Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU WIEN Bibliothek Your knowledge hub

Diplomarbeit

Vergleich von Gummilagermodellen in der MKS

Ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs eingereicht an der TU Wien, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Konrad ROZANA

Mat.Nr.: 01225110

unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Werner MACK
Institut für Mechanik und Mechatronik, E325

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

D I P L O M A R B E I T

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre weiter Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch Ausland (einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, am

.....

(Konrad Rozana)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Danksagung

Mein Dank geht vor allem an Herrn Gerald Wölfel, der mich während der gesamten Zeit der Diplomarbeit immer unterstützt hat und mir viele wertvolle Hinweise und Einblicke in die MKS Simulation gegeben hat.

Außerdem geht mein Dank auch an Herrn Werner Reinalter, der mir diese Diplomarbeit in der MKS-Gruppe bei Magna Steyr in Graz ermöglicht hat.

Besonders danken möchte ich Herrn Werner Mack, meinem Betreuer von Seiten der TU Wien. Er hat sich stets Zeit genommen und keine Mühen gescheut mich beim Verfassen der Diplomarbeit zu unterstützen.

Zu guter Letzt möchte ich allen Kollegen in der MKS-Gruppe für jede Hilfe, Unterstützung für die Zusammenarbeit und interessanten Einblicke danken.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU WIEN Bibliothek Your knowledge hub

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung 1
2 Aufgabenstellung 1
3 Verhalten von Gummilagern 2
3.1 Statische Steifigkeit 3
3.2 Dynamische Steifigkeit 3
3.3 Verlustwinkel 4
3.4 Hystereseverhalten und dissipierte Energie 5
3.5 Dämpfung 6
3.6 Zusammenhang Verlustwinkel, Dämpfung und dissipierte Energie 7
3.7 Frequenzabhängigkeit 8
3.8 Amplitudenabhängigkeit 8
3.9 Temperaturabhängigkeit 11
3.10 Setzung 12
3.11 Koppelungsverhalten 13
4 Ausgewählte Literatur zu Gummilagermodellen 14
5 Beschreibung und Gegenüberstellung der Gummilagermodelle 15
5.1 KV-Modell (Adams Car Bushing-Modell) 16
5.2 Fbu-Modell (Frequency Bushing-Modell) 18
5.3 Berg-Modell 20
5.4 Geometrische Koppelung 25
6 Preprocessing 26
6.1 Ausgangssituation 26
6.2 Vorhandene Messdaten 27
6.3 Ausbesserung unplausibler Daten 29
6.4 Parameteroptimierung 30

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

6.5 Vergleich der parametrierten Modelle mit der Messung 31
7 Beschreibung des verwendeten Fahrzeugmodells 32
8 Simulation Achsanalyse 33
8.1 Achskinematik 33
8.2 Elasto-Kinematik 34
8.3 Ergebnisse und Interpretation der Achsanalyse 35
9 Simulation Fahrdynamik 42
9.1 Grundlagen Fahrdynamik und Fahrdynamikmanöver 42
9.2 Beschreibung der Fahrmanöver 42
9.3 Auswertung und Interpretation der Ergebnisse 43
10 Simulation Schwellenüberfahrten 52
11 Simulation Straßenüberfahrten 58
11.1 Ergebnisse Straßenüberfahrten im Frequenzbereich 59
11.2 Grundlagen Zählverfahren 64
11.3 Ergebnisse Straßenüberfahrten mit Zählverfahren 66
12 Rollgeräuschsimulation 69
12.1 Beschreibung des Modellaufbaus 69
12.2 Beschreibung und Ergebnisse der Rollgeräuschsimulation 69
13 Fahrkomfort 72
13.1 Grundlagen Fahrkomfort 72
13.2 Auswertung des Fahrkomforts 73
14 Vergleich Rechenzeiten und Rechenstabilität 74
15 Gegenüberstellung des Parametrierungsaufwands 75
16 Zusammenfassung und Gesamtinterpretation 77

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

1 Einleitung

Gummilager sind heutzutage in jedem Fahrzeug anzufinden und sind ein für die Fahrzeugdynamik wichtiges Element. Sie tragen maßgeblich zur Schwingungsdämpfung und somit zum Fahrkomfort und zur Fahrsicherheit bei. Darum werden die Auswirkungen der Gummilager auf die Fahrdynamik schon in der frühen Entwicklungsphase eines Fahrzeugs mitberücksichtigt. Dies geschieht unter anderem mit Hilfe von MKS-Simulationen. Um das Gummilager im MKS-Programm einbinden zu können muss ein geeignetes Modell gewählt und die Parameter dieses Modells zuvor bestimmt werden.
Bei der Auswahl eines Modells steht dem Berechnungsingenieur oft eine Vielzahl an bereits vorhandenen und erprobten Modellen zu Verfügung. Auch das Erarbeiten eines neuen Modells ist dabei eine nicht zu vernachlässigende Option. Dabei ist die Auswahl anhand mehrerer Gesichtspunkte zu treffen. Meist ist dabei ein Kompromiss zwischen Modellkomplexität bzw. Parametrierungsaufwand und Modellqualität, also wie gut mit diesem Modell das reale Verhalten abgebildet werden kann, einzugehen.

2 Aufgabenstellung

Ziel dieser Diplomarbeit ist es, die für ein MKS-Modell eines Fahrzeugs nötigen Modellelemente zur Abbildung des elastischen Verhaltens von Gummilagern untereinander zu vergleichen. Hierbei soll es sich um einen relativen Vergleich handeln. Dabei sollen nicht nur die Gummilagermodelle als einzelne Modelle untereinander vergleichen werden, sondern deren Auswirkung bei der Achsanalyse, Untersuchung von Fahrdynamik und Fahrkomfort und der Ermittlung von Lastkollektiven.
Untersucht werden sollen 3 Gummilagermodelle mit unterschiedlichen Detailierungsgraden: Kelvin-Voigt Modell (in Adams als Adams Car Bushing bezeichnet), Frequency Bushing (ebenso in Adams integriert) sowie das Berg-Modell (Integration in Adams eigens entwickelt).
Aus den Erkenntnissen dieser Arbeit soll in Zukunft jenes Gummilagermodell gewählt werden, das mit wenig Aufwand hinsichtlich Lagervermessung und Parametrierung ein für die gegebene Problemstellung zufriedenstellendes Ergebnis liefert.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

3 Verhalten von Gummilagern

Um das Verhalten eines Gummilagers gesamtheitlich erfassen zu können sind statische sowie dynamische Messungen erforderlich. Dazu wird das zu prüfende Gummilager mit einer servo-hydraulischen Prüfeinrichtung quasistatisch (mit einer geringen Auslenkgeschwindigkeit) oder dynamisch mit definiertem Amplituden- und Frequenzverlauf sinusförmig ausgelenkt. Ergebnis dieser Messungen sind quasistatische Kraft-Weg-Charakteristiken sowie dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel über der Frequenz. Als Beispiel ist ein vermessenes Lager in Abbildung 1 zu sehen.

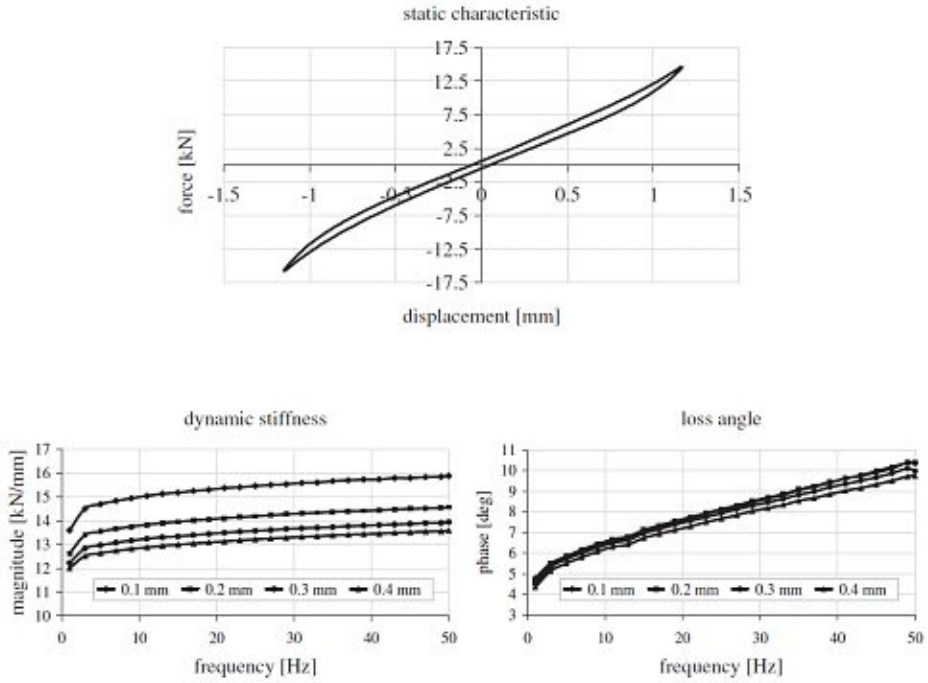

Abbildung 1: typische Kennlinien eines Gummilagers, oben: quasistatische Charakteristik, unten: dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel über Frequenz [1]

Die Notwendigkeit einer quasistatischen und dynamischen Messung ist darin begründet, dass es hardwaretechnisch nicht möglich ist bei hohen Frequenzen gleichzeitig große Amplituden auf das Gummilager aufzubringen. Somit wäre eine Progression der Steifigkeit, die nur bei hohen Amplituden auftritt, bei der dynamischen Messung nicht erfasst. Außerdem wären bei nur einer statischen Messung einige Effekte, die nur in der dynamischen Messung auftreten nicht berücksichtigt (siehe Kapitel Amplituden- und Frequenzabhängigkeit).

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Im nachfolgenden Abschnitt werden grundlegende Begriffe definiert und auf grundsätzliche Verhaltensweisen und Effekte von Gummilagern eingegangen.

3.1 Statische Steifigkeit

Die statische Steifigkeit wird während der quasistatischen Messung ermittelt und beschreibt die Steigung der Kraft- Auslenkungskennlinie, die um die Nulllage auftritt.

3.2 Dynamische Steifigkeit

Die dynamische Steifigkeit, die während der dynamischen Messung ermittelt wird, gibt das Verhältnis von maximal gemessener Kraft zur maximalen Auslenkung bei einer gegebenen Amplitude und Frequenz an. Bei Änderung der Amplitude oder Frequenz ergibt sich eine andere dynamische Steifigkeit.
Schwingungen lassen sich auch mit der komplexen Zeigerrechnung darstellen und in weiterer Folge auch die dynamische Steifigkeit herleiten. Die harmonische Wegerregung x mit der Amplitude $\hat{x}$ und der Eigenkreisfrequenz ω soll angeschrieben werden als

$$x = \hat{x}e^{j\omega t} \tag{1}$$

Die durch diese Wegerregung hervorgerufene Kraft kann genauso als Zeiger beschrieben werden und zwar mit gleicher Eigenkreisfrequenz ω jedoch anderer Amplitude $\hat{F}$ und einem Verlustwinkel δ. Der komplexe Zeiger der Kraft wird somit angeschrieben als

$$F = \hat{F}e^{j(\omega t+\delta)} \tag{2}$$

Beide Zeiger in der komplexen Zahlenebene sind in Abbildung 2 zu sehen.
Die dynamische Steifigkeit ist, wie oben schon beschrieben das Verhältnis von maximaler Kraft zu Auslenkung, im Fall der komplexen Zeigerrechnung der Quotient von Kraftamplitude zu Auslenkamplitude

$$c_{dyn} = \frac{\hat{F}}{\hat{x}} \tag{3}$$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

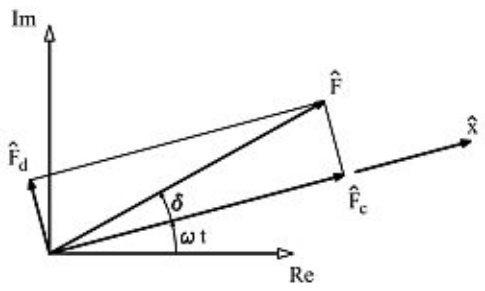

Abbildung 2: Zeigerrechnung in der komplexen Zahlenebene zur Beschreibung von dynamischer Steifigkeit sowie Verlustwinkel [2]

Auch wenn, wie Berg in [3] im Anhang erläutert, nicht zwischen statischer und dynamischer Steifigkeit unterschieden werden sollte, wird es in dieser Arbeit trotzdem gemacht, da es sich um 2 aus verschiedenen Messversuchen gewonnene Werte handelt.

3.3 Verlustwinkel

Der Verlustwinkel δ ist, wie oben schon erwähnt, der Winkel zwischen den Zeigern der Kraft und Auslenkung. Er gibt somit an, um wie viel der Zeiger der Auslenkung dem Zeiger der Kraft nacheilt. Hierbei ist zu erwähnen, dass es sich um eine Wegerregung handelt, d.h. es ist eine sinusförmige Auslenkung vorgegeben. Der Verlustwinkel kann auch im Zeitbereich dargestellt werden, siehe Abbildung 3.

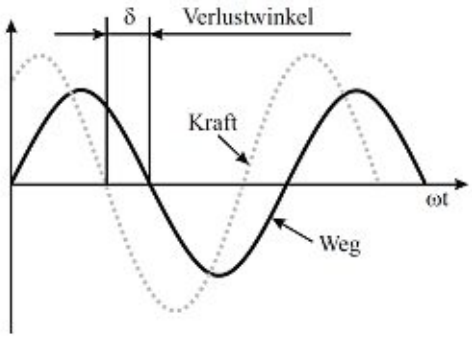

Abbildung 3: Beispielhafte Darstellung von Weg-. und Kraftsignal im Zeitbereich [4]

Entsteht ein nicht harmonischer Kräfteverlauf bei harmonischer Wegerregung (was in der Regel der Fall ist, jedoch in der Standardliteratur vernachlässigt wird), ist die obige Definition nicht ausreichend. Im Zeigerdiagramm würde in diesem Fall der Winkel zwischen

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

den Zeigern mit der Zeit variieren. Der Verlustwinkel braucht in diesem Fall eine erweiterte Definition. Er wird entweder über einen Winkel zwischen den Zeigern zu einem bestimmten Zeitpunkt definiert (z.B. Zeitpunkt zu dem der Zeiger der Auslenkung nur positiven reellen Anteil besitzt, imaginärer Anteil gleich Null) oder aber als durchschnittlicher Winkel zwischen beiden Zeigern während eines Auslenkzyklus.

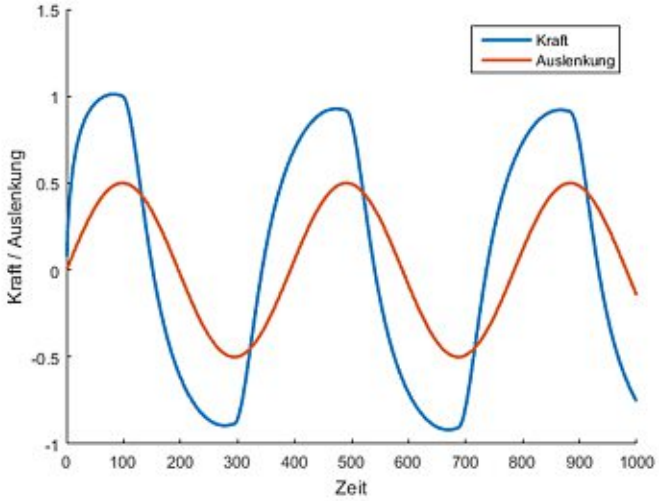

Abbildung 4: Auslenkungs- und resultierender (nicht harmonischer) Kraftverlauf

3.4 Hystereseverhalten und dissipierte Energie

Das Hystereseverhalten beschreibt, dass sich der Verlauf der Spannungs-Auslenkungs Kurve der Belastung von der Entlastung unterscheidet. Die während einer quasistatischen Messung gemessenen Kräfte werden über der Auslenkung aufgetragen was zu der schon vorhin in Abbildung 1 oben dargestellten Charakteristik führt. Zu sehen ist eine Hysterese, d.h., dass der Ast bei Entlastung nicht auf dem der Belastung liegt.
Auch während der dynamischen Messung könnte eine Charakteristik dargestellt werden was jedoch nur selten gemacht wird. Stattdessen wird, wie bereits in Abbildung 1 unten dargestellt, dyn. Steifigkeit und Verlustwinkel über der Frequenz dargestellt.
Die durch die Charakteristik eingeschlossene Fläche ist proportional der pro Auslenkzyklus dissipierten Energie E. Es ist zu erwähnen, dass nicht nur bei dynamischer Auslenkung Energie dissipiert wird, sondern auch bei quasistatischer, jedoch deutlich weniger. Dieser Sachverhalt ist für die Modellbildung zu berücksichtigen, da das einfache Kelvin-Voigt Modell beispielsweise bei quasistatischer Auslenkung keine Hysterese aufweist und somit

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

das reale Verhalten eines Gummilagers nicht exakt abbildet.
Außerdem ist eine Nichtlinearität zu sehen, was aufgrund von molekularen Bindungskräften zwischen Elastomer und Füllstoff entsteht. Als Füllstoff wird meist Ruß verwendet welcher während der Kunststoffherstellung beigemengt wird. Mit der Menge des Füllstoffs und anderen Parametern kann gezielt ein gewünschtes Materialverhalten, z.B. eine gewisse Dämpfung erzielt werden. Eine Nichtlinearität kann aber auch durch gewollte konstruktive Maßnahmen entstehen.

3.5 Dämpfung

Die Dämpfung wird definiert als das Verhältnis der dissipierten Energie E zum Produkt aus maximaler Kraft und maximaler Auslenkung während eines Auslenkzyklus.

$$D = \frac{E}{F_0\, x_0} \tag{4}$$

Sie ist somit eine relative Größe und keine absolute, so wie die dissipierte Energie. Graphisch lässt sich dieser Zusammenhang wie folgt darstellen: die Dämpfung ist das Verhältnis der Flächeninhalte der schräg schraffierten Fläche zur horizontal schraffierten Fläche, siehe nachfolgende Abbildung.

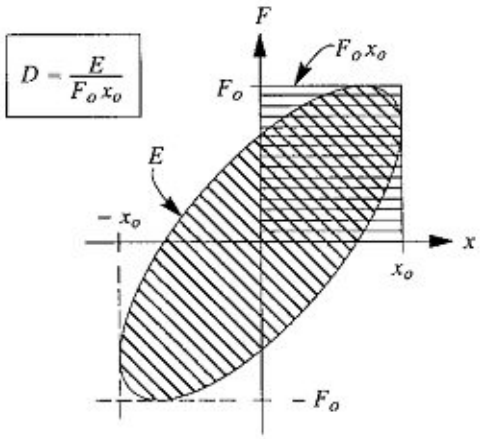

Abbildung 5: Anschauliche Darstellung der Dämpfung, schräg schraffierte Fläche: Zähler, horizontal schraffierte Fläche: Nenner [3]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

3.6 Zusammenhang Verlustwinkel, Dämpfung und dissipierte Energie

Unter der theoretischen Annahme einer harmonischen Anregung und eines harmonischen Kräfteverlaufs eines Gummilagers (was in der Realität jedoch nicht der Fall ist, siehe Abbildung 4) kann folgendes gesagt werden: die Charakteristik, also die Kraft über der Auslenkung aufgetragen, ergibt eine Ellipse. Im Grenzfall eines Verlustwinkels von 0° würde die Ellipse zu einer Geraden zusammenfallen, im Grenzfall eines (theoretischen) Verlustwinkels von 90° würde ein Kreis entstehen. Dadurch lässt sich die dissipierte Energie E, also die Fläche in der Hysterese leicht über den Verlustwinkel berechnen.

$$E = \pi \; F_0 \; x_0 \; sin(\delta) \tag{5}$$

Durch Umstellen der Formel (5) lässt sich bei bekannter dissipierten Energie der Verlustwinkel berechnen:

$$\delta = arcsin\left(\frac{E}{\pi \; F_0 \; x_0}\right) \tag{6}$$

Durch Einsetzen von Formel (5) in Formel (4) ergibt sich bei harmonischen Kraftverläufen zwischen Dämpfung und Verlustwinkel ein direkter Zusammenhang von:

$$D = \pi \; sin(\delta) \tag{7}$$

Ein harmonischer Kräfteverlauf ergibt sich aber nur bei Modellen welche nur lineare Dämpfer sowie lineare Federn beinhalten. Sobald eine nichtlineare Feder oder Dämpfer oder auch ein Reibelement beinhaltet ist, ergibt sich ein periodischer aber nicht harmonischer Kräfteverlauf. Auch ein reales vermessenes Gummilager weist keinen harmonischen Kräfteverlauf auf. Somit lässt sich die obere Formel nicht ohne weiteres verwenden (als Näherung jedoch schon). Denn im Fall eines nicht harmonischen Kräfteverlaufs entsteht keine ellipsenförmige Hysterese. Es entsteht bei Gummilagern eine an den Enden spitz zulaufende Charakteristik, was bei jeder Charakteristik vermessener Gummilager klar zu erkennen ist, siehe Abbildung 6.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

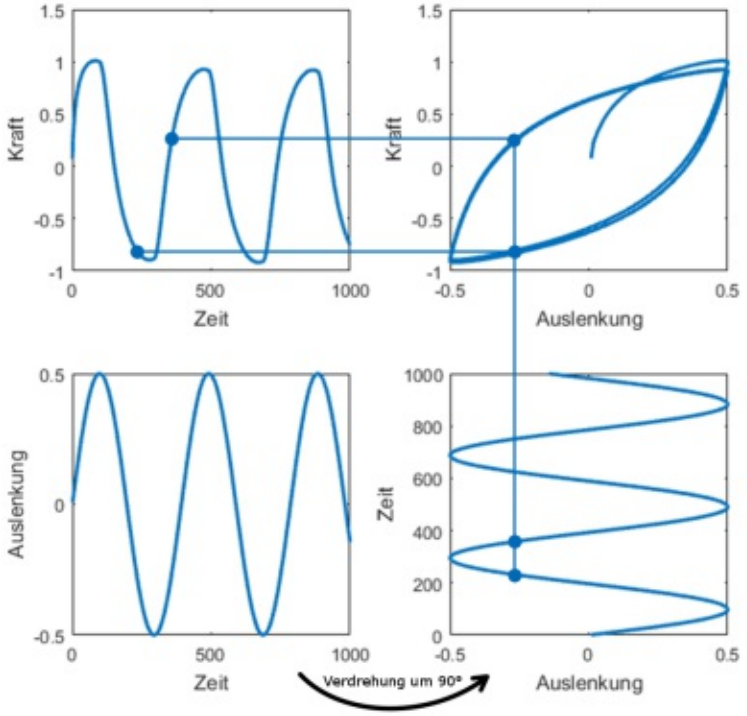

Abbildung 6: Entstehung der spitz zulaufenden Charakteristik aufgrund des nicht harmonischen Kräfteverlaufs bei harmonischer Wegerregung

3.7 Frequenzabhängigkeit

Die dynamische Steifigkeit steigt leicht mit steigender Frequenz. Genauso verhält sich auch der Verlustwinkel. Dieses Verhalten wird auch bei den Messungen in dieser Arbeit beobachtet, in anderer Literatur genauso, z.B. [3], [1].
Die Frequenzabhängigkeit des Verlustwinkels bei Gummilagern ist jedoch meist sehr gering und könnte in besonderen Fällen sogar vernachlässigt werden [4].

3.8 Amplitudenabhängigkeit

Sowohl die Steifigkeit als auch der Verlustwinkel sind von der Amplitude der Auslenkung abhängig. Der Verlustwinkel steigt meist bis zu einer Amplitude (im Bereich um 1 mm) und sinkt dann wieder [5], siehe Abbildung 7. Dieses Verhalten ist auch in den dieser Arbeit zugrundeliegenden Messungen größtenteils zu beobachten. Ein sinkender Verlustwinkel über den ganzen Amplitudenbereich, also ohne Anstieg bei geringen Amplituden, ist jedoch

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

auch möglich z.B. in [6] zu sehen. Eine allgemeine Aussage zur Amplitudenabhängigkeit des Verlustwinkels kann also nicht getroffen werden.

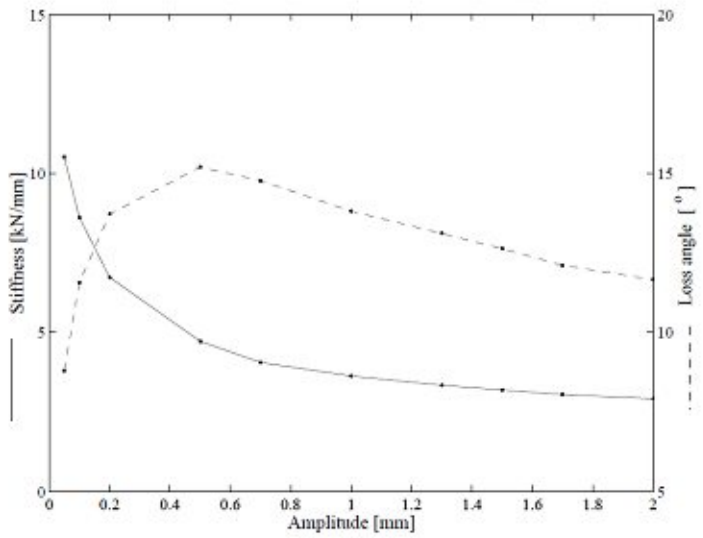

Abbildung 7: Abhängigkeit der dynamischen Steifigkeit und des Verlustwinkels von der Amplitude der Auslenkung [5]

Die amplitudenabhängige dynamische Steifigkeit von Elastomeren kann grundsätzlich durch 2 Effekte beschrieben werden: den Mullins- und den Payne-Effekt.

Mullins-Effekt

Der Mullins-Effekt beschreibt das Phänomen der Entfestigung eines zuvor unbelasteten Elastomers mit Füllstoff. Das heißt, dass bei mehrmaliger gleich großer Dehnung eines Elastomers die auftretende Spannung bei jedem darauf folgenden Zyklus geringer ist, als im Dehnzyklus davor. Mit anderen Worten: Wenn man mit einer Elastomerprobe einen Zugversuch mehrmals wiederholt, dann würde die ermittelte Steifigkeit mit jedem weiteren durchgeführten Versuch immer geringer ausfallen [7].
Dieser Entfestigungsmechanismus ist auf die Zerstörung der chemischen Verbindungen zwischen der Elastomermatrix und dem Füllstoff zurückzuführen. Eine detaillierte Untersuchung dieses Effektes dokumentiert Mullins in [8], nach dem dieser Effekt benannt wurde. Die Tatsache, dass der Mullins-Effekt auftritt, muss bei der statischen Steifigkeitsmessung von Gummilagern beachtet werden. Deshalb ist eine Vorkonditionierung des zu messenden Gummilagers nötig. Dazu wird das Gummilager vor der eigentlichen Messung mit einer

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

etwas höheren Amplitude, als die während der Messung einige Male ausgelenkt. Dieser verwendete Vorkonditionierungsvorgang muss exakt definiert sein und eingehalten werden um eine Reproduzierbarkeit zu gewährleisten.

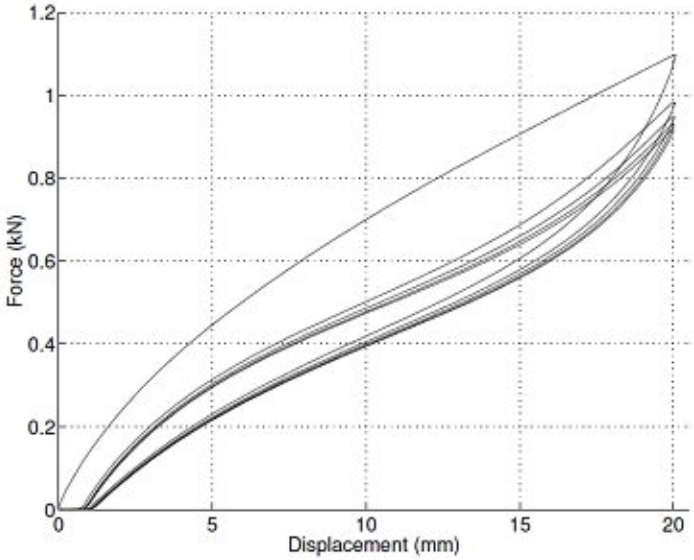

Abbildung 8: Kraft-Weg-Kurve zur Veranschaulichung des Mullins-Effekts [6]

Payne-Effekt

Im Gegensatz zum Mullins-Effekt, welcher bei quasistatischen Beanspruchungen mit großer Amplitude zu beobachten ist, tritt der Payne-Effekt bei dynamischen Beanspruchungen und geringer Amplitude auf [7], siehe Abbildung 8. Dieser Effekt besagt, dass mit steigender Amplitude bei dynamischen Versuchen der Modul bzw. in weiterer Folge die dynamische Steifigkeit sinkt [9]. Dieser Effekt ist umso stärker, je mehr Füllstoff im Kunststoff enthalten ist. Bei ungefüllten Elastomeren ist dieser Effekt nicht zu beobachten.
Quantitativ kann dieser Effekt durch die dynamische Verhärtung DH ausgedrückt werden, welche durch das Verhältnis von dynamischer zu statischer Steifigkeit definiert ist.

$$DH = \frac{c_{dyn}}{c} \tag{8}$$

Der Wert der dynamischen Verhärtung kann zwischen 1,1 und 2,5 liegen [10]. Die Abhängigkeit der dynamischen Steifigkeit von Frequenz und Amplitude, die eine wichtige Eigenschaft von Gummilagern darstellt, werden nochmal in Abbildung 9 zusammengefasst. Auf der linken Seite sind die Hysteresen bei 1 Hz und Amplituden von 0,05 bis 0,7 mm

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

dargestellt. Die sich mit der Amplitude verändernde Neigung der Hysteresen, also der dyn. Steifigkeit ist klar zu erkennen. Mit steigender Amplitude sinkt die dynamische Steifigkeit, wie bereits ausführlich vorhin beschrieben.
Auf der rechten Seite sind Hysteresen mit Amplituden von 0,1 mm und Frequenzen von 0,05, 50 und 100 Hz dargestellt. Auch hier sind die unterschiedlichen Neigungen, und somit Steifigkeiten klar zu sehen.

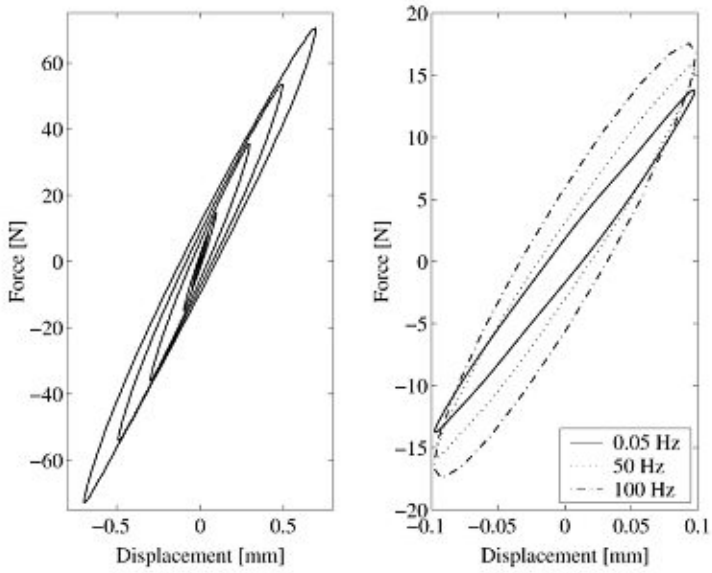

Abbildung 9: Hysteresekurven zur Veranschaulichung der Amplituden- (links) und Frequenzabhängigkeit [11]

3.9 Temperaturabhängigkeit

Das im Gummilager enthaltene Elastomer unterliegt auch einer Temperaturabhängigkeit, siehe Abbildung 10. Dabei ist der betrachtete Temperaturbereich in 3, für Kunststoffe typische, Bereiche unterteilt. Im ersten, dem Glasbereich, verhält sich der Kunststoff spröde, der Schubmodul ist hoch, der Verlustfaktor klein. Im zweiten Bereich, dem Glasübergangsbereich oder auch Erweichungsbereich, wird der Kunststoff weicher, der Schubmodul sinkt, der Verlustwinkel nimmt sein Maximum an. Im dritten Bereich, dem Gummibereich, ist der Schubmodul am geringsten, und der Verlustwinkel sinkt wieder auf ein etwas höheres Niveau als im Glasbereich. Die Lage dieser Bereiche kann mit Additiven verändert werden. Da das Elastomer im Gummilager bei „Normalbedingungen“ immer im Gummibereich arbeitet und in diesem Bereich die Abhängigkeit von der Temperatur nur gering ausfällt,

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

wird bei Gummilagermodellen für Kfz-Entwicklungen auf das Mitmodellieren von Temperaturabhängigkeit verzichtet.

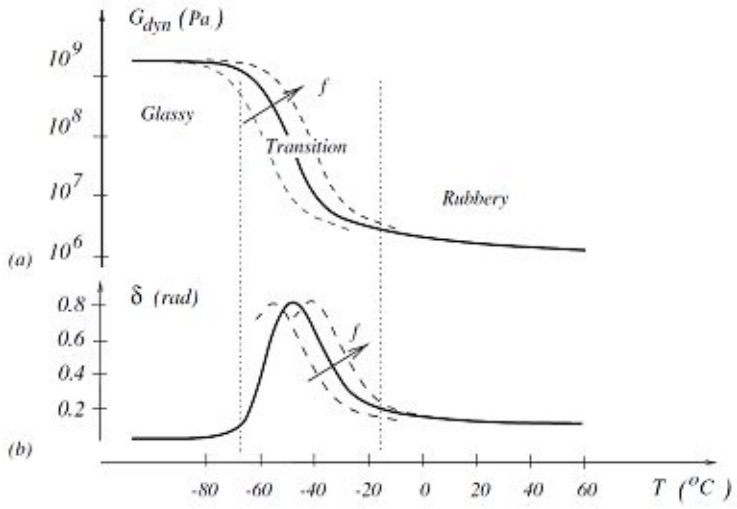

Abbildung 10: Schubmodul und Verlustfaktor von Kunststoff [6]

3.10 Setzung

Für Gummilager, die ständig mit statischer Vorlast belastet werden, tritt aufgrund des viskoelastischen Verhaltens von Elastomeren eine Setzung auf. Das sollte bei der Auslegung von Gummilagern berücksichtigt werden. Je nach Zusammensetzung des Elastomers fällt diese Setzung mehr oder weniger stark aus, kann sich aber theoretisch genau abschätzen lassen (siehe [10] Seite 429).

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

3.11 Koppelungsverhalten

Das Koppelungsverhalten von Gummilagern beschreibt, dass durch eine Auslenkung eines Gummilagers in eine Richtung die Steifigkeit in einer anderen Richtung beeinflusst wird. In [12] wird eine Koppelung zwischen radialer und torsionaler und in [13] zwischen axialer und torsionaler Richtung untersucht. In [14] wird über ein Koppelungsverhalten zwischen radialer und torsionaler Richtung im dynamischen Fall berichtet. In [15] wird auch auf das Koppelungsverhalten zwischen radialer und axialer Richtung eingegangen.
In Abbildung 11 soll dieses Koppelungsverhalten beispielhaft erläutert werden. Zu sehen sind 2 Charakteristiken der axialen Verdrehung. In Schwarz die reine axiale rotatorische Anregung mit 1 Hz und 5° Amplitude. In Rot die mit zusätzlicher radialer Auslenkung von 3 mm. Die unterschiedlichen Neigungen der Charakteristiken lassen darauf schließen, dass die axiale Verdrehsteifigkeit, aufgrund der radialen Auslenkung, abgenommen hat.
Das Koppelungsverhalten, welches die Steifigkeiten beeinflusst, ist klar von der geometrischen Koppelung zu unterscheiden (siehe Kapitel „Geometrische Koppelung“ auf Seite 25).

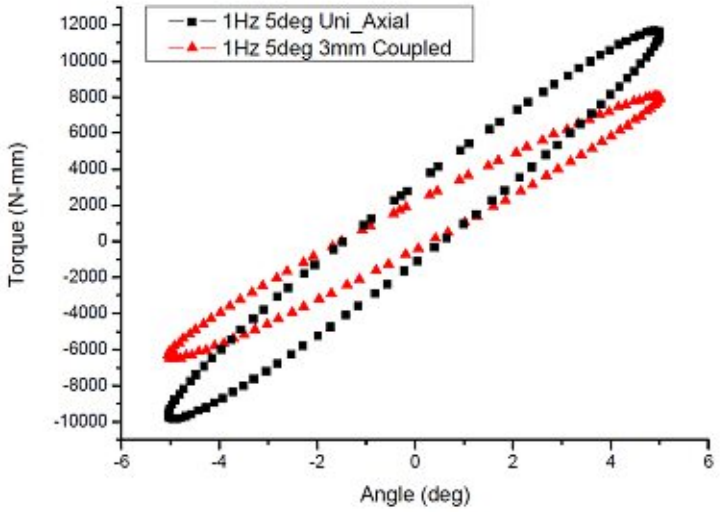

Abbildung 11: Veranschaulichung des Koppelungsverhalten, schwarze Hysterese: nur axiale rotatorische Anregung, rote Hysterese: axiale rotatorische Auslenkung (wie bei schwarzer Hysterese) mit überlagerter radialen translatorischen Auslenkung [14]

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

4 Ausgewählte Literatur zu Gummilagermodellen

In [1] (behandelt inhaltlich die gleichen Fragestellungen wie diese Diplomarbeit) werden 4 leicht variierte Modelle vorgestellt und untereinander verglichen. Die dort verwendeten Modellvarianten sind in Abbildung 12 zu sehen.

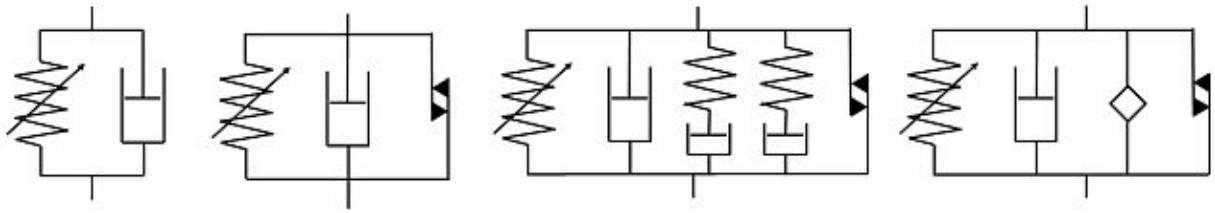

Abbildung 12: Gummilager-Modellvarianten welche in [1] verglichen werden (Variante 1 links bis Variante 4 rechts)

Variante 1 besteht aus einer nichtlinearen Feder und einem linearen Dämpfer. Variante 2 besteht aus einer nichtlinearen Feder, einem Reibelement und einem linearen Dämpfer. Variante 3 besteht aus einer nichtlinearen Feder, einem Reibelement, 2 Maxwellelementen und einem linearen Dämpfer. Variante 4 besteht aus einer nichtlinearen Feder, einem Reibelement, einem Spring-Pot Element[1] sowie einem linearen Dämpfer. Als Reibelement wird jeweils dasselbe wie auf Seite 20 beschriebene Reibmodell nach Berg verwendet.
Die beste Übereinstimmung mit den gemessenen statischen und dynamischen Kennlinien nach der Parametrierung ergab das Modell 4 mit dem Spring-Pot-Element.
Die Performance dieser Gummilagermodelle wurde darüber hinaus mit einem realen Versuch verglichen, in welchem das Gummilager mit einer stochastischen Amplitudenanregung beaufschlagt wurde. Im Zeitbereich ergaben die gemessene und simulierte Kraft aller Gummilagermodelle bis auf die einfache Variante 1 eine gute Übereinstimmung.
Außerdem wurden die Gummilagermodelle in Hinblick auf eine Schadensakkumulationskurve, sowohl als alleinstehendes Modell mit stochastischer Amplitudenanregung sowie „verbaut“ im Querlenker eines MKS-Modells einer Vorderachse während einer Dauerbelastung untereinander verglichen. Variante 4 war zum Zeitpunkt der Veröffentlichung nicht

[1] Das Spring-Pot Element ist eine Kombination, wie der Name bereits sagt, aus Spring und Dashpot, also aus Feder und Dämpfer. Mit einem Modellparameter, welcher definitionsbedingt zwischen 1 und 0 liegt, kann das Verhalten zwischen idealer Feder oder idealem Dämpfer gesteuert werden. Dieses Modell basiert auf der fraktionalen Infinitesimalrechnung. Der Vorteil dieses Elementes ist die gute Abbildung von dyn. Steifigkeit und Verlustwinkel über einen sehr großen Frequenzbereich. Dadurch ist es bei Verwendung dieses Elementes auch möglich akustische Phänomene zu untersuchen. Auf die Methode der fraktionalen Infinitesimalrechnung und die Anwendung für Gummilagermodelle wird in [5] S.13 näher eingegangen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

verfügbar und ist somit für den „verbauten“ Fall im MKS-Modell der Vorderachse nicht dokumentiert.
Im Vergleich zu den in Versuchen gemessenen Schadensakkumulationskurven zeigt Variante 3, also mit 2 Maxwellelementen, in beiden Fällen die beste Übereinstimmung.
In [15] wird ein Gummilagermodell vorgestellt, das mit Variante 3 aus [1] (siehe Abbildung 12 drittes Modell von links) bis auf das Reibmodell identisch ist. Außerdem wurde das Koppelungsverhalten in radialer und axialer Richtung mathematisch beschrieben und im Modell mitmodelliert.
Das vorgestellte Gummilagermodell wurde „eingebaut“ in einem MKS-Modell einer Einzelradaufhängung und mit dem Adams Car Bushing (KV-Modell, siehe Kapitel 5.1) verglichen. Dazu wurde die Dynamik der Aufhängung für oszillierende Bremsmomente untersucht. Ein deutlicher Unterschied in der Höhe und Lage der Resonanzüberhöhung ist dabei zu erkennen.
Eine komplett andere Herangehensweise an die Modellierung des Gummilagermodells wird in [16] vorgestellt. Hier wird anstatt eines rheologisches Modells ein Black Box Modell mit neuronalen Netzwerken für die Modellierung herangezogen. Dass sich dieses Modell für die MKS-Simulation nicht wirklich durchsetzen konnte, liegt daran, dass Black Box Modelle nicht wie rheologische Modelle variierbar sind. Eine Änderung eines Parameters im Modell und leichte Nachvollziehbarkeit dieser Änderung auf das Modellverhalten, wie es bei einem rheologischen Modell der Fall ist, ist beim Black Box Modell nicht möglich.

5 Beschreibung und Gegenüberstellung der Gummilagermodelle

Gummilagermodelle werden als rheologische Modelle, also als parallele und serielle Schaltung von Federn, Dämpfern, Reibelementen und ähnlichem, aufgebaut.
Je mehr Elemente ein Modell beinhaltet, desto besser kann mit dem Modell das reale Verhalten angenähert werden, jedoch steigt damit die Parameteranzahl und somit auch der Parametrierungsaufwand (mehr zum Parametrierungsaufwand siehe Kapitel 15).
Im Folgenden werden alle 3 in dieser Arbeit untersuchten Gummilagermodelle näher erläutert.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

5.1 KV-Modell (Adams Car Bushing-Modell)

Das Adams Car Bushing-Modell (in dieser Arbeit als KV-Modell bezeichnet, KV=Kelvin-Voigt) besteht aus einer linearen Feder (das in dieser Arbeit erweiterte Modell ist mit einer nichtlinearen Feder versehen) und einem linearen Dämpfer. Die Lagerkraft dieses Elements ist

$$F = F_F + F_D \tag{9}$$

mit der Federkraft

$$F_F = c\,x \tag{10}$$

sowie der Dämpferkraft

$$F_D = k\,\dot{x} \tag{11}$$

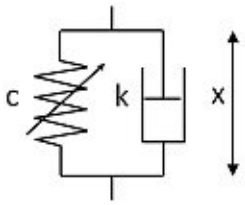

Abbildung 13: KV-Modell

Dieses Modell ist das aufgrund der Einfachheit am häufigsten verwendete Element um das mechanische Verhalten von Elastomeren abzubilden, da es nur 2 Parameter benötigt:

- c: Steifigkeitskoeffizient der linearen Feder
- k: Dämpfungskoeffizent des linearen Dämpfers

Mit der Zeigerrechnung lassen sich der Verlustwinkel und die dynamische Steifigkeit herleiten:
Der Zeiger der Auslenkung wird mit

$$x = \hat{x}\,e^{j\,\omega\,t} \tag{12}$$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

beschrieben. Seine zeitliche Ableitung ergibt sich zu

$$\dot{x} = \hat{x}\ j\ \omega\ e^{j\,\omega\,t}. \tag{13}$$

Der Zeiger der Kraft, welcher mit dem Verlustwinkel δ voreilt, wird mit

$$F = \hat{F}\ e^{j(\omega\,t+\delta)} \tag{14}$$

beschrieben. Werden diese Ausdrücke in die Definition der dynamischen Steifigkeiten eingesetzt, so lässt sich schreiben:

$$c_{dyn}(\omega) = \left|\frac{F(j\omega)}{x(j\omega)}\right| = \left|\frac{c\,\hat{x}\ e^{j\,\omega\,t} + k\hat{x}\ j\ \omega\ e^{j\,\omega\,t}}{\hat{x}\ e^{j\,\omega\,t}}\right| = \sqrt{c^2 + k^2\,\omega^2} \tag{15}$$

Der Verlustwinkel ergibt sich aus dem Argument zu

$$\delta(\omega) = arg\left(\frac{F(j\omega)}{x(j\omega)}\right) = arctan\left(\frac{k\ \omega}{c}\right) \tag{16}$$

Eine beispielhafte Darstellung dieser beider dynamischen Kenngrößen in Abhängigkeit der Frequenz ist in Abbildung 14 zu sehen. Die dynamische Steifigkeit und der Verlustwinkel eines tatsächlich parametrierten Gummilagers ändert sich nicht so stark mit der Frequenz, siehe Abbildung 26 und Abbildung 27.

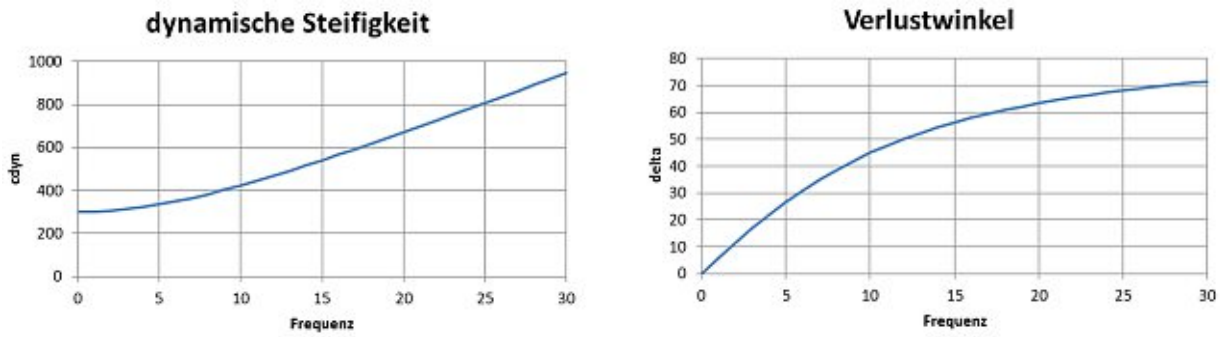

Abbildung 14: Beispielhafter Verlauf von dynamischer Steifigkeit und Verlustwinkel über Frequenz für das KV-Modell mit frei gewählten Parametern

Durch die geringe Anzahl an frei wählbaren Parametern ist der qualitative Verlauf dieser Kennwerte über der Frequenz sehr eingeschränkt. Bei der dynamischen Steifigkeit ist im Anfangsbereich eine progressive Kennlinie zu sehen. Diese geht bei höheren Frequenzen

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

in eine annähernd linear steigende Kennlinie über. Da der tatsächliche Verlauf der dynamischen Steifigkeit grundsätzlich degressiv ist, kann sie somit nicht über den ganzen Frequenzbereich der tatsächlichen Kennlinie angenähert werden.
Auch der Verlustwinkel wird mit der Tangensfunktion nicht exakt abgebildet, da er immer durch den Ursprung verläuft und mit hohen Frequenzen gegen einen Wert von 90° geht, also überproportional groß wird (Richtwert bei Gummilagern ca. 10°). Das ist auch bei der Gegenüberstellung von Messung zu Modell auf Seite 32 deutlich zu sehen.
Außerdem kann mit diesem Modell keine Amplitudenabhängigkeit abgebildet werden.
Aus erster Überlegung kann gesagt werden, dass dieses Gummilagermodell nur in einem kleinem Frequenzbereich verwendet werden kann, für welchen die 2 Parameter gewählt wurden, da hier das Modell die Realität am besten abbildet. Dazu muss die Anregefrequenz im Vorhinein bekannt sein, um die geeignete Parameterwahl zu treffen.
Vorteil dieses Modells ist ein einfacher Parametrierungsvorgang und eine sehr vereinfachte Messprozedur des Gummilagers, da theoretisch im einfachsten Fall dyn. Steifigkeit und Verlustwinkel bei nur einer bestimmten Frequenz und Amplitude vermessen werden müssen.
Das KV-Modell ist in Adams standardmäßig implementiert. Es lässt sich auch eine nichtlineare Feder in Adams parametrieren, was in dieser Arbeit auch gemacht wird. Diese Parametrierung erfolgt mit Stützpunkten, die dazwischen interpoliert werden, im Folgenden Splines bezeichnet. Außerdem beinhaltet dieses Modell eine geometrische Koppelung (mehr dazu siehe Kapitel 5.4).

5.2 Fbu-Modell (Frequency Bushing-Modell)

Das Frequency Bushing-Modell (in dieser Arbeit als fbu-Modell bezeichnet) besteht, wie in Abbildung 15 zu sehen, aus einem Kelvin-Voigt Element(Feder und Dämpfer parallel), in Serie dazu ein Dämpfer und parallel dazu eine Feder. Alle Federn und Dämpfer sind in diesem Modell linear, jedoch lässt sich auch hier die Feder c1 in Adams mit einer nichtlinearen Kennung versehen um das teils starke nichtlineare Verhalten von Gummilagern abzubilden. Wie auch das KV-Modell, ist das fbu-Modell in Adams standardmäßig implementiert.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

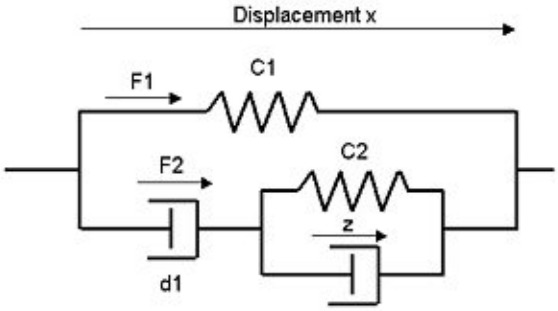

Abbildung 15: Modellaufbau des fbu-Modells [17]

Die resultierende Kraft dieses Modells ergibt sich laut [17] zu:

$$F_{lin} = C1\ x + d1(\dot{x} - \dot{z}) = C1\Big(x + \frac{d1}{C1}(\dot{x} - \dot{z})\Big) = C1(x + y(\dot{x} - \dot{z})) \tag{17}$$

mit

$$\dot{z} = \frac{1}{1+\beta}\Big(\dot{x} - \frac{\alpha}{\gamma}z\Big), \tag{18}$$

$$\alpha = \frac{C2}{C1}, \tag{19}$$

$$\beta = \frac{d2}{d1}, \tag{20}$$

$$\gamma = \frac{d1}{C1}. \tag{21}$$

Zur vollständigen Parametrierung sind 4 Parameter nötig:

- $d1, d2$: Dämpfungskoeffizienten der linearen Dämpfer
- $c1, c2$: Steifigkeitskoeffizienten der linearen Federn

Die Parametrierung dieses Modells erfolgt durch Vorgabe der statischen Steifigkeit sowie des Verlustwinkels bei 15 Hz. Die Koeffizienten α, β und γ werden von Adams intern selber gewählt um diese Vorgaben zu erreichen. Der Verlauf der dynamischen Steifigkeit ergibt sich aus diesen Koeffizienten, also ist er nur indirekt durch die Wahl des Verlustwinkels bei 15 Hz beeinflussbar. Der Verlauf der Kennlinien ist somit auch hier sehr stark vorgegeben, siehe Abbildung 16. In dieser Arbeit wird die Feder anstatt mit einem Steifigkeitskoeffizienten $c1$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

mit einer nichtlinearen Kennung (mit Splines) parametriert. Außerdem beinhaltet dieses Modell eine geometrische Koppelung (siehe Kapitel 5.4).

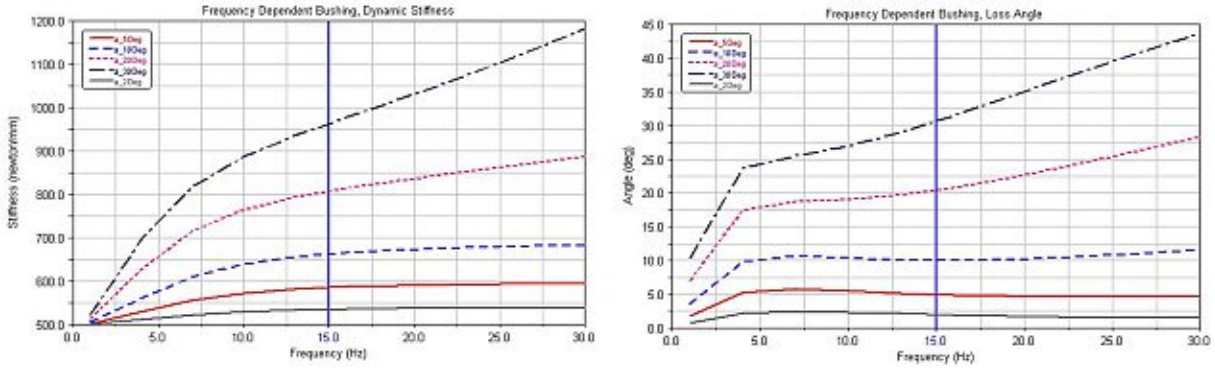

Abbildung 16: Verlauf von dynamischer Steifigkeit und Verlustwinkel über Frequenz für das fbu-Modell [17]

5.3 Berg-Modell

Das dritte in dieser Arbeit betrachtete Modell ist ein leicht modifiziertes Berg-Modell [3]. Es besteht aus 3 Anteilen: einem elastischen, einem viskosen und einem Reibanteil.
Das rheologische Modell dazu ist in Abbildung 17 zu sehen. Es besteht aus einer nichtlinearen Feder (elastischer Anteil), 3 Maxwell Elementen (viskoser Anteil) und einem Reibelement (Reibanteil). Die Gesamtkraft dieser 3 Anteile ergibt sich somit zu:

$$F = F_F + F_V + F_R \tag{22}$$

Dieses Modell ist im Vergleich zu dem ursprünglich in [3] von Berg vorgestellten leicht verändert. Zum einen wird eine nichtlineare Feder anstatt einer linearen verwendet, zum anderen werden 3 Maxwell Elemente statt einem verwendet.

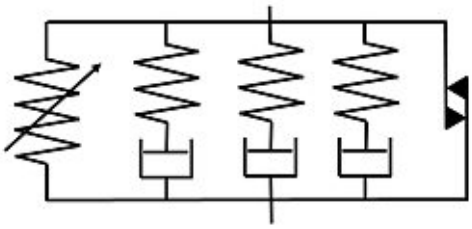

Abbildung 17: Berg-Modell

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Elastischer Anteil

Der elastische Anteil, also die nichtlineare Federkraft, wird beschrieben mit

$$F_R = k(x)\ x \tag{23}$$

wobei $k(x)$ die Steifigkeit als Funktion der Auslenkung x ist. $k(x)$ wird dabei durch eine Anzahl von Stützpunkten definiert, zwischen welchen die Funktion interpoliert wird (Spline). Im Gegensatz dazu wird im ursprünglich von Berg vorgestellten Modell ein Steifigkeitskoeffizient K_e verwendet.
Die maximale Kraftamplitude F_{eo} sowie die während eines Auslenkzyklus dissipierte Energie E_e des elastischen Anteils lässt sich anschreiben mit:

$$F_{eo} = k(x_0)\ x_0, \tag{24}$$

$$E_0 = 0 \tag{25}$$

Der elastische Anteil hat keinen Beitrag zur dissipierten Energie.

Viskoser Anteil

Die frequenzabhängige viskose Kraft wird mit 3 Maxwell Elementen abgebildet, welche aus linearen in Serie geschalteten Federn und Dämpfern bestehen. Die maximale Kraftamplitude F_{vo} und die während eines Auslenkzyklus dissipierte Energie E_v eines Maxwell Elements lassen sich wie folgt anschreiben:

$$F_{vo} = \frac{\omega\ C}{\sqrt{1 + (\omega\ C/K_v)^2}} x_0, \tag{26}$$

$$E_v = \frac{\pi\ \omega\ C}{1 + (\omega\ C/K_v)^2} x_0^2 \tag{27}$$

Dabei ist C der Dämpfungsbeiwert des Dämpferelements, K_V ist der Steifigkeitsbeiwert des Federelements und ω die Kreisfrequenz des Erregersignals.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Reibanteil

Die Reibkraft F_R wird beschrieben durch:
Falls $x > x_s$:

$$F_R = F_{fs} + \frac{x(t) - x_s}{x_2(1-\alpha) + (x(t) - x_s)}(F_{fmax} - F_{fs}) \tag{28}$$

Falls $x < x_s$:

$$F_R = F_{fs} + \frac{x(t) - x_s}{x_2(1+\alpha) - (x(t) - x_s)}(F_{fmax} + F_{fs}) \tag{29}$$

Falls $x = x_s$:

$$F_R = F_{fs} \tag{30}$$

mit

$$\alpha) \frac{F_{fs}}{F_{fmax}} \tag{31}$$

x_s und F_{fs} sind die Referenzwerte, welche die Auslenk- und die Kraftwerte am Umkehrpunkt eines Auslenkzyklus sind. Die Referenzwerte x_s und F_{fs} ändern sich somit mit jedem Umkehrpunkt und bleiben bis zum nächsten konstant. Handelt es sich um den steigenden Ast der Hysterese, d.h. die Auslenkung x steigt, so ist die Gleichung 28 zu verwenden, sinkt sie, ist die Gleichung 29 anzuwenden.
Die maximale Kraftamplitude F_{fo} und die während eines Auslenkzyklus dissipierte Energie E_f lassen sich wie folgt darstellen:

$$F_{f0} = \frac{F_{fmax}}{2\,x_2}\left(\sqrt{{x_2}^2 + {x_0}^2 + 6x_2x_0} - x_2 - x_0\right), \tag{32}$$

$$E_f = 2F_{fmax}\left(2x_0 - x_2(1+\alpha_0)^2\, ln\frac{x_2(1+\alpha_0) + 2x_0}{x_2(1+\alpha_0)}\right) \tag{33}$$

mit

$$\alpha_0 = \frac{F_{f0}}{F_{fmax}} \tag{34}$$

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Als Veranschaulichung der etwas komplexen Formulierung des Reibmodells soll eine harmonische Anregung des Reibelements (keine andere Elemente/Anteile) erfolgen. Die dabei entstandene Hysterese aus 3 Auslenkzyklen ist in Abbildung 18 zu sehen.

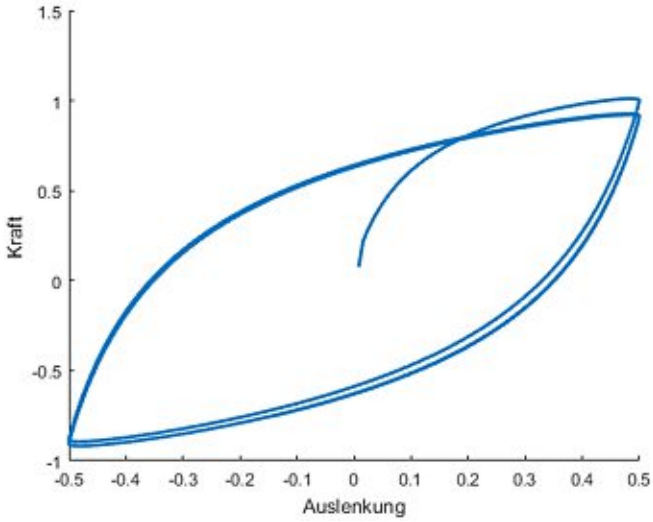

Abbildung 18: Veranschaulichung des Verhaltens des Reibelements

Der von der Nulllage ausgehende erstdurchlaufene Ast endet bei dem größten Kraftwert. Alle nachfolgenden Auslenkungen erreichen einen immer kleineren Wert. Es ist somit eine Analogie zum Mullins-Effekt zu erkennen (siehe Seite 9). Mit jedem Auslenkzyklus nähert sich die Hysterese einer Endhysterese asymptotisch. Das sieht man in der oberen Abbildung gut, da zwischen zweitem und drittem Durchlauf der Hysterese die Unterschiede nur mehr minimal sind.
Wie bereits in Kapitel 3.3 beschrieben entsteht durch das Reibelement bei harmonischer Wegerregung eine nichtharmonische Kraft, siehe Abbildung 4.
Zur vollständigen Beschreibung des von Berg ursprünglichen Modells sind 5 Parameter nötig: K_e, F_{fmax}, x_2, K_V und C.
Bei Verwendung von 3 statt einem Maxwell Element, wie vorhin beschrieben, sind zusätzliche 4, also insgesamt 9 Parameter nötig. Bei Nichtlinearität der Feder ist anstatt eines Parameters eine zusätzliche Funktion (Spline) nötig.
Ausgehend von dem einfacheren von Berg vorgestellten Modell, also jenem mit 5 Parametern, soll auf diese Parameter kurz näher eingegangen werden:

- Der Parameter K_e beschreibt die Steigung der quasistatischen Charakteristik um den

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Ursprung. (siehe Abbildung 19)

- F_{fmax} ist die maximale Kraft, die das Reibelement aufbringen kann, geometrisch beschreibt er die halbe Höhe der quasistatischen Charakteristik in der Mitte
- x_2 gibt jene Auslenkung an, die aus der Nulllage aufgebracht werden muss, damit das Reibelement eine Kraft von $F_{fmax}/2$ beiträgt.
- K_V und C definieren das dynamische Verhalten des Modells

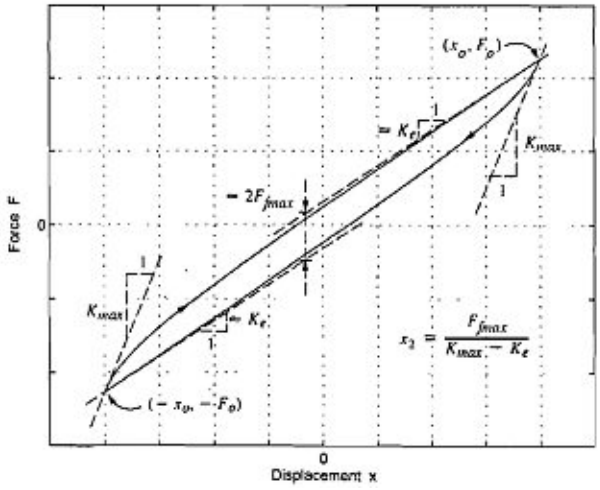

Abbildung 19: grafische Veranschaulichung der Parameter des Berg-Modells [18]

Was dieses Modell von den 2 anderen in dieser Arbeit grundlegend unterscheidet, ist das Reibelement. Dieses führt zur Amplitudenabhängigkeit. (Da sich mit ändernder Amplitude der maximale Umkehrpunkt ändert, hat das auch direkt Einfluss auf die Referenzwerte x_s und F_fs des Reibmodells und in weiterer Folge auch auf die Kraft des Reibelements.) Außerdem ist durch das Reibelement auch im quasistatischen Fall eine Ausbildung der Hysterese möglich, da die Reibkraft von der Auslenkgeschwindigkeit unabhängig ist. Somit ist das Bergmodell eine bessere Nachbildung des realen Verhaltens eines Gummilagers. Beide vorhin vorgestellten Modelle können im quasistatischen Fall keine Hysterese ausbilden.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

5.4 Geometrische Koppelung

Die oben behandelten Gummilagermodelle stellen jeweils das Zusammenspiel von Kraft zu Auslenkung in nur einem Freiheitsgrad dar. Dabei hat jedes Gummilager theoretisch 6 Freiheitsgrade, also 3 der Translation und 3 der Rotation. In diesem Fall soll unter Freiheitsgrad die Relativbewegung des Außenrings zum Innenring des Gummilagers (beide als starr angenommenen) verstanden werden. Starrkörperverschiebungen werden hier nicht dazugezählt. Somit können für ein Gummilager insgesamt 6 solcher Modelle zusammengefasst werden um das Verhalten des gesamten Gummilagers in allen Richtungen abzubilden. Alle dieser 6 Richtungen können unabhängig voneinander parametriert werden, oder aber auch eine Beeinflussung mit einem Koppelungsverhalten mitmodelliert werden (siehe Kapitel 3.11).
Wird ein Gummilagermodell mit nichtlinearen Kennungen parametriert, so ist eine geometrische Koppelung nötig (nicht zu verwechseln mit Koppelungsverhalten). Mit der geometrischen Koppelung wird eine Verfälschung der simulierten Auslenkkraft vermieden, die bei isolierter Betrachtung der einzelnen Freiheitsgrade entstehen würde.

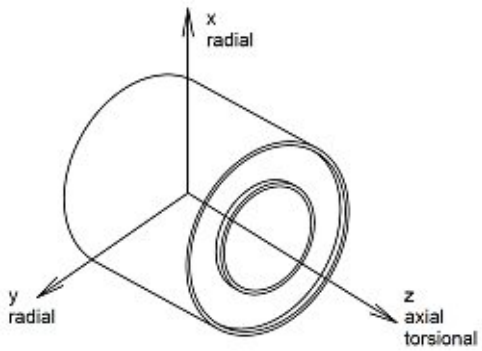

Abbildung 20: beispielhaftes rotationssymmetrisches Gummilager

Anschaulich darstellen lässt sich dieser Sachverhalt anhand eines Beispiels: Es soll eine geometrische Koppelung zwischen den radialen Richtungen (x und y) vorgenommen werden. Es wird eine Rotationssymmetrie des Gummilagers um die z-Achse (siehe Abbildung 20) angenommen. Dadurch ergibt sich sowohl in x als auch in y-Richtung die gleiche nichtlineare Steifigkeitskennung. Aber auch in jede andere Richtung in der x-y-Ebene ergibt sich dieselbe.
Eine reine Auslenkung x_aus in x-Richtung würde eine Kraft F_{xaus} in x-Richtung ergeben. Man beachte, dass sich die Auslenkung x_aus gerade am Ende des linearen Bereichs

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

der Kennlinie befindet, siehe Abbildung 21 links. Eine gleich große Auslenkung y_aus in y-Richtung würde auch eine Kraft F_{yaus} in y-Richtung ergeben. Beide Auslenkungen überlagert würden eine Gesamtauslenkung x_{ges} von $\sqrt{{x_{aus}}^2 + {y_{aus}}^2}$ ergeben, siehe Abbildung 21 rechts. Die Kraft und Auslenkrichtung wäre dabei in der X-Y-Ebene und zwar 45° zur X-Achse. Ohne geometrischer Koppelung wäre die Gesamtkraft $\sqrt{{F_{xaus}}^2 + {F_{yaus}}^2}$ (in Abbildung als Kreuz markiert) was jedoch nicht der Realität entspräche. Durch die Überlagerung der Einzelauslenkungen ist die Gesamtauslenkung größer als die Einzelauslenkungen was dazu führt, dass die Gesamtkraft bereits im progressiven Bereich der Steifigkeitskennung liegt und die resultierende Kraft viel größer ist (in Abbildung 21 rechts mit Punkt markiert). Durch die geometrische Koppelung wird dieser Sachverhalt berücksichtigt und im Modell ausgeglichen.

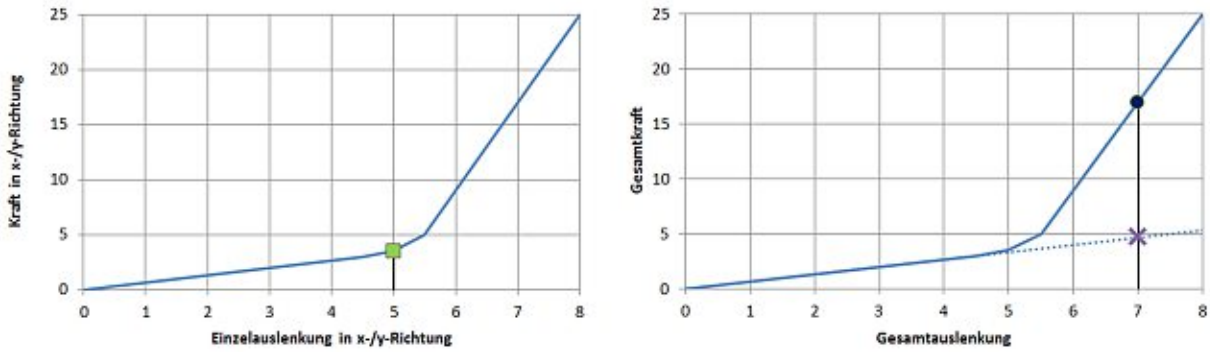

Abbildung 21: links: nichtlineare Steifigkeitskennung in x- bzw. y-Richtung, rechts: gleiche Stefigkeitskennung aufgrund rotationssymetrischem Gummilager, Kreuz: Gesamtkraft ohne geometrischer Koppelung, Punkt: (reale) Gesamtkraft mit geometrischer Koppelung

6 Preprocessing

6.1 Ausgangssituation

Ausgangssituation für die Simulationen war ein bereits vorhandenes MKS-Modell eines SUVs (siehe Kapitel „Beschreibung des verwendeten Fahrzeugmodells“).
Weiters waren Messdaten sämtlicher vermessener Gummilager in Exceltabellen vorhanden.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

6.2 Vorhandene Messdaten

Messdaten für die Parametrierung standen für größtenteils alle 3 translatorischen sowie rotatorischen Raumrichtungen in Rohform als Exceltabellen zur Verfügung, siehe Abbildung 22 bis Abbildung 24. Mit dem Wort „größtenteils“ im voranstehenden Satz soll angemerkt werden, dass bei einigen wenigen Ausnahmen nicht alle 6 Freiheitsgrade vermessen wurden, wenn diese nicht oder nur unwesentlich für die Dynamik im Fahrzeug beitragen.
Es wurden quasistatische sowie dynamische Messungen durchgeführt. Die Messgeschwindigkeiten während den quasistatischen Messungen betrugen größtenteils 1 mm/sek bzw. 1°/sek.
Bei den dynamischen translatorischen Messungen wurde meist ein Frequenzbereich von 1 Hz bis 50 Hz in 1 Hz Schritten und Amplitudenwerten 0,1 mm, 0,2mm, 1 mm, 2 mm und 5 mm durchlaufen. Für die dynamischen rotatorischen Messungen wurde meist ein Frequenzbereich von 1 Hz bis 30 Hz in 1 Hz Schritten und Amplitudenwerte von 0,1°, 0,2°, 1°, 2° und 5° durchlaufen. Während dieser wurden dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel mitgemessen sowie weitere Daten, die hier nicht benötigt wurden. In einigen wenigen Ausnahmen wurde nicht der gesamte vorhin genannte Frequenzbereich oder große Amplitudenwerte durchgemessen. Grund dafür war die durch die Hardware teilweise beschränkte Messmöglichkeit.
Gewisse Gummilager, welche im Fahrzeug zweimal verbaut sind wurden oft auch zweimal vermessen, obwohl es sich um das gleiche Gummilager mit denselben Steifigkeitswerten handelte. Da sich jedoch durch Fertigungstoleranzen (diese treten auch bei Hydrolagern auf, Details in [2]) der Gummilager und Messrauschen immer leichte Abweichungen ergeben haben, wurden Verlustwinkel und dynamische Steifigkeit gemittelt.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

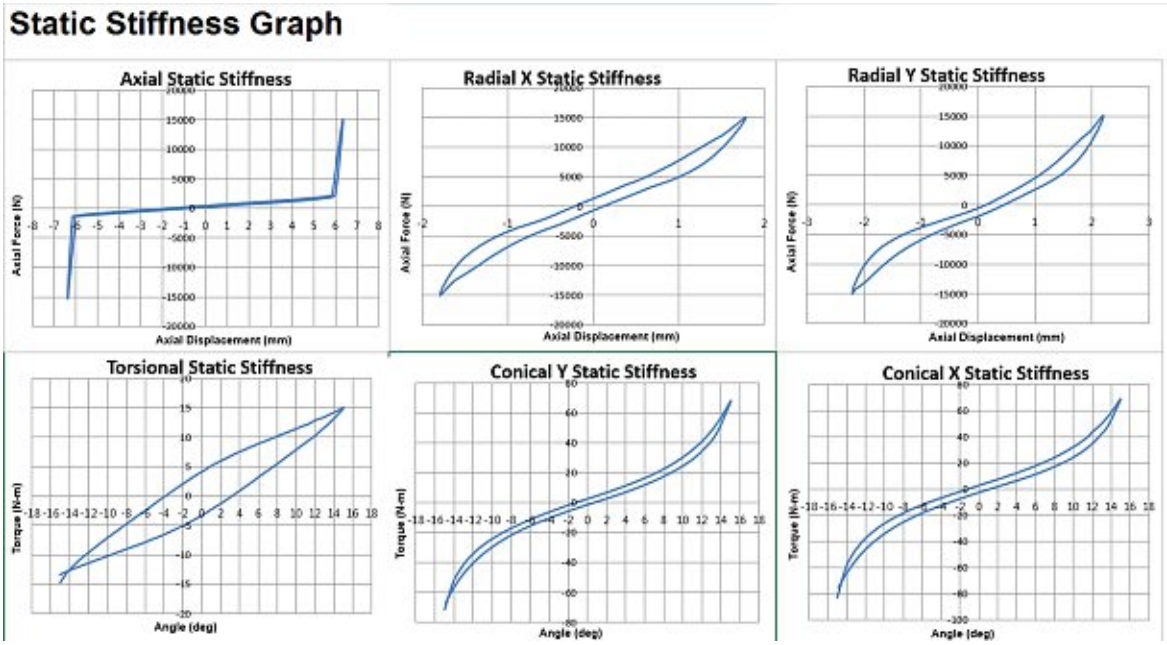

Abbildung 22: quasistatische Hysteresen eines vermessenen Gummilagers, oben: translatorisch, unten: rotatorisch

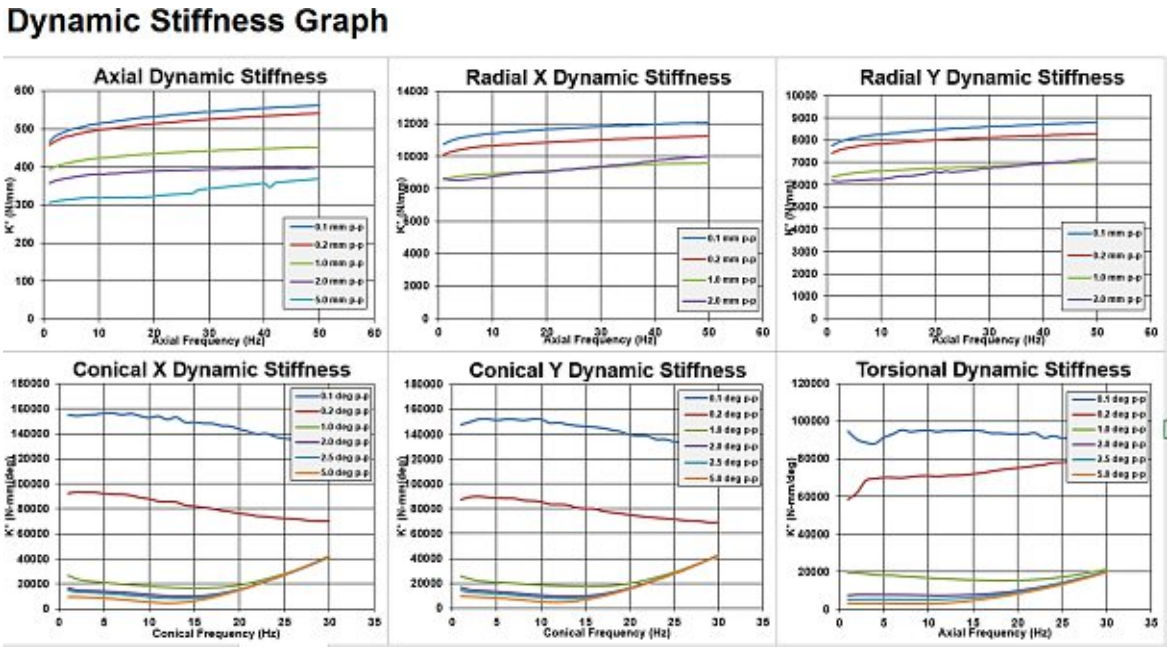

Abbildung 23: dynamische Steifigkeiten eines vermessenen Gummilagers, oben: translatorisch, unten: rotatorisch

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

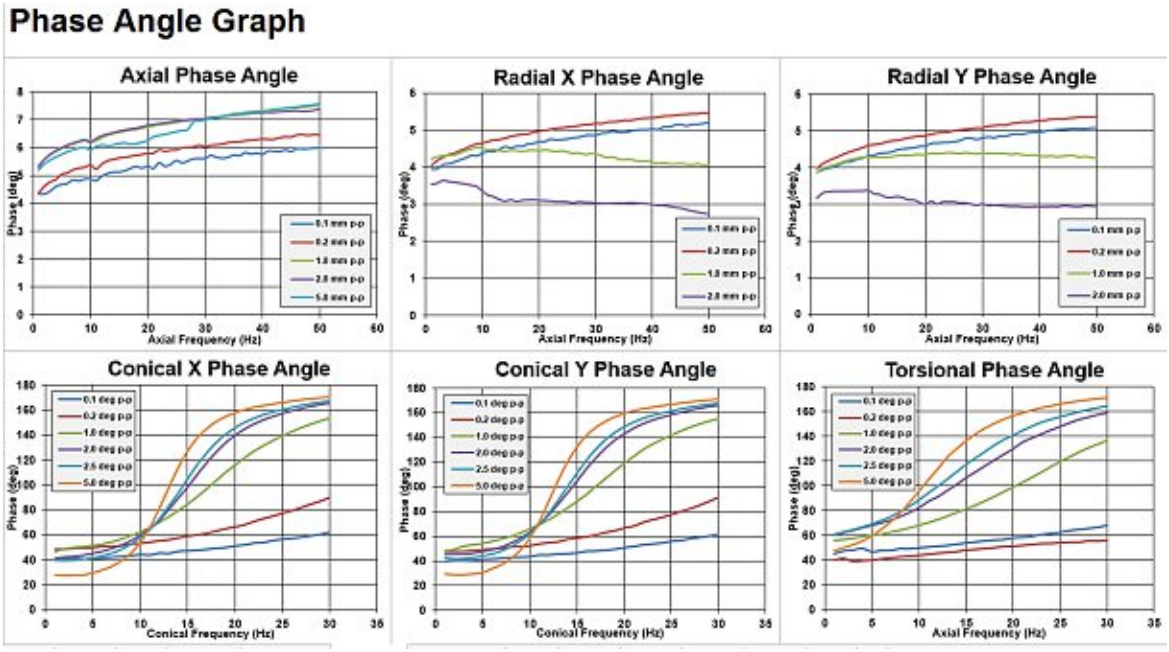

Abbildung 24: Verlustwinkel eines vermessenen Gummilagers, oben: translatorisch, unten: rotatorisch

6.3 Ausbesserung unplausibler Daten

Aus unbekannten Gründen waren die dynamischen Steifigkeiten sowie Verlustwinkel für die rotatorischen Freiheitsgrade unplausibel. Sie zeigten im Vergleich zur quasistatischen Messung überproportional hohe dynamische Steifigkeiten. Die Verlustwinkel waren mit Werten von bis zu 170° außerhalb des für Gummilager typischen Bereichs welcher nicht mehr als 20° sein sollte.

Als Notlösung wurde auf Basis von anderen vermessenen Gummilagern der typische Verlauf der dynamischen Steifigkeit sowie des Verlustwinkels extrahiert, eine Relation zur statischen Steifigkeit hergestellt und diese als Funktion der statischen Steifigkeit definiert. Somit war es möglich mit den bekannten statischen Steifigkeiten die dynamischen Steifigkeiten und Verlustwinkel über der Frequenz abzuschätzen. Da die rotatorischen Freiheitsgrade im Vergleich zu den translatorischen viel weniger ausgelenkt und belastet werden und somit dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel der Rotation einen kleineren Einfluss auf die Dynamik haben, wird nur eine geringe Verfälschung durch diese Abschätzung erwartet.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

6.4 Parameteroptimierung

Die Parameteroptimierung wird mit einem eigens von Magna Steyr speziell für das Berg-Modell entwickeltem Optimierungsprogramm durchgeführt. Es basiert auf dem Least-Squares-Verfahren. Während dieser Arbeit wurde dieses Programm noch verbessert bzw. um weitere Funktionen erweitert. Neben der Optimierung der Parameter für das Berg-Modell liefert das Programm auch Parameter für das fbu-Modell.
Vor der Parameteroptimierung mussten die nötigen Messdaten aus den Exceldatenblättern extrahiert, aufbereitet und als Textdateien abgespeichert werden, was bei der Menge an Daten effektiv mit selbst erstellten VBS-Makros erfolgte. Der grobe Ablauf dieser Optimierung stellt sich wie folgt dar:

- Einlesen der zuvor aufbereiteten Textdateien
- Überprüfen auf Plausibilität der Daten
- Erkennen von auf- und absteigende Werten in den quasistatischen Messdaten
- Optimierung von nichtlinearer Splines
- Optimierung der restlichen Parameter unter Berücksichtigung der dynamischen Messungen und bestimmter Bedingungen

Nach dem Optimierungsvorgang wird die fertige Parametrierungsdatei für das Berg-Modell sowie für das fbu-Modell vom Optimierungsprogramm ausgeschrieben. Aus der fbu-Parametrierungsdatei wird die Parametrierungsdatei des KV-Modells manuell abgeleitet, siehe Abbildung 25. Dabei wird lediglich der Wert des Verlustwinkels bei 15 Hz der fbu-Parametrierungsdatei durch einen Dämpfungswert ersetzt. Dieser wurde mit folgender Formel ermittelt und durchgehend angewendet, um eine Vergleichbarkeit der parametrierten Lager zu gewährleisten:

$$d = \frac{c}{2\pi f} tan\left(\frac{\delta\pi}{180}\right) \tag{35}$$

mit
d Dämpfung in Ns/mm bzw. in N mm s / °
c statische Steifigkeit in N/mm bzw. in N mm / °
f Anregefrequenz in Hz
δ Verlustwinkel bei Anregefrequenz f in °

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

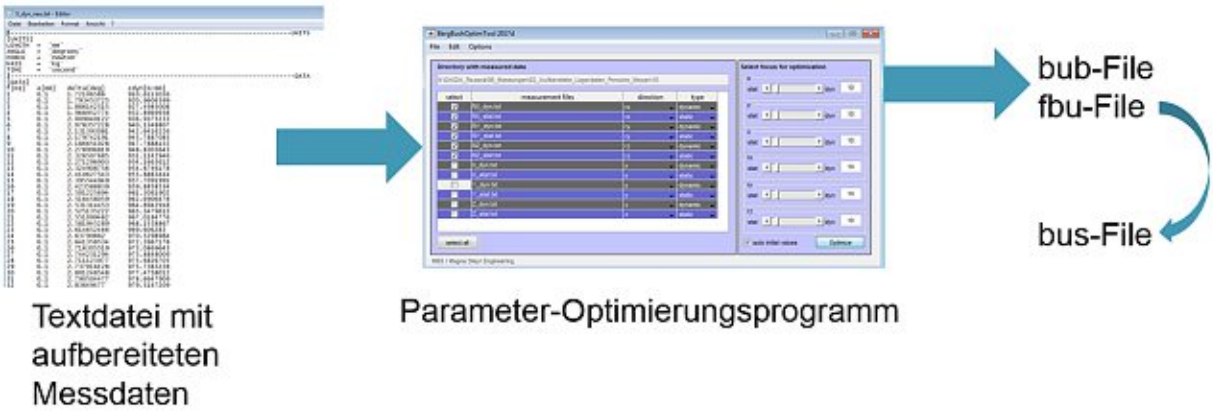

Abbildung 25: Workflow der Parameteroptimierung aller 3 Modelle

6.5 Vergleich der parametrierten Modelle mit der Messung

Hier sollen die Modellverhalten der Lagermodelle gegenüber den gemessenen Lagerverhalten beispielhaft gegenübergestellt werden. Dazu werden dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel der parametrierten Lagerstellen 1 und 2 (Definition siehe Seite 48) der Messung gegenübergestellt, jeweils bei einer Amplitude von 1mm, siehe Abbildung 26 und Abbildung 27.

Die in Kapitel 5.1 erwähnte „Überdämpfung“ des KV-Modells bei hohen Frequenzen ist hier klar erkennbar. Die Versteifung des KV-Modells fällt bei der gewählten Parametrierung im betrachteten Frequenzbereich von 0 -50 Hz gar nicht auf. Diese würde erst bei viel höheren Frequenzen auftreten.

Das fbu-Modell zeigt eine im Vergleich zur Messung etwas zu stark mit der Frequenz zunehmende dynamische Steifigkeit sowie einen zu geringen Verlustwinkel unter 5 Hz. Außerdem würde bei Betrachtung höherer Frequenzen der Verlustwinkel zu stark anwachsen. Zu erwähnen ist auch, dass der Knick bei 5Hz der Verlustwinkelkennlinie, auf die niedrige Auflösung der Frequenz zurückzuführen ist. Eine höhere Auflösung würde einen stetigen Verlauf der Kennlinie ergeben.

Das Berg-Modell ist aufgrund der höheren Parameteranzahl viel besser an die Messung anpassbar.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

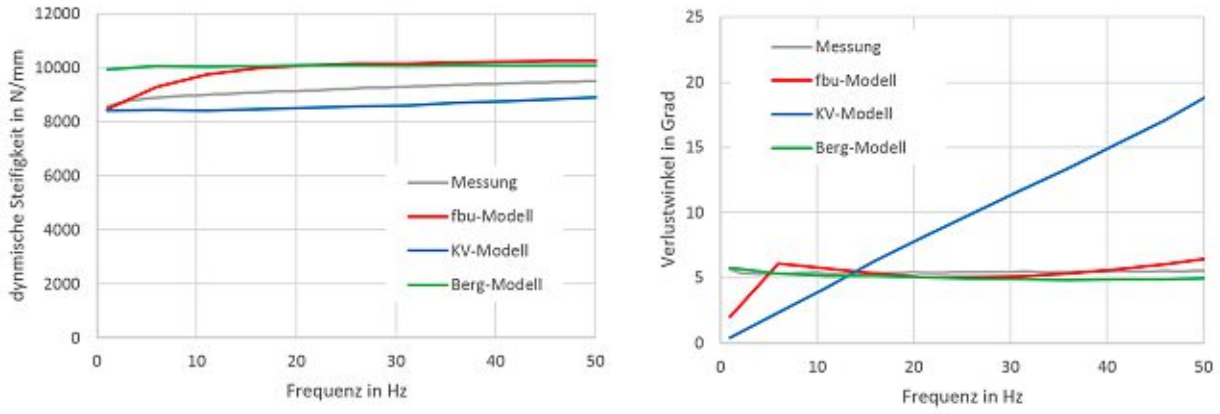

Abbildung 26: Vergleich des Modellverhaltens zum realen Verhalten von Lagerstelle 1 bei 1mm Auslenkamplitude

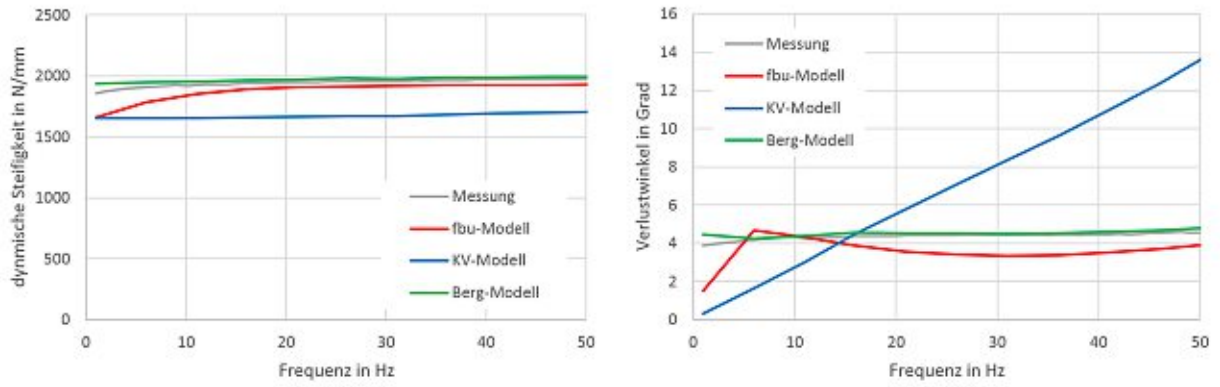

Abbildung 27: Vergleich des Modellverhaltens zum realen Verhalten von Lagerstelle 2 bei 1mm Auslenkamplitude

7 Beschreibung des verwendeten Fahrzeugmodells

Das für die Simulationen verwendete Fahrzeugmodell ist in Adams Car aufgebaut und ist in Abbildung 28 zu sehen. Es handelt sich um ein SUV mit Allradantrieb mit längseingebautem Motor und einer Momentenaufteilung vorne:hinten von 40:60. Die Karosserie sowie sämtliche Lenker sind als starre Körper modelliert. Im Antriebsstrang sind die Steifigkeiten der Antriebswellen abgebildet.

Bei der Vorderachse handelt es sich um eine aufgelöste Doppelquerlenkerachse (5 Lenker) wobei die Lagerstelle des hinteren unteren Lenkers aufbauseitig/karosserieseitig als Hy-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

drolager ausgeführt ist, siehe Abbildung 40. Die Hinterachse (Fahrschemel, gelagert mit 2 Gummilagern und 2 Hydrolagern) ist mit einem 4 Punkt-Lenker (H-Arm) unten und zwei 2-Punkt Lenker oben ausgeführt, siehe Abbildung 41. Der Motor-Getriebe-Verband wird an 3 Punkten gelagert: 2 Lagerstellen vorne als Hydrolager, eine hinten (unter Getriebe) als Gummilager. Zusätzlich dazu ist eine Drehmomentenstütze vorhanden. Als Reifenmodell wird für die Fahrdynamiksimulationen, welche auf glatter Oberfläche stattfinden, ein Pacejka-Reifenmodell verwendet, für Fahrmanöver auf unebenen Strecken ein FTire Modell. Als Fahrermodell wird der in Adams integrierte Adams-Driver genutzt.
Insgesamt beinhaltet das Fahrzeugmodell 23 verschieden parametrierte Gummilagermodelle.

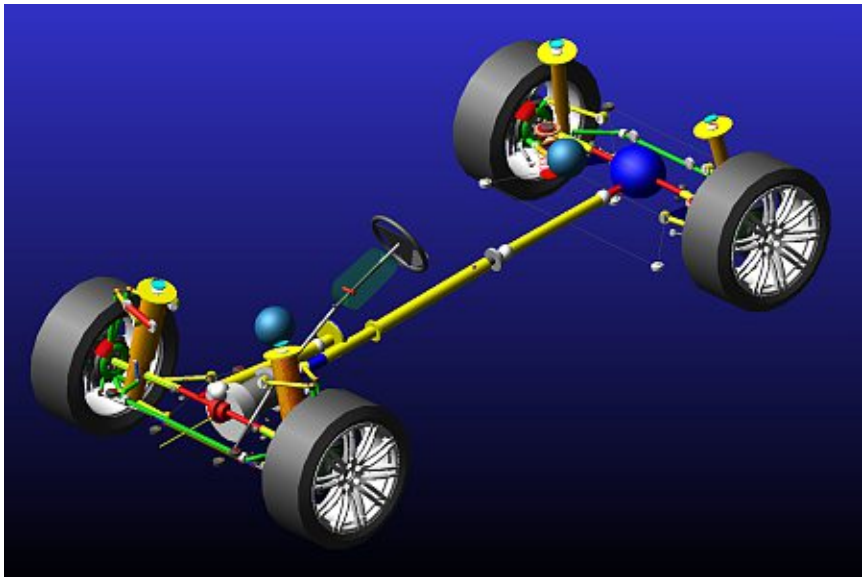

Abbildung 28: Das für den Vergleich verwendete Fahrzeugmodell in Adams Car

8 Simulation Achsanalyse

8.1 Achskinematik

Die Achskinematik (oder auch Fahrwerkskinematik oder Kinematik der Radaufhängung) beschreibt die Relativbewegung des Rades gegenüber dem Aufbau. Diese hat in weiterer Folge maßgeblichen Einfluss auf das Fahrverhalten des Fahrzeugs in verschiedenen Fahrsituationen, da sich durch Radlaständerungen die Stellung des Rades (Spur, Sturz) durch Einfedern gegenüber der Fahrbahn ändert und dadurch das Kraftübertragungspotenzial

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

des Reifens beeinflusst wird. Somit ist schon in der frühen Entwicklungsphase eines Fahrzeugs die Auslegung der Achskinematik ein wichtiger Entwicklungsschritt. Dazu bedient man sich verschiedener Kenngrößen, die die Eigenschaft der Achsen beschreiben. Normativ werden die meisten dieser Kenngrößen/Begriffe in der DIN 70000 definiert.
Diese Kenngrößen sind jedoch nicht konstant, sondern ändern sich mit dem Einfederweg und Lenkeinschlag. Diese Abhängigkeiten werden in sogenannten Raderhebungskurven dargestellt.

8.2 Elasto-Kinematik

Die Gelenkpunkte in einer Radaufhängung sind nicht ideal starr, sondern durch elastische Gummilager miteinander verbunden. Ebenso sind die Lenker wie auch andere Teile wie Radträger oder Achsschemel auch nicht ideal starr. Diese lassen eine gewisse zusätzliche Beweglichkeit des Rades zu und beeinflussen die zuvor genannten Kennwerte und Raderhebungskurven. Ohne der Berücksichtigung dieser Tatsache während der Entwicklung des Fahrwerks würde sich die Kinematik des Rades am realen Fahrzeug nicht wie gewünscht verhalten.
Wird das Achskinematikmodell um diese Elastizitäten erweitert und somit die Elastizitäten von Gummilagern und anderen Teilen bei der Fahrwerksauslegung berücksichtigt, kann das elasto-kinematische Verhalten analysiert werden.
Im Fall der Elasto-Kinematik sind nicht nur Einfederungsweg und Einlenkwinkel Eingangsgrößen, sondern auch die wirkenden Kräfte. D.h. die Relativbewegung des Rades gegenüber Aufbau ist auch vom durchgeführten Fahrmanöver abhängig. Es entsteht somit eine Vielzahl von möglichen Radstellungen und Belastungsmöglichkeiten. Aufgrund der Komplexität dieser Aufgabe wurde die elasto-kinematische Auslegung vor der Verfügbarkeit schneller Rechner auf empirischem Wege bewältigt. Mit der heutigen Rechenleistung ist die elasto-kinematische Auslegung genauer und ein Durchspielen vieler Lastfälle und Variationen schneller möglich.
Ein anschauliches und sehr ausführliches Beispiel der Elasto-Kinematik an einer Einzelradaufhängung unter verschiedenen Lastfällen sowie auch in Verbindung mit einem Hilfsrahmen gibt Matschinsky in [19] ab S.287.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

8.3 Ergebnisse und Interpretation der Achsanalyse

Unter Achsanalyse wird eine Menge von definierten Achsauslenkungen (mit Stempeln des Achsprüfstandes, siehe Abbildung 29) und Achsbelastungen bei festgehaltenem Aufbau verstanden, um die wichtigsten Eigenschaften und Verhaltensweisen der Achse bzw. der Radaufhängungen zu untersuchen. Ergebnis dieser Analyse sind die zuvor genannten Raderhebungskurven und andere Diagramme sowie Kennwerte. Die in dieser Achsanalyse rein kinematischen Analysen (siehe in den nachfolgenden Abbildungen in der Legende: kinematics) berücksichtigen keine Bauteilelastizitäten, die elasto-kinematischen Analysen (in der Legende mit compliant bezeichnet) berücksichtigen nur Elastizitäten der Gummilager, nicht jedoch der Lenker oder ähnlicher Bauteile, diese sind starr modelliert (siehe Kapitel 7).

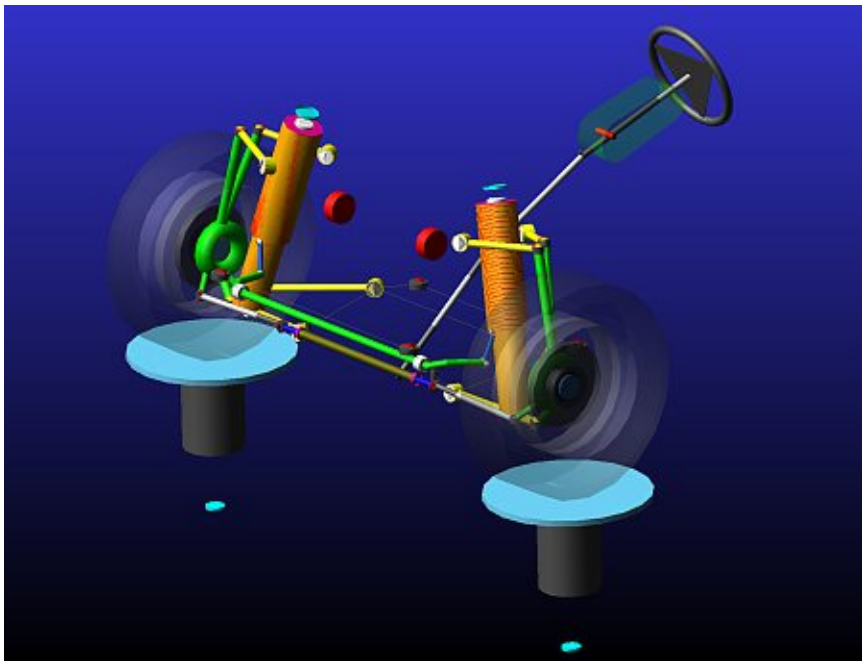

Abbildung 29: Vorderachsprüfstand in Adams

Es ist zu betonen, dass es sich bei dieser Achsanalyse um eine quasistatische Analyse handelt, d.h. dass es keine dynamischen Effekte gibt. Dämpferelemente haben in den Gummilagermodellen keinen Einfluss. Somit wirken beim KV-Modell und fbu-Modell nur die nichtlineare Feder und beim Berg-Modell noch zusätzlich das Reibelement. Da die nichtlinearen Kennungen der KV- und fbu-Modelle jedoch gleich sind, ergeben sich in den Raderhebungskurven und anderen Kennlinien und Kennwerten identische Werte. Das ist in den

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

folgenden Diagrammen daran zu erkennen, dass die blaue Kennlinie des KV-Modells gar nicht zu sehen ist, weil sie durch die identische rote Kennlinie des fbu-Modells verdeckt wird.
Im Folgenden werden die Ergebnisse der Achsanalyse der Vorder- sowie der Hinterachse genauer beschrieben.

Vorderachse

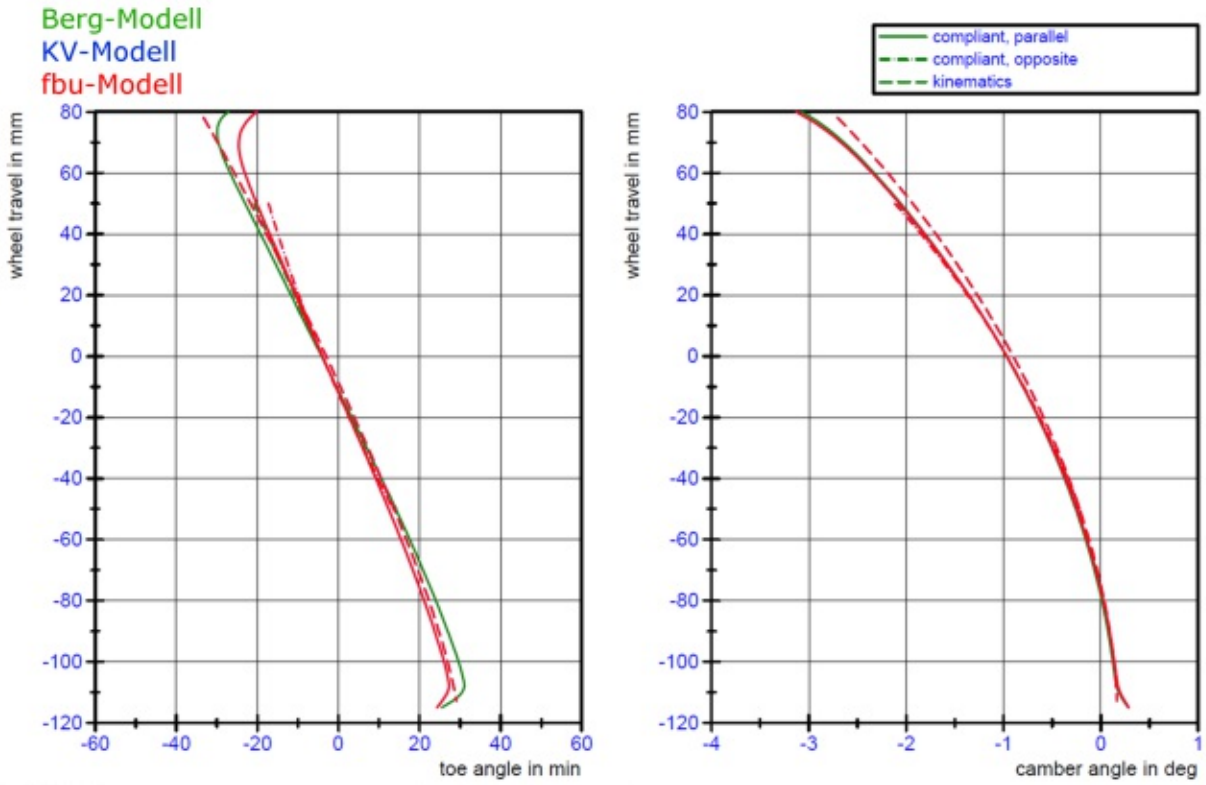

Abbildung 30: links: Radhub über Vorspuränderung, rechts: Radhub über Sturzänderung (Vorderachse)

Abbildung 30 links zeigt den Radhub über Vorspuränderung. Bei den elasto-kinematischen Untersuchungen wird zwischen parallelem und gegenseitigem Radhub unterschieden. Die während dem parallelen Radhub klar zu erkennenden starken Krümmungen der Raderhebungslinie im oberen und unteren Bereich der Kennlinien sind auf die elastischen Anschläge (Bumpstop und Reboundstop) zurückzuführen.
Vergleicht man die rein kinematische Kennlinie mit den elasto-kinematischen, so sieht man eine Tendenz zu einer geringeren Spuränderung über dem Radhub – die Steigungen der

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Kennlinien erhöhen sich. Lediglich die Kennlinie des parallelen Radhubes bei Verwendung des Berg-Modells zeigt ein anderes Verhalten, nämlich eine leicht geringere Steigung der Kennlinie.
Abbildung 30 rechts zeigt die Sturzänderung über dem Radhub. Hier ist kein nennenswerter Unterschied zwischen den verschiedenen verwendeten Gummilagermodellen zu sehen.

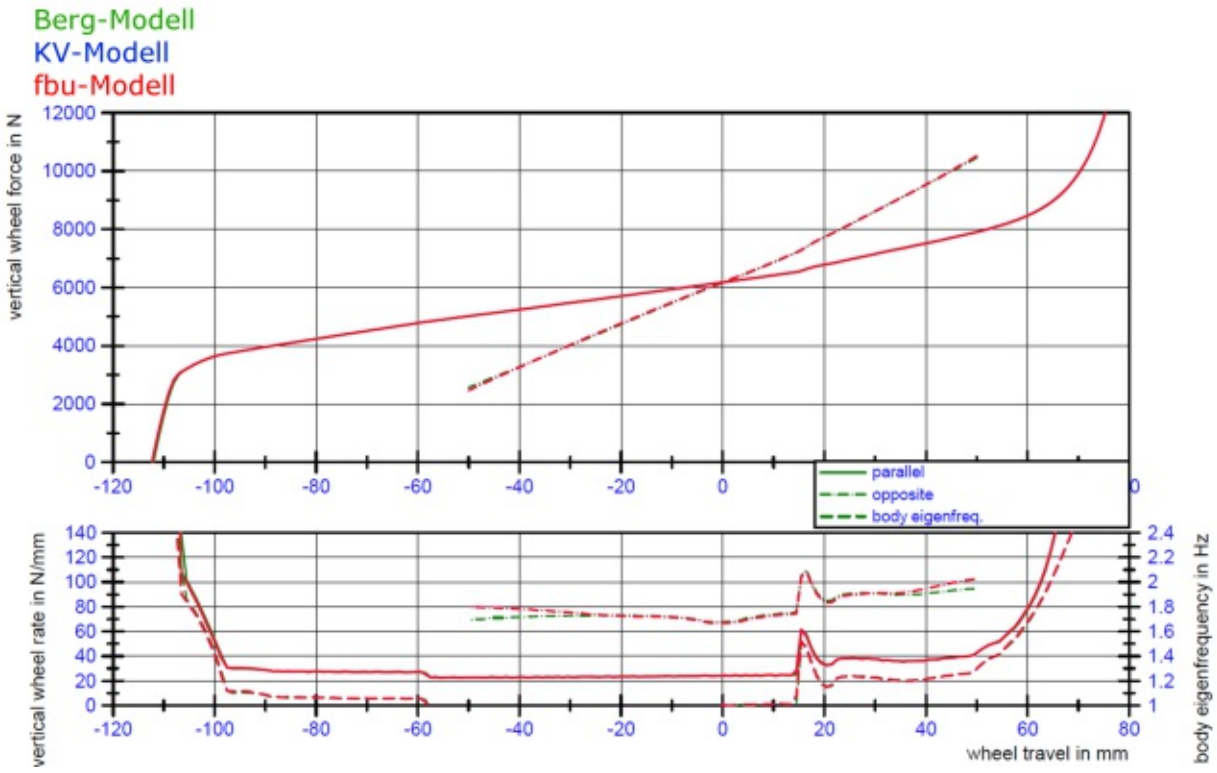

Abbildung 31: oben: Radnormalkraft über Einfederweg, unten: Einfedersteifigkeit und Eigenfrequenz über Radhub (Vorderachse)

Abbildung 31 oben stellt die Radnormalkraft über dem Einfederweg dar. Die Steigung, also die Ableitung dieser Kennlinie, ist die Steifigkeit und wird im Diagramm unterhalb dargestellt. Auch hier ist die Wirkung der Anschläge durch die stark anwachsenden Kurven an den Enden zu beobachten. Zu erkennen ist, dass an den äußeren Enden der strichpunktierten Kennlinie, also bei großen Radhüben bei entgegengesetzter Einfederung, die Achssteifigkeit etwas geringer beim Berg-Modell ist. Grund hierfür ist die etwas unterschiedliche Parametrierung des Berg-Modells in der Koppelstange des Stabilisators (Lenker zwischen Dämpferbein und Stabilisator) im Vergleich zu den anderen 2 Gummilagermodellen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

In Abbildung 31 unten ist auch die Eigenfrequenz über dem Radhub aufgetragen. Hier sind keine nennenswerten Unterschiede erkennbar.

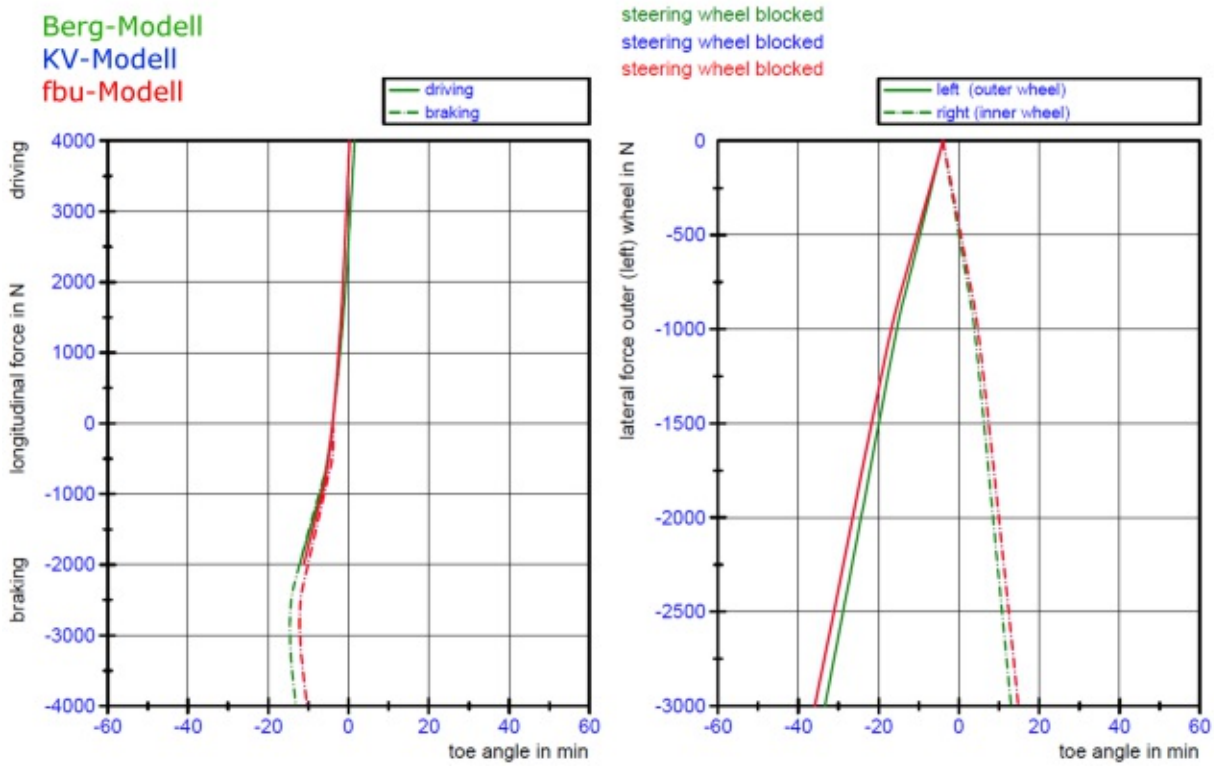

Abbildung 32: links: Spuränderung bei Längszug rechts: Spuränderung bei Querzug (Vorderachse)

Abbildung 32 stellt die Spuränderung bei Längs- und Querzug, also bei Aufbringen einer Kraft in Radlängs- oder Querrichtung dar. Beim Längszug wird unterschieden in Fahren bzw. Bremsen wobei der Unterschied im Kraftangriffspunkt liegt. Im Fall Antreiben wird die Längskraft im Radmittelpunkt angesetzt, im Fall Bremsen am Radaufstandspunkt. Im Fall Antreiben ist zu beachten, dass die Kraft auch im negativen Bereich liegt um ein vom Antriebsstrang negatives Motorschleppmoment zu simulieren.
Bei Verwendung des Berg-Modells ist bei Längszug eine etwas stärkere Spuränderung als beim KV- oder fbu-Modell zu sehen.
Bei Betrachtung des Querzugs ist die Spuränderung bei Verwendung des Berg-Modells geringer als bei den anderen zwei Modellen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Hinterachse

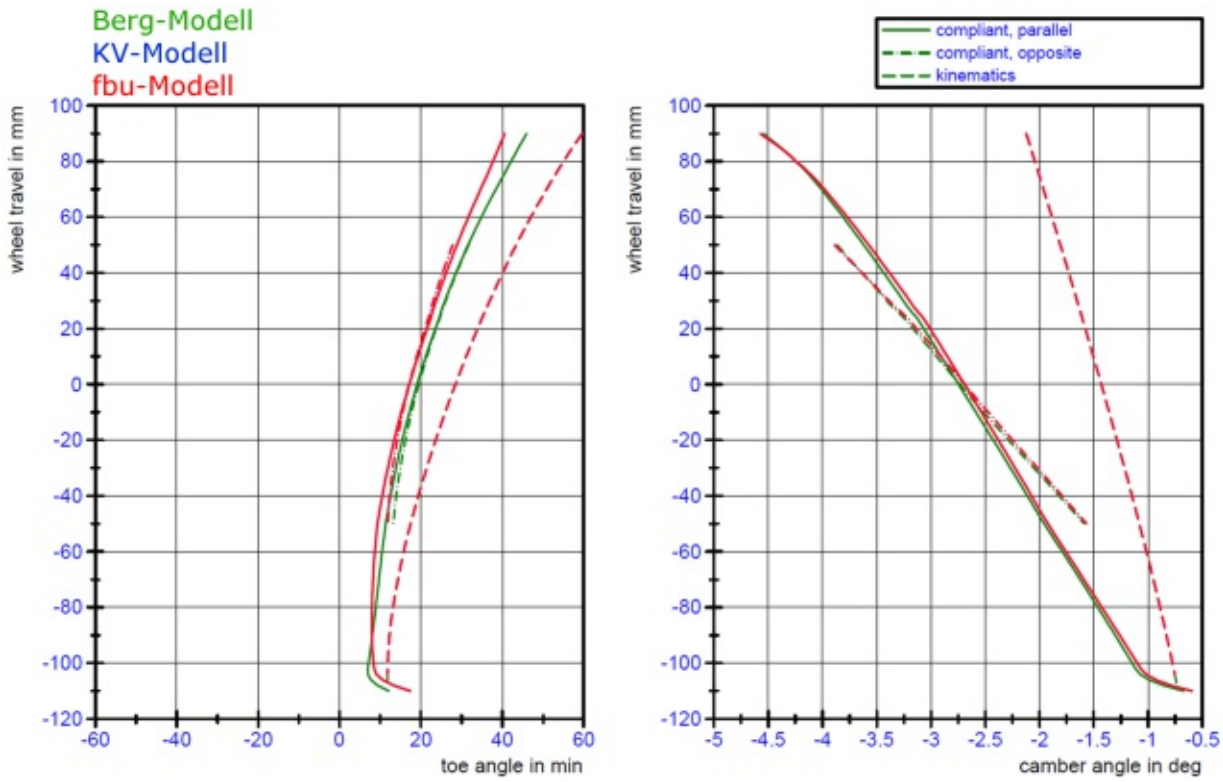

Abbildung 33: links: Radhub über Spuränderung, rechts: Radhub über Sturzänderung (Hinterachse)

In Abbildung 33 links, Radhub über der Spur, ist zwischen rein kinematischen und elasto-kinematischen Kennlinien ein Versatz der Kennlinie zu erkennen. Die Elastizitäten der Gummilagermodelle haben hier, im Gegensatz zur Vorderachse, einen größeren Einfluss auf die Raderhebungskurve. Auch ist auf den ersten Blick zu erkennen, dass die fbu- und KV-Modelle im Vergleich zum Berg-Modell einen leichten horizontalen Versatz haben. In Abbildung 33, Radhub über Sturz, ist genauso ein erheblicher Unterschied zwischen kinematischen und elasto-kinematischen Kennlinien erkennbar. Der Unterschied zwischen Berg-Modell und den anderen ist nur gering.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

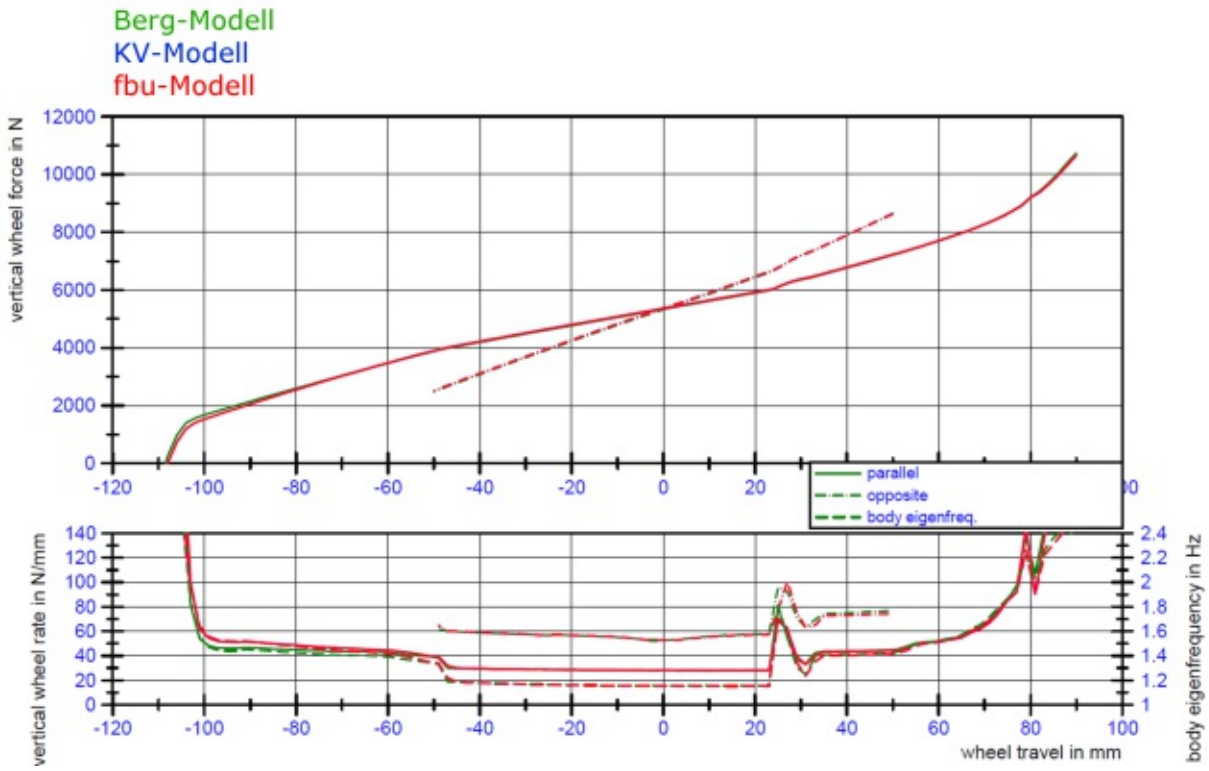

Abbildung 34: oben: Radnormalkraft über Einfederweg, unten: Einfedersteifigkeit und Eigenfrequenz über Radhub (Hinterachse)

Im Diagramm der Radnormalkraft über Radhub sowie den Achssteifigkeiten (Abbildung 34) zeigt das Berg-Modell eine leicht niedrigere Steifigkeit im Bereich des Radhubes von -60 bis -100 mm. Ansonsten sind die Steifigkeiten über dem Radhub annähernd identisch.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

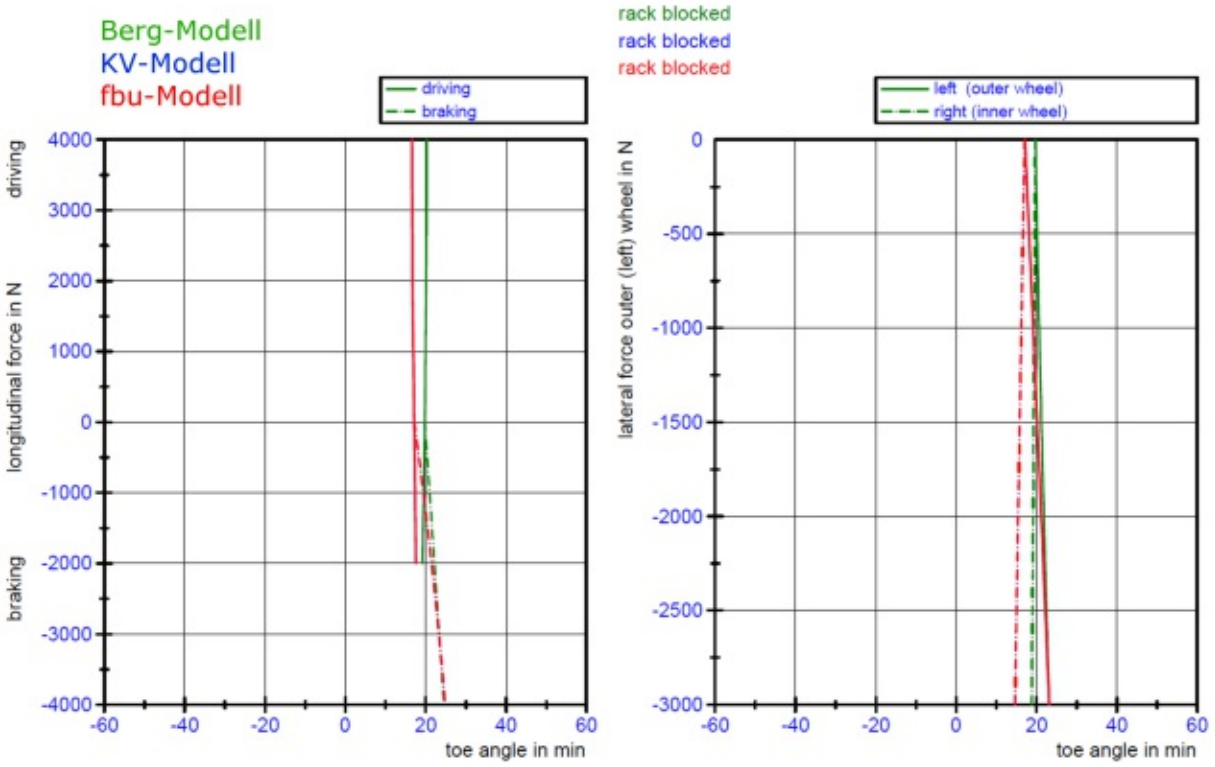

Abbildung 35: links: Spuränderung bei Längszug, rechts: Spuränderung bei Querzug (Hinterachse)

Der schon vorhin erwähnte Versatz der Spur zwischen Berg-Modell und KV- bzw. fbu-Modell ist auch im Diagramm Spuränderung bei Längszug sichtbar, siehe Abbildung 35 links. Die unterschiedliche Steigung ist auch zu erwähnen. Das Berg-Modell weist eine minimal höhere Längszugsteifigkeit bei Bremsung auf als die anderen 2 Modelle (siehe Steigung der strich-punktierten Linie).

Ähnliches ist auch beim Querzug zu beobachten (Abbildung 35 rechts). Und zwar ist auch hier der Versatz klar zu sehen, sowie auch die unterschiedlichen Steigungen was zu unterschiedlichen Querzugsteifigkeiten führt. Als Grund hierfür ist das Reibelement des Berg-Modells zu nennen, welches zusätzlichen Widerstand leistet.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

9 Simulation Fahrdynamik

9.1 Grundlagen Fahrdynamik und Fahrdynamikmanöver

Zur Beurteilung des Fahrzeugverhaltens gibt es in der Automobilbranche genormte Fahrmanöver wie z.B. stationäre Kreisfahrt (DIN ISO 4138) oder Spurwechseltest (auch als Elchtest bekannt, ISO 3888-2). Mit ihnen ist es möglich Fahrzeuge hinsichtlich Fahrdynamik zu bewerten oder auch einzelne Änderungen z.B. im Fahrwerk zu vergleichen. Diese Manöver lassen sich nicht nur als realer Versuch auf der Teststrecke, sondern auch virtuell in einer Simulation durchführen.
Fahrmanöver welche im Rahmen dieser Arbeit zur Bewertung der Gummilagermodelle verwendet werden (auch als Fahrdynamikkatalog oder FDK bezeichnet) und die Interpretation der Ergebnisse werden im Folgenden beschrieben.

9.2 Beschreibung der Fahrmanöver

Geradeausbeschleunigen: hierbei wird das Fahrzeug aus geringer Geschwindigkeit mit einer Ziellängsbeschleunigung (2 m/s^2 und 4 m/s^2) beschleunigt.
Geradeausbremsen: hierbei wird das Fahrzeug aus der stationären Geradeausfahrt mit einer definierten Bremspedalkraft abgebremst.
stationäre Kreisfahrt: hierbei wird das Fahrzeug auf einem definierten Fahrradius (40m und 100m) gehalten und die Fahrgeschwindigkeit mit einer definierten Beschleunigung langsam gesteigert.
Lenkwinkelrampe: hierbei wird der Lenkwinkel des geradeaus, mit konstanter Fahrgeschwindigkeit fahrenden Fahrzeugs, mit einer definierten und konstanten Winkelgeschwindigkeit gesteigert.
Lenkwinkelsprung: hierbei wird das Fahrzeug aus der stationären Geradeausfahrt mit einer gewissen und über dem ganzen Fahrmanöver konstanten Fahrgeschwindigkeit (80km/h und 100km/h) mit einem Lenkwinkelsprung beaufschlagt.
Lastwechsel in stationärer Kreisfahrt: hierbei wird aus der stationären Kreisfahrt und festgehaltenem Lenkwinkel bei definiertem Kurvenradius (100 m) und Querbeschleunigung (4 m/s^2, 5m/s^2 und 6 m/s^2) das Fahrzeug unter der Einwirkung des Motorschleppmoments abgebremst.
Bremsen in stationärer Kreisfahrt: hierbei wird während der stationären Kreisfahrt und festgehaltenem Lenkwinkel bei definiertem Kurvenradius (100 m) und Querbeschleuni-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

gung (4 m/s², 5m/s² und 6 m/s²) das Bremspedal so betätigt, dass sich eine definierte Längsverzögerung (6 m/s², 5 m/s² und 4 m/s²) einstellt.
Fishhook-Manöver: hierbei handelt es sich um zwei nacheinander folgende Lenkwinkelsprünge. Aus stationärer Geradeausfahrt wird auf das Fahrzeug der erste Lenkwinkelsprung aufgebracht. Erreicht das Fahrzeug den maximalen Rollwinkel, wird der zweite Lenkwinkelsprung eingeleitet, der den Lenkwinkel betragsmäßig auf genau denselben Wert bringt, jedoch in entgegengesetzte Richtung. Der Name dieses Manöver kommt daher, da die Fahrlinie dieses Manövers von oben gesehen einem (Angel-)Haken ähnelt.
Sinuslenken mit steigender Frequenz: hierbei wird das Fahrzeug bei definierter Fahrgeschwindigkeit (100 km/h) und definierter Querbeschleunigung (4 m/s²) mit einer Sinusfunktion gelenkt. Aus diesem Fahrmanöver wird Frequenzgang und Phasengang abgeleitet.

9.3 Auswertung und Interpretation der Ergebnisse

Geradeausbeschleunigen und Bremsen zeigen nur einen kleinen und unwesentlichen Unterschied, siehe Abbildung 36. Die aus diesen beiden Fahrmanövern abgeleitete Kennlinie von Nickwinkel über Längsbeschleunigung zeigt somit auch keine nennenswerten Abweichungen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek WIEN Your knowledge hub

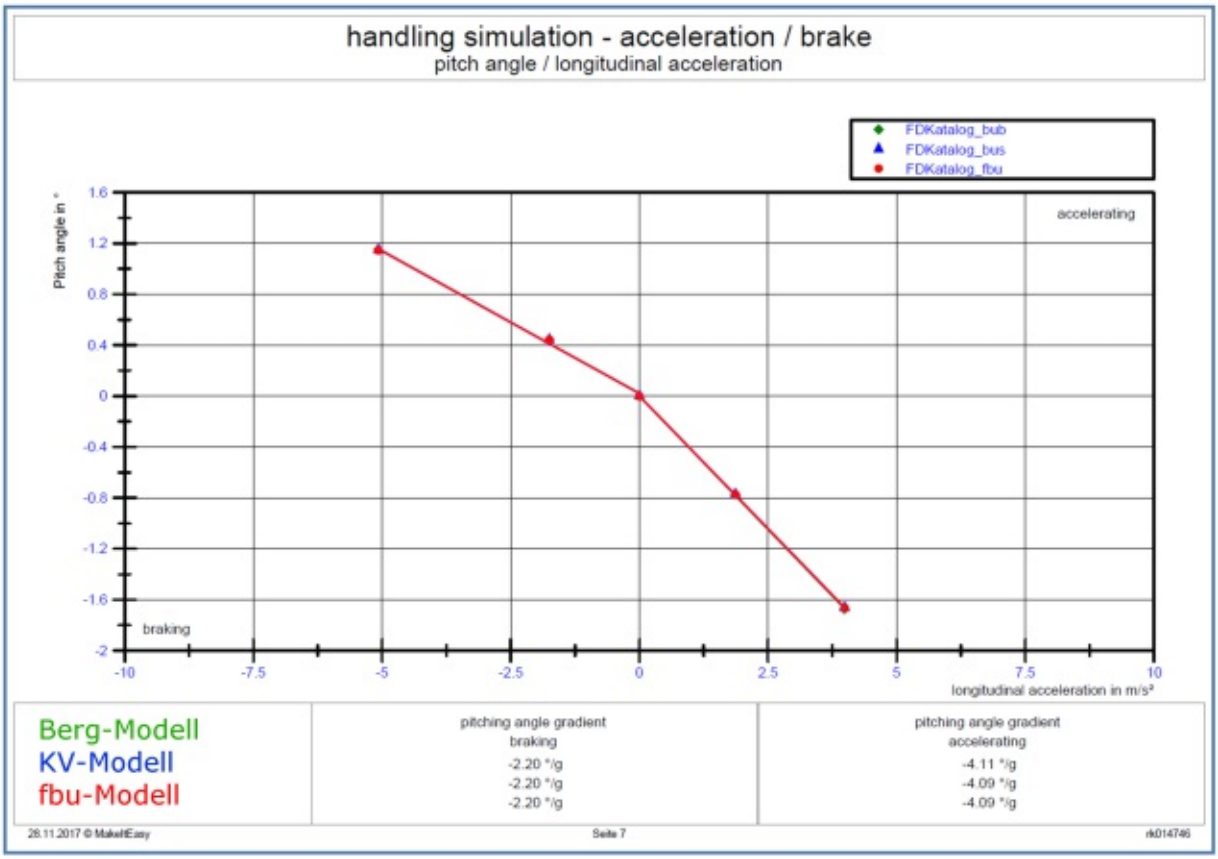

Abbildung 36: Ergebnis des Fahrmanövers Geradeausbremsen/-beschleunigen

Auch die Ergebnisse der stationären Kreisfahrt zeigen, dass sich die Werte nur sehr gering unterscheiden, siehe Abbildung 37 und Abbildung 38. Erwähnenswert ist jedoch der Lenkwinkelgradient[2] , der beim Berg-Modell bei jeweils beiden Fahrradien etwas geringer ausfällt.

[2]ist die anfängliche Steigung der Kennlinie Lenkwinkel über Querbeschleunigung, siehe Abbildung 37 links oben, mit dem Lenkwinkelgradient lässt sich die Untersteuertendenz einer Fahrzeuges angeben, Details siehe [20] Seite 639

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

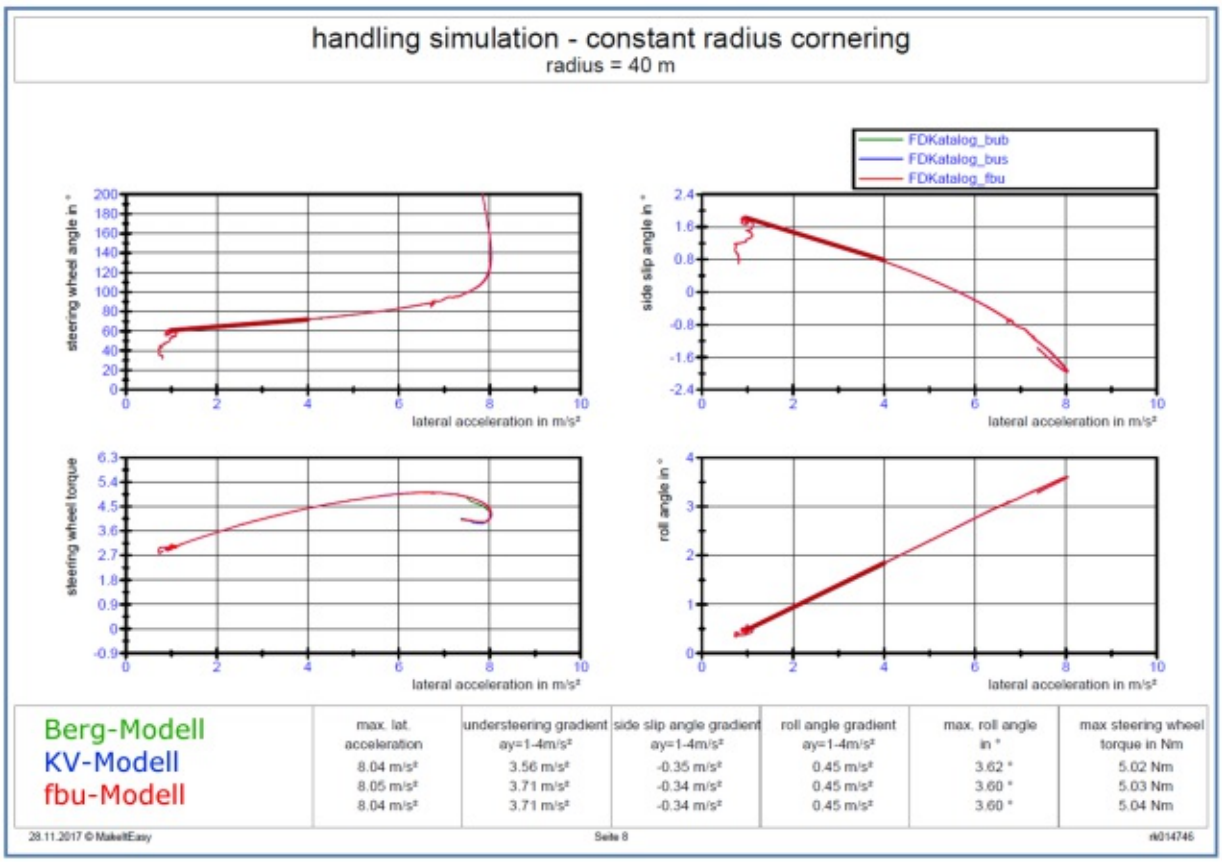

Abbildung 37: Ergebnisse des Fahrmanövers stationäre Kreisfahrt, 40 m Fahrradius

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

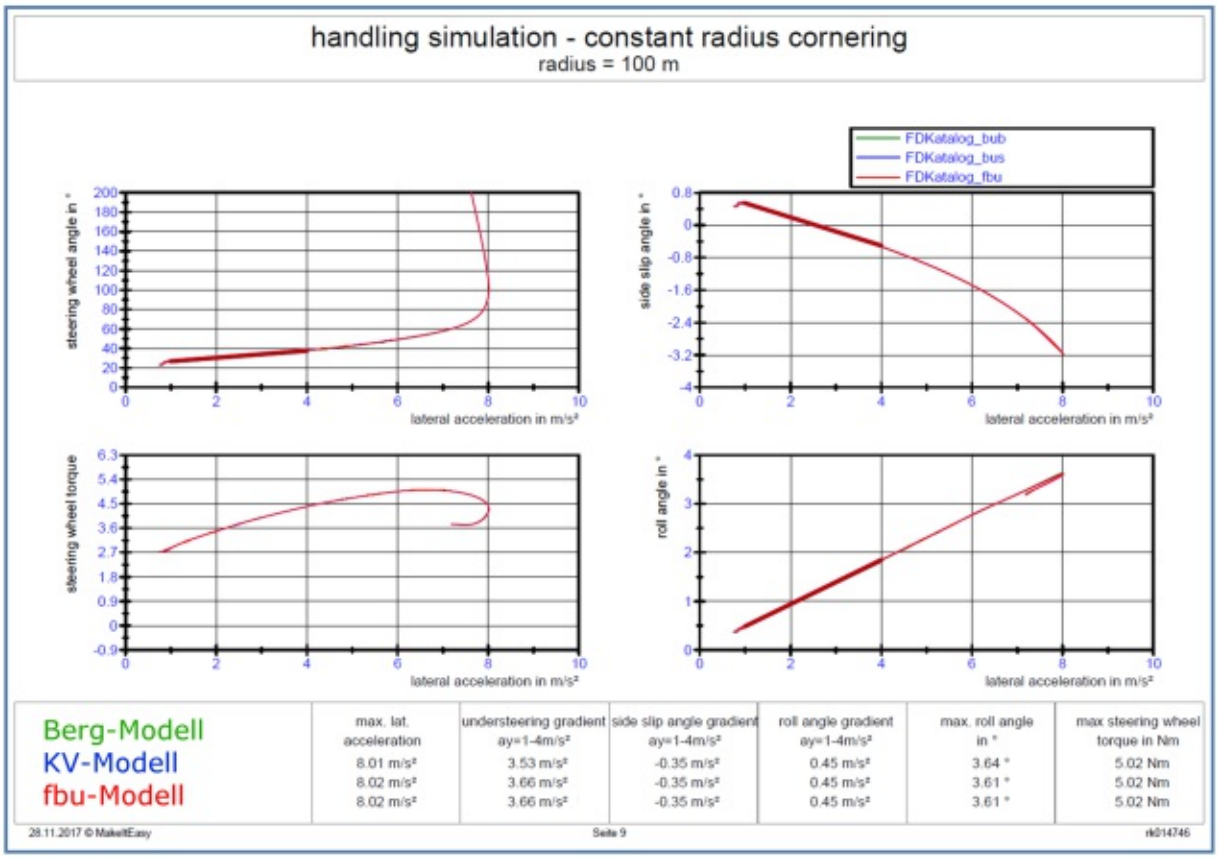

Abbildung 38: Ergebnisse des Fahrmanövers stationäre Kreisfahrt, 100 m Fahrradius

Die insgesamt 9 Lenkwinkelrampenfahrmanöver bei jeweils unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten lassen sich in einem einzigen Diagramm zusammenfassen, siehe Abbildung 39. Dieses Diagramm stellt die Gierverstärkung (Verhältnis von Gierrate[3] zu Lenkwinkel bei einer Querbeschleunigung von 4 m/s²) über der Längsgeschwindigkeit dar.
Zu sehen ist, dass das Berg-Modell eine etwas höhere Gierverstärkung aufweist als die anderen 2 Modelle, deren Kennlinien übereinander liegen. Dieses Ergebnis ist auch mit dem zuvor erwähnten geringeren Lenkwinkelgradienten des Berg-Modells vereinbar, denn ein niedriger Lenkwinkelgradient zeigt sich auch in einer höheren Gierverstärkung und somit auch in einem eher übersteuernden Verhalten. Grund dafür ist die in der Achsanalyse ersichtliche höhere Querzugsteifigkeit auf der Vorder- und Hinterachse beim Berg-Modell. Das Seitenkraftlenken ist somit bei Verwendung des Berg-Lagers hier stärker ausgeprägt.

[3]Die Gierrate ist die Winkelgeschwindigkeit des Fahrzeuges um seine Hochachse

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

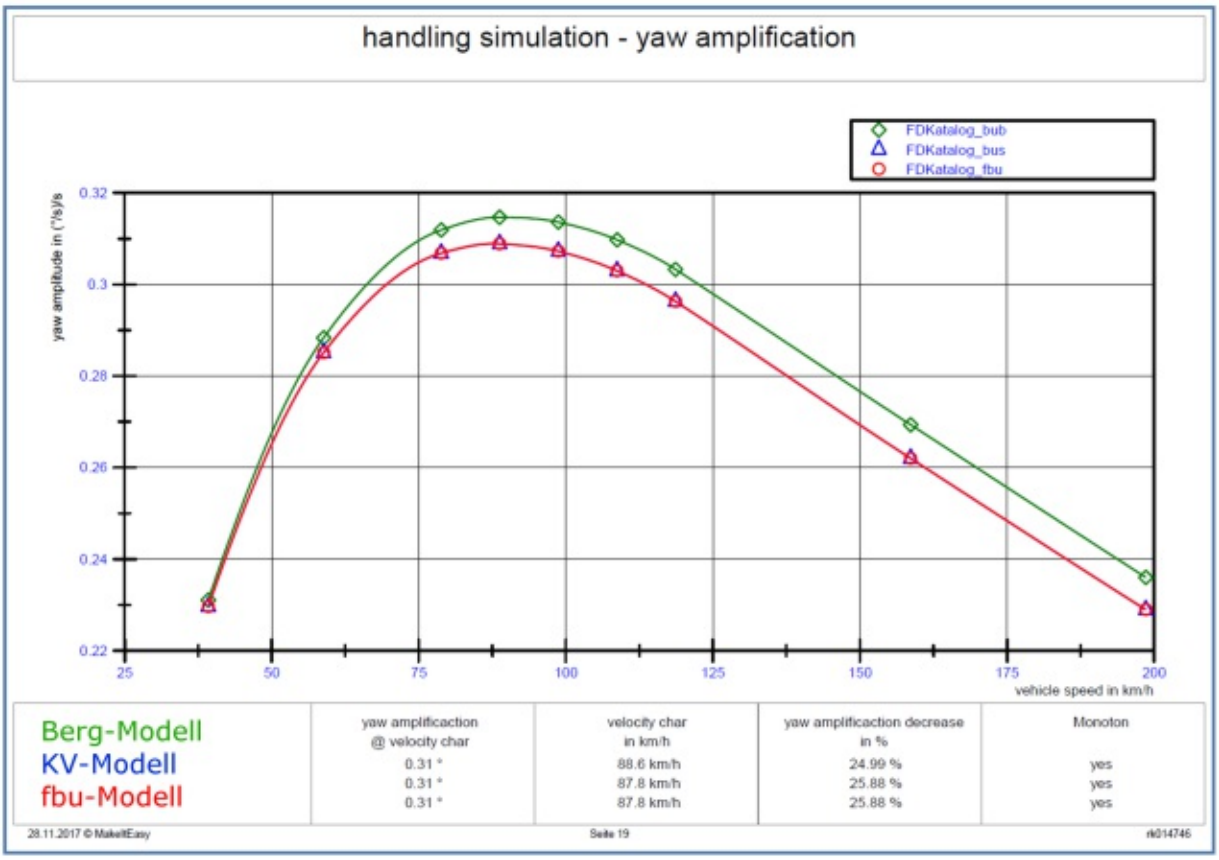

Abbildung 39: Gierverstärkung über Längsgeschwindigkeit

Betrachtet man die Ergebnisse des Lenkwinkelsprungmanövers, so sind diese, was ihre Tendenz angeht, mit den zuvor beschriebenen Ergebnissen vereinbar. Bei höherer Gierverstärkung ist eine höhere Dämpfung bzw. geringeres Überschwingen der Gierrate im zeitlichen Verlauf zu erwarten, was auch bei allen Fahrgeschwindigkeiten und Querbeschleunigungen der Fall ist. Details dazu siehe [20] Seite 675.

Beim Fahrmanöver Lastwechsel in stationärer Kurvenfahrt sind keine nennenswerten Unterschiede zu erkennen.

Beim Fahrmanöver Bremsen in stationärer Kurvenfahrt zeigt über alle 3 Varianten dieses Manövers das Berg-Modell das geringste Gierratenverhältnis (das Verhältnis von Gierrate eine Sekunde nach Bremsbeginn zu Gierrate während der stationären Kreisfahrt). Genauso ist die Schwimmwinkeländerung am geringsten.

Während des Fishhook-Manövers konnte beobachtet werden, dass beim Berg-Modell der zweite Lenkeinschlag in die entgegengesetzte Richtung erst viel später einsetzt. fbu- und

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

KV-Modell sind hier beinahe identisch.
Beim Manöver Sinuslenken mit steigender Frequenz sind keine nennenswerten Unterschiede zu erkennen.
Im Weiteren soll beispielhaft auf einige ausgewählte Lager während des Fahrmanövers „Lenkwinkelsprung“ näher eingegangen werden. Dazu werden 4 Lagerstellen definiert, jeweils 2 an der Vorderachse und 2 an der Hinterachse, siehe Abbildung 40 und Abbildung 41. Die Definition dieser Lagerstellen 1-4 wird durchgehend in dieser Arbeit verwendet. Diese sind:

1. Gummilager an Vorderachse links, unteres Federbeinlager, in Hauptwirkrichtung (Stabrichtung)
2. Gummilager an Vorderachse links, oberer hinterer Querlenker, innen, in Hauptwirkrichtung (Stabrichtung)
3. Gummilager an Vorderachse links, oberer hinterer Querlenker, innen, in Hauptwirkrichtung (Stabrichtung)
4. Gummilager an Hinterachse links, unteres Dämpferlager, in Hauptwirkrichtung (Stabrichtung)

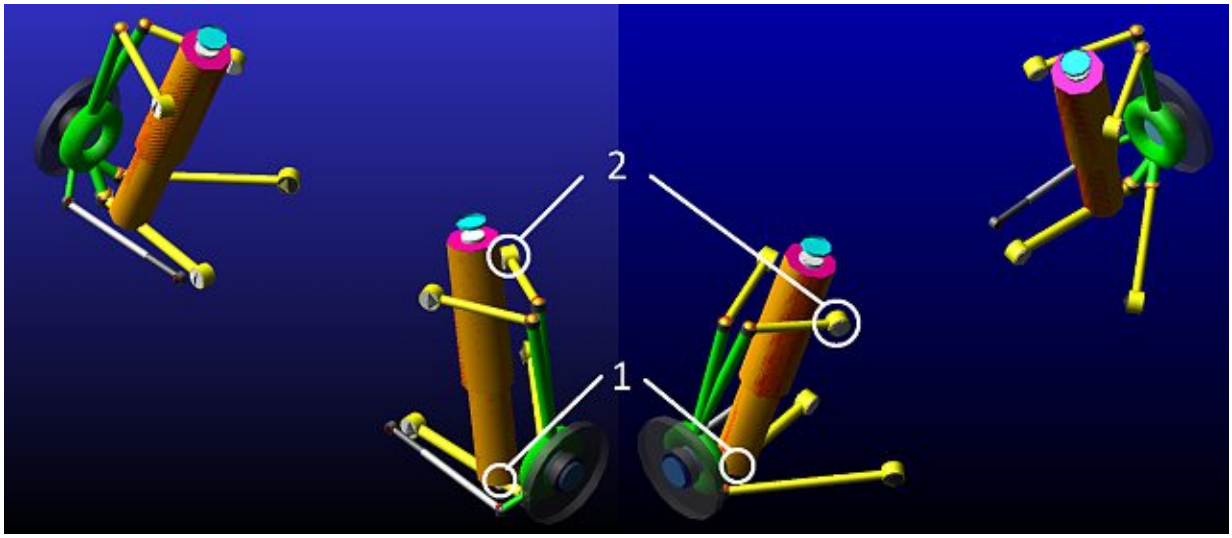

Abbildung 40: betrachtete Lagerstellen 1 und 2 an der Vorderachse

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU WIEN Bibliothek Your knowledge hub

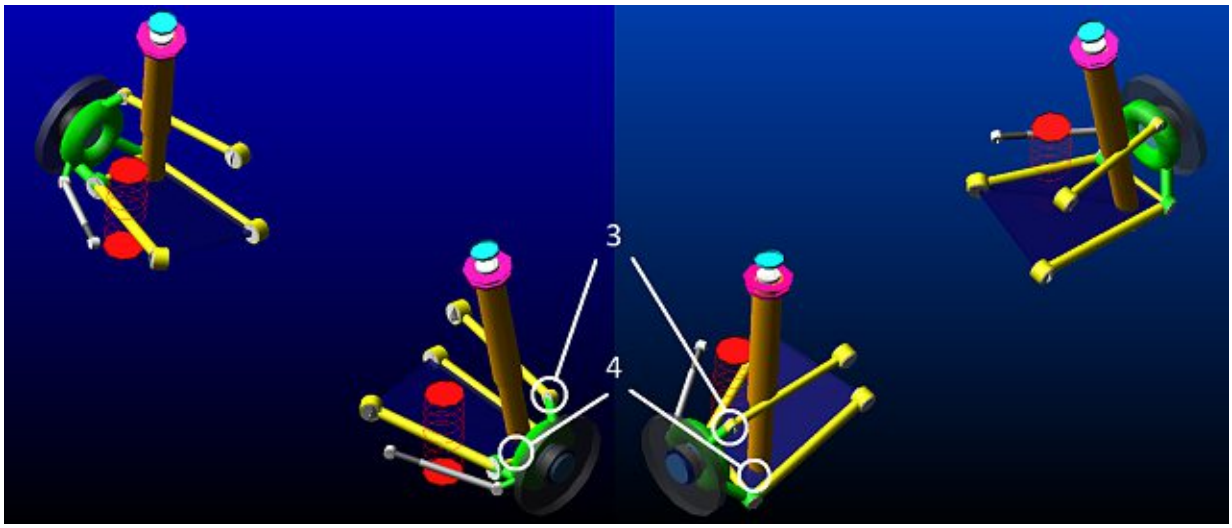

Abbildung 41: betrachtete Lagerstellen 3 und 4 an Hinterachse

Betrachtet man die Auslenkungen in den Lagern, so ist ein Sachverhalt zu erkennen: die Berg-Lager werden im Vergleich zu den anderen 2 Lagermodellen entweder gleich stark oder aber meistens weniger stark ausgelenkt (siehe folgende Abbildungen). Als Grund dafür ist das Reibelement im Berg-Modell zu nennen, welches einen zusätzlichen Widerstand gegen eine Auslenkung leistet. Zwischen KV-Modell und fbu-Modell sind beinahe keine Unterschiede zu sehen, weshalb die blauen Linien der des KV-Modells durch die roten des fbu-Modells verdeckt werden.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

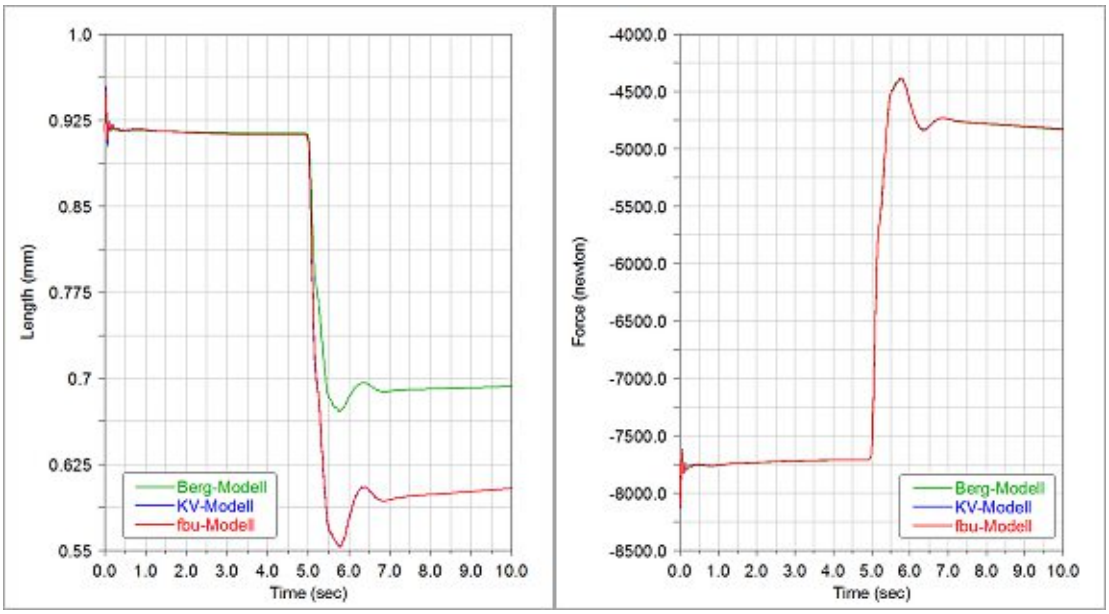

Abbildung 42: Auslenkungs- (links) und Kraftverlauf (rechts) während des Fahrmanövers Lenkwinkelsprung für die Lagerstelle 1

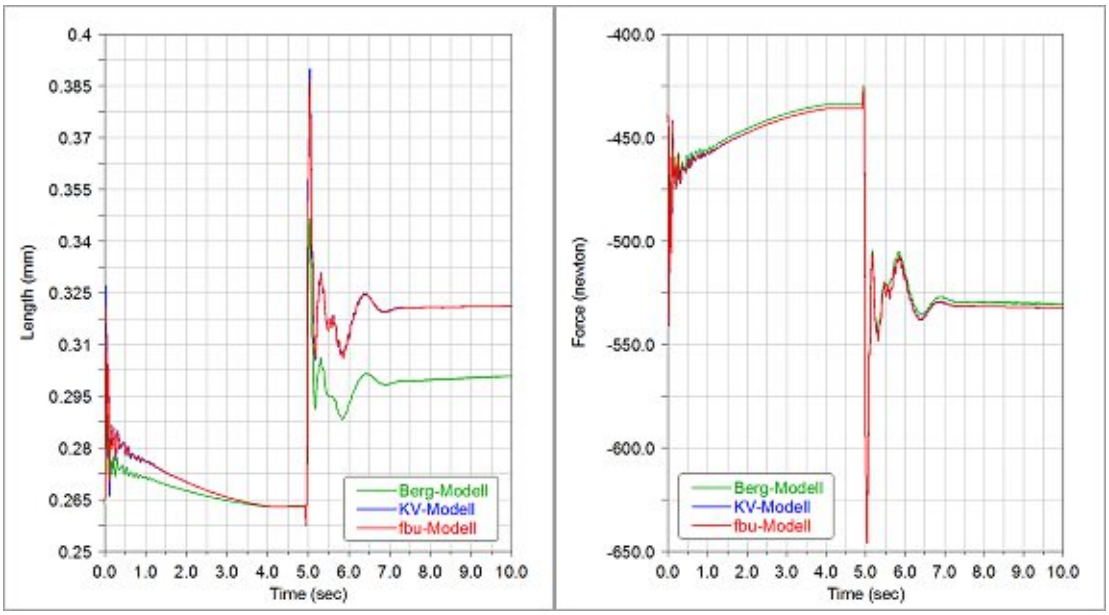

Abbildung 43: Auslenkungs- (links) und Kraftverlauf (rechts) während des Fahrmanövers Lenkwinkelsprung für die Lagerstelle 2

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

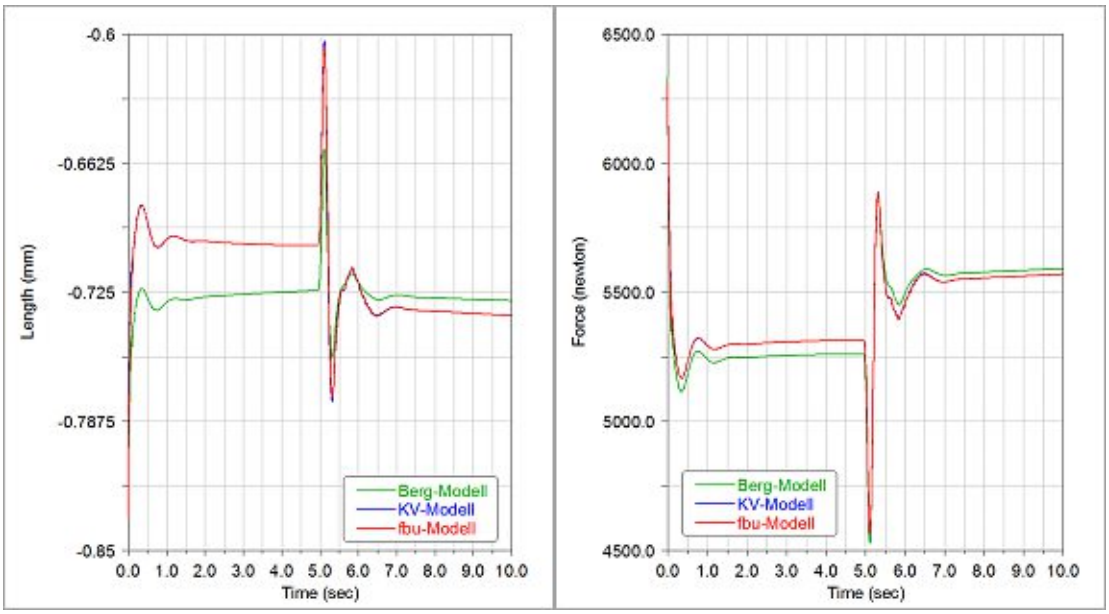

Abbildung 44: Auslenkungs- (links) und Kraftverlauf (rechts) während des Fahrmanövers Lenkwinkelsprung für die Lagerstelle 3

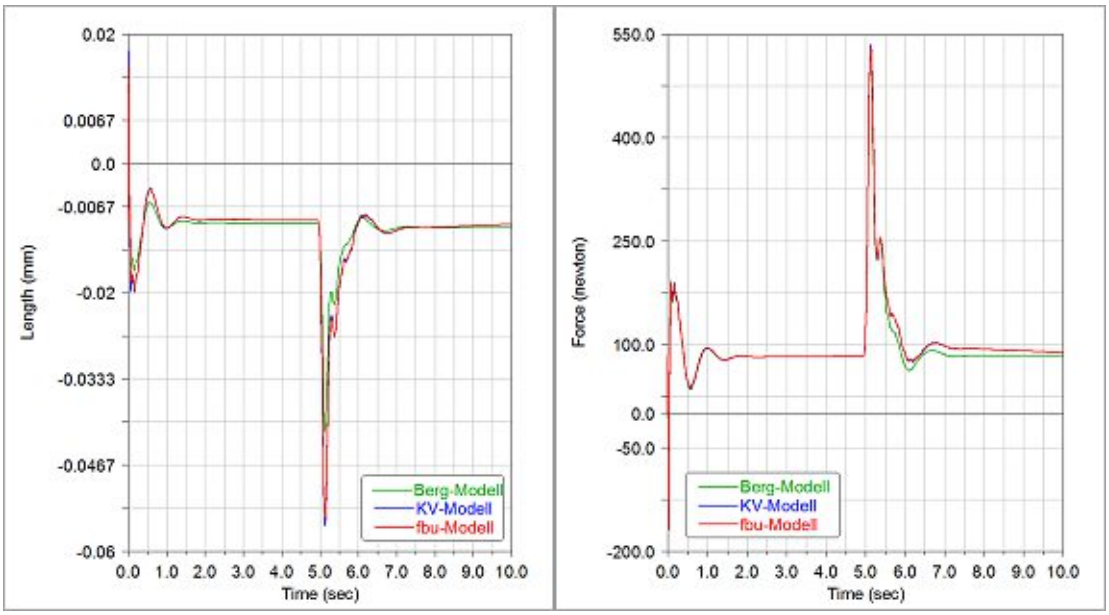

Abbildung 45: Auslenkungs- (links) und Kraftverlauf (rechts) während des Fahrmanövers Lenkwinkelsprung für die Lagerstelle 4

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

10 Simulation Schwellenüberfahrten

Zur weiteren Beurteilung des Fahrzeugverhaltens hat es sich etabliert Schwellenüberfahrten durchzuführen. Diese Schwellen haben eine bestimmte Geometrie und werden mit einer bestimmten Geschwindigkeit überfahren. Die anschließende dynamische Reaktion des Fahrzeugs wurde dann bewertet.
Im Laufe dieser Arbeit wurden Schwellenüberfahrten über 3 verschiedene Schwellen (siehe Abbildung 46 bis Abbildung 48) simuliert die jeweils mit 30 km/h Fahrgeschwindigkeit überfahren wurden.

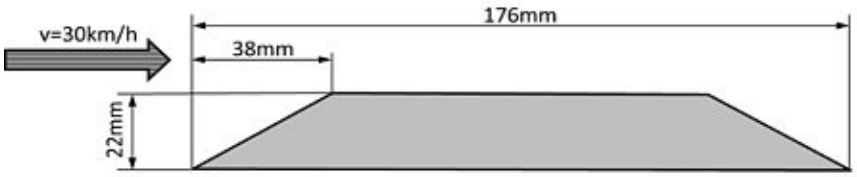

Abbildung 46: Geometrie der Schwelle 176x22mm

Abbildung 47: Geometrie der Schwelle 210x30mm

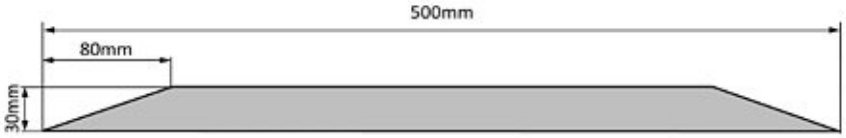

Abbildung 48: Geometrie der Schwelle 500x30mm

Im Folgenden werden die Kraft- und Auslenkverläufe der Lagerstellen 1-4 (Definition siehe Seite 48), eines Aggregatlagers und eines Fahrschemellagers dargestellt und untereinander verglichen. Alle nachfolgenden Abbildungen (bis Abbildung 54) stellen die Ergebnisse der Schwellenüberfahrt über die Schwelle 176x22mm dar, da sich bei den anderen Schwellengeometrien keine nennenswerten Unterschiede gezeigt haben.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

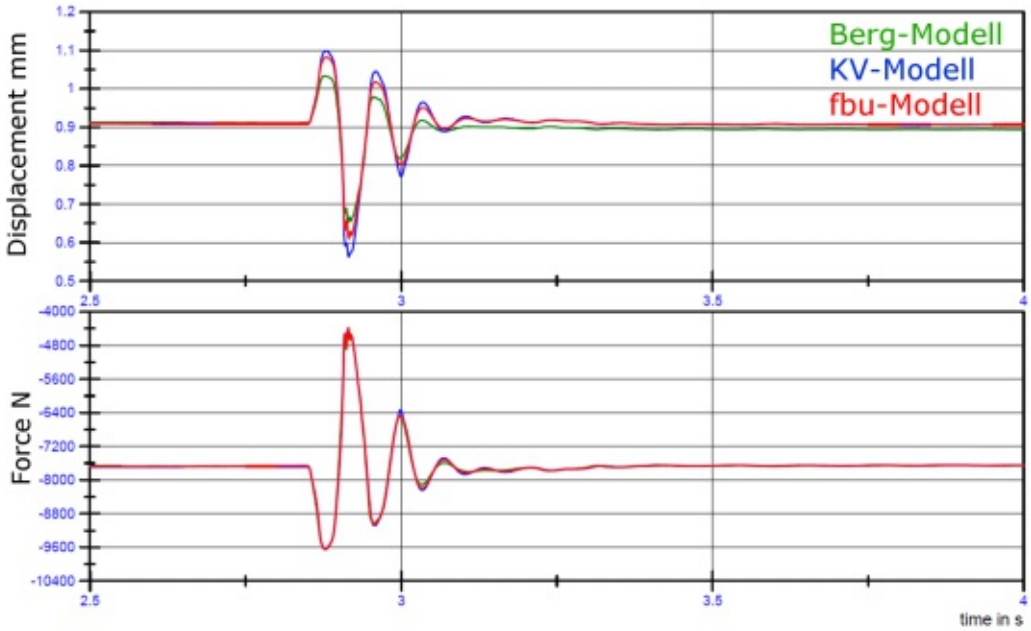

Abbildung 49: Ergebnisse Schwellenüberfahrt 176x22mm an Lagerstelle 1, oben: Auslenkung, unten: Kraft

In Abbildung 49 ist klar zu erkennen, dass bei beinahe gleicher Kraft die Lagerauslenkungen unterschiedlich sind. Das Berg-Lager zeigt dabei die kleinsten Auslenkungen, das KV-Lager die größten. Diese Verhaltensweise ist nicht nur in diesem Beispiel zu erkennen, sondern zieht sich auch durch alle anderen Lagerstellen durch, wie auch bei den weiter unten dargestellten Lagerstellen zu sehen. Grund dafür ist das Reibelement beim Berg-Modell, das der Auslenkung einen Widerstand leistet. Das Ergebnis aus dem zuvor behandelten Fahrdynamikmanöver „Lenkwinkelsprung“ wird hier somit bestätigt.
Auch in Abbildung 51 und Abbildung 52 sind die Kräfte praktisch identisch, die Verschiebungen jedoch aus den oben genannten Gründen unterschiedlich.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

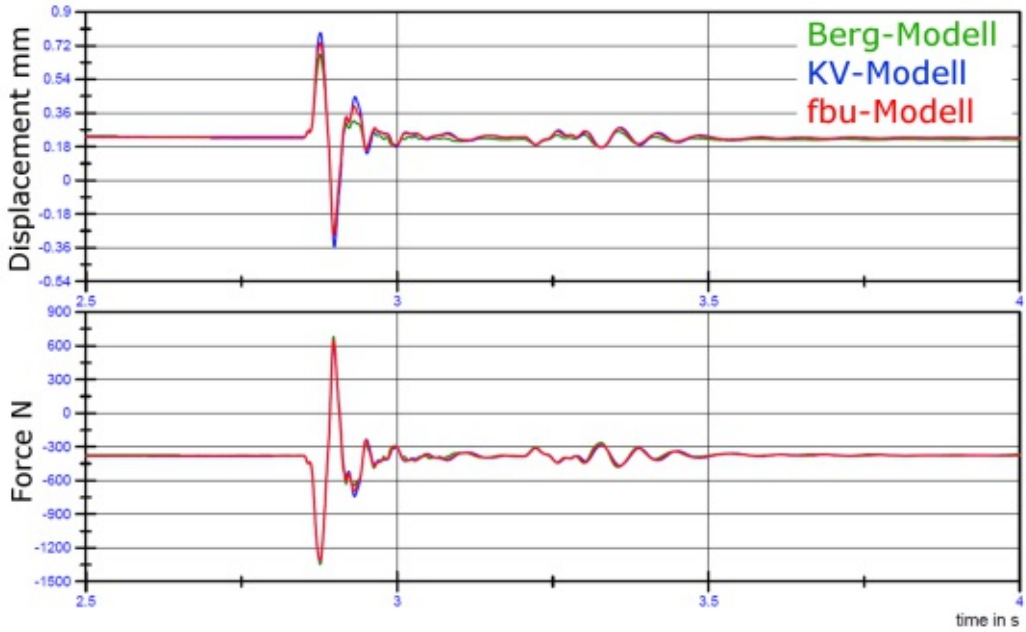

Abbildung 50: Ergebnisse Schwellenüberfahrt 176x22mm, Lagerstelle2 , oben: Auslenkung, unten: Kraft

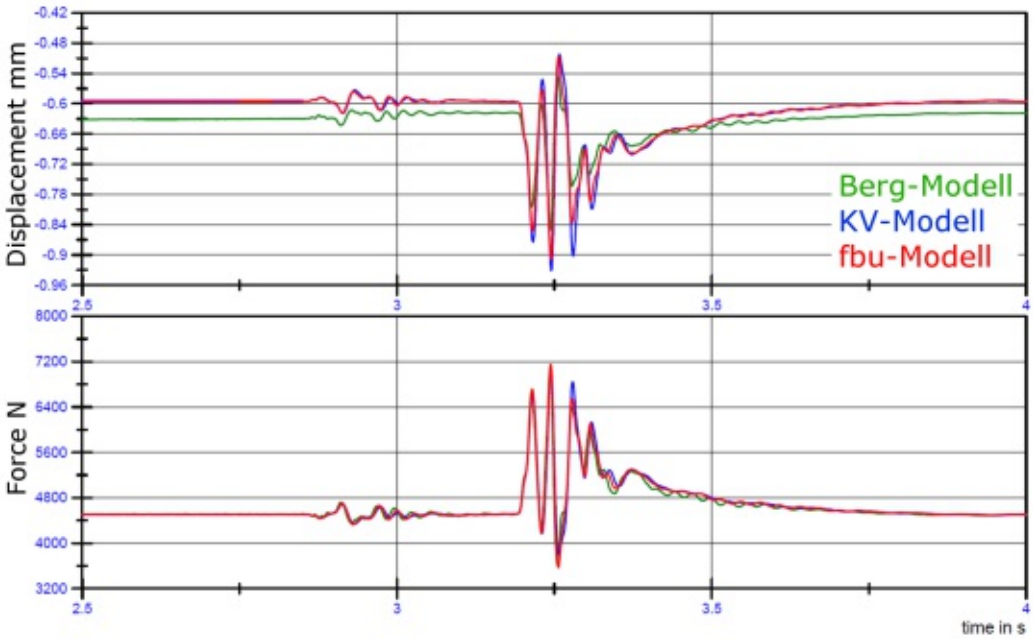

Abbildung 51: Ergebnisse Schwellenüberfahrt 176x22mm, Lagerstelle 3, oben: Auslenkung, unten: Kraft

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

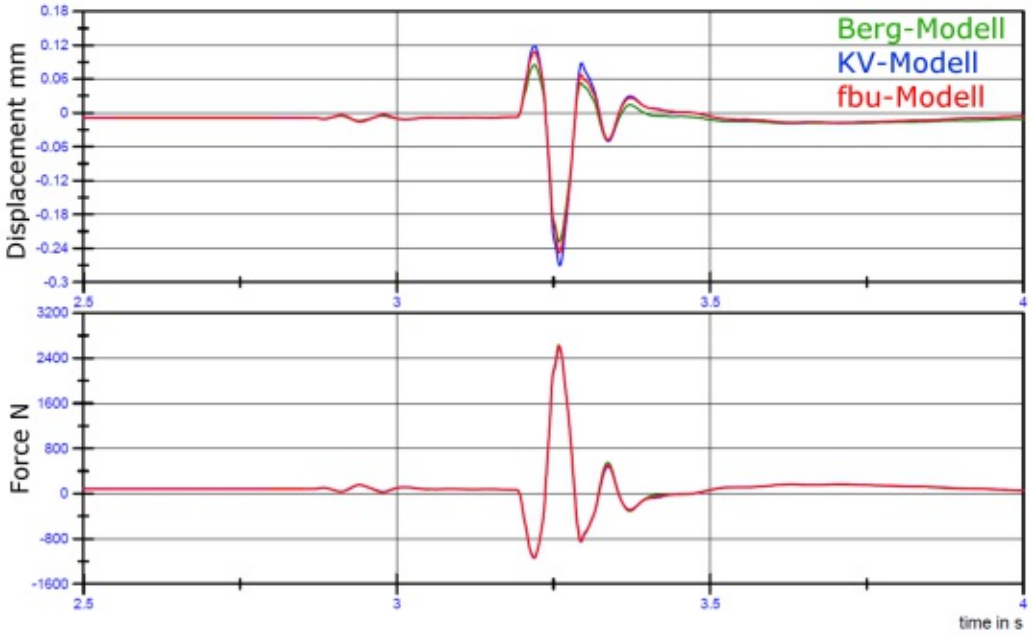

Abbildung 52: Ergebnisse Schwellenüberfahrt 176x22mm, Lagerstelle 4, oben: Auslenkung, unten: Kraft

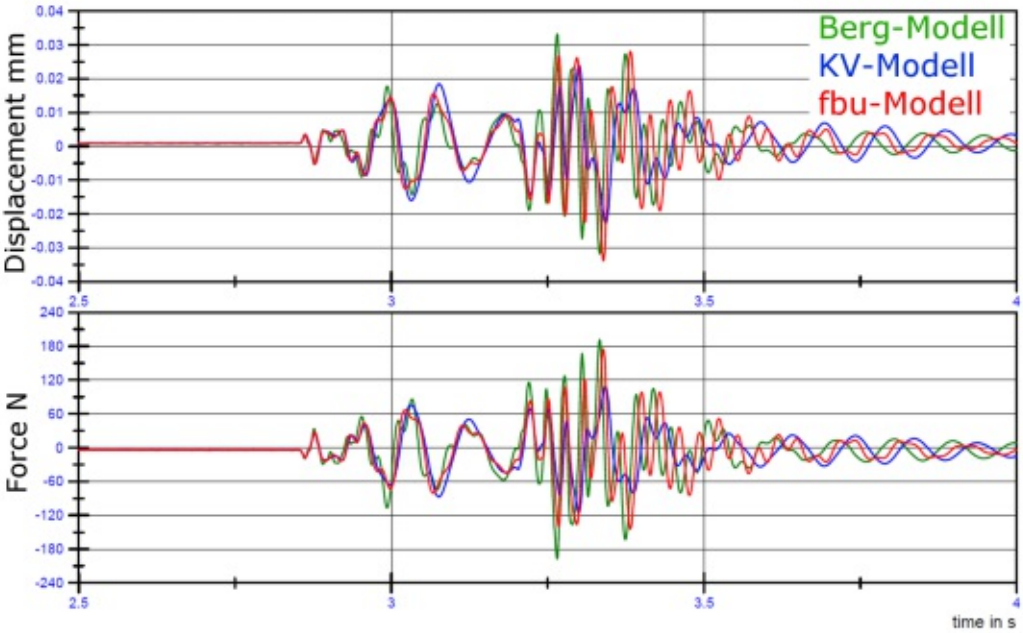

Abbildung 53: Ergebnisse Schwellenüberfahrt 176x22mm, hinterer Fahrschemel, vordere Lagerstelle rechts, Fahrzeugquerrichtung, Abb. oben: Auslenkung, Abb. unten: Kraft

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Zusätzlich soll noch die Lagerstelle an der Hinterachse (Fahrschemel, vordere Lagerstelle, Fahrzeugquerrichtung) betrachtet werden, siehe Abbildung 53. Wie bereits in Kapitel 5.1 erwähnt, wird beim KV-Lager bei hohen Frequenzen die Dämpfung modellbedingt zu hoch abgebildet. Das ist besonders gut beim Fahrschemellager hinten zu beobachten da hier hohe Frequenzen auftreten, siehe Abbildung 53. Nachdem die Hinterachse durch die Schwelle angeregt wird, ergibt sich eine Eigenschwingung des Differentials im Bereich von etwa 35 Hz. Das Lager arbeitet somit im höherfrequenten Bereich (über 15 Hz) in dem es höhere Verlustwinkel hat. Im Zeitbereich zwischen 3,25 sek und 3,5 sek sind die Auslenkung sowie Kraft des KV-Modells viel geringer als die Maximalwerte der anderen zwei Modelle.
Im Bereich von Sekunde 2,9 bis etwa 3,3 wie auch ab etwa Sekunde 3,5 ist zu beobachten, dass die höherfrequenten Schwingungen durch das KV-Lager nicht weitergeleitet werden. Das KV-Modell kann somit auch als Tiefpass angesehen werden, da die höherfrequenten Schwingungen stark abgedämpft werden.
An dieser Stelle wird auf die Abbildung 62 auf Seite 63 verwiesen, wo die FFT-Auswertung dieser Lagerstelle zu sehen ist.

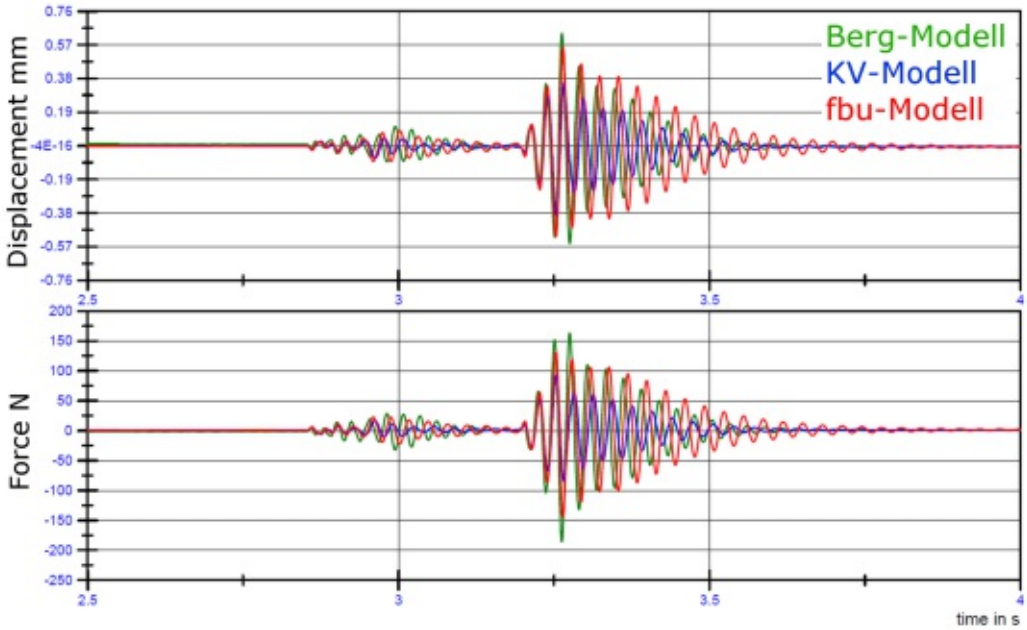

Abbildung 54: Ergebnisse Schwellenüberfahrt 176x22mm, Lagerstelle Hinterachsdifferential hinten rechts Fahrzeugquerrichtung, Abb. oben: Auslenkung, Abb. unten: Kraft

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Ähnliches ist auch in der Lagerstelle des Differentials an der Hinterachse zu sehen (Abbildung 54). Auch hier schwingt das Gummilager mit einer Frequenz von ca. 35Hz und es ist ein klarer Unterschied in den Verläufen des KV-Modells im Vergleich zu den anderen zu sehen. Durch die hohe Frequenz „arbeitet“ das Gummilager im Bereich hoher Verlustwinkel was zu einer geringeren Auslenkung führt, die in weiterer Folge zu geringeren Kräften führt. Weiters ist das Ausklingverhalten hier gut zu beobachten. Berg-Lager und fbu-Lager lassen sich gut miteinander vergleichen, da sie (ab Sekunde 3,25) annähernd gleiche Amplitudenausschläge aufweisen. Zu sehen ist, dass das Berg-Lager wesentlich schneller abklingt als das fbu-Lager. Das KV-Lager lässt sich nicht direkt mit den anderen vergleichen, da es nicht auf die gleichen Maximalamplituden (zum Zeitpunkt 3,25 Sekunden) ausgelenkt wird.
In Abbildung 55 sind Kraft und Auslenkverläufe für die Lagerstelle 1 für alle drei Schwellengeometrien (siehe Abbildung 46 bis Abbildung 48) zu sehen (die unterschiedliche Ordinatenskalierung ist zu beachten). Ein Einfluss der Schwellengeometrie kann nicht beobachtet werden.

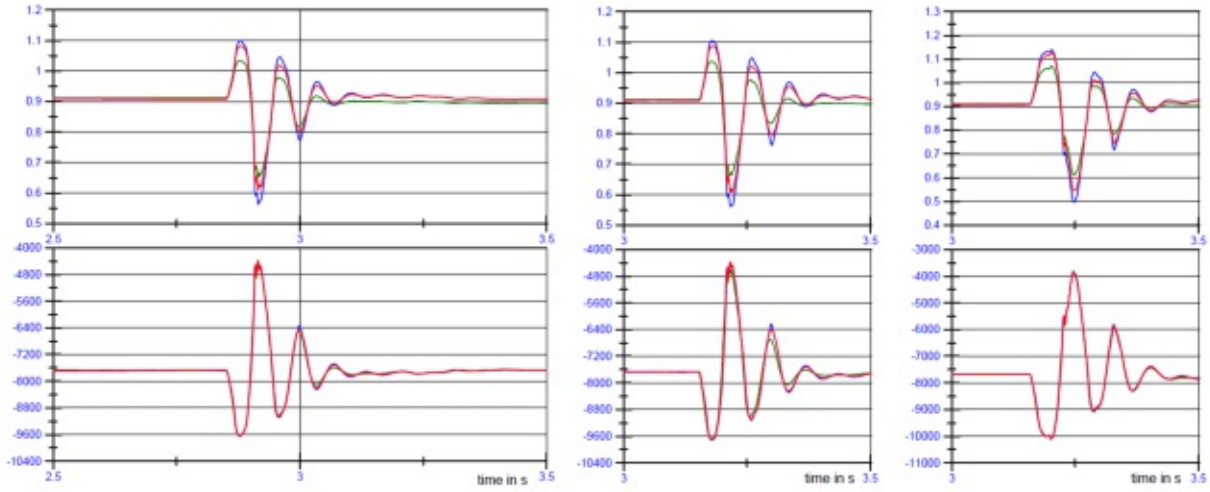

Abbildung 55: Kraft- und Auslenkverläufe für die Lagerstelle 1 für verschiedene Schwellengeometrien, links: 176x22mm, Mitte: 210x30mm, rechts: 500x30mm

Zusammenfassend kann aus den Ergebnissen der Schwellenüberfahrten im Zeitbereich folgendes gesagt werden:

- Das KV-Lager zeigt in der Regel die größten Amplituden, das Berg-Lager die kleinsten bei (meist) gleichen Lagerkräften.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

- Die überproportionale Dämpfung und Steifigkeit des KV-Lagers im höherfrequenten Bereich ist bei den Aggregaten (z.B. hinteres Differential) klar zu erkennen. Das KV-Lager verhält sich bei höheren Frequenzen wie ein Tiefpass.
- Das Berg-Lager zeigt bei manchen Fällen schon vor der Schwellenüberfahrt, also bereits im quasistatischen Fall, einen merklichen Unterschied in der Auslenkung aufgrund unterschiedlicher Steifigkeit im quasistatischen Fall.
- Die 3 Schwellen untereinander verglichen zeigen qualitativ keinen großen Unterschied.

11 Simulation Straßenüberfahrten

Zur weiteren Beurteilung wurden Überfahrten digitalisierter Straßenabschnitte mit dem Gesamtfahrzeugmodell simuliert. Insgesamt wurden 3 Straßenprofile, die mit einem Lasermessverfahren digitalisiert worden sind, dafür verwendet. Diese werden im Folgenden benannt als:

- Schlechtwegstrecke: Fahrgeschwindigkeit: erster Abschnitt: 20 km/h, zweiter Abschnitt 25 km/h
- Rauasphalt: Fahrgeschwindigkeit: 50 km/h
- Autobahnstrecke: Fahrgeschwindigkeit 100 km/h, Fahrbahn bestehend aus 5m Betonplatten, führt zu periodischer Anregung

Die Reihenfolge der oberen Auflistung orientiert sich an der Unebenheit der Fahrbahnen, wobei die Unebenheit von oben nach unten abnimmt. Die simulierte Fahrzeit auf diesen Straßenabschnitten beträgt jeweils etwa eine Minute. Die Unebenheit der Fahrbahn lässt sich Anhand der Spektraldichte grafisch veranschaulichen, Details siehe [20] S. 340. In Abbildung 56 wird diese für die 3 genannten Fahrbahnen dargestellt. Bei genauerer Betrachtung der Spektraldichte der Autobahn sind mehrere Spitzen (die erste bei Wellenlänge L=5m) zu erkennen, die auf die Periodizität der Betonplatten zurückzuführen sind.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

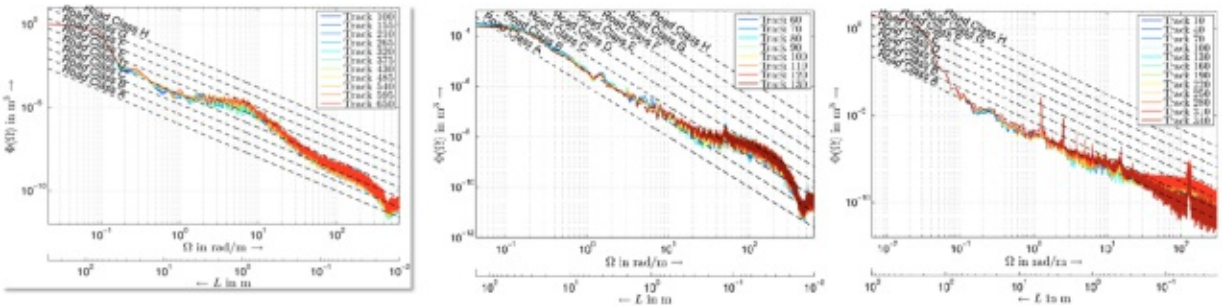

Abbildung 56: Spektraldichten der Fahrbahnen, Schlechtweg (links), Rauasphalt (mitte), Autobahnstrecke (rechts)

Aus diesen Straßenüberfahrten wurden die Kräfte und Auslenkungen in den Gummilagern mit FFT sowie die Zählverfahren Range Pair und Levelcrossing (mehr zu den Zählverfahren auf Seite 64) ausgewertet um den Einfluss auf Lastkollektiv und Fahrkomfort beurteilen zu können. Die Ergebnisse werden im Folgenden diskutiert.

11.1 Ergebnisse Straßenüberfahrten im Frequenzbereich

Zunächst werden die Ergebnisse der FFT und im Anschluss die der beiden Zählverfahren vorgestellt.

In Abbildung 57 wird die FFT Auswertung der Lagerstelle 1 dargestellt. Zu sehen ist, dass die Amplituden der Auslenkungen unterschiedlich sind, wohingegen die Amplituden der Kräfte kaum Unterschiede aufweisen. Die Amplituden des Berg-Modells weisen die geringsten Amplituden, und das KV-Modell weist die höchsten Amplituden auf. Diese Tendenz ist nicht nur an dieser Lagerstelle, sondern auch bei allen anderen (bis auf wenige Ausnahmen) zu beobachten. Dieses Ergebnis ist eine Bestätigung der Ergebnisse der Schwellenüberfahrten.

Ab einer Frequenz von etwa 25 Hz sind kaum Unterschiede erkennbar. Auch in Abbildung 58, wo die Ordinatenachse logaritmisch aufgetragen ist, sind nur geringe Unterschiede zu sehen. Dieses Ergebnis ist insofern interessant, da das KV-Modell bei hohen Frequenzen grundsätzlich überdämpfen sollte. Das müsste zu einer deutlich geringeren Amplitude im höherfrequenten Bereich führen. Dieses Verhalten ist jedoch auf keiner Lagerstelle deutlich zu beobachten, da Anregungen mit solch hohen Frequenzen gar nicht auftreten.

Die Abbildung 59 bis Abbildung 62 zeigen die FFT Auswertungen der Lagerstellen 2 bis 4. Auch hier, wie bereits erwähnt, sind die gleichen Tendenzen wie bei Lagerstelle 1 zu erkennen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

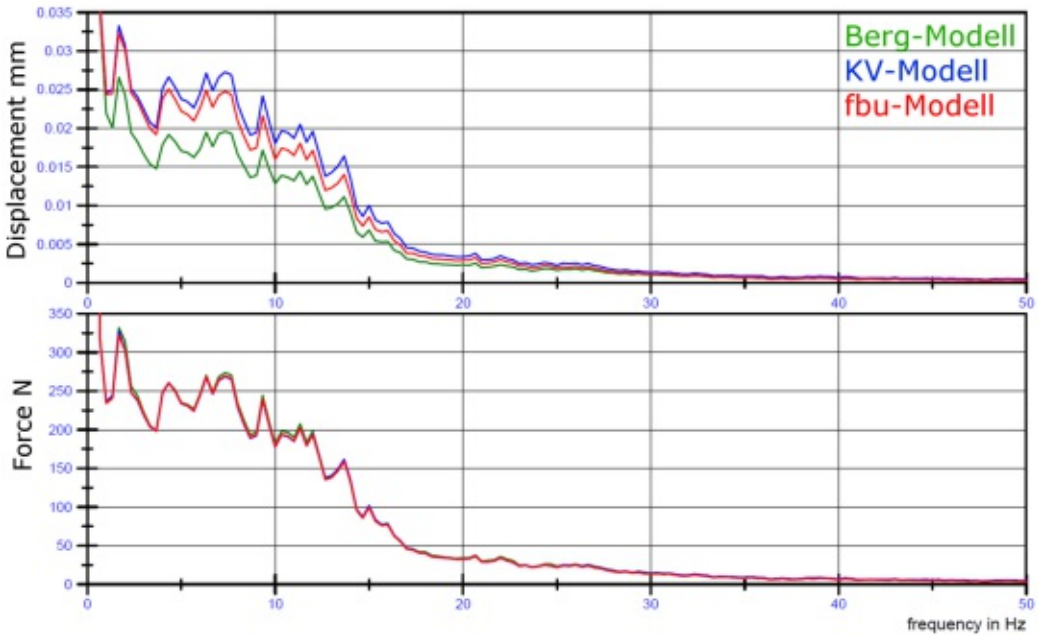

Abbildung 57: FFT-Analyse der Straßenüberfahrt Schlechtweg an Lagerstelle 1, oben: Auslenkung, unten: Kraft

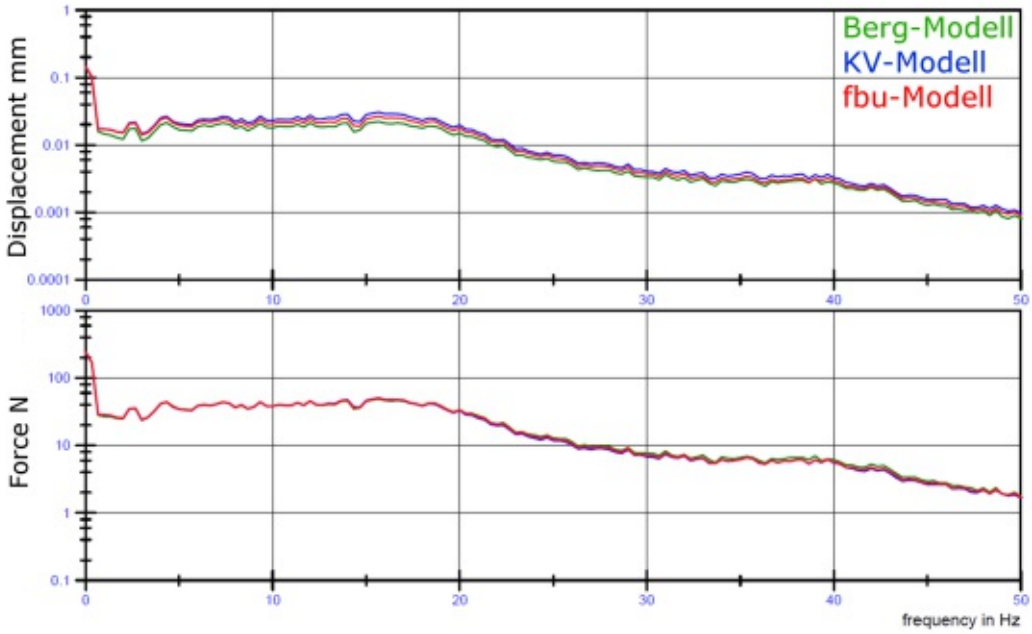

Abbildung 58: FFT-Analyse der Straßenüberfahrt Schlechtweg mit logarithmischer Ordinate an Lagerstelle 1, oben: Auslenkung, unten: Kraft

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

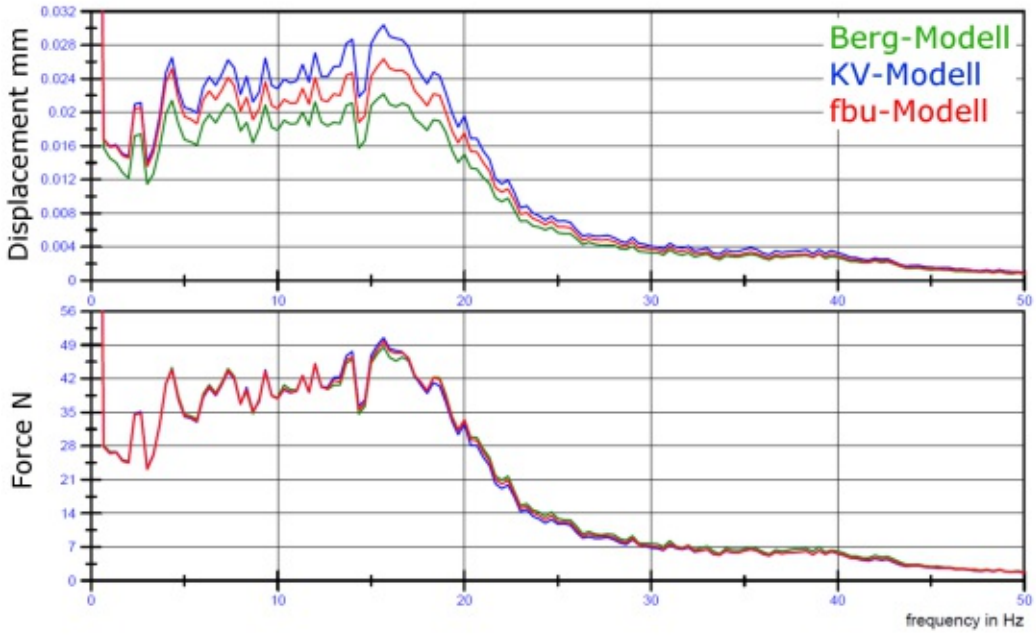

Abbildung 59: FFT-Analyse der Straßenüberfahrt Schlechtweg an Lagerstelle 2, oben: Auslenkung, unten: Kraft

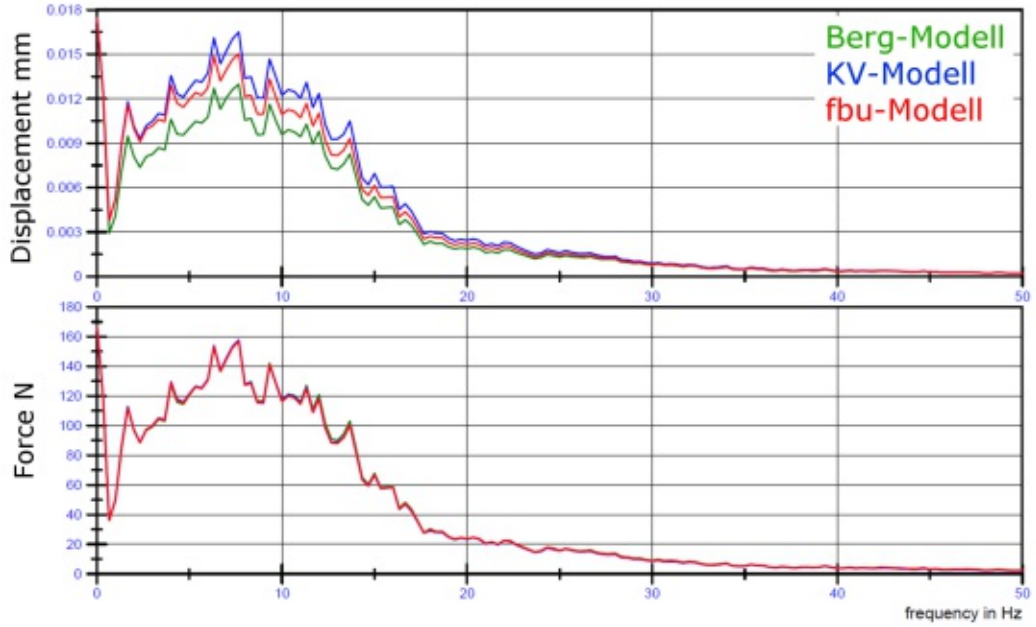

Abbildung 60: FFT-Analyse der Straßenüberfahrt Schlechtweg an Lagerstelle 4, oben: Auslenkung, unten: Kraft

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

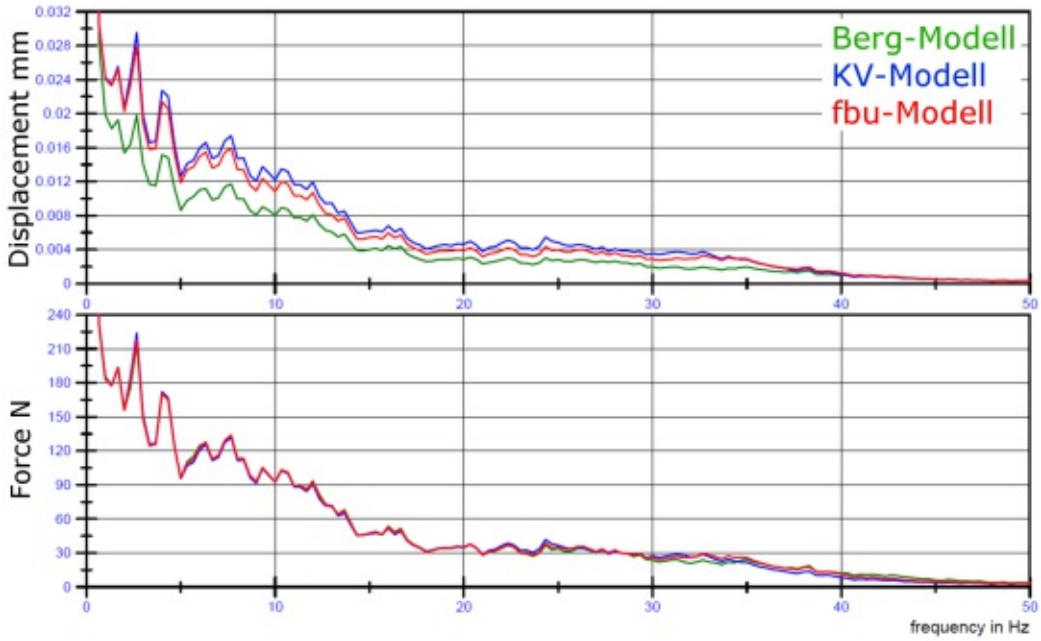

Abbildung 61: FFT-Analyse der Straßenüberfahrt Schlechtweg an Lagerstelle 3, oben: Auslenkung, unten: Kraft

In Abbildung 62 wird auf die schon vorhin (auf Seite 56) behandelte Lagerstelle des Hinterachsdifferentials eingegangen. Da es sich um eine Eigenschwingung handelt (Erregung nicht unmittelbar sondern indirekt über Lenker, Fahrachsschemel usw.), ist eine beinahe harmonische Schwingung klar zu erkennen. Dadurch entstehen auch Frequenzspektren die einen eindeutigen Hinweis auf die Eigenfrequenzen geben, siehe Abbildung 62. Zu sehen ist, dass bei Verwendung des KV-Lagers das schwingfähige System die niedrigste Eigenfrequenz, bei Verwendung des Berg-Lagers eine höhere Eigenfrequenz hat, was mit den unterschiedlichen Steifigkeiten zu begründen ist.
Wie in Kapitel 5.1 erwähnt wurde vom KV-Modell ursprünglich eine zu hohe Steifigkeit bei hohen Frequenzen erwartet. Das würde auch zu höheren Eigenfrequenzen führen. Hier ist jedoch das Gegenteil zu sehen. Ein starker Anstieg der Steifigkeit über der Frequenz ist letztendlich (wie auf Seite 32 zu sehen) nicht so stark aufgefallen. Die aufgrund der Parametrierung etwas niedrigere Steifigkeit führte letztendlich zu den niedrigsten Eigenfrequenzen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

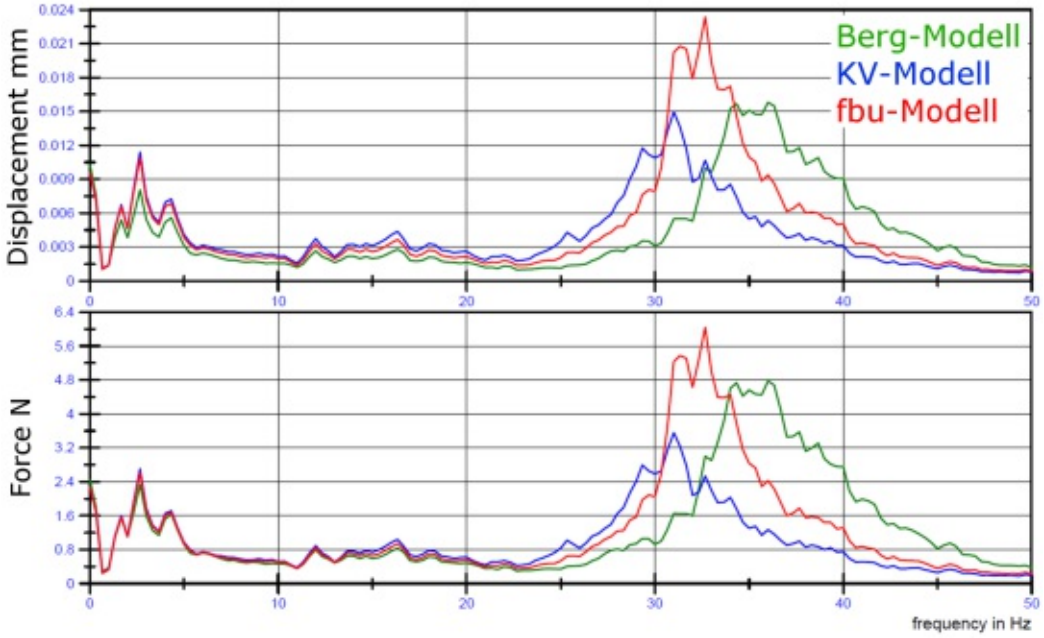

Abbildung 62: FFT-Analyse der Straßenüberfahrt Schlechtweg, hinterer Fahrschemel, vordere Lagerstelle rechts, Fahrzeugquerrichtung, oben: Auslenkung, unten: Kraft

In Abbildung 63 werden die FFT-Auswertungen aller 3 Fahrstrecken anhand der Lagerstelle 1 verglichen (Es ist auf die unterschiedliche Ordinatenskalierung zu achten). Da das Ergebnis von Fahrstrecke zu Fahrstrecke unterschiedlich ist, soll hier nur gezeigt werden, dass sich qualitativ die Ergebnisse nicht sonderlich unterscheiden. Ausnahme sind nur die Spitzenwerte im unteren Diagramm, der FFT-Auswertung für die Autobahnstrecke. Diese sind auf die schon vorhin erwähnten periodischen Anregungen durch die Betonplatten zurückzuführen. In allen drei Fällen sind jedoch die vorhin beschriebenen Tendenzen zu sehen.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

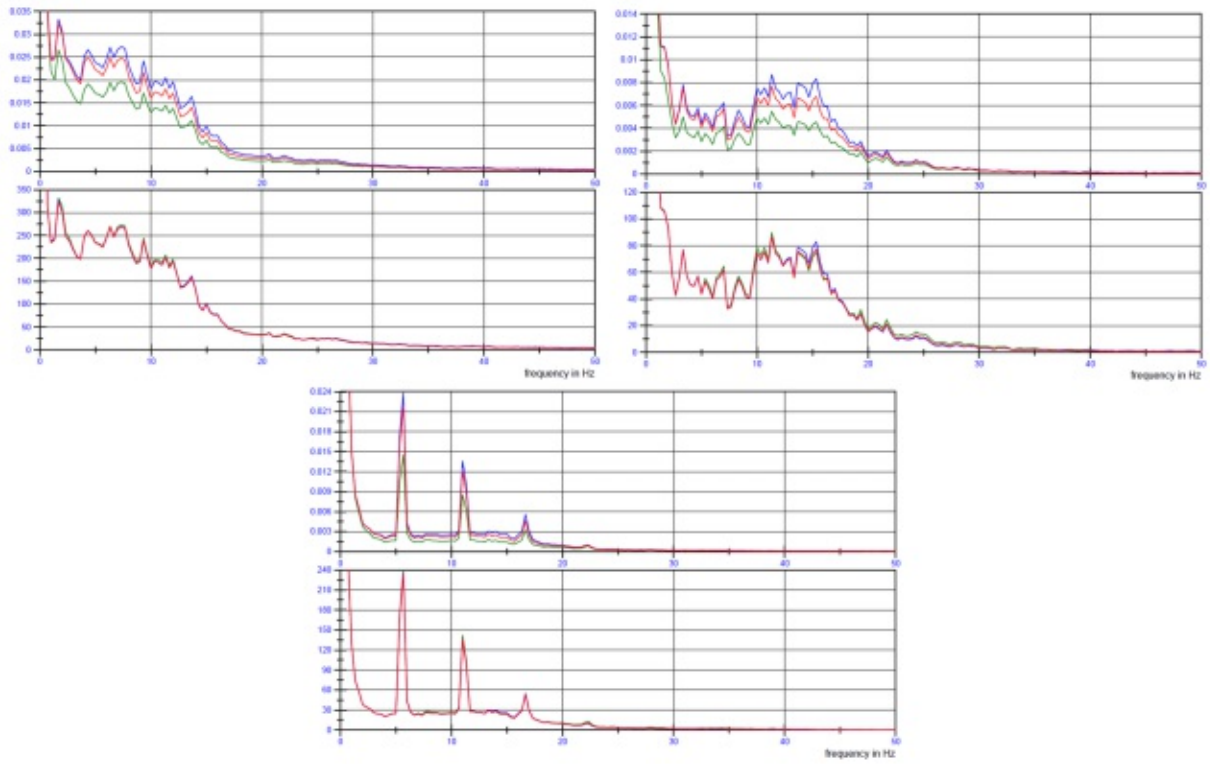

Abbildung 63: Vergleich FFT-Auswertung verschiedener Fahrbahnüberfahrten an Lagerstelle 1 links oben: Schlechtweg, rechts oben: Rauasphalt, unten: Autobahn

11.2 Grundlagen Zählverfahren

Für die Bauteildimensionierung von Lenkern und anderen Fahrwerksteilen, die die Radkräfte weiterleiten, werden unter anderem die Ergebnisse der vorhin behandelten Simulation Schwellenfahrt sowie Schlechtwegstrecken verwendet. Dazu bedient man sich verschiedener Zählverfahren, welche den Bereich des Messbereichs (z.B. der Kraft) in Klassen unterteilen und die Häufigkeit des Auftretens der Messwerte in diesen Klassen mit einem bestimmten Verfahren zählen.

Einen guten Überblick über diese Zählverfahren gibt [21].

In dieser Arbeit werden die Verfahren Levelcrossing und Rangepair angewendet. Diese sollen im Folgenden kurz behandelt werden.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Levelcrossing-Verfahren:

Bei diesem Verfahren, auch Klassengrenzenüberschreitungszählung genannt oder hier mit LC abgekürzt, werden die Überschreitungen von Klassengrenzen gezählt. Unterschieden werden 2 Varianten: es wird nur die Anzahl an Überschreitungen bei steigender (oder fallender) Flanke gezählt oder aber bei steigender und fallender Flanke. Das Levelcrossing-Verfahren ist für einen raschen Vergleich von Kollektiven gut geeignet, für die Lebensdauerabschätzung jedoch ungeeignet. Dazu eignet sich das Rangepair-Verfahren besser [21].

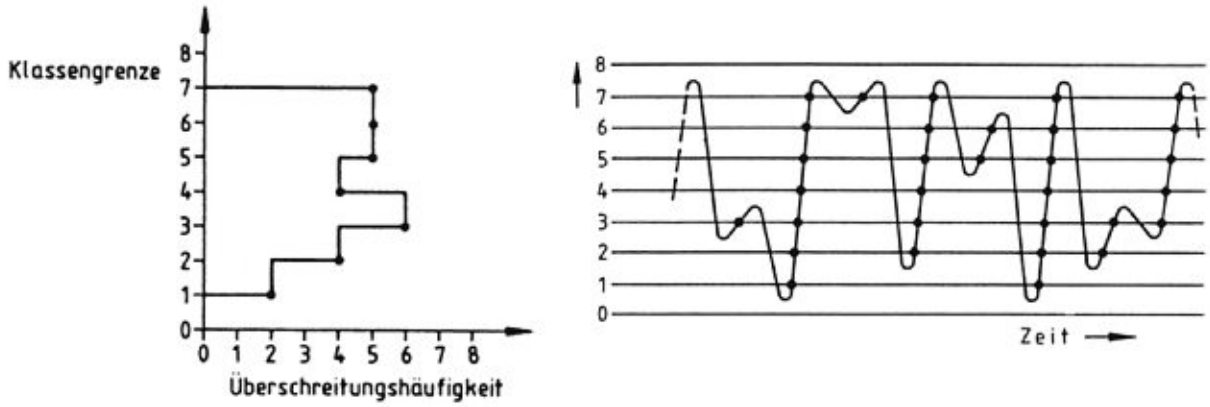

Abbildung 64: Beispiel des Levelcrossing-Verfahrens [21]

Levelcrossing-Verfahren:

Dieses Verfahren, auch Bereichspaarzählung genannt oder hier mit RP abgekürzt, zählt Bereichspaare, das sind eine positive und negative Flanke mit gleicher Amplitude und Mittelspannung. Diese beiden Flanken müssen nicht unmittelbar nacheinander auftreten, sondern können auch zu späteren Zeitpunkten fortgesetzt werden. Begonnen wird bei einem Minimum oder Maximum. Die nachfolgende Flanke wird in Klassen unterteilt und nummeriert, siehe Abbildung 65 Bei jedem weiteren Maximum bzw. Minimum wird von Null an weg gezählt. Werden eine positive und negative Flanke mit gleicher Amplitude und Mittelspannung durchgezählt so werden diese zu einem Bereichspaar zusammengefasst.
Da in diesem Zählverfahren Amplituden und deren Häufigkeit gezählt werden, ist dieses Verfahren sehr gut als Schädigungsgröße geeignet. Nachteil dieses Verfahrens ist jedoch, dass Absolutwerte des Signals verloren gehen [21].
In Abbildung 65 ist dieses Verfahren anschaulich dargestellt. Begonnen wird bei einem Maximum. Welche Flanken zusammengefasst werden, kann anhand der Linienart (gestrichelte

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Linie, punktierte Linie,. . .) entlang des Signalverlaufs festgestellt werden.

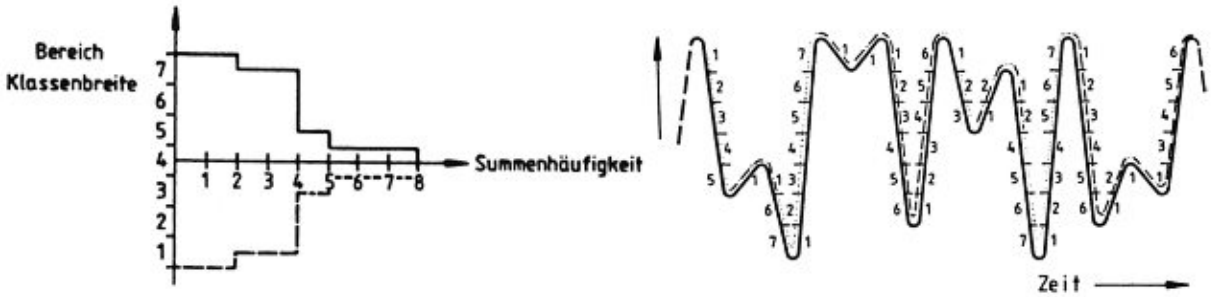

Abbildung 65: Beispiel des Rangepair-Verfahren [21]

11.3 Ergebnisse Straßenüberfahrten mit Zählverfahren

Betrachtet man die Auswertung mittels LC und RP (siehe Abbildung 66 bis Abbildung 69, hier werden, wie schon vorhin, die Ergebnisse der Straßenüberfahrt dargestellt) sind sehr ähnliche Schlüsse zu ziehen, wie sie bereits während der FFT-Auswertung gemacht wurden: Amplituden des Berg-Lagers sind am geringsten, die des KV-Lagers am größten, bei annähernd gleich großen Amplitudenwerten für die Kräfte. Letztere Tatsache führt in weiterer Folge zu keinem großen Einfluss für die Lastkollektivermittlung.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

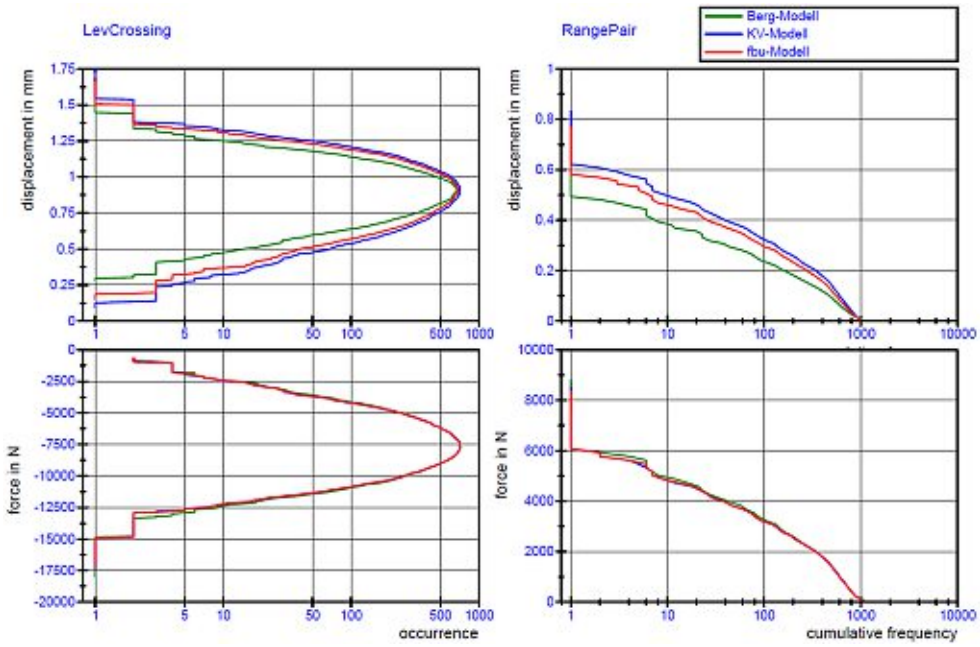

Abbildung 66: Levelcrossing- (links) und Rangepair-Auswertung (rechts) für die Lagerstelle 1 der Staßenüberfahrt Schlechtweg

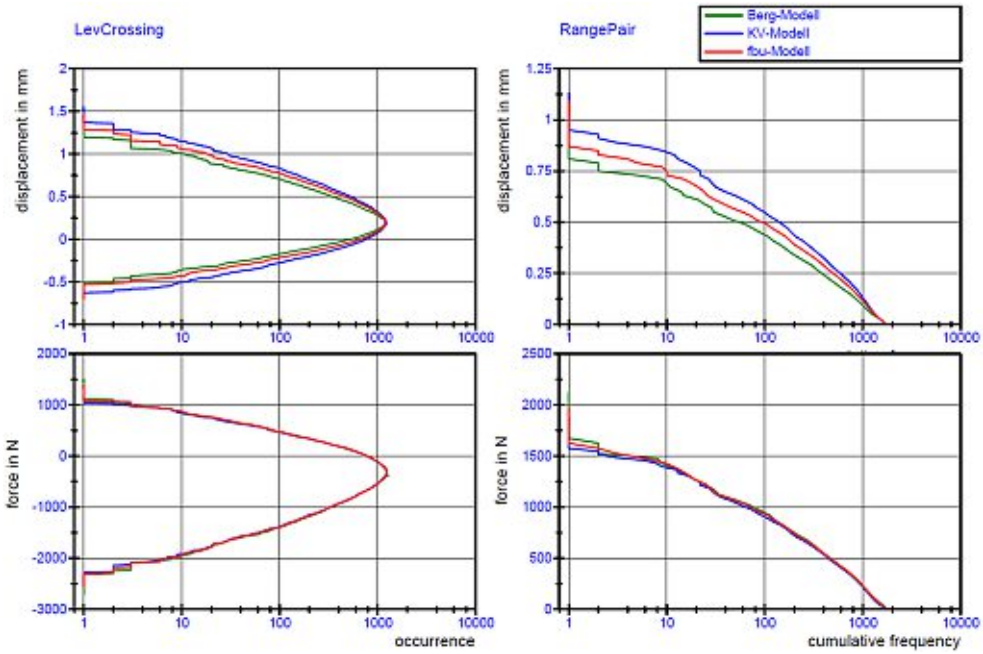

Abbildung 67: Levelcrossing- (links) und Rangepair-Auswertung (rechts) für die Lagerstelle 2 der Staßenüberfahrt Schlechtweg

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

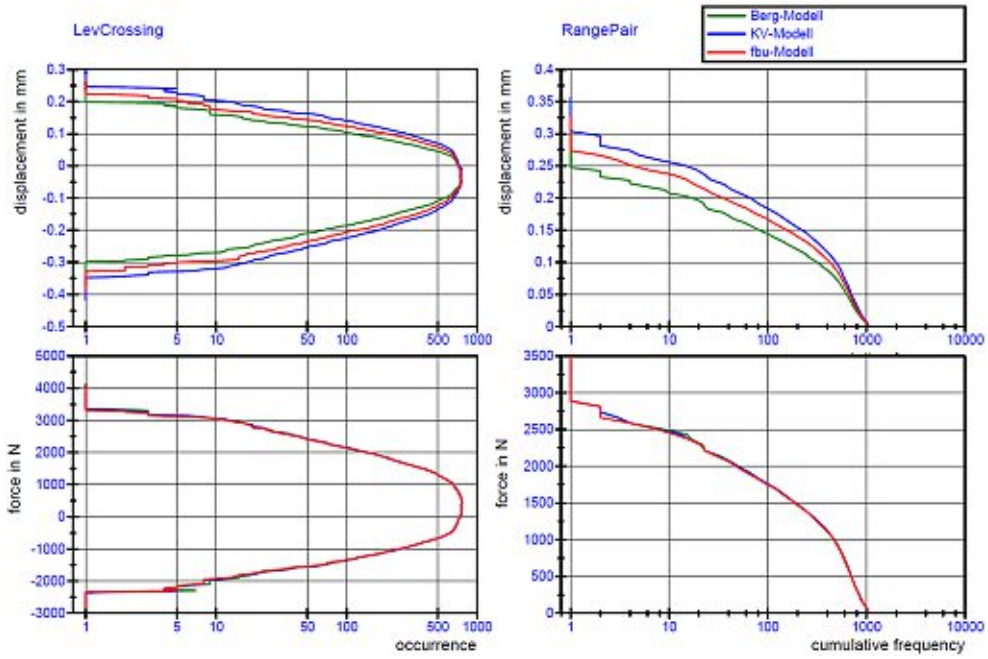

Abbildung 68: Levelcrossing- (links) und Rangepair-Auswertung (rechts) für die Lagerstelle 3 der Staßenüberfahrt Schlechtweg

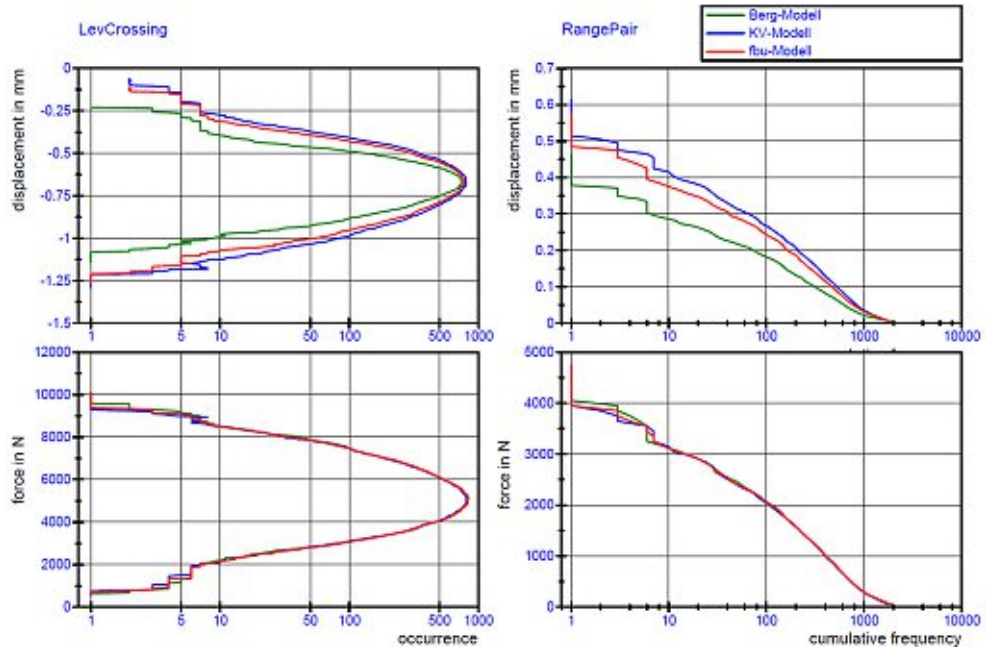

Abbildung 69: Levelcrossing- (links) und Rangepair-Auswertung (rechts) für die Lagerstelle 4 der Staßenüberfahrt Schlechtweg

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

12 Rollgeräuschsimulation

12.1 Beschreibung des Modellaufbaus

Liegt im Gegensatz zu den im Kapitel „Simulation Straßenüberfahrten“ beschriebenen Fahrmanövern keine Straßengeometrie vor oder ist die Straßenerregung zu hochfrequent (wie es bei einer Rollgeräuschuntersuchung der Fall ist) um mit dem Reifenmodell erfasst zu werden, kann eine alternative Simulationsmöglichkeit gewählt werden. Nötig dazu ist eine Messfahrt mit dem realen Fahrzeug auf der Teststrecke welches mit Messfelgen ausgestattet ist. Diese Messfelgen messen jeweils 3 Kraft- und Momentenkomponenten im Radmittelpunkt sowie Bremsmomente und protokollieren diese mit. Mit diesen Messdaten kann das Fahrzeugmodell beaufschlagt werden. Das Fahrzeugmodell in Adams Car wird vorher modifiziert. Das FTire bzw. das Pacejka Reifenmodell werden durch ein spezielles Subsystem ersetzt, auf welches die Radkräfte und Momente aufgebracht werden. Diese Räder bestehen grundsätzlich aus 2 Teilen: jenes auf das die 6 Radkraftkomponenten aufgebracht werden, dieses ist mit den Antriebswellen verbunden, und jenes auf das die Bremskräfte aufgebracht werden, dieses ist mit dem Radträger verbunden. Letzteres Aufbringen geschieht auf der Radaufstandsfläche, was dazu führt, dass der Radius dieses Testreifens dementsprechend gewählt werden muss.
Weiters müssen die Antriebswellen sowie Differentiale in ihren Drehfreiheitsgraden gesperrt werden.
Das Festhalten des Fahrzeugaufbaus erfolgt über eine sehr weiche elastische Verbindung zum Inertialsystem. Diese muss deshalb weich sein, da eine starre Fixierung im Inertialsystem zu Verfälschungen der Simulationsergebnisse führen würde, z.B. würde keine Längsbeschleunigung bei einem Beschleunigungsmanöver gemessen werden. Würde keine Verbindung zum Inertialsystem herrschen, wäre das System statisch unbestimmt und eine Simulation nicht möglich. Näheres dazu in [22].

12.2 Beschreibung und Ergebnisse der Rollgeräuschsimulation

Simuliert wird eine ca. 7 Sekunden lange Geradeausfahrt auf einer sehr hochfrequenten und niederamplitudigen Fahrbahn. Die FFT-Auswertungen dieser Simulation sind in Abbildung 70 bis Abbildung 73 zu sehen. Da mit dieser Simulationsmethode Abrollgeräusche untersucht werden, wird die FFT-Auswertung bis zu 100 Hz dargestellt.
Zu sehen sind auch hier die viel kleineren Auslenkungen des Berg-Lagers und größere

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

Auslenkungen des KV-Lagers sowie auch die gleich großen Kräfte, zumindest im Frequenzbereich 1-30 Hz. Darüber ist besonders bei Lagerstelle 2 und 4 ein etwas anderes Frequenzspektrum zu sehen, nicht nur bei der Auslenkung sondern auch bei der Kraft. Es fällt auf, dass das fbu-Lager im höheren Frequenzbereich höhere Frequenzanteile hat als die beiden anderen. Bei dieser Simulation sind die Unterschiede deutlich größer als bei den vorhin behandelten Simulationen. Die Versteifung des Berg-Lagers bei kleinen Amplituden kommt hier stärker zum Vorschein und man kann davon ausgehen, dass das Berg-Lager jene Ergebnisse liefert, die der Realität am nächsten sind.

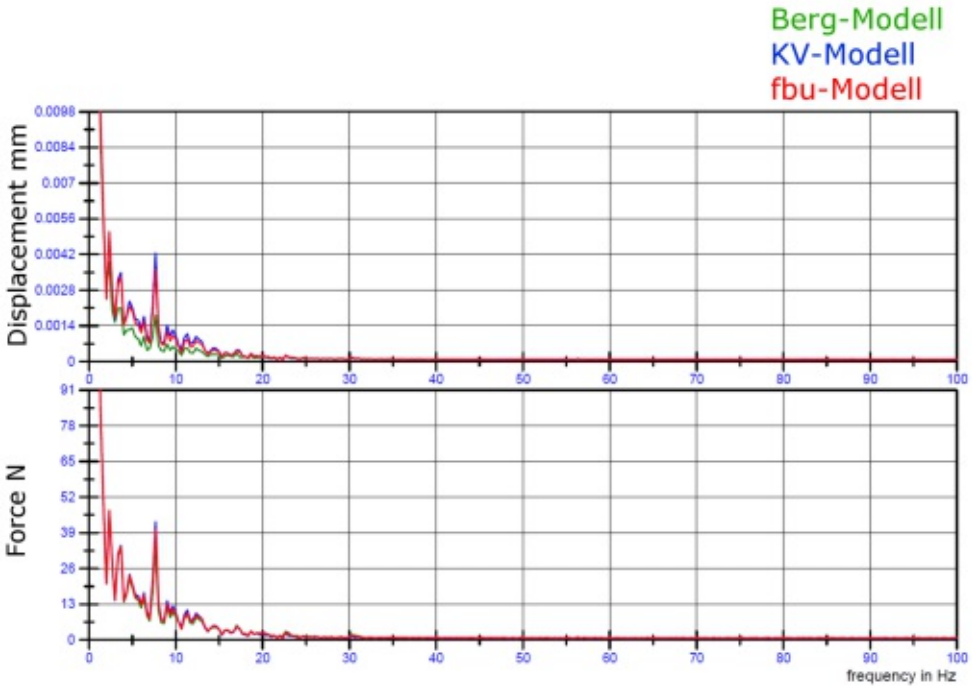

Abbildung 70: FFT-Auswertung der Rollgeräuschsimulation an Lagerstelle 1

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

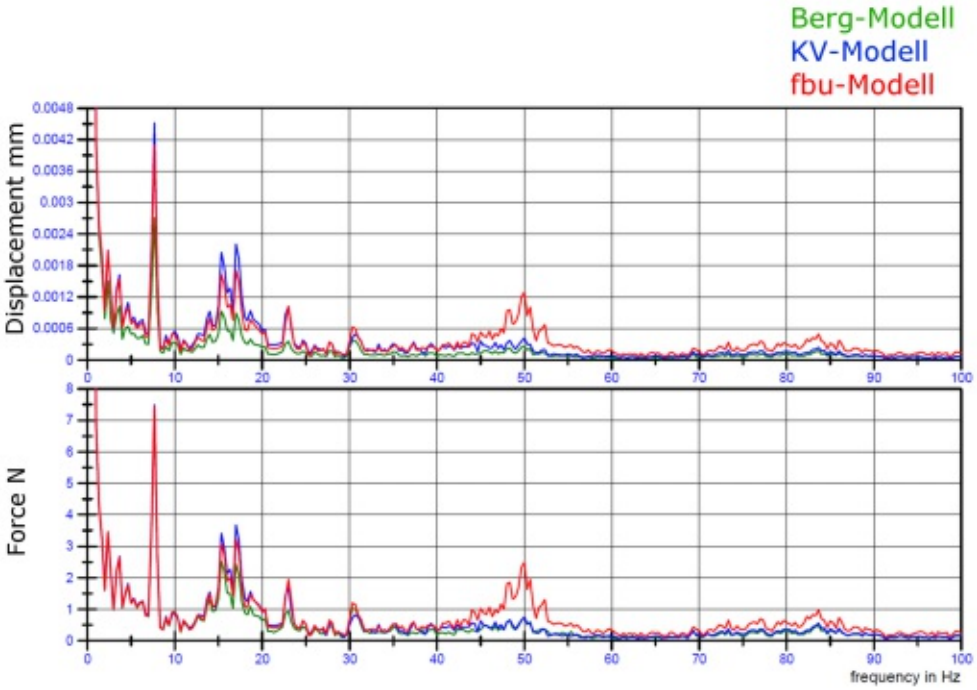

Abbildung 71: FFT-Auswertung der Rollgeräuschsimulation an Lagerstelle 2

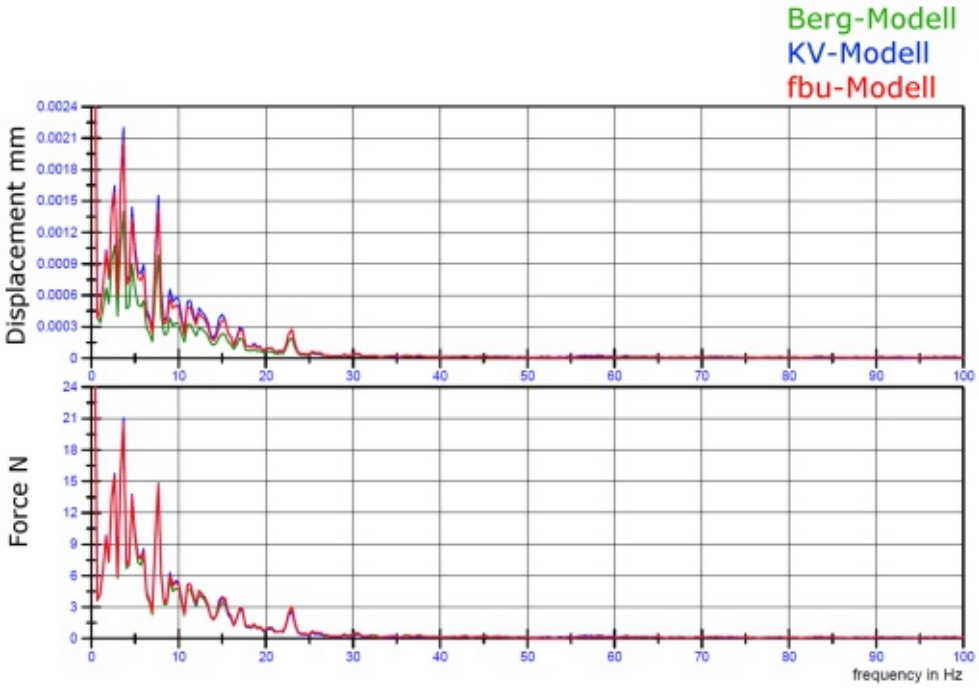

Abbildung 72: FFT-Auswertung der Rollgeräuschsimulation an Lagerstelle 3

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

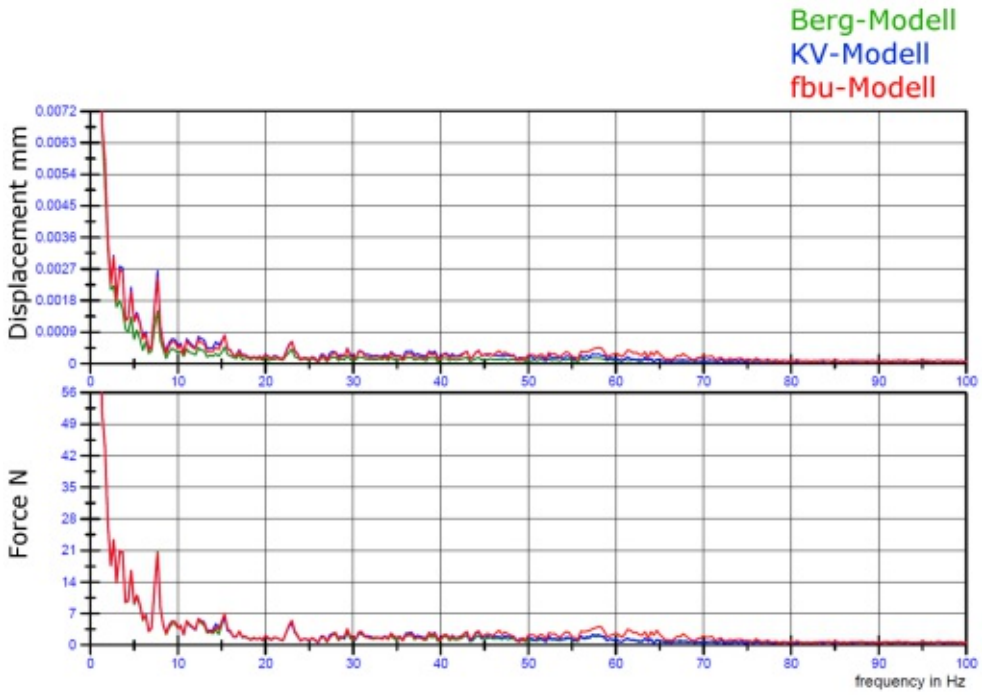

Abbildung 73: FFT-Auswertung der Rollgeräuschsimulation an Lagerstelle 4

13 Fahrkomfort

13.1 Grundlagen Fahrkomfort

Unter Fahrkomfort versteht man das Wohlbefinden der Fahrgäste in der Fahrkabine während der Fahrt. Dieses Themengebiet wird auch mit NVH bezeichnet was für Noise, Vibration and Harshness steht, also Lärm, Vibrationen und Rauigkeit. Diese 3 Größen sind die Hauptkriterien für den Fahrkomfort und können mit dem Frequenzspektrum charakterisiert werden. Die Ursachen/Quellen in einem Kfz dafür können unterteilt werden in:

- Motorerregte Schwingungen
- Fahrbahnerregte Schwingungen
- Raderregte Schwingungen

Alle Anregungsquellen befinden sich außerhalb der Fahrgastzelle und können nur durch Körper- oder Luftleitung in die Fahrgastzelle weitergeleitet werden. Durch den Einsatz

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

von Gummilagern und/oder Hydrolagern kann diese Weiterleitung gezielt verhindert und der Fahrkomfort erhöht werden.
Schwingkomfort lässt sich objektiv auf Grundlage einiger Untersuchungen durch die an der Sitzschiene, an der Fußablage, am Lenkrad und sonstigen Fahrzeugteilen in der Fahrgastzelle auftretenden Schwingungen beurteilen. Es hat sich gezeigt, dass gewisse Amplituden und Frequenzen als unangenehm (bzw. sogar schmerzhaft) beurteilt werden. Die Einwirkrichtung hat hierbei einen Einfluss. Dabei wird der Bereich zwischen 5 Hz und 10 Hz vom Menschen am empfindlichsten beurteilt, da sich hier Resonanzerscheinungen der menschlichen Körperteile wie Kopf, Magen oder Gliedmaßen ergeben. Diese Bereiche sind jedoch nur statistische Mittelwerte und werden somit von Person zu Person anders liegen und anders empfunden.

13.2 Auswertung des Fahrkomforts

Da es sich bei dem vorhandenen Fahrzeugmodell um ein für den Fahrkomfort eher ungeeignetes Modell handelt (Starrkörpermodell, somit keine Steifigkeiten der Karosserie zur Beurteilung der Schwingungen an Fußablage und keine Steifigkeiten im Lenkstrang zur Beurteilung der Schwingungen am Lenkrad), wird hier ein nur sehr einfacher Vergleich gemacht. Dazu wird nur die Vertikalbeschleunigung im Aufbauschwerpunkt betrachtet. Das Frequenzspektrum dieser Beschleunigung für die Straßenüberfahrt „Schlechtweg“ (Definition siehe Seite 58) wird in Abbildung 74 dargestellt. Zu sehen ist, dass der Einfluss des verwendeten Gummilagermodells hier kaum vorhanden ist. Ein gleiches Ergebnis lieferte die Straßenüberfahrt „Rauasphalt“ (hier nicht dargestellt). Dieser einfache Vergleich liefert somit zusammenfassend für den Fahrkomfort keinen nennenswerten Einfluss des verwendeten Lagermodells.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

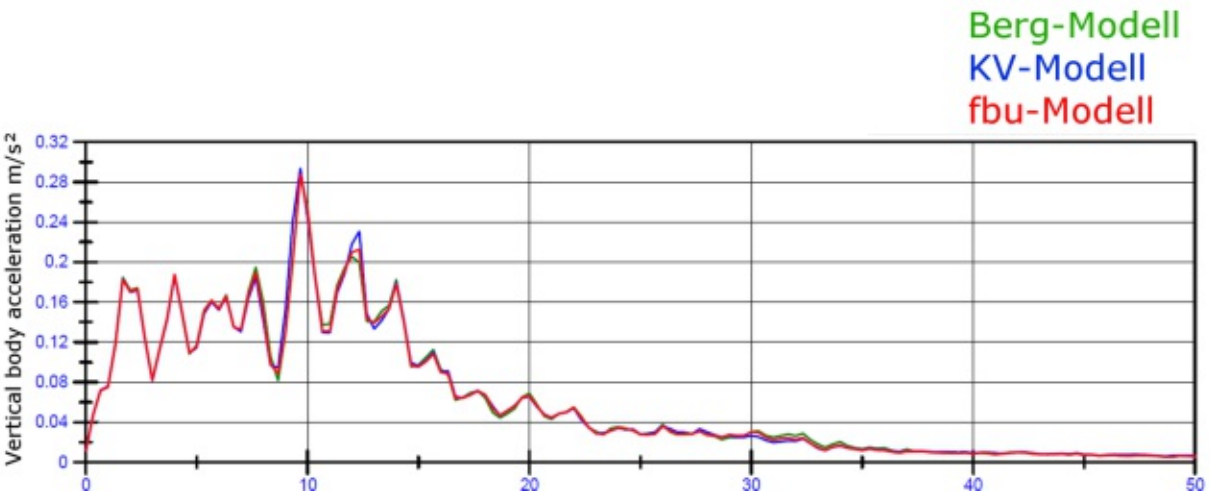

Abbildung 74: FFT-Auswertung der Vertikalbeschleunigung des Fahrzeugaufbaus bei der Straßenüberfahrt „Schlechtweg“

14 Vergleich Rechenzeiten und Rechenstabilität

Ein für den Vergleich nicht vernachlässigbarer Punkt ist die Rechenzeit der Simulationen. Hierbei ist zu erwähnen, dass bei den einzelnen Varianten zwischen Berg-, KV- und fbu-Modell nicht auf gleiche Rechenbedingungen geachtet wurde (teilweise parallel laufende Simulationen, abweichende Hintergrundprozesse usw. jedoch immer auf gleichem Rechner simuliert). Nichtsdestotrotz wird eine grobe Übersicht über die Rechenzeiten für verschiedene simulierte Fahrmanöver/Strecken in Abbildung 75 gezeigt. Ein deutliches Ergebnis ist erkennbar: das Berg-Lager hat die höchsten Rechenzeiten, das KV-Lager die niedrigsten. Bezogen werden die Rechenzeiten prozentuell auf das fbu-Modell. Über alle Fahrmanöver gemittelt beträgt die Rechenzeit für das KV-Lager nur 87%, die des Berg-Lagers 183%.
Zur Rechenstabilität ist zu erwähnen, dass bei Verwendung des Berg-Lagers die Rechenstabilität nicht immer gewährleistet war. Simulationen von großen Hindernisüberfahrten (z.B. trapezförmiges Hindernis ähnlich Abbildung 46, jedoch Höhe=80mm und Länge 430mm oder auch „Schlagloch“ mit Tiefe=120mm) führten zu keinem konvergierendem Ergebnis, und die Simulation wurde vom Solver abgebrochen. Im Gegensatz dazu hat das KV- und fbu-Modell zu keinen Konvergenzproblemen geführt. Die Rechenstabilität beim Berg-Lager ist somit schlechter.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

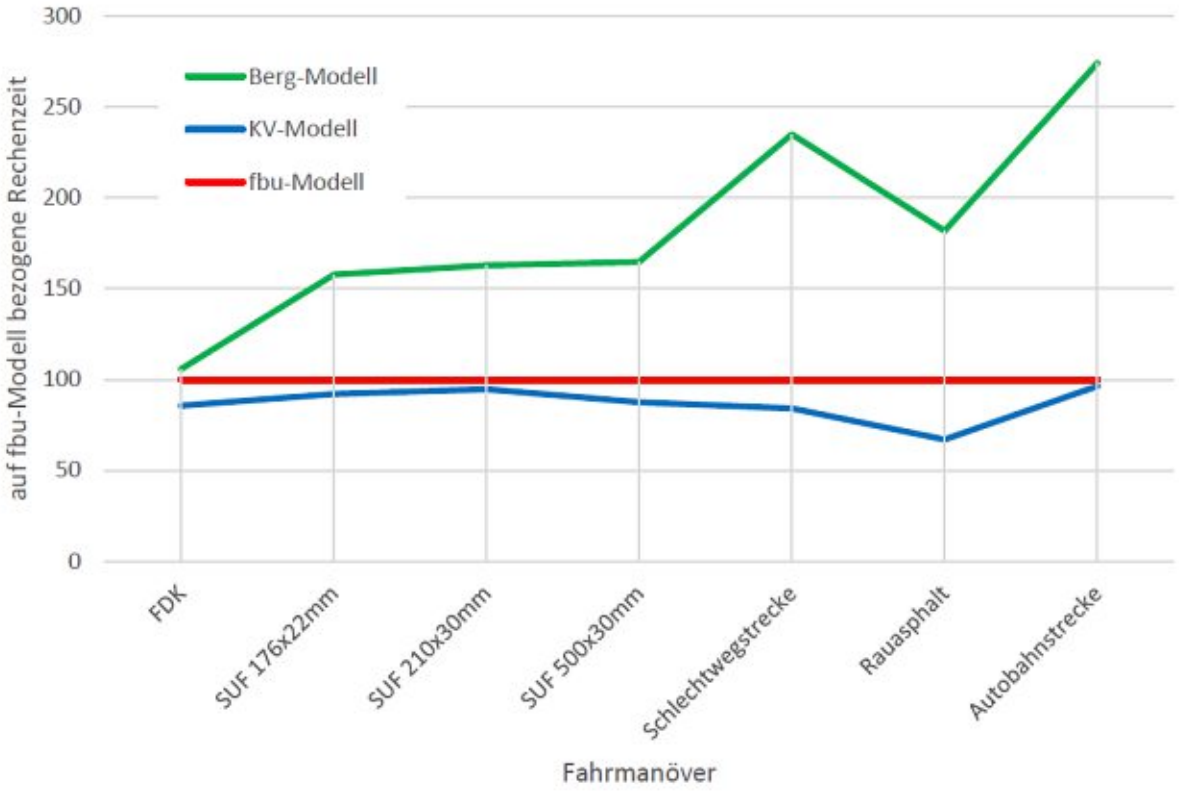

Abbildung 75: prozentueller Vergleich der Rechenzeiten verschiedener Fahrmanöver bzw. Fahrstrecken[4]

15 Gegenüberstellung des Parametrierungsaufwands

Zur Beurteilung des Parametrierungsaufwands werden im Folgenden 2 Punkte betrachtet: 1) die für die Parametrierung nötigen Messungen des Lagers und 2) die zur Parameteroptimierung nötigen Werkzeuge/Programme.

Eine statische Messung ist für alle drei Lagermodelle in gleicher Form nötig und zwar mit geringer Auslenkgeschwindigkeit und möglichst hoher Maximalauslenkung um die Nichtlinearität zu erfassen.

Für die Dynamik (sinusförmige Wegerregung im eingeschwungenen Zustand bei bestimmter Frequenz und Amplitude) sind für das KV- sowie fbu-Lagermodell (bilden keine Amplitudenabhängigkeit ab) in minimalster Form Messungen nur bei einer „mittleren“ Amplitude

[4]Abkürzungen in der Ordinatenbeschriftung: FDK → Fahrdynamikkatalog siehe Seite 42, SUF → Schwellenüberfahrt siehe Seite 52

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

und einer Frequenz von 15 Hz nötig.
Für das Berg-Lagermodell (bildet Amplitudenabhängigkeit sehr wohl ab, siehe Kapitel 5.3) sind dynamische Messungen bei mehreren Amplituden (mind. 3 sind empfehlenswert) und auch mehreren Frequenzen (z.B. Frequenzbereich von 1 bis 50 Hz in 1 Hz Schritten) nötig. Für eine optimale Parametrierung des Berg-Lagermodells ist somit eine aufwändigere Vermessung des Lagers nötig. Eine Minimierung des Vermessungsaufwandes ist denkbar, jedoch würde die Qualität des parametrierten Modells darunter leiden.
Zum zweiten Punkt „Parameteroptimierung und die dazu notwendigen Werkzeuge bzw. Programme“ kann folgendes gesagt werden: das KV- sowie fbu-Lager können mit erheblich weniger Aufwand/Problemen parametriert werden, da die Parameteranzahl viel geringer ist. Das Berg-Lager hat eine deutlich höhere Parameteranzahl und der Parameteraufwand ist somit größer, siehe Tabelle 1. Außerdem soll hier noch mal erwähnt werden, dass das Parameter-Optimierungsprogramm für das Berg-Lager eigens entwickelt wurde und somit einen zusätzlichen Aufwand darstellt.

Tabelle 1: Gegenüberstellung der 3 Gummilagermodelle

	KV-Modell	**Fbu-Modell**	**Berg-Modell**
Parameteranzahl je Auslenkrichtung	1 + Spline	1 + Spline[5]	8 + Spline[6]
Lässt sich mit dem Modell Amplitudenabhängigkeit abbilden?	NEIN[7]	NEIN[8]	JA
Geometrische Koppelung	JA	JA	JA
Standardmäßig in Adams vorhanden	JA	JA	NEIN
Parametrierungsaufwand	klein	klein	groß

[5]Das fbu-Modell hat ursprünglich 4 Parameter, zusätzliche Nichtlinearität durch ein Spline reduziert Parameter Anzahl auf 3+Spline, diese werden von AdamsCar intern errechnet, die Parametrierungsdatei muss letztendlich nur den Verlustwinkel bei 15 Hz und die nichtlineare Steifigkeit per Spline beinhalten, somit 1+Spline, Details siehe Kapitel 5.2

[6]Das von Berg ursprüngliche Modell beinhaltet nur 5 Parameter, zusätzliche Nichtlinearität durch ein Spline reduziert Parameter Anzahl auf 4+Spline, 2 Zusätzliche Maxwell-Elemente erhöhen Parameter auf 8+Spline, Details siehe Kapitel 5.3

[7]Aufgrund der Spline (nichtlineare Federsteifigkeit) ist das Modell zwar amplitudenabhängig, jedoch ist das nur ein Nebeneffekt. Die Amplitudenabhängigkeit, die in der Vermessung eines Gummilagers zu sehen ist, lässt sich nur mit dem Berg-Modell entsprechend modellieren.

[8]Siehe Fußnote 7

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

16 Zusammenfassung und Gesamtinterpretation

In dieser Arbeit wurde der Einfluss von Gummilagermodellen in der Gesamtfahrzeugsimulation mittels MKS untersucht. Es wurde ein relativer Vergleich untereinander durchgeführt. Untersucht wurden 3 rheologische Modelle: Kelvin-Voigt Modell (KV-Lagermodell), Frequency Bushing Modell (fbu-Lagermodell) sowie das Berg-Modell.
Dazu wurden, ausgehend von einem vorhandenen Gesamtfahrzeug-MKS-Modell in Adams 3 Varianten abgeleitet, die sich lediglich in den verwendeten Gummilagermodellen unterschieden. Bei der Parametrierung wurde auf eine möglichst gute Vergleichbarkeit geachtet.
Zur Untersuchung wurden folgende Simulationen/Analysen durchgeführt:

- Achsanalyse der Vorder- und Hinterachse: Spur- und Sturzänderung über Radhub, Nachgiebigkeit bei Längs und Querzug, Achssteifigkeiten usw.
- Fahrdynamikmanöver: Geradeausbeschleunigung/-bremsen, Lenkwinkelsprung, Lenkwinkelrampe, stationäre Kreisfahrt, usw.
- Schwellenüberfahrten über 3 Schwellen verschiedener Geometrie, Auswertung im Zeitbereich
- Straßenüberfahrten über 3 Streckenprofile unterschiedlicher Unebenheitsgrade, Auswertung im Frequenzbereich sowie mit den Zählverfahren Levelcrossing und Rangepair
- Rollgeräuschsimulation

Die Erkenntnisse aus den obigen Untersuchungen und deren Ergebnissen können wie folgt zusammengefasst werden:

- Trotz der angestrebten vergleichbaren Parametrierung der Lagermodelle war in einigen wenigen Fällen die Steifigkeit im quasistatischen Fall nicht ideal, sodass sich in der Achsanalyse und in weiterer Folge auch in den Fahrdynamikmanövern geringe Unterschiede einstellten. KV- und fbu-Modell sind in der Achsanalyse identisch, da sie identisches quasistatisches Verhalten haben. Das Berg-Modell unterscheidet sich in einigen Punkten, jedoch nicht sehr bedeutend. Die Ergebnisse der Fahrdynamikmanöver haben zwischen KV- und fbu-Modell beinahe keine Unterschiede. Das Berg-Modell hingegen zeigte einen etwas größeren, trotzdem nur unbedeutenden Unterschied. Zu erwähnen ist hier z.B. die höhere Gierverstärkung bei Verwendung des Berg-Modells.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

- Die Ergebnisse der Schwellenüberfahrten im Zeitbereich zeigen, dass die Kraftverläufe in den Lagern aller 3 Modelle beinahe identisch sind. Die Zeitverläufe der Auslenkungen weisen größere Unterschiede auf: das KV-Modell hat die größten, das Berg-Modell die kleinsten Auslenkungen. KV-Modelle als Aggregatlager sowie Fahrschemellager welche höherfrequent schwingen überdämpfen – sie verhalten sich wie Tiefpassfilter.

- Die Auswertung der Straßenüberfahrten mittels FFT ergab ähnliches wie die vorhin erwähnten Schwellenüberfahrten: die Spektren der Auslenkung des KV-Modells sind höher, die des Berg-Modells niedriger als die des fbu-Modells. Bei den höherfrequent frei schwingenden Aggregatlagern ließ sich folgendes beobachten: Eigenfrequenzen des Berg-Lagers fielen etwas höher, die des KV-Modells etwas niedriger aus als die des fbu-Lagers.

- Auswertungen der Straßenüberfahrten mittels der Zählverfahren Levelcrossing und Rangepair zeigten folgende Ergebnisse: wie auch bei Schwellenüberfahrten zeigen beide Zählverfahren bei den Kennlinien der Kraft beinahe identische Ergebnisse. Die Auslenkungen unterschieden sich mehr was die Ergebnisse der vorherig besprochenen Untersuchungen bestätigen: das KV-Lager zeigt größere, das Berg-Lager kleinere Auslenkungen im Vergleich zum fbu-Lager. Da für die Lastkollektivermittlung die Rangepair Auswertung der Kräfte herangezogen wird und hier keine nennenswerten Unterschiede zu sehen sind, hat es für die darauf aufbauenden Bauteilfestigkeitsberechnung keinen Einfluss welches Gummilagermodell verwendet wird.

- Die Rollgeräuschsimulation zeigt den größten Einfluss des gewählten Gummilagermodells. Bei höheren Frequenzen (über 45 Hz) sind sowohl das Spektrum der Kraft als auch der Auslenkung teilweise unterschiedlich. Dabei hat das fbu-Lager hier größere Amplitudenwerte im Frequenzbereich als die anderen zwei Modelle. Die Versteifung des Berg-Lagers bei niedrigen Amplituden kommt stärker zum Vorschein.

- Das für den Fahrkomfort herangezogene Spektrum der Vertikalbeschleunigungen des Fahrzeugaufbaus im Schwerpunkt während der Schlechtwegüberfahrt zeigt keinen nennenswerten Einfluss des verwendeten Lagermodells.

- Die Rechenzeiten zeigen, dass im Verglich zum fbu-Modell das KV-Modell im Durchschnitt um 13 % schneller und das Berg-Modell um 83 % langsamer rechnet. Außerdem hat sich gezeigt, dass die Simulation mit Berg-Lager unter bestimmten Be-

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

dingungen (Missbrauchsfall Manöver) abbricht. KV- und fbu-Modell sind hingegen stabiler.

- Wider Erwarten hat sich bei Verwendung des Berg-Modells nur bei der Rollgeräuschsimulation ein Vorteil aufgrund der Amplitudenabhängigkeit ergeben. Ebenso ist wider Erwarten bei Verwendung des KV-Lagers (welches bei höheren Frequenzen eine höhere Dämpfung besitzt) in den FFT Auswertungen kein starker Abfall des Spektrums bei hohen Frequenzen im Vergleich zu den anderen 2 Modellen zu erkennen.

Es kann abschließend gesagt werden, dass sich in dieser Arbeit kein wirklicher Nutzen für das Berg-Lager herausstellen konnte. Der erhöhte Parametrierungsaufwand, die höheren Rechenzeiten sowie die schlechtere Rechenstabilität stehen in keiner Relation zum „besseren“ Simulationsergebnis. Einzig die Rollgeräuschsimulation zeigt einen merklichen Unterschied. Durch die niederamplitudige Erregung versteift das Lager. Dieses Ergebnis sollte der Realität am ehesten entsprechen. Dies kann aber nicht bestätigt werden, da es keinen Vergleich mit realen Messdaten gibt.
Zwischen KV- und fbu-Lager sind die Unterschiede geringer ausgefallen. Parametrierungsaufwand, Rechenzeit sowie Rechenstabilität sind hier relativ ähnlich. Darum wird grundsätzlich das fbu-Lager empfohlen, da besonders bei hochfrequenten Schwingungen (Aggregatlager) realitätsnähere Ergebnisse erwartet werden. Während der Rollgeräuschsimulation werden jedoch teilweise deutlich höhere Spektren des fbu-Lagers beobachtet, besonders im höherfrequenten Bereich der Kraft und Auslenkung. Was dem realen Lager mehr entspricht kann aufgrund des nur relativen Vergleichs hier nicht gesagt werden.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU WIEN Bibliothek Your knowledge hub

Literaturverzeichnis

[1] Sedlaczek, K. ; Dronka, S. ; Rauh, J.: *Advanced modular modelling of rubber bushings for vehicle simulations.* Vehicle System Dynamics, S. 741-759, 2011

[2] John, A.: *Einfluss passiver Hydrolagermodelle auf die Ergebnisse von Gesamtfahrzeugsimulationen*, TU Wien, Diplomarbeit, 2002

[3] Berg, M.: *A model for rubber springs in the dynamic analysis of rail vehicles.* Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F, S. 95-108, 1997

[4] Adamski, D.: *Simulation in der Fahrwerktechnik; Einführung in die Erstellung von Komponenten- und Gesamtfahrzeugmodellen.* Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2014

[5] Sjöberg, M.: *On dynamic properties of rubber isolators*, KTH Stockholm, Diplomarbeit, 2002

[6] Persson, A. ; Karlsson, F.: *Modelling Non-Linear Dynamics of Rubber Bushings - Parameter Identification and Validation*, Lund University Schweden, Diplomarbeit, 2003

[7] Kreiselmaier, R.: *Wie elastisch ist Gummi?* `http://www.kgk-rubberpoint.de/9465/wie-elastisch-ist-gummi`. – (Zugriff am 2. Oktober 2017)

[8] Mullins, L.: *Softening of rubber by deformation.* Rubber Chemistry and Technology 42, S. 339-362, 1969

[9] Payne, A. R.: *The dynamic properties of carbon black-loaded natural rubber vulcanizates. Part I.* Journal of Applied Polymer Science, VOL. VI, S. 57-63, 1962

[10] Heissing, B. ; Ersoy, M.: *Fahrwerkhandbuch; Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven.* Wiesbaden: Vieweg, 2007

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN

[11] Sjöberg, M. M. ; Kari, L.: *Non-Linear Behavior of a Rubber Isolator Using Fractional Derivatives.* Vehicle System Dynamics 37:3, S. 217-236, 2002

[12] Kadlowec, J. ; Wineman, A. ; Hulbert, G.: *Elastomer bushing response: experiments and finite element modeling.* Wien : Acta Mechanica, Vol.163(1), S. 25-38, 2003

[13] Kadlowec, J. ; Gerrard, D. ; Pearlman, H.: *Coupled axial–torsional behavior of cylindrical elastomer bushings.* Polymer Testing, Vol.28(2), S. 139-144, 2009

[14] Ok, J.-K. ; Sohn, J.-H. ; Yoo, W.-S.: *Development of nonlinear-coupled mode bushing model based on the Bouc–Wen hysteretic model.* Proceedings of IDETC 2007, Las Vegas, Nevada, 2007

[15] Dzierzek, S.: *Experiment-Based Modeling of Cylindrical Rubber Bushings for the Simulation of Wheel Suspension Dynamic Behavior.* SAE Technical Papers Series, 2000

[16] Barber, A. J.: *Accurate Models für Bushings and Dampers using the Empirical Dynamics Method.* `http://web.mscsoftware.com/support/library/conf/adams/euro/1999/Thursday_papers/Accurate%20Models%20for%20Bushings%20and%20Dampers...pdf`. – [Zugriff am 22. Jänner 2018]

[17] MSC Software, Hilfeverzeichnis von Adams 2013.2

[18] Berg, M.: *A non-linear rubber spring model for rail vehicle dynamics analysis.* Vehicle System Dynamics 30, S. 197-212, 1998

[19] Matschinsky, W.: *Radführungen der Straßenfahrzeuge; Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion.* München: Springer, 2007

[20] Mitschke, M. ; Wallentowitz, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge.* Wiesbaden: Springerlink, 2014

[21] Köhler, M. ; Jenne, S. ; Pötter, K. ; Zenner, H.: *Zählverfahren und Lastannahme in der Betriebsfestigkeit.* Berlin: Springer, 2012

[22] Mack, W. ; Edelmann, J. ; Falkner, A.: *Drift effects in wheel-force excited vehicle simulation.* Vienna : Elektrotechnik und Informationstechnik, Vol.132(8), S. 462-468, 2015

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.
TU Bibliothek Your knowledge hub WIEN