



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg  
*Hamburg University of Applied Sciences*

# **Bachelorarbeit**

Adam Wilewski

## **Entwicklung eines Konzeptes für einen selbst zu fertigenden Dämpfer für ein Formula Student Fahrzeug**

*Fakultät Technik und Informatik  
Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau*

*Faculty of Engineering and Computer Science  
Department of Automotive and  
Aeronautical Engineering*

**Adam Wilewski**  
**Entwicklung eines Konzeptes für einen  
selbst zu fertigenden Dämpfer für ein  
Formula Student Fahrzeug**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Fahrzeugbau  
am Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau  
der Fakultät Technik und Informatik  
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:  
HAWKS Racing e.V.  
Berliner Tor 9

20099 Hamburg

Erstprüfer/in: Prof. Dr. Wolfgang Fervers  
Zweitprüfer/in : Dipl.-Ing.(FH) Jörg Westermann

Abgabedatum: 29.09.2018

# Zusammenfassung

**Adam Wilewski**

## Thema der Bachelorthesis

Entwicklung eines Konzeptes für einen selbst zu fertigenen Dämpfer für ein Formula Student Fahrzeug

## Stichworte

Fahrwerksdämpfer, Formula Student, Hydraulik, Pneumatik, Ventile, Gummibalg-Dämpfer, Gasdruckfeder

## Kurzzusammenfassung

Die Dämpfer an einem Fahrzeug sind im Fahrbetrieb ein entscheidender Faktor für die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort. An einem Formula Student Fahrzeug haben die Dämpfer Einfluss auf die Fahrdynamik und die Leistungsfähigkeit des gesamten Fahrzeugs. Bisher werden hauptsächlich abgewandelte oder für die Formula Student entwickelte Dämpfer verwendet. Diese käuflich erwerbbar Dämpfer sind ein vergleichsweise großer Kostenpunkt im Budget eines Formula Student Teams.

Eine Betrachtung der Eigenschaften eines Dämpfers führt zum präferierten Konzept. Von allgemeinen zu speziellen Eigenschaften wurden Schritt für Schritt verschiedene Ansätze verglichen und Vor- und Nachteile errechnet und dargestellt. Zusammengefasst wurden die Erkenntnisse zu einem Modell eines selbst zu fertigenen Formula Student Dämpfers. Gewählt wurde ein Gummibalg-Dämpfer mit angebundener Gasdruckfeder und einem leicht zu fertigenen Ventil-Körper. Dieses Konzept erfüllt die Anforderungen des niedrigen Preises, geringer Fertigungskomplexität und dabei sowohl minimaler Reibung als auch minimaler Leckage.

## Name of Student

## Title of the paper

Development of a concept for a self-manufacture damper for a formula student vehicle

## Keywords

Suspension damper, Formula Student, hydraulic, pneumatic, valve, rubber bellow damper, pneumatic spring

## Abstract

Dampers on a car are a key factor for driving safety and driving comfort. On a formula student race car, the dampers have an impact on the driving performance of whole car. So far, mostly modified dampers or dampers developed for formula student were used. Those purchasable dampers are a relatively big item of expense in the budget of a formula student team.

The evaluation of features of a damper leads to the preferable concept. Starting with basic to specific features, step by step the possible solutions were compared and discussed. The findings were put together to a model of a formula student damper that can be self-manufactured. I chose a rubber bellow damper with integrated pneumatic spring and a simple for manufacture valve body. This concept meets the requirements of low cost, simple manufacturing and low friction and low leakage.

## Aufgabenstellung

### Bachelorarbeit Adam Wilewski (Matr.-Nr. 2141604)

Thema: Entwicklung eines Konzeptes für einen selbst zu fertigenden Dämpfer für ein Formula Student Fahrzeug

#### Beschreibung:

Ein Fahrzeug der Formula Student stellt spezielle Anforderungen im Bereich Fahrdynamik und Gewicht. Deshalb müssen alle Komponenten möglichst gut auf das Fahrzeug abgestimmt werden. Hierzu ist es erforderlich, die meisten Komponenten des Fahrzeugs selbst zu entwickeln und selbst zu fertigen oder im Auftrag fertigen zu lassen. Eine Ausnahme bilden die Fahrwerksdämpfer, die von den meisten Teams der Formula Student zugekauft werden. Die Aufgabe der Fahrwerksdämpfer besteht darin, die kinetische Energie im Fahrwerk in Wärme oder eine andere Energieform umzuwandeln. Sie sorgen dadurch für möglichst niedrige Radlastschwankungen bei Unebenheiten und kontrollieren die Aufbaubewegung in Kurvenfahrt und bei Beschleunigungsvorgängen. Sie sind somit relevant für Fahrsicherheit und Fahrleistung. Im Rahmen der Fahrzeugfertigung gehören die zugekauften Fahrwerksdämpfer zusammen mit den jeweiligen Ersatzteilen zu den teuersten Bauteilen am Fahrzeug. Außerdem müssen bei reinen Zukaufteilen immer Kompromisse bei der Integration des Bauteils in das Fahrzeug gemacht werden. Ebenso sind nachträgliche Anpassungen nur begrenzt, bzw. mit hohem Aufwand möglich. Durch den Bedarf an Spezialwerkzeugen und/oder speziellen Ersatzteilen ist die Wartung der zugekauften Dämpfer relativ aufwändig und kostenintensiv.

Im Rahmen dieser Bachelorarbeit soll daher ein Konzept für einen selbst zu fertigenden Fahrwerksdämpfer für ein Formula-Student Fahrzeug (am Beispiel des aktuellen HAWKS H14) erarbeitet werden. Forderung ist, dass die Eigenfertigung kostengünstiger zu realisieren ist, als der bisherige Zukauf. Außerdem soll die Leistung und Integrierbarkeit des bisherigen Dämpfers in jedem Fall erreicht und nach Möglichkeit verbessert werden. Die Aufgabe ist durch schrittweise Entwicklung des Dämpfers innerhalb eines Entscheidungsbaums zu realisieren. Die Hauptforderung nach Kostenersparnis und Leistungs-/Integrationsgleichheit ist am fertigen Konzept abzuschätzen und nachzuweisen.

In der Hauptsache sind hierfür folgende Punkte zu bearbeiten:

- Untersuchung grundlegender Systeme zur Realisierung einer Fahrwerksdämpfung.
- Abschätzung der Potentiale der gefundenen Systeme und Auswahl des besten Systems.
- Schrittweise Ausarbeitung/Detaillierung des gewählten Systems durch Anwendung eines Entscheidungsbaums.
- Bewertung des ausgearbeiteten Dämpferkonzeptes hinsichtlich Kosten, Integrierbarkeit und Leistungsfähigkeit.
- Dokumentation der Arbeit

Die Arbeit wird in Zusammenarbeit mit dem HAWKS Racing Team der HAW Hamburg durchgeführt.

## **Danksagung**

An dieser Stelle möchte ich mich bei Prof. Dr. Wolfgang Fervers, für die freundliche Unterstützung beim Planen und beim Erstellen der Bachelorarbeit, bedanken. Außerdem vielen Dank für viele stundenlange Fachgespräche zum Thema Fahrwerk und Fahrdynamik für die ich mich immer begeistern kann.

Außerdem danke ich dem Formula Student Team HAWKS Racing e.V. der HAW Hamburg, das den Anstoß zu dieser Bachelorarbeit gegeben hat, für die Fachliche- und Lebenserfahrung, die ich mitnehmen durfte.

Zuletzt bedanke ich mich bei meinen Eltern, die mir das Studium ermöglicht haben und mich immer von Herzen unterstütz haben.

Hamburg den 29.09.2018

Adam Wilewski

# Inhalt

<b>DANKSAGUNG .....</b>	<b>4</b>
<b>1 EINLEITUNG .....</b>	<b>8</b>
<b>2 THEORIE .....</b>	<b>9</b>
2.1 AUFGABEN DES DÄMPFERS .....	9
2.2 GRUNDLAGEN DÄMPFER .....	10
2.3 DYNAMISCHE DÄMPFUNG .....	11
<b>3 UNTERSUCHUNG 2- UND 4-QUADRANTEN BETRIEB .....</b>	<b>14</b>
<b>4 REGELBARE UND PASSIVE DÄMPFER .....</b>	<b>14</b>
<b>5 ART DES PASSIVEN SYSTEMS.....</b>	<b>15</b>
5.1 PNEUMATISCHE DÄMPFER .....	15
5.2 ELEKTRISCHER DÄMPFER.....	22
5.3 MATERIALDÄMPFUNG .....	25
<b>6 HYDRAULISCHE VERDRÄNGUNG.....</b>	<b>29</b>
6.1 VORGABE .....	29
6.2 ZYLINDRISCHE HUBDÄMPFER.....	29
6.3 ROTATIONS DÄMPFER .....	31
6.3.1 Vergleich Kolbendämpfer zu Rotationsdämpfer .....	33
6.4 GUMMIBALG.....	33
6.5 ZAHNRADPUMPE .....	35
<b>7 VENTILE.....</b>	<b>37</b>
<b>8 ZUSAMMENFASSUNG DES KONZEPTS.....</b>	<b>49</b>
<b>9 FAZIT.....</b>	<b>53</b>
<b>10 QUELLENVERZEICHNIS .....</b>	<b>55</b>
<b>ANHANG A.....</b>	<b>57</b>
<b>ANHANG B.....</b>	<b>58</b>

## Tabellenverzeichnis

<b>Tabelle 1 Auflistung der Werte, zur Berechnung der Gas-Feder-Kraft .....</b>	<b>19</b>
<b>Tabelle 2 Berechnung der Gas-Feder Parameter.....</b>	<b>20</b>
<b>Tabelle 3 Darstellung Elektromotoren .....</b>	<b>23</b>
<b>Tabelle 4 Kolbendämpfer 1-6.....</b>	<b>30</b>
<b>Tabelle 5 Rotationsdämpfer 1-8 .....</b>	<b>32</b>
<b>Tabelle 6 Vergleich Rotationsdämpfer mit Kolbendämpfer.....</b>	<b>33</b>
<b>Tabelle 7 Auflistung Gummibalg 1-5.....</b>	<b>34</b>
<b>Tabelle 8 Federbelastete Ventile, gerechnet als Flüssigkeitskanal .....</b>	<b>42</b>
<b>Tabelle 9 Federbelastete Ventile mit Ventildedervorspannung .....</b>	<b>43</b>
<b>Tabelle 10 Kennlinien mit einen gemeinsamen Betriebspunkt .....</b>	<b>44</b>
<b>Tabelle 11 Federbelastete Ventile gerechnet als Blende.....</b>	<b>45</b>
<b>Tabelle 12 Federbelastete Ventile als Vergleich zu Öhlins Kennlinien.....</b>	<b>47</b>

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 Einfluss von Federhärte und Dämpferrate auf das Fahrverhalten .....	9
Abbildung 2 Einfluss der Dämpferrate auf die Radlastschwankungen .....	10
Abbildung 3 Kraft-Weg-Diagramm und Kraft-Geschwindigkeit-Kennlinie .....	11
Abbildung 4 Darstellung einer Dämpfer-Kennlinie im 2-Quadranten-Betrieb.....	12
Abbildung 5 Modell eines 3-Raum-Gas-Feder-Dämpfers .....	15
Abbildung 6 Eigenschaften eines zwei Volumina Gas-Dämpfers.....	16
Abbildung 7 Vereinfachung des pneumatischen Dämpfers zur Luftfeder .....	17
Abbildung 8 Messung ZF Formula Student Dämpfer. Kraft-Weg-Diagramm. ....	18
Abbildung 9 Gas-Druck-Feder zur Abschätzung der Luft-Dämpfer-Kraft. ....	19
Abbildung 10 Kraft-Weg-Diagramm der vereinfachten Gas-Feder .....	21
Abbildung 11 Die drei wichtigsten Eigenschaften eines elektrischen Dämpfers .....	22
Abbildung 12 Darstellung der Parameter im Dreieck.....	24
Abbildung 13 Kennlinien-Vergleich von Strukturdämpfern. ....	25
Abbildung 14 Darstellung Kennlinie des Strukturdämpfers TA37-16.....	26
Abbildung 15 Kennlinien des Strukturdämpfers TA17-7. ....	28
Abbildung 16 Ansicht auf einen geöffneten Rotations-Lenkungsdämpfer .....	31
Abbildung 17 Rotations-Lenkungsdämpfer von Öhlins ohne Zeiger .....	32
Abbildung 18 Schnittdarstellung einer Rollbalgluftfeder .....	33
Abbildung 19 Schematische Darstellung einer Außenzahnpumpe .....	35
Abbildung 20 Kenndaten von Zahnpumpen mit hohem Fördervolumen.....	36
Abbildung 21 Darstellung hydraulischer Widerstände.....	37
Abbildung 22 Modell eines verstellbaren Ventils.....	38
Abbildung 23 Darstellung von drei Ventil-Spitzen und Ventil-Sitz.....	39
Abbildung 24 Graphen Abstände zwischen Ventilsitz und Ventilspitze.....	40
Abbildung 25 Berechneten Kennlinien für federbelastetes Ventile.....	43
Abbildung 26 Kennlinien für federbelastete Ventile. ....	44
Abbildung 27 Kennlinien durch einen ausgewählten Punkt .....	45
Abbildung 28 Kennlinien für federbelastete Blenden.....	46
Abbildung 30 Gemessene Kennlinien eines Öhlins TTX 25 Dämpfers .....	48
Abbildung 29 Kennlinien in Anlehnung an die Öhlins-Kennlinien.....	48
Abbildung 31 Das präferierte Konzept als Modell.....	50
Abbildung 32 Darstellung des Ventilkörper als Schnitt.....	51
Abbildung 33 Schnittansicht durch den Ventilkörper und ein Ventil.....	51

# 1 Einleitung

Das Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Konzepts für einen selbst zu fertigenden Dämpfer für ein Formula Student Fahrzeug. Die Formula Student ist ein Konstruktionswettbewerb, bei dem angehende Ingenieure ihre erlernten Fachkenntnisse praktisch einsetzen und trainieren können. Die Herausforderungen in einem Formula Student Team reichen von organisatorischen Aufgaben bis hin zur Fertigung und Erprobung eines Fahrzeuges. Ein konkurrenzfähiges Formula Student Fahrzeug ist üblicherweise ein kleines und besonders leichtes „open-wheeler“ Monoposto-Fahrzeug. Der minimale Radstand, an dem sich viele Fahrzeuge orientieren beträgt nach Formula Student Germany-Reglement 1525 mm, die typische Spurbreite liegt bei ca. 1200 mm und die typische Gesamtmasse liegt bei 180 – 200 kg. Diese Fahrzeuge sind speziell auf die Anforderungen der Formula Student zugeschnitten. Das erfordert, dass die meisten Komponenten des Fahrzeugs selbst entwickelt werden. Eine Ausnahme ist der Fahrwerk dämpfer, dieser wird von den meisten Formula Student Teams zugekauft. Die Fahrwerk dämpfer sind einer der größten einzelnen Kostenpunkte im Team-Budget. Bei Zukaufteilen müssen außerdem Kompromisse hingenommen werden, die in der Konstruktion frühzeitig berücksichtigt werden müssen. Eine nachträgliche Anpassung ist nur mit viel Aufwand möglich. Beim HAWKS Racing Team wurde der TTX 25 Dämpfer von Öhlins eingesetzt. Die Jahrelange Erfahrung mit diesem Modell brachte Schwachstellen zum Vorschein. Es gab wiederholt Probleme zwischen zu hoher Leckage und zu hoher Reibung an der Kolbenstange des Kolbendämpfers. Der Hersteller über die Jahre unterschiedliche Kolbendichtungen ausprobiert. Immer gab es entweder Probleme mit Leckage oder zu hoher Reibung, die bei einem leichten Fahrzeug dazu führen kann das die Haftreibung nicht überwunden werden kann und das Fahrzeug nur über die Reifen gefedert wird.

Aus diesen Gründen entstand der Wunsch die Eigenfertigung eines Formula Student Dämpfers zu prüfen. Aufgrund von Eigenfertigung und Sponsoren die HAWKS Racing mit Fertigungsleistung unterstützen ist eine Reduktion der Kosten naheliegend. Und neben einem Erfahrungsgewinn in diesem Fachbereich ergibt sich die Möglichkeit der schrittweisen Optimierung und Anpassung der Einheit. Zunächst soll erörtert werden welches Konzept für die Eigenfertigung zu bevorzugen ist. Dafür wurden die Möglichkeiten und Variationen von Dämpfern untersucht. Allgemeine Eigenschaften von Dämpfern werden zuerst betrachtet. Vor- und Nachteile dargestellt und eine Entscheidung für eins der möglichen Konzepte. In der nächsten Stufe wird die Eigenschaft des Dämpfers konkreter. Bis am Ende, aus vielen möglichen Verzweigungen, ein Konzept zusammengeführt wird. Auf Grundlage dieses Konzepts wird ein Modell in CAD erstellt, das dazu dienen soll die Ausarbeitung und Fertigung eines Prototyps nachvollziehen zu können. Auf Grundlage dieser Untersuchung soll in einer folgenden Arbeit ein Prototyp entwickelt werden.

## 2 Theorie

In diesem Kapitel wird die Theorie zu Schwingungsdämpfern in Kraftfahrzeugen dargestellt.

### 2.1 Aufgaben des Dämpfers

Der Schwingungsdämpfer hat in einem mehrspurigen Kraftfahrzeug verschiedene Aufgaben. Grundsätzlich kann man die Aufgaben in zwei Gebiete zusammenfassen, Fahrsicherheit und Fahrkomfort. Der Begriff Fahrsicherheit bedeutet im Kontext dieser Arbeit, dass erzielen von möglichst geringer Radlastschwankung im Fahrbetrieb. Beim Bremsen, Beschleunigen und Kurvenfahrt ist es wichtig, dass der Reifen korrekt arbeiten kann. Eine geringe Radlastschwankung gewährleistet, für die Reifen die bestmöglichen Voraussetzungen, Kraft zwischen Fahrzeug und Fahrbahn zu übertragen. Fahrsicherheit ist für ein Rennfahrzeug weitestgehend mit Fahrleistung gleichbedeutend. Fahrkomfort ist ein subjektiver Eindruck von Fahrzeuginsassen. Objektivieren und quantifizieren lässt sich Fahrkomfort durch Aufbaubeschleunigung. Die Reduzierung der effektiven Aufbaubeschleunigung ist insbesondere bei Straßenfahrzeugen wichtig. Bei Rennfahrzeugen bewegt sich der Fahrkomfort auf einem anderen Niveau, dem Rennfahrer wird grundsätzlich mehr zugemutet. Das der Fahrkomfort bei Rennfahrzeugen niedriger ist hat einen Grund. Es besteht ein Zielkonflikt zwischen Fahrsicherheit und Fahrkomfort, dargestellt in Abb. 1. Von rechts nach links nimmt die Dämpfung zu, die dicke Linie steigt langsam. Während die effektive Radlastschwankung abnimmt, steigt ab einem gewissen Punkt die Aufbaubeschleunigung stärker als die Radlastschwankung abnimmt.

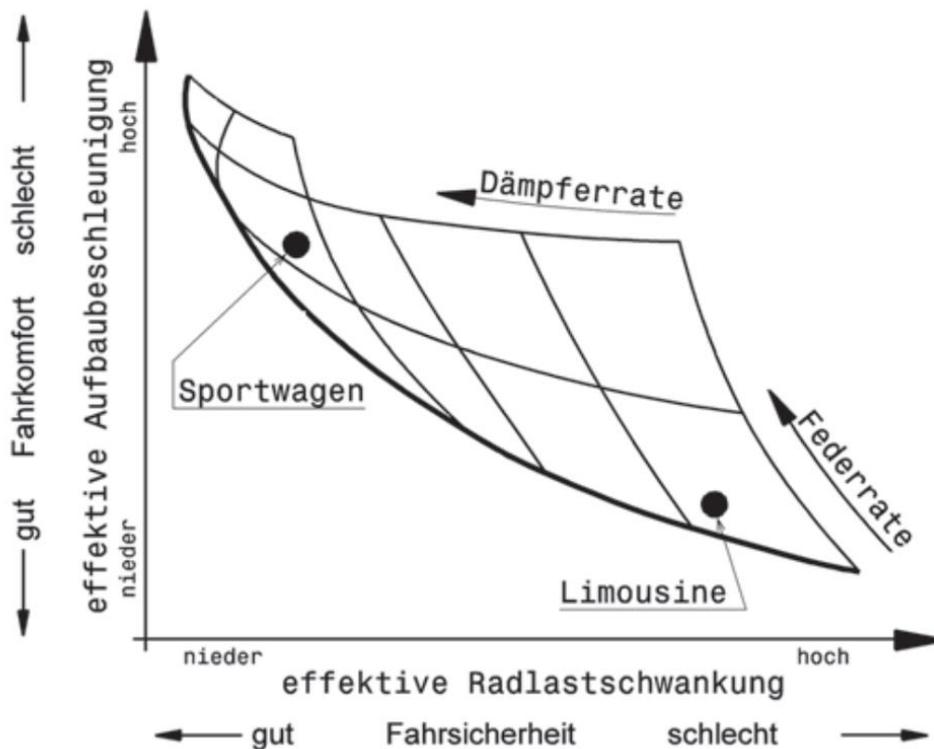


Abbildung 1 Einfluss von Federhärte und Dämpferrate auf das Fahrverhalten. Eine steife Aufbaufeder und ein harter Dämpfer erhöhen die Fahrsicherheit enorm, reduzieren jedoch durch die hervorgerufenen hohen Aufbaubeschleunigungen den Fahrkomfort. Für Rennfahrzeuge ist die Wahl von Feder- und Dämpferrate in dieser Hinsicht leichter. Bei ihnen zählt nur die Fahrsicherheit. Abbildung aus [TRZ08]

## 2.2 Grundlagen Dämpfer

In Abb. 2 ist der Einfluss der Dämpfung auf die Radlastschwankung dargestellt. Drei verschiedene Kurven für drei Dämpfungsraten  $k_D$  demonstrieren den positiven Einfluss auf die Radlastschwankung. Die Durchgezogene Linie stellt eine niedrige Dämpfung dar. Man erkennt zwei Radlastschwankungs-Spitzen, eine bei der Aufbaueigenfrequenz und eine bei der Radeigenfrequenz. Zwischen den Spitzen ist die Radlastschwankung sehr niedrig. Bei den Graphen der anderen beiden Dämpfungsraten kann man erkennen, dass die Spitzen deutlich reduziert werden, allerdings wird der Bereich zwischen den Spitzen erhöht. Hier ist ein weiterer Zielkonflikt allein bei der Radlastschwankung erkennbar. Eine beliebig hohe Dämpfungsrate ist nicht erstrebenswert.

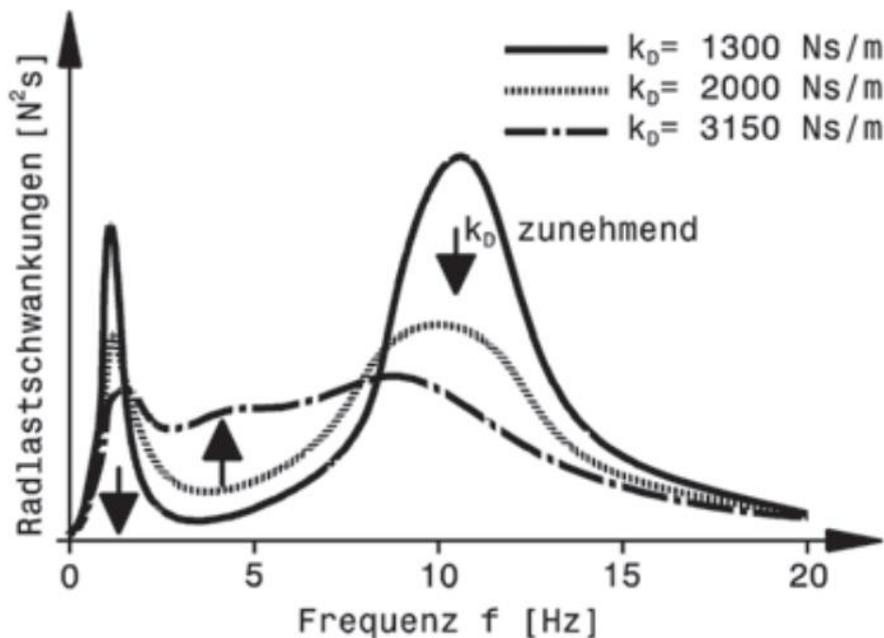


Abbildung 2 Einfluss der Dämpferrate auf die Radlastschwankungen,  $k_D$  Dämpferkonstante. Abbildung nach [TRZ08]

In einem Fahrzeug arbeiten Feder und Dämpfer zusammen. Die Feder stützt das Fahrzeug und erlaubt den Rädern eine Bewegung relativ zum Aufbau. Beim Überfahren von Unebenheiten oder bei äußeren Kräften nimmt die Feder Energie auf. Diese ist wichtig um die Aufbaubeschleunigung zu reduzieren, dadurch werden die Kräfte, die auf die Insassen und das Chassis wirken reduziert. Wenn die Feder Energie aufnimmt wird eine Schwingung induziert. Der Dämpfer hat die Aufgabe diese Energie zu absorbieren da sonst die Schwingung immer weiter zunehmen würde bis zu einem kritischen Punkt. Schwingungsenergie bzw. Bewegungsenergie in eine andere Energieform umzuwandeln ist die Wirkungsweise eines passiven Dämpfers.

Um Dämpfer zu vergleichen wird von außen eine harmonische Schwingung angeregt und die Kraft gemessen, die der Dämpfer zurückgibt. Abb. 3 zeigt die beiden typischen Darstellung solcher Messungen. Die Kraft über den Hubweg und die Kraft bei einer bestimmten Hubgeschwindigkeit. Analog zu Bewegung des Rades im Fahrzeug, ist die Geschwindigkeit an den umkehrpunkten Null und somit bricht auch die Dämpfungskraft zusammen.

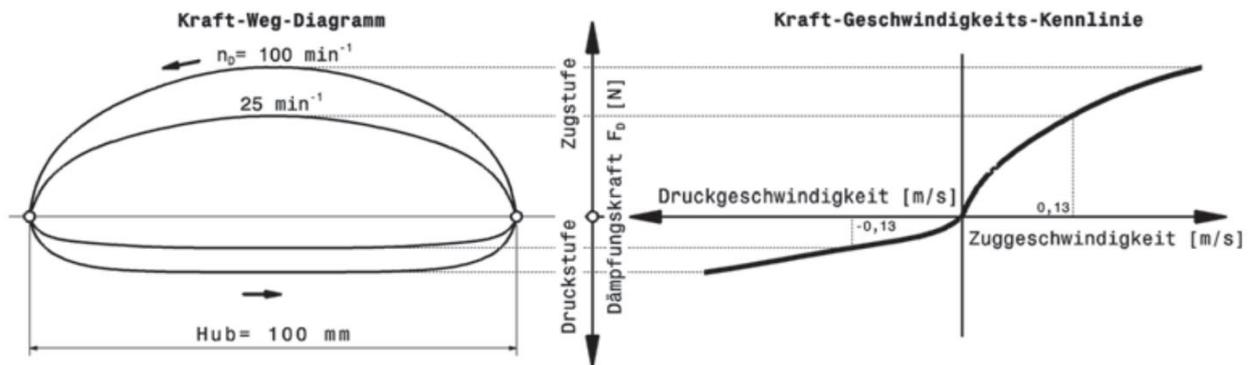


Abbildung 3 Die zwei wichtigsten Darstellung von Dämpfermessungen. Kraft-Weg-Diagramm und Kraft-Geschwindigkeit-Kennlinie. Abbildung aus [TRZ08]

In diesen beiden Diagrammen kann man wichtige Eigenschaften von Dämpfern ablesen. Wie bei einer Sinus-Schwingung ist die Geschwindigkeit am Durchgangspunkt am Höchsten. Dort ist auch die Kraft im Kraft-Weg-Diagramm am Höchsten. Aus mehreren Messungen mit verschiedenen Anregungsfrequenzen und somit verschiedenen maximalen Bewegungsgeschwindigkeiten, ergeben sich verschiedene Kräfte, die in einer Kraft-Geschwindigkeit-Kennlinie dargestellt werden. Die beiden Diagramme enthalten unterschiedliche Informationen. Das Kraft-Weg-Diagramm repräsentiert mit der aufgespannten Fläche die Wirkung des Dämpfers, Bewegungsenergie umzuwandeln. Je steiler der Anstieg an den Umkehrpunkten der Bewegung, desto größer ist die Fläche bei gleicher maximal Kraft. Eine zu hohe maximal Kraft kann negative Einflüsse auf die Radlastschwankung haben. Aus diesem Grund ist ein Steiler ansteigt für die Fahrleistung eines Rennautos besonders wichtig. Die Kraft- Geschwindigkeit-Kennlinie zeigt die Charakteristik des Dämpfers über Hubgeschwindigkeit. Wünschenswert ist ein steiler Anstieg bei geringen Geschwindigkeiten und eine Begrenzung der Kraft bei hohen Hubgeschwindigkeiten. Bei hohen Geschwindigkeiten geht es darum die Kräfteinleitung ins Chassis zu reduzieren, andererseits die Radlastschwankung bei hohen Anregungsfrequenzen zu reduzieren. Langsame Hubgeschwindigkeiten haben eine zusätzliche Bedeutung. Einerseits wird dadurch der Steile Anstieg an den Umkehrpunkten im Kraft-Weg-Diagramm, wo die Geschwindigkeit auf Null abfällt, abgebildet. Andererseits gibt es im mehrspurigen Kraftfahrzeug bei Kurvenfahrt auch eine Wankbewegung, die vom Dämpfer kontrolliert werden soll. Die Wankbewegung kann sich auch zu einer Wankschwingung entwickeln, dabei hat der Dämpfer eventuell nur einen geringen Radhub und geringe Dämpfergeschwindigkeiten zur Verfügung, um die Schwingung zu dämpfen. Zusätzlich kann der Dämpfer, beim Anlenken in die Kurve, den Aufbau stabilisieren und somit einen positiven Einfluss auf die Fahrdynamik haben. Grundsätzlich kann man festhalten, dass auch ein Rennfahrzeug, bei dem der Fahrkomfort keine Rolle spielt, zwei Anforderungen an den Dämpfer stellt. Energieumwandlung, also Dämpfung der Schwingung und Aufbaustabilisierung, also ausreichend hohe Gegenkraft bei geringen Dämpfer-Geschwindigkeiten. Zusammengefasst ergibt sich aus diesen Überlegungen der Wunsch eine degressive Dämpfer-Kennlinie zu erzeugen. Hoher Kraftanstieg und möglichst hohe Kraft bei geringen Geschwindigkeiten und ein möglichst geringer Kraftanstieg bei höheren Geschwindigkeiten.

## 2.3 Dynamische Dämpfung

Bei der Grundsätzlichen Betrachtung von Dämpfern werden einige Zielkonflikte deutlich. Beim Straßenfahrzeug möchte man einen größeren Einfluss auf den Kompromiss zwischen Fahrsicherheit und Fahrkomfort haben. Beim Straßenfahrzeug und Rennfahrzeug möchte man die Radlastschwankung selektiv über die Anregungsfrequenz optimieren und größeren Einfluss auf die Aufbaustabilisierung haben. Diese kann erreicht werden, wenn vier statt zwei Quadranten

genutzt werden. In Abb. 4 dargestellt ist ein 2-Quadranten-Dämpfer. Der Dämpfer gibt eine Kraft zurück, wenn er zusammengedrückt oder ausgefahren wird, die Kraft ist immer entgegengesetzt der Bewegungsrichtung. Die Abdeckung von 2-Quadranten ist ideal um Energie aus dem System zu nehmen. Wird Energie in den Dämpfer hinzugeführt, können die Quadranten 2 und 4 genutzt werden. In Quadrant 2 und 4 erzeugt eine Kraft eine Bewegung in dieselbe Wirkrichtung, so kann eine Schwingung induziert, aber nicht direkt abgebaut werden.

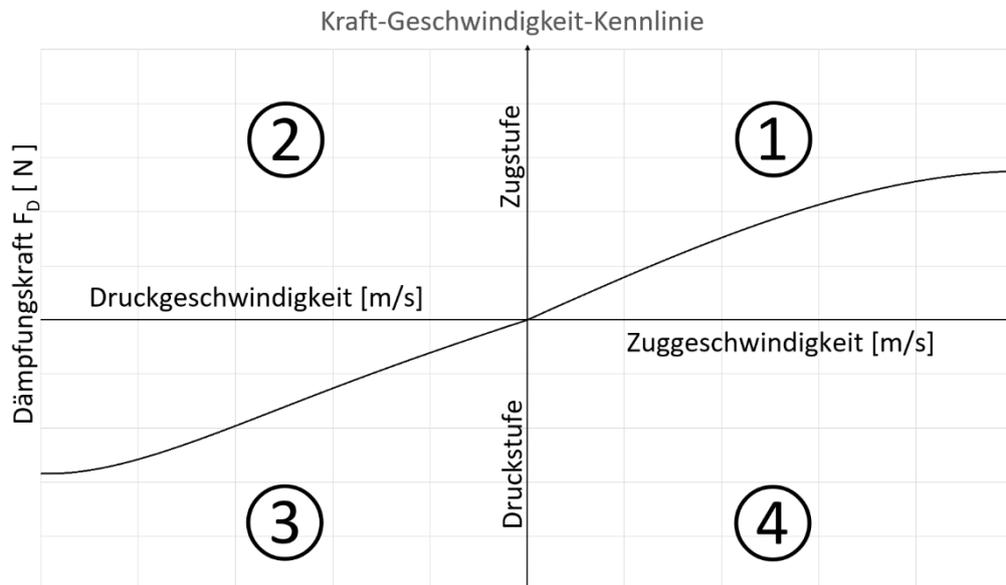


Abbildung 4 Darstellung einer Dämpfer-Kennlinie im 2-Quadranten-Betrieb.

Die induzierte Energie kann genutzt werden, um die Vertikaldämpfung, über die Möglichkeiten eines 2-Quadranten-Dämpfers hinaus, zu verbessern. Zusätzliche positive Nebeneffekte sind aktive Reduzierung des Rollwinkels, aktive Kontrolle des Nickverhaltens und eine aktive Anpassung der Bodenfreiheit des Fahrzeugs. Damit das funktioniert werden spezielle Sensoren und ein leistungsstarkes System benötigt, um sicherzustellen, dass das Fahrwerk schnell genug reagieren kann. Über die grundlegenden Anwendungen hinaus können weitere Parameter mit Hilfe der Induktion von Energie in das System beeinflusst werden.

Eine weitere Möglichkeit Radlastschwankung sowie Aufbaubeschleunigung positiv zu beeinflussen ist der Einsatz eines verstellbaren Dämpfers im 2-Quadranten-Betrieb. Wie in Abb. 2 dargestellt, haben die verschiedenen festen Dämpfungsrate jeweils Vor- und Nachteile. Ein Wechsel der Dämpfungsrate je nach Bedarf kann die Radlastschwankung optimieren. Statt einem besonders steilen Kraftanstieg, der negative Auswirkungen auf die Aufbaubeschleunigung haben kann, kann eine höhere Dämpfungsrate eingestellt werden, z.B. beim Anlenken in die Kurve für die Aufbaustabilisierung. Für eine Verbesserung der Dämpfung, muss der geregelte Dämpfer schnell genug verstellt werden können, zudem muss die Regelungstechnik mit Hilfe von Sensoren und genügend Rechenleistung gut abgestimmt sein. Bei den Regelten Dämpfersystemen sind zwei entgegengesetzt wirkende Systeme besonders verbreitet: CDC-Dämpfer (Continuous Damping Control) und magnetorheologische Dämpfer. Beim CDC-Dämpfer wird ein vorgesteuertes Ventil genutzt, um die Dämpferkraft zu verstellen. Ein leichtes Magnetventil, das schnell angesprochen werden kann, beeinflusst ein größeres Ventil mit höherem Volumenstrom. Die zusätzliche Einheit kann kompakt gehalten werden. Das zweite verbreitete System ist der magnetorheologische Dämpfer. Hier werden dem Dämpfer-Öl ferromagnetische Partikel hinzugefügt. Ein Elektromagnet im Dämpfer erzeugt ein Magnetfeld

und beeinflusst dadurch die Viskosität des Dämpfer-Öls, somit wird die Dämpfung erhöht. Aufgrund dieser Unterschiede und um auch bei Ausfall der Elektronik ausreichend Dämpfung zu gewährleisten sind die Grundabstimmungen der hydraulischen Dämpfer unterschiedlich. Beim CDC-Dämpfer-System ist man freier in der Abstimmung des hydraulischen Dämpfers, da die Rückfallebene frei bestimmt werden kann. Beim magnetorheologischen Dämpfer-System ist der hydraulische Dämpfer am unteren Ende des Spektrums ausgelegt, der hydraulische Dämpfer muss ohne elektrische Ansteuerung genug Dämpfung bieten, um die Fahrsicherheit zu gewährleisten. Die aktive Erhöhung der Dämpfung darüber hinaus kann den Fahrkomfort nur bedingt steigern. Diese Systeme werden genutzt um dem Straßenfahrzeug ein sportlichere Fahrdynamik zu vermitteln.

### **3 Untersuchung 2- und 4-Quadranten Betrieb**

In diesem Kapitel geht es darum Schritt für Schritt das ideale Dämpferkonzept zu erarbeiten. Die erste Unterscheidung, die bei Dämpfer-Systemen gemacht werden kann, ist der Einsatz in 2 oder 4 Quadranten.

Der Einsatz eines 4-Quadranten-Dämpfers erschließt Möglichkeiten und Optimierungen sowohl der Vertikaldämpfung als auch Verbesserung der Aufbaustabilisierung. Die Beeinflussung der Wank- und Nick-Bewegung, sowie eine Anpassung der Bodenfreiheit können auch bei einem Formula Student Fahrzeug durch verschiedene Aspekte die Leistungsfähigkeit des Fahrzeugs steigern. Die Korrektur des Wankwinkel und Bodenfreiheit ist interessant, um die Aero-Dynamik in jedem Fahrzustand konsistent zu halten. Wird auf den Einsatz harter Stabilisatoren verzichtet um den Wankwinkel zu reduzieren, verbessert sich das Verhalten bei Einzelrad-Anregungen. In der Formula Student wird ein Mindestabstand im Regelwerk vorgeschrieben, dieser kann vom Veranstalter nach jeder Fahrt kontrolliert werden. Die Möglichkeit, die Bodenfreiheit um 10 oder 20 mm zu erhöhen würde das Risiko einer Disqualifizierung eliminieren, zudem könnte während der Fahrt die Bodenfreiheit um 5-15 mm reduziert werden, um auf glatten Strecken von einem tieferen Schwerpunkt des Fahrzeugs zu profitieren. Die Vorteile sind interessant, es muss aber erst eine Grundlage geschaffen werden auf der ein aktives eigenes Dämpfer-System realisiert werden könnte. Es fehlt Erfahrung bei der Auslegung und Fertigung. In der Formula Student ist Masse ein bedeutender Parameter und Statussymbol, je aufwendiger ein System desto höher ist das Gewicht tendenziell. Das Risiko, dass ein aufwendiges System nicht funktioniert und nur zusätzliches Gewicht in das Fahrzeug bringt ist im ersten Entwicklungsjahr groß. Das Ausfallrisiko steigt ebenfalls. Die Abstimmung eines solchen Systems bedarf zusätzlicher Zeit. Um die Komplexität in einem begrenzten Entwicklungszeitraum zu beherrschen, ist es wichtig, dass ein solches System auf einem bekannten und ausgereiften Grundkonzept fundiert. Aus diesen Gründen fällt die Entscheidung für ein 2-Quadranten-Dämpfer.

### **4 Regelbare und passive Dämpfer**

Im vorherigen Schritt wurde die Entscheidung für einen 2-Quadranten Dämpfer getroffen. Die Auswahl eines 2-Quadranten-Dämpfers bietet eine weitere grundsätzliche Unterteilung. Der Dämpfer arbeitet nur in zwei Quadranten, kann aber in seiner Dämpfung angepasst werden. Der Übergang von einem passiven zu einem Verstellbaren, weiter zu einem geregelten Dämpfer kann fließend sein. Im Zweifelsfall ist ein geregelter Dämpfer ein verstellbarer Dämpfer, bei dem die Dämpfung mehrmals in der Sekunde von einem Computer angepasst werden kann. Die Verstellung arbeitet mit einer möglichst hohen Frequenz, dabei kann die Dämpfung gegenüber dem passiven Betrieb, je nach Methode, gezielt reduziert oder erhöht werden. Unabhängig vom Wirkprinzip werden Sensoren und Dämpfer-Systeme über einen Regelkreis verbunden. Abhängig von der Qualität der Regelung kann Fahrkomfort, -sicherheit und -dynamik, gegenüber einem passiven Dämpfer, positiv beeinflusst werden. Die Grundlage des geregelten Dämpfers ist ein funktionierender passiver Dämpfer. Ziel der Arbeit soll es sein einen günstigeren Dämpfer mit ähnlicher Leistung zu einem kommerziell erhältlichen Dämpfer selbst zu entwickeln und zu bauen. Die Implementierung eines geregelten Verstellmechanismus soll erst geprüft werden, wenn sich ein funktionsfähiges passives System am Fahrzeug bewährt hat. Hat man mit dem selbst entwickelten System Erfahrungen gesammelt, kann besser abgeschätzt werden, welches Wirkprinzip besser integrierbar ist und ob genügend Fachwissen im Team vorhanden ist um eine Regelung umzusetzen.

## 5 Art des passiven Systems

In den ersten beiden Schritten wurde ein passives System mit möglichst geringer Komplexität gewählt. Im dritten Schritt wird die Umsetzung des Dämpfers für ein Formula Student Fahrzeug konkreter. Die Möglichkeiten passiv zu dämpfen sind hydraulisch, pneumatisch, elektrisch oder mittels Materialdämpfung. Der hydraulische Dämpfer hat sich allgemein in Straßenfahrzeugen und Rennfahrzeugen durchgesetzt und ist der vorherrschende Typus. Die kommerziell vorherrschende und in der Praxis erprobte Variante für die Formula Student ist die hydraulische Variante.

### 5.1 Pneumatische Dämpfer

Schwingungen können auch mittels Pneumatik gedämpft werden. Das Prinzip ist ähnlich wie bei einem hydraulischen Dämpfer, der Unterschied ist aber die Kompressibilität des Fluids. Dieser Unterschied macht die Auslegung eines pneumatischen Dämpfers aufwendiger und schränkt das Einsatzgebiet ein. Im kommerziellen Fahrzeugbau finden pneumatische Dämpfer praktisch keinen Einsatz. Die Fahrzeuge die ein „Air Damping System“ vorweisen können sind zwei Motorräder von BMW, Bezeichnung HP2 Enduro und G 650 Xchallenge. In das als „Weltneuheit auf dem Gebiet der Feder-Dämpfer-Elemente“ [ATZ05] bezeichnete pneumatische Feder-Dämpfer-System der Motorräder, sind viele Ideen und Arbeit eingeflossen. Dieser 3-Raum-Gas-Feder-Dämpfer (3-Raum-GFD) wurde bis zur Marktauglichkeit entwickelt und ist damit am besten geeignet Eigenschaften, sowie Vor- und Nachteile des Konzepts pneumatischer Dämpfer zu diskutieren.

Abb. 5 zeigt eine vereinfachte Darstellung des 3-Raum-GFD. Unten befindet sich eine Luftfeder mit Rollball. Die Luftfeder ist über die hohle Kolbenstange mit dem Dämpfer-Raum ganz oben verbunden. In den mit „1“ markierten Volumina, herrscht der gleiche Druck. In der Mitte befindet sich das Volumen 2, dieses ist durch Ventile mit Volumen 1 verbunden. Wirkt von unten eine Kraft auf den GFD, steigt der Druck im Volumen 1. Es entsteht ein Druckunterschied zwischen Volumen 1 und 2. Durch den Druckunterschied kann Gas von Volumen 1 nach Volumen 2 strömen. Abhängig vom Druckunterschied und der Ventilgeometrie wird eine Dämpfungsarbeit geleistet.

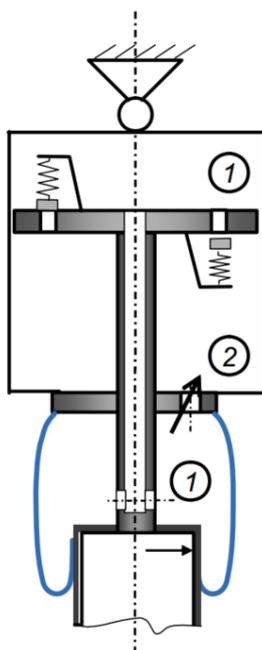


Abbildung 5 Modell eines 3-Raum-Gas-Feder-Dämpfers, wie es im BMW Motorrad eingesetzt wurde. Abbildung nach [PEL07]

In Abb. 6 sind die Eigenschaften eines Zwei-Volumen Luftdämpfers dargestellt. Man erkennt einen leichten Anstieg der Dämpfungsabriet bei Frequenz  $f_\gamma$ . Bei diesen niedrigen Frequenzen

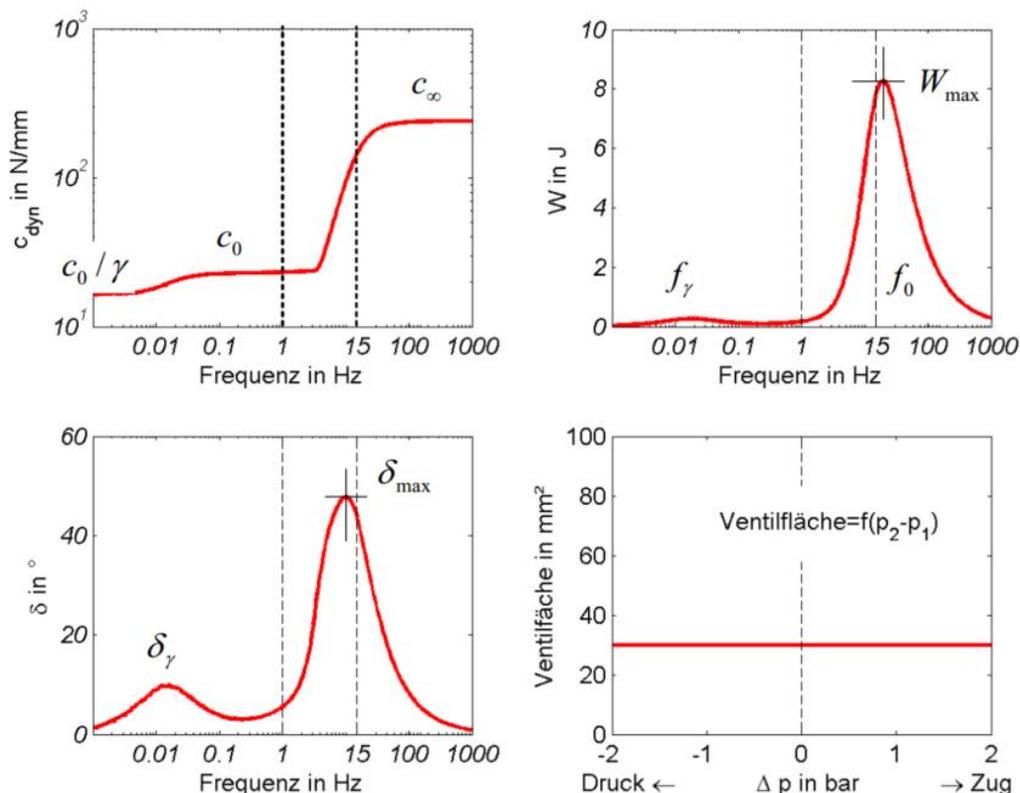


Abb. 4: Übertragungsverhalten eines Luftfederdämpfers mit zwei Volumina bei einer harmonischen Weganregung mit der Amplitude 5 mm.

Abbildung 6 Darstellung von Eigenschaften eines zwei Volumina Gas-Dämpfers. Im Graphen oben links ist Steifigkeit über Frequenz dargestellt. Im Graphen oben rechts ist die Dämpfungsarbeit über Frequenz dargestellt. Abbildung aus [PEL07]

von unter 0.01 Hz bis ca. 0.08 Hz ist im Diagramm links oben ein Anstieg der Steifigkeit erkennbar. Bei dieser Frequenz wechselt die thermodynamische Zustandsänderung von isotherm zu adiabatisch. Der maximale Verlustwinkel bei diesem Übergang wird durch den Isentropenexponenten bestimmt. Die Frequenz an dem der Übergang stattfindet wird durch äußere Parameter wie Temperatur und Luftdruck bestimmt und kann durch die Geometrie des Dämpfers beeinflusst werden. In der Darstellung ist ein zweiter, deutlich größerer Steifigkeitsanstieg erkennbar. Bei diesem ist auch Dämpfungsabriet um ein Vielfaches höher. Man erkennt, dass die Dämpfungsarbeit bei einer Änderung der Steifigkeit einsetzt. Die maximal erreichbare Steifigkeit entspricht der einer Luftfeder, die Luft wird komprimiert statt Dämpfungsarbeit zu erzeugen. Pro Millimeter Hub ist das die höchste Kraft, die die Dämpfungseinheit zurückgeben kann. Die tatsächliche Steifigkeit, bei der die Dämpfungsarbeit am höchsten ist liegt unterhalb des Maximums. Ungefähr  $\frac{3}{4}$  der Steifigkeit, die bei hohen Frequenzen erreicht wird, kann zur Dämpfungsarbeit genutzt werden. Dieses Verhältnis wird bei der Auslegung beim zurückführen von Gas-Feder auf Gas-Dämpfer genutzt.

#### Analyse/Auslegung vereinfachter Gas-Dämpfer

Die Betrachtung des 3-Raum-GFD zeigt, dass bei der Dämpfung der Schwingung ausreichend Dämpfungsarbeit geleistet werden kann. Bei der Analyse des GFD wird provisorisch ein Gas-Dämpfer ausgelegt. Der Fokus liegt aber nicht auf der Dämpfung von Schwingungen. Bei der Betrachtung des GFD wird die Fähigkeit zur Aufbaustabilisierung untersucht. Dazu wird

untersucht welche Kraft der Dämpfer bei einem bestimmten Weg, zurückgeben kann. Um die maximale Kraft, die der Dämpfer zurückgeben kann abzuschätzen, wird der Aufbau des GFD vereinfacht. Die Idee ist, dass bei kleinen Wegen und Volumenströmen die Dämpferkraft größer wird, je kleiner die Öffnung zwischen zwei Volumen ist. Denkt man diesen Ansatz weiter, wird die Berechnung der Dämpferkraft stark vereinfacht, wenn die Öffnung komplett geschlossen wird. In Abb. 7 wird die Vereinfachung vom Gas-Dämpfer zur Gas-Feder grafisch veranschaulicht. Beim vereinfachten Modell kann die Dämpferkraft durch eine adiabate Zustandsänderung berechnet werden.

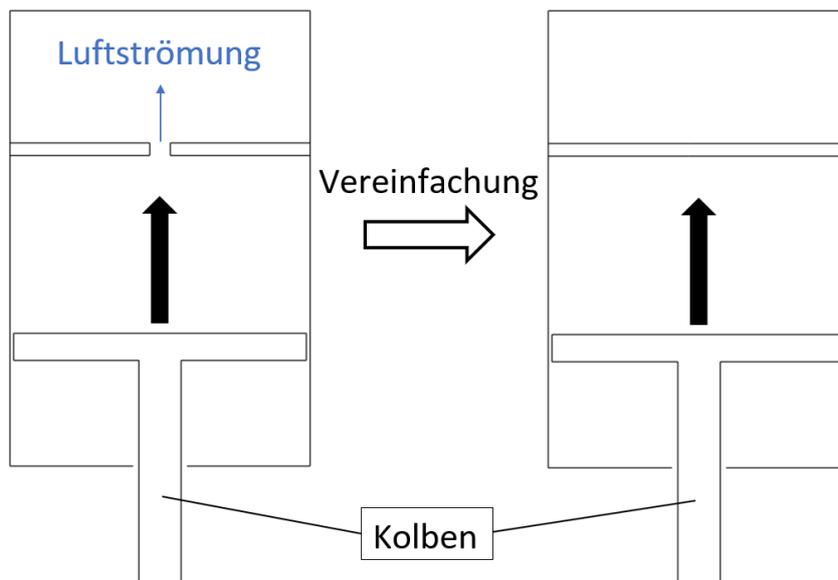


Abbildung 7 Darstellung der Vereinfachung des pneumatischen Dämpfers zur Luftfeder

Es wird eine Anforderung für die Gas-Feder als Vergleich gewählt. In der Berechnung wird geprüft unter welchen Bedingungen die Gas-Feder diese Anforderungen erreichen kann. Es geht um den Kraftaufbau bei geringer Dämpferbewegung. Die Anforderungen die an den Gas-Dämpfer gesetzt werden basieren auf Messungen eines hydraulischen Formula Student Dämpfers von ZF. Bei mittlerer Dämpfereinstellung 4 von 9 Klicks, wird eine Messung mit maximaler Dämpfer-Geschwindigkeit von 50 mm/s gewählt. Beim gewählten Messpunkt entwickelt der Dämpfer eine Kraft von 100 N bei 16 mm/s, der Dämpferhub am Messpunkt beträgt 0,7 mm. Dargestellt ist die Messung in Abb. 8. Die Ergebnisse vom Luftdämpfer werden damit verglichen. Hintergrund ist die Stabilisierung des Aufbaus z.B. bei Kurvenfahrt. Ziel für eine konsistente Aero-Dynamik ist ein Wankwinkel von  $1^\circ$  bei 2g Querbeschleunigung, das entspricht 10,5 mm Dämpferweg. Die Dämpferkraft muss aber schon deutlich früher ansetzen um den Aufbau zu stabilisieren.

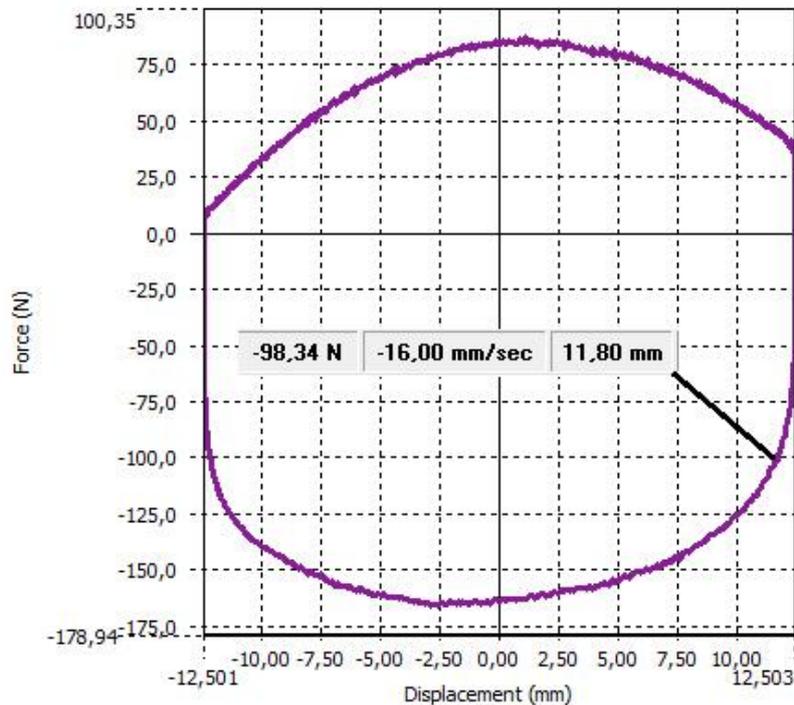


Abbildung 8 Messung ZF Formula Student Dämpfer. Kraft-Weg-Diagramm. Positive Werte stellen die Zug-Stufe, negative die Druck-Stufe da. Messung erstellt mit der Software „Roehrig Shock 6.3“

In Abb. 9 wird der thermodynamische Übergang der vereinfachten Gas-Feder dargestellt. Es wird der Kolbenhub von Konstruktionslage zum verdichteten Zustand berechnet. Entsprechend der vorgegebenen Radbewegung eines Formula Student Fahrzeug, wird 25 mm Dämpferhub vorgegeben. Mittels Gleichung 1 zur adiabatischen Zustandsänderung, umgestellt zu Gleichung 2 wird  $V_2$  Volumen nach der Verdichtung und daraus der Dämpferhub  $\Delta s$ , berechnet. In Tabelle 1 sind Vorgegebenen und berechnete Werte, die für die Berechnung genutzt wurden, aufgelistet. Um ein bestmögliches Ergebnis für den Gas-Dämpfer zu erreichen werden die vorgegebenen Werte variiert und die Ergebnisse verglichen.

Gleichung 1:

$$p_2 = p_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma$$

Gleichung 2:

$$V_2 = V_1 \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

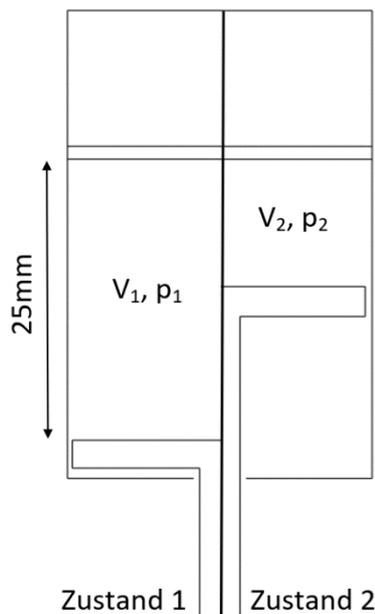


Abbildung 9 Veranschaulichung der Gas-Druck-Feder das als Modell zur Abschätzung der Luft-Dämpfer-Kraft genutzt wurde.

Tabelle 1 Auflistung der Werte, notwendig für die Berechnung der Gas-Feder-Kraft

Parameter der Auslegung			
Übersetzung Rad-Dämpfer	$i$	1	
Einfederhub	$s_{max}$	25	mm
Radlast	$F_{Rad}$	650	N
Dämpferkraft	$F_{Dämpf}$	100	N
Isentropenexponent	$\gamma$	1.4	
Kolbenfläche	$A$	1000	mm <sup>2</sup>
Berechnete Werte			
Kolbendurchmesser	$D$		mm
Gasdruck	$p_1, p_2$		bar
Gasvolumen	$V_1, V_2$		mm <sup>3</sup>
Verbleibender Kolbenhub zum Anschlag	$s_1, s_2$		mm
Kolbenhub	$\Delta s$		mm

Die Parameter der Auslegung werden benötigt um die „Berechneten Werte“ in der Tabelle darunter zu erhalten. Die Parameter der Auslegung werden nach Möglichkeit variiert. In Tabelle 2 sind die Ergebnisse der Variationen aufgelistet. Die erste Zeile beinhaltet die grundsätzliche

Auslegung. Die grau markierten Felder zeigen die Werte, die variiert wurden. Ziel ist ein möglichst kleiner Wert  $\Delta s \cdot i$ .

Tabelle 2 Berechnung der Gas-Feder Parameter. Die grau gefüllten Felder markieren die Parameter, die in der jeweiligen Zeile variiert wurden.

	A	D	F_Rad	F_Dämpf	p <sub>1</sub>	p <sub>2</sub>	V <sub>1</sub>	V <sub>2</sub>	i	s <sub>1</sub>	s <sub>2</sub>	$\Delta s \cdot i$
	[mm <sup>2</sup> ]	[mm]	[N]	[N]	[bar]	[bar]	[mm <sup>3</sup> ]	[mm <sup>3</sup> ]		[mm]	[mm]	[mm]
1	1000	35.7	650	100	6.5	7.5	25000	22571	1	25	22.6	2.43
2	10	3.6	650	100	650.0	750.0	250	226	1	25	22.6	2.43
3	1000	35.7	585	100	5.9	6.9	25000	22335	1	25	22.3	2.66
4	1000	35.7	325	100	3.3	4.3	25000	20641	1	25	20.6	4.36
5	1000	35.7	650	100	6.5	7.5	25000	22571	10	2.5	2.3	2.43
6	1000	35.7	650	100	6.5	7.5	25000	22571	0.1	250	225.7	2.43
7	1000	35.7	6600	100	66.0	67.0	25000	24733	1	25	24.7	0.27

Wird ein anderer Kolben-Querschnittsfläche gewählt, ändert sich der nötige Hub nicht, da er von der vorgegeben Radbewegung abhängt. Eine Änderung der Radlast kann z.B. durch eine parallel geschaltete Feder realisiert werden. Das Ergebnis zeigt aber eine Verschlechterung bei dieser Variante. In Zeile 5 und 6 der Tabelle 2 wird der Dämpferhub variiert indem die Übersetzung Rad auf Dämpfer verändert wird. Betrachtet man das auf das Rad zurückübersetzte  $\Delta s \cdot i$  ist das Ergebnis unverändert. Zuletzt wird die Radlast erhöht. Im Vergleich zur 10-Fach größeren Radlast wird der Dämpferhub auf ca. 1/10 verkleinert. Diese ist physikalisch aber keine Option und bei einem 10-fach schwereren Fahrzeug sind die 100 N Dämpferkraft anders zu bewerten. Im optimalen Fall, unter Ausnutzung der Tatsache das der Druck im Dämpfer durch die Radlast so hoch wie möglich ist, gilt  $\Delta s = 2,43$  mm. Zum Vergleich, der hydraulische Dämpfer benötigt 0,7 mm für die gleiche Kraft. Zu berücksichtigen ist das bei einer isothermen Zustandsänderung  $\Delta s$  größer ausfällt. Bei einem Dämpfer wird darauf geachtet, dass das Dämpfermedium die Wärme möglichst gut abgeben kann. Es ist ein Anstieg der Luft-Temperatur im Luftdämpfer zu erwarten. Die Zustandsänderung ist nicht vollständig adiabat. Die Rechnung geht außerdem von einer Luft-Feder aus, die berechneten Werte stellen ein Optimum da. Dieses Optimum kann ein Luft-Dämpfer mit Öffnung zwischen zwei Volumina nicht erreichen, die thermodynamischen Zusammenhänge und das benötigte Gesamtvolumen limitieren den Kraftaufbau entscheidend.

Zum besseren Verständnis der Problematik ist in Abb. 10 das Kraft-Weg Diagramm der vereinfachten Gas-Feder dargestellt. Man erkennt einen sehr flachen Verlauf der Kraft von 25 mm bis 15 mm Kolbenweg, danach nimmt die Steigung immer weiter zu. Anfangs wird durch die 25 mm Hubweg, das Volumen durch 1 mm Verfahrweg nur geringfügig verkleinert und der Druck und somit die Kraft steigt nur leicht an. Gegen Ende des Verfahrweges ist das Gas-Volumen schon deutlich kleiner und ein 1 mm Hubweg bedeutet eine deutlich stärkere Komprimierung des Gases. Betrachtet man die Kurve aus Abb. 10 wird klar wie deutlich progressiv der Kraftaufbau der Gas-Feder ist. Dadurch ist Pneumatik unvorteilhaft bei der Aufbaustabilisierung.

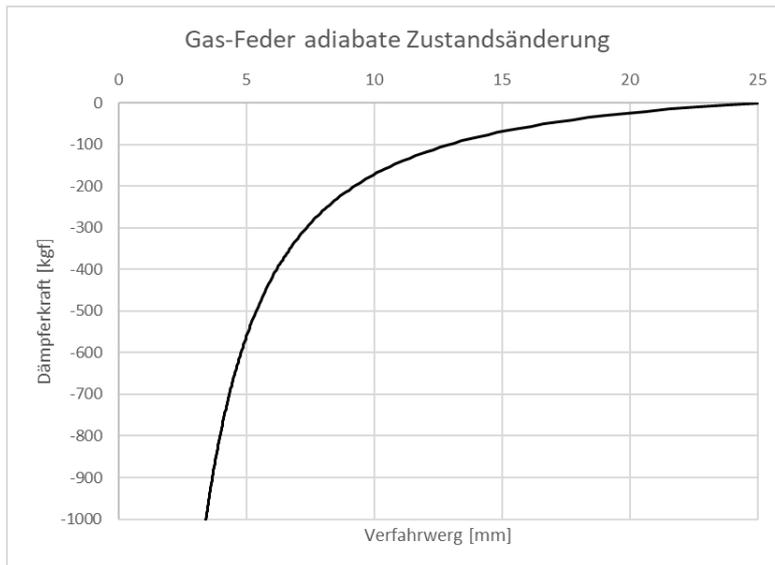


Abbildung 10 Kraft-Weg-Diagramm der vereinfachten Gas-Feder bis 1000 kg äquivalente Gewichtskraft.

Die Auslegung des Vereinfachten-Gas-Dämpfers verdeutlicht ein physikalisches Problem des pneumatischen Dämpfers für den Anwendungsfall Formula Student Fahrzeug. Um die Aufbaustabilisierung zu gewährleisten, muss der Dämpfer mit durchschnittlichen Amplituden von 5-10 mm ausreichend Gegenkraft entwickeln. Wenn dabei ein beträchtlicher Teil des Weges fast ungenutzt bleibt, ist das ein klarer Nachteil, der konstruktiv nur schwer zu lösen ist. Mit diesen Erkenntnissen wird verständlicher, wieso die einzigen beiden kommerziell verwendeten Gas-Dämpfer das Hinterrad von Motorrädern dämpfen. Statt zu Wanken wird ein Motorrad vom Fahrer in die Kurve gelegt und bei Nickbewegungen unterstützen hydraulische Dämpfer an der Vorderachse den Abbau der Schwingung. Aufgrund der Erkenntnisse der Auslegung wird die Möglichkeit eines pneumatischen Dämpfers im Rahmen dieser Arbeit nicht weiterverfolgt.

## 5.2 Elektrischer Dämpfer

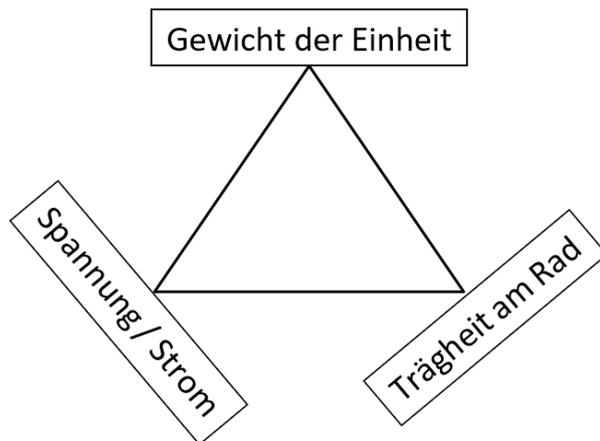


Abbildung 11 Die drei wichtigsten Eigenschaften eines elektrischen Dämpfers spannen ein Zielkonflikt-Areal auf.

Bei der Auslegung des elektrischen Dämpfers wird auf Daten von kommerziell erwerblichen Elektromotoren zurückgegriffen. Drei kritische Eigenschaften der Elektromotoren sind bei der Untersuchung in den Vordergrund gerückt, siehe Abb. 11.

Die Masse der Einheit, abgeleitet von käuflichen hydraulischen Formula Student Dämpfern, beträgt sie typischerweise 400 g, z.B. Öhlins TTX 25 Dämpfer.

Die Trägheit am Rad wird in kg angegeben und stellt die zusätzliche Trägheit ungefederter Masse da. Die Trägheit eines Motors überträgt sich auf das Rad, das der Motor dämpfen soll. Für die Berechnung der Trägheit am Rad wurden Annahmen gesetzt. Die vorgeschriebene Radbewegung von 25 mm Ein- und Ausfederweg wird über einen Umlenkhebel auf den Elektromotor übersetzt, die Übersetzung wird so gewählt, dass der Elektromotor eine Kraft von 500 N auf das Rad geben kann. Dieser Wert wurde als Vergleichswert aus Messungen von hydraulischen Formula Student Dämpfern und den Erfahrungen mit diesen Dämpfern am Formula Student Fahrzeug herangezogen. Er stellt einen hohen, aber keinen maximalen Wert für einen hydraulischen Dämpfer da. Die Übersetzung wirkt sich quadratisch auf die Trägheit am Rad aus. Zum Vergleich die Ungefederten Massen des Fahrzeugs pro Rad beträgt, je nach Ausbaustufe, ca. 8-10 kg. Die zusätzliche Trägheit am Rad sollte so niedrig wie möglich sein, optimal unter 10%, akzeptabel bis 20% der Masse.

Die dritte kritische Eigenschaft bezieht sich auf die Spannungs- und Stromversorgung des Elektromotors. Idealerweise entspricht die Spannung der aktuellen Batteriespannung von 12V. Bis 60 V kann der Motor mit Kleinspannung betrieben werden und es sind keine zusätzlichen Sicherheitsmaßnahmen erforderlich. Ein System mit Wechselspannung stellt einen zusätzlichen Nachteil da. Der Betrag der Stromaufnahme wirkt sich auf die Verkabelung aus, je höher der Strom desto größer muss der Durchmesser der Verkabelung gewählt werden. Dies bringt wieder mehr Gewicht ins Fahrzeug. Bis zu einer Stromstärke von 48 A können Kabel mit einem Durchmesser von 4,5 mm eingesetzt werden, das ist noch akzeptabel. Ab 95 A sind Kabel mit einem Durchmesser von 8 mm notwendig, abgesehen vom Gewicht sind solche Leistungen zunehmend schwieriger im Fahrzeug zu integrieren. Spannung und Strom wurden zu einem Kriterium zusammengelegt da grundsätzlich die benötigte Leistung nicht hoch ausfällt. Bei den ausgewählten Motoren markiert das Modell von Baumüller mit 4 kW die Höchstmarke. Dadurch ist entweder eine bestimmte Spannung oder Stromstärke zu bewerten.

Bei der Untersuchung wurden etliche Elektromotoren gesichtet, von Modellbau bis hin zu Industriemotoren. Die interessantesten Motoren wurden analysiert, siehe Tabelle A1 im Anhang A. Leider beinhalten die Angaben der Motoren nicht immer alle kritischen Daten, so mussten einige Werte abgeschätzt oder ausgelassen werden. Aus dieser Liste wurden stellvertretend einige Elektromotoren aufgelistet, dargestellt sind die Daten und berechneten Werte in Tabelle 3. Abgebildet wurden industrielle AC-Servomotoren in zwei verschiedenen Gewichtsklassen von Baumüller und AMK auf Position 1-3, ein hochwertiger DC-Brushless-Motor von Hacker aus dem Modellbau auf Position 4, ein günstiger DC-Brushed-Motor des Herstellers Smart Automation (Changzhou Smart Automation Motor Manufacturing Co., Ltd.) auf Position 5, sowie auf Position 6 stellvertretend für die Bandbreite der E-Bike-Motoren wurde anstelle eines einzelnen Produkts eine Serie von Radnabenmotoren vom Hersteller MAC (MAC Shanghai Electric Motor Company Ltd.) ausgewählt. Nach der Analyse wurde zusätzlich nach einem bestimmten DC-Brushless-Motor gesucht, der möglichst alle Anforderungen erfüllt. Ergebnis ist Position 7 von Fulling Motor (Changzhou Fulling Motor Co. Ltd.). In der Abbildung wurden die Werte der Strom/Spannungsversorgung, Masse und Trägheit am Rad farblich markiert. Grün steht für einen guten Wert, gelb zufriedenstellend und rot markiert einen nicht akzeptablen Wert. Die Spalte mit der Überschrift „r[mm]“ zeigt den Radius des Hebelarms für die Übersetzung der linearen Bewegung des Rades auf eine Rotation. Werte von 50 mm oder 80 mm sind mechanisch gut umsetzbar. Werte von wenigen Millimetern zeigen, dass ein Getriebe zusätzlich zur Umlenkung notwendig ist. In der letzten Spalte rechts, ist der Übersetzungsfaktor eines möglichen Getriebes aufgelistet. Für die Getriebeübersetzung wurde eine Drehmoment-Umwandlung des Motors auf 13 Nm berechnet, bei diesem Drehmoment wird der Hebelweg optimal ausgenutzt. Durch die Vorgabe von 500 N Kraft am Rad beträgt die Länge des Hebelarms 26 mm, wenn der Motor 13 Nm leisten kann. Bei dieser Konstellation rotiert der Hebel 74° in beide Richtungen beim Ein- und Ausfedern. Aufbauend auf der Idee der Hebelübersetzung zeigt die Spalte Rocker-Winkel [deg] den Winkel, um den der Hebel rotieren würden bei einem Radhub von 25 mm. Bei 90° in beide Richtungen ist ein gefährlicher Umschlagpunkt, den die Hebelbewegung nicht erreichen sollte.

Tabelle 3 Darstellung Elektromotoren, Daten und Eigenschaften am Fahrzeug mit notwendiger Übersetzung zum Rad. Übersetzung basiert auf der Vorgabe 500 N am Rad zu erreichen. Rotations-Trägheit des Motors wird auf Trägheit am Rad umgerechnet. Die farbliche Markierung der Zahlenwerte, bewertet die Qualität, von grün gut bis rot schlecht. Dunkelrot zeigt, dass eine Hebelübersetzung ohne Getriebestufe nicht möglich ist. Position 1 nach [Bau16], Position 2 und 3 nach [AMK18], Position 4 nach [HAC18], Position 5 nach [SMA18], Position 6 nach [MAC18], Position 7 nach [FUL]

		U [V]	I [A]	P <sub>N</sub> [kW]	n <sub>N</sub> [min <sup>-1</sup> ]	J [kgcm <sup>2</sup> ]	M <sub>0</sub> [Nm]	M <sub>0max</sub> [Nm]	M <sub>0max</sub>		Bei Radhub 20mm	Masse Einheit	Übersetzung auf 13 Nm
									Trägheit am Rad	Rocker-Winkel [deg]			
									m <sub>Rad</sub> [kg]	r [mm]		m [kg]	
1	Baumüller DSD2-056SO640-45-54	400	28.3	4	4500	3.6	10	25	0.14	50	30.0	10.9	0.52
2	AMK DT3-0,5-10-Rx0-9000	350	4	0.34	6000	0.1	0.64	1.9	0.69	3.8	>90	0.8	6.84
3	AMK DT3-1-10-Rx0-9000	350	9.6	0.59	6000	0.27	1.59	4.5	0.33	9	>90	1.9	2.89
4	Hacker SKALAR10	11.1	31.5	0.35	11500	0.0036*		0.145	4.28	0.29	>90	0.162	89.66
5	Smart Automation 63ZYT03B-12V	12	175	0.175	4000	0.15*		3.4	0.32	6.8	>90	1.35	3.82
6	E-Bike Hub-Motor	24-48	10 - 30	0.25 - 1.5	200 - 520		20-40	40		80	18.2	3.2 - 3.7	0.33
7	Fulling Motor 57BLA04	36	35		4000	0.4	0.8	2.4	1.74	4.8	>90	1.25	5.42

\* Werte Abgeschätzt

Zusammengefasst wird die Bewertung der Elektromotoren für den Einsatz als elektrischer Dämpfer im Dreieck-Diagramm siehe Abb. 12. An den Eckpunkten des Dreieckes sind die drei wichtigsten Kriterien. Ist ein Motor besonders nah an einem Eckpunkt, bedeutet das eine positive Bewertung bei dieser Eigenschaft und eine schlechte Bewertung bei den anderen beiden

Eigenschaften. Eine Positionierung außerhalb des Dreiecks zeigt mindestens eine unzureichende Bewertung. Ein Motor mit ideal ausgewogensten Eigenschaften würde im Zentrum des Dreiecks liegen. Der Vergleich zu einem käuflichen hydraulischen Dämpfer wird vor allem über das Gewicht der Einheit separat getroffen.

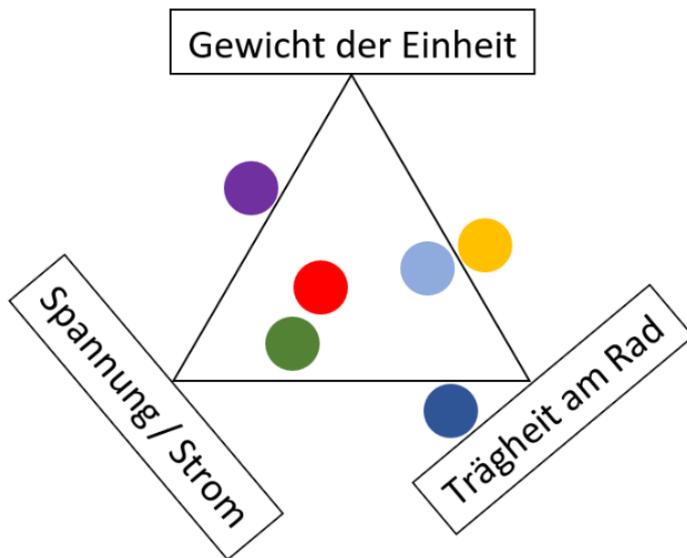


Abbildung 12 Darstellung der Parameter im Dreieck der wichtigsten Eigenschaften für einen elektrischen Dämpfer. Je näher der Punkt an der Eigenschaft liegt, desto besser wird er bezüglich der Eigenschaft bewertet. Deutlich zu negative Werte bei einer Eigenschaft führen zum Ausschluss aus dem positiven Dreieck ähnlich einem K.O. Kriterium. Lila ist gegenüber von Trägheit am Rad außerhalb des Dreiecks, bedeutet eine unzureichende Bewertung bei der Trägheit.

Die Ausgewogenheit bei der Bewertung von Position 7 (rot) deutet eine Tendenz an. Zum einen ist das Gewicht der Einheit sehr wahrscheinlich höher als bei einem hydraulischen Dämpfer. Zum anderen sollte der optimale Motor mit 48 - 60 V auskommen. Um ein möglichst niedriges Gewicht bei möglichst hohem Drehmoment zu erreichen wird die Stromstärke hoch angesetzt. Bei dieser Überlegung deutet sich ein neues Problem bzw. Kriterium an. Die Temperatur bzw. Kühlung des Elektromotors könnte zum begrenzenden Faktor werden oder andersrum könnte ein extern gekühlter Motor mehr Drehmoment entwickeln. Diese Überlegung öffnet einen neuen Zielkonflikt aus Kühlungseinheit und Stromaufnahme beim Versuch, das Gewicht der Einheit zu minimieren und das Drehmoment zu maximieren.

Einen Elektromotor, der auf Antrieb besser wäre als der Öhlins TTX25 Dämpfer, gibt es meiner Kenntnis nach nicht, allerdings zeigt die Untersuchung, dass ein elektrisch gedämpftes Fahrzeug nicht völlig unrealistisch ist, insbesondere bei einem Bordnetz mit höherer Spannung könnte ein elektrischer Ansatz interessant sein. Sehr wahrscheinlich wird die Einheit schwerer sein, als ein hydraulischer Dämpfer, durch Ausnutzung der 4-Quadranten und zusätzliche Regelung könnte der Gewichtsnachteil eventuell ausgeglichen werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Option eines elektrischen Dämpfers nicht weiterverfolgt. Sollte sich das Bordnetz unseres Fahrzeugs ändern und die Möglichkeiten für ein aktives Fahrwerk steigen, sollte die Option noch mal genau geprüft werden.

## 5.3 Materialdämpfung

Materialdämpfung wird in fast jedem Straßenfahrzeug eingesetzt. Gummibuchsen an Gelenkpunkten werden eingesetzt um Stöße die auf das Rad wirken von der Karosserie abzdämpfen. Die Gummibuchsen haben im Vergleich zum Aufbaudämpfer einen sehr kleinen Hub und sind deutlich steifer als die Aufbaufedern. Der Einsatz von Materialdämpfungseinheiten im Fahrzeug könnte eine einfache, günstige und leichte Alternative zu hydraulischen Dämpfern sein. Prinzipiell wandelt auch ein Materialdämpfer kinetische Energie in Wärme um, durch Scherung und Viskosereibung wird das Material aufgeheizt. Um konkreter auf eine mögliche Umsetzung einzugehen wird ein Anschlagpuffer der Firma ACE genauer betrachtet.

“TUBUS Strukturdämpfer von ACE sind Hochleistungs-Dämpferelemente aus Co-Polyester Elastomer. Sie bauen konstant Energien in Bereichen ab, in denen andere Materialien ausfallen. [...]

Dabei wird das Gefüge des Elastomers so verändert, dass individuelle Dämpfungseigenschaften erzielbar sind.

Gegenüber Dämpfungen mit Gummi, Polyurethan (PUR) oder Stahlfeder bieten diese Strukturdämpfer eine gravierende Verbesserung.“ [ACE17]

### Kennlinien im Vergleich

Die Strukturdämpfer sind reversibel und absorbieren die auftretenden Energien mit folgenden Dämpfungskennlinien:

#### Produktfamilie TA

Degressive Kennlinie mit max. Energieabbau bei min. Hub.  
Energieabbau: 58 % bis 73 %

#### Produktfamilie TS

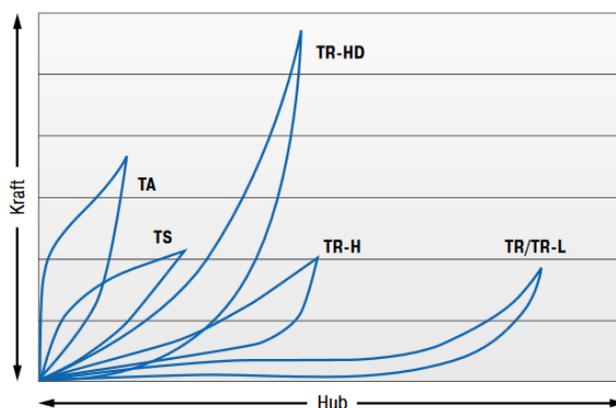
Annähernd lineare Kennlinie mit geringer Rückstellkraft bei kurzem Hub.  
Energieabbau: 35 % bis 64 %

#### Produktfamilien TR/TR-L/TR-H

Progressive Kennlinie mit weichem Kraftanstieg bei langem Hub.  
Energieabbau TR: 25 % bis 45 %  
Energieabbau TR-L: 26 % bis 41 %  
Energieabbau TR-H: 39 % bis 62 %

#### Produktfamilie TR-HD

Progressive Kennlinie mit hoher Kraftaufnahme bei geringem Hub.  
Energieabbau: 43 % bis 72 %



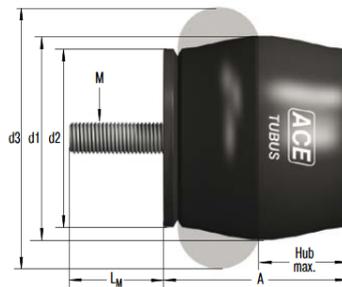
Kennlinien für dynamische Kraftaufnahme über 0,5 m/s Aufprallgeschwindigkeit.

Für Aufprallgeschwindigkeiten unter 0,5 m/s, bitte statische Kennlinien anfragen.

Abbildung 13 Kennlinien-Vergleich von Strukturdämpfern. Abbildung nach [ACE17]

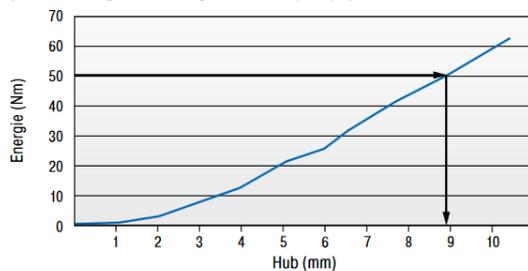
Besonders interessant sind die Angaben beim Energieabbau siehe Abb. 13. Energieabbau 35% bis 73 % bei den Produktfamilien TS und TA sollten für einen Aufbaudämpfer tendenziell sogar zu hoch sein. Die Befürchtung, dass die Materialdämpfung prinzipiell nicht ausreicht, scheint unbegründet zu sein. Betrachtet man den Charakter der verschiedenen Produktfamilien im Graph, ist ersichtlich das TR-HD, TR-H und TR/TR-L ungeeignet sind für den Einsatz als Aufbaudämpfer. Im Abschnitt pneumatischer Dämpfer war der größte Nachteil die progressive Kennlinie, ein Punkt, den die oben genannten Produktfamilien teilen. Weiter untersucht wird Produktfamilie TA und TS. Bei Variante TA steigt die Kraft sehr steil an, das ist wünschenswert. Nach etwas Weg knickt die Kennlinie in einen linearen Anstieg ab, das ist nicht ideal, eine Begrenzung der Kraft wäre vorteilhafter. Die Kurve der TS Produktfamilie steigt nicht so steil an knickt dann aber in eine flachere Kurve ab und erreicht auch niedrigere Spitzenkräfte. Eine richtige Bewertung kann erst mit konkreten Zahlenwerten erfolgen. In Abb. 14 ist die Kennlinie eines bestimmten Strukturdämpfers dargestellt. Die Kennlinien sind Darstellungen von Einzelanschlägen mit einer Geschwindigkeit von 0,5 m/s. Im Diagramm Kraft-Hub Kennlinie (dynamisch) erkennt man eine unterschiedliche Steifigkeit bei Aufprall und Rückweg, die Fläche zwischen den Kurven repräsentiert die abgebaute Energie. Dieses Element ist eine integrierte Feder und Dämpfer, betrachtet man zunächst die Steifigkeit, erhält man beim Hinweg von 0 bis 4,4 mm einen Kraftanstieg von 6 kN, linearisiert eine Steifigkeit von ca. 1360 N/mm. Eine Reduzierung der Steifigkeit durch in Reihe schalten der Elemente ergebe eine Steifigkeit

TA

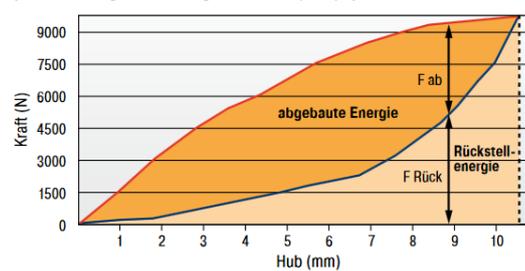


### Kennlinien

**Type TA37-16**  
Energie-Hub Kennlinie (dynamisch)  
(bei Auffahrgeschwindigkeit über 0,5 m/s)



**Type TA37-16**  
Kraft-Hub Kennlinie (dynamisch)  
(bei Auffahrgeschwindigkeit über 0,5 m/s)



Anhand der Auswahldiagramme können die Gesamtenergie und deren absorbiertes Anteil ermittelt werden.

Beispiel: Aufzunehmende Energie 50 Nm = genutzter Hub 8,8 mm siehe Bsp. Energie-Hub Kennlinie.

An der Kraft-Hub Kennlinie kann mit dem ermittelten Hub der Anteil der absorbierten bzw. rückgeführten Kraft ermittelt werden.

**Dynamische ( $v > 0,5$  m/s) sowie statische ( $v \leq 0,5$  m/s) Kennlinien für alle Typen auf Anfrage erhältlich.**

**Die Berechnung und Auslegung des geeigneten Dämpfers sollte durch ACE erfolgen oder überprüft werden.**

**Bestellbeispiel**

TUBUS axial \_\_\_\_\_ ↑  
Außendurchmesser 37 mm \_\_\_\_\_ ↑  
Hub 16 mm \_\_\_\_\_ ↑  
TA37-16

Abbildung 14 Darstellung Kennlinie des Strukturdämpfers TA37-16. Abbildung aus [ACE17]

von ca. 50 N/mm bei 27 Elementen in Reihe. Die Länge dieses Pakets wäre fast 900 mm. Allerdings gibt es auch kleinere Einheiten die eine geringere maximale Energieaufnahme aufweisen. Die Einheit TA17-7 hatte eine maximale Energieaufnahme von 6 Nm pro Hub, in Abb. 15 sind die Kennlinien dargestellt. Die Steifigkeit der Einheit TA17-7 beträgt ca. 200 N/mm bei einem maximalen Hub von 6 mm. Schaltet man 5 Einheiten in Reihe ergibt sich eine Steifigkeit von 40 N/mm und ein Hub von 30 mm. Beim Hub von 30 mm werden 5 Einheiten um ihren maximalen Hub von 6 mm zusammengedrückt. Dadurch ergibt sich eine Energieaufnahme von 5 mal 6 Nm pro Hub, also 30 Nm pro Hub. Die Werte der Steifigkeit und Energieaufnahme können gut zu einem Formula Student Federbein passen. Durch zusammenschalten verschiedener Größen könnte man die Steifigkeit und Kennlinie beeinflussen. Leider ist TA17-7 die zweit kleinste Einheit, ein Spielraum zu weicheren Einheiten bleibt kaum. Grundsätzlich scheint das Potenzial da zu sein für eine besonders einfache, leichte und günstige Lösung. Es gibt aber auch Nachteile, bei Gummi und ähnlichen Werkstoffen ist eine frequenzabhängige Steifigkeit zu beobachten. Die Steifigkeit nimmt bei höheren Frequenzen zu, ähnlich einem hydraulischen Dämpfer mit Stahlfeder, die Stahlfeder hat eine lineare Kennlinie und der Dämpfer hat konstruktiv den Effekt die progressive Kennlinie aufzuheben. Bei Strukturdämpfern kann man das nicht adaptieren und hat den Nachteil, dass schnelle Stöße, z.B. von Fahrbahnunebenheiten, auf eine höhere Aufbausteifigkeit treffen als langsame Anregungen und dadurch die Kraft auf das Chassis und die Radlastschwankung zunimmt. Der zweite entscheidende Nachteil ist, dass diese Dämpferelemente für einzelne Stöße entwickelt wurden und nicht um dauerhaft Energie aus der Aufbaubewegung zu absorbieren. Das Material, ähnlich wie Gummi, ist thermodynamisch als Isolator anzusehen. Die Einsetzbarkeit eines Strukturdämpfers ist dadurch begrenzt, wie viel von der absorbierten Energie er abstrahlen kann. Reicht die Emission nicht aus, überhitzt das Material und kann beschädigt werden, bis hin zum Versagen.

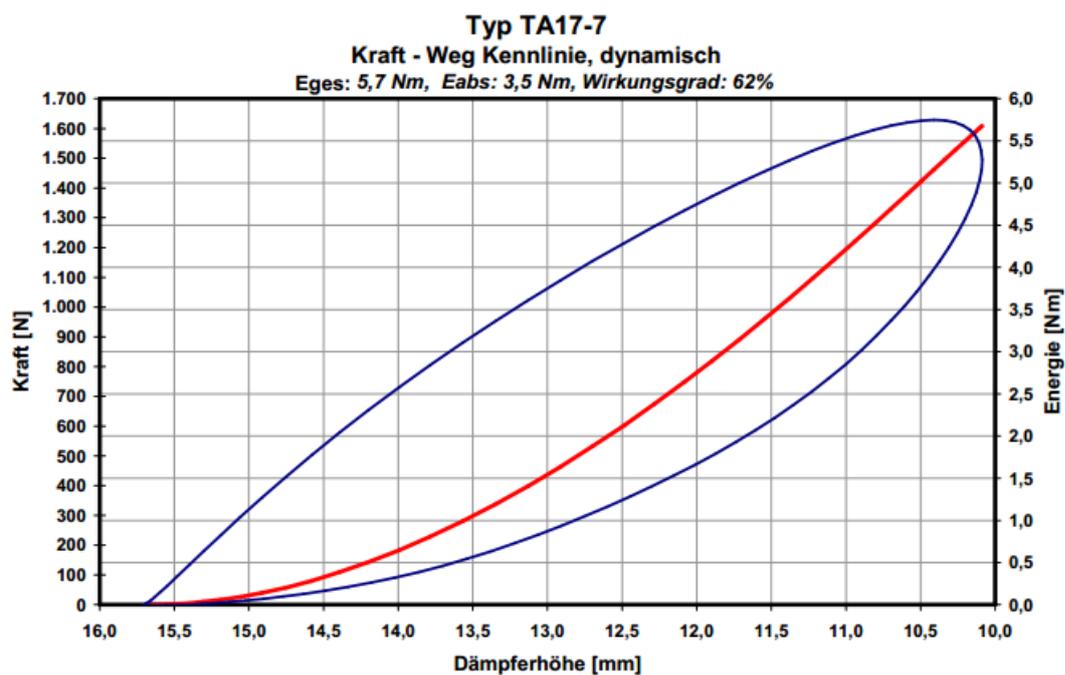
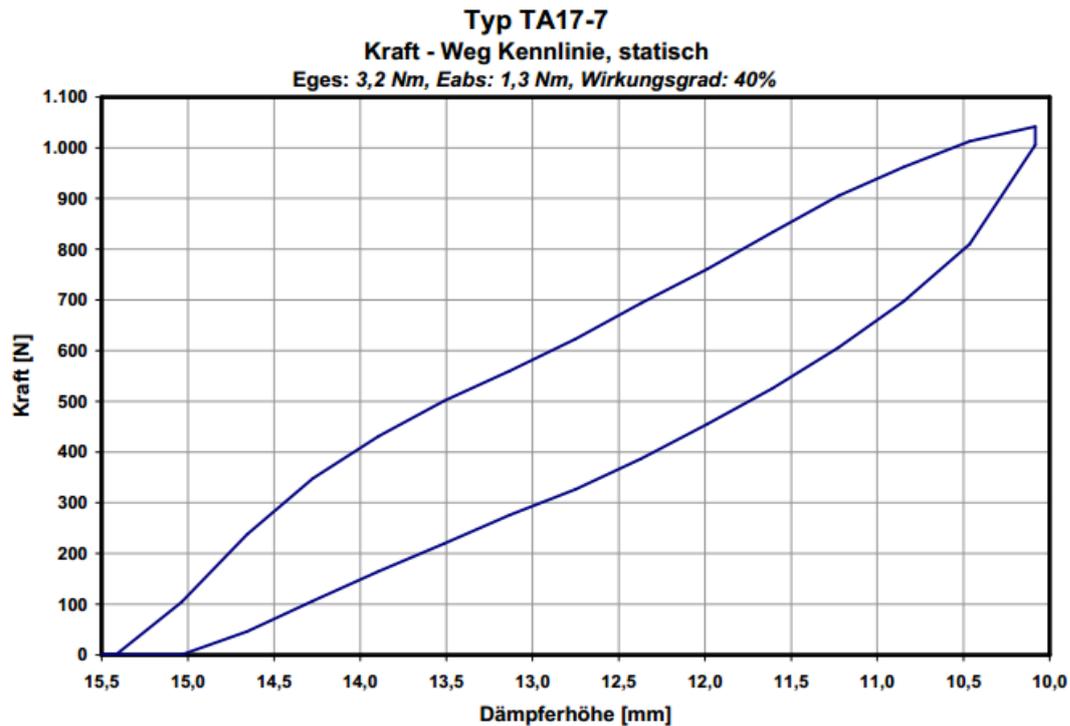


Abbildung 15 Kennlinien des Strukturdämpfers TA17-7. Abbildung nach [ACE18]

Die Tendenz zur progressiven Steifigkeit und die geringen Möglichkeiten dies zu korrigieren sowie die Koppelung von Steifigkeit und Dämpfung und somit ein Nachteil bei der Abstimmung des Fahrzeugs, machen die Materialdämpfung nicht zur ersten Wahl. Ob oder bei welchen Außentemperaturen ein Strukturdämpfer ohne Überhitzen funktionieren würde, kann nur durch Versuche am Dämpferprüfstand genauer beantwortet werden. Dies wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter verfolgt.

## 6 Hydraulische Verdrängung

In diesem Abschnitt geht es um die Verdrängung der hydraulischen Flüssigkeit. Die Flüssigkeit kann verdrängt oder gepumpt werden, um damit einen Dämpfungseffekt zu erzielen. Es werden vier Methoden dargestellt und die Vor- und Nachteile diskutiert. Das Prinzip des zylindrischen Hubdämpfers und des Rotationsdämpfers leiten sich von kommerziell erhältlichen Dämpfern ab. Das dritte Prinzip ist ein Gummibalg in Anlehnung an eine Gas-Druck-Feder, allerdings gefüllt mit einer inkompressiblen Flüssigkeit anstatt Luft. Das vierte Prinzip ist die Zahnradpumpe, ein weit verbreiteter Typ von kommerziell erhältlichen Pumpen.

### 6.1 Vorgabe

Der zylindrische Hubdämpfer ist bei Autos und Motorrädern die am meisten verbreitete Methode hydraulische Flüssigkeit zu bewegen. Die kommerziell erwerblichen Formula Student Dämpfer sind ausnahmslos zylindrische Hubdämpfer. Das Volumen wird über Hub und Durchmesser definiert. Wie in vorherigen Untersuchungen wird ein Hub von 25 mm gewählt. Der Durchmesser ist eigentlich frei wählbar, wird aber durch die Integration ins Fahrzeug begrenzt. Bei zylindrischen Dämpfern wird außen eine Stahl-Feder verwendet, das begrenzt den Durchmesser des Dämpfers. Gewählt wird eine Feder mit Innendurchmesser von 36 mm. Damit ist der effektive Durchmesser des verdrängten Volumens auf 30 mm begrenzt. Das ergibt ein Volumen von 0,0177 l pro 25 mm Hub. Auf Grundlage dieses Volumens wird auch die Leckage-Fläche eines Rotationsdämpfers mit der eines zylindrischen Hubdämpfers verglichen.

### 6.2 Zylindrische Hubdämpfer

Bei einem zylindrischen Hubdämpfer läuft ein Kolben in einem Zylinder und verdrängt beim Hub ein Volumen. Die hydraulische Flüssigkeit wird entweder aus dem Zylinder gedrückt, fließt durch oder am Kolben vorbei. Beim zylindrischen Hubdämpfer wird zunächst die Leckage genauer betrachtet. Dabei geht es um den Spalt zwischen Kolben und Zylinder und die Länge des Spalts. Der Spalt zwischen Kolben und Zylinder kann auf die Fertigungsgenauigkeit zurückgeführt werden, genauer die Passung zwischen Welle und Nabe. Die Länge des Spaltes wird durch den Durchmesser von Welle und Nabe bestimmt. In der unten dargestellten Tabelle 4 sind Werte für verschiedene Kolben und Zylinder dargestellt. Der Hub wurde bei konstant 25 mm gewählt, der Durchmesser wurde variiert. Das Volumen errechnet sich aus Hub und Querschnittsfläche in Litern. Die gewählte Passung, nach Norm ISO 286, bestimmt den Leckage-Spalt. Bei der jeweiligen angegebenen Passung wurde das mittlere Spiel zwischen Welle und Nabe gewählt. Der Leckage-Spalt stellt den Abstand zwischen Welle und Nabe als Radius da. Der Rand ist die Länge des Leckage-Spalts gleichbedeutend mit der Länge des Randes des Zylinders. Die Spalt-Fläche ist das Produkt aus Leckage-Spalt und Rand. Bei dieser Berechnungsart entsteht ein geringfügiger Fehler gegenüber der wirklichen Spalt-Fläche, da hier nicht mit dem exakten Durchmesser von Kolben und Zylinder gerechnet wird. Für diese Betrachtung wird der Fehler akzeptiert. „Rand pro Volumen“ setzt den Leckage-Rand mit dem verdrängten Volumen in Relation. „Rand pro Volumen“ und Spalt-Fläche sind errechnete Werte, um einen Vergleich zum Rotationsdämpfer herstellen zu können. „Spalt-Fläche pro Volumen“ setzt die Leckage-Fläche ins Verhältnis zum verdrängten Flüssigkeitsvolumen.

Tabelle 4 Kolbendämpfer 1-6 Vergleich verschiedener Kolbendämpfer

Kolbendämpfer	1	2	3	4	5	6
Durchmesser [mm]	20	25	30	35	40	30
Hub [mm]	25	25	25	25	25	25
Passung	20 H8/f7	25 H8/f7	30 H8/f7	35 H8/f7	40 H8/f7	30 H7/f6
Leckage-Spalt [mm]	0.0235	0.0235	0.0235	0.0285	0.0285	0.0185
Volumen [l]	0.0079	0.0123	0.0177	0.0241	0.0314	0.0177
Rand [mm]	62.83	78.54	94.25	109.96	125.66	94.25
Rand/Vol. [mm/l]	8000	6400	5333	4571	4000	5333
Spalt-Fläche [mm <sup>2</sup> ]	1.48	1.85	2.21	3.13	3.58	1.74
Spalt-Fläche / Vol. [mm <sup>2</sup> /l]	188.0	150.4	125.3	130.3	114.0	98.7

Der Parameter „Rand pro Volumen“ ist ein Vergleichswert, wie aufwendig die Abdichtung einer Leckage im Verhältnis zum bewegten Flüssigkeitsvolumen ist und damit, wie hoch die erforderliche Fertigungsgenauigkeit im Vergleich ausfällt. Der Parameter „Spalt-Fläche pro Volumen“ nimmt die Fertigungsgenauigkeit auf und ist ein Vergleichswert wie hoch der Kraftaufbau bei geringen Bewegungen ist.

Wie in der Tabelle dargestellt, wurde der Hub konstant gelassen und der Durchmesser variiert, um zu zeigen, wie das Verhältnis „Rand pro Volumen“ verbessert werden kann und in welcher Größenordnung die Verbesserung liegt. Bei der Passung, die die Leckage bestimmt, wurde H8/f7 gewählt. Entsprechend dieser Toleranz variiert der Leckage-Spalt, je nach Durchmesser. Zudem wurde beim Kolbendämpfer 6 der Grundtoleranzgrad reduziert. Das steigert den Fertigungsaufwand, reduziert aber den Leckage-Spalt. Die Passung H8/f7 sollte auch an einer konventionellen Drehbank herstellbar sein. Bei der Passung H7/f6 sind die Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit höher, eine Eigenfertigung sollte aber noch möglich sein. Die zylindrische Bauform hat grundlegende Vorteile. Unter den Zerspantechniken ist das Drehen ein präzises und einfaches Verfahren, da nur runde Geometrien erzeugt werden können. Mit einfachen Mitteln und durch anpassen von Bauteilen kann eine hohe Passgenauigkeit erreicht werden. Fällt die Leckage zu hoch aus, kann bei einem Kolbendämpfer die Abdichtung relativ einfach verbessert werden. Dies hat Einfluss auf die Reibung im System, die Lösung ergibt einen Zielkonflikt zwischen Leckage und Reibung. In Puncto Reibung wird es mit dem Konzept keine perfekte Lösung geben. Durch die Führung des Kolbens und die Abdichtung des Flüssigkeitsvolumens gegenüber der Umgebung, entsteht Reibung. Die Kolbenstange fährt aus dem Flüssigkeitsvolumen in die Umgebung, soll aber keine Flüssigkeit nach außen befördern. Eine Dichtung mit Vorspannung kann die Leckage minimieren, allerdings entsteht durch Vorspannung und Reibkoeffizient eine Reibung. Bei einer Dichtung mit minimaler Reibung besteht keine Vorspannung, der Transport von Schmutz in den Dämpfer hinein oder hydraulischer Flüssigkeit aus dem Dämpfer kann so aber nicht verhindert werden.

### 6.3 Rotationsdämpfer

Den zweiten Typ einer hydraulischen Verdrängung stellt ein Rotationsdämpfer dar. Beispielhaft dafür steht ein Lenkrad-Dämpfer für Motorräder der Firma Öhlins, in Abb. 16 dargestellt. Der Aufbau entspricht vereinfacht einem Zeiger in einem Teilkreis-Behälter. Wenn der Zeiger bewegt wird, dann wird das Flüssigkeitsvolumen in einer der beiden Kammern verdrängt. Die verdrängte Flüssigkeit wird durch eine Öffnung gedrückt und fließt über in die andere Kammer. Der Zeiger kann über einen Hebel direkt an den Push-Rod angebunden werden. Der Schwenkwinkel entspricht 25 mm Radhub und sollte nicht größer als  $60^\circ$  sein.



Abbildung 16 Ansicht auf einen geöffneten Rotations-Lenkungsdämpfer von Öhlins Abbildung nach [BEC18]

Um den Rotationsdämpfer mit dem zylindrischen Hubdämpfer quantitativ zu vergleichen, wurden Werte, die auf Leckage und Fertigungsgenauigkeit hinweisen, berechnet. Um die besten Werte zu ermitteln, wurde beim Rotationsdämpfer 1-8 Parameter variiert. Der Zeiger-Radius und der Schwenkwinkel spannen eine Fläche auf, mit der Zeiger-Höhe entsteht ein Volumen. Das Volumen wurde konstant gehalten, Radius und Höhe des Zeigers wurden variiert um das beste Verhältnis aufzuzeigen. Zusätzlich wurden noch eine weitere Variante mit verändertem Volumen dargestellt als direkter Vergleich zum zylindrischen Hubdämpfer. In Tabelle 5 sind die Ausgangsparameter und berechneten Werte enthalten. Die ersten fünf Parameter wurden gewählt. Der Leckage-Spalt wurde größer gewählt als beim zylindrischen Hubdämpfer, das liegt daran das die Kontur von Zeiger und Gehäuse aufwendiger ist und gefräst werden muss. Der Rand ist die Länge des Spalts zwischen beweglichem Zeiger und Gehäusewänden. „Rand pro Volumen“ und „Spalt-Fläche pro Volumen“ sind die Vergleichswerte zum zylindrischen Hubdämpfer. Rotationsdämpfer 3 hat die kürzeste Randlänge und somit auch die besten Leckage-Eigenschaften. Die Umsetzung in einem kompakten Gehäuse ist bei diesen Maßen gut möglich.

Tabelle 5 Rotationsdämpfer 1-8 Vergleich von Rotationsdämpfern mit verschiedenen Parametern

Rotationsdämpfer	1	2	3	4	5	6	7	8
Zeiger-Radius [mm]	30.3	32.4	33.9	35.0	38.4	42.9	33.9	39.5
Zeiger-Höhe [mm]	40	35	32	30	25	20	32	39.5
Schwenkwinkel [°]	60	60	60	60	60	60	60	60
Leckage-Spalt [mm]	0.034	0.034	0.034	0.034	0.034	0.034	0.0235	0.034
Volumen [l]	0.0190	0.0190	0.0191	0.0191	0.0191	0.0191	0.0191	0.0320
Rand [mm]	100.66	99.85	99.82	100.04	101.73	105.79	99.82	118.50
Rand/Vol. [mm <sup>3</sup> /l]	5295	5244	5237	5245	5324	5527	5237	3701
Spalt-Fläche [mm <sup>2</sup> ]	3.42	3.39	3.39	3.40	3.46	3.60	2.35	4.03
Spalt-Fläche / Vol. [mm <sup>2</sup> /l]	180.0	178.3	178.1	178.3	181.0	187.9	123.1	125.8

Der Rotationsdämpfer hat gegenüber dem zylindrischen Hubdämpfer prinzipiell einen anderen Aufbau und eine andere Anbindung. Die Anbindung durch einen Hebel ist einfacher, die Integration einer Feder aber aufwendiger. Die Untersuchung zeigt, dass ein kompaktes Gehäuse möglich ist. Das Fertigungsverfahren ist aufwendiger und die Präzision schwieriger. Der Zielkonflikt aus Reibung und Leckage sind anders gelagert. Eine gewisse Leckage muss in Kauf genommen werden. Der Zeiger und das Gehäuse dürfen sich nicht berühren, die Reibung wäre zu hoch und Zeiger und Gehäuse würden verschleifen. Wie das aussehen kann, ist in Abb. 17 dargestellt. Wenn die Leckage als zu hoch festgestellt wird oder die Fertigungsgenauigkeit nicht ausreicht, gibt es beim Rotationsdämpfer kaum sinnvolle Möglichkeiten eine verbesserte Abdichtung nachzurüsten. Vorteilhaft für die Reibung im System ist die Art der Dichtung des Flüssigkeitsvolumen nach außen. Die rotatorische Bewegung leitet an der Dichtung keine Flüssigkeit nach außen, so dass der Aufwand geringer ist als beim Kolbendämpfer.

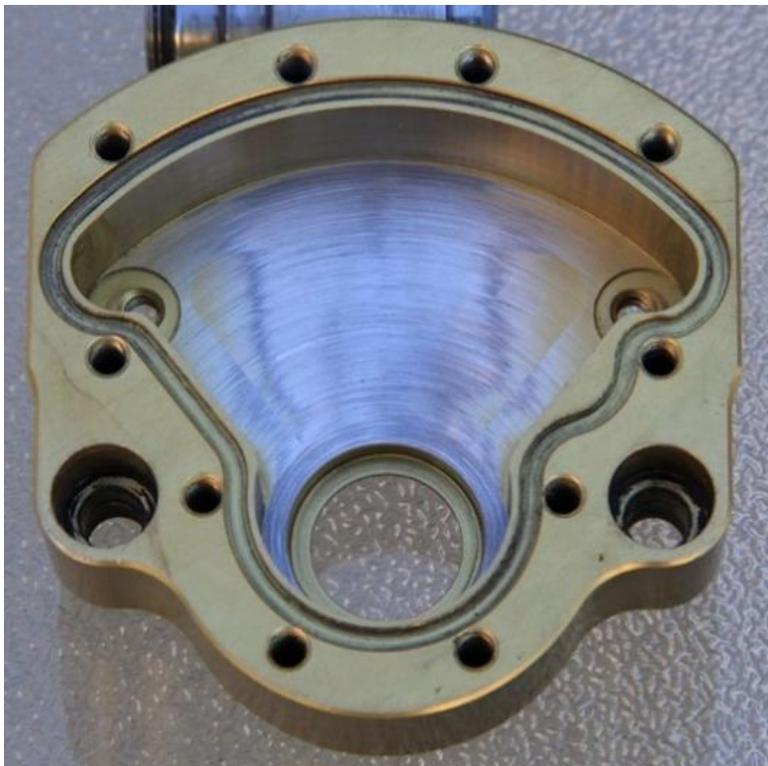


Abbildung 17 Ansicht auf einen geöffneten Rotations-Lenkungsdämpfer von Öhlins ohne Zeiger. Bild zeigt Abriebspuren, die auf erhöhte Reibung hindeuten. Abbildung aus [DIR18]

### 6.3.1 Vergleich Kolbendämpfer zu Rotationsdämpfer

In Tabelle 6 sind die bevorzugten Kolbendämpfer und Rotationsdämpfer nebeneinander verglichen. Man erkennt, dass die Länge des Leckage-Spalts gut vergleichbar ist. Durch die aufwendigere Fertigung und geringere Passgenauigkeit ist die Spalt-Fläche pro Volumen, beim Rotationsdämpfer, um 42% höher. Um mit einem Rotationsdämpfer eine Spalt-Fläche pro Volumen zu erzielen wie beim Kolbendämpfer 3, müsste bei gleichem Leckage-Spalt das Volumen auf 0,032 l erhöht werden. Das entspricht einer Steigerung des Volumens um 80%.

Tabelle 6 Vergleich Rotationsdämpfer und Kolbendämpfer. Gegenüberstellung der präferierten Versionen. Rotationsdämpfer Nummer 3 und 8 und Kolbendämpfer Nummer 3

Rotationsdämpfer	3	8	Kolbendämpfer	3
Zeiger-Radius [mm]	33.9	39.5	Durchmesser [mm]	30
Zeiger-Höhe [mm]	32	39.5	Hub [mm]	25
Schwenkwinkel [°]	60	60	Passung	30 H8/f7
Leckage-Spalt [mm]	0.034	0.034	Leckage-Spalt [mm]	0.0235
Volumen [l]	0.0191	0.0320	Volumen [l]	0.0177
Rand [mm]	99.8	119	Rand [mm]	94.2
Rand/Vol. [mm/l]	5237	3701	Rand/Vol. [mm/l]	5333
Spalt-Fläche [mm <sup>2</sup> ]	3.39	4.03	Spalt-Fläche [mm <sup>2</sup> ]	2.21
Spalt-Fläche / Vol. [mm <sup>2</sup> /l]	178.1	125.8	Spalt-Fläche / Vol. [mm <sup>2</sup> /l]	125.3

### 6.4 Gummibalg

Die dritte Methode basiert auf einem faserverstärkten Gummibalg, wie sie bei Luftfedern eingesetzt werden. Diese Methode unterscheidet sich von den vorherigen Zwei in einem entscheidenden Punkt. Anstatt einem Verdränger in einem steifen Gehäuse wird auf einen verformbaren Volumenkörper Druck ausgeübt. Durch die Drucksteigerung fließt die Flüssigkeit in eine angebundene Kammer mit geringerem Druck. Die Methode der Verdrängung ist in Abb. 18 dargestellt. Ein Gummibalg wird umgeschlagen und mit zwei Aufnahmen durch Klammern verbunden. Der Körper dringt in das Volumen des Gummibalgs ein, dabei wird der Balg umgekrempelt. Bei einer Luftfeder wird Gas komprimiert, beim Dämpfer wird eine Flüssigkeit verdrängt.

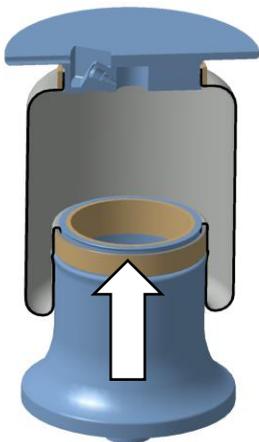


Abbildung 18 Schnittdarstellung einer Rollbalgluftfeder mit Deckel, Balg, Abrollkolben und Klemmringen. Abbildung nach [WIK01]

Im Folgenden wird das Gesamtvolumen und das Verdrängungsvolumen berechnet. Das verdrängte Volumen entspricht vereinfacht der Querschnittsfläche des eindringenden Körpers, multipliziert mit dem Hub. Für diese Betrachtung wird das Hubvolumen auf  $\pm 25$  mm gesetzt um das gesamte verdrängte Volumen vom aus- bis eingefederten Zustand darzustellen. Beim Gesamtvolumen wird die gesamte enthaltene Flüssigkeit im Balg analysiert. Beim eingefederten Zustand berühren sich die eindringenden Körper, die restliche Flüssigkeit, die im Balg verbleibt wurde mit 15% abgeschätzt und auf das verdrängte Volumen draufgerechnet. Zusätzlich wurde beim Gummibalg 5 die Übersetzung geändert. Der Hub wurde halbiert, die Kraft verdoppelt sich bei gleicher Radlast. Die Ergebnisse sind in Tabelle 7 dargestellt.

Tabelle 7 Auflistung Gummibalg 1-5. Vergleich verschiedener Dimensionen für Gummibalg-Dämpfer

Gummibalg	1	2	3	4	5
Durchmesser [mm]	40	50	60	70	70
Hub [mm]	50	50	50	50	25
Radlast [kg]	66	66	66	66	66
Übersetzung Rad-Dämpfer [-]	1	1	1	1	2
Druck [bar]	5.25	3.36	2.33	1.71	3.43
Verdrängtes Volumen [l]	0.063	0.098	0.141	0.192	0.096
Gesamtvolumen [l]	0.072	0.113	0.163	0.221	0.111
Gewicht Flüssigkeit [g]	72	113	163	221	111

Man erkennt, durch den größeren Durchmesser als beim zylindrischen Hubdämpfer, ist das verdrängte Volumen bei 40 mm Durchmesser ca. doppelt so groß. Der Durchmesser hängt vom Gummibalg, den man erhalten kann, ab. Bei Variante 5 wurde die Übersetzung für einen Gummibalg mit 70 mm Durchmesser verändert. Das Gesamtvolumen und somit das Gewicht der Flüssigkeit sinken, der Druck steigt. Das größere Gesamtvolumen bringt ein höheres Gewicht mit sich, kann das akzeptiert werden, profitiert man vom erhöhtem Volumenstrom, was den Kraftaufbau bei geringen Amplituden verbessern kann.

Die Methode mit dem Gummibalg hat einen wesentlichen Vorteil, es gibt keinen Leckage-Reibungs-Zielkonflikt. Da über den Gummibalg direkt Druck auf die Flüssigkeit ausgeübt wird, gibt es keine Haftreibung und Gleitreibung wie beim Kolbendämpfer. Die einzige Reibung im System entsteht durch Umformung des Gummibalgs. Leckage entsteht ebenfalls nicht, weil die Flüssigkeit nirgendwo vorbeiströmen kann. Eine leichte und günstige Lösung sollte mit diesem System ebenfalls möglich sein. Zudem kann man verschiedene Geometrien und Lösungen auf Grundlage dieses Verdrängungsprinzips gestalten. Auch die Befestigung des Gummibalgs an den Verdrängungskörper, ohne dass ein Leck entsteht oder der Gummibalg an der Befestigungsstelle beschädigt wird, sollte technisch leicht umzusetzen sein. Bei der maximal möglichen Dämpfung spielt die Steifigkeit des Schlauches eine entscheidende Rolle. Dieses Problem kann auch bei metallischen Behältern auftreten. In dem Fall ist die Lösung einfach, es wird konstruktiv eine höhere Materialstärke vorgesehen. Beim Gummibalg ist man tendenziell auf eine kleine Auswahl von Bälgen beschränkt. Die Flexibilität bei der Konstruktion und Geometrie ist prinzipiell ein Vorteil, allerdings entsteht durch die mangelnde Kenntnis mit diesem Dämpfungskonzept ein erhöhter Aufwand. Zu erwähnen ist, dass wegen dem Gummibalg auch Wasser als hydraulische Flüssigkeit eingesetzt werden kann. Weil es keine Bauteile gibt, die an einander vorbei gleiten, wird die schmierende Wirkung von Öl nicht benötigt. Wasser stellt hier eine günstige und umweltfreundliche Alternative zu Öl dar. Insgesamt ist die Lösung mit Gummibalg für einen Dämpfer als sehr positiv anzusehen, der eigentliche Nachteil liegt in der

Integration einer Feder. Die Option einer Luftfeder liegt nahe, doch bringt sie Probleme mit sich. Je nach System hat das Flüssigkeitsvolumen und das Gasvolumen, Auswirkungen auf Bodenfreiheit, Federsteifigkeit und Gleichmäßigkeit der Radlastverteilung. Das Flüssigkeitsvolumen, das Gasvolumen und den Gasdruck genau zu messen ist deutlich aufwendiger als der Einsatz einer Stahlfeder. Eine Stahlfeder hat immer eine definierte Steifigkeit, bei einer Luftfeder, die eventuell sogar noch eine Druckverbindung zu einer hydraulischen Flüssigkeit hat, kann es schwierig werden Aufbauhöhe und Federsteifigkeit korrekt einzustellen oder zu überwachen.

## 6.5 Zahnradpumpe

Um eine weitere Möglichkeit der hydraulischen Verdrängung aufzuzeigen wird ein bewährtes Prinzip aus der Hydraulik aufgegriffen. Es gibt verschiedene Typen von Pumpen und etliche Unterarten. Für die Untersuchung wird exemplarisch eine Art ausgewählt. Die Wahl fällt auf die Zahnradpumpe. Zahnradpumpen gehören zu den am häufigsten eingesetzten Pumpen. Sie sind einfach im Aufbau und die Anzahl der benötigten Teile ist gering, siehe Abb. 19. Durch Drehung an den Zahnrädern entsteht ein Volumenstrom und durch Drehmoment kann eine Druckdifferenz erzeugt werden. Wird extern eine Druckdifferenz zwischen Eingang und Ausgang der Zahnradpumpe erzeugt, ergibt sich ein Drehmoment an den Zahnrädern.

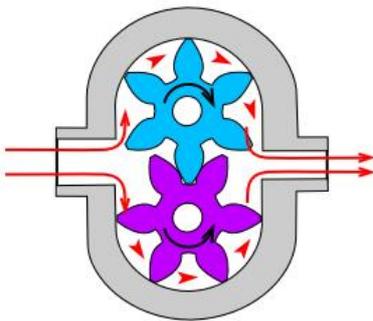


Abbildung 19 Schematische Darstellung einer Außenzahnradpumpe. Abbildung nach [WIK02]

Je nach Drehrichtung der Zahnradpumpe kann der Volumenstrom umgekehrt werden. Dadurch ist es prinzipiell möglich, eine Zahnradpumpe im Fahrwerk zum Umwälzen von Öl zu verwenden. Beim Wechsel von Einfedern zu Ausfedern, ändert sich die Drehrichtung der Zahnräder.

Während einer Schwingungsperiode wechselt die Bewegungsrichtung am Dämpfer zweimal. Für eine feste Amplitude ist eine Hebel-Übersetzung auf eine kontinuierliche Drehbewegung einfach herzustellen. Für variable Amplituden ist das aufwendiger. Angenommen man erzeugt eine kontinuierliche Drehbewegung und nimmt den Wechsel der Drehrichtung der Zahnräder vorerst aus der Betrachtung raus, ergibt sich ein kontinuierlicher Volumenstrom. Wie bei den anderen Methoden dargestellt, wird von einem Verdrängungsvolumen von  $0,0177 \text{ l}$  ausgegangen. Das entspricht Einfedern aus Konstruktionslage bis zum Druckstufenanschlag. Das entspricht einem Fördervolumen  $70 \text{ cm}^3/\text{U}$ . Bei einer kontinuierlichen Aufbaufrequenz von  $4 \text{ Hz}$ , ergibt sich bei maximaler Amplitude ein benötigtes Verdrängungsvolumen von  $0,283 \text{ l/s}$  also ca.  $17 \text{ l/min}$ . bei Umdrehungen von 240 pro Minute. In Abb. 20 sind Kennlinien von Zahnradpumpen mit verschiedenen Baugrößen dargestellt. Für Zahnradpumpen sind die vorgegebenen Werte ungewöhnlich. Es stellt ein hohes Fördervolumen bei ungewöhnlich niedrigen Drehzahlen und einem sehr kleinen Förderstrom da. Drücke von 20-30 bar die in einem Hubdämpfer hoch sind, sind für eine Zahnradpumpe ungewöhnlich niedrig. Ein Fördervolumen von  $70 \text{ cm}^3/\text{U}$  würde auf

eine zu große und zu schwere Einheit schließen. Es gäbe die Möglichkeit, eine Getriebestufe vor die Zahnradpumpe zu schalten. Damit wird die Drehzahl erhöht und es kann eine kleinere Pumpe mit einem niedrigeren Fördervolumen gewählt werden. Abb. B.1 im Anhang B zeigt Modelle mit Fördervolumen die ungefähr um den Faktor 10 kleiner sind. Fördervolumen, Förderstrom und Drehzahl passen hier besser, allerdings ist der entstehende Druck hoch und die Einheiten wiegen über 1kg. Durch die Trägheit der Zahnradpumpe ergeben sich wieder Nachteile bei der Trägheit am Rad. Auch mit Übersetzung ist das Gewicht der Einheit und die Trägheit am Rad einem Hubdämpfer unterlegen. Hinzu kommt, dass die Zahnradpumpe beim Einsatz als Dämpfer in einem Formula Student Fahrzeug die Drehrichtung, entsprechend der Radbewegung, wechseln würde. Dadurch müsste die Zahnradpumpe, ohne Übersetzung, und einem Bruchteil einer Umdrehung, ausreichend Kräfte erzeugen. Mit Übersetzung wäre die Winkelbeschleunigung der Zahnräder an den Umkehrpunkten hoch. Letztendlich ist die Möglichkeit mit einer Zahnradpumpe Flüssigkeit zu befördern um sie zur Fahrzeug-Dämpfung zu nutzen, interessant aber zu aufwendig gegenüber einem Hubkolben. Die Konstellation aus Fördervolumen, Druck, Förderstrom und Drehzahl passt nicht zu den Anforderungen einer Radbewegung eines Formula Student Fahrzeugs.

### Technische Daten, Pumpen

#### Technische Daten SNP3NN

		Baugröße									
		022	026	033	038	044	048	055	063	075	090
Fördervolumen	cm <sup>3</sup> /U	22.1	26.2	33.1	37.9	44.1	48.3	55.1	63.4	74,4	88,2
Max. Druck	bar	270	270	270	270	270	250	250	230	200	170
Dauerdruck		250	250	250	250	250	230	230	210	180	150
Min. Drehzahl	min <sup>-1</sup>	800	800	800	800	800	800	800	600	600	600
Max. Drehzahl		3000	3000	3000	3000	3000	3000	2500	2500	2500	2500
Gewicht	kg	6.8	6.8	7.2	7.3	7.5	7.6	7.8	8.1	8.5	8.9
Trägheitsmoment rotierende Bauteile	x 10 <sup>-6</sup> kg·m <sup>2</sup>	198	216	246	267,2	294,2	312,2	342,3	378,3	426,4	486,5
Theoretischer Förderstrom bei max. Drehzahl	l/min	66.3	78.6	99.3	113.7	132.3	144.9	137.8	158.5	186	220.5

Abbildung 20 Kenndaten von hydraulischen Zahnradpumpen mit hohem Fördervolumen. Abbildung nach [SDF09]

## 7 Ventile

Im vorherigen Abschnitt wurden Möglichkeiten zur Verdrängung hydraulischer Flüssigkeit vorgestellt. In diesem Abschnitt wird dargestellt wie die verdrängte Flüssigkeit genutzt werden kann, um Dämpfung zu erzeugen. Besonderes Augenmerk liegt auf verstellbaren Ventilen und der Dimensionierung eines Ventils.

Je nach Bauweise des Dämpfers muss bei der Radbewegung eine bestimmte Menge hydraulische Flüssigkeit, im Dämpfer, verdrängt werden. Flüssigkeit kann nicht komprimiert werden, also muss sie von einer Kammer in eine andere verdrängt werden. Neben einer Leckage die bauartbedingt vorkommen kann, ist eine Öffnung notwendig, damit die Flüssigkeit fließen kann. Fluide fließen immer von Gebieten oder Kammern mit höherem Druck zu Bereichen mit geringerem Druck. Die Druckdifferenz wird durch eine Kraft am Rad erzeugt, die auf den Dämpfer weitergeleitet wird. Bei einer Druckdifferenz zwischen zwei hydraulisch verbundenen Kammern entsteht ein Volumenstrom.

In Abb. 21 sind drei verschiedene hydraulische Widerstände dargestellt. Ein Flüssigkeitskanal (links oben), eine Blende (links unten) und ein Ventil mit Federvorspannung (rechts). Man erkennt, dass die einfachste und kompakteste Variante, die Blende, zu einer progressiven Kraftentwicklung am Dämpfer führt. Prinzipiell lässt es sich so erklären, dass bei einer Blende die Flüssigkeit am Austritt verwirbelt wird und dadurch Energie dissipiert wird. Bei einem Flüssigkeitskanal entsteht ein gerichteter Flüssigkeitsstrom wodurch die Verwirbelung reduziert wird. Stattdessen entsteht Reibung im Flüssigkeitskanal, der für Dämpfung sorgt. Das Ziel für einen Fahrwerksdämpfer (s. Seite 11) ist im Allgemeinen eine degressive Dämpfer-Kennlinie, ein Flüssigkeitskanal mit einer linearen Charakteristik, ist näher am Optimum als die Blende. Grundsätzlich ist ein möglichst langer Flüssigkeitskanal zu bevorzugen.

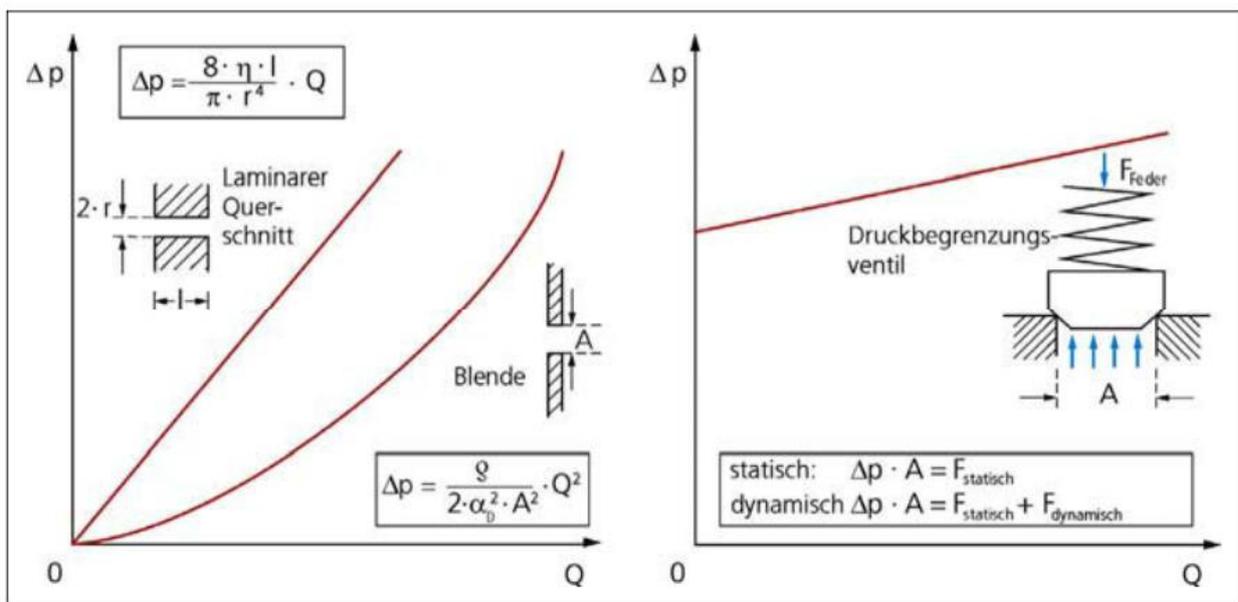


Abbildung 21 Darstellung hydraulischer Widerstände und die dazugehörigen Berechnungsformeln. Widerstände können als Ventil oder Voröffnung genutzt werden können. Abbildung nach [HEI08]

Das Druckbegrenzungsventil arbeitet mit einer Feder. Solange das Produkt aus Druckdifferenz und Ventilfläche geringer ist als die Federkraft, ist das Ventil dicht und abgesehen von Leckage kann keine Flüssigkeit fließen. Wenn die Druckdifferenz hoch genug ist, öffnet das Ventil und gibt

eine Fläche frei, durch die die Flüssigkeit strömen kann. Das Öffnen einer beliebig großen Fläche reduziert effektiv die maximale Kraft am Dämpfer. Diese Eigenschaft ist hilfreich um eine degressive Kennlinie zu realisieren. Aufgrund ihrer positiven Eigenschaften werden Druckbegrenzungsventile, in verschiedenen Formen, in Dämpfern eingesetzt. Mit Hilfe von Druckbegrenzungsventilen kann auch mit einer grundsätzlich progressiven Charakteristik, eine degressive Kennlinie erzeugt werden. Das reduziert die Bedeutung der Durchgangsöffnung, steigert aber den konstruktiven Aufwand, wenn mehr als ein Druckbegrenzungsventil erforderlich ist oder ein mehrstufiges Druckbegrenzungsventil benötigt wird.

Abgesehen von Öffnungen und Druckbegrenzungsventilen ist die Möglichkeit einer Dämpferabstimmung von außen, ohne Umbau des Dämpfers, besonders wichtig. Eine verstellbare Dämpfung kann mit einem einfachen Flüssigkeitskanal oder einer Blende nicht erzeugt werden. Dafür wird eine Geometrie benötigt, bei der die Durchflussfläche verstellbar werden kann. Es gibt verschiedene Arten von Drosseln die eingesetzt werden um den Volumenstrom von Fluiden zu begrenzen. Wichtig für den Einsatzzweck am Dämpfer ist eine einfache Mechanik. Das Ventil am Dämpfer soll möglichst klein sein. Bei einer aufwendigen Mechanik oder komplizierte Abdichtung wird die Konstruktion und die Fertigung zunehmend schwierig. Im Folgenden wird eine einfache Art untersucht, wie ein Öffnungsquerschnitt variiert werden kann. In Abb. 22 ist ein vereinfachtes Modell eines verstellbaren Ventils dargestellt. Über ein Gewinde wird eine Ventilspitze in einen Ventilsitz geschraubt. Je nach Position der Ventilspitze wird die Querschnittsfläche, durch die eine hydraulische Flüssigkeit strömen kann, kleiner oder größer. Geometrie von Ventilsitz und Ventilsitze beeinflussen, wie sich die Querschnittsfläche verändert bei Verschiebung in Z-Richtung.

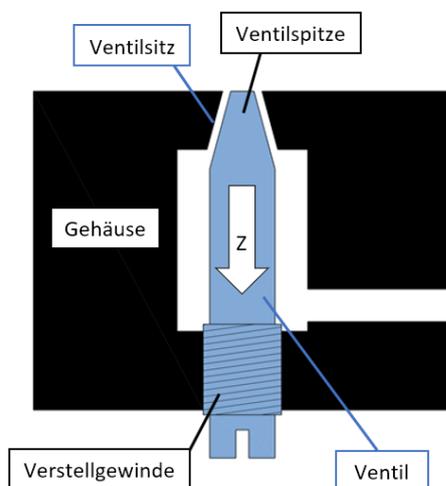


Abbildung 22 Modell eines verstellbaren Ventils.

Der Wert Null ist die Z-Position bei der die Ventilspitze die Öffnung gerade verschließt. Anschließend wird die Ventilspitze vom Ventilsitz, in positive z-Richtung, abgehoben und der Abstand zwischen Ventilsitz und Ventilspitze wird gemessen. Bei dieser Betrachtung wird die Querschnittsfläche, durch die Flüssigkeit fließen kann, durch einen eindimensionalen Wert repräsentiert. Dieser eindimensionale ermittelte Wert ist unabhängig vom Durchmesser des Ventils. Beispielhaft werden drei verschiedene Geometrien die zu drei verschiedenen Charakteristika führen dargestellt. In Abb. 23 sind die drei Geometrien abgebildet. Links Geometrie A ist ein Kegelsitz mit einer passenden Kegelspitze. Wird die Spitze vom Gehäuse abgehoben, entsteht im Schnitt ein Flüssigkeitskanal. Geometrie B in der Mitte der Darstellung

hat eine abgerundete Gehäusekante und eine abgerundete Ventilsitze. Bei dieser Kombination passt das Ventil passgenau in das Gehäuse. Die Öffnung entspricht einer Blende. Rechts im Fall von Geometrie C ist eine einfache Gehäusebohrung mit einer konkaven Ventilsitze dargestellt. Die Ventilsitze dringt in die Bohrung ein. Mit Hilfe des CAD-Programms Catia V5, wurde die Geometrie von Ventilsitze und Gehäuse erstellt. Die Spitze wurde so im Gehäuse positioniert, dass der Durchfluss gerade abgedichtet wird. Dann wurde die Spitze vom Gehäuse abgehoben und der minimale Abstand zwischen Gehäuse und Spitze wurde gemessen. Dieser Vorgang wurde für jede Geometrie mehrfach wiederholt um mehrere Messpunkte entlang der Z-Richtung zu erhalten.

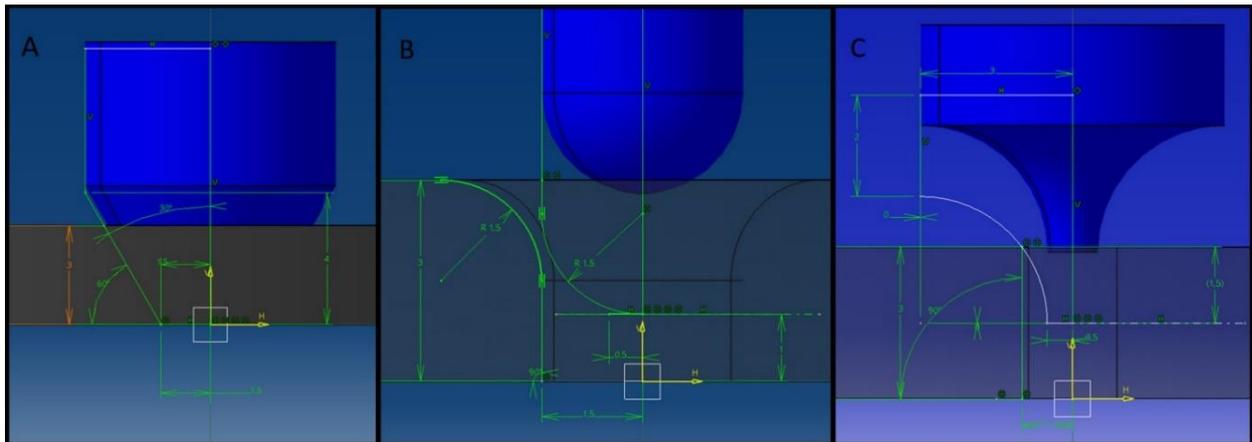


Abbildung 23 Darstellung von drei Ventilsitzen und Ventilsitzen. Links Geometrie A, Kegel in Kegel. Mitte Geometrie B, Abgerundetes Gehäuse und Spitze. Rechts Geometrie C, Stumpfe Gehäuseöffnung, Konkave Spitze.

Hieraus wurde ein Graph erstellt, der den minimalen Abstand an verschiedenen Z-Positionen zeigt, siehe Abb. 24. In dieser Darstellung ist gut erkennbar, dass Geometrie A zu einer linearen Charakteristik führt. Die Steigung des Graphen ist abhängig vom Kegelwinkel am Ventil. Geometrie B erzeugt eine progressive Charakteristik. Bei gleichmäßigem abheben der Ventilsitze senkrecht vom Gehäuse, steigt die Größe des Spalts erst sehr langsam und nimmt dann progressiv zu. Wenn die Spitze etwas weiter vom Gehäuse entfernt ist, entsteht ein linearer Zusammenhang. Geometrie C hat eine degressive Charakteristik. Der Verlauf der Kurve ab der Z-Position 1,5 mm kann unterschiedlich gestaltet werden. Zwischen linear steigendem und konstantem Minimalabstand, wie in der Abbildung dargestellt, sind verschiedene Lösungen möglich.

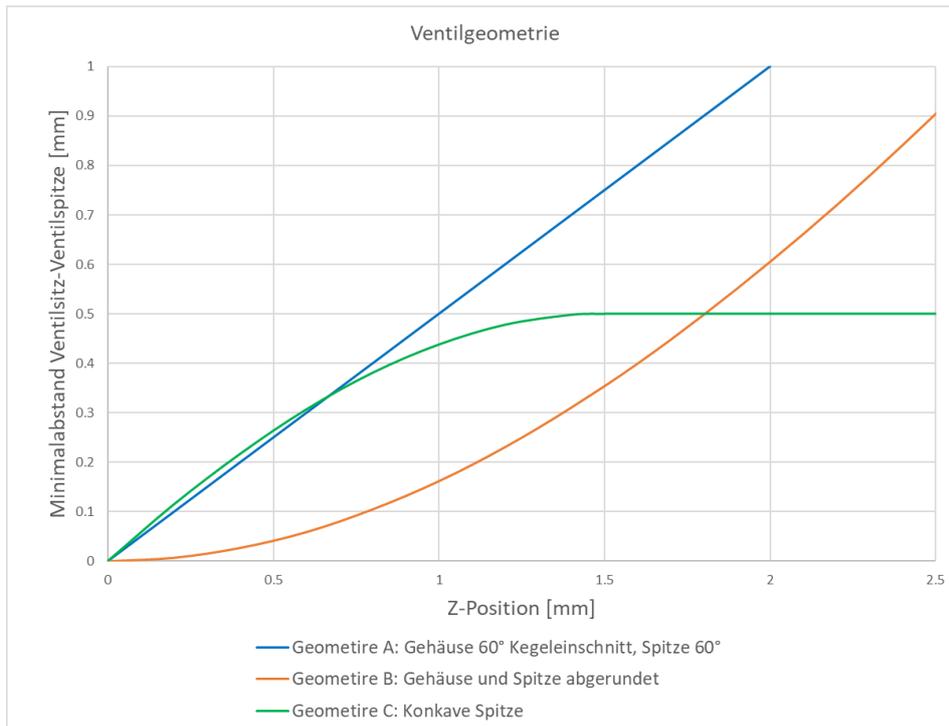


Abbildung 24 Graphen der Entwicklung der minimalen Abstände zwischen Ventilsitz und Ventilspitze beim Abheben der Ventilspitze vom Ventilsitz.

Bezogen auf den gesamten Umfang des Ventils entsteht aus dem Abstand eine Fläche. Diese Spalt-Fläche ist abhängig vom Radius des Ventils, der ermittelte Abstand ist unabhängig von der Größe des Ventils.

Im Weiteren wird die Geometrie A genutzt. Die Relation aus Z-Position und minimalem Abstand zwischen Ventilsitz und Ventilspitze wird genutzt um die Öffnungsfläche, durch die die Flüssigkeit strömen kann, zu berechnen. Multipliziert man den minimalen Abstand zwischen Ventilsitz und Ventilspitze mit dem Umfang des Ventils, erhält man die Spalt-Fläche  $A_s$ . Für den Wert des Umfangs wird ein mittlerer Radius genutzt, der sich aus Ventildurchmesser und der Geometrie der Ventil-Spitze ergibt. Bei den Ventilen wird gegenüber der bisherigen Darstellung eine Änderung vorgenommen. Berechnet werden Federbelastete Ventile, siehe Abb. 21 in dieser Darstellung als Druckbegrenzungsventil bezeichnet. Das Ventil trennt zwei Kammern voneinander. Entsteht zwischen den Kammern eine Druckdifferenz, wirkt diese auf die Ventil-Fläche. Druck multipliziert mit Fläche ergibt eine Kraft. Diese Kraft wirkt auf die Feder des Ventils. Je nach Steifigkeit der Ventil-Feder wird die Ventil-Spitze in Z-Richtung aus dem Ventil-Sitz herausgedrückt. Der Querschnitt öffnet sich, die Flüssigkeit kann strömen und es entsteht ein Volumenstrom. Die Situation verändert sich, wenn die Ventil-Feder eine Vorspannung erhält. Mit Ventildedervorspannung bleibt das Ventil geschlossen bis die Druckdifferenz eine Kraft auf das Ventil ausübt, die gleichgroß oder größer ist als die Ventildedervorspannung. Erst dann öffnet das Ventil mit Federvorspannung und ein Volumenstrom wird erzeugt. Die Druckdifferenz ist über die Kolbenfläche proportional zur Dämpferkraft bzw. Kolbenkraft. Der Volumenstrom ist über die Kolbenfläche proportional zur Kolbengeschwindigkeit. Mit Hilfe der Gleichungen 3a – 15 wird Dämpferkraft und Kolbengeschwindigkeit in Relation gesetzt und für verschiedene Ventil-Parameter berechnet. Das Grundlegende Modell für die Ventilberechnung ist der laminare Durchfluss eines Kanals und die Durchströmung einer Blende, siehe Abb. 21.

Gleichung 3a: Druckdifferenz bei einem Flüssigkeitskanal

$$\Delta p = \frac{8 \eta l}{\pi r^4} Q$$

Gleichung 3b: Druckdifferenz bei einer Blende

$$\Delta p = \frac{\rho}{2 \alpha^2 A_S^2} Q^2$$

Gleichung 4: Formel für Druckbegrenzungsventil

$$\Delta p A_D = F_0 + c z$$

Gleichung 5: Spalt-Fläche

$$A_S^2 = \pi^2 r^4$$

Gleichung 6: Dämpferkraft

$$F_D = A_K \Delta p$$

Gleichung 7: Kolbengeschwindigkeit

$$v = \frac{Q}{A_K}$$

Gleichung 8: Dämpferkraft für ein Flüssigkeitskanal. Gleichung 3a erweitert mit Gleichung 5, 6 und 7

$$F_D = \frac{8 \pi \eta l A_K^2}{A_S^2} v$$

Gleichung 9: Z-Position

$$z = \frac{A_S}{2 \pi r k}$$

Gleichung 10: Erweiterte Gleichung 2 durch Gleichung 6 und 9

$$\frac{F_D}{A_K} A_D = F_0 + c \frac{A_S}{2 \pi r k}$$

Gleichung 11: Formel für Spalt-Fläche aus Gleichung 10

$$A_S = \left( F_D \frac{A_D}{A_K} - F_0 \right) \left( \frac{2 \pi r k}{c} \right)$$

Gleichung 12: Kolbengeschwindigkeit aus Gleichung 3a

$$v = \frac{F_D}{8 \pi \eta l A_K^2} \left( F_D \frac{A_D}{A_K} - F_0 \right)^2 \left( \frac{2 \pi r k}{c} \right)^2$$

Gleichung 13: Faktor G

$$G = \frac{\rho}{2 \alpha^2}$$

Gleichung 14: Kolbenkraft aus Gleichung 3b und 13

$$F_D = G v^2 \frac{A_K^3}{A_S^2}$$

Gleichung 15: Kolbengeschwindigkeit aus Gleichung 3b

$$v = \sqrt{\frac{F_D}{G A_K^3} \left( F_D \frac{A_D}{A_K} - F_0 \right) \left( \frac{2 \pi r k}{c} \right)}$$





In Abb. 26 sind 6 verschiedene Kennlinien, die sich in zwei Gruppen aufteilen. Variante 4-6 entspricht den Ventilen mit größerem Ventildurchmesser  $A_D$ . Man erkennt, dass bei größerer Vorspannkraft die Kennlinien gleichmäßig gestaffelt sind. Die Abstände der Kennlinien bleiben innerhalb der Gruppen, über den Geschwindigkeitsverlauf konstant. Zwischen den Gruppen ist eine unterschiedliche Steigung der Kennlinien zu erkennen. Der Einfluss der Ventildedervorspannung nimmt bei kleinerem Ventildurchmesser zu.

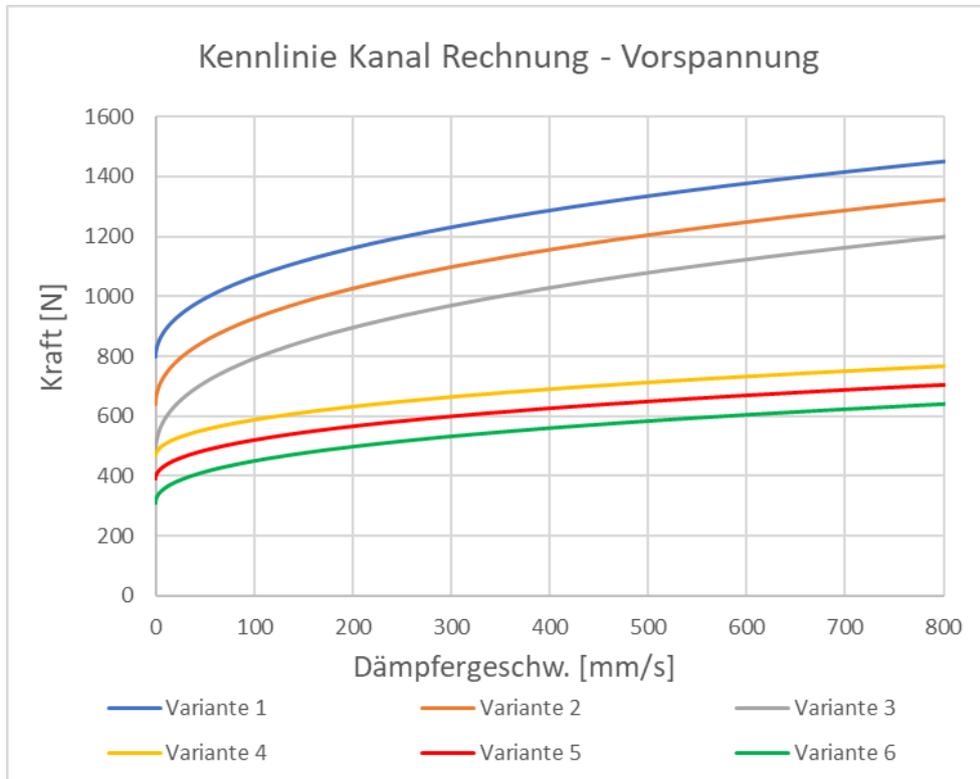


Abbildung 26 Darstellung der berechneten Kennlinien für federbelastete Ventile. Die 6 Varianten teilen sich in zwei Gruppen mit niedriger Ventildedervorspannung (4-6) und hoher Ventildedervorspannung (1-3). Innerhalb der beiden Gruppen wurde die Ventildedersteifigkeit variiert.

Im nächsten Schritt wird die erworbene Erkenntnis über die Veränderung der Kennlinien genutzt um unterschiedliche Kennlinien darzustellen. Dabei soll verdeutlicht werden welche Möglichkeiten für eine Dämpfer-Auslegung bestehen. In Tabelle 10 sind die verwendeten Werte dargestellt. Bei dieser Betrachtung wurde  $A_D$ ,  $F_0$  und  $c$  variiert.

Tabelle 10 Federbelastete Ventile gerechnet als Flüssigkeitskanal. Kennlinien haben einen gemeinsamen Betriebspunkt

Kanal-Ventil-Final	Kanal-Ventil 1	Kanal-Ventil 2	Kanal-Ventil 3	Kanal-Ventil 4	Kanal-Ventil 5
k [-]	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
$A_D$ [m <sup>2</sup> ]	1.54E-06	1.54E-06	1.54E-06	3.14E-06	3.14E-06
$A_K$ [m <sup>2</sup> ]	0.00049	0.00049	0.00049	0.00049	0.00049
$F_0$ [N]	0	1	2	3	5.4
$c$ [N/m]	1800	1230	650	2900	850
dyn. Viskosität	3	3	3	3	3
$l$ [m]	0.003	0.003	0.003	0.003	0.003

Um die Dämpfer-Kennlinien in Relation setzen zu können, wurden die Parameter so variiert, dass jede Kurve einen bestimmten Punkt im Diagramm trifft. Wie in Abb. 27 dargestellt, laufen alle Kurven durch einen Punkt bei 400 mm/s Kolbengeschwindigkeit und 1000 N Dämpferkraft. Diese Werte orientieren sich an einer Öhlins-Kennlinie mit hohem Kraftniveau.

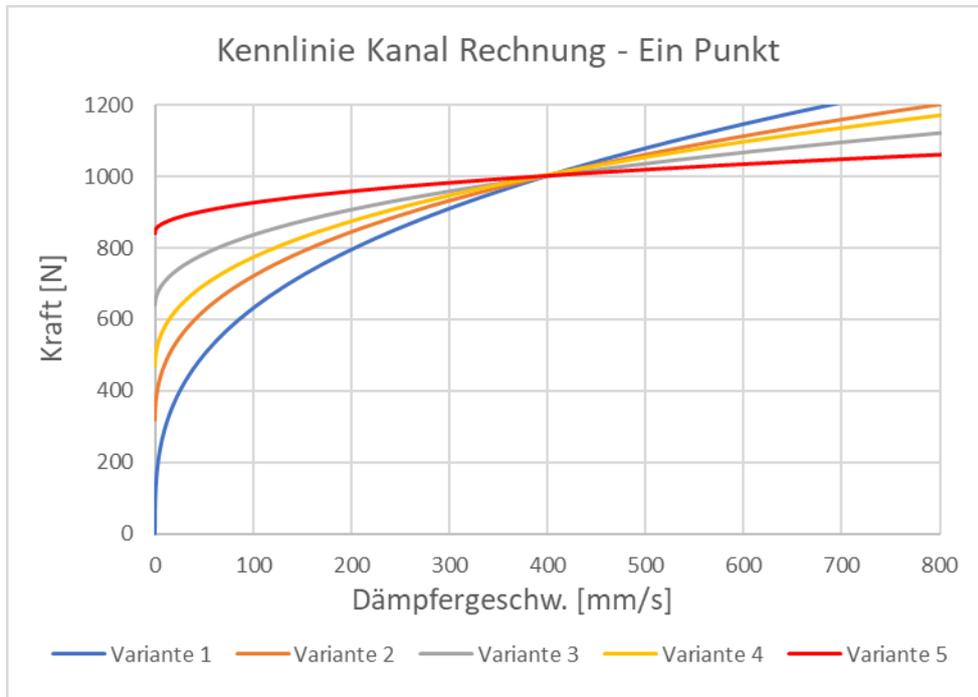


Abbildung 27 Darstellung der berechneten Kennlinien für federbelastete Ventile. Kennlinien laufen durch einen ausgewählten Punkt, um darzustellen wie hoch die Variabilität der Charakteristika eines federbelasteten Ventils ist.

Mit Hilfe dieser Kurven lässt sich erkennen wie unterschiedlich die Dämpfer-Kennlinien sein können, obwohl sie mit nur einem Federbelasteten-Ventil erzeugt wurden.

Eine weitere Berechnung von Ventilen basiert auf der Formel für einen Blenden-Widerstand. Siehe Gleichung 3b. Bei einem Blenden-Widerstand steigt die Druckdifferenz exponentiell bei steigendem Volumenstrom. Die Druckdifferenz ist proportional zur Dämpferkraft und der Volumenstrom ist proportional zur Kolbengeschwindigkeit. Bei der folgenden Betrachtung wird auch ein Ventil mit einer Feder kombiniert. Der Unterschied besteht darin, dass die Dämpfung nicht wie bei einem Flüssigkeits-Kanal, sondern wie bei einer Blende erzeugt wird.

In Tabelle 11 sind die berechneten Feder-Blenden 1-6 und die verwendeten Parameter dargestellt. Der Faktor G vereint Dichte der hydraulischen Flüssigkeit und Durchflusskoeffizient.

Tabelle 11 Federbelastete Ventile mit und ohne Ventildervorspannung, gerechnet als Blende

Feder-Blende	Feder-Blende 1	Feder-Blende 2	Feder-Blende 3	Feder-Blende 4	Feder-Blende 5	Feder-Blende 6
k	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
A <sub>D</sub> [m <sup>2</sup> ]	1.131E-06	1.131E-06	1.131E-06	1.131E-06	2.011E-06	2.011E-06
A <sub>K</sub> [m <sup>2</sup> ]	0.000491	0.000491	0.000491	0.000491	0.000491	0.000491
F <sub>0</sub> [N]	0	0	0	0	2.5	3.2
c [N/m]	1000	800	600	400	400	200
Faktor G [kg/m <sup>3</sup> ]	1181	1181	1181	1181	1181	1181
ρ [kg/m <sup>3</sup> ]	850	850	850	850	850	850
Durchflussfaktor [-]	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6

Bei Feder-Blende 1-4 wurde die Federsteifigkeit  $c$  variiert. Bei Feder-Blende 5 und 6 wurde eine Ventildedervorspannung  $F_0$  gewählt. Zusätzlich wurde der  $A_D$  vergrößert und  $c$  variiert.

In Abb. 28 sind die Ergebnisse als Graphen dargestellt. Im Vergleich zur Berechnung für einen Flüssigkeits-Kanal ist die Kraftzunahme linearer. Das bedeutet bei vergleichbarer Kraft bei hohen Geschwindigkeiten zwischen Kanal und Blende, ist die Kraft bei niedrigen Geschwindigkeiten bei der Blende niedriger.

Das Verhalten unter Ventildedervorspannung ist vergleichbar zur Betrachtung des Flüssigkeits-Kanals. Da die Ergebnisse, zwischen Flüssigkeits-Kanal und Blende, prinzipiell vergleichbar sind, wird für die letzte Betrachtung nur die Berechnung für den Flüssigkeits-Kanal verwendet.

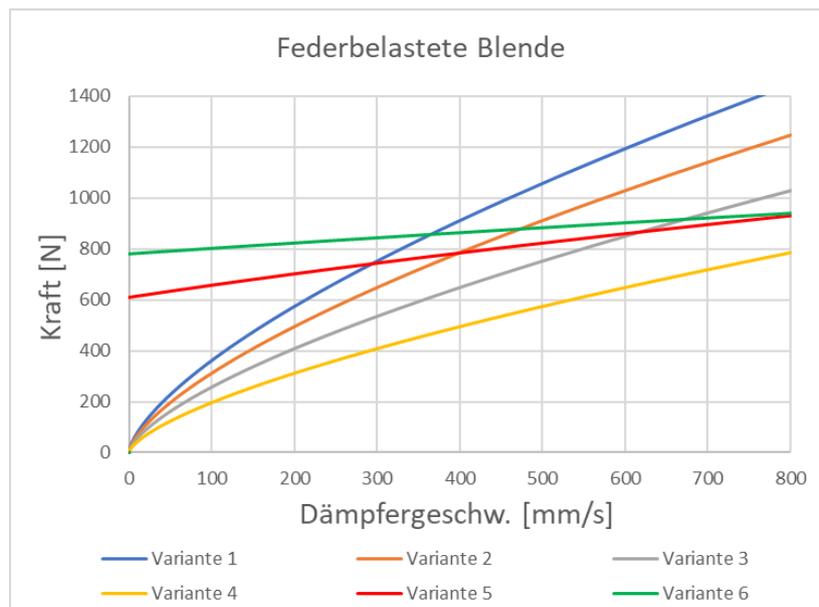


Abbildung 28 Darstellung der berechneten Kennlinien für federbelastete Blenden. Bei Variante 1-6 wurde die Ventildedervorspannung variiert. Variante 5 und 6 besitzen zusätzliche eine Ventildedervorspannung.

In der letzten Darstellung wird mit den Parametern für einen Federbelastetes Ventil eine Dämpfer-Kennlinie erzeugt, die vergleichbar ist mit der gemessenen Kennlinie vom Öhlins-Dämpfer. Dabei werden Dämpfer-Kennlinien von zwei Federbelasteten Ventilen kombiniert, um eine möglichst degressive Kennlinie zu erzeugen. In der Tabelle 12 sind die Parameter dargestellt, die verwendet wurden, um die Vergleichskurven zum Öhlins-Dämpfer zu erzeugen. Feder-Ventil 1A und 1B haben unterschiedliche  $A_D$  und  $c$ .  $F_0$  wurde bei Feder-Ventil 1B deutlich höher gewählt als bei Feder-Ventil 1A. Die Funktion des Feder-Ventils 1B ist ähnlich dem eines Druckbegrenzungsventils. Ventil-Paar 2A und 2B wurden analog dazu konfiguriert. Die Kombination der beiden Ventile erfolgt real wie in der mathematischen Berechnung, so dass sich die Ventile addieren. Der Effekt setzt erst nach überwinden der Ventildedervorspannung von Feder-Ventil 1B und 2B ein. Nachdem die Vorspannung überwunden ist, kann die Flüssigkeit durch beide Ventile strömen und die Steigung der Dämpferkurve nimmt ab.

In Abb. 29 sind zwei Kennlinien dargestellt, die jeweils eine Kombination aus zwei federbelasteten Ventilen sind. Variante 1 und 2 sind unterschiedlich abgestimmt. Der Umschaltzeitpunkt erfolgt bei unterschiedlicher Geschwindigkeit. Bei Variante 1 ist der Umschaltzeitpunkt bei 200 mm/s. Bei Variante 2 liegt er bei 400 mm/s.

Die erstellten Kennlinien können mit den im Abb. 30 gemessenen Kennlinien vom Öhlins-Dämpfer verglichen werden. Bis 400 N sind die Kurven ähnlich der der Öhlins Version 1. Darüber hinaus sind berechnete Kurven bis 100 mm/s steiler. Bei 200 mm/s und knapp unter 1000 N wird

ca. derselbe Punkt erreicht. Dann öffnet das Feder-Ventil 1B und der berechnete Verlauf der Kraft ist flacher im Vergleich zum Öhlins-Dämpfer. Die Öhlins Version 2 hat einen flacheren Anstieg als Öhlins Version 1. Im Bereich 0 – 400 mm/s hat die berechnete Variante 2 ein höheres Kraftniveau als Version 2. Bei 400 mm/s wird ungefähr derselbe Betriebspunkt getroffen. Dort ist in der Öhlins-Kennlinie ein Knick zu erkennen. Bei 400 mm/s öffnet auch das Feder-Ventil 2B, die berechnete Kurve verläuft dann flacher als die Öhlins Version 2.

Tabelle 12 Federbelastete Ventile mit Parametern als Vergleich zu gemessenen Öhlins Kennlinien

Feder-Ventil	Feder-Ventil 1A	Feder-Ventil 1B	Feder-Ventil 2A	Feder-Ventil 2B
k [-]	0.5	0.5	0.5	0.5
A_D [m <sup>2</sup> ]	1.77E-06	3.14E-06	1.77E-06	3.14E-06
A_K [m <sup>2</sup> ]	0.00049	0.00049	0.00049	0.00049
F_0 [N]	0.2	6	0.5	5.8
c [N/m]	2500	800	1500	500
dyn. Viskosität	3	3	3	3
l [m]	0.003	0.003	0.003	0.003

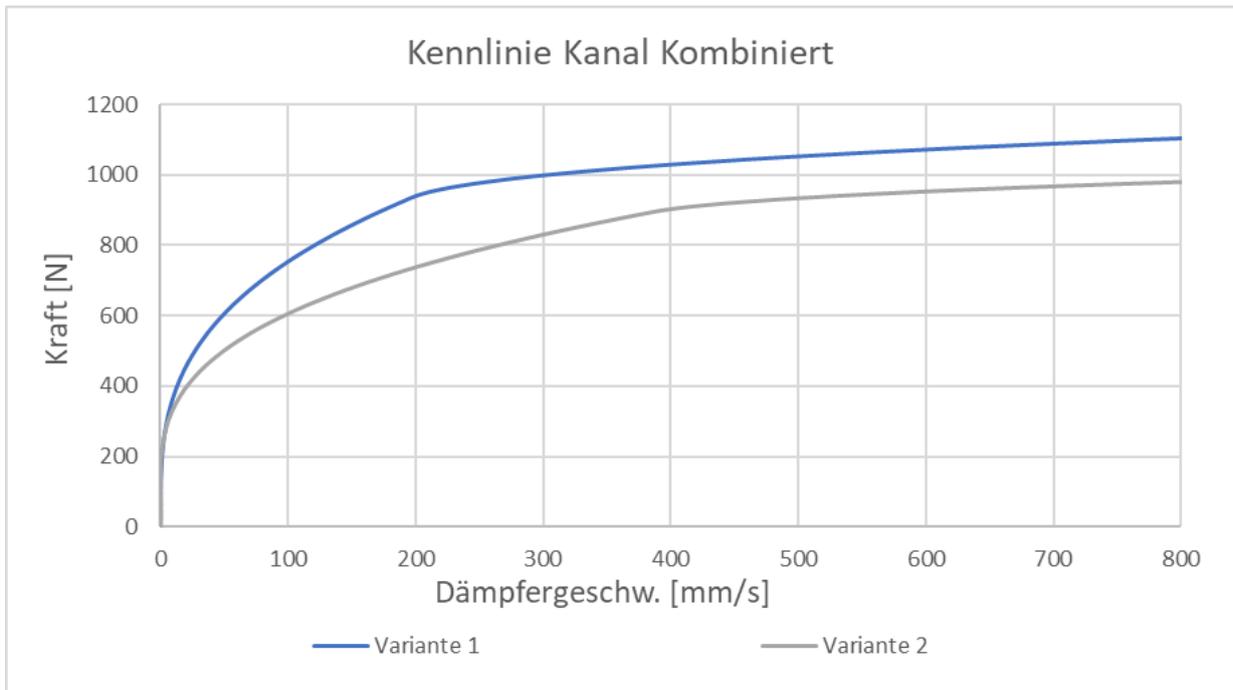


Abbildung 30 Darstellung berechneter Kennlinien für federbelastete Ventile in Anlehnung an die Öhlins-Kennlinien. Die beiden Kennlinien kombinieren zwei federbelastete Ventile mit verschieden hoher Ventildedervorspannung.

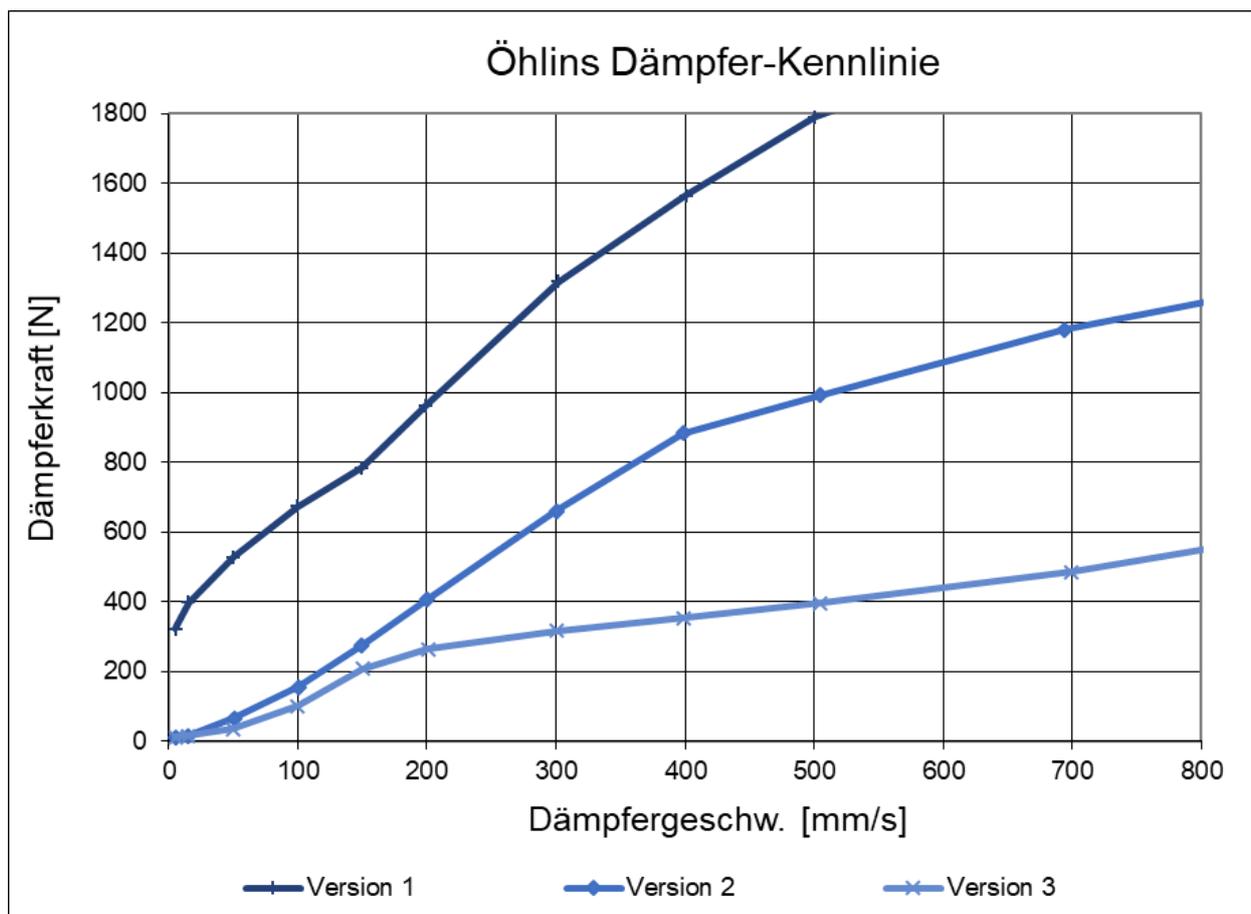


Abbildung 29 Gemessene Kennlinien eines Öhlins TTX 25 Dämpfers. Version 1 stellt die steifste Einstellung dar. Version 2 eine mittlere Einstellung und Version 3 eine niedrige.

## 8 Zusammenfassung des Konzepts

In diesem Kapitel werden die Einsichten aus den vorhergehenden Abschnitten zusammengefasst. Erkenntnisse über Dimensionen und Konzepte werden beispielhaft zu einem Modell eines Dämpfers zusammengefasst.

Für das Modell des Dämpfers wurde der Gummibalg als Methode zur hydraulischen Verdrängung gewählt. Dazu ist zu sagen, dass grundsätzlich der zylindrische Hubdämpfer und der Gummibalg gleichwertig zu bewerten sind. Der Kolbendämpfer ist weit verbreitet, bekannt und bewährt. Es gibt etliche Modelle, bei denen man sich bei der Konstruktion orientieren kann, oder Ideen übernehmen kann. Leider haben auch kommerziell erwerbliche Kolbendämpfer Schwächen bei Leckage oder Reibung. Das Konzept mit dem Gummibalg kann sich an Luftfedern mit Gummibalg orientieren. Umsetzungen als Dämpfer gibt es aber nicht. Das System wurde besonders positiv hinsichtlich Leckage und Reibung bewertet. Die Entscheidung für oder gegen das Konzept mit dem Gummibalg wird entscheidend von der Umsetzung der Feder oder Gas-Feder beeinflusst. Der Gummibalg wurde gewählt, da der Erfahrungsgewinn beim Erstellen eines Modells für dieses Konzept höher zu bewerten ist als für einen Kolbendämpfer.

In Abb. 31 ist das Modell des Gummibalg-Dämpfers dargestellt. Unten wird der Gummibalg mit einem Klemmring innerhalb des Gummibalgs fixiert. Am Ventil-Körper wird der Gummibalg von außen mit einem Ring geklemmt. Der Ventil-Körper wurde für dieses Modell einfach gehalten. In ihm befinden sich Bohrungen und die Ventile. Diese werden in einer weiteren Abbildung 32 dargestellt. Oben wird der Ventil-Körper durch den Behälter verschlossen. Der Behälter wird auf den Ventil-Körper geschraubt und übernimmt so die Aufgabe einer Gas-Feder. Im Behälter befindet sich Gas und Flüssigkeit, welche entweder ungetrennt in der Kammer vorliegen, oder durch eine Membran getrennt sein können. Das Gasvolumen wird unter Druck gesetzt, dadurch entsteht eine Kraft, durch die der Gummibalg ausfedert. Zwischen Gaskraft und Radlast ergibt sich ein Gleichgewicht am Fahrzeug. Mit dem Gasdruck kann die Bodenfreiheit des Fahrzeugs bestimmt werden. Über die Größe des Gasvolumens kann die Federsteifigkeit der Gasdruckfeder bestimmt werden. Das Volumen des Behälters kann nicht verändert werden, aber über die Änderung der Flüssigkeitsmenge kann das Gasvolumen verändert werden.

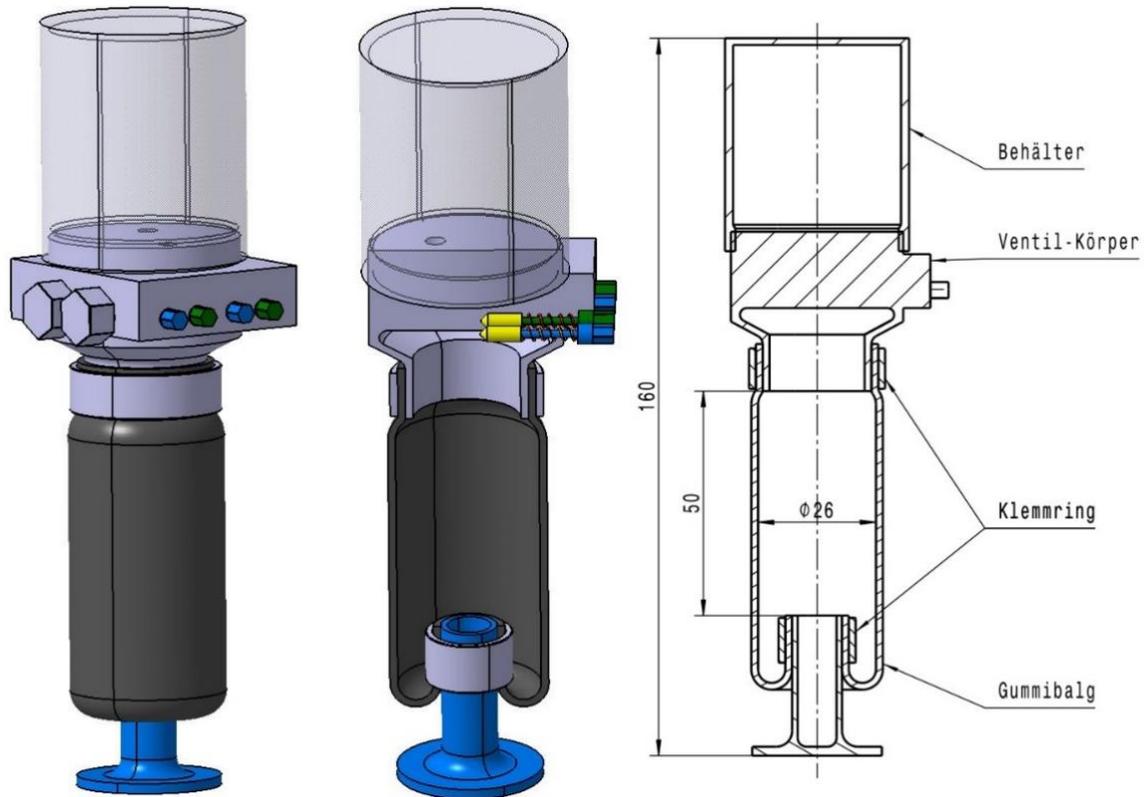


Abbildung 31 Das präferierte Konzept als Modell. Konstruiert in Catia V5 R19. Schnittdarstellung und Zeichnung mit Maßen.

Wenn der Gummibalg ein- oder ausgefedert wird, strömt Flüssigkeit von unten oder oben durch den Ventil-Körper. Es gibt einen Kanal mit zwei Feder-Ventilen für die Druck-Stufe und einen Kanal mit zwei Feder-Ventilen für die Zug-Stufe. In Abb. 32 ist ein Schnitt durch den Ventil-Körper dargestellt. In der Druck-Stufe läuft die Flüssigkeit von unten in den Zufluss des Druck-Stufen Kanals. Fließt dann an den Ventilen vorbei, hoch in den Behälter. Theoretisch kann die Flüssigkeit auch anders herum fließen, dann fungieren die Feder-Ventile als Rückschlagventile und blockieren den Gegenstrom. Der Ventil-Körper ist ein einfach geformtes Teil. Die Flüssigkeitskanäle werden durch Bohrungen erzeugt. Für die Bohrungen wurde ein handelsüblicher Spiralbohrer mit dem Durchmesser 4 mm verwendet. Die Ventil-Sitze benötigen einen 45°-Kegel, bezogen auf den Bohrer ein Spitzenwinkel von 90°. Handelsübliche Metallbohrer haben einen Winkel von 118°, allerdings kann die Spitze bearbeitet werden und auf 90° geschliffen werden. Anspruchsvoll sind an der Fertigung nur die Ventilöffnungen an der Ventil-Spitze. Entsprechend der Berechnungen vom Abschnitt Ventile, wird pro Ventil-Paar, ein Bohrer mit 1,5 mm und einer mit 2 mm Durchmesser verwendet. Im Fall der Zug-Stufe, müssen die Bohrung ca. 30 mm tief im Gehäuse erstellt werden. Dazu werden Bohrer oder Fräser mit Unterstützung benötigt. Vier Bohrungen die notwendig sind um Flüssigkeitskanäle mit einer zu verbinden, müssen nach Außen abgedichtet werden. Die Abdichtung erfolgt durch eine Schraube mit O-Ring.

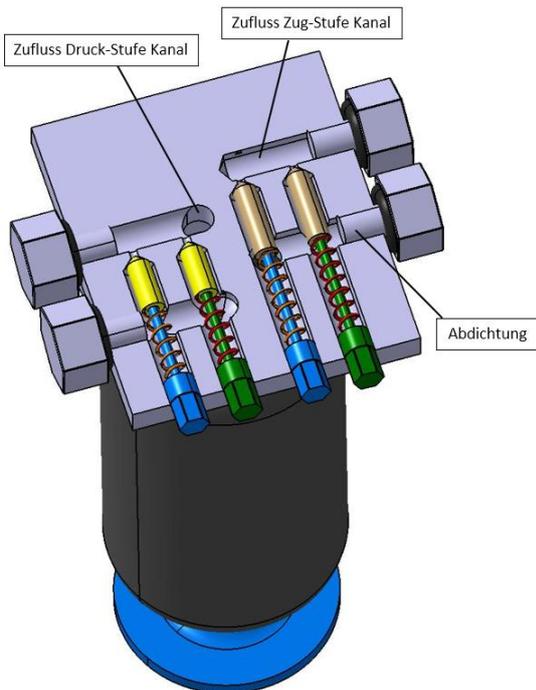


Abbildung 32 Darstellung des Ventilkörper als Schnitt. Zusehen sind die Flüssigkeitskanäle und Ventile.

Aus Platzgründen wurden die Ventile der Zug-Stufe länger gestaltet. Das eröffnet die Möglichkeit die Zug-Stufe mit weicheren Federn auszustatten. Die Zug-Stufe kann maximal Dämpferkraft im Betrag der Radlast erzeugen. Die Druck-Stufe kann theoretisch beliebig hohe Kräfte erzeugen. In Abb. 33 sind die Ventile im Schnitt dargestellt. Ein Ventil besteht aus Ventilspitze, Gewindeteil und einer Feder. Ventilspitze und Gewindeteil können sich relativ zu einander bewegen. Das Gewindeteil dringt in die Ventilspitze ein. Dabei wird die Feder zusammengedrückt. Wenn die Ventilspitze im Ventilsitz positioniert ist, und das Gewindeteil in die Ventilspitze geschraubt wird, wird die Feder zusammengedrückt. So wird eine Federvorspannung erzeugt

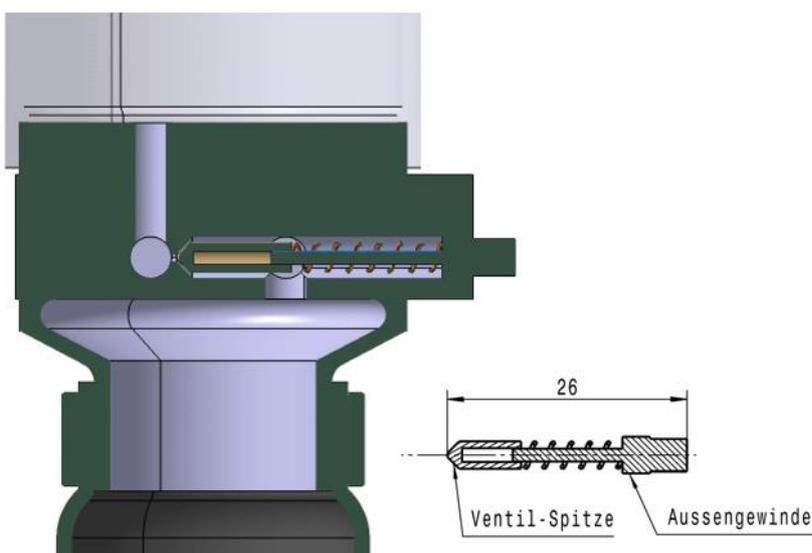


Abbildung 33 Schnittansicht durch den Ventilkörper und ein Ventil. Das Ventil besteht aus drei Teilen. Ventil-Spitze, Ventil-Feder und Gewinde-Stück.

Mit dem Konzept basierend auf dem Gummibalg lässt sich mit einfachen Fertigungsmitteln ein Dämpfer herstellen. Drehen, konventionell Fräsen, Bohren und Gewindescheiden, aus diesen vier Arbeitsschritten bestehen die meisten Methoden bei der Erzeugung der Bauteile. Eine einfache und kostengünstige Variante bei der die Fertigungsgenauigkeit relativ niedrig sein kann.

## 9 Fazit

Ziel meiner Arbeit war es, ein Konzept für einen selbst zu fertigenden Formula Student Dämpfer zu entwickeln. Schritt für Schritt wurden die Möglichkeiten Fahrzeug-Dämpfung zu erzeugen, erörtert. Zunächst wurde der Nutzen von 2- und 4-Quadranten Dämpfern untersucht. Es ist eine interessante Option, die das Potenzial hat, die Abwägung zwischen Leistungsfähigkeit und Gewicht der Einheit, gegenüber fast allen anderen Dämpferkonzepten, zu verändern. Es bietet die Verbesserung der Aufbaudämpfung über die Qualität eines 2-Quadranten-Betriebs und hat zusätzliche Funktionen wie z.B. dynamische Wankwinkel-Kontrolle. Um leistungsfähig und zuverlässig zu sein muss ein 4-Quadranten-System konsequent entwickelt werden, auf ein Fahrzeug zugeschnitten sein und intensiv getestet werden. Zur Realisierung wird Kompetenz in verschiedenen Fachgebieten benötigt und zudem müssen Ressourcen bestehen, die nur wenigen Formula Student Teams zur Verfügung stehen. Nach der Diskussion zwischen 2 und 4-Quadranten Betrieb wurde ein geregelter Dämpfer diskutiert. Die Option eines geregelten Dämpfers ist interessant. Ein Argument, das gegen dieses System spricht, ist wie beim 4-Quadranten Betrieb, die benötigte Kompetenz in Fachgebieten Fahrdynamik, Strukturmechanik, Regelungstechnik, Informatik, Hydraulik und Elektrik/Elektronik. Das fällt hier nicht so stark ins Gewicht, denn die Regelung ist nicht so ein integraler Bestandteil des Dämpfersystems wie der 4-Quadranten Betrieb. Die Vorrichtung, die zur Regelung des Dämpfers notwendig ist kann unter Umständen auch nachträglich konstruiert werden. Ein erprobtes passives System, bei dem die Konstruktion und die Fertigung vom Formula Student Team beherrscht wird, eignet sich als Grundlage für ein geregeltes System. Den ersten Schritt vor dem zweiten machen ist das treibende Argument für ein einfaches passives System. Es soll erst eine einfache funktionsfähige Grundlage geschaffen werden, bevor Zusatzfunktionen implementiert werden, bei einem System, bei dem bisher keine Fertigungserfahrung besteht. Als nächstes wurde die Art der passiven Dämpfung betrachtet. Unter den zur Verfügung stehenden Arten ist hydraulische, pneumatische, elektrische Dämpfung und Materialdämpfung. Eine interessante Erkenntnis dieser Betrachtung ist die negative Bewertung des pneumatischen Dämpfers als Fahrzeugdämpfer. Die elektrische Dämpfung wurde positiver bewertet und könnte in einem Fahrzeug mit höherer Bordspannung eingesetzt werden. Das Gewicht der Einheit wird mit hoher Wahrscheinlichkeit 2- bis 3-mal so hoch sein, wie bei einem kommerziell erhältlichen hydraulischen Formula Student Dämpfer. Der elektrische Dämpfer könnte für einen 4-Quadranten-Dämpfer besonders gut geeignet sein. Auf diese Art könnte der Nachteil ausgeglichen werden. Die Option der Materialdämpfer erwies sich als interessante Option für eine besonders leichte und günstige Lösung. Wenn die Leistung des Dämpfers eine untergeordnete Rolle spielt, z.B. bei einem Formula Student Altfahrzeug, könnte der Materialdämpfer eine gute Lösung sein. Die hydraulische Dämpfung wird präferiert, es ist die am meisten verbreitete Art, bietet eine große Bandbreite und es gibt viele Modelle, an denen man sich bei der Konstruktion orientieren kann. Im nächsten Schritt wurde die Art der hydraulischen Verdrängung untersucht. Der zylindrische Hubdämpfer und der Rotationsdämpfer wurden als Beispiele kommerziell erhältlicher Dämpfer in die Untersuchung aufgenommen. Zusätzlich wurde ein ungewöhnliches Konzept aufgenommen, Verdrängung mittels eines Gummiballs. Der vierte hydraulische Verdränger steht stellvertretend für viele Typen von Hydraulikpumpen. Ausgesucht wurde eine Zahnradpumpe. In dieser Untersuchung erwiesen sich zwei Konzepte als gleichwertig empfehlenswert, der zylindrische Hubdämpfer und der Gummibal. Beim zylindrischen Hubdämpfer ist die Abdichtung der hydraulischen Flüssigkeit an der Kolbenstange eine entscheidende Detaillösung, die die Reibung des Dämpfers stark beeinflusst. Der Gummibal hat sehr gute Eigenschaften bei Leakage und Reibung, die konstruktive Umsetzung ist ebenfalls einfach möglich. Ein Nachteil besteht bei der Implementierung der Feder und der Abstimmung der Federsteifigkeit und Bodenfreiheit am Fahrzeug. Anschließend wurden die Ventile des

Dämpfers untersucht. Zusätzlich wurde mit der Berechnung der Ventile die Baugrößen des Dämpfers auf die Ventile abgestimmt. Ausgewählt wurden zwei federbelastete Ventile, jeweils für die Zug-Stufe und die Druck-Stufe. Ein Kolbendurchmesser von 25 mm und ein Hub von  $\pm 25$  mm wurden gewählt. Das präferierte Ventil hat einen Spitzenwinkel von  $90^\circ$  und die Flüssigkeitsöffnung hat einen Durchmesser von 1,5 mm bei der Low-Speed-Stufe und 2 mm bei der High-Speed-Stufe. Die empfohlenen Ventulfedersteifigkeiten sind 1500 N/m und 500 N/m. Die Berechneten Dämpfer-Kennlinien sind vergleichbar mit den Messungen eines Öhlins TTX 25, der bisher am Formula Student Fahrzeug eingesetzt wurde. Zusammengefasst wurden die gewählten Konzepte zu einem Modell eines Dämpfers mit Gummibalg. Ein einfach umsetzbares Konzept das als Prototyp umgesetzt und getestet werden kann.

## 10 Quellenverzeichnis

- [ATZ05] **ATZ** 10/2005 Jahrgang 107
- [TRZ08] **Michael Trzesniowski**. *Rennwagentechnik*. Springer. 1. Auflage 2008 Kap. Fahrwerk
- [PEL07] **Prof. Dr.-Ing. Peter Pelz** *Beschreibung von pneumatischen Dämpfungssystemen mit dimensionsanalytischen Methoden*. Technische Universität Darmstadt. 2007
- [BAU16] **Baumüller Nürnberg GmbH** Herstellerangaben Drehstrom – Katalog Synchronmotoren 3.220.en.11/16.02.W
- [AMK18] **AMK Arnold Müller GmbH & Co. KG** Herstellerangaben Konvektionsgekühlte Servomotoren DT 4 [Online]. [Zugriff 24. August 2018] [http://amk-group.com/produkt/konvektionsgek%C3%BChlte\\_servomotoren\\_dt\\_4](http://amk-group.com/produkt/konvektionsgek%C3%BChlte_servomotoren_dt_4)
- [HAC18] **Hacker Motor GmbH Herstellerangaben** Artikel-Nr.: 71209500 [Online]. [Zugriff 24. August 2018] <http://www.hacker-motor-shop.com/CARLINE/CARLINE-Motoren/Skalar-10-1-10-Onroad-1-10-Offroad-2WD-4WD-2WDSC-/SKALAR-10-9-5-Sensor-BL-Motor.htm?SessionId=&a=article&ProdNr=71209500&p=5502>
- [SMA18] **Changzhou Smart Automation Motor Manufacturing Co., Ltd.** Herstellerangaben [Online]. [Zugriff am 20. August 2018] <http://www.smartautomation.com.cn/m/content/?633.html>
- [MAC18] **MAC Shanghai Electric Motor Company Ltd.** [Online]. [Zugriff 24. August 2018] [http://www.macmotortech.com/product\\_detail/53621hr-cd-rear-ebike-hub-motor-%EF%BC%88cassette%EF%BC%89-14645933038629568.html](http://www.macmotortech.com/product_detail/53621hr-cd-rear-ebike-hub-motor-%EF%BC%88cassette%EF%BC%89-14645933038629568.html)
- [FUL18] **CHANGZHOU FULLING MOTOR CO. LTD.** [Online]. [Zugriff 24. August 2018] [http://www.fullingmotor.eu/brushless\\_motor/57hbl94/](http://www.fullingmotor.eu/brushless_motor/57hbl94/)
- [ACE17] **ACE Stoßdämpfer GmbH** ACE\_Hauptkatalog-2017-DE. Stand 07.2017
- [ACE18] **ACE Stoßdämpfer GmbH** Herstellerangaben für TA17-7
- [BEC18] **beckisxt600.blogspot.com** 2018. [Online]. [Zugriff 16. September 2018]. <http://beckisxt600.blogspot.com/2015/12/ohlins-scott-lenkungsdampfer.html>
- [DIR18] **dirtbikemagazine.com/mr-know-it-all-steering-damper-drama/** 2018. [Online] [Zugriff 16. September 2018]. <http://dirtbikemagazine.com/wp-content/uploads/2017/05/kiaApril13-3-WEBcopy.jpg>
- [WIK01] **Wikipedia** Luftfeder 2018. [Online]. [Zugriff 16. September 2018] <http://de.wikipedia.org/wiki/Luftfederung>
- [WIK02] **Wikipedia** Zahnradpumpe 2018. [Online]. [Zugriff 16. September 2018] <http://de.wikipedia.org/wiki/Zahnradpumpe>
- [SDF09] **SAUER DANFOSS** Herstellerangaben Generelle Information D - 520L0558 • Rev BB • Sep 2009

[HE108] **Bernd Heißing** *Fahrwerkhandbuch*. 2., verbesserte und aktualisierte Auflage  
2008 Kapitel 3.6

## Anhang A

Ergänzung zum Kapitel 5.2 Vollständige Liste der verglichenen Elektromotoren

Tabelle A. 1 Analyse der Elektromotoren als Fahrzeugdämpfer

	Spannung [V]	I [A]	P <sub>N</sub> [kW]	n <sub>N</sub> [min <sup>-1</sup> ]	J [kgcm <sup>2</sup> ]	M <sub>0</sub> [Nm]	M <sub>0max</sub> [Nm]	M <sub>0max</sub>			Bei Radhub 20mm	Masse Einheit	Übersetzung auf 20 Nm
								r [m]	m <sub>Rad</sub> [kg]	r [mm]	Rocker- Winkel [deg]		
Baumüller D2D2-056-SO64W-20-	400	15.8	2.8	2000	3.6	14	25	0.05	0.14	50	30.0	9.9	0.52
Baumüller DSD2-028	400		0.6	4500 - 6000	0.2	1.2	3.9	0.0078	0.33	7.8	>90		3.33
Baumüller DSD2-036	400		0.9	4000 - 6000	0.4	2.8	8.4	0.017	0.14	16.8	>90		1.55
Baumüller DSD2-045	400		2.4	3000 - 6000	1.9	5.8	28	0.056	0.06	56	26.5		0.46
Baumüller DSD2-056	400		12	2000 - 6000	6.6	30	57	0.11	0.05	114	12.7		0.23
Baumüller DSD2-071	400		25	2000 - 6000	19	73	105	0.21	0.04	210	6.8		0.12
Baumüller DSD2-100	400		42	1200 - 6000	105	210	280	0.56	0.03	560	2.6		0.05
Baumüller DSD2-132	400		108	1000 - 6000	760	750	1050	2.1	0.02	2100	0.7		0.01
Baumüller DSD2-056SO64O-45-54	400	28.3	4	4500	3.6	10	25	0.05	0.14	50	30.0	10.9	0.52
Hacker SKALAR10	11.1		0.35	11500	0.0036		0.145	0.0003	4.25	0.29	>90	0.162	89.66
E-Bike Hub-Motor	24-48	10 - 30	0.25 - 1.5	200 - 520		20-40	40	0.08		80	18.2	3.2 - 3.7	0.33
Smart Automation 63ZYT03A-12V	12	83.5	0.125	3000	0.15*		2.7	0.0054	0.51*	5.4	>90		4.81
Smart Automation 63ZYT03B-12V	12	175	0.175	4000	0.15*		3.4	0.0068	0.32*	6.8	>90		3.82
AMK DT3-0,5-10-Rx0-9000	350	4	0.34	6000	0.1	0.64	1.9	0.0038	0.69	3.8	>90	0.8	6.84
AMK DT3-1-10-Rx0-9000	350	9.6	0.59	6000	0.27	1.59	4.5	0.009	0.33	9	>90	1.9	2.89
AMK DT4-1-10-Rx0-6000	350	4	0.44	4000	0.38	1	3.9	0.0078	0.62	7.8	>90	2.3	3.33
AMK DT4-2-10-Rx0-6000	350	6.3	0.8	4000	0.75	1.9	6.4	0.013	0.46	12.8	>90	2.7	2.03
AMK DT5-20-10-xxW-3600 fl.gekühlt	350	33	5.5	3000	8.3	20	39	0.078	0.14	78	18.7	8.6	0.33
Formula Student Radnabenmotor	>300				2.74		21	0.042	0.16	42	36.5	3.55	0.62
Fulling Motor 57BLA04	36	35		4000	0.4	0.8	2.4	0.0048	1.74	4.8	>90	1.25	5.42

## Anhang B

### Ergänzung zu Kapitel 6.5

#### Technische Daten – Zahnradpumpen Gruppe 1

		Baugröße												
		1,2	1,7	2,2	2,6	3,2	3,8	4,3	6,0	7,8	010	012		
Fördervolumen	cm <sup>3</sup> /U	1.18	1.57	2.09	2.62	3.14	3.66	4.19	5.89	7.59	9.94	12		
<b>SNP1NN</b>														
Max. Druck	bar	270	270	270	270	270	270	270	210	170	-	-		
Dauerdruck		250	250	250	250	250	250	250	190	150				
Min. Drehzahl bei 0-150 bar	min <sup>-1</sup>	800	800	600	600	600	600	500	500	500				
Min. Drehzahl bei 150 bar bis Dauerdruck		1200	1200	1000	1000	1000	1000	800	800	800				
Max. Drehzahl		4000	4000	4000	4000	4000	4000	3000	3000	3000				
<b>SEP1NN</b>														
Max. Druck	bar	230	230	230	230	230	230	230	190	160				
Dauerdruck		210	210	210	210	210	210	210	170	140				
Min. Drehzahl bei 0-150 bar	min <sup>-1</sup>	800	800	600	600	600	600	500	500	500				
Min. Drehzahl bei 150 bar bis Dauerdruck		1200	1200	1000	1000	1000	1000	800	800	800				
Max. Drehzahl		4000	4000	4000	4000	4000	4000	3000	3000	3000				
<b>SKP1NN*</b>														
Max. Druck	bar	270	270	270	270	270	270	270	250	220	170	140		
Dauerdruck		250	250	250	250	250	250	250	230	200	150	120		
Min. Drehzahl bei 0-150 bar	min <sup>-1</sup>	800	800	800	800	800	800	600	600	600	600	600		
Min. Drehzahl bei 150 bar bis Dauerdruck		1200	1200	1000	1000	1000	1000	1000	800	800	800	-		
Max. Drehzahl		4000	4000	4000	4000	4000	4000	3000	3000	3000	2000	2000		
<b>Alle (SNP1NN, SEP1NN, SKP1NN)</b>														
Gewicht	kg	1.02	1.05	1.09	1.11	1.14	1.18	1.20	1.30	1.39	1.55	1.65		
Trägheitsmoment rotierende Bauteile	x 10 <sup>-6</sup> kg·m <sup>2</sup>	3.2	3.7	4.4	5.1	5.7	6.4	7.1	9.3	11.4	14.6	17.1		
Theoret. Förderstrom bei max. Drehzahl	l/min	4.72	6.28	8.36	10.48	12.56	14.64	12.57	17.67	22.77	19.88	24		

Abbildung B. 1 Technische Daten zu Zahnradpumpen mit geringem Fördervolumen. Abbildung nach [SDF09]



## Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg  
Hamburg University of Applied Sciences

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

### Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Wilewski

Vorname: Adam

dass ich die vorliegende Bachelorthesis bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Entwicklung eines Konzeptes für einen selbst zu fertigenden Dämpfer für ein Formula Student Fahrzeug

ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

*- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -*

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der Bachelorthesis ist erfolgt durch:

Hamburg

29.09.2018

A. Wilewski

Ort

Datum

Unterschrift im Original