

Simulation der Auswirkungen einer gesteuerten Motormomentenvorgabe auf das Schwingungsverhalten einer Sattelzugmaschine

Carsten Joachim, Universität Stuttgart, IVK

Prof. Dr.-Ing. H.-C. Reuss, Universität Stuttgart, IVK

Jochen Horwath, Daimler AG

Zusammenfassung

Triebstrangschwingungen treten als Phänomen bei jeder Art von Kraftfahrzeugen auf. Bei schweren Nutzfahrzeugen im 40t Bereich sind sie aufgrund der hohen Massen und niedrigen Gangübersetzungen besonders ausgeprägt. Sie können sich negativ auf die Bauteilbelastung, das Komfortempfinden und den Schaltablauf auswirken. Moderne Nutzfahrzeuge sind fast ausschließlich mit automatisiertem Antriebsstrang ausgestattet, was über die Elektronik die Möglichkeit einer gezielten Beeinflussung der Schwingungen bietet. Eine geeignete Maßnahme ist eine intelligent gesteuerte Motormomentenvorgabe für den Momentenabbau bzw. -aufbau und wird im Rahmen dieses Beitrages vorgestellt. Der Einfluss auf die vom Fahrer gefühlte Beschleunigung (Fahrkomfort) kann jedoch anhand dem der Steuerung zugrundeliegenden Zweimassenmodell nicht untersucht werden. Hierfür wird eine Modellbeschreibung für eine Sattelzugmaschine mit mehreren Freiheitsgraden entwickelt. Anhand dieser werden zum Einen die Auswirkungen der gesteuerten Momentenvorgabe untersucht und schließlich theoretisch erforderliche Momentenverläufe für optimierten Fahrkomfort hergeleitet.

1 Motivation

1.1 Entstehen von Triebstrangschwingungen

Bei der Momentenübertragung vom Motor zu den Rädern sind eine Vielzahl von Komponenten mit ihren Trägheiten und Steifigkeiten beteiligt. Zusammen bilden sie ein komplexes schwingungsfähiges System. Abbildung 1 zeigt ein vereinfachtes Modell mit den wesentlichen Komponenten.

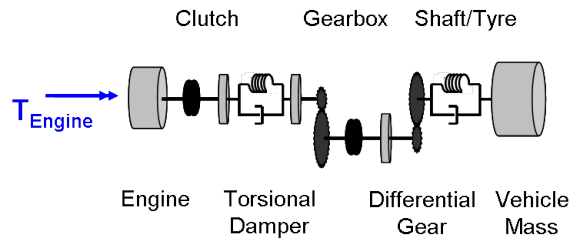


Abbildung 1: Triebstrangmodell

Das System wird u. a. vom Motormoment angeregt. Transiente Anregungen sind z. B. Lastwechsel, wie sie beim Beschleunigen oder Verzögern vorliegen. Bei automatisierten Schaltgetrieben treten solche schnellen Momentenänderungen auch vor und nach einer Schaltung auf. Die auftretenden Schwingungen werden nach ihren Eigenformen klassifiziert, wobei hier hauptsächlich die erste Eigenform, das Ruckeln, relevant ist. Dessen Frequenz beträgt bei vollbeladenen LKW in den Anfahrphasen 0.5 bis 1 Hz.

1.2 Auswirkungen

Die niederfrequenten Ruckelschwingungen können in zweierlei Hinsicht störend wirken. Zum Einen können sie den Schaltablauf beeinträchtigen. Nutzfahrzeuggetriebe sind heutzutage meist als automatisierte Schaltgetriebe mit Klauenkupplung ausgeführt. Eine elektronische Synchronisation durch Software und Aktuatorik ersetzt hierbei die mechanische Synchronisierereinrichtung. Bei einer Schaltung muss der Gang ausgelegt werden, d.h. die Klaue im Getriebe geöffnet werden. Das Motormoment muss vorher abgebaut werden, damit der Motor während der Schaltung nicht hochdreht. Jedoch liegt nicht das Motormoment, sondern das in der Wellensteifigkeit wirksame Radmoment bei vernachlässigbaren Trägheiten der Abtriebswellen am Getriebe an. Die Abhängigkeit des Radmoments vom Motormoment lässt sich über Differentialgleichungen beschreiben. Es kann folglich bei voll abgebautem Motormoment noch ein Radmoment und damit eine Restverspannung im Triebstrang vorhanden sein, vgl. Abbildung 2. Wird der Gang bei vorhandener Restverspannung ausgelegt, d.h. die Klaue geöffnet, können Oszillationen auf der Getriebewelle bis zum Extremfall Getriebebeschlag auftreten. Dies erschwert die folgende elektronische Synchronisation und kann zu einer ungewünscht langen Schaltdauer und Zugkraftunterbrechung führen.

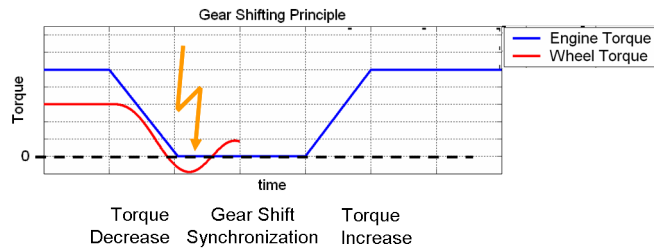


Abbildung 2: Prinzipieller Ablauf eines Schaltvorgangs

Zum Anderen wirken sich Triebstrangschwingungen auf den Fahrkomfort in Form der vom Fahrer gefühlten Beschleunigung aus. Das Radmoment beschleunigt die Räder, die wiederum das Fahrzeug antreiben. Bei starrem Fahrzeugaufbau und starrer Rad-Fahrbahn-Kopplung ist das Radmoment direkt der Fahrzeuglängsbeschleunigung proportional. Schwingungen im Radmoment übertragen sich auf den Fahrer als oszillierende Beschleunigung und werden als unangenehm empfunden (vgl. [1]), zumal die Ruckeleigenfrequenzen im für den Menschen deutlich wahrnehmbaren Bereich liegen. Bei einer Sattelzugmaschine ist die Annahme eines starren Aufbaus jedoch eine deutlich stärkere Vereinfachung im Vergleich zum PKW. Insbesondere tritt hier neben die Längsbeschleunigung noch eine Vertikalkomponente, die den gefühlten Komfort dominiert. In Kapitel 3 wird ein Modell vorgestellt, das dieses Verhalten nachbilden kann.

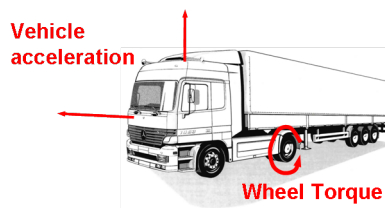


Abbildung 3: Komfortrelevante Beschleunigungskomponenten beim LKW

2 Verfahren zur Schwingungsunterdrückung

2.1 Feedforward - Strategie

Für eine schnelle Synchronisation sollte das an der Klaue anliegende Radmoment zum Zeitpunkt des Gangauslegens Null betragen. Somit stellt das Radmoment die zu regelnde Größe dar. Es bietet sich hier die Möglichkeit, durch einen Feedforward-Ansatz den Verlauf des Radmomentes direkt vorzugeben. Dies kann erreicht werden, indem ein invertiertes Streckenmodell in der Steuerung gerechnet wird, vgl. Abbildung 4.

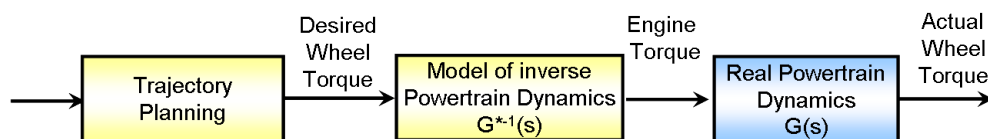


Abbildung 4: Feedforward-Strategie

Das Streckenmodell wird zwangsläufig eine Vereinfachung der realen Strecke darstellen, um für eine praktische Umsetzung handhabbar zu bleiben. Ein Zweimassenschwinger

ist das einfachste Modell, das die Ruckeigenform abbilden kann (vgl. Abbildung 5). Die Form der Sollmomentenvorgabe ist entscheidend für den sich ergebenden Motormomentenverlauf. Eine angepasste Trajektorienplanung ist in [2] vorgestellt.

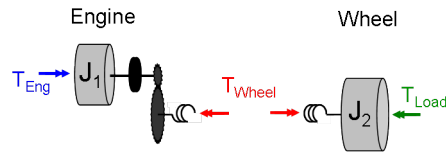


Abbildung 5: Zweimassenmodell zur Abbildung der Ruckeigenform

2.2 Wirkungsweise beim Schaltvorgang

Zur Verifikation der Wirksamkeit dieser Strategie wurde mittels eines Rapid Control Prototyping-Systems ein Softwareprototyp erstellt und in einem nächsten Schritt in ein Serienfahrzeug des Typs Actros integriert. Abbildung 6 zeigt Ergebnisse für einen Momentenabbau innerhalb von 0.4 sec, durchgeführt in der linken Grafik mit einem rampenförmigen Verlauf und rechts mit der Feedforward Strategie. Im oberen Teil der Grafiken ist jeweils der Motormomentenverlauf, im unteren die Drehzahlen von Motor und Getriebe-Wellen dargestellt. Nach dem Momentenabbau wird bei 0.9 s die Kupplung geöffnet und die Synchronisationsphase schließt sich an.

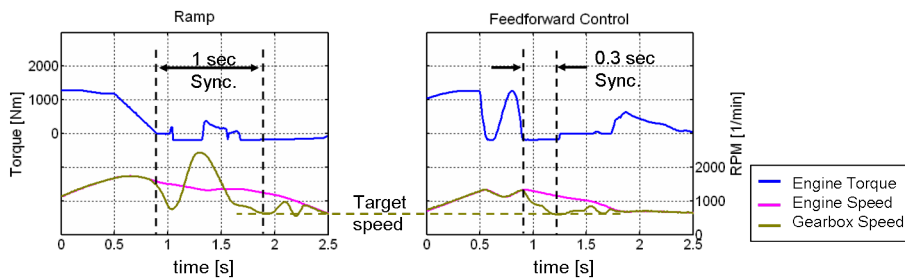


Abbildung 6: Vergleich Messergebnis mit/ohne Feedforward Strategie

Es ist deutlich erkennbar, dass im linken Bild die Restverspannung im Triebstrang zu starken Oszillationen der Drehzahlen führt. Dies erschwert die Synchronisation auf die neue Zieldrehzahl. Im rechten Bild ist der Abfall der Getriebedrehzahl allein durch die Aktuatorik (Vorgelegewellenbremse) bedingt, eine überlagerte Schwingung ist kaum noch erkennbar. Durch die Maßnahme der gesteuerten Vorgabe kann in diesem Beispiel eine um 0.7 sec verkürzte Schaltzeit im Vergleich zu einem rampenförmigen Abbau erreicht werden. Es interessiert nun die Frage, wie sich solche Vorgaben auf die vom Fahrer gefühlten Beschleunigungen auswirken. Das nächste Kapitel widmet sich der Untersuchung dieser Auswirkungen.

Abbildung 8 zeigt den Vergleich der so erhaltenen Modellbeschreibung mit einer Fahrzeugmessung, bei der ein Beschleunigungssensor im Fahrerhaus eingesetzt wurde. Der dargestellte Vorgang ist ein Motormomentenabbau vor einer Schaltung in einer Zeitdauer von 0.4 sec. Reihe 1 zeigt den Motormomentenverlauf. In Reihe 2 ist die im Fahrerhaus gemessene Längsbeschleunigung sowie die an der Rahmenkoordinate x_{Frame} wirksame Beschleunigung dargestellt. Letztere kann durch Ableiten der gemessenen Raddrehzahlen ermittelt werden. In Reihe 4 ist die aus der Fahrerhausvertikalbeschleunigung durch Integration errechnete Vertikalposition aufgetragen.

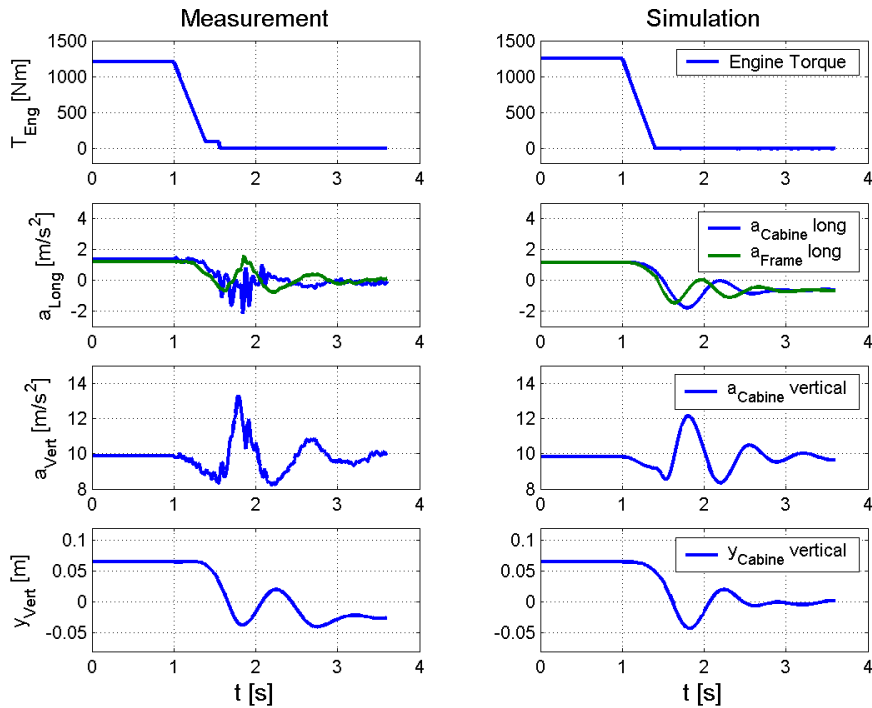


Abbildung 8: Vergleich Simulation - Messung bei rampenförmigen Momentenabbau

Die Verläufe zeigen eine gute Übereinstimmung von Modell und Messung für die charakteristischen Verläufe der Signale. Es ist zu erkennen, dass die Beschleunigung des Rahmens der Beschleunigung des Fahrerhauses vorausgeht, was von der Simulation bestätigt wird. Der Durchtaucher in der Vertikalposition repräsentiert den unteren Scheitelpunkt, in dem das Fahrerhaus nahezu auf den Anschlägen aufsetzt. Dies ist für den Fahrer im Fahrversuch deutlich spürbar.

3.2 Auswirkung gesteuerter Motormomentenverläufe

Die nach Kapitel 2 basierend auf einem Zweimassenmodell ausgelegten Steuerfunktionen werden nun zusammen mit dem Mehrkörpermodell simuliert. Für den Komfort relevant sind die vom Fahrer gefühlten Beschleunigungen im Fahrerhaus an der Position des Sitzes. Für die Funktion (Synchronisation) relevant ist das am Getriebe anliegende Radmoment zum Zeitpunkt des Auslegens des Ganges. In Abbildung 9 sind Simulationsergebnisse für den Verlauf dieser Größen sowie der Fahrerhausvertikalposition nach einem Momen-

tenabbauvorgang gezeigt. Links ist eine Motormomentenrampe, rechts ein Verlauf durch Feedforward Strategie - jeweils in 0.6 sec Abbauzeit - aufgeführt.

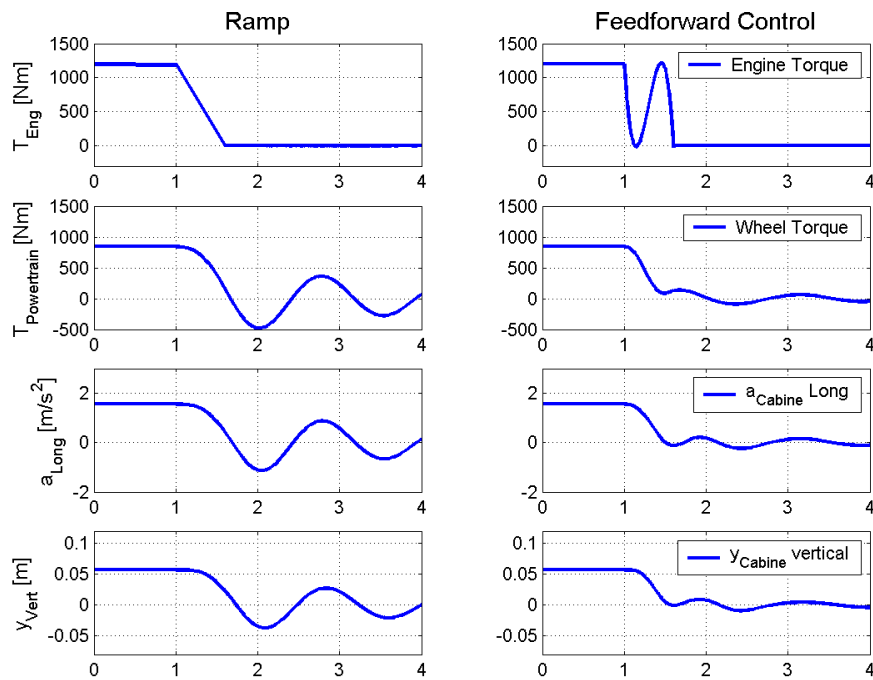


Abbildung 9: Vergleich Simulationsergebnisse mit/ohne Feedforward Strategie

Man erkennt unschwer die Verbesserung durch die gesteuerte Vorgabe auch bei Simulation mit dem komplexen Modell. Das Radmoment kann zwar nicht exakt auf Null geführt werden, liegt aber deutlich besser als bei einer Rampe. Auch der Überschwinger der Fahrerhauslängsbeschleunigung ist stärker gedämpft. Zur Veranschaulichung ist die Vertikalposition des Fahrerhauses aufgetragen. Hier ist bei einer Rampe ein stärkeres Absacken erkennbar. Zusammengefasst lässt sich eine positive Auswirkung der Feedforward-Strategie auch auf den Fahrkomfort in der Simulation erkennen. Das subjektive Empfinden bei entsprechenden Fahrversuchen bestätigt dies.

3.3 Ideale Steuerfunktionen

Die Verläufe bei der auf dem Zweimassenmodell basierenden Feedforward-Strategie sind theoretisch noch nicht ideal. Es treten noch Überschwinger bei Längsbeschleunigung und Vertikalposition bzw. eine Restverspannung im Triebstrang auf. Daher stellt sich die Frage, wie ideale Steuerkurven aussehen müssten, um theoretisch exakte Verläufe der Beschleunigungen bzw. dem Radmoment zu erhalten. Die mathematische Modellbeschreibung ermöglicht es, diese aus der Simulation zu ermitteln. Zunächst wird dazu eine Zustandsraumdarstellung aus den Bewegungsgleichungen abgeleitet (vgl. [3]):

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \underline{q} \\ \underline{\dot{q}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{0} & \underline{I} \\ -\underline{M}^{-1}\underline{K} & -\underline{M}^{-1}\underline{D} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{q} \\ \underline{\dot{q}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \underline{0} \\ \underline{M}^{-1} \end{bmatrix} \underline{f} \Leftrightarrow \underline{\dot{x}} = \underline{Ax} + \underline{Bu}$$

$$\begin{bmatrix} \underline{q} \\ \underline{\dot{q}} \\ \underline{\ddot{q}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{I} & \underline{0} \\ \underline{0} & \underline{I} \\ -\underline{M}^{-1}\underline{K} & -\underline{M}^{-1}\underline{D} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{q} \\ \underline{\dot{q}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \underline{0} \\ \underline{0} \\ \underline{M}^{-1} \end{bmatrix} \underline{f} \Leftrightarrow \underline{y} = \underline{Cx} + \underline{Du}$$

Damit sind alle Freiheitsgrade, deren erste und zweite Ableitung sowie beliebige Linearkombinationen derselben als Ausgangsgrößen verwendbar. So lassen sich für die Fahrerhauslängsbeschleunigung, die Fahrerhausvertikalbewegung und das Radmoment aus der Zustandsraumdarstellung Übertragungsfunktionen ableiten. Durch geeignete Modellreduktion und -erweiterungen kann ein inverses System für die Simulation entworfen werden. In Abbildung 10 sind so erhaltene ideale Motormomentenverläufe dargestellt. Abbildung 11 zeigt die Auswirkungen dieser Steuergrößenverläufe auf die drei komfort- und funktionsrelevanten Größen.

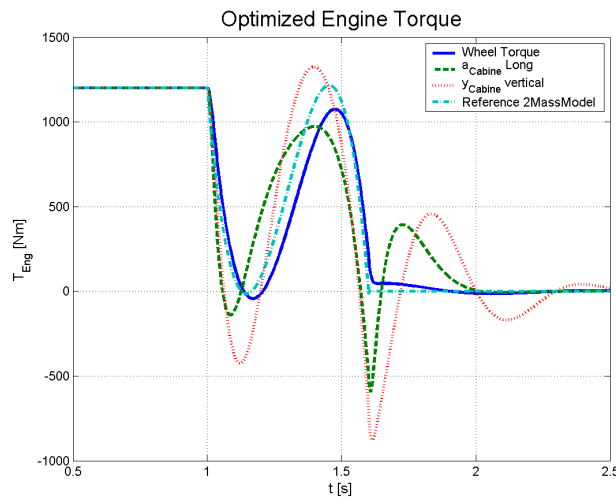


Abbildung 10: Ideale Steuerkurven für das Motormoment

Die Längsbeschleunigung, Vertikalposition und das Radmoment verlaufen auch bei optimierten Vorgaben hier nicht ganz exakt ohne Überschwingen. Die Ursache hierfür liegt in den vorgenommenen Modellreduktionen in Form von Vernachlässigung schneller Dynamik. Man erkennt einen engen Zusammenhang zwischen den Verläufen für optimale Fahrerhauslängsbeschleunigung und Fahrerhausvertikalbewegung. Die Steuerkurve für idealen Radmomentenverlauf weicht davon ab und ähnelt stark der aus dem Zweimassmodell gewonnenen Referenzkurve. Es ist festzustellen, dass die Stellgröße Motormoment bei theoretisch idealen Verläufen nicht in einer vorgegebenen Abbauphase auf einen stationären Wert eingestellt ist. Systemtheoretisch erfüllen die Fahrerhauslängsbeschleunigung, die Fahrerhausvertikalposition und das Radmoment bei einem Mehrkörpermodellansatz für die Sattelzugmaschine nicht die Bedingungen für einen „flachen“ Systemausgang (vgl. [4]). Wegen der nicht definierbaren Zeitdauer sind solche idealen Vorgaben zumindest für den Momentenabbau vor einer Schaltung praktisch nicht umsetzbar, da hier eine möglichst kurze und definierte Dauer erforderlich ist. Anders kann es bei Lastwechseln

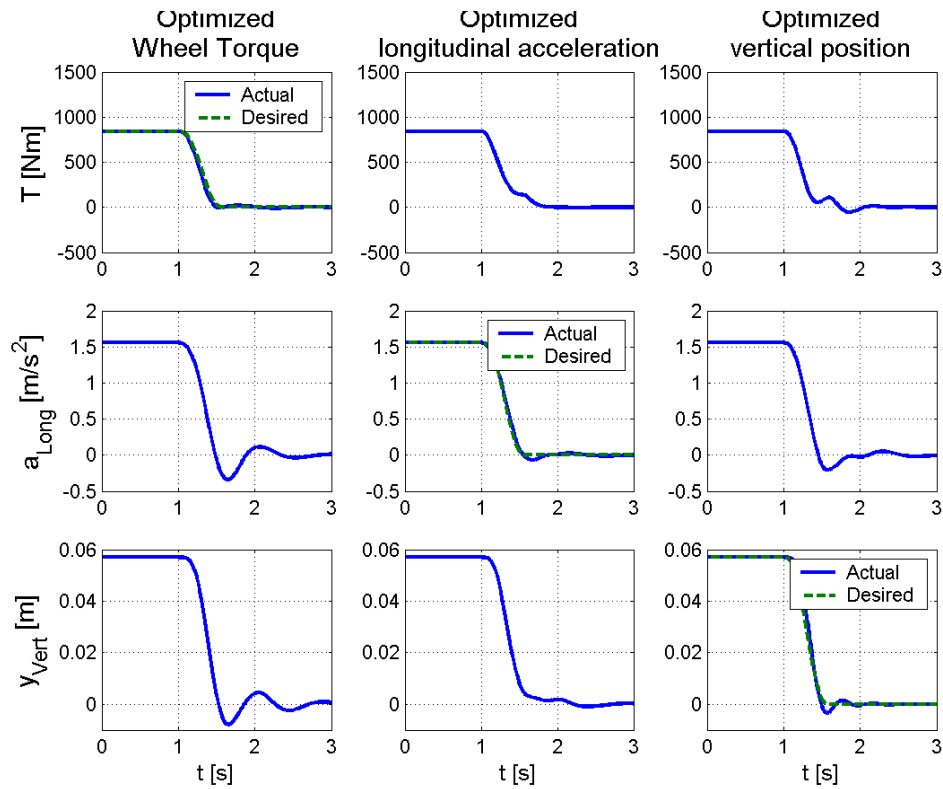


Abbildung 11: Systemreaktion auf ideale Steuerkurven

infolge Fahrpedaländerungen aussehen. Weiterhin ist zu berücksichtigen, dass die erforderlichen Stellmomente für idealen Fahrkomfort insbesondere im negativen Bereich sehr hoch und praktisch nicht realisierbar sind. Generell ist eine gleichzeitig theoretisch optimale Auslegung der Steuerkurven für idealen Fahrkomfort und Radmomentenverlauf nicht vollständig möglich. Die aus dem einfachen Zweimassenmodell erhaltenen Steuerkurven zeigen jedoch schon eine sehr gute Performance, die für die Praxis akzeptabel ist.

Literatur

- [1] Hagerodt, Arnd: *Automatisierte Optimierung des Schaltkomforts von Automatikgetrieben*, Dissertation, Shaker Verlag, 2003.
- [2] Joachim, Carsten: *Ein Verfahren zum Unterdrücken von Triebstrangschwingungen bei schweren Nutzfahrzeugen mit automatisiertem Schaltgetriebe*, 8th Stuttgart International Symposium, 2008.
- [3] Nordmann, Rainer: *Umdruck zur Vorlesung Mechatronische Systeme im Maschinenbau*, TU Darmstadt, MiM, 2000.
- [4] Rothfuß, Ralf: *Anwendung der flachheitsbasierten Analyse und Regelung nichtlinearer Mehrgrößensysteme*, Dissertation, VDI Fortschrittsberichte Reihe 8, Nr. 664, 1997.