

Fahrwerkstester

I. Grundinformationen

Begriffe zum Thema Schwingungen

Nutzungsgrad der Stoßdämpfer in %

Aufbaumasse

II. Andere Prüfmethode

Die Wippmethode

Die Fallmethode

Resonanzamplituden-Vergleich

Resonanzamplituden-Messung

Eusama-Prinzip

III. Messprinzip SAT

Das Messprinzip des SAT

Die wichtigsten Begriffe zum Thema Schwingungen

Amplitude

Unter Amplitude wird der Schwingungsausschlag von der Nulllinie in positiver oder negativer Richtung verstanden. Die Amplitude wird durch Reibungseffekte oder Schwingungsdämpfer mit zunehmender Zeit kleiner. Gerade bei der Fahrzeugfederung haben die Schwingungsdämpfer die Aufgabe, die Amplituden der Federschwingungen möglichst rasch zu dämpfen. Dazu arbeiten die Zugstufen der Schwingungsdämpfer stärker als die Druckstufen.

Periode

Schwingungen sind periodische Systeme, das heisst, sie wiederholen ihre Bewegungen immer wieder und brauchen für einen Bewegungsablauf immer genau gleich lang. Die Länge einer vollständigen Bewegung, welche aus einer positiven und einer negativen Halbwelle besteht, wird als Periode und deren Zeit als Periodendauer bezeichnet. Die Periode ist von der Federcharakteristik und der schwingenden Masse abhängig. In der Fahrwerktechnik bezeichnen die Karosserieschwingzahlen die Anzahl Karosserieschwingungen pro Minute. Federungen mit Karosserie-Schwingzahlen < 60 gelten als weiche, solche mit > 90 als harte Federungen.

Frequenz

Technisch korrekt könnten die Karosserie-Schwingzahlen auch mit der Frequenz der Schwingungen bezeichnet werden. Die Frequenz gibt an, wie viele Perioden ein schwingendes System pro Sekunde durchläuft. Den Quotienten aus Periodenzahl dividiert mit der Zeit in Sekunden ergibt die Frequenz in Hertz (Hz). Die Einheit wurde nach dem deutschen Physiker Heinrich Rudolf Hertz (1857 – 1894) benannt, welchem es im Jahr 1887 gelang, die Existenz der elektromagnetischen Wellen (Schwingungen) zu beweisen.

Resonanz

Soll Karosserie-Schwingzahl eines Fahrzeugs ermittelt werden, genügt es kaum, das Fahrzeug einmal anzustossen und damit zum Schwingen anzuregen. Vielmehr muss im genauen Rhythmus, den das Fahrzeug vorgibt, ständig wieder angestossen werden. Genau in diesem Rhythmus schwingt das Auto und kommen in dieser Frequenz von der Strasse immer wieder Stösse, werden die Amplituden des Systems zunehmend grösser bis das Auto zu Hüpfen beginnt. Selbstverständlich muss es ein Anliegen der Autobauer sein, die Resonanzfrequenz so zu legen, dass sie durch Stösse im Fahrbetrieb nicht erreicht wird. Die Resonanzfrequenz kann auch beim Federpendel beschrieben werden: Wird dem Massestein immer im unteren Umkehrpunkt der Bewegung ein kleiner Stoss versetzt, nimmt seine Amplitude übermässig zu. Wird nämlich der Stoss in einer anderen Frequenz eingeleitet, wird die Schwingung manchmal beschleunigt, manchmal aber auch verzögert.

Die Aufbaumasse

Die Radlastschwankungen sind abhängig von der Aufbaumasse, seiner Dämpfung und den Reifeneigenschaften. Die relative Radlastschwankung nimmt mit zunehmender Aufbaumasse ab. Da die heutigen Kraftfahrzeuge vorwiegend mit Frontmotoren ausgerüstet sind, ist die Radlast und damit der Eusamaprozentsatz an der Vorderachse größer als an der Hinterachse. Ein neuer Renault Clio wird aufgrund seiner geringen Aufbaumasse (Radlast ca. 180kg) an der Hinterachse und mit dem vorgeschriebenen hohen Reifenluftdruck von 2,4 bar zu unrecht als defekt bewertet. Dagegen übersteht ein VW-Passat VR6 mit nur noch 25% Dämpfung an der Vorderachse mit einer Radlast von ca. 450kg die Prüfung ohne Beanstandung.

Ein zu **gering gedämpfter** Aufbau neigt bei Schwingungsanregung im Bereich der Aufbau-eigenfrequenz zu starken Hub-, Nick- und Wankschwingungen. So besteht bei schnellen Lenkbewegungen die Gefahr, daß das Fahrzeug ausbricht.

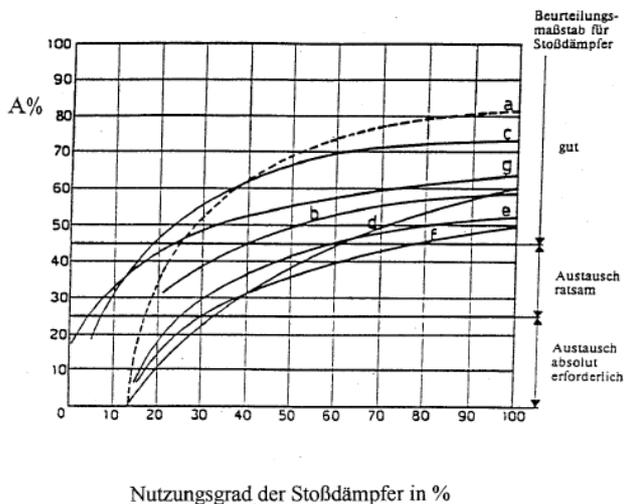
Ein wichtiges Beurteilungskriterium ist folglich das **Massenverhältnis der** gefederten – zu der ungefederten Masse.

Abb. 21-1b stellt vereinfacht das sogenannte Berechnungsmodell dar. M1 repräsentiert dabei die Fahrzeugmasse des gesamten Aufbaus, der anteilig auf eine Radeinheit wirkt, während der Buchstabe m 2 die Masse der Aufhängungskomponenten einschließlich des Rades bedeutet. Der Reifen selbst dabei ein wesentliches eigenes Dämpfungselement und muß in die Betrachtung einbezogen werden.

Es muß beachtet werden, daß das Federungssystem gemäß Abb. 21-1b zunächst zwei Resonanzen aufweist, und zwar eine korrespondierend zur Fahrzeugmasse M1 , die andere zur Aufhängungsmasse m 2. Im Resonanzzustand gibt es bekanntlich die heftigsten Schwingungsausschläge, wobei für die Fahrzeugmasse M1 der Wert der Eigenfrequenz bei etwa 1-2 Hz, hingegen für die Aufhängungsmasse zwischen 10 und 17 Hz liegt.

Die Berücksichtigung bzw. Berechnung des Massenverhältnisses $M1/m2$ läßt eindeutig die Bewertung des **Achsdämpfungsgrades** zu.

Der Zusammenhang zwischen $M1/m2$ ist aus der Graphik 21-2 ersichtlich. Die Graphik zeigt, daß die Bodenhaftung als Funktion aus dem Quotienten $M1/m2$ bei gleichbleibenden m2, etwa durch Zuladung von Personen sich der Bodenhaftungswert verbessert. Es geht daraus aber auch hervor, daß die Bodenhaftung durch Gewichtsverminderung der Aufhängungsmasse m2 verbessert werden kann, etwa durch Austausch der schweren Stahlfelgen gegen leichte Aluminiumfelgen usw.



Dieses Resultat geht konform mit analogen Untersuchungen des Eusama- Prinzips. Dies zeigt deutlich, daß das wesentliche Kriterium somit nicht in der Gütebeurteilung des **einzelnen** Konstruktionsteiles liegen kann, sondern in der Gesamtprüfung des “ **vernetzten Systems** “ genannt Radaufhängung.

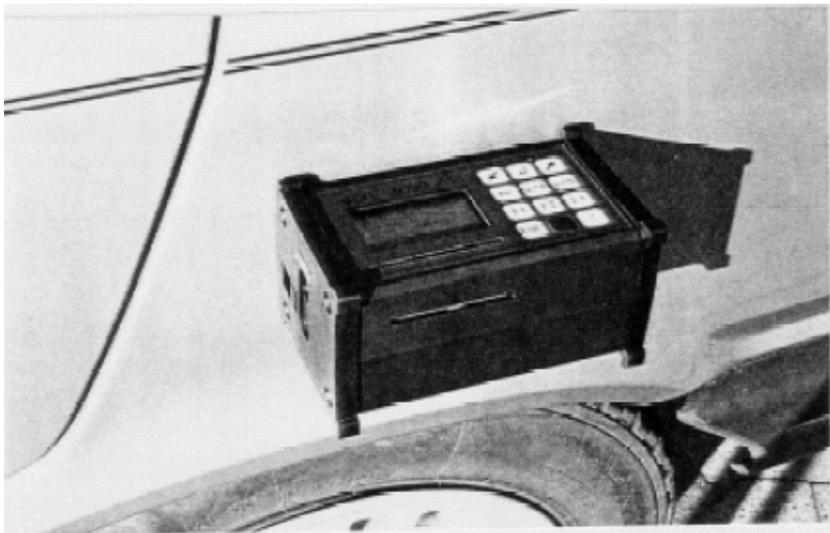
Die Auswechslung der Stoßdämpfer wird nicht in allen Fällen eine Verbesserung der Bodenhaftung bringen, bzw. wird der Zugewinn oft sehr bescheiden sein. Dies hängt mit mehreren Faktoren zusammen, sodaß die Anpassung mit den anderen Elementen der Radaufhängung von entscheidender Bedeutung ist. Oft kann auch die Verwendung eines anderen Reifenfabrikates oder Reifentyps einen weiteren nicht unbeträchtlichen Bodenhaftungszugewinn oder – Verlust bewirken. Um die Dämpfung und damit die Bodenhaftung zu verbessern, sollte man stets die Abstimmung der Faktoren berücksichtigen: **Stoßdämpfer, Reifentyp, Reifendruck.**

Die vom Fahrzeughersteller festgelegte Dämpfungsabstimmung ist immer ein konstruktiver / empirischer Kompromiss, der sich nach der Einsatzart des Fahrzeuges richtet, z.B.: Reiselimousine, Sportfahrzeug, etc.

II. Andere Prüfmethoden

Die Wippmethode

Grobe Schätzung, bei dem reale Kolbengeschwindigkeiten unter Fahrzeugbedingungen bei weitem nicht erreicht werden, rein subjektive Beurteilungsmethode. Selbst elektronisch ausgewertete Schwingungsamplituden führen zu keinem aussagefähigen Ergebnis.



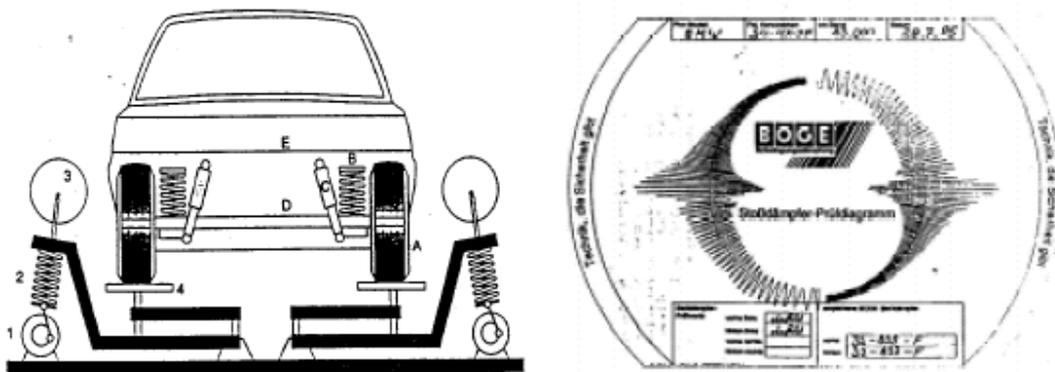
Resonanzamplituden-Vergleich

Ein grundsätzlich anderes Prüfverfahren stellt der Resonanzamplitudenvergleich dar. Dabei wird jede einzelne Radaufhängung über eine Rüttelplatte auf eine Frequenz von ca.15 Hz beschleunigt und nach Abschalten des Antriebes auf einer Teilerscheibe der Weg der Radaufhängung aufgezeichnet.

Die Beurteilung der Funktionstüchtigkeit des Fahrwerkes beschränkt sich auf den **Vergleich** der Schriebe einer Achse bezüglich eines Differenzwertes beziehungsweise **Vergleich** mit einer **Mutterkurve**. Hierbei ist absolut erforderlich, daß keinerlei Konstruktionsparameter wie Stoßdämpfer, Dämpfungsfeder und Reifen an diesem Fahrwerk gewechselt wurden.

Aus den Mutterkurven wurden die “ **Grenzwerte in mm** “ erstellt für verschiedene Fahrzeuge.

Bei der heutigen Vielfalt der unterschiedlichsten Fahrwerke ist dies nicht mehr praktikabel.



Bei der Stoßdämpferprüfung mit dem Shocktester (System Boge) wird jedes Rad einzeln in Schwingung versetzt. Gemessen wird die Größe der Schwingungsausschläge beim Ausschwingen.

- 1 Antrieb A Rad
- 2 Druckfeder - B Fahrzeugfeder
- 3 Meßeinrichtung C Stoßdämpfer
- 4 Schwinde mit Radaufgabe D Achse
- E Aufbau

Resonanzamplituden-Messung

Diese Methode vermindert die Einflüsse des Reifens. Das Rad steht auf einer horizontalen Platte, die periodisch auf und ab bewegt wird. Sie wird über eine Feder, deren Federwirkung etwa 5-6 mal weicher ist als die des Reifens, angetrieben.

Die Platte versetzt durch ihre Hubbewegung das Rad in erzwungene Schwingungen gegen die schwerere Fahrzeugmasse. Nach Abschaltung der Erregung schwingt das System aus, nahezu frei von äußeren Einflüssen.

Beim Ausschwingen nimmt die Schwingungsfrequenz stetig ab und durchläuft den Bereich der Resonanzfrequenz der an Fahrzeugfeder und Stoßdämpfer hängenden Massen. Dieser gesamte Schwingungsvorgang wird aufgezeichnet.

Die maximale Resonanzamplitude, deren Größe auch maßgeblich durch den Stoßdämpfer bestimmt ist, wird gemessen und kann mit einem **gegebenenfalls** im Meßkomputer gespeicherten Wert, der an einem mit **intakten Stoßdämpfern** ausgerüstetem Fahrzeug **gleichen** Typs ermittelt wurde, **verglichen und bewertet** werden.

Die mm – Auswertung:

Dämpfer mit Längen kleiner als 11 mm gelten als klemmend und untauglich, solche mit Längen größer als 85 mm bzw. 70 mm (bei Achslasten größer 400 kg) als zu weich.

Die % - Auswertung:

Die Prozentauswertung basiert auf **Erfahrungswerten**, die durch Reihenuntersuchungen an Fahrzeugen verschiedener Hersteller gewonnen wurden, und setzt voraus, daß ein Stoßdämpfer bei Erreichen seiner Grenzwertamplitude auf eine Güte von 40% reduziert ist.

Dabei wird zusätzlich die Achslast gemessen und mit den an dieser Achse erhaltenen Dämpferamplituden zu einem lastabhängigen Gütemaß in Prozent verknüpft.

Ein völlig intakter Stoßdämpfer liefert nun auf dieser universellen Prozentskala für sportlich gefederte Fahrzeuge etwa 90% und für komfortabel gefederte etwa 70%. Dies muß vom Anwender berücksichtigt werden und *ist allgemein bekannt*.

Da die Prozentauswertung aus (früheren) Reihenuntersuchungen abgeleitet wurde, darf sie nur als Diagnoseverfahren gehandhabt werden; es kann daher durchaus bei gewissen Fahrzeugmodellen **zu Fehlbeurteilungen** kommen.

Das EUSAMA-Prinzip

Die Bodenhaftung = massgebliche Stossdämpferleistung, wird mathematisch errechnet aus den Messdaten:

Dynamisch Last = Fahrbetrieb

$$\frac{\text{Dynamisch Last}}{\text{Statische Last}} \times 100 = \%$$

Statische Last = Standbetrieb

Die beiden Prüfplatten sind mit Sensoren ausgestattet die es erlauben, die Gewichtskraft zu messen. Für die Beurteilung der Bodenhaftung führt die Platte mit Hilfe eines Exzenterantriebs eine Hubbewegung von 6 mm durch und durchläuft dabei ein Frequenzband von ca. 23 bis 0 Hz.

Die entstehende sinusförmige dynamische Radlast wird von der Elektronik gemessen und abgespeichert. Das so ermittelte absolute Minimum wird mit der statischen Radlast ins Verhältnis gesetzt und daraus die Bodenhaftung ermittelt.

Anschliessend wird über einen Korrekturfaktor noch die Achslast des geprüften Fahrzeugs im Ergebnis berücksichtigt, damit bei leichten Fahrzeugen eher zu niedrige und bei schweren Fahrzeugen eher zu hohe Bewertungen vermieden werden.

Das Eusama-Messprinzip liefert für eine Fahrwerkanalyse 2 Messgrössen:

A) Relative Bodenhaftung in %:

Dabei kann folgende Bewertung zugrunde gelegt werden

60 – 100 %	Gut
40 - 59 %	Ausreichend
20 – 39 %	Ungenügend
0 – 19 %	schlecht

Die relative Bodenhaftung ist eine Aussage über die Fahrsicherheit eines PKW's, in Bezug auf die Dämpfungsleistung der Stossdämpfer und des Fahrwerks insgesamt, wie Radaufhängung, Radlager, Federbein, Reifen usw. Defekte am Fahrwerk können die relative Bodenhaftung ebenso negativ beeinflussen wie defekte bzw. nicht mehr leistungsfähige Stossdämpfer.

B) Die Resonanzfrequenz in Hz:

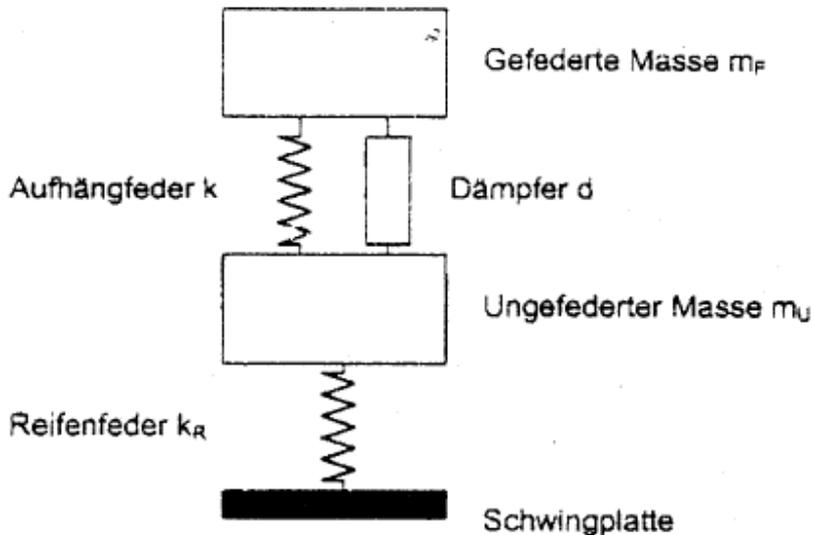
Die Resonanzfrequenz ist ein Mass für die „Härte“ des Fahrwerks und wird in erster Linie durch die Federn im System beeinflusst. Serienfahrzeuge liegen im Bereich von ca. 13 bis 18 Hz. Darunterliegende Werte zeigen eine weiche – darüberliegende Ergebnisse eine sportlich Abstimmung.

Achtung:

Veränderungen am Fahrwerk wie beispielsweise Tieferlegung oder Umstellung auf Breitreifen können die Ergebnisse stark beeinflussen.

Fahrwerkstester SAT

Das Meßprinzip des SAT unterscheidet sich grundsätzlich gegenüber den bisher auf dem Markt befindlichen Meßsystemen dadurch, daß die in der Schwingungslehre anerkannte "Modellberechnung" angewendet wird.



Die Abbildung unten zeigt das Schwingungsmodell mit mehreren Freiheitsgraden, dessen mathematische Auswertung sehr komplex ist, und nur von einer Computer-Algebra gelöst werden kann. Die Gleichungssysteme verfügen hierbei über mehrere hundert Einzelsummanden.

Dieses Verfahren, das auch als **Parameterberechnung** bekannt ist, wird noch zusätzlich mit der **Parameterschätzung** kombiniert. Die Auswertung des SAT verschmelzt. Beide Berechnungsprinzipien in geeigneter Weise.

Das Meßprinzip des SAT

Die Meßwertaufnahme erfolgt erst nach einer intelligenten Erwärmungsphase der Dämpferflüssigkeit. Die Zeitdauer dieser Erwärmungsphase wird dabei selbständig vom Messwertaufnahmesystem bestimmt und berücksichtigt alle äußeren Einflüsse. Bei der Meßwertaufnahme wird neben der Kraftantwort des schwingenden Feder-Dämpfer Systems auch die Nacheilung dieser Schwingung bezüglich der erregenden Schwingplatte gemessen.

Jede gemessene Frequenz wird unter Zuhilfenahme eines Umrichters stabilisiert. Alle störenden Ausgleichsvorgänge, als Folge einer sich ständig ändernden Erregerfrequenz, werden somit ausgeschlossen.

Der verfälschende Effekt der Schwingplatte wird, im Gegensatz zum EUSAMA-Prinzip oder Resonanzamplituden-Prinzip, phasengerecht eliminiert.

Die gemessenen Kraft- und Phasensignale werden in geeigneter Weise der Druck- bzw. Zugstufe des Dämpfersystems zugeordnet und der Auswertung übergeben.

Die Auswertungs-Berechnung des SAT greift auf die Theorie der Parameterberechnung und Parameterschätzung zurück.