



# Vorlesung Fahrzeugmechanik (Kap. 3: Federn, Dämpfer,...)

Hochschule Ulm, WS 2017/18  
Theodor Großmann



# Vorlesungsinhalte Fahrzeugmechanik

---

## Kapitel:

1. Einführung Fahrzeugmechanik
2. Reifen
3. **Federn, Dämpfer,...**
4. Einmassenschwinger
5. Achsen
6. Lenkung
7. Regelsysteme
8. Längsdynamik
9. Luftwiderstand
10. Querdynamik
11. Vertikaldynamik&Strassen
12. Fahrzeugmodelle
13. Gesamtfahrzeug
14. menschliche Wahrnehmung /Sitze
15. Sleeping Policeman/Schlagloch
16. Fahrzeugentwicklung mit DPT



Zugstrebenlager



Fahrsclemellager



Getriebelager



Kardanwellenlager



Auspuffhalterung



Strebenlagerung



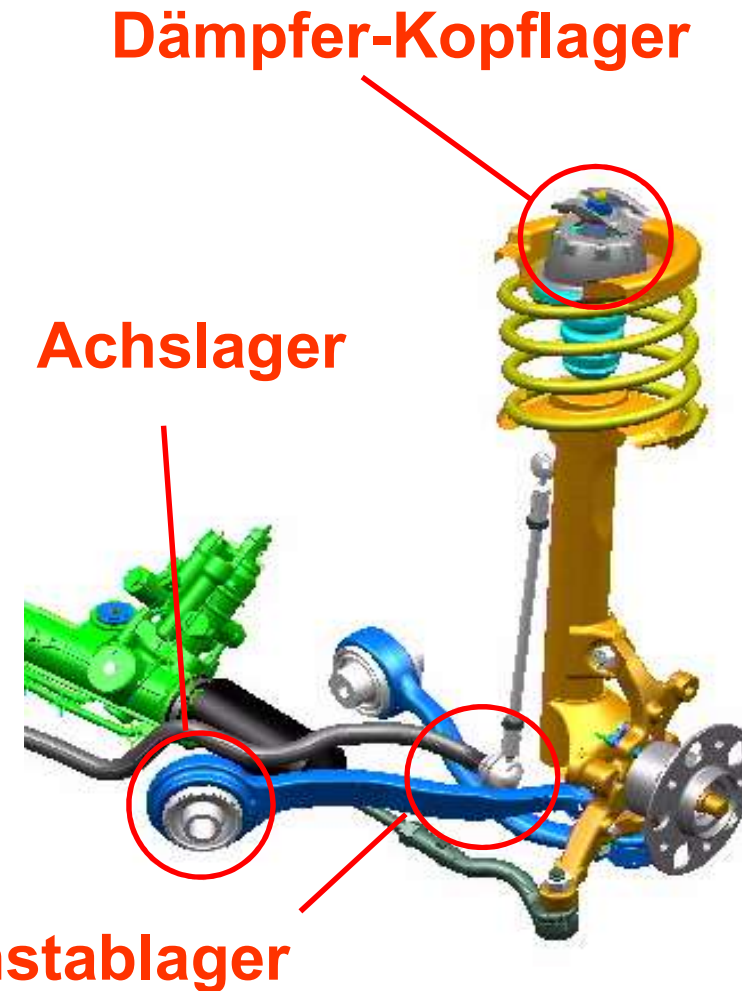
Drehstablagerung



# Gummilager

## Abbildung der Gummilager-Eigenschaften für die Simulation

- ▶ Detailliertes Gummilagermodell überall dort notwendig, wo amplituden- und frequenzabhängige Eigenschaften wichtig sind, z.B.
  - ▶ FE-Zeitbereich (Abtasten) über großen Frequenzbereich
  - ▶ MKS-Lastkollektivsimulation
- ▶ Anspruch: minimales Modell und einfache Parametrierung
- ▶ Anforderungen an Eigenschaften der Komponentenmodelle steigen mit Leistungsfähigkeit der Soft- und Hardware





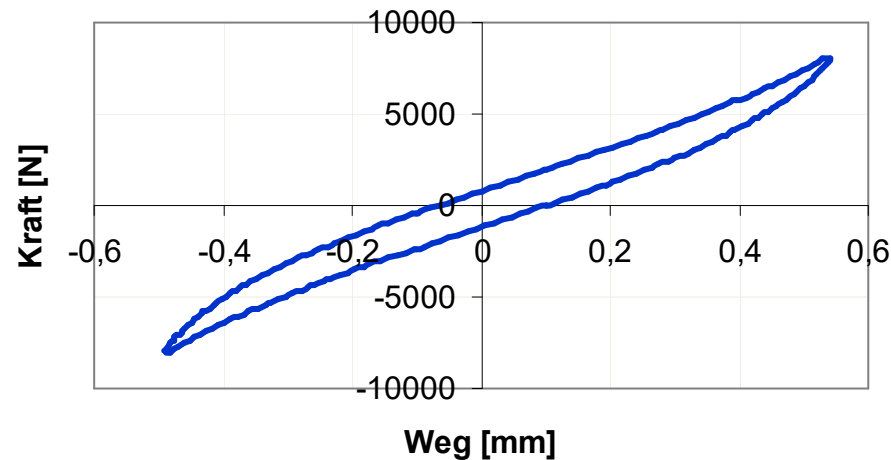
### Statische Vermessung

- Langsames Dreiecks- oder Sinussignal

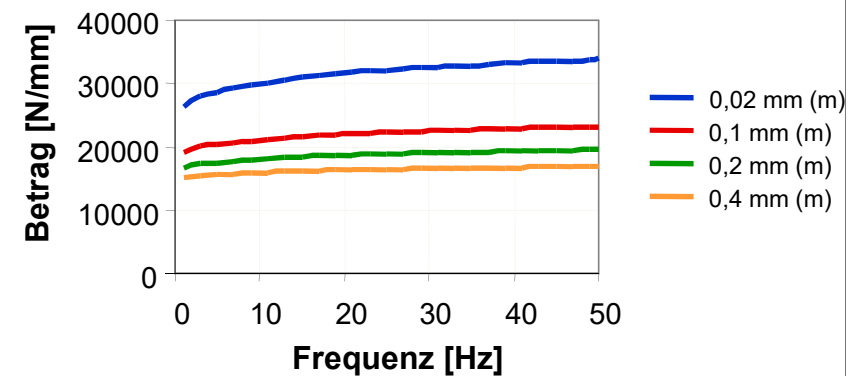
### Dynamische Vermessung

- Frequenzsweeps mit verschiedenen Amplituden → frequenzbewertet

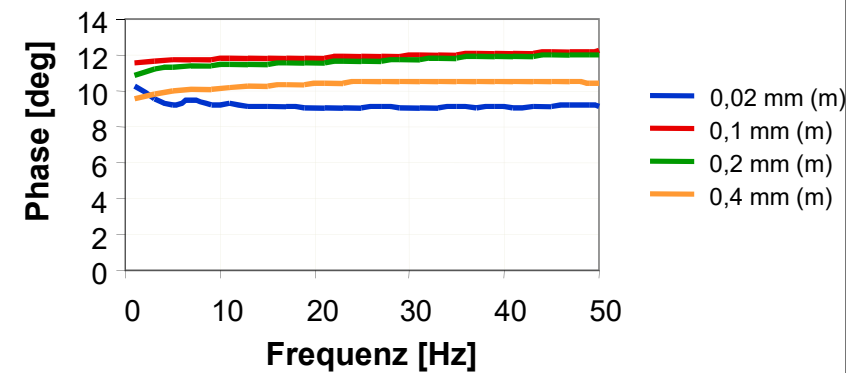
### Statische Messungen

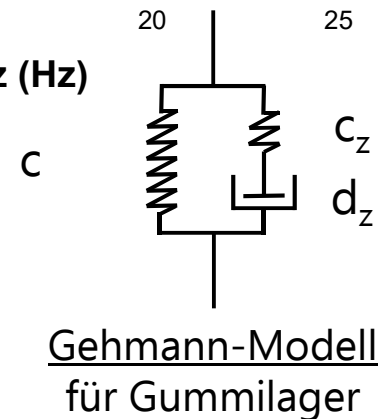
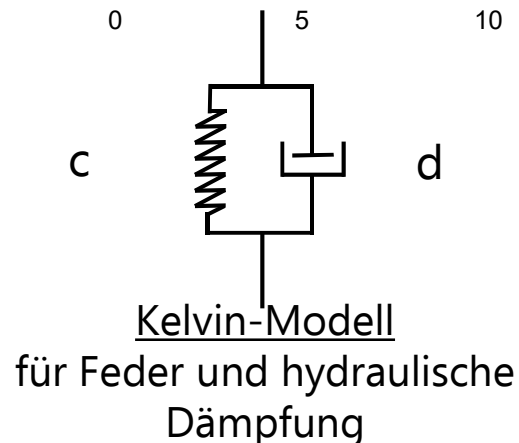
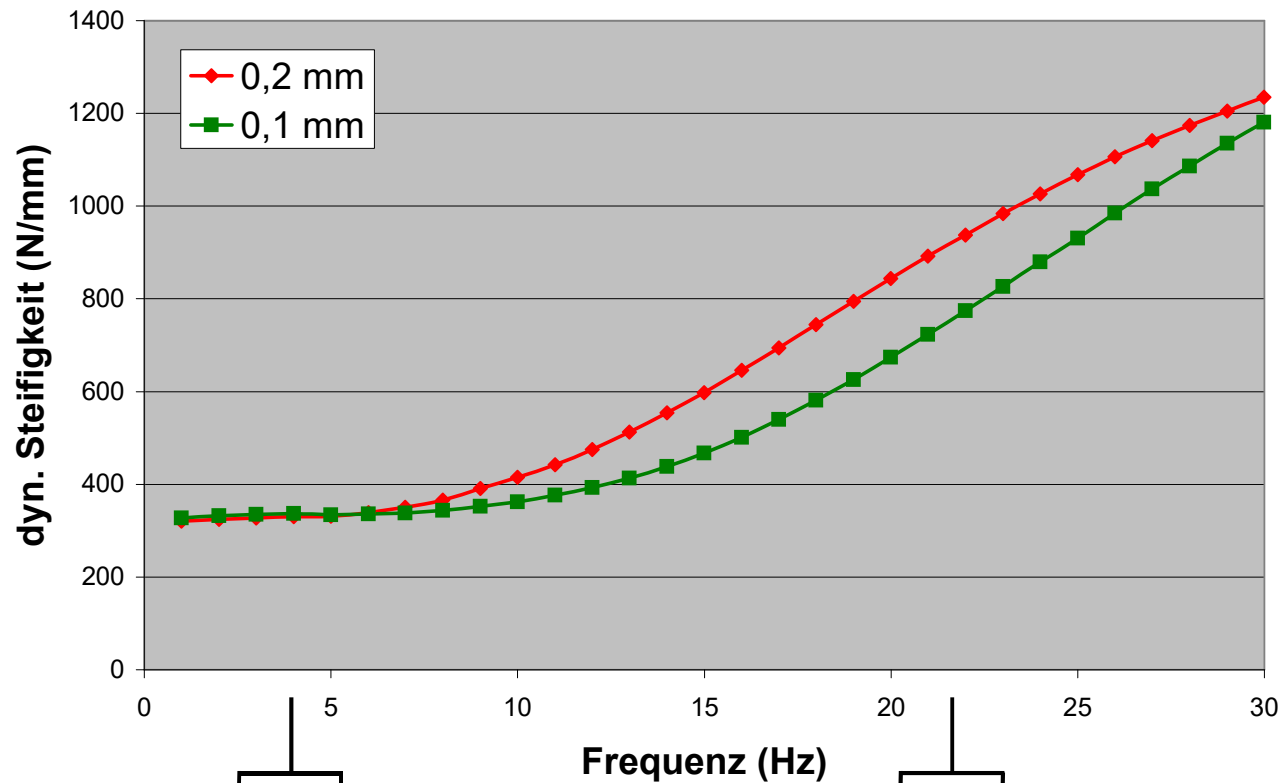


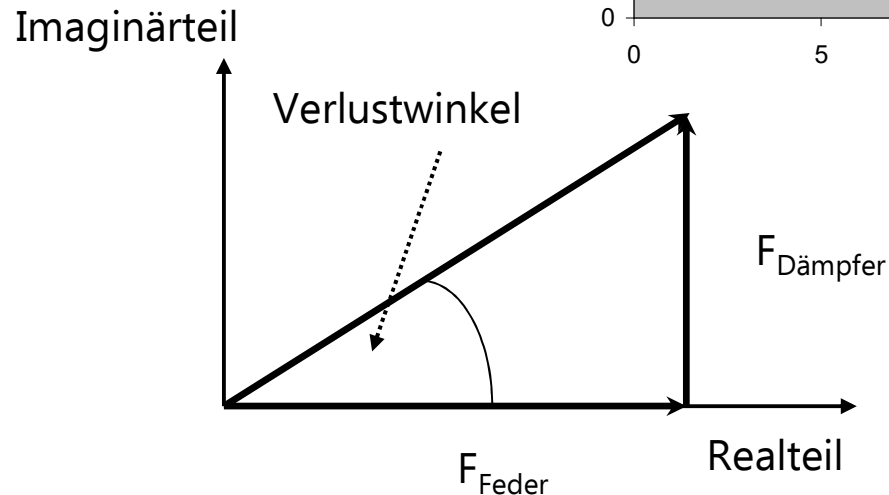
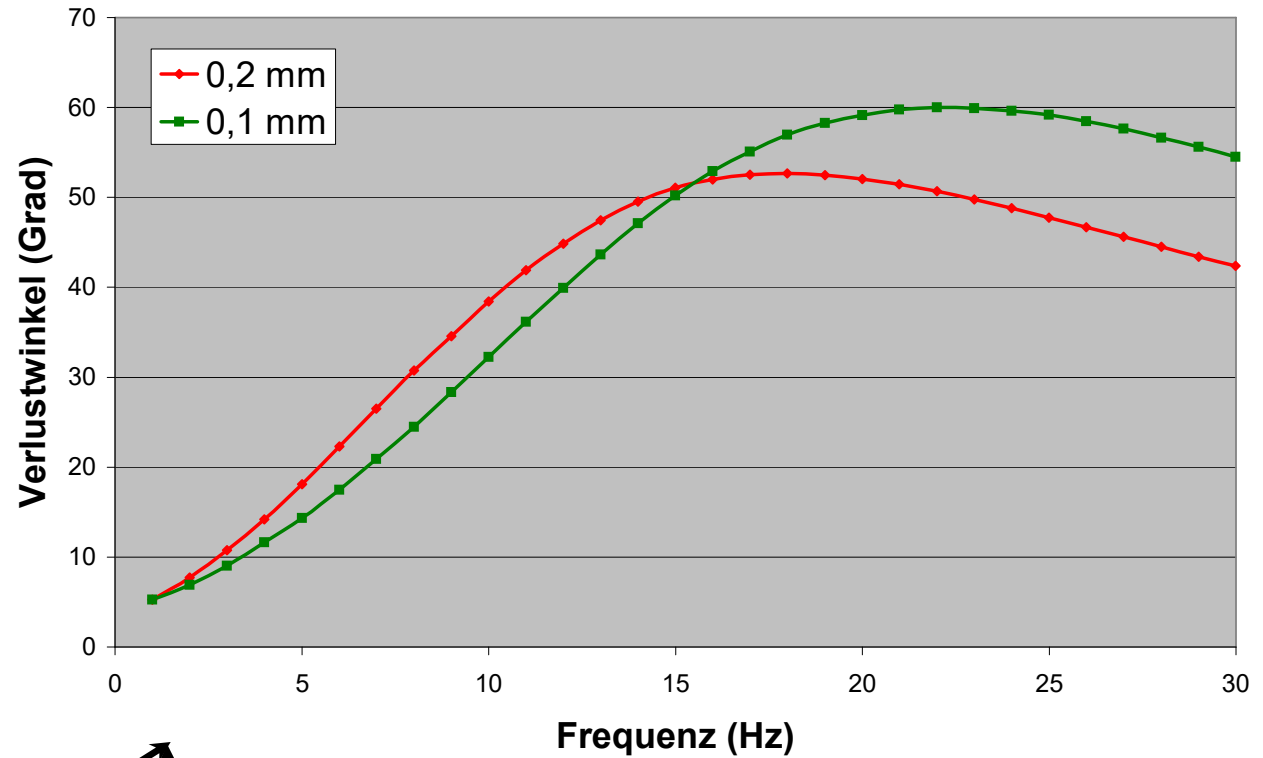
### Steifigkeit



### Verlustwinkel









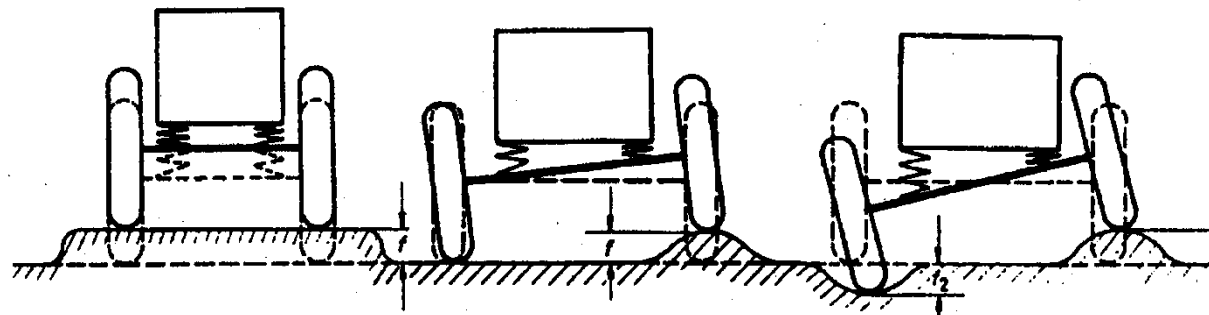


# Feder/Dämpfer

## Federung und Dämpfung

Die Räder einer Achse können bezüglich des Fahrzeugaufbaus gleich-, wechsel- oder einseitig aus- bzw. einfedern.

Einfederungsarten einer Achse



Die Federrate bei gleichzeitiger Federung dient zur Abstimmung des Fahrkomforts. Die beim Ein- und Ausfedern schwingenden Massen werden unterteilt in die aufbaufedernde und die reifenfedernde (ungefedernde) Masse.

Die Schwingungsfrequenzen und -amplituden des Aufbaus und des Rades eines Fahrzeugs sind bei gegebener Anregung abhängig von der Federungs- und Dämpfungscharakteristik.

Die konstruktive Auslegung der Fahrzeugfederung und -dämpfung sowie die Abstimmung einzelner Parameter aufeinander für Fahrkomfort und Fahrsicherheit wichtig.



# Feder/Dämpfer

## Aufbaufedern

Unter Aufbaufedern werden hier die Teile der Radaufhängungen von Kraftfahrzeugen behandelt, die bei einer elastischen Verformung Rückstellkräfte liefert.

Die wichtigsten Arten von Aufbaufedern sind:

• Blattfeder

• Torsionsfeder

• Schraubenfeder

• Gasfeder.

Weitere Komponenten hierzu sind:

• Gummilager

• Puffer

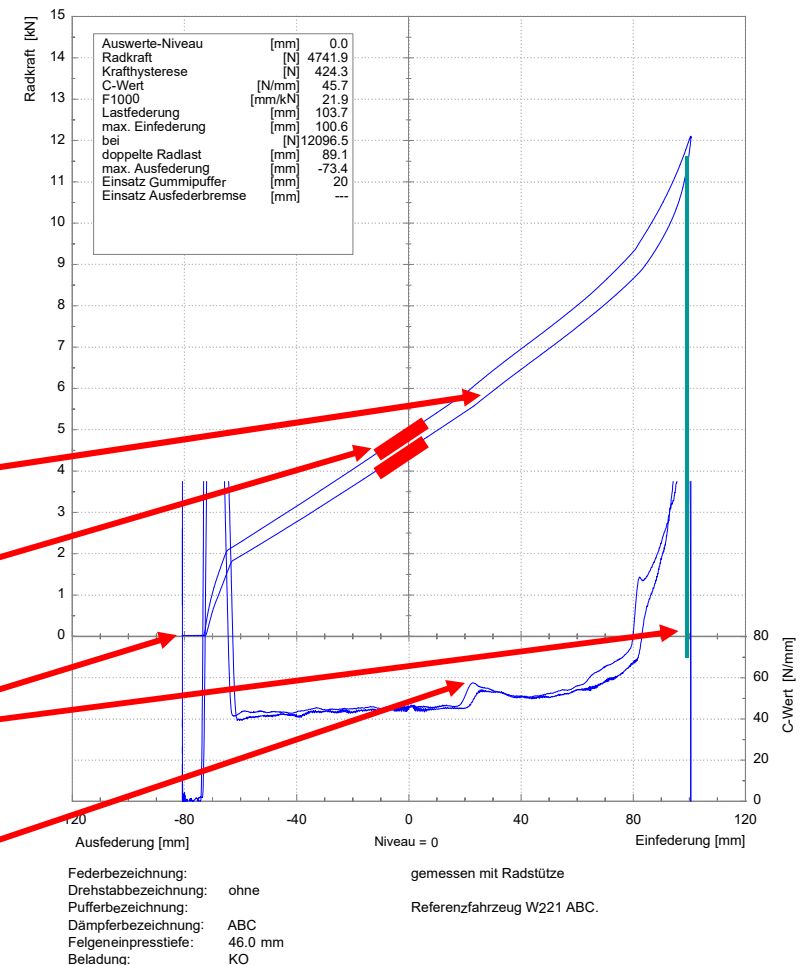
• Zuganschlagfeder

Achsreibung,  
Hysterese

Federsteifigkeit  
der Achse

Maximale Ein- und  
Ausfederwege

Puffereinsatz

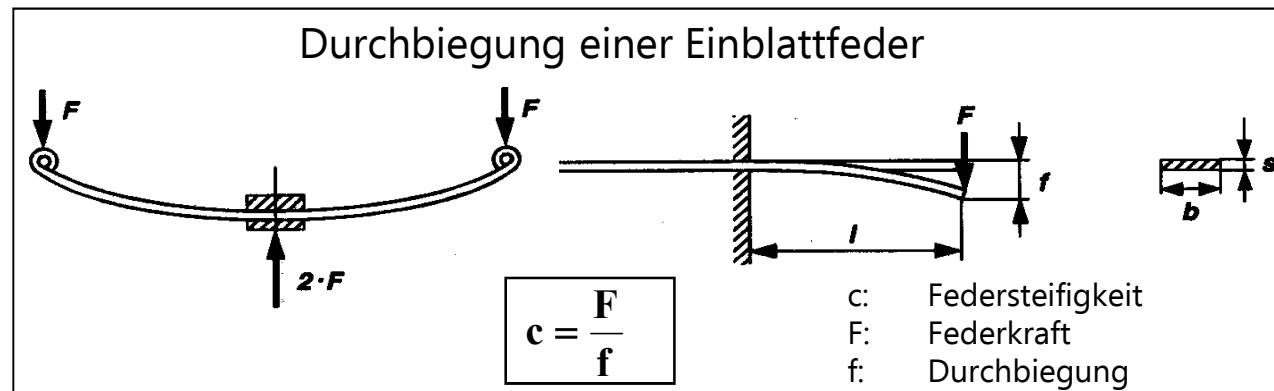




# Feder/Dämpfer

## Aufbaufedern: Blattfedern

- Blattfedern stellen die klassischen Federform dar.
- In Verbindung mit Starrachsen finden konventionelle Blattfedern heute nur noch bei wenigen PKW-Typen (Kombiwagenhinterachsen, Geländewagen) Verbindung.
- Bei LKW ist diese Art der Achsführung und Abfederung nach wie vor an Vorder- und Hinterachse die Standardlösungen.
- Die Federkennlinie der Blattfeder ist (ohne spezielle Maßnahmen) linear. Durch weitere Federblätter, die erst bei höherer Federkraft wirksam werden, wird die Federkraft nichtlinear.



Für die Durchbiegung eines einseitigen eingespannten Biegebalken gilt:

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot J}$$

l: Länge des Biegebalkens  
E: E-Modul  
J: Flächenträgheitsmoment

Für das Flächenträgheitsmoment eines Rechteckquerschnittes gilt:

$$J = \frac{b \cdot s^3}{12}$$

b: Balkenbreite  
s: Balkenhöhe



# Feder/Dämpfer

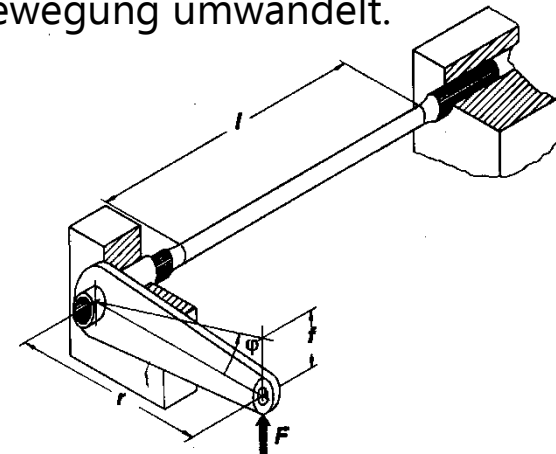
## Aufbaufedern: Drehstabfedern

Drehstab- oder Torsionsstabfedern sind gerade oder auch gekrümmte Stäbe aus Federstahl, die vorwiegend auf Torsion beansprucht werden.

Die Stäbe werden an einem Ende fest eingespannt und am anderen drehbar gelagert, so dass der Schaft durch ein in Richtung seiner Achse wirkendes Moment elastisch verdreht werden kann. Damit keine plastischen Verformung am Drehstab auftreten, muß der Drehstab eine gewisse Länge aufweisen.

Für die Verwendung von Drehstäben als Kraftfahrzeugtragfedern wird die elastische Verdrehung des Torsionsstabes mit Hilfe einer Kurbel, die auf dem drehbar gelagerten Stabende sitzt und Torsionsmoment aufbringt, in eine Hubbewegung umwandelt.

Kurbelmechanismus der Drehstabfederung



Als Kurbelarm dienen die Lenker der Achs- bzw. Radaufhängung.



# Feder/Dämpfer

## Aufbaufedern: Drehstabfedern

Für die Verdrehsteifigkeit  $c_{\text{tor}}$  eines geraden Drehstabes gilt:

$$c_{\text{tor}} = \frac{M_t}{\varphi}$$

$c_{\text{tor}}$ : Verdrehsteifigkeit  
 $M_t$ : Torsionsmoment  
 $\varphi$ : Verdrehwinkel

Zwischen  $\varphi$  und  $M_t$  eines Drehstabes mit kreisförmigem Querschnitt besteht der Zusammenhang:

$$\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot J_p}$$

$G$ : Schubmodul  
 $l$ : Stablänge  
 $J_p$ : polares Flächenträgheitsmoment

Für das Flächenträgheitsmoment eines Vollstabes mit Kreisquerschnitt gilt:

$$J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

$d$ : Stabdurchmesser

Damit folgt für die Verdrehsteifigkeit  $c_{\text{tor}}$ :

$$c_{\text{tor}} = \frac{G}{l} \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

Damit gilt für die Federsteifigkeit  $c$  (bezogen auf das Kurbelende):

$$\left. \begin{array}{l} \Delta f_w \approx r \cdot \Delta \varphi \\ \Delta F \approx \frac{1}{r} \cdot \Delta M_t \end{array} \right\} c = \frac{\Delta F}{\Delta f_w} = \frac{1}{r^2} \cdot c_{\text{tor}}$$

$F$ : Federkraft  
 $C$ : Federsteifigkeit  
 $r$ : Hebelarm  
 $f_w$ : Federweg

Die in PKW gebräuchlichste Feder ist die Schraubenfeder. Für die Federsteifigkeit allgemein gilt:

$$c = \frac{\Delta F}{\Delta f_w}$$

F: Federkraft  
C: Federsteifigkeit  
 $f_w$ : Federweg

Die Federmaterial der Schraubenfeder wird überwiegend auf Torsion beansprucht. Sie kann als schraubenförmig gewickelter Drehstab aufgefaßt werden.

Nimmt man als Hebelarm  $r$ , mit dem die Federkraft an dem gewickelten Drehstab angreift, den halben Windungsdurchmesser  $D/2$  der Schraubenfeder an, so gilt für die Federsteifigkeit nach den Drehstabgleichungen:

$$c \approx \frac{4}{D^2} \cdot c_{\text{tor}} \quad \text{mit} \quad c_{\text{tor}} = \frac{G}{l} \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad D: \text{Windungsdurchmesser}$$

Für die Gesamtlänge  $l$  des aufgewickelten Drehstabes gilt näherungsweise:

$$l \approx i \cdot \pi \cdot D \quad i: \text{Anzahl der Windungen}$$

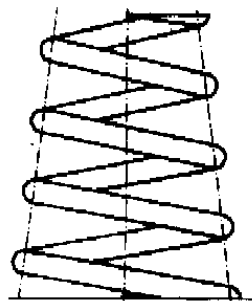
Damit erhält man für die Federsteifigkeit einer zylinderischen Schraubenfeder mit kreisförmigem Drahtquerschnitt:

$$c \approx \frac{G \cdot d^4}{i \cdot 8 \cdot D^3}$$

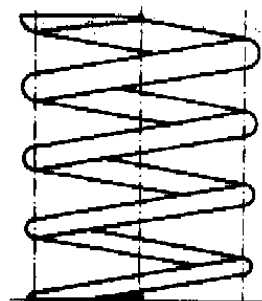


Die eigentlich lineare Kennlinie der Schraubenfeder lässt sich durch veränderlichen Gesamtdurchmesser, Drahtstärke und Steigung in eine progressive Kennlinie überführen

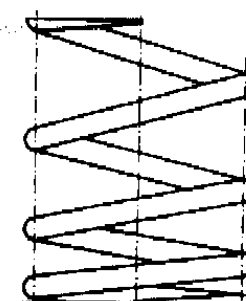
### Progressive Schraubenfeder



Veränderlicher  
Windungs-  
Durchmesser

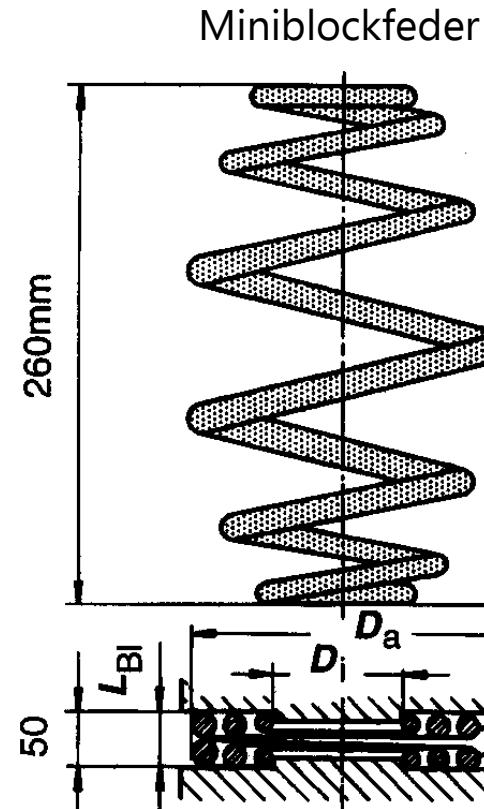


Veränderlicher  
Draht-  
stärke



Veränderlicher  
Windungs-  
Abstand

Die Kombination aller drei Maßnahmen:  
• überänderlicher Durchmesser  
• überänderlicher Drahtstärke  
• überänderlicher Windungsabstand  
führt zur sog. Miniblockfeder.



Die Miniblockfeder weist neben ihrer Progressivität auch noch den Vorteil einer extrem niedrigen Bauhöhe auf, da sich die Windungen beim Zusammendrücken teilweise ineinander legen.

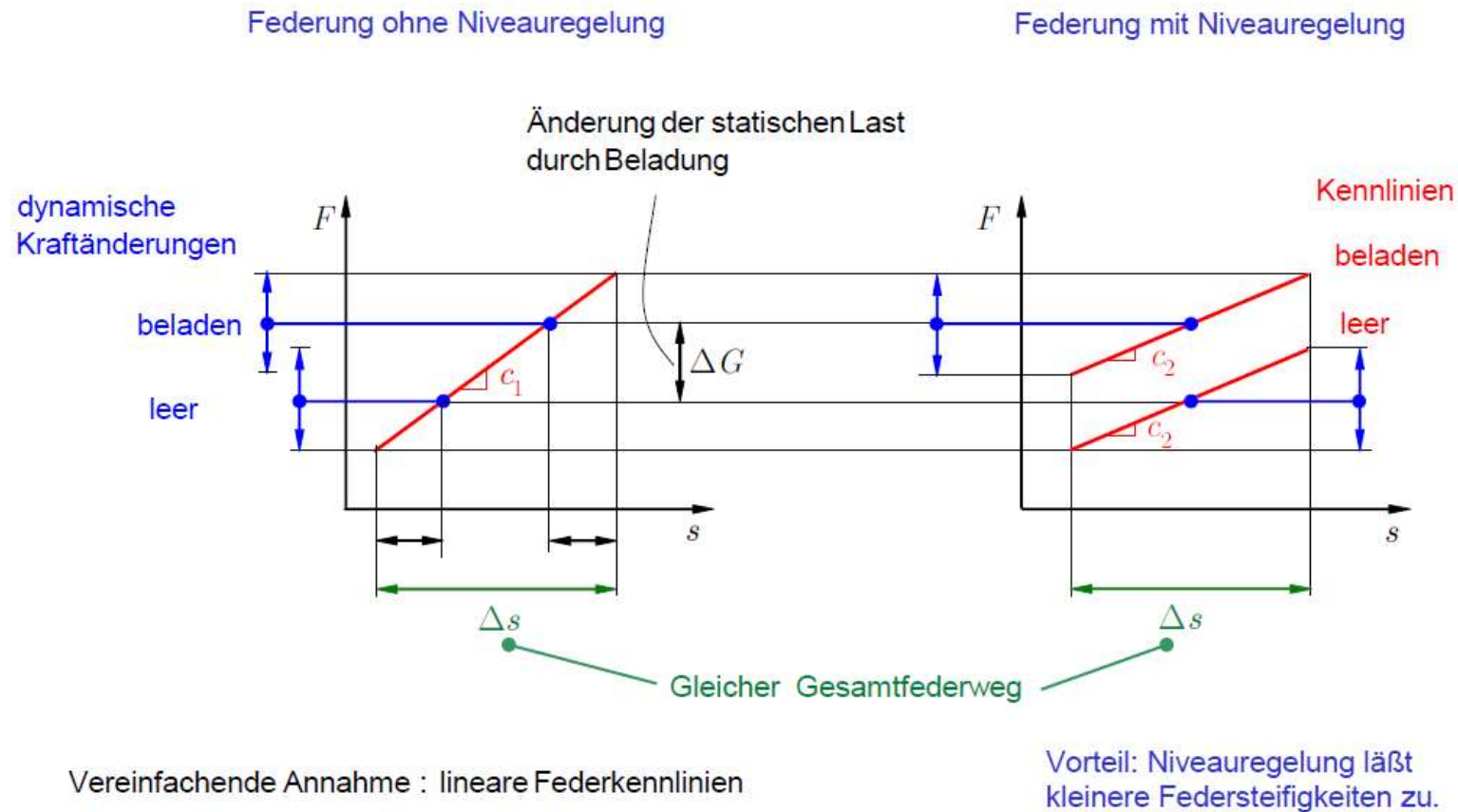
Eine Progressivität der Federung kann auch durch entsprechende Auslegung der Radaufhängungskinematik erzielt werden.





# Feder/Dämpfer

## Aufbaufedern



Zur Auslegung der Federwege bei Stahl- und Luftfedern



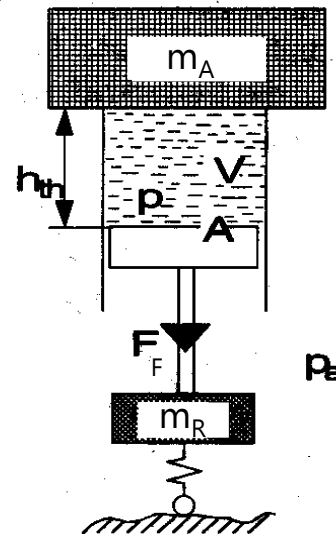
# Feder/Dämpfer

## Aufbaufedern: Gasfeder

Bei den bisher betrachteten Federn war das federnde Medium festes Material  
 Die Federarbeit wurde durch eine Formänderung aufgenommen.

Bei Gasfeder ist das federnde Medium gasförmig  
 Die Federarbeit wird durch eine Volumenänderung aufgenommen.

### Kolben-Zylinder-Gasfeder



- $h_{th}$ : charakteristische Kenngröße
- $V$ : Arbeitsvolumen
- $A$ : wirksamer Fläche
- $m_A$ : Aufbaumasse
- $m_R$ : Radmasse
- $p$ : Gasdruck
- $p_a$ : Umgebungsdruck
- $F_F$ : Federkraft

Für die charakteristische Kenngröße  $h_{th}$  gilt:  $h_{th} = \frac{V}{A}$

Die Federkraft ergibt sich zu:

$$F_F = (p - p_a) \cdot A$$

Da im Allgemeinen  $p \gg p_a$ :

$$F_F = p \cdot A$$



# Feder/Dämpfer

## Aufbaufedern: Gasfedern

Für die Federsteifigkeit gilt dann:

$$c(f) = \frac{dF_F}{df} = p \cdot \frac{dA}{df} + A \cdot \frac{dp}{df}$$

Unter Berücksichtigung der Gasgleichung:

$$p \cdot v^n = \text{const.}$$

n: Polytropenexponent  
 =1 isotherm (langsame Federbewegung)  
 =1.4 adiabat (schnelle Federbewegung)

$$\frac{dp}{dV} = -n \cdot \frac{p}{V}$$

mit  $dV = -A \cdot df$  gilt:  $\frac{dp}{df} = n \cdot A \cdot \frac{p}{V}$

Eingesetzt in die obere Gleichung gilt:

$$c(f) = p \cdot \frac{dA}{df} + n \cdot A \cdot p \cdot \frac{1}{h_{th}} \quad \text{mit} \quad h_{th} = \frac{V}{A}$$

Der erste Term gibt an, dass die Kontur der Kolbenfläche die Federsteifigkeit ändert. Dies wird zur Gestaltung einer nichtlinearen Federkennlinie oft eingesetzt.

Der zweite Term gibt die Auswirkung der Thermodynamik an.

Damit erklärt sich auch der Index von h; th steht für „theoretisch“. Dieser Term wird im Folgenden vernachlässigt.

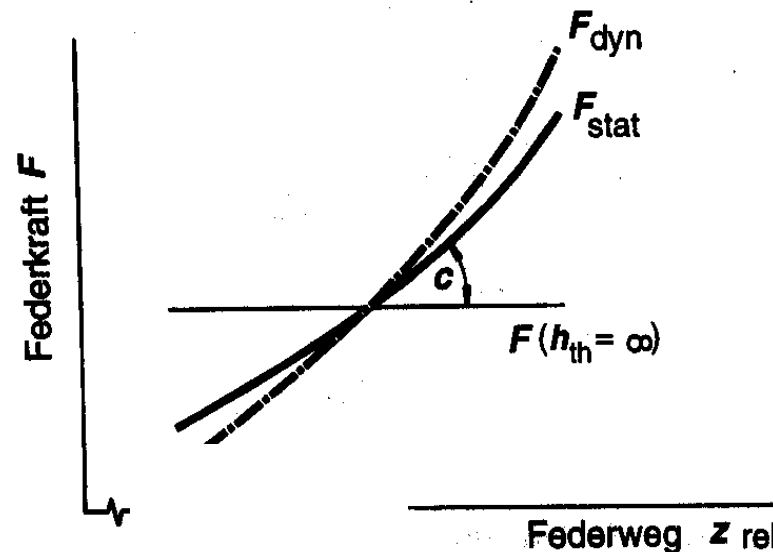


# Feder/Dämpfer

## Aufbaufedern: Gasfedern

Der Polytropenexponent liegt dabei zwischen 1 (isotherm) und 1.4 (adiabat).  
Nachfolgendes Bild zeigt, wie sich bei endlichem  $h_{th}$  die Federkraft bei quasistatischer ( $F_{stat}$ ) und dynamische Bewegung ( $F_{dyn}$ ) ändert.

### Federkraft in Abhängigkeit von Einfederung einer Gasfeder



Das Verhältnis von Änderung der Federkraft zu Änderung des Weges gibt die Größe der Federsteifigkeit  $c$  an.

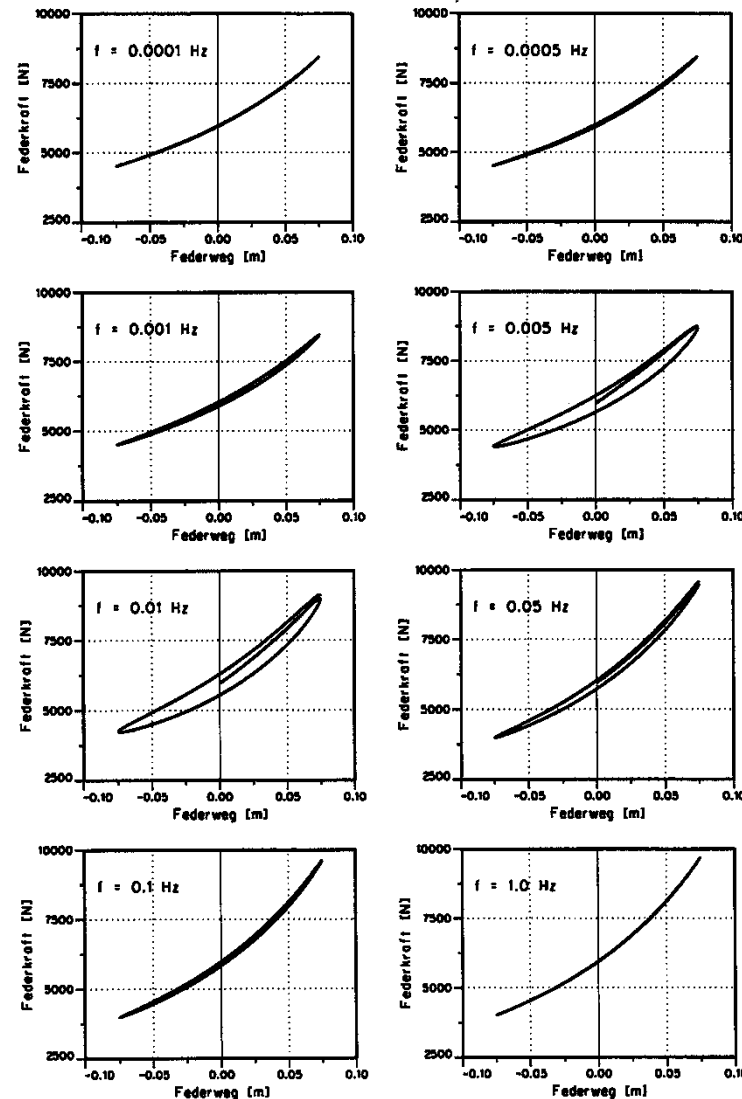
Zum Vergleich ist eine Linie  $h_{th} = \infty$ , d.h.  $c = 0$  eingetragen. Eine geringere Federsteifigkeit (d.h. niedrige Eigenfrequenz) erfordert ein großes  $h_{th}$ , also ein großes Federvolumen.



# Feder/Dämpfer

## Aufbaufedern: Gasfedern

Kraft-Weg-Kennungen bei  
verschiedenen  
Umlauffrequenzen und  
konstantem Wärmedurchgangs-  
koeffizienten von 1W/K

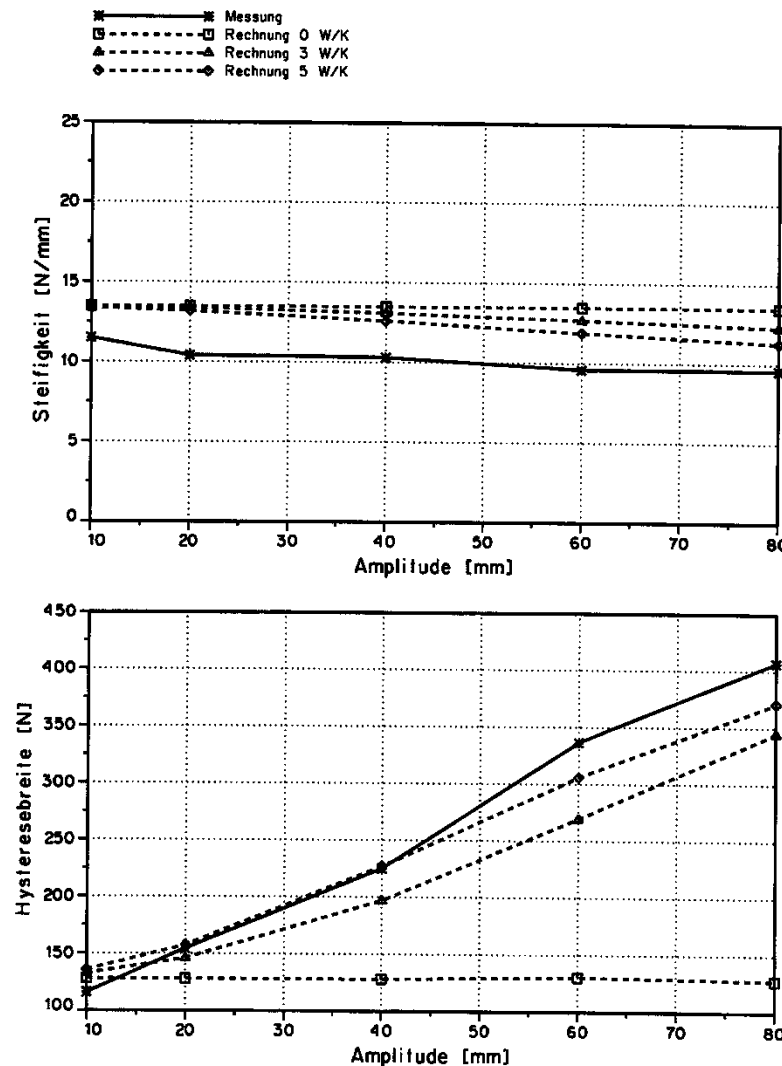




# Feder/Dämpfer

## Aufbaufedern: Gasfedern

Vergleich Luftfedermessung und  
Luftfedersimulationsergebnisse  
bei Beladung der Bauteile von  
6 kN in KO-Lage





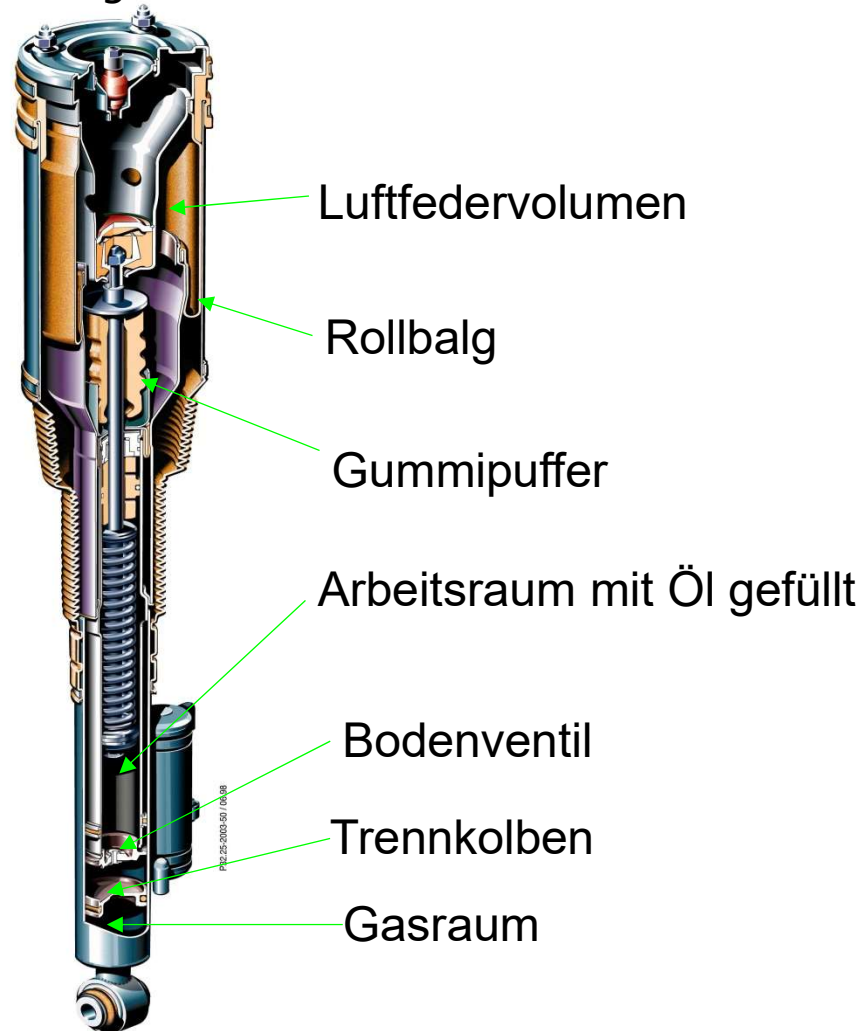
# Feder/Dämpfer

## Beispiel einer Gasfeder

Luftfederung S-Klasse-HA

Feder

Dämpfer





# Feder/Dämpfer

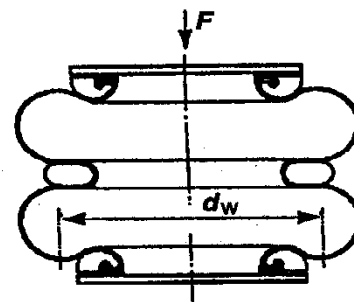
## Gasfedern: Balg-Feder

Es bestehen zwei Arten der Bauformen von Balg-Gasfedern:

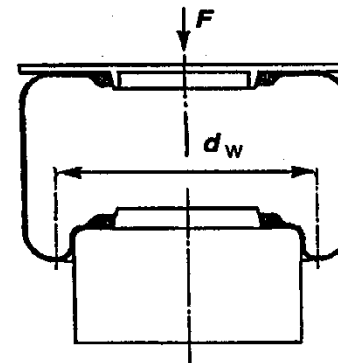
• Gasfeder mit Faltenbalg

• Gasfeder mit Rollbalg

Balg-Gasfeder



Faltenbalg



Rollbalg

$d_w$  wirksamer Durchmesser

Die Gasfederbälge bestehen aus mit Textilgewebe verstärktem Gummimaterial.

Die Fläche, über die der in der Luftfeder vorhandene Überdruck als Kraft auf das Fahrzeug wirkt, wird als wirksame Fläche  $A_w$  bezeichnet.





# Feder/Dämpfer

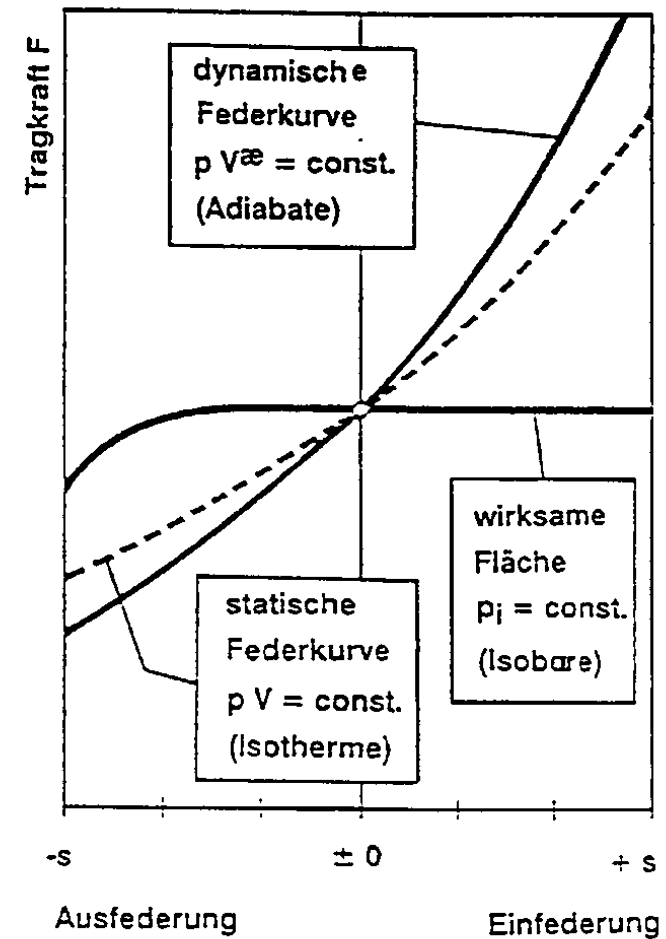
## Luftfedern

Federwert:  $c = \frac{dF}{ds}$

$$c = p_i \frac{dA_w}{ds} + A_w \frac{dp_i}{ds}$$

dynamisch:  $c_{dyn} = 10 \left[ p_i \frac{dA_w}{ds} + \alpha (p_a + p_i) \frac{A_w^2}{V} \right]$

statisch:  $c_{stat} = 10 \left[ p_i \frac{dA_w}{ds} + (p_a + p_i) \frac{A_w^2}{V} \right]$



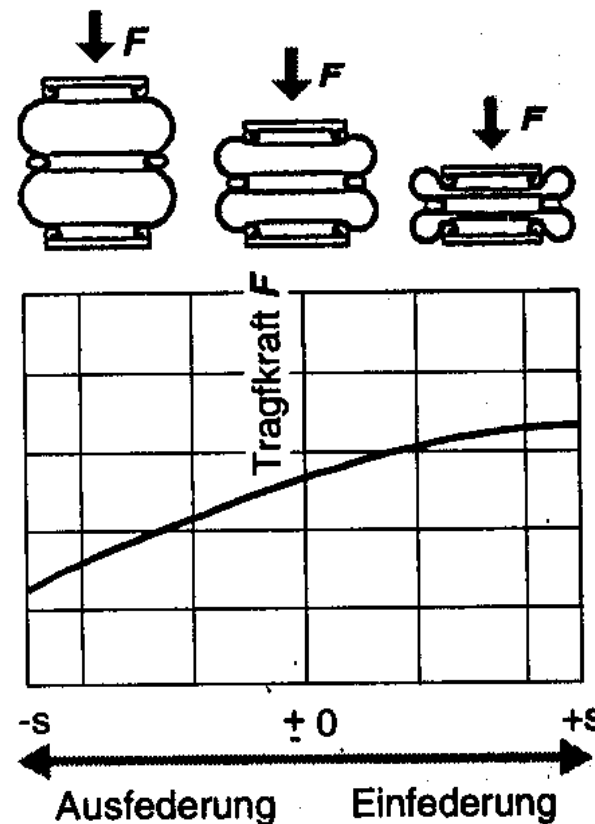


# Feder/Dämpfer

## Gasfedern: Balg-Feder

Die Tragkraft der Feder wird aus dem Produkt von Überdruck und wirksamer Fläche bestimmt. Beim Faltenbalg steigt die wirksame Fläche  $A$  mit der Einfederung an.

Kennlinie der Tragkraft der Gasfeder mit Faltenbalg  
für isobare Zustände ( $p = \text{konstant}$ )



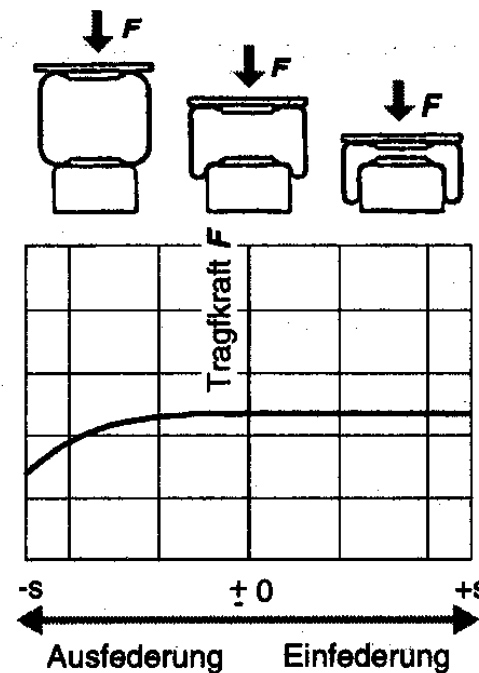


# Feder/Dämpfer

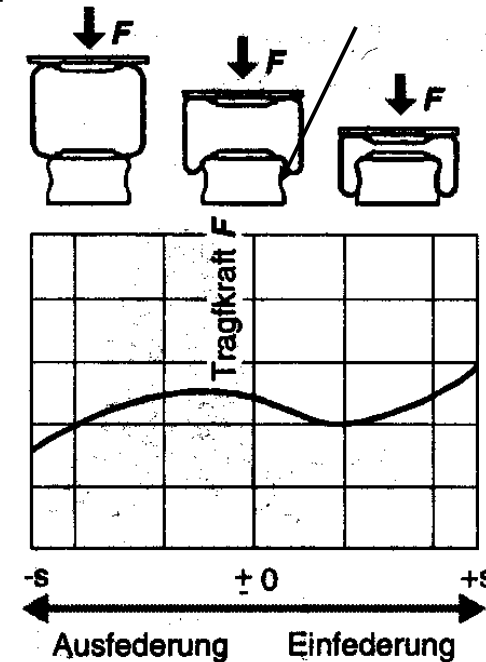
## Gasfedern: Balg-Feder

Insbesondere beim Rollbalg ist hier die Möglichkeit einer gezielten Einflussnahme gegeben, da die wirksame Fläche durch die Außenkontur des Kolbens (Abrollstempel) vorgegeben wird:

Kennlinie der Tragkraft der Gasfeder mit Rollbalg  
für isobare Zustände ( $p = \text{konstant}$ )



Spezielle Kontur für den Rollbalg





# Feder/Dämpfer

## Gasfedern: Balg-Feder

Gasfedern ermöglichen eine Niveauregulierung des Fahrzeugaufbaus bei zusätzl. Beladung.

Die Federzusammendrückung durch eine statische Last wird hier durch Zupumpen von Gas ausgeglichen. Die theoretische Federlänge  $h_{th}$  bleibt also konstant.

Merkmal der Balg- Gasfeder mit pneumatischer Niveauregulierung ist:

$$\text{Gasvolumen} = \text{const.}$$

Damit gilt für  $h_{th}$ :

$$h_{th} = \text{const.}$$

Damit ist die Federsteifigkeit direkt proportional zum Innendruck bzw. der Achslast:

$$c(f) = A \cdot n \cdot p(f) \cdot \frac{1}{h_{th}}$$

Die Federsteifigkeit ist in diesem Fall zur Federbelastung direkt proportional:

$$\frac{c_{bel}}{c_{leer}} = \frac{F_{bel}}{F_{leer}} = \frac{m_{bel}}{m_{leer}}$$

Vorteile:

• Die Eigenfrequenz der Aufbauschwingungen ändern sich hier beim Beladen also nicht ( $h_{th} = \text{const.} \Rightarrow \omega_e = \text{const.}$ ).

• Die Beladungshöhe bzw. die Radausschnitte bleiben konstant.

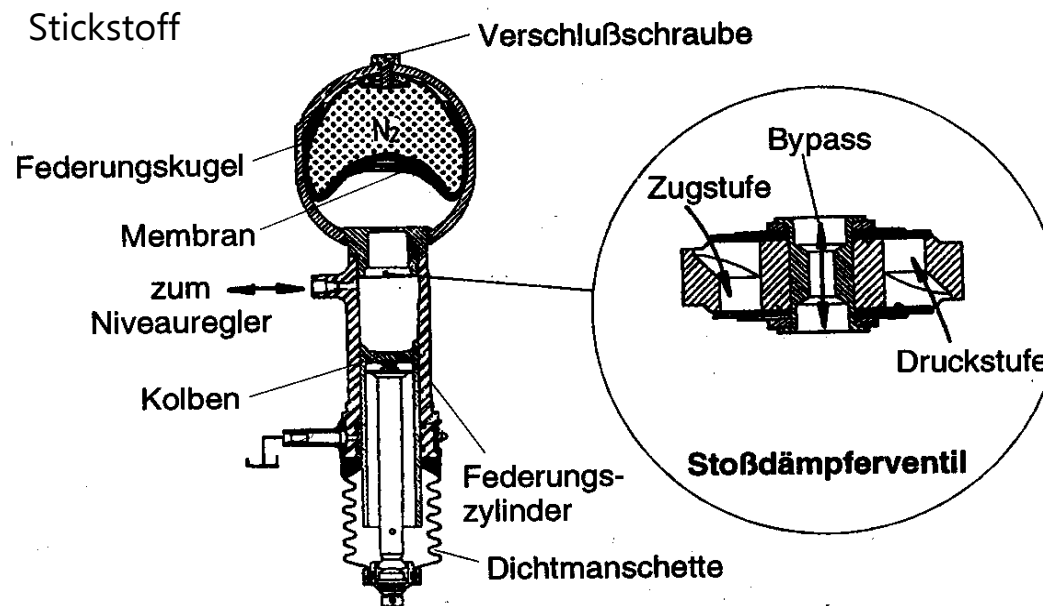


# Feder/Dämpfer

## Gasfedern: Hydropneumatische Feder

Hydropneumatische Feder werden in verschiedenen Pkw-Typen eingesetzt.

### Hydropneumatische Feder



Die Federkraft wird von dem Kolben zunächst auf ein Fluid und dann auf ein Gas übertragen. Fluid und Gas sind durch eine undurchlässige Gummi-Membran voneinander getrennt.

Erst die Zwischenschaltung des Fluids gestattet eine weitgehend verschleißfreie und reibungsarme Abdichtung zwischen Kolben und Zylinder. Außerdem ist damit die Möglichkeit gegeben, das Federelement mit einer integrierten hydraulischen Dämpfung und einer hydraulischen Niveauregelung zu versehen.



# Feder/Dämpfer

## Gasfedern: Hydropneumatische Feder

Merkmal der hydropneumatische Gasfeder mit Niveauregulierung ist:

$$\textit{Gasgewicht} = \textit{const.}$$

Die beim Beladen erfolgte Einfederung wird bei hydropneumatischen Federn nur durch Zupumpen eines Fluids ausgeglichen.

Für die theoretische Federlänge gilt:

$$\mathbf{h_{th} \approx h_{th1} - \Delta f} \quad (\mathbf{A \approx const.})$$

Beim Wechsel des Betriebspunktes einer Gasfeder ist  $n=1$  zu setzen. Die Gasgleichung vereinfacht sich damit zu:

$$\mathbf{p_1 \cdot v_1 = p \cdot v} \quad \text{für } \mathbf{A = const.} \Rightarrow \boxed{\mathbf{p_1 \cdot h_{th1} = p \cdot (h_{th1} - \Delta f)}}$$

Aus  $\mathbf{c(f) = A \cdot n \cdot p \cdot \frac{1}{h_{th}}}$  folgt mit  $\mathbf{h_{th} = \frac{p_1 \cdot h_{th,1}}{p}}$  für die hydropneum.

Federsteifigkeit:  $\mathbf{c(f) \approx A \cdot n \cdot p^2(f) \cdot \frac{1}{h_{th1} \cdot p_1}}$

Die Federsteifigkeit nimmt also quadratisch mit der Federbelastung zu, es gilt:

$$\frac{\mathbf{c_{bel}}}{\mathbf{c_{leer}}} > \frac{\mathbf{F_{bel}}}{\mathbf{F_{leer}}} = \frac{\mathbf{m_{bel}}}{\mathbf{m_{leer}}}$$

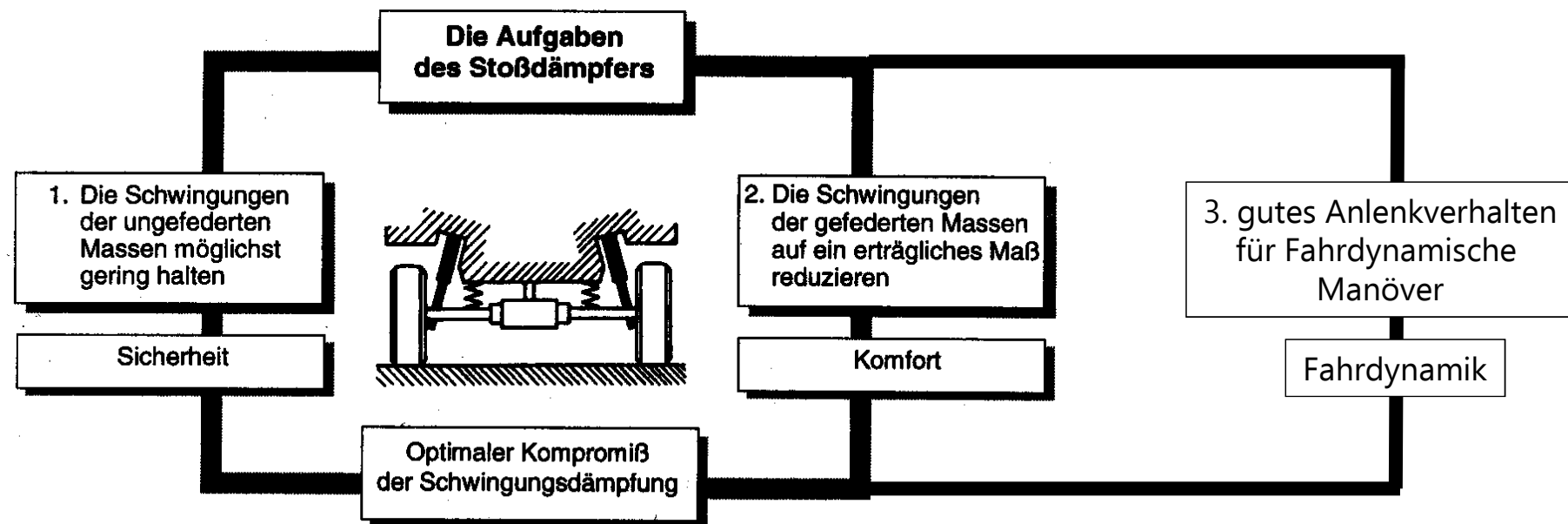


# Feder/Dämpfer

## Schwingungsdämpfer

Schwingungsdämpfer dienen sowohl dazu, die Fahrsicherheit eines Fahrzeugs zu gewährleisten, als auch dazu, den Fahrkomfort zu optimieren.

### Aufgaben des Stoßdämpfers



Ein zufriedenstellender Fahrkomfort erfordert zwar einerseits, dass die Amplituden der Aufbauschwingungen klein sind, andererseits aber auch, dass die Aufbaubeschleunigungen, die auch von den Dämpferkräften verursacht werden, möglichst gering sind, also eine eher schwache Dämpfung. Ebenfalls muss ein gutes Anlenkverhalten gewährleistet sein.

Bei der Dämpferauslegung ist daher ein optimaler Kompromiss zwischen harter Sicherheitsdämpfung und weicher Komfortdämpfung sowie einer guten fahrdynamischen Abstimmung anzustreben.

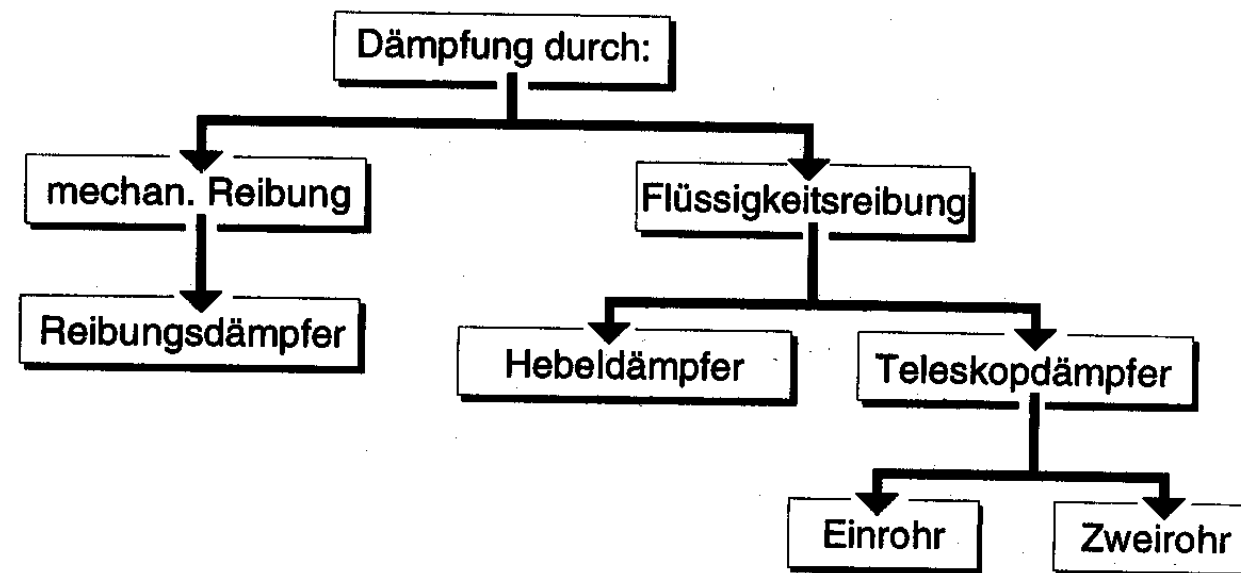


# Feder/Dämpfer

## Schwingungsdämpfer

Schwingungsdämpfer oder auch Stoßdämpfer unterscheiden sich grundsätzlich durch die Art der Reibung, die die Umwandlung von Schwingungsenergie in Wärme bewirkt.

### Verschiedene Stoßdämpferarten







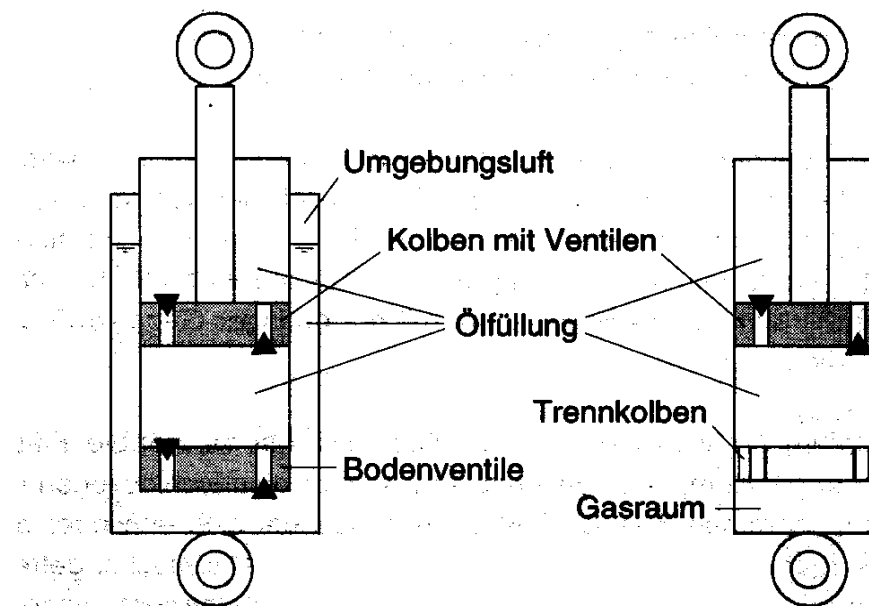
# Feder/Dämpfer

## Schwingungsdämpfer

Bei den Teleskopdämpfern unterscheidet man nach Zweirohr- und Einrohrsystem.

Zweirohr-Dämpfer

Einrohr-Dämpfer



Bei beiden Dämpferarten bewegt sich unter Überwindung des Strömungswiderstandes ein mit Drosselementen versehener Kolben in einem flüssigkeitsgefüllten Zylinder.

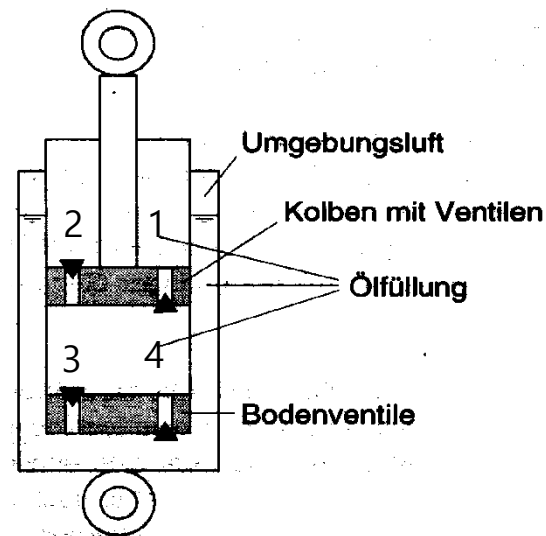
Die aufgenommene mechanische Energie wird dabei in Wärmeenergie umgewandelt und über das Dämpferaußenrohr an die Umgebung abgegeben.



# Feder/Dämpfer

## Schwingungsdämpfer

### Prinzipielle Funktionsweise Zweirohr-Dämpfer



#### Druckstufendämpfung:

Kolbenstange bewegt sich in den Raum des Dämpfers. Das benötigte Volumen wird durch Ölströmung durch das Drosselventil 4 (Bodenventil) erzeugt. Das Drosselventil 2 (Kolbenventil) erlaubt die Verschiebung des Kolbens. Die Dämpfung wird hauptsächlich im Bodenventil erzeugt.

#### Zugstufendämpfung:

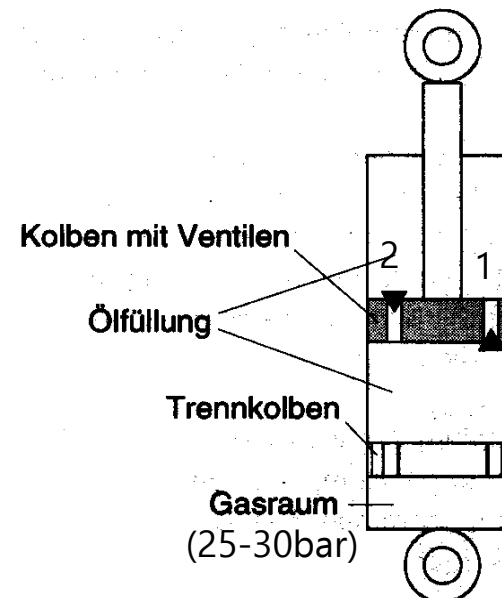
Über das Drosselventil 3 (Bodenventil) strömt Öl wieder in den Arbeitsraum. Die Dämpfung wird hauptsächlich im Kolbenventil 1 erzeugt.



# Feder/Dämpfer

## Schwingungsdämpfer

### Prinzipielle Funktionsweise Einrohr-Dämpfer



• Druckstufen- und Zugstufendämpfung werden von den Kolbenventilen 1 und 2 übernommen.

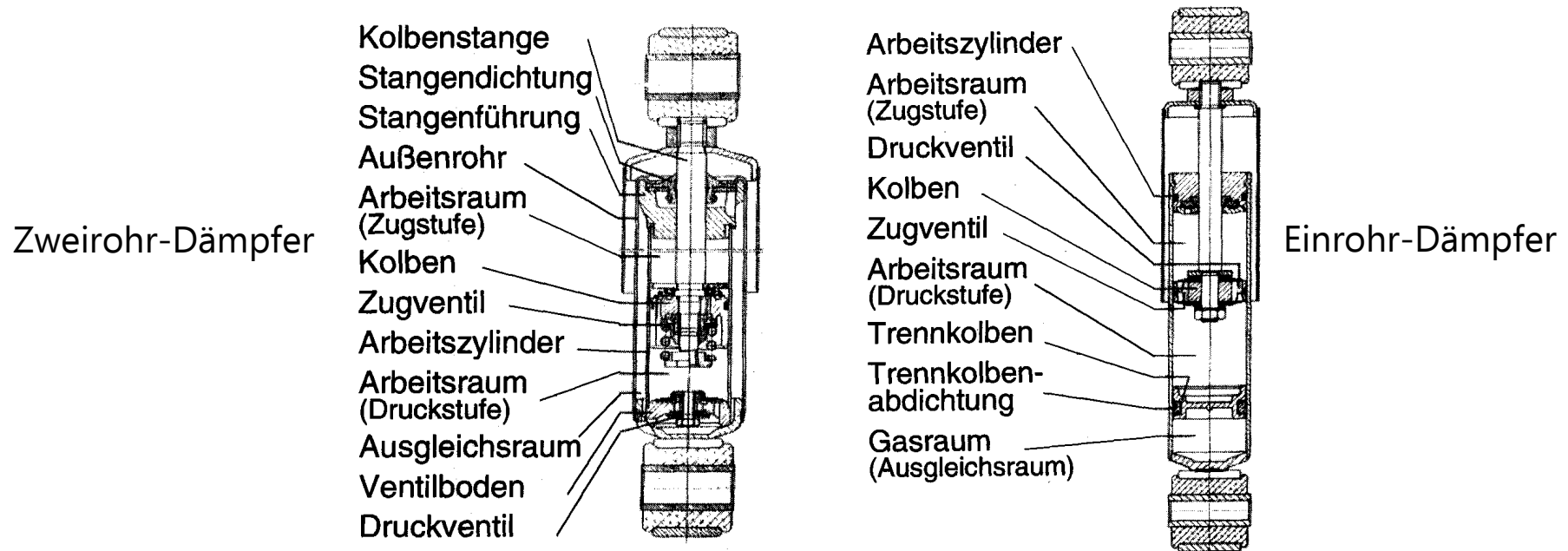
• Beim Einfahren der Kolbenstange bewegt sich der Trennkolben nach unten und das Gas wird komprimiert.

• Der Einrohrdämpfer darf Lageunabhängig eingebaut werden.



# Feder/Dämpfer

## Schwingungsdämpfer: Ausführungsbeispiele



### Vorteile Zweirohrdämpfer zu Einrohrdämpfer:

- Kostengünstiger (Dichtungen sind nicht so kritisch)
- kleinere Baulänge
- geringere Reibung (nur 25-50 N statt 100 N)

### Vorteile Einrohrdämpfer zu Zweirohrdämpfer:

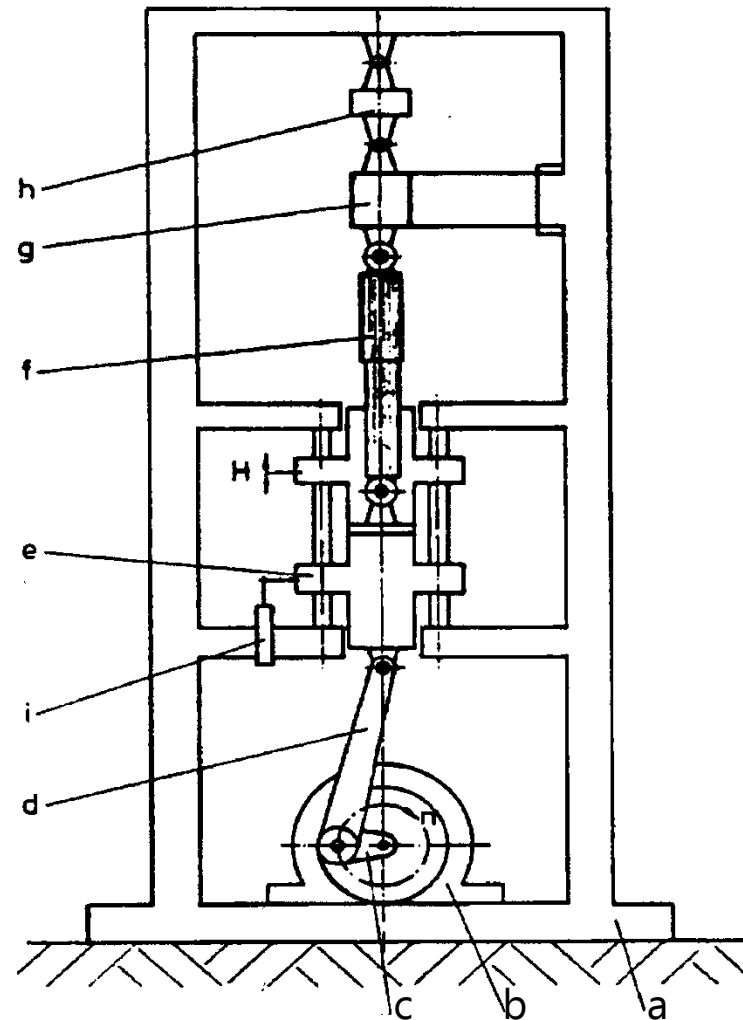
- gute Kühlung des direkt angeblasenen Zylinderrohrs
- Lageunabhängigkeit
- Bei gleichem Außendurchmesser größere Kolbenfläche möglich und damit geringere Innendrucke



### VDA-Einheitsprüfmaschine zur Prüfung von Schwingungsdämpfern

#### *Mechanischer Aufbau der Stoßdämpfer- prüfmaschine*

- a Maschinenständer*
- b Antriebsmotor*
- c Kurbelradius*
- d Pleuel*
- e Führungsschlitten*
- f Stoßdämpfer*
- g Federparallellenker*
- h Kraftaufnehmer*
- i Wegmeßgeber*



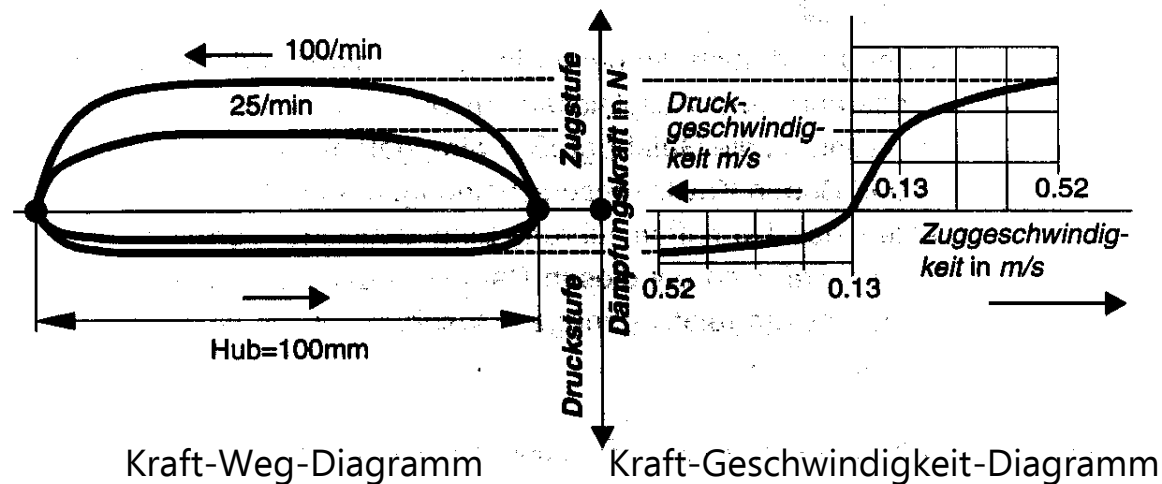
Die heute eingesetzten Dämpfer arbeiten auf hydraulischer Basis.

Die Dämpferkraft ist eine Funktion der Einfedergeschwindigkeit:

$$F_D = \pm k \cdot |\dot{z}_{rel}|^n$$

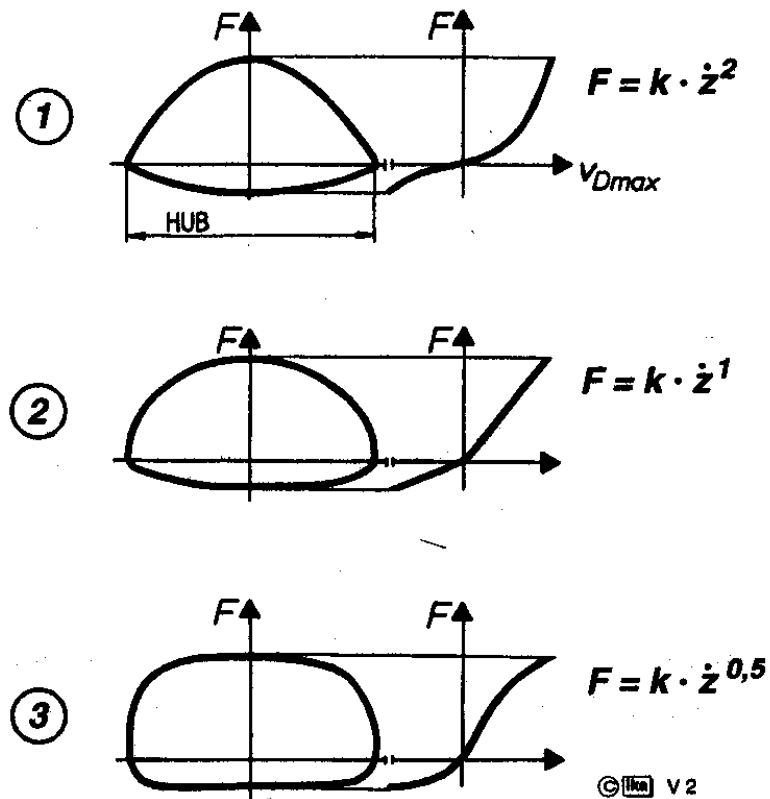
n: Dämpferexponent  
k: Dämpferkonstante

Dämpferarbeitsdiagramm zur Ermittlung der Dämpferkennlinie



Arbeitsdiagramm und Kennlinie hängen eng zusammen. Die möglichen Auslegungsfälle:

Dämpferarbeitsdiagramm zur Ermittlung der  
Dämpferkennlinie

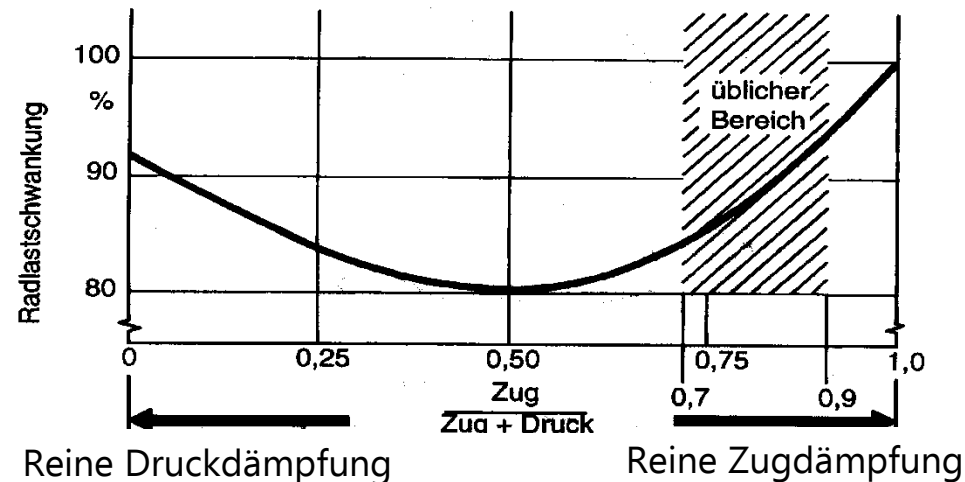




# Feder/Dämpfer

## Schwingungsdämpfer: Radlast

Das Verhältnis von Zug- zu Druckstufe ist je nach Hersteller und Einsatzzweck eines Fahrzeuges unterschiedlich. Einfluss der Dämpferauslegung auf die Radlastschwankungen



### Geradeausfahrt:

Ein Verhältnis von Zug- zu Druck von 1 lässt eine Achsschwingung sehr schnell abklingen. Die Radlastschwankungen erreichen für diese Abstimmung ihr Minimum, was mit einer besseren Bodenhaftung der Räder gleichzusetzen ist.

### Kurvenverhalten:

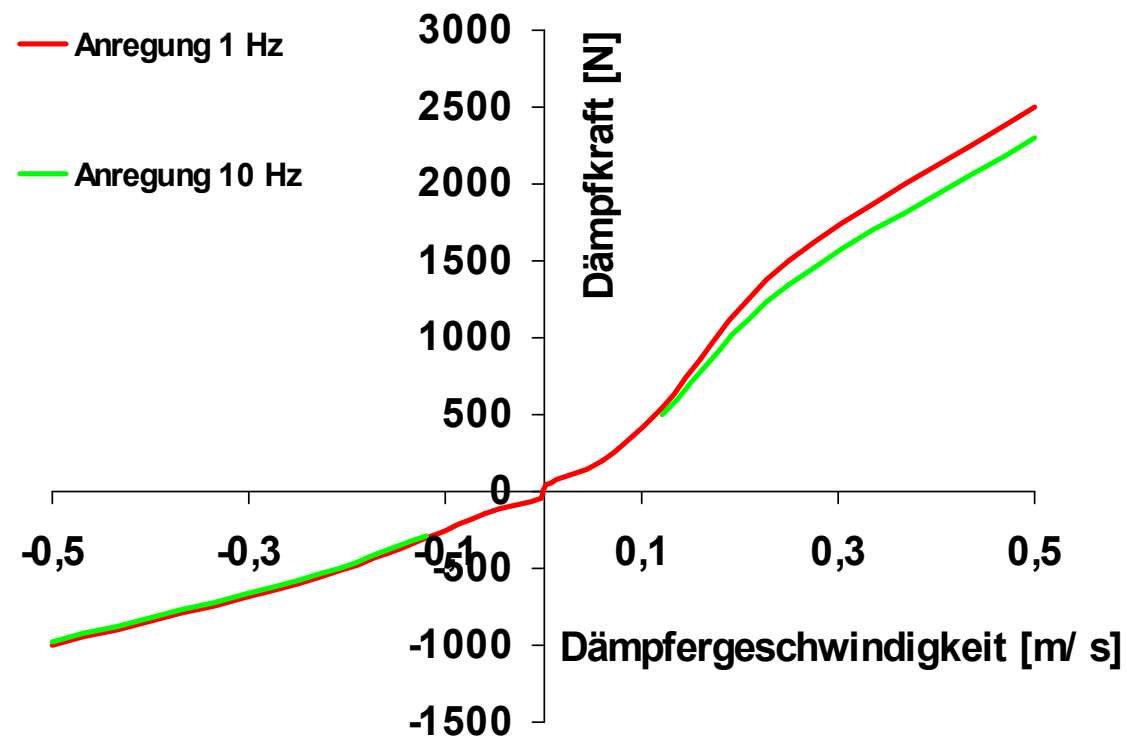
Um die Fahrstabilität auch bei Kurvenfahrt zu gewährleisten, wird der Aufbau verstärkt durch das kurveninnere Rad abgestützt. Eine stärkere Dämpfung am kurvenäußeren Rad könnte zu einem Aufstützeffekt führen.

Sowohl das Verhältnis von Zug- zu Druckstufe als auch die absolute Größe der Dämpferkonstante werden in der Regel anhand von Versuchsreihen herausgefunden.





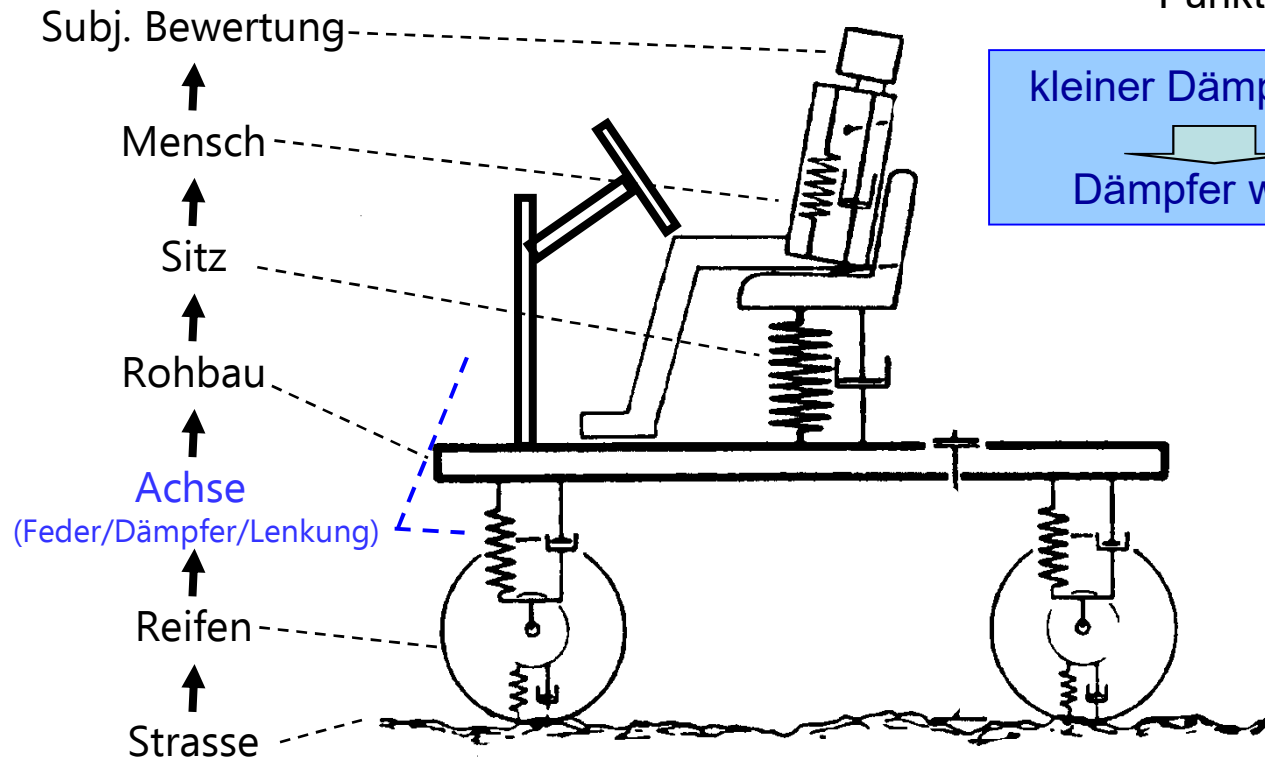
### Dämpferkennlinie in Abhängigkeit der Anregungsfrequenzen



# Feder/Dämpfer

## Ride-Komfort: Amplituden selektiver Dämpfer (SDD)

Funktionsweise:

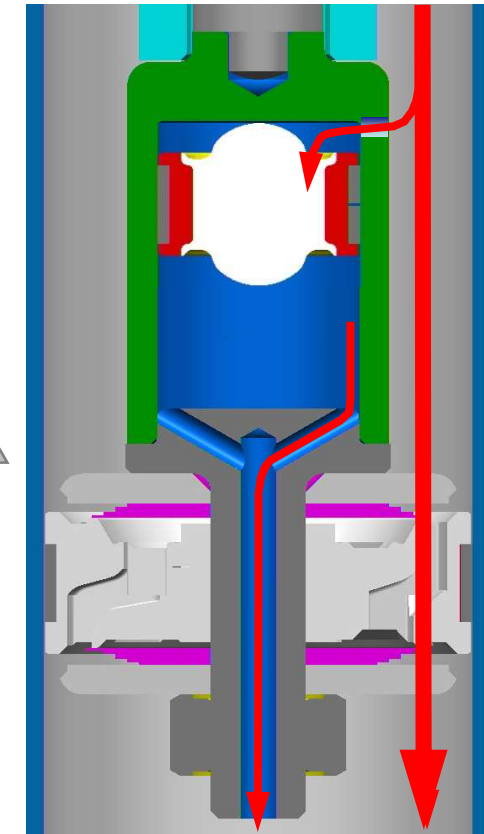


kleiner Dämpferhub

Dämpfer weich

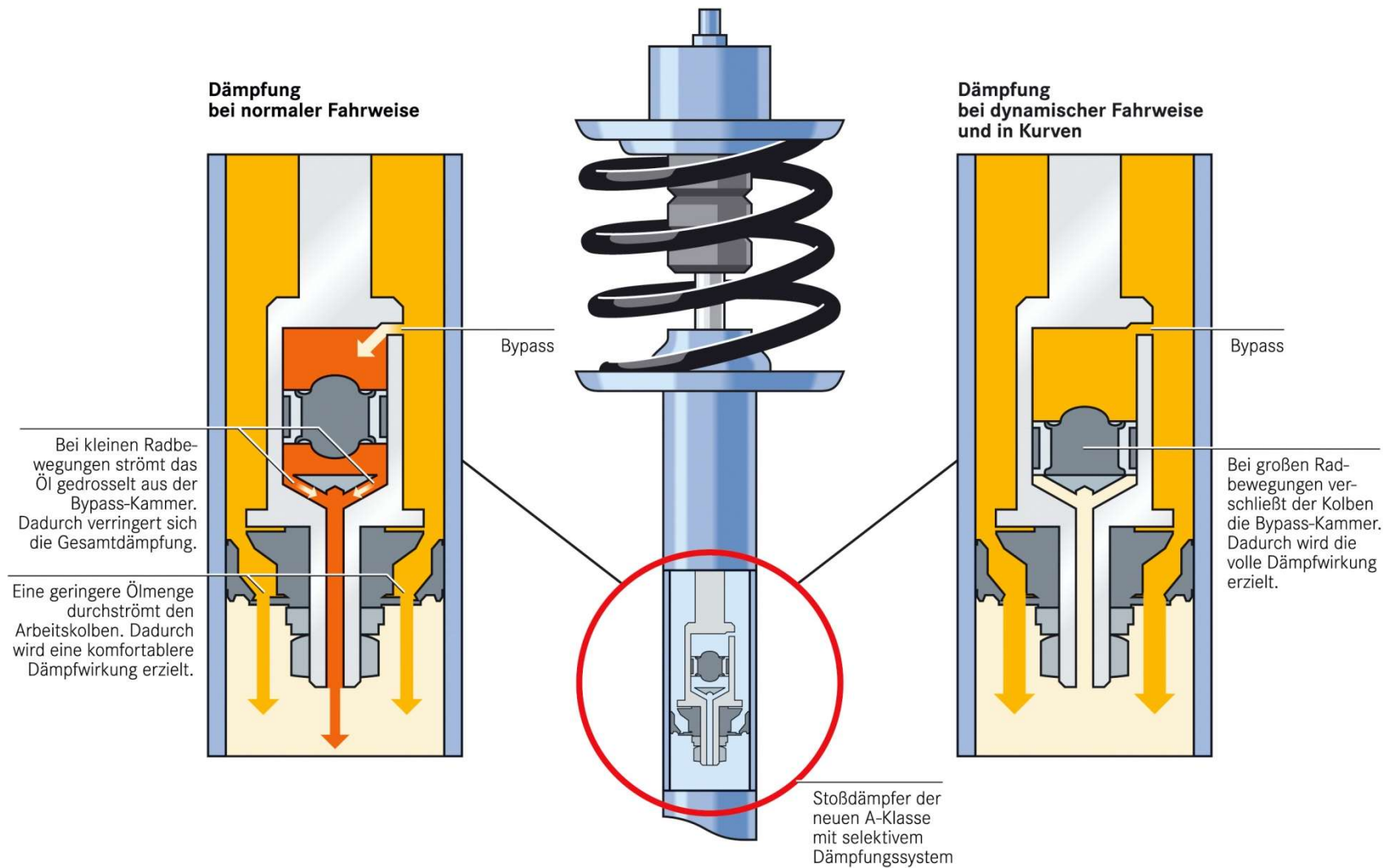
großer Dämpferhub

Dämpfer hart



Fahrverhalten:

- komfortables Kleinsignalverhalten
- Aufbaubewegung gut angebunden

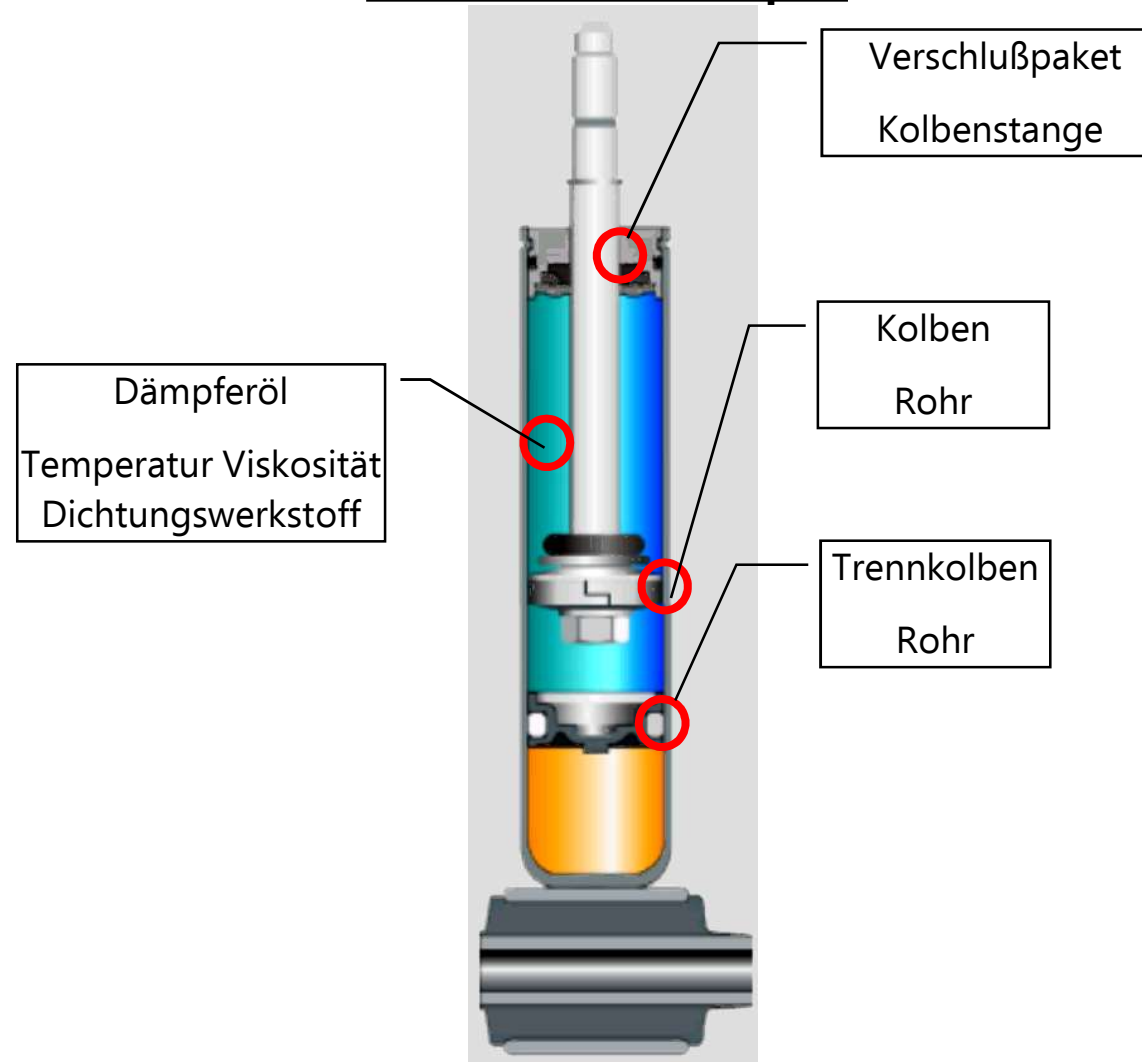




# Feder/Dämpfer

## Dämpfer-Reibung

### Reibstellen am Dämpfer



### Funktionsweise:

kleiner Dämpferhub



Dämpfer weich

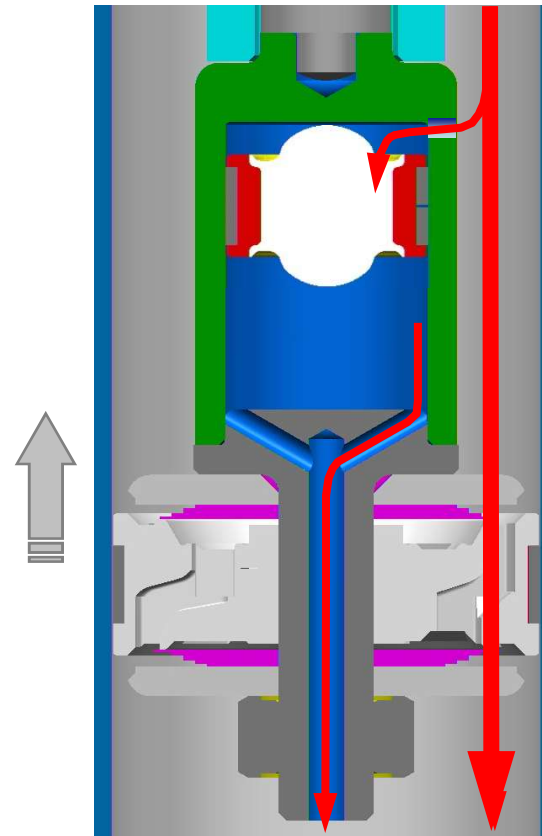
grosser Dämpferhub



Dämpfer hart

### Fahrverhalten:

- komfortables Kleinsignalverhalten
- Aufbaubewegung gut angebunden



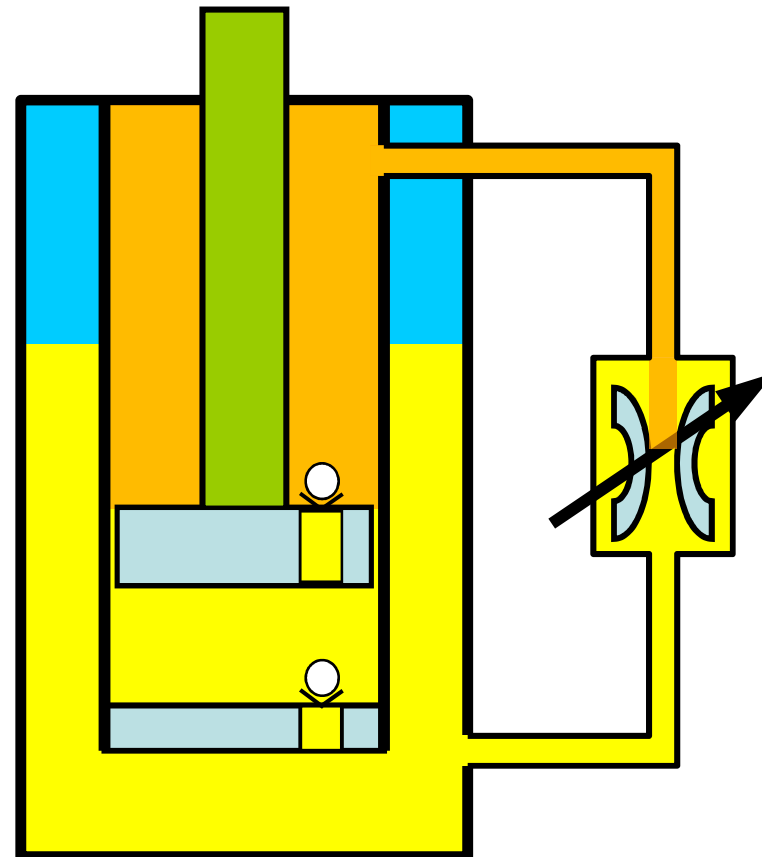
### Funktionsweise:

permanente  
Dämpfungsanpassung

breiter Dämpfungs-  
Abstimmungsbereich

### Fahrverhalten:

- komfortables Stuckerverhalten
- Aufbaubewegung gut angebunden



Quelle: J. Stumpf

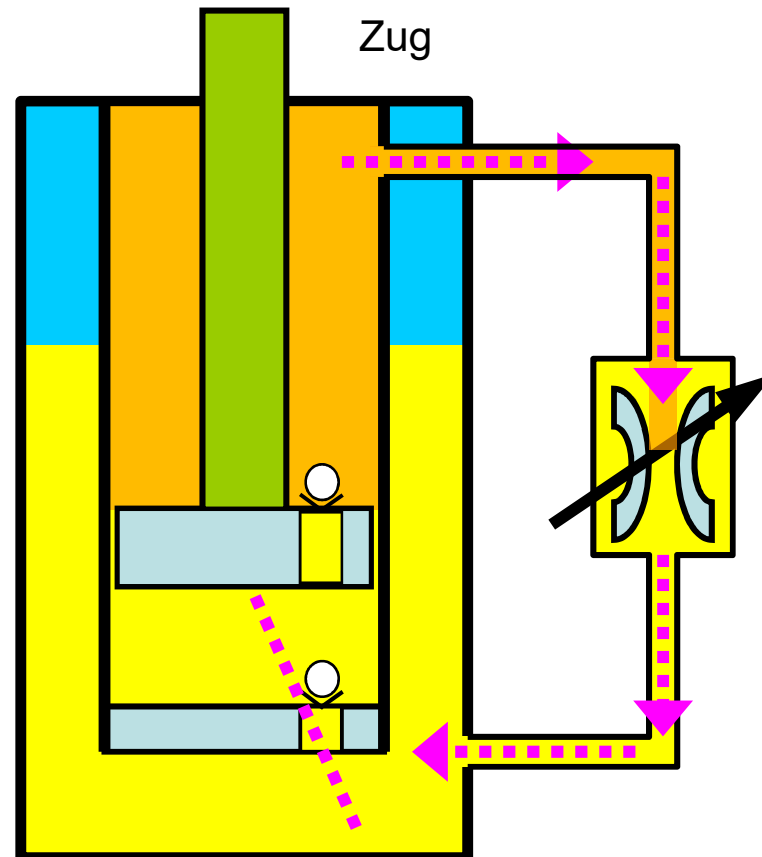
### Funktionsweise:

permanente  
Dämpfungsanpassung

breiter Dämpfungs-  
Abstimmungsbereich

### Fahrverhalten:

- komfortables Stuckerverhalten
- Aufbaubewegung gut angebunden



Quelle: J. Stumpf

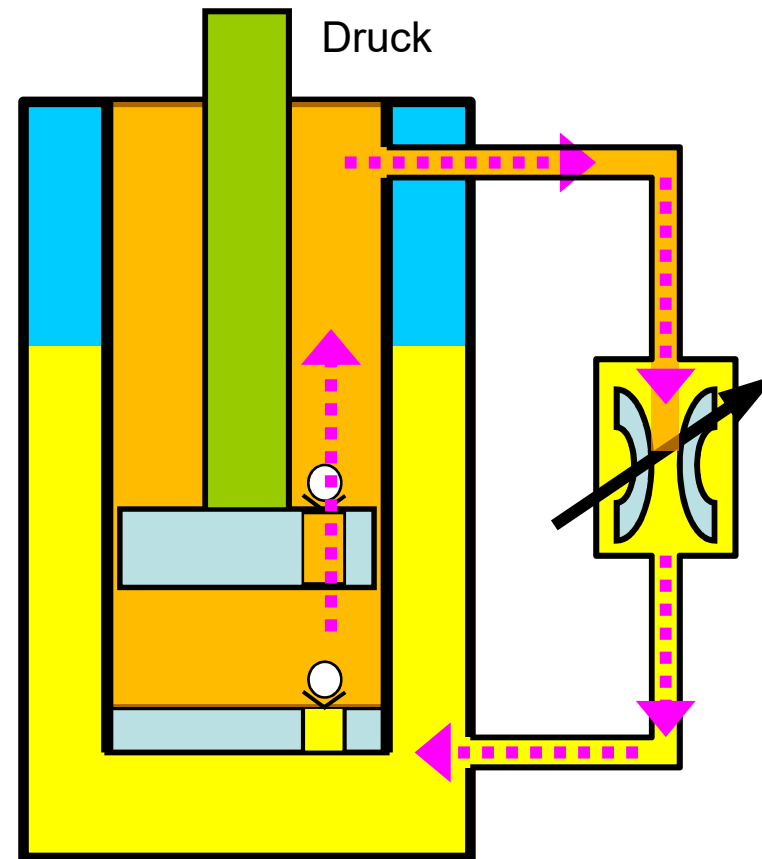
### Funktionsweise:

permanente  
Dämpfungsanpassung

breiter Dämpfungs-  
Abstimmungsbereich

### Fahrverhalten:

- komfortables Stucker-  
verhalten
- Aufbaubewegung gut  
angebunden



Quelle: J. Stumpf





Herkömmliche Fahrwerke von PKW weisen eine Festabstimmung von Federung und Dämpfung auf.

Während die Auslegung der Federung durch statische und quasistatische Effekte, wie Einfederung bei Zuladung und stationäre Wank- und Nickwinkel, weitgehend vorgegeben sind, bleibt die Auswahl von Stoßdämpfern als wichtiges Mittel zur Abstimmung von Fahrwerken.

Bei der Abstimmung von Fahrwerken muss oft ein Kompromiß zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit getroffen werden.

Da bei konventionellen Federn und Dämpfern dieser Kompromiß auf einen engen Bereich beschränkt ist, wird er nur Hilfe der Elektronik und Regelungstechnik bei regelbaren Dämpfern gelöst.

Damit lässt sich ein besserer Fahrkomfort bei gleicher oder noch größerer Fahrsicherheit in dem Gesamtbereich variierender Fahrgeschwindigkeit erzielen.

Der Stoßdämpfer wird wegen seinem hohen dynamischen Kräftepotenziale und dem geringeren Aufwandes als Stellglied gegenüber der Feder bevorzugt.

Mit adaptiven Dämpfungssystemen lässt sich der Fahrkomfort schon spürbar verbessern. Aufgrund langer Schaltzeit können sie jedoch nicht hinreichend sensibel auf Einzelhindernisse reagieren bzw. im Bereich der Radeigenfrequenz.

Zur schnellen Reaktion auf Einzelhindernisse ist eine stetige Überwachung der Fahrzeugdynamik und eine schnelle Verstellmöglichkeit der Dämpferkräfte erforderlich:

• Semiaktive Dämpfungssysteme bieten mit möglichen Reaktionszeiten um 10 ms gute Voraussetzungen



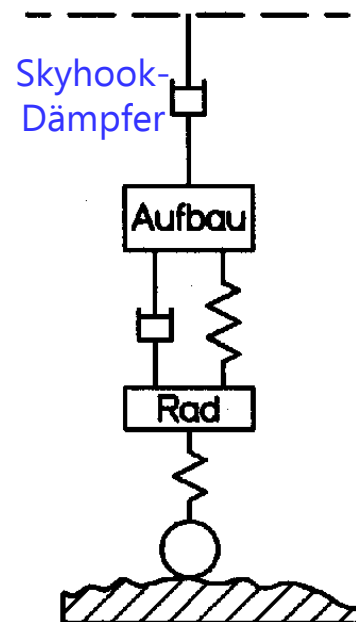
# Feder/Dämpfer

## Skyhook-Prinzip

In der Regel sind die Dämpfer zwischen Karosserie (Aufbau) und Radaufhängung angeordnet.

- Der vollendete Federungskomfort würde dann vorliegen, wenn man den schwingenden Aufbau nicht gegenüber der unebenen Straße sondern idealerweise gegenüber einer imaginären geraden Schiene am Himmel dämpfen würde.

Inertial-Bezugssystem





# Feder/Dämpfer

## Skyhook-Prinzip

Damit wird der Aufbau von der Straße entfernt und die Stöße von der Fahrbahn werden isoliert.

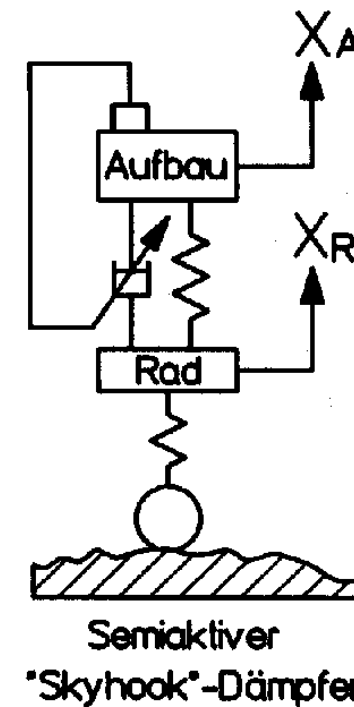
Diese Theorie lässt sich in der Praxis so nicht umsetzen, sie kann aber mit Hilfe des ADS-Skyhook-Regelalgorithmus näherungsweise erreicht.

Man kann statt der starren Verbindung auch einen Skyhook-Stoßdämpfer zwischen dem Inertial-Bezugssystem und dem Aufbau einbauen.

Bei dieser Anordnung ist die Dämpfungskraft des Stoßdämpfers stetig gegen die vertikale Aufbaugeschwindigkeit gerichtet.

Bei einem realen Skyhook-Dämpfer werden Zug- und Druckstufe in der Weise „hart“ beziehungsweise „weich“ geschaltet, so dass die Aufbaubewegung immer beruhigt und nie angefacht wird.

Schwingungsersatzsystem





# Feder/Dämpfer

## Skyhook-Prinzip

Zur technischen Realisierung des Skyhook-Stoßdämpfers wird ein aktiver Dämpfer, der in zwei Stufen verstellbar ist, zwischen Aufbau und Rad eingesetzt.

Seine Dämpfungskraft wird so gesteuert:

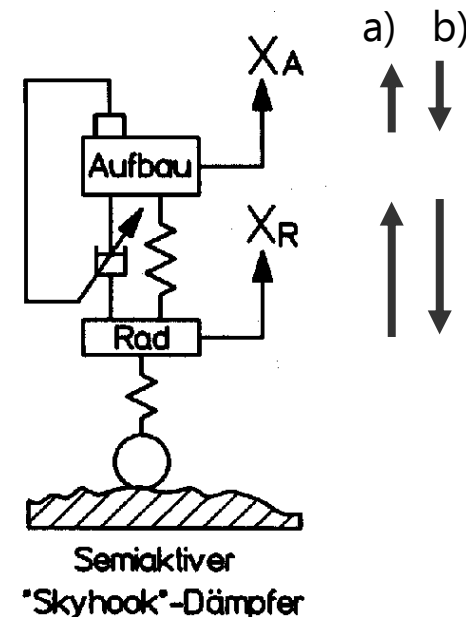
• Wenn die Relativgeschwindigkeit zwischen dem Aufbau und dem Rad und die vertikale Aufbaugeschwindigkeit ( $\dot{x}_A - \dot{x}_R$ ) entgegengesetzt sind, wird der Stoßdämpfer ausgeschaltet.

Beispiel für eine Sky-Hook Regelung:

$$\text{a) } \dot{x}_A > 0 \quad \wedge \quad (\dot{x}_A - \dot{x}_R) < 0$$

$$\text{b) } \dot{x}_A < 0 \quad \wedge \quad (\dot{x}_A - \dot{x}_R) > 0$$

möglichst geringe Dämpfungskraft,  
da das Rad sonst den Aufbau  
anfacht.



• Wenn die Relativ- und Aufbaugeschwindigkeit gleich gerichtet bzw. die Dämpfungskraft und Aufbaugeschwindigkeit entgegengesetzt, wird der Stoßdämpfer auf harte Kennung umgeschaltet.



# Feder/Dämpfer

## Skyhook-Prinzip

Das Ansteuerungsprinzip, der sogenannte Skyhook-Algorithmus, lässt sich mit folgenden Gleichungen darstellen:

$$\dot{\mathbf{x}}_A \cdot (\dot{\mathbf{x}}_A - \dot{\mathbf{x}}_R) > 0 \Rightarrow \text{harte Kennung}$$

$$\dot{\mathbf{x}}_A \cdot (\dot{\mathbf{x}}_A - \dot{\mathbf{x}}_R) < 0 \Rightarrow \text{weiche Kennung}$$

$$\dot{\mathbf{x}}_A \cdot (\dot{\mathbf{x}}_A - \dot{\mathbf{x}}_R) = 0 \Rightarrow \text{Grundeinstellung}$$

$\dot{\mathbf{x}}_A$  : Aufbaugeschwindigkeit

$\dot{\mathbf{x}}_R$  : Radgeschwindigkeit

Es ist hier ersichtlich, dass mit verstellbaren Stoßdämpfern zwischen Aufbau und Rad das Skyhook-Prinzip nicht ganz (nur zur Hälfte) realisiert wird.

Zur vollständigen Realisierung des Skyhook-Prinzips wird jedoch die Zuführung von Fremdenergie in der Phase  $\dot{\mathbf{x}}_A \cdot (\dot{\mathbf{x}}_A - \dot{\mathbf{x}}_R) < 0$  benötigt.



# Feder/Dämpfer

## Skyhook-Prinzip

Der ideale Skyhook-Dämpfer führt, wie der Vergleich mit einem konventionellen Dämpfer, immer zur Beruhigung der Aufbaubewegung, unabhängig davon, ob das Rad ein- oder ausfedert.

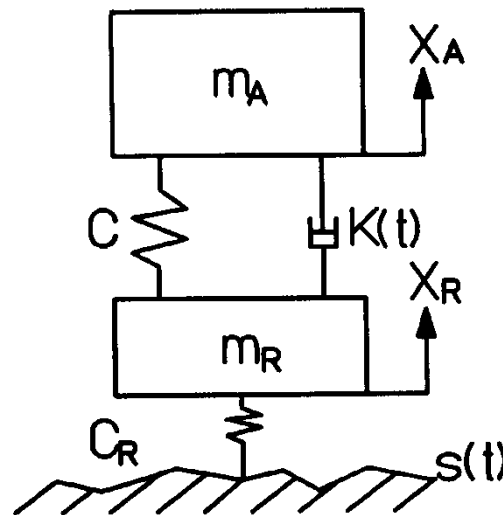
### Wirkung Skyhook im Vergleich zum konventionellen Dämpfer

Aufbau bewegt sich	Rad	konventioneller Dämpfer Wirkung auf den Aufbau	Skyhook Dämpfer	
			Dämpfkraft	Wirkung auf den Aufbau
nach oben	federt ein federt aus	facht an beruhigt	gering groß	neutral beruhigt stark
nach unten	federt ein federt aus	beruhigt facht an	groß gering	beruhigt stark neutral

Die Aufhängung von Fahrzeugen an den Himmelschienen ist nicht realisierbar. Der Aufbau wird mittels Federn und Stoßdämpfern auf der Straße abgestützt.

⇒ Der Reglalgorithmus wird aus der Betrachtung des Zweimassenschwingers eines Viertelfahrzeuges abgeleitet.

### Zweimassen - Schwinger







# Feder/Dämpfer

## Huang-Regel-algorithmus

Für die vertikale Aufbaubewegung eines Fahrzeuges gilt:

$$\mathbf{m}_A \cdot \ddot{\mathbf{x}}_A = -\mathbf{k}(\mathbf{t}) \cdot (\dot{\mathbf{x}}_A - \dot{\mathbf{x}}_R) - \mathbf{c} \cdot (\mathbf{x}_A - \mathbf{x}_R) \quad (*)$$

$\dot{\mathbf{x}}_A$ : Aufbaugeschwindigkeit

$\dot{\mathbf{x}}_R$ : Radgeschwindigkeit

$\ddot{\mathbf{x}}_A$ : Aufbaubeschleunigung

$\ddot{\mathbf{x}}_R$ : Radbeschleunigung

$k$ : Dämpferkoeffizient

$c$ : Federrate des Aufbaus

$m_A$ : Aufbaumasse

Äquivalente Umformung führt zu:

$$\ddot{\mathbf{x}}_A^2 = -\frac{\mathbf{k}(\mathbf{t})}{\mathbf{m}_A} \cdot \ddot{\mathbf{x}}_A \cdot (\dot{\mathbf{x}}_A - \dot{\mathbf{x}}_R) - \frac{\mathbf{c}}{\mathbf{m}_A} \cdot \ddot{\mathbf{x}}_A \cdot (\mathbf{x}_A - \mathbf{x}_R) \quad (**)$$

Vernachlässigt man die Frequenzbewertung (d.h. die spektrale Leistungsdichte der Straße), so gilt für die effektive Aufbaubeschleunigung als Maß für den Fahrkomfort:

$$\ddot{\mathbf{x}}_{A,\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T \ddot{\mathbf{x}}_A^2 \cdot d\mathbf{t}} \quad (***)$$

Einsetzen (\*\*) in (\*\*\*) führt zu:

$$\ddot{\mathbf{x}}_{A,\text{eff}} = \sqrt{\mathbf{DK} - \frac{\mathbf{c}}{\mathbf{T} \cdot \mathbf{m}_A} \cdot \int_0^T \ddot{\mathbf{x}}_A \cdot (\mathbf{x}_A - \mathbf{x}_R) \cdot d\mathbf{t}}$$

$$\text{mit} \quad \mathbf{DK} = \sqrt{-\frac{1}{\mathbf{T} \cdot \mathbf{m}_A} \cdot \left[ \int_0^T \mathbf{k}(t) \cdot \ddot{\mathbf{x}}_A \cdot (\dot{\mathbf{x}}_A - \dot{\mathbf{x}}_R) \cdot d\mathbf{t} \right]}$$

„DK“ repräsentiert den Beitrag der Dämpfungskraft zur effektiven Aufbaubeschleunigung, die immer positiv bleibt. Ziel ist es, DK möglichst klein zu halten. Dies wird durch folgendes Regelprinzip erreicht:

$$\ddot{\mathbf{x}}_A \cdot (\dot{\mathbf{x}}_A - \dot{\mathbf{x}}_R) > 0 \Rightarrow \text{harte Kennung}$$

$$\ddot{\mathbf{x}}_A \cdot (\dot{\mathbf{x}}_A - \dot{\mathbf{x}}_R) \leq 0 \Rightarrow \text{weiche Kennung}$$



# Feder/Dämpfer

## Huang-Regel-algorithmus

---

### Regelalgorithmus-Erklärung:

Stimmen die Richtungen von Dämpfer und Aufbaubeschleunigung überein, so verstärkt die Dämpfkraft die Aufbaubeschleunigung.

- Die Dämpfkraft sollte in diesem Fall möglichst klein sein.  
Somit wird auf die weiche Kennlinie umgeschaltet.

Sind die Richtungen von Dämpfkraft und Aufbaubeschleunigung einander entgegengesetzt, so verringert die Dämpfkraft die Aufbaubeschleunigung:

- Es wird eine hohe Dämpfkraft gewünscht und somit auf die harte Kennlinie umgeschaltet.



# Feder/Dämpfer

## Ergebnisse aus Modellrechnungen

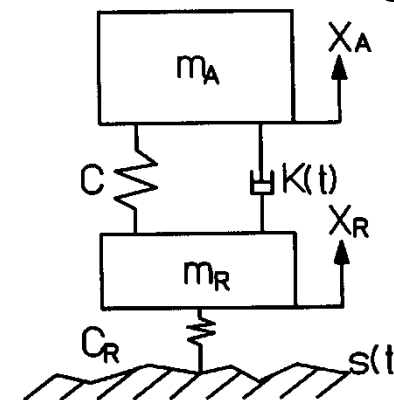
Die Simulation bietet die Möglichkeit, die Auswirkungen der verschiedenen Regelalgorithmen auf das Federungsverhalten zu untersuchen.

Durch die Simulation kann z.B. untersucht werden:

- Vorherzusagen der Auswirkungen der verschiedenen Regelalgorithmen auf das Federungsverhalten
- Analyse des Einflusses der Schaltzeit auf das Systemverhalten

Als Beispiel wird hier eine Simulation, bei der ein Zweimassenschwingungssystem zur Modellierung herangezogen ist, geführt.

### Zweimassen - Schwinger

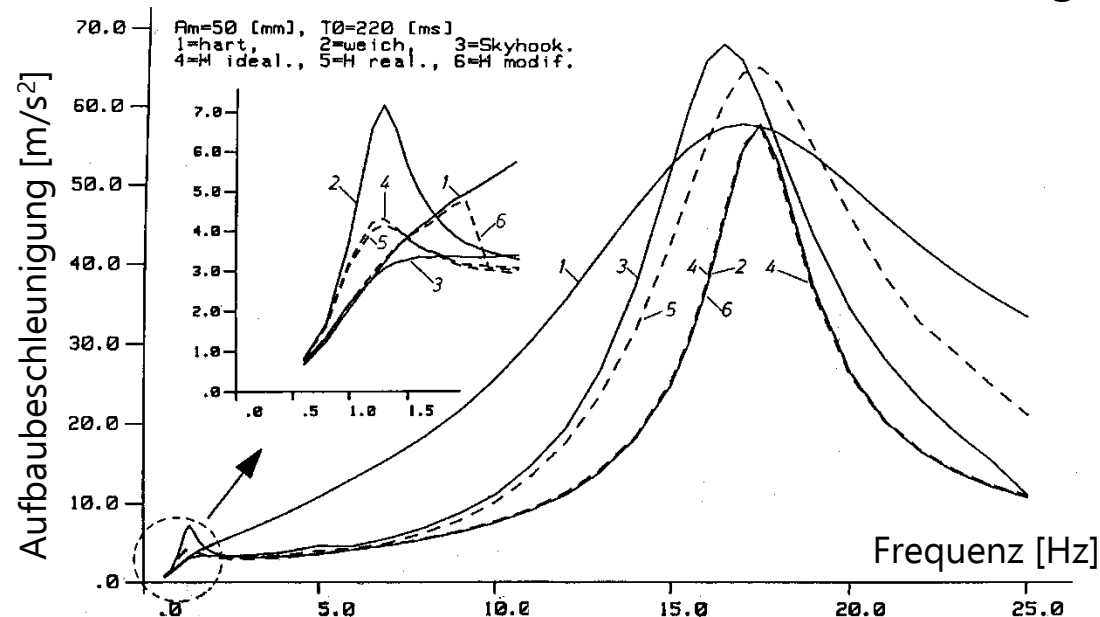


Das Modell wird beschrieben durch die Gleichungen:

$$m_A \cdot \ddot{x}_A + k(t) \cdot (\dot{x}_A - \dot{x}_R) + c \cdot (x_A - x_R) = 0$$

$$m_R \cdot \ddot{x}_R + k(t) \cdot (\dot{x}_R - \dot{x}_A) + c \cdot (x_R - x_A) + c_R \cdot (x_R - s) = 0$$

### Simulation des Modells vom 1/4 Fahrzeug



Dabei wurden für die Berechnung die Beiträge der Massen und Federrate aus Messungen übernommen.  
 Weiter gelten hier:

Die Dämpfungskoeffizient  $k(t)$  wird durch vier Funktionen (Zug- und Druckstufen, bzw. weich- und harte Kennline) beschrieben:

• die gemittelten Dämpfungsmaße für die weiche Kennlinie  $D=0.14$

• die gemittelten Dämpfungsmaße für die harte Kennlinie  $D=0.54$

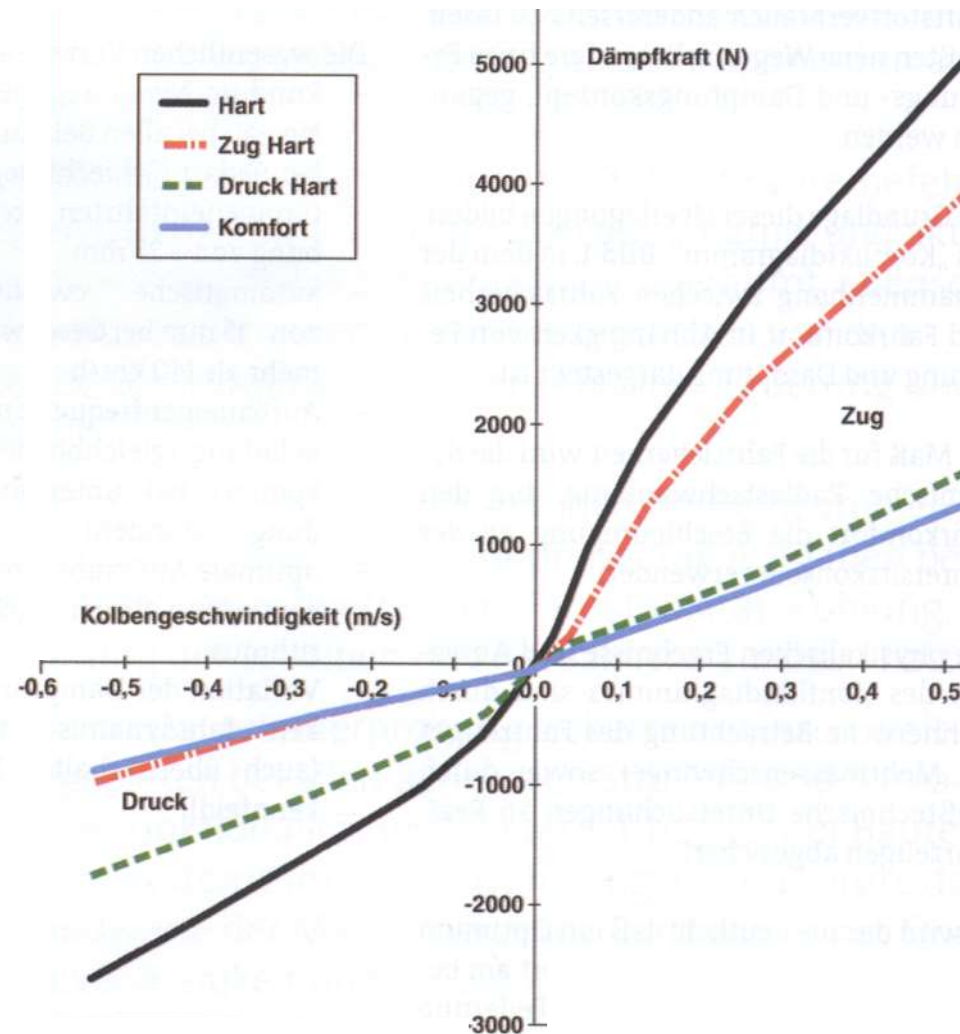
Für die Übergänge zwischen den Kennlinie wurde die Dämpfungskraft durch lineare Interpolation berechnet



# Feder/Dämpfer

## Ergebnisse aus Modellrechnungen

### Dämpferkennlinie ADS-Skyhook



Im folgenden werden Gründe, Vorteile und Realisierung von kontinuierlich verstellbaren Dämpfungssystem in adaptiver und semiaktiver Bauart für den Einsatz im Fahrzeug genannt.

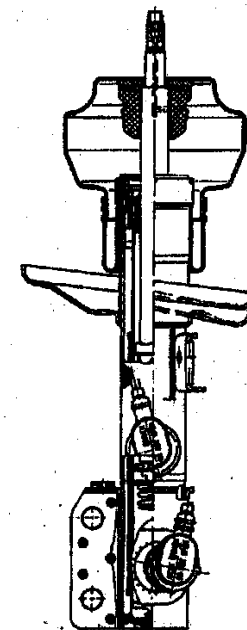
Seit einigen Jahren sind mehrstufige Verstelldämpfersysteme in verschiedenen Fahrzeugen (z.B. BMW, Renault, MB etc.) in Serie.

Bei der Entwicklung der aktiven Dämpfer sind die Entwicklungsingenieure immer bemüht, das Fahrverhalten und Fahrsicherheit durch den Einsatz von Verstelldämpfersystemen, bestehend aus Sensorik, Elektronik, Software und Aktuatorik zu verbessern.

Realisiert werden zwei bis vier unterschiedliche Dämpfkraftkennlinie, die durch elektromagnetisch betätigte, festeingestellte Dämpfventile erzeugt werden.

Basierend auf den Kenntnissen der aktiven mehrstufigen Verstelldämpfersysteme wurden kontinuierlich arbeitende adaptive und semiaktive Dämpfersysteme „Continuous Damping Control“ entwickelt.

Renault Safran



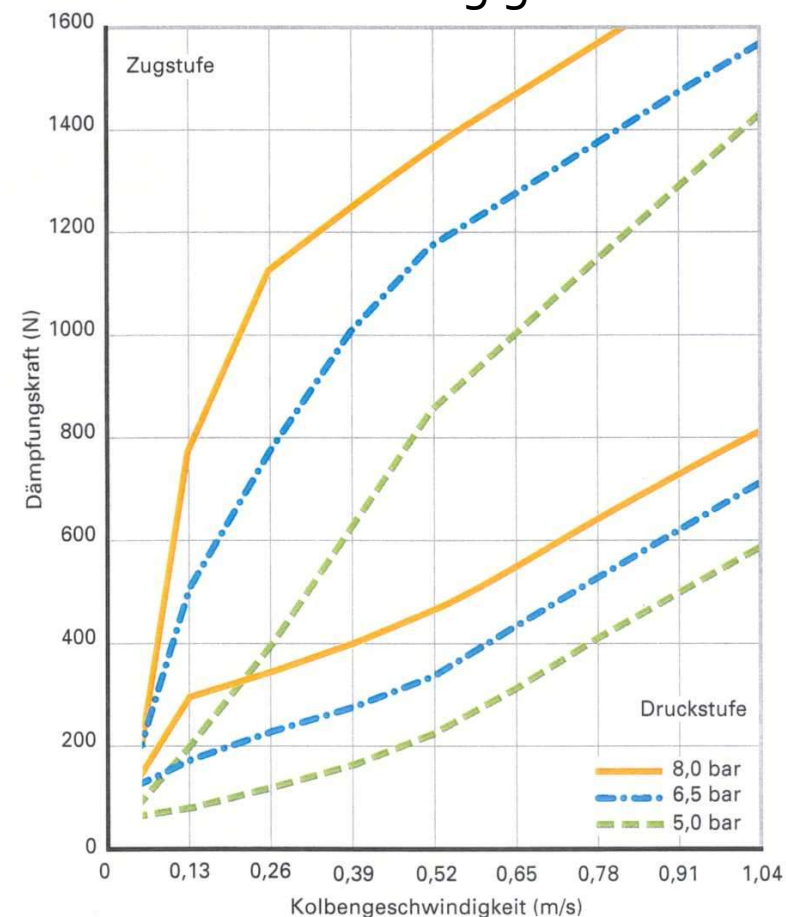


# Feder/Dämpfer

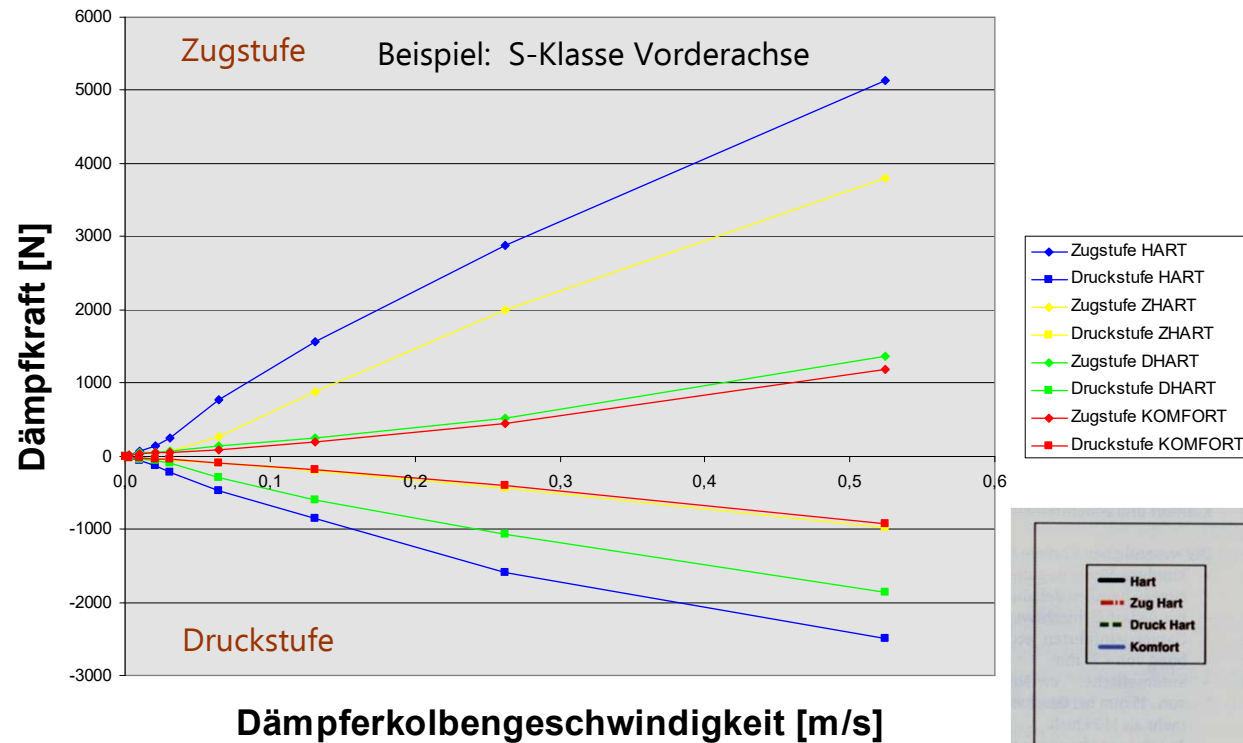
## Kontinuierlich verstellbare Dämpfersystemen: Aktuator

Mit dem Luftfederdruck als belastungsproportionale Steuergröße wird eine hydraulische Drossel im Dämpferinneren angesteuert, wodurch die Zug- und Druckstufe des Dämpfers in weiten Bereichen variiert wird.

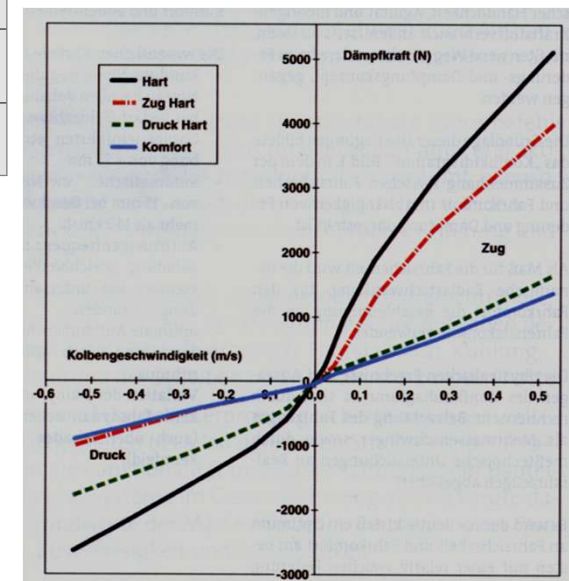
### Dämpferkennfeld in Abhängigkeit des Steuerdruckes







Dämpferkennlinie		Betriebsart
hart-hart	Blue	Hart
weich-weich	Red	Komfort
Druck weich/ Zug hart	Yellow	z. B. Skyhook
Druck hart/ Zug weich	Green	z. B. Skyhook

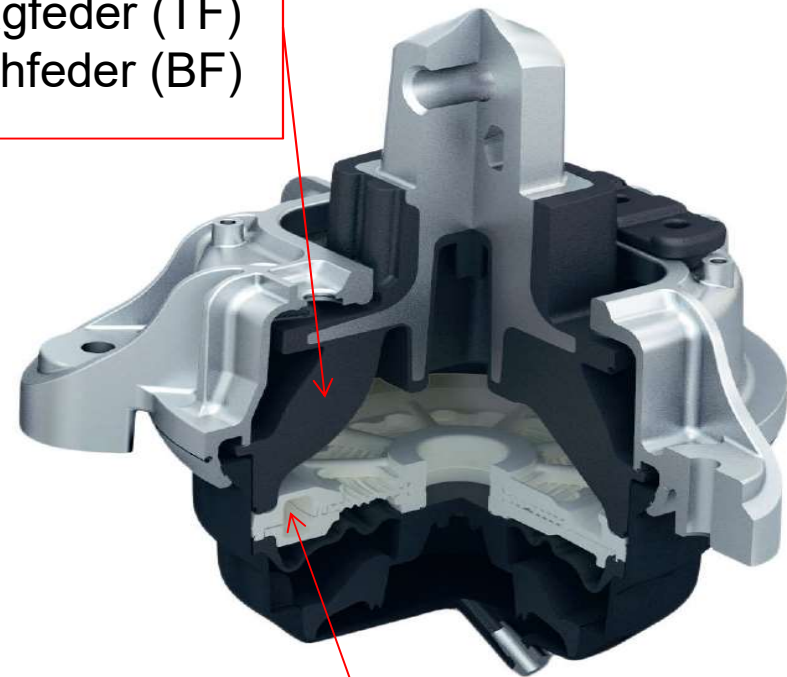
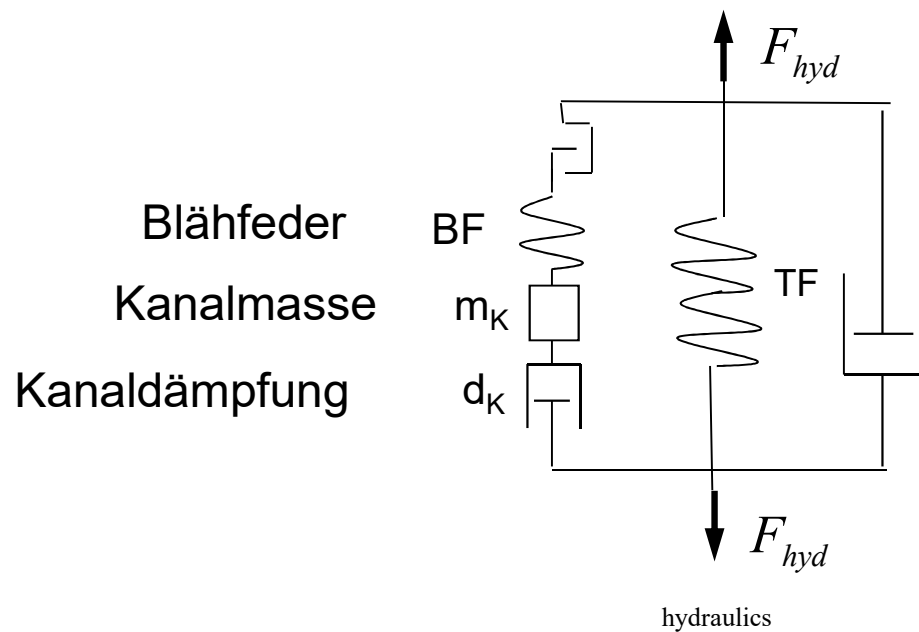




# Motorlager

Hydromotorlager = Tilger + Dämpfer (Modellvorstellung)

- Tragkörper:
- Tragfeder (TF)
  - Blähfeder (BF)

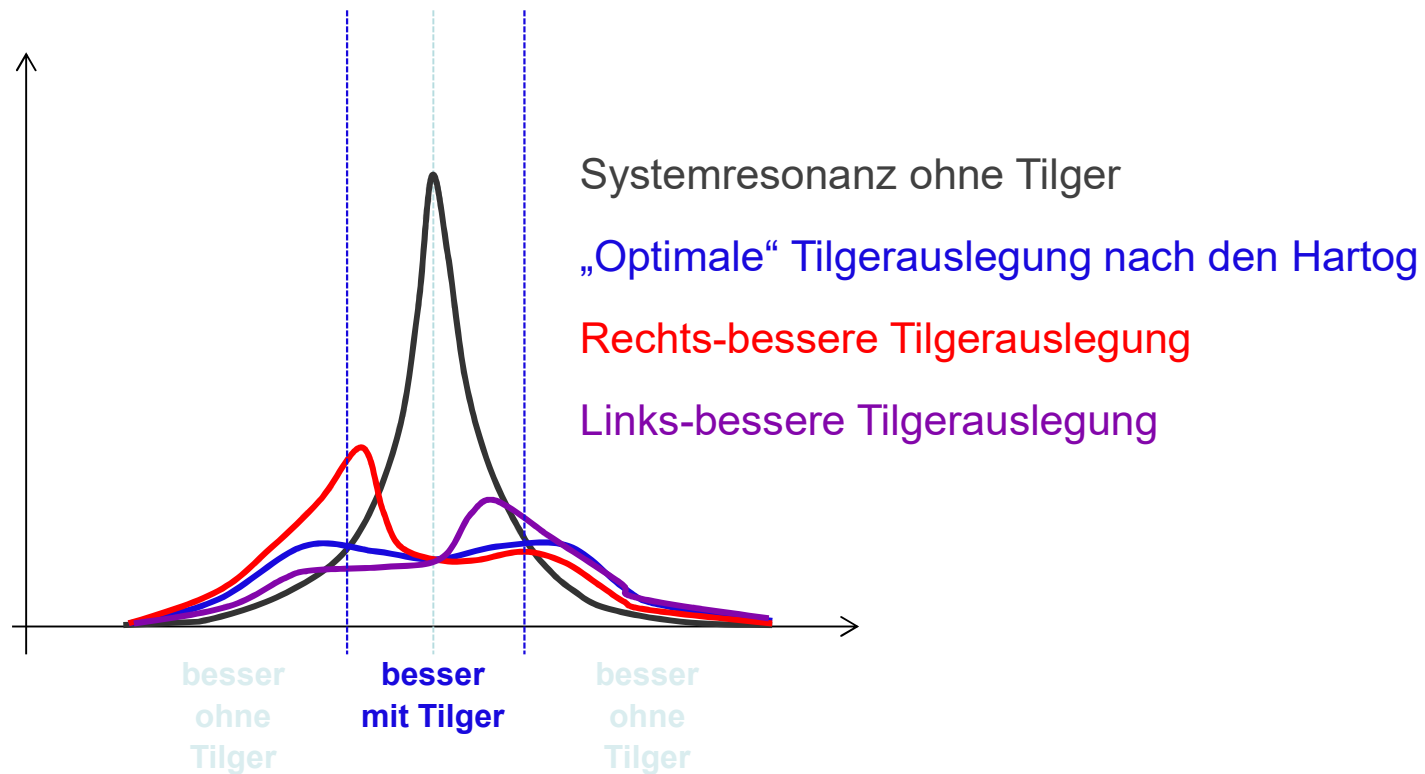


Dämpfungskanal mit  
Flüssigkeitmasse



# Motorlager

Hydromotorlager = Tilger + Dämpfer  
(Resonanzdämpfung)

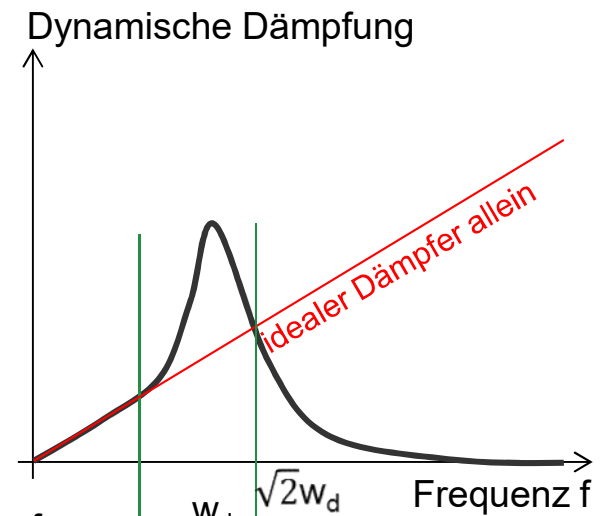
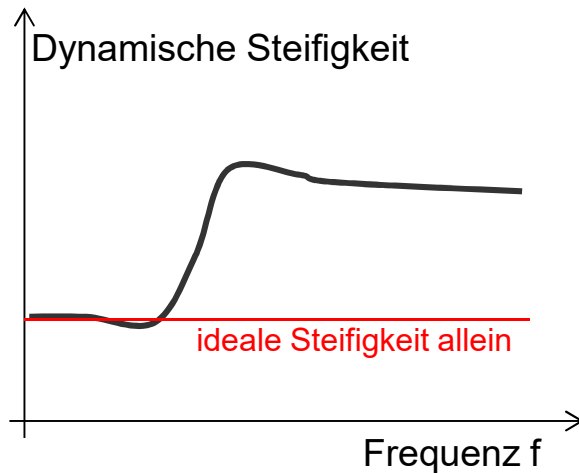


Tilger = zusätzliche Masse = zusätzlicher Freiheitsgrad im System



# Motorlager

Hydromotorlager = Tilger + Dämpfer  
(effektive Steifigkeit und Dämpfung)

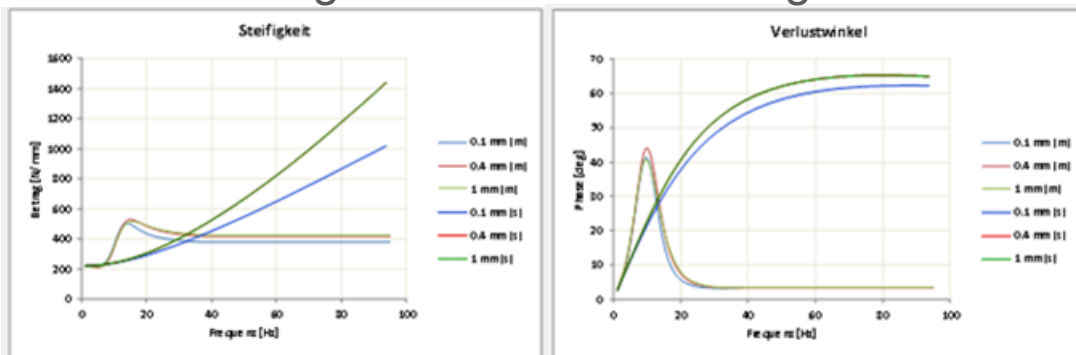


i. W. viskose Dämpfung,  
Kraft proportional zur  
Geschwindigkeit (oder zur  
Frequenz bei konstanter  
Anregungsamplitude)

Abkopplung der  
viskosen Dämpfung  
durch die Trägheit der  
Masse  $m$

Höhere  
Leistungsabsorption  
durch  
Schwingungsresonanz  
der Kanalmasse  
(Tilgung)

Vergleich: mit vs. ohne Tilger

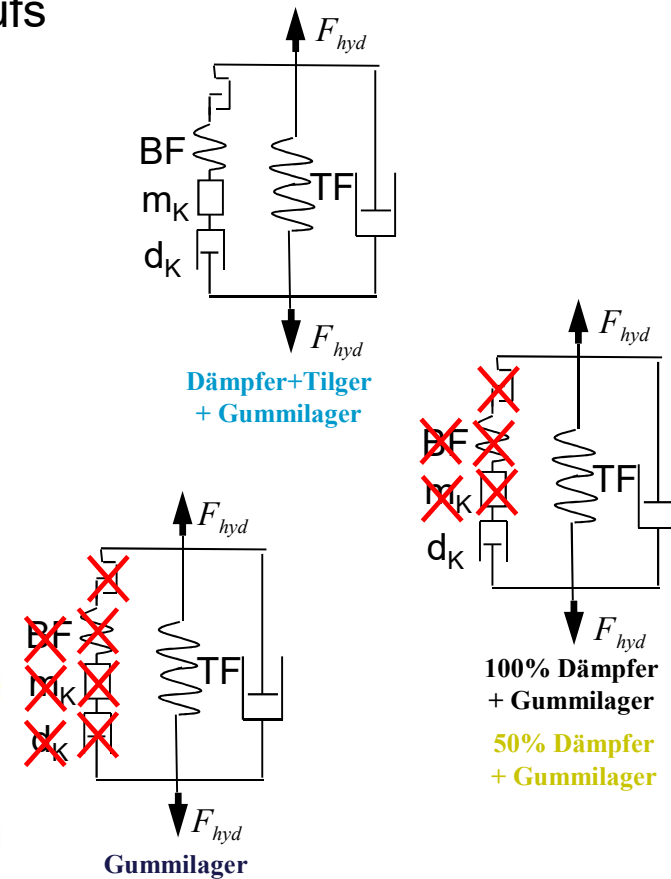
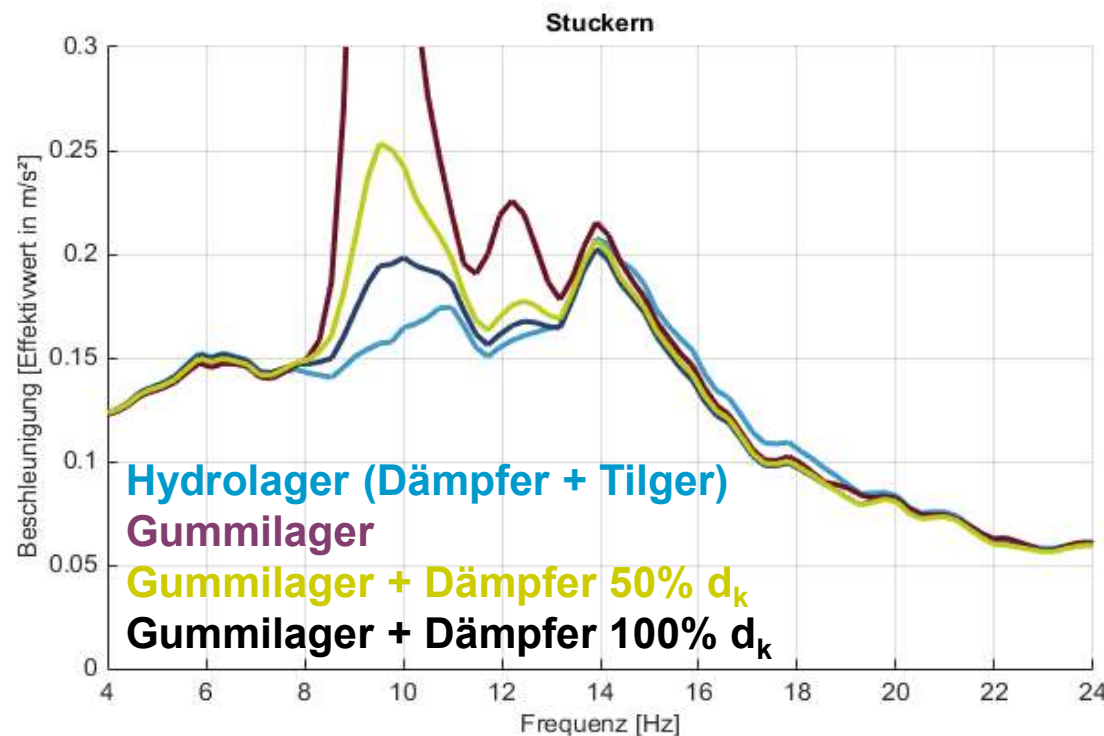




# Motorlager

## Hydromotorlager im Gesamtfahrzeug (Erstauslegung der Lage des Dämpfungsmaximums)

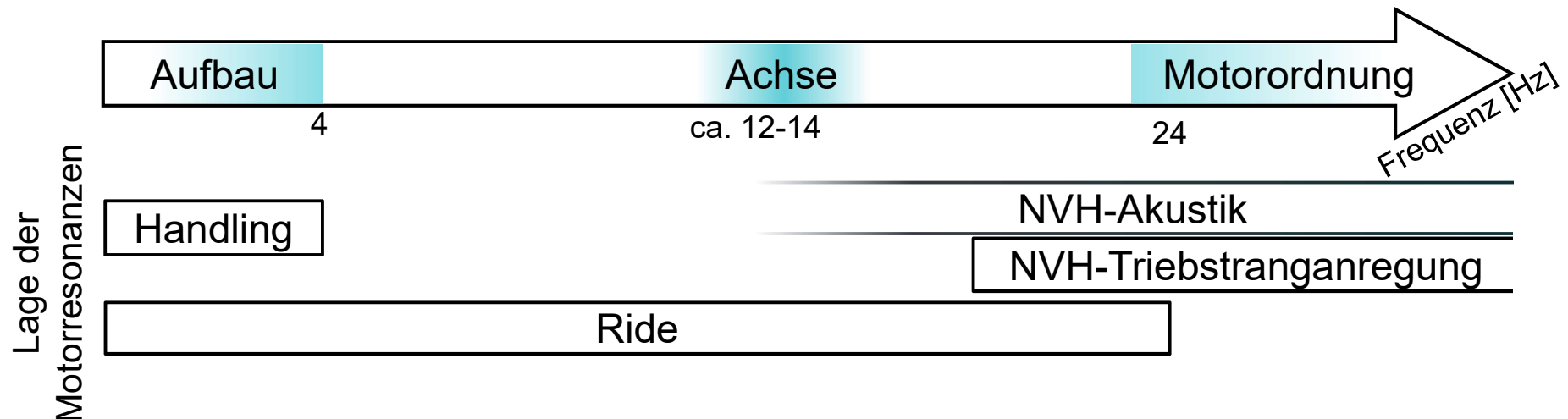
Wie sollte die Erstauslegung des Dämpfungsverlaufs sein ?





# Motorlager

## Zielkonflikte bei der Motorlagerauslegung (in Abhängigkeit der Lage der Motorresonanzen)



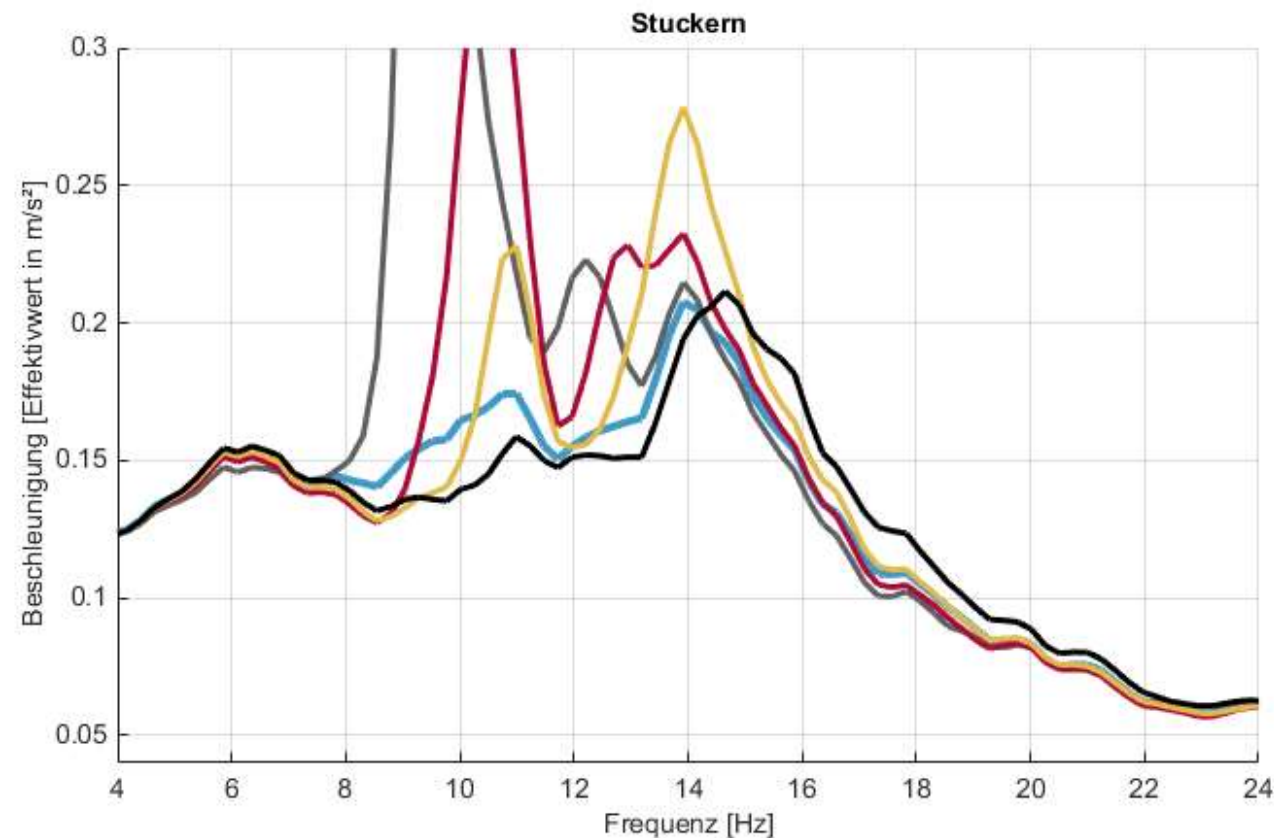
6 - 15 Hz: typischer Motorresonanzbereich => Zielkonflikt Ride/NVH

Ride: Ist eine „Resonanzkatastrophe“ in der Nähe der Achsresonanz zu erwarten ?



# Motorlager

## Freiheitsgrade des Motors (Überlagerung der Achs- und Motorresonanzen)



Variation der Vertikalsteifigkeit (Basis =  $c_z$ ) der Motorlager:

$c_z$

$c_z \cdot 1.5$

$c_z \cdot 2$

$c_z \cdot 3$

$c_z$  (Hydro)

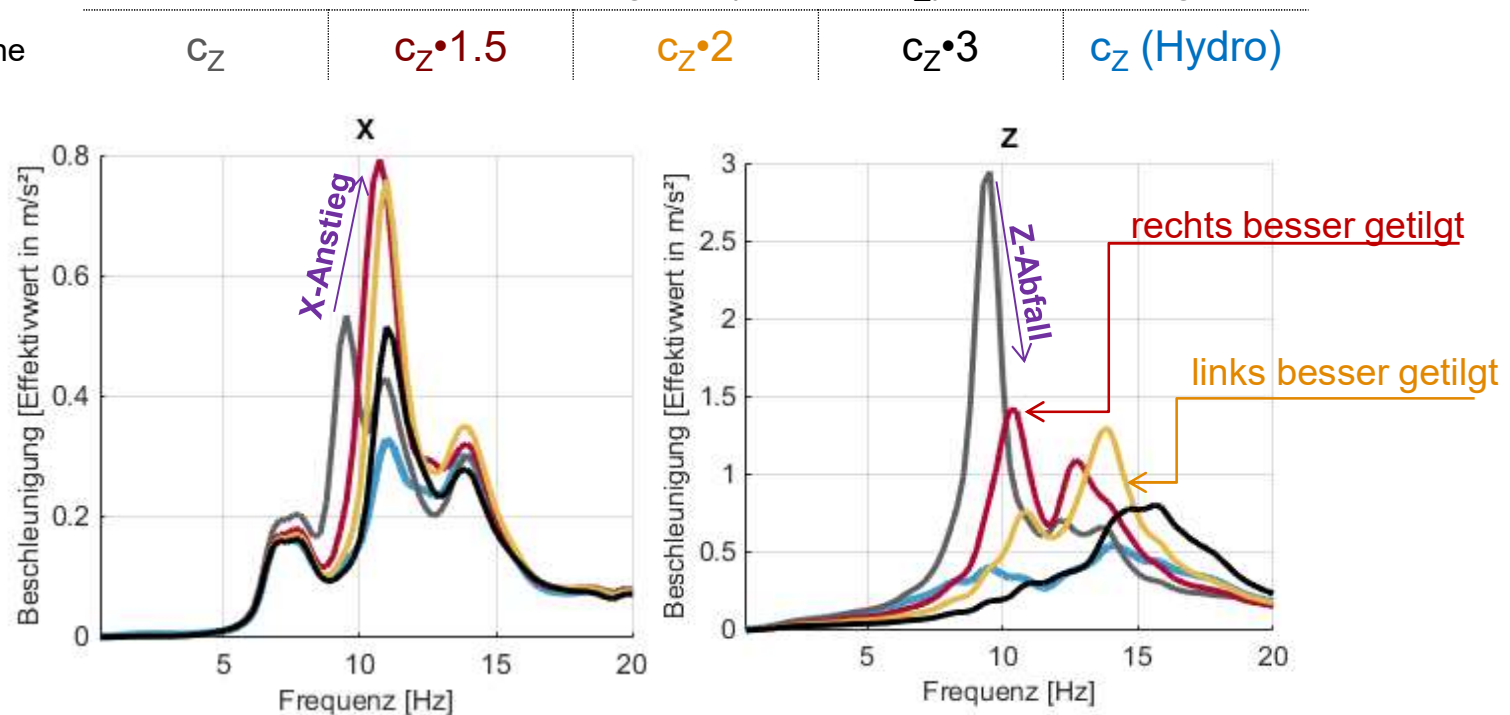


# Motorlager

## Freiheitsgrade des Motors (Kopplung der x- und z-Bewegungsrichtungen)

Variation der Vertikalsteifigkeit (Basis =  $c_z$ ) der Motorlager:

Unterschiedliche  
Skalierung  
auf den  
Ordinaten !



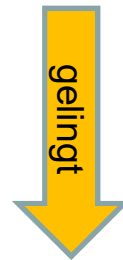




# Motorlager

## Motorlagervorauslegung für den Fahrkomfort

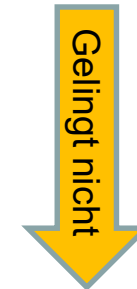
Schwingungsauslegung ohne Dämpfung:  
Steifigkeitsvariation so, dass möglichst günstige Modenkopplung  
mit möglichst schmalen Spektrum entsteht  
(z-Richtung: möglichst eine ausgeprägte singuläre Resonanz)



Motorlager mit relativ  
schmalbandigem Dämpfungsverlauf  
(= leichter Tilger)

Dämpfungsmaximum an der  
z-Hauptresonanz

Tilgernebenbänder dem subjektiven  
Eindruck entsprechend auslegen

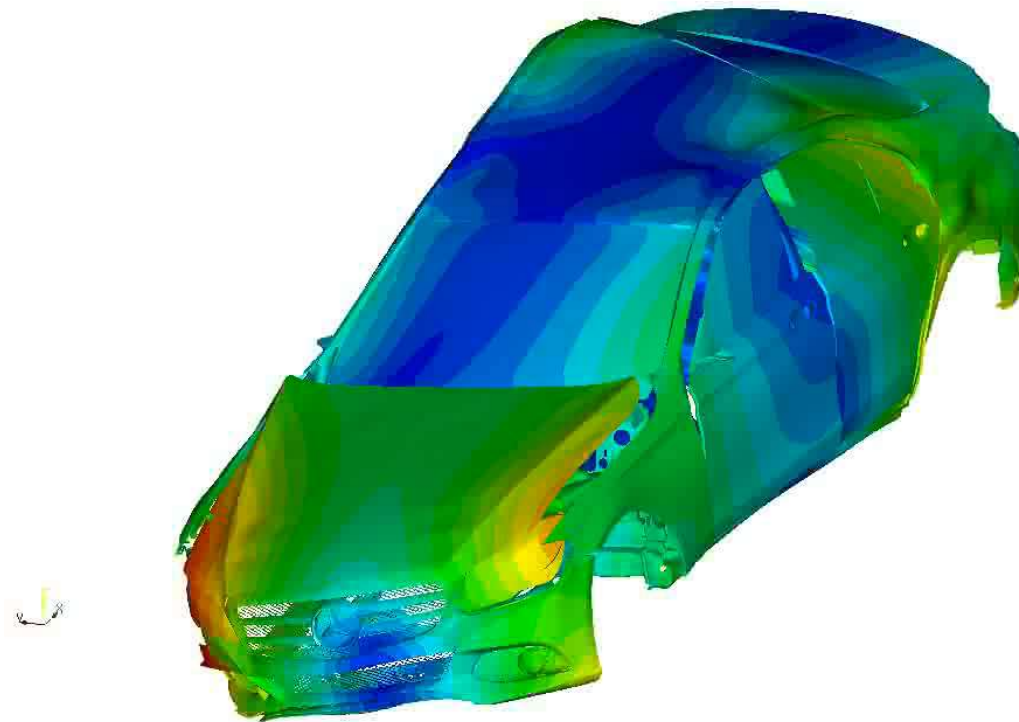


Breitbandig dämpfendes Motorlager  
notwendig

Dämpfungsmaximum als Kompromiss  
für mehrere Resonanzen

# Einfluß der Karosserie auf die Fahrzeugmechanik

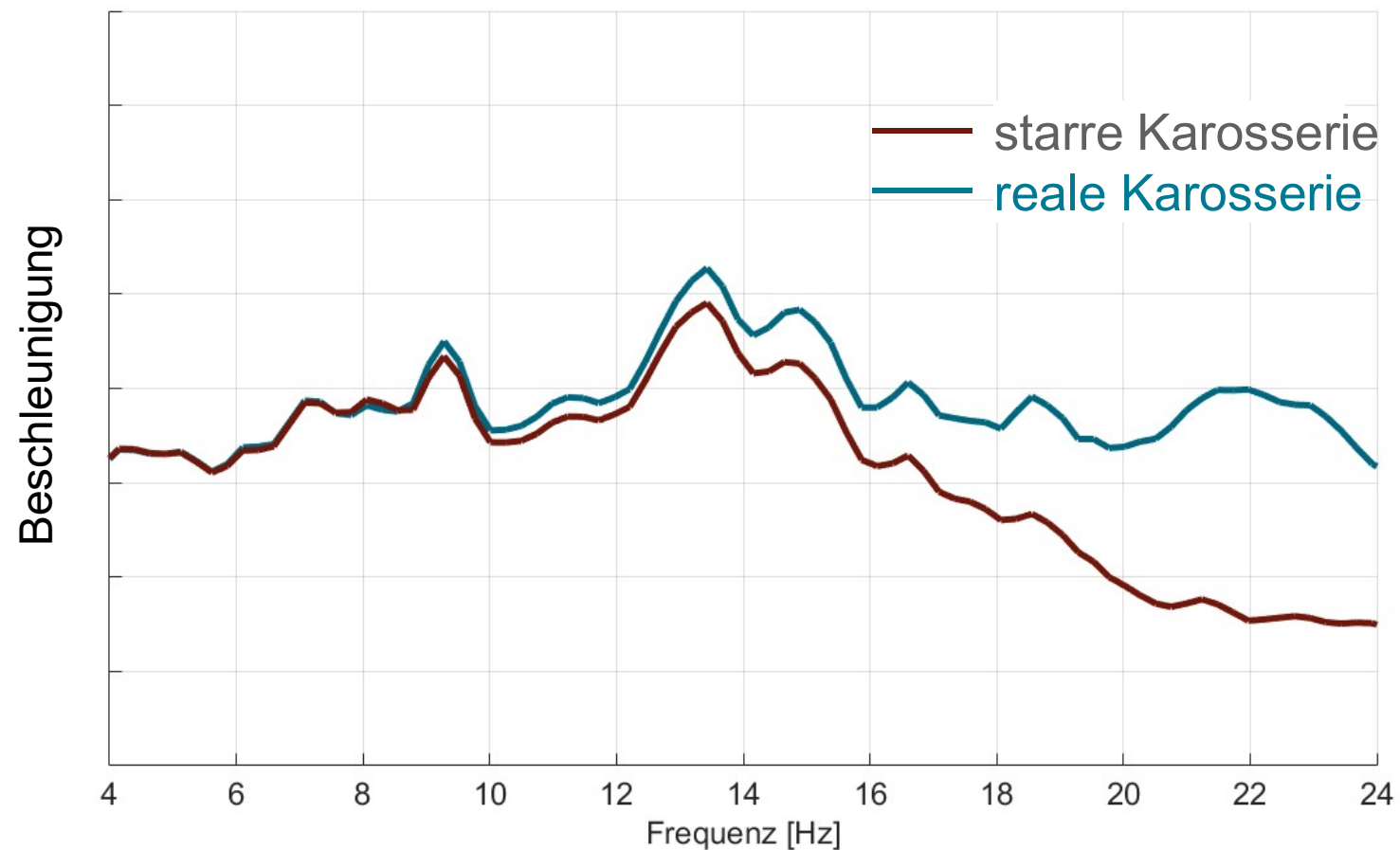
---



## 1. Eigenfrequenz Roh-Karosserie bei $> 40$ Hz

# Einfluss der Karosserie auf die Fahrzeugmechanik

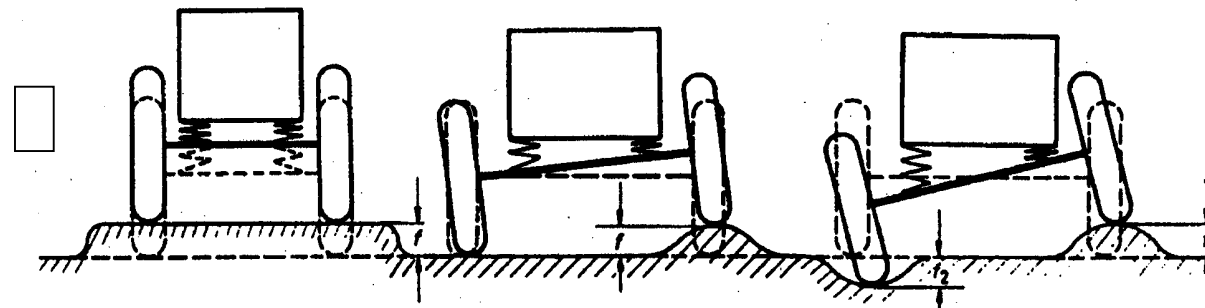
Beispiel zum Einfluss der Karosseriesteifigkeit bei kleinen Straßenanregungen



# Einfluß der ungefederten Massen auf die Fahrzeugmechanik

Die Räder einer Achse können bezüglich des Fahrzeugaufbaus gleich-, wechsel- oder einseitig aus- bzw. einfedern:

Einfederungsarten einer Achse



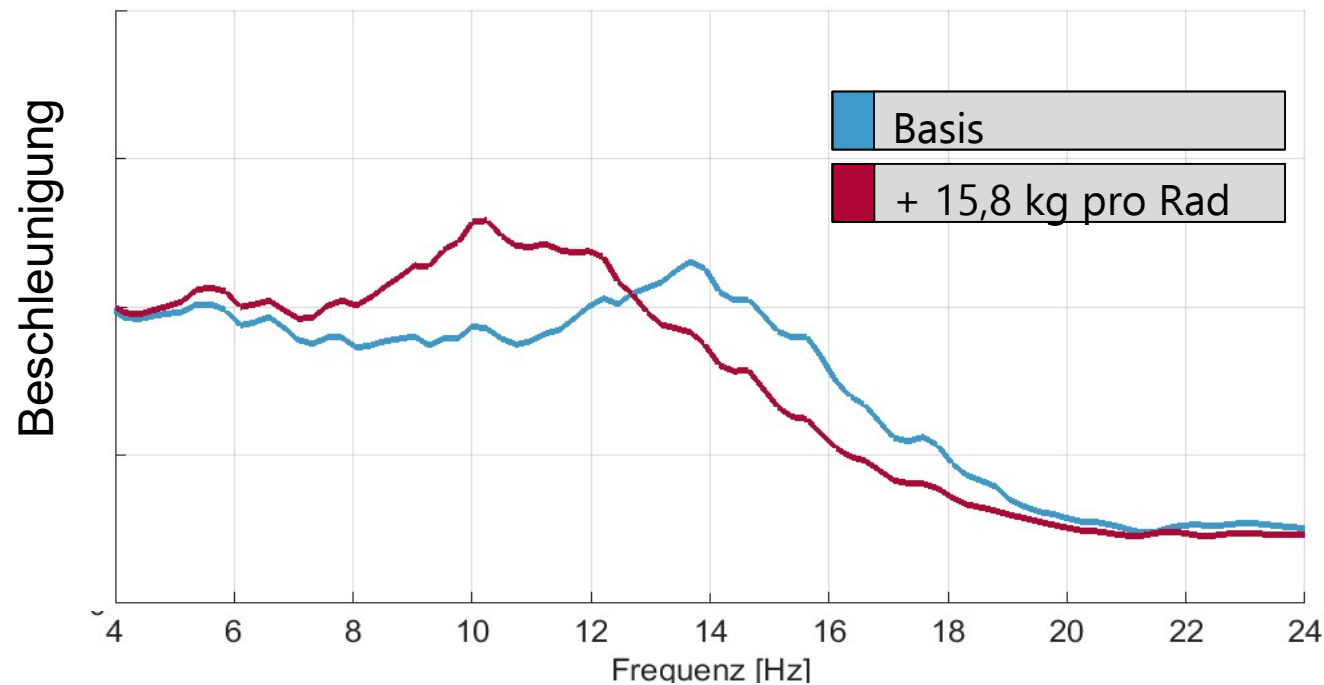
Die Federrate bei gleichseitiger Federung dient zur Abstimmung des Fahrkomforts. Die beim Ein- und Ausfedern schwingenden Massen werden unterteilt in die aufbaufedernde und reifengefedernde bzw. ungefederte Masse.

## **Zur ungefederten Masse gehören:**

- Reifen
- Felge
- Radträger
- Bremse (Scheibe & Sattel)
- Differential (nur bei Starrachsen, falls nicht am Aufbau befestigt)

# Einfluß der ungefederten Massen auf die Fahrzeugmechanik

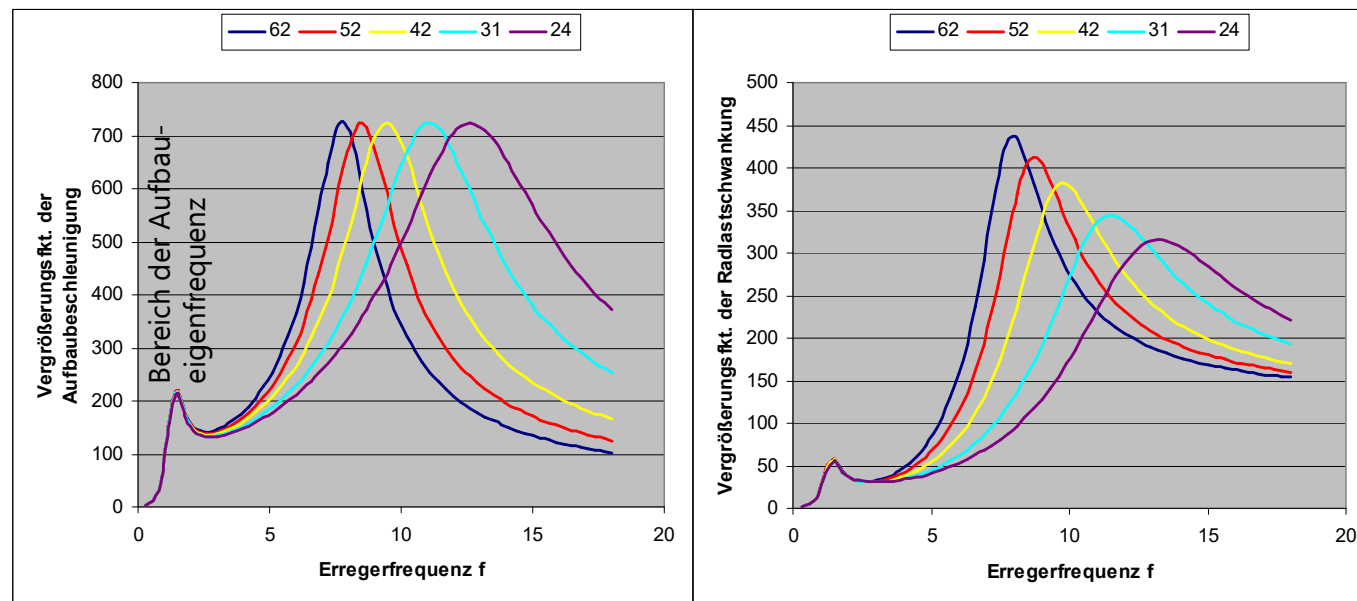
## Einfluss ungefederter Masse auf stuckern



# Einfluß der ungefederten Massen auf die Fahrzeugmechanik

## Variation der Radmasse

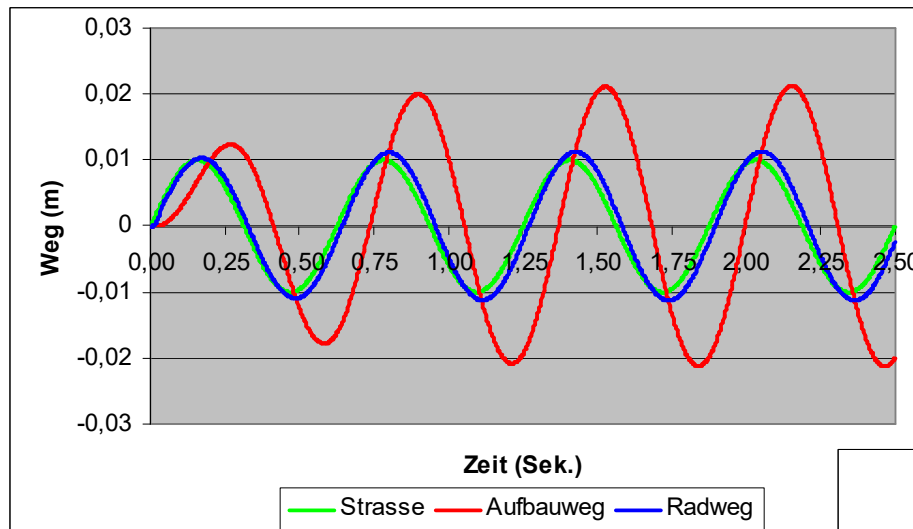
Einfluss der Radmasse auf die Vergrößerungsfunktion



- Im Bereich der Aufbaueigenfrequenz hat die Variation der „Radmasse“ keinen Einfluss.
- Die Verringerung der „Radmasse“ erhöht die Radeigenfrequenz.
- Mit Erhöhung der „Radmasse“ werden die Radlastschwankungen deutlich größer und damit die Fahrsicherheit schlechter.

# Einfluß der ungefederten Massen auf die Fahrzeugmechanik

## Variation der „Radmasse“ in der Aufbaueigenfrequenz



$$m_R = 20 \text{ kg}$$

$$f_A = 1,6 \text{ Hz}$$

$$D_A = 0,33$$

$$f_{\text{Straße}} = 1,6 \text{ Hz}$$

$$m_R = 60 \text{ kg}$$

$$f_A = 1,6 \text{ Hz}$$

$$D_A = 0,33$$

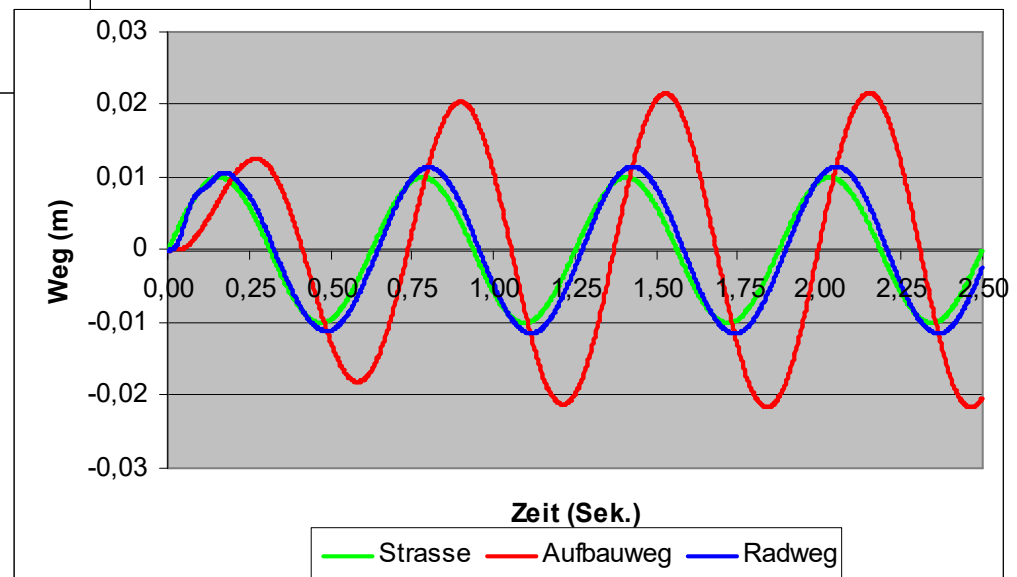
$$f_{\text{Straße}} = 1,6 \text{ Hz}$$

$$m_A = 266 \text{ kg}$$

$$d_A = 1740 \text{ Ns/m}$$

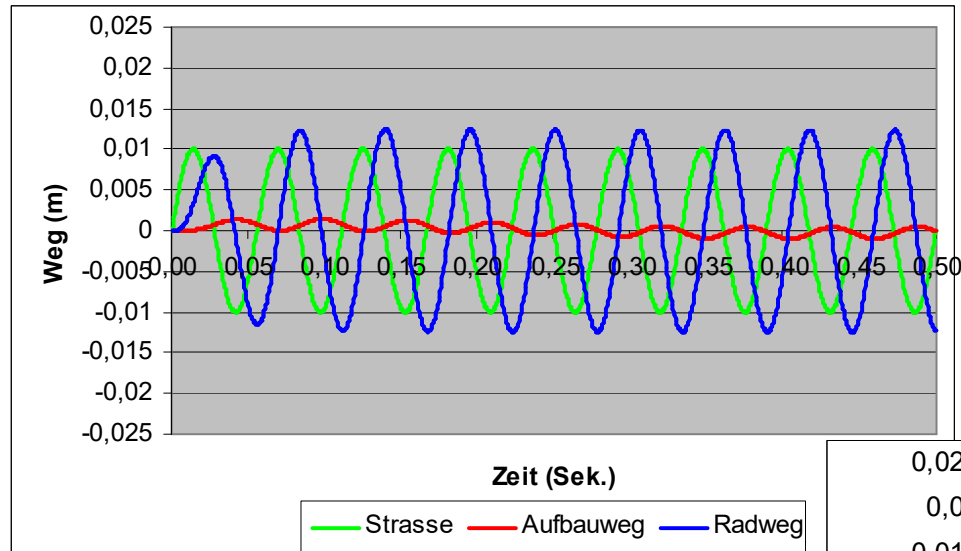
$$c_A = 2666 \text{ N/m}$$

$$c_R = 230 \text{ kN/m}$$



# Einfluß der ungefederten Massen auf die Fahrzeugmechanik

## Variation der „Radmasse“ in der Radeigenfrequenz



$$m_R = 20 \text{ kg}$$

$$f_R = 18 \text{ Hz}$$

$$D_A = 0,38$$

$$f_{\text{Straße}} = 18 \text{ Hz}$$

$$m_R = 60 \text{ kg}$$

$$f_R = 10,4 \text{ Hz}$$

$$D_A = 0,38$$

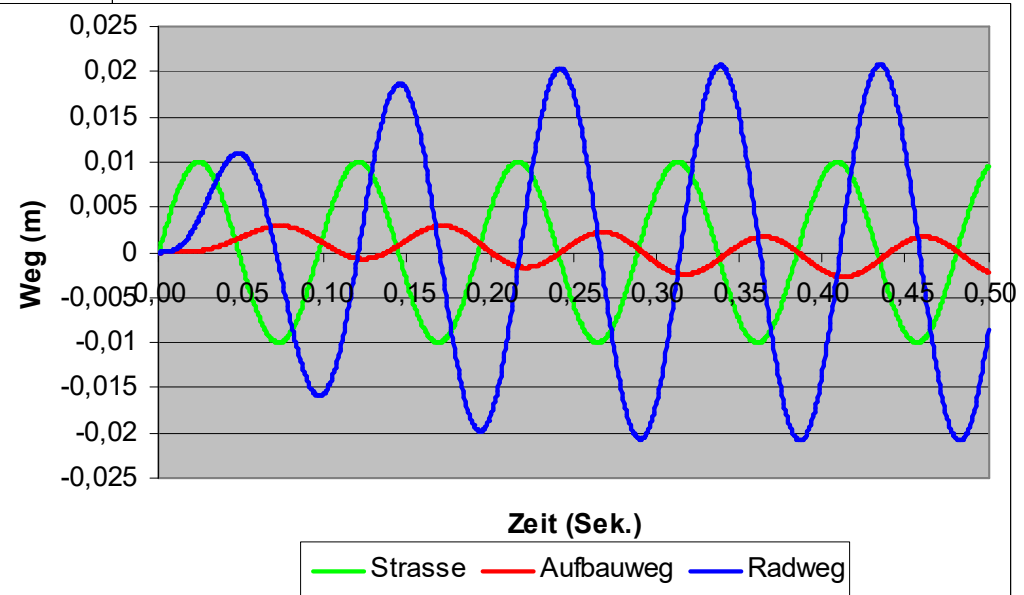
$$f_{\text{Straße}} = 10,4 \text{ Hz}$$

$$m_A = 266 \text{ kg}$$

$$d_A = 1740 \text{ Ns/m}$$

$$c_A = 2666 \text{ N/m}$$

$$c_R = 230 \text{ kN/m}$$

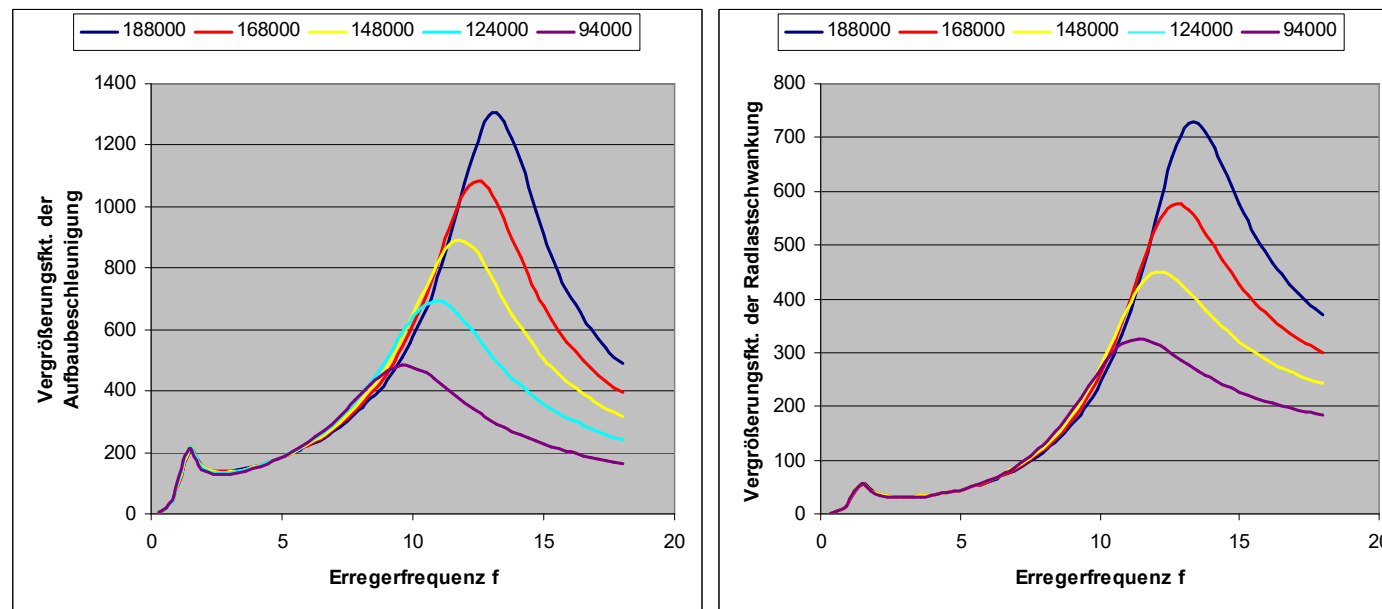




# Einfluß der ungefederten Massen auf die Fahrzeugmechanik

## Variation der vertikalen Radsteifigkeit

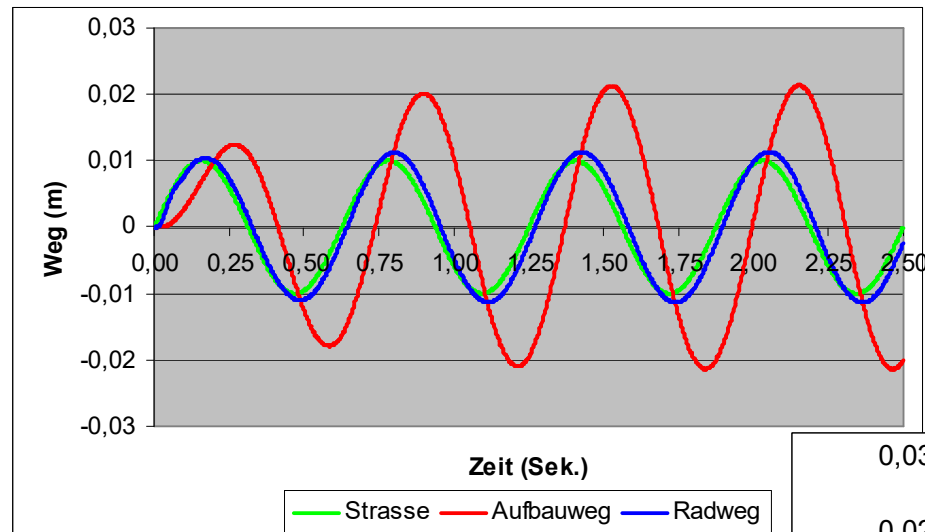
### Einfluss der Reifenfedersteife auf die Vergrößerungsfunktion



- Im Bereich der Aufbaueigenfrequenz hat die Variation der Reifenfedersteifigkeit keinen Einfluss.
- Im Bereich der Radeigenfrequenz führt eine größere Reifenfedersteifigkeit zu höheren Beschleunigungen und Radlastschwankungen.

# Einfluß der ungefederten Massen auf die Fahrzeugmechanik

## Variation der Reifenfedersteifigkeit in der Aufbaueigenfrequenz



$$c_R = 230 \text{ kN/m}$$

$$f_A = 1,6 \text{ Hz}$$

$$D_A = 0,33$$

$$f_{\text{Straße}} = 1,6 \text{ Hz}$$

$$c_R = 100 \text{ kN/m}$$

$$\omega_A = 1,6 \text{ Hz}$$

$$D_A = 0,33$$

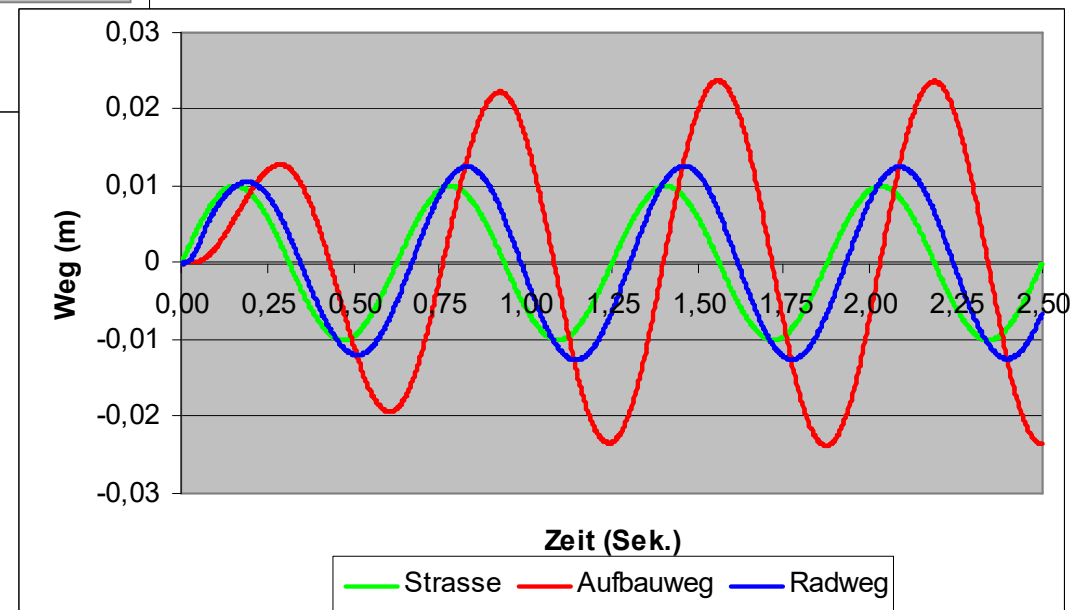
$$\omega_{\text{Straße}} = 1,6 \text{ Hz}$$

$$m_A = 266 \text{ kg}$$

$$d_A = 1740 \text{ Ns/m}$$

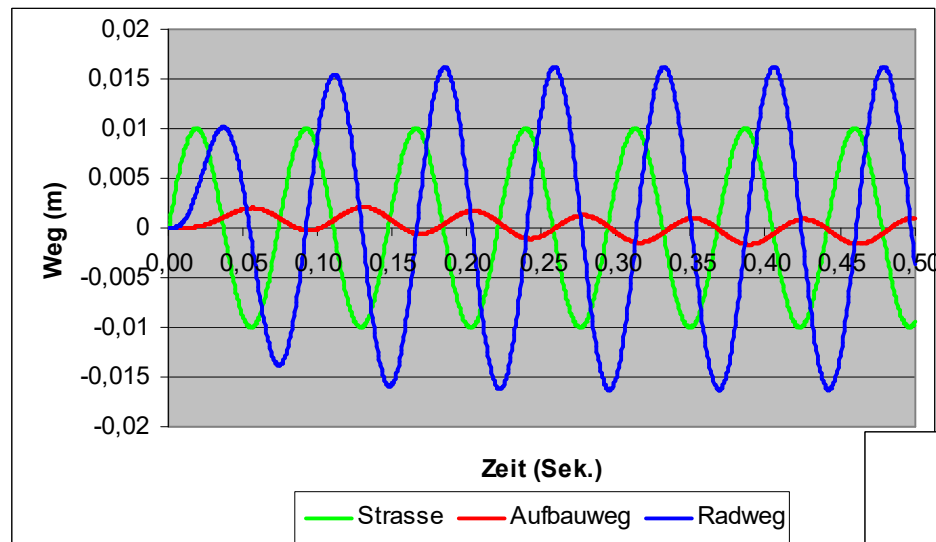
$$c_A = 2666 \text{ N/m}$$

$$m_R = 35 \text{ kg}$$



# Einfluß der ungefederten Massen auf die Fahrzeugmechanik

## Variation der Reifenfedersteifigkeit in der Radeigenfrequenz



$$c_R = 230 \text{ kN/m}$$

$$f_R = 13,6 \text{ Hz}$$

$$D_A = 0,38$$

$$f_{\text{Straße}} = 13,6 \text{ Hz}$$

$$c_R = 100 \text{ kN/m}$$

$$\omega_A = 9,6 \text{ Hz}$$

$$D_A = 0,38$$

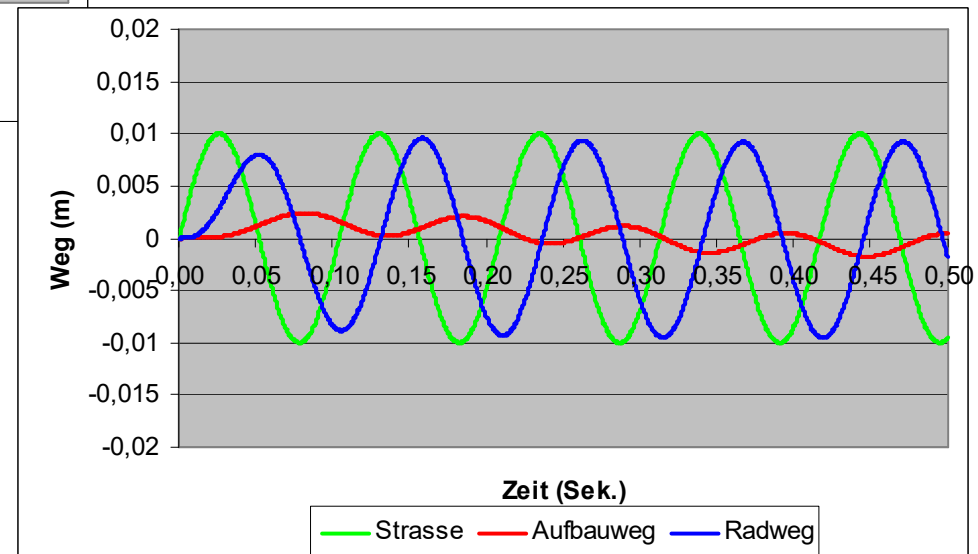
$$\omega_{\text{Straße}} = 9,6 \text{ Hz}$$

$$m_A = 266 \text{ kg}$$

$$d_A = 1740 \text{ Ns/m}$$

$$c_A = 2666 \text{ N/m}$$

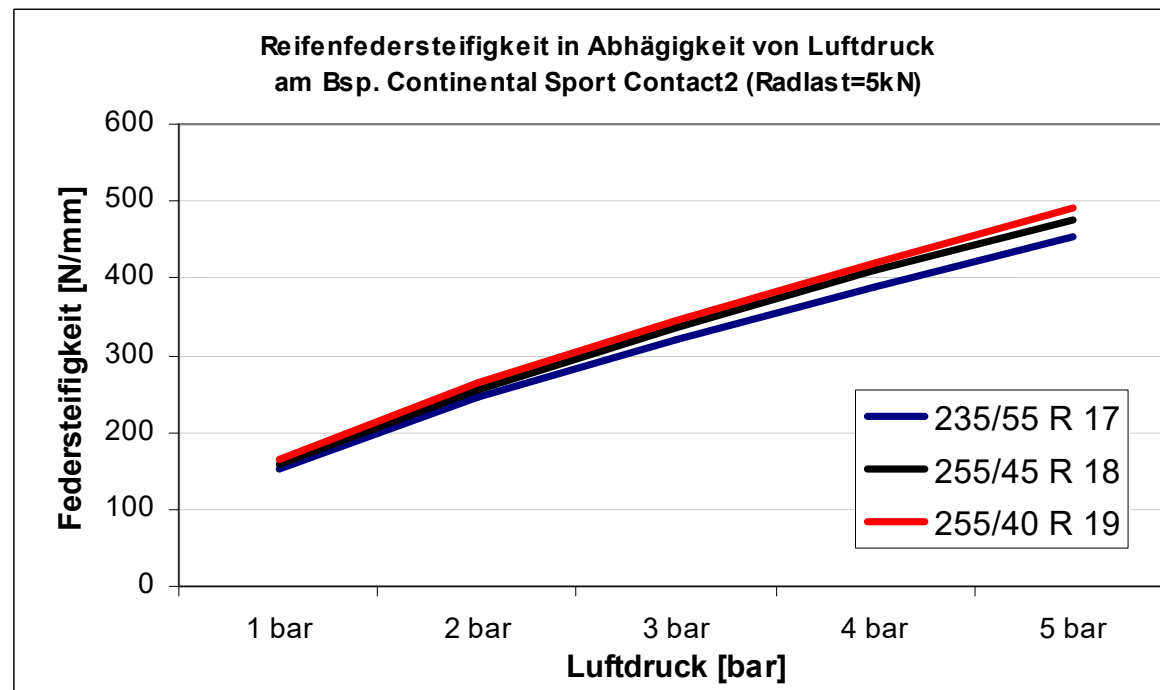
$$m_R = 35 \text{ kg}$$



# Einfluß der ungefederten Massen auf die Fahrzeugmechanik

## Variation der Reifenfedersteifigkeit durch Luftdruckvariationen

Reifenfedersteifigkeit in Abhängigkeit von Luftdruck am Bsp.  
Continental Sport Contact2 (Radlast=5kN)



←  
**Komfortabler im Bereich größer 10 Hz**

# Einfluß der Achsreibung auf die Fahrzeugmechanik

