrahlten Luftschalls}$$

Rotor-Stator-Anordnung (Laufrad/Leitrad):

$$He = \frac{\lambda_p}{\lambda} = \frac{\frac{2\pi R}{q}}{\frac{c_0}{mz_R N}} = \frac{mz_R}{q} \frac{2\pi R N}{c_0} = \frac{mz_R}{q} \frac{\omega_0 R}{c_0} = Ma_M$$

mit: $q = mzR + nzS$ $n = 0, \pm 1, \pm 2, \pm 3, \dots$
 q Anzahl der Lappungen der Druckverteilung auf dem Rotorumfang

Abb. 46

Schallabstrahlung von Druckmoden in Schaufelgittern
 (Kriterium: HELMHOLTZ-Zahl)

5 Schlußbemerkung

Die disziplinäre Entwicklung der technischen Akustik, wie auch anderer Teilgebiete der Akustik, führt in immer stärkerem Maße zur interdisziplinären Kooperation, sowohl auf dem Gebiet der Grundlagenforschung als auch in der angewandten, zielgerichteten Forschung. Ein Musterbeispiel dafür ist der hier behandelte Problemkreis der akustischen Auslegung von Maschinen; gleich-

Schaufelgitter im zylindrischen Kanal:

$$\text{He} = \frac{\lambda_p}{\lambda} = \frac{\frac{2\pi}{k_{qm}^*}}{\frac{2\pi}{k}} = \frac{kR_a}{(k_{qm}^* R_a)}$$

mit: k_{qm}^* Wellenzahl der Druckmode, wird aus den Nullstellen der Gleichung

$$\frac{\partial}{\partial R} [J_q(k^* R)] \Big|_{R_a} = 0 \text{ berechnet}$$

Phasenkonstante β der Schallausbreitung:

$$\frac{\beta}{k} = \sqrt{1 - \left(\frac{k_{qm}^*}{k}\right)^2} = \sqrt{1 - \frac{1}{\text{He}^2}}$$

$\text{He} \leq 1$: Ausbreitungskonstante ($\gamma = \alpha + j\beta$) enthält keinen Imaginärteil, keine fortschreitenden Wellen im Kanal, Druckmoden klingen rasch ab

$\text{He} > 1$: Schallausbreitung in Kanallängsrichtung

Schaufelgitter im ringförmigen Kanal:

$$\text{He} = \frac{\lambda_p}{\lambda} = \frac{kR_a}{(k_{qm}^{*v} R_a)}$$

mit: k_{qm}^{*v} Wellenzahl der Druckmode in Umfangsrichtung des ringförmigen Kanals, ergibt sich aus den Lösungen der Gleichung

$$\frac{J'_q(k^* R_a v)}{J'_q(k^* R_a)} = \frac{N'_q(k^* R_a v)}{N'_q(k^* R_a)}$$

$$v = \frac{R_i}{R_a} \text{ Nebenverhältnis des ringförmigen Kanals}$$

Abb. 47

Schallabstrahlung von Druckmoden in Schaufelgittern
(Kriterium: HELMHOLTZ-Zahl)
(Fortsetzung Abb. 46)

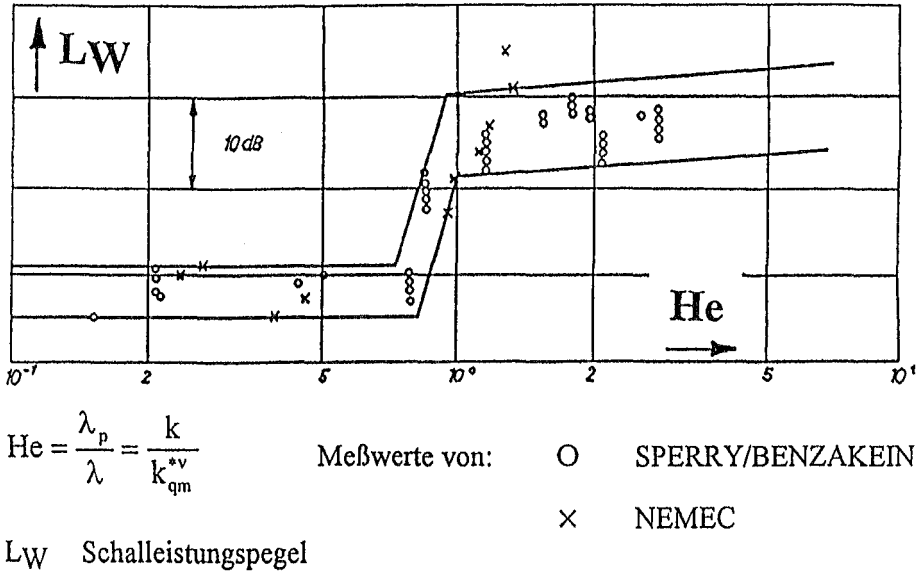


Abb. 48
 Einfluß der HELMHOLTZ-Zahl auf die Schallabstrahlung
 von axialen Strömungsmaschinen

falls sind die vielfältigen Problemstellungen des Fachgebietes der Strömungsakustik vorrangig interdisziplinär zu behandeln.

Die akustische Auslegung technischer Aggregate beinhaltet

- die physikalische Durchdringung der Schallerzeugungsprozesse bei mechanischen, strömungstechnischen und thermodynamischen Vorgängen,
- die Erarbeitung akustischer Modelle für den Schallerzeugungsmechanismus,
- die mathematische Formulierung des physikalischen Modells, daraus die Berechnung der abgestrahlten Schalleistung, einschließlich der Schalleistungsspektren,
- die inverse Behandlung des Problems (Berechnung der Maschinenparameter zu vorgegebenen Lärmgrenzwerten),
- das Finden eines optimalen Kompromisses zwischen den technologischen und akustischen Forderungen.

Die gegenwärtig bereits bekannten Methoden zur akustischen Auslegung sowie ihre ständig verbesserten Formen müssen fortlaufend in den Maschinen- und Anlagenbau einfließen und zur umweltoptimalen Maschine bzw. Anlage füh-

ren. Trotz bereitstehender sekundärer Schallschutzmittel ist die primäre Lärm-bekämpfung noch immer die wirksamste und billigste akustische Lösung. Das Verursacherprinzip des Umweltschutzes muß auch auf dem Gebiet des Lärmschutzes konsequent umgesetzt werden.

Literatur

- Aeroacoustic Conference München. Proceedings of first joint CEAS/AIAA aeroacoustic conference, Vol. I, II. München 12.–15. Juni 1995.
- Atassi, H. M. (Editor) (1993): Unsteady aerodynamics, aeroacoustics, and aeroelasticity of turbomachines and propellers, New York etc.: Springer-Verlag.
- Blake, W. K. (1986): Mechanics of flow-induced sound and vibration, Orlando etc.: Academic Press.
- Cremer, L. (1971): The Second Annual Fairey Lecture (1970): The treatment of fans as black boxes. In: Journal of Sound and Vibration 16 (1971) 1, S. 1–15.
- Cremer, L. und M. Hubert (1971/1985/1990): Vorlesungen über Technische Akustik, Berlin, etc.: Springer-Verlag.
- Crighton, D. G., Dowling, A. P., Ffowcs Williams, J. E., Heckl, M. and F. G. Leppington (1992): Modern methods in analytical acoustics, London etc.: Springer-Verlag.
- Ffowcs Williams, J. E. (1969): Hydrodynamic noise. In: Ann. Rev. Fluid Mech., 1/1969, S. 197–222.
- Friedrich, J. (1964/1966): Quasischallunempfindlicher Schallempfänger. Patent WP 44271.
- Friedrich, J. (1967): Ein quasischallunempfindliches Mikrofon für Geräuschmessungen in turbulenten Luftströmungen. In: Techn. Mitt. RFZ, Berlin 11 (1967) 1, S. 30–34.
- Goldstein, M. E. (1977): Aeroacoustics, New York etc.: McGraw-Hill.
- Hardin, J. C. and M. Y. Hussaini (Editors) (1993): Computational aeroacoustics, New York etc.: Springer-Verlag.
- Kleiser, L. (DLR Göttingen, ETH Zürich) und Laurien, E. (DLR Göttingen): Persönliche Mitteilungen.
- Költzsch, P. (1974): Strömungsmechanisch erzeugter Lärm. Dissertation B, Technische Universität Dresden.
- Költzsch, P., Gruhl, S., Biehn, K., Plundrich, J. & M. Heinze (1986): Berechnung der Schalleistung von axialen Strömungsmaschinen. Freiburger Forschungsheft A 721, Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie.
- Költzsch, P. (1988): Beiträge zur Strömungsmechanik und Strömungsakustik. Freiburger Forschungsheft A 762, Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie.
- Költzsch, P., Seebach, B., Lohse, T., Kremmer, K. & F. Walden (1991): Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur akustischen Agglomeration von Aerosolen. DAGA '91, Bochum. In: Vortragsband „Fortschritte der Akustik“, Teil A, S. 241–244.

- Költzsch, P. (1993a): Zur Berechnung des Wirbellärms von Axialventilatoren. DAGA '93, Frankfurt am Main 1993. In: Vortragsband „Fortschritte der Akustik“, Teil A, S. 401–404.
- Költzsch, P. (1993b): Beitrag zur Agglomeration von Partikeln, verursacht durch Schall und Turbulenz. Vortrag GVC-Fachausschüsse „Mehrphasenströmungen“ und „Wärme- und Stoffübertragung“, Köln.
- Költzsch, P. (1994a): Der Einfluß der Anströmturbulenz und der Wanddruckschwankungen auf den Wirbellärm von Ventilatoren. In: Z. f. Angewandte Mathematik und Mechanik (ZAMM), 74 (1994) 5, S. T415–T418.
- Költzsch, P. (1994b): Strömungsakustik von Maschinen – Entwicklungen und Probleme. Plenarvortrag 20. Tagung der Deutschen Arbeitsgemeinschaft für Akustik, DAGA '94, Dresden. In: Vortragsband „Fortschritte der Akustik“, Teil A, S. 65–82.
- Krothapalli, A. and Ch. A. Smith (Editors) (1986): Recent advances in aeroacoustics, New York etc.: Springer-Verlag.
- Lighthill, M. J. (1952): On sound generated aerodynamically. Part I: General theory. In: Proc. Roy. Soc., London (A) 211, S. 564–587.
- Lighthill, M. J. (1954): On sound generated aerodynamically. Part II: Turbulence as a source of sound. In: Proc. Roy. Soc., London (A) 222, S. 1–31.
- Materialien des Umweltbundesamtes zum Lärmschutz.
- Nemec, J. (1967): Noise of axial fans and compressors: study of its radiation and reduction. In: Journal of Sound and Vibration 6 (1967) 2, S. 230–236.
- Rose, M. (1994): Modell zur Berechnung der Schallabstrahlung des Transitionsbereiches einer Plattengrenzschicht. DAGA '94, Dresden. In: Vortragsband „Fortschritte der Akustik“, Teil A, S. 793–796.
- Rose, M. und A. Wilde (1995): Schallabstrahlung einer transitionalen Strömungsgrenzschicht. Vortrag DAGA '95, Saarbrücken.
- Schlichting, H. (1982): Grenzschichttheorie, Karlsruhe: Verlag G. Braun, 8. Auflage. Aus: White, F. M. (1974): Viscous fluid flow, McGraw-Hill, New York.
- Sperry, W. C. and M. J. Benzakein (1968): Experimental results on vane/blade number effects on compressor noise. AFOSR-UTIAS Symposium on “Aerodynamic Noise”, Toronto, Canada.
- Weise, V. (1986): Entwicklung eines Strömungsschallsenders – Beitrag zur Schallreinigung von Dampfkesselheizflächen. Dissertation, Bergakademie Freiberg.
- Weise, V., Költzsch, P. & W. Fasshauer (1991a): Dampfkesselreinigung mit Schall. Ein Beitrag zur Forschung und Entwicklung auf dem Gebiet effektiver Kraftwerkstechnologien. Forschungsheft der Bergakademie Freiberg.
- Weise, V., Költzsch, P. & W. Fasshauer (1991b): Akustische Technologien in der Energietechnik, insbesondere Dampfkesselreinigung durch Schall. In: Brennstoff–Wärme–Kraft, Düsseldorf 43 (1991) 5, S. 261–265.
- Wende, H. (1992): Geräuschbelastung durch Straßenverkehr in den neuen Bundesländern. DAGA '92, Berlin. In: Vortragsband „Fortschritte der Akustik“, Teil A, S. 365–368.