

# Modellierung eines Waschautomaten für vibroakustische Untersuchungen

H.-W. Beckmann\*, R. Draier<sup>+</sup>, O. von Estorff\*\*<sup>\*</sup>, K. Klamt\*, M. Markiewicz<sup>++</sup>, O. Zaleski<sup>++</sup>

\* Miele & Cie., Gütersloh, Deutschland

<sup>+</sup> Ingenieurbüro Draier, Gütersloh, Deutschland

\*\* TU Hamburg-Harburg, Hamburg, Deutschland

<sup>++</sup> Novicos GmbH, Hamburg, Deutschland

## Summary

Der Einsatz moderner Simulationswerkzeuge zur Analyse neuer Produkte bietet zahlreiche Vorteile im Hinblick auf Entwicklungsgeschwindigkeit und Kosten. Voraussetzung ist jedoch, dass die verwendeten Modelle in der Lage sind, in kurzer Zeit vertrauenswürdige Ergebnisse zu liefern. Die Aufbereitung solcher Modelle ist besonders anspruchsvoll, vor allem dann, wenn nicht nur das Verhalten einzelner Elemente oder Baugruppen eines technischen Systems sondern das Gesamtsystem, z.B. eine komplette Maschine, simuliert werden soll.

In dem vorliegenden Beitrag wird die Aufbereitung und Anwendung eines Rechenmodells vorgestellt und diskutiert, welches die Analyse der Schallabstrahlung eines kompletten Waschautomaten ermöglicht. Es eröffnet den Zugang zu einer effizienten Beurteilung der vibroakustischen Eigenschaften des Waschautomaten und kann zukünftig sowohl bei der Modifikation bestehender Produkte als auch im Entwurfsstadium bei Neuentwicklungen zum Einsatz kommen.

Um diese Ziele zu erreichen, wurde eine allgemein einsetzbare Modellierung entwickelt. Dabei galt es, geeignete Berechnungsverfahren gezielt mit Messwerten zu kombinieren. Seitens der Berechnung kamen die Programme ANSYS, ADAMS und SYSNOISE zum Einsatz, während mit Hilfe experimenteller Untersuchungen die mechanischen Eigenschaften einzelner Subsysteme, z. B. der Schwingungsdämpfer, ermittelt wurden. Der Beitrag schließt mit einem Vergleich der beim Schleudern gemessenen und berechneten Schallfeldgrößen und es werden die Anwendbarkeit und die erreichbare Genauigkeit des neuen Modells diskutiert.

## Keywords

Finite-Elemente-Methode (FEM), Boundary-Elemente-Methode (BEM), Mehrkörpersysteme (MKS), Dynamik, Akustik, Waschautomat

## 1. Einleitung

Im Rahmen der Entwicklung neuer Waschautomaten sind deren akustische Eigenschaften von großer Bedeutung. Es bot sich daher an, ein Rechenmodell zu konzipieren und zu erproben, welches es erlaubt, gezielte Aussagen zum akustischen Verhalten eines neuen Waschautomaten zu treffen, ohne dass in allen Fällen bereits ein entsprechender Prototyp verfügbar sein muss.

Die rechnerische Untersuchung des akustischen Verhaltens von schallabstrahlenden technischen Systemen ist in vielen Unternehmen, so z.B. in der Automobilindustrie oder im Flugzeugbau, schon zum Standard geworden [1], [2], [3], [4], [5]. Im Bereich der Hausgerätetechnik werden solche Berechnungen bisher jedoch nur sehr vereinzelt durchgeführt. Hier basiert die akustische Auslegung weitestgehend auf Messungen.

Das neue Waschautomaten-Modell beruht auf einer Kombination der konventionellen *Finite-Elemente-Methode* (FEM) für die Ermittlung der Strukturschwingungen, der *Mehr-Körper-Simulation* (MKS) für die Analyse der Maschinendynamik und einer *Boundary-Elemente-Methode* (BEM) zur Berechnung des abgestrahlten Schalls. Die dynamischen Eigenschaften einzelner Komponenten des Strukturmodells wurden durch begleitende Messungen gezielt untersucht. Dabei war es nur durch den schrittweisen Aufbau des Gesamtmodells möglich, das angestrebte Modell zu entwickeln und dessen Tauglichkeit mit Hilfe von akustischen Messungen zu bestätigen.

Der vorliegende Beitrag enthält die Beschreibung der wichtigsten Modellierungsschritte, Messungen, Simulationen und schließt mit einem Vergleich von gemessenen und berechneten Ergebnissen.

## 2. Experimentelle Untersuchung des Waschautomaten und seiner Komponenten

Die Entwicklung von Berechnungsmodellen zur Untersuchung des vibroakustischen Verhaltens eines Waschautomaten wurde von verschiedenen Messungen begleitet. Zum einen lieferten diese Messungen akustische Größen, die als Grundlage der Vergleiche zwischen dem physikalischen und dem mit Hilfe von Berechnungsmodellen im Rechner simulierten Verhalten des untersuchten Waschautomaten dienen. Zum anderen wurden aus den experimentellen Analysen Kenngrößen abgeleitet, die für einige Teilsysteme und Elemente des gesamten Waschautomaten charakteristisch sind und in einzelnen Berechnungsmodellen als Randbedingungen verwendet wurden.

Der Umfang dieser Messungen und einige typische Ergebnisse werden nachfolgend vorgestellt.

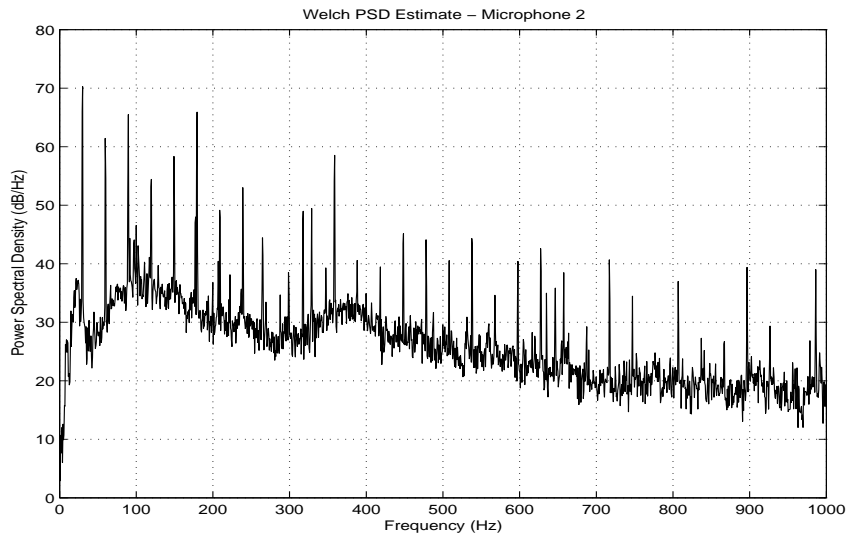
### 2.1 Schallfeldmessungen beim Schleudern

In einem ersten Schritt wurden zunächst Schalldruckmessungen bei mehreren Schleuderdrehzahlen des zu untersuchenden Waschautomaten durchgeführt. Die Rohdaten von sechs Mikrofonen (Zeitreihen) wurden dann analysiert und die charakteristischen Merkmale der Schallemission ermittelt. Dabei wurde unter anderem festgestellt, dass die Schalldruckspektren, trotz einer harmonischen Unwuchtanregung, eine starke polyharmonische Schallabstrahlung aufweisen, die durch polyharmonische Schwingungen des Waschaggregates hervorgerufen wird (**Bild 1**). Diese Antwort auf eine harmonische Anregung weist auf starke Nichtlinearitäten im System hin, deren Ursachen im Aufhängesystem (Feder und Dämpfer) zu suchen sind.

Es wurden darüber hinaus mit Hilfe einer Spektralanalyse der aufgenommenen Signale die Beiträge der Einzelkomponenten des Waschaggregates (Motor, Laugenbehälter, Pumpe, Seitenwände) zur Schallabstrahlung ermittelt. Die ermittelten Anteile der Einzelkomponenten sind frequenzabhängig.

### 2.2 Parameterbestimmung für das dynamische Modell

Ein wichtiger Teil der experimentellen Untersuchungen waren Messungen an den Dämpfern. Jeder der untersuchten Dämpfer war an einem Ende über einen DMS-Kraftaufnehmer an einer starren Wand befestigt und der Dämpferkolben durch einen elektromagnetischen Schwingungserreger ange-regt. Der Erreger wurde mit einem Signalgenerator über einen Leistungsverstärker gesteuert. Die Amplitude und die Frequenz der Anregungskraft konnten dabei stufenlos eingestellt werden. Die Beschleunigung der Schwingplatte des Erregers wurde mit einem Beschleunigungsaufnehmer gemessen. Alle Messsignale galt es auf einem PC zu speichern und anschließend auszuwerten.

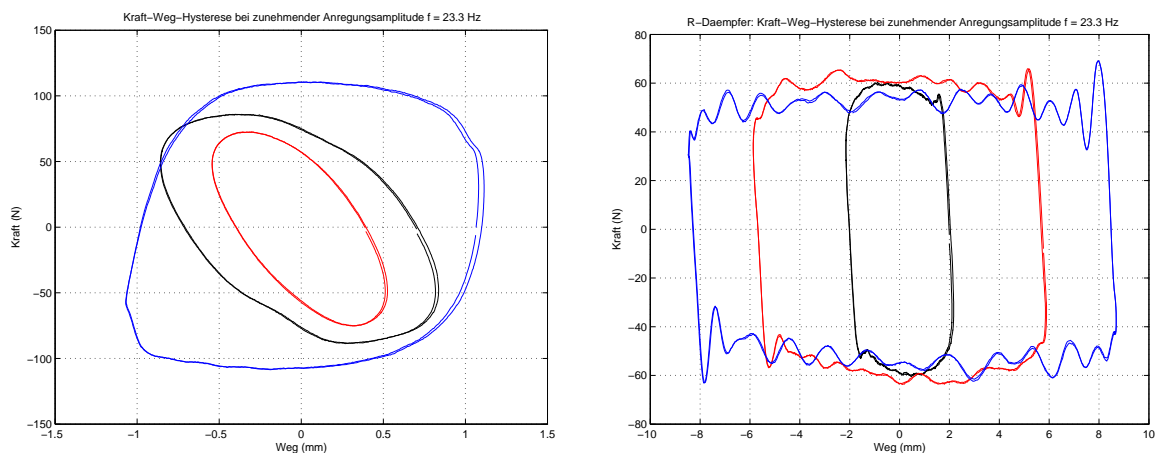


**Bild 1:** Spektrum des Schalldrucks beim Schleudern.

Die Messungen wurden bei kleinen (ca. 1 mm) und großen (2–8 mm) Kolbenamplituden für die Anregungsfrequenzen durchgeführt, die den Schleuderdrehzahlen entsprechen. Typische Kraft-Weg-Hysteresen sind beispielhaft im **Bild 2** dargestellt.

Die Messungen bei großen Kolbenamplituden wurden ohne Kühlung durchgeführt, was der realen Betriebssituation während eines Schleudervorgangs entspricht. Unter diesen Bedingungen ist die Reibkraft in den Dämpfern deutlich geringer als die Nominalwerte, die unter quasistatischer Belastung ermittelt werden. Demzufolge dissipiert der Reibdämpfer bei einer vergleichbaren Kolbenamplitude unter dynamischer Belastung deutlich weniger Energie als unter quasistatischer Belastung. Andererseits ist die von den Dämpfern auf den Rahmen übertragene Kraft und damit die Schwingungsanregung wesentlich kleiner.

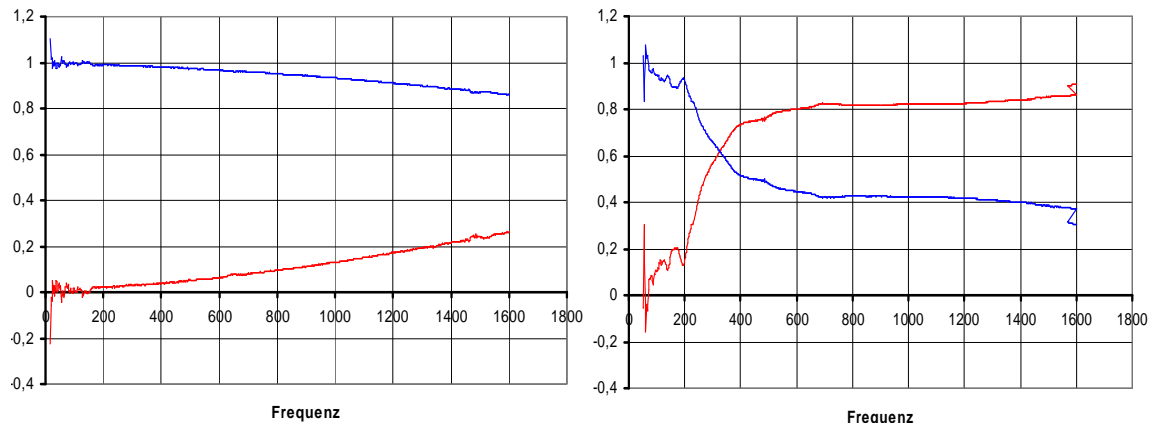
Mit Hilfe einer weiteren Reihe von Experimenten wurden Eigenfrequenzen und die entsprechenden modalen Dämpfungen der mehrschichtig aufgebauten Wände des Waschautomaten analysiert und dann in Berechnungsmodellen berücksichtigt.



**Bild 2:** Kraft-Weg-Hysteresen für einen Reibdämpfer bei kleinen (links) und großen (rechts) Kolbenamplituden.

## 2.3 Parameterbestimmung für das akustische Modell

Mit Hilfe eines Impedanzmessrohrs wurden Kennwerte diverser Fliesmatten ermittelt, die auf den Innenseiten des untersuchten Waschautomaten angebracht sind. Diese Baumwollmatten sind für die Schallabsorption im Waschautomaten von Bedeutung und mussten im Akustikmodell entsprechend berücksichtigt werden. Es hat sich gezeigt, dass der Absorptionskoeffizient einer beschichteten Wand mit Hilfe von Baumwollvliesmatten unterschiedlicher Stärken in breiten Wertebereichen verändert werden kann. Zwei typische Messergebnisse veranschaulichen diesen Zusammenhang (**Bild 3**).



**Bild 3:** Absorptions- (-) und Reflexionskoeffizient (-) einer dünnen (links) und einer dicken (rechts) Baumwollmatte.

## 3. Dynamisches Modell

### 3.1 Entwicklung eines nichtlinearen dynamischen Modells eines Waschautomaten

Zur Ermittlung der zeitlich veränderlichen Lastverläufe von Maschinen wird zunehmend die elastische Mehrkörpersimulation (EMKS) eingesetzt. Bei den nachfolgend vorgestellten Untersuchungen kommt eine Methode zum Einsatz, welche sich allgemein durchgesetzt hat um flexible FE-Strukturen in der Mehrkörpersimulation einzubinden. Die Grundlage dafür ist die "Component Mode Synthesis" (CMS). Sie liefert eine Mischung aus statischen Verschiebungsformen und dynamischen Schwingungsformen, welche an die MKS-Software (ADAMS) zur Beschreibung der flexiblen Struktur übergeben wird. Im Gegensatz zur Lebensdauerberechnung kann bei der vibroakustischen Untersuchung auf die modalen Spannungen verzichtet werden, es werden seitens einer FE-Berechnung lediglich die Modalformen benötigt. Die Mehrkörpersimulation ermittelt dann die Ergebnisse im Zeitbereich.

### 3.2 Mehrkörpersimulation des Waschautomaten mit flexiblem Gehäuse

Die Entwicklung eines nichtlinearen dynamischen Modells zur Untersuchung der gekoppelten Schwingungen des Aggregats mit dem flexiblen Gehäuse setzt ein abgeglichenes Starrkörpermodell des schwingenden Aggregats voraus. Dieses berücksichtigt, als parametrisiertes ADAMS/View Modell, die folgenden Parameter:

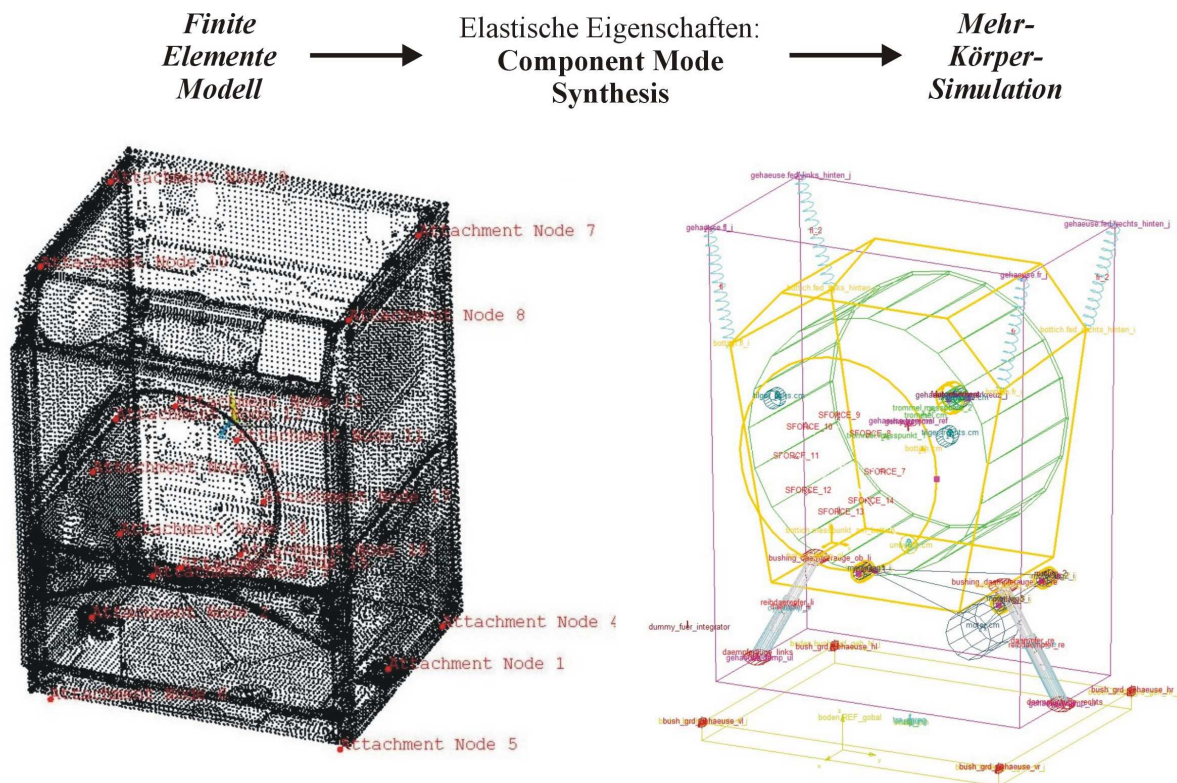
- Geometriepunkte des Aggregates
- Massen
- Unwuchtmasse
- Schwerpunkte
- Massenträgheitsmomente aller Starrkörper
- Kennlinien der Federn, Dämpfer, Dämpferaugen, Türdichtung
- Hochlaufprofile

- Motorkennfelder

Die Berechnung von gekoppelten Modellen (FEM-MKS) erfolgt durch Einbinden eines FE-Modells in die Mehrkörpersimulation (MKS). Innerhalb der MKS wird das flexible Waschmaschinegehäuse durch Überlagerung seiner Starrkörperbewegung und seiner elastischen Deformationen beschrieben. Der Vorgang wird hier anhand der beiden Softwareprodukte ANSYS (FEM) und ADAMS (MKS) vorgestellt.

In dem FE Modell unterscheidet man zwischen zwei Arten von Knoten bzw. Freiheitsgraden:

- *Attachment-Knoten* (bzw. Freiheitsgrade): Hierbei handelt es sich um jene Knoten, an denen das flexible Gehäuse mit dem Starrkörpermodell (Federn, Dämpfer, Türdichtring, Füße) gekoppelt wird (**Bild 4**).
- *Innere Knoten* (bzw. Freiheitsgrade) : Die elastischen Deformationen und Schwingungen werden an diesen restlichen Knoten beschrieben.



**Bild 4:** Einbindung der elastischen Gehäusestruktur in die Mehrkörpersimulation

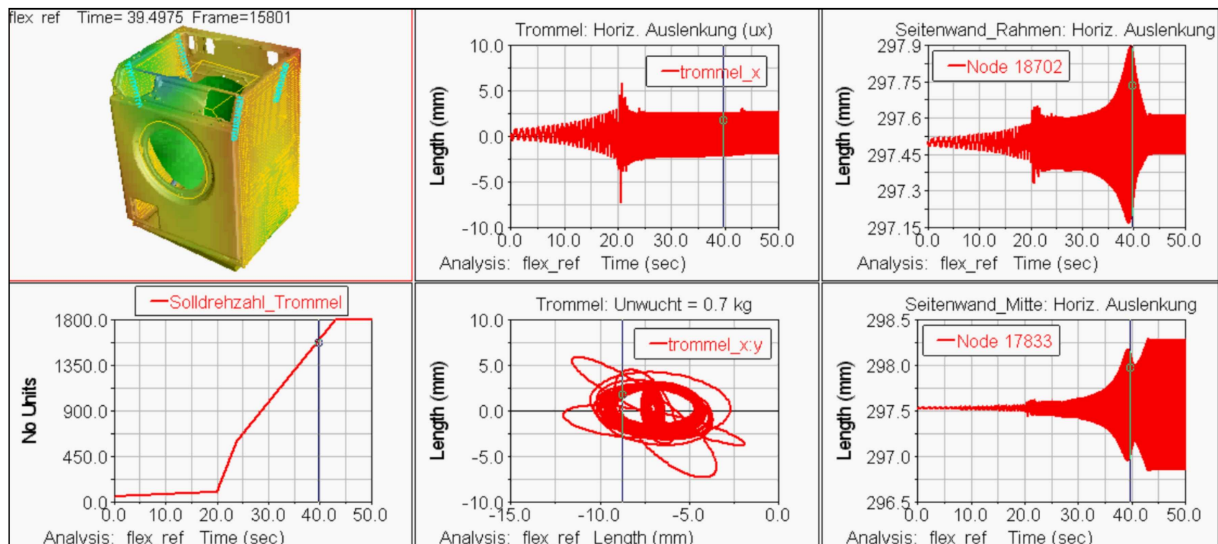
Durch Berechnung der Eigenfrequenzen und Eigenformen (Moden) werden die elastischen Gegebenheiten des Gehäuses ermittelt. Die *Component Modes* enthalten dabei die statischen und dynamischen Formen der Struktur.

Im Einzelnen gilt:

- *Statische Verschiebungsformen*: Es wird jeweils einer der *Attachment-Knoten* um einen normierten Betrag ausgelenkt und alle anderen *Attachment-Knoten* festgehalten. Diese Verschiebungsform des gesamten Körpers nennt man *Constraint Mode*.
- *Normal Modes* werden die Moden genannt, die sich aus der Eigenwertlösung ergeben, nachdem der flexible Körper an allen *Attachment-Knoten* fixiert wurde.
- Um die transiente Strukturantwort in der MKS-Berechnung durchführen zu können, werden die *orthogonalisierten Component Modes* in der FE Berechnung ermittelt. Dabei wird formal nicht mehr in statische oder dynamische Anteile unterschieden.

In der Mehrkörpersimulation werden an den *Attachment-Knoten* die äußeren Randbedingungen (Kräfte, Momente, Verschiebungen, Beschleunigungen) aufgebracht und eine Ausgabe der modalen Koordinaten der *Component Modes*, unter Berücksichtigung der Modaldämpfung (aus Messungen), erzeugt. Dies ist eine Zeitfunktion pro Mode, vergleichbar mit der Zeitreihe der Verschiebungen eines einzelnen Knotens.

Die sechs Freiheitsgrade des Starrkörpers (schwingendes Aggregat inklusive Laugenbehälter, Lagerkreuz, Trommel, Motor, Ausgleichsmassen, Unwucht) werden zur Bildung der Drehungsmatrix in Form von Eulerwinkeln ermittelt. Die Reihenfolge der Drehungen ist: Erste Drehung um die z-Achse des originalen Koordinatensystems, zweite Drehung um die neu entstandene x-Achse, dann die dritte Drehung um die jetzt neu entstandene z-Achse. Auf diese Weise ergibt sich das neue, gedrehte System.



**Bild 5:** Auslenkungen eines Waschautomaten mit flexiblem Gehäuse

### 3.3 Zusammenfassung des dynamischen Modells

Die Datenbasis zur Berechnung von flexiblen Strukturen in der Mehrkörpersimulation stellen die *Component Modes* dar. Im Zuge der *Component Mode*-Berechnung mittels FEM werden die Modalformen ausgegeben. In der anschließenden Mehrkörpersimulation wird die transiente Strukturantwort berechnet und in Form von modalen Koordinaten zur Verfügung gestellt.

Die Ergebnisse der numerischen Simulation eines nichtlinearen dynamischen Modells, zur Untersuchung der gekoppelten Schwingungen, zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten des realen Waschautomaten.

## 4. Schnittstelle zu den Akustikmodellen

Zur Übertragung der Simulationsergebnisse von einem dynamischen Modell in Akustikmodelle wurde eine numerische Schnittstelle entwickelt. Sie besteht aus einem MATLAB-Skript und zwei FORTRAN-Programmen. Die Aufgaben des Matlab-Skripts sind:

- das Einlesen der Zeitreihen aus den Ergebnisdateien der MKS-Berechnung,
- die Berechnung der Geschwindigkeiten der Freiheitsgrade des Modells, d.h der Verschiebung  $\mathbf{u}_0$  des Laugenbehälters, der Elemente der Drehungsmatrix  $\mathbf{S}$  und der Modalkoordinaten  $\mathbf{q}$ , durch das numerische Ableiten der Simulationsergebnisse,
- die Berechnung der Spektren von  $\frac{du_0}{dt}$ ,  $\frac{dS}{dt}$ ,  $\frac{dq}{dt}$  mit Hilfe der FFT,

- Speichern von Spektren in den Dateien, die dann mit Hilfe der FORTRAN-Routinen weiter zu bearbeiten sind.

Die Aufgabe der FORTRAN-Programme ist die Erstellung der Modalmatrix in einer Form, die eine direkte Übertragung auf das Akustiknetz ermöglicht, sowie die Ermittlung der auf das Akustiknetz projizierten Eigenvektoren des dynamischen Modells. Darüber hinaus werden die komplexen Amplituden der Oberflächenschnelle an den Knoten des Akustiknetzes in allen Frequenzen ermittelt, in denen die Schallausbreitung berechnet werden soll. Diese Daten dienen als Eingangsgrößen, durch die die Bewegung der zu berücksichtigenden schallabstrahlenden Oberflächen in das Akustikmodell des Waschautomaten einfließt.

## 5. Schallfeldberechnungen

Die rechnerische Untersuchung der Schallabstrahlung erfolgte überwiegend unter Anwendung der *Boundary-Elemente-Methode* (BEM) [1]. Die BEM zeichnet sich durch die Reduktion der Problemstellung auf die Berandung des betrachteten Gebietes aus und bietet somit auch für Schallfelder in unbegrenzten Gebieten komfortabel anwendbare und zuverlässige Lösungsalgorithmen an. Mit der *Indirekten* BEM (IBEM) können – im Gegensatz zu der *Direkten* BEM (DBEM) – auch Strukturen mit freien Kanten sowie verzweigten Oberflächen berechnet werden. Da solche Formdetails auf der akustisch relevanten Oberfläche des untersuchten Waschautomaten auftreten, wurde hier bei den Schallfeldanalysen die IBEM verwendet. Sämtliche Akustikmodelle wurden mit Hilfe der Programme SYSNOISE [2] und Virtual.Lab [3] aufbereitet und berechnet.

Es ist zu erwähnen, dass sämtliche Akustikvernetzungen auf nur einer Strukturvernetzung des Waschautomaten basieren (**Bild 4 links**). Sie wurden in mehreren Arbeitsschritten aufbereitet, d.h. zu einem reinen Oberflächennetz umgewandelt und in der Genauigkeitsabbildung kleiner Strukturdetails reduziert. Hierbei galt es stets darauf zu achten, nur solche Details aus dem Strukturnetz zu entfernen, die zwar einen Einfluss auf das Dynamikverhalten des Waschautomaten haben, seine Schallabstrahlung aber nicht beeinflussen. Die Auswahl von den Strukturdetails, welche entfernt werden dürfen, basiert im Wesentlichen auf Erfahrungen. Weitere Einzelheiten finden sich in [4] und [5].

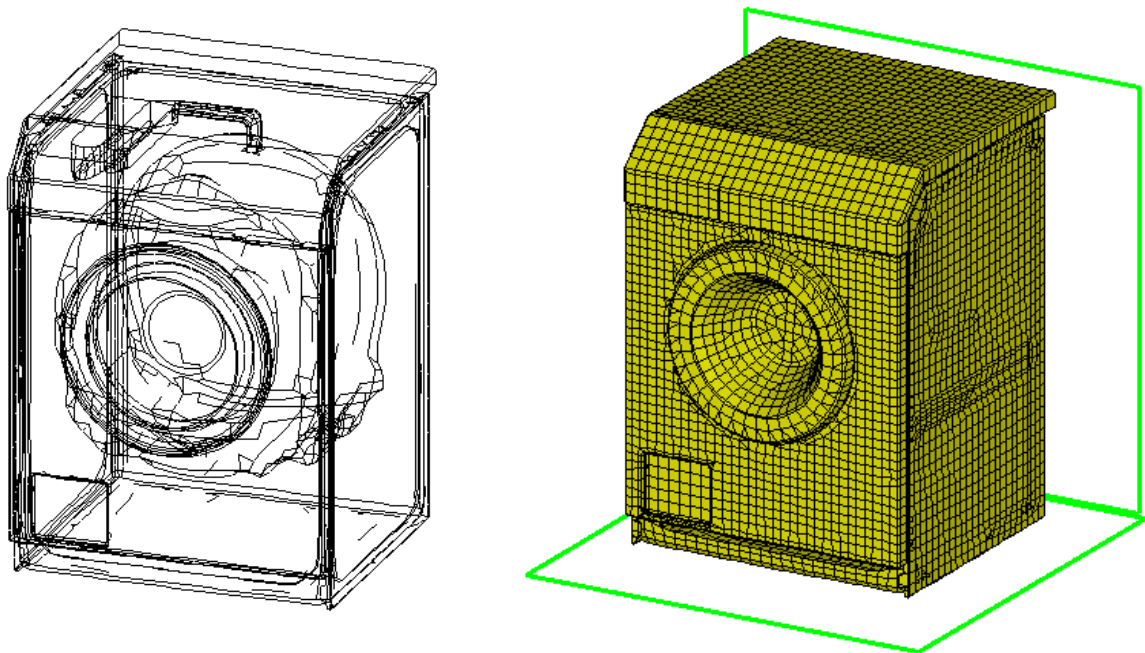
Alle Akustikmodelle wurden in den gleichen Frequenzen im Bereich bis zu 2154 Hz berechnet. Ihre Auswahl erfolgte nach der Analyse der Spektren von numerisch ermittelten dynamischen Antworten. Sie zeigen eine Reihe von klar ausgeprägten Peaks, d.h. Stellen, die sich durch sehr hohe Energiezufuhr, relativ zu den übrigen Frequenzen, auszeichnen und so den abgestrahlten Schall am stärksten beeinflussen.

Als akustisches Fluid wurde stets Luft angenommen. Dies wirkt sich direkt auf die durchschnittliche Elementgröße in allen verwendeten Vernetzungen aus. Sie wurden so generiert, dass höchstens 6, mindestens 5 Knoten pro Wellenlänge auch bei der höchsten Berechnungsfrequenz von 2154 Hz vorhanden sind. Bei der Luftschallgeschwindigkeit von 340 m/s ergibt sich daraus der größte zulässige Abstand zwischen zwei Nachbarknoten von 31,6 mm. Dieses Vorgehen zur Bestimmung der Elementdichte in Akustikmodellen hat sich vielfach als eine vertrauenswürdige Abschätzung erwiesen und führte auch hier zu sehr guten Ergebnissen [4, 5].

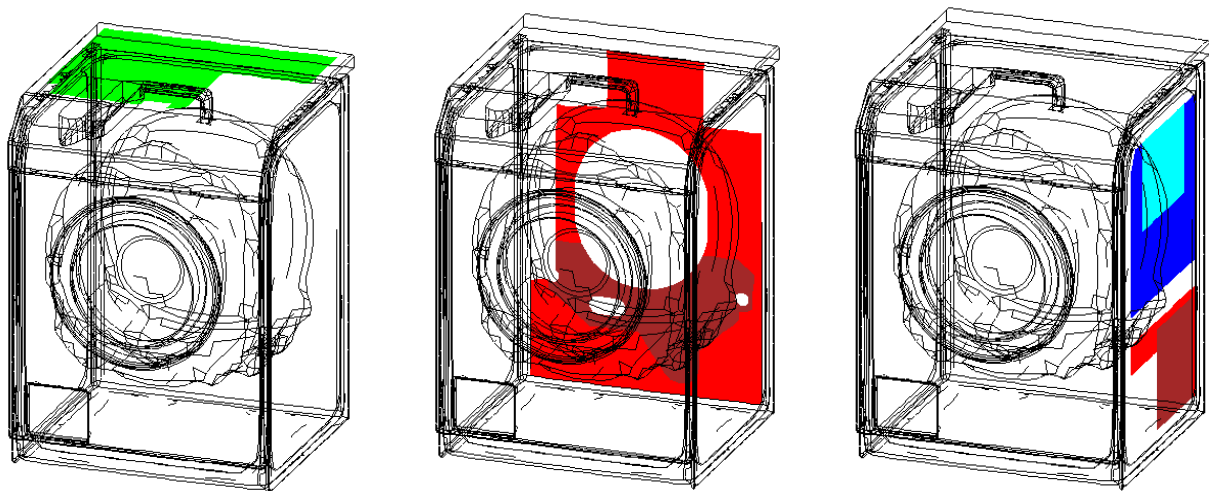
Ein der untersuchten Akustikmodelle war das umfangreiche Modell des Waschautomaten mit zahlreichen Spalten (z.B. zwischen den Wänden und dem Rahmen) und größeren, akustisch relevanten Öffnungen (z.B. im Rahmen). Es enthielt auch eine Modellierung der Trommel, der Antriebseinheit, des Waschpulverfachs und der Schlauchverbindung zwischen diesem Fach und der Trommel (**Bild 6**). Das gesamte Netz enthält 11955 Knoten und 11660 Elemente.

Die bei Vergleichsmessungen des Schalldrucks vorhandene schallharte Wand hinter dem Waschautomaten und der auch als schallhart zu betrachtende Messraumboden wurden im Berechnungsmodell mit Hilfe einer speziell für solche Fälle vorgesehenen Randbedingung modelliert. Es handelt sich hierbei um die so genannte *symmetry plane*, die keiner zusätzlichen Elemente bedarf und mit hellgrünen Vierecken angedeutet ist (**Bild 6**).

Auf den Wandinnenseiten dieses Modells wurden Admittanzrandbedingungen entsprechend der Verteilung von Matten aus Baumwollvlies definiert (**Bild 7**).



**Bild 6:** Modellierung des Waschautomaten für die BEM-Schallfeldberechnung: Abgebildete Oberflächen (*links*), Oberflächenvernetzung mit Modellierung der schallharten Wand hinter dem Waschautomaten und dem schallharten Boden (*rechts*).



**Bild 7:** Bereiche mit unterschiedlichen Admittanzrandbedingungen (exemplarische Darstellung für drei Wände des Waschautomaten).

Zur Auswertung der Berechnungsergebnisse im Bereich vor dem Waschautomaten wurden sechs Feldpunkte definiert. Ihre Lage entspricht den Mikrofonpositionen während der Schalldruckmessung.

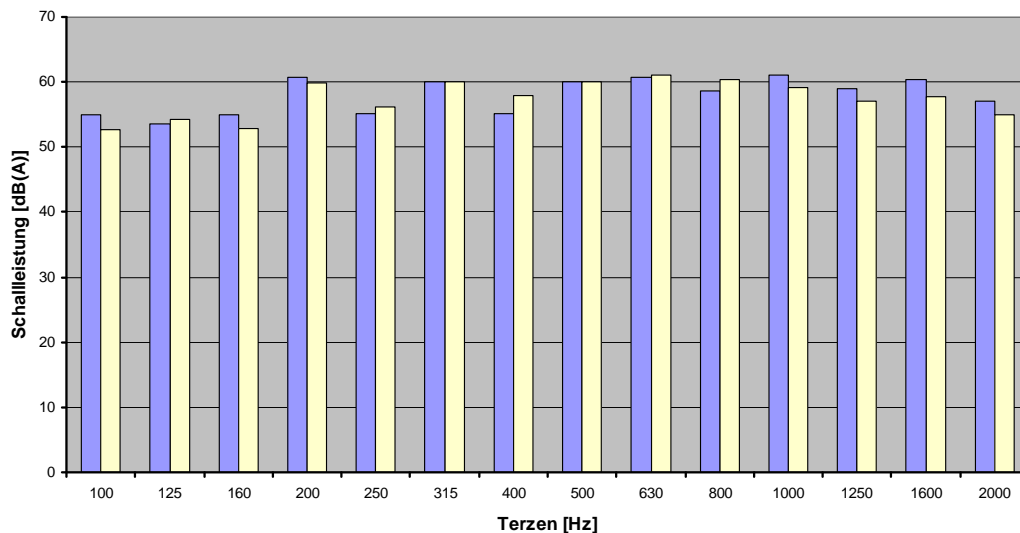
## 6. Vergleiche der gemessener und berechneter Schallfeldgrößen

Um eine Aussage über den insgesamt vom Waschautomaten abgestrahlten Schall zu bekommen, lassen sich die lokal ermittelten Schalldrücke mit Hilfe einer genormten Näherungsformel zur Schall-

leistung umrechnen. Die Umrechnungsformel ist durch die gleiche Norm EN 60704-1 vorgeschrieben, nach der bereits die Positionen der Feldpunkte bestimmt wurden. Sie lautet:

$$L_p = \left[ 10 \lg \left( \frac{1}{6} \sum_{i=1}^{i=6} 10^{0,1L_{pi}} \right) - K \right] \text{ dB}$$

wobei mit  $L_{pi}$  der Schalldruckpegel am  $i$ -ten Messpunkt ( $i = 1$  bis  $6$ ) und mit  $K$  ein Korrekturwert für die Messflächen bezeichnet wird. Die Größe  $L_p$  steht für die zu ermittelnde Schallleistung. Diese Gleichung wird standardmäßig auch zur Bearbeitung von gemessenen Schallfeldgrößen eingesetzt, so dass die aus gemessenen Schalldrücken berechnete Schallleistung mit der aus berechneten Schalldrücken ermittelten Schallleistung verglichen werden kann. Diesen Vergleich im Falle eines kompletten Waschautomaten zeigt das **Bild 8**. Die Übereinstimmung ist im gesamten Frequenzbereich hervorragend. Der größte Unterschied von knapp 3 dB tritt in der 400 Hz-Terz auf. In sechs von den insgesamt betrachteten vierzehn Terzen beträgt die Abweichung der berechneten Leistungen von den gemessenen Werten weniger als 2 dB. In drei Terzen ist sie etwa 1 dB groß, in den übrigen vier Terzen liegt sie unter 1 dB.



**Bild 8:** Gemessene (■) und berechnete (■) Schallleistung eines schleudernden Waschautomaten.

## 7. Zusammenfassung

Mit dem gegenwärtigen Projekt ist es erstmalig gelungen, ein vollständiges vibroakustisches Simulationsmodell für einen Waschautomaten zu erstellen. Auf diese Weise wurde vor allem der Zugang zu einer effizienten Beurteilung der akustisch-dynamischen Eigenschaften von Waschautomaten eröffnet. Zudem beinhaltet das neue Modell die Möglichkeit, sowohl bei der Modifikation bestehender Automaten als auch im Entwurfsstadium bei Neuentwicklungen zum Einsatz zu kommen. Mit Hilfe des Modells lassen sich dann umfangreiche Parameterstudien, zum Beispiel zur Auswirkung konstruktiver Veränderungen auf die Schallemission, kostengünstig und schnell durchführen. Es ist zu erwarten, dass dadurch die Anzahl erforderlicher Prototypen zukünftig merklich reduziert werden kann.

## Literaturverzeichnis

- [1] von Estorff O. (Ed.) "Boundary Elements in Acoustics – Advances and Applications", WIT Press, Southampton, 2000.
- [2] LMS International. „User's Manual SYSNOISE Rev. 5.6", Leuven, 2002.
- [3] LMS International. "User's Manual Virtual.Lab Rev. 4A", Leuven, 2004.
- [4] von Estorff O. „Efforts to Reduce Computation Time in Numerical Acoustics – an Overview" Acta Acoustica, Hirzel Verlag, 2002.
- [5] Zaleski O., von Karstedt W.-Ch., von Estorff O. „Zur Modellierung mit Boundary-Elementen und Finiten Elementen bei Schallabstrahlungsberechnungen" 1. Deutschsprachige Anwenderkonferenz SYSNOISE, Bühlerhöhe, 1999.