

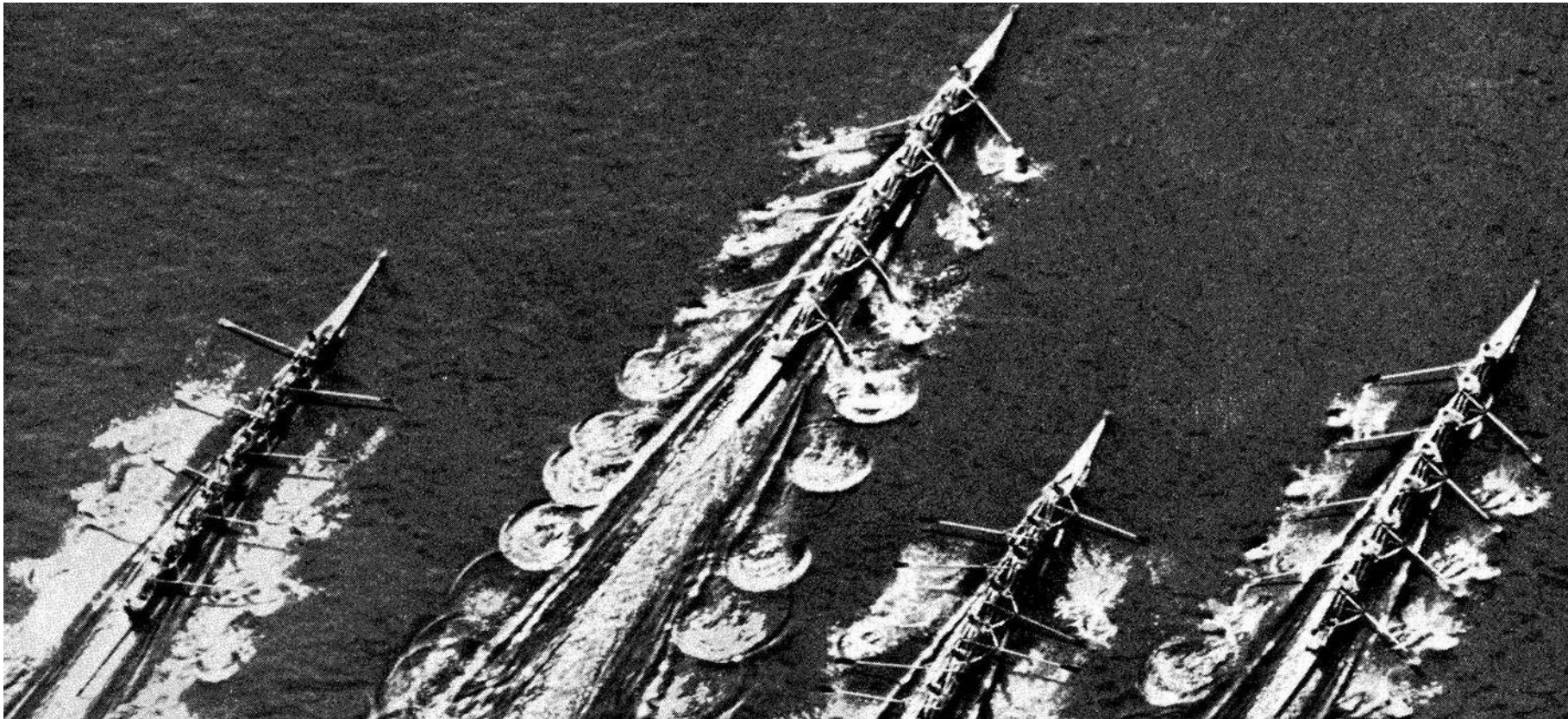
PKW Federung und Dämpfung – Übersicht, Trends, Zukunft



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

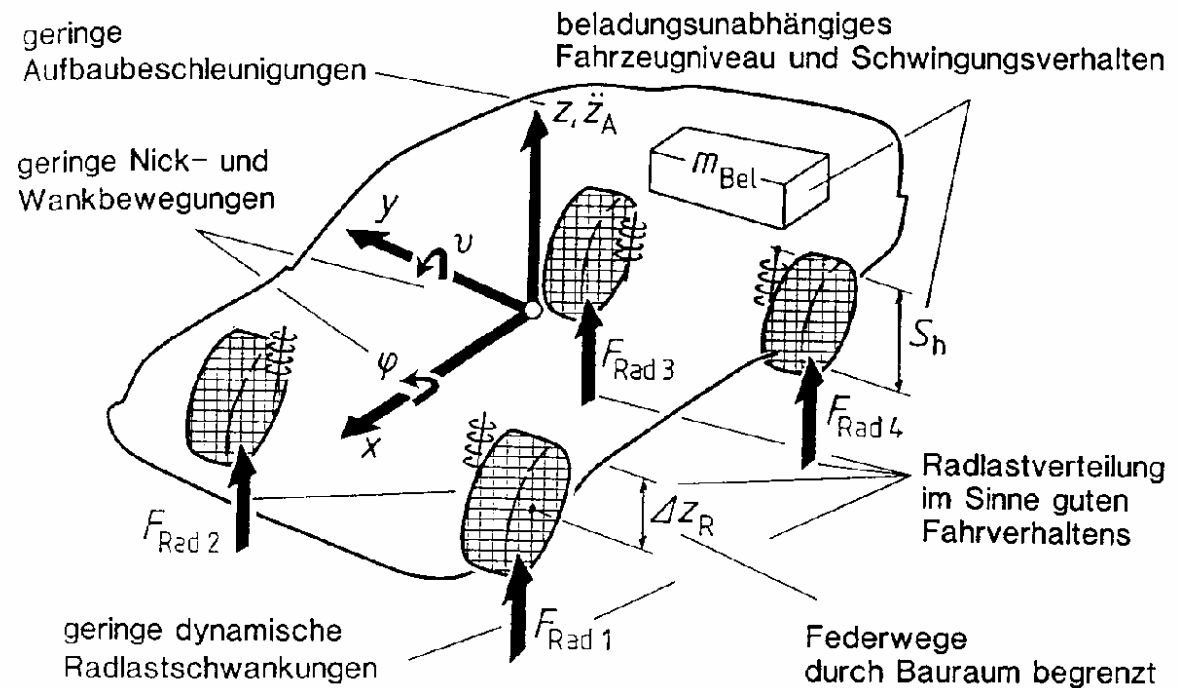
3. Fachtagung Federungs- und Dämpfungssysteme im Fahrwerk

Prof. Dr.-Ing. Peter Pelz / Institut für Fluidsystemtechnik / TU Darmstadt



Anforderungen an das Feder-Dämpfungs-system eines PKW

- Last tragen
- Energie speichern
- Energie wandeln



Quelle: Gies in „Fortschritte der Fahrzeugtechnik“, 1992

Systembeurteilung aus Sicht eines OEM

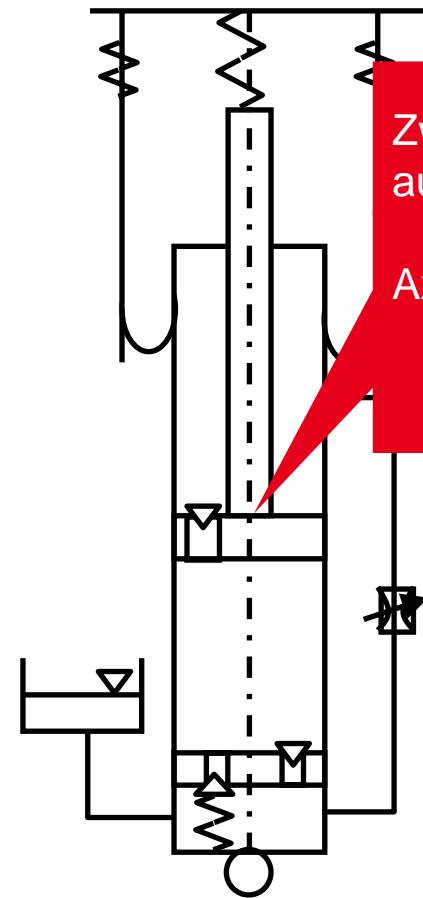
passiv adaptiv aktiv

		Stahlfeder + hydraulischer Dämpfer	Stahlfeder + adaptiver hydraulischer Dämpfer	Luftfeder + adaptiver hydraulischer Dämpfer	aktiver Wankausgleich	aktive Fußpunk- tverstellung
Komfort	1 Aufbau- beschleunigung			7.8		
	2 Abrollkomfort	7	7.5	7.8	7.2	7.7
	3 quasistatische Reibung					
Fahrdynamik	4 Nick- Wankbewegung					8
	5 Aufbaukontrolle	7	7.5	7.8	7.5	
	6 Radlastvertei- lung					
Fahrsicherheit	7 Radlast- schwankungen					
	8 Fahrzeugnivau					
	9 Beladungs- abhängigkeit					
Systemaufwand	10 Package	10				
	11 Achskonzept		8.5	7	7.5	5
	12 Kosten (inkl. Entwicklung)					
Kundenwahr- nehmung	13 Preis			8		8
	14 Erlebbarkeit	5.7	6.5	8	6.5	8
	15 Prestige					

Bewertung der Fa. Audi aus dem Jahr 2003

10 max. Bewertung, 1 min. Bewertung

Luftfeder + adaptiver hydraulischer Dämpfer

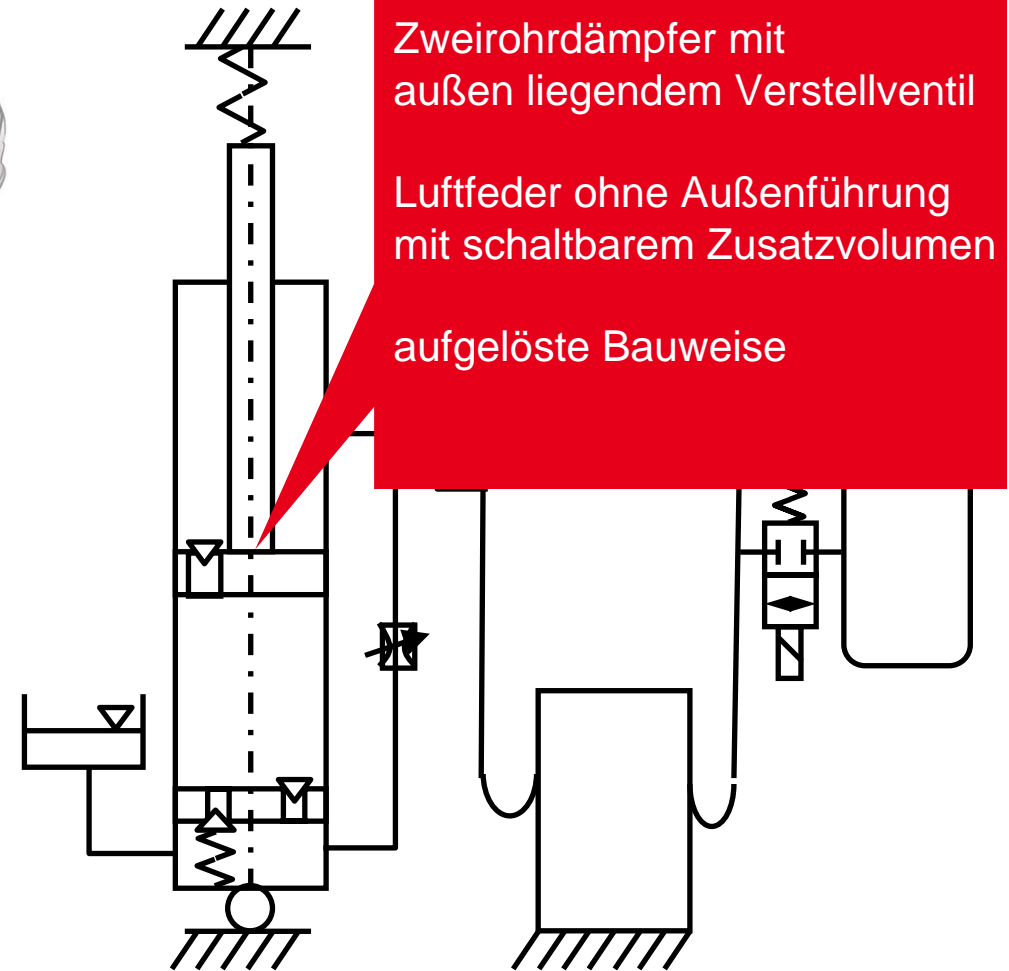
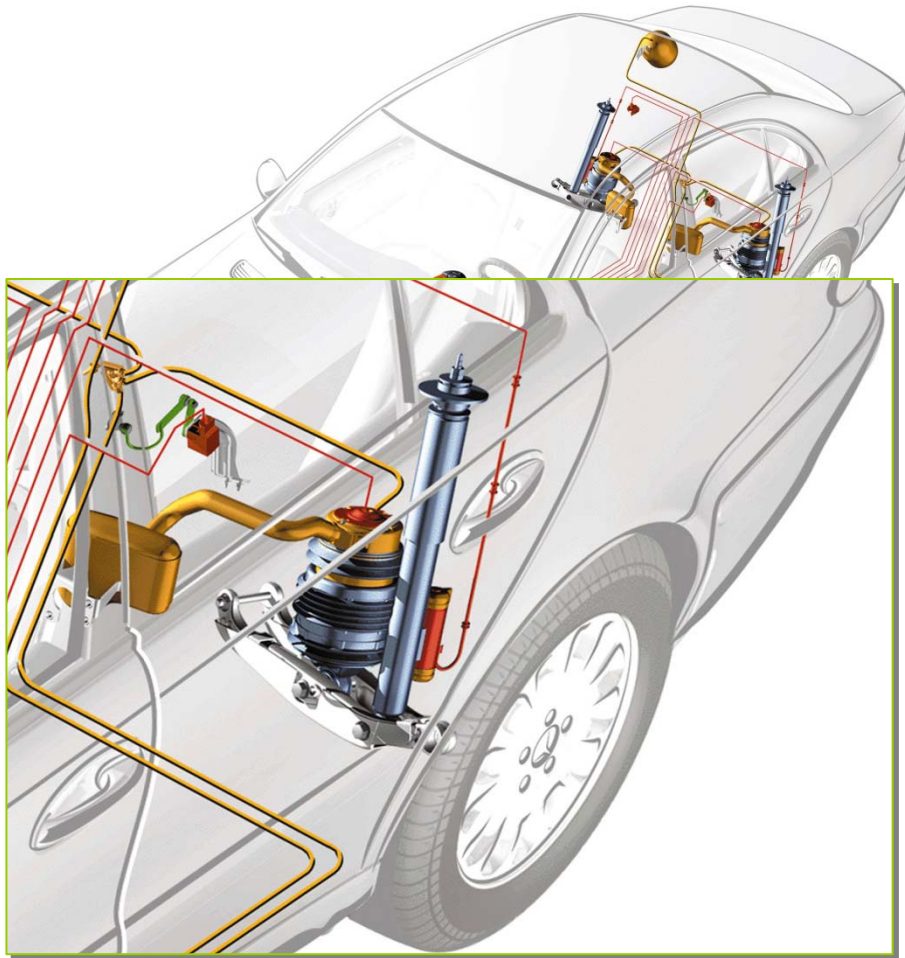


Zweirohrdämpfer mit
außen liegendem Verstellventil

Axialbalg mit Außenführung

Bildquelle Daimler

adaptive Luftfeder + adaptiver hydraulischer Dämpfer



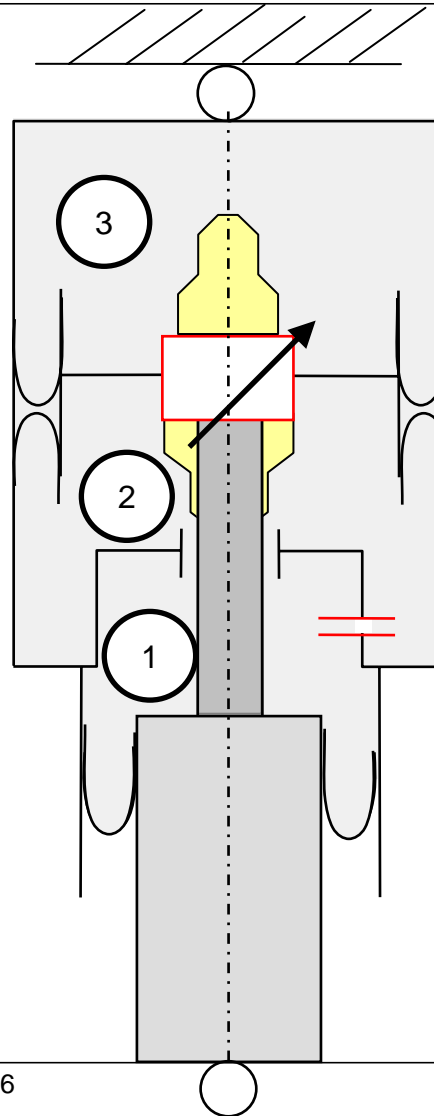
Zweirohrdämpfer mit
außen liegendem Verstellventil

Luftfeder ohne Außenführung
mit schaltbarem Zusatzvolumen

aufgelöste Bauweise

Bildquelle Daimler

adaptiver 3 Raum Luftfederdämpfer



Dreiraum Luft-Feder-Dämpfer

Dreibalglösung

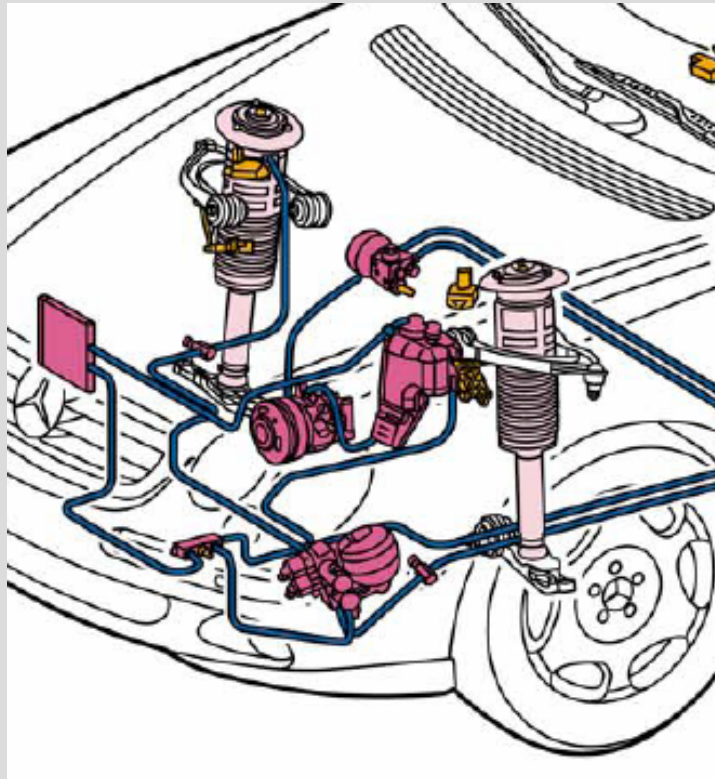
Bildquelle Vibracoustic

Aktiver Wankausgleich



Bildquelle BMW

Aktive Fußpunktverstellung



Q.: Daimler

Eigenschaften von aktiven hydraulischen Fahrwerkssystemen

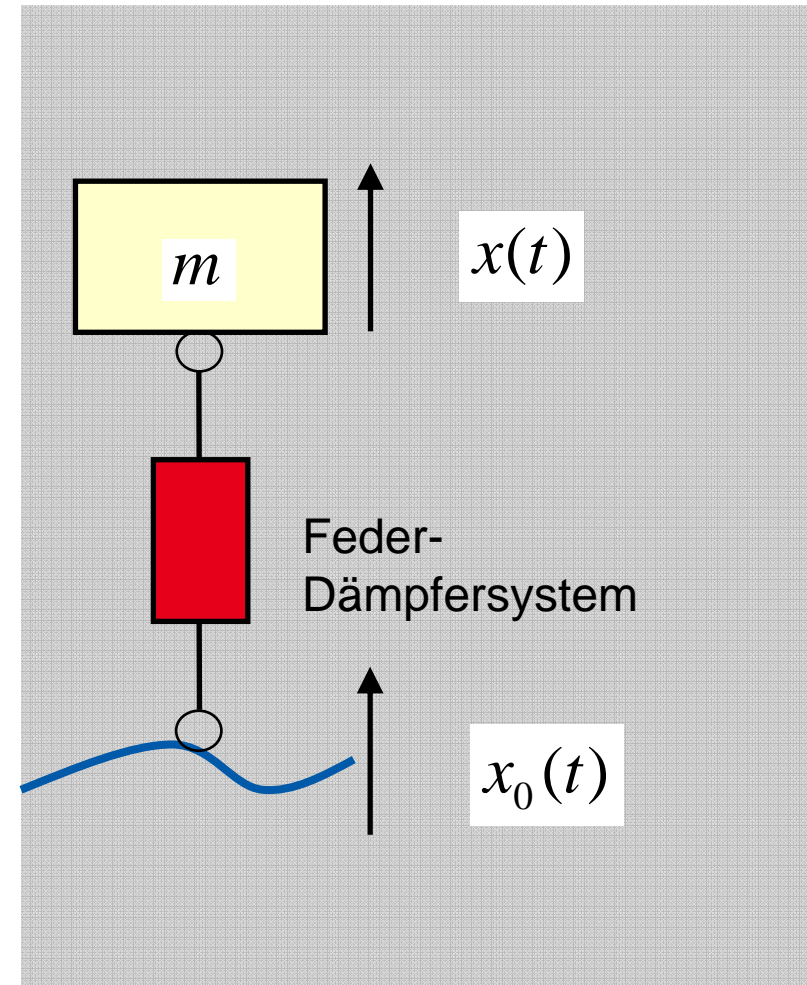
- geringe Funktionsintegration
- große Modul- / Bauteilanzahl
- Dichtungsreibung und –verschleiß
- Coulombsche Reibung
- hohe Servicekosten
- Kraftstoffmehrverbrauch

Entwicklungstrend

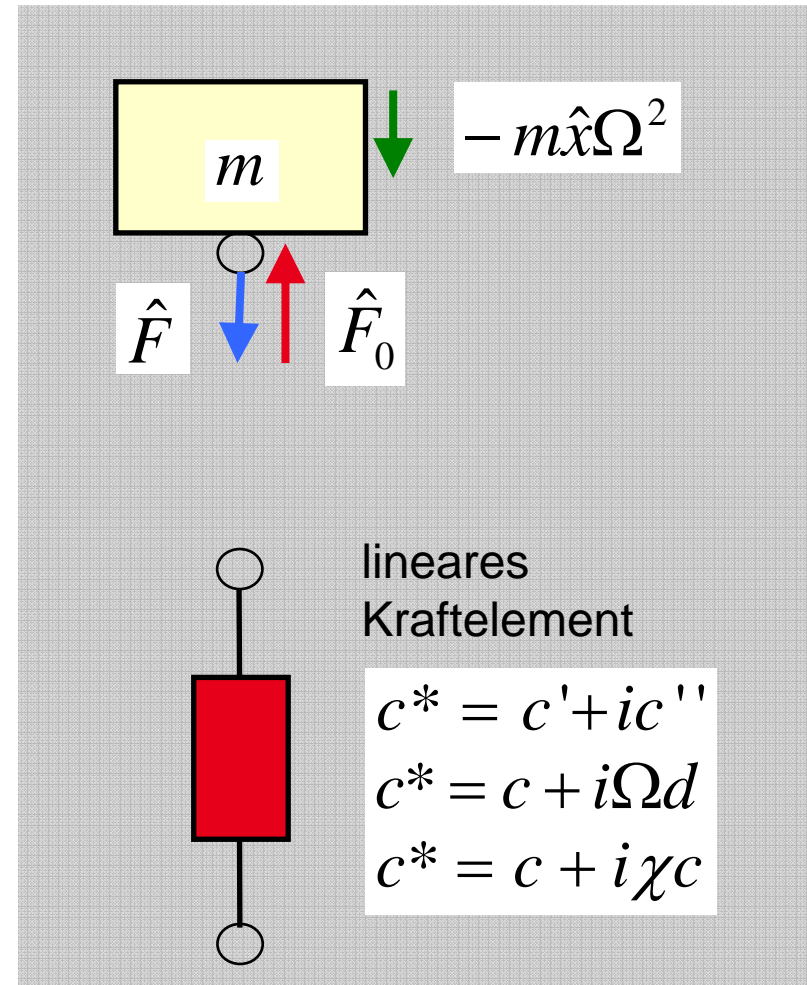
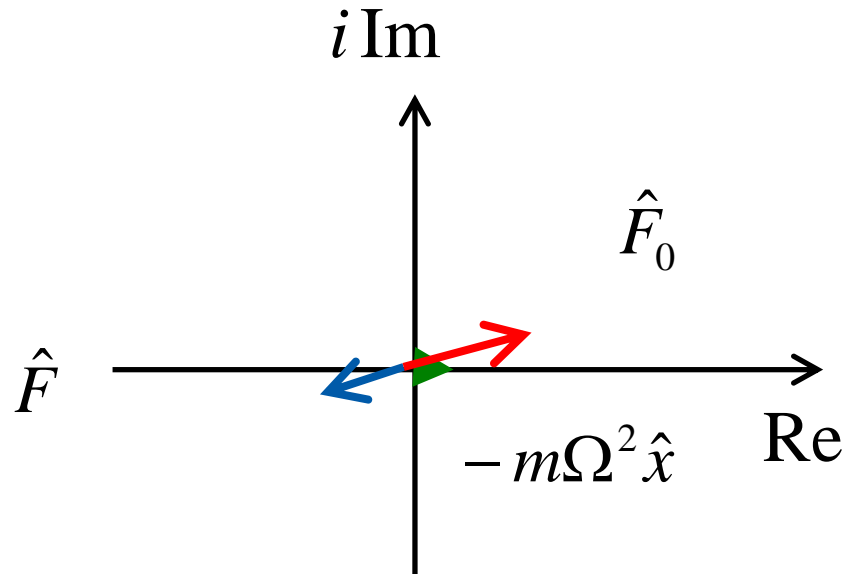
- elektromechanische Lösungen
- Funktionsintegration
- Aktive Luftfederelemente

Der Einmassenschwinger

- Unterkritische Anregung $\Omega \ll \omega = \sqrt{c/m}$
- Kritische Anregung $\Omega \sim \omega$
- Überkritische Anregung $\Omega \gg \omega$



Unterkritische Anregung $\Omega \ll \omega = \sqrt{c/m}$



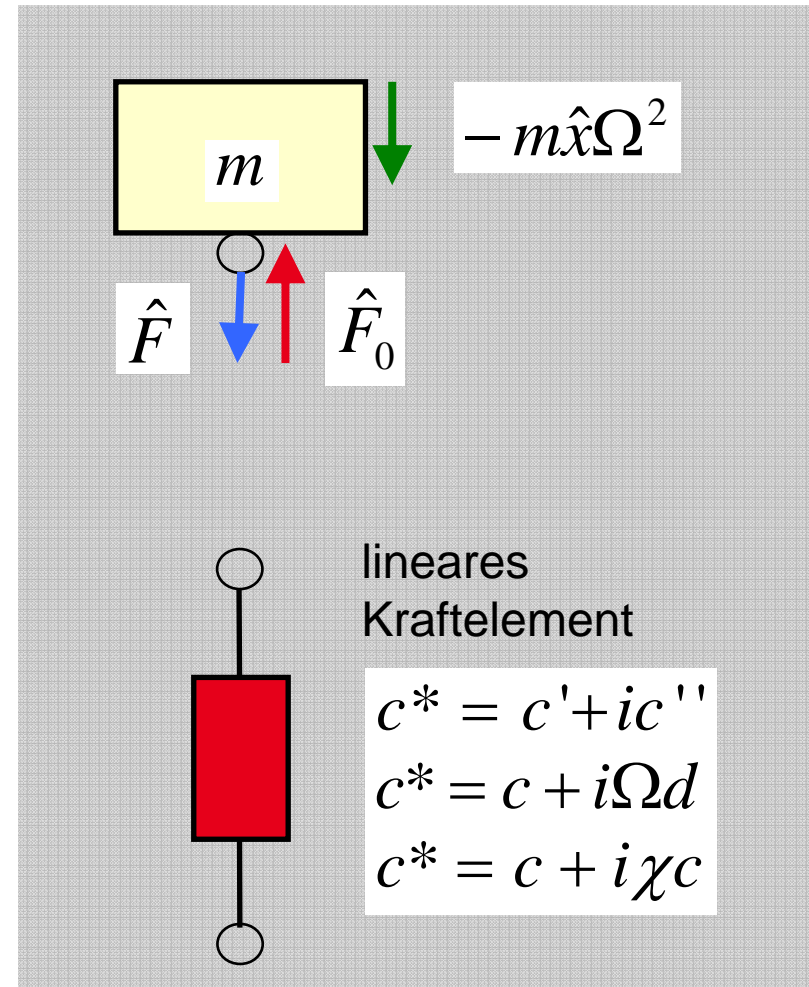
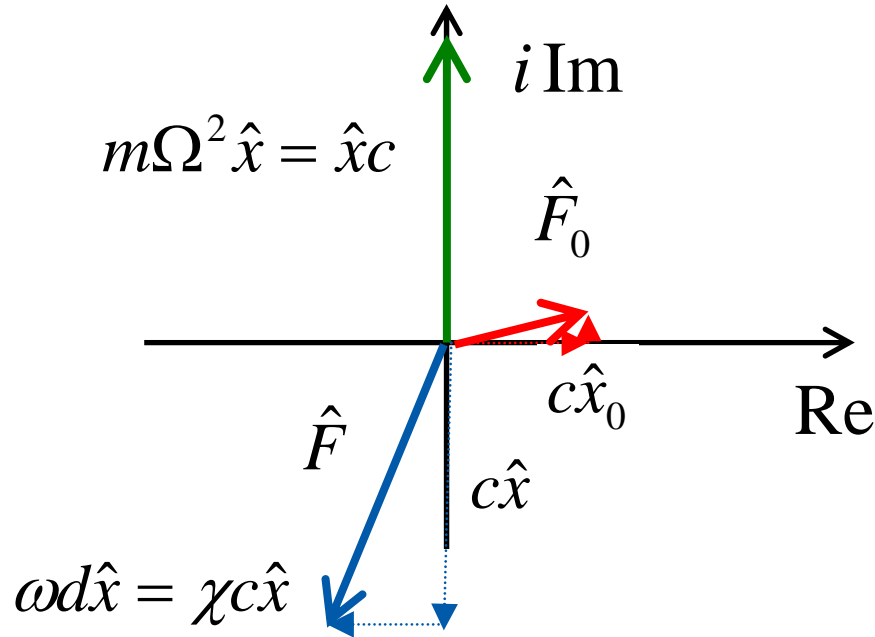
Massenkräfte sind vernachlässigbar klein

Erregung ist im quasi-statischen
Gleichgewicht mit der Auslenkung

$$c\hat{x} = c\hat{x}_0 \Rightarrow \hat{x} = \hat{x}_0$$

Kritische Anregung

$$\Omega \sim \omega = \sqrt{c/m}$$



Trägheitskraft ist mit der konservativen Kraft im Gleichgewicht
 Erregung ist in der Resonanz mit der Dämpfungskraft im Gleichgewicht und begrenzt die Amplitude:

$$\omega d |\hat{x}| = \chi c |\hat{x}| \sim c |\hat{x}_0|$$

Kritische Anregung

$$\Omega \sim \omega = \sqrt{c/m}$$

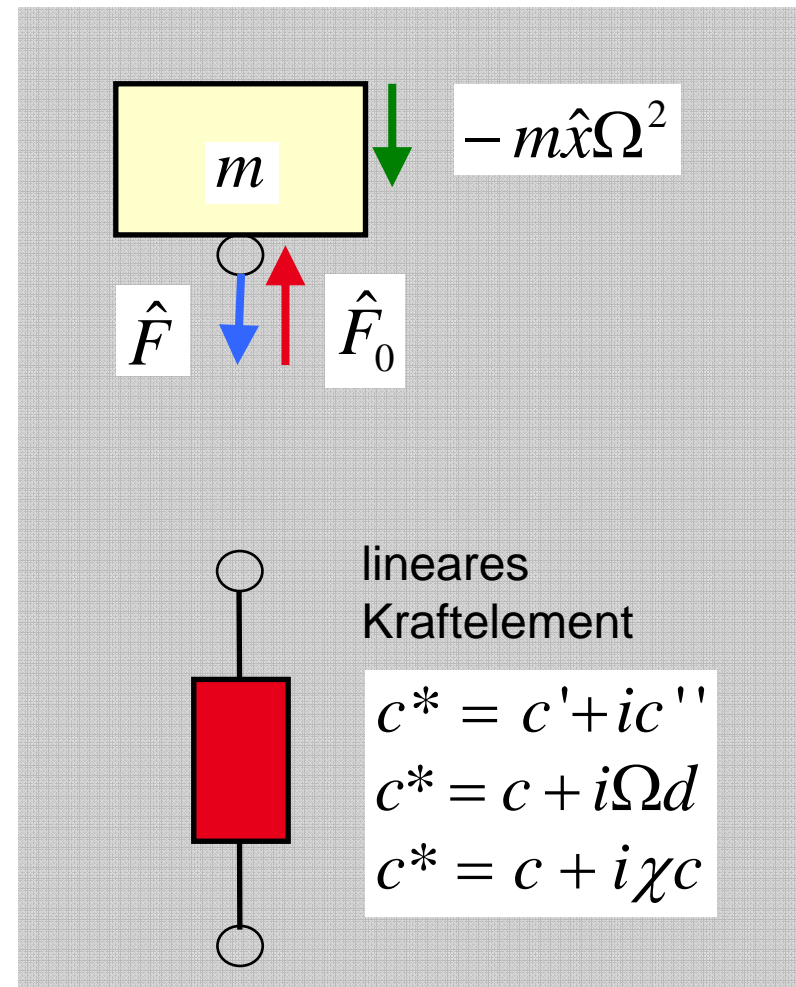
In der Resonanz gilt
Dämpfung = Erregung

$$c'' \hat{x} \quad \longleftrightarrow \quad c \hat{x}_0$$

$$\frac{|\hat{x}|}{|\hat{x}_0|} \sim \frac{c}{\omega d} := \frac{1}{2D} \quad \text{Dämpfungsgrad } D \text{ (Systemeigenschaft)}$$

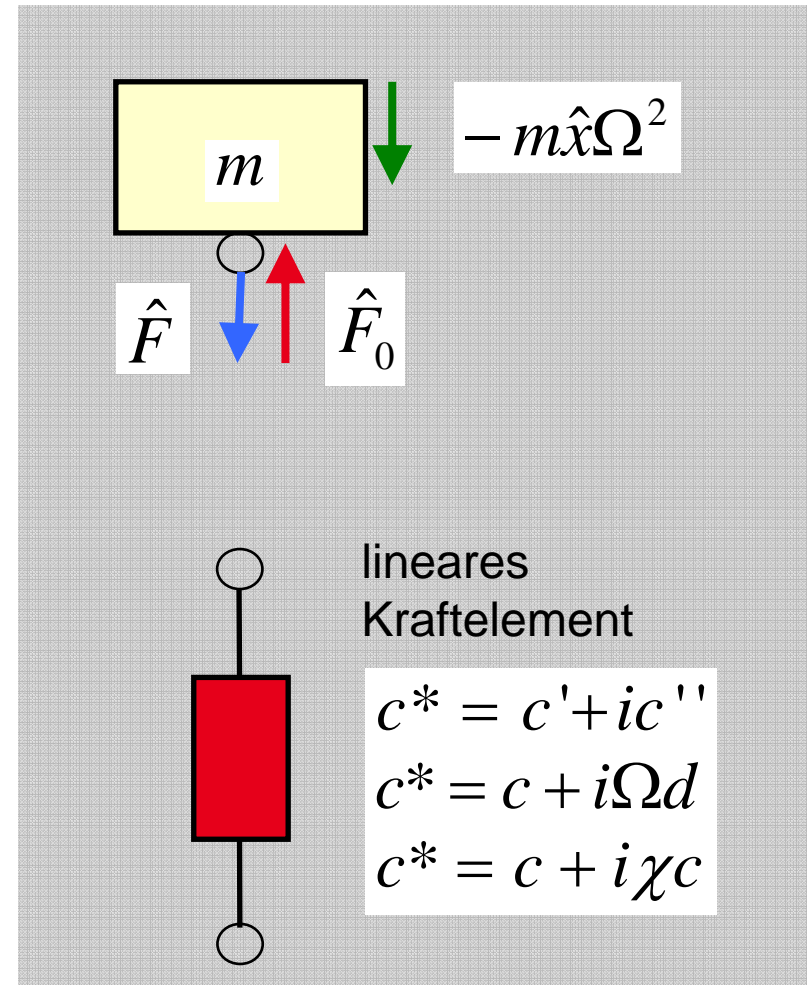
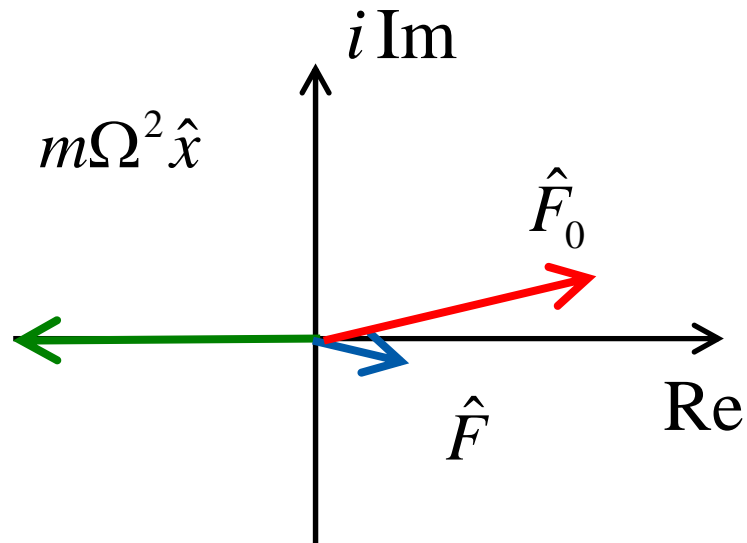
$$\frac{|\hat{x}|}{|\hat{x}_0|} \sim \frac{1}{\chi} \quad \text{Verlustfaktor } \chi \text{ (Bauteileigenschaft)}$$

(vgl. VDI 3830 Blatt 2)



Überkritische Anregung ISOLATION

$$\Omega \gg \omega = \sqrt{c/m}$$



→ Erregung ist im Gleichgewicht mit den Massenkräften

$$m\Omega^2 \hat{x} \sim c\hat{x}_0 \Rightarrow \frac{|\hat{x}|}{|\hat{x}_0|} \sim \frac{\omega^2}{\Omega^2}$$

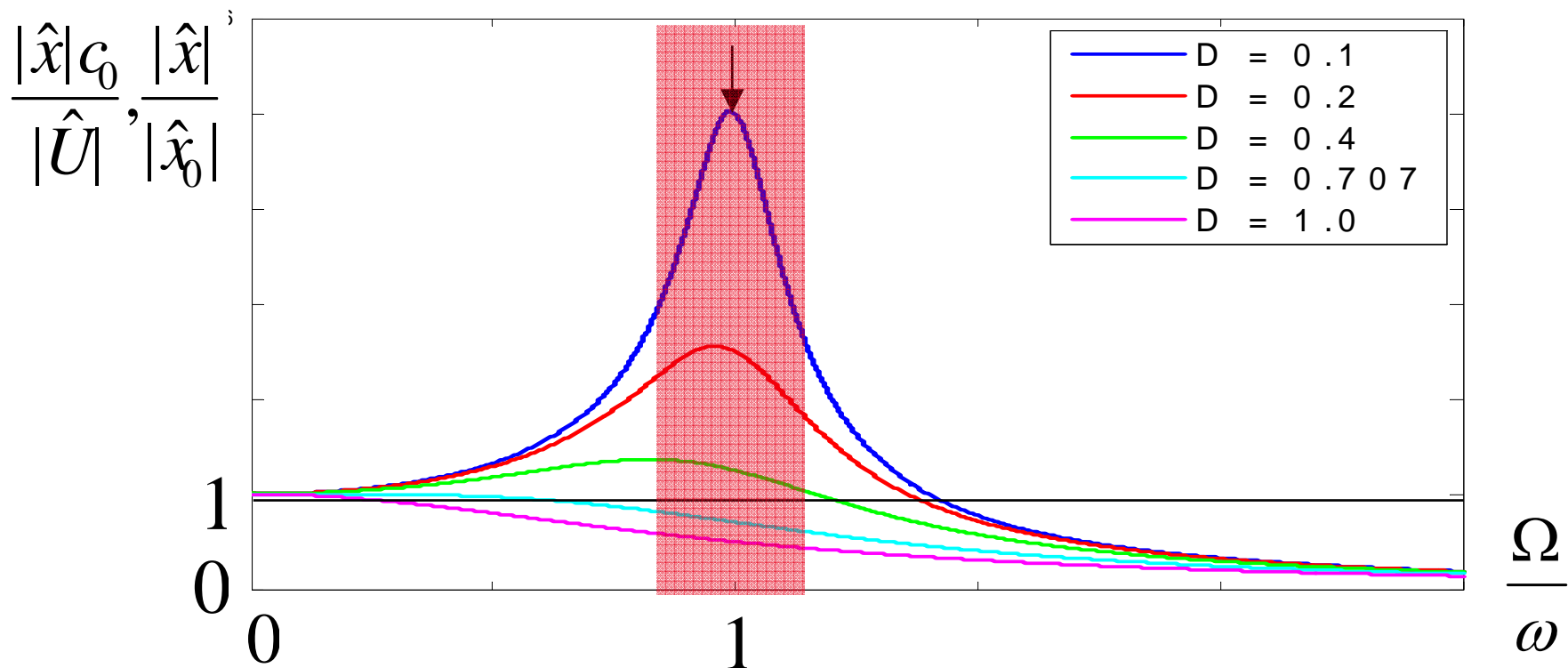
Das Übertragungsverhalten

Federkraft = Erregerkraft Dämpfungskraft = Erregerkraft Massenkraft = Erregerkraft
 Massenkraft = Federkraft

$$\frac{|\hat{x}|}{|\hat{x}_0|} \sim 1$$

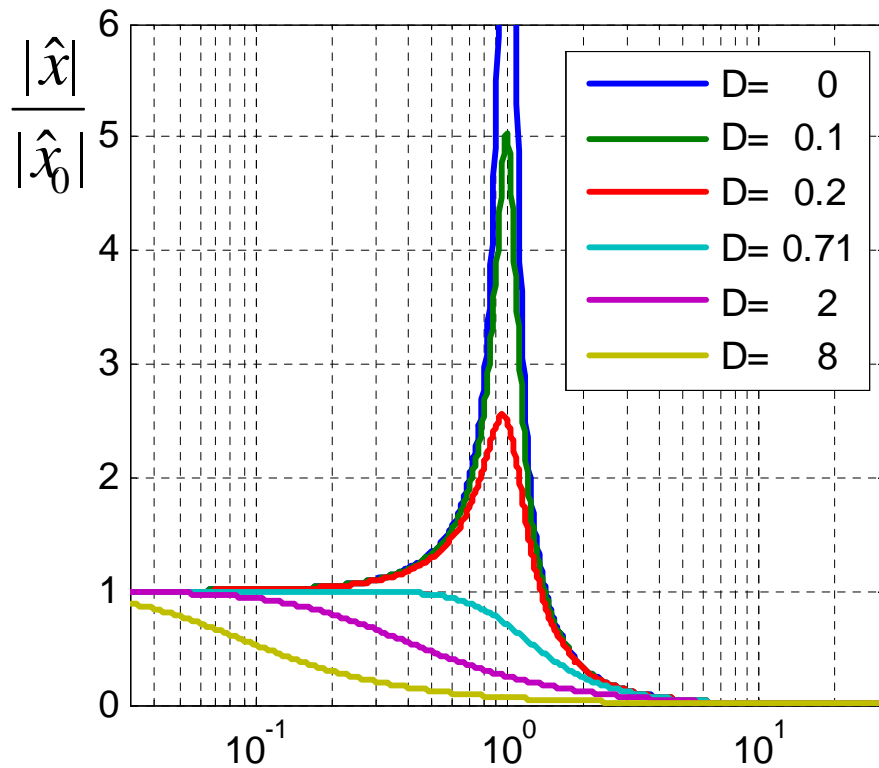
$$\frac{|\hat{x}|}{|\hat{x}_0|} = \frac{1}{2D}, \frac{1}{\chi}$$

$$\frac{|\hat{x}|}{|\hat{x}_0|} \sim \frac{\omega^2}{\Omega^2}$$

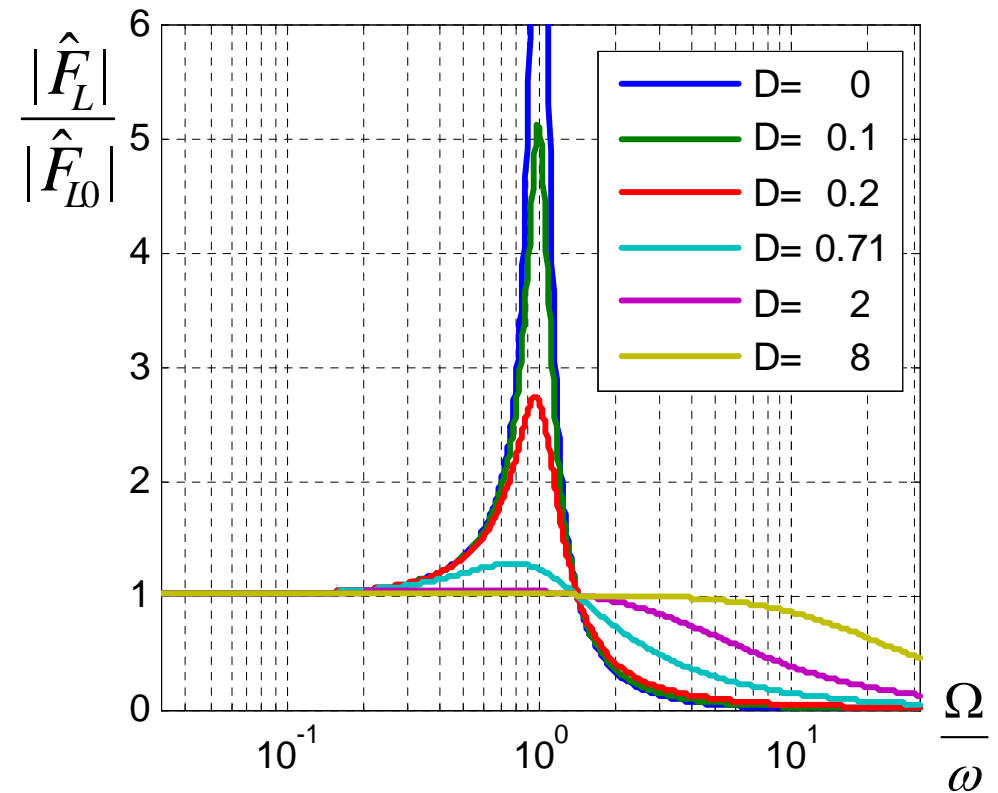


Das Übertragungsverhalten

Übertragungsfunktion (Weg)



Vergrößerungsfunktion (Lagerkraft)



Zwischenfazit

- Dämpfung wird nur in der Resonanz benötigt.
- In der Isolation (überkritische Anregung) ist Dämpfung störend.

→ frequenzselektives Kraffelement ist wünschenswert.



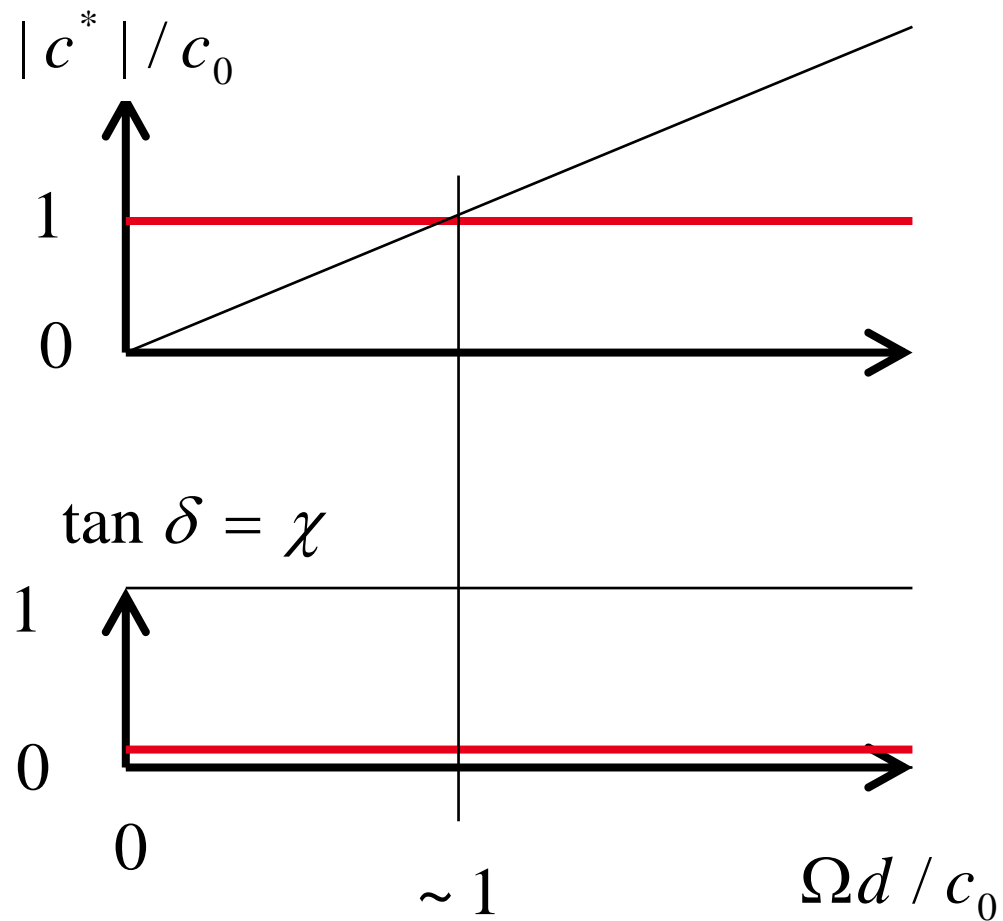
lineares
Kraffelement

$$c^* = c' + ic''$$

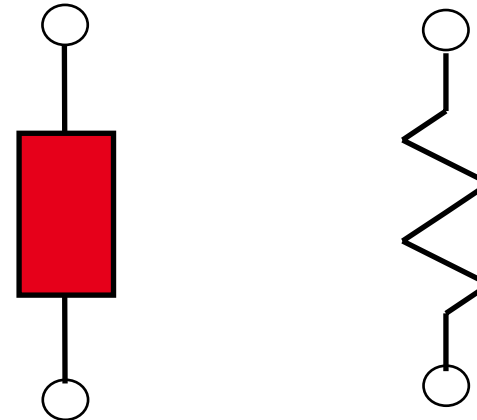
$$c^* = c + i\Omega d$$

$$c^* = c + i\chi c$$

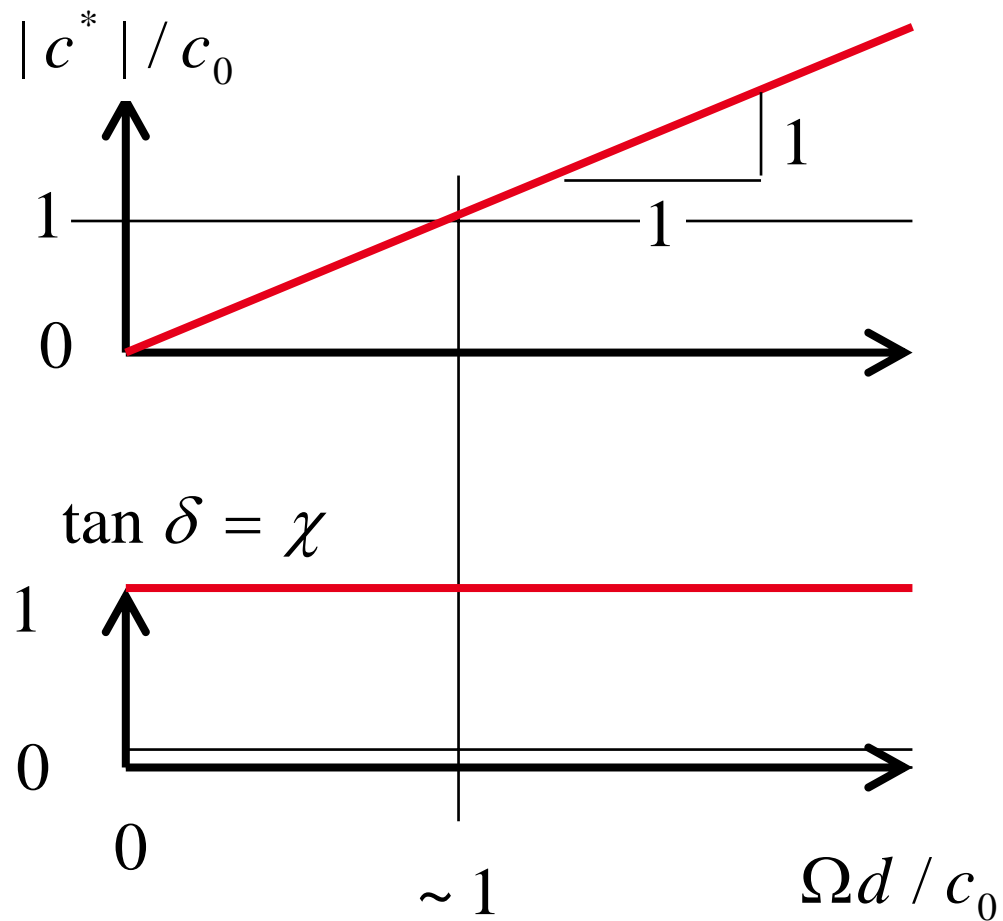
„Konstruktion“ eines frequenzselektiven Feder-Dämpferelementes



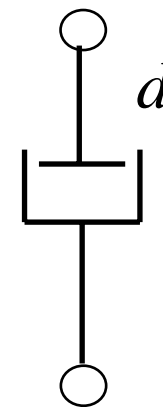
$$c^* = c_0$$



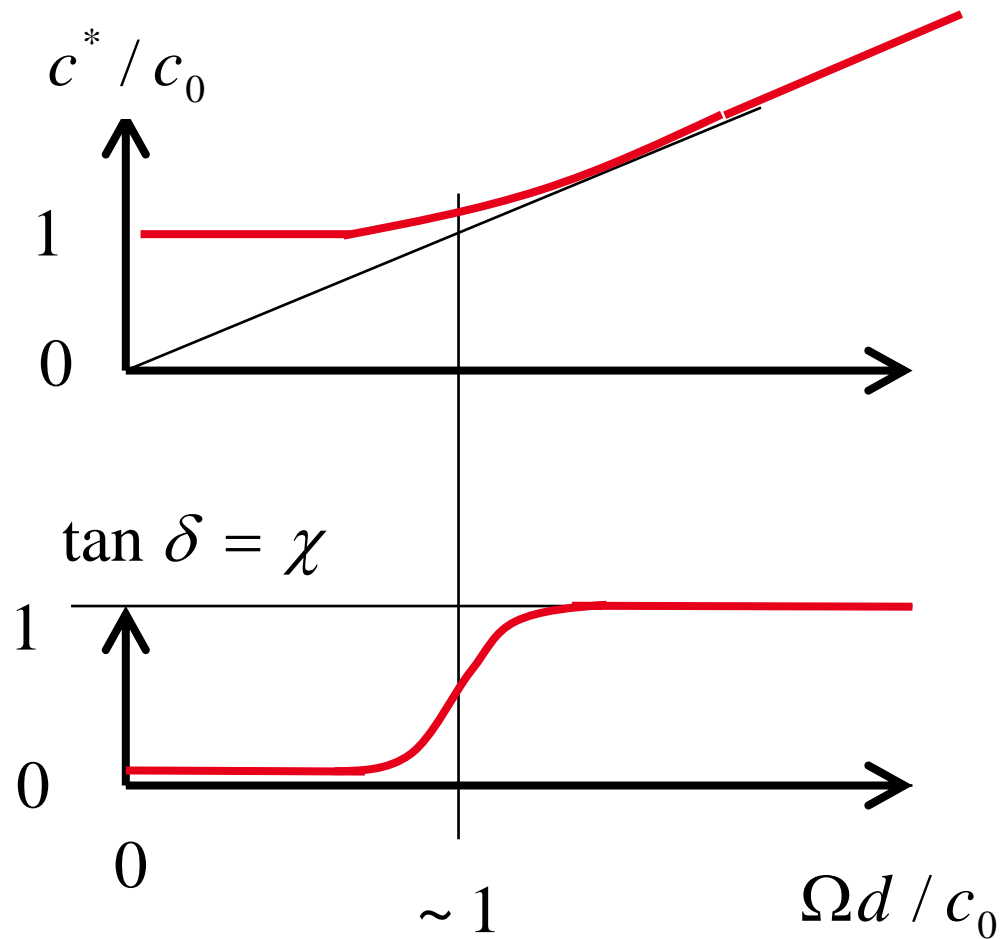
„Konstruktion“ eines frequenzselektiven Feder-Dämpferelementes



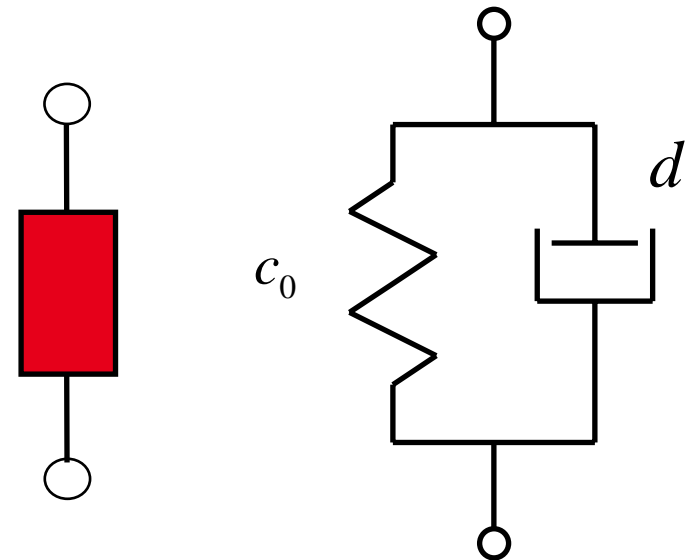
$$c^* = id\Omega$$



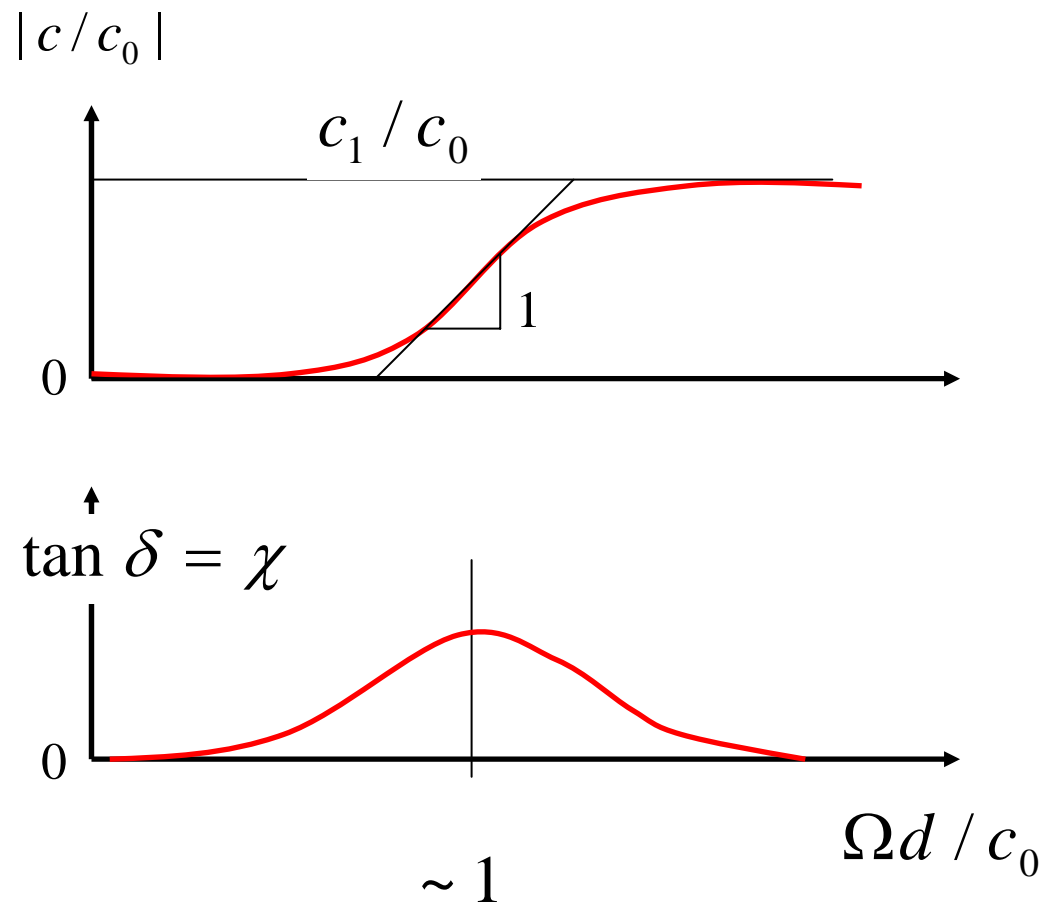
„Konstruktion“ eines frequenzselektiven Feder-Dämpferelementes



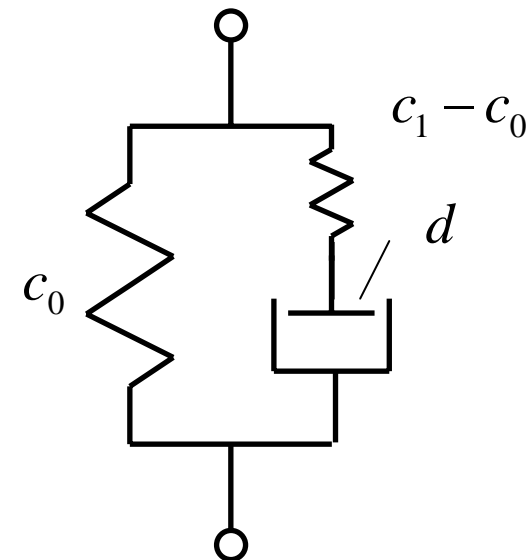
$$c^* = c_0 + i\Omega d$$



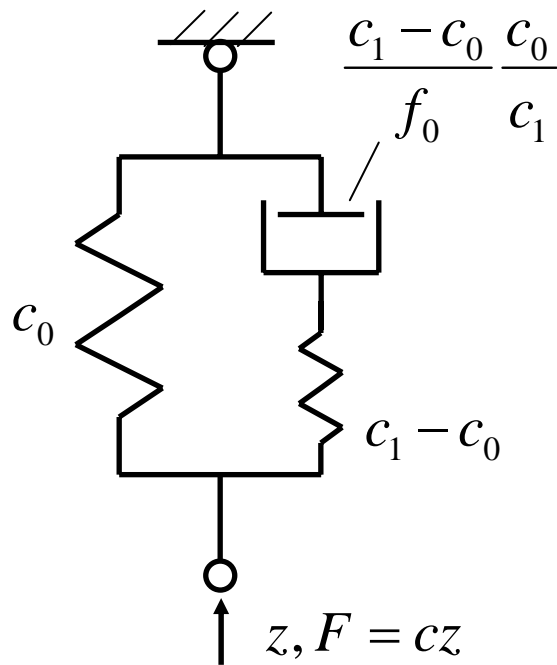
„Konstruktion“ eines frequenzselektiven Feder-Dämpferelementes



$$c^* = c_0 + i\Omega d$$

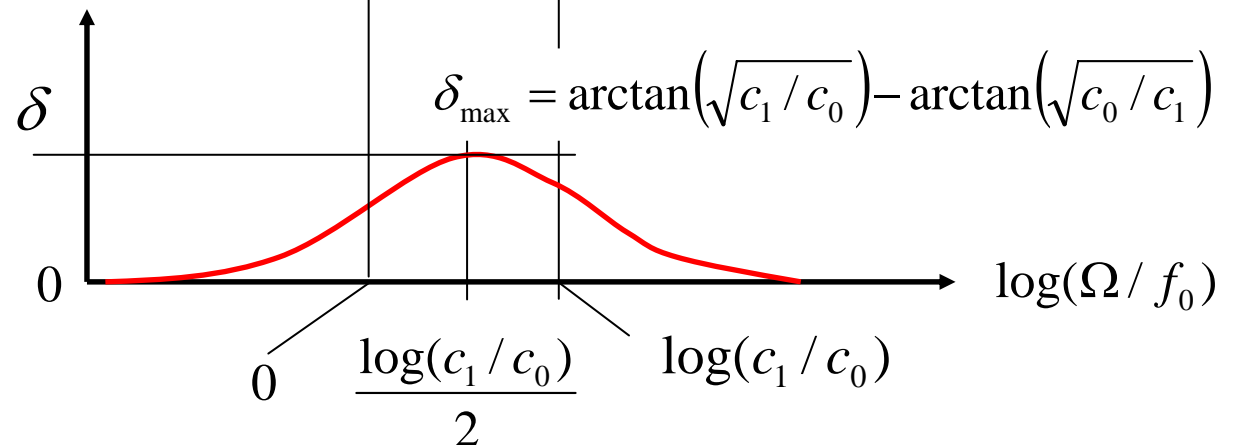
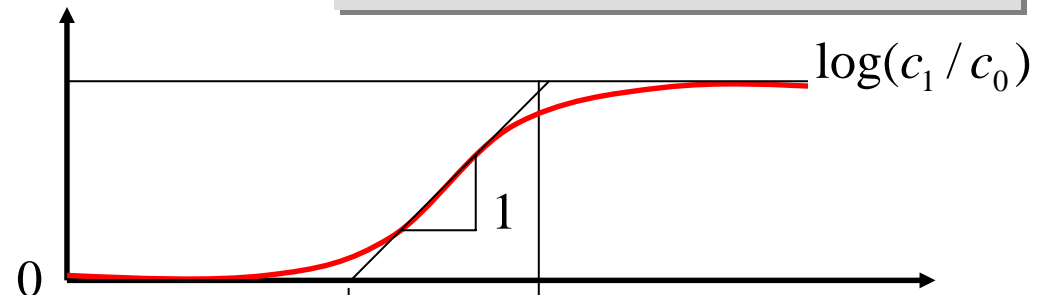


Im Detail



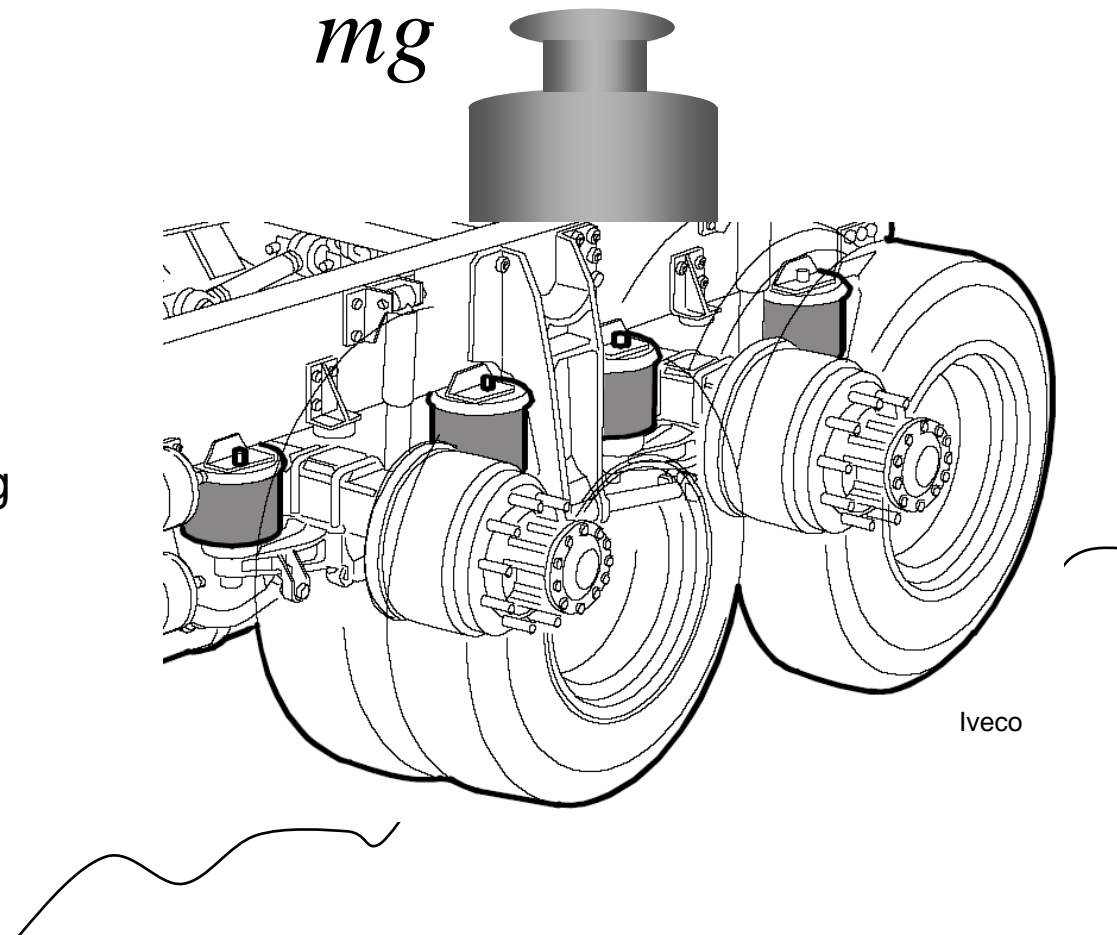
$$\frac{c}{c_0} = \frac{1 + i\Omega / f_0}{1 + \frac{i\Omega}{f_0} \frac{c_0}{c_\infty}}, \quad i = \sqrt{-1}$$

$\log |c / c_0|$



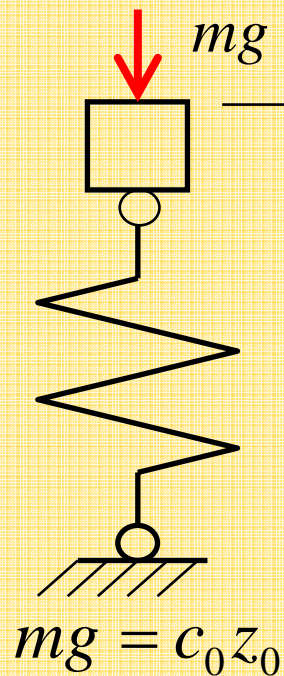
Anforderungen an Radaufhängungen

- Fahrzeuggewicht tragen!
- Kinetische Energie speichern bei beladungsunabhängiger Eigenfrequenz!
- Bedämpfung von Aufbau und Rad
- Geringe Coulombsche Reibung zur Reduktion von Harshness
- Robust, geringe Kosten, einfacher Austausch der Komponente



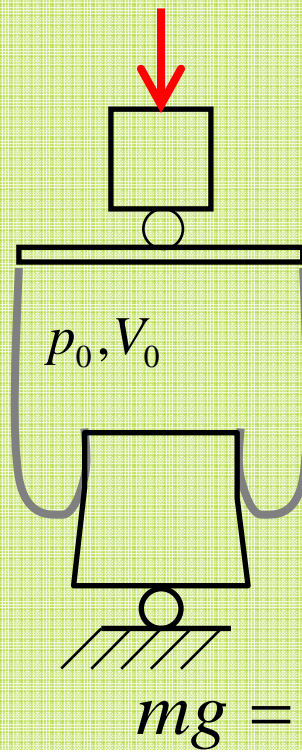
Fahrzeuggewicht Tragen

Feder



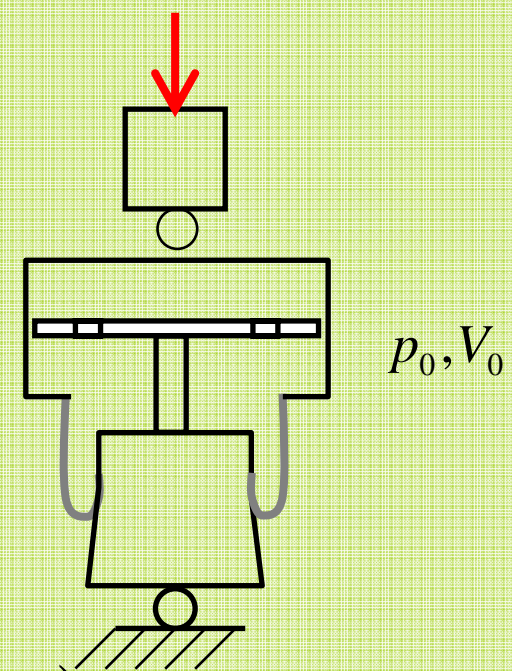
**Keine
Niveauregulierung**

Luftfeder



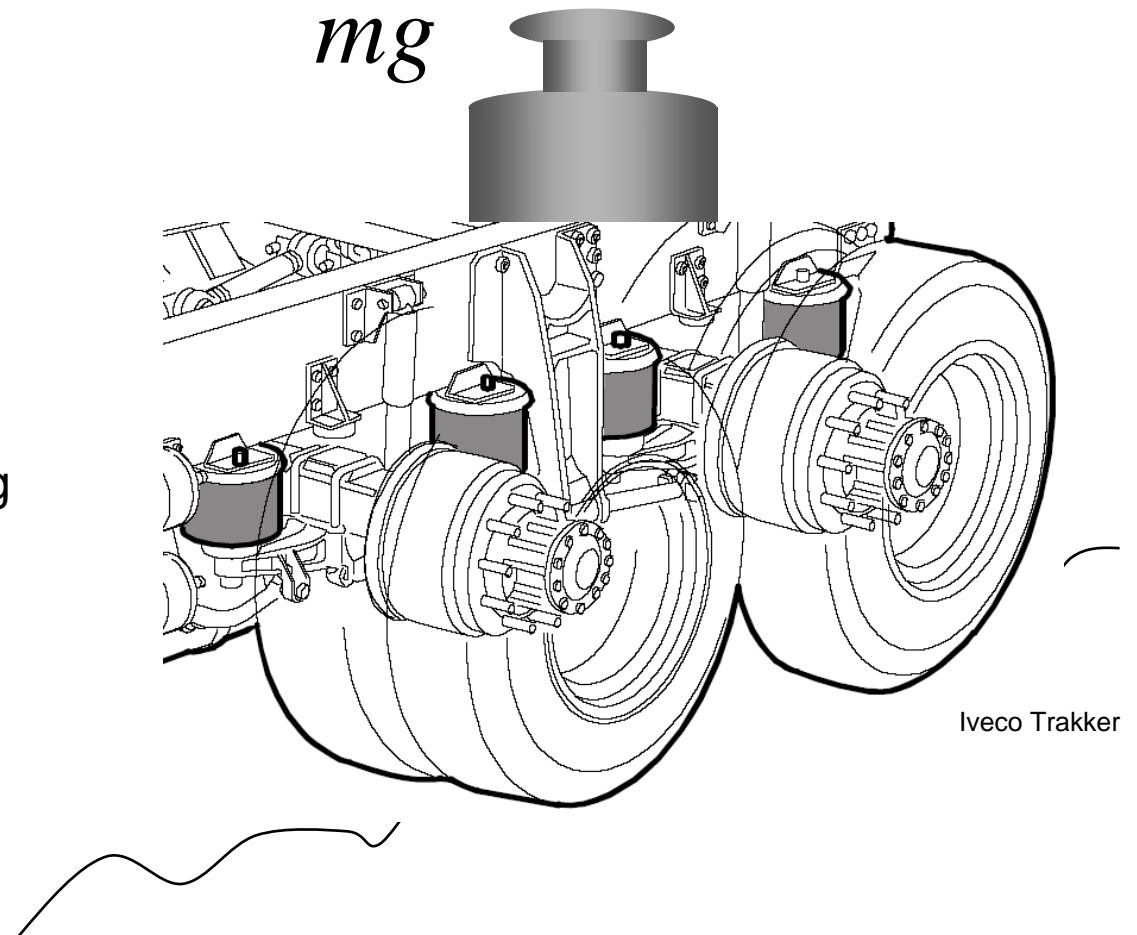
Niveauregulierung

Luftfederdämpfer



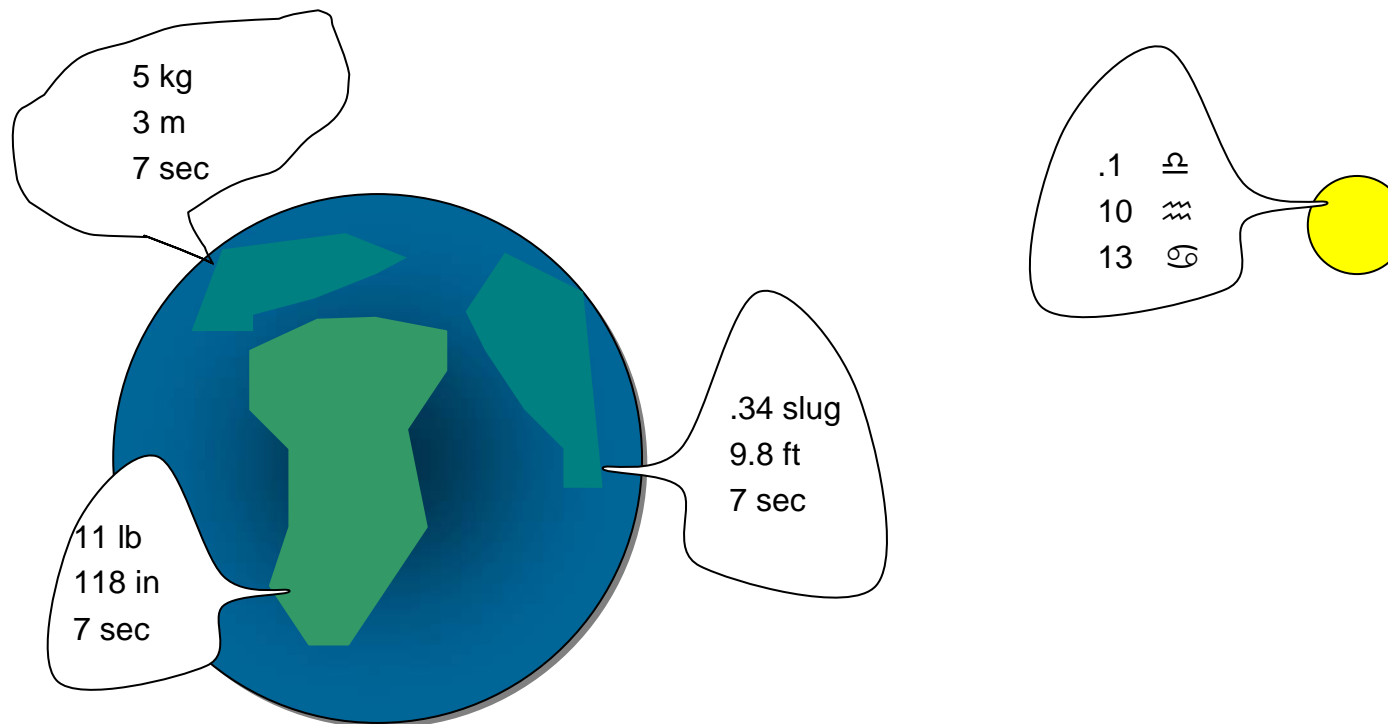
Anforderungen an Radaufhängungen

- Fahrzeuggewicht tragen!
- Kinetische Energie speichern bei beladungsunabhängiger Eigenfrequenz!
- Bedämpfung von Aufbau und Rad
- Geringe Coulombsche Reibung zur Reduktion von Harshness
- Robust, geringe Kosten, einfacher Austausch der Komponente



Was ist Dimensionsanalyse?

- Physikalische Größenarten (z.B. MLT, FLT, FL,) und Einheiten (z.B. kg m s, kp m s, kp m,) sind von uns zu Vergleichszwecken definierte Größen und damit einem speziellen technischen, physikalischen Problem im allgemeinen nicht angepasst.

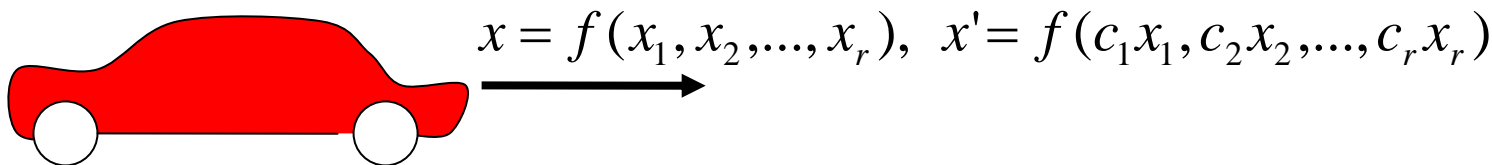
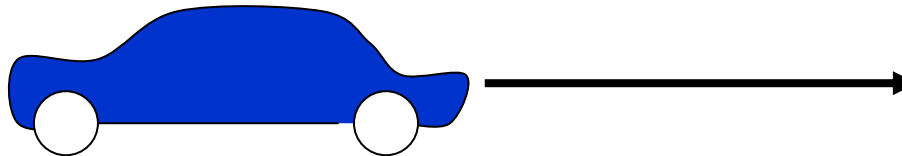


Bridgman Postulat

„Absolute Bedeutung relativer Größen“

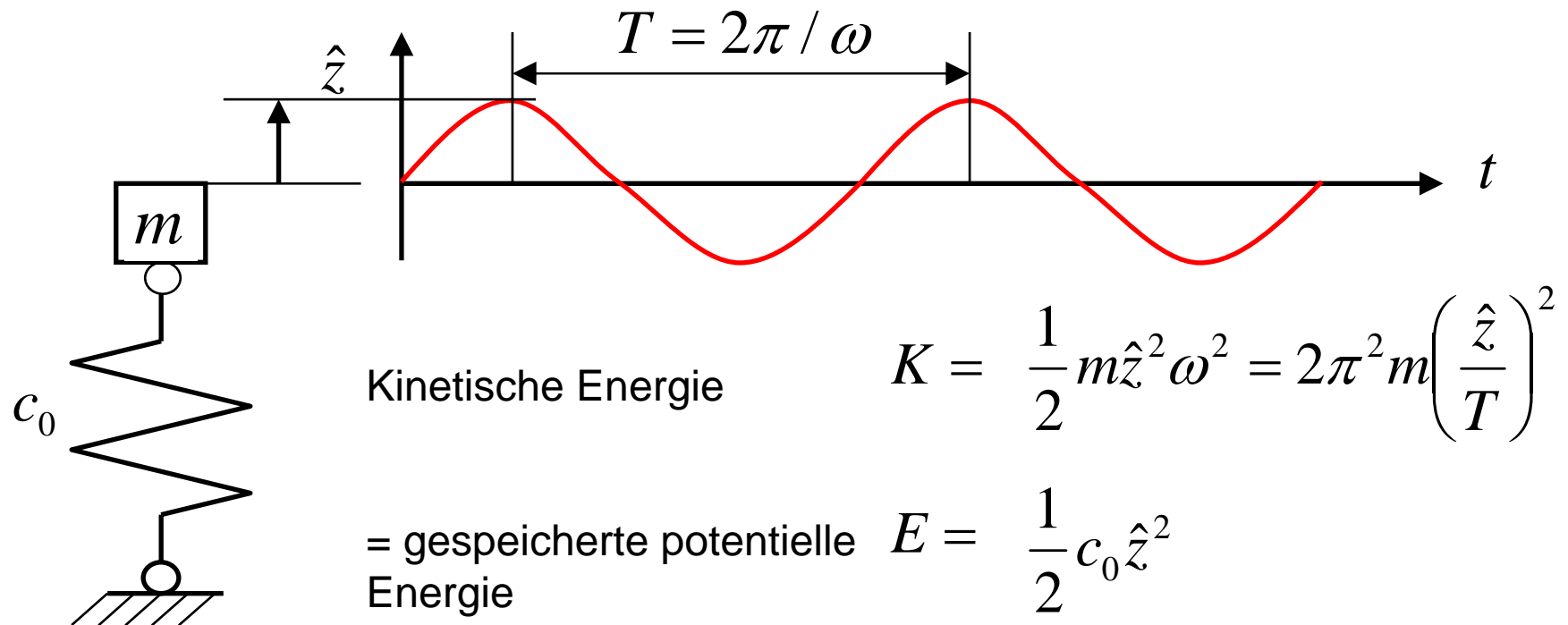
- Die Aussage „das blaue Auto ist doppelt so schnell wie das rote“ ist unabhängig von einem speziellen Bezugssystem.

$$y = f(y_1, y_2, \dots, y_r), \quad y' = f(c_1 y_1, c_2 y_2, \dots, c_r y_r)$$



$$\frac{x}{y} \stackrel{!}{=} \frac{x'}{y'} \quad \longrightarrow \quad \underline{\underline{x = x_1^{a_1} x_2^{a_2} \dots x_r^{a_r}}}$$

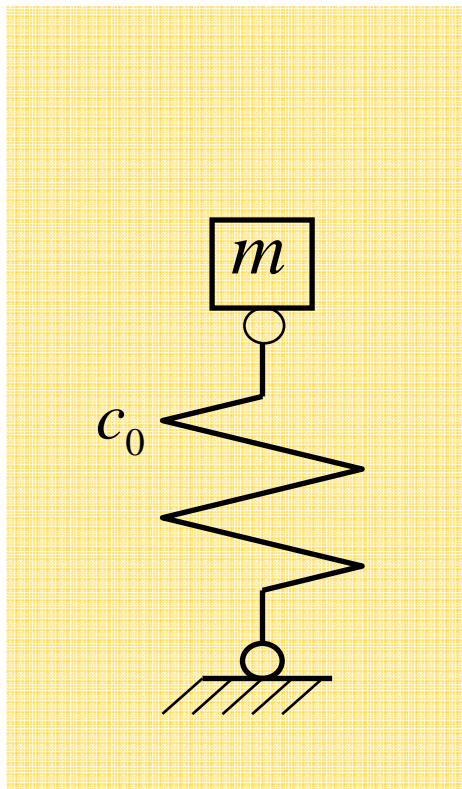
Speicherung kinetischer Energie



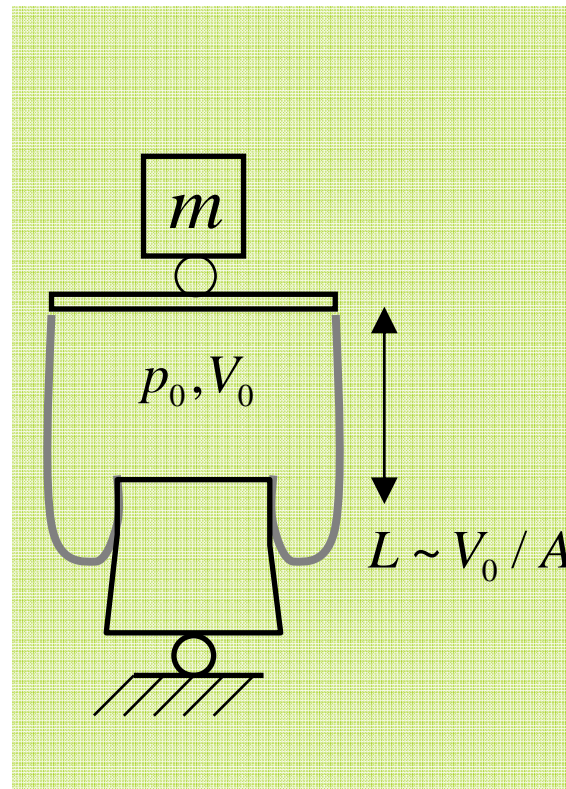
Periodendauer $T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{c_0}}$

Speicherung kinetischer Energie

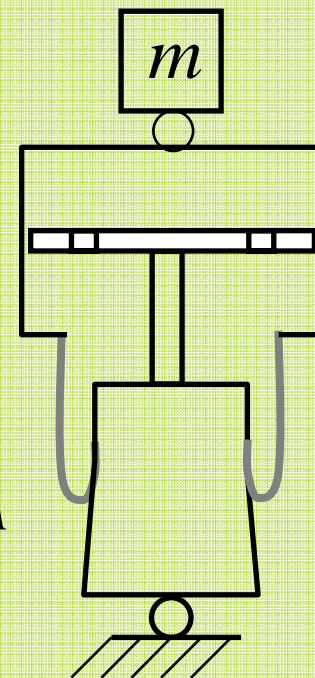
Feder



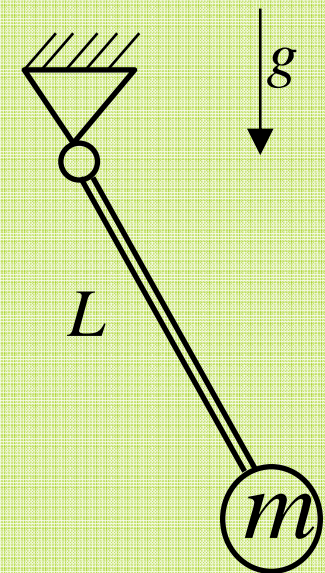
Luftfeder



Luftfederdämpfer



Pendel



$$T = fn(m, g, c_0)$$

$$T = fn(m, g, L, p_0(mg))$$

$$T = fn(m, g, L)$$

Speicherung kinetischer Energie

Feder

$$T = fn(m, g, c_0)$$

	T	m	g	c_0
L			1	
M		1		1
T	1		-2	-2

Luftfeder

$$T = fn(m, g, L, p_0(mg))$$

	T	m	g	L
L			1	1
M		1		
T	1		-2	

Luftfederdämpfer

Speicherung kinetischer Energie

Feder

$$\frac{T}{\sqrt{m/c_0}} = f(\cancel{g}, \cancel{c_0}) = const$$

	T	$\sqrt{\frac{m}{c_0}}$	g	c_0
L			1	
M				1
T	1	1	-2	-2

Luftfeder

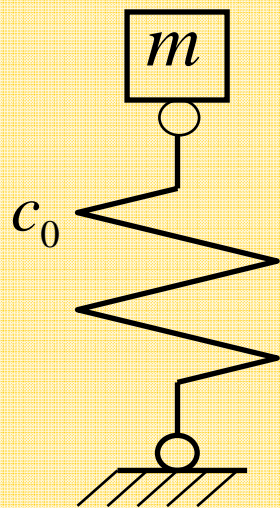
$$\frac{T}{\sqrt{L/g}} = f(\cancel{m}, \cancel{L}) = const$$

	T	m	$\sqrt{\frac{L}{g}}$	L
L				1
M		1		
T	1		1	

Luftfederdämpfer

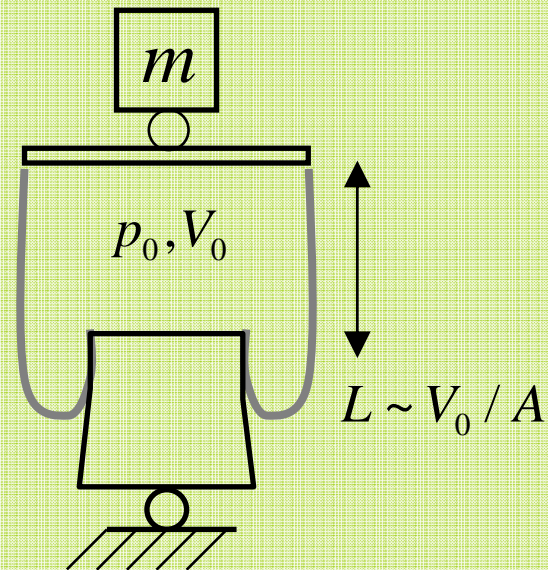
Speicherung kinetischer Energie

Feder

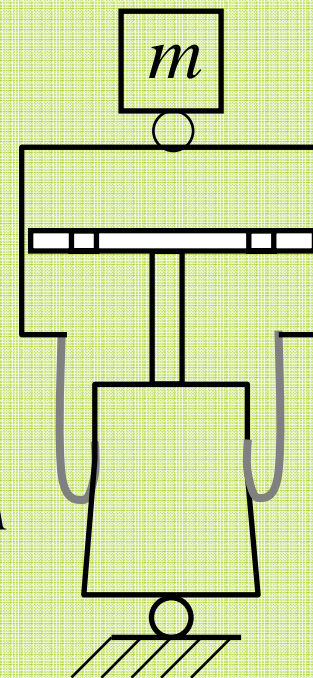


$$T = \text{const} \sqrt{\frac{m}{c_0}}$$

Luftfeder

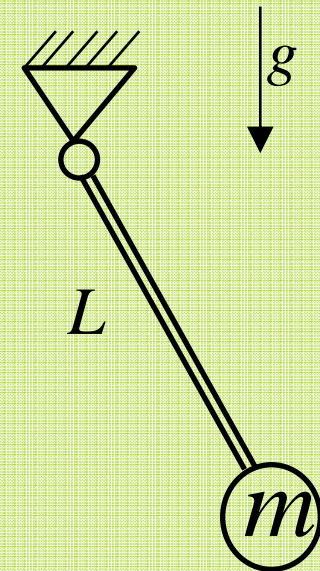


Luftfederdämpfer



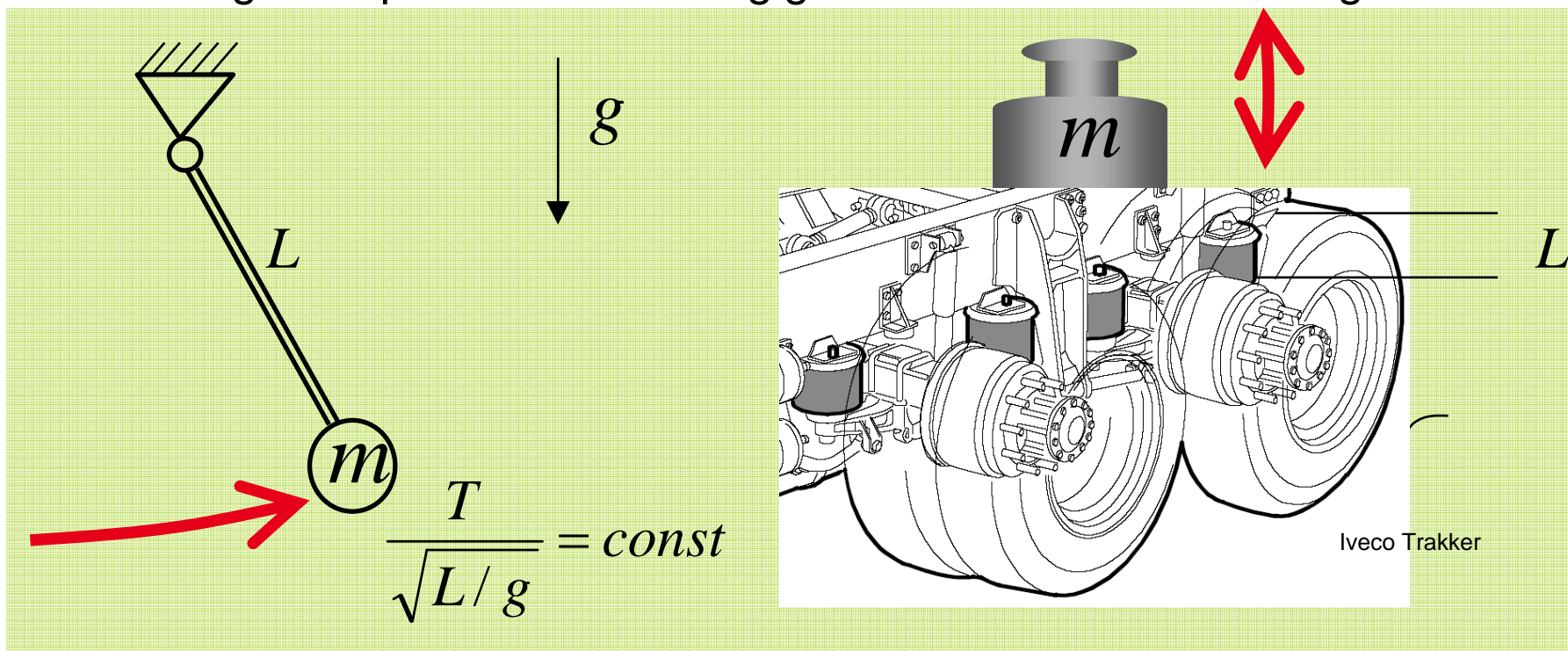
$$T = \text{const} \sqrt{\frac{L}{g}}$$

Pendel



Speicherung kinetischer Energie

- Analoges Verhalten zwischen Luftfedersystem und mech. Pendel
- Schwere Masse und träge Masse sind identisch (Äquivalenzprinzip)
→ Die Eigenfrequenz ist unabhängig von der Masse / Zuladung.



Die typische Länge

Adiabate Steifigkeit einer Luftfeder:

$$c := \frac{dF}{dz} = \frac{d}{dz} [(p - p_u) A_T] = \frac{dV}{dz} \frac{dp}{dV} A_T + (p - p_u) \frac{dA_T}{dz}$$

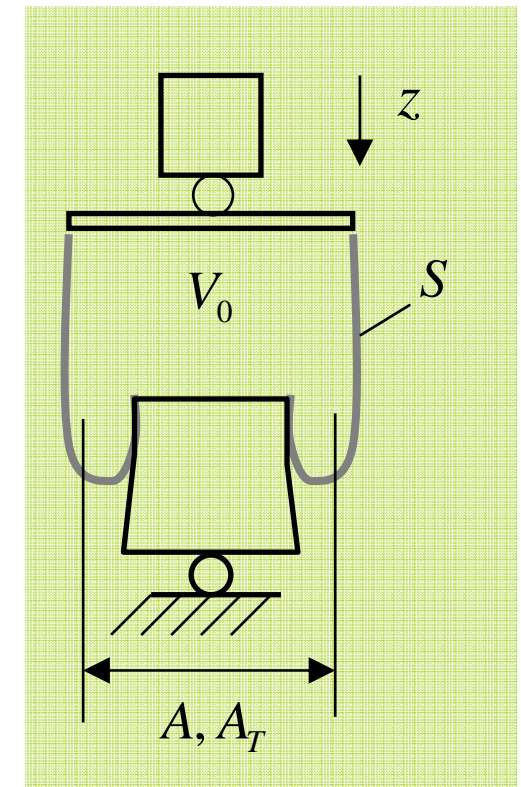
für $f \gg f_\gamma \sim \left(\frac{S}{V_0}\right)^2 \frac{\lambda}{\rho_0 c_p} \sim 0.001 \dots 0.01 \text{ Hz}$ $p = p_0 (V_0 / V)^\gamma$

für $f \ll f_\gamma$: $p = p_0 (V_0 / V)$

$$c_0 = \underbrace{-\gamma p_0 A_T \frac{1}{V_0} \frac{dV}{dz}}_{\text{„Volumenanteil“}} + \underbrace{(p_0 - p_u) \frac{dA_T}{dz}}_{\text{„Kolbenanteil“}}$$

„Volumenanteil“

„Kolbenanteil“



Die typische Länge

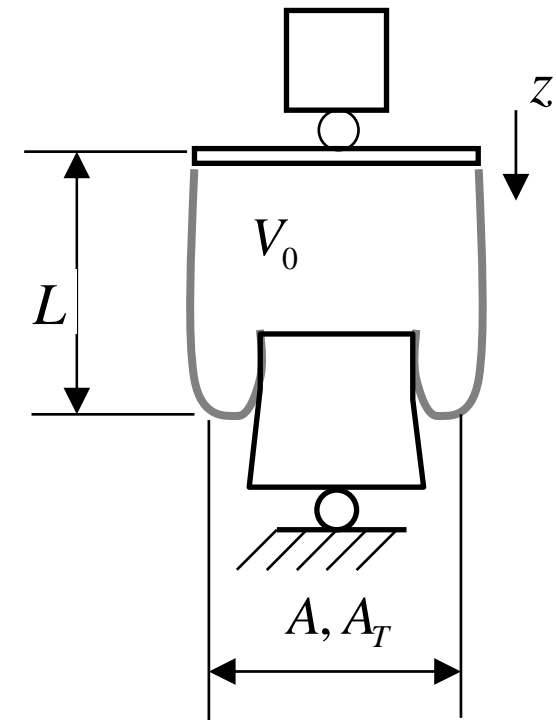
Für $p_0 \gg p_u$: $mg = (p_0 - p_u)A_T \approx p_0 A_T$

folgt

$$c_0 = \frac{mg}{L} \left(\gamma + \frac{1}{A_T} \frac{dA_T}{d(z/L)} \right)$$

$$L := -V_0 \frac{dz}{dV} = \frac{V_0}{A}$$

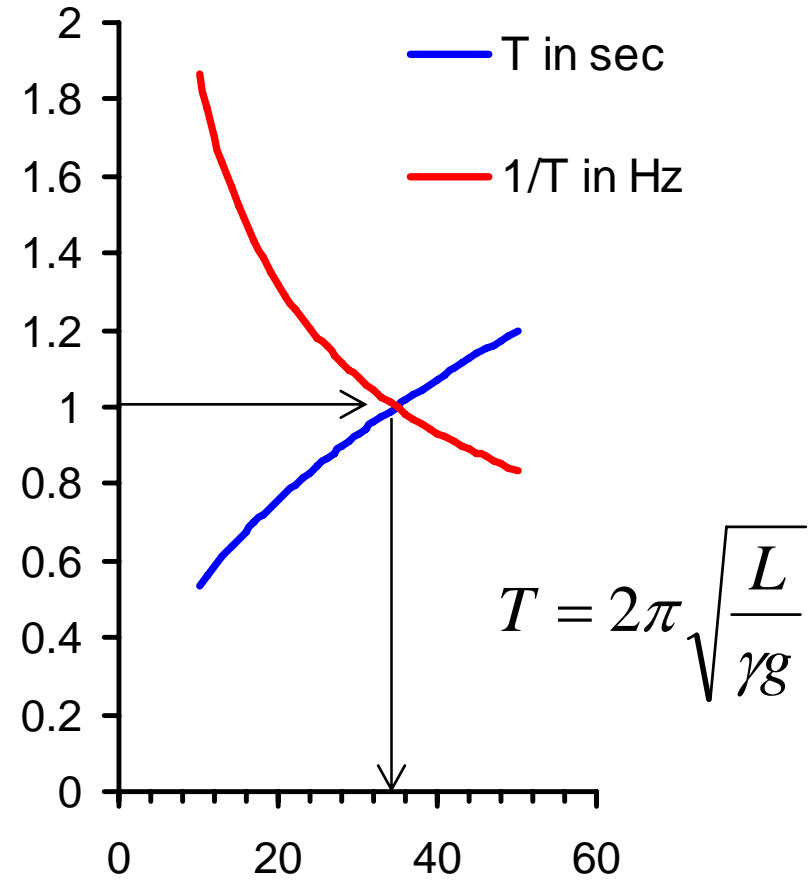
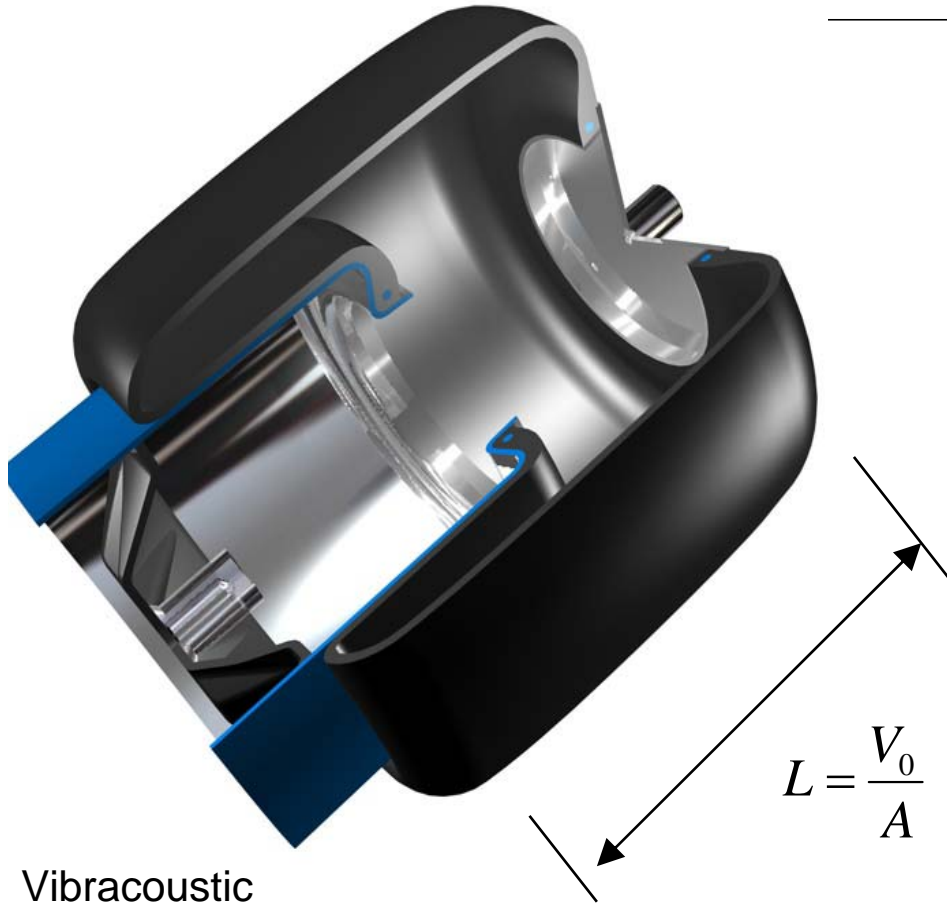
$$T = 2\pi \frac{\sqrt{L/g}}{\sqrt{\gamma + \frac{1}{A_T} \frac{dA_T}{d(z/L)}}}$$



Die typische Länge

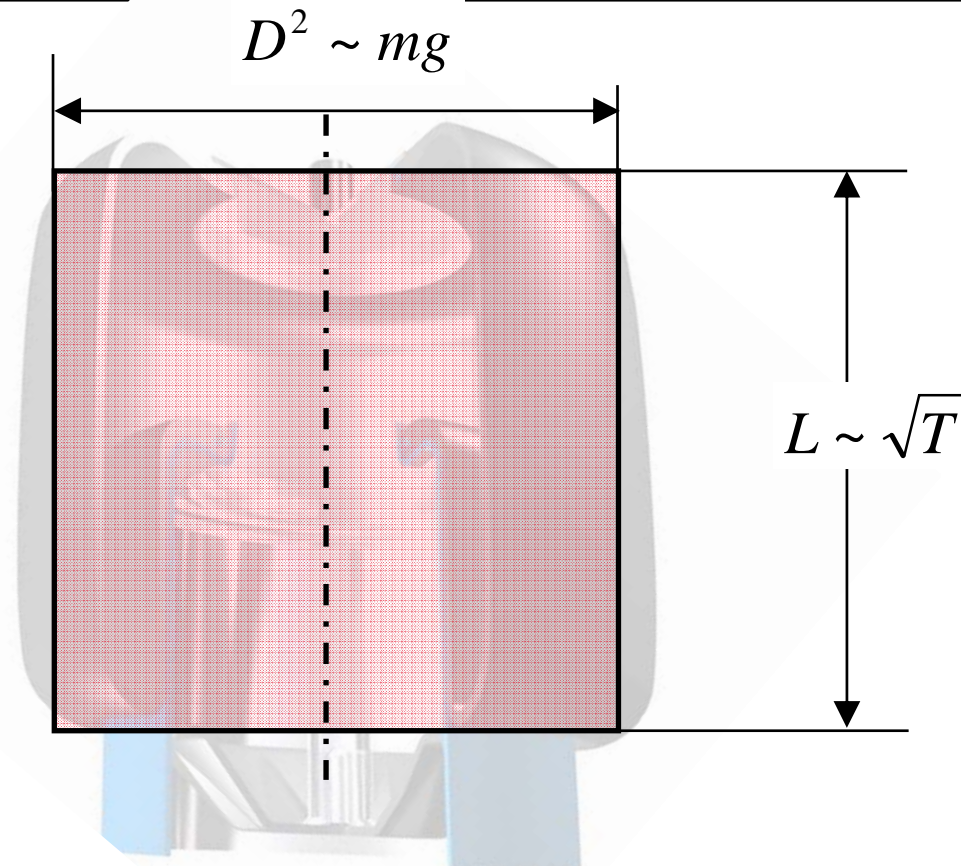
für $p_0 \gg p_u$ und

$$\frac{1}{A_T} \frac{dA_T}{d(z/L)} \equiv 0$$



Vorteile der Luftfederung: Trennung der Funktionen

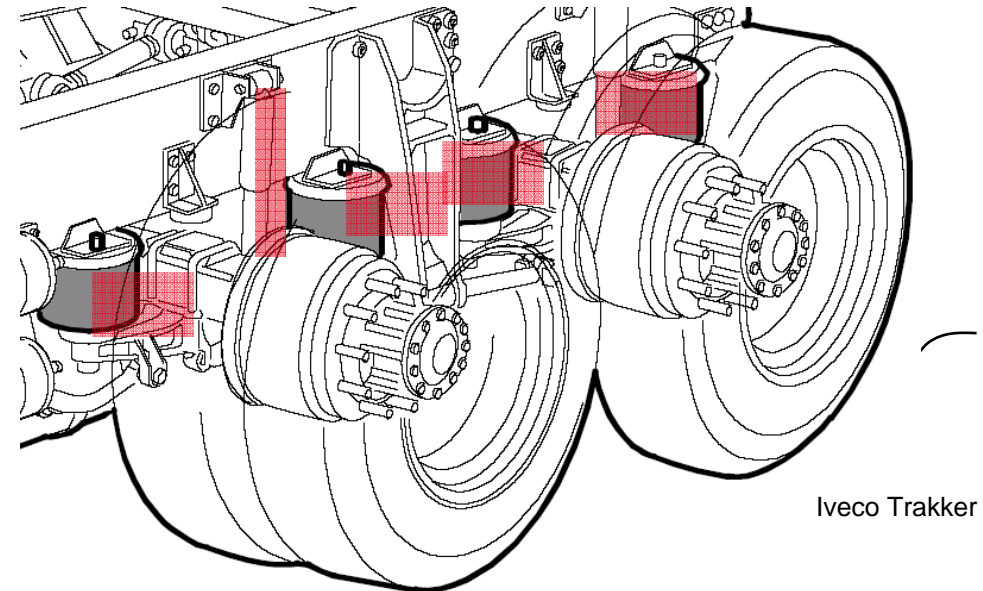
- Gewicht tragen bei gegebenem Druck
- → Durchmesser $D^2 \sim mg$
- Energiespeicherung ohne Änderung der Eigenfrequenz
→ Höhe $L \sim \sqrt{T}$



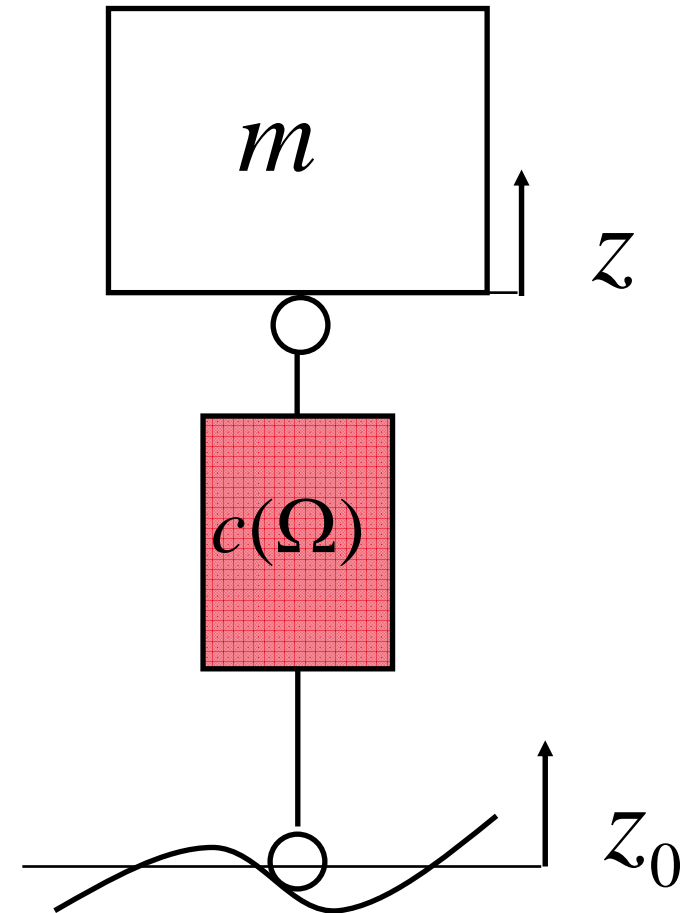
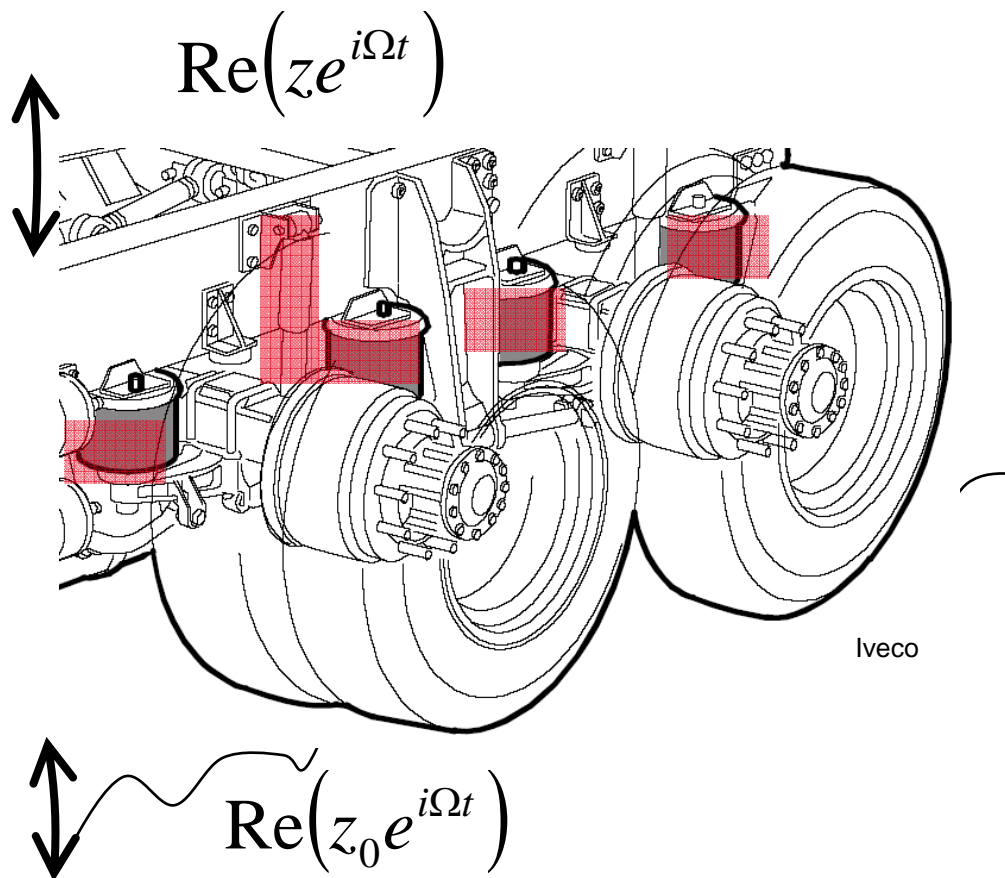
für $p_0 \gg p_u$ und $\frac{1}{A_T} \frac{dA_T}{d(z/L)} \equiv 0$

Anforderungen an Radaufhängungen

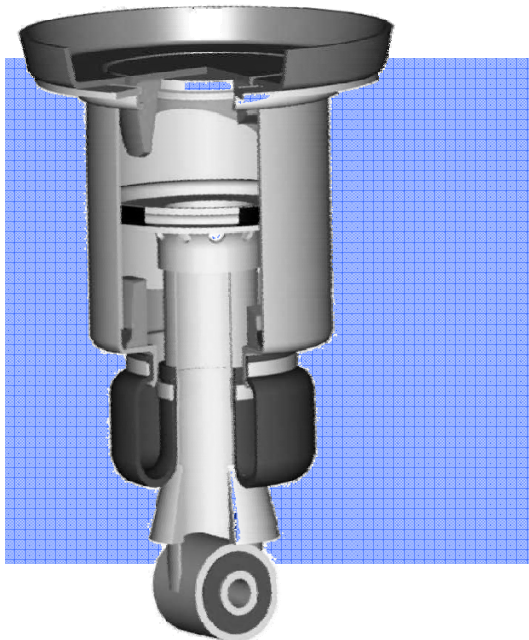
- Fahrzeuggewicht tragen! ✓
- Kinetische Energie speichern bei beladungsunabhängiger Eigenfrequenz! ✓
- **Bedämpfung von Aufbau und Rad**
- Geringe Coulombsche Reibung zur Reduktion von Harshness
- Robust, geringe Kosten, einfacher Austausch der Komponente



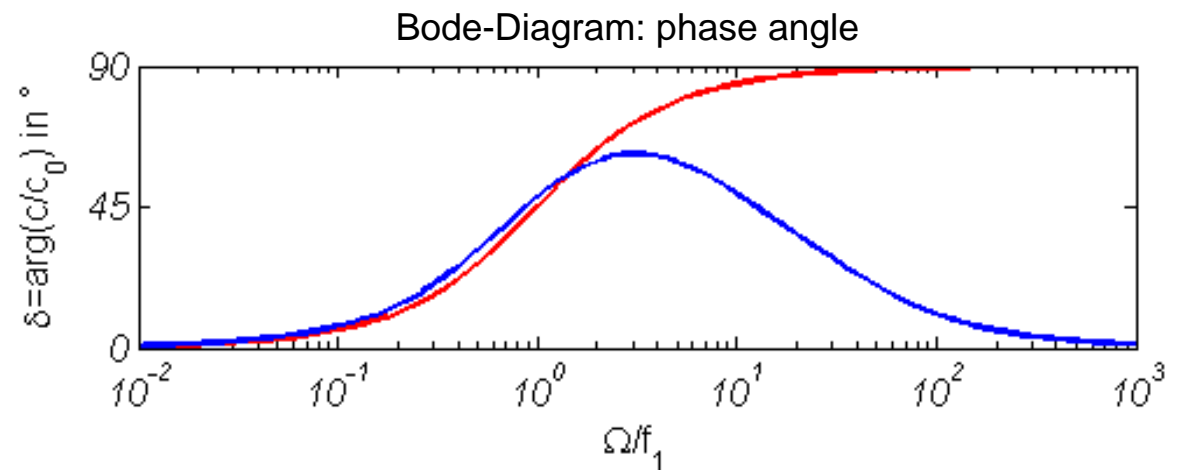
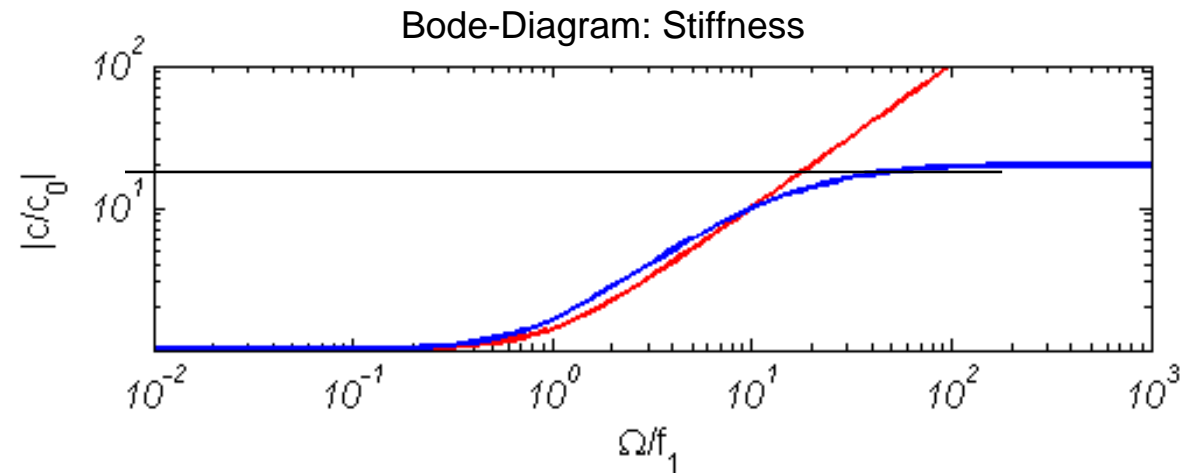
Dämpfung



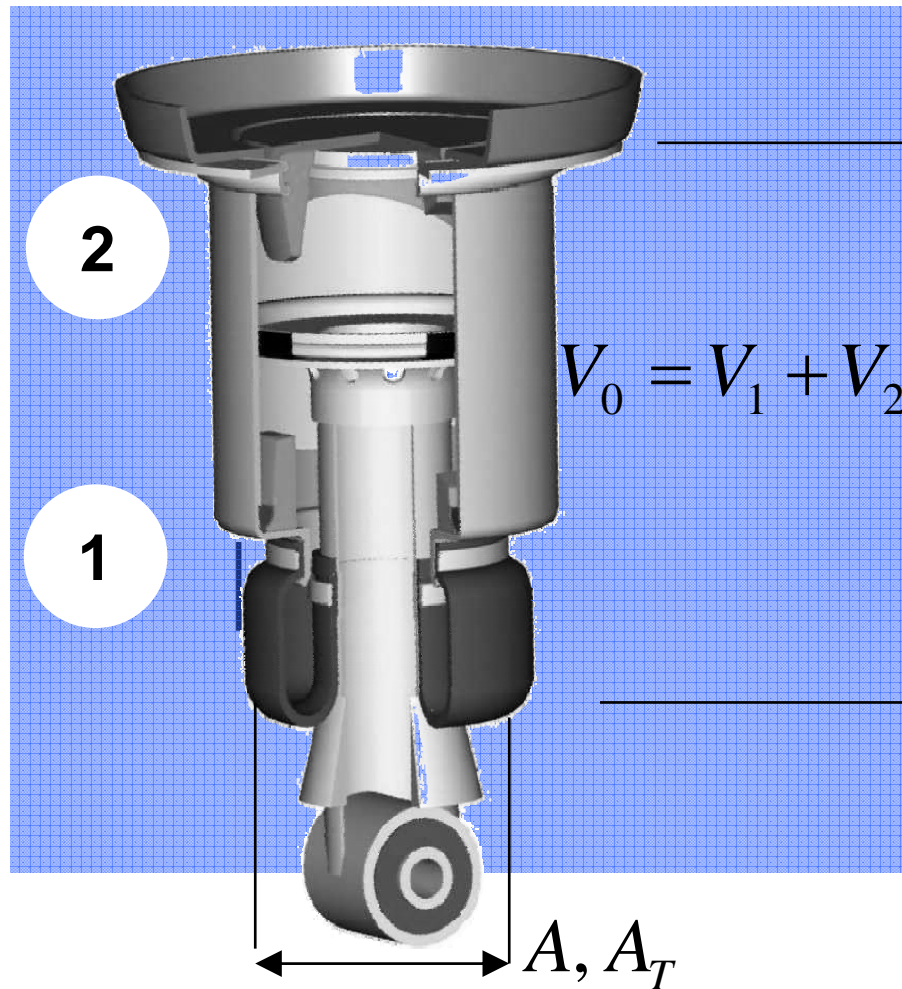
Bode Diagram eines Luftfederdämpfers



$$\bar{c} = \frac{1 + i\Omega / f_0}{1 + \frac{i\Omega}{f_0} \frac{1}{\bar{c}_\infty}}$$



Steifigkeit ist eine Frage der Geometrie

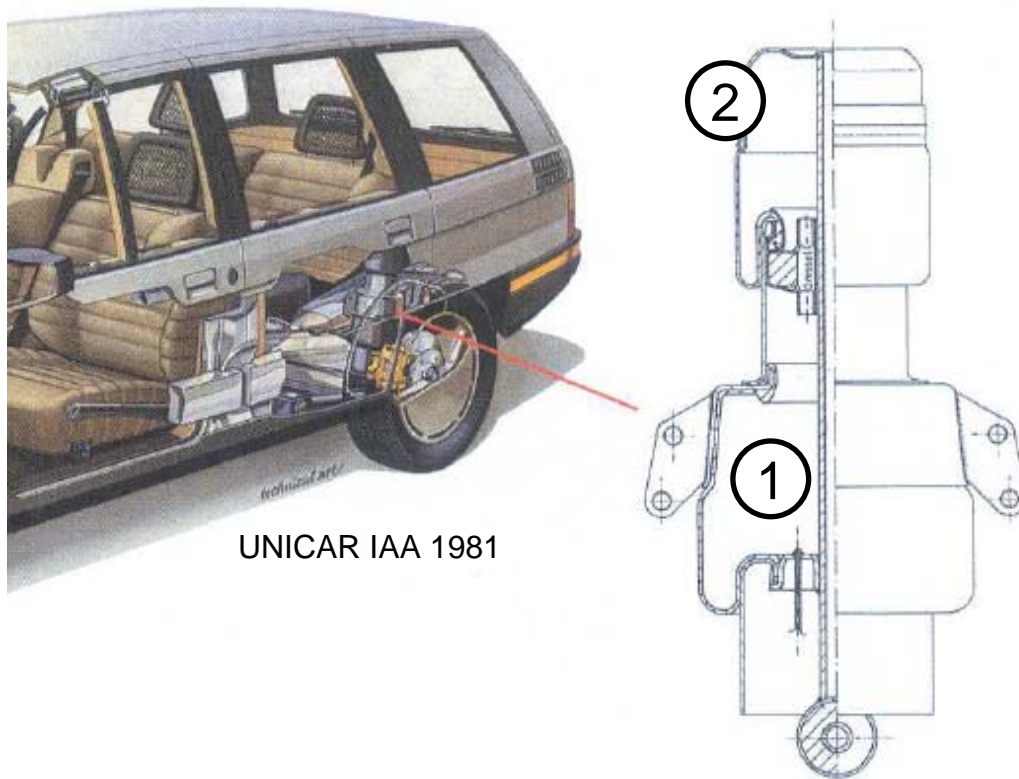


$$\bar{c}_\infty := \frac{c_\infty}{c_0} = \frac{1 - \nu(1 - \alpha^2)}{\nu(1 - \nu)(1 - \alpha)^2} =$$

$$= fn(\kappa_i) = 4..20$$

$$\nu := \frac{V_2}{V_0}, \alpha := \frac{A_1}{A_2}$$

Warum Luftdämpfung?



UNICAR IAA 1981

- Eigene Adaption von Steifigkeit und Dämpfung

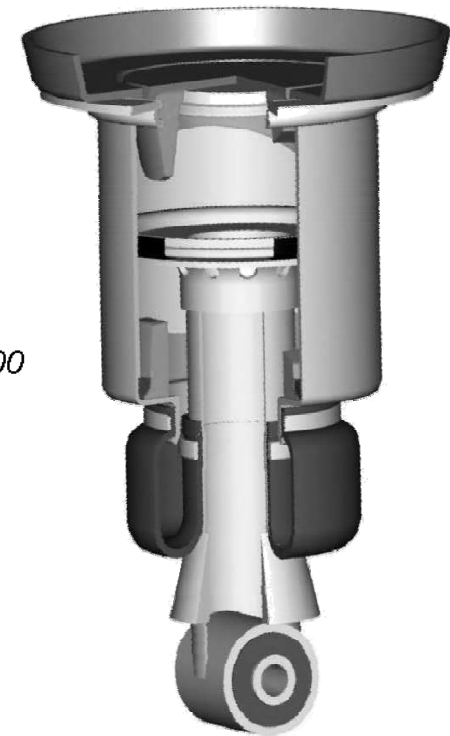
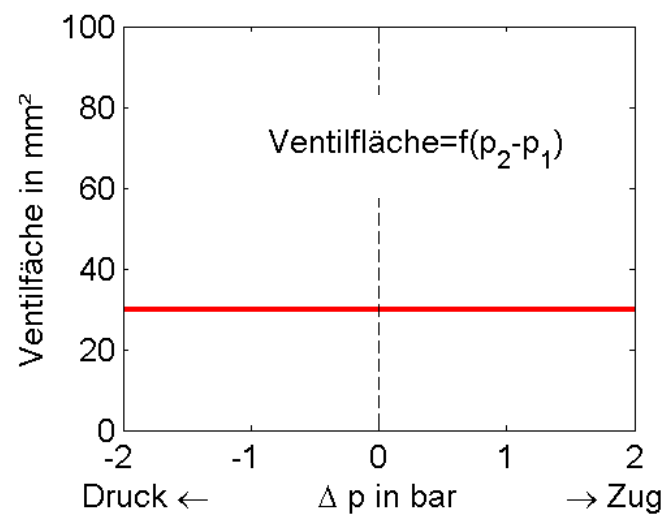
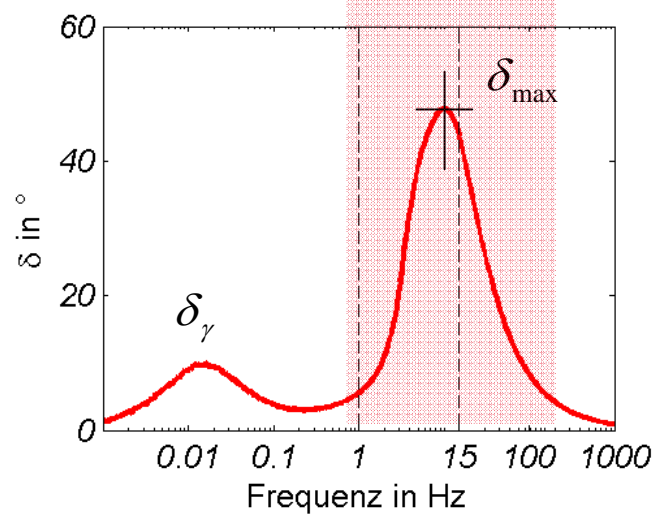
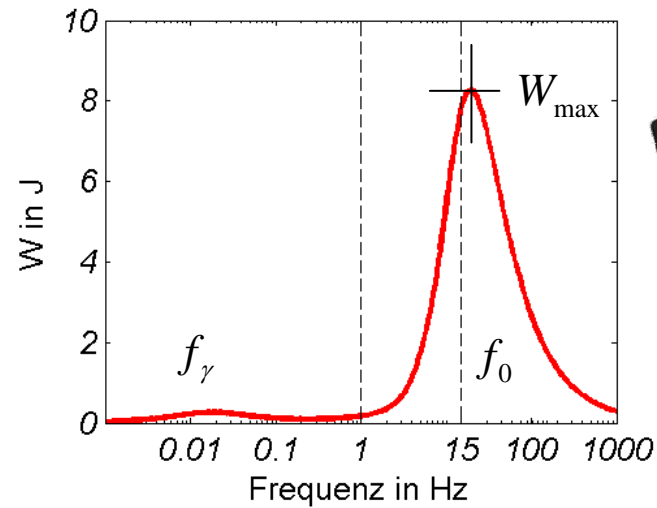
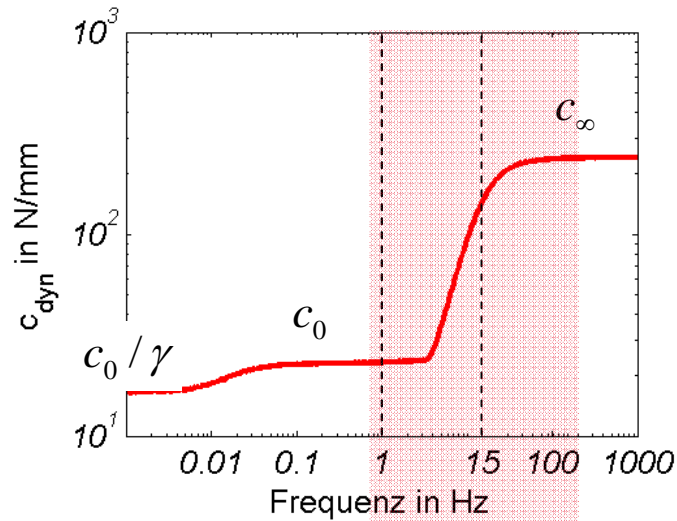
$$W \sim p_0 \sim mg / A_T + p_u$$

$$c \sim p_0 \sim mg / A_T + p_u$$

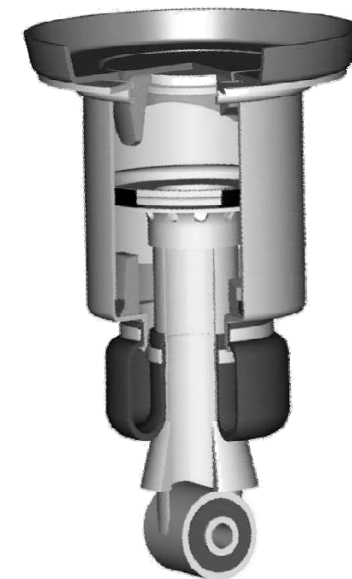
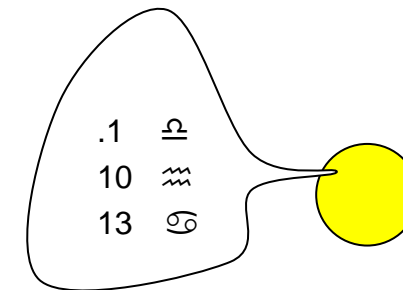
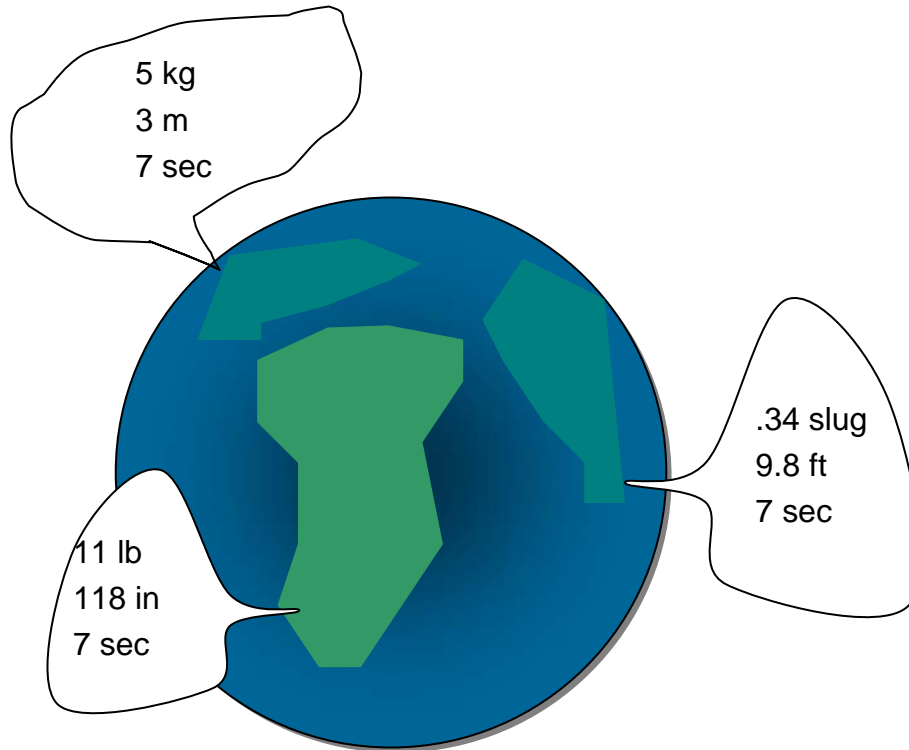
- Geringe Coulombsche Reibung

- Frequenzabhängige Dämpfung

Übertragungsverhalten eines Luftfederdämpfers



Maximale Dämpfarbeit folgt aus allgemeiner Dimensionsanalyse

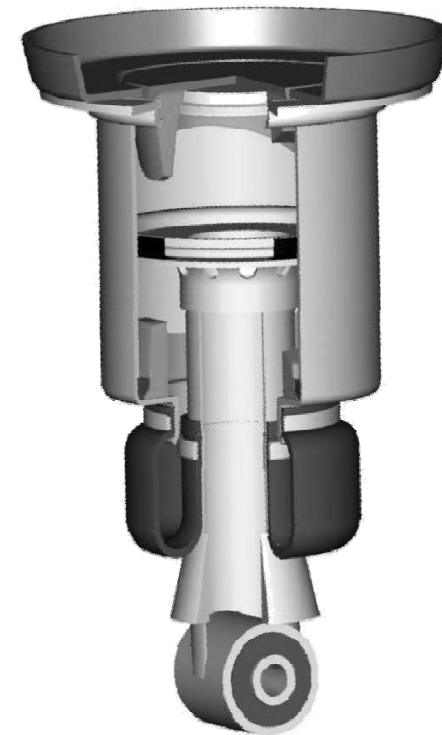


$$W_{\max} = fn(p_0, T_0, R, \gamma, L, A_V, \hat{z}, \kappa_i)$$

Dämpfarbeit pro Schwingzyklus

$$W_{\max} = fn(p_0, T_0, R, \gamma, L, A_V, \hat{z}, \kappa_i)$$

$$\frac{W_{\max}}{p_0 L^3} = fn\left(\frac{\hat{z}}{L}, \gamma, \kappa_i\right) \quad \text{for} \quad A_V / L^2 \ll 1$$



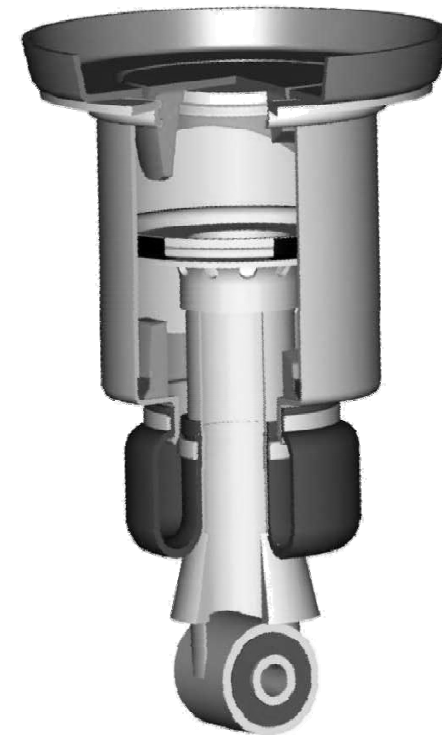
Aus Experimenten folgt weiter:

$$\frac{W_{\max}}{p_0 L^3} = \left(\frac{\hat{z}}{L}\right)^2 fn(\gamma, \kappa_i)$$

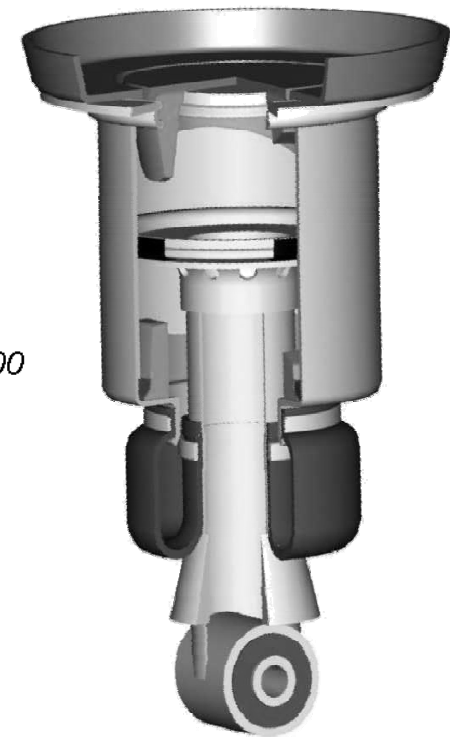
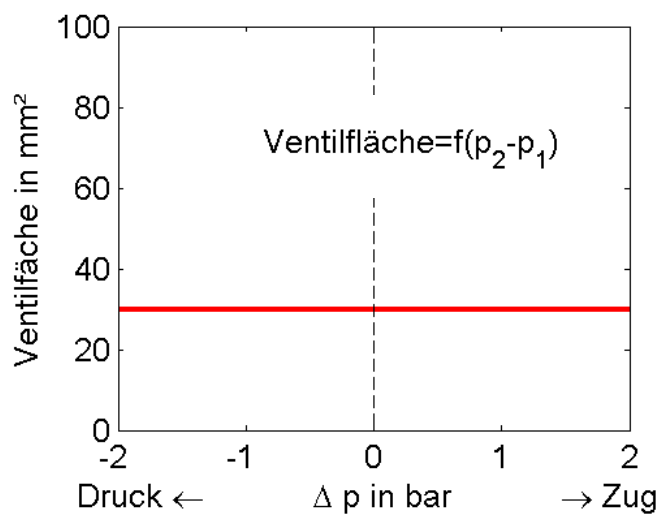
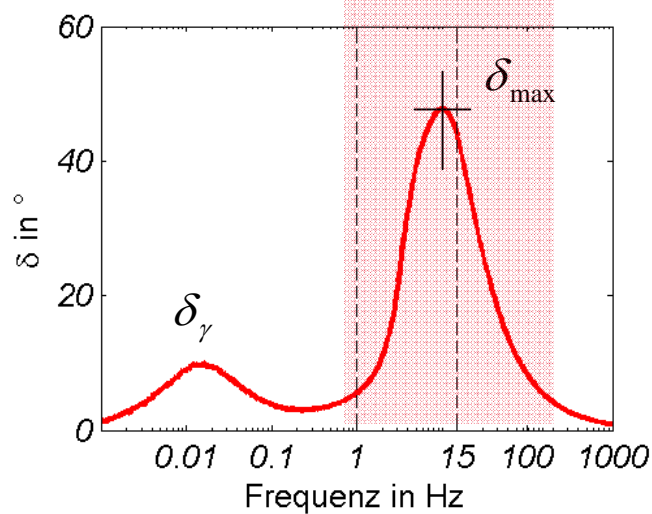
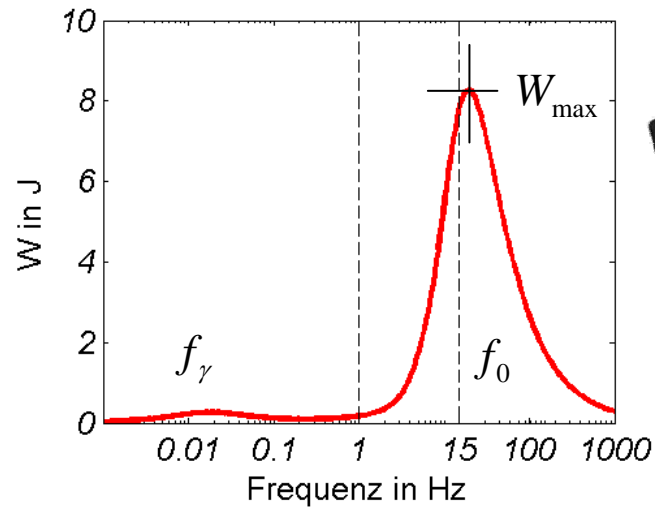
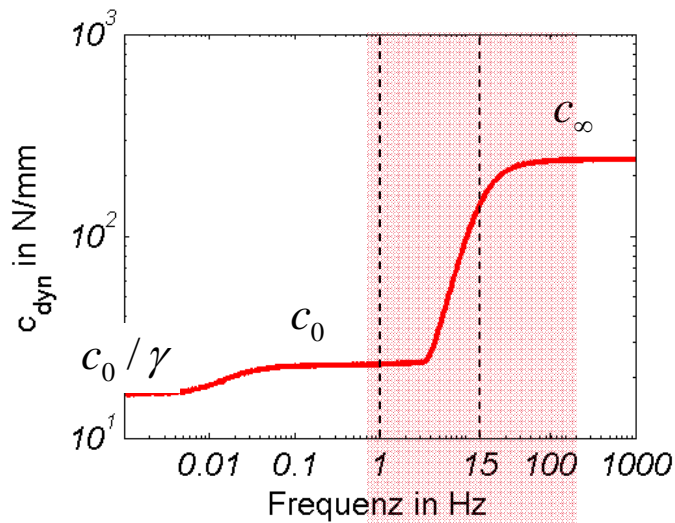
Dämpfarbeit pro Schwingzyklus

$$\frac{W_{\max}}{p_0 L^3} = \left(\frac{\hat{z}}{L} \right)^2 fn(\gamma, \kappa_i)$$

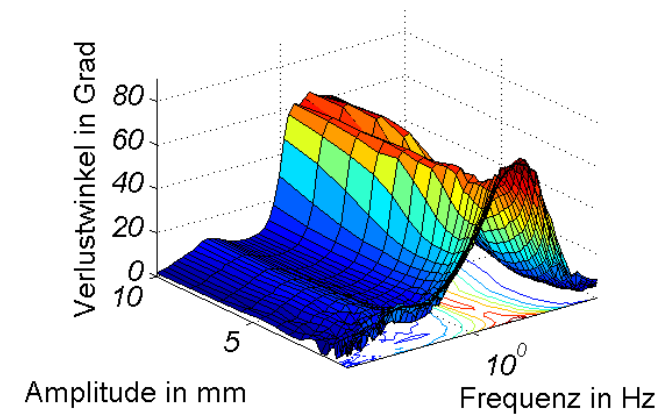
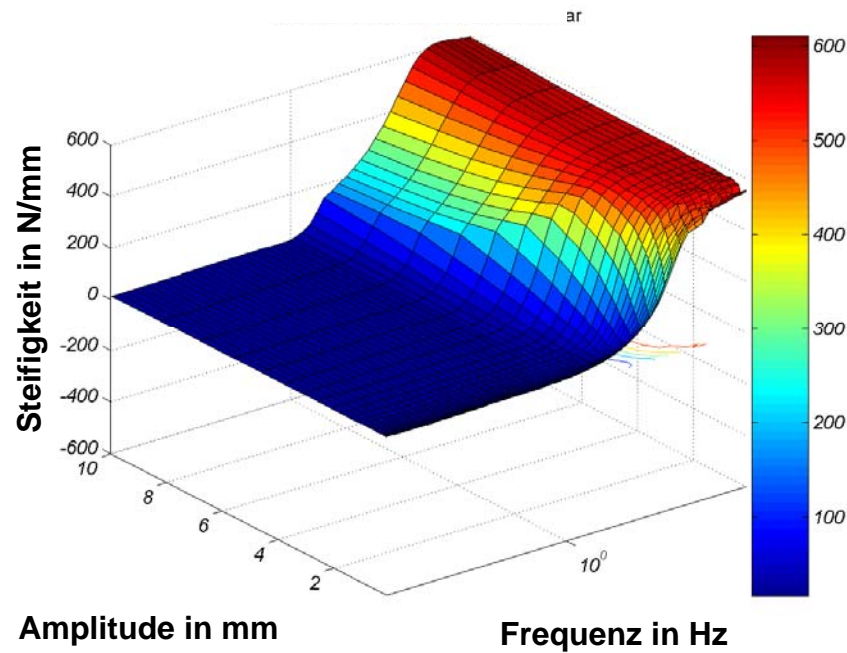
- Die Dämpfung ist unabhängig von der Temperatur!
- Die max. Dämpfung ist unabhängig vom Ventildesign!
- Die max. Dämpfung ist proportional zum Absolutdruck, daraus folgt:
- **Das System ist selbstregulierend bezüglich Steifigkeit und Dämpfung.**



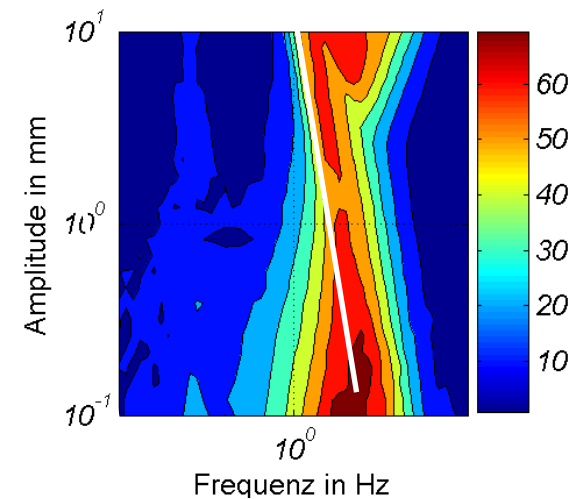
Die Abstimmfrequenz f_0



Geregeltes Ventil / Blende mit konstanter Ventilfläche



$$f_0 \sim \hat{z}^{-1/2}$$



Geregeltes Ventil / Blende mit konstanter Ventilfläche

$$f_0 = fn(p_0, T_0, R, \gamma, L, A_V, \hat{z}, \kappa_i)$$

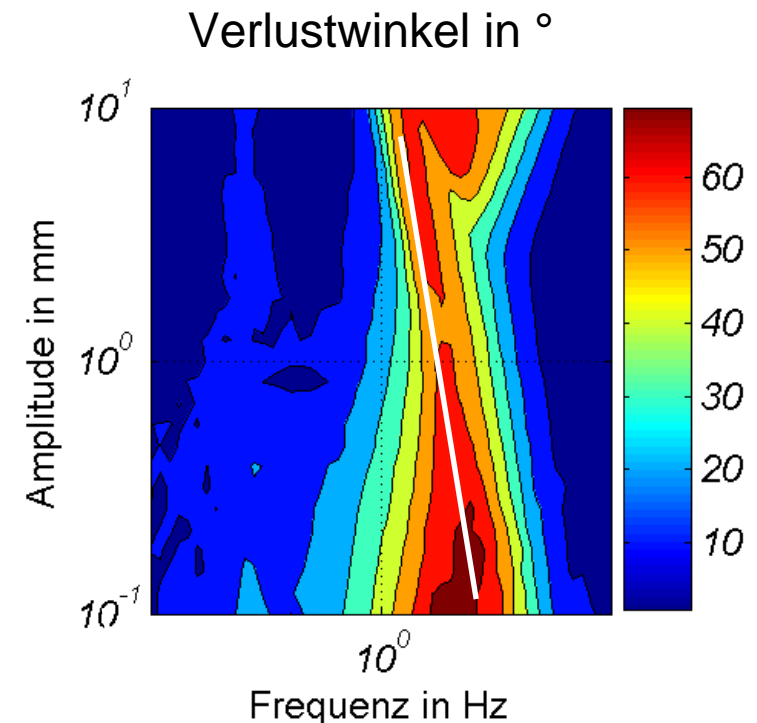
$$\frac{f_0}{\sqrt{RT_0} A_V^{-1/2}} = fn\left(\frac{\hat{z}}{L}, \gamma, \kappa_i\right)$$

$$\text{for } A_V / L^2 \ll 1$$

Further from experiments

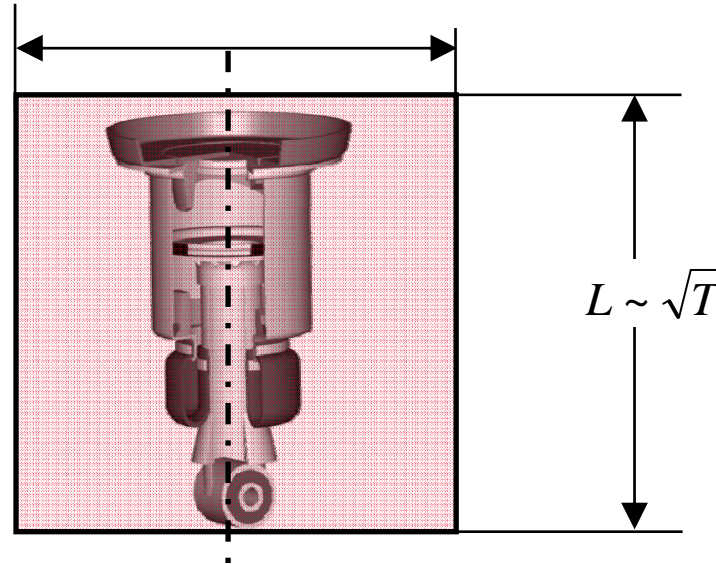
$$\frac{f_0}{\sqrt{\gamma RT_0} A_V^{-1/2}} = \left(\frac{\hat{z}}{L}\right)^{-1/2} \text{const}(\gamma, \kappa_i)$$

$$f_0 \sim \hat{z}^{-1/2}$$



Vorteile von Luftdämpfung

- Dämpfung vergrößert sich mit der Zuladung
selbstregulierendes System
- Die **Abstimmfrequenz ist unabhängig von der Zuladung**
- Die **Abstimmfrequenz besitzt geringe Abhängigkeit von der Temperatur**

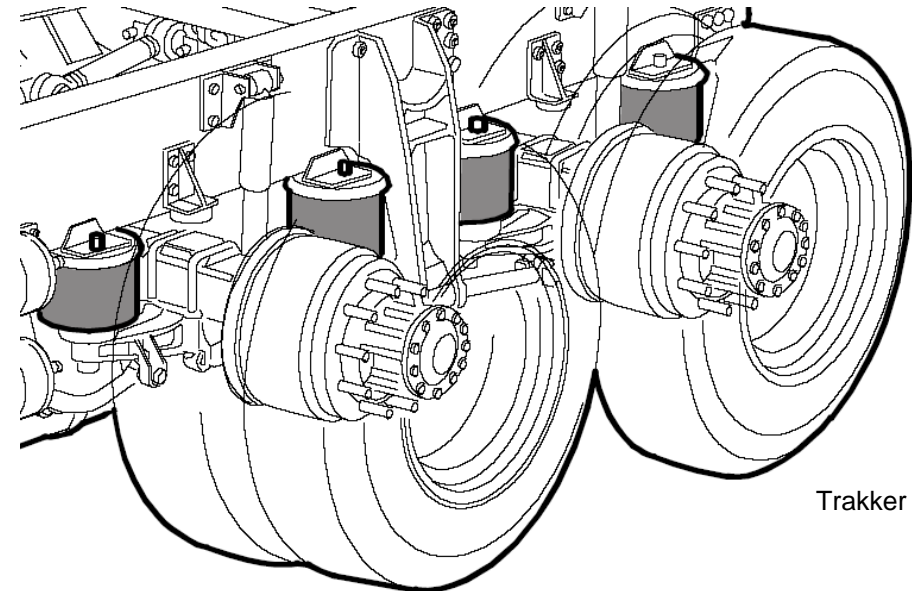


$$W_{\max} \sim p_0 L^3 \left(\frac{\hat{z}}{L} \right)^2$$

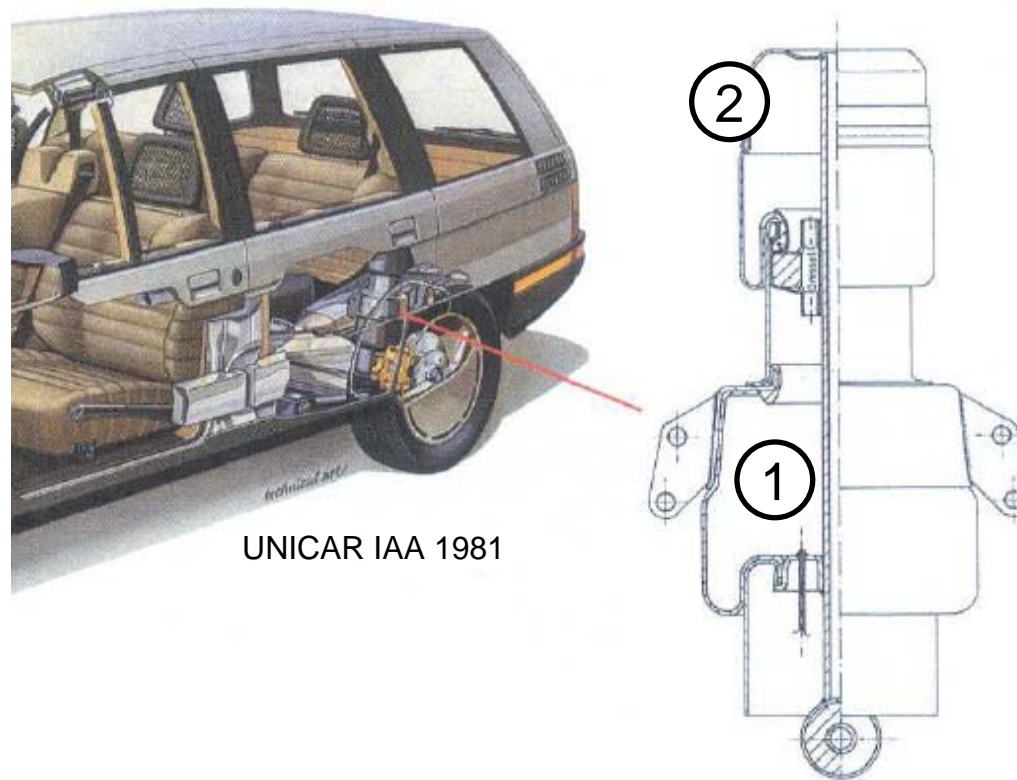
$$f_0 \sim \frac{\sqrt{\gamma R T_0}}{A_V^{1/2}} \left(\frac{\hat{z}}{L} \right)^{-1/2}$$

Anforderungen an Radaufhängungen

- Fahrzeuggewicht tragen! ✓
- Kinetische Energie speichern bei belastungsunabhängiger Eigenfrequenz! ✓
- Bedämpfung von Aufbau und Rad ✓
- Geringe Coulombsche Reibung zur Reduktion von Harshness
- Robust, geringe Kosten, einfacher Austausch der Komponente



Design Lösungen mit geringer Reibung



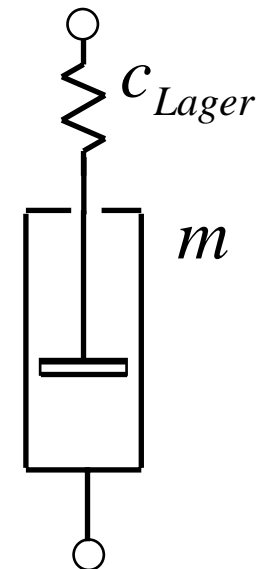
Design Lösungen mit geringer Reibung



Welche Ventilschaltzeiten sind notwendig?

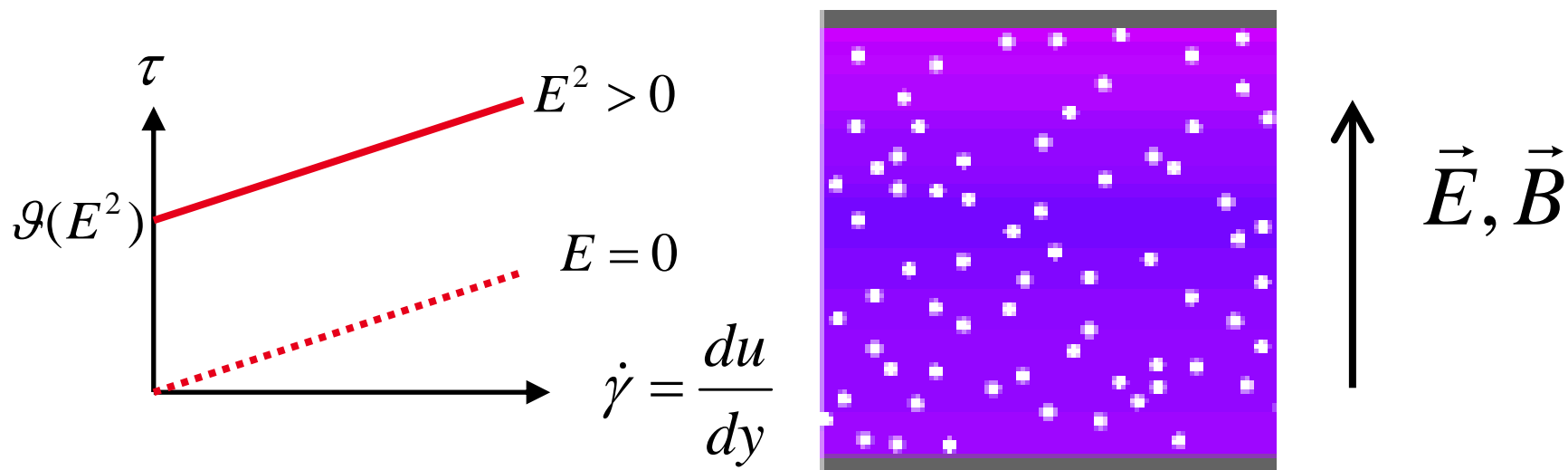
- Eigenschwingungsdauer Aufbau $T_1 \sim 1 \text{ sec}$
- Eigenschwingungsdauer Achse $T_2 \sim 0.1 \text{ sec}$
- Relaxationszeit Hydraulik $T_3 \sim 0.01..0.04 \text{ sec}$
(Quelle: Causemann, Kraftfahrzeugstoßdämpfer)

Schaltzeiten kleiner 0.01 sec liefern keine Dynamikvorteile
→ Alternativ angepasste Konstruktion
→ Leichtbau, hohe Steifigkeiten,
lineares Verhalten, geringe Coulombsche Reibung



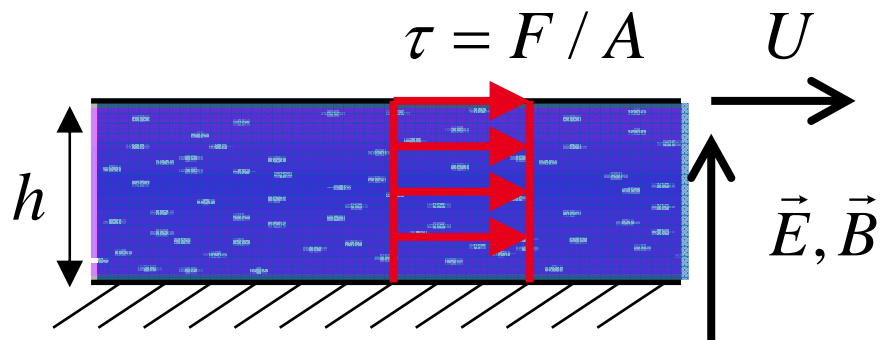
Smarte Flüssigkeiten ERF, MRF

- Smarte Flüssigkeiten sind Flüssigkeiten, deren Fließspannung unter Wirkung eines Feldes verändert werden können.
- Sie sind Suspensionen von elektrischen (oder magnetischen) Dipolen in einer Matrixflüssigkeit.
- Unter der Wirkung eines elektrischen (magnetischen) Feldes E (bzw. B) bilden die Partikel aus energetischen Gründen Fadenstrukturen in Feldrichtung.
- Dies macht sich in der Fließspannung θ der Flüssigkeit bemerkbar.
- Aus Symmetriegründen wächst die Fließspannung mit E^2 (bzw. B^2).

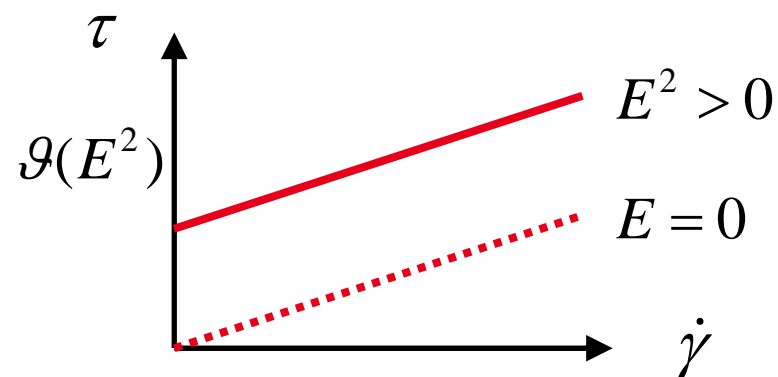
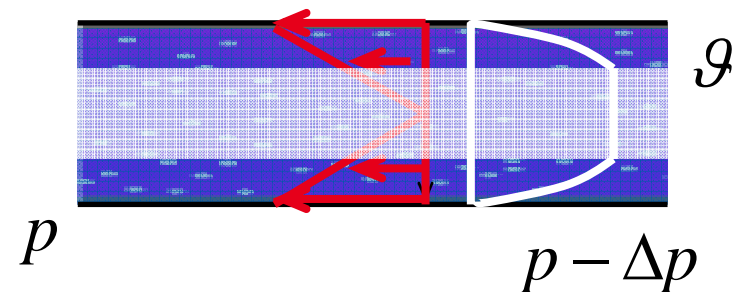


Ventile ohne bewegte Bauteile

- Einfache Scherströmung (Couette-Strömung)



- Ebene Kanalströmung (Poiseuille-Strömung)



Anwendung Hydrolager

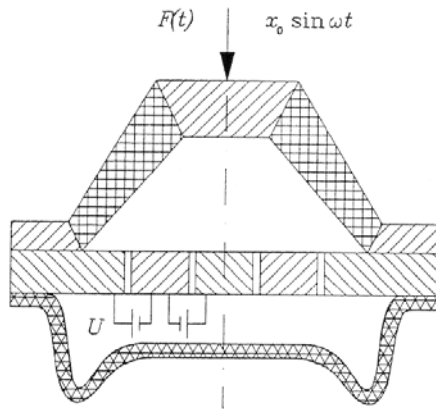


FIGURE 1: HYDRAULIC ENGINE MOUNT

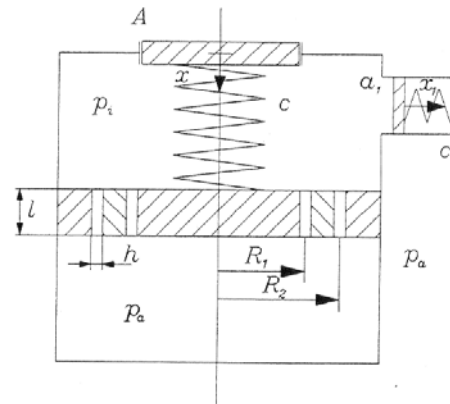


FIGURE 2: MODEL

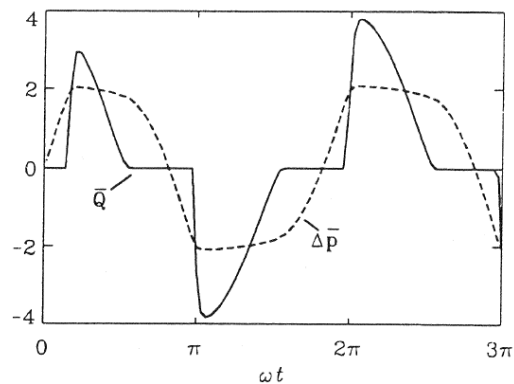


FIGURE 3: FLOW RATE \bar{Q} AND PRESSURE DIFFERENCE $\Delta\bar{p}$, $E = 4$ kV/mm, $x_0 = 0.2$ mm

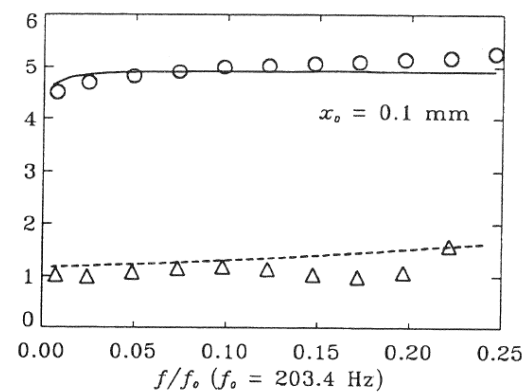


FIGURE 4: DYNAMIC STIFFNESS $|F|/(cx_0)$, $E = 0$ kV/mm: Δ EXPERIMENT, -- THEORY, $E = 4$ kV/mm: \circ EXPERIMENT, — THEORY

Quelle:
Spurk, Münzing:
Anti-Vibration Mount with
ER-Fluid
ASME, 1994

Systembeurteilung aus Sicht eines OEM

passiv adaptiv aktiv

		Stahlfeder + hydraulischer Dämpfer	Stahlfeder + adaptiver hydraulischer Dämpfer	Luftfeder + adaptiver hydraulischer Dämpfer	aktiver Wankausgleich	aktive Fußpunk- tverstellung
Komfort	1 Aufbau- beschleunigung			7.8	7.2	7.7
	2 Abrollkomfort	7	7.5			
	3 quasistatische Reibung					
Fahrndynamik	4 Nick- Wankbewegung					8
	5 Aufbaukontrolle	7	7.5	7.8	7.5	
	6 Radlastvertei- lung					
Fahrsicherheit	7 Radlast- schwankungen					
	8 Fahrzeugnivau					
	9 Beladungs- abhängigkeit					
Systemaufwand	10 Package	10				
	11 Achskonzept		8.5	7	7.5	5
	12 Kosten (inkl. Entwicklung)					
Kundenwahr- nehmung	13 Preis			8		8
	14 Erlebbarkeit	5.7	6.5		6.5	
	15 Prestige					

Bewertung der Fa. Audi aus dem Jahr 2003

10 max. Bewertung, 1 min. Bewertung

Entwicklungstrends und Entwicklungsaufgaben für die Feder-Dämpfersysteme



- **Kostengünstige**, komfortable Lösungen für alle Fahrzeuge
- **Sehr komfortable, intelligente** Lösungen für Oberklassefahrzeuge
- **Funktionsintegration** insbesondere bei aktiven, hydraulischen Systemen
 - Ggf. elektromechanische Lösungen
- **Energieeffizienz** bei aktiven Systemen
 - Energierückgewinnung, Energy Harvesting