

**FELL, KESSEL UND GESTELL
DER
ORCHESTERPAUKE**

von

Helmut Fleischer

Institut für Mechanik
Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik
Universität der Bundeswehr München
85577 Neubiberg
Deutschland

Heft 1/08 der Reihe

Beiträge zur Vibro- und Psychoakustik

Herausgeber: Helmut Fleischer und Hugo Fastl

ISSN 1430-936X

Herausgeber:

Prof. Dr.-Ing. habil. Helmut Fleischer
Institut für Mechanik
Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik
Universität der Bundeswehr München

Prof. Dr.-Ing. habil. Hugo Fastl
Lehrstuhl für Mensch-Maschine-Kommunikation
Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik
Technische Universität München

Postanschrift:

LRT 4 UniBwM
85577 Neubiberg
Deutschland

Fleischer, Helmut:
Fell, Kessel und Gestell der Orchesterpauke
Beiträge zur Vibro- und Psychoakustik 1/08
Neubiberg 2008
ISSN 1430-936X

Postanschrift des Verfassers:

Prof. Dr.-Ing. Helmut Fleischer
LRT 4 UniBwM
85577 Neubiberg
Deutschland

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist unzulässig und strafbar. Insbesondere gilt dies für die Übersetzung, den Nachdruck sowie die Speicherung auf Mikrofilm, mit vergleichbaren Verfahren oder in Datenverarbeitungsanlagen.

FELL, KESSEL UND GESTELL DER ORCHESTERPAUKE

Zusammenfassung

Neben dem Fell der Pauke stehen ihre nicht-aktiven Komponenten wie der Kessel, das Gestell und weitere Anbauteile im Mittelpunkt der Betrachtungen. In Fortführung früherer Arbeiten wurden die mechanischen Schwingungen dieser Bestandteile der Pauke untersucht. Zuerst wurde die eigentliche Quelle des Paukenschalles identifiziert. Es zeigte sich, dass der Schall ausschließlich vom Fell und nicht vom Kessel der Pauke stammt. Dieser Befund stützt sich auf Intensitätsmessungen und auf numerische Berechnungen. Es sollte jedoch beachtet werden, dass dem Kessel eine wichtige passive Rolle zukommt. Er wirkt auf die Abstrahlung von Schall und auf die Feinabstimmung der Frequenzen der Fellschwingungen. Sowohl Experimente wie auch Computer-Simulationen mit Finiten Elementen und gekoppelten Finiten Elementen/Randelementen haben gezeigt, dass der Kessel schwingungsfähig ist, aber in wesentlich geringerem Ausmaß als das Fell. Weitere Experimente haben bestätigt, dass das Gleiche für das Gestell und die übrigen Bestandteile des Instruments gilt. Die Schwingungen dieser Teile tragen nicht konstruktiv zur Erzeugung des Paukenschalles bei. Es gibt Hinweise darauf, dass sie im Gegenteil das akustische Signal dadurch verschlechtern können, dass sie den „Sustain“ von Teiltönen verkürzen. Innerhalb enger Frequenzbereiche können der Hauptton, die Quinte oder die Oktave viel schneller abklingen, als dies durch den Strahlungswiderstand als einigen Dämpfungsmechanismus vorgegeben wäre. Es ist zu vermuten, dass Resonanzen der einzelnen Teile des Instrumentengestelles Schwingungsenergie in Wärme umwandeln können, die dann nicht mehr für die Erzeugung von Schall zur Verfügung steht. Es konnte nachgewiesen werden, dass die Quinte und die Oktave ungewöhnlich schnell abklingen, wenn das schwingende Fell eine Resonanz des Kesselrandes anregt. Zukünftige Experimente sollen zeigen, ob der Paukenschall länger und gleichmäßiger nachklingt, wenn Resonanzeffekte von nicht-aktiven Anbauteilen der Pauke vermieden werden.

HEAD, KETTLE AND STAND OF THE ORCHESTRAL TIMPANI

Summary

Beside the head of the timpani, its non-active components such as the kettle, stand and additional parts are in the focus of the considerations. In continuation of former studies the mechanical vibrations of these parts of the timpani were investigated. First of all, the actual source of the timpani sound was identified. It was found that the sound originates exclusively from the head and not from the kettle of the timpani. This finding is based on intensity measurements and numerical computations. Nevertheless, it has to be kept in mind that the kettle plays an important passive role. It acts on the acoustic radiation and on the fine tuning of the intervals of the head's vibration frequencies. As well experiments as computer simulations using Finite Elements and coupled Finite Elements/Boundary Elements have shown that the kettle is vibratory, but to a much less extent than the head. Further experiments have confirmed that the same holds for the stand and the remaining components of the instrument. The vibrations of these parts do not constructively contribute to the generation of the timpani sound. On the contrary, there are indications that they can downgrade the acoustic signal by shortening the sustain of partial tones. Within narrow frequency regions, the main tone, quint or octave happen to decay much faster than defined by the radiation resistance as the only damping mechanism. It is suspected that resonances of distinct parts of the instrument stand can convert vibration energy into heat which, in consequence, is no longer available to the generation of sound. It could be detected that the quint and octave decay irregularly fast when a resonance of the kettle edge is excited by the vibrating head. Future experiments are to show if the timpani sound sustains longer and more uniformly when resonance effects of non-active components of the timpani are avoided.

INHALT

VORWORT

1.	EINLEITUNG	1
2.	INTENSITÄTSMESSUNGEN AN DER PAUKE	6
2.1.	Messung der Schallintensität an der kleinen Pauke	6
2.2.	Messung der Schallintensität an der großen Kolberg-Pauke	7
2.3.	Zusammenfassende Bemerkung.....	10
3.	EXPERIMENTE ZUR SCHWINGUNG VON PAUKENKESSELN.....	11
3.1.	Die untersuchten Kupferkessel.....	11
3.2.	Untersuchungen am herausgenommenen Kessel	12
3.3.	Untersuchungen am Kessel, der ins Gestell eingebaut ist.....	13
3.3.1.	Messungen am eingebauten Kessel B	15
3.3.1.	Messungen an den eingebauten Kesseln A und C.....	17
3.4.	Zusammenfassende Bemerkung.....	20
4.	BERECHNUNGEN ZUR SCHWINGUNG VON PAUKENKESSELN	21
4.1.	Die Geometriemodelle der Kessel.....	21
4.2.	Berechnung unter Einbeziehung des Stützringes	22
4.3.	Berechnung ohne Berücksichtigung des Stützringes	25
4.4.	Zusammenfassende Bemerkung.....	28
5.	EXPERIMENTE ZU DEN SCHWINGUNGEN VON FELL UND KESSEL	30
5.1.	Motivation	30
5.2.	Messung	30
5.3.	Ergebnisse der Modalanalyse.....	31
5.4.	Zusammenfassende Bemerkung.....	36
6.	COMPUTER-BERECHNUNGEN VON KESSEL UND FELL	37
6.1.	Motivation	37
6.2.	Unterschiedliche Stufen der Modellierung	38
6.3.	Endgültige Modellierung.....	39
6.4.	Ergebnisse für die Stimmung A2	39
6.4.1.	Frequenzen der Fellschwingung.....	39
6.4.2.	Helmholtz-Resonanz	40
6.5.	Ergebnisse für die Stimmungen E2 und D3	41
6.6.	Weiterführende Berechnungen.....	43
6.7.	Moden der Kesselstruktur	44
6.8.	Moden der Luft im Kessel.....	45
6.9.	Zusammenfassende Bemerkung.....	45
7.	SCHWINGUNGEN DES PAUKENGESTELLES	47
7.1.	Anbauteile von Pauken.....	47
7.2.	Dreiaxige Schwingungsuntersuchen am Paukengestell.....	51
7.3.	Einachsige Schwingungsuntersuchen am Paukengestell	56

7.3.1. Messung	56
7.3.2. Modalanalyse am Gestell mit Dreiviertelring	58
7.3.3. Modalanalyse am Gestell ohne Dreiviertelring	61
7.4. Schwingungsuntersuchungen am Felling	62
7.5. Schwingungsuntersuchungen am Druckreifen	64
7.6. Schwingungsuntersuchungen am Stützring	66
7.7. Zusammenfassende Bemerkung.....	69
8. AUSSCHWINGEN DER MODEN DES FELLES.....	70
8.1. Motivation	70
8.2. Theoretischer Hintergrund	70
8.2.1. Abgabe von Energie ins Schallfeld	70
8.2.2. Die Pauke wird mit Kessel betrieben	71
8.2.3. Der Kessel ist entfernt	72
8.3. Messungen des Abklingens mit dem Laser-Wegmesser	72
8.4. Messergebnisse für die kleine Kolberg-Pauke	73
8.5. Messergebnisse für die große Kolberg-Pauke	77
8.6. Zusammenfassende Bemerkung.....	81
9. ZUSAMMENWIRKEN VON FELL UND GESTELL BEIM AUSSCHWINGEN	83
9.1. Motivation	83
9.2. Anregung von Schwingungen des Kessels/Stützringes über das Fell in Stimmung A2	83
9.3. Anregung von Schwingungen des Kessels/Stützringes in verschiedenen Stimmungen des Felles	84
9.4. Abklingen der Teiltöne bei verschiedenen Stimmungen des Felles	86
9.5. Schlussfolgerungen	87
9.6.. Zusammenfassende Bemerkung.....	89
10. ABKLINGEN DER TEILTÖNE	91
10.1. Motivation	91
10.2. Bestimmung der Nachhallzeit aus dem Schallpegel	91
10.3. Abklingkurven der einzelnen Teiltöne	95
10.4. Zusammenfassende Bemerkung.....	99
11. ABSCHLIESSENDE DISKUSSION	101
LITERATUR	105

VORWORT

Im vorliegenden Band der Beiträge zur Vibro- und Psychoakustik stellt Helmut Fleischer neue Untersuchungsergebnisse zu einem Instrument dar, mit dem er sich schon seit über zwanzig Jahren beschäftigt: Die Pauke war bereits Gegenstand von Helmut Fleischers Habilitationvortrag.

Im Laufe der Jahre haben sich seine Betrachtungen - auch wegen der Verfügbarkeit immer mächtigerer Werkzeuge für theoretische Grundlagen, Simulationen und experimentelle Messungen - stetig weiter verfeinert. Helmut Fleischer kann aus dem wohl weltweit größten Fundus an Untersuchungsergebnissen zu Pauken schöpfen: Er hat nicht nur verschiedene Paukenfelle und deren musikalische Wirkung sorgfältig untersucht und dabei Vor- und Nachteile von Naturfellen *versus* Kunststofffellen gegeneinander abgewogen. Der Bogen seiner Untersuchungen spannt sich von einfachen Schülerpauken bis zu hochkomplexen, modernen Maschinenpauken. Bei letzteren bewertet er sogar immer wieder behauptete Einflüsse verschiedener Kesselformen auf das Klangbild mit stringenten, physikalischen Messmethoden.

Akribisch weist Helmut Fleischer in der vorliegenden Arbeit nach, dass mitschwingende Teile wie der Kesselring für musikalische Klänge der Pauke erforderliche Energie vernichten und in Wärme umsetzen können. Hier kann es deshalb zu "*Dead Frequencies*" kommen, die eine gewisse Verwandtschaft mit den von Helmut Fleischer seit mehr als 10 Jahren untersuchten "*Dead Spots*" von Elektrobässen und -gitarren aufweisen: In beiden Fällen bewirkt die nicht zur Erzeugung des musikalischen Tones "vergeudete" Energie ein schnelleres Abklingen des Tones. Bei den Elektrobässen ist dieses Phänomen vor allem in einem Mitschwingen des Halses des Instruments begründet und von Helmut Fleischer bereits (beispielsweise in früheren Beiträgen zur Vibro- und Psychoakustik) sehr umfassend quantitativ beschrieben worden.

Bei den Pauken sind die Zusammenhänge wegen der zahlreichen schwingfähigen Komponenten von Maschinenpauken wesentlich komplexer. Eine brauchbare, eher globale Beschreibungsform ergibt sich bei Betrachtung des Abklingens einzelner Klangkomponenten durch deren "Nachhallzeiten". Allerdings ist zu beachten, dass Veränderungen an der Pauke, wie beispielsweise der Wechsel des Kessels, mit zahlreichen Veränderungen von Dämpfungsmechanismen einhergehen. Deshalb kann der bei Ingenieuren verbreitete Wahlspruch "*never change a working system*" mit Einschränkungen auch Paukenspielern empfohlen werden, insbesondere dann, wenn Korrelationen zwischen physikalischen Messungen und klangbildenden Maßnahmen nachgewiesen werden sollen.

München, im Januar 2008

Hugo Fastl

1. EINLEITUNG

Musikinstrumente befinden sich auf einem hohen Stand handwerklicher Vervollkommnung. Dies gilt auch für Membranophone (v. Hornborstel und Sachs 1914) und insbesondere für die Kesselpauke (Rossing 1983), die sich in der europäischen Orchestermusik seit dem achtzehnten Jahrhundert als das wichtigste Schlaginstrument etabliert hat. Ihre Funktionsweise ist in den Grundzügen bekannt und beschrieben (Fletcher und Rossing 1998). Während die Handwerkskunst des Schlaginstrumentenmachers ein hohes Niveau erreicht hat und dort verharret, hat die Messtechnik nicht zuletzt in Folge der rasanten Entwicklung der Computertechnik enorme Fortschritte gemacht. Mit Hilfe moderner Simulations- und Messmethoden können heutzutage Analysen durchgeführt werden, die genaueren Aufschluss geben über die einzelnen Einflüsse von Parametern des Felles, Kessels und Gestelles der Pauke auf den Klang.

Natürlich ist es vornehmste und ureigenste Aufgabe eines Musikinstruments, genau den Schall, den der Spieler beabsichtigt, dem Empfänger „zu Gehör“ zu bringen. Folglich liefert das Gehör den Maßstab, mit dem der Klang des Instruments letztlich zu bewerten ist (Valenzuela 1999). Das Gehör ist auch hervorragend in der Lage, Klänge ganzheitlich zu bewerten. Es erlaubt dagegen nur sehr eingeschränkt, Klänge soweit zu analysieren, dass konstruktive Änderungen am Instrument eindeutig den dadurch hervorgerufenen Änderungen im Schallsignal zugeordnet werden können.

Genau dies kann mit physikalischen Methoden erreicht werden. Die Messtechnik ermöglicht es, das Schall- oder Schwingungssignal zu analysieren und die akustischen Kennwerte des musikalischen Signals mit den mechanischen und geometrischen Kennwerten des Instruments zu verknüpfen. Noch direkter ist dies möglich, wenn ein geeignetes physikalisches Modell des Instruments existiert. Im Idealfall läge eine analytische Formel vor, die das System Pauke beschreibt. Damit ließen sich die Beziehungen zwischen dem Eingang (Anschlag mit dem Schlegel), dem System (Pauke) und dem Ausgang (Schalldruck am Ohr des Hörers) beschreiben. Dass dies nicht ohne Vereinfachung und Idealisierung erfolgen kann, ist schon daran zu erkennen, dass über die akustische Umgebung und den individuellen Weg des Schalles zum Hörer keine allgemein gültigen Aussagen möglich sind. Auch trotz vereinfachender Modellierung werden die Zusammenhänge so kompliziert sein, dass sie sich nicht in eine Formel fassen lassen. Aller Wahrscheinlichkeit nach wird in diesem Fall eine Simulation mittels Computer das gebotene Mittel sein. Obwohl ein direkter analytischer Zusammenhang dann nicht mehr erkennbar ist, sind doch Parameterstudien und damit „numerische Experimente“ möglich. Diese erlauben es, die Auswirkungen konstruktiver Veränderungen am Instrument auf das musikalische Signal vorherzusagen. Dazu muss nicht jedes Mal einen Prototyp gebaut werden, was für die meisten Instrumentenmacher sowohl aus Kosten- als auch aus Zeitgründen nicht in Frage kommt.

An der Orchesterpauke ist im Lauf der Zeit manches geändert worden. Neuerungen, die sie seit ihrer Einführung in die Orchestermusik erfahren hat, sind

- die Vergrößerung der Kessel,
- die Verwendung von Kunstfellen anstelle der früher allein üblichen Kalbfelle,
- die mechanische Verfeinerung der Spannvorrichtungen,
- die Vergrößerung des Stimmbereiches einer Pauke und
- die erleichterte Handhabung.

Dies hat dazu geführt, dass an die Stelle der mit Kalbfell bespannten Kupferkessel, die auf eine einzige musikalische Note gestimmt waren, inzwischen High-Tech-Systeme mit einer Vielzahl von Anbauteilen getreten sind. Auf diesen „Maschinenpauken“ ließe sich sogar ein Glissando oder auch „Hänschen klein“ spielen. All diese Veränderungen wurden rein empirisch durchgeführt. Ob sie alle ausschließlich Verbesserungen gebracht haben, sei dahin gestellt.

Natürlich können und sollen weder die Berechnungen noch die Messungen das Urteil ersetzen, das ein musikalisch gebildeter Hörer abzugeben in der Lage ist. Sie sind jedoch ein hilfreiches Werkzeug, um die Vorgänge bei der Klangerzeugung zu verstehen und im Schallsignal Veränderungen an der Konstruktion nachzuverfolgen. Damit können sie unterstützend wirken und dazu beitragen, den Nutzen konstruktiver Modifikationen zu erkennen und einen möglichen Schaden zu vermeiden.

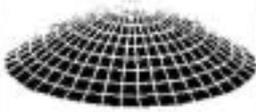
Modentyp	Musikalischer Teilton	perspektivische Darstellung	Chladnische Klangfigur
01	—		
11	Hauptton		
21	Quinte		
02	—		
31	Oktave		

Abb. 1. Einige Moden und Membran und ihre musikalische Bedeutung für den Klang der Pauke.

Ungeachtet aller Neuerungen hat sich das Funktionsprinzip nicht verändert: Die Pauke besteht aus einem Fell, das über einen Kessel gespannt ist und außermittig mit einem meist filzbezogenen Schlegel angeschlagen wird. Durch den Anschlag lenkt der Pauker das Fell aus und

erteilt ihm eine Anfangsgeschwindigkeit. Die Anfangsverteilungen, die er auf das Fell aufbringt, sind in die Eigenformen des Felles zu zerlegen. Nach Maßgabe der Amplitude, Frequenz und Schwingungsform mit zugehörigem Abstrahlgrad setzen sich die mechanischen Schwingungen des Felles in Luftschwingungen um. Amplituden und Phasen sind dabei vielfältigen Änderungen unterworfen. Die Frequenzen, die den klangbildenden Eigenformen zugeordnet sind, finden sich im Schallsignal wieder. Da sie bei der Ausbreitung, dem Durchgang durch Wände, bei der Reflexion usw. unverändert bleiben, stellen sie die wahren Invarianten und die primären Informationsträger des musikalischen Signals dar. Ihnen kommt deshalb eine ganz zentrale Rolle zu.

Wie Zimmermann (1993 und 1996) gezeigt und kommentiert hat, sind erste Beiträge zur Theorie der schwingenden Membran vor mehr als zwei Jahrhunderten entstanden. Euler (1764) und Riccati (1786) haben die Fundamente gelegt. Eine Zusammenstellung neuerer experimenteller und numerischer Ergebnisse findet sich bei Fleischer (2005). Für die folgenden Betrachtungen sind drei Teiltöne des Paukenklanges von wesentlicher Bedeutung. Es sind dies

- der Hauptton, dessen Spektraltonhöhe die musikalische Tonhöhe des Paukenklanges definiert,
- die Quinte, deren Frequenz etwa das Eineinhalbfache derjenigen des Haupttones beträgt und
- die Oktave mit etwa der doppelten Frequenz des Haupttones.

Die zugehörigen Schwingungsformen können Abb. 1 entnommen werden. Die klangbildenden Schwingungsformen sind durch $m \geq 1$ gekennzeichnet, weisen also mindestens einen Knotendurchmesser sowie $n = 1$ Knotenkreis am Rand auf. Die Knotendurchmesser und -kreise sind in der Darstellungsart, wie sie in der rechten Spalte gewählt ist, klar zu erkennen.

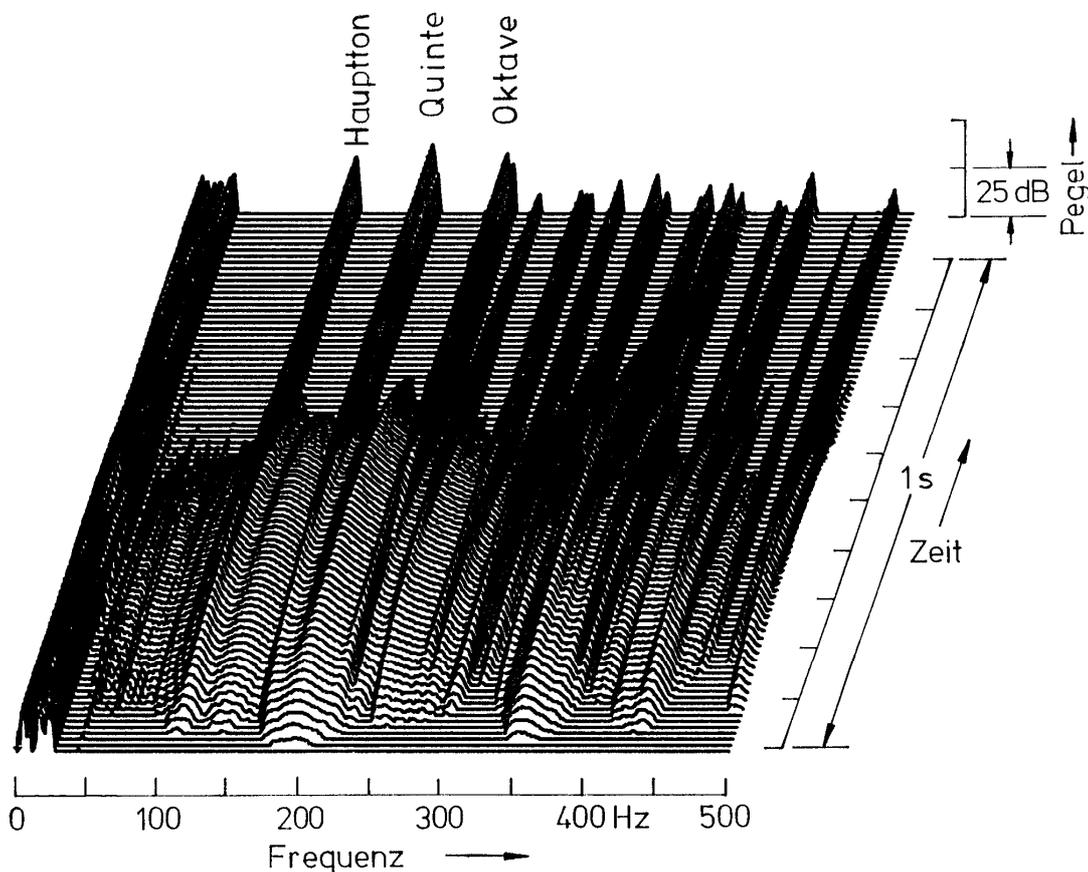


Abb. 2. Schallsignal der großen Pauke in der Stimmung A2.

Weißer Bereiche markieren die Knoten. Die 02-Schwingung ruft der Pauker deshalb praktisch nicht hervor, weil er das Fell in der Nähe ihres inneren Knotenkreises anschlägt. Neben der 02-Schwingung hat auch die 01-Mode keine musikalische Funktion. Sie anzuregen, lässt sich allerdings nicht vermeiden. Es ist eine wesentliche Aufgabe eines richtig dimensionierten Kessels, die zugehörige Frequenz so weit anzuheben, dass sie in die Nähe des Frequenz des 01-Tones zu liegen kommt und sich beim Hören nicht störend auswirken kann.

Abb. 2 zeigt als „Wasserfalldiagramm“ das FFT-Spektrum eines typischen Paukenklanges. Der Schallpegel ist über der Frequenz und der Zeit aufgetragen. An den kurzen perkussiven Teil mit zahlreichen Spektralkomponenten (Paukenschlag) schließt sich ein quasi-stationärer Teil an, der durch mehrere Teiltöne gekennzeichnet ist, die unterschiedlich schnell abklingen. Die drei klangbildenden Teiltöne sind beschriftet. Die zugehörigen Schwingungsbilder können Abb. 1 entnommen werden. Wie oben beschrieben, weisen sie am Rand einen Knotenkreis sowie einen bis drei Knotendurchmesser auf.

Nachdem die Schwingungen des Felles bei Fleischer (2005) in aller Ausführlichkeit beschrieben worden sind, soll im vorliegenden Bericht betrachtet werden, wie sich der Kessel, das Gestell usw. bewegen und welche Wechselwirkungen mit den Schwingungen des Felles zu beobachten sind. Dazu werden nicht nur experimentelle Arbeiten, die im Lauf der Jahre am Institut für Mechanik angefertigt worden sind, sondern auch numerische Berechnungen miteinbezogen.



*Abb. 3. Kleine Pauke
von Studio 49.*

Die Untersuchungen wurden an unterschiedlichen Pauken durchgeführt. Abb. 3 zeigt die „kleine Pauke“ KP 40 der Firma Studio 49 mit nominalem Stimmbereich C3 bis A3, die sich ständig im Institut für Mechanik befindet. Ihr Naturfell hat den Durchmesser 40 cm und lässt sich durch Drehen des Kessels stimmen. Da dieses Instrument eher für den Schulbereich konzipiert ist, wird manchmal die Relevanz der damit gewonnenen Erkenntnisse in Zweifel gezogen. Um diesen Vorbehalt zu entkräften, hat die Firma Kolberg Percussion in Uhingen dankenswerterweise dem Institut für Mechanik zeitweise zwei professionelle Orchesterpauken überlassen.

Unter anderem stand eine hochwertige Konzertpauke Nr. 2 im Vierersatz mit nominalem Stimmbereich D2 bis D3 zur Verfügung, an der unterschiedlichste Messungen durchgeführt werden konnten. Die „große Kolberg-Pauke“ ist in Abb. 4 abgebildet. Dieses Instrument konnte mit drei verschiedenen Kupferkesseln (vgl. Kapitel 3) sowie außer mit dem Kunstfell *Remo Weather King Timpani*, das in Abb. 4 aufgezogen ist, auch mit einem Kalbsfell *KALFO Super Timpani* bestückt werden.

*Abb. 4. Pauke Nr. 2
im Vierersatz von
Kolberg Percussion.*



Daneben konnten für kürzere Zeit Messungen auch an einer Pauke Nr. 4 im Vierersatz durchgeführt werden. Diese „kleine Kolberg-Pauke“ ist in Abb. 5, bestückt mit einem Kunstfell und dem kupfernen Kessel, abgebildet. Auf die Instrumente der Abb. 3 bis 5 beziehen sich die folgenden Untersuchungen.

*Abb. 5. Pauke Nr. 4
im Vierersatz von
Kolberg Percussion.*



2. INTENSITÄTSMESSUNGEN AN DER PAUKE

Um die Quelle des Paukenschalles ausfindig zu machen, wurden Untersuchungen zur akustischen Intensität durchgeführt. Experimente haben Hinweise darauf gegeben, dass der Kessel schwingungsfähig ist; vgl. hierzu Kapitel 3 und 5. Auch numerische Studien mit der Methode der Finiten Elemente (vgl. Kapitel 4) belegen, dass der Kessel nicht starr ist, sondern Schwingungen ausführt. Der Gedanke liegt nahe, dass er zur Schallabstrahlung beitragen könnte und Kesselschwingungen zu Teiltönen führen könnten.

2.1. Messung der Schallintensität an der kleinen Pauke

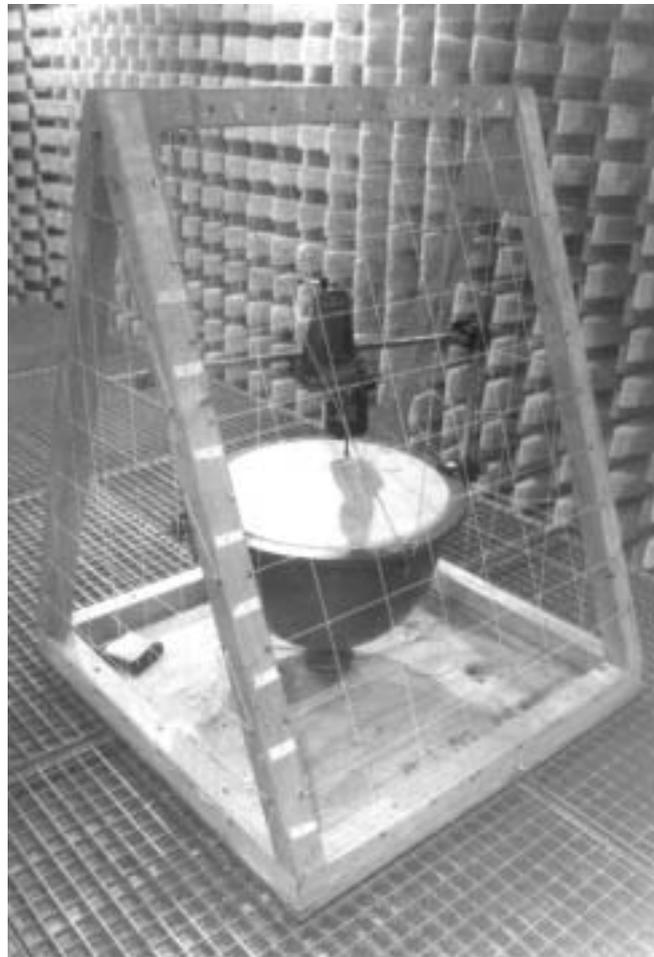


Abb. 6. Kleine Pauke im reflexionsarmen Raum mit Hüllfläche zur Messung der akustischen Intensität.

Um zu überprüfen, ob neben dem Fell auch der Kessel Schall abstrahlt, wurde in Experimenten zur akustischen bzw. Schallintensität durchgeführt. In einer ersten Untersuchung haben Ehm und Zoller (1987) die akustische Intensität gemessen, die eine Pauke abgibt. Wie in Abb. 6 wiedergibt, befand sich bei dieser Messung die kleine Pauke (oberer Kessel- und Felldurchmesser 40 cm, Tiefe ca. 27 cm) im reflexionsarmen Raum. Über einen Schwingerreger wurde das Fell stationär angeregt. Die Intensität wurde auf den 100 cm² großen Messfeldern von vier Teilflächen bestimmt. Diese bildeten eine geschlossene Hüllfläche, die in einiger Entfernung um die Pauke gezogen war. Zwar ließ sich auf diese Weise die akustische Gesamtleistung

bestimmen. Es zeigte sich jedoch, dass die direkte Zuordnung der Teil-Leistungen zum Entstehungsort nur sehr indirekt möglich war. Weder Indizien für noch gegen einen aktiven Beitrag des Kessels waren zu finden.

2.2. Messung der Schallintensität an der großen Kolberg-Pauke

Um die Quelle des Schalls aufzuspüren, wurde entschieden, Messungen im extremen Nahfeld durchzuführen. Dies war eine der Aufgabenstellungen der Untersuchung von Caspar (1991). Abb. 7 zeigt den Versuchsaufbau um die große Kolberg-Pauke mit Kessel C. Da die Intensität eine gerichtete Größe darstellt und der abgestrahlte vom zurück geworfenen Schall unterschieden werden kann, ist es nicht zwingend notwendig, die Messung in reflexionsfreier Umgebung durchzuführen. Es wurde daher in einem normalen Laborraum gemessen, das Fell war auf die Note A2 (Hauptton 110 Hz) gestimmt.



Abb. 7. Versuchsaufbau zur Messung der akustischen Intensität an der großen Pauke mit Kessel C.

Dazu kam Standardausrüstung von Brüel & Kjaer zur Anwendung. Das Paukenfell wurde 10 cm vom Rand entfernt durch einen elektrodynamischen Schwingerreger B&K 4810 mit Rosa Rauschen aus einem Rauschgenerator B&K 1405 zum Schwingen gebracht. In Abb. 8 ist dieses Detail hervorgehoben. Rauschgenerator, Leistungsverstärker sowie Ladungsverstärker für den Impedanzmesskopf sind in Abb. 7 auf dem Laborwagen links unmittelbar hinter der Pauke zu erkennen. Der FFT-Analysator, der auf dem Laborwagen links daneben zu sehen ist, diente dazu, das Fell auf die Note A2 (Hauptton 110 Hz) zu stimmen.

Zur besseren Veranschaulichung ist in Abb. 8 der Schallintensitätsanalysator B&K 4433 zusammen mit der Doppel-Mikrofon-Sonde B&K 3520 mit Halbzoll-Kapseln und dem 50 mm-Abstandshalter auf dem Paukenfell platziert. Mit der Sonde wurde die Normalkomponente der

aktiven Schallintensität so nahe am Fell und am Kessel gemessen, wie es mit der Sonde möglich war. Einige der Messpunkte sind auf dem Fell zu erkennen. Die Messwerte wurden über den IEC-Bus in einen Personal Computer übernommen und weiter verarbeitet. Die gemessenen Intensitäten wurden mit der jeweiligen Fläche multipliziert. Aus diesen Beiträgen wurden die Teilleistungen für sämtliche Messpunkte auf dem Fell bzw. auf dem Kessel zusammen gefasst. Damit gelingt es, die Schallleistung ihrem Entstehungsort Fell bzw. Kessel zuzuordnen.



Abb. 8. Messung der akustischen Intensität an der großen Pauke mit Kessel C: Schwingerreger (hinten), Schallintensitätsanalysator (Mitte) und Intensitätssonde (vorn).

Abb. 9 zeigt die Ergebnisse. Die Teilleistung des Felles ist durchgezogen, die des Kessels gestrichelt gezeichnet. Im linken Teil ist die Leistung auf Oktavbänder verteilt, im rechten ist die Gesamtleistung aus allen sieben Oktaven angegeben. Naturgemäß hängt die absolute Größe der Leistung wie auch deren spektrale Verteilung von der Anregung ab, die bei Caspar 1991) näher beschrieben ist. Wesentlich ist die Tendenz, die sich in Abb. 9 abzeichnet. Der mit mehr als 80% größte Teil der Leistung liegt im Oktavband mit der Mittenfrequenz 125 Hz und stammt vom Fell. Die Schallleistung, die am Kessel gemessen wurde, beträgt in diesem Oktavband weniger als ein Hundertstel der vom Fell abgestrahlten. Weitere erwähnenswerte Beiträge wurden mit etwa elf Prozent der Gesamtleistung im Oktavband um 250 Hz lokalisiert. Dem daran anschließenden Band um 500 Hz sind etwa eineinhalb Prozent zugeordnet. In den Oktavbändern um 63 Hz sowie bei den höheren Frequenzen wurden keine nennenswerten Beiträge gemessen.

Die Ergebnisse von Abb. 9 bestätigen die Ansicht, dass der mit Abstand größte Teil des Schallsignals der Pauke vom Fell stammt. Die Eigenfrequenzen der klangbildenden Fellschwingungen liegen in der Stimmung A2 bei 110 Hz (Hauptton), etwa 165 Hz (Quinte) und etwa 220 Hz (Oktave). In diesem „Betriebsbereich“ der Pauke ist die vom Fell abgegebene Leistung immer wesentlich größer ist als diejenige, die vom Kessel ausgeht.

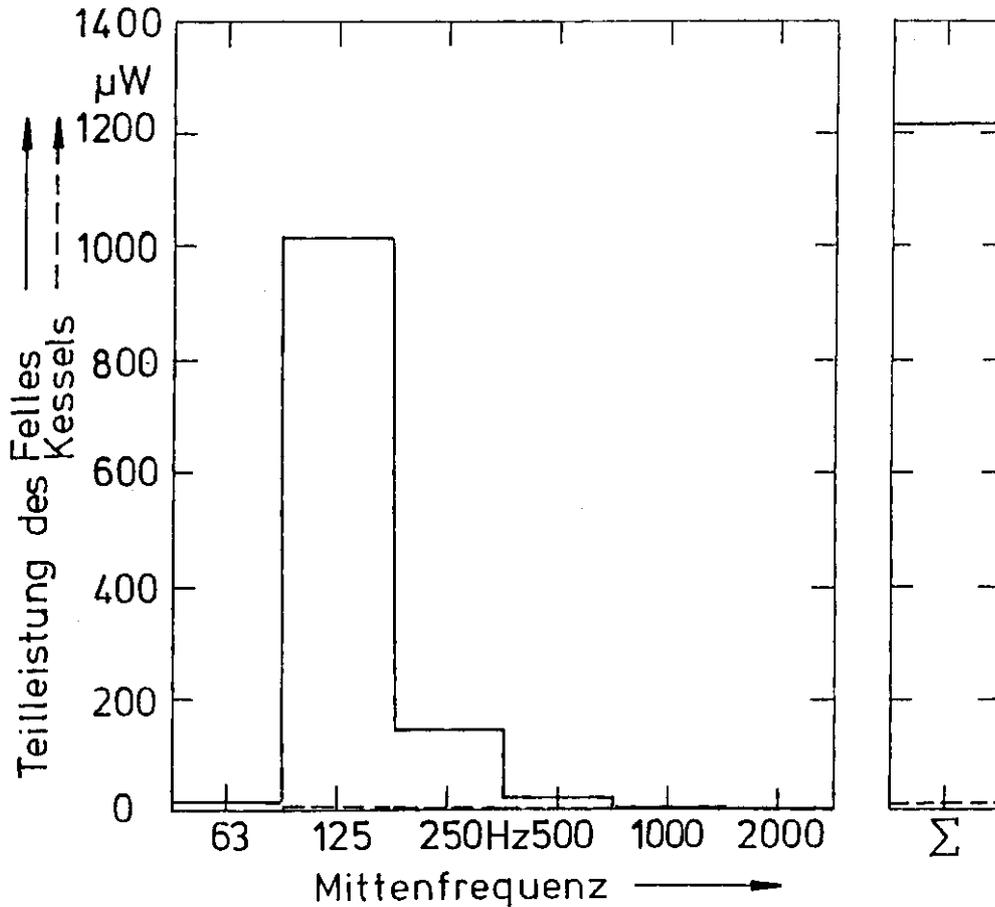


Abb. 9. Messung der akustischen Intensität an der großen Pauke mit Kessel C in Oktavbändern bzw. in ihrer Gesamtheit: Akustische Teilleistungen, die vom Fell (durchgezogen) sowie vom Kessel (gestrichelt) stammen.

In Abb. 10 ist dieser Sachverhalt noch einmal durch das Verhältnis der Beiträge von Kessel und Fell veranschaulicht. Die Teilleistung, die der Kessel abgibt, ist auf diejenige bezogen, die von Fell stammt. Innerhalb des Bereiches der klangbildenden Schwingungen erhöht der Kessel die Leistung des Felles um maximal vier Prozent. Im Höchstfall, jedoch außerhalb des Frequenzbereiches der klangbildenden Schwingungen, kann der Kessel einen Anteil von maximal 16 % erreichen. Steigt die Schalleistung um diesen Anteil, dann bedeutet dies im Pegelmaß einen Zuwachs von weniger als einem Dezibel. Diese Anhebung tritt in der Oktave um 2 kHz auf, die über dem Betriebsfrequenzbereich der Pauke in der Stimmung A2 liegt. Der Pegelzuwachs dürfte so gering sein, dass er noch unterhalb der Wahrnehmbarkeitsgrenze (Fastl und Zwicker 2007) liegt.

Bei der Interpretation der Ergebnisse ist zu bedenken, dass die Genauigkeit der Intensitätsmessung *a priori* durch mehrere systematische und natürlich auch zufällige Einflüsse eingeschränkt ist. Die Daten für die Frequenzbänder um 63 Hz, 1000 Hz und 2000 Hz, in denen gemäß Abb. 9 nur sehr kleine Leistungen gemessen wurden, sind daher äußerst kritisch zu bewerten. Sehr aussagekräftig sind dagegen die Resultate für die Oktavbänder des „Betriebsbereiches“ mit den Mittenfrequenzen 125 Hz bis 500 Hz, in denen die klangbildenden Teiltöne liegen. In diesen Oktavbändern strahlt der Kessel nur etwa ein Prozent der Schalleistung ab, die das Fell abgibt. Daraus kann geschlossen werden, dass zumindest im Betriebsfrequenz-

bereich der Pauke (vom Hauptton bis über die Oberoktave hinaus) das Fell die Erzeugung von Schall bei weitem dominiert. Dieser experimentelle Befund stimmt mit den Erkenntnissen aus FE/BE-Berechnungen (z.B. Moosrainer (2000) und Kapitel 6) überein.

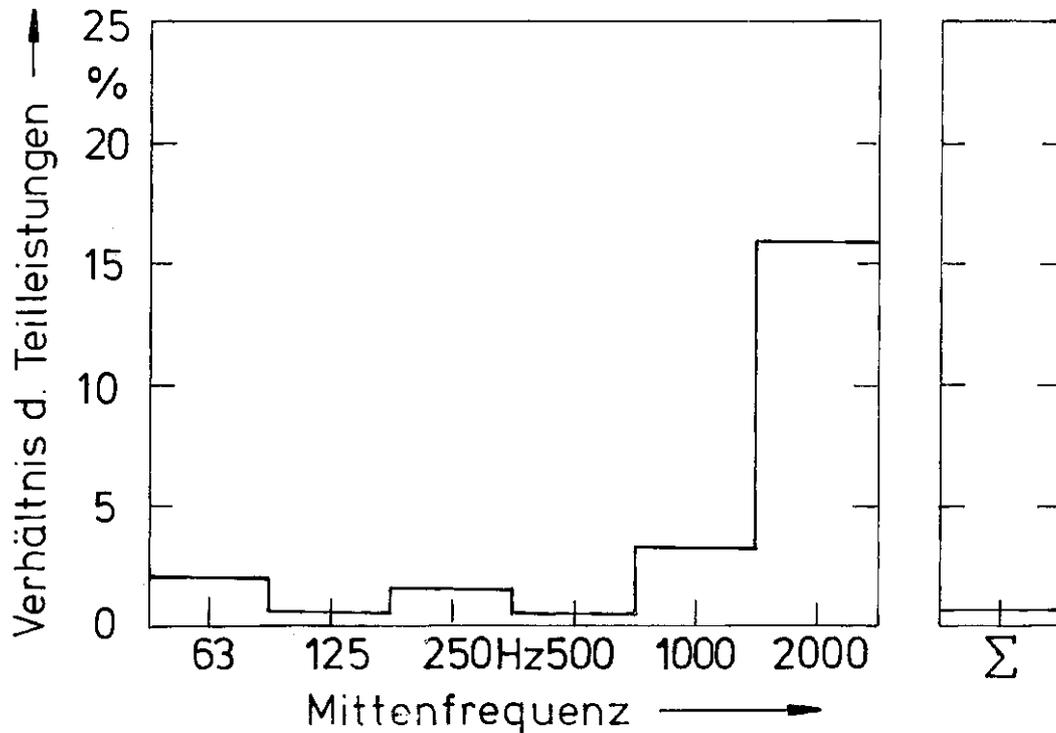


Abb. 10. Messung der akustischen Intensität an der großen Pauke mit Kessel C in Oktavbändern bzw. in ihrer Gesamtheit:
Verhältnis der akustischen Teilleistung des Kessels, bezogen auf die des Felles.

2.3. Zusammenfassende Bemerkung

Mit Messungen der akustischen Intensität unmittelbar an der Oberfläche von Fell und Kessel wurde versucht, die Quelle des Schalles der Pauke zu lokalisieren. Mit dem zugehörigen Flächen multipliziert, lieferten die Messwerte Leistungsbeiträge, die für das Fell und den Kessel zusammen gefasst wurden. Die Teilleistung, die vom Fell stammt, erwies sich immer als groß im Vergleich zu derjenigen, die vom Kessel abgestrahlt wird. In demjenigen Frequenzbereich, in dem die klangbildenden Teiltöne liegen, bewegt sich der Anteil, der vom Kessel stammt, typischerweise in der Größenordnung von einem Prozent. Lediglich bei hohen Frequenzen, in der Oktave um 2 kHz, erreicht die Schallabstrahlung vom Kessel etwa ein Sechstel der Leistung, die das Fell abgibt. Diese Untersuchungen lassen den Schluss zu, dass der Schall der Pauke vom Fell stammt und der Kessel einer gut gefertigten Pauke nicht aktiv zur Abstrahlung beiträgt. Sich mit dem Fell und seinen Schwingungen zu befassen (Fleischer 2005), ist deshalb die mit Abstand am meisten lohnende Beschäftigung im Zusammenhang mit der Orchesterpauke.

3. EXPERIMENTE ZUR SCHWINGUNG VON PAUKEN- KESSELN

3.1. Die untersuchten Kupferkessel

Auch wenn der Kessel den Erkenntnissen von Kapitel 3 zufolge nicht aktiv Schall abstrahlt, könnte er doch auf andere Weise mit den Schwingungen des Felles interagieren. Es wurden deshalb einige Versuchsreihen durchgeführt, deren Gegenstand experimentelle und numerische Studien von Kesselschwingungen war. Erfreulicherweise standen dafür mehrere Objekte zur Verfügung. Die Firma Kolberg Percussion hatte dem Institut für Mechanik zeitweise drei unterschiedliche Kessel überlassen, die in das Gestell der großen Pauke Nr. 2 eingehängt werden konnten. Sie bestanden allesamt aus Kupfer und sind durch die Kenndaten charakterisiert, die in Tab. I zusammen gestellt sind. Die drei Kessel sind in Abb. 11 gemeinsam nebeneinander abgebildet.

Tab. I. Geometrische und physikalische Kennwerte der Paukenkessel

Bezeichnung	Durchmesser in cm	Höhe in cm	Masse in kg	Volumen in l	Oberflächen- bearbeitung
A	73	50	12,0	142	poliert
B	73	53	8,3	143	gehämmert
C	73	47	11,2	133	gehämmert



Abb. 11. Kessel A, B und C (von links nach rechts) der großen Pauke.

3.2. Untersuchungen am herausgenommenen Kessel

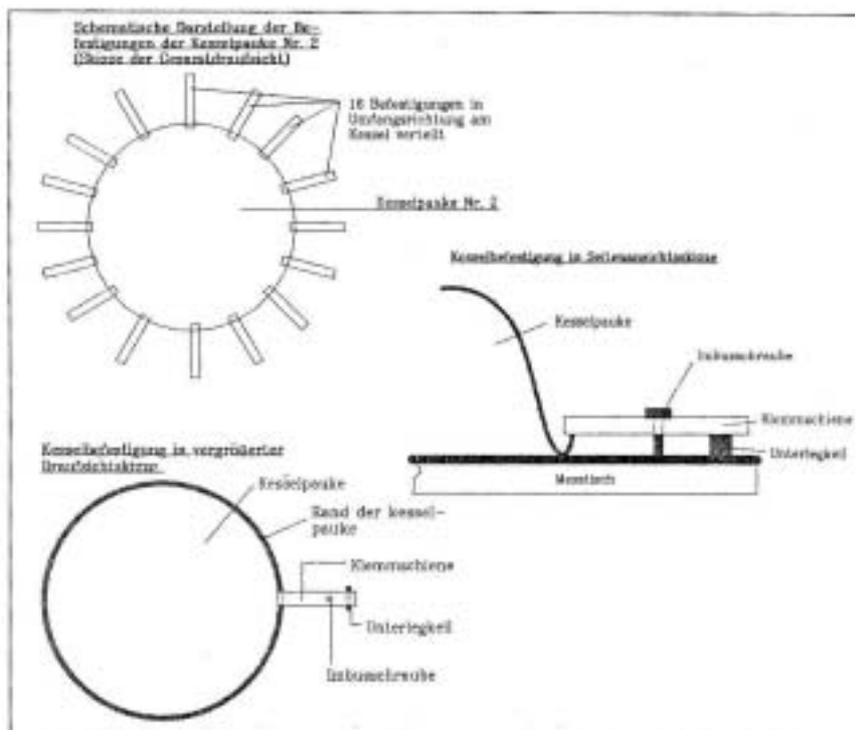


Abb. 12. Versuchsaufbau zur Messung am isolierten Paukenkessel B
Oben: real; unten: schematisch mit Details.

In seiner Studienarbeit hat Ziegler (1991) durch Modalanalyse ermittelt, wie Paukenkessel schwingen. Um Apparatur und Methodik zu erproben, hat er zunächst den Kessel B aus dem Gestell entnommen und umgekehrt auf einen massiven Steintisch gesetzt, so dass er von allen Seiten frei zugänglich war. Um die Lagerung im Stützring des Gestelles nachzubilden, wurde der Kessel am Rand so befestigt, wie es Abb. 12 zu entnehmen ist. Ziegler hat den Kessel mit

einem Messgitter von 12 Ringen belegt, auf denen jeweils 36 Messpunkte äquidistant verteilt waren. Bei der Bestimmung der Übertragungsfunktionen an diesen Punkten wurde *Fixed Response* angewandt, d.h. ein Beschleunigungsaufnehmer blieb fixiert und die Anregung mit Impulshammer und eingebautem Kraftaufnehmer wanderte.

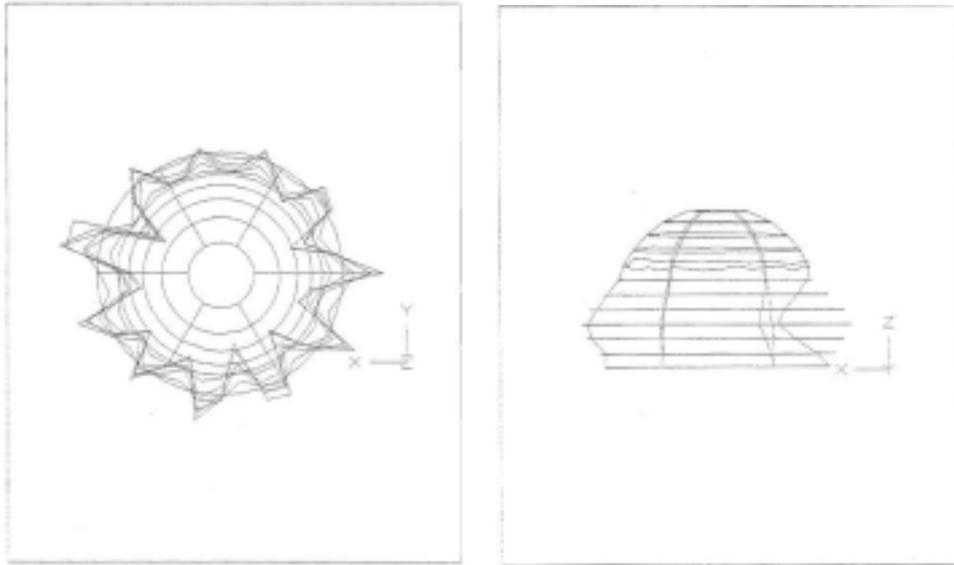


Abb. 13. Erste Mode B bei 287,2 Hz des Paukenkessels, dessen Rand an 16 Punkten auf einem Steintisch befestigt ist.

Als Ergebnis dieser Experimente ist exemplarisch in Abb. 13 die erste der auf diese Weise bestimmten Moden bei 287,2 Hz in den Ansichten von oben und von der Seite dargestellt. In der Draufsicht erkennt eine Erscheinung, wie sie für Rotationsschalen typisch ist: In Umfangsrichtung weisen die Moden niedriger Ordnung bereits eine große Zahl von Schwingungsbäuchen und –knoten auf. In Abb. 13 lassen sich 11 Vollwellen mit 22 Knotenpunkten abzählen.

Aus der Schalentheorie ist auch bekannt, dass die Randbedingungen einen fundamentalen Einfluss auf die Schwingungsformen und –frequenzen haben. Nachdem nicht auszuschließen war, dass die Lagerung auf dem Steintisch die Verhältnisse beim Betrieb des Kessels im Gestell nicht hinreichend nachbilden konnte, wurden mit derselben Messapparatur weiterführende Untersuchungen durchgeführt.

3.3. Untersuchungen am Kessel, der ins Gestell eingebaut ist

Die Verhältnisse am Instrument waren wie im Spielbetrieb; vgl. Abb. 14. Als Preis für die Realitätsnähe mussten allerdings erschwerte Messbedingungen in Kauf genommen werden. Der Kessel ist nicht mehr von allen Seiten und aus allen Richtungen so leicht zugänglich, wie dies beim eben beschriebenen Experiment noch der Fall war. Insbesondere bedeutet dies, dass der untere kugelige Teil des Kessels nun nicht mehr zugänglich ist. In diesem Bereich war keine Anregung mit dem Hammer und damit auch keine Messung mehr möglich ist.



Abb. 14. Aufbau zur Schwingungsmessung am eingebauten Kessel.

Abb. 15 gibt wieder, wie der umgebördelte Rand Kessels auf dem Stützring („Metallring des Gestelles“) ruht. Über den Kesselrand ist das Fell gezogen, das über den Druckreifen („Metallring zum Spannen des Paukenfelles“) und die Spannschrauben gespannt wird. Durch sein Eigengewicht und die entsprechende Komponente der Spannkraft des Felles wird der Kessel gegen den Stützring gedrückt. Diese spezielle Lagerung des Kessels liegt beim Spielen und ebenso bei der weiteren Messung von Ziegion (1991) vor.

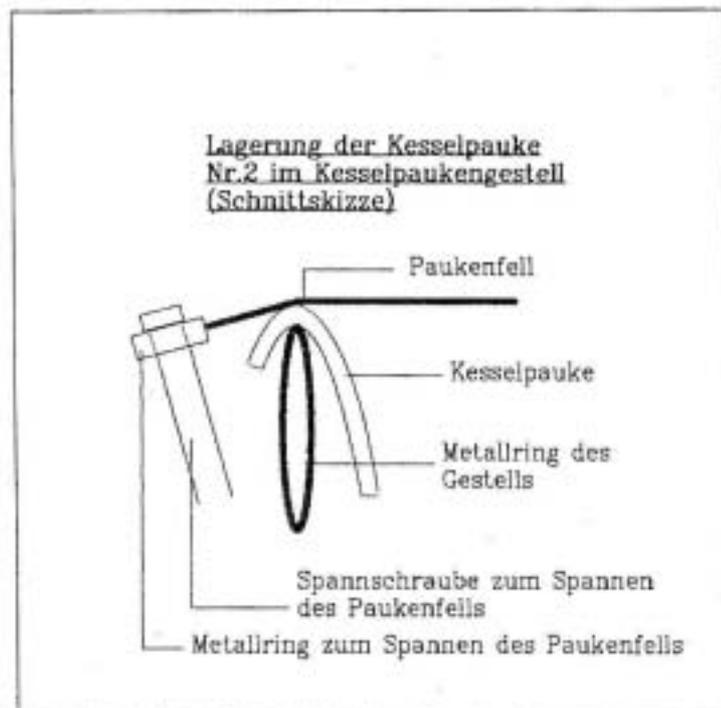


Abb. 15. Detail der Lagerung des Kessels auf dem Stützring im Paukengestell.

3.3.1. Messungen am eingebauten Kessel B

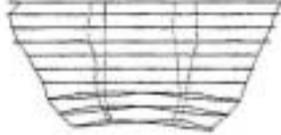
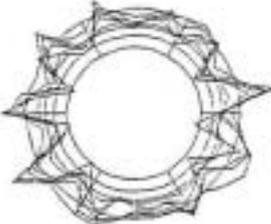
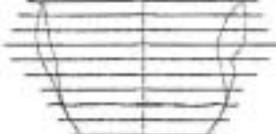
Frequenz	Ansicht von oben	Ansicht von der Seite
141,4 Hz		
292,9 Hz		
300,1 Hz		
308,4 Hz		

Abb. 16. Eigenschwingungen des Kessels B der Pauke.

Als erstes wurde der tiefe gehämmerte Kessel B (Mitte in Abb. 11) in den Stützring gehängt und das Fell auf die Note A2 gestimmt. Die vier ersten Eigenformen, die auf diese Weise für den eingebauten Kessel B bestimmt wurden, finden sich in Abb. 16. Quer zu seiner Erzeugenden verformt sich der Kessels vor allem im oberen Bereich. Der untere Teil, der einer Kugelkalotte ähnelt, scheint sich nur wenig zu bewegen. Die wesentlichen Verformungen sind

längs des Umfangs zu beobachten und zeigen sich in der Draufsicht. In seiner ersten Eigenform ovalisiert sich der Kessel bei 141,4 Hz und bildet zwei Knotenmeridiane aus. Daran schließen sich Eigenformen mit sehr vielen Knotenmeridianen an. Deren Anzahl gehorcht keinem einfachen Gesetz in der Art, dass mit steigender Frequenz die Zahl der Knotenmeridiane stetig anwachsen würde. Vielmehr treten zunächst 11 Knotenmeridiane (292,9 Hz), danach 9 (300,1 Hz), 12 (308,4 Hz), 8 (321,6 Hz) usw. Knotenmeridiane auf. Die Schwingungsformen unterscheiden sich im Wesentlichen in der Anzahl der Knotenmeridiane. Die ermittelten Eigenfrequenzen finden sich in Tab. II.

Tab. II. Eigenfrequenzen und modale Dämpfungen des Kessels B

Results: Freq & Damp Table - KESCHNE1.PRJ			
Mode	Freq. (Hz)	Damp. (Hz)	Damp. (%)
1	141.413	1.049	742.115m
2	292.882	100.079m	34.171m
3	300.136	638.901m	212.870m
4	308.380	1.292	419.088m
5	321.641	2.297	714.029m
6	334.457	612.041m	182.995m
7	348.202	1.340	384.843m
8	365.825	389.118m	-106.367m
9	450.248	599.743m	133.203m
10	499.851	476.477m	95.324m
11	552.441	767.311m	138.894m

Da nun die Eigenfrequenzen des Kessels bekannt sind, liegt es nahe, im Schallsignal nach Teiltönen mit deren Frequenzen zu suchen. Ziegion hat mit einem Kondensatormikrofon B&K 4165 den Schalldruck gemessen und analysiert. Abb. 17 zeigt das Ergebnis. Das Fell ist auf den Hauptton A2 gestimmt; der Marker ist auf diesen Teilton mit der Frequenz 110 Hz gesetzt. Teiltöne mit den Frequenzen der Kesselschwingung, die in Tab. II aufgelistet sind,

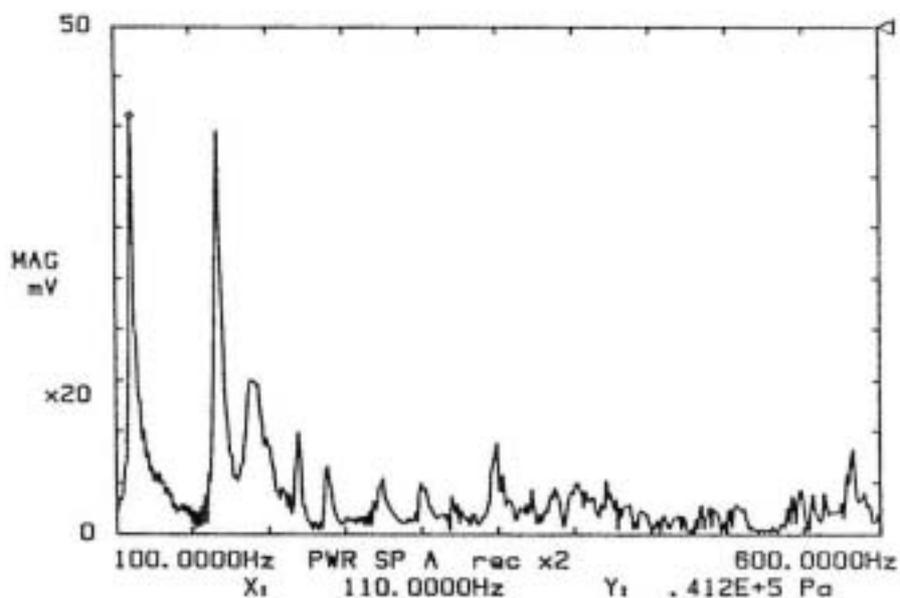


Abb. 17. Schalldruck-Frequenz-Spektrum des Klanges der Pauke mit dem Kessel B.

waren im Schalldruck-Spektrum nicht nachzuweisen. Offenbar schwingt der Kessel in so geringem Maße, dass er keinen messbaren Schall abstrahlt. Diese Beobachtung bestätigt die Erkenntnisse, die auch die Intensitätsmessung von Kapitel 2 erbracht hatte

3.3.2. Messungen an den eingebauten Kesseln A und C

Gleichartige Messungen hat Ziegler (1991) auch für die anderen beiden Kessel durchgeführt, die ins Paukengestell eingesetzt waren. Um den Aufwand zu reduzieren, wurde die Messung auf den oberen Teil des Kessels beschränkt, wo die größten Verformungen zu erwarten waren. Es wurde lediglich auf drei Kreisen des Messgitters nahe beim Stützring gemessen, so dass nur $3 \times 36 = 108$ Messpunkte gebraucht wurden. Für den Kessel A ergab die Modalanalyse die Ergebnisse, die in Tab. III aufgelistet sind.

Tab. III. Eigenfrequenzen und modale Dämpfungen des Kessels A

Results: Freq & Damp Table - KESSEL1.PROJ			
Mode	Freq. (Hz)	Damp. (Hz)	Damp. (%)
1	138.466	0.00	0.00
2	237.307	294.180m	123.966m
3	252.408	874.695m	346.538m
4	281.459	190.920m	67.832m
5	317.008	177.010m	-55.838m
6	354.155	10.732m	-3.030m
7	397.362	494.895m	124.545m
8	477.515	101.108m	31.174m
9	490.019	313.732m	-64.025m
10	496.825	173.439m	34.909m
11	547.021	80.534m	-14.722m
12	566.048	69.513m	12.280m

Einige Unterschiede zwischen den Frequenzen der Tab. III und II sind zu erkennen. Während die Zuordnung zur ersten Eigenmode (138,5 Hz bzw. 141,4 Hz) einfach ist, bereitet es Schwierigkeiten, die weiteren Moden anhand der Zahl ihrer Knotenmeridiane zu identifizieren. Offenbar reichen die 36 Messpunkte in Umfangsrichtung für eine eindeutige Zuordnung nicht ganz aus. Um eventuelle neuen Komponenten im Schallsignal aufzuspüren, wurde deshalb auch mit dem Kessel A wiederum eine akustische Messung durchgeführt. Das Spektrum des Paukenklanges A2 ist in Abb. 18 dargestellt. Wie auch im Beispiel von Abb. 17 (Kessel B) wurden keine kesselspezifischen Schallkomponenten nachgewiesen.

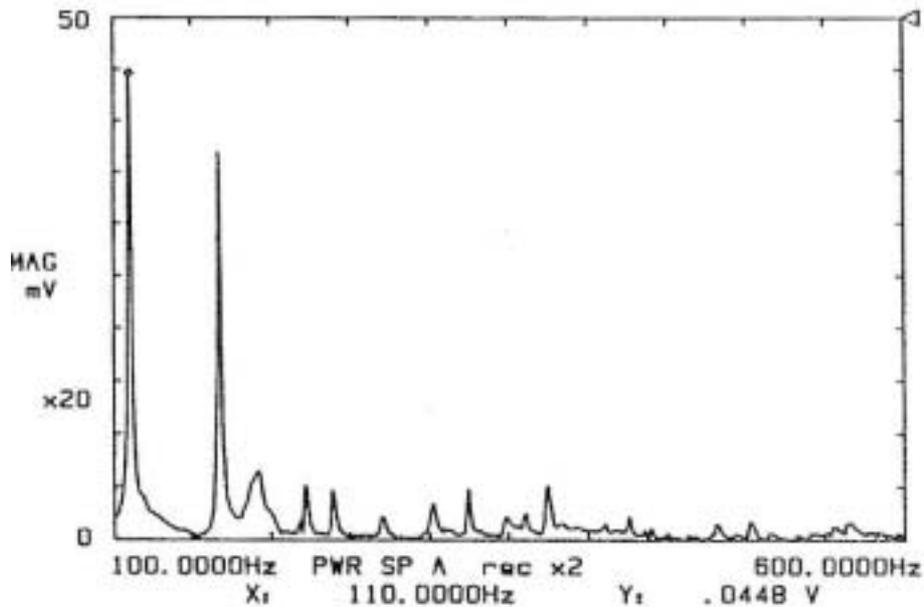


Abb. 18. Schalldruck-Frequenz-Spektrum des Klanges der Pauke mit dem Kessel A.

Der Kessel C unterscheidet sich in einem markanten Detail von den beiden bisher betrachteten Kesseln. Um die Dämpfung im Inneren des Kessels zu erhöhen, wurde für einen anderen Versuch der Boden des Kessels mit Bauschaum aufgefüllt. Dies hat die offensichtliche Folge, dass weniger Moden nachweisbar sind. Tab. IV enthält nur etwa halb so viele Schwingungsfrequenzen wie die Tab. II und III. Während die erste Mode, bei der sich der Kessel ovalisiert, wiederum bei etwa 140 Hz auftritt, fehlt eine Reihe von Schwingungen, die bei den anderen Kesseln bis 394,8 Hz zu beobachten war. Es deutet sich hier eine Möglichkeit an, unerwünschte Strukturschwingungen durch Aufbringen von dämpfendem Material zu reduzieren.

Tab. IV. Eigenfrequenzen und modale Dämpfungen des teilweise mit Bauschaum gefüllten Kessels C

Results: Freq & Damp Table - KES3MB.PRJ			
Mode	Freq. (Hz)	Damp. (Hz)	Damp. (%)
1	140.674	1.012	719.063m
2	394.820	7.276	1.842
3	490.343	3.939	803.334m
4	522.919	4.775	913.191m
5	553.106	2.200	397.725m
6	574.467	3.638	633.183m

Die beiden zugehörigen Schwingungsformen können Abb. 19 entnommen werden. Sie weisen zwei (140,7 Hz) bzw. vier (394,8 Hz) Knotenmeridiane auf.

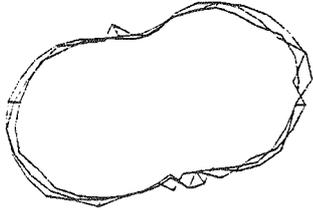
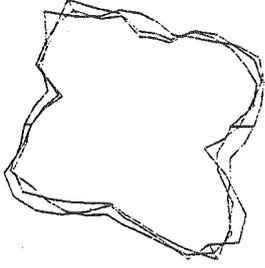
Form Frequenz	Schwingung in radialer Richtung
140,7 Hz	
394,8 Hz	

Abb. 19. Eigenschwingungen des Kessels C.

Welche Konsequenzen zu erwarten sind, wenn sich das Dämpfungsmaterial im Inneren des Kessels befindet, zeigt Abb. 19. Im Vergleich mit den Schallspektren von Abb. 17 und 18 sind die Amplituden der beiden prominentesten Komponenten Hauptton und Quinte wesentlich schwächer, obwohl die sonstigen Bedingungen möglichst unverändert gehalten wurden. Wesentlich Erkenntnis ist aber auch hier, wie bei den beiden anderen Kesseln, dass keine kesselspezifischen Teiltöne gefunden wurden.

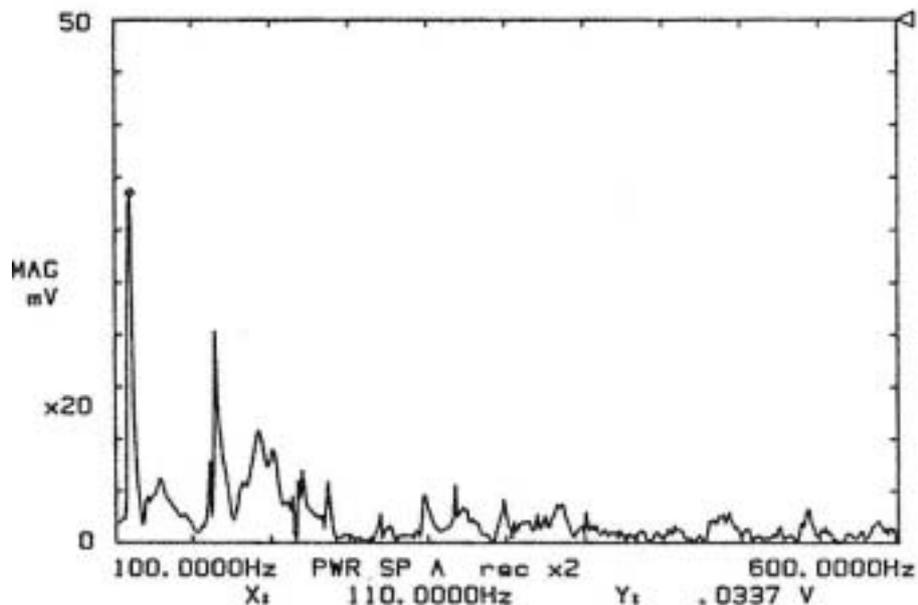


Abb. 20. Schalldruck-Frequenz-Spektrum des Klanges der Pauke mit dem Kessel C.

3.4. Zusammenfassende Bemerkung

An anderer Stelle (Kapitel 7) werden noch die Schwingungen des Stützrings ohne Kessel und ohne darüber gespanntes Fell behandelt werden. Als markante Schwingungsform wird sich dabei die Ovalisierung, d.h. eine Form mit vier Knoten auf dem Umfang, bei 46 Hz zeigen. Der Kessel bildet eine solche Schwingung nicht aus, solange er – wie in Abschnitt 3.2 – rundum auf einer starren Unterlage befestigt ist. Sobald er eingebaut ist und auf dem Stützring aufliegt (Abb. 21), tritt Ovalisierung ebenfalls beim Kessel auf. Allerdings ist die zugehörige Frequenz nunmehr etwa 149 Hz. Daraus ist zu schließen, dass der Kontakt und das Zusammenwirken mit anderen Strukturelementen für den Kessel von fundamentaler Bedeutung sind. Diese Beobachtung unterstreicht die Wichtigkeit der Randbedingungen, wie sie aus der Schwingungslehre bekannt ist. Sie beinhaltet auch, dass es wenig Sinn ergibt, einzelne Teile der Pauke getrennt von den übrigen in Hinsicht auf ihr Schwingungsverhalten zu untersuchen. Daher ist der Aufwand gerechtfertigt, der bei einer *in-situ*-Messung des Kessels im Paukengestell getrieben wurde.

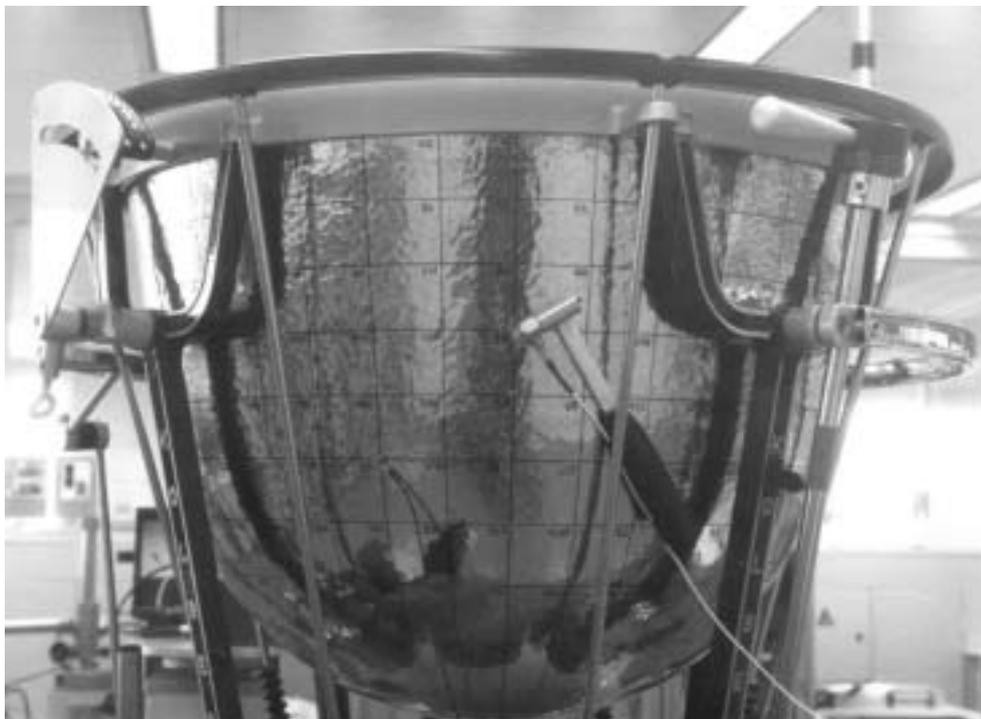


Abb. 21. Modalanalyse am eingebauten Kessel B.

Auch hier ergibt der Vergleich der ermittelten Schwingungsfrequenzen mit den Frequenzen von Teiltönen im akustischen Spektrum des Paukenklanges keinen Hinweis darauf, dass der Kessel aktiv zur Schallabstrahlung beiträgt. Es wurden keine Schallkomponenten mit den Frequenzen der Kesselschwingungen gefunden. Eine konstruktive Beeinflussung des Klanges ist daher auszuschließen. Es ist jedoch nicht auszuschließen, dass der Kessel bzw. andere Teile des Paukengestelles, die in Kontakt mit dem Fell sind, auf die Schwingung des Felles destruktiv wirken können. Um zu eruieren, ob möglicherweise das Abklingen von Teiltönen durch mitschwingende Teile des Gestelles beeinflusst werden kann, wurden Versuche durchgeführt, die im Kapitel 10 beschrieben sind. Zunächst soll jedoch untersucht werden, ob eine Modellierung des Kessels mit numerischen Verfahren erfolgversprechend ist.

4. BERECHNUNGEN ZUR SCHWINGUNG VON PAUKEN- KESSELN

4.1. Die Geometriemodelle der Kessel

Freiberg im Jahr 1993 Berechnungen durchgeführt, mit denen er mittels der Methode der Finiten Elemente die Schwingungen der drei Kessel zu ermitteln versuchte, die in die große Kolberg-Pauke Nr. 2 eingehängt werden können. Eine Fotografie dieser Kessel findet sich in Abb. 11 von Abschnitt 3.1. Nähere Angaben zu den Abmessungen finden sich in den Abb. 22 bis 24.

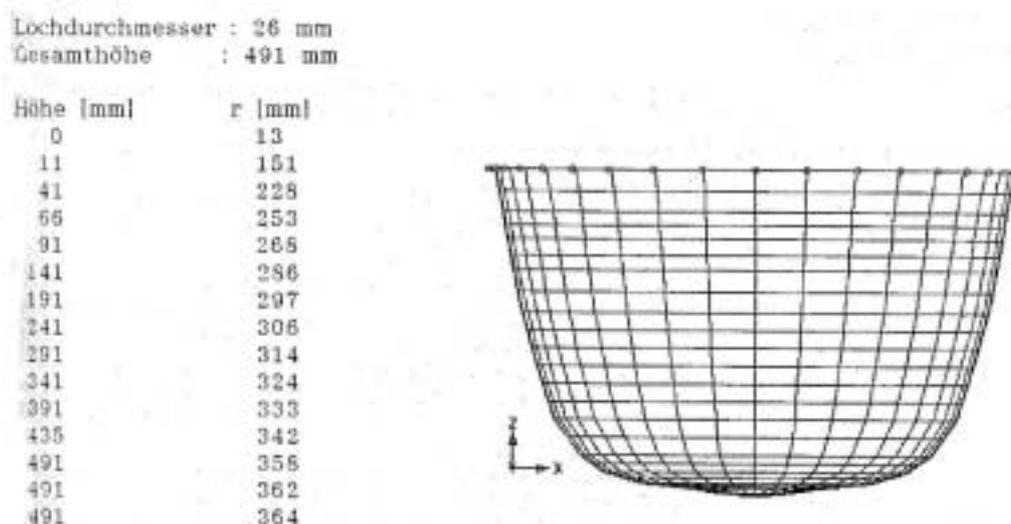


Abb. 22. Abmessungen und Drahtmodell des Kessels A der Kolberg-Pauke Nr. 2.

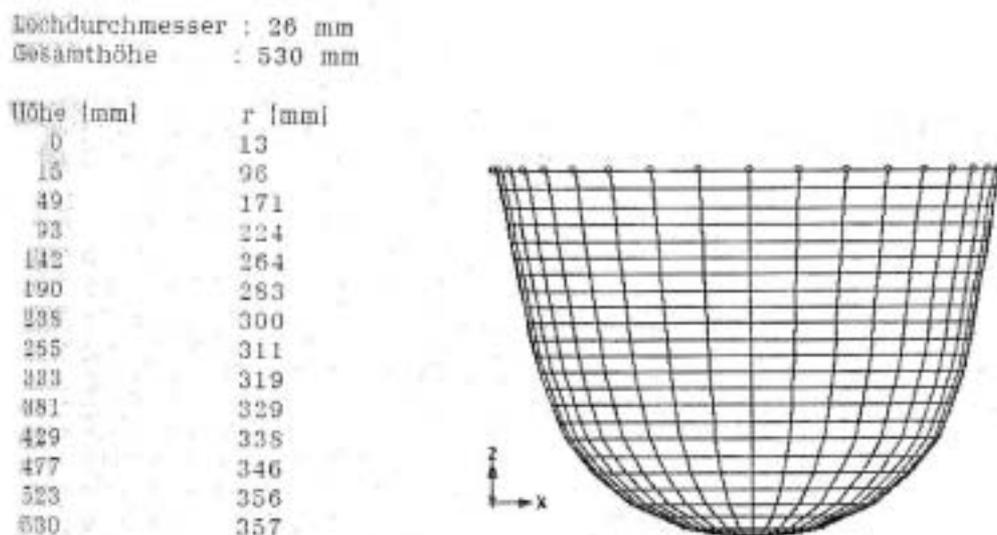


Abb. 23. Abmessungen und Drahtmodell des Kessels B der Kolberg-Pauke Nr. 2.

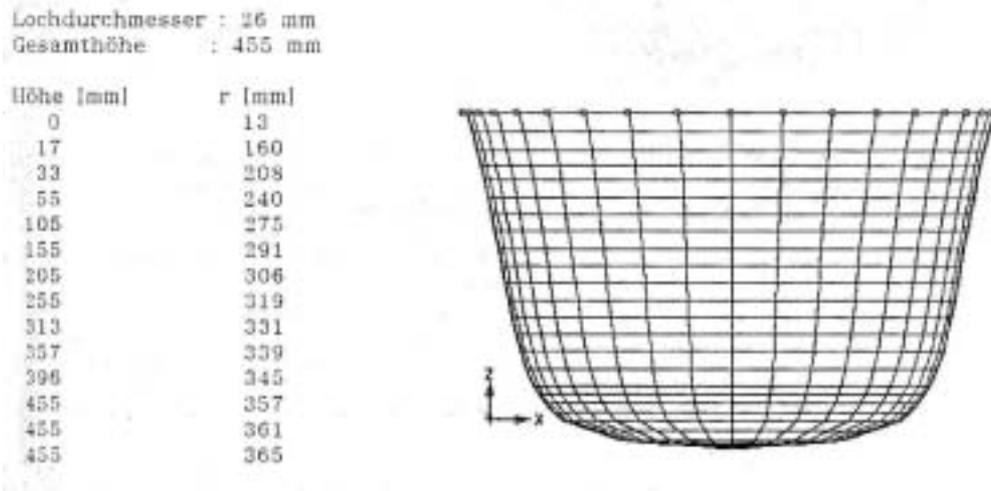


Abb. 24. Abmessungen und Drahtmodell des Kessels C der Kolberg-Pauke Nr. 2.

Als Materialwerte für Kupfer wurden der Elastizitätsmodul $E = 122\,530\text{ N/mm}^2$, die Dichte $\rho = 8,92\text{ g/cm}^3$ und die Querkontraktionszahl $\nu = 0,35$ angenommen. Für die Wanddicke wurde zwischen 0,8 mm in der Mitte und 1 mm am Rand gesetzt. Für den stählernen, 3 mm breiten Stützring, der zunächst ebenfalls zu modellieren war, waren die entsprechenden Kennwerte $E = 206\,000\text{ N/mm}^2$, $\rho = 7,85\text{ g/cm}^3$ und $\nu = 0,28$. Im Finite-Elemente-Programm MSC/NASTRAN wurden etwa 1000 QUAD-4-Elemente verwendet.

4.2. Berechnung unter Einbeziehung des Stützringes

Die vorliegenden experimentellen Ergebnisse hatten es nahe gelegt, den Stützring mit zu berücksichtigen. Die Ergebnisse der Berechnung des Kessels A mit Stützring sind in den beiden Teilen von Abb. 25 zusammen gestellt. Dabei wurde nur eine radiale oder eine tangentielle Verschiebung des Stützringes zugelassen. Eine Verschiebung in z-Richtung, also in Richtung der Kesselachse, war dagegen unterbunden.

Um die Schwingungsform gut identifizieren zu können, hat Freiberg (1993) für die Darstellung der Schwingungsformen eine drastische Überhöhung gewählt. Abb. 25 zeigt, dass sich mit steigender Frequenz anfänglich vier Knotenmeridiane (109,7 Hz) ausbilden. Die Zahl der Knotenmeridiane wächst stetig auf elf (243,3 Hz) an. Eine Ovalisierung des Kessels an seinem oberen Rand, wie sie sich bei den Experimenten immer wieder gezeigt hatte, konnte bei diesem Rechengang nicht nachgewiesen werden. Dies gilt auch für die anderen beiden Kessel.

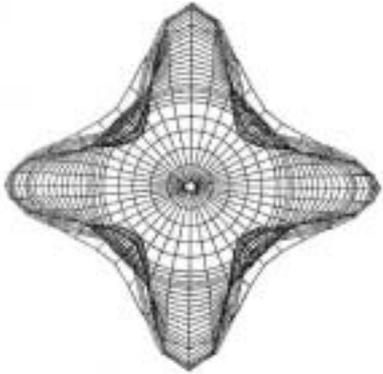
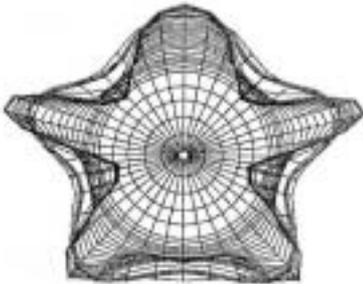
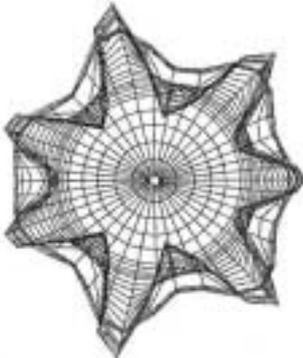
Form Frequenz	Ansicht von oben
109,7 Hz	
145,0 Hz	
147,9 Hz	
148,7 Hz	

Abb. 25 Teil 1. Errechnete Eigenschwingungen in radialer Richtung des Kessels A mit Stützring.

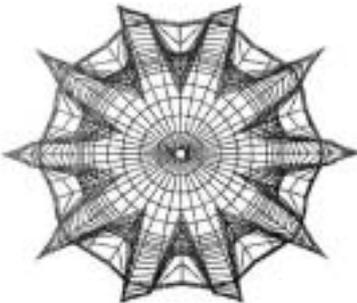
Form Frequenz	Ansicht von oben
164,8 Hz	
190,6 Hz	
217,5 Hz	
243,3 Hz	

Abb. 25 Teil 2. Errechnete Eigenschwingungen in radialer Richtung des Kessels A mit Stützring.

4.3. Berechnung ohne Berücksichtigung des Stützringes

Dies hat Freiberg (1993) dazu bewogen, von der Modellierung des Stützringes Abstand zu nehmen und ausschließlich den kupfernen Kessel zu betrachten. Wiederum war am Rand die Verschiebung in z-Richtung unterbunden, in allen anderen Richtungen dagegen unbehindert. Die Ergebnisse für die drei unterschiedlichen Kessel finden sich in den Abb. 26 bis 28.

Die Ergebnisse für den großen flachen Kessel A, die Freiberg (1883) ermittelt hat, sind in Abb. 26 zusammen gefasst. Zwischen 116 Hz und 247 Hz treten zehn Eigenformen auf. Diese weisen zwei bis elf Knotenmeridiane auf. Die Eigenfrequenzen liegen teilweise sehr dicht beieinander (z.B. 151,4 Hz und 152,1 Hz). In der Abfolge der Eigenformen zeigt sich keine Systematik, wie sie beispielsweise von der Saite her bekannt ist: Der Grundsatz, dass zu einer höheren Frequenz auch eine größere Anzahl von Schwingungsbäuchen und –knoten gehört, ist bei Schalen bekanntlich außer Kraft gesetzt. So sind bei 116,6 Hz sechs, bei 122,9 Hz fünf, bei 130,4 Hz sieben, bei 151,4 Hz vier Knotendurchmesser zu beobachten. Bei 246,5 Hz zeigt sich nun auch die Ovalisierung. Diese Form mit zwei Knotenmeridianen bzw. vier Knotenpunkten auf dem Rand, die bei Messungen am Kessel sowie am Stützring immer wieder beobachtet worden war (z.B. Abschnitt 3.3.1), war bei den bisherigen Berechnungen von Freiberg (1993) noch nicht beobachtet worden.

Beim großen spitzen Kessel B (Abb. 27) beginnen die Eigenfrequenzen bei etwa 200 Hz und liegen damit höher als beim bisher betrachteten Kessel. Auch hier sind einige Eigenfrequenzen sehr dicht benachbart (z.B. 198,8 Hz und 199,5 Hz). Die Abfolge der Schwingungsformen ist dieselbe wie in Abb. 26 für den Kessel A. Zur tiefsten Eigenfrequenz gehören sechs Knotenmeridiane (198,8 Hz), darauf folgen fünf (199,5 Hz), sieben (209,5 Hz), vier (213,5 Hz), acht (222,8) Hz usw. Bei diesem Kessel wird die Ovalisierung (zwei Knotenmeridiane) bei 273,2 Hz beobachtet. Darin, dass die Eigenfrequenzen bei dem spitzen Kessel B durchweg höher als beim flachen Kessel A sind, deutet sich ein Einfluss der Kesselform an. Bei gleichem Raddurchmesser (73 cm) und nahezu gleichem Volumen (142 l bzw. 143 l) wirkt sich die Kesselform deutlich auf die Frequenzlage der Moden aus.

Abb. 28 bezieht sich auf den Kessel C, d.h. den kleinen flachen Kessel mit dem kleineren Volumen. Die Eigenfrequenzen liegen höher als bei den beiden anderen Kesseln. Zwischen 231 Hz und 302 Hz wurden acht Moden errechnet. In deren Abfolge unterscheidet sich der Kessel C von den beiden vorher betrachteten Kesseln. Die Eigenformen zeigen zwei bis neun Knotenmeridiane. Fünf (230,7 Hz) oder mehr Knotenmeridiane treten mit wachsender Frequenz in ansteigender Reihenfolge auf. Dazwischen liegen Formen mit vier (241,3 Hz) und drei (265,5 Hz) Knotenmeridianen. Auch hier zeigt sich bei einer sehr hohen Frequenz, nämlich bei 302,0 Hz, die Ovalisierung mit zwei Knotenmeridianen bzw. vier Knotenpunkten auf dem Rand.

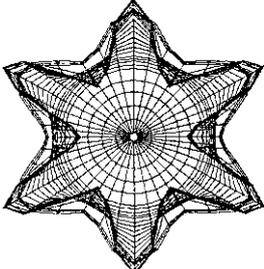
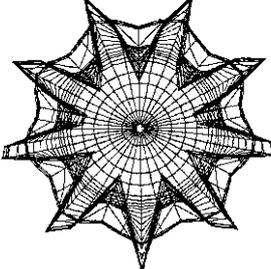
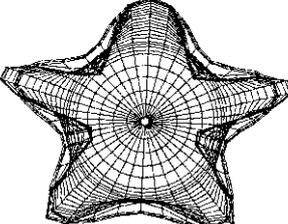
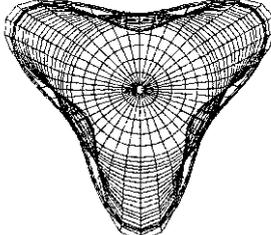
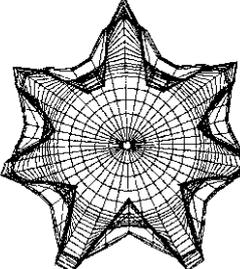
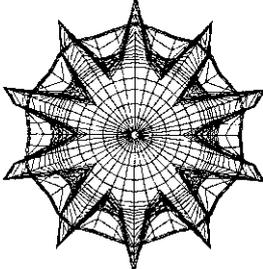
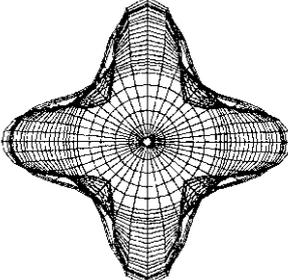
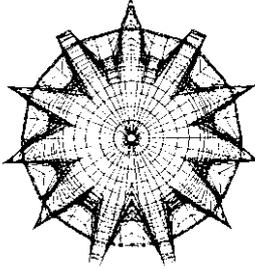
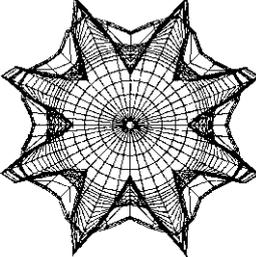
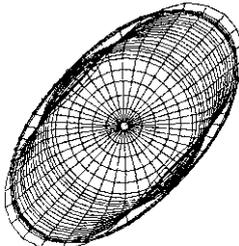
Form Fre- quenz	Ansicht von oben	Form Fre- quenz	Ansicht von oben
116,6 Hz		176,8 Hz	
122,9 Hz		192,5 Hz	
130,4 Hz		202,5 Hz	
151,4 Hz		230,5 Hz	
152,1 Hz		246,5 Hz	

Abb. 26. Errechnete Eigenschwingungen in radialer Richtung des Kessels A ohne Stützring.

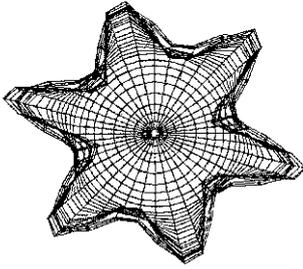
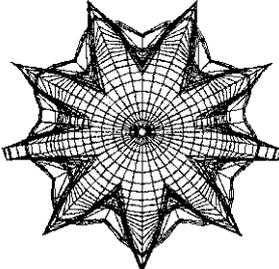
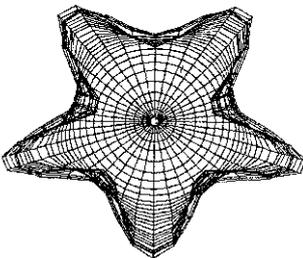
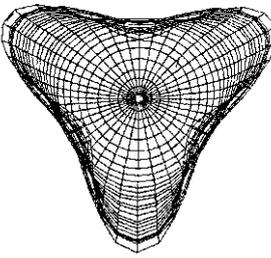
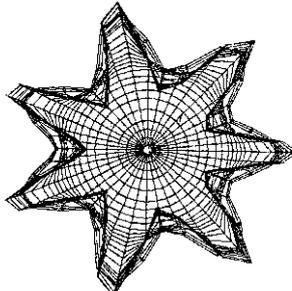
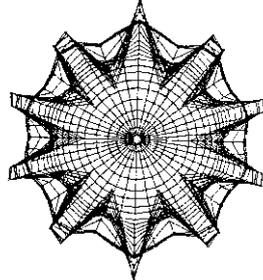
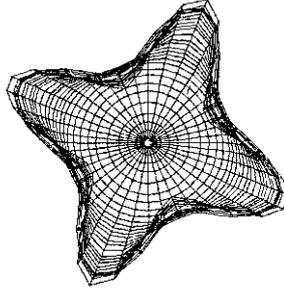
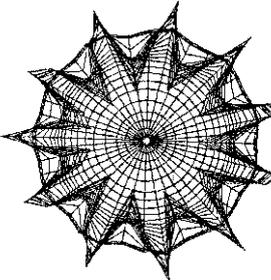
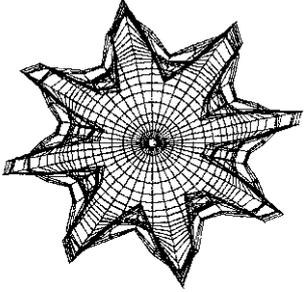
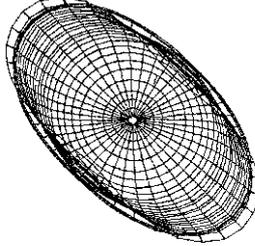
Form Fre- quenz	Ansicht von oben	Form Fre- quenz	Ansicht von oben
198,8 Hz		233,2 Hz	
199,5 Hz		237,9 Hz	
209,5 Hz		241,2 Hz	
213,5 Hz		252,6 Hz	
222,8 Hz		273,2 Hz	

Abb. 27. Errechnete Eigenschwingungen in radialer Richtung des Kessels B ohne Stützring.

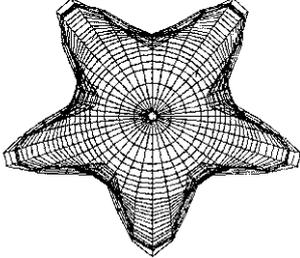
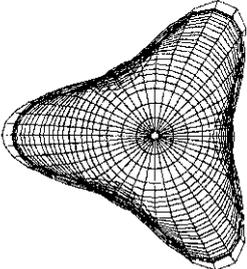
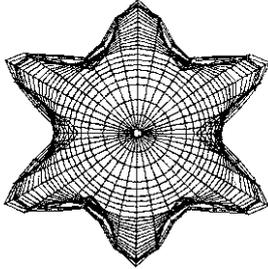
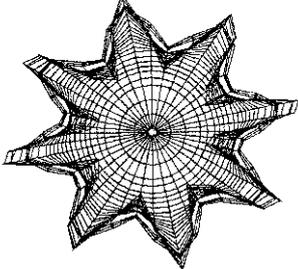
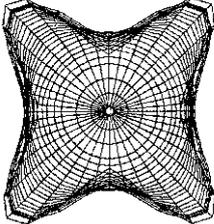
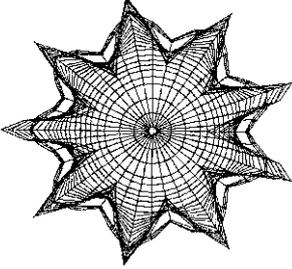
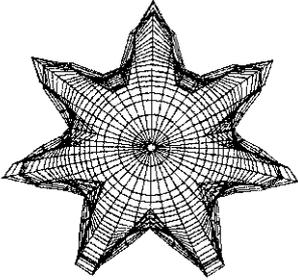
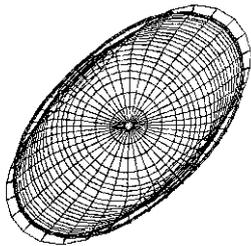
Form Fre- quenz	Ansicht von oben	Form Fre- quenz	Ansicht von oben
230,7 Hz		263,5 Hz	
233,8 Hz		275,1 Hz	
241,3 Hz		299,8 Hz	
250,7 Hz		302,0 Hz	

Abb. 28. Errechnete Eigenschwingungen in radialer Richtung des Kessels C ohne Stützring.

4.4. Zusammenfassende Bemerkung

Ansatzweise ergeben die FE-Berechnungen Schwingungsformen, wie sie auch die Experimente zeigen. Hinsichtlich der Frequenzen weisen sie jedoch deutliche Diskrepanzen zu den experimentellen Ergebnissen auf. So hat Ziegion (1991; vgl. Abschnitt 3.3.1) bei seiner Modalanalyse des Kessels B für die Schwingungen mit zwei Knotenmeridianen die Frequenz 141 Hz bzw. mit zehn Knotenmeridianen 292 Hz erhalten. Die Berechnungen von Freiberg

(1993) haben dafür 273 Hz bzw. 253 Hz ergeben. Die Abweichung der Mode mit zehn Knotendurchmessern wäre hinnehmbar. Dass jedoch für die Ovalisierung, die in den Experimenten immer wieder beobachtet wurde, eine etwa um den Faktor zwei zu hohe Frequenz errechnet wird, sprengt den Rahmen des Akzeptablen. Zudem ist es bei der FE-Berechnung nicht gelungen, den Einfluss des Stützringes richtig zu erfassen. Die Ovalisierung tritt nicht auf, wenn der Stützring nachgebildet wird. Sie wird erst dann beobachtet, wenn – im Widerspruch zur Realität – der Stützring im Modell weggelassen wird.

Offenbar gibt die Modellierung, wie sie Freiberg (1993) gewählt hat, die Realität nicht hinreichend wieder. Dies könnte mehrere Gründe haben. So wurden unter Anderem die folgenden Einflüsse nicht berücksichtigt:

- die umgebende und die eingeschlossene Luft,
- das über den Kesselrand gespannte Fell und
- die Rückwirkung des Paukengestelles auf den Kessel.

Die Vernachlässigung der obigen Einflüsse und der Zwang, am Kesselrand vereinfachende Lagerungsbedingungen vorzugeben (die Verschiebung in axialer Richtung war behindert, so dass die Randlagerung zu steif modelliert ist), stehen einer hinreichenden Abbildung der Wirklichkeit im Rechenmodell entgegen. Abschließend lässt sich aussagen, dass die Nachbildung des realen Kessels mit vereinfachten Randbedingungen durch eine isolierte Struktur, die im Vakuum schwingt, die vorliegenden Verhältnisse höchst unzureichend wiedergibt. Eine wesentliche Verbesserung werden erst gekoppelte Berechnungen liefern, wie sie in Kapitel 6 beschrieben sind. Mit der hier geschilderten Modellierung vom Stand des Jahres 1993 hat die FE-Berechnung noch keine wirkliche Alternative zu Schwingungsexperimenten am realen Objekt geboten.

5. EXPERIMENTE ZU DEN SCHWINGUNGEN VON FELL UND KESSEL

5.1. Motivation

Aus den bisherigen Untersuchungen ist bekannt, dass nicht nur das Fell, sondern auch der Kessel schwingen kann. Ausführliche Ergebnisse für das Fell finden sich bei Fleischer (2005). Verschiedene Kessel wurden in Kapitel 3 experimentell und – weniger erfolgreich – in Kapitel 4 numerisch behandelt. Bisher noch nicht geklärt ist, wie die Relationen der Schwingungsamplituden sind. Die Intensitätsmessungen von Kapitel 2 deuten darauf hin, dass der Kessel in keinem nennenswerten Ausmaß Schall abstrahlt. Dieser Befund soll nun durch Schwingungsmessungen überprüft werden. Es wurde deshalb eine Studie durchgeführt, deren Gegenstand eine Modalanalyse an Fell und Kessel als Gesamtobjekt war.

5.2. Messung

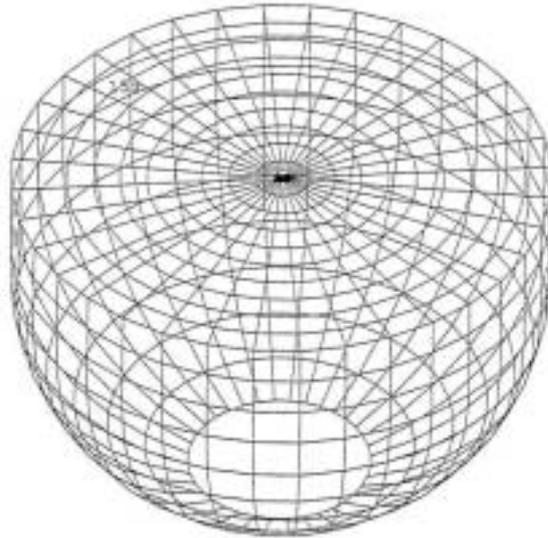
Im Jahr 1999 hat Stöpel die kleine Pauke von Studio 49 einer Modalanalyse unterzogen, wobei Fell und Kessel in einem gemeinsamen Messdurchgang behandelt wurden. Abb. 29 zeigt die Messapparatur und das Objekt. Es wurde mit *Fixed Response* gearbeitet: Die Bewegung hat er an einem Punkt auf dem Fell mit einem aufgeklebten Beschleunigungsaufnehmer erfasst. Angeregt wurde an allen anderen Punkten des Messgitters, das Abb. 30 entnommen werden kann, mit einem Impulshammer samt eingebautem Kraftaufnehmer. Es wurde stets senkrecht zur Wandung bzw. zum Fell angeschlagen und gemessen.



Abb. 29. Versuchsaufbau zur Messung an Kessel und Fell der kleinen Pauke.

Abb. 30 gibt das Messgitter mit seinen 721 Punkten wieder. Am markierten Punkt 159 war der Beschleunigungsaufnehmer auf das Fell geklebt. Die gesonderte Auswertung für das Fell ergab Moden der Arten und der Frequenzen, wie sie in bei Fleischer (2005) für die kleine Pauke zusammen gestellt sind.

Abb. 30. Drahtmodell von Kessel und Fell der kleinen Pauke.



5.3. Ergebnisse der Modalanalyse

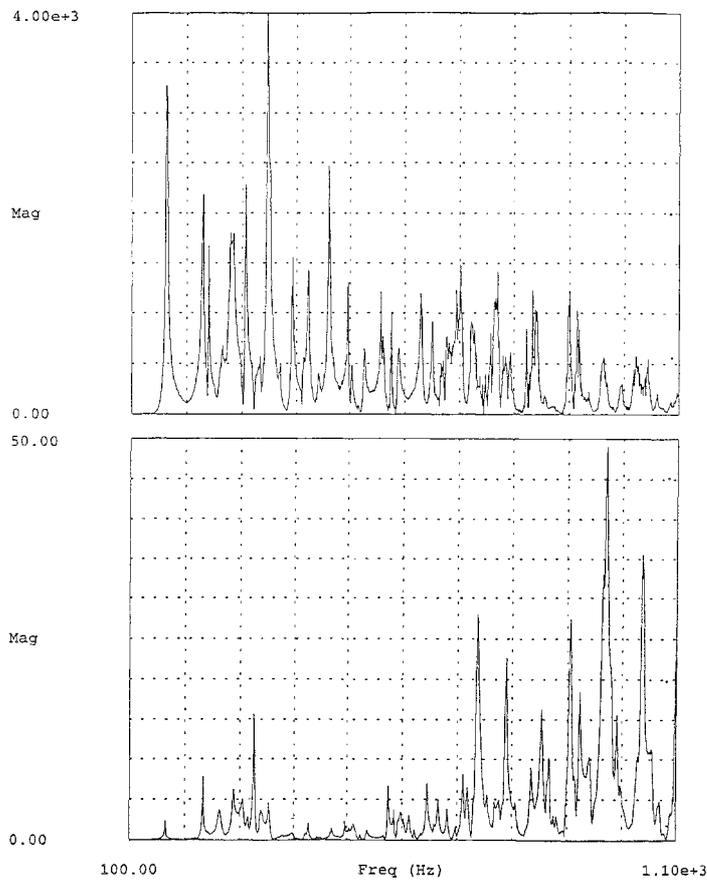


Abb. 31. Übertragungsfunktion (normierte Beschleunigung/Kraft in Abhängigkeit von der Frequenz) für einen Messpunkt auf dem Fell (oben) bzw. auf dem Kessel (unten).

Abb. 31 gibt exemplarisch je eine Übertragungsfunktion wieder, wie sie für einen Anschlag mit dem Impulshammer auf dem Fell (oben) bzw. auf dem Kessel (unten) gemessen worden sind. Dargestellt ist die Akzeleranz (hin und wieder auch als Inertanz bezeichnet) zwischen 100 Hz und 1100 Hz. Die Maximalwerte sind an beiden Messpunkten ähnlich. Es ist jedoch klar zu erkennen, dass die starken Anteile auf dem Fell unterhalb von etwa 600 Hz auftreten. Für den Messpunkt auf dem Kessel liegen sie oberhalb von 700 Hz.

Tab. V: Frequenzen und Dämpfungen der Moden des Gesamtsystems

Mode	Freq. (Hz)	Damp. (Hz)	Damp. (%)
1	165.85	1.01	609.59e-3
2	229.82	1.01	440.17e-3
3	265.78	927.07e-3	348.81e-3
4	287.92	4.70	1.63
5	327.02	438.68e-3	134.14e-3
6	354.97	1.83	516.28e-3
7	399.26	1.55	388.12e-3
8	430.36	848.87e-3	197.25e-3
9	468.80	1.55	331.34e-3
10	510.26	1.48	289.29e-3
11	532.44	1.57	294.37e-3
12	573.05	794.24e-3	138.60e-3
13	599.81	1.37	227.96e-3
14	627.57	1.15	183.46e-3
15	668.39	2.70	403.81e-3
16	678.36	1.31	192.67e-3
17	725.77	3.74	515.31e-3
18	779.58	1.70	218.06e-3
19	851.00	2.04	239.63e-3
20	902.88	2.96	327.65e-3
21	969.29	4.81	495.82e-3
22	1.03e+3	4.25	413.75e-3
23	1.09e+3	5.75	525.57e-3

Erwartungsgemäß zeigt sich bei der Auswertung, dass zwischen zwei Arten der Präsentation entschieden werden muss: Entweder werden die Moden des Felles sichtbar, während die des Kessels wegen der kleinen Auslenkungen nicht zu erkennen sind, oder die Moden des Kessels sind gut erkennbar und die des Felles sind so groß sind, dass sie weit über den Bereich hinausgehen, der sich darstellen lässt. Vereinfachend werden die Moden von Tab. V bis 600 Hz als „Fellschwingungen“, die darüber als „Kesselschwingungen“ bezeichnet. Allerdings sollte bedacht werden, dass bei jeder Fellschwingung auch der Kessel und bei jeder Kesselschwin-

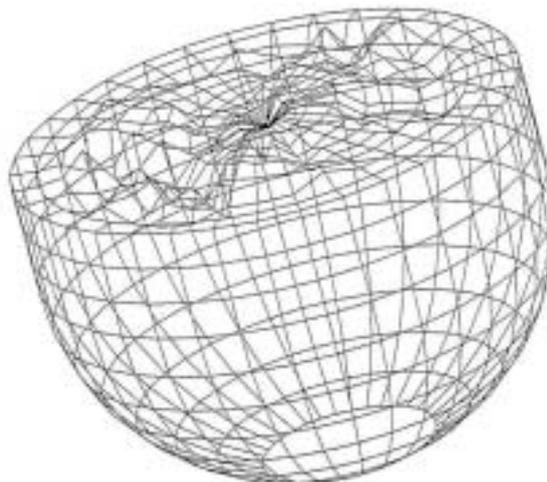


Abb. 32. Erste Mode der Gesamtstruktur bei 166,8 Hz.

gung auch das Fell mitschwingt. Dies geschieht jedoch in weit geringerem Maße als beim jeweils anderen Schwingungstyp. Ein Beispiel für eine Gesamtschwingung, die von einer Fellschwingung dominiert wird, ist Abb. 32. Erkennbar ist lediglich die 11-Schwingung des Felles, die den Hauptton (etwa Note E3) hervorruft.

In Abb. 31 unten sind zwei markante Abweichung zu erkennen: Bei 229,8 Hz sowie 327,0 Hz prägen sich auch am Messpunkt auf dem Kessel lokale Maxima aus. Dies sind die Frequenzen der Fellschwingung mit zwei bzw. drei Knotendurchmessern, bei denen sich der Kessel offensichtlich deutlich erkennbar mitbewegt. Ein ähnlicher Effekt wird in Kapitel 10 beschrieben. Dort wird gezeigt werden, dass in Folge von Resonanz des Kessels bzw. des Stützringes die entsprechenden Teiltöne Quinte bzw. Oktave ungewöhnlich rasch abklingen.

Der in Abb. 32 ist der unternommene Versuch macht klar, dass es im Allgemeinen nicht gelingt, die Schwingung von Fell und Kessel in einem Bild darzustellen. Die Schwingung der Gesamtstruktur wird ganz überwiegend von der 11-Mode des Felles bestimmt, die den Hauptton generiert. Verglichen damit ist die Bewegung des Kessels viel kleiner und wird nicht sichtbar. Um auch sie darstellen zu können, ist in Abb. 33 das Fell mit seinen großen Amplituden weggelassen. Die Auslenkungen des Kessels sind nun so weit überhöht, dass sie zu sehen sind. Zum einfacheren Vergleich ist das Netz des unverformten Kessels gestrichelt eingezeichnet.

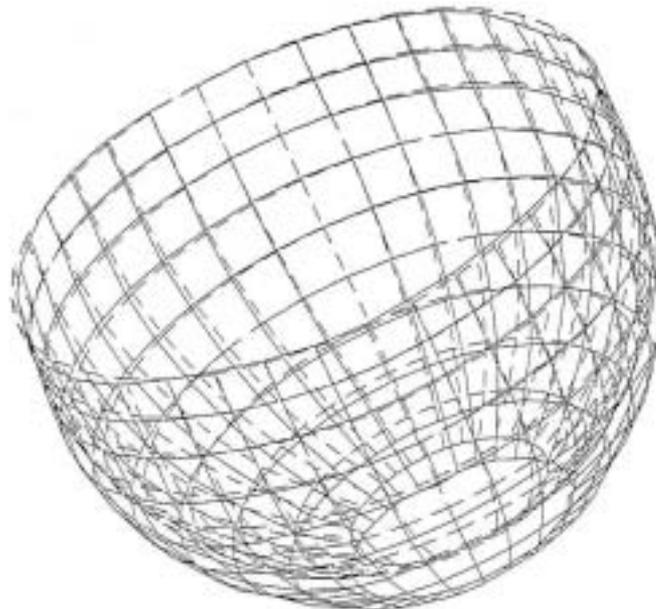


Abb. 33. Erste Mode der Gesamtstruktur bei 166,8 Hz; es ist lediglich der Kessel dargestellt.

Weitere Ergebnisse sind unter zwei unterschiedlichen Blickwinkeln in Abb. 34 aufgelistet. Um die Anschauung zu stützen, ist neben der Draufsicht eine Schrägansicht gewählt. Die Frequenzen stimmen mit denen der Teiltöne des Paukenklanges bis knapp oberhalb der Oktave überein. In diesem Frequenzbereich sind die Schwingungen der Gesamtstruktur ganz wesentlich von den Fellschwingungen bestimmt. In Hinsicht auf die Ovalisierung (vier Knotenpunkte auf dem Umfang) weisen die Formen des Kessels einige Gemeinsamkeiten mit den Ergebnissen von Ziegion (1991) auf; vgl. auch Kapitel 3. Die Kesselschwingung bei 229,8 Hz korrespondiert mit der Quinte und die bei 265,8 Hz mit der rotationssymmetrischen 02-Schwingung des Felles. Stöpel (1999) vermutet, dass die Schwingungen bei 287,9 Hz und

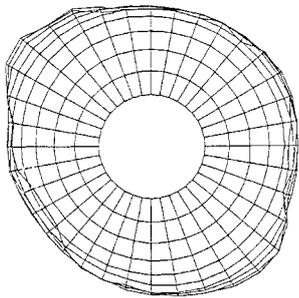
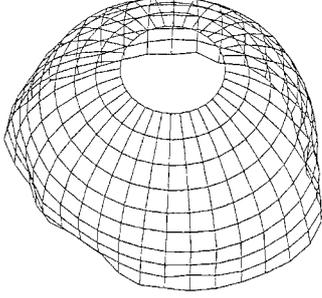
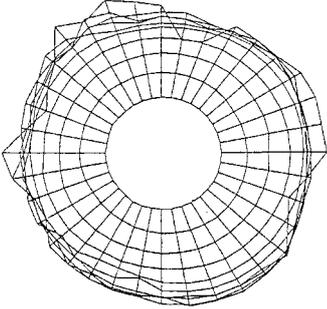
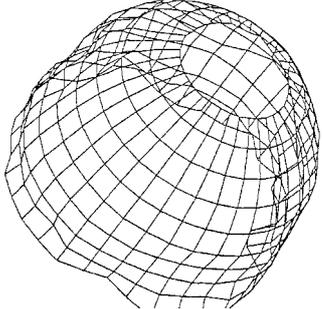
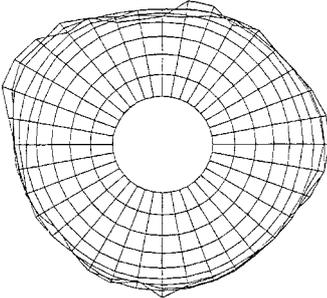
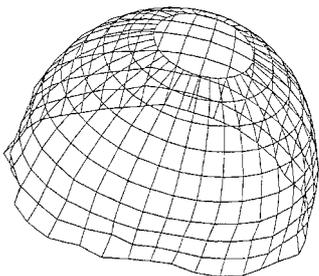
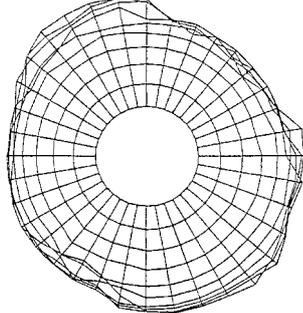
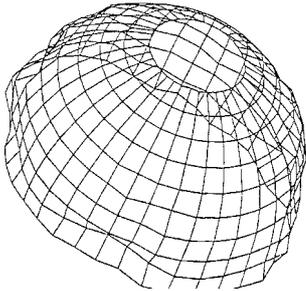
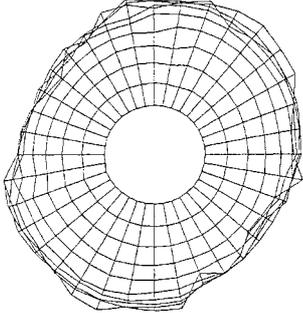
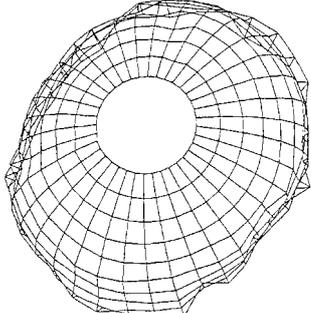
Frequenz	Ansicht von oben	Schrägansicht
229,8 Hz		
265,8 Hz		
287,9 Hz		
327,0 Hz		
355,0 Hz		

Abb. 34. Eigenschwingungen der kleinen Pauke.

327,0 Hz zwei Partialtöne entsprechen, in die sich die Oktave aufgespalten hat. Die Kesselschwingung bei 355,0 Hz ist der 12-Schwingung des Felles zugeordnet.

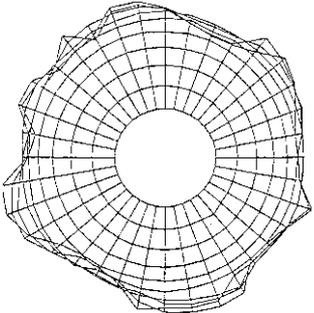
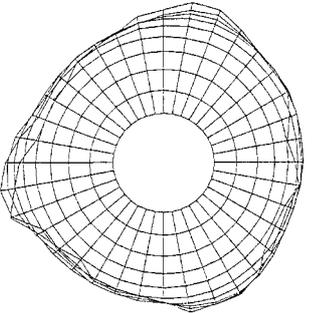
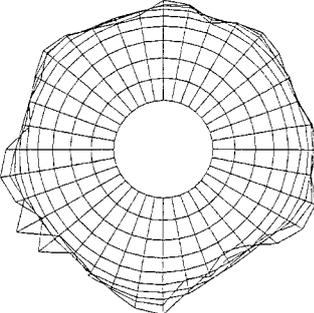
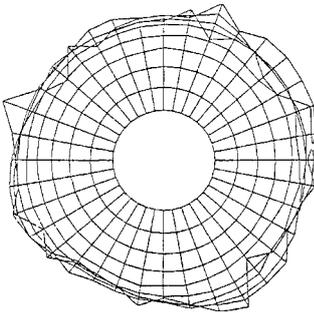
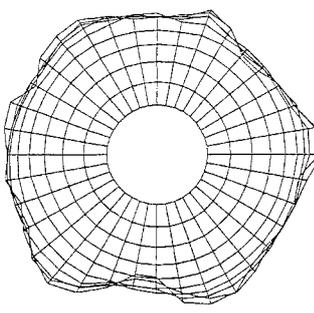
Form Frequenz	Schwingung in radialer Richtung
399,3 Hz	
430,4 Hz	
468,8 Hz	
510,3 Hz	
532,4 Hz	

Abb. 35. Eigenschwingungen in r-Richtung des Kessels der kleinen Pauke.

Abb. 35 zeigt weitere Moden. Die Schwingungsformen mit vielen Knoten und Bäuchen auf dem Kessel, wie sie an anderen Kesseln bei den Experimenten von Ziegler (1991) gefunden worden sind, treten erst bei höheren Frequenzen auf. Da sich der untere Teil des Kessels als weitgehend unbeweglich erwiesen hat, ist hier nur die Draufsicht gezeigt. Man erkennt Biegeschwingungen des Kesselrandes mit sechs bis teilweise wesentlich mehr Knotenpunkten auf dem Umfang. Der abrupte Übergang von Schwingungen mit vier Knotenpunkten auf solche mit sehr viel mehr Knoten hatte sich auch schon beim Kessel der Kolberg-Pauke Nr. 2 gezeigt; vgl. Abschnitt 3.3.1. Allzu viele Gemeinsamkeiten sollten jedoch nicht erwartet werden, da die hier untersuchte Pauke völlig anders aufgebaut ist als die bisher betrachteten Konzertpauken. Die kleine Pauke hat kein massives Gestell, in dem der Kessel hängt, sondern besteht vor allem aus einem relativ dickwandigen, praktisch halbkugeligen Kessel, über dessen Rand das Fell gespannt ist. Insbesondere fehlt bei der hier untersuchten Pauke der Stützring, der den Kessel am Rand versteift.

5.4. Zusammenfassende Bemerkung

Eine wesentliche Beobachtung der Untersuchung an der Gesamtstruktur ist, dass die Modalanalyse unterschiedliche Ergebnisse liefern kann, je nachdem ob alle Messpunkte in ihrer Gesamtheit, nur diejenigen auf dem Kessel oder ausschließlich die Messpunkte auf dem Fell analysiert werden. Es zeichnete sich die Tendenz ab, dass bei tiefen Frequenzen vor allem das Fell die Eigenformen des Gesamtsystems bestimmt, während mit wachsender Frequenz Moden des Kessels immer mehr dominieren.

Insbesondere hat die gemeinsame Modalanalyse der Gesamtheit aller Messpunkte Aufschluss über die Relationen der Amplituden auf dem Fell bzw. dem Kessel gegeben. Stöpel (1999) schätzt ab, dass bei tiefen Frequenzen das Fell mit etwa hundertmal größerer Amplitude als der Kessel schwingt. Dieser Unterschied wird umso kleiner, je höher die Frequenz wird. Bei 1 kHz entspricht das Verhältnis zwischen den Amplituden auf Fell und Kessel nur noch dem Faktor zehn. Dieselbe Tendenz hat sich bereits bei den Intensitätsmessungen an der kleinen Pauke (Kapitel 2) gezeigt.

Insgesamt stützen die Experimente von Stöpel (1999) die Vorstellung, dass der Kessel nicht aktiv zur Erzeugung des Paukenklanges beiträgt. Zwar ist die Fläche des Felles etwas kleiner als die des Kessels; jedoch sind die Schwingamplituden auf dem Fell mindestens eine - und im Bereich der klangbildenden Teiltöne bis zu zwei - Zehnerpotenzen größer als auf dem Kessel. So deuten auch diese Messungen darauf hin, dass ein erwähnenswerter aktiver Beitrag von Kesselschwingungen zum musikalischen Signal der Pauke nicht zu erwarten ist.

6. COMPUTER-BERECHNUNGEN VON KESSEL UND FELL

6.1. Motivation

Da alle bisherigen Untersuchungen gezeigt haben, dass das Zusammenspiel des Felles mit der Luft eine ganz zentrale Rolle spielt, wurden weitergehende Berechnungen in Angriff genommen. Gottlieb (1982) hat sich analytisch mit dem Einfluss der im Kessel eingeschlossenen Luft befasst. Gottlieb und Aebischer (1986, 1987) haben auch die Luft vor dem Fell berücksichtigt, wobei sie jedoch so rechneten, als wenn das Fell in eine unendliche Schallwand eingefügt sei („baffled“). Christian *et al.* (1984) haben Berechnungen, die auf einem Ansatz mit der Green'schen Funktion basieren; durchgeführt.



Abb. 36. Dr.-Ing. Marold Moosrainer beim Vermessen des Kessels B der großen Kolberg-Pauke.

All diese Berechnungen basieren auf geschlossenen Formulierungen, denen zwangsläufig weitgehende Idealisierungen zu Grunde liegen. Inzwischen stehen numerische Berechnungsverfahren zur Verfügung, die ein sehr genaues Abbild der Realität liefern können. Es lag daher nahe, moderne Computerverfahren zu nutzen, um neben dem biegesteifen Fell auch den Kessel und vor allem auch die Luft in das Modell mit einzubeziehen. Moosrainer (1998, 2000; siehe Abb. 36) hat einschlägige Analysen durchgeführt. Dabei hat er Berechnungen mittels der Methode der Finiten Elemente (*Finite Element Method*, FEM) und der Methode der Randelemente (*Boundary Element Method*, BEM) miteinander verknüpft. Die kommerziellen Programme, die er dazu verwendet hat, sind MSC/MASTRAN und SYSNOISE.

6.2. Unterschiedliche Stufen der Modellierung

Die Berechnungen von Moosrainer (1998, 2000) sowie Moosrainer und Fleischer (1998, 2000) gestatten verschiedene Stufen der Modellbildung. So ist es möglich,

- die Membran mit und ohne Biegesteifigkeit im Vakuum,
- die Membran mit und ohne Biegesteifigkeit in allseitig umgebender Luft sowie
- die Membran mit und ohne Biegesteifigkeit in Luft mit schwingungsfähigem Kessel

zu modellieren.

Die erste Stufe der Annäherung (Membran ohne Biegesteifigkeit im Vakuum) erlaubt es, die Qualität der FE-Berechnungen an Hand der geschlossenen Lösung für die ideale Membran zu überprüfen. Die Übereinstimmung erweist sich als ausgezeichnet.

Auch die zweite Stufe der Annäherung (Membran mit Biegesteifigkeit im Vakuum) wurde mit der Methode der Finiten Elemente realisiert. Durch Vergleich mit der geschlossenen Lösung für die ideale Membran lässt überprüfen, welchen Einfluss es auf die Eigenfrequenzen hat, wenn das Fell nicht mehr als biegeschlaff idealisiert wird. Es zeigt sich, dass der Biegesteifigkeit des Mylar-Felles angesichts der geringen Dicke des Felles (0,2 mm) und der hohen Vorspannkraft (2668 N/m) keine große Bedeutung zukommt. Erst bei höherfrequenten Moden sind Unterschiede zu verzeichnen, die sich aber allesamt im engen Rahmen bewegen. Beispielsweise bei der 61-Schwingung des Felles wird die Eigenfrequenz infolge der Biegesteifigkeit um weniger als ein halbes Promille erhöht. Die Biegesteifigkeit wirkt sich etwas stärker aus, wenn das Fell tiefer gestimmt wird, d.h. die rücktreibende Kraft in Folge der Membran-Vorspannung allmählich gegenüber der rücktreibenden Kraft in Folge der elastischen Platten-Eigenschaften an Bedeutung verliert.

In der dritten Stufe der Modellierung wird die umgebende Luft mit berücksichtigt, wobei zusätzlich zur Methode der Finiten Elemente auch die Methode der Randelemente herangezogen werden muss. Hier ist ein Vergleich mit eigenen experimentellen Daten möglich, vgl. beispielsweise Fleischer (1992). Tab. VI stellt numerische Werte den experimentelle Frequenzen gegenüber, wie sie bei einer Pauke gemessen wurden, deren Kessel entfernt worden war. Die Übereinstimmung erweist sich als sehr gut.

Tab. VI. Frequenzen und Frequenzintervalle der Membran mit der Vorspannkraft 2668 N/m, errechnet unter Berücksichtigung der umgebenden Luft (FEM/BEM).

In der rechten Spalte sind die experimentell ermittelten Werte angegeben.

Mode mn	err. Frequenz f_{mn}	Intervall f_{mn} / f_{11}	gem. Frequenz f_{mn}
01	65 Hz	0,54	65 Hz
11	121 Hz	1	121 Hz
21	174 Hz	1,44	174 Hz
31	227 Hz	1,88	227 Hz

Die größte Nähe zur Realität weist das Modell auf, das die biegesteife Membran in Luft mit schwingungsfähigem Kessel B umfasst. Abb. 36 zeigt Marold Moosrainer dabei, wie er die Außenkontur des Kessels vermisst. Dieses erweiterte Modell bildet die Grundlage für die Berechnungen, deren Ergebnisse im Folgenden zusammen gestellt sind.

6.3. Endgültige Modellierung

Einschlägige Ergebnisse gekoppelter FE/BE-Analysen, die sich auf die große Pauke beziehen, finden sich bei Moosrainer und Fleischer (1998, 2000). Das Fell wurde mit 1232 Vier-Knoten-Elemente diskretisiert. Zahlreiche der Einschränkungen, die der idealen Membran innewohnen, konnten fallen gelassen werden. So sind die Biegesteifigkeit des Kunststoff-Felles, die Belastung durch die Luft sowie eine eventuelle Rückwirkung von Hohlraummoden der Luft im Kessel auf das Fell berücksichtigt.

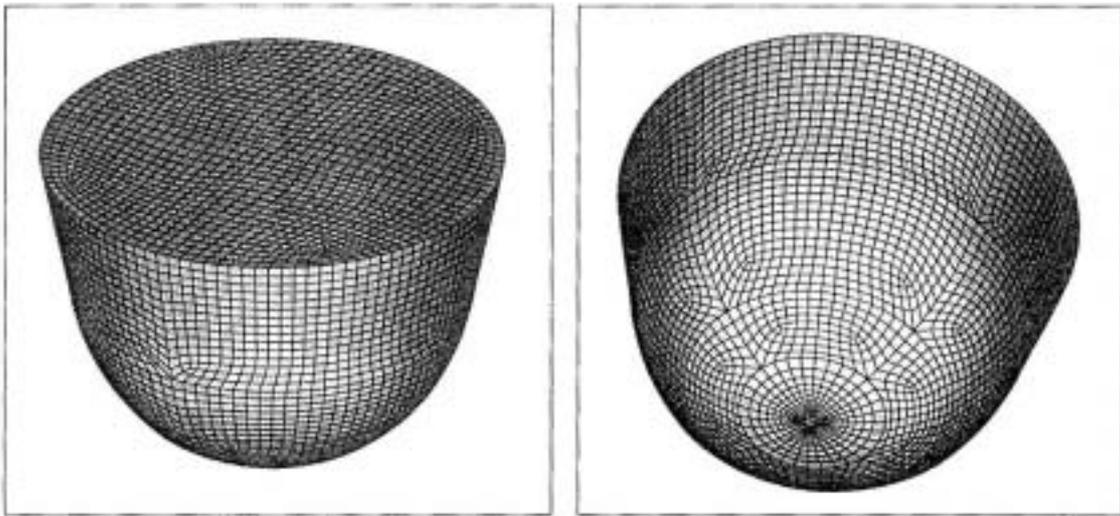


Abb. 37. Rechenetz auf Kessel und Fell für die gekoppelte FEM/BEM-Rechnungen von Moosrainer.

Während sich bereits gezeigt hat, dass die Biegesteifigkeit des Felles keinen wesentlichen Einfluss hat, könnten gewisse Auswirkungen davon zu erwarten sein, dass nun der Kessel als elastische Struktur in die Betrachtungen eingezogen wurde. Abb. 37 ist das Rechenetz für den Kessel mit nahezu 5000 Elementen zu entnehmen. Während die Wandung des Kupferkessels als schwingungsfähig behandelt wurde, war der Stützring, an dem sich Kessel und Fell treffen, als starr angenommen. Das impliziert, dass eine Interaktion zwischen den Struktur-schwingungen des Kessels und des Felles ausgeschlossen bleibt. Wesentlich ist jedoch, dass die Luft im Kessel sowie im umgebenden Gesamtraum in die Rechnung mit einbezogen wurde. Als einziger Dämpfungsmechanismus wurde die Strahlungsdämpfung, d.h. die Abgabe von Energie ins Schallfeld, berücksichtigt.

6.4. Ergebnisse für die Stimmung A2

6.4.1. Frequenzen der Fellschwingung

Tab. VII listet die Frequenzen auf, die für dieses erweiterte Modell mit der Vorspannkraft 2668 N/m errechnet wurden (Moosrainer und Fleischer 1998). Die Intervalle der $m1$ -Moden nähern sich sehr stark den musikalisch erwünschten Relationen 2 : 3 : 4 : 5 an. Außerdem hat die frequenzselektive Steifigkeit der Luft im Kessel bewirkt, dass die rotationssymmetrische 01-Schwingung nun eine höhere Frequenz als der 11-Hauptschwingung aufweist. Demnach ist der Hauptton nunmehr der tiefste der musikalisch relevanten Töne.

Tab. VII. Frequenzen und Frequenzintervalle der Membran in der Stimmung A2, errechnet unter Berücksichtigung des Kessels und der Luft (FEM/BEM)

Mode mn	err. Frequenz f_{mn}	Intervall f_{mn} / f_{11}
Helmholtz	13 Hz	
01	119 Hz	1,08
11	110 Hz	1
21	167 Hz	1,51
31	221 Hz	2,00
41	274 Hz	2,49

Ein Vergleich der errechneten Werte von Tab. VII mit den experimentellen Ergebnissen in Tab. VIII belegt, dass die FEM/BEM-Berechnungen die Realität weitestgehend nachbilden.

Tab. VIII. Gemessene Frequenzen und Frequenzintervalle der realen Pauke in der Stimmung A2

Mode mn	gem. Frequenz f_{mn}	Intervall f_{mn} / f_{11}
01	118 Hz	1,07
11	110 Hz	1
21	165 Hz	1,50
31	216 Hz	1,87
41	266 Hz	2,42

6.4.2. Helmholtz-Resonanz

Die Computer-Simulation hat eine tieffrequente weitere Schwingung bei 13 Hz ergeben, die sich erst dann einstellt, wenn die Luft im Kessel in die Berechnung mit einbezogen wird. Dabei handelt es sich um die Helmholtz-Resonanz, die im Folgenden mit Näherungsformeln behandelt werden soll.

Die Kessel der untersuchten Pauken weisen am untersten Punkt eine Öffnung auf, durch welche die eingeschlossene Luft Kontakt mit der Umgebungsluft hat. Auf diese Weise entsteht ein Helmholtz-Resonator. Im Hohlraum wirkt die Luft als Feder, in der Öffnung und in der Nähe der Öffnung als Masse. Die Resonanzfrequenz eines solchen Resonators mit allseits starren Begrenzungen ist

$$f_H = \frac{c_S}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{V l_{\text{eff}}}} \quad ; \quad (1)$$

hierin sind c_S die Schallgeschwindigkeit, V das Kesselvolumen, A die Querschnittsfläche der Öffnung und l_{eff} die effektive Länge der Luftsäule in der Öffnung.

Diese Luftsäule wird durch ein Rohr der Länge l zusammen gehalten. Da an den Enden eines Rohres zusätzliche Luftmasse mitbewegt wird, ist die effektive Länge l_{eff} des Rohres größer als seine geometrische Länge l . Zusätzlich sind an jedem Ende Korrekturen gemäß

$$l_{\text{eff}} = l + \Delta_{\text{innen}} + \Delta_{\text{außen}} \quad (2)$$

zu berücksichtigen. Bei deren Abschätzung sind zwei Fälle zu unterscheiden. Wenn - wie bei der betrachteten Pauke näherungsweise gegeben - eine Öffnung in einer weitgehend ebenen Wand vorliegt, ist die Mündungskorrektur auf jeder Seite

$$\Delta = 0,42\varnothing \quad , \quad (3)$$

wobei \varnothing den Durchmesser der Öffnung darstellt. Für das freie Ende eines Rohres gilt

$$\Delta = 0,3\varnothing \quad ; \quad (4)$$

dabei ist \varnothing der lichte Durchmesser des Rohres. Dieser Fall läge bei einem Rohr vor, das in den Kessel hinein- oder aus ihm herausragt.

Bei allseitig starren Begrenzungen ergibt sich für ein Kesselvolumen $0,142 \text{ m}^3$, den Lochdurchmesser $2,6 \text{ cm}$ und die Wanddicke bzw. Rohrlänge 1 mm , wie sie bei der großen Pauke vorliegen, die Helmholtz-Frequenz $f_H = 22 \text{ Hz}$. Diese Frequenz lässt sich unter anderem dadurch beeinflussen, dass die Öffnung im Kessel größer oder kleiner gemacht wird. Die Gln. (1) bis (4) erlauben es, die Auswirkungen einer solchen Modifikation abzuschätzen. Dass die Helmholtz-Frequenz bei der Computerberechnung (Tab. VII) bei der Stimmung A2 13 Hz beträgt, hat seinen Grund darin, dass die obere Begrenzung des Kessels bei einer Pauke durch das Fell gebildet wird. Sie ist nicht starr, sondern nachgiebig. Im nächsten Abschnitt wird sich zeigen, dass eine Erhöhung der Fellspannung auch eine Verschiebung der Helmholtz-Frequenz bewirkt.

Die Helmholtz-Resonanz liegt so weit unterhalb der klangbildenden Teiltöne, dass keine Auswirkung auf das Klangspektrum zu erwarten ist. Diskussionen mit Paukenspielern haben jedoch Grund zu der Vermutung gegeben, dass sie sich auf die Spielbarkeit der Pauke auswirken kann. Verschließt man die Öffnung im Kessel, so gibt es keine Helmholtz-Resonanz mehr. Der „Rebound“ ist dann deutlich verändert und das Fell wirkt in so anderer Weise auf den Schlegel zurück, dass dies ein geübter Spieler sofort bemerkt. Da bei Allegretto einem Sechzehntel der Zeitabstand von etwa 50 Millisekunden (dies ist die Periodendauer bei der Frequenz 20 Hz) entspricht, erscheint ein Zusammenhang plausibel.

6.5. Ergebnisse für die Stimmungen E2 und D3

Nach Angaben des Herstellers kann die betrachtete Pauke im Bereich einer ganzen Oktave genutzt werden. Für die klangbildenden Schwingungen des Felles - und damit für die zugehörigen Teiltöne - ergibt die Computer-Simulation die Frequenzen und Intervalle für tiefere bzw. höhere Frequenzlage, die den Tab. IX und X zu entnehmen sind. Tab. IX liegt die verringerte Vorspannkraft von 1465 N/m , Tab. X die erhöhte von 4873 N/m zu Grunde.

Tab. IX. Frequenzen und Frequenzintervalle der Membran in der Stimmung E2, errechnet unter Berücksichtigung des Kessels und der Luft (FEM/BEM). In der rechten Spalte sind die experimentell ermittelten Werte angegeben.

Mode mn	err. Frequenz f_{mn}	Intervall f_{mn}/f_{11}	gem. Frequenz f_{mn}
Helmholtz	10 Hz		
01	104 Hz	1,26	104 Hz
11	82 Hz	1	82 Hz
21	124 Hz	1,51	125 Hz
31	164 Hz	1,99	164 Hz
41	204 Hz	2,47	204 Hz

Die Simulation zeigt entsprechend der Erwartung, dass es für die Helmholtz-Resonanz eine Rolle spielt, wie stark das Fell gespannt und wie steif damit die obere Begrenzung des Kessels ist. Die Tab. IX und X geben Ergebnisse von Berechnungen für andere Tonlagen wieder. Es zeigt sich, dass ein schlafferes Fell ($S = 1465$ N/m; Tab. IX) zu der kleineren Helmholtz-Frequenz 10 Hz führt. Dagegen hat ein höhere Fellspannung Fell ($S = 4873$ N/m) erwartungsgemäß auch eine größere Helmholtzfrequenz zur Folge; Tab. X gibt hierfür den Wert 15 Hz an.

Tab. X. Frequenzen und Frequenzintervalle der Membran in der Stimmung D3, errechnet unter Berücksichtigung des Kessels der Luft (FEM/BEM). In der rechten Spalte sind die experimentell ermittelten Werte angegeben.

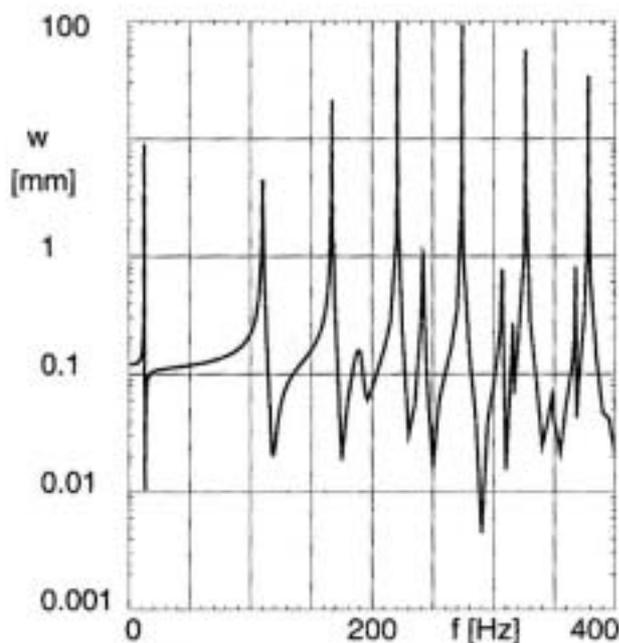
Mode mn	err. Frequenz f_{mn}	Intervall f_{mn}/f_{11}	gem. Frequenz f_{mn}
Helmholtz	15 Hz		
01	134 Hz	0,92	135 Hz
11	146 Hz	1	147 Hz
21	223 Hz	1,52	224 Hz
31	296 Hz	2,02	296 Hz
41	367 Hz	2,51	366 Hz

Die Intervalle der klangbildenden Teiltöne bleiben von der Stimmung des Felles weitgehend unbeeinflusst. Sie liegen nahe bei den Verhältnissen 2 : 3 : 4 : 5. Eine deutliche Abhängigkeit ist jedoch beim 01-Ton zu erkennen. Je höher das Fell gestimmt wird, desto kleiner wird die Schallwellenlänge und desto größer – gemessen an der Schallwellenlänge - ist der Kessel. Demzufolge nimmt die Steifigkeit der eingeschlossenen Luft immer mehr ab. In der Folge wird der 01-Ton immer tiefer. Dies könnte im ungünstigen Fall dazu führen, dass er gehört wird und – da er in keinem unharmonischen Verhältnis zu den übrigen Teiltönen steht – sich störend bemerkbar macht.

6.6. Weiterführende Berechnungen

Mit den Berechnungen von Moosrainer (1998, 2000) sowie Moosrainer und Fleischer (1998, 2000) für die Membran mit Biegesteifigkeit, umgebender Luft und Luft im schwingungsfähigen Kessel gelingt eine sehr gute Nachbildung der Realität. Sowohl die Formen als auch die Frequenzen der berechneten Fellschwingung stimmen brauchbar mit den Ergebnissen diverser Experimente überein; vgl. z.B. Fleischer (2005). Somit ist der Weg offen, von den Möglichkeiten des Schallfeld-Berechnungsprogrammes SYSNOISE Gebrauch zu machen und weitere Kenngrößen zu bestimmen.

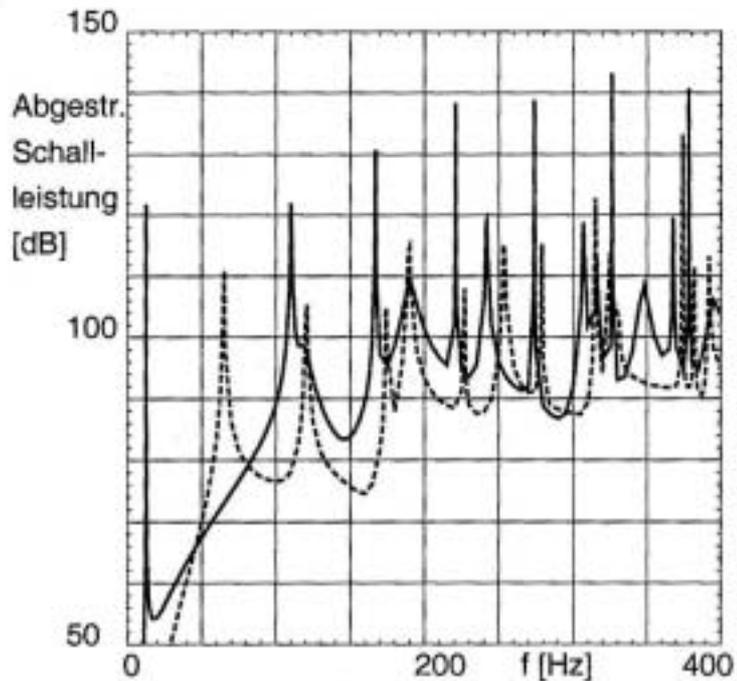
Abb. 38. Auslenkung an der Normalstelle in Abhängigkeit von der Frequenz als Ergebnis der Computersimulation (FEM/BEM).



Als ein Beispiel solcher Berechnungen ist in Abb. 38 die Auslenkung an der Normalstelle für eine konstant gehaltene Kraft von 1 N dargestellt. Diese Größe entspricht der Nachgiebigkeit und ist verknüpft mit der Admittanz, wie sie bei Fleischer (2005) verwendet wurde. Nach rechts ist die Frequenz, nach oben auf einer logarithmischen Skale die Auslenkung angegeben, wie sie sich für die Anregungskraft 1 N am üblichen Anschlagpunkt (10 cm vom Rand entfernt) einstellt. Analysiert man die Frequenzen der Maxima, so wird klar, dass sich beim Anschlagen an der Normalstelle erwartungsgemäß vor allem die antimetrischen $m1$ -Moden ausbilden. Eine schrittweise Verschiebung des Punktes in radialer Richtung könnte dazu beitragen, einen optimalen Anschlagpunkt zu finden, bei dem die erwünschten Teilschwingungen möglichst stark und die unerwünschten möglichst schwach angeregt werden.

In Abb. 39 ist im Pegelmaß die Schalleistung wiedergegeben, die sich für Anregung an der Normalstelle mit der Kraft 1 N bei Abstrahlung in den freien Raum errechnet (Moosrainer 2000). Die durchgezogene Kurve gilt für die Pauke mit Kessel. Die gestrichelte Linie ist das Ergebnis der Rechnung ohne den Kessel. Da ohne den Kessel der „akustische Kurzschluss“ zwischen Vorder- und Rückseite des Felles nicht mehr unterbunden ist, liegt das Niveau der Leistungspegel unter demjenigen, welches die Rechnung für dieselbe Pauke mit Kessel ergibt. Dass zudem die Maxima bei völlig anderen Frequenzen auftreten, ist bereits vom Vergleich der Tab. VI und VII her bekannt.

Abb. 39. Pegel der abgestrahlten Schallleistung in Abhängigkeit von der Frequenz als Ergebnis der Computersimulation (FEM/BEM).
Durchgezogen: mit Kessel;
gestrichelt: ohne Kessel.



6.7. Moden der Kesselstruktur

Abb. 40 zeigt die ersten beiden Strukturschwingungen des Kessels nach Moosrainer und Fleischer (2000). Diese sind wesentlich von der Vorgabe geprägt, dass der Stützring, auf dem der Rand des Kessels ruht, starr ist. In beiden Fällen tritt in Richtung der Erzeugenden des Kessels ein Schwingungsbauch auf. In Umfangsrichtung zeigt sich eine große Zahl von Bäuchen und Knoten. Eine Ovalisierung, wie sie in manchen Experimenten (z.B. Kapitel 3) zu beobachten war, ist nicht erkennbar. Vermutlich ist dies darauf zurückzuführen, dass der obere Teil des Kessels als unbeweglich angenommen und der Rand damit unzutreffend starr modelliert worden ist.

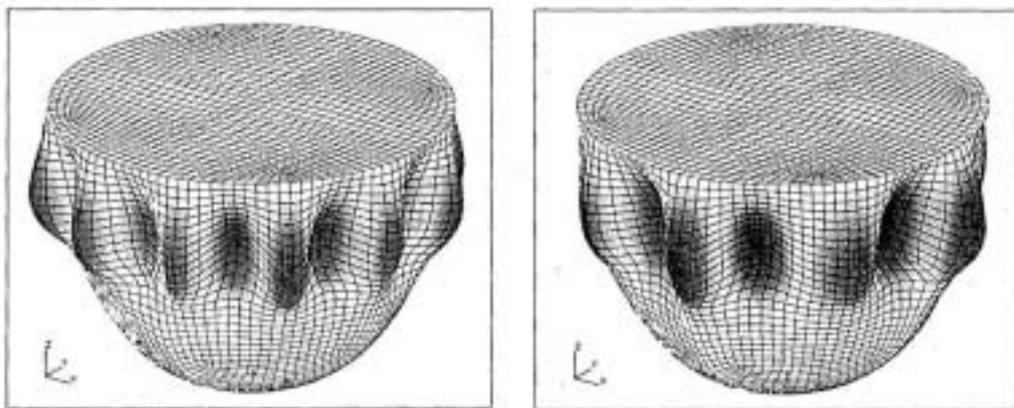


Abb. 40. Strukturmoden des Kessels bei 292 Hz (links) bzw. 352 Hz (rechts).

Bei den Berechnungen der Schallleistung (vgl. beispielsweise Abb. 39) zeigen sich bei den Frequenzen der beiden Kesselmoden keinerlei Beiträge. Offensichtlich trägt der Kessel nicht aktiv zur Abstrahlung von Schall bei. Um diese Feststellung zu überprüfen, wurde ein weiterer Lauf zur Berechnung der Schallleistung durchgeführt. Dabei wurde der gesamte Kessel als

starr vorgegeben. Im Frequenzbereich bis 400 Hz konnten keinerlei Unterschiede festgestellt werden. Dies bestätigt die bisher vorliegenden Befunde (z.B. Kapitel 2).

6.8. Moden der Luft im Kessel

Bisher liegt schon fest, dass die im Kessel eingeschlossene Luft mit dem Fell interagiert. Sie kann wie eine zusätzliche Massenbelegung (bei antimetrischen Schwingungen) bzw. wie eine zusätzliche Feder (bei der symmetrischen 01-Schwingung) wirken. Darüber hinaus bildet sie im Bereich zwischen 10 Hz und 20 Hz eine Helmholtz-Resonanz aus, die als nullte Luftmode gedeutet werden kann. Er wäre denkbar, dass weitere Moden der im Kessel eingeschlossenen Luft an der Klangbildung mitwirken.

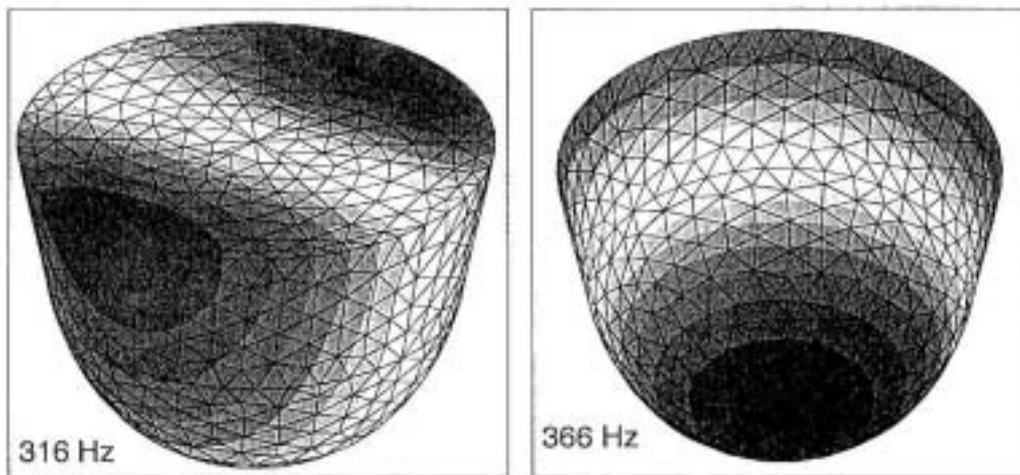


Abb. 41. Moden der Luft im geschlossenen Kessel bei 316 Hz (links) bzw. 366 Hz (rechts).

Abb. 41 gibt Ergebnisse entsprechender Berechnungen von Moosrainer und Fleischer (2000) wieder. Links ist eine Quermode, rechts eine Längsmode zu erkennen. Die Frequenz 316 Hz der zweiten Mode fällt mit derjenigen der 31-Schwingung des Felles zusammen. Die dritte Luftmode bei etwas mehr als 350 Hz spiegelt sich als schwaches lokales Maximum im Schalleistungs-Frequenzgang von Abb. 38 wider. Gemeinsam mit der Helmholtz-Schwingung sind dies die beiden einzigen Fälle, in denen nicht das Fell, sondern die Luft im Kessel das Schwingungsverhalten dominiert. Ein nachgeschobener Rechenlauf zeigt, dass das Verschieben der Öffnung im Kesselboden keinerlei Einfluss auf diese Luftmoden ausübt.

6.9. Zusammenfassende Bemerkung

Mit Hilfe von gekoppelten Berechnungen mit Finiten Elementen und Randelementen sind Moosrainer (1998, 2000) ausgezeichnete Simulationen der Vorgänge bei der Pauke gelungen. Nicht nur die Formen, sondern auch die Frequenzen der Schwingungen des Paukenfelles, wie man sie aus Experimenten kennt, sind sehr gut getroffen worden. Die hohe Qualität der Nachbildung eröffnet die Möglichkeit, „numerische Experimente“ durchzuführen. Einzelne Teile der Pauke lassen sich als starr oder als schwingungsfähig modellieren, um deren Beiträge zur abgestrahlten Schalleistung zu quantifizieren. Beispielsweise lässt sich auch die Größe und die Gestalt des Kessels modifizieren, um ein Optimum zu finden.

Auch alle numerischen Ergebnisse deuten darauf hin, dass der Kessel nicht aktiv zur Abstrahlung von Schall beiträgt. Zumindest bei einem „sachgerechten“ Anschlag des Felles an der Normalstelle hinterlassen Kesselschwingungen keine Spuren im errechneten Schallleistungs-Spektrum. Die Ergebnisse der Simulation sind demnach in Einklang mit den bisher vorliegenden experimentellen Ergebnissen.

Trotz der klaren Übereinstimmung macht die Simulation am Computer das Experiment jedoch noch nicht überflüssig. Beim derzeitigen Stand der Modellierung sind immer noch einige Aspekte – beispielsweise die Interaktion der Strukturen von Kessel und Fell - nicht vollständig erfasst sind. Ebenso sind Dämpfungseinflüsse nur rudimentär berücksichtigt. Insbesondere dann, wenn das Abklingen der Teiltöne betrachtet wird, sind im derzeitigen Stadium die Simulation sorgfältige Experimente nicht vollständig obsolet, sondern geradezu unverzichtbar.

7. SCHWINGUNGEN DES PAUKENGESTELLES

Moderne Orchesterpauken sind „Maschinenpauken“. Sie enthalten Bauteile, die keine direkte musikalische Funktion haben, sondern die Bedienbarkeit und Handhabbarkeit des Instrumentes verbessern sollen. Im folgenden Kapitel werden die Schwingungen solcher Teile untersucht. Ziel ist es, ein Gefühl dafür zu erhalten, ob mit der gegenseitigen Beeinflussung der Schwingungen des Felles und Schwingungen von Anbauteilen gerechnet werden muss.

7.1. Anbauteile von Pauken

In den Anfangszeiten bestanden Pauken praktisch nur aus dem Kessel, dem Fell, dem Druckreifen und einfachen Spannvorrichtungen. Sie wurden entweder seitlich am Reitsattel oder ähnlichem befestigt bzw. auf ein einfaches Gestell aus drei gekreuzten Stäben gestellt. Später wurde bei Orchesterpauken die Möglichkeit vorgesehen, die Fellspannung mittels eines verstellbaren Druckreifens rasch zu verändern („Maschinenpauken“). Von diesem Typus sind die hier behandelten Instrumente.



Abb. 42. Kleine Pauke mit Drehmechanismus auf Dreibein.

Pauken weisen sehr unterschiedliche Gestelle auf. Sie können beispielsweise auf einem Dreibein aus Metallrohren wie die Schülerpauke von Studio 49 in Abb. 42 stehen. Der Mechanismus für das Stimmen durch Verstellen der Fellspannung arbeitet mit einer Spindel und ist im Inneren des Kessels untergebracht.



*Abb. 43. Große alte
Orchesterpauke mit
Kurbelmechanismus
auf Dreibein.*

Abb. 43 zeigt eine ältere Maschinenpauke, die das Luftwaffenmusikkorps 1 dem Institut für Mechanik vor etwa zwanzig Jahren dankenswerterweise für eine kurze Untersuchung zur Verfügung gestellt hatte (Fleischer 1988, 1990). Der Druckreifen wird über einen Kurbelmechanismus betätigt. Das Gestell ist filigran; die Pauke ruht auf drei Beinen.



*Abb. 44. Moderne
Orchesterpauke
der Firma
Kolberg.*

Die untersuchten Orchesterpauken der Firma Kolberg Percussion vermitteln einen wesentlich massiveren Eindruck. Sie verfügen über ausgefeilte Möglichkeiten, das Fell sehr schnell umzustimmen. Der dafür erforderliche mechanische Aufwand ist hoch. Zunächst wird das Fell mit acht langen Gewindestangen gleichmäßig vorgespannt. Dies geschieht mittels eines einsteckbaren Schlüssels, den man in Abb. 44 links oben erkennt. Während des Spielens kann die Fellspannung entweder mit Hilfe einer Kurbel (siehe Abb. 44 rechts oben) oder eines Pedals (siehe Abb. 44 links unten) geändert werden. Die musikalische Note, der die eingestellte Stimmung entspricht, wird auf einer Skala (siehe Abb. 44 links oben) angezeigt.

Um den dazu notwendigen Aufwand an „Maschinenbau“ sichtbar zu machen, gibt Abb. 45 eine moderne Kolberg-Pauke ohne den Kessel wieder. Man erkennt den Druckreifen, der über die acht langen Schrauben gegen den Stern gezogen wird. Dieser ist nach unten drehbar mit einem massiven Kreuz aus Metallguss verbunden. Der Stern kann über einen Hebelmechanismus per Pedal oder Drehkurbel verschoben werden und bewegt über die acht Gewindestangen den Druckreifen nach oben oder unten. Von den Enden des Kreuzes führen vier massive Träger nach oben, die sich aufgabeln und an acht Stellen den Stützring tragen, auf dem normalerweise der umgebördelte Rand des Kessels ruht.



Abb. 45. Unvollständige Orchesterpauke; der Kessel ist entnommen.

Die Pauke kann nach Angaben des Herstellers im Bereich einer Oktave gestimmt werden. Das bedeutet, dass die Vorspannkraft des Felles um den Faktor vier veränderbar sein muss. Um zu verhindern, dass die dazu notwendigen hohen Zugkräfte das Gestell allzu sehr verformen, ist es aus Metall und sehr massiv gefertigt. Zwangsläufig wird die Pauke dadurch sehr schwer und unhandlich. Um sie leichter transportieren und positionieren zu können, ruht das Kreuz auf vier arretierbaren und teilweise höhenverstellbaren Transporträdern mit Vollgummireifen. Zum Schutz der Anbauteile und zur besseren Handhabbarkeit ist auf drei Vierteln des Umfangs ein verchromter Haltering angebracht. Somit verfügt die umstimbare Orchesterpauke moderner Bauart über eine Reihe von Anbauteilen, die für den Betrieb notwendig sind. Einige Anbauteile dienen jedoch lediglich der bequemeren Handhabung.

Eine „nackte“ Pauke, bei der alle Anbauten weggelassen sind, die zum Betrieb nicht zwingend notwendig sind, zeigt Abb. 46. Sie besteht aus dem Kessel, auf dessen Rand das Fell aufliegt. Die Spannung des Felles rührt vom Druckreifen her, der über die acht Gewindestangen zum Stern hin nach unten gezogen wird. Gegen den unteren Teil des Kessels stützt sich der Stern über ein zylinderförmiges Zwischenstück aus Holz ab. Diese Pauke funktioniert, lässt sich allerdings im Spielbetrieb nur mit großem Aufwand umstimmen und erzeugt deshalb lediglich eine Note. Der Bereich, in dem sie gestimmt werden kann, ist zu den hohen Noten hin eingeschränkt. Das Fell darf nicht sehr stark gespannt werden, da sich sonst der relativ weiche Kupferkessel unzulässig verformt.

Abb. 46. Unvollständige Orchesterpauke (nur Kessel mit Spannvorrichtung).



In Abb. 47 stehen sich zwei Extreme gegenüber: Links ist eine „nackte“, für eine einzige Note betriebsfähige Pauke dargestellt. Rechts sieht man eine handelsübliche moderne Orchesterpauke, die über den Bereich einer Oktave gestimmt werden kann. Es ist offenkundig, welcher Aufwand getrieben werden muss, um die Handhabbarkeit im Spielbetrieb beim Transport und zu erleichtern. Damit sind zum Fell, das notwendigerweise schwingen muss, auch Teile angefügt worden sind, deren Schwingung keinen musikalischen Sinn hat. Ob und wie diese Anbauteile schwingen, wird im Weiteren behandelt.



Abb. 47. Orchesterpauke unvollständig ohne Gestell (links)
bzw. vollständig mit Gestell (rechts).

7.2. Dreiachsige Schwingungsuntersuchungen am Paukengestell

Ziegon (1992) hat im Rahmen seiner Diplomarbeit neben dem Druckreifen, der das Fell über den Rand des Kessels zieht, auch das Gestell einer Kolberg-Pauke Nr. 2 untersucht. Bei die-

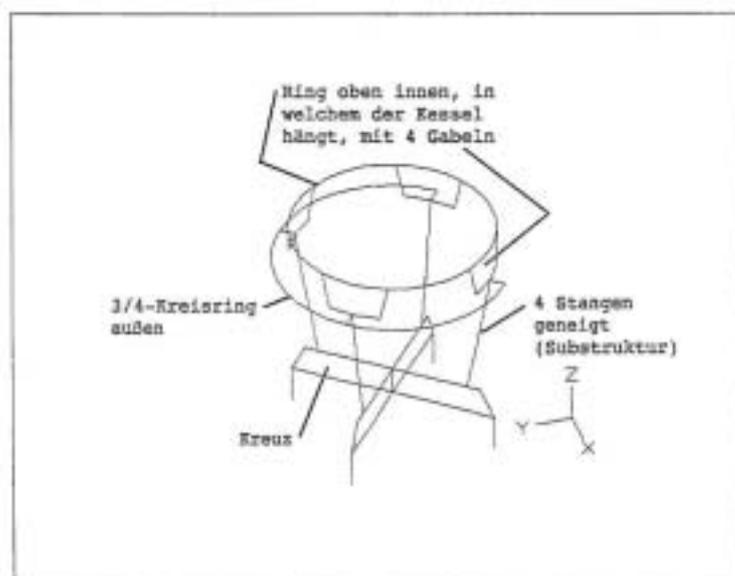


Abb. 48. Drahtmodell des Gestelles der Orchesterpauke.

sem Experiment war die Pauke im kompletten Betriebszustand mit einem Kessel B und auf den Hauptton 110 Hz gestimmt. Angeregt wurde mit einem elektrodynamischen Schwingerreger B&K 4810, die Eingangskraft wurde mit einem piezoelektrischen Kraftaufnehmer KIAG 9301A erfasst. Die Bewegung wurde mit einem piezoelektrischen Triaxial-Beschleunigungsaufnehmer PCB 306A06 gemessen und mit einem Vierkanal FFT-Analysator Ono Sokki CF 6400 analysiert. Die Software war SMS StarModal 3.02. Es wurde *Fixed Excitation* verwendet, d.h. die Anregung war fest und die Bewegungsmessung wanderte.

Abb. 48 gibt das „Drahtmodell“ wieder, das Ziegion (1992) verwendet hat. Er hat das äußere Gestell der Pauke in mehrere Substrukturen zerlegt. Zwei Messreihen mit unterschiedlichen Anregungspunkten wurden jeweils mehrfach ausgewertet. Im Frequenzbereich bis 250 Hz ergaben sich dabei die Eigenfrequenzen, die in Tab. XI zusammen gestellt sind.

Tab. XI. Eigenfrequenzen aus den beiden Messreihen nach Ziegion (1992)

Mode	2. Meßreihe	1. Meßreihe (Mode)	gemittelte Frequenz
1	83,53		83,53
2	85,88		85,88
3	108,47		108,47
4	112,78	113,67 (3)	113,23
5	117,34		117,34
6	139,80		139,80
7	151,01	151,26 (5)	151,14
8	168,06	167,73 (6)	167,90
9	206,67	206,22 (7)	206,45
10	225,24	224,11 (8)	224,68
11	230,61	229,50 (9)	230,06
12	248,84	249,26 (10)	249,05
Frequenzen in [Hz]			

Ziegion hat zwei Messreihen mit unterschiedlichen Anregungspunkten durchgeführt. Tab. XI lehrt, dass die zweite Messreihe mehr Moden ergeben hat als die erste. Die Formen und die Frequenzen stimmen weitgehend überein. In der letzten Spalte von Tab. XI sind die Werte der gemessenen Frequenzen gemittelt. Die zugehörigen Schwingungsformen sind in den beiden Teilen von Abb. 49 aufgelistet. Um die Anschaulichkeit zu erhöhen, ist das schwingende Gestell aus zwei Perspektiven dargestellt. In der Draufsicht erkennt man beispielsweise am oberen Kesselrand Ovalisierung (vier Knotenpunkte auf dem Umfang) bei 117,4 Hz bis 151,1 Hz sowie sechs Knotenpunkte bei 167,9 Hz bis 206,4 Hz.

Auswirkungen von Schwingungen des Gestelles auf die Schwingungen des Felles sind dann zu erwarten, wenn die Frequenzen übereinstimmen. Ist die Pauke auf die Note A2 gestimmt, dann liegen die Frequenzen der klangbildenden Teiltöne in der Nähe von 110 Hz, 165 Hz und 220 Hz.

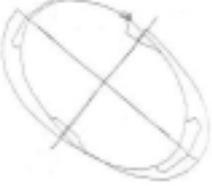
Form Frequenz	Ansicht von oben	Ansicht von der Seite
83,5 Hz		
85,9 Hz		
108,5 Hz		
113,2 Hz		
117,4 Hz		
139,8 Hz		

Abb. 49 Teil 1. Eigenschwingungen des Gestelles der Kesselpauke.

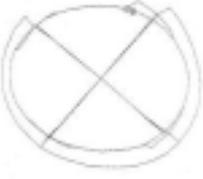
Form Frequenz	Ansicht von oben	Ansicht von der Seite
151,1 Hz		
167,9 Hz		
206,4 Hz		
224,7 Hz		
230,0 Hz		
249,0 Hz		

Abb. 49 Teil 2. Eigenschwingungen des Gestelles der Kesselpauke.

Danach könnte die 11-Schwingung des Felles (Hauptton bei 110 Hz) die Schwingungen mit 108,5 Hz und 113,2 Hz von Abb. 50 anregen, bei denen das Gestell „kippt“, der Stützring sich

nicht verformt und der äußere Dreiviertelring sich deutlich in seiner Ebene und aus dieser Ebene heraus verformt. Die 21-Schwingung des Felles (Quinte bei 165 Hz) regt möglicherweise die Schwingung bei 167,9 Hz von Abb. 51 an, bei der sich der äußere Dreiviertelring vor allem vertikal bewegt, während das übrige Gestell sich weitgehend in Ruhe befindet. Eine weitere mögliche Anregung könnte von der 31-Schwingung des Felles, welche die Oktave bei 220 Hz hervorruft, ausgehen. Deren Frequenz liegt nahe bei 224,7 Hz. Wie Abb. 52 deutlich macht, verbiegen sich hier auch die vier geneigten Träger. Die größten Schwingungsamplituden sind jedoch wiederum am äußeren Dreiviertelring zu beobachten. Es bleibt allerdings zu bedenken, dass sich die oben angenommenen Zuordnungen auf die Stimmung A2 der Pauke beziehen. Sie könnten sich ändern, sobald das Fell umgestimmt wird.

Form Frequenz	Ansicht von oben	Ansicht von der Seite
108,5 Hz		
113,2 Hz		

Abb. 50. Eigenschwingungen des Gestelles mit Frequenzen nahe dem Hauptton in Stimmung A2.

Form Frequenz	Ansicht von oben	Ansicht von der Seite
167,9 Hz		

Abb. 51. Eigenschwingungen des Gestelles mit Frequenzen nahe der Quinte in Stimmung A2.

Insgesamt zeigt sich, dass das massive Gestell sich im untersuchten Frequenzbereich relativ starr verhält, der äußere Dreiviertelring jedoch mehrere Eigenformen ausbildet. Wenn die Fellschwingung mit einer oder nahe einer Eigenfrequenz dieses Dreiviertelringes schwingt, besteht die Gefahr, dass der Ring in Resonanz gerät. Mechanische Energie, die der Spieler mit seinem Schlegel auf das Fell übertragen hat, würde dann dem Fell entzogen werden und stünde nicht mehr für die Abgabe von Schall zur Verfügung. Der entsprechende Teilton hätte eine geringere Amplitude und würde rascher abklingen, als die ohne einen angekoppelten Schwinger der Fall wäre.

Form Frequenz	Ansicht von oben	Ansicht von der Seite
224,7 Hz		

Abb. 52. Eigenschwingungen des Gestelles mit Frequenzen nahe der Oktave in Stimmung A2.

Die Konsequenz der Untersuchungen von Ziegion (1992) ist, dass der äußere Dreiviertelring zwar als „Stoßstange“ wirkt und es leichter macht, die Pauke zu transportieren. Jedoch besteht die Gefahr, dass er durch sein Mitschwingen das musikalische Signal der Pauke verschlechtert. Im Einzelfall muss entschieden werden, ob die einfache und robuste Handhabbarkeit des Instruments in Vordergrund steht, was auf der Tournee eines Orchesters mit Sicherheit ein bedeutender Gesichtspunkt ist. Der Dreiviertelring sollte dann angebracht bleiben. Hat die Tonqualität oberste Priorität, dann wäre die Empfehlung, denn Dreiviertelring zu entfernen.

7.3. Einachsige Schwingungsuntersuchungen am Paukengestell

7.3.1. Messung

Ein Jahr später hat Breitung (1993) im Rahmen einer grundlegenden Studie zur Modalanalyse auch Messungen an derselben Kolberg-Pauke durchgeführt, die Ziegion (1992) als Objekt gedient hatte. Aufbauend auf den Erkenntnissen von Ziegion hat Breitung einige Modifikationen am Strukturmodell vorgenommen. So hat er beispielsweise auf die Verwendung von Substrukturen verzichtet. Für die Messung hat er einen einachsigen B&K-Beschleunigungsaufnehmer, für die Anregung einen Impulshammer B&K 4202 und für die Analyse einen Zweikanal-FFT-Analysator Ono Sokki CF 930 verwendet. Die Software war SMS StarModal 3.02. Es wurde *Fixed Response* verwendet, d.h. der Beschleunigungsaufnehmer war fest und der Anregungspunkt wanderte.

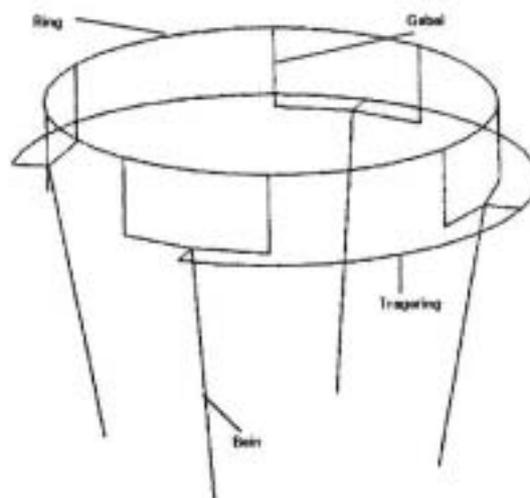


Abb. 53. Orchesterpauke (oben) und Drahtmodell des Gestelles (unten).

Abb. 53 gibt das Original und die idealisierte Struktur wieder, deren Schwingungen erfasst wurden. Insbesondere ist der Dreiviertelring zu erkennen, der bei einem Teil der Messungen vorhanden, bei einem anderen abgenommen war. Die Untersuchungen von Breitung (1993) weisen einen wesentlichen Unterschied zu denen von Ziegion (1992) auf: Letzterer hat die Bewegung dreiaxsig gemessen und seine Gesamtergebnisse einer Modalanalyse unterzogen. Ersterer konnte dagegen nur in z - oder in r -Richtung messen und zwei getrennte Modalanalysen durchführen. Dies führt naturgemäß nicht nur zu unterschiedlichen Eigenformen, sondern auch zu jeweils anderen Eigenfrequenzen.

7.3.2. Modalanalyse am Gestell mit Dreiviertelring

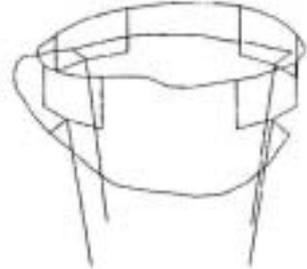
Form Frequenz	Schwingung in vertikaler Richtung
56,5 Hz	
131,2 Hz	
147,4 Hz	
173,1 Hz	
232,5 Hz	

Abb. 54. Eigenschwingungen in z-Richtung des Gestelles der Kesselpauke mit Dreiviertelring.

In Abb. 54 sind Schwingungsformen zusammen gestellt, die sich ergeben, wenn in vertikaler Richtung angeregt und gemessen wird, also in derjenigen Richtung, in der sich auch das Fell bewegt. Die Schwingung bei 56,5 Hz besteht im Wesentlichen aus einem Kippen des Stützringes samt Kessel. Die übrigen Moden sind durch heftige Verformungen des Dreiviertelringes gekennzeichnet. Obwohl die Formen und Frequenzen meist nur entfernt mit den Resultaten des vorherigen Abschnitts übereinstimmen, zeigt sich jedoch auch hier, dass das „schwingfreudigste“ Teil des Gestelles der Dreiviertelring ist, der in Abb. 53 als Tragering bezeichnet wird.

In radialer Richtung ergibt sich ein etwas anderes Bild. Angeregt und gemessen wurde parallel zur Ebene des Felles. Die Ergebnisse finden sich in Abb. 55. Bei 162,7 Hz und 235,2 Hz erweist sich vor allem der Dreiviertelring als leicht beweglich; er bildet deutliche Eigenformen aus. Bei den übrigen Frequenzen schwingt auch der Stützring, in dem der Kessel samt Fell lagert, mit großen Auslenkungen. Bei 150,0 Hz ovalisiert er sich, weist also auf dem Umfang vier Knotenpunkte auf. Diese Schwingungsform ist charakteristisch für Kreisringbalken und tritt in aller Regel als die Mode mit der tiefsten Frequenz auf. Ziegion (1992) hat sie ebenfalls, jedoch bei der Frequenz 117,4 Hz beobachtet; vgl. Abb. 49 Teil 1. Bei 265,6 Hz zeigt sich eine Schwingungsform mit sechs Knotenpunkten, die Ziegion (Abb. 49 Teil 2) bei 230,0 Hz beobachtet hatte. Zwei weitere und demnach insgesamt acht Knotenpunkte lassen sich bei 374,4 Hz nachweisen.

Erwartungsgemäß führen für die einzelnen Raumrichtungen getrennte Modalanalysen zu anderen Ergebnissen, als wenn der vollständige Beschleunigungsvektor mit allen drei Komponenten gemessen worden ist und die Datenbasis für die Analyse liefert. Ein Vergleich zeigt auch, dass weder die Eigenformen noch die Eigenfrequenzen der unterschiedlichen Versuchsreihen von Ziegion (1992) und Breitung (1993) vollständig übereinstimmen. Jedoch deuten die Messungen und Analysen beider Autoren darauf hin, dass der Dreiviertelring äußerst schwingfreudig ist. Da er keine musikalische Funktion hat, sondern nur dazu dient, die Pauke leichter transportieren und positionieren zu können, liegt der Gedanke nahe, den Ring einfach abzunehmen. Um die Konsequenzen zu klären, wurden weitere Versuche durchgeführt.

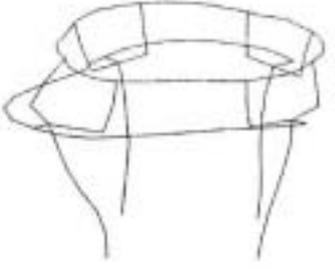
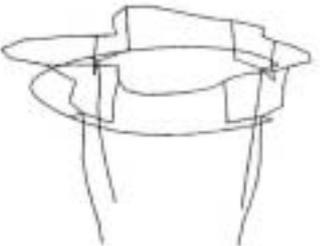
Form Frequenz	Schwingung in radialer Richtung
150,0 Hz	
162,7 Hz	
235,2 Hz	
265,6 Hz	
378,4 Hz	

Abb. 55. Eigenschwingungen in r-Richtung des Gestelles der Kesselpauke mit Dreiviertelring.

7.3.3. Modalanalyse am Gestell ohne Dreiviertelring

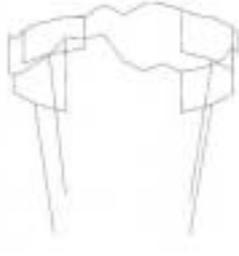
Form Frequenz	Schwingung in vertikaler Richtung
57,4 Hz	
146,1 Hz	
262,8 Hz	

Abb. 56. Eigenschwingungen in z-Richtung des Gestelles der Kesselpauke ohne Dreiviertelring.

Exemplarisch sind in Abb. 56 drei Schwingungen der Pauke ohne den Dreiviertelring zusammen gestellt, die sich bei Anregung und Messung in der zum Fell senkrechten Richtung ergeben. Die erste Schwingung bei 57,4 Hz stimmt weitgehend mit der ersten von Abb. (13) überein. Dort hatte sich der Dreiviertelring als starrer Körper bewegt. Nachdem er entfernt worden ist, steigt die Frequenz etwas an. Bei 146,1 Hz und 262,8 Hz werden bei abgenommenem Dreiviertelring nunmehr Schwingungen des Stützringes samt Kessel und Fell mit vier bzw. sechs Knotenpunkten sichtbar. Naturgemäß ist von großer Bedeutung, mit welchen Amplituden sich diese Schwingungen ausbilden. Allgemeine Aussagen hierzu lassen sich anhand der vorliegenden Daten nicht machen. Jedoch erscheint die Bemerkung zulässig, dass das Weglassen eines besonders schwingfreudigen Anbauteils das Gestell nicht automatisch in Hinsicht auf Schwingungen „beruhigt“, sondern lediglich verändert. Es wäre sogar denkbar, dass auf diese Weise Tilgungseffekte, die sich auf die Schwingungen des Felles möglicherweise positiv auswirken, zunichte gemacht werden.

7.4. Schwingungsuntersuchungen am Fellring

Ziegon hat 1992 im Rahmen seiner Diplomarbeit zwei unterschiedliche Vorrichtungen untersucht, mit denen sich das Fell spannen lässt. Im einfachsten Fall wird nur der Blechwulst („Wickelring“) verwendet, an dem der Rand des Felles befestigt ist. Beim verwendeten Kunstfell Remo Weather King Tympani hat dieser Blechwulst die Form eines U der ungefähren Breite 0,7 cm und Höhe 1 cm. Das Fell ist in den Wulst geführt, der offenbar mit einem Kunstharz ausfüllt ist, das die Verbindung zwischen Fell und Spannring sicherstellt. Wie in Abb. 44 ruht der Kessel auf dem Stützring des Gestelles. Im Unterschied zu Abb. 44 ist allerdings der schwarze Druckreifen weggelassen. Zum Spannen wird ausschließlich der Blechwulst genutzt. An acht Stellen des Blechwulstes greifen Haken an, die mit langen Spannschrauben in Richtung des Sterns gezogen werden können. Mit diesen acht Spannhaken kann die Spannung des Felles zunächst egalisiert und dann durch Verstellen des Sterns insgesamt verändert werden. Der Unterschied zur Verwendung eines Druckreifens liegt darin, dass die Spannkraft an den acht Haken eher punktförmig aufgebracht wird und sich weniger gleichmäßig über den Umfang verteilt. Zudem ist der „stumme“ Teil des Felles, der über den Kesselrand hinausragt und nicht aktiv zur Tonerzeugung beiträgt, im vorliegenden Fall mit einer geringeren Masse belegt. Das Fell war bei dieser Untersuchung auf die Note A2 gestimmt.

Abb. 57 zeigt ausgewählte Ergebnisse. Bei den Frequenzen 132,6 Hz und 135,9 Hz scheint eine Schwingung in zwei Erscheinungsformen aufzutreten (Moden-Splitting; vgl. Fleischer und Rotter 1994 sowie Fleischer 1994). Es ist Ovalisierung zu beobachten, d.h. eine Bewegung vorwiegend in der Ebene des Fellringes mit zwei „Knotendurchmessern“ bzw. vier Knotenpunkten auf dem Umfang. Bei 191,5 Hz und 228,7 Hz könnte ebenfalls Moden-Splitting einer Schwingung in der Ebene mit drei „Knotendurchmessern“ bzw. sechs Knotenpunkten auftreten. Während der Fellring sich hierbei vorwiegend in seiner Ebene bewegt, schwingt er bei 242,9 Hz und 259,4 Hz auch senkrecht dazu, d.h. aus der Ebene heraus. Keine der gemessenen Frequenzen der Schwingungen des Ringes stimmt mit denen des Felles (in der verwendeten Stimmung A2 ca. 110 Hz/165 Hz/220 Hz) überein. Ziegon (1992) hat deshalb eine Beeinflussung der wesentlichen Teiltöne des Paukenklanges durch das Mitschwingen des Fellringes ausgeschlossen.

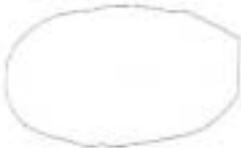
Form Frequenz	Ansicht von oben	Ansicht von der Seite
132,6 Hz		
135,9 Hz		
191,5 Hz		
228,7 Hz		
242,9 Hz		
259,4 Hz		

Abb. 57. Eigenschwingungen des Felloberes.

7.5. Schwingungsuntersuchungen am Druckreifen

Das zweite, üblicherweise verwendete Vorgehen beim Spannen des Felles hat Ziegion (1992) ebenfalls untersucht. Es besteht darin, über den Fellring den metallenen Druckreifen zu legen, der sich in Abb. (3) schwarz darstellt. Dieser hat ein L-Profil und weist Bohrungen auf, durch welche die acht langen Spannschrauben geführt sind. Die Spannkraft verteilt sich einigermaßen gleichmäßig über den Umfang des Felles. Allerdings ist der stumme Teil des Felles, der über den Kesselrand hinausragt und nicht aktiv zur Tonerzeugung beiträgt, mit einer größeren Masse als im vorher betrachteten Fall belegt. Auch bei dieser Untersuchung war das Fell auf den Note A2 gestimmt.

Tab. XII. Eigenfrequenzen des Druckreifens nach Ziegion (1992)

Results: Freq&Damp - SPARINGB.PRJ			
Mode	Freq. (Hz)	Damp. (Hz)	Damp. (%)
1	112,168	686,187m	611,739m
2	117,449	626,439m	533,362m
3	138,679	702,719m	506,718m
4	148,141	239,102m	161,401m
5	151,735	961,453m	633,626m
6	171,237	1,062	620,274m
7	206,788	1,781	861,320m
8	230,139	534,247m	232,140m
9	251,001	775,182m	308,835m
10	269,575	1,355	502,681m
11	277,052	1,271	458,827m
12	288,944	427,435m	147,930m
13	304,084	1,460	480,091m
14	309,938	766,144m	247,192m
15	318,988	2,331	730,751m
16	325,021	2,259	694,955m
17	332,262	1,059	318,813m

Die Resultate der Modalanalyse sind in Tab. XII zusammen gestellt. Einige der zugehörigen Schwingungsformen finden sich in Abb. 58. Die ersten drei abgebildeten Formen sind durch große Auslenkungen aus der Ebene des Druckreifens heraus gekennzeichnet. Sie weisen maximal zwei „Knotendurchmesser“ bzw. vier Knotenpunkte auf dem Umfang auf. Bei den höheren Frequenzen sind drei „Knotendurchmesser“ bzw. sechs Knotenpunkte zu erkennen. Die Bewegungen spielen sich vorwiegend in der Ebene des Druckreifens ab. Auch hier stimmen die Schwingungsfrequenzen des Druckreifens nicht direkt mit den Teiltonfrequenzen bei der Stimmung A2 (ca. 110 Hz/165 Hz/220 Hz) überein.

Wie auch bei der Untersuchung des Fellringes im vorhergehenden Abschnitt zeigt sich auch hier, dass die Eigenfrequenzen der betrachteten Bauteile des Gestelles sich nicht allzu sehr von denen des Felles unterscheiden. Auch sind die Eigenformen, beispielweise in Hinsicht auf die Knotendurchmesser, nicht völlig andersartig als diejenigen des Felles. Auch wenn die Frequenzen bei der aktuellen Stimmung des Felles nicht vollständig übereinstimmen, kann eine Interaktion zwischen den verschiedenen schwingungsfähigen Teilen der Pauke nicht ausgeschlossen werden. Insbesondere wäre denkbar, dass sich das Paukenfell so stimmen lässt,

dass Teiltonfrequenzen mit Schwingungsfrequenzen von Anbauteilen übereinstimmen. In der Folge könnten diese Anbauteile dann in Resonanz geraten und der Fellschwingung Energie entziehen. Dies würde bedeuten, dass der entsprechende Teilton rascher abklingt, als dies ohne mitschwingendes Anbauteil der Fall wäre.

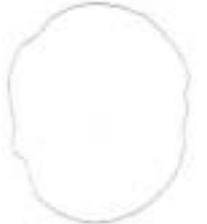
Form Frequenz	Ansicht von oben	Ansicht von der Seite
117,4 Hz		
138,7 Hz		
148,1 Hz		
206,8 Hz		
269,6 Hz		

Abb. 58. Eigenschwingungen des Druckreifens.

7.6. Schwingungsuntersuchungen am Stützring

Im Jahr 1991 hat Ziegler in einer Studienarbeit unter anderem Schwingungen des Stützringes untersucht. In diesem oberen Teil des Gestelles ruht der Kessel. Um die Messung einfacher zu machen, wurden Kessel und Fell entfernt. Gemessen wurde die Beschleunigung ausschließlich in r -Richtung. In dieser Richtung wurde ebenfalls angeregt. Die Ergebnisse im Frequenzbereich bis 500 Hz sind in Abb. 59 aufgelistet. Man erkennt die typischen Kreisringschwingungen. Bei 45,0 Hz bilden sich zwei „Knotendurchmessern“ bzw. vier Knotenpunkte auf dem Umfang aus. Bei 247,0 Hz sind bereits acht Knotenpunkte zu erkennen. Die Schwingung mit zehn Knotenpunkten ist bei 323,9 Hz und 377,9 Hz zu erkennen. Dass eine gleichartige Schwingungsform bei unterschiedlichen Frequenzen auftritt, könnte in Unterschieden der Bewegung in den anderen Raumrichtungen begründet sein. Da eine Verdrehung zu beobachten ist, könnte es sich dabei auch um Moden-Splitting (Fleischer und Rotter 1994 sowie Fleischer 1994) handeln. Bei 475,2 Hz ist schließlich eine weitere Form mit zwölf Knotenpunkten erkennbar.

Keine der gemessenen Frequenzen des Stützringes stimmt mit Schwingungsfrequenzen des Felles (in der verwendeten Stimmung A2 ca. 110 Hz/165 Hz/220 Hz) überein. Eine Beeinflussung der wesentlichen Teiltöne des Paukenklanges dadurch, dass der Stützring mit-schwingt, erscheint daher zunächst wenig wahrscheinlich. Jedoch sei noch einmal darauf hingewiesen, dass bei dieser Messung sich weder Kessel noch Fell im Gestell befanden, was die Aussagekraft hinsichtlich des Spielbetriebs erheblich einschränkt.

Form Frequenz	Ansicht von oben
46,0 Hz	
102,6 Hz	
247,0 Hz	
323,9 Hz	
377,9 Hz	
475,2 Hz	

Abb. 59. Eigenschwingungen in radialer Richtung des Stützringes der Kesselpauke.

Habekost (1992) hat ähnliche Untersuchungen am Stützring und am oberen Rand des Kessels wie Ziegion (1991) durchgeführt. Der wesentliche Unterschied ist, dass bei seinen Experimenten die Pauke stets komplett und in spielbarem Zustand war. Das bedeutet, der Kessel hing im Stützring; das Fell war darüber gezogen und mit dem Druckreifen auf die Note A2 und in einem weiteren Experiment auf D2 gestimmt. Gemessen und angeregt wurde in radialer Richtung. Für die Messwerterfassung mit *Fixed Response* wurden verschiedene Kombinationen von festem Messpunkt für die Beschleunigung und Anschlagpunkten für den Impulshammer gewählt.

Form	Ansicht von oben
Frequenz	
150,5 Hz ... 151,8 Hz	
268,0 Hz ... 298,4 Hz	

Abb. 60. Radiale Eigenschwingungen des Stützringes.

Die Experimente von Habekost (1992) haben gezeigt, dass der obere Rand des Kessels sich nicht anders bewegt als der Stützring, in dem der Kessel hängt und mit dem er engen Kontakt hat. Abb. 60 gibt die zwei ersten Eigenformen von Stützring/Kesselrand samt den Frequenzen wieder, die bei der Stimmung A2 des Felles gemessen wurden. Bei der tieferen Stimmung D2 des Felles wurden die Frequenzen 132,5/138,4 Hz bzw. 211,25/263,4 Hz beobachtet. Die beiden radialen Schwingungsformen mit vier bzw. sechs Knotenpunkten auf dem Umfang stimmen mit den ersten beiden von Abb. 59 überein. Allerdings liegen bei Habekost (Abb. 60) die Frequenzen deutlich höher. Dies hat einen Grund darin, dass im Gegensatz zu den Messungen von Ziegion (Abb. 59) der Stützring in Kontakt mit dem Kessel war. Der andere Grund dürfte sein, dass das Fell darüber gezogen und gespannt war. Dadurch ist der Stützring offenbar in so

hohem Maße „versteift“ worden, dass die Frequenzen vergleichbarer Schwingungsformen nunmehr um das etwa Dreifache höher liegen als bei der vorherigen Messung.

7.7. Zusammenfassende Bemerkung

Von verschiedenen Autoren wurden sowohl am Gestell der großen Kolberg-Pauke als auch an exponierten Einzelteilen Schwingungen gemessen. Erwartungsgemäß liefern diese Untersuchungen nicht alle die gleichen Ergebnisse. Werden Teile der Pauke (z.B. der Dreiviertelring, der Kessel oder das gespannte Fell) entfernt, so ändert sich die Schwingung des Gesamtsystems teilweise erheblich. In dieser Hinsicht ist die Quintessenz der Untersuchungen, für eine aussagekräftige Messung das Gesamtsystem möglichst wenig zu verändern. Es erscheint ratsam, lieber an bestimmten Stellen, die schlecht zugänglich sind, einige Messpunkte auszulassen, als Teile der Pauke abzunehmen, damit andere Teile leichter erreicht werden können. Eine andere Erkenntnis ist, dass das Gestell von so komplexer Geometrie ist, dass eine Beschränkung der Bewegungsmessung auf eine Richtung problematisch ist. Zwar erscheint es sinnvoll, senkrecht zum Fell anzuregen und zu messen. Alle anderen Teile können sich jedoch so mannigfaltig bewegen, dass bei der Messung in nur einer der drei Raumrichtungen wesentliche Information möglicherweise nicht erfasst wird.

In der Zusammenschau lässt sich feststellen, dass alle Teile der Pauke auch in dem Frequenzbereich schwingungsfähig sind, in dem das Fell die klangbildenden Teiltöne abstrahlt. Eine Interaktion erscheint nicht ausgeschlossen. Da nicht zu erwarten ist, dass das Gestell Schall abstrahlt, kann diese Interaktion nur destruktiver Art sein. Das heißt, dass das Mitschwingen von Anbauteilen den Schwingungen des Felles Energie entziehen könnte. Diese würde im Gestell in Wärme umgesetzt werden und stünde nicht mehr für die Abstrahlung ins Schallfeld zur Verfügung.

Bis diese Vermutung überprüft ist, bleibt festzuhalten, dass an der Kontaktstelle Fell-Gestell immer wieder Schwingungsformen aufgespürt wurden, die vier Knotenlinien (Ovalisierung) bzw. sechs Knotenlinien auf dem Umfang aufweisen. Diese Schwingungsmuster sind verwandt mit denen der Quinte (zwei Knotendurchmesser) und der Oktave (drei Knotendurchmesser). Da auch die Frequenzen nahe beieinander liegen, erscheint eine Interaktion wahrscheinlich. Diesem Aspekt kommt so große Bedeutung zu, dass er in Kapitel 9 noch einmal gesondert aufgegriffen werden soll.

8. AUSSCHWINGEN DER MODEN DES FELLES

8.1. Motivation

Im Laufe der numerischen Untersuchungen hatte sich gezeigt, dass es bisher nicht gelungen ist, Energieverluste im untersuchten System zutreffend zu modellieren. Moosrainer konnte bei seinen Untersuchungen, die in Kapitel 6 beschrieben sind, lediglich die Strahlungsdämpfung, d.h. die Abgabe von Energie ins Schallfeld, nachbilden. Dass dies offensichtlich nicht allein ausreicht, hat sich an den Ergebnissen gezeigt, die er damit erhalten hat (Moosrainer 2000). Die errechneten Werte sind immer größer als diejenigen, welche im Experiment gefunden wurden. Um einen Überblick über realistische Werte zu erhalten, die das Abklingen der klangbildenden Komponenten bei verschiedenen Stimmungen und Pauken kennzeichnen, wurden deshalb mehrere Messreihen durchgeführt. Dabei wurde zunächst ermittelt, wie die einzelnen Teilschwingungen der Membran abklingen.

8.2. Theoretischer Hintergrund

Träten keine Verluste auf, würde in einem Kontinuumsschwinger - hier der Membran – die Energie zwischen den beiden Erscheinungsformen Bewegungs- oder kinetische Energie und Formänderungs- oder potentielle Energie oszillieren. Wäre eine Schwingung einmal in Gang gebracht worden, hielte sie für alle Zeiten an.

8.2.1. Abgabe von Energie ins Schallfeld

In der Praxis kann dieser Fall nie auftreten. Insbesondere ist es der genuine Zweck eines Musikinstruments, Schall zu erzeugen. Dies bedeutet aus der Sicht eines mechanischen Schwingers, dass Energie abgegeben werden muss. Im vorliegenden Zusammenhang spricht man von „Strahlungsdämpfung“. Während diese Art von „Dämpfung“ grundlegend für die Funktion des Instruments ist, sind andere Arten von Energieverlust als parasitär anzusehen. Dazu gehören die Reibung an Fügstellen, Materialdämpfung und viskose Dämpfung in der umgebenden Luft. Hierbei wird mechanische Energie in Wärme umgesetzt, ohne einen akustischen Nutzen zu haben. Auf die letztgenannten Mechanismen soll im Folgenden nicht im Detail eingegangen werden. Vielmehr soll die Abstrahlung von Schall betrachtet werden.

Wenn der Spieler mit dem Schlegel anschlägt, überträgt er eine begrenzte Menge mechanischer Energie auf das Fell. Derjenige Anteil, welcher durch Strahlungsdämpfung in Schallenergie umgewandelt wird, ist für die Funktion des Instruments von Nutzen. Wie groß dieser Anteil ist, hängt ganz wesentlich von der Schwingungsform ab, mit der sich das Fell bei der betrachteten Frequenz bewegt. Die dafür maßgebliche Größe ist der Strahlungswiderstand, d.h. der Realteil der komplexen Strahlungsimpedanz. Berechnungen für eingebaute Membranen finden sich beispielsweise bei Fleischer (1991). Im Zusammenhang mit der Pauke kann sich die Betrachtung auf Helmholtzzahlen kleiner als Eins beschränken, da der Radius des Felles (ca. 0,36 m bei der großen Pauke) klein im Vergleich zur Schall-Wellenlänge (ca. 1,17 m bei der Oktave der auf die Note D3 gestimmten großen Pauke) ist.

Hierbei sind zwei Einflüsse zu unterscheiden: Je mehr gegenphasig schwingende Bereiche, d.h. je mehr Knotenlinien (Knotenkreise und/oder Knotendurchmesser) des Fell aufweist, desto kleiner ist in diesem Bereich der Strahlungswiderstand. Für die Pauke bedeutet dies, dass der 01-Ton immer am raschesten abklingen wird. Die Oktave wird länger als die Quinte, und diese wiederum länger als der Hauptton „stehen“. Es sei noch einmal darauf hingewiesen, dass diese Rangfolge hinsichtlich des „*Sustain*“ die Strahlungsdämpfung als einzigen Dämpfungsmechanismen voraussetzt.

Die andere wesentliche Gesetzmäßigkeit bezieht sich auf die Knotendurchmesser. Nach Maßgabe der gegenphasig schwingenden Bereiche charakterisieren sie den Schallstrahler als Monopol, Dipol usw. Sehr anschauliche Animationen, welche die räumlichen Verteilungen der Schallabgabe in den Raum anschaulich machen, finden sich bei Zotter (2007). Je mehr Knotendurchmesser das Fell ausbildet, desto steiler steigt der Strahlungswiderstand als Funktion der Frequenz an. Anders ausgedrückt: Je mehr Knotendurchmesser die Teilschwingung hat, desto länger „steht“ der Teilton. Wird das Fell einer Pauke höher gestimmt, dann kann sich in Folge der unterschiedlichen Frequenzabhängigkeiten diese Rangfolge ändern. Jedoch ist zu erwarten, dass die Abklingzeiten dadurch insgesamt kürzer werden. Zwei Fälle sind zu unterscheiden.

8.2.2. Die Pauke wird mit Kessel betrieben

Berechnungen für eingebaute Membranen („*baffled*“) finden sich bei Fleischer (1984a und b sowie 1991). Das Fell wird bei Helmholtzzahlen unterhalb von Eins betrieben. Ausschlaggebend für den Frequenzgang, d.h. die Abhängigkeit des Strahlungswiderstandes von der Frequenz, in diesem Bereich ist die Anzahl der Knotendurchmesser. So ist bei einer eingebauten Membran, die als Modell für das Fell mit Kessel dienen kann,

- für den 01-Ton (Monopol) ein Anstieg des Strahlungswiderstandes proportional zum Quadrat der Frequenz,
- für den Hauptton (11-Ton; Dipol) ein Anstieg des Strahlungswiderstandes proportional zur vierten Potenz der Frequenz,
- für die Quinte (21-Ton; Quadrupol) ein Anstieg des Strahlungswiderstandes proportional zur sechsten Potenz der Frequenz
- usw.

zu erwarten. Im selben Maße wie der Strahlungswiderstand hängt die Schalleistung von der Frequenz ab.

Wenn eine Fellschwingung nun viel Schalleistung abzugeben vermag, ist der begrenzte Vorrat an mechanischer Energie auch schnell aufgebraucht. Dies bedeutet, dass der Teilton entsprechend rasch abklingt. Eine Überlegung hinsichtlich der Formänderungsenergie bzw. der kinetischen Energie des Felles und der durch Abstrahlung in das Schallfeld abgegebenen Energie erlaubt es, die Abklingzeiten abzuschätzen. Dabei ist zu beachten, dass die Leistung mit dem Quadrat der Feldgrößen des mechanischen oder akustischen Feldes verknüpft ist. Deshalb nehmen die Abklingzeit, die Nachhallzeit oder ähnliche Kenngrößen für das Ausschwingen entsprechend der Wurzel in geringerem Maße ab, als die Strahlungsimpedanz mit der Frequenz zunimmt. Vielmehr ist

- für den 01-Ton (Monopol) ein Verlauf der Nachhallzeit umgekehrt proportional zur Frequenz,
- für den Hauptton (11-Ton; Dipol) ein Verlauf der Nachhallzeit umgekehrt proportional zum Quadrat der Frequenz,

- für die Quinte (21-Ton; Quadrupol) ein Verlauf der Nachhallzeit umgekehrt proportional zur dritten Potenz der Frequenz
- usw.

zu erwarten.

8.2.3. Der Kessel ist entfernt

Anders liegen die Dinge, wenn der Kessel entfernt wird. Vorder- und Rückseite des Felles sind nun nicht mehr voneinander getrennt, so dass dieses bereits im einfachsten Fall als ein Dipol schwingt. Manche Trommeln sind so beschaffen. Nunmehr gilt

- für den 01-Ton (Dipol) ein Verlauf der Nachhallzeit umgekehrt proportional zum Quadrat der Frequenz,
- für den Hauptton (11-Ton; Quadrupol) ein Verlauf der Nachhallzeit umgekehrt proportional zur vierten Potenz der der Frequenz,
- usw.

Demnach ist zu erwarten, dass ein Teilton im Grundsatz länger steht, wenn der Paukenkessel abgenommen ist, als wenn die Pauke samt ihrem Kessel gespielt wird.

8.3. Messungen des Abklingens mit dem Laser-Wegmesser



Abb. 61. Große Pauke mit Laser-Abstandsmesser (links) zur Untersuchung des Abklingens der Fellschwingung.

Die Überlegungen von Abschnitt 8.2 haben gezeigt, dass die Strahlungsdämpfung von mechanischen und akustischen Gegebenheiten abhängt. Interessiert die Frage, wie lange ein

Teilton steht, so kann dies auf mehrerlei Arten untersucht werden. So kann das Abklingen der Teiltöne des Schallsignals vermessen werden; dies wird im nächsten Kapitel praktiziert. Im vorliegenden Kapitel wird betrachtet, wie die Teilschwingungen des Felles im Lauf der Zeit abnehmen. Da lineare Beziehungen angenommen werden können, ist davon auszugehen, dass das Schallsignal – das bei einem Musikinstrument letztlich interessiert – mit derselben Nachhallzeit abnimmt, wie dies die zugrunde liegende mechanische Schwingung tut.

Ein Laser Displacement Meter Ono Sokki LD 1100S-005, wie es in Abb. 61 links über der Pauke zu erkennen ist, wurde dazu verwendet, die Auslenkung des Felles in der Nähe der Normalstelle zu messen. Nach dem Anschlagen mit einem Schlegel wurde das Messsignal in einem Fourier-Analysator Ono Sokki CF 350 gespeichert, analysiert und in Hinsicht auf das Abklingen der einzelnen Teilschwingungen ausgewertet. Aus der Abnahme des Pegels einer Teilschwingung um 20 dB wurde auf die Nachhallzeit T_{60} geschlossen, in welcher die Auslenkung auf ein Tausendstel des Anfangswertes (entsprechend einer Pegeldifferenz von 60 dB) abgefallen ist. Da bei der Messung der mechanischen Auslenkung weniger Störsignale als bei Schalldruckmessungen auftreten, hat sich diese Vorgehensweise als robust erwiesen und liefert Einblicke in das Ausschwingen der einzelnen Teiltöne.

8.4. Messergebnisse für die kleine Kolberg-Pauke

Über die absoluten Abklingzeiten sind Vorhersagen nicht ohne weiteres möglich, jedoch lassen sich deren Relationen sowie die Frequenzgänge abschätzen: Je höher die Anzahl der gegenphasig schwingenden Bereiche des Felles ist, desto langsamer klingt der zugehörige Teilton im Grundsatz ab. Wird das Fell höher gestimmt, so nimmt die die Abklingzeit umso rascher ab, je höher die Anzahl der gegenphasig schwingenden Bereiche ist. Da jedoch auch noch weitere Dämpfungsmechanismen wirken, werden diese beiden Abhängigkeiten nicht immer klar erkennbar sein.

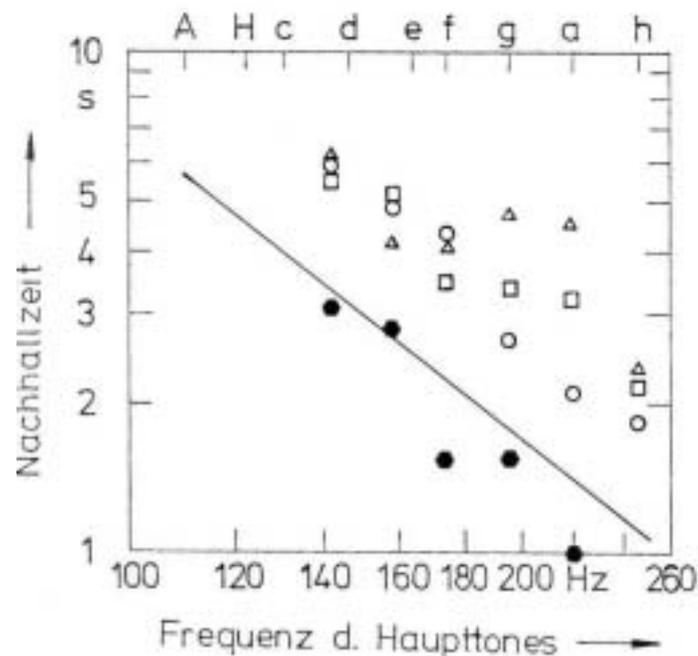


Abb. 62. Nachhallzeiten T_{60} der Teiltöne der kleinen Kolberg-Pauke mit Mylar-Fell ohne Kessel für verschiedene Stimmung des Felles. Die Messwerte für den 01-Ton (Sechsecke) sind ausgefüllt. Die Gerade entspricht einer Funktion $\sim 1/f^2$.

Die Nachhallzeiten für die Teiltöne der kleinen Pauke sind in den Abb. 62, 63 sowie 65 und 66 als Funktion der Frequenz in doppelt-logarithmischer Darstellung angegeben. Die Kreise stehen für den Hauptton, die Quadrate für die Quinte und die Dreiecke für die Oktave. Sofern der 01-Ton eindeutig nachweisbar war, kennzeichnen Sechsecke die Ergebnisse der Messung. In den Abb.62 und 63 gibt die eingezeichnete Gerade eine Abhängigkeit umgekehrt proportional zum Quadrat der Frequenz wieder.



Abb. 63. Kleine Kolberg-Pauke Nr.4 ohne Kessel.

Abb. 62 bezieht sich auf einen Vorversuch. Sie gibt zunächst die Abklingzeiten der Pauke ohne Kessel wieder, wie sie in Abb. 63 gezeigt ist. Die ausgefüllten Sechsecke stehen für den 01-Ton, bei dem das rückseitig offene Fell Dipol-Charakteristik aufweist und der nahezu ebenso rasch abklingt, wie der Hauptton bei normalem Betrieb mit Kessel (Abb. 64). Ist der Kessel weggelassen, klingt der Hauptton (Kreise) länger nach, die Quinte (Quadrate) noch länger und am längsten die Oktave (Dreiecke). Abweichungen von dieser „regulären“ Aufeinanderfolge deuten auf frequenzselektive weitere Energieverluste hin.

Bei den weiteren Untersuchungen war der Kessel eingehängt, die Pauke also in vollständigem Betriebszustand. Die Kreise beziehen sich auf den Hauptton, den die Fellschwingung mit einem Knotendurchmesser hervorruft. In Abb. 64 sind sie ausgefüllt. Ihre Frequenzabhängigkeit entspricht weitgehend einer Abnahme auf ein Viertel pro Frequenzverdoppelung, sofern die Pauke mit ihrem Kessel betrieben wird. Ist die Nachhallzeit kleiner, als es die Gerade vorgibt, wirken höchstwahrscheinlich zusätzliche Dämpfungsmechanismen. Die Nachhallzeiten für die Quinte und die Oktave sind größer als die für den Hauptton. Auch sie zeigen die Tendenz, dass diese Teiltöne umso rascher abklingen, je höher die Frequenz ist.

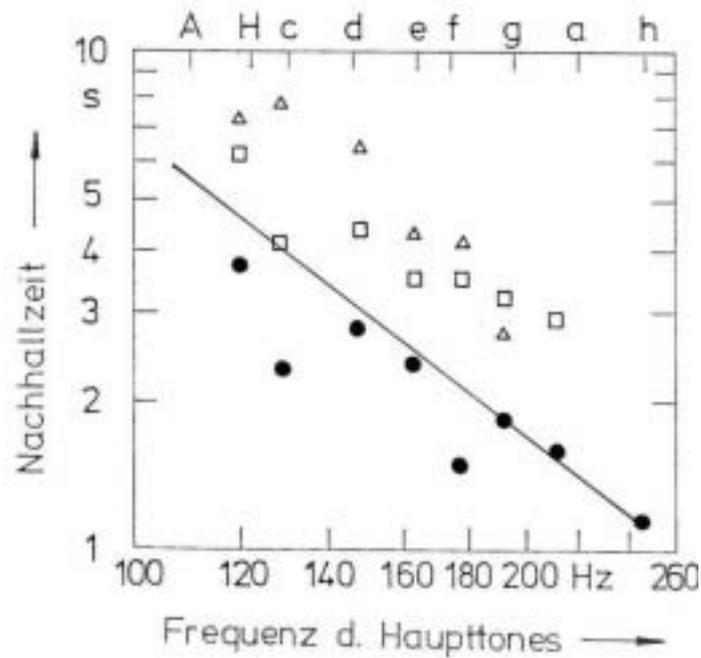


Abb. 64. Nachhallzeiten T_{60} der Teiltöne der kleinen Kolberg-Pauke mit Mylar-Fell und Kessel für verschiedene Stimmung des Felles. Die Messwerte für den Hauptton (Kreise) sind ausgefüllt. Die Gerade entspricht einer Funktion $\sim 1/f^2$.

Für die vollständige Pauke mit Kessel sind in Abb. 65 die Messergebnisse für die Quinte (Quadrate) schwarz hervorgehoben. Es ist eine Gerade eingezeichnet, deren Steigung eine Abhängigkeit umgekehrt proportional zur dritten Potent der Frequenz wiedergibt. Ein „glatter“ Frequenzgang ist den Messwerten nicht zu entnehmen. Auch die Parallelverschiebung der Gerade führt in keinem Fall dazu, dass sämtliche Messwerte für die Quinte hinreichend er-

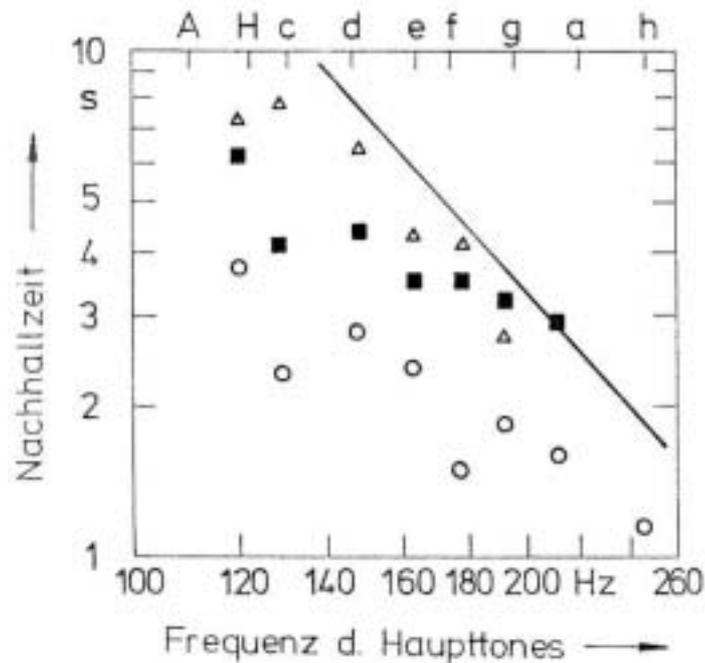


Abb. 65. Nachhallzeiten T_{60} der Teiltöne der kleinen Kolberg-Pauke mit Mylar-Fell und Kessel für verschiedene Stimmung des Felles. Die Messwerte für die Quinte (Quadrate) sind ausgefüllt. Die Gerade entspricht einer Funktion $\sim 1/f^3$.

erfasst werden. Demnach wirken insbesondere bei tief gestimmter Pauke außer der Strahlungs­dämpfung, deren Frequenzgang bekannt ist, noch weitere Mechanismen, die zum Verlust von Energie und damit zum rascheren Abklingen der Oktave führen.

Dieselbe Beobachtung lässt sich machen, wenn man in Abb. 66 das Abklingen der Oktave (Dreiecke) betrachtet. Solange die Pauke tief gestimmt ist, ist die Nachhallzeit der Oktave am größten. Deren Frequenzgang ist nun durch eine Gerade charakterisiert, deren Steigung eine Abhängigkeit umgekehrt proportional zur vierten Potent der Frequenz widerspiegelt. Wird die Pauke höher gestimmt, nimmt die Nachhallzeit der Oktave in stärkerem Maße ab als die der Quinte. Dies kann dazu führen, dass in den hohen Lagen die Oktave rascher abklingt als die Quinte. Auch hier weichen die Messwerte so weit von der Geraden ab, dass offensichtlich nicht allein die Abstrahlung von Schall, sondern noch weitere Dämpfungsmechanismen zu Energieverlusten führen.

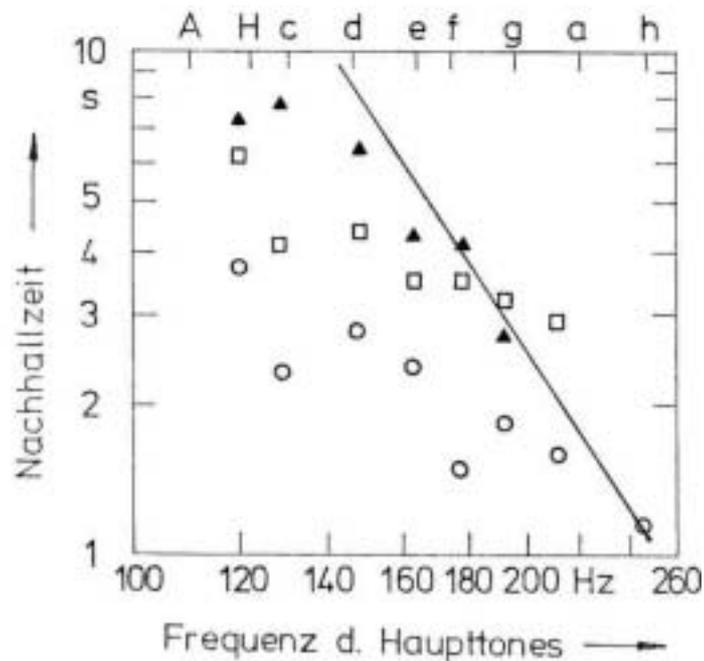


Abb. 66. Nachhallzeiten T_{60} der Teiltöne der kleinen Kolberg-Pauke mit Mylar-Fell und Kessel für verschiedene Stimmung des Felles. Die Messwerte für die Oktave (Dreiecke) sind ausgefüllt. Die Gerade entspricht einer Funktion $\sim 1/f^4$.

In Abb. 67 sind die experimentellen Ergebnisse für die Pauke mit Kessel mit einer linearen Zeiten-Skale an der Ordinate dargestellt. Die Messwerte für die klangbildenden Teiltöne sind verbunden. In manchen Bereichen fallen die Kurven weitgehend stetig über der Frequenz ab. Der Hauptton (durchgezogen) klingt rascher als die Quinte (gestrichelt) ab. Am längsten steht in aller Regel die Oktave (strich-punktiert). Diese regulären Zusammenhänge sind jedoch nicht immer gegeben. Vielmehr zeigen sich immer wieder Abweichungen vom glatten Frequenzgang und damit deutliche Hinweise darauf, dass zusätzlich zur „nützlichen“ Strahlungsdämpfung frequenzselektiv „parasitäre“ Energieverluste auftreten können.

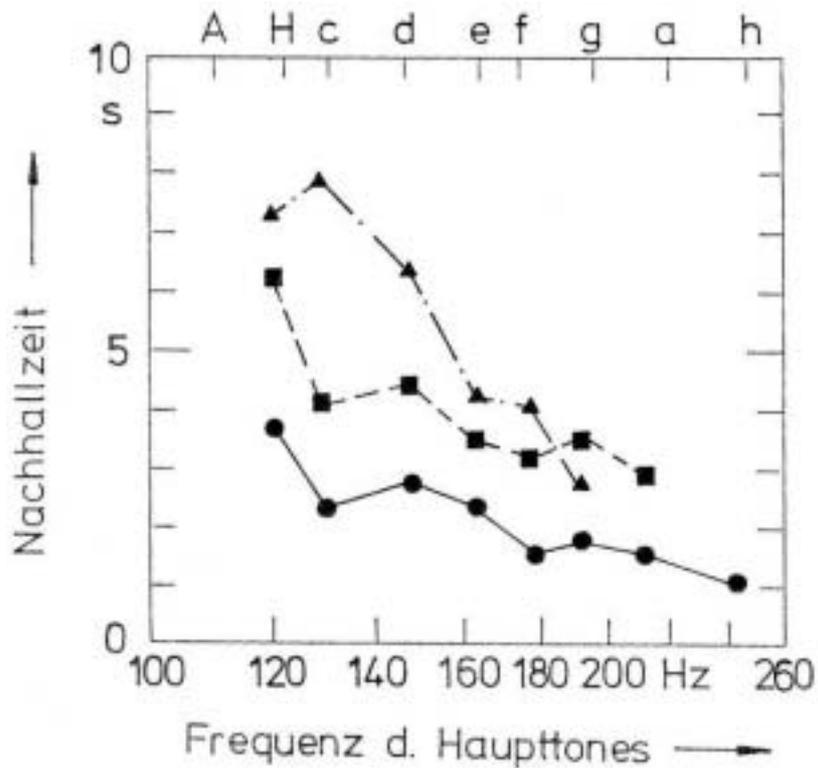


Abb. 67. Nachhallzeiten T_{60} der Teiltöne der kleinen Kolberg-Pauke mit Mylar-Fell und Kessel für verschiedene Stimmung des Felles. Kreise: Hauptton; Quadrate: Quinte; Dreiecke: Oktave.

8.5. Messergebnisse für die große Kolberg-Pauke

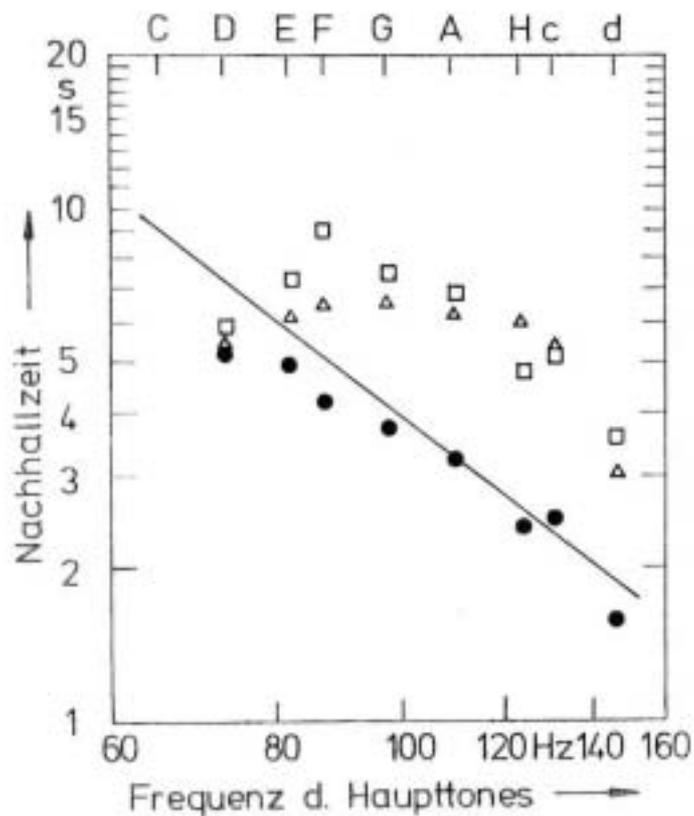


Abb. 68. Nachhallzeiten T_{60} der Teiltöne der großen Kolberg-Pauke mit Naturfell und Kessel C für verschiedene Stimmung des Felles. Die Messwerte für den Hauptton (Kreise) sind ausgefüllt. Die Gerade entspricht einer Funktion $\sim 1/f^2$.

Abb. 68 belegt, dass sich für den Hauptton der $1/f^2$ -Frequenzgang für die Nachhallzeit auch bei der großen Pauke mit Kessel C nachweisen lässt. Die Gerade entspricht in doppelt-logarithmischer Darstellung einer Abnahme der Nachhallzeit auf ein Viertel bei Verdoppelung der Frequenz. Es sind Abweichungen nach unten zu erkennen, die auf das Wirken weiterer Dämpfungsanteile hindeuten. Im vorliegenden Fall treten diese Abweichungen in relativ geringem Ausmaß auf.

Die Abb. 69 bis 71 zeigen die experimentellen Ergebnisse in ihrer Gesamtheit mit einer linearen Zeiten-Ordinate. Beim Kessel C mit Naturfell fallen die Messwerte für den Hauptton (durchgezogen in Abb. 69) weitgehend stetig über der Frequenz ab. Wie üblich klingt der Hauptton rascher ab als die Quinte (gestrichelt). Die Nachhallzeiten von Quinte (durchgezogen) und Oktave (strich-punktiert) erweisen sie sich als nicht so unterschiedlich, wie es die alleinige Betrachtung der Strahlungsdämpfung erwarten ließe. Insbesondere in den tiefen Lagen treten Abweichungen vom glatten Frequenzgang auf. Die Nachhallzeiten von Quinte und Oktave können dort kleiner sein als in der mittleren Lage.

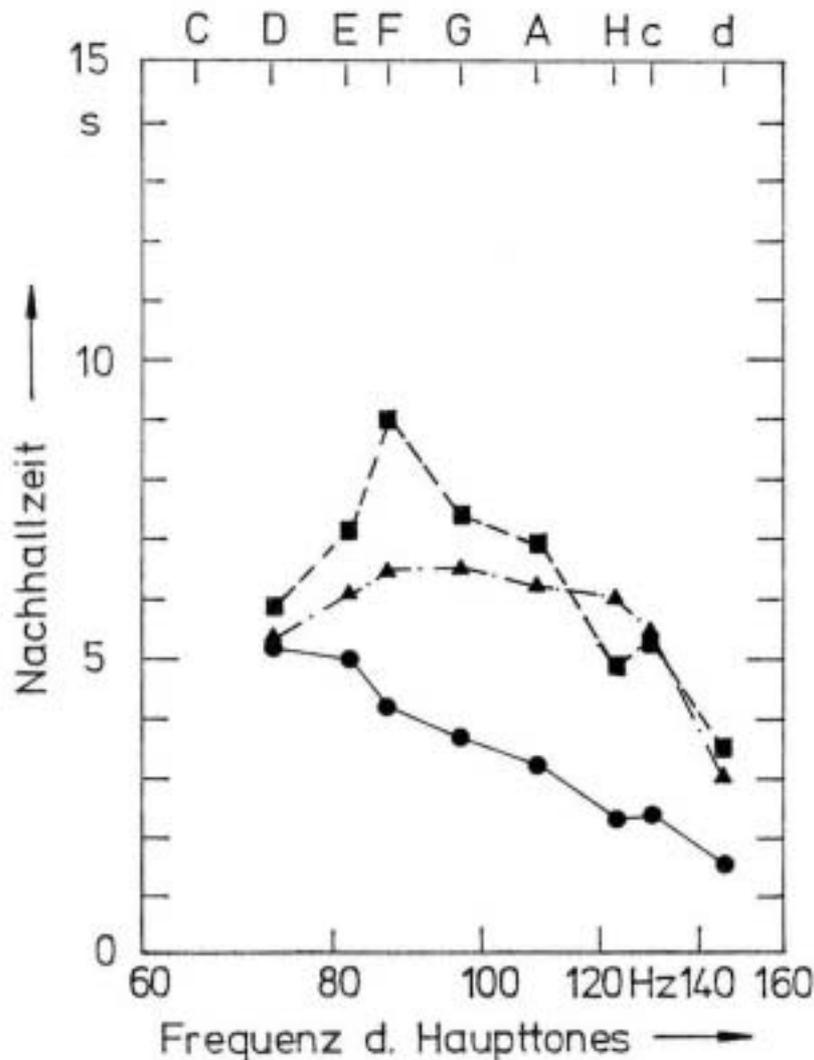


Abb. 69. Nachhallzeiten T_{60} der Teiltöne der großen Kolberg-Pauke mit Naturfell und Kessel C für verschiedene Stimmung des Felles. Kreise: Hauptton; Quadrate: Quinte; Dreiecke: Oktave.

Abb. 70 gibt die experimentellen Ergebnisse für einen anderen Kessel und ein anderes Fell wieder. Sie beziehen sich auf den Kessel A mit Mylar-Fell und sind wiederum auf einer line-

ren Zeiten-Abszisse dargestellt. Bei den beiden tiefen Noten D2 und E2 entsprechen insbesondere die kurzen Nachhallzeiten des Haupttones (durchgezogen) und der Quinte (gestrichelt) nicht der Erwartung, wenn sich diese allein auf die Strahlungsdämpfung stützt. In den mittleren und hohen Lagen fallen die Messkurven weitgehend stetig über der Frequenz ab. Der Hauptton klingt dann rascher als die Quinte und diese wiederum rascher als die Oktave (strich-punktiert) ab. Ein Vergleich ergibt, dass in Abb. 69 (Naturfell mit Kessel C) die Nachhallzeiten für die klangbildenden Teiltöne ähnliche Werte aufweisen und nicht sehr stark von der Frequenz abhängen. In Abb. 70 (Kunstfell mit Kessel A) sind die Unterschiede größer und in höherem Maße frequenzabhängig. Dies könnte mit den Kesseln zusammenhängen, geht aber höchstwahrscheinlich auf die unterschiedlichen Felle (vom Kalb bzw. aus Mylar) zurück.

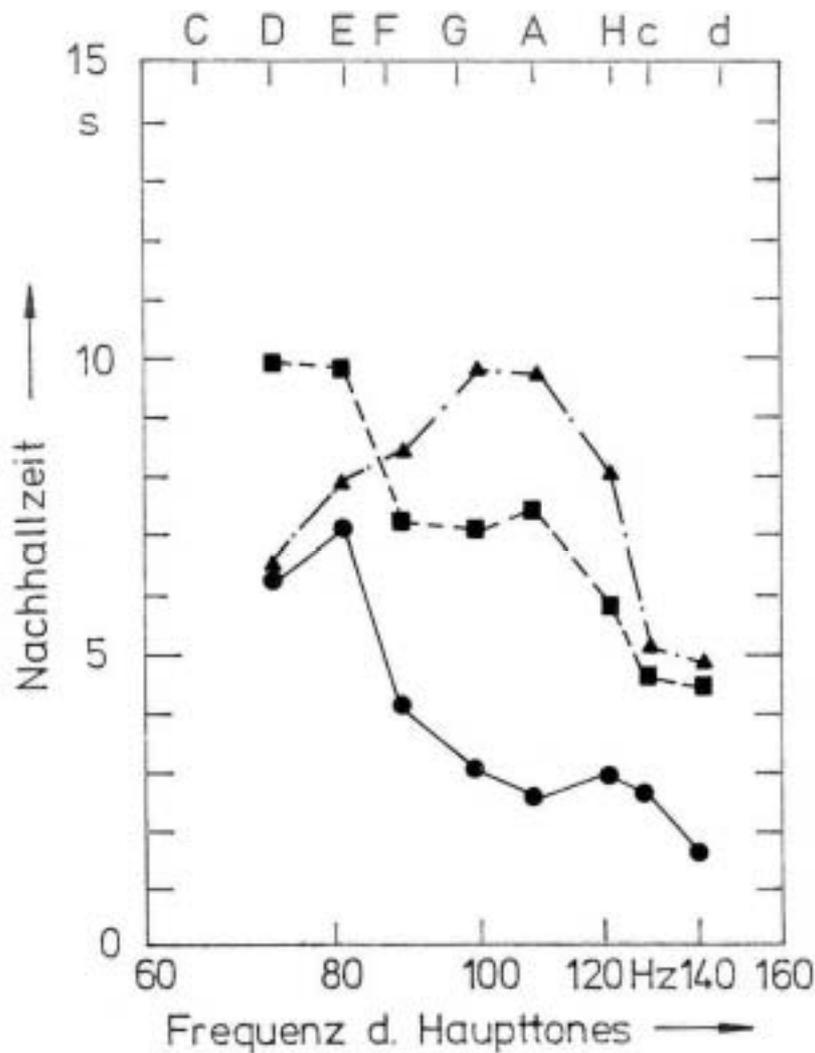


Abb. 70. Nachhallzeiten T_{60} der Teiltöne der großen Kolberg-Pauke mit Mylar-Fell und Kessel A für verschiedene Stimmung des Felles. Kreise: Hauptton; Quadrate: Quinte; Dreiecke: Oktave.

Abb. 71 zeigt die große Pauke, deren Kessel entfernt worden ist. Abb. 72 sind die Messwerte zu entnehmen, wie sie sich für diese Pauke ohne Kessel ergeben. Da ebenfalls das Naturfell aufgezogen ist, stehen sie in Beziehung zu den Ergebnissen von Abb. 69. Wie bereits bei der kleinen Pauke (Abb. 62 und 63) zu beobachten war, hat ohne Kessel der 01-Ton (Sechsecke; nicht verbunden) etwa die gleiche Größe und den gleichen Frequenzgang, wie sie der Hauptton dann hat, wenn die Pauke mit Kessel betrieben wird. Wenn der Kessel abgenommen wor-



Abb. 71. Große Kolberg-Pauke Nr. 2 ohne Kessel; über dem Fell ist der Laser-Abstandsmesser sichtbar.

den ist, stehen in den tiefen und mittleren Lagen die klangbildenden Teiltöne wesentlich länger als mit Kessel. Wird das Fell höher gestimmt, nehmen ohne Kessel die Nachhallzeiten jedoch wesentlich rascher ab, als wenn der Kessel die Schallabstrahlung von der Rückseite des Felles unterbindet. Deshalb kann bei ganz hoher Stimmung die Quinte beim Spielen ohne Kessel auch einmal kürzer nachklingen, als dies beim üblichen Betrieb mit Kessel der Fall ist. Auch hier geben manche „Ausreißer“ mit auffällig kleinen Nachhallzeiten Hinweise darauf, dass neben der Strahlungsdämpfung weitere Energieverluste wirksam sind. Da diese teilweise nur innerhalb eng begrenzter Frequenzbereichen auftreten, liegt die Vermutung nahe, dass sie ihre Ursache in Resonanzen schwingungsfähiger Anbauteile der Pauke haben.

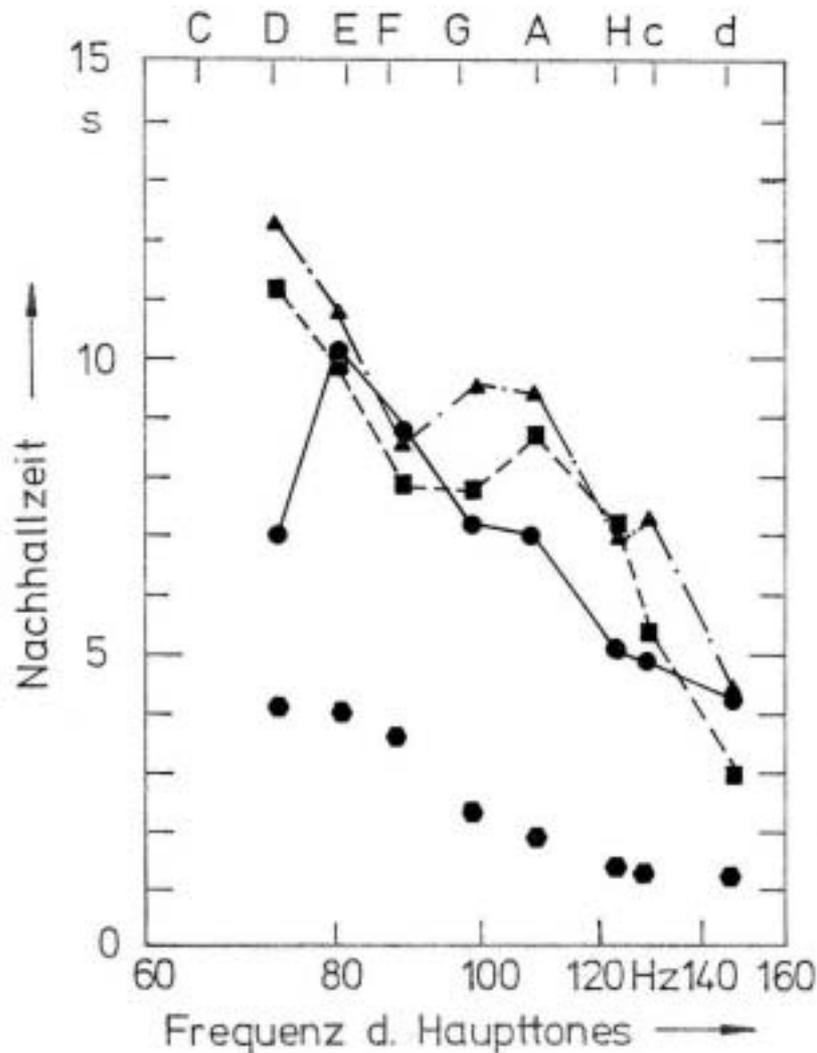


Abb. 72. Nachhallzeiten T_{60} der Teiltöne der großen Kolberg-Pauke mit Naturfell ohne Kessel für verschiedene Stimmung des Felles.

Sechsecke: 01-Ton; Kreise: Hauptton; Quadrate: Quinte; Dreiecke: Oktave.

8.6. Zusammenfassende Bemerkung

In einer theoretischen Betrachtung war die Frequenzabhängigkeit der Strahlungsdämpfung abgeschätzt worden. Danach sind Unterschiede zwischen dem Betrieb der Pauke mit bzw. ohne Kessel zu erwarten. Vor diesem theoretischen Hintergrund wurden zunächst direkte mechanische Messungen durchgeführt. Diese sind im Grundsatz weniger anfällig für Raumeinflüsse als die Schallpegel-Messung, die im folgenden Kapitel beschrieben wird. Als Kennwert wurde aus den zeitversetzten Spektren die Nachhallzeit T_{60} bestimmt, in der die Auslenkung des Felles auf ein Tausendstel abgenommen hat.

Die Messungen ergaben deutliche Unterschiede der Nachhallzeiten der klangbildenden Schwingungen, je nachdem ein Instrument mit oder ohne Kessel verwendet wurde. Dabei wird die Tendenz erkennbar, dass die Teilschwingungen ohne Kessel langsamer abklingen, als sie dies bei Betrieb der Pauke mit Kessel tun. Die Frequenzabhängigkeit der Nachhallzeit, wie sie sich aus der Frequenzabhängigkeit des Strahlungswiderstandes ableiten, ist in einigen Fällen zumindest rudimentär zu erkennen. Am ehesten zeigt sie sich bei der $1/f^2$ -Abhängigkeit

der Nachhallzeit des Haupttones mit Kessel bzw. des 01-Tones ohne Kessel. Für die anderen klangbildenden Teilschwingungen ergaben sich häufig keine stetigen Frequenzgänge. Daraus ist zu schließen, dass es weitere Dämpfungsmechanismen geben muss. Diese wirken offenbar teilweise sehr schmalbandig und können sehr wirkmächtig sein.

9. ZUSAMMENWIRKEN VON FELL UND GESTELL BEIM AUSSCHWINGEN

9.1. Motivation

Das vorhergehende Kapitel hatte gezeigt, dass eine Teilschwingung des Felles sehr oft schneller ausschwingt, als dies mit dem stetigen Anwachsen der Strahlungsdämpfung über der Frequenz zu erklären ist. Anhand eines Beispiels soll nun überprüft werden, ob möglicherweise Resonanzeffekte von Teilen der Pauke dieses irregulär rasche Abklingen verursachen können. Insbesondere wird untersucht, in welchem Maße sich das Mitschwingen des Gestelles oder von Teilen davon auf das Schallsignal auswirkt. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf dem Ausschwingen einzelner Teiltöne, das sich in Beziehung zum Mitschwingen bestimmter Bauteile der Pauke setzen lässt.

9.2. Anregung von Schwingungen des Kessels/Stützringes über das Fell in Stimmung A2

Messobjekt war die Pauke Nr. 2 mit Kessel B, deren Fell auf den Hauptton A2 gestimmt war. Zur Analyse wurde ein Zweikanal-FFT-Analysator Ono Sokki CF-350 verwendet. Für die Messung des Schalls und der Beschleunigung kam Brüel & Kjaer-Standard-Ausrüstung zum Einsatz. Im Gegensatz zum vorherigen Kapitel wurde hierfür nicht die Auslenkung des Felles, sondern – wie auch im nächsten Kapitel - der davon herrührende Schalldruck ausgewertet.

Zunächst wurde folgendes Experiment durchgeführt: Das Fell wurde mit dem Schlegel stets an einer Normalstelle, d.h. etwa eine Handbreit vom Rand entfernt angeschlagen. Es wurde so unter jeweils unterschiedlichen Winkelpositionen angeschlagen, dass die Anschlagstelle auf einem Kreisbogen über den gesamten Umfang des Felles wanderte. Für jede Einzelmessung wurden simultan mit einem Kondensatormikrofon der Schalldruck und mit einem Beschleunigungsaufnehmer die Bewegung des Stützringes in horizontaler Richtung bestimmt. Schalldruck und Bewegung wurden immer an denselben Stellen gemessen, während die Anregung des Felles auf dem Kreisbogen wanderte.

Die Schalldruck-Spektren, die der FFT-Analysator lieferte, zeigten hinsichtlich der Teilton-Frequenzen keinerlei und hinsichtlich deren Amplituden nur geringe Unterschiede. Dagegen erwies sich das Spektrum der Beschleunigung als stark vom Anschlagpunkt abhängig. Ein lokales Maximum der radialen Beschleunigung war bei 147,5 Hz erkennbar. Es wird offenbar vom breitbandigen Anschlag angeregt und ist nicht mit einer Eigenfrequenz des Felles verknüpft. Dieses Maximum prägte sich aber nicht bei allen Anregungswinkeln im selben Maße aus. Offensichtlich wird bei dieser Frequenz am oberen Kesselrand eine Eigenform des Gestelles angeregt. Naturgemäß hängt der Grad der Anregung davon ab, unter welcher Winkel-lage der Schlegel auf das Fell trifft.

Die hier beschriebene Messung zeigt, dass offensichtlich eine Anregung des Felles, wie sie im Spielbetrieb der Pauke üblich ist, eine starke Bewegung des oberen Kesselrandes bzw. des Stützringes in seiner Ebene auslösen kann. Nahe der Frequenz 147,5 Hz war bei Messungen an Gestell, Kessel und Stützring mehrfach festgestellt worden, dass der obere Rand des Kessels samt Stützring eine Eigenform ausbildet. Bei einigen Messungen hatte sich eine Form mit

vier Knoten auf dem Umfang gezeigt; vgl. z.B. Abb. 16 bei 141,4 Hz, Abb. 19 bei 140,7 Hz, Abb. 49 bei 139,8 Hz und 151,1 Hz, Abb. 51 bei 167,9 Hz oder Abb. 60 bei 150,5 Hz bis 151,8 Hz. Bei etwas höheren Frequenzen waren sechs Knoten auf dem Umfang zu beobachten; vgl. z.B. Abb. 49 bei 167,9 Hz und 206,9 Hz.

Diese orientierende Messung hat gezeigt, dass die vertikale Anregung des Felles nicht nur Bewegungen des Gestelles in der gleichen Richtung zur Folge haben kann. Vielmehr ist offensichtlich die vertikale Bewegung des Felles mit der horizontalen Bewegung des oberen Kesselrandes bzw. des Stützringes gekoppelt. Besonders stark scheint diese Kopplung bei 147,5 Hz zu sein. Es ist stark zu vermuten, dass hierbei eine Eigenschwingung des Kessels/Stützringes eine Rolle spielt.

9.3. Anregung von Schwingungen des Kessels/Stützringes in verschiedenen Stimmungen des Felles

Bei den weiteren Untersuchungen wurde der Anschlagpunkt beibehalten, der zu einer gut messbaren Bewegung des Stützringes in seiner Ebene geführt hatte. Nun wurde allerdings das Fell so umgestimmt, dass die Frequenzen der Teiltöne Hauptton, Quinte und Oktave jeweils 147,5 Hz betragen. Damit stimmte eine Eigenfrequenz des Felles mit der Eigenfrequenz des Kessels/Stützringes überein. Es sollte untersucht werden, ob eine bestimmte Eigenform des Felles besonders wirkungsvoll mit dem Kessel/Stützring interagiert.

Abb. 73. Chladni'sche Klangfiguren der drei Klangbildenden Schwingungsformen der kleinen Pauke.

Hauptton (11)



Quinte (21)



Oktave (31)

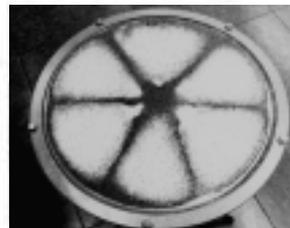


Abb. 73 ruft ins Gedächtnis, wie das Fell schwingt, wenn es einen dieser Teiltöne abstrahlt. Es ist eine Darstellung nach Art Chladni'scher Klangfiguren gewählt, die den Betrag der Auslenkung zeigen. Das helle Fell ist mit dunklen Körnern bestreut. Schwingt das Fell in einer Eigenform, was bei Anregung mit einer Eigenfrequenz an der richtigen Stelle eintritt, so sammeln sich die Körner an den Knoten. Je heller, desto größer ist die Amplitude. Dunkle

Stellen kennzeichnen Knoten. Am Rand tritt immer ein Knotenkreis auf. Die Schwingung des Haupttones (oben) hat einen Knotendurchmesser. Die der Quinte (Mitte) weist zwei, die der Oktave (unten) drei Knotendurchmesser auf. Auch wenn im Folgenden die F r e q u e n z der Anregung jeweils dieselbe ist, ist die F o r m , mit der das Fell auf den Kessel/Stützring wirkt, bei jedem Teilton eine andere.

Die Anregung des Kessels/Stützringes über diese Schwingungen des Felles liegt die folgende Abbildung zu Grunde. Exemplarisch sind zwei Original-Ergebnisse dargestellt. Das obere Spektrum gilt für die vertikale Auslenkung des Felles nahe dem Anschlagpunkt. Das untere gibt die Beschleunigung des Stützringes in dessen Ebene wieder, d.h. senkrecht zur Bewegung des Felles. Der Bereich des Pegels umfasst 70 dB, derjenige der Frequenz 500 Hz.

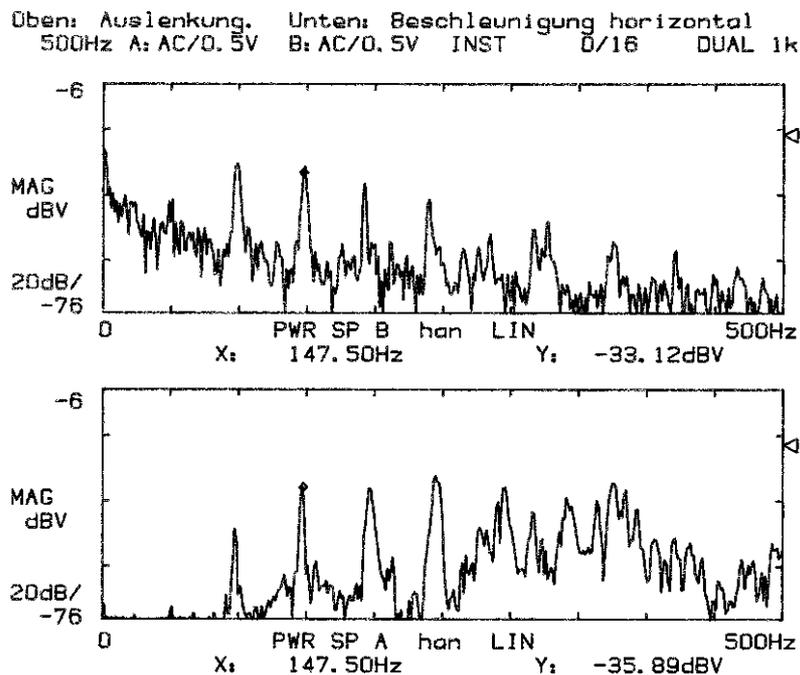


Abb. 74. Vertikale Auslenkung des Felles (oben), gemessen mit dem Laser-Abstandsmesser, sowie Beschleunigung des Stützringes in horizontaler Richtung (unten), jeweils normiert, als Funktion der Frequenz. Das Fell ist so gestimmt, dass die Quinte die Frequenz 147,5 Hz hat.

Abb. 74 bezieht sich auf den Fall, dass das Fell so tief gestimmt war, so dass die Frequenz der Quinte mit der Eigenfrequenz 147,5 Hz des Kessels/Stützringes übereinstimmte. Die zugehörige Schwingung des Felles regte den Stützring zum Mitschwingen an. Diese Anregung erfolgte mit der 21-Schwingungsform des Felles, die zwei Knotendurchmesser und damit vier Knotenpunkte auf dem Rand aufweist. Im oberen Spektrum sind die Frequenzen des Haupttones, der Quinte (Marker) usw. erkennbar. Die Mehrzahl dieser Frequenzen bildet sich auch in der Bewegung des Stützringes ab.

Eine vergleichbare Messung wurde für den Fall gemacht, dass das Fell höher gestimmt war und der erste klangbildende Teilton die Frequenz 147,5 Hz annahm. Die Anregung des Kessels/Stützringes erfolgte dann mit der 11-Form des Felles, die zwei Knotenpunkte auf der Berandung aufweist. Für eine weitere Messung wurde das Fell tiefer gestimmt, so dass die Oktave die Frequenz 147,5 Hz besaß. Die Anregung des Paukengestelles erfolgte nunmehr über eine Schwingungsform des Felles, die durch sechs Knotenpunkte auf dem Rand gekennzeichnet ist. Auch hier zeigte der Vergleich der beiden Spektren, dass die Frequenzen der Fell-

schwingung sich in der Schwingung des Stützringes wiederfinden. Während jedoch die Auslenkungen der drei klangbildenden Fellschwingungen nahezu gleich waren, zeigen sich bei der Beschleunigung des Kessels/Stützringes nunmehr größere Unterschiede.

Diese Messungen belegen aufs Neue, dass die vertikale Bewegung des Felles mit der horizontalen Bewegung des oberen Kesselrandes/Stützringes gekoppelt sein kann. Eine besonders starke Kopplung scheint für die Eigenschwingung des Kessels/Stützringes bei 147,5 Hz vorzuliegen. Allerdings kann anhand der gemessenen Amplituden nicht unterschieden werden, ob die Fellschwingung mit einem, zwei oder mit drei Knotendurchmessern den Kessel/Stützring am stärksten anregt. Darüber soll ein weiteres Experiment Aufschluss geben, bei dem das Abklingen der Teiltöne ausgewertet wurde.

9.4. Abklingen der Teiltöne bei verschiedenen Stimmungen des Felles

Die bisherigen Versuche haben gezeigt, dass die Frequenz 147,5 Hz eine prominente Rolle für die Schwingung des Stützringes spielt und dass die zugehörige Schwingung vom Fell her angeregt werden kann. Im folgenden Experiment soll nun untersucht werden, wie diese Schwingung des Stützringes auf die Schwingung des Felles zurück wirkt. Dazu wurde das Fell so gestimmt, dass die Frequenz eines der klangbildenden Teiltöne im Bereich von 147,5 Hz variiert wurde. Nachdem die Frequenz eingestellt worden war, wurde das Fell mit dem Schlegel an der Normalstelle angeschlagen und das Schallsignal mit einem Messmikrofon

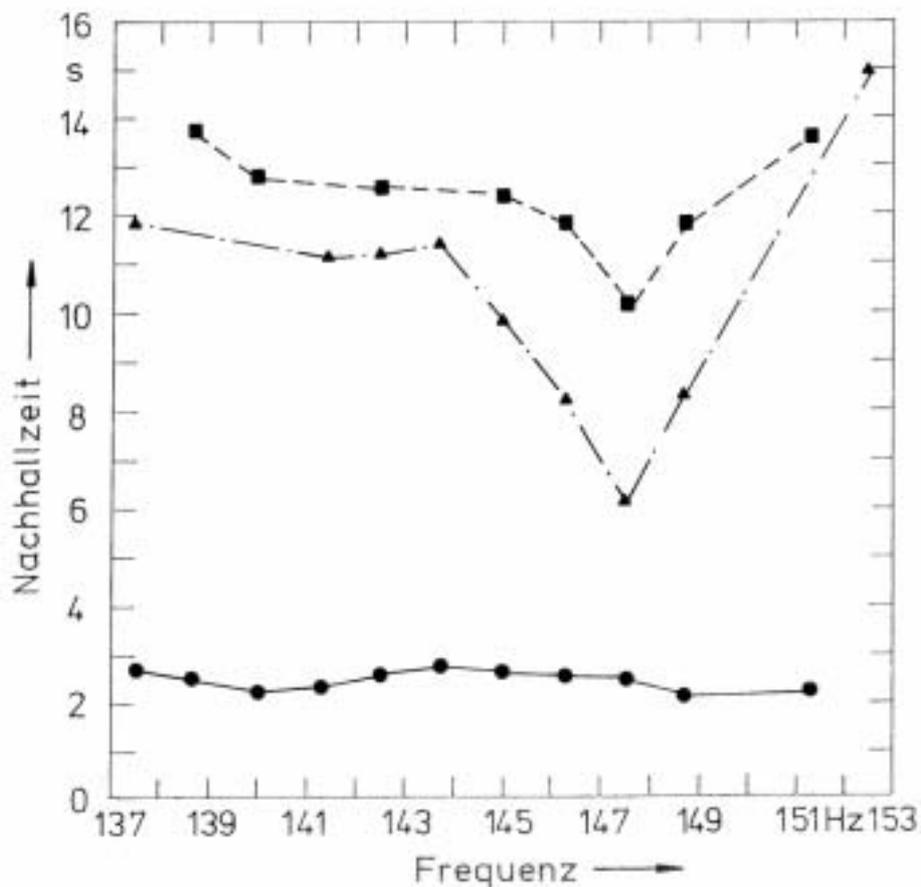


Abb. 75. Nachhallzeit T_{60} von Hauptton (Kreise), Quinte (Quadrate) und Oktave (Dreiecke) als Funktion der Frequenz des betreffenden Teiltöne.

aufgenommen und im Speicher des FFT-Analysators aufgezeichnet. Das zeitliche Abklingen des betrachteten Teiltones wurde ausgewertet und die Zeitdauer bestimmt, in welcher der Pegel des betrachteten Teiltones um 30 dB abgefallen war. Durch Verdoppelung ergab sich daraus die Nachhallzeit T_{60} .

Die Nachhallzeiten als diejenigen Zeitdauern, in denen der betrachtete Teilton um 60 dB abgenommen hat, sind für die drei klangbildenden Teiltöne in Abb. 75 zusammen gestellt. Nach rechts ist die Frequenz, nach oben T_{60} aufgetragen. Die untere Kurve (Kreise) bezieht sich auf den Hauptton. Die Nachhallzeit liegt zwischen zwei und drei Sekunden. Sie wird mit wachsender Frequenz minimal kleiner, bleibt aber im Wesentlichen konstant. Bei der Eigenfrequenz des Kessels/Stützringes ist keinerlei Auffälligkeit zu erkennen.

Die Quadrate in Abb. 75 repräsentieren die Messergebnisse für die Quinte. Deren Nachhallzeiten sind von Haus aus größer als diejenigen des Haupttones. Sie sind im vorliegenden Fall deshalb noch größer, weil das Fell nun tiefer gestimmt ist, so dass der Hauptton Frequenzen um etwa 100 Hz (etwa Note G2) annimmt. Es wurden Nachhallzeiten um etwa 13 Sekunden gemessen, die im Allgemeinen nicht stark von der Frequenz abhängen. Eine Ausnahme zeigt sich allerdings bei der Eigenfrequenz des Kessels/Stützringes. Bei dieser Frequenz nimmt die Nachhallzeit auf etwa zehn Sekunden ab.

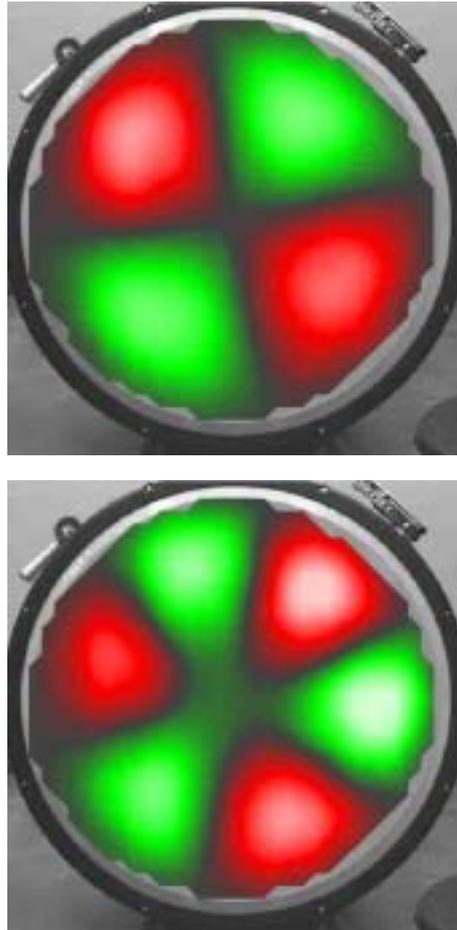
Diese Beobachtung trifft in verstärktem Maße auf den dritten klangbildenden Teilton zu. Das Fell ist nun noch tiefer gestimmt. Für die Oktave (Dreiecke in Abb. 75) wurden in aller Regel Nachhallzeiten um 11 Sekunden gemessen. Dies gilt jedoch nur bis etwa 144 Hz. Überschreitet die Frequenz der Oktave diesen Wert, nimmt die Nachhallzeit drastisch ab. Mit unwesentlich mehr als sechs Sekunden erreicht sie ein Minimum, wenn die Frequenz der Oktave den Wert 147,5 Hz annimmt. Sobald dieser Wert überschritten ist, wird die Nachhallzeit wieder größer. Das bedeutet, dass Teiltöne, die unter normalen Bedingungen lange nachklingen, bei entsprechender Stimmung des Felles ungewöhnlich rasch ausschwingen. Offenbar tritt dies ein, wenn die Frequenz einer Fellschwingung mit der Eigenfrequenz des Stützringes übereinstimmt. Der Paukenklang „steht“ dann nicht so lange, wie dies üblicherweise der Fall ist. Möglicherweise ändert er auch während des Abklingens seine Klangfarbe.

9.5. Schlussfolgerungen

Diese Untersuchungen haben gezeigt, dass eine Interaktion zwischen den Transversalschwingungen des Felles und dazu senkrechten Schwingungen des oberen Kesselrandes stattfinden kann. Als besonders hervorgehoben hat sich die Frequenz 147,5 Hz erwiesen, bei der eine Schwingung des Kessels/Stützringes geortet wurde. Welche Auswirkungen zu erwarten sind, wenn die Schwingung des Felles mit dieser Eigenfrequenz übereinstimmt, hat Abb. 75 illustriert. Dann besteht die Möglichkeit, dass die Schwingung des Felles und damit der zugehörige Teilton rascher abklingen, als dies ohne das Mitschwingen des Gestelles bzw. von Gestellteilen der Fall wäre. Die physikalische Ursache ist, dass ein mitschwingendes Teil des Paukengestelles der Fellschwingung Energie entzieht. Die Schwingung des Felles entfaltet dadurch akustischen Nutzen, dass sie Schall abstrahlt und musikalisch genutzte Töne hervorruft. Notwendigerweise „verbraucht“ sie sich dabei. Im Gegensatz dazu ist das Mitschwingen des Gestelles oder von Gestellteilen akustisch nutzlos und daher als parasitär anzusehen. Betrifft es klangbildende Teiltöne, kann es zu einer Art „*Dead Frequency*“ führen, die eine gewisse Verwandtschaft mit den „*Dead Spots*“ aufweist, wie sie bei Solid-Body-Bässen und -Gitarren zu beobachten sind (Fleischer und Zwicker 1996).

Allerdings haben die Untersuchungen auch gezeigt, dass dieser unerwünschte Effekt nicht zwangsläufig immer dann auftritt, wenn ein Teilton eine Frequenz hat, die mit der Eigenfrequenz des Kessels/Stützringes übereinstimmt. Wesentlich scheint dabei zu sein, dass die Schwingungsform des Felles auch geeignet ist, das ganze Gestell oder ein Bauteil tatsächlich in Resonanz zu versetzen. Das Experiment hat gezeigt, dass dies mit der 11-Schwingung (Abb. 73 oben), die den Hauptton generiert, nicht gelingt. Mit einem Knotendurchmesser scheint diese Schwingung des Felles nicht die Form zu haben, die den Kessel/Stützring zum Mitschwingen bringt.

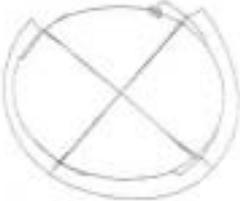
Abb. 76. Schwingungsformen des Paukenfelles, welche die Quinte (oben) und die Oktave (unten) hervorrufen.



Dagegen erweisen sich die Fellschwingungen mit zwei Knotendurchmessern (Quinte; Abb. 76 oben) sowie mit drei Knotendurchmessern (Oktave; Abb. 76 unten) als „anfällig“ gegenüber rascherem Ausschwingen und dem dafür ursächlichen Energietransfer zum Kessel/Stützring. Welche der Schwingungsformen des Gestelles, die im Bereich der untersuchten Frequenzen auftreten, den beobachteten Einfluss auf das Abklingen hat, ist noch nicht abschließend geklärt. Möglicherweise ist es eine der Schwingungen, die der unten abgebildete Ausschnitt aus Abb. 49 zeigt. Die Zuordnung ist derzeit noch nicht endgültig klar und sollte in einer späteren Studie näher untersucht werden.

Dabei sollte immer im Auge behalten werden, dass es sich beim Zusammenspiel verschiedener schwingender Teile nie um eine reine Reaktion (das Gestell wirkt auf das Fell zurück), sondern immer um eine Interaktion handelt. Auch wenn aus Gründen einer vereinfachten Darstellung nur von einer Rückwirkung die Rede ist, liegt doch stets ein Zusammenwirken mit wechselseitiger Beeinflussung vor. Dies wird schon daran erkennbar, dass der Stützring nur

dadurch zum Schwingen gebracht werden kann, dass die Bedingung „keine Verschiebung des Fellrandes“, die den theoretischen Betrachtungen der Membran immer zu Grunde liegt, nicht eingehalten wird.

Form Frequenz	Ansicht von oben	Ansicht von der Seite
139,8 Hz		
151,1 Hz		
167,9 Hz		

Ausschnitt aus Abb. 49. Eigenschwingungen des Gestelles der Kesselpauke.

9.6. Zusammenfassende Bemerkung

Bork (1985) hat schon am Beispiel von Trommeln beschrieben, dass ein starker Einfluss von Kessel- und Gestellschwingungen auf das Ausklingen des Schallsignals besteht. Dieser Zusammenhang wurde auch bei der Pauke beobachtet. Offenbar können die transversalen Bewegungen des Felles Bewegungen des Gestelles, Kessels o.ä. hervorrufen, die auch in anderen Richtungen verlaufen. Denkbar wäre beispielsweise, dass eine Schwingung des Felles mit zwei Knotendurchmessern eine Ovalisierung des Kesselrandes zur Folge hat, an dem das Fell Kontakt mit dem Kessel und dem Stützring hat. Sollte der Kessel/Stützring durch das Fell in Resonanz versetzt werden, dann kann Energie aus der Fellschwingung in den Kessel abfließen, dort in Wärme umgewandelt werden und letztlich nicht mehr für die Erzeugung von Schall zur Verfügung stehen. Die Folge ist, dass der betreffende Teilton weniger lang steht, als dies ohne diesen Resonanzeffekt wäre, sondern außergewöhnlich rasch ausschwingt.

Erscheinungen dieser Art konnten nachgewiesen werden. Allerdings war es bisher nicht möglich, mit letzter Gewissheit das mitschwingende Teil und den Ort des Energieverlustes zu lokalisieren. Die bisherigen Ergebnisse ermuntern jedoch zu weiteren Untersuchungen. So könnten abstimmbare „Resonatoren“ gezielt am Paukengestell angebracht werden, um ihre Auswirkung auf das Abklingen im Schallsignal zu studieren. Das Verständnis der Abläufe nach dem Anschlagen des Felles könnte auf diese Weise erweitert werden.

Im nächsten Schritt wurde ausschließlich das Schallsignal und damit das „Endprodukt“ des Musikinstruments Pauke untersucht. Damit sollte sichergestellt werden, dass das Ausschwingen einer tatsächlich relevanten Messgröße und nicht eventuell einer wenig aussagekräftigen mechanischen Zwischengröße ausgewertet wurde. Systematisch wurde in drei Tonlagen das Abklingen der Teiltöne einer Pauke betrachtet, die mit unterschiedlichen Kesseln und Fellen bestückt war.

10. ABKLINGEN DER TEILTÖNE

10.1. Motivation

Die Überlegungen und Messungen der vorherigen Kapitel haben ergeben, dass manche Energieverluste im untersuchten System nur rudimentär lokalisiert und daher auch nicht modelliert werden können. Lediglich die Strahlungsdämpfung, d.h. die Abgabe von Energie ins Schallfeld, lässt sich nachbilden. Aus deren Frequenzabhängigkeit kann abgeschätzt werden, wie die Nachhallzeit der einzelnen Teilschwingungen abnehmen muss, wenn die Pauke höher gestimmt wird. Die Messungen des vorherigen Kapitels haben belegt, dass dies offensichtlich nicht ausreicht. In vielen Fällen sind die gemessenen Werte kleiner als diejenigen, welche die Abschätzung erwarten lässt. Um weitere realistische Werte zu erhalten, die bei der großen Pauke das Abklingen der klangbildenden Teiltöne charakterisieren, wurden mehrere Messreihen durchgeführt. Verschiedene Felle und Kessel wurden bei unterschiedlicher Stimmung studiert und analysiert, mit welchen Nachhallzeiten die klangbildenden Teiltöne abklingen.

10.2. Bestimmung der Nachhallzeit aus dem Schallpegel

Bei den bisherigen Experimenten hatten sich große Unterschiede im Abklingen der Fellschwingung gezeigt. Um eine breitere Datenbasis zu schaffen, wurden weitere Versuche durchgeführt. Ausgangspunkt war nun nicht mehr das Bewegungssignal, das mit einem Laser abgegriffen wurde; vgl. Kapitel 8. Vielmehr wurde - wie bereits im vorherigen Kapitel - das Signal eines Schalldruck-Mikrofons B&K 4165 ausgewertet. Pauke und Mikrofon wurden in einem Laborraum betrieben, in dem die mittlere raumakustische Nachhallzeit etwas unterhalb von einer Sekunde war. Das Schallsignal wurde in einem Fourier-Analysator Ono Sokki CF 350 gespeichert. Dort wurde es auch FFT-analysiert und das „Wasserfalldiagramm“ hinsichtlich des Abklingens der einzelnen Teiltöne untersucht. Es wurde die Abnahme des Pegels eines Teiltönen um 30 dB ausgewertet. Daraus wurde auf die Nachhallzeit T_{60} geschlossen, die durch den Abfall des Schallpegels um 60 dB definiert ist. Da unterschiedliche Messgrößen zu Grunde lagen, darf nicht erwartet werden, dass die neuen Messergebnisse bis ins Letzte mit den in Kapitel 8 präsentierten Resultaten übereinstimmen. Da eine Auswirkung von Raumresonanzen auf das Schallsignal nicht ausgeschlossen werden kann, ist in der Tendenz zu erwarten, dass die akustisch gemessenen Nachhallzeiten größer als die mechanisch gemessenen sein werden.

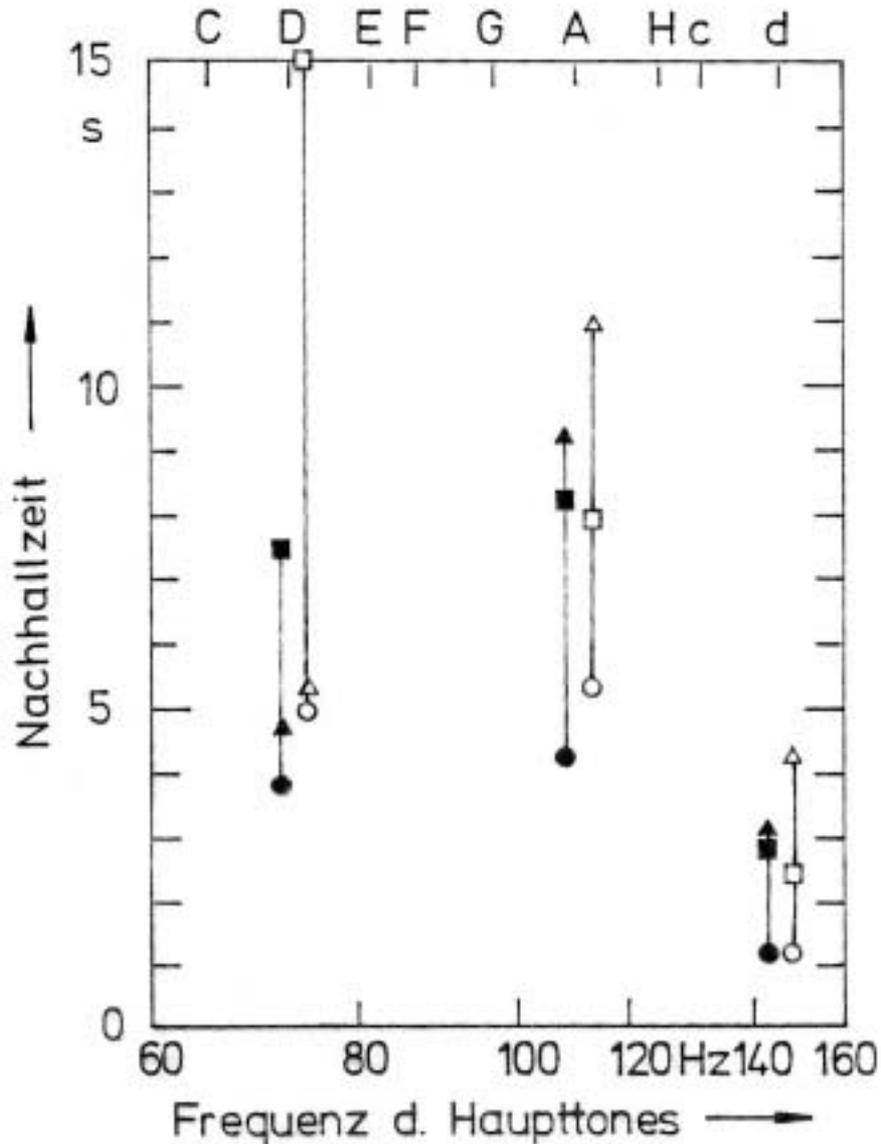


Abb. 77. Nachhallzeiten T_{60} der Teiltöne der großen Kolberg-Pauke mit Kessel A für drei unterschiedliche Tonlagen. Kreise: Hauptton; Quadrate: Quinte; Dreiecke: Oktave. Die ausgefüllten Symbole stehen für das Naturfell, die leeren für das Mylar-Fell.

In der großen Kolberg-Pauke wurden die drei verschiedenen Kessel verwendet, die in Abschnitt 3.1 beschrieben sind. Diese wurden wechselweise in die Pauke eingehängt. Das Kalbfell bzw. das Fell aus Kunststoff wurden aufgezogen und nacheinander auf die Noten D2, A2 und D3 gestimmt. Aus dem Wasserfalldiagramm des Schallpegels wurde dann für jeden der klangbildenden Teiltöne die Nachhallzeit T_{60} entnommen. Für das Kunstfell bleiben in den folgenden Abbildungen die Symbole Kreis (Hauptton), Quadrat (Quinte) und Dreieck (Oktave) leer; für das Naturfell sind sie schwarz gefüllt. Ein senkrechter Balken verbindet die drei Symbole für ein und dasselbe Fell. Auf diese Weise wird die Spanne sichtbar gemacht, innerhalb derer im Stimmbereich einer Oktave die Nachhallzeiten liegen.

Für die Messung, deren Ergebnisse in Abb. 77 zusammen gestellt sind, war der Kessel A eingehängt. Wird das Naturfell verwendet, sind die „Nachhall-Balken“ meist kürzer. Demnach differieren die Nachhallzeiten weniger, als wenn das Kunstfell verwendet wird. Hier schwingt

in der tiefen Lage die Quinte etwa dreimal so lange nach wie der Hauptton. Bei vergleichbaren Messungen mit dem Laser (Abb. 70) wurden zwar nicht ganz so extreme Werte gemessen, jedoch war dieselbe Frequenzabhängigkeit zu erkennen: Bei beiden Fellen klingt der Paukenschall umso rascher ab, je höher das Fell gestimmt wird.

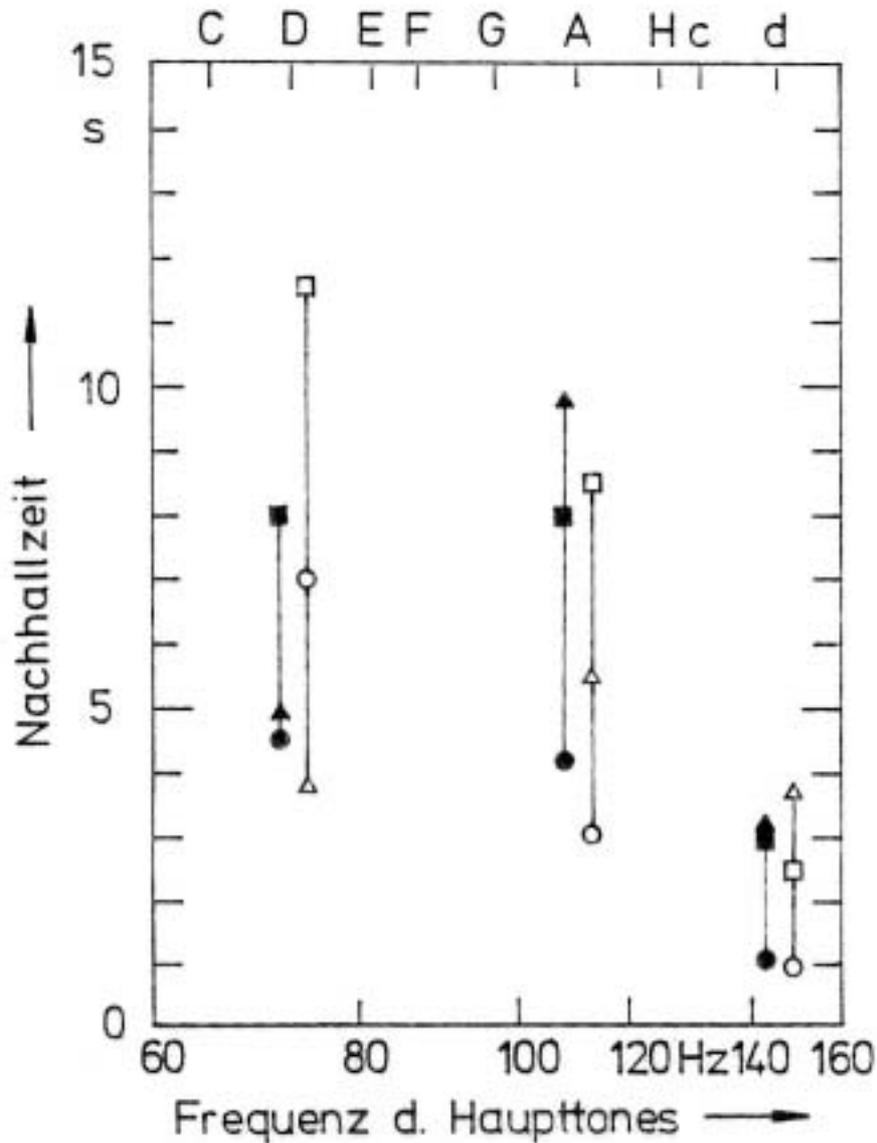


Abb. 78. Nachhallzeiten T_{60} der Teiltöne der großen Kolberg-Pauke mit Kessel B für drei unterschiedliche Tonlagen. Kreise: Hauptton; Quadrate: Quinte; Dreiecke: Oktave. Die ausgefüllten Symbole stehen für das Naturfell, die leeren für das Mylar-Fell.

Abb. 78 gilt für den Kessel B. Die Balken, welche die Spanne der Nachhallzeiten der drei klangbildenden Teiltöne anzeigen, sind nun nicht mehr ganz so unterschiedlich wie für den Kessel A. Auch hier differieren die Nachhallzeiten beim Kunstfell - insbesondere in der tiefen Lage - mehr als beim Naturfell. Wird das Fell höher gestimmt, schwingt es insgesamt rascher aus, wobei die Unterschiede für die drei betrachteten Teiltöne kleiner werden.

Für den Kessel C erhält man die Ergebnisse von Abb. 79. Verwendet man das Naturfell, schwingt der Paukenschall rascher aus. Jedoch sind in allen Lagen die Balken kürzer. Demnach schwingen die Teiltöne beim Naturfell gleichmäßiger aus als beim Kunstfell. Hinsicht-

lich der Nachhallzeit zeigt das Naturfell eine geringere Abhängigkeit von der Frequenz. Das heißt, dass die einzelnen Teiltöne homogener abklingen, als dies beim Kunstfell der Fall ist. Zudem ändert sich daran beim Umstimmen des Naturfelles weniger, als wenn ein Kunstfell verwendet wird.

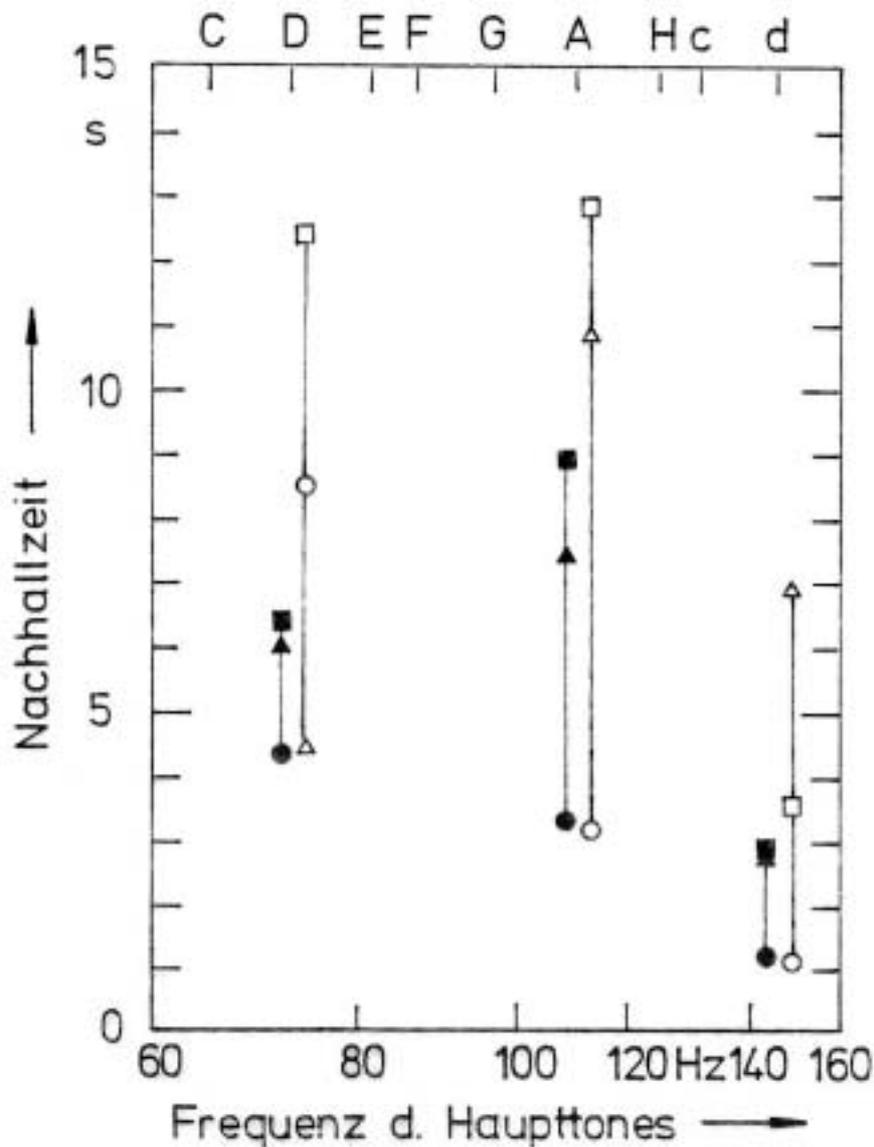


Abb. 79. Nachhallzeiten T_{60} der Teiltöne der großen Kolberg-Pauke mit Kessel C für drei unterschiedliche Tonlagen. Kreise: Hauptton; Quadrate: Quinte; Dreiecke: Oktave. Die ausgefüllten Symbole stehen für das Naturfell, die leeren für das Mylar-Fell.

Das ungewöhnlich rasche Ausschwingen der Oktave bei der Note D2 (Hauptton 73,5 Hz) könnte mit einer Erscheinung zusammen hängen, die im vorangegangenen Kapitel 9 beschrieben ist. Der Stützring hat bei 147,5 Hz eine Resonanz, die in unmittelbarer Nähe der Frequenz der Pauken-Oktave liegt. Es erscheint wahrscheinlich, dass deshalb der dritte klangbildende Teilton nicht länger steht, sondern besonders rasch abklingt. Dies scheint einer der Fälle zu sein, in denen sich das „irregulär“ schnelle Abklingen eines Teiltones in direkte Beziehung zur Resonanz eines Bestandteiles der Pauke bringen lässt.

10.3. Abklingkurven der einzelnen Teiltöne

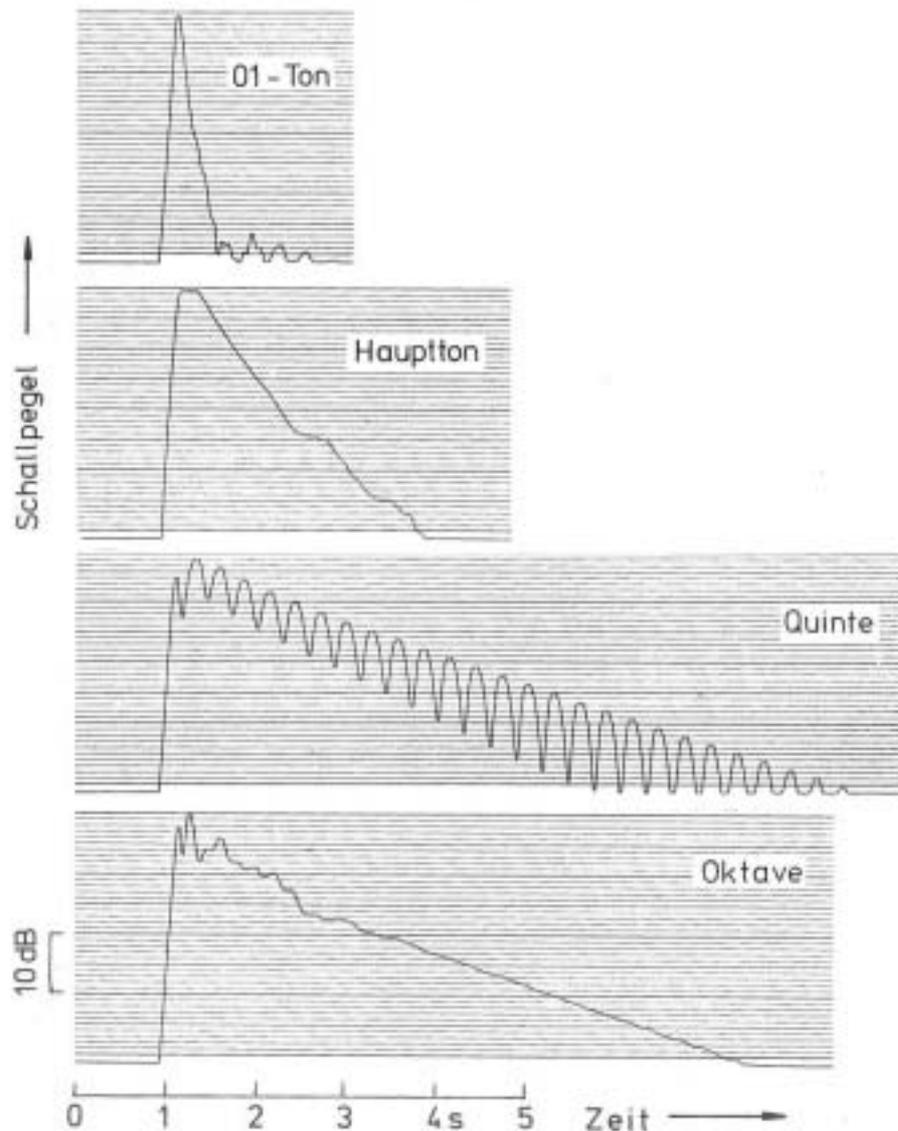


Abb. 80. Schallpegel der Teiltöne der großen Pauke mit Kunstfell und Kessel A in der Stimmung D2.
Die Nachhallzeiten sind 0,7 s für den 01-Ton, 3,9 s für den Hauptton,
11,8 s für die Quinte und 11,4 s für die Oktave.

Abschließend sollen für drei Stimmungen der großen Pauke die Abklingkurven in ihrer Gesamtheit dargestellt werden, wie sie sich bei der Messung des Schallpegels ergeben. Im Gegensatz zu der vorher beschriebenen Messung befand sich die Pauke im Reflexionsarmen Raum des Instituts für Mechanik. Im Abstand 3 m war ein Messmikrofon B&K 4165 aufgebaut. Angeregt wurde durch Anschlag des Felles mit einem Schlegel. Aus dem aufgenommenen Signal wurden die einzelnen Teiltöne mit Hilfe eines Frequenzanalysators B&K 2010 herausgefiltert. Dazu wurde üblicherweise eine Bandbreite von 31 Hz gewählt. Nach erfolgter Filterung wurde der Pegel des Teiltones mit dem Pegelschreiber B&K 2307 auf Registrierpapier aufgezeichnet.

Die Abb. 80 bis 82 gelten für drei unterschiedliche Stimmungen der großen Pauke. Sie sollen unter Anderem die Schwierigkeiten verdeutlichen, die bei der Bestimmung von Abklingzeiten

zu erwarten sind. Die Nachhallzeit T_{60} , die im den Kapiteln 8 bis 10 ausnahmslos verwendet wurde, ist definiert als diejenige Zeit, in welcher der Pegel um 60 dB abgefallen ist. In der Darstellung als Pegel wird aus dem exponentiellen Abklingen der Schalldruckamplitude eine lineare Abnahme, so dass für die Auswertung ein Geo-Dreieck ausreicht. In den vorliegenden Diagrammen lässt sich eine Pegeldifferenz von 30 dB abgreifen. Die dafür entnommene Zeit muss verdoppelt werden und ist dann die gesuchte Nachhallzeit T_{60} .

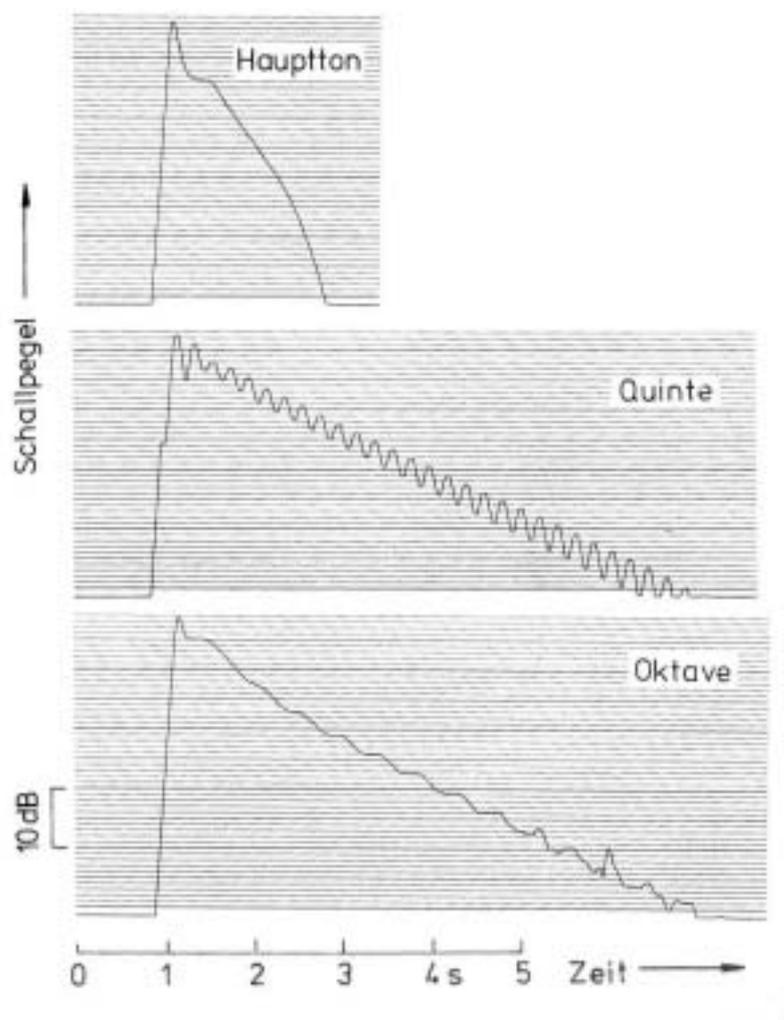


Abb. 81. Schallpegel der Teiltöne der großen Pauke mit Kunstfell und Kessel A in der Stimmung A2.
Die Nachhallzeiten sind 3,7 s für den Hauptton, 8,5 s für die Quinte und 7,2 s für die Oktave.

Die Diagramme machen deutlich, dass bei der Auswertung der Abklingkurven eine gewisse Willkür nicht ganz zu vermeiden ist. Man erkennt Schwebungen, die sich dem eigentlichen Ausschwingen überlagern und besonders stark bei der Quinte ausprägen. Die anderen Teiltöne klingen einigermaßen „glatt“ ab bzw. weisen nur sehr langsame Schwebungen auf. Es soll hier nicht näher darauf eingegangen werden, bei welcher Frequenz die Schwebung eines Teiltones im Paukenklang als störend empfunden wird oder möglicherweise den Klang lebendig erscheinen lässt. Information hierüber findet sich bei Terhardt (1998) oder Fastl und Zwicker (2007). Es sei vielmehr darauf hingewiesen, dass die Amplitudenschwankungen es schwierig gestalten, die Nachhallzeit eindeutig zu bestimmen. Bei der tief gestimmten großen Kolberg-Pauke (Abb. 80) ist es übrigens gelungen, den 01-Ton zu isolieren und sein äußerst

rasches Abklingen aufzuzeichnen. Quinte und Oktave klingen nahezu gleich langsam ab, während der Hauptton etwa dreimal so schnell ausschwingt.

Eine ausgeprägte Schwebung bei der Quinte zeigt sich auch in Abb. 81 für die Stimmung A2. Ihre Frequenz liegt zwischen 4 Hz und 5 Hz und ist damit etwas höher, als dies in der tieferen Tonlage (Abb. 80) zu beobachten war. Auch in der mittleren Tonlage fallen die Pegel der klangbildenden Teiltöne nicht so glatt ab, dass in jedem Fall eindeutig eine Näherungsgerade für den zu erwartenden linearen Pegelabfall eingezeichnet werden könnte. Demnach sind die Nachhallzeiten, die in der Bildunterschrift von Abb. 81 angegeben sind, zwar nach bestem Wissen und Gewissen entnommen, könnten aber trotzdem in gewissem Ausmaß von den überlagerten Schwebungen verfälscht sein.

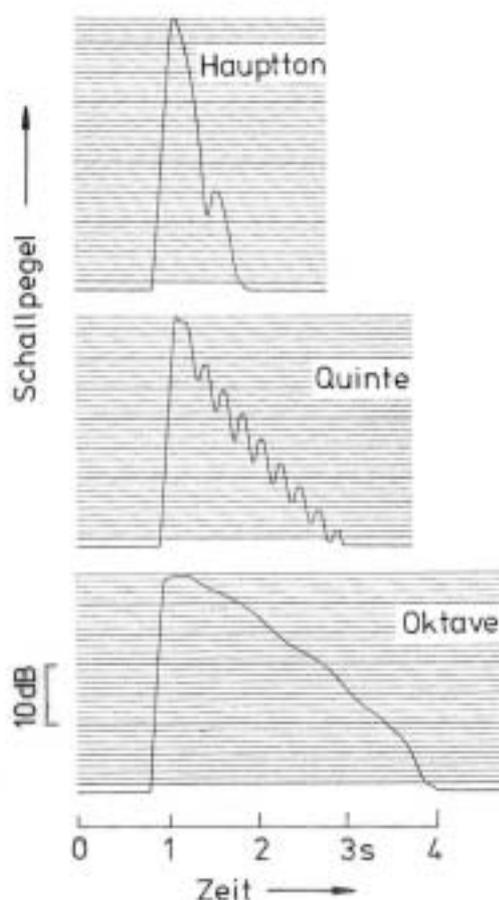


Abb. 82. Schallpegel der Teiltöne der großen Pauke mit Kunstfell und Kessel A in der Stimmung D3. Die Nachhallzeiten sind 1 s für den Hauptton, 2,6 s für die Quinte und 5,7 s für die Oktave.

Die Abklingkurven von Abb. 82, die sich auf die hohe Tonlage der großen Pauke beziehen, fallen deutlich steiler ab, als dies bei der tiefen oder mittleren Lage zu beobachten war. Auch hier zeigt sich eine langsame Schwebung beim Hauptton und eine sehr viel raschere Amplitudenmodulation, die sich dem glatten Abfall der Quinte überlagert. Die Schwebung der Quinte hat eine Frequenz von etwas mehr als 5 Hz.

In der Gesamtschau haben die Nachhallzeiten, die den Pegelschrieben zu entnehmen sind, zwar dieselbe Größenordnung wie diejenigen, die aus den Wasserfalldiagrammen entnommen wurden. Wie ein Vergleich mit Abb. 77 zeigt, weichen die Ergebnisse einer Messung in hal-

liger Umgebung in einigen Fällen von den Werten ab, die in reflexionsarmer Umgebung gewonnen worden sind. Differenzen sind insbesondere in der tiefen Tonlage zu beobachten. Möglicherweise wirken sich Schall-Rückwürfe und Raumresonanzen in normaler Laborumgebung so stark aus, dass sie das eigentliche Messergebnis doch merklich verändern. Denkbar wäre auch, dass der wiederholte Umbau der Pauken durch das Wechseln von Kessel und Fell zu jeweils andersartigem Kontakt zwischen Kessel und Stützring, Kessel und Fell, Felling und Spannreifen usw. geführt hat. Möglicherweise beeinflusst dies die Fügestellen-dämpfung, die daraus herrührenden Energieverluste und somit das Abklingen.

Abschließend soll noch auf die mehr oder minder ausgeprägten Schwebungen eingegangen werden, die in allen Tonlagen zu beobachten waren. Deren Ursachen können verschiedenartige Abweichungen sein, welche die Geometrie oder die Eigenschaften des Felles von der Rotationssymmetrie aufweisen. Solche Störungen der Rotationssymmetrie führen zu „Modensplitting“ (Fleischer und Rotter 1994, Fleischer 2005) und „*Spinning Modes*“ (Fleischer 2004). Beim Zuhörer oder am Messmikrofon sind Schwebungen nachweisbar.

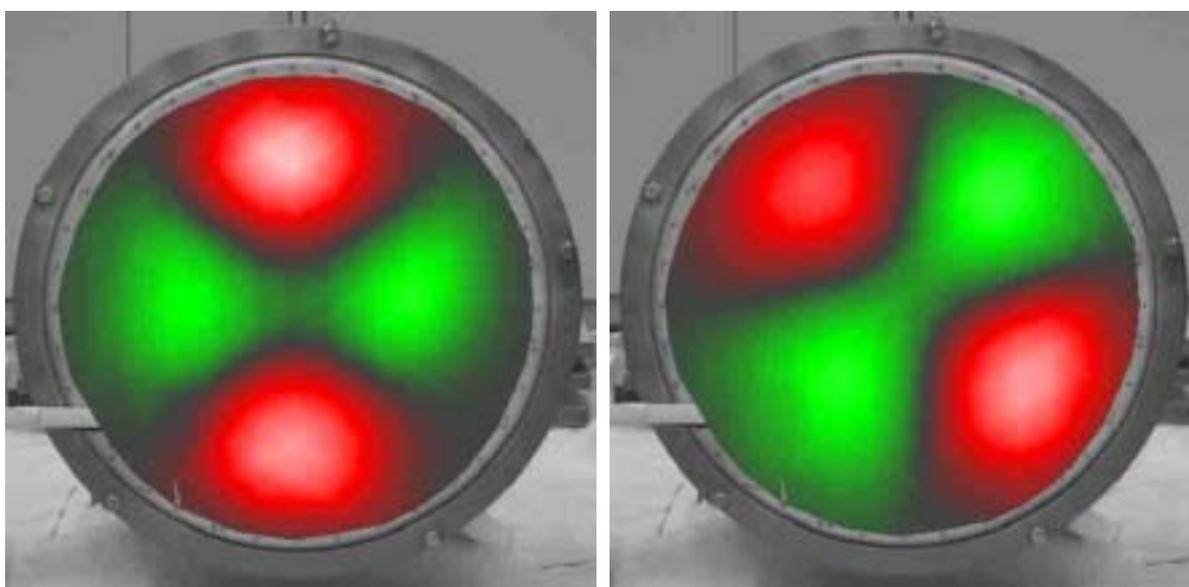


Abb. 83. Partialschwingungen der Quinte des kleinen Pauke Studio 49; die zugehörigen Frequenzen differieren um 4 Hz.

Bei den hier behandelten Beispielen ist in besonderem Maße die Quinte betroffen. Die zugehörige Schwingung des Felles ist durch zwei Knotendurchmesser gekennzeichnet; vgl. z.B. Fleischer (2005). Abb. 83 zeigt am Beispiel der kleinen Pauke, dass der Quinte häufig nicht nur eine einzige Schwingung zugeordnet ist. Vielmehr beobachtet man bei Abweichungen von der Rotationssymmetrie das Auftreten zweier gleichartiger Partialschwingungen, deren Frequenzen leicht unterschiedlich sind. Werden beide Partialschwingungen angeregt, entstehen zwei Partialtöne. Diese verschmelzen im Gehör zu einem schwebenden Ton mittlerer Frequenz mit einer Schwebungsfrequenz, die der Differenz der Partialfrequenzen entspricht.

Die beiden Partialschwingungen sind gegeneinander so versetzt, dass bei der einen dort Knoten liegen, wo bei der anderen Bäuche auftreten, und umgekehrt. Exponierte Stellen sind auf dem Umfang demnach um $360^{\circ}/8 = 45^{\circ}$ gegeneinander versetzt. Die Störung der Rotationssymmetrie dürfte auf eine ungleichmäßige Spannung des Felles zurückgehen. Bei den Kolberg-Pauken kann die Spannung des Felles mit acht Schrauben egalisiert und verändert

werden. Diese Schrauben sind ebenfalls um 45° auf dem Umfang gegeneinander versetzt. Die Vermutung liegt nahe, dass es bei dieser Unterteilung des Druckreifens in acht gleich große Sektoren besonders leicht ist, das Fell so ungleichmäßig zu spannen, dass die beiden Partialschwingungen unterschiedliche Verhältnisse vorfinden.

Zwar bezieht sich Abb. 83 auf die kleine Pauke von Studio 49, jedoch lässt sich auch in Abb. 80 bei der Kolberg-Pauke für die Quinte eine ausgeprägte Schwebung feststellen, deren Frequenz etwas weniger als 4 Hz beträgt. Im Beispiel von Abb. 82 ist die Schwebungsfrequenz etwa 5 Hz. Amplitudenschwankungen dieser Frequenz kann das Gehör besonders leicht erkennen; vgl. Fastl und Zwicker (2007). Dass sie im beobachteten Ausmaß auftreten, dürfte den mangelnden Fähigkeiten des Autors geschuldet sein, eine Pauke schwebungsfrei zu stimmen. Jedoch macht diese möglicherweise „überzüchtete“ Erscheinung anschaulich, mit welcher Unsicherheit die Bestimmung des Abklingens von Teilschwingungen bzw. –tönen behaftet sein kann.

10.4. Zusammenfassende Bemerkung

Im Gegensatz zur direkten mechanischen Messung am Fell wurde im vorliegenden Kapitel der Schallpegel herangezogen, um die Nachhallzeiten der einzelnen klangbildenden Teiltöne zu messen. Die Experimente in einem normalen Laborraum ergaben nicht immer die gleichen Ergebnisse, wie wenn im Reflexionsarmen Raum gemessen wurde. Eine mögliche Erklärung ist, dass Raumeinflüsse eine Rolle spielen und das Ergebnis verfälschen können. Im Zweifelsfall sind die Messungen im Reflexionsarmen Raum als zuverlässiger einzustufen.

Gemessen wurde an der großen Kolberg-Pauke, die mit drei unterschiedlichen Kesseln und zwei unterschiedlichen Fellen bestückt war, in drei unterschiedlichen Tonlagen. Unterschiede der Nachhallzeiten wurden in allen Fällen beobachtet. Folgende Tendenzen sind zu beobachten:

- Teiltöne: In aller Regel klingt der Hauptton am raschesten und die Oktave am langsamsten ab. Es wurden jedoch auch Abweichungen festgestellt.
- Tonlage: Je höher die Pauke gestimmt wird, desto schneller klingen in aller Regel die Teiltöne und damit der Gesamtklang ab. Auch hier wurden Abweichungen festgestellt.
- Kunstfell: Beim Kunstfell sind die Nachhallzeiten in aller Regel größer als beim Naturfell. Der Paukenklang steht insgesamt länger. Jedoch erscheint das Abklingen manchmal deshalb als ungleichmäßig, weil die einzelnen Teiltöne unterschiedlich rasch abnehmen. Das Abklingen hängt stark von der Tonlage ab.
- Naturfell: Beim Naturfell differieren die Nachhallzeiten der klangbildenden Teiltöne nicht so stark wie beim Kunstfell. Der Paukenklang klingt insgesamt rascher aus, jedoch erfolgt das Ausschwingen der einzelnen Teiltöne wesentlich homogener. Dies stimmt mit den Beobachtungen von Hardy und Ancall (1961) an Trommelfellen überein. Kalbfelle scheinen sich für Staccato besser zu eignen als Kunstfelle. Die Abhängigkeit von der Tonlage ist nicht so stark ausgeprägt wie beim Fell aus Mylar.
- Kessel: Beim Betrieb mit den drei verschiedenen Kesseln waren Unterschiede erkennbar, aber derzeit noch nicht systematisch erklärbar.

In der Geamtschau zeigen die Untersuchungen der drei letzten Kapitel, dass das Abklingen der Teiltöne zwar von großer musikalischer Bedeutung ist, sich experimentell jedoch nur sehr schwer und theoretisch bisher so gut wie gar nicht fassen lässt. Bei zusammengesetzten Strukturen spielt bekanntlich die Fügstellendämpfung eine große Rolle. Dies trifft in erhöhtem Maße für die Maschinenpauke mit auswechselbarem Kessel zu. Nach Überzeugung des Autors wird beim Auseinander- und Wiederausammenbauen der Pauke, das z.B. bei jedem Kesselwechsel notwendig wird, die Gesamtstruktur so weit verändert, dass neue Dämpfungseinflüsse wirksam werden, die vor dem Umbau nicht oder anders vorhanden waren. So verbleibt die abschließende Feststellung, dass im Gestell der Pauke und in den diversen Anbauteilen die unterschiedlichsten Dämpfungs- und möglicherweise auch Tilgungseffekte beheimatet sind. Diese lassen sich schlecht reproduzieren und auch nicht mit letzter Sicherheit lokalisieren. Dass sie vorhanden sind, lässt sich jedoch im Abklingen von Teiltönen nachweisen, das innerhalb enger Frequenzbereiche wesentlich rascher verläuft, als dies allein mit der Strahlungsdämpfung zu erklären wäre. Als – wahrscheinlich nicht sehr hilfreicher – Hinweis bleibt daher nur die Empfehlung, möglichst wenige Teile in das Gestell einzubauen, diese möglichst wenig schwingungsfähig zu gestalten und möglichst starr miteinander zu verbinden.

11. ABSCHLIESSENDE DISKUSSION

Verschiedenartige Messungen und Berechnungen sind an Orchesterpauken zur Klärung der Frage durchgeführt worden, ob nicht nur das Fell (Fleischer 2005), sondern auch Anbauteile der Pauke schwingen können und möglicherweise das Schallsignal beeinflussen. Im vorliegenden Band sind zahlreiche Untersuchungen zu dieser Fragestellung zusammen gestellt. Verschiedene Autoren haben sich ihrer im Laufe vieler Jahre am Institut für Mechanik angenommen und sich dafür interessiert, ob die Bestandteile moderner Maschinenpauken Schwingungen ausführen und wenn ja, in welcher Weise sie dies tun.

Zunächst wurde der Frage nachgegangen, ob der Kessel der Pauke selbst Schall abstrahlt. Messungen der akustischen Intensität, wie sie im zweiten Kapitel geschildert sind, haben keinerlei Hinweise darauf gegeben, dass der Kessel einer Pauke beim Anschlagen des Felles nennenswerte akustische Leistung abgibt. Die gemeinsame Modalanalyse von Kessel und Fell im fünften Kapitel hat gezeigt, dass die Schwingamplituden des Felles um ein Vielfaches größer sind als diejenigen des Kessels. Dieser experimentelle Befund wird gestützt durch die numerischen FE/BE-Berechnungen des sechsten Kapitels (Moosrainer 2000). Wird der Kessel als schwingungsfähig modelliert, dann strahlt die Pauke nicht mehr oder weniger Schall ab, als sie dies mit einem absolut unbeweglichen Kessel tut. Alle vorliegenden Erkenntnisse deuten darauf hin, dass der Kessel nicht aktiv zur Schallabstrahlung beiträgt. Er ist damit in keiner Weise mit dem Abstrahlkörper der Violine oder der Gitarre zu vergleichen. Seine Rolle ist vielmehr passiver Natur mit zwei wesentlichen Funktionen: Zum Einen trennt er Vorder- und Rückseite des Felles und beeinflusst damit die Abstrahlung und das Abklingen des Schallsignals. Zum Anderen hält er auf der Rückseite des Felles die Luft zusammen und schafft einen geschlossenen Hohlraum. Unter dem Einfluss der eingeschlossenen Luft ordnen sich die Frequenzen der Fellschwingungen zu einer nahezu harmonischen Reihe. Die Folge ist, dass beim Hören dem Schallsignal Wohlklang und eine definierte Tonhöhe zugeordnet wird (Fleischer 2008).

Die bisher beschriebenen Untersuchungen haben ergeben, dass der Kessel zwar geringere Amplituden als das Fell ausbildet, im Grundsatz jedoch schwingungsfähig ist. Dies haben Modalanalysen am Kessel gezeigt, auf die im dritten Kapitel eingegangen wurde. Entsprechende FE-Berechnungen haben den experimentellen Befund prinzipiell bestätigt. Jedoch hat die Computer-Simulation, die im vierten Kapitel beschrieben ist, die Realität noch nicht in befriedigendem Ausmaß simulieren können. Besser ist dies erst mit den gekoppelten Berechnungen des sechsten Kapitels gelungen.

Weitere Experimente des siebten Kapitels haben ergeben, dass nicht nur Fell und Kessel, sondern auch sämtliche Teile des Paukengestelles Schwingungen ausführen können. Neben dem tragenden Gestell selbst wurden Anbauteile wie z.B. der Druckreifen, der Dreiviertelring oder der Stützring untersucht. Wie schon bei Untersuchungen des Kessels hat sich auch hier herausgestellt, dass es nicht zielführend ist, ein Anbauteil zum Zweck einer einfacheren Messung zu entnehmen und isoliert zu untersuchen. Vielmehr ist es unabdingbar, jedes Teil in seiner originalen Umgebung zu belassen und im Zusammenspiel mit den weiteren Teilen des Gestelles zu betrachten.

Es steht nun fest, dass das Fell der klangbildende Teil der Pauke ist. Seine Teilschwingungen (Abb. 84) bestimmen die Frequenzen der Teiltöne. Darüber hinaus steht fest, dass auch andere Teile des Paukengestelles schwingungsfähig sind. Die Frage ist nun, ob sich daraus Konse-

quenzen für den Paukenklang ergeben. Es wäre denkbar, dass das Fell das eine oder andere dieser weiteren Teile in Resonanz versetzt und zum Mitschwingen bringt. Die Folge wäre, dass die Energie, die der Pauker mit dem Schlegel eingebracht hat, nicht mehr optimal ins Schallfeld abgegeben wird, sondern zum Teil in Folge von innerer Dämpfung oder Fügstellendämpfung in Wärme umgewandelt würde. Dieser Anteil stünde für die Lösung der gestellten Aufgabe, nämlich Schall abzustrahlen, nicht mehr zur Verfügung. Im akustischen Spektrum wären dann die Pegel mancher Teiltöne geringer, als dies ohne parasitäres Mitschwingen der Fall wäre.

Die Teiltonpegel hängen von derart vielen Imponderabilien beim Anschlagen des Felles und beim Messen des Schalles ab, dass es wenig aussichtsreich erscheint, die obige Hypothese experimentell zu überprüfen. Energieverluste wirken sich jedoch auch auf das Ausschwingen der Teilschwingungen bzw. der Teiltöne aus. Es verspricht daher mehr Erfolg, das Abklingverhalten der Bestandteile des Paukensignals zu untersuchen. Dass der Pegel eines bestimmten Teiltones umso schneller abnimmt, je höher die Pauke gestimmt wird, ist durch die Zunahme des Strahlungswiderstandes bedingt. Der Teilton wird dadurch effektiver ins Schallfeld abgegeben. Bei einer freien Schwingung, wie sie hier vorliegt, geschieht dies um den Preis, dass die begrenzte Energie auch schneller „verbraucht“ wird. Sobald sich diesem systemimmanenten Trend weitere, parasitäre Einflüsse überlagern, klingt der Teilton schneller ab, als dies bei ausschließlicher Schallerzeugung ohne zusätzlichen Energieverzehr der Fall wäre. Ob sich darauf Hinweise finden lassen, wurde in den abschließenden Kapiteln acht bis zehn untersucht.

In bisherigen Arbeiten sind vorwiegend die Formen und die Frequenzen der Fellschwingungen studiert worden, die zu den klangbildenden Teiltönen führen. Abb. 84 gibt exemplarisch ein Wasserfalldiagramm der Note A2 wieder, in das Schwingungsbilder des Felles eingefügt sind. Im achten Kapitel sind nun Experimente beschrieben, in denen das Ausschwingen studiert wurde. Dabei wurde zunächst die Bewegung des Felles ausgewertet. Erkennbar war die globale $1/f^2$ -Abhängigkeit der Nachhallzeit des Haupttones. Für die höherfrequenten Teilschwingungen waren in aller Regel keine stetigen Frequenzgänge zu beobachten. Dies lässt den Schluss zu, dass es neben der nützlichen Strahlungsdämpfung noch weitere Dämpfungsmechanismen geben muss, denen kein direkter Nutzen zuzuordnen ist.

Die Untersuchungen des neunten Kapitels liefern Hinweise darauf, dass ein Einfluss von Kessel- und Gestellschwingungen auf das Ausklingen des Schallsignals besteht. Offenbar können die transversalen Schwingungen des Felles Bewegungen des Gestelles, Kessels o.ä. hervorrufen, die auch in anderen Richtungen verlaufen. Sollte das Fell z.B. den Kessel in Resonanz versetzen, dann kann Energie aus der Fellschwingung in den Kessel abfließen. Diese kann im Material oder an Fügstellen in Wärme umgewandelt werden und steht damit nicht mehr für die Erzeugung von Schall zur Verfügung. Erscheinungen, die auf solche Zusammenhänge hindeuten, konnten im Grundsatz nachgewiesen werden. Allerdings ist es bisher nicht gelungen, mit letzter Sicherheit den Ort der Energiesenke zu lokalisieren. Als ein möglicher Mechanismus wurden Schwingungen des Kesselrandes identifiziert. Das ungewöhnlich rasche Ausschwingen der Quinte und der Oktave lässt sich so deuten, dass diese Schwingungen des Felles offenbar besonders geeignet sind, den Kessel samt Stützring, auf dem der Kesselrand aufliegt, zum Mitschwingen zu veranlassen. In diesem Einzelfall ist es gelungen, eine Verbindung zwischen einer „*Dead Frequency*“ und der Resonanz eines bestimmten Gestellteiles herzustellen.

Um auszuschließen, dass mechanische Anbauteile wie etwa der Kessel nicht doch eventuell durch Mitschwingen zur Erzeugung von Schall beitragen könnte, wurde im zehnten Kapitel

nicht die mechanische Bewegung des Felles, sondern das dadurch hervorgerufene Schallsignal untersucht. Für unterschiedliche Kessel und Felle wurde in verschiedenen Tonlagen gemessen, wie rasch die klangbildenden Teiltöne abklingen. Auch hier wurden teilweise deutliche Abweichungen von einem glatten Frequenzverlauf der Nachhallzeiten festgestellt. „Dead Frequencies“ zweifelsfrei einzelnen Resonanzen von bestimmten Gestellteilen zuzuordnen, ist allerdings nicht gelungen.

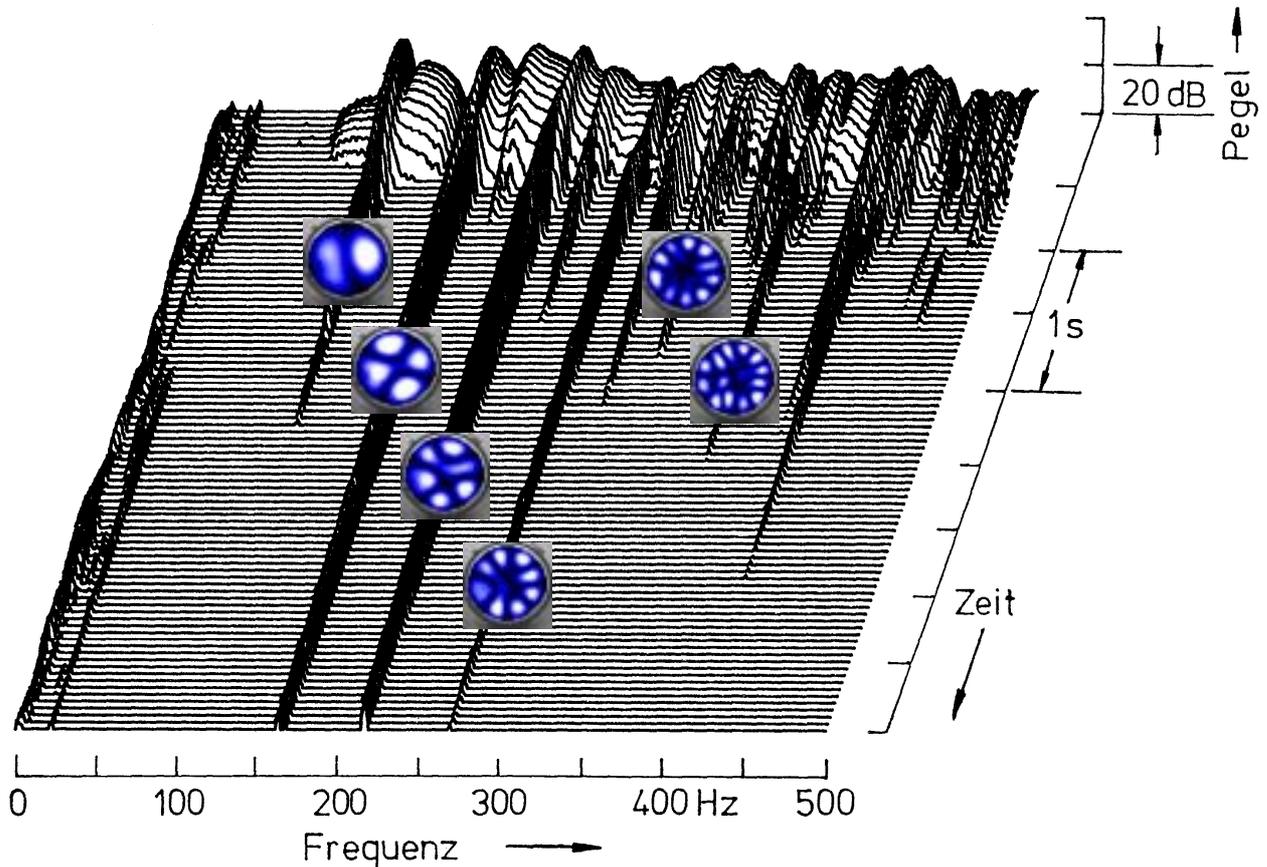


Abb. 84. Schallsignal der großen Pauke in der Stimmung A2.

Die Schwingungen des Felles, gemessen mit dem Laser-Vibrometer und dargestellt als Beträge, sind den entsprechenden Teiltönen zugeordnet.

Ohne Zweifel ist das Abklingen der Teiltöne von großer musikalischer Bedeutung. Die Untersuchungen der drei letzten Kapitel haben gezeigt, dass es sich zwar experimentell bestimmen, jedoch nur begrenzt reproduzieren lässt. Theoretisch kann es bisher nur äußerst unzureichend erfasst werden. Bei zusammengesetzten Strukturen spielt bekanntlich die Dämpfung an Fügestellen eine große Rolle, z.B. zwischen Kesselrand und Fell oder zwischen Stützung und aufliegendem Kessel. Dies trifft in erhöhtem Maße für die Maschinenpauke mit auswechselbarem Kessel zu. Nach Überzeugung des Autors kann das Auseinander- und Wiederausammenbauen der Pauke, das z.B. bei jedem Kesselwechsel notwendig wird, die Gesamtstruktur soweit verändern, dass Dämpfungseinflüsse wirksam werden, die vor dem Umbau nicht oder in anderem Ausmaß vorhanden waren.

So verbleibt zum Schluss die Feststellung, dass im Gestell der Pauke und in den diversen Anbauteilen die unterschiedlichsten Dämpfungs- und möglicherweise auch Tilgungseffekte beheimatet sind. Diese lassen sich nicht mit letzter Sicherheit lokalisieren und daher auch schlecht reproduzieren. Dass sie vorhanden sind, lässt sich jedoch im Abklingen von Teiltönen nachweisen, das innerhalb enger Frequenzbereiche wesentlich rascher verlaufen kann,

als dies allein mit der Strahlungsdämpfung zu erklären wäre. Sollen solche Irregularitäten vermieden werden, bleibt nur die pauschale Empfehlung, vor dem Einbau in das Gestell zu prüfen, ob das zusätzliche Teil im Frequenzbereich der klangbildenden Teiltöne Resonanzen ausbildet. Möglicherweise wird der erwartete Nutzen dadurch entwertet, dass der Paukenklang weniger lang steht, als dies ohne dieses Mitschwingen der Fall wäre.

Bisher existieren nur mehr oder weniger plausible Vermutungen, durch welchen Wirkungsmechanismus ein mitschwingendes Teil den *Sustain* des Paukenklanges verschlechtert. Dass solche Einflüsse bestehen, ist aber hinlänglich nachgewiesen. Die deutlichen Hinweise, die sich bisher schon ergeben haben, ermuntern jedoch zu weiteren Untersuchungen. Eine Möglichkeit wäre, abstimmbare „Resonatoren“ am Paukengestell anzubringen, um gezielt die Auswirkung des Mitschwingens auf das Abklingen der Teiltöne zu studieren. Das Gesamtverständnis des Vorganges, der nach dem Anschlag des Felles in der Pauke abläuft und der zum Paukenklang führt, könnte auf diese Weise verbreitert und vertieft werden.

Der Autor dankt dem Perkussionisten und Schlaginstrumentenmacher Bernhard Kolberg dafür, dass er einige seiner Produkte für ausgedehnte Messreihen zur Verfügung gestellt hat. Frau Dipl.-Ing. Karin Danneberg hat als Laboringenieurin zum Gelingen zahlreicher Messungen beigetragen. Der ganz besondere Dank des Autors gilt Frau Dipl.-Phys. Sieglinde Iosif, die von Anfang an die Reihe „Beiträge zur Vibro- und Psychoakustik“ begleitet hat und sämtliche Bände - so auch den vorliegenden – durchgesehen hat. Frau Iosif zieht sich in den Ruhestand zurück, für den ihr der Autor von Herzen alles Gute wünscht.

LITERATUR

- Bork, I., Zum Schwingungsverhalten von Trommelfellen und -kesseln. In: Fortschritte der Akustik (DAGA '85), DPG-GmbH, Bad Honnef 1985, 443-446.
- Breitung, A., Grundlegende Untersuchungen zur Modalanalyse. Diplomarbeit am Institut für Mechanik, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, Neubiberg 1993.
- Caspar, H., Meßwertübernahme mit dem IEC-Bus und dem Programmpaket ASYSTANT GPIB. Studienarbeit am Institut für Mechanik, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, Neubiberg 1991.
- Christian, R.S., Davis, R.E., Tubis, A., Anderson, C.A., Mills, R.I. und Rossing, T.D., Effect of air loading on timpani membrane vibrations. *J. Acoust. Soc. Amer.* 76 (1984), 1336-1345.
- Ehm, T. und Zoller, M., Experimentelle Bestimmung der Schallintensität verschiedener Strahler. Studienarbeit am Institut für Mechanik, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, Neubiberg 1987.
- Euler, L., De motu vibratorio tympanorum. *Novi commentarii academiae scientiarum Petropolitanae* 10 (1764), 1766, 243-260.
- Fastl, H. und Zwicker, E., *Psychoacoustics. Facts and Models*. 3. Auflage. Springer Verlag, Heidelberg 2007.
- Fleischer, H., Über die Schalleistung von Kreisstrahlern. Forschungsbericht 02/84 aus dem Institut für Mechanik, Fachbereich Luft- und Raumfahrttechnik, HSBw München, Neubiberg 1984a.
- Fleischer, H., Die akustische Leistung von Kreisstrahlern. *Acustica* 56 (1984b), 214-220.
- Fleischer, H., Die Pauke. Mechanischer Schwinger und akustischer Strahler. Forschungsbericht 01/88 aus dem Institut für Mechanik, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, Neubiberg 1988.
- Fleischer, H., Die Pauke. Theoretische und experimentelle Untersuchungen an einem Musikinstrument. *Hochschulkurier der UniBw München*, Neubiberg Juni 1990.
- Fleischer, H., Die akustische Leistung kreisförmiger Membranen. Forschungsbericht 04/84 aus dem Institut für Mechanik, Fachbereich Luft- und Raumfahrttechnik, HSBw München, Neubiberg 1984. 2. verb. Aufl. von 1991.
- Fleischer, H., Zur Rolle des Kessels bei Pauken. Forschungsbericht 01/92 aus dem Institut für Mechanik, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, Neubiberg 1992.
- Fleischer, H., Spinning Modes. Forschungs- und Seminarberichte aus dem Gebiet Technische Mechanik und Flächentragwerke 1/94. Hrsg. F.A. Emmerling und A.H. Heinen, UniBw München, Neubiberg 1994.
- Fleischer, H., Vibroakustische Untersuchungen an Paukenfellen. Beiträge zur Vibro- und Psychoakustik 1/05. Hrsg. H. Fleischer und H. Fastl, Universität der Bundeswehr und Technische Universität München, Neubiberg 2005.

- Fleischer, H., Die Pauke aus der Sicht der Physik. Michaelsteiner Seminarberichte 2008. Erscheint demnächst.
- Fleischer, H. und Rotter, R., Das Phänomen der Spinning Modes. In: Fortschritte der Akustik (DAGA '94). DPG-GmbH, Bad Honnef 1994, 737-740.
- Fleischer, H. und Zwicker, T., Dead Spots. Zum Schwingungsverhalten elektrischer Gitarren und Baßgitarren. Beiträge zur Vibro- und Psychoakustik 1/96. Hrsg. H. Fleischer und H. Fastl. UniBw München, Neubiberg 1996.
- Freiberg, Th., Die Pauke. FEM-Berechnungen der Schwingungen von Rotationskörpern. Studienarbeit am Institut für Mechanik, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, Neubiberg 1992.
- Gottlieb, H.P.W., Effect of air cavity on the annular drum. J. Acoust. Soc. Amer. 71 (1982), 1025-1027.
- Gottlieb, H.P.W. und Aebischer, H.A., Eigenfrequency shifts of a baffled circular membrane in a fluid medium. Acustica 61 (1986), 223-232.
- Gottlieb, H.P.W. und Aebischer, H.A., Eigenfrequencies of a baffled circular membrane with exterior fluid and attached cavity. Acustica 65 (1987), 2-10.
- Habkost, H., Schwingungsformen eines Paukenfelles- und -kessels. Studienarbeit am Institut für Mechanik, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, Neubiberg 1992.
- Hardy, H.C. und Ancell, J.E., Comparison of the acoustical performance of calfskin and plastic drumheads. J. Acoust. Soc. Amer. 33 (1961), 1391-1395.
- Hornborstel, E.M. von und Sachs, C., Systematik der Musikinstrumente. Zeitschrift für Ethnologie 46 (1914).
- Moosrainer, M., Fluid-Struktur-Kopplung am Beispiel der Pauke. In: Fortschritte der Akustik (DAGA '98). DEGA, Oldenburg 1998, 674-675.
- Moosrainer, M., Fluid-Struktur-Kopplung. Vibroakustische Lösungsmethoden und Anwendungen. Fortschrittsbericht VDI Reihe 11 Nr. 289. VDI-Verlag, Düsseldorf 2000.
- Moosrainer, M. und Fleischer, H., Interaction of a membrane with an enclosed and surrounding fluid – FEM/BEM coupling. In: Designing for Silence - Euro-Noise 98. DEGA, Oldenburg 1998, 145-150.
- Moosrainer, M. und Fleischer, H., Application of BEM and FEM to musical instruments. In: Boundary Elements in Acoustics - Advances and Applications. Hrsg. O. v. Estorff, WIT Press, Southampton/Boston 2000, 377-410.
- Riccati, G., Delle vibrationi del tamburo. Saggi scientifici e letterari dell'Accademia di Padova I (1786), 419-446.
- Rossing, T.D., Die Physik der Pauke. Spektrum der Wissenschaft, Januar 1983, 55-65.
- Stöpel, R., Modalanalyse einer Kesselpauke. Studienarbeit am Institut für Mechanik, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, Neubiberg 1999.
- Terhardt, E., Zur Tonhöhenwahrnehmung von Klängen. I. Psychoakustische Grundlagen. Acustica 26 (1972), 173-186.

- Ziegler, H., Schwingungsformen von dünnwandigen Rotationskörpern. Studienarbeit am Institut für Mechanik, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, Neubiberg 1991.
- Ziegler, H., Dreidimensionale Modalanalyse. Diplomarbeit am Institut für Mechanik, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, Neubiberg 1992.
- Zotter, F., (2007) http://iem.at/Members/zotter/spherical_soundfield/gif_anims/SphericalHarmonicRadiations4.html
- Valenzuela, M.N., Zur Rolle des Gehörs bei akustischen Untersuchungen an Musikinstrumenten. Beiträge zur Vibro- und Psychoakustik 1/99. Hrsg. H. Fleischer und H. Fastl, UniBw und TU München, Neubiberg 1999.
- Zimmermann, P., Zur Theorie der schwingenden Membran: Erfindung, Nacherfindung, Fama. Forschungsbericht 03/93 aus dem Institut für Mechanik, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, UniBw München, Neubiberg 1993.
- Zimmermann, P., Zur Theorie der schwingenden Membran bei Leonhard Euler und Giordano Riccati: Erfindung, Nacherfindung, Fama. Intern. Zs. f. Naturwiss., Technik u. Med. 4 (1996), 145-158.

In der Reihe

Beiträge zur Vibro- und Psychoakustik

sind bisher erschienen:

- Heft 1/96 Fleischer, H. und Zwicker, T., DEAD SPOTS. Zum Schwingungsverhalten elektrischer Gitarren und Baßgitarren.
- Heft 1/97 Fleischer, H., Glockenschwingungen.
- Heft 1/98 Fleischer, H., Schwingungen akustischer Gitarren.
- Heft 1/99 Valenzuela, M.N., Zur Rolle des Gehörs bei akustischen Untersuchungen an Musikinstrumenten.
- Heft 2/99 Fleischer, H., Dead Spots of Electric Basses. I. Structural Vibrations (in Englisch).
- Heft 1/00 Fleischer, H., Dead Spots of Electric Basses. II. Diagnosis (in Englisch).
- Heft 2/00 Varsányi, A., Zur Akustik des javanischen *gong ageng*.
- Heft 3/00 Krump, G., Der akustische Nachton. Beschreibung und Funktionsschema.
- Heft 1/01 Fleischer, H., Schwingungsuntersuchungen an Gongs.
- Heft 2/01 Fleischer, H., Schwingungsuntersuchungen an elektrischen Gitarren.
- Heft 1/02 Fleischer, H., Nichtlinearität bei Gongs: Analyse des Schallsignals.
- Heft 2/02 Fleischer, H., Gehörbezogene Analyse von Gongklängen.
- Heft 1/03 Fleischer, H., Schwingungs- und Schalluntersuchungen an der indischen Tabla.
- Heft 1/04 Fleischer, H., Schwingung und Schall eines Hackbretts.
- Heft 1/05 Fleischer, H., Vibroakustische Untersuchungen an Paukenfellen.
- Heft 1/06 Fleischer, H., Korpuschwingungen einer Elektrogitarre.
- Heft 1/07 Fleischer, H., Hörversuche mit Glockenklängen.

Anfragen richten Sie bitte an

Helmut Fleischer
LRT 4 UniBwM
D-85577 Neubiberg

oder

helmut.fleischer@unibw.de