

Schwingungsminderung durch ein aktives hydropneumatisches Feder-Dämpfer-System

Entwicklung eines neuartigen Aktuators zur aktiven Schwingungsminderung im Automobilbereich

Dipl.-Ing **Thomas Bedarff**, Univ. Prof. Dr.-Ing. **Peter F. Pelz**, Institut für Fluidsystemtechnik, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt;

1. Kurzfassung

Aktive hydraulische Feder-Dämpfer-Systeme werden u.a. im Automobilbereich eingesetzt, beispielsweise als hydraulische Fußpunktverstellung im ABC-Fahrwerk (Active Body Control) von Daimler. Nachteilig an diesen Systemen ist die notwendige Hydraulikinfrastruktur im Fahrzeug, welche gerade bei alternativen Feder-Dämpfer-Systemen für eine Fahrzeugplattform aufwändig ist.

Im Rahmen des von der DFG geförderten Sonderforschungsbereiches 805 (SFB 805) "Beherrschung von Unsicherheit in lasttragenden Systemen des Maschinenbaus" wird ein innovatives, aktives hydropneumatisches Feder-Dämpfer-System (HFDS) entwickelt und erforscht, welches über eine Funktionsintegration die Reduktion der Bauteile sowie eine kompakte Bauweise erlaubt. Das Hauptaugenmerk in dieser Arbeit liegt auf konstruktiven Lösungen und deren experimenteller Validierung für die Aufgabe: geringe Coulombsche Reibung, keine zentrale Hydraulikversorgung sowie geringe Bauteilanzahl.

Als Lösung wird die aktive Verstellung der druckwirksamen Fläche A eines Rollbalges, wie er aus Luftfedern bekannt ist, untersucht. Damit ist es möglich, die resultierende Axialkraft $F=(p-p_a)A$ des Feder-Dämpfer-Systems aktiv und dynamisch zu verändern und Kräfte auch gegen die Bewegungsrichtung des Kolbens zu stellen (4-Quadranten-Betrieb). Ziel ist eine Kraftstellung mit einer Frequenz bis 15 Hz, was den Einsatz im PKW- Bereich unter den Gesichtspunkten Fahrdynamik, Fahrkomfort und Fahrsicherheit erlaubt.

Zur Validierung dieses Konzeptes wurde am Institut für Fluidsystemtechnik ein erster Versuchsträger aufgebaut. Über einen hydraulischen Schwenkmotor und ein mechanisches Nockenwellengetriebe wird die Veränderung der druckwirksamen Fläche dargestellt. Hierbei wird das vom Schwenkmotor auf die Welle aufgebrachte Moment über Zahnräder an die Nockenwellen übertragen. Diese drücken dann die Kolbensegmente nach Außen und verändern damit die druckwirksame Fläche des Rollbalges.

2. Der Konflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit und seine Lösung

Der Konflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrdynamik / Fahrsicherheit ist ein zentrales Thema bei der Entwicklung und Auslegung von Fahrwerken im Automobilbereich. Um den Fahrkomfort zu steigern sollten die Aufbaubeschleunigungen möglichst gering sein. Eine gute Fahrsicherheit ergibt sich, wenn das Rad dem Straßenverlauf mit möglichst geringen Radlastschwankungen folgt.

Der Zusammenhang zwischen Fahrsicherheit und Fahrkomfort lässt sich bereits gut mit vereinfachten Fahrzeugmodellen für die Vertikaldynamik studieren.

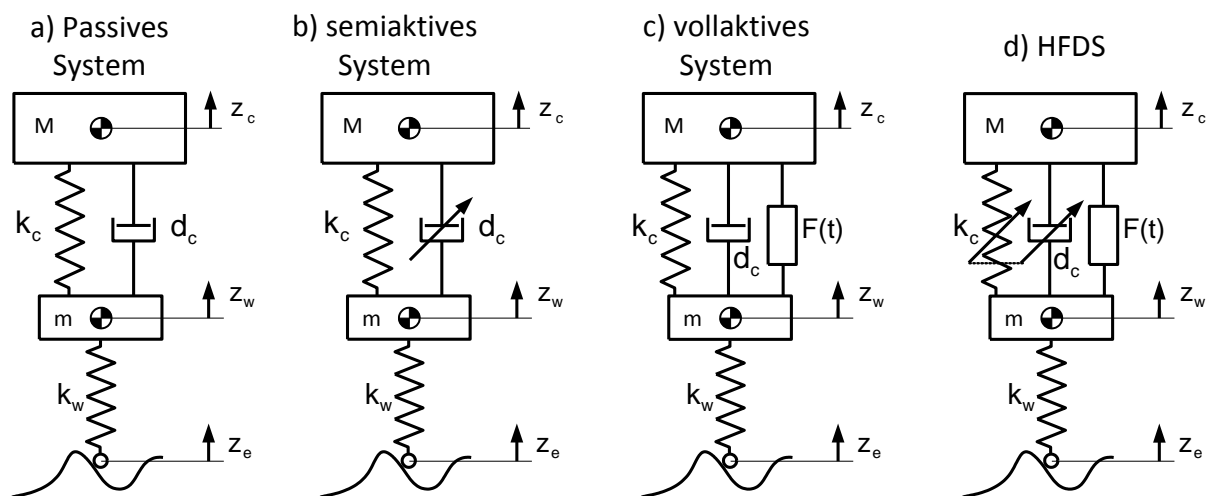


Bild 1: Viertelfahrzeugmodelle passiver, semi-aktiver und aktiver Systeme.

Das einfachste mathematische Modell zur Untersuchung der Vertikaldynamik stellt der Zwei-Massen-Schwinger (siehe Bild 1 a)) dar [1]. Es besteht aus der anteiligen Aufbaumasse M , der Rad-/Achsmasse m , der Reifenfeder k_w sowie der Aufbaufeder und -dämpfung k_c und d_c . Die Reifendämpfung ist um eine Größenordnung kleiner als die Aufbaudämpfung und kann daher vernachlässigt werden.

Das passive System aus Bild 1 a) lässt sich dimensionslos in komplexer Schreibweise im Frequenzbereich beschreiben durch

$$\begin{bmatrix} -\eta^2 + 1 + i\eta 2D & -1 - i\eta 2D \\ -1 - i\eta 2D & -m_+ \eta^2 + k_+ + 1 + i\eta 2D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{z}_c \\ \hat{z}_w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ k_+ \end{bmatrix} \hat{z}_e, \quad (1)$$

mit den dimensionslosen Produkten (siehe auch Bild 1)

$$m_+ = \frac{m}{M}; \quad k_+ = \frac{k_w}{k_c}; \quad D = \frac{d_c}{2M\omega_0}; \quad \omega_0^2 = \frac{k_c}{M}; \quad \eta = \frac{\omega}{\omega_0} \quad (2)$$

Damit erfolgen die Vergrößerungsfunktionen zwischen Aufbaubewegung und Straßenanregung sowie zwischen Radbewegung und Straßenanregung zu

$$\left| \frac{\hat{z}_c}{\hat{z}_e} \right| = \left| \frac{k_+ C_1 + 2D\eta k_+ C_2}{C_1^2 + C_2^2} + i \frac{2D\eta k_+ C_1 - k_+ C_2}{C_1^2 + C_2^2} \right| \quad (3)$$

$$\left| \frac{\hat{z}_w}{\hat{z}_e} \right| = \left| \frac{k_+ (1 - \eta^2) C_1 + 2D\eta k_+ C_2}{C_1^2 + C_2^2} + i \frac{2D\eta k_+ C_1 - k_+ (1 - \eta^2) C_2}{C_1^2 + C_2^2} \right|, \quad (4)$$

mit den Variablen

$$C_1 = \eta^2 (\eta^2 m_+ - m_+ - k_+ - 1) + k_+; \quad C_2 = 2D\eta k_+ - 2D\eta^3 (m_+ + 1).$$

Die relative dynamische Radaufstandskraft ist der Betrag der relativen komplexen dynamischen Radaufstandskraft:

$$\tilde{F} = \left| \frac{\hat{F}_R}{C_R \hat{z}_e} \right| = \left| \frac{C_R (\hat{z}_w - \hat{z}_e)}{C_R \hat{z}_e} \right| = \left| \frac{\hat{z}_w}{\hat{z}_e} - 1 \right|. \quad (5)$$

Mit der Vergrößerungsfunktion des Aufbaus (Gleichung 3) ergibt sich die relative Aufbaubeschleunigung zu

$$\tilde{B}_c = \left| \frac{\hat{z}_c}{\hat{z}_e} \right| \eta^2 \frac{m_+}{k_+}. \quad (6)$$

Trägt man den Effektivwert (der sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich gebildet werden kann) der dimensionslosen Aufbaubeschleunigung \tilde{B}_c über dem Effektivwert der dimensionslosen Radlastschwankung \tilde{F} auf, so erhält man das in Bild 2 gezeigte Diagramm. Es stellt den Konflikt passiver Fahrwerkssysteme zwischen Komfort (gegeben durch den Effektivwert der Aufbaubeschleunigung) sowie Fahrsicherheit (gegeben durch den Effektivwert der Radlastschwankungen) dar und entspricht dem bereits bekannten Konfliktdiagramm im Zeitbereich (siehe z.B. [2]).

Vorteilhaft an der der gezeigten Vorgehensweise ist die Möglichkeit, den Einfluss verschiedener dimensionsloser Systemparameter (m_+ , k_+ , D) analytisch untersuchen zu können. Beispielhaft ist in Bild 3 der Einfluss des Massenverhältnisses m_+ dargestellt. Es muss jedoch klar zwischen den Systemparametern und den einzelnen Modulparametern (k_c , d_c , k_w , M , m) unterschieden werden. Eine Änderung z.B. der Modulgröße Aufbausteifigkeit k_c hat Einfluss auf die dimensionslosen Systemgrößen k_+ und D .

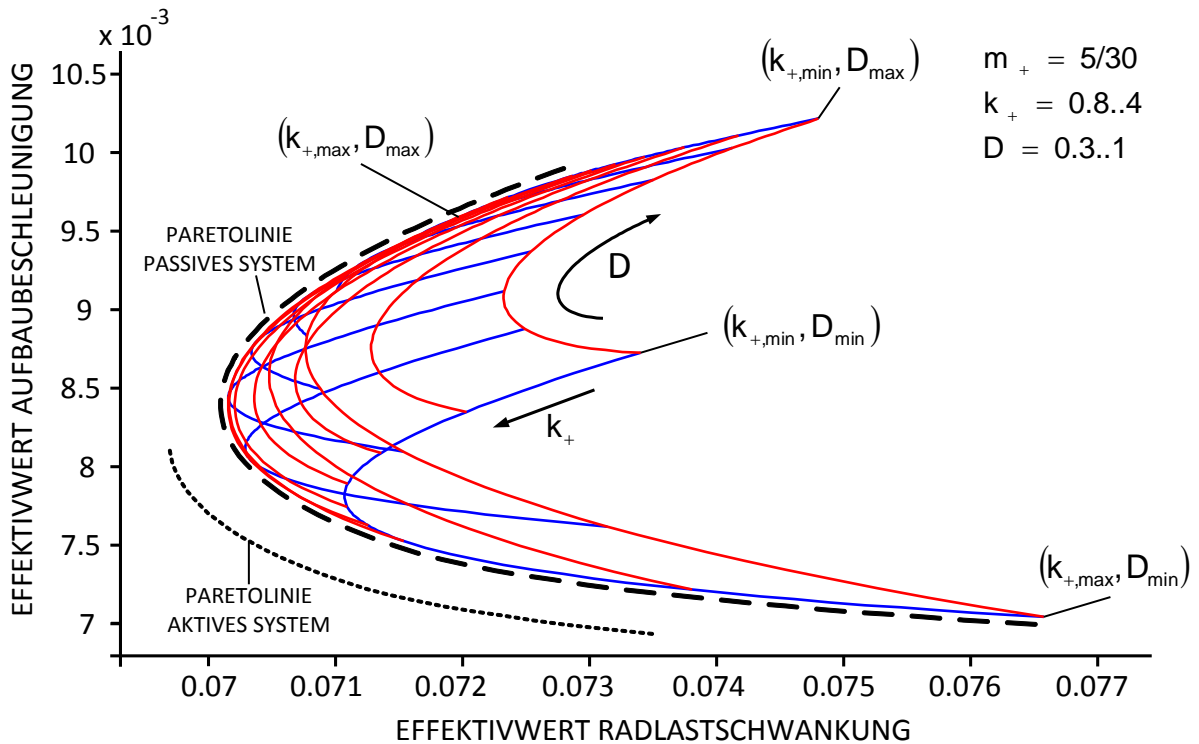
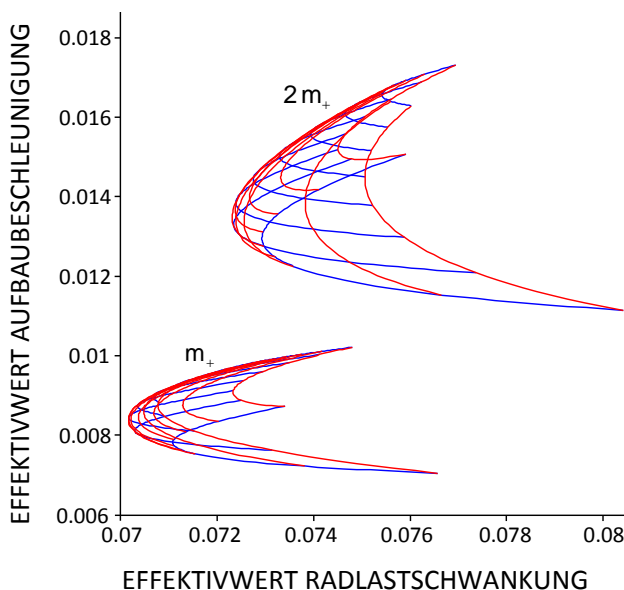


Bild 2: Dimensionsloses Konfliktdiagramm.

Aus dem Diagramm in Bild 2 wird deutlich, dass bei Erreichen der Paretolinie eine Erhöhung der Fahrsicherheit stets mit Komforteinbußen einhergeht, eine gleichzeitige Verbesserung des Komforts und der Fahrsicherheit (d.h. ein Überschreiten der Paretolinie in Richtung Koordinatenursprung) ist mit passiven System nicht möglich.



Mit semi-aktiven Systemen (2-Quadrantenbetrieb, siehe auch Bild 1 b)) ist es möglich, durch Verstellung der Dämpfung eine Anpassung zwischen Komfort und Fahrdynamik vorzunehmen. Beim Luft-Feder-Dämpfer (LFD) erfolgt dies durch die Verstellung der Drosselquerschnitte [3]. Hiermit ist es möglich, situationsabhängig die Fahrzeugeigenschaften Richtung Komfort oder Richtung Fahrsicherheit zu verändern.

Bild 3: Einfluss des Massenverhältnisses.

Das Ziel jedoch, den Komfort ohne Einbußen bei der Fahrsicherheit zu erhöhen kann nur mit aktiven Fahrwerksystemen erreicht werden. Hierbei kann eine Kraft unabhängig von der Federbewegung gestellt werden (4-Quadranten-Betrieb, siehe auch Bild 3 c)). Wie in [4] gezeigt, ergibt sich bei aktiven Systemen eine neue, Richtung Koordinatenursprung verschobene Paretolinie. Diese Grenze hängt im Wesentlichen von den Reglereinstellungen des Systems ab.

Aktuelle Forschungen zeigen, dass mit hybriden Feder-Dämpfer-Systemen ähnlich gute Ergebnisse bei der Lösung des Konfliktes Fahrkomfort – Fahrsicherheit erreicht werden können wie mit vollaktiven Systemen [4]. Ein hybrides Feder-Dämpfer-System besteht aus semi-aktiven Elementen (Dämpfer) und aktiven Elementen (Aktuatoren, z.B. hydraulisch).

3. Das aktive hydropneumatische Feder-Dämpfer-System (HFDS)

Einziges zurzeit im Serienbetrieb befindliches aktives Fahrwerksystem für die Vertikaldynamik ist das ABC-System (Aktive Body-Control) von Daimler, eingeführt 1999 im Mercedes CL sowie in der S-Klasse [5]. Dabei handelt es sich um ein volltragendes, teilaktives (nur die niederfrequenten Aufbaubewegungen bis 5 Hz werden beeinflusst) System. Nachteilig an diesem System ist jedoch die Komplexität und die damit verbundenen Kosten. So wird eine hydraulische Infrastruktur (Pumpe, Ventile, Filter, Speicher) benötigt, die Komplexität des Systems macht es fehleranfällig und Reparaturen kostspielig.

Im Rahmen der Arbeiten im SFB 805 mit dem Titel „Beherrschung von Unsicherheit in lasttragenden Systemen des Maschinenbaus“ wird ein robustes und integriertes Hydropneumatisches Feder-Dämpfer-System (HFDS) entwickelt, dass diese Nachteile überwindet. Aus den Forschungsergebnissen im SFB 805 haben sich die folgenden vier Anforderungen an ein neues Feder-Dämpfer-System herauskristallisiert:

- 1) Reduzierte Coulombsche Reibung, keine dynamischen Dichtungen,
- 2) Reduzierte Teileanzahl und reduzierte Komplexität, robustes Design,
- 3) „Plug and drive“ Lösung: Anschluss an das elektrische Bordnetz im Fahrzeug.
- 4) Trennung von Hardware und Software: Die Anforderungen des Fahrzeugherstellers oder der Kunden werden nicht über Anpassungen der Hardware sondern über Anpassungen der Software vorgenommen.

Die erste Anforderung geht auf den Komfort ein, je weniger Coulombsche Reibung sich im Kraftpfad zwischen Rad und Aufbau befindet, desto besser ist dies für den Fahrkomfort. Mit Hilfe der zweiten Anforderung soll sichergestellt werden, dass das System günstig in der Herstellung und Wartung sowie robust gegenüber Fehlern oder Missbrauch ist.

Anforderung 3) geht auf drei wesentliche Punkte ein: Zum einen der mögliche Einsatz des Systems in Elektrofahrzeugen, zum zweiten die Vermeidung einer aufwändigen Infrastruktur im Fahrzeug (z.B. Hydraulik) und zum dritten die einfache Implementierung in unterschiedliche Fahrzeuge durch einfaches anschließen an des elektrische Bordnetz. Eng damit verbunden ist auch die vierte Anforderung: eine Trennung von Hardware und Software erlaubt es, bei vorhandener Hardware das System für verschiedene Fahrzeuge anzupassen. Damit ist es möglich, flexibel auf Änderungen im Markt (Original Equipment Manufacturer, Kunde) zu reagieren.

Das vorgestellte Konzept des HFDS beruht auf einer Luftfeder, wie sie aus dem Automobilbereich bekannt ist und seit Jahren serienmäßig in Oberklassefahrzeugen zum Einsatz kommt. Bild 4 a) zeigt schematisch den Aufbau einer solchen Luftfeder: Der Kolben ist mit dem Rollbalg (auch: Luftfederbalg) verbunden, dieser wiederum wird von der Außenführung gestützt. Das Gasvolumen wird vom Rollbalg gegen die Umgebung hin abgedichtet, dies bringt den großen Vorteil mit sich, dass auf dynamische Dichtungen verzichtet werden kann und damit die Coulombschen Reibungen reduziert werden können (Anforderung 1).

Die resultierende Axialkraft ergibt sich für die Luftfeder aus Bild 4 a) zu $F = A(p - p_a)$, mit der druckwirksamen Fläche A , dem Innendruck p sowie dem Umgebungsdruck p_a . Die druckwirksame Fläche ist die Fläche zwischen den Punkten, an denen an der Rollbalgfalte eine Tangente in radialer Richtung angelegt werden kann.

Die dynamische Steifigkeit der Luftfeder ergibt sich für polytrope Zustandsänderungen zu (siehe auch [1])

$$c_{\text{dyn}} = \eta p \frac{A^2}{V} \quad (7)$$

Wie in [6] gezeigt wird, gibt es unterschiedliche Möglichkeiten, die resultierende Axialkraft zu beeinflussen (z.B. Änderung der Gasmasse durch einen externen Kompressor, Fußpunktverstellung). Als vielversprechend unter den genannten Anforderungen hat sich für die aktive Axialkraftbeeinflussung eine Veränderung der druckwirksamen Fläche A_w herausgestellt. Hierbei werden an einem doppelt wirkenden Kolben die Rollbalgfalten über verschiebbare Kolbensegmente radial verschoben, damit ändern sich auch die wirksamen Flächen (siehe Bild 4 c)). Die Verwendung eines doppelt wirkenden Kolbens hat hierbei den großen Vorteil, dass - bei Verwendung höherer Drücke im Rollbalg - die wirksame Fläche verkleinert werden kann: $A = A_1 - A_2$ (siehe Bild 4 b)). Somit sind für die Änderung der

wirksamen Fläche nur relative kleine Änderungen der einzelnen Kolbendurchmesser notwendig.

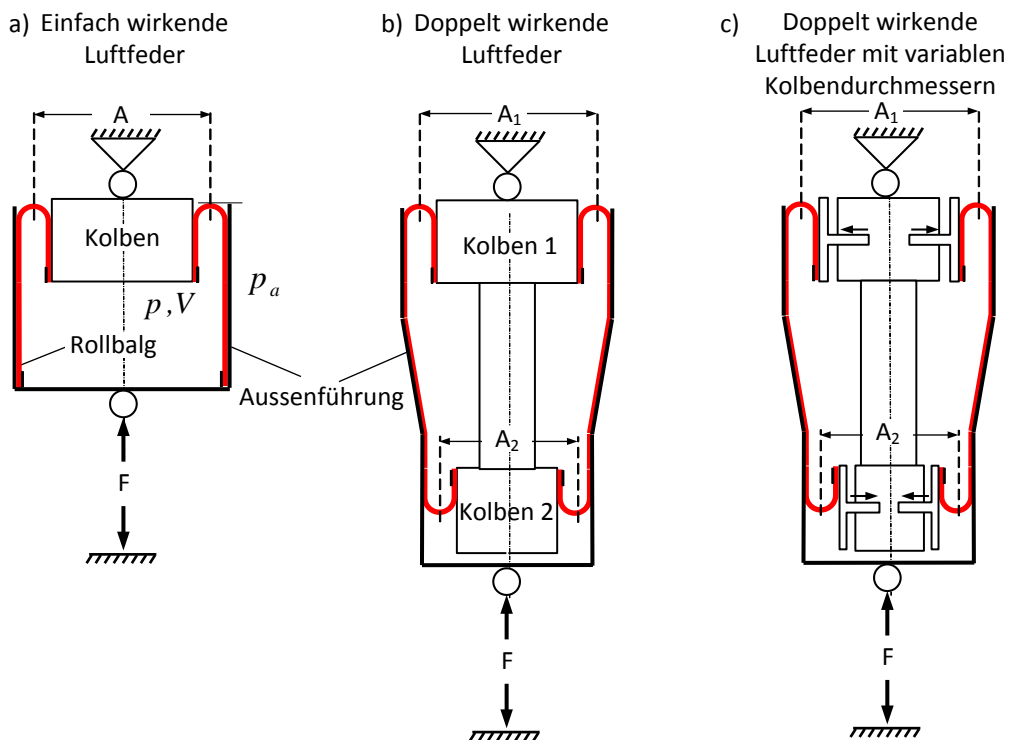


Bild 4: Luftfeder mit einfach wirkendem (a)) und doppelt wirkendem (b)) Kolben, Luftfeder mit veränderlichen Kolbenquerschnitten (HFDS) (c)).

Gleichung 7 macht deutlich, dass mit einer Veränderung der resultierenden Axialkraft immer auch eine Änderung der dynamischen Steifigkeit einhergeht. Wird eine Dämpfung analog zum Luftfederdämpfer eingesetzt, so ändern sich auch die Dämpfeigenschaften bei einer Änderung der Kolbendurchmesser (siehe Bild 1 d)).

Der Effekt der variablen Kolbendurchmesser ist in Bild 5 gezeigt, es ist die Axialkraft über dem Durchmesser D_{k1} des oberen Kolbens dargestellt. Der Rechnung zugrunde liegt eine Auslegung für das HFDS, die einen serienmäßigen Luftfederbalg der Firma Vibracoustic GmbH & Co KG sowie die Eigenschaften der Luftfeder einer Oberklasselimousine (Federweg, dynamische Steifigkeit) vorsieht.

Die durchgezogene Linie stellt den Durchmesser des unteren Kolbens D_{k2} in Abhängigkeit vom oberen Kolbendurchmesser D_{k1} dar. Wird der obere Kolbendurchmesser vergrößert, so verkleinert sich der Durchmesser des unteren Kolbens. Zu jedem Graphen ist die entsprechende Auslenkung s angegeben, +35 mm bedeutet z.B. dass das Federelement um 35 Millimeter ausgefedert ist.

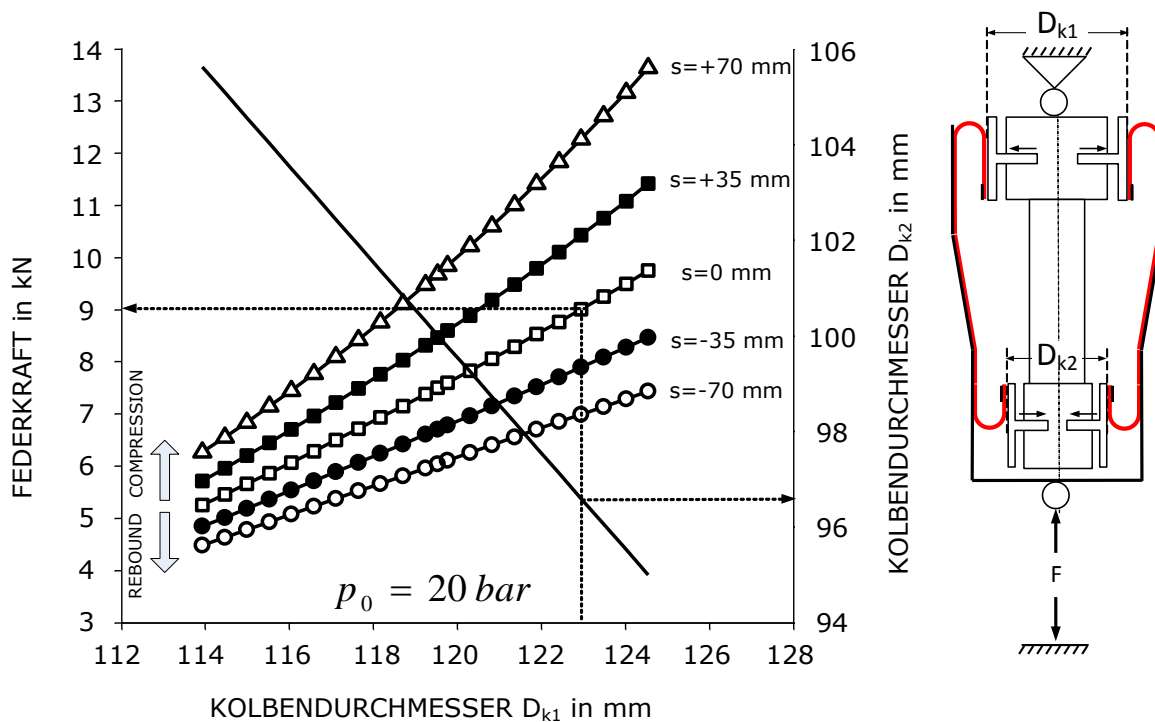


Bild 5: Berechnete Axialkraft in Abhängigkeit der Kolbendurchmesser.

Für 5 verschiedene Auslenkungen ist die resultierende Axialkraft in Abhängigkeit des oberen Kolbendurchmessers aufgetragen. Beispielsweise kann in Designlage ($s=0$ mm) die resultierende Federkraft des HFDS von etwa 5 kN bis etwa 10 kN variiert werden, wenn der Durchmesser des oberen Kolbens um 10 mm vergrößert wird (und der Durchmesser des unteren Kolbens um etwa 10 mm verkleinert wird). Es wird deutlich: bereits kleine Verschiebungen der Segmente (5 mm) haben große Wirkung auf die resultierende Axialkraft.

4. Technische Umsetzung und Messungen

Bei der technischen Umsetzung der Segmentverschiebung sind zwei wesentliche Randbedingungen zu beachten: Zum einen wirkt auf die Segmente durch den im Balg herrschenden Druck eine sehr große Kraft (bei einem Druck von 20 bar je nach Einfederung bis zu 6 kN), zum anderen ist der Bauraum im Kolben durch den Rollbalgdurchmesser (95 mm) beschränkt.

Die Lösung besteht in vier radial verschiebbaren Kolbensegmenten. In Bild 6 sind jeweils zwei dieser Segmente dargestellt, die dicke Linie repräsentiert den Rollbalg. Der Balg haftet an den Segmenten und würde selbst auf teflonbeschichteten Oberflächen nicht gleiten. Eine radiale Verschiebung der Segmente würde deshalb zu großen lokalen Dehnungen an den Stellen des Balges führen, die zwischen den Segmenten liegen. Deshalb sind die Segmente

mit Einbuchtungen versehen. Der Balg wird bei komplett nach Außen verfahrenen Segmenten montiert und dehnt sich dabei gleichmäßig über dem Umfang. Werden die Segmente radial nach innen verfahren, so entspannt der Balg über diesen Einbuchtungen.

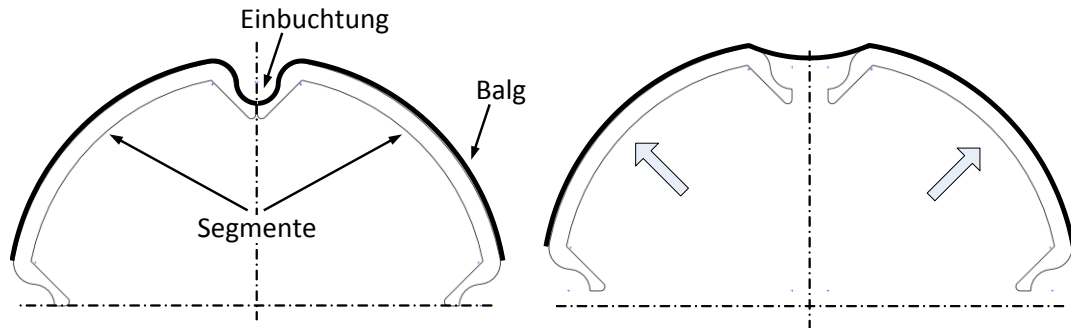


Bild 6: Konzept der verschiebbaren Segmente.

Im realen Prüfstand erfolgt die Verschiebung der Segmente durch ein mechanisches Getriebe (siehe Bild 7). Über einen hydraulischen Schwenkmotor werden vier Nockenwellen angetrieben, die wiederum über Gleitflächen die Segmente radial verschieben. Die Nockenwellen sowie die Segmente sind über Gleitlager im Kolben gelagert.

Entgegen den Auslegungen, die von zwei gegenläufig veränderlichen Kolben ausgehen, besteht der Versuchsstand nur aus einem veränderlichen Kolben. Dies ist völlig ausreichend für den Zweck des Versuchsstandes, die Überprüfung des Konzeptes der Balgaufweitung mittels verschiebbarer Segmente sowie die Untersuchung des Balges. Die relativen

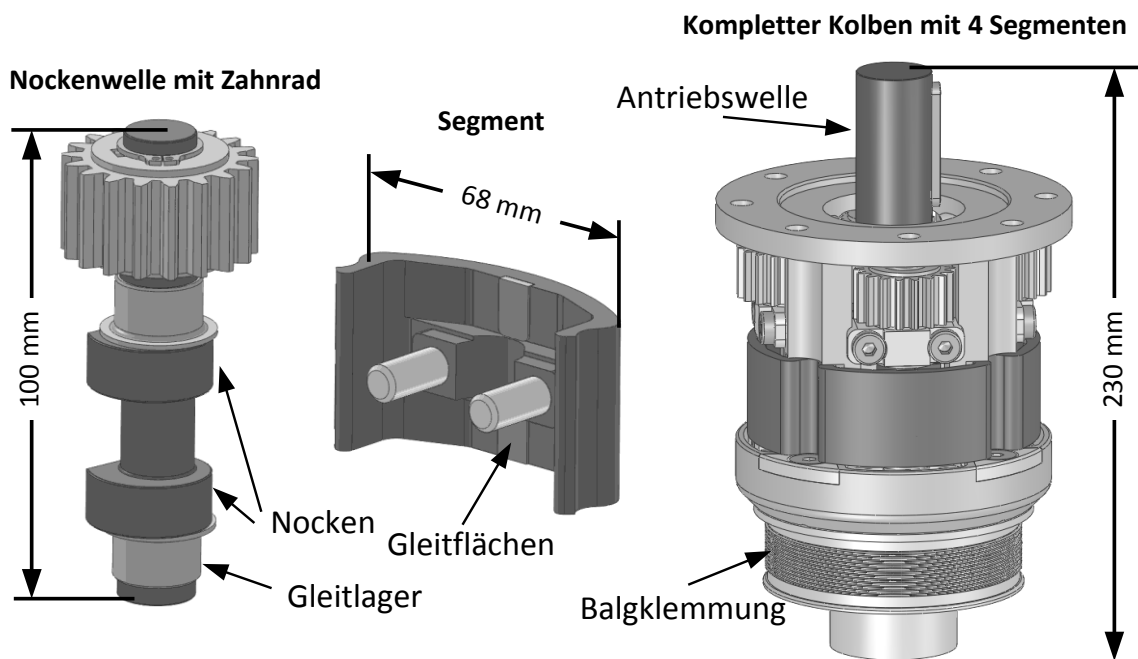


Bild 7: Verstellmechanismus der Kolbensegmente, kompletter Kolben mit vier Segmenten.

Änderungen der axialen Kraft sind dementsprechend geringer.

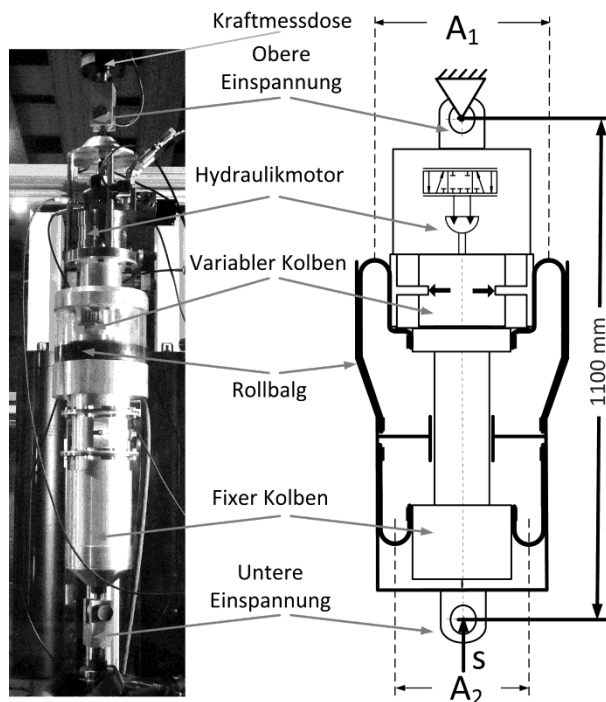


Bild 8: Prototyp des HFDS, schematischer Aufbau.

Der komplette Prüfstand ist in Bild 8 zusammen mit einer Prinzipskizze des Aufbaus abgebildet. Der obere Kolben ist im Durchmesser verstellbar, der untere Kolben bleibt im Durchmesser konstant. Der hydraulische Schwenkmotor ist am oberen Kolben montiert und treibt die Antriebswelle an. Das gesamte System ist in eine servohydraulische Dämpferprüfmaschine integriert, damit ist eine Fußpunkterregung des Systems sowie die dynamische Untersuchung des HFDS möglich.

In einem ersten Schritt wurde die resultierende axiale Federkraft bei konstanter Einfederung und veränderlichem Kolbendurchmesser

gemessen. Messsignale sind: Kammerdrücke und Drehwinkel des Hydraulikmotors, Druck und Temperatur im Luftfedersystem sowie die axiale Federkraft. Mit der Geometrie der Nockenwellen und dem Signal des Motordrehwinkels wird die Kolbenaufweitung berechnet.

Erste Messergebnisse zeigt Bild 9. Auf der Ordinate ist der Kolbendurchmesser aufgetragen, auf der Abszisse die gemessene resultierende Federkraft. Bei einem konstanten Innendruck von $p_i = 6.7$ bar wurde der Kolbendurchmesser zwischen 122 mm und 127 mm variiert. Die resultierende axiale Federkraft ändert sich dabei von 2330 N auf 2540 N.

Nach Althoff [7] lässt sich der wirksame Durchmesser D in Abhängigkeit vom Kolbendurchmesser D_k sowie dem Durchmesser der äußeren Balgführung D_a abschätzen:

$$\frac{D_a - D}{D - D_k} \approx \frac{4}{3}, \quad (8)$$

womit sich die resultierende Federkraft abschätzen lässt:

$$F_{\text{est.}} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) (p_i - p_u). \quad (9)$$

Die relativ großen Abweichungen von der abgeschätzten zur gemessenen Federkraft resultieren aus der Annahme einer kreisrunden wirksamen Fläche in der Abschätzung. Durch die Einbuchtungen ist dies in Realität natürlich nicht gegeben. Um den Effekt der Einbuchtungen in die Abschätzung der Axialkraft mit einzubeziehen, wurde die wirksame Fläche mittels FEM simuliert. Das FE-Modell umfasst sowohl beide Rollbälge als auch beide Kolben und Aussenführungen des realen Versuchsstandes (siehe Bild 9 rechts). Die wirksame Fläche A_{FEM} ergibt sich aus dem vorgegebenen Druck von $p_{FEM} = 6.7 \text{ bar}$ und der errechneten Kraft F_{FEM} zu $A_{FEM} = F_{FEM} / p_{FEM}$. Die Abweichung der nach Gleichung 8 abgeschätzten wirksamen Fläche zu der mittels FEM berechneten Fläche steigt linear mit dem Kolbendurchmesser an (Die Abhängigkeit der Abweichung vom Druck ist nichtlinear). Die mit Hilfe der FEM simulierten axialen Federkräfte stimmen recht gut mit den gemessenen Kräften überein, die Abweichung beträgt im Mittel 3.6%

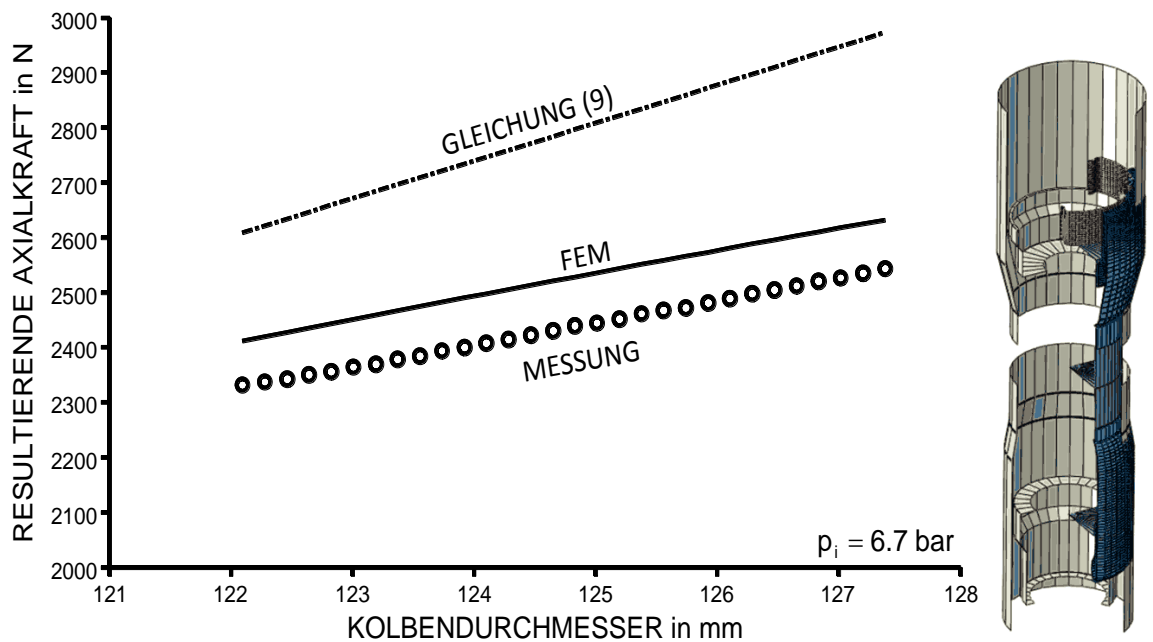


Bild 9: Messungen der Axialkraft, FE-Modell des Prototypen

5. Fazit und Ausblick

Anhand von Simulationen mittels Finiter Elemente sowie Untersuchungen an einem Prototyp konnte gezeigt werden, dass das Konzept der veränderlichen wirksamen Flächen einer Luftfeder für die Anwendung als aktives Federbein technisch umsetzbar ist. Bisherige Untersuchungen beschränkten sich auf eine doppelt wirkende Luftfeder mit einem aktiven Kolben, die Ergebnisse können aber problemlos auf ein System mit zwei aktiven Kolben übertragen werden.

Der für den Versuchsstand verwendete Hydraulikmotor - notwendig aufgrund der großen Kräfte an den Segmenten – ist in der nächsten Entwicklungsphase durch ein Antriebskonzept zu ersetzen, das sich in das Federbein integrieren lässt. Um dies zu erreichen ist eine Kopplung beider verstellbarer Kolben vorzusehen, die um die Konstruktionslage des Federbeins für ein Kräftegleichgewicht der am oberen und unteren Kolben anliegenden Kräfte sorgt. Das Antriebssystem muss somit nur noch gegen eine Differenzkraft (abhängig von der Auslenkung des Federbeins und der Segmentverschiebung) arbeiten. Damit ist es dann möglich, den Konflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit mit einem einfachen, robusten und leicht zu implementierenden („Plug & Drive“) aktiven Federbein aufzulösen.

Zentraler Punkt ist dann der Entwurf einer entsprechenden Regelung und der (vorerst im Rechner stattfindende) Einsatz des aktiven Federbeins im Fahrzeug. Hierfür kann am Institut auf ein in der Sprache „Modelica“ erstelltes Vollfahrzeugmodell zurückgegriffen werden, in das ein Modell des HFDS einfach eingefügt werden kann.

6. Danksagung

Wir danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die finanzielle Unterstützung dieses Projektes im Rahmen des Sonderforschungsbereiches 805

1. Literaturangaben

- [1] Heißing, B.; Ersoy, M.: Fahrwerkhandbuch. Wiesbaden: Vieweg Verlag 2007
- [2] Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Berlin: Springer-Verlag 2004
- [3] Puff, M.: Entwicklung von Regelstrategien für Luftfederdämpfer zur Optimierung der Fahrdynamik unter Beachtung von Sicherheit und Komfort, Dissertation, TU Darmstadt 2011
- [4] Koch, G.P.A.: Adaptive Control of Mechatronic Vehicle Suspension Systems, Dissertation, TU München 2011
- [5] Pyper M. et al.: ABC - Active Body Control: von der Blattfeder zum aktiven System für mehr Fahrsicherheit und Komfort. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie 2003
- [6] Pelz, P., Bedarff, T.: Uncertainties with respect to active vibration Control, Konferenzbeitrag ICUME 2011, Darmstadt 2011
- [7] Althoff, T.: Konzept, Auslegung und Regelung eines semiaktiven Gasfederdämpfers, Dissertation, TU Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig 2007