

## Verwendete Formelzeichen

A	Abstand aufeinanderfolgender Rupfpunkte auf der Fahrstrecke
a	horizontaler Abstand der Achsen von Haspel und Rupfwalze
B	Bestandeshöhe
f	Durchbiegung der Haspelleisten am Ruppunkt
H	Durchschnittliche Höhe des untersten Hülsenansatzes
$h_B$	Bodenfreiheit der Haspelleisten an ihrem tiefsten Punkt
$h_1$	Abstand zweier Haspelleisten
$h_r$	Höhe des Ruppunktes über dem Boden
k	Verhältnis aus Fahrgeschwindigkeit und Haspelumfangsgeschwindigkeit
$L_R$	Rupflänge, Höhe über dem Boden, in der die Pflanzen eingeklemmt werden
$L_{Rmax}$	Maximale Rupflänge
$r_h$	Rupfhaspelradius
$r_w$	Rupfwalzenradius
u	Umfangsgeschwindigkeit
v	Fahrgeschwindigkeit
w	Geschwindigkeit der Haspelleiste auf der Zykloidenbahnkurve
X	Abstand eines Punktes auf der Fahrstrecke vom Aufstandspunkt der Rupfwalze beim Passieren einer Haspelleiste, gemessen in Fahrtrichtung

$X_E$	Horizontaler Abstand zwischen Eintauchpunkt einer Haspelleiste in den Pflanzenbestand und unterem Totpunkt der Bahnkurve
$X_{max}$	Abstand zwischen Aufstandspunkt der Rupfwalze und dem Punkt, an dem die maximale Rupflänge $L_{Rmax}$ erreicht wird
$X_R$	Horizontaler Abstand zwischen Ruppunkt und unterem Totpunkt der Bahnkurve einer Haspelleiste
$\alpha$	Nachlaufwinkel der Rupfwalzenachse
$\beta$	Anstellwinkel der Haspelleisten

## Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [ 1 ] *Friedrich, Th.*: Untersuchungen zur Mechanisierung der Linsenernte nach dem Ruppprinzip im Vergleich zu anderen Linsenernteverfahren in Syrien. Diss. Univ. Göttingen, 1988.
- [ 2 ] • *Bartsch, H. J.*: Taschenbuch mathematischer Formeln. 4. Aufl. Frankfurt/M.: Deutsch, 1978.
- [ 3 ] • *Beitz, W. u. K.-H. Küttner* (Hrsg.): Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau. 14. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 1981.
- [ 4 ] *Erskine, W. u. J.R. Witcombe*: Lentil germplasm catalog. ICARDA, Aleppo/Syria.

# Ackerschlepper-Reifendynamik

## Teil 1: Fahrbahn- und Prüfstandsergebnisse

Von Axel Kising und Horst Göhlich, Berlin\*)

DK 631.372:629.11.012.55:625.032.4

Das dynamische Verhalten von Schleppern ohne Aufbaufederung wird entscheidend von den Eigenschaften der meist großvolumigen Fahrzeugreifen bestimmt. Hohe Fahrgeschwindigkeiten stellen völlig neue Anforderungen an die für den Feldeinsatz optimierten AS-Reifen. Nachfolgend werden verschiedene Untersuchungsmethoden und -ergebnisse vorgestellt, die für eine Gesamtbeurteilung eines AS-Reifens in dynamischer Hinsicht von Interesse sind. Die im einzelnen dargestellten Kenngrößen wie Federkennlinien, Dämpfungswerte, Stollenanregungen, Reifenunrundheiten, das Überrollverhalten und der Verlauf wichtiger Betriebskenngrößen wurden zum Teil mit Hilfe eines Flachbahnreifenprüfstandes gewonnen, der entsprechend den realen Verhältnissen auf straßenähnlichen Fahrbahnen den Fahrzeugreifen von der Aufstandsfläche her mit beliebigen Fahrbahnunebenheitsspektren erregen kann.

Der Deutschen Forschungsgesellschaft wird für die finanzielle Unterstützung des Vorhabens gedankt.

\*) *Dipl.-Ing. A. Kising war wissenschaftlicher Mitarbeiter, Prof. Dr.-Ing. H. Göhlich ist Leiter des Institutsbereichs Landtechnik und Baumaschinen am Institut für Maschinenkonstruktion der TU Berlin.*

## 1. Einleitung

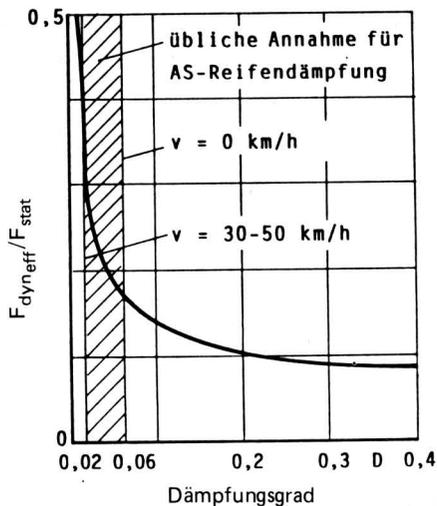
Zur Reduzierung von Transport- und Wegezeiten wird heute zunehmend die Forderung nach höheren Fahrgeschwindigkeiten für landwirtschaftliche Schlepper gestellt. Dieser Trend wurde durch zwei Entwicklungen unterstützt:

- a) Verbesserung der fahrdynamischen Eigenschaften infolge konstruktiver Änderungen im Fahrzeugaufbau – z.B. Verlagerung der Fahrer kabine in Richtung Fahrzeugmitte, elastischer Anbau im Dreipunkt, Vorderachsfederung.
- b) Zunehmende Güte heutiger Fahrbahnen im unmittelbaren Einzugsbereich landwirtschaftlicher Nutzflächen.

Insbesondere Fahrzeuge ohne Aufbaufederungssysteme werden in ihrem fahrdynamischen Verhalten weitgehend von den Eigenschaften der meist großvolumigen Fahrzeugreifen bestimmt [1, 2, 3].

**Bild 1** verdeutlicht den starken Einfluß der Reifendämpfung auf die bezogene dynamische Radlastschwankung [1]. Der in diese Darstellung eingezeichnete Bereich der für AS-Reifen gemessenen, vom Reifeninnendruck und der Fahrgeschwindigkeit abhängigen Werte für die Reifendämpfung [4 bis 8] macht deutlich, daß die bezogene dynamische Radlastschwankung gerade in diesem Bereich mit abnehmender Reifendämpfung stark ansteigt.

Um eine ausreichende Fahrzeugführung zu gewährleisten, darf das Verhältnis  $F_{dyneff}/F_{stat}$  als direktes Maß für die Fahrsicherheit den Wert 0,33 nicht überschreiten. Die vordringlichste Aufgabe zur Beurteilung des Fahrverhaltens von Schleppern ist somit die exakte Ermittlung von Kenndaten der Fahrzeugreifen im heute gültigen Geschwindigkeitsbereich bis 50 km/h. Aufgrund der äußerst komplexen Verformungsvorgänge der großvolumigen AS-Reifen mit ihren schaufelförmigen Profilen kann dieses Ziel nur durch experimentelle Untersuchungen erreicht werden [7, 9, 10].



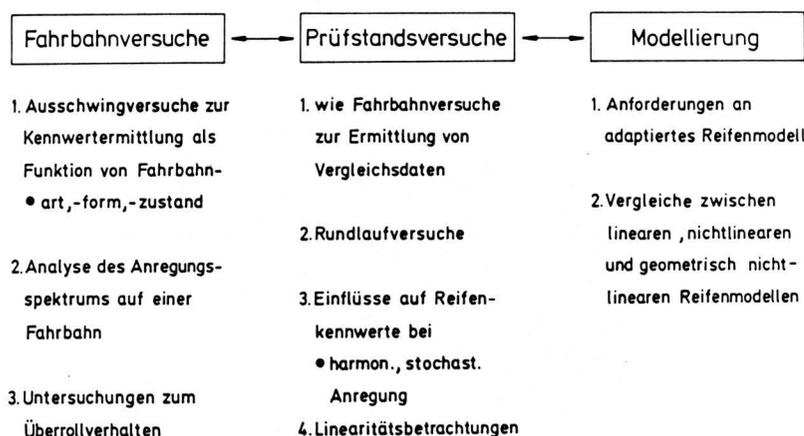
**Bild 1.** Bezogene dynamische Radlastschwankung in Abhängigkeit vom Dämpfungsgrad der Reifen; nach Mitschke [1].

Mit der Zunahme der Fahrgeschwindigkeit wirken sich die Eigenanregungen der Fahrzeuigräder, verursacht durch Felgen- und Reifungleichförmigkeiten sowie -unwuchten, in immer stärkerem Maße auf die vertikaldynamischen Eigenschaften aus [6, 7]. Aus diesem Grunde muß diesen Anregungen und ihren Auswirkungen bei der Untersuchung von AS-Reifen stärkere Bedeutung beigegeben werden.

Eine notwendige Voraussetzung für die Untersuchung realen Reifenverhaltens ist die Verfügbarkeit geeigneter Prüfvorrichtungen sowie die Anwendung moderner Meß- und Auswerteverfahren. Als besonders geeignet hat sich hierbei der Flachbahnreifenprüfstand mit vertikaler Fahrbahnanregung erwiesen [11, 12], da er Fahrbahnunebenheiten von der Aufstandsfläche her simulieren kann. Im "Indoor-Versuch" können somit zum Reifenverhalten unter straßenähnlichen Bedingungen wichtige Erkenntnisse gewonnen werden, die bei der Optimierung des Fahrverhaltens von Schleppern von großem Interesse sind.

## 2. Konzeption und Aufgabenstellung

Die Analyse statisch/dynamischen Reifenverhaltens sollte die Bereiche Fahrbahnversuch, Prüfstandsversuch und Modellierung umfassen, **Bild 2**.



**Bild 2.** Aufgabenbereiche bei der Analyse des Reifenverhaltens.

Die Wahl der Modellstruktur des Reifens bestimmt die Anzahl der zu erfassenden Parameter im Prüfstandsversuch. Das Ziel der Modellierung ist die Nachbildung des realen Reifenverhaltens mit möglichst einfachen Modellstrukturen, wobei zur Untersuchung eines speziellen Phänomens gezielte Modellansätze vorteilhafter sind als "globale" Reifenmodelle.

Der Einfluß der Fahrbahnart kann naturgemäß am besten im Fahrbahnversuch untersucht werden. Außerdem wird der Fahrbahnversuch als Vergleichsversuch zur Validierung der Ergebnisse von Prüfstandsversuchen benötigt. Für niedrige Fahrgeschwindigkeiten bietet sich hierbei der Ausschwingversuch als geeignetes Mittel zur Überprüfung gleichen Verformungsverhaltens an. Dabei können Aussagen zur Linearität, zum Amplitudenverhalten und zu Kennwerten wie Federsteifigkeit und Dämpfungsgrad gewonnen werden.

Das weitaus größte Spektrum verschiedener Prüf- und Auswertemethoden bei guter Reproduzierbarkeit hat jedoch der Prüfstandsversuch. Hier können statisch/dynamische Kennlinien am rollenden Reifen aufgenommen werden, Rundlaufversuche durchgeführt oder spezielle Phänomene wie die Auswirkungen von Radunrundheiten oder Profilierung untersucht werden. Darüber hinaus lassen sich beliebige Fahrbahnanregungsspektren simulieren und ihre Wirkung vergleichend beurteilen.

Dringend benötigt werden die aus den Prüfstandsversuchen ermittelten Kennwerte als Eingangsdaten für numerische Simulationsprogramme.

Bei den nachfolgenden Untersuchungen soll von der Modellvorstellung des einfachen Voigt-Kelvin-Elementes für den Fahrzeugreifen ausgegangen werden, ohne daß damit der Anspruch einer vollständigen Beschreibung der Dynamik des Reifens erhoben wird. Dies gilt insbesondere für die Ermittlung der dynamischen Kennwerte.

Ziel der Untersuchungen sind:

- Aussagen zu Fahrsicherheit, Reifenfederung/-dämpfung und Überrollverhalten
- Aussagen zur Reifungleichförmigkeit und
- Aussagen zu Rollwiderstand, dynamischem Rollradius und Reifenerwärmung.

## 3. Methoden zur Kennwertermittlung

In diesem Abschnitt sollen einige grundsätzliche Methoden zur Prüf- und Auswertetechnik näher erläutert werden.

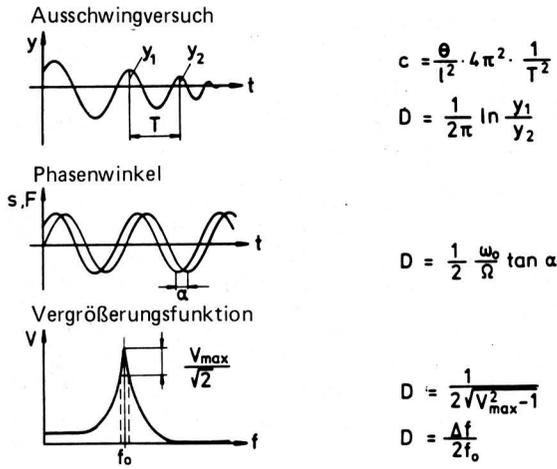
Die ausgewählten Verfahren richten sich naturgemäß nach den formulierten Zielen unter Berücksichtigung der meßtechnischen Gegebenheiten der Versuchsanlage.

### 3.1 Aussagen zu Fahrsicherheit, Reifenfederung und Überrollverhalten

Auf der Grundlage des linearen Einmassenschwingers mit Fußpunktkontakt und Voigt-Kelvin-Verhalten können die Kenndaten dynamische Federsteifigkeit und Dämpfungsgrad mit den in **Bild 3** angegebenen Verfahren ermittelt werden.

Der Ausschwingversuch (oben) ermöglicht die Berechnung der Kennwerte aus nur einer Meßgröße, wobei das arithmetische Mittel mehrerer logarithmischer Dekremente gebildet werden sollte [13].

Im Gegensatz zum Ausschwingversuch erfordert die Ermittlung des Dämpfungsgrades aus dem Phasenwinkel zwischen Kraft- und Wegsignal (Mitte) die exakte Messung zweier Größen.



**Bild 3.** Verfahren zur Ermittlung der dynamischen Federsteifigkeit und des Dämpfungsgrads.

oben: Ausschwingversuch, Ermittlung der Amplitudenwerte  
 Mitte: Ermittlung des Phasenwinkels  $\alpha$  zwischen Kraft- und Wegsignal  
 unten: Ermittlung des Maximums der Vergrößerungsfunktion

Eine weitere Möglichkeit zur Ermittlung der gewünschten Kenndaten bietet das Verfahren der Halbwertsbreite [14, 15] bzw. die Berechnung der Dämpfung aus dem Maximum der Vergrößerungsfunktion (unten). Die Vergrößerungsfunktion kann punktuell durch Anfahren möglichst vieler diskreter Frequenzstützwerte mit Hilfe einer harmonischen Funktion und der Berechnung des Quotienten aus Ausgangs- und Eingangssignal erfolgen. Einfacher ist jedoch die Verwendung eines bandbegrenzten weißen Rauschens, das bei Nutzung eines FFT-Analysators die Berechnung der Vergrößerungsfunktion in wenigen Minuten ermöglicht.

Welches dieser Verfahren für die Untersuchungen das geeignetste ist, hängt von den jeweiligen Einsatzbedingungen ab. Die Bewertung eines Reifens kann auch mittels der Federkennlinie erfolgen. Hier wird das Linearitäts- und Dämpfungsverhalten besonders deutlich. Liegt beispielsweise eine amplitudenabhängige Federsteifigkeit vor, so ist die Kennlinie nichtlinear.

Das Überrollverhalten eines Reifens gibt wichtige Aufschlüsse über die Reifenantwort bei stoßartiger Beanspruchung. Je nach Bauart und Betriebsbedingungen "schluckt" der Reifen mehr oder weniger ein definiert vorgegebenes Hindernis.

Der Kennwert Schluckgrad  $S$  wird dabei aus der Hindernishöhe  $H$  und der Achsanhebung  $A$  bei Hindernisüberfahrt errechnet [16, 17]:

$$S (\%) = \frac{H - A}{H} \cdot 100 \% \dots$$

### 3.2 Aussagen zur Reifenungleichförmigkeit

Die herstellungsbedingten Unebenheitsverläufe von Felge und Reifen werden im unbelasteten Zustand durch Messung des Abstandes zur Radachse punktuell aufgenommen und als Funktion des Umdrehungswinkels dargestellt.

Aus den Funktionsverläufen lassen sich lokale Unrundheiten bzw. Exzentrizitäten des Rades qualitativ und quantitativ bewerten [18].

Von noch größerem Interesse für die Fahrdynamik ist die Kenntnis der unter Last wirkenden Radunrundheit. Hierbei wird die Bewegung der Radachse bei langsam rollendem Rad über die Zeit dargestellt und analysiert [18, 19].

Eine gute Übersicht über die Wirkung von Radunrundheiten bietet auch die Verformung des Reifens beim Abrollen im eingespannten, d.h. "gefesselten" Zustand. Hier können die anteiligen Radlastschwankungen aus der Reifenunrundheit direkt anteilmäßig für verschiedene Belastungen abgelesen werden.

Die spektrale Leistungsdichte der Beschleunigungswerte an der Radachse bei frei schwingendem Rad ermöglicht die Beurteilung der Profilanregung. Da die Stollenanzahl zwischen 35 und 45 liegt, befinden sich die Schwingungsanregungen in entsprechend hohen Frequenzbereichen.

### 3.3 Aussagen zu Rollwiderstand, dynamischem Rollradius und Reifenerwärmung

Der Rollwiderstand ist als Bestandteil des Fahrwiderstandes ein wichtiges Beurteilungskriterium für den Zugkraftbedarf eines Fahrzeugs. Bezieht man diese Kraft auf die Radlast, so ergibt sich der Rollwiderstandsbeiwert  $f_R$  [1]:

$$f_R = F_R / F_Z = \text{Rollwiderstand/Radlast}$$

Eine weitere wichtige Größe für den Fahrzeughersteller ist die genaue Kenntnis des dynamischen Rollradius [16]. Mit zunehmender Geschwindigkeit stellt sich der Reifengürtel aufgrund des ansteigenden Fliehkraftanteils auf und vergrößert damit den dynamischen Rollradius. Ermittelt wird der dynamische Rollradius, wegen der überlagerten Störgrößen aus der Reifenungleichförmigkeit, über die Berechnung des arithmetischen Mittels des Radachsenweges.

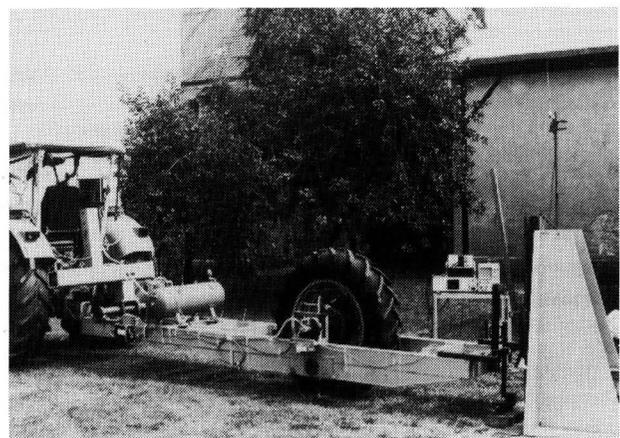
Als Kontrollgröße, sowie zur Abschätzung der Belastbarkeit bzw. der Lebensdauer eines Reifens ist die Reifentemperatur von großer Bedeutung. Sie wird an der Stelle der größten Reifenerwärmung, nahe dem Stollengrund, bei einer mittleren Geschwindigkeit über mehrere Stunden gemessen.

## 4. Versuchsaufbau

### 4.1 Ausschwingversuche auf verschiedenen Fahrbahnen

Sie können in Stand-Ausschwingversuche und Fahr-Ausschwingversuche unterteilt werden. Der Grundaufbau besteht aus einer Schwinde zum Einbau des jeweils untersuchten Rades. Diese Radachse ist drehbar über ein Lagerpaar am Dreipunkt eines Zugfahrzeugs angebaut. Damit kann sie um diese Drehachse entsprechend einem Einmassenschwinger Drehbewegungen ausführen. Der große Abstand zwischen der Drehachse und der Radachse ermöglicht eine Linearisierung der sich ergebenden Differentialgleichung des Systems. Unter Berücksichtigung der Massenträgheitsmomente können die Kennwerte Federsteifigkeit und Dämpfung dann mittels der Gleichungen in Bild 3 ermittelt werden.

Der Ausschwingvorgang wird beim Stand-Ausschwingversuch, **Bild 4**, mittels einer Ausklinkvorrichtung und beim Fahrbahnversuch durch das Überfahren von Hindernissen auf einer ebenen Fahrbahn eingeleitet.



**Bild 4.** Versuchsaufbau für Stand-Ausschwingversuche.

## 4.2 Prüfstandsversuche

Der Flachbahnreifenprüfstand ermöglicht die experimentelle Simulation verschiedenster Betriebsbedingungen großvolumiger AS-Reifen [10, 11]. Er wurde so konstruiert, daß unter den idealen Bedingungen einer ebenen Aufstandsfläche das vertikaldynamische Verhalten auch bei hohen Fahrgeschwindigkeiten untersucht werden kann.

Durch den Einbau des Flachbahnreifenprüfstandes in eine elektrohydraulische Schwingerereinheit kann der Reifen im Aufstandspunkt vertikal mit beliebigen Prüf- oder Fahrbahnspektren angeregt werden.

Die gesamte Prüfvorrichtung, **Bild 5**, gliedert sich im wesentlichen in drei Baugruppen:

- Radschwinge zur Radführung mit Belastungsgewichten und Meßeinrichtungen
- Flachbahnreifenprüfstand mit zwei Umlenktrommeln, hydraulischer Antriebseinheit, Bremse und hydrodynamischem Flächenlager
- zwei Prüfstandszyylinder zur Vertikalanregung des Flachbahnreifenprüfstandes.

Die Abstützung der Radkräfte erfolgt über ein endloses Metallband auf einem hydrodynamischen Flächenlager. Das Metallband wird durch horizontales Schwenken einer der beiden Umlenktrommeln in seiner Mittellage gehalten.

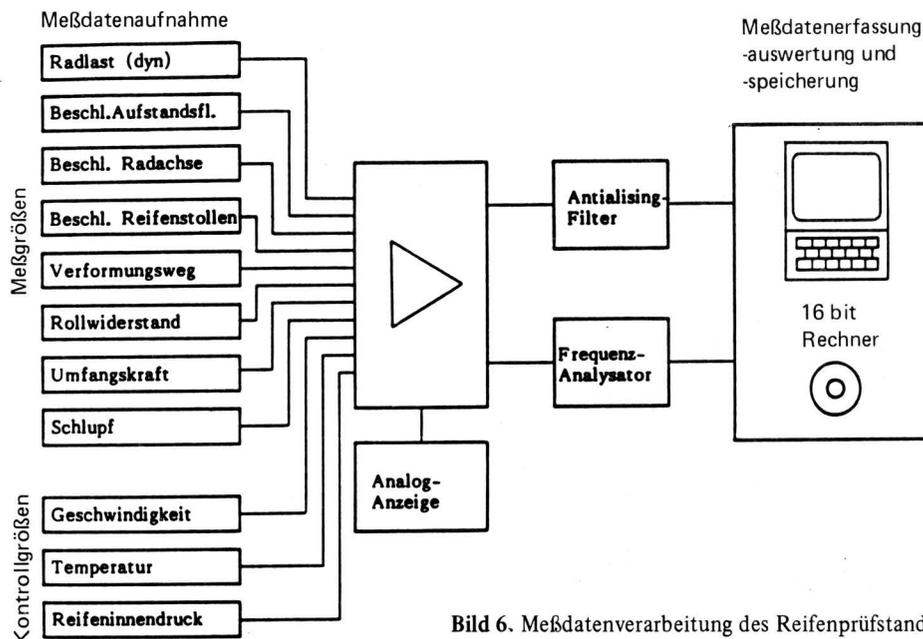
Weitere detaillierte Informationen zu Teilfunktionen bzw. zum konstruktiven Aufbau des Prüfstandes können früheren Veröffentlichungen [10, 11] entnommen werden.

## 4.3 Meßdatenaufnahme und -verarbeitung

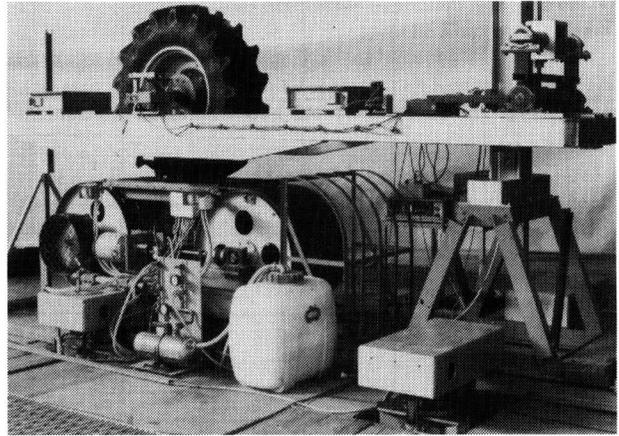
Signale von Meßaufnehmern des rotierenden Systems Reifen-Felge werden nach einer Vorverstärkung über einen sechskanaligen Schleifringübertrager auf ein stationäres Meßdatenerfassungssystem übertragen.

Die Abspeicherung und Weiterverarbeitung der Meßdaten erfolgt über eine Antialiasingfiltereinheit bzw. über einen Frequenzanalysator mit einem 16 bit-PC, **Bild 6**. Es können bis zu 8 Kanäle annähernd parallel verarbeitet werden, wobei die max. Sampling-Rate des Analog/Digital-Wandlers bei 50 kHz liegt.

Für den mobilen Einsatz (Fahrbahnversuche) werden die Meßdaten über eine Telemetrie-Anlage auf einem Magnetband zwischengespeichert.



**Bild 6.** Meßdatenverarbeitung des Reifenprüfstandes.



**Bild 5.** Flachbahnreifenprüfstand.

Eckdaten des Prüfstandes:

Stat. Radlast	2,5 t	vertik. Hub	± 100 mm
Rollgeschwindigkeit	60 km/h	Frequenzber.	0–10 Hz
Antriebsleistung	35 kW	Sturzwinkel	0–4°
Aufstandsfläche	0,6 m x 1,0 m		

## 4.4 Abschätzung der Meßgenauigkeit

Für sämtliche Meßgrößen kann ein maximaler relativer Fehler von 4 % aufgrund von Linearitätsabweichungen oder sonstigen Einflußgrößen wie beispielsweise der Analog/Digital-Wandlung angegeben werden.

## 5. Versuchsergebnisse

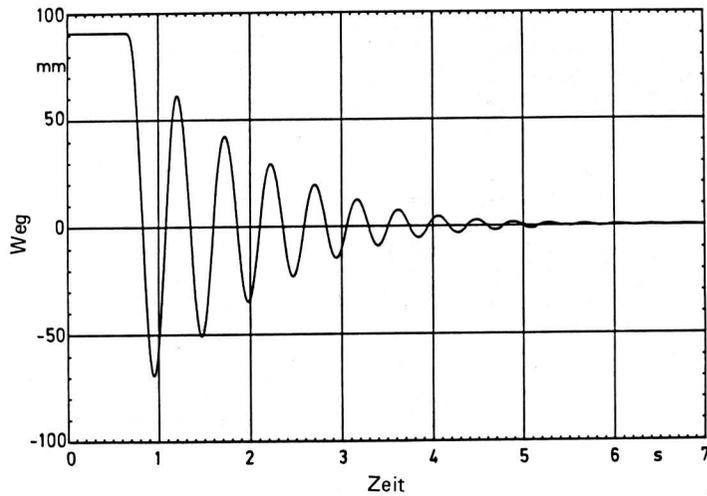
### 5.1 Stand-Ausschwingversuche auf verschiedenen Fahrbahnoberflächen

**Bild 7** zeigt beispielhaft das Ausschwingverhalten eines AS-Reifens auf einer Betonfahrbahn. Die Darstellung gibt das typische Verhalten eines linearen schwachgedämpften Einmassenschwingers wieder.

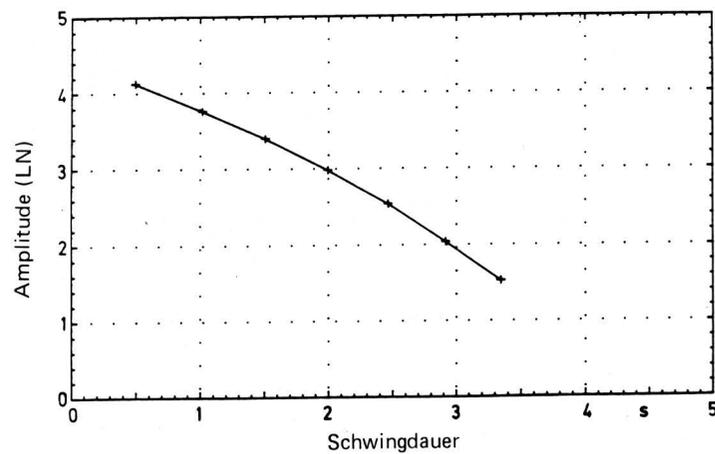
Zur Überprüfung der Linearität kann eine Darstellung, **Bild 8**, dienen, in der der Logarithmus der Amplitudenwerte über der Schwingdauer aufgetragen wird [13]. Es zeigt sich, daß das Schwingungsverhalten eines AS-Reifens im Stand amplitudenabhängig ist und damit nur ein angenäherter Wert für die Federsteifigkeit und

den Dämpfungsgrad aus dem Ausschwingverhalten berechnet werden kann. Aus diesem Grunde wurde stets eine Mittelung der Kennwerte vorgenommen, wobei mehrere Perioden eines Ausschwingversuchs zur Auswertung herangezogen wurden.

Der Einfluß der Fahrbahn auf das Schwingungsverhalten soll am Beispiel der Federsteifigkeit in **Bild 9** verdeutlicht werden. Während die Fahrbahn "Wiese" aufgrund ihres ungewöhnlich harten Zustandes keine Abweichung im Federungsverhalten im Vergleich zur Betonfahrbahn erkennen läßt, weicht das Verhalten des Reifens auf der Fahrbahn "Sand" erheblich davon ab. Eine mögliche Erklärung für die relativ hohen Werte der Federsteifigkeit im Sand ist die stützende Wirkung des Sandes auf die Karkasse zwischen den Profilelementen.



**Bild 7.** Stand-Ausschwingversuch auf einer Beton-Fahrbahn; Diagonalreifen 12.4-28,  $m = 1450 \text{ kg}$ ,  $p = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .



**Bild 8.** Logarithmus der bezogenen Amplitudenwerte  $y/y_0$  ( $y_0 = 1 \text{ mm}$ ) als Funktion der Schwingdauer; Reifen im Stand, Diagonalreifen 12.4-28,  $m = 1450 \text{ kg}$ ,  $p = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .

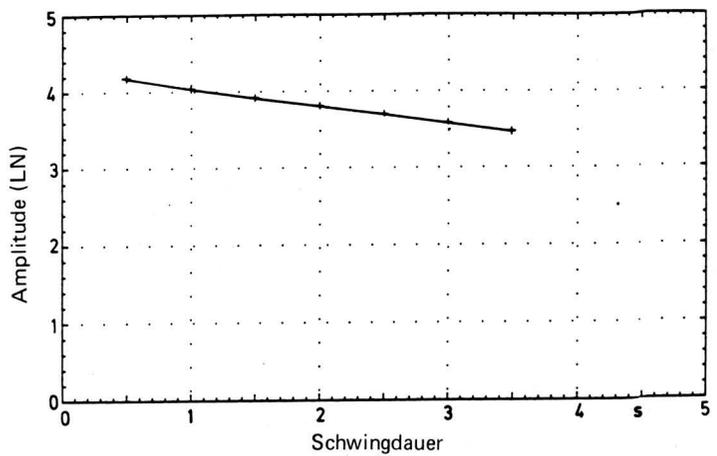
## 5.2 Fahr-Ausschwingversuche zur Validierung der Prüfstandsversuche

Das Schwingungsverhalten eines rollenden AS-Reifens kommt im allgemeinen einem linearen Verhalten deutlich näher als das des nichtrollenden Reifens, **Bild 10**.

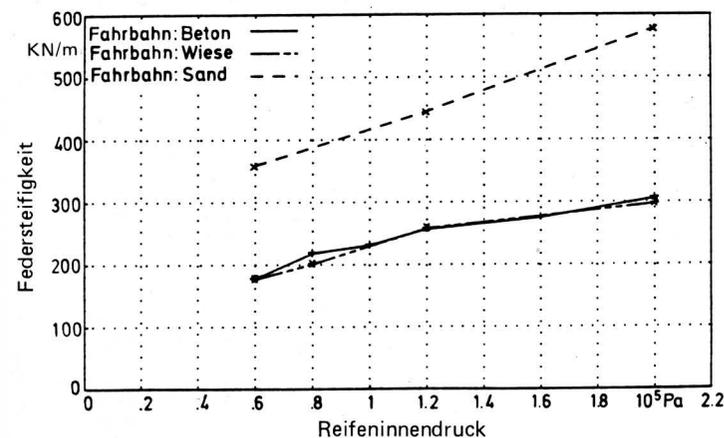
Vergleicht man die Ergebnisse des Fahrbahnversuchs mit denen der Prüfstandsversuche, so ist evident, daß in der Federsteifigkeit kein Unterschied festzustellen ist, **Bild 11**.

Die Fahrbahnversuche waren wegen überlagerter Störschwingungen, verursacht durch Fahrbahnunebenheiten und Fahrzeugrückwirkungen, nur bis max. 20 km/h sinnvoll auswertbar.

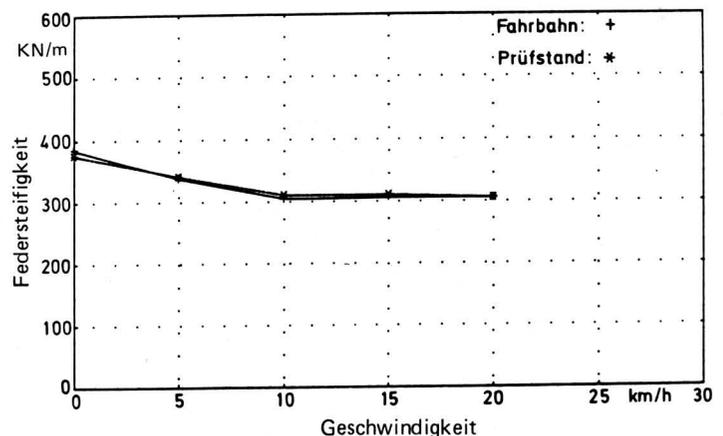
Die Auswertung des Dämpfungsverhaltens beim Straßenversuch gestaltete sich mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit auch im Geschwindigkeitsbereich bis 20 km/h immer schwieriger, womit sich die Abweichungen im Dämpfungsgrad erklären lassen, **Bild 12**. Sieht man von den letztgenannten Einschränkungen ab, so ist eine weitgehende Vergleichbarkeit der Ergebnisse auf dem Prüfstand und auf der Straße gegeben.



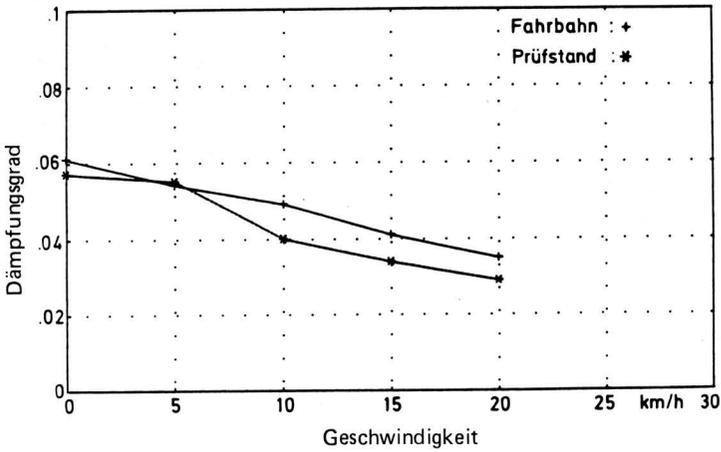
**Bild 10.** Logarithmus der bezogenen Amplitudenwerte  $y/y_0$  ( $y_0 = 1 \text{ mm}$ ) als Funktion der Schwingdauer, Reifen rollend, Diagonalreifen 12.4-28,  $m = 1450 \text{ kg}$ ,  $p = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ ,  $v = 20 \text{ km/h}$ .



**Bild 9.** Federsteifigkeit in Abhängigkeit vom Reifeninnendruck für verschiedene Fahrbahnen; Diagonalreifen 12.4-28,  $m = 450 \text{ kg}$ ,  $v = 0 \text{ km/h}$ .



**Bild 11.** Federsteifigkeit in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für Reifen auf der Fahrbahn (Asphalt) und auf dem Prüfstand; Diagonalreifen 12.4-28,  $m = 958 \text{ kg}$ ,  $p = 2,0 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .



**Bild 12.** Dämpfungsgrad in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für Reifen auf der Fahrbahn (Asphalt) und auf dem Prüfstand; Diagonalreifen 12.4–28,  $m = 958 \text{ kg}$ ,  $p = 2,0 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .

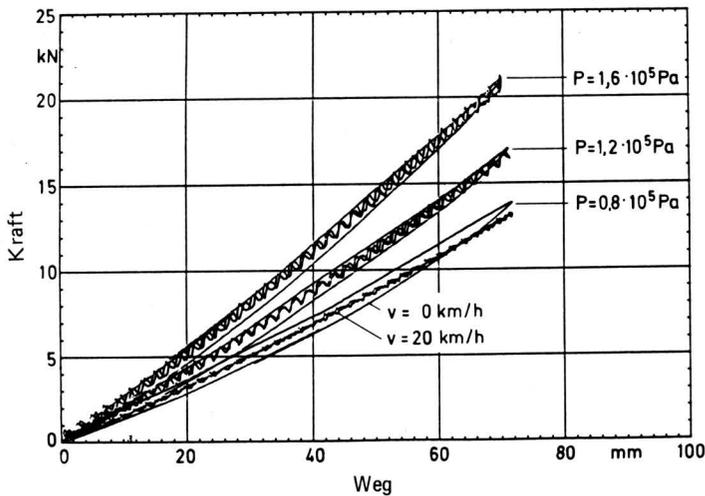
### 5.3 Prüfstandsversuche

Nachfolgend sollen die wichtigsten Ergebnisse der Versuche auf dem Flachbahnreifenprüfstand exemplarisch dargestellt werden.

#### 5.3.1 Statisch/dynamische Federkennlinien

Die statischen Federkennlinien eines AS-Radialreifens im nicht-rollenden und rollenden Zustand sind in **Bild 13** dargestellt. Es ergeben sich eindeutig nichtlineare Kurvenverläufe. Mit zunehmendem Einfederungsweg steigt die Federsteifigkeit an.

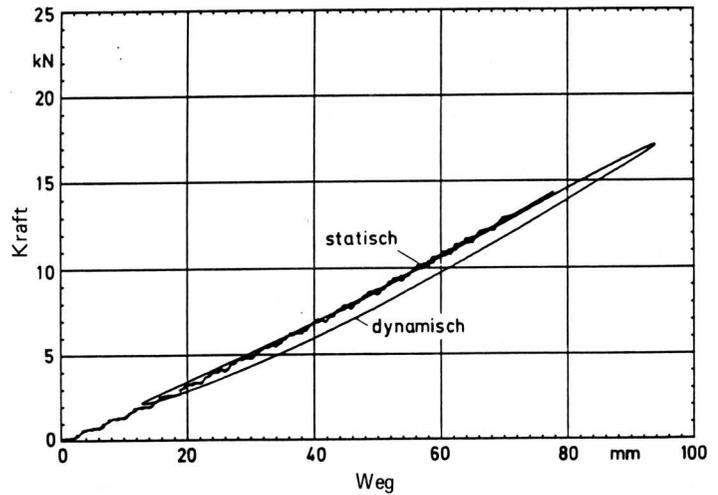
Während der nicht rollende Reifen aufgrund der viskoelastischen Eigenschaften eine deutlich ausgeprägte Dämpfungsschleife besitzt, sind beim rollenden Reifen durchweg geringere Hysteresebreiten zu erkennen. Die Radlastschwankungen in den Kurvenverläufen des rollenden Reifens werden durch die Radunrundheiten verursacht. Generell liegen die statischen Kennlinien des rollenden Reifens unter denen des stehenden Reifens, was ursächlich auf Entspannungsvorgänge im Reifenlatsch zurückgeführt werden kann [20].



**Bild 13.** Statische Federkennlinien für verschiedene Reifendrucke bei rollendem und nichtrollendem Reifen; Radialreifen 13.6 R 24.

Um den Frequenzeinfluß des rollenden Reifens auf die Federkennlinie zu untersuchen, wurde die dynamische Kennlinie in der Resonanz des Einmassenschwingersystems bei etwa 2 bis 3 Hz aufgenommen und zusammen mit der statischen Kennlinie des rollenden Reifens dargestellt, **Bild 14**.

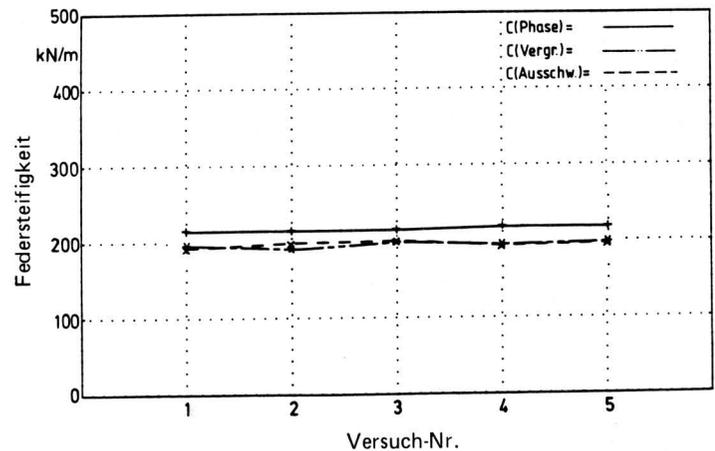
Beide Kennlinien liegen weitgehend übereinander. Damit beeinflusst die Resonanzfrequenz von 2 bis 3 Hz bei vergleichbaren Einfederungsamplituden nur unwesentlich die Steigung der Federkennlinien des rollenden Reifens.



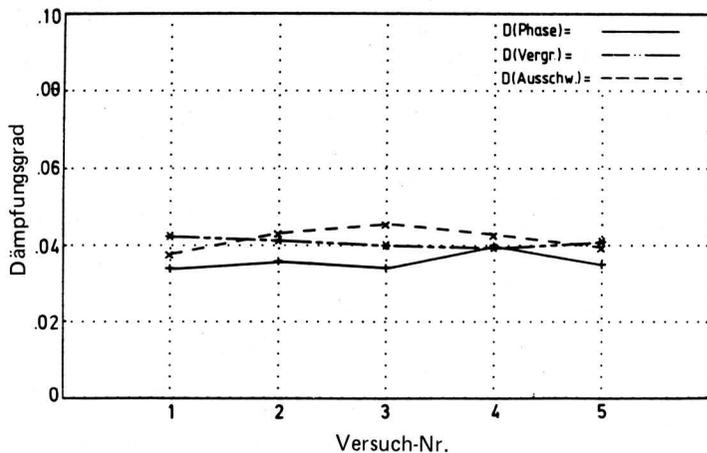
**Bild 14.** Statische und dynamische Federkennlinie eines Radialreifens 13.6 R 24.  $v = 10 \text{ km/h}$ ,  $m = 958 \text{ kg}$ ,  $p = 0,8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .

#### 5.3.2 Verschiedene Verfahren zur Kennwertermittlung im Vergleich

Mit Hilfe der in **Bild 3** dargestellten Verfahren wurden die Kenngrößen dynamische Federsteifigkeit und Dämpfungsgrad ermittelt. Alle drei Verfahren sollten hinsichtlich ihrer Eignung untersucht werden. Um eine Vergleichbarkeit der verschiedenen Verfahren zu ermöglichen, wurden die Kenngrößen bei Betriebsbedingungen ermittelt, bei denen alle Verfahren auswertbar waren, **Bild 15** und **16**. Jeder Versuch wurde fünfmal wiederholt, um zusätzlich Informationen bezüglich der Reproduzierbarkeit zu erhalten.



**Bild 15.** Dynamische Federsteifigkeit des Radialreifens 13.6 R 24, ermittelt mit drei verschiedenen Verfahren in jeweils 5 Versuchen;  $m = 958 \text{ kg}$ ,  $v = 5 \text{ km/h}$ ,  $p = 0,8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .

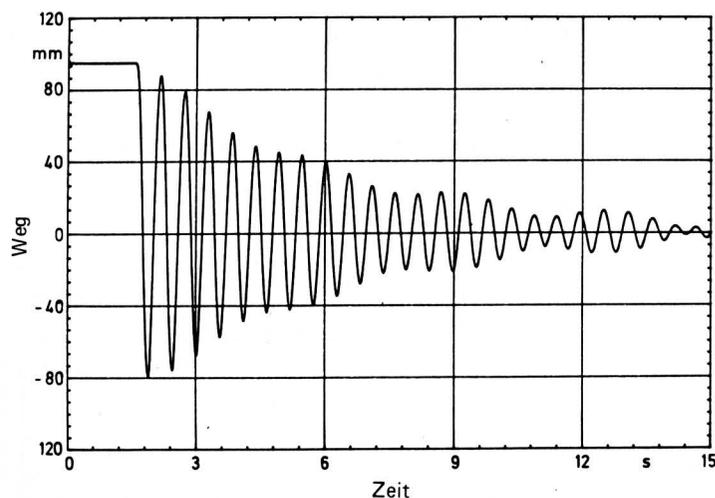


**Bild 16.** Dämpfungsg rad des Radialreifens 13.6 R 24, ermittelt mit drei verschiedenen Verfahren in jeweils 5 Versuchen;  $m = 958 \text{ kg}$ ,  $v = 5 \text{ km/h}$ ,  $p = 0,8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .

Alle drei Verfahren zeigen eine gute Übereinstimmung der Kennwerte und sind daher prinzipiell zur Kennwertermittlung geeignet. Die Abweichungen im Dämpfungsg rad in Höhe von 10–15 % werden unter diesen Bedingungen im wesentlichen durch die Streuung des viskoelastischen Reifenmaterials verursacht.

Größere Unterschiede waren jedoch bei anderen Betriebsbedingungen im Rahmen der jeweiligen Einsatzmöglichkeiten gegeben.

Während das Ausschwingverfahren zwar den geringsten meßtechnischen Aufwand erfordert, traten insbesondere in höheren Geschwindigkeitsbereichen aufgrund überlagerter Störschwingungen aus den Reifenunrundheiten und -unwuchten Schwierigkeiten bei der Auswertung der Meßgrößen auf. **Bild 17** verdeutlicht dies am Beispiel eines Radialreifens.



**Bild 17.** Ausschwingversuch mit Radialreifen 13.6 R 24;  $m = 1450 \text{ kg}$ ,  $v = 20 \text{ km/h}$ ,  $p = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .

Das Phasenwinkel-Verfahren, bei dem die Radschwinge von der Aufstandsfläche her harmonisch angeregt wird, ermöglicht die Untersuchung der Amplituden- und Frequenzabhängigkeit der Federkennwerte von AS-Reifen. Hinsichtlich des Dämpfungsg rades ist eine Auswertung nur im nichtrollenden Zustand oder bei kleinen Rollgeschwindigkeiten möglich, da auch hier Störungen durch die Selbsterregungsmechanismen der Reifen vorliegen.

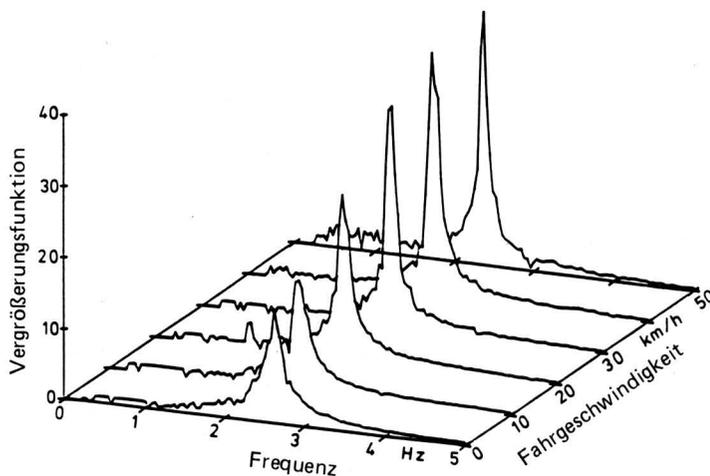
Das versuchstechnisch aufwendigste Verfahren ist die Ermittlung der dynamischen Kennwerte mittels der Vergrößerungsfunktion. Es hat den wesentlichen Vorteil, daß Störschwingungen aus den Reifenunrundheiten eindeutig im Frequenzbereich selektiert werden können. Außerdem existiert mit der gleichzeitig berechneten Kohärenzfunktion ein geeignetes Gütekriterium zur Abschätzung des Aussagewertes. Berücksichtigt man ferner, daß die stochastische Anregung des Reifens von der Aufstandsfläche her im Frequenzbereich 0–5 Hz der Realität am nächsten kommt, und weiterhin, daß diese Anregungsart die beste lineare Approximation nichtlinearen Verhaltens ergibt [21], so wird deutlich, welche Vorteile dieses Verfahren gegenüber den anderen Verfahren hat.

Das Verfahren mit Auswertung der Vergrößerungsfunktion wurde für die weiteren Untersuchungen im Geschwindigkeitsbereich 0 bis 50 km/h eingesetzt.

### 5.3.3 Vertikaldynamik

Am Beispiel eines Radialreifens der Größe 18.9 R 34 ist der Verlauf der Vergrößerungsfunktion in Abhängigkeit von der Rollgeschwindigkeit dargestellt, **Bild 18**.

Bemerkenswert ist die Abnahme der Resonanzfrequenz vom stehenden zum rollenden Reifen. Die Amplitudenmaxima steigen mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit an.



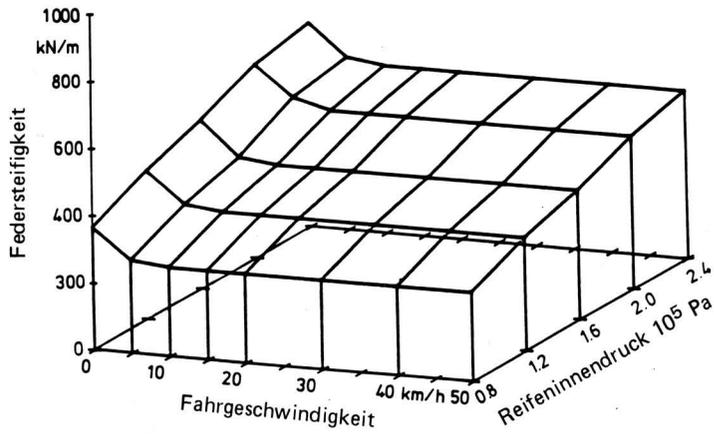
**Bild 18.** Vergrößerungsfunktion in Abhängigkeit von Frequenz und Fahrgeschwindigkeit; Radialreifen 18.9 R 34,  $m = 1587 \text{ kg}$ ,  $p = 1,6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .

Führt man diese Versuche für verschiedene Werte des Reifeninnendrucks durch und errechnet die zugehörigen Kennwerte, dann erhält man die in **Bild 19** und **20** dargestellten Kennfelder für die Federsteifigkeit und den Dämpfungsg rad.

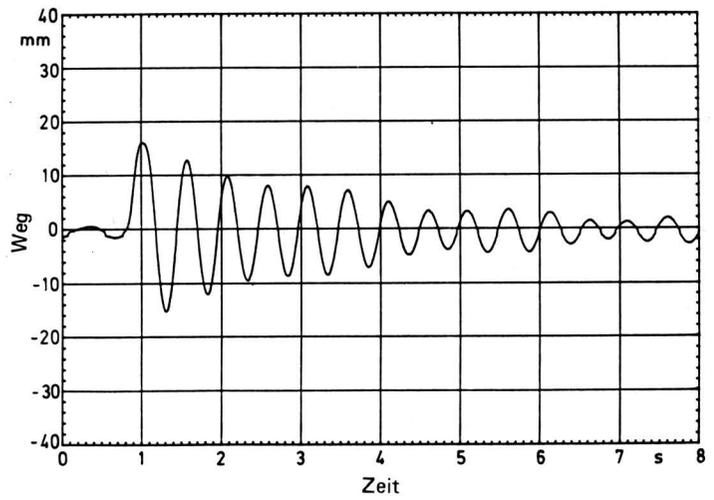
Die Federsteifigkeit des stehenden Reifens ist etwa 10–20 % größer als die des rollenden Reifens, ist dann aber für alle Geschwindigkeitsbereiche nahezu konstant. Sie steigt mit zunehmendem Reifendruck linear an.

Der Dämpfungsg rad eines AS-Reifens fällt dagegen mit zunehmender Geschwindigkeit stark ab und erreicht bei etwa 30 km/h einen Wert, der bei einem Drittel des Ausgangswertes liegt. Dann tritt keine entscheidende Änderung mehr auf. Der Reifeninnendruck spielt beim Dämpfungsg rad eine geringere Rolle als bei der Federsteifigkeit. Es zeichnet sich die Tendenz einer leichten Abnahme des Dämpfungsg rades mit steigendem Reifeninnendruck ab.

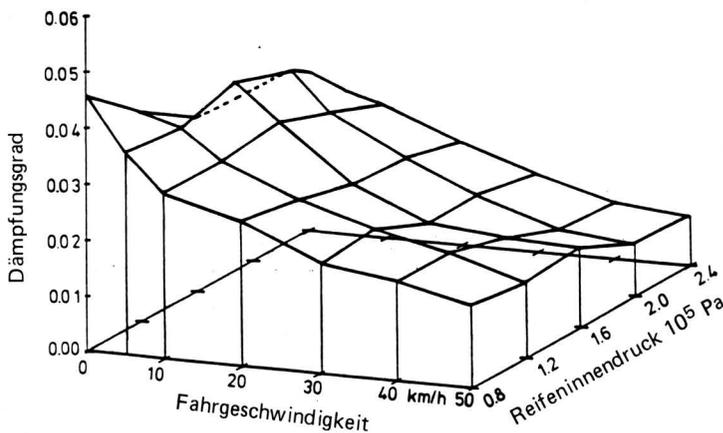
Diese Darstellungen sind deshalb von großer Bedeutung, weil sie erstmals einen Überblick über die Kenngrößen bei verschiedenen Betriebsbedingungen liefern.



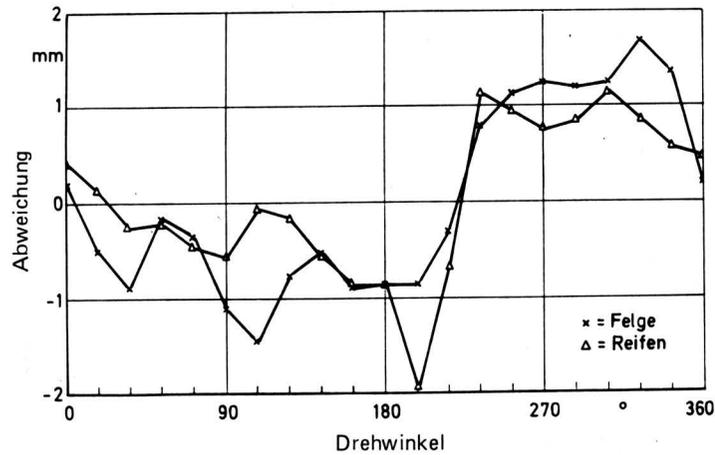
**Bild 19.** Federsteifigkeit in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Reifeninnendruck; Radialreifen 18.9 R 34,  $m = 1587$  kg.



**Bild 21.** Schwingweg beim Überfahren eines Hindernisses (48 mm x 70 mm); Diagonalfreifen 12.4-28,  $m = 1450$ ,  $v = 10$  km/h,  $p = 1,2 \cdot 10^5$  Pa.



**Bild 20.** Dämpfungsgrad in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Reifeninnendruck; Radialreifen 18.9 R 34,  $m = 1587$  kg.



**Bild 22.** Ungleichförmigkeit von Felge und Reifen gemessen als Abweichung am Felgenhorn bzw. auf dem Profilstollen in Reifenmitte, Radialreifen 18.9 R 34,  $p = 0,8 \cdot 10^5$  Pa.

### 5.3.4 Überrollverhalten

Das Überrollverhalten eines Reifens ist ein wichtiges Merkmal zur Beurteilung des "Schluckvermögens". Um die Zahl der möglichen Einflußparameter überschaubar zu halten, ist es sinnvoll, ein Hindernis mit definierten Abmessungen auszuwählen. Je nach Reifengröße, -innendruck, Radlast oder Rollgeschwindigkeit ergibt sich ein anderer Schluckgrad.

**Bild 21** zeigt das Schwingungsverhalten eines Reifens beim Überfahren eines Hindernisses. Der Schluckgrad  $S$  beträgt für das Hindernis mit den Abmessungen 48 mm x 70 mm etwa 70 %. Generell gilt, daß bei niedrigem Reifendruck und hoher Radlast der Schluckgrad relativ groß ist.

### 5.3.5 Radungleichförmigkeit

Im Geschwindigkeitsbereich um 20 km/h und zwischen 30 und 40 km/h ist die Radunrundheit, bei den hier herrschenden niedrigen Reifendämpfungen, eine der Hauptursachen instablen Reifenverhaltens. Um die Herkunft der Radunrundheit zu ermitteln, wurde mit Hilfe einer Meßuhr am unbelasteten Rad die Felgen- und Reifenungleichförmigkeit gemessen, **Bild 22**.

Die Felgenungleichförmigkeit beeinflusst demnach die Reifenungleichförmigkeit in nicht unerheblichem Maße.

Weitere Untersuchungen ergaben, daß die Unrundheiten des unbelasteten Reifens eindeutig im Unrundheitsverlauf des belasteten rollenden Rades in Größenordnung und Form wiedererkennbar waren, **Bild 23**.

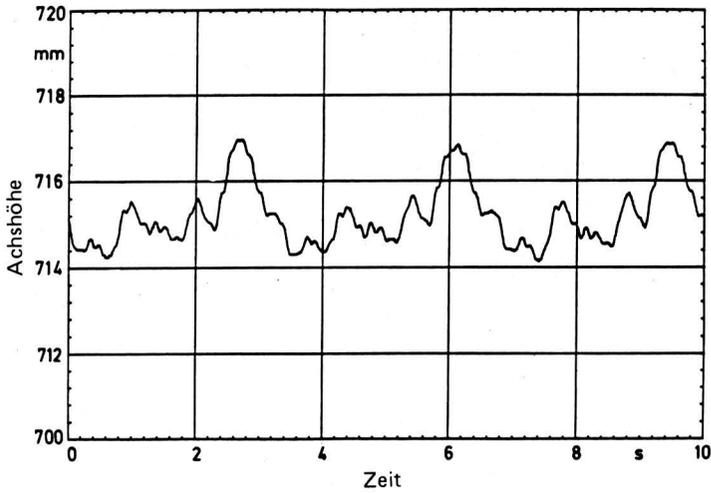
### 5.3.6 Auswirkungen der Reifenprofilierung

Als Beurteilungsgröße für die Anregung der Radachse durch die Reifenprofilierung kann die spektrale Leistungsdichte des Beschleunigungssignals, **Bild 24**, herangezogen werden. Die Resonanzspitzen lassen sich rechnerisch eindeutig auf die Stolleneingriffsfrequenzen zurückführen.

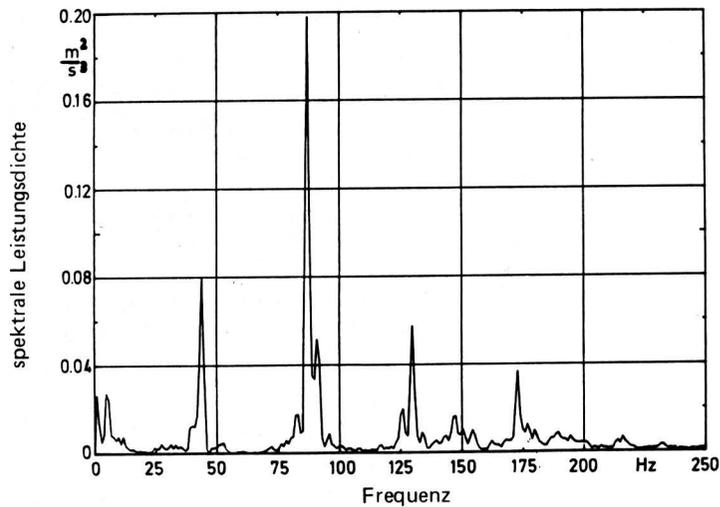
### 5.3.7 Rollwiderstand

Der Rollwiderstandsbeiwert eines AS-Reifens ist in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und vom Reifeninnendruck in **Bild 25** dargestellt.

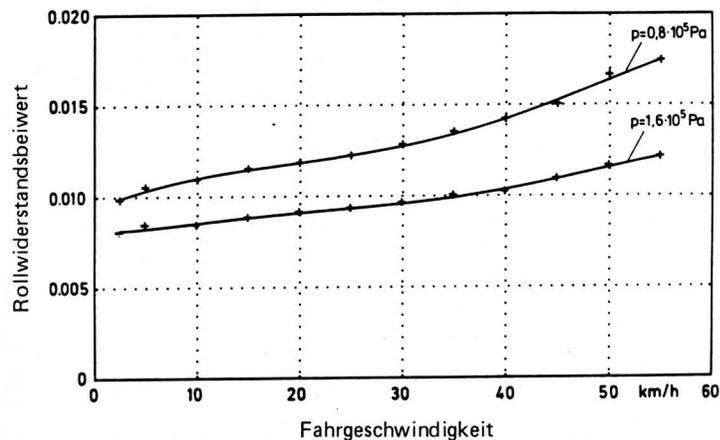
Er steigt mit zunehmender Rollgeschwindigkeit und abnehmendem Reifeninnendruck.



**Bild 23.** Unrundheitsverlauf, dargestellt durch die Achshöhe, eines unter Last abrollenden Reifens; Radialreifen 18.9 R 34,  $m = 1587 \text{ kg}$ ,  $v = 5 \text{ km/h}$ ,  $p = 0,8 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .



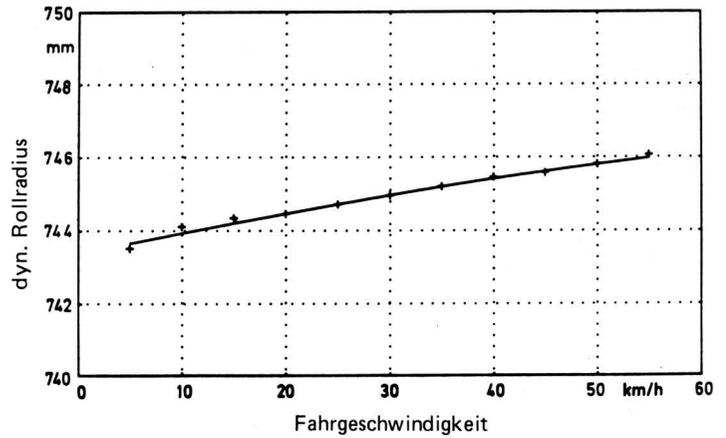
**Bild 24.** Spektrale Leistungsdichte (PSD) der Beschleunigung der Radachse bei Anregung durch das Reifenprofil; Diagonalreifen 12.4–28,  $m = 450 \text{ kg}$ ,  $v = 30 \text{ km/h}$ ,  $p = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .



**Bild 25.** Rollwiderstandsbeiwert als Funktion der Fahrgeschwindigkeit für verschiedene Reifeninnendrucke; Radialreifen 18.9 R 34,  $m = 1587 \text{ kg}$ .

### 5.3.8 Dynamischer Rollradius

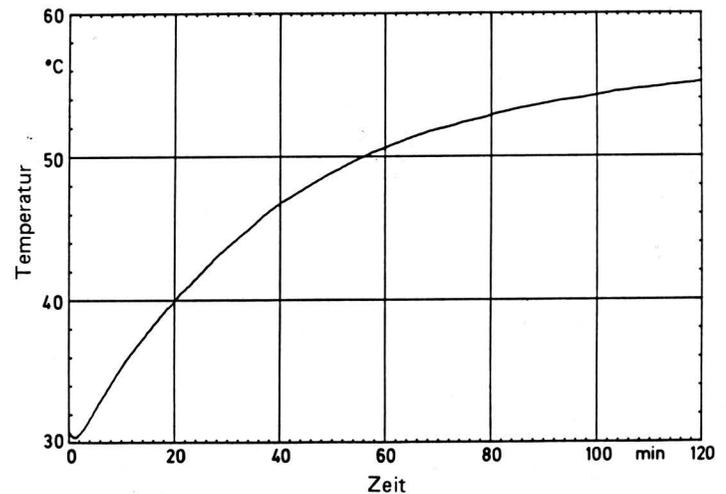
Auch der dynamische Rollradius eines Radialreifens ist vom Reifeninnendruck und der Rollgeschwindigkeit abhängig, **Bild 26**. Er nimmt leicht um etwa 2–3 mm mit der Fahrgeschwindigkeit aufgrund des Aufstellens des Reifens zu.



**Bild 26.** Dynamischer Rollradius in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit; Radialreifen 18.9 R 34,  $m = 1587 \text{ kg}$ ,  $p = 1,6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .

### 5.3.9 Reifenerwärmung

Abschließend soll noch die Reifenerwärmung eines AS-Reifens unter Last dargestellt werden. Sie wurde im Stollengrund gemessen und bietet eine wichtige Information hinsichtlich der Betriebstemperaturen von AS-Reifen. **Bild 27** zeigt beispielsweise den Verlauf der Reifentemperatur bei einer Geschwindigkeit von 25 km/h und 2 h Fahrzeit.



**Bild 27.** Verlauf der im Stollengrund gemessenen Reifentemperatur; Radialreifen 18.9 R 34,  $m = 1587 \text{ kg}$ ,  $v = 25 \text{ km/h}$ ,  $p = 1,6 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .

## 6. Zusammenfassung

Die Beurteilung eines AS-Reifens hinsichtlich seiner fahrdynamischen Eigenschaften kann aufgrund der komplexen Verformungsvorgänge beim Abrollen bisher nur auf der Grundlage experimenteller Untersuchungen erfolgen.

Fahrbahn- und Prüfstandsversuche dienen zur Ermittlung der Zusammenhänge zwischen den dynamischen Eigenschaften und verschiedenen Betriebskenngrößen. Dabei wurde sowohl der Einfluß verschiedener Oberflächen auf die Reifenverformung nachgewiesen als auch die Validierung der Prüfstandsversuche anhand vergleichbarer Fahrbahnversuche durchgeführt.

Ein Flachbahnreifenprüfstand in Kombination mit einer Vorrichtung zur vertikalen Anregung ermöglicht die exakte Messung einer Vielzahl wichtiger Kenngrößen heutiger AS-Reifen im Geschwindigkeitsbereich von 0 bis 60 km/h und bietet damit die Möglichkeit, die Kenntnislücke bei der Beurteilung des Gesamtschwingungssystems Fahrzeug/Reifen zu schließen.

Es wurden für verschiedene AS-Reifen beispielhaft Federkennlinien, dynamische Feder- und Dämpfungskennwerte sowie Eigenschaften wie das Überrollverhalten und das Rundlaufverhalten ermittelt.

Generell sind die Federkennlinien von Radialreifen progressiv ansteigend. Im unmittelbaren Bereich der statischen Ruhelage ist jedoch eine Linearisierung möglich. Bei der Ermittlung der dynamischen Kennwerte Federsteifigkeit und Dämpfungsgrad hat sich das Verfahren mit der stochastischen Fahrbahnanregung als besonders geeignet erwiesen.

Mit den Kennfeldern der dynamischen Federsteifigkeit und des Dämpfungsgrades als Funktion des Reifeninnendrucks und der Fahrgeschwindigkeit liegen nun wichtige Informationen über die Betriebseigenschaften von AS-Reifen bis zu Rollgeschwindigkeiten von 50 km/h vor.

Sowohl das Überrollverhalten als auch das Rundlaufverhalten sind Eigenschaften, die bei hohen Geschwindigkeiten zunehmend an Bedeutung gewinnen und deshalb bei der Bewertung dynamischen Verhaltens berücksichtigt werden müssen. Dies gilt in entsprechender Weise auch für die grobstollige Reifenprofilierung als Erreger hochfrequenter Schwingungsformen.

Letztlich können mit dem Flachbahnreifenprüfstand Untersuchungen zum Rollwiderstand, zur Reifenerwärmung und zum dynamischen Rollradius durchgeführt und damit wichtige Informationen über die Betriebseigenschaften während des Abrollvorgangs gewonnen werden.

## 7. Ausblick

Das Konzept des Flachbahnreifenprüfstandes mit vertikaler Fahrbahnanregung ermöglicht die vergleichende Beurteilung heutiger AS-Reifen hinsichtlich verschiedenster Kenngrößen bzw. Kenngrößenverläufe. In der Zukunft werden vertiefte Erkenntnisse über das dynamische Reifenverhalten auch Aussagen für eine bessere Abstimmung des Systems Fahrzeug/Reifen ermöglichen.

„Äußere“ Einflußgrößen wie Fahrzeugrückwirkungen und Fahrbahnunebenheiten werden dabei genauso zu berücksichtigen sein wie „innere“ Einflußgrößen wie z.B. Radunrundheiten, innerer Reifenaufbau, Profilformen oder Reifenfüllungen.

Die Untersuchungen werden insbesondere im Hinblick auf die Simulation des dynamischen Reifen- und Fahrzeugverhaltens fortgesetzt.

## Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [ 1 ] • *Mitschke, M.*: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Band B. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1984.
- [ 2 ] *Jungerberg, H.*: Ein Beitrag zur experimentellen und numerischen Simulation von Traktorschwingungen. Diss. TU Berlin 1984.
- [ 3 ] *Göhlich, H., A. Kising u. H. Jungerberg*: Rechnergesteuerter Vier-Stempel-Fahr- und Schwingungsprüfstand für Traktoren und Maschinen. Der Versuchs- und Forschungsingenieur Jg. 19 (1986) S. 32/36.
- [ 4 ] *Kising, A. u. H. Göhlich*: Schwingungsverhalten rollender Reifen. Landtechnik Bd. 39 (1984) Nr. 10, S. 448/49.
- [ 5 ] *Sharon, I.*: Untersuchungen über Schwingungseigenschaften großvolumiger Niederdruckreifen. Diss. TU Berlin 1975.
- [ 6 ] *Göhlich, H. u. A. Kising*: Einfluß der Reifen auf die Fahrdynamik von Ackerschleppern. DFG-Bericht, TU Berlin 1987.
- [ 7 ] *Kising, A.*: Kennwertermittlung von AS-Reifen für höhere Fahrgeschwindigkeiten als Basis numerischer Simulation. Vortrag VDI-Tagung Landtechnik Oktober 1987.
- [ 8 ] *Kitzbach, H.D. u. H. Schrogl*: Dynamic behaviour of rolling tractor tires. International society of terrain vehicle systems. Proceedings, September 1987, S. 457/62.
- [ 9 ] *Lines, J.A.*: Ride vibration of agricultural tractors; transfer functions between the ground and the tractor body. Journ. agric. Engng. Res. Bd. 12 (1967) S. 81/91.
- [ 10 ] *Göhlich, H., F. Schütz u. H. Jungerberg*: Untersuchungen zum vertikalen Schwingungsverhalten von Ackerschleppern. Grndl. Landtechnik Bd. 34 (1984) Nr. 1, S. 13/18.
- [ 11 ] *Göhlich, H. u. A. Kising*: Flachbahnreifenprüfstand zur Kennwertermittlung von großvolumigen Traktor- und Baumaschinenreifen. TU-Forschung aktuell, 1987, S. 52/54.
- [ 12 ] *Kising, A.*: Flachbahnreifenprüfstand. Institutsinterne Broschüre zur Beschreibung der Funktion und Aufgabenbereiche des Prüfstandes. TU Berlin 1987.
- [ 13 ] • *Magnus, K.*: Schwingungen. Stuttgart: Teubner 1961.
- [ 14 ] • *Klotter, K.*: Technische Schwingungslehre. Teil A: Lineare Schwingungen. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1981.
- [ 15 ] • *Krämer, E.*: Maschinendynamik. Berlin, Heidelberg, New York, Tokio: Springer 1984.
- [ 16 ] *Senger, G.*: Über dynamische Radlasten beim Überrollen kurzweiliger Unebenheiten durch schwere Luftreifen. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik Heft 187, 1967.
- [ 17 ] • *Buschmann, H. u. P. Koeßler*: Handbuch für den Kraftfahrzeugingenieur. Stuttgart: Deutsche Verlags-Anstalt 1973.
- [ 18 ] • *Reimpell, J. u. P. Sponagel*: Fahrwerktechnik: Reifen und Räder. Würzburg: Vogel-Buchverlag 1986.
- [ 19 ] • *Clark, S.*: Mechanics of pneumatic tires. US. Government Printing Office, Washington D.C. 20402 1981.
- [ 20 ] *Hahn, F.*: Die Federungs- und Dämpfungseigenschaften von Luftreifen bei vertikaler Wechsellast. Diss. TH Hannover 1972.
- [ 21 ] *Gygax, P.*: Probleme bei der experimentellen Analyse des dynamischen Verhaltens nichtlinearer Strukturen. Kolloquium des SFB 121, TU Hannover 1987.