

Die experimentelle Schwingungsuntersuchung von Fahrzeugbauteilen als Voraussetzung für die Bildung von Berechnungsmodellen

Thomas Vasel

0. Einleitung

Die Bedeutung der analytischen Methoden bei der Konstruktion von Kraftfahrzeugen und ihrer Baugruppen ist eine anerkannte Tatsache. Erinnert sei in diesem Zusammenhang zum Beispiel an die Finite-Elemente-Methode, die besonders vorteilhaft bei Festigkeitsuntersuchungen, aber auch bei der Beschreibung thermischer oder dynamischer Probleme eingesetzt werden kann. Daß auch die experimentellen Verfahren nach wie vor ihre Berechtigung haben, soll an einem Beispiel erläutert werden. Besonders soll auf mögliche Ansatzpunkte für die Kopplung dieser Verfahren mit analytischen Untersuchungen eingegangen werden.

Die wesentlichen Impulse für die Vervollkommnung der experimentellen und experimentell-analytischen Verfahren wurden durch die rasche Entwicklung der Technik gegeben. Das betrifft zum einen die Möglichkeiten zum genaueren und problemloseren Erfassen der gewünschten Meßgrößen, die insbesondere durch die Entwicklung neuer Aufnehmer- und Wandlertypen geschaffen wurden. Zum anderen gestattet der erreichte Stand der Speicher- und Rechentechnik die Anwendung mathematischer Algorithmen, deren Abarbeitung noch vor kurzem undurchführbar gewesen wäre.

Die Nutzung der neuen Möglichkeiten der experimentellen Arbeit beschränkt sich allerdings noch zu häufig auf Lebensdaueruntersuchungen; die Analyse von Fahrzeugschwingungen dagegen bleibt, wenn überhaupt durchgeführt, oft bei der Messung der Effektivwerte von Gesamtschwingungen oder der Auswertung der Leistungsspektren gemessener Zeitsignale stehen.

Das dargestellte Beispiel geht über den genannten Rahmen hinaus. Es umfaßt die Messung der Fahrzeugschwingungen unter realen Betriebsbedingungen, die Ermittlung von Systemkennfunktionen mit Hilfe eines Versuchsstandes und die Auswertung der Experimente bis hin zur Modalanalyse des Bauteils als Voraussetzung für dessen Modellierung auf der Grundlage von Meßergebnissen. Auf eine Darstellung der Modellbildung selber und der analytischen Bauteiluntersuchung auf der Basis des berechneten Modells wird nicht näher eingegangen.

1. Problembeschreibung

Ziel einer schwingungstechnischen Untersuchung von Fahrzeugbauteilen ist deren Modellierung, um auf der Grundlage numerischer Experimente eine solche Bauteilmodifikation zu ermitteln, welche die gewünschte Änderung des dynamischen Verhaltens ermöglicht. Die an dieser Stelle vorgenommene Beschränkung auf einzelne Bauteile des Gesamtfahrzeuges hat mehrere Gründe:

- Die Struktur des untersuchten Bauteils wird übersichtlicher, seine Modellierung vereinfacht sich.
- Die Qualität des Modells wird durch seine Einfachheit verbessert.
- Der Umfang der erforderlichen experimentellen Untersuchungen verringert sich.
- Die Überprüfung und Interpretation der Meßergebnisse wird erleichtert.
- Die Kosten für die Versuchsvorbereitung, -durchführung und -auswertung sinken.

Als Nachteile der Trennung des Untersuchungsobjekts aus dem Gesamtsystem sind zu beachten:

- Es ist nachzuweisen, daß die wesentlichen dynamischen Systemeigenschaften des separat untersuchten Bauteils denen des Bauteils im Verbund mit dem Gesamtfahrzeug entsprechen.
- Bei der Betrachtung von Bauteilmodifikationen ist der Einfluß der abgetrennten Umgebung des Teilsystems zu berücksichtigen.
- Die tatsächliche Bauteilbelastung im realen Betrieb des Fahrzeuges kann nicht ermittelt werden.

Als Versuchsprogramm für die experimentelle Untersuchung des interessierenden Bauteils, des Spritzschutzes eines landwirtschaftlichen Fahrzeuges, wurden folgende Schwerpunkte gesetzt:

1. Ermittlung des dynamischen Systemverhaltens der Baugruppe durch Messung an einem Versuchsstand. Das Bauteil ist dazu in geeigneter Weise aus dem Gesamtsystem zu trennen und in einen Versuchsstand einzubauen.
2. Bestätigung des am Versuchsstand ermittelten Systemverhaltens und Bestimmung der realen Bauteilbelastung durch Messungen am Gesamtsystem unter Betriebsbedingungen.

Die Realisierung der genannten Aufgabenstellung soll im folgenden beschrieben werden.

2. Aufbau eines Versuchsstandes

Bei der Wahl der Schnittstelle zwischen der untersuchten Baugruppe und ihrer Umgebung stand im Vordergrund, das dynamische Verhalten des Bauteils nicht zu verändern. Durch Anschlagen des Teils wurden die kritischen Schwingungen provoziert und es wurde überprüft, bis zu welcher Stelle sich die Schwingungen in das Gesamtfahrzeug fortsetzen. Da an der Verschraubung des Spritzschutzes am Fahrzeug ein starker Abfall der Schwingamplituden beobachtet werden konnte, wurde die Trennung der Baugruppe vom Fahrzeug an dieser Stelle vollzogen. Die Schnittstelle wurde im Versuchsstand als Ein-

spannung realisiert, die Zulässigkeit dieser vereinfachenden Annahme durch Vergleichsmessungen (Abschnitt 4.) nachgewiesen.

Die Erregung des Spritzschutzes erfolgt bei realem Betrieb durch die Schwingungen des Gesamtfahrzeuges. Die im Versuchsstand erforderliche Fußpunkterregung verlangt die Nutzung eines Schwingtisches oder eines Hydropulszylinders. Um den gerätetechnischen Aufwand zu minimieren, wurden die Versuche unter Benutzung eines elektrodynamischen Erregers durchgeführt, der eine Krafterregung an einer Stelle ungleich dem Fußpunkt des Bauteils realisiert. Die genannte Vorgehensweise verfälscht die gemessenen Eigenfrequenzen und Eigenformen des Spritzschutzes nur unwesentlich, wie durch die Messungen unter Betriebsbedingungen nachgewiesen werden kann und ist daher im vorliegenden Fall zulässig. Die Konsequenzen sind insbesondere bei der Modellbildung und der Untersuchung von Bauteilmodifikationen zu berücksichtigen. Die Beschränkung auf nur einen Erreger verlangt außerdem die Wahl einer solchen Erregerstelle, welche die Anregung aller im untersuchten Frequenzbereich liegender, interessierender Eigenformen ermöglicht. Diese Stelle darf daher nicht auf einer Knotenlinie einer der genannten Eigenformen liegen. Um das zu sichern, wurde wie folgt vorgegangen:

- Anbringen des Erregers an einer willkürlich gewählten Stelle.
- Aufbringen eines Sinussignals, Einstellen der Resonanzfrequenzen anhand von Lissajousfiguren aus Erregersignal (Kraft) und Antwortsignal (Beschleunigung an der Erregerstelle).
- Bei eingestellter Resonanzfrequenz Bestimmung der Knotenlinien anhand von Lissajousfiguren aus dem Antwortsignal an der Erregerstelle und einem Antwortsignal an einer veränderlichen Stelle. Beim Überschreiten von Knotenlinien kommt es zu einer Phasenumkehr an der veränderten Meßstelle, das erzeugte Bild kippt um.
- Einzeichnen aller Knotenlinien in eine Darstellung des Bauteils (Bild 1), Bestimmen eines Punktes mit möglichst großem Abstand zu allen erfaßten Knotenlinien.

Es ergibt sich die in Bild 1 durch ein Kreuz markierte Stelle.

- Erregen des Bauteils an der ermittelten Stelle, Kontrolle, ob neue Resonanzen auftreten; falls erforderlich, Korrektur der Erregerstelle. Im Beispiel ergab sich eine geringfügige Verschiebung einiger Knotenlinien gegenüber der ersten Messung; neue Resonanzen oder die Notwendigkeit einer Korrektur der Erregerstelle wurden nicht ermittelt.

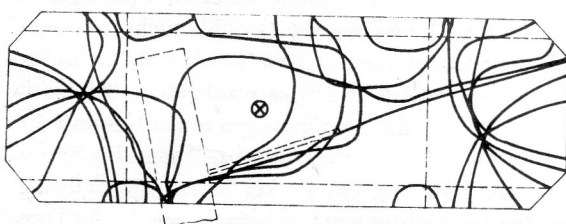


Bild 1
Knotenlinien bis 150 Hz

Die Wahl des erforderlichen Meßwertaufnehmers fiel auf einen Beschleunigungsaufnehmer KD91, dessen geringe Masse eine minimale Störung der gemessenen Eigenform des Spritzschutzes garantiert.

Die Komplettierung des Versuchsstandes erstreckte sich auf Geräte zur Manipulation der Erreger- und Meßsignale sowie zu deren Überprüfung. Die Bereitstellung der Erregersignale (Pseudozufallssignale) und Erfassung von Systemeingang (Kraft) und Systemausgang (Beschleunigung) erfolgte mit einem Prozeßrechner PRS4000. Es kam das Programmsystem ASAM [1] zum Einsatz, das auch für die Weiterverarbeitung der Meßergebnisse bis hin zur Modalanalyse verwendet wurde. Der vollständige Versuchsaufbau mit Angabe der benutzten Gerätetechnik ist Bild 2 zu entnehmen.

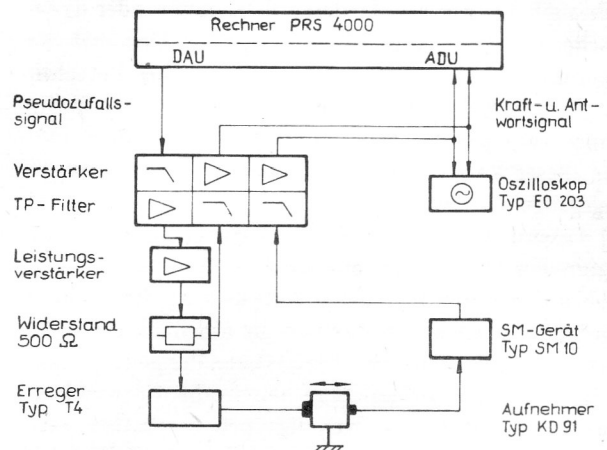


Bild 2
Versuchsstand Fahrzeugbauteil

3. Messungen am Versuchsstand

Ziel der Messungen am Versuchsstand war die Bestimmung von Systemkennfunktionen des Bauteils, um später eine Modellbildung zu ermöglichen. Entsprechend dem gewählten Versuchsaufbau und den in ASAM zur Verfügung stehenden Möglichkeiten wurden die komplexen Frequenzgänge der Admittanzen für Krafterregung an einer konstanten Stelle und Messung der Beschleunigung an einer Vielzahl nacheinander ausgewerteter Punkte bestimmt und digital aufgezeichnet. Bei einer Auflösung von 512 Frequenzlinien in einem Meßbereich von 0 Hz bis 150 Hz (Bereich der dritten Harmonischen der Motormendrehzahl) betrug die Frequenzbandbreite der bestimmten Kennfunktion 0,293 Hz. Als Kraftsignal wurde ein im Rechner erzeugtes Pseudozufallssignal mit konstantem Leistungsdichtespektrum verwendet. Dieses künstliche Rauschsignal, das durch inverse diskrete Fouriertransformation eines vorgegebenen Spektrums entsteht, ermöglicht eine Verringerung der Zahl der erforderlichen Mittelungen, um einen Frequenzgang ausreichender Qualität zu bestimmen. Gegenüber etwa 50 Mittelungen bei Verwendung natürlichen Rauschens sind beim Pseudozufallssignal etwa 4 Mittelungen ausreichend, ohne eine Qualitätsverschlechterung des Frequenzganges hinnehmen zu müssen. Der genannt

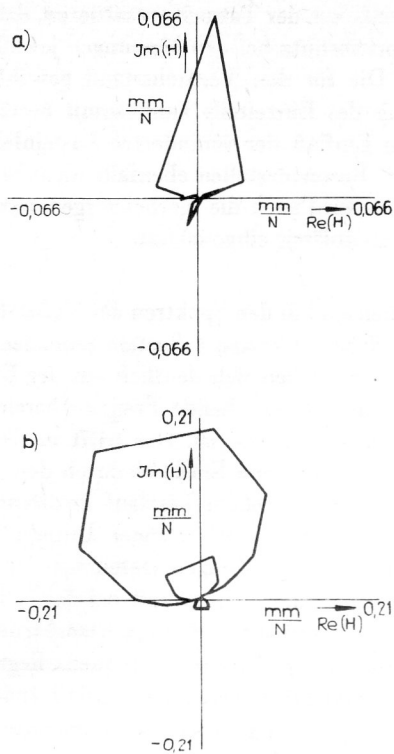


Bild 3
gemessene Ortskurve bei unterschiedlicher Frequenzauflösung
a) Frequenzbandbreite 0,293 Hz
b) Frequenzbandbreite 0,052 Hz (mit ZOOM)

te Effekt beruht auf der Tatsache, daß durch das Zusammensetzen des Rauschsignals aus einer Anzahl von Sinus-schwingungen, die im betrachteten Zeitintervall exakt periodisch sind, Abbrucheffekte von vornherein vermieden werden können. Zudem kann durch gezielte Gestaltung des Erregerspektrums eine Verteilung der Leistung

des Erregersignals über das untersuchte Frequenzintervall realisiert werden, die den Erfordernissen des jeweiligen Meßobjekts entspricht [2]. Im vorliegenden Fall wurden 4 verschiedene Signale ausgegeben; eine Mittelung der Meßwerte erfolgte auf der Ebene der Spektren. Im Ergebnis der durchgeführten Experimente lagen die komplexen Frequenzgänge für insgesamt 24 verschiedene Meßstellen vor. Der Bereich der ersten drei Resonanzen erwies sich jedoch einer Weiterverarbeitung durch Modalanalyse als nicht zugänglich, da die verwendete Frequenzbandbreite wesentlich über der Halbwertsbreite dieser Resonanzen liegt. Die Ortskurve des entsprechenden Frequenzbereichs ist für einen Frequenzgang in Bild 3 a) dargestellt.

Um den genannten Mangel zu beheben, wurde eine ergänzende Meßreihe aufgenommen, bei der nur ein Frequenzbereich von 26,75 Hz bis 53,5 Hz angeregt und ausgewertet wurde. Bei der Bereitstellung der Pseudozufallssignale und der Meßwertverarbeitung kam die ZOOM-Transformation zum Einsatz [3].

Die erreichte Frequenzbandbreite von 0,052 Hz ist für eine Weiterverarbeitung der Frequenzgänge ausreichend klein. Bild 3 b) zeigt als Beispiel eine gemessene Ortskurve.

4. Messungen unter Betriebsbedingungen

Ausgehend vom Einsatzspiegel des Fahrzeuges wurden Messungen bei den häufigsten Lastfällen sowie unter den Betriebsbedingungen, bei denen eine maximale Beanspruchung des untersuchten Bauteils zu erwarten ist, durchgeführt. Der Spritzschutz befand sich dabei im normalen Anbauzustand am Fahrzeug, es wurde die Bauteilbeschleunigung an dem im Versuchsstand als Erregerstelle gewählten Punkt (nachfolgend als Meßstelle 2 bezeichnet) sowie an der Befestigungsstelle des Einzelteils

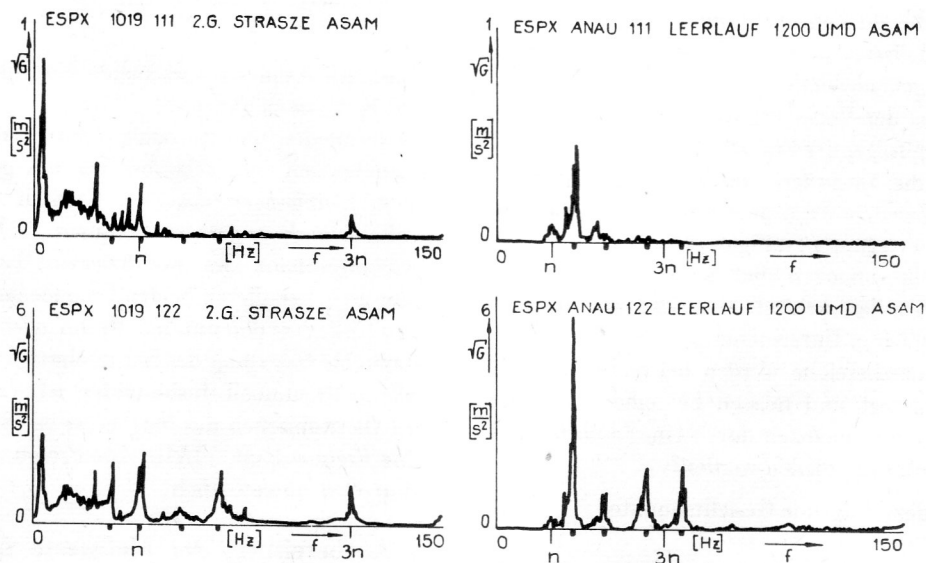


Bild 4
Effektivwertspektren Fahrversuche
Lastfälle „Fahrt auf schlechter Pflasterstraße“ und
„Motorleerlauf im Stand“

am Fahrzeug, dem Fußpunkt im Versuchsstand, (nachfolgend Meßstelle 1), aufgezeichnet. Erfasst wurde, angepaßt an die Versuchsstandmessungen, der Frequenzbereich bis 150 Hz mit einer Auflösung von 512 Frequenzlinien im Leistungsspektrum. Bild 4 zeigt die Effektivwertspektren, sie entstehen durch Berechnung der Quadratwurzel des einseitigen Leistungsspektrums, an den Meßstellen 1 (obere Zeile) und 2 (untere Zeile) für die Lastfälle „Fahrt auf schlechter Pflasterstraße“ und „Motorleerlauf im Stand“. Die Wahl der Darstellungsart Effektivwertspektrum erfolgte aus Gründen einer besseren Erkennbarkeit schwacher Spitzenwerte, ohne auf ein deutliches Hervorheben der Größtwerte wie im Falle der logarithmischen Darstellung zu verzichten.

5. Auswertung der Messungen

Die Transformation der in den Fahrversuchen aufgezeichneten Bauteilbeschleunigungen in den Frequenzbereich (Bild 4) ermöglicht die einfache Bestimmung der im Signal besonders hervortretenden Frequenzanteile. Ursache für solche Spitzenwerte im Spektrum können sowohl Resonanzen des Spritzschutzes als auch die besonders starke Anregung einzelner Frequenzen durch die Schwingungen des Gesamtfahrzeuges, hervorgerufen zum Beispiel durch Unwucht rotierender Teile wie des Motors, sein. Eine Zuordnung zu den genannten Problembereichen läßt sich zum einen durch die günstige Wahl der Meßstellen bei den Fahrversuchen vornehmen. So deuten starke Schwingungen an Meßstelle 1 (Fußpunkt) auf Schwingungen des Gesamtfahrzeuges hin, Maxima bei Meßstelle 2 ohne entsprechende Spitzenwerte bei Meßstelle 1 dagegen auf Bauteilresonanzen. Zum anderen ergeben sich Hinweise aus der bekannten Motordrehzahl sowie aus der Lage der am Versuchsstand ermittelten Resonanzfrequenzen des separat untersuchten Bauteils (siehe dazu Abschnitt 6). Die Lage der Motordrehzahl und ihrer Vielfachen ist dazu in Bild 4 auf der Frequenzachse durch die Bezeichnung „n“, „2n“ und „3n“ markiert; die am Versuchsstand bestimmten, interessierenden Bauteilresonanzen sind durch einen Strich auf der Abszisse gekennzeichnet.

Von Interesse bei der Versuchsauswertung ist vor allem die Beantwortung folgender Fragen:

1. Kann durch die Messungen unter Betriebsbedingungen die am Versuchsstand gewählte Art der Bauteillagerung und -erregung bestätigt werden?
2. Welche Bauteilresonanzen sind im Betrieb des Fahrzeuges als besonders kritisch einzuschätzen und bedürfen einer näheren Untersuchung?
3. Welche Frequenzbereiche werden bei realem Betrieb besonders angeregt und müssen bei einer Verschiebung der Systemresonanzen durch eine Modifikation des Spritzschutzes gemieden werden?

Es ergeben sich dazu folgende Gesichtspunkte:

zu 1.:

Die am Versuchsstand ermittelten Systemresonanzen sind unter der Voraussetzung, daß der entsprechende Frequenzbereich angeregt wird, im Spektrum der Fahrversuche deutlich zu erkennen. Die Differenz zwischen den nach beiden Verfahren erhaltenen Resonanzfrequenzen ist sehr gering. Die beobachteten Abweichungen

können bereits aus der Tatsache resultieren, daß der verwendete Spritzschutz bei den Messungen jeweils ein anderer war. Die für den Versuchsstand gewählte starre Einspannung des Einzelteils kann somit bestätigt werden. Da ein Einfluß der veränderten Lasteinleitung auf die Lage der Resonanzstellen ebenfalls nicht beobachtet werden kann, wird auch die hierbei vorgenommene Vereinfachung als zulässig eingeschätzt.

zu 2.:

In allen Fällen sind in den Spektren der Meßstelle 2 Spitzen in der Nähe der ersten 4 Systemresonanzen enthalten. Die Spitzen heben sich deutlich aus der Umgebung hervor, falls der entsprechende Frequenzbereich im Erregersignal stark vertreten ist. Das trifft in allen Fällen zu, in denen wesentliche Einflüsse durch den Motor zu beobachten sind (vor allem Leerlauf im Stand, schwächer bei Fahrt auf verschiedenem Untergrund). Die absolut größten Schwingungen treten bei der 1. Resonanz bei Leerlauf des Motors und bei der 2. Resonanz bei Vollast im Stand auf (Effektivwertspektrum Vollast hier nicht angeführt). Die Erregerfrequenz liegt dann im Bereich der Systemresonanz, der Einfluß anderer, den Aufbau der Schwingung störender Resonanzen ist minimal.

Weiterhin sind bei allen Fahrversuchen Maxima im Spektrum der Meßstelle 2 bei der 4. Systemresonanz zu beobachten, obwohl nur eine schwache Erregung vorliegt. Ursache ist die Möglichkeit einer Anregung der entsprechenden Eigenform in einem breiten Frequenzbereich. Die absolute Größe der Schwingungen ist aber durch die bei dieser Eigenform starke Bauteildämpfung geringer als bei den Resonanzen 1 und 2. In Auswertung der Fragestellung 2 ergibt sich:

Eine Untersuchung von Systemresonanzen des Spritzschutzes oberhalb der 4. Resonanz ist nicht erforderlich, da diese Resonanzen nicht angeregt werden. Von entscheidender Bedeutung für die Bauteilschädigung sind die Resonanzen 27 Hz und 42 Hz, da in diesen die maximalen Energieanteile stecken.

zu 3.:

Hinsichtlich einer vorgesehenen Modifikation des Spritzschutzes läßt sich sagen:

Zu vermeiden sind Resonanzfrequenzen im unteren Frequenzbereich um 3 Hz, bei der das gesamte Fahrzeug Nickschwingungen ausführt. Kritisch ist auch die bei Vollast stark angeregte Frequenz 12 Hz. Die unterste Systemresonanz des modifizierten Bauteils sollte über oder zwischen diesen beiden Frequenzen liegen.

Ein Anheben der unteren Resonanzen, bei denen eine maximale Belastung des Spritzschutzes vorliegt, ist ebenfalls nicht sinnvoll. Insbesondere ist der Bereich der dritten Harmonischen des Motors zu vermeiden, bei Vollast eine Frequenz um 115 Hz. Die Erregung im Leerlauf des Motors ist unwesentlich.

6. Aufbereitung der Meßwerte für die Modellbildung

Grundlage der Modellierung des untersuchten Bauteils auf der Basis von Messungen kann zum Beispiel die experimentelle Modalanalyse der gemessenen Frequenzgänge sein. Dieses bewährte und international häufig

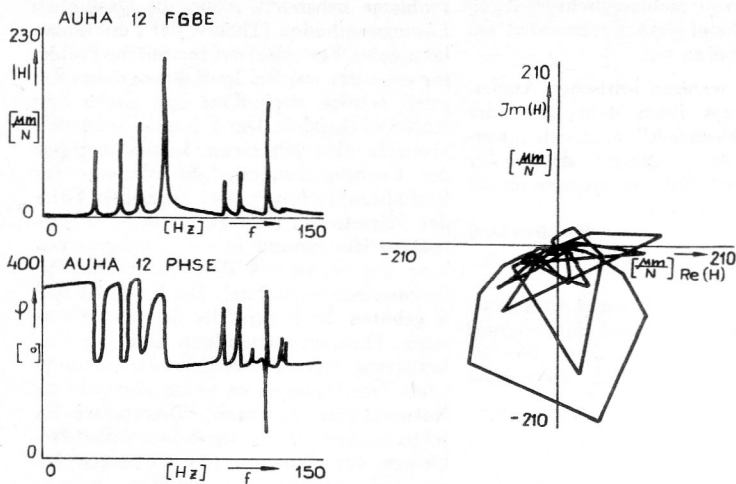


Bild 5
analytischer Frequenzgang auf der Basis
von Modalparametern

angewandte Verfahren gestattet die Berechnung modaler Systemparameter, die das dynamische Verhalten des Versuchsobjekts umfassend beschreiben. Zum einen charakterisieren die berechneten Parameter direkt die Resonanzfrequenz, die Dämpfung und das Aussehen der untersuchten Eigenformen des Systems. (Diese Eigenschaft wurde in Bild 4 für die Kennzeichnung der Bauteilresonanzen genutzt.) Sie gestatten die Berechnung des komplexen Frequenzganges als analytische Funktion. Zum anderen ermöglichen sie die Modellierung der untersuchten Baugruppe.

Die verwendbaren Modelle können qualitativ sehr unterschiedlich sein. Einfache Einmassenmodelle ermöglichen das Abschätzen der Wirkung vorgenommener Bauteilmodifikationen unter direkter Verwendung der Modalparameter. Der Nachteil dieser Verfahren liegt in der Beschränkung auf eine einzige Eigenform, die untersucht werden kann (für mehrere Eigenformen mehrere Modelle) und auf geringe Veränderungen des Bauteils, die keine wesentliche Änderung der Eigenform bewirken. Mehrmassenmodelle sind nicht an die genannten Restriktionen gebunden, verlangen aber einen bedeutend höheren Aufwand bei ihrer Erstellung. Eine besondere Bedeutung kommt in diesem Rahmen der Kopplung mit der Finite-Elemente-Methode zu, bei der die Modalparameter der Korrektur oder dem Aufbau von Systemmatrizen von Substrukturen oder ganzen Systemen dienen. Die Modalanalyse wurde für die 25 gemessenen Frequenzgänge des Spritzschutzes für jeweils 10 Resonanzen durchgeführt. Für die Rechnung wurde das Teilprogramm MOD des Programmsystems ASAM genutzt [4]. Der aus den Modalparametern berechnete analytische Frequenzgang einer Meßstelle ist in Bild 5 mit Betrag Phasengang sowie als Ortskurve dargestellt. Die erreichte Glättung gegenüber der gemessenen Funktion ermöglicht zum Beispiel bei bekanntem Leistungsspektrum eines Fahrversuchs die Berechnung des am Versuchsstand erforderlichen Erregersignals, um die gleiche Schwingung wie unter Betriebsbedingungen zu erhalten. Die nähere Beschreibung dieser Möglichkeit wie auch der verschiedenen Verfahren der Modellbildung und -nutzung soll aber nicht Inhalt dieses Beitrages sein.

7. Zusammenfassung

Die Ermittlung von Systemkennfunktionen durch Messung des Übertragungsverhaltens von Fahrzeugbauteilen erweist sich als ein wirksames Mittel, das dynamische System umfassend zu beschreiben. In Verbindung mit der experimentellen Modalanalyse wird die Möglichkeit geschaffen, Modelle verschiedener Leistungsklassen zu schaffen, die eine mehr oder weniger umfassende Beschreibung der Auswirkungen konstruktiver Modifikationen auf die Bauteildynamik gestatten. Die experimentellen Untersuchungen am Versuchsstand sind durch Messungen am Gesamtsystem unter realen Betriebsbedingungen zu ergänzen, um die Zuverlässigkeit der am Versuchsstand gewonnenen Resultate zu überprüfen und einen Überblick über die tatsächlichen Schwingungen des untersuchten Bauteils zu bekommen.

LITERATUR

- [1] Schmidt, G.: Das Programmsystem ASAM zur Spektralanalyse analoger Meßsignale für den PRS 4000. *Wiss. Z. Techn. Hochsch. Magdeburg* 26 (1982), H. 6, S. 105 – 108.
- [2] Wahl, F.: Ein effektives Verfahren zur experimentellen Ermittlung von Systemkennfunktionen mit Hilfe von Pseudozufallssignalen. *Technische Mechanik* 3 (1982), H. 1, S. 11 – 17.
- [3] Wahl, F.: Messung mechanischer Frequenzgänge mit periodischen Schmalband-Zufallssignalen. *INTERDYNAMICS 85, Frankfurt/Oder* 1985.
- [4] Vasel, Th.: Die Modalanalyse mechanischer Schwingungssysteme mit dem Programmsystem ASAM. *Wiss. Z. Techn. Hochsch. Magdeburg* 30 (1986) H. 7, S. 102 – 105.