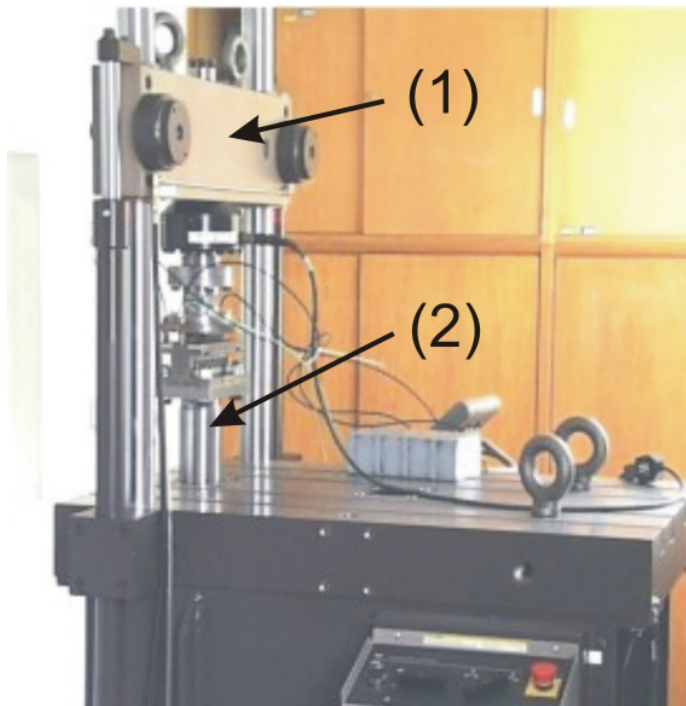


1 Versuchsaufbau und Kennlinieermittlung

Die wesentlichen Bestandteile des Prüfstands zur Stoßdämpferprüfung und damit zur Aufnahme der Stoßdämpfer- und Reibkraftkennlinien von Stoßdämpfer sind:

- Kraftmessdose
- Wegmesssystem
- Hydraulikaggregat
- Hydro-Speicher
- Hydropulser (15Hz)
- Proportionalventil
- Digitaler Servoregler
- beweglicher Lastrahmen
- servohydraulischer Zylinder mit beidseitiger Kolbenstange
- PC zur Aufnahme der Messsignale (MTS MultiPurpose TestWare)



Das System hat eine maximale Zug-/Druckkraft von 50kN.

Abbildung 1 zeigt den Versuchstand.

Für die Versuchsdurchführung wird ein zu prüfender Stoßdämpfer zwischen den Lastrahmen (1) und dem Hydraulikzylinder (2) gespannt. Nach einer Referenzfahrt des Systems kann mit der Messung begonnen werden.

Abbildung 1

Hierfür wird ein sogenannter VDA - Zyklus verwendet, bei dem alle Hübe und Geschwindigkeiten genormt sind.

Diese Normung gibt folgenden Zyklus vor:

- 6 Entlüftungshübe
- 2 Hübe z. Einschwingen, ein Messhub bei $v_D = 0,0524$ m/s
- Pause
- 2 Hübe z. Einschwingen, ein Messhub bei $v_D = 0,1310$ m/s
- Pause
- 2 Hübe z. Einschwingen, ein Messhub bei $v_D = 0,2620$ m/s
- Pause
- 2 Hübe z. Einschwingen, ein Messhub bei $v_D = 0,3930$ m/s
- Pause
- 2 Hübe z. Einschwingen, ein Messhub bei $v_D = 0,5240$ m/s
- Pause
- 2 Hübe z. Einschwingen, ein Messhub bei $v_D = 1,0470$ m/s
- Pause
- 2 Hübe z. Einschwingen, ein Messhub bei $v_D = 1,5720$ m/s

Es entstehen Messwerttabellen für die 7 einzelnen Geschwindigkeiten in denen die Werte Messzeit, zurückgelegter Weg und benötigte Kraft enthalten sind. Mit Hilfe dieser Werte können die Kraft-Weg-Diagramme erstellt werden.

Zur Ermittlung der Stoßdämpferkennlinie wird jeweils die minimal und maximal benötigte Kraft über ihrer jeweiligen Geschwindigkeit aufgetragen. Zu beachten ist, dass die minimale Kraft über der minimalen Geschwindigkeit, also der Geschwindigkeit bei Ausfahrt des Stoßdämpfers, und die maximale Kraft über der maximalen Geschwindigkeit aufgetragen wird. Mit Hilfe der Kennlinie können Aussagen bezüglich des Zustandes und den Eigenschaften des geprüften Stoßdämpfers getroffen werden.

Durch Verstellung des Proportionalventils ist es weiterhin möglich, die Kennlinien eines Stoßdämpfers zu verändern. Wird das Ventil mit 0,0 Ampere beaufschlagt, ist es völlig geschlossen und es wird viel Kraft benötigt um die vorgegebene Geschwindigkeit zu realisieren, da das gesamte Öl des Dämpfers wirksam wird. Bei schrittweiser Erhöhung des Ansteuerstrom auf 1,6 Ampere, öffnet sich das Proportionalventil immer mehr und das Öl kann durch einen Bypass am Kolbenventil vorbei in den gegenüberliegenden Raum gelangen, ohne tatsächlich am Dämpfprozess teilzunehmen.

2 Stoßdämpferkennlinien

Abbildung 2 zeigt die drei Stoßdämpferkennlinie bei 0,0A, 0,8A und 1,6A.

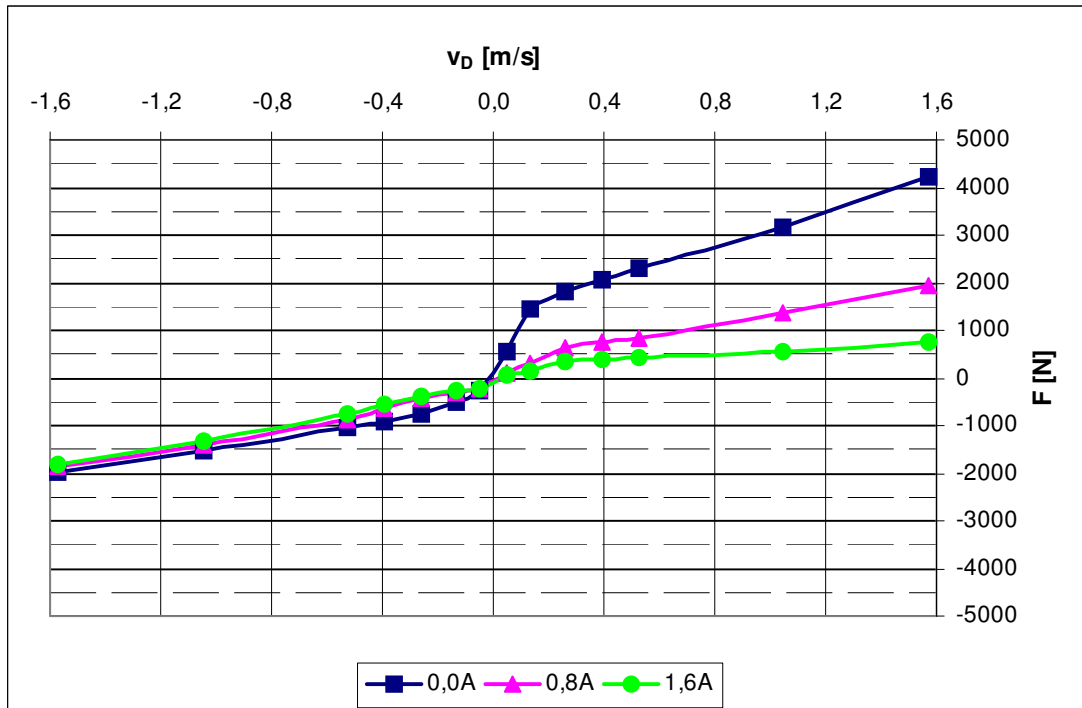


Abbildung 2

Im Zugbereich ist zu erkennen, dass der Kraftaufwand stark differenziert. Bei geschlossenem Proportionalventil, das heißt einem Ansteuerstrom von 0,0A, wird die größte Kraft zur Realisierung der Geschwindigkeit benötigt. Man spricht in diesem Fall von einer „sportlichen“ Einstellung des Dämpfers. Dem Komfortaspekt wird hier keine Beachtung geschenkt. Ist das Ventil bei 1,6A vollständig geöffnet. Durch den zusätzlichen Bypass kann wesentlich mehr Öl am eigentlichen Dämpfersystem vorbeiströmen und es kommt zu der dargestellten sehr flachen Kennlinie im Zugbereich. Es sind hier keine Unterschiede zwischen Zug- und Druckdämpfung zu erkennen, weswegen man von einem „übertriebenen Komfort“ sprechen kann. Das System ist zu weich abgestimmt. Die Kennlinie für 0,8A Ansteuerstrom symbolisiert den Mittelweg zwischen den beiden genannten Extremen. Im Allgemeinen gilt die Forderung:

$$\text{Zugdämpfung} = 2 \dots 5 \times \text{Druckdämpfung.}$$

Demnach befindet sich eine reelle Einstellung des Dämpfers im Bereich zwischen 0,2A und 0,8A.

3 Reibkraftproblematik und Reibkraftkennlinie

Die Reibung in einem Stoßdämpfer entsteht durch Berührung der Dichtlippen mit der Zylinderinnenfläche bzw. der Kolbenstange.

Die Dämpfungskraft setzt sich demzufolge wie folgt zusammen:

$F_{D_ges}=F_R+F_F+F_D$	F_{D_ges} gesamte Dämpfungskraft
	F_R Reibkraft
	F_F Federkraft
	F_D Dämpferkraft

Geht die Geschwindigkeit gegen Null, kommt es zu einer quasistatischen Belastung, wodurch die geschwindigkeitsproportionale Dämpfungskraft ebenfalls gegen Null geht. Die gesamte Dämpfungskraft setzt sich in diesem Fall lediglich aus der Feder- und Reibkraft zusammen. Bei einer quasistatischen Belastung kommt es daher zu einer direkten Übertragung der hochfrequenten Schwingungen auf das Fahrzeug. Die niederfrequenten Schwingungen werden durch die Reifen- und Achsdämpfung absorbiert. Zu einer quasistatischen Belastung kann es zum Beispiel auf einer geraden, ebenen Strasse kommen.

Abbildung 3 zeigt eine aufgenommene Reibkraftkennlinie. Deutlich zu sehen ist die angesprochene Problematik an den beiden Endlagen des Systems ($\pm 50\text{mm}$). Hier geht die Geschwindigkeit des Systems gegen Null.

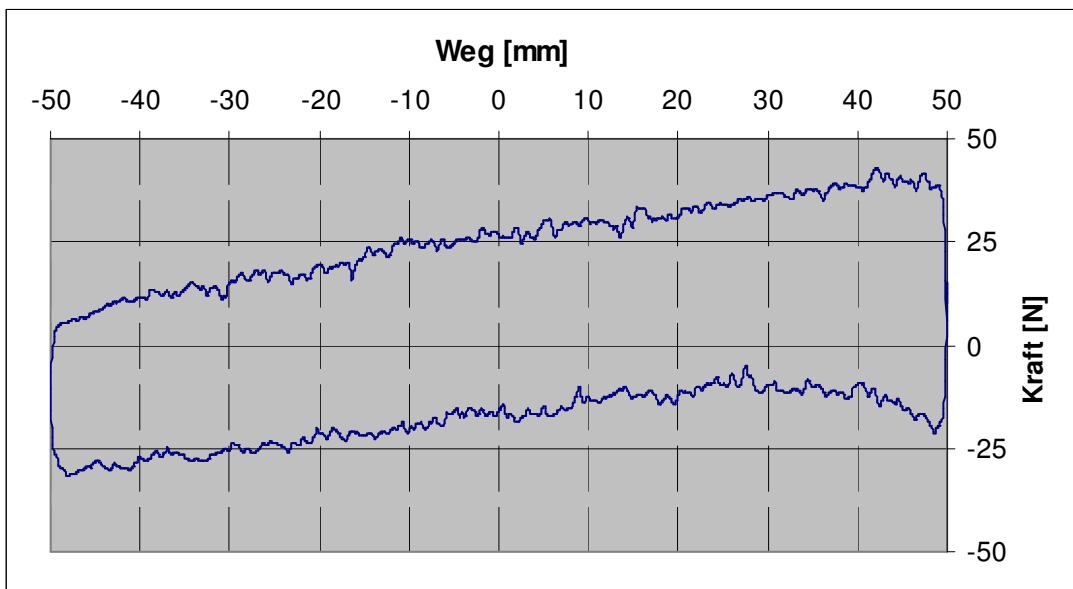


Abbildung 3