

Maschinenakustische Maßnahmen zur Reduktion der Körperschallübertragung

Engel, K.; Schmidt, A.

Abstract:

Innerhalb dieser Veröffentlichung wird ein am IMW verfolgter neuartiger Ansatz zur Entwicklung lärmarmen Maschinenkomponenten beschrieben. Dabei steht der Einsatz von Ganzfeldmeßverfahren und die Einbeziehung wellentheoretischer Gesichtspunkte im Vordergrund.

Until now integration of wave-theoretical issues in machine-acoustics was missing. The application of special designed boundary faces for reflection, scattering, diffraction and interference of sound waves in structures is a new approach followed by the IMW for low noise design. The main idea of this approach is completely different from an ordinary application of dampers to mechanical devices, which normally not only influences damping properties but sometimes also its mechanical function. In this respect wholefield-measurement methods, applied to models of real mechanical components, are used to optimize its acoustic behavior.

1. Einleitung

Die Wettbewerbssituation, Vorschriften und Verordnungen des Gesetzgebers und zunehmendes Umweltbewußsein, seitens der Konsumenten stellen das Verkaufargument "lärmarm" zunehmend in den Vordergrund. Damit tritt die Forderung nach Geräuscharmheit neben die bekannten Restriktionen der Wirtschaftlichkeit, der Funktionserfüllung und der Sicherheit.

Bedenkt man, daß allenfalls ein Prozent der mechanisch in der Maschine umgesetzten Leistung als Schall abgestrahlt wird, so erahnt man, welche Anstrengungen und aufwendigen Nachbesserungen für nur kleine Verbesserungen des Geräuschniveaus unternommen werden müssen. Im Folgenden wird eine bei der Konstruktion der Maschine ansetzende Methode zur Verringerung des Geräuschniveaus auf dem Gebiet der Körperschalleitung durch dynamische, optische Modellversuche vorgestellt.

2. Geräuschemission

Die Geräuschentwicklung von Maschinen wird entscheidend von den Geräuschquellen und der Weiterleitung des Körperschalls auf abstrahlungsfähige Gehäuseteile bestimmt.

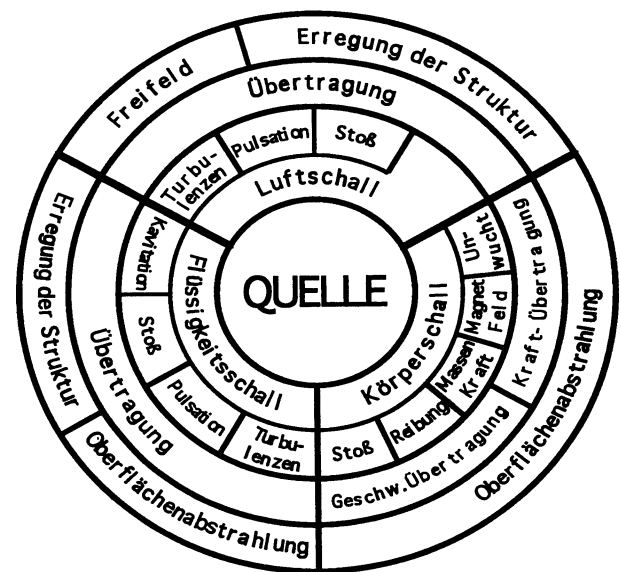


Bild 2.1: Schallentstehungskette /1/

Bekannte Maßnahmen zur Verringerung der Körperschallübertragung bilden die Körperschalldämmung und -dämpfung. Unter Dämmung werden alle Mittel zur Reflexion und Beugung der Körperschallwellen an Sprungstellen der mechanischen Impedanz, hervorgerufen durch lokale Änderung von Masse und Federsteifigkeit, zusammengefaßt (elastische Zwischenschichten, Sperrmassen). Die Körperschalldämpfung hingegen nutzt bei der Reduktion des Schallpegels die innere Dämpfung der Werkstoffe sowie die Grenzflächenreibung verbundener Bauteile aus.

Die Betrachtung der Körperschalleitung erfolgte bislang häufig unter rein mechanischen und schwingungstechnischen Gesichtspunkten. Durch die Einbeziehung der Wellentheorie in die Körperschalleitung werden am IMW neue Ansatzpunkte für die Lärminderung in Antriebssträngen und Maschinenstrukturen gesucht. Die Wirksamkeit der bekann-

ten Maßnahmen der Dämpfung und Dämmung von Körperschallwellen wird durch optische Modellversuche analysiert und in konstruktive Gestaltungsmaßnahmen umgesetzt. In diesem Zusammenhang besteht die Notwendigkeit der gezielten Auslegung von Übertragungselementen in Abhängigkeit von Frequenzbereich, Dämpfungsvermögen und Anforderungen an die Kraftgrößenübertragung.

3. Analytische Vorgehensweise

Eine exakte analytische Lösung der Körperschalleitung in komplexen Strukturen ist auf absehbare Zeit nicht zu erwarten. Hingegen werden bei der hier beschriebenen experimentellen Methodik auch im Bereich oberhalb 100 Hz befriedigende Ergebnisse erzielt.

Für die Durchführung der Untersuchungen wird die Tatsache genutzt, daß Körperschallwellen den physikalischen Gesetzen und Eigenschaften aller mechanischen Wellen unterliegen. Die Betrachtungen können somit auf dem Niveau mechanischer Wellen mit merklichen Spannungs- und Verformungswirkungen durchgeführt und auf die Körperschallübertragung der Strukturen angewendet werden. Im Vordergrund steht neben physikalischen Grundlagenuntersuchungen der Einfluß konstruktiver Parameter auf das Körperschallverhalten.

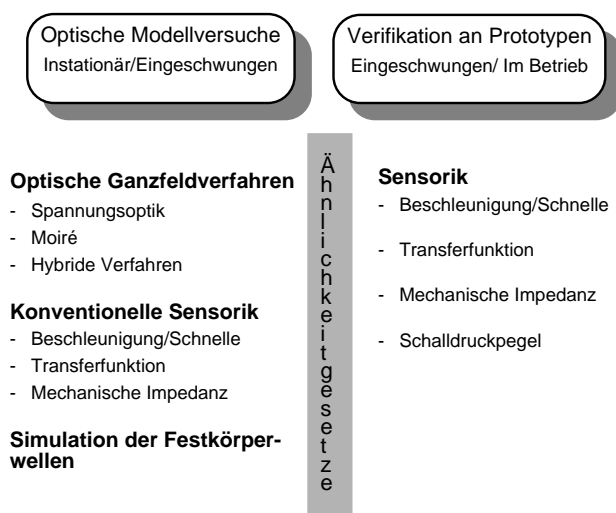


Bild 3.1: Untersuchungsmethodik

Die Untersuchungen erfolgen unter Einsatz optischer Ganzfeldmeßtechniken (Dynamische Spannungsoptik und In-plane Moiré) sowie punktuell messender Körperschallsensoren an ebenen Modellen. Die Ganzfeldmeßtechniken gestatten es hochdynamische Beanspruchungsvorgänge im Rahmen ebener Problemstellungen zu analysieren. Ein typisches Anwendungsbeispiel bilden Aggregateträger, Verbindungsflansche in Antriebssträngen sowie geradzahnte Getriebe. Die innerhalb dieser Baugruppen zu analysierenden Beanspruchungen sind durch einen ebenen Spannungszustand beschreibbar und können somit an ebenen Scheibenmodellen simuliert werden.

Eine vollständige Auswertung des dynamischen Spannungs- und Verformungszustands gibt letztendlich Aufschluß über die Körperschallausbreitung und -übertragung in Maschinenbauteilen.

4. Ähnlichkeitsmechanischer Ansatz

4. Ähnlichkeitsmechanischer Ansatz

Mit den Mitteln der Ähnlichkeitsmechanik können aus den Modellversuchen auf reale Bauteile übertragbare Ergebnisse erarbeitet werden. Hierzu sind bei der Versuchsdurchführung folgende Bedingungen ein zu halten:

1. Ähnliche physikalische Vorgänge (ähnliche Belastungsart und ähnliche Rand- und Anfangsbedingungen).
2. Lineare Maßstäbe der Dimensionen (Länge und Zeit).
3. Materialähnlichkeit (Homogenität, Isotropie usw.)

Aus den Grundmaßstäben können weitere Maßstäbe für die Geschwindigkeit, Beschleunigung, Verschiebung, Spannung sowie Maßstäbe zur Beschreibung von Stoß und Schwingungsvorgängen durch Dimensionsbetrachtungen abgeleitet werden. Auf eine detaillierte Darstellung der Ähnlichkeitsgesetze wird in diesem Rahmen verzichtet.

Vollkommene mechanische Ähnlichkeit liegt vor, wenn alle am Prozeß beteiligten Größen wie Wege, Zeiten, Kräfte, Spannungen, Geschwindigkeiten, Drücke usw. entsprechend den physikalischen Gesetzen übertragen werden können. In vielen Fällen läßt sich diese strenge Ähnlichkeit durch werkstoffbedingte Abweichungen zwischen Modell und Realisierung oder durch die Vielzahl der am Prozeß beteiligten Einflußgrößen nicht realisieren. Eventuelle Abweichungen können durch Korrekturfaktoren berücksichtigt werden. Häufig beschränkt man sich auf die Ähnlichkeit der bei einem Vorgang dominierenden Größen und erhält somit die Möglichkeit, den Einfluß einzelner Parameter im Rahmen der Körperschallübertragung zu analysieren.

Die Werkstoffkenngrößen Elastizitätsmodul E und Dichte ρ haben keinen Einfluß auf die Spannungsverteilung, sind aber maßgebend für das Frequenzverhalten. Insbesondere verdient die Frequenz- und Temperaturabhängigkeit des E -Moduls der verwendeten Modellwerkstoffe besondere Beachtung. Die geringfügig unterschiedlichen Poissonzahlen von Modell und Hauptausführung beeinflussen die Verteilung der Spannung innerhalb der Struktur nur unbedeutend, besonders im Bereich der Schwingungsknoten mit Amplituden nahe Null kann daher der Einfluß der Poissonzahl mit guter Näherung vernachlässigt werden.

Bauteilgeometrie, Schwingungsform und -amplitude beeinflussen sowohl die Spannungsverteilung, als auch deren Höhe. Die Schwingung eines elastischen Körpers ist eine Funktion der Parameter E -Modul, Dichte, Länge, Frequenz und Poisson-Zahl. Unter Wahrung der strengen Ähnlichkeit mit der Forderung nach gleichen Poisson-Zahlen in Modell und Realteil läßt sich aus einer Dimensionsanalyse folgende Beziehung für den Frequenzzusammenhang herleiten:

$$f_m = f_h \cdot L_k \cdot \sqrt{\frac{\rho_k}{E_k}} = f_h \frac{L_h}{L_m} \sqrt{\frac{\rho_h E_m}{\rho_m E_h}} \quad (4-1)$$

Die Übertragung der Frequenzen f der Realausführung (Index h) auf das Modell (Index m) ist demnach von dem Längenmaßstab L_k und den Werkstoffkenngrößen Dichtemaßstab ρ_k und Maßstab der Elastizitätsmoduli E_k abhängig. Die versuchstechnisch schwierig zu realisierende Nachbildung der Ankopplung hoher Frequenzen an zu untersuchende Werkstücke kann somit in niedrigere Frequenzbereiche verlagert werden.

5. Wellensimulationsprogramm

Zeitveränderliche äußere Kräfte oder Schwinggeschwindigkeiten rufen in Festkörpern zeitveränderliche Verformungen hervor, die sich in Form von Wellen endlicher Ausbreitungsgeschwindigkeit in Bauteilen fortpflanzen /4/. Man unterscheidet im allgemeinen zwischen zwei Wellenarten, den Körperwellen (Longitudinal-, Transversalwellen), die sich im Inneren einer Struktur fortpflanzen und den Oberflächenwellen, die sich an dessen Oberfläche bewegen (Rayleigh-Wellen, Biegewellen). Im Festkörper treten neben den Longitudinalwellen, Trans-

versalwellen und Rayleighwellen auf. Die Longitudinalwelle bewirkt eine Volumenänderung der Masselemente (Kompression oder Dilatation). Schwingungsrichtung und Ausbreitungsrichtung sind parallel zueinander.

Die Transversalwelle, eine Schubspannungswelle, bewirkt eine Verdrehung der Massenelemente. Die Schwingungsrichtung steht senkrecht auf der Ausbreitungsrichtung.

Beide Wellenarten breiten sich im Bauteilinnern kreisförmig um den Stoßpunkt aus.

Das alleinige Auftreten von Longitudinal- und Transversalwellen ist auf den theoretischen Fall unendlichausgedehnter Scheiben beschränkt.

An Bauteilränder kommt es zu einer Reflexionen beider Wellenarten, mit einer aus der Reflexion hervorgehenden gleichartigen und einer ungleichartigen Wellenfront, so daß hier Umwandlungsreaktionen zwischen beiden Wellenarten auftreten.

Für die rechnerische Simulation im instationären Beanspruchungsfall wurde ein Wellensimulationsprogramm auf der Basis einer schrittweisen Ausbreitung elastischer Wellen /2/ entwickelt.

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Wellenarten ist eine werkstoffspezifische Konstante. Die Reflexion gehorcht dem Snellius'schen Brechungsgesetz und die Amplitudenabhängigkeit der reflektierten Wellenfronten ist im Bereich der Festkörperphysik analytisch beschrieben worden /5/.

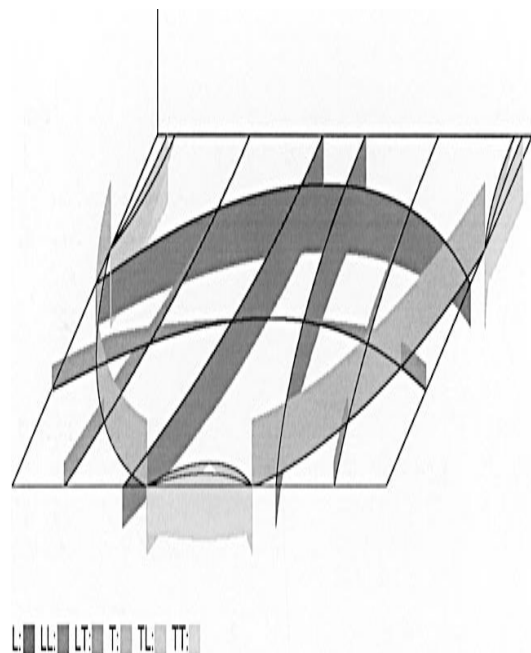


Bild 5.1: Simulation der Wellenausbreitung in einer rechteckigen Scheibe ohne innere Störungsstellen

Das Programm simuliert die Ausbreitung und Reflexion von Longitudinal-, Transversal- und Rayleighwellen und berechnet die Amplitudenverteilung zu beliebigen Zeitpunkten s. **Bild 5.1**.

Alle für die Berechnung nötigen Werkstoffparameter sind für die untersuchten Modellwerkstoffe in Eingabefiles abgelegt. Werkstoffparameter und zu berechnende Zeitintervalle können durch direkten Zugriff auf der Programmoberfläche verändert werden. Der Stoßpunkt kann beliebig gewählt werden. Zur besseren Gegenüberstellung des Reflexionsverhaltens unterschiedlicher innerer Diskontinuitäten wird eine auf die einmalige Durchlaufzeit der Longitudinalwelle normierte Ausbreitungszeit T durch die Kontur verwendet. Für $T=1$ hat die Longitudinalwelle den Körper einmal durchlaufen.

Die mit dem Wellensimulationsprogramm theoretisch ermittelten Verläufe geben einen Überblick über die Bereiche des Modells, in denen es zu Interferenzerscheinungen der unterschiedlichen Wellentypen kommt und damit zu möglichen Auslöschungen oder Verstärkungen der Schwingwege. Durch gezieltes Einbringen von Diskontinuitäten in den Schallübertragungsweg können die Körperschallwellen gestreut, gebeugt, reflektiert und interferiert werden. Die Energieverteilung in dynamisch belasteten Bauteilen und an deren Fugstellen kann gegenüber einer Geometrie ohne Störstellen frequenzselektiv optimiert werden.

6. Modelluntersuchungen

Bei der Analyse schwingungsfähiger Systeme muß zwischen einem instationären und einem eingeschwungenen Zustand unterschieden werden. Während der instationäre Zustand durch die von der Anregungsstelle ausgehende Ausbreitung von Spannungswellen charakterisiert ist, bildet sich im eingeschwungenen Zustand ein Feld stehender Wellen aus.

Die instationäre Wellenausbreitung wird durch aufbringen einer stoßartigen Belastung versuchstechnisch nachgebildet. Der eingeschwungene Zustand hingegen ist durch die Anregung der Modelle mit diskreten Einzelfrequenzen darstellbar.

Anhand von ebenen spannungsoptischen Modellen wird der Einfluß von Diskontinuitäten innerhalb eines Maschinenbauteils und freien Bauteiloberflächen auf das Körperschallübertragungsverhalten analysiert.

Bild 6.1 zeigt den Prüfstands Aufbau für das hybride Meßverfahren, bestehend aus dynamischer Spannungsoptik und Körperschallmessung.

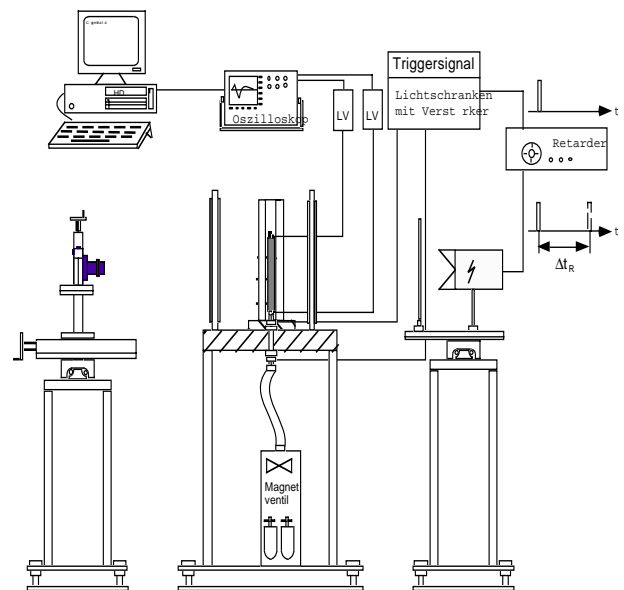


Bild 6.1 Prüfstand zur Körperschallanalyse mit hybrider Meßtechnik

Mittels einer pneumatische Schießvorrichtung wird ein Impuls von ca. 50 μ sek Dauer in die kürzere, untere Kante der freigeführten rechteckigen Modelle eingeleitet. Die Erfassung des sich innerhalb der Struktur einstellenden Spannungsfeldes erfolgt durch Einsatz des "Verfahrens der verzögerten Einzelblitze" /6/, gleichzeitig werden die Schwingbeschleunigungen an Scheibenober- und Scheibenunterkante gemessen.

Wesentliche Einflußgrößen auf die Körperschalleitung einer Struktur bilden das Dämmungs- und Dämpfungsverhalten. Während die Dämpfung eine allein werkstoffspezifische Größe darstellt, ist die Dämmung von der Bauteilgeometrie abhängig. Eine gezielte Beeinflussung des Körperschalls kann folglich sowohl über die Werkstoffwahl als auch über konstruktive Maßnahmen erfolgen. Eine effektive Ausnutzung der Dämpfungseigenschaften eines Werkstoffes im Hinblick auf die Körperschallamplituden ist durch möglichst lange Schallausbreitungsstrecken zu realisieren. Konstruktive Maßnahmen zur Verlängerung der Ausbreitungsstrecke können darin bestehen eine Vielzahl von Oberflächen innerhalb eines Maschinenträgers zu schaffen, an deren Grenzflächen Körperschallwellen reflektiert bzw. gebeugt werden. Gelingt es diese

künstlich erzeugte Oberflächen so zu gestalten, daß Körperschallwellen in unkritische Bereiche reflektiert werden oder gar infolge Interferenzerscheinungen ausgelöscht werden, so erhält man ein Maschinenelement, welches die Weiterleitung und Ausbreitung von Körperschallwellen behindert. Ansätze zur Entwicklung eines solchen mechanischen Filters sollen anhand verschiedener Diskontinuitätsgeometrien und -anordnungen analysiert werden. Stellvertretend für die Vielzahl der denkbaren Geometrien konstruktiv eingebrachter Störstellen werden nachfolgend am Beispiel von kreisförmigen Bohrungen die Ergebnisse der Körperschallanalyse präsentiert.

Für die Untersuchungen werden vier rechteckige Scheibe gleicher äußerer Abmessungen und Materialstärke aus Araldit B herangezogen. Während eine ungebohrte Scheibe als Referenzstruktur dient, werden die übrigen drei Modelle mit kreisrunden Bohrungen verschiedener Anordnung und Größe versehen. Nach der Anzahl der Bohrungen wird nachfolgend zwischen einer 1-Lochscheibe, einer 20-Lochscheibe und einer 201-Lochscheibe unterschieden.

Die **Bilder 6.3 bis 6.6** zeigen einige charakteristische Isochromatenaufnahmen der einzelnen Modelle zu unterschiedlichen Belichtungszeitpunkten. Dabei bedeutet T die auf die Durchlaufzeit der schnellsten Körperschallwelle innerhalb der Referenzstruktur bezogene Zeit. Spannungswellen (Longitudinal- und Transversalwellen) werden vom Stoßpunkt, der in der Mitte des unteren Scheibenrandes der jeweiligen Struktur liegt, ausgelöst und breiten sich von dort kreisförmig in das Modellinnere aus. Im weiteren Verlauf der Wellenausbreitung kommt es an den Modellrändern sowie an den eingebrachten Löchern zu Reflexions- und Wellenumwandlungserscheinungen, wobei jeder Reflexionspunkt Ausgangspunkt einer neuen Wellenfront ist (Huygen'sches Prinzip), die sich nach den Reflexionsgesetzen bewegt, **Bild 6.2**.

Unter Zuhilfenahme der in Abschnitt 3 beschriebenen Wellensimulation, können somit einzelne Wellentypen und Interferenzerscheinungen innerhalb der Isochromatenaufnahmen detektiert werden. Im Referenzmodell breiten sich Spannungswellen ungestört bis $T < 0,5$ aus, **Bild 6.3**. Zu späteren Zeitpunkten treten aufgrund von Randreflexionen Interferenzerscheinungen auf, die Zonen höherer Span-

nungen symmetrisch zur Mittellinie zur Folge haben.

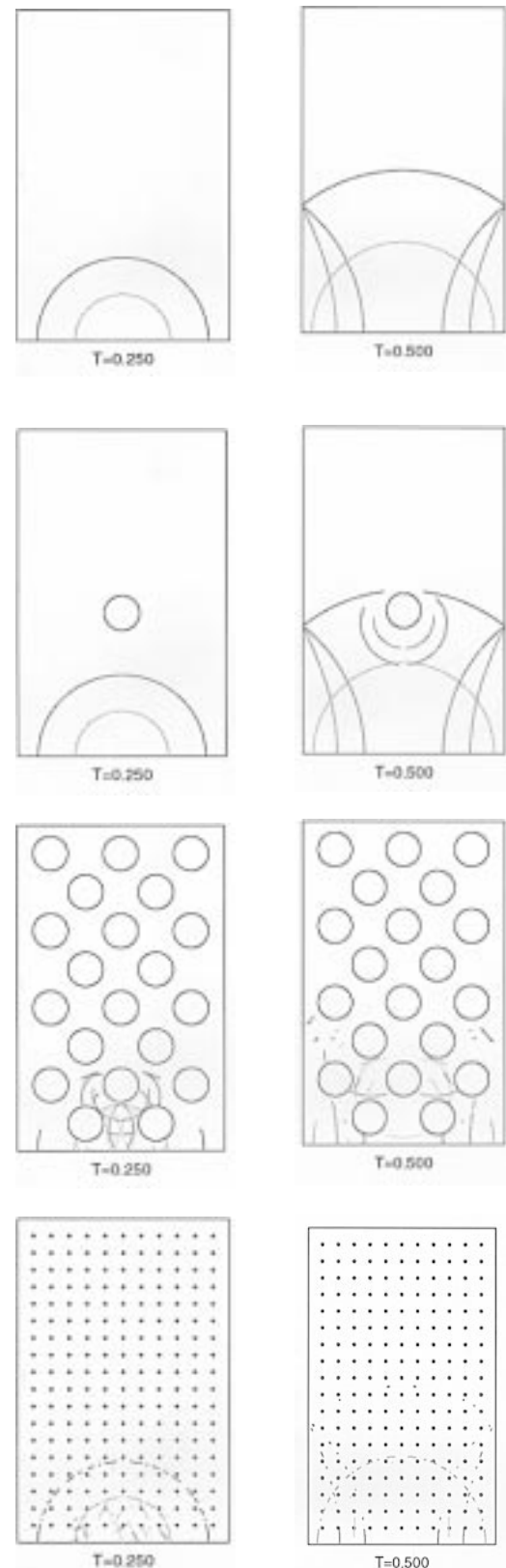


Bild 6.2: Wellenausbreitungsvorgang

Die Geschwindigkeit der Spannungsmaxima entspricht in etwa der der Transversalwelle, infolgedessen muß sie für den eigentlichen Energietransport innerhalb einer Struktur verantwortlich ge-



T= 0,25



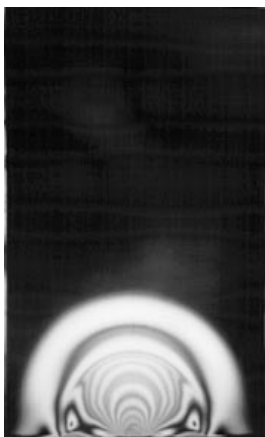
T= 0,5



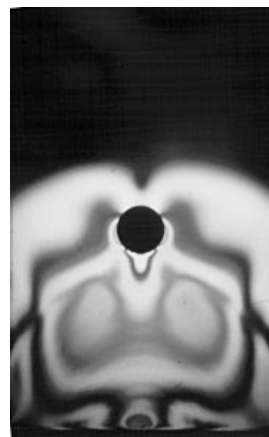
T= 0,75



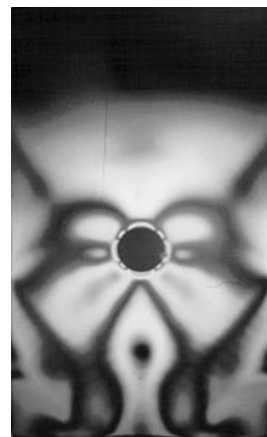
T= 1

Bild 6.3

T= 0,25



T= 0,5



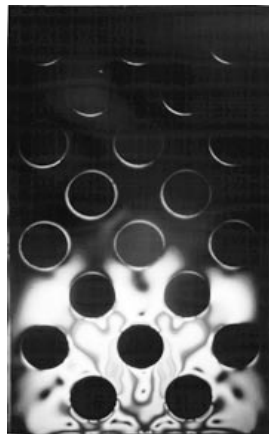
T= 0,75



T= 1

Bild 6.4

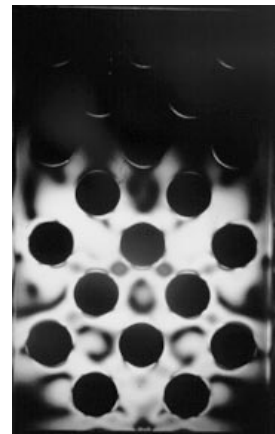
T= 0,25



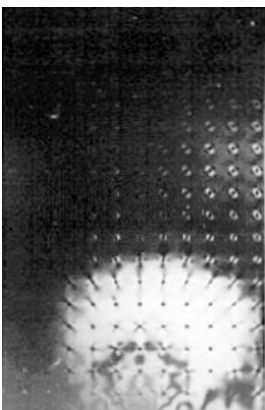
T= 0,5



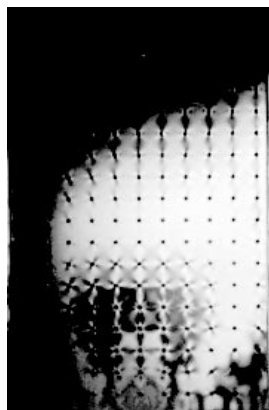
T= 0,75



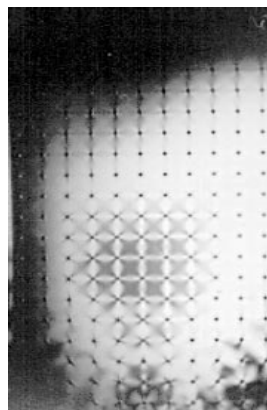
T= 1

Bild 6.5

T= 0,25



T= 0,5



T= 0,75



T= 1

Bild 6.6

macht werden.

Die 1-Lochscheibe zeigt bei $T=0,5$ erste Reflexionserscheinungen der Longitudinalwelle am Lochrand, **Bild 6.4**. Zum Zeitpunkt $T=1$ ist ein deutlicher Schatteneffekt oberhalb der Bohrung zu sehen. Vergleicht man dieses mit dem Referenzmodell, so stellt man fest, daß die Wellenfront innerhalb der 1-Lochscheibe der Referenzscheibe naheilt, **Bild 6.3** und **Bild 6.4**. Damit kann gezeigt werden, daß bereits das Einbringen nur einer Störstelle eine deutliche Verlängerung des Schalleitungsweges innerhalb einer Struktur bewirkt. Im Bereich unterhalb der Bohrung stellen sich infolge von Interferenzen quer gegeneinander laufender Wellenfronten nur sehr geringe Spannungswerte entlang der Scheibenmittellinie ein.

Bei der 20-Lochscheibe ist anhand der Isochromatenaufnahmen deutlich zu erkennen, daß Anteile der Wellenfront zwischen den beiden unteren Bohrungen und dem unteren Modellrand hin und her reflektiert werden, **Bild 6.5**. Aber nicht nur zwischen Bohrung und Modellrand, sondern auch zwischen den einzeln im Modell verteilten Bohrungen, setzt sich diese Erscheinung bis in den oberen Scheibenbereich fort. Aufgrund der ständigen Reflexionen zwischen den Störstellen sowie den Bauteilrändern wird eine künstliche Verlängerung des Ausbreitungsweges erreicht, so daß auch bei diesem Modell die Wellenfront im Vergleich zur Referenzscheibe deutlich langsamer voranzuschreitend scheint; zur Zeit $T=1$ wurde gerade mal die halbe Scheibenlänge durchlaufen, s. **Bild 6.3** und **Bild 6.5**. Neben den Dämpfungserscheinungen treten hier verstärkt die Effekte der Körperschalldämmung in Form von Auslöschung bzw. Verstärkung von Spannungswellen auf. Trotz anfänglicher erhöhter Spannungskonzentrationen zwischen den einzelnen Störstellen ($T=0,25$ bis $T=0,75$), sind die bei $T=1$ auftretenden Spannungswerte wesentlich geringer als bei der Referenzscheibe.

Noch bessere Ergebnisse liefert diesbezüglich die 201-Lochscheibe, bei der zum Zeitpunkt $T=1$ schon kaum noch Spannungen im Modell feststellbar sind, **Bild 6.6**.

In Anbetracht dessen, daß Körperschall einen Energiefluß aus kinetischer und potentieller Energie beschreibt, muß eine Behinderung des Energietransportes innerhalb einer Struktur durch Ausnutzung von Werkstoffdämpfung und Körperschalldämmung

und damit einhergehender dissipativer Prozesse zu einer Energieverringerng bei der Körperschallübertragung führen. Berücksichtigt man, daß die in einer Struktur gespeicherte Formänderungsenergie proportional der Summe der Hauptspannungsdifferenzen (Isochromaten) ist, so weist die 201-Lochscheibe für die Betrachtung des instationären Schwingungszustand gegenüber den anderen Modellen die besten Körperschallübertragungseigenschaften auf. Ergänzend zu den optischen Untersuchungen werden an den Modellen durchgeführte Körperschallmessungen zum Vergleich herangezogen. Diese bieten gegenüber den rein optischen Meßergebnissen die zusätzliche Möglichkeit eine eingeschränkte, frequenzselektive Bewertung des akustischen Verhaltens der Modelle vorzunehmen. Aufgrund der nur punktuell arbeitenden Körperschallsensoren besitzen die damit erzielten Ergebnisse lediglich lokal begrenzte Aussagefähigkeit und bedürfen hinsichtlich einer globalen Beurteilung einer differenzierteren Bewertung; so kann gezeigt werden, daß das gemessene Übertragungsverhalten einer Struktur im entscheidenden Maß vom Ort der Ankopplung des Sensors, Anzahl der in die Bewertung einfließenden Meßstellen, Art und Güte der Anregungsfunktion usw. abhängig ist.

Das Gebiet der Signalanalyse bietet in seiner Vielfalt eine Fülle möglicher Kennfunktionen zur qualitativen und quantitativen Analyse des Körperschallübertragungsverhaltens. Einen geeigneten Indikator für die Reduktion der Körperschalleitung stellt beispielsweise das Einfügedämmmaß dar. Es vergleicht die Körperschallpegel an einer Meßstelle vor und nach dem Einbringen eines oder mehrerer isolierenden Element(s).

$$\Delta L_E = 20 \lg \left| \frac{v_0}{v_1} \right| \text{ dB}$$

Bild 6.7 und **Bild 6.8** zeigen das Einfügedämmmaß der 1-Lochscheibe bzw. der 20-Lochscheibe im Bezug auf das Referenzmodell. Zur Ermittlung wurden die Transferfunktionen der jeweiligen Modellscheiben herangezogen. Diese wurden zwischen dem Anregungspunkt an der jeweiligen Scheibenunterkante und einem Maximalspektrum der Scheibenoberkante ermittelt.

Im unteren Frequenzbereich bis 2500 Hz zeigen so-

wohl die 1-Loch- als auch die 20-Lochscheibe deutlich bessere Übertragungseigenschaften als die Referenzscheibe. Lediglich im Bereich von 2500 Hz bis 3500 Hz schneidet die 20-Lochscheibe schlechter als die Referenzscheibe ab. Ursache dafür ist die infolge geringerer Steifigkeit niedrigere Resonanzfrequenz der 20-Lochscheibe. Betrachtet man hingegen den auswertbaren Frequenzbereich bis 2,5 kHz so decken sich die mittels Körperschallmessung ermittelten Ergebnisse mit denen der Ganzfeldmeßtechnik.

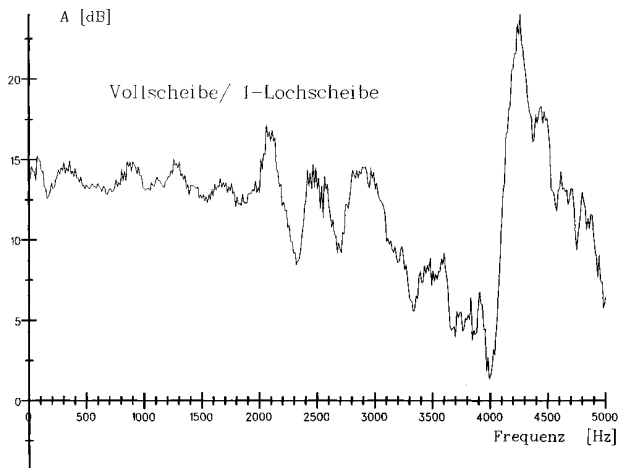


Bild 6.7: Einfügedämmmaß der 1-Lochscheibe

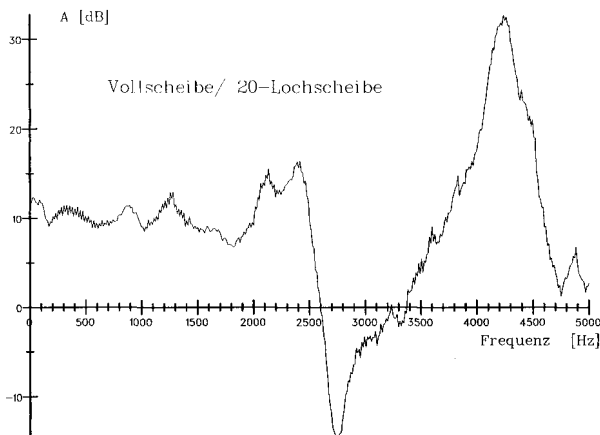


Bild 6.8: Einfügedämmmaß der 20-Lochscheibe

7. Zusammenfassung

Die gezielte Einbeziehung wellentheoretischer Gesichtspunkte im Bereich der Maschinenakustik zur Entwicklung lärmarmen Maschinenkomponenten erfolgte bisher nicht. Der am IMW verfolgte Ansatz der Beugung, Streuung, Reflexion und Interferenz

von Körperschallwellen an speziell gestalteten geometrischen Grenzflächen liefert neue Ansätze für die Lärminderung an Maschinen.

Das diesem Gedanken zugrundeliegende Prinzip der Veränderung einer tragenden Struktur ohne zusätzliche Dämpfungselemente unterscheidet sich wesentlich von bisher eingesetzten Dämpfungsgliedern, die neben den Dämpfungseigenschaften in bestimmten Frequenzbereichen in die Funktion der Maschinenstruktur eingreifen.

Die gezielte Analyse der Festkörperwellen mittels optischer Ganzfeldmeßverfahren in Modellversuchen ermöglicht eine gezielte Optimierung der Bau- teilegeometrie unter akustischen Gesichtspunkten.

Literatur

- /1/ Dietz, P.: Konstruktion lärmarmen Maschinen, Vorlesung IMW Clausthal 1993
- /2/ Dietz, P.; Engel, K.: FVA 235: Impedanzelement Forschungsreport 1994
- /3/ Albers, J.: Dynamische Spannungsanalyse mit optischen und numerischen Verfahren unter Einsatz der digitalen Bildverarbeitung am Beispiel prallbeanspruchter Partikelmodelle. Diss. TU Clausthal 1991
- /4/ Cremer, L.; Heckl, M.: Körperschall. Springer-Verlag Berlin 1967
- /5/ Graff, K.F.: Wave Motion in elastic solids. Oxford 1975
- /6/ Kuske, A.; Robertson, G.: Photoelastic Stress Analysis. John Wiley & Sons, Chichester 1997