

Aktive Querkomfortregelung für Hochgeschwindigkeitszüge

Dr. Ralph Streiter, Dipl. Ing. Marco Boller, Dr. Britta Riege, FT1/FD, 28.11.2001

Summary

In a joint project of the DaimlerChrysler AG and ADtranz an active lateral suspension system for high-speed trains has been developed by using a closed mechatronic design cycle. The concept has been successfully tested in a prototype.

Abstract

In the field of rail technology, there are continuously rising requirements concerning riding comfort, riding security, and speed from the side of the rail operators. These requirements are opposed by the fact that the state of the railways is getting worse and maintenance is becoming expensive. In view of this conflict, conventional suspension concepts are quickly at their limits. Like in the automobile industry, active measures are therefore becoming more and more interesting.

In the project "active bogies" which was financed by the ADtranz Product Unit Bogies and carried out in the DaimlerChrysler Research and Technology department, a new concept for an active lateral suspension for an ICE has been developed and implemented in a prototype.

The hardware consists of a hydropneumatic lateral actuator in each bogie. With the aid of these actuators, it is possible to influence the three degrees of freedom lateral movement, yaw, and roll movement. As vertical suspension, passive air springs are used, because a fully active suspension system would consume too much energy, as the static load of the wagon has to be held.

In order to control this complex system, a new straightforward mechatronic design cycle has been developed. This cycle starts with the modeling and model reduction process. In a second step, the model parameters are identified with the help of real measurements. Based upon this validated model, the controller is developed automatically. Its parameters are also determined in a single step. As a by-product, a model-based online diagnosis helps to detect hardware failures. By using this approach, it was possible to optimize the controller structure and adapt the parameters before the first implementation in the prototype in a very secure and stable closed loop process.

First tests with this prototype on the roller rig in Munich show the high potential of this technology. The concept succeeds to fulfill all requirements by the Deutsche Bahn AG, concerning energy consumption, the restriction of lateral movement, riding into the curve, and the lateral comfort values.

Einführung

Die Anforderungen in der Schienenfahrzeugtechnik, den Komfort und die Sicherheit für die Fahrgäste weiter zu verbessern, sind in den letzten Jahren in Bereiche vorgestoßen, die auf der Basis konventioneller Fahrwerktechnik praktisch nicht realisierbar erscheinen. Ebenso wie in der Automobiltechnik rücken damit aktive Maßnahmen stärker in den Vordergrund, insbesondere um die wachsenden Geschwindigkeiten bei gleichzeitig höheren Fahrkomfortvorgaben (Abb. 1) technisch bewältigen zu können.

Komfortwerte für Querrichtung

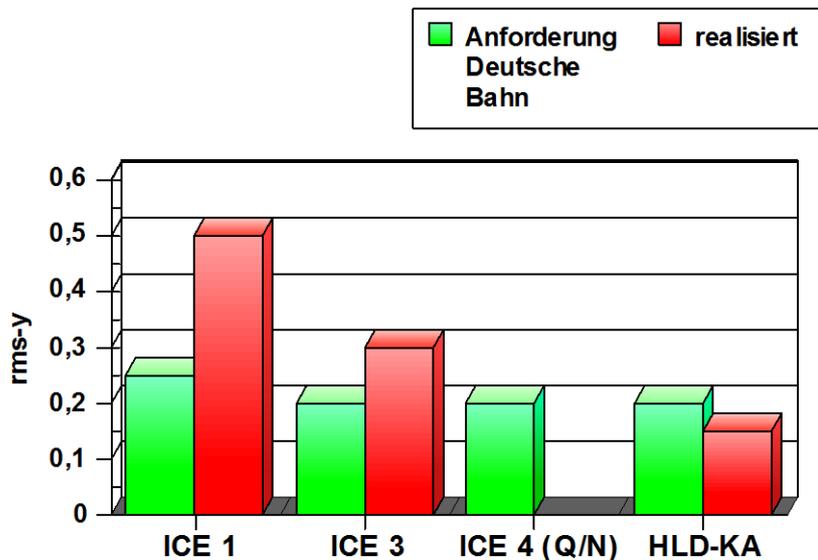


Abb. 1: Steigendes Anforderungsprofil an Komfort durch die Deutsche Bahn (ICE 1, ICE 3: konventionelle Konzepte, ICE 4: mit Neigetechnik, HLD-KA: Projektprototyp) □

In diesem Kontext werden aktive Federungen für Schienenfahrzeuge seit mehr als 20 Jahren im Rahmen wissenschaftlicher Untersuchungen diskutiert, eine praktische Umsetzung erfolgte bisher aufgrund der im Gegensatz zum Pkw deutlich höheren Systemkomplexität jedoch nur auf dem überschaubaren Sektor der Neigetechnik bzw. mittels quasistatischer Justagesysteme.

Im Projekt „Aktive Bahnfahrwerke“ wurde auf Basis der bei DaimlerChrysler entwickelten aktiven Federung für Pkw [ABC99] ein aktiv gefedertes ICE-Komfortfahrwerk entwickelt, das sich in allen Ausprägungen von bisherigen Konzepten unterscheidet – und die technologische Grundlage schafft, die geforderten Komfort- und Sicherheitsstandards sicher zu erfüllen und weitergehende Verbesserungspotentiale für künftige Zug-Generationen zu erschließen. Ein Kernstück des Entwicklungsprozesses war eine neuartige Straight-Forward-Konzeption zum Design von Regelungsstrukturen und deren Parametrierung, die ohne die Notwendigkeit der iterativen Regleranpassung einen systematisierten Reglerentwurf ermöglicht [STREIT96].

Konflikte und Restriktionen

Das Design von Bahnfahrwerken ist durch eine große Anzahl sich widersprechender Restriktionen und Anforderungen gekennzeichnet. Zum einen soll trotz schlechter werdenden Schienenwegen der Komfortstandard sogar bei anwachsenden Spitzengeschwindigkeiten gehalten bzw. gesteigert werden. Dabei kommt der Einhaltung des Lichtraumprofils höchste Bedeutung zu. Des weiteren besteht die Forderung darin, die häufig bei Kurvenfahrt auftretende maximale Querauslenkung des Wagenkastens gering zu halten, da dies die Möglichkeit eröffnet, den

Wagenkasten breiter zu bauen und so den Fahrgästen einen erhöhten Komfort anbieten zu können. In dem Projekt „Aktive Bahnfahrwerke“ wurde der maximal zulässige Querweg der Aktoren auf ± 4 cm begrenzt. Bei stationärer Kurvenfahrt sollte dieser Querweg voll zur Verfügung stehen, um Gleisstörungen auszuregulieren.

Es ist nahe liegend, dass die Forderung nach Reduktion des maximalen Querweges und Erhöhung des Fahrkomforts direkt miteinander in Widerspruch stehen.

Entscheidet man sich für aktive Maßnahmen, um den Komfort zu steigern, entsteht die weitere Restriktion, die eingesetzte Energie zu minimieren. In dem Projekt „Aktive Bahnfahrwerke“ wurde zusammen mit der Deutschen Bahn AG als Energie-Obergrenze 5 kW festgelegt. Somit ergeben sich die folgenden Konfliktpunkte:

- Erhöhung des Komfortpotentials trotz erhöhter Geschwindigkeit und schlechter werdender Schienenwege,
- Minimierung des benötigten Aktorquerweges mit der Obergrenze ± 4 cm
- Minimierung der aufgewendeten Energie mit der Obergrenze 5 kW

Bestimmung des Hardwarekonzeptes

Die Bestimmung einer im Sinne der oben aufgeführten Randbedingungen und Forderungen günstigen Hardwarestruktur muss sich an den konkreten Bewertungsrichtlinien der Bahn orientieren. Eine der beiden wichtigsten Kriterien zur Beurteilung von vertikalem und lateralem Komfort stellt die ISO 2631 [ISO2631] (Abb. 2) dar.

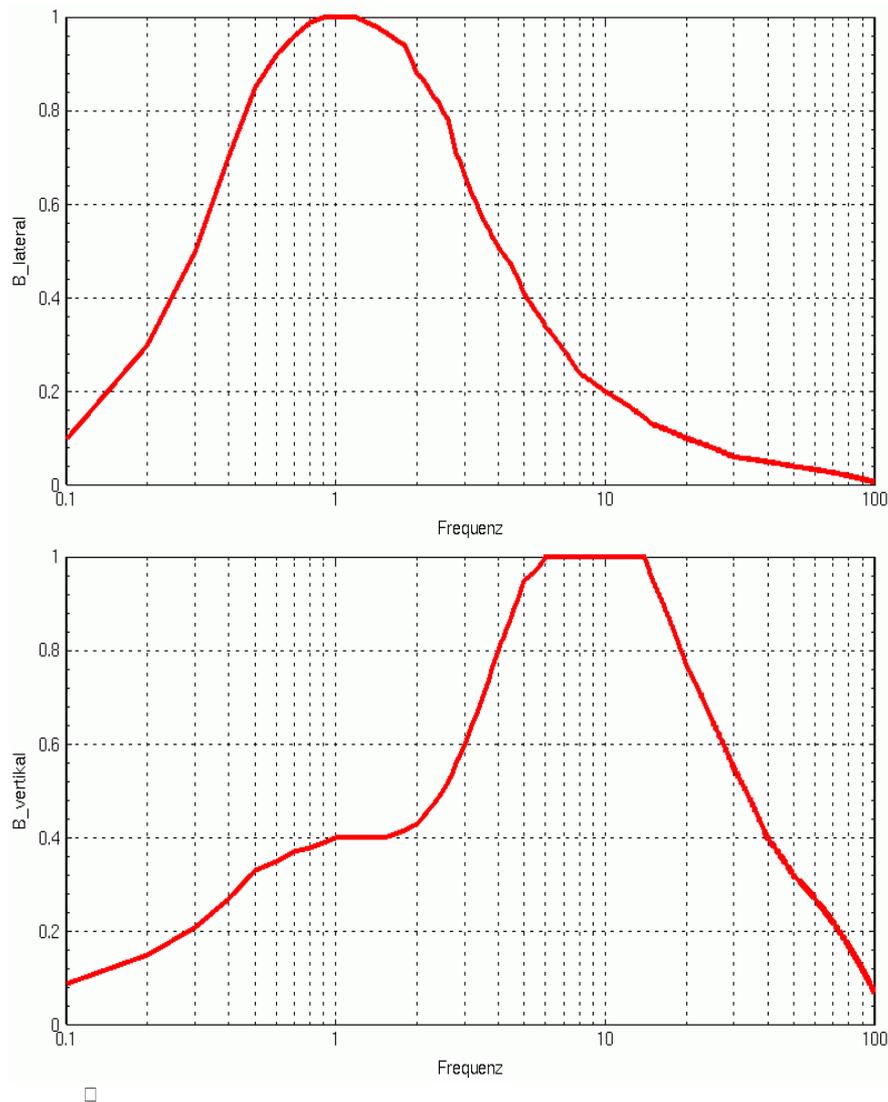


Abb. 2: Komfortbewertungsfunktion nach ISO 2631 der Deutschen Bahn AG

Hier wird durch frequenzmäßige Aufteilung und Gewichtung der am Wagenkasten auftretenden Beschleunigungen eine Maßzahl angegeben, die eine objektive Bewertung der Empfindung von Fahrgästen ermöglichen soll. Zu beachten ist, dass die Bewertungskurven für Lateral- und Vertikalkomfort bei unterschiedlichen Frequenzen ihr Maximum haben. Während die Bewertungskurve für den vertikalen Komfort Schwingungen um 6-10 Hz maximal negativ bewertet, liegt für die Querkomfortbewertung das Maximum bei 1 Hz. Es ist naheliegend, dass die Regelung von vertikalen Schwingungen im Bereich zwischen 6-10 Hz erfolgen muss, um eine signifikante Komfortverbesserung gegenüber einem passiven System zu erreichen, während eine Regelung der Querschleunigung des Wagenkastens bereits im Bereich um ein Hertz deutliche Effekte herausarbeiten kann. Beachtet man dabei den allgemeinen Zusammenhang, dass die aufzuwendende Energie proportional zur Verfahrgeschwindigkeit eines Aktors anwächst und daher eine Regelung der vertikalen Richtung sehr viel energieaufwendiger sein muss als die Regelung der Querrichtung, führt dies direkt zu dem Schluss, den Fahrkomfort in Querrichtung die eine Regelung aktiv zu verbessern, während die vertikale Bewegungsrichtung weiter passiv belassen wird. Auf diese Weise ist ein günstiges Verhältnis zwischen aufzuwendender Energie und erzielter Komfortverbesserung zu erwarten.

Als Aktoren bieten sich verschiedene Konzepte an. Innerhalb des Projektes fiel die Entscheidung auf hydropneumatische Aktoren, die einerseits die passiven Feder-/Dämpfereigenschaften realisieren können und gleichzeitig durch Zufuhr von Hydraulikfluid aktiv Kräfte stellen können (Abb. 3). Da die Energiedichte bei hydraulischen Aktoren sehr hoch ist, ergeben sich für den Bauraum weitere Vorteile.

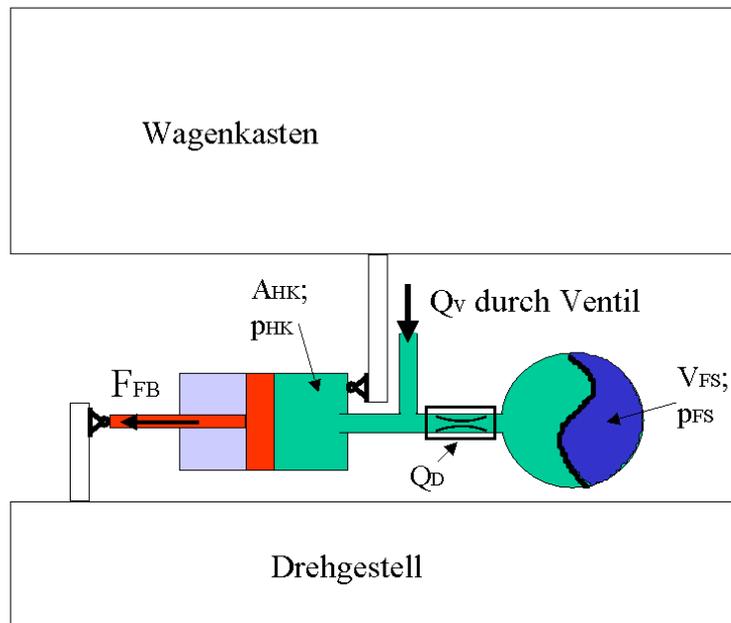


Abb. 3: Wirkprinzip eines hydropneumatischen Aktors

Beschreibung der technischen Realisierung

Der ICE Wagenkasten wird durch vier laterale hydropneumatische Aktoren geführt (Abb. 4 und 5). Die Aktoren sind jeweils paarweise angeordnet, so dass systemtechnisch die Wirkungsweise von 2 Aktoren pro Wagenkasten entsteht.

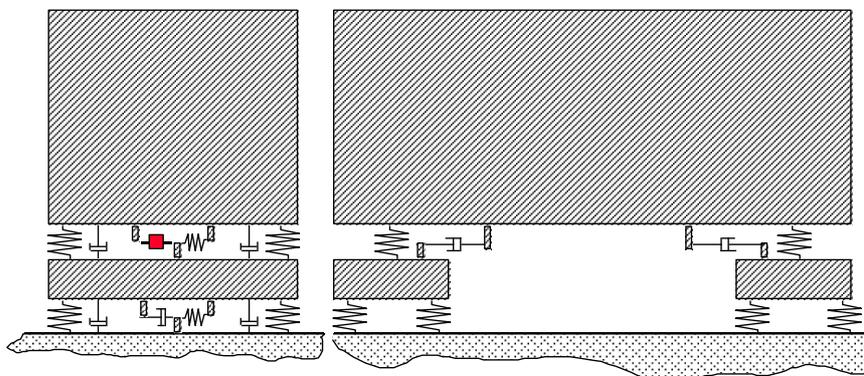


Abb. 4: Prinzipdarstellung der Aktoranordnung (Queraktoren zusammengefasst dargestellt)

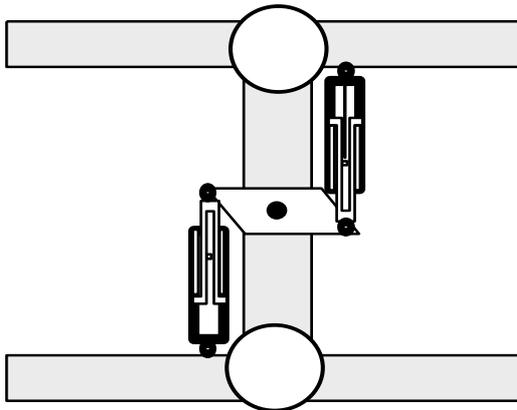


Abb. 5: Aktoranordnung Draufsicht. Gegenseitig wirksame Aktoren erzeugen Momentenfreiheit. Sekundärfedern sind nur angedeutet.

Vertikal wird der Wagenkasten durch vier Luftfedern getragen. Durch diese Art der Aktoranordnung ist eine Beeinflussung der Quer- und Wendebewegung möglich. Da aber konstruktive Randbedingungen verhindern, die Aktoren direkt oder sehr nahe am Schwerpunkt angreifen zu lassen, bewirkt eine gleichsinnige Bewegung der Aktoren über den in Abb. 6 dargestellten Hebelarm „ z_{wk_akt} “ gleichzeitig eine Wankbewegung. Somit sind Wankbewegung und Querverschiebung des Wagenkastens miteinander verknüpft. Als zusätzlich problematisch erweist sich, dass nun zur Regelung von drei Freiheitsgraden nur zwei Aktoreingriffe zur Verfügung stehen, und daher das Gesamtsystem aus regelungstechnischer Sicht als nicht steuerbar bezeichnet werden muss.

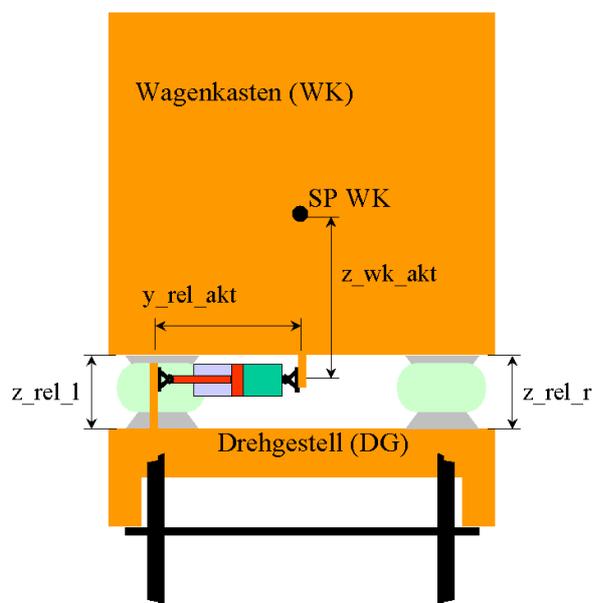


Abb. 6: Wankanregung durch Queraktuatorik

Aufgabe des Reglerdesigns wird es also sein, eine Reglerstruktur zu definieren, die die Verkoppelung von Quer- und Wankbewegung berücksichtigt und zusammen mit den Anteilen aus Regelung für die Wendebewegung einen komfort- und energieoptimalen Eingriff ermöglicht.

Das Modell

Eine der Hauptaufgaben für die Reglerentwicklung besteht in der Modellierung des Gesamtsystems. Das Modell soll sich auf grundlegende Bewegungsformen des Wagenkastens und der Drehgestelle konzentrieren. Der Wagenkasten wird daher als starrer Körper angenommen. Die hydropneumatischen Aktoren werden detailliert mit nichtlinearen Elementen wie Überdeckungen in den Ventilen oder Druckabhängigkeit der Aktorstifigkeit modelliert. Dagegen wird auf die Abbildung des Radschienenkontaktes verzichtet. Modelleingänge sind somit die Bewegungen der Radsätze.

Das Gesamtmodell hat in erster Linie die Aufgaben,

- das Systemverständnis zu vertiefen,
- einen Zugang zur Herleitung der optimalen Reglerstruktur durch gezielte Modellreduktion zu bieten,
- die Funktionalität des Reglers hinsichtlich der angestrebten Performance sowie
- die Einhaltung vorgegebener Restriktionen zu überprüfen.

Um auf der Basis dieses Modells valide Aussagen treffen zu können, werden die Parameter des Modells mit Hilfe einer Parameteridentifikation bestimmt. Dieses Vorgehen stellt gemeinsam mit einer statistischen Auswertung der Parameterstreuungen von Identifikationsergebnissen bei unterschiedlichen Manövern sowie einer Parametersensitivitätsanalyse die Prognosefähigkeit des Modells sicher.

Stellt man die Bewegungsgleichung für den Wagenkasten und die Drehgestelle in den Koordinaten (x, y, z, w, n, ψ) auf, so ergibt sich ein nichtlineares System mit 3 verkoppelten Matrixdifferentialgleichungen zweiter Ordnung und somit ein System mit $18 \cdot 2 = 36$ Zustandsgrößen. Das Modell wurde in Matrixx [MATX96] verschaltet und um weitere nichtlineare Elemente erweitert.

Herleitung des reduzierten Modells

Das bereits diskutierte Modell umfasst Frequenzen und Modi, die explizit in der Regelung keine Berücksichtigung finden sollen. Für den eigentlichen Reglerentwurf wird daher das Gesamtmodell so weit reduziert, dass lediglich die für die Regelung relevanten Modelleigenschaften übrig bleiben.

In einem ersten Schritt werden die nichtlinearen Effekte wie Reibung und die nichtlinearen Federsteifigkeiten in den Aktoren eliminiert. In einem zweiten Schritt soll das Modell frequenzmäßig reduziert werden. Dazu werden die Drehgestellmasse sowie deren Dämpfung zu Null angenommen. Durch diese Maßnahmen können die reduzierten Bewegungsgleichungen für die Drehgestelle in die Bewegungsgleichung des Wagenkastens eingesetzt werden. Abb. 7 zeigt den Vergleich der Frequenzspektren der Vertikal- und Querschleunigung zwischen dem linearen Gesamtmodell und dem frequenzreduzierten Modell bei einer repräsentativen stochastischen Anregung der Drehgestelle.

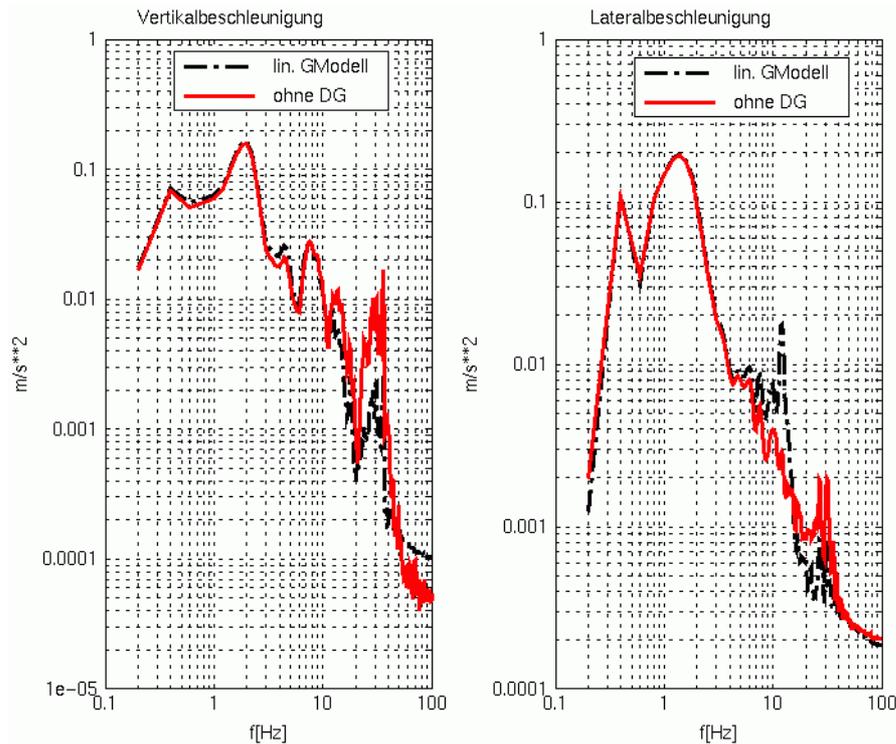


Abb. 7: Modellvergleich lineares Gesamtmodell mit linearem Modell ohne Drehgestelldynamik

Es ist zu erkennen, dass bis zu ca. 5 Hz eine sehr gute Modellübereinstimmung besteht. Die reduzierten Modellgleichungen nehmen folgende Form an:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ w \\ n \\ \psi \end{bmatrix} \left[T_{RM_N2}s^2 + T_{RM_N1}s + I \right] = \left(K_{RM_Z1}s + K_{RM_Z0} \right) \begin{pmatrix} u_{RSL}^{DG1} \\ u_{RSL}^{DG2} \end{pmatrix} + \left(K_{RM_P} + \frac{1}{S} K_{RM_I} \right) Q$$

In einem nächsten Schritt ist jedoch eine modale Reduktion des Modells auf die Modi notwendig, die von der Regelung beeinflusst werden sollen.

In einem ersten Versuch werden alle nicht relevanten Modi bis auf das Wenden und die Querbewegung direkt aus den Bewegungsgleichungen eliminiert. Ein Simulationsvergleich (Abb. 8) eines derart ungeformten Systems zeigt jedoch sofort, dass charakteristische Bewegungsformen nicht mehr dargestellt werden können.

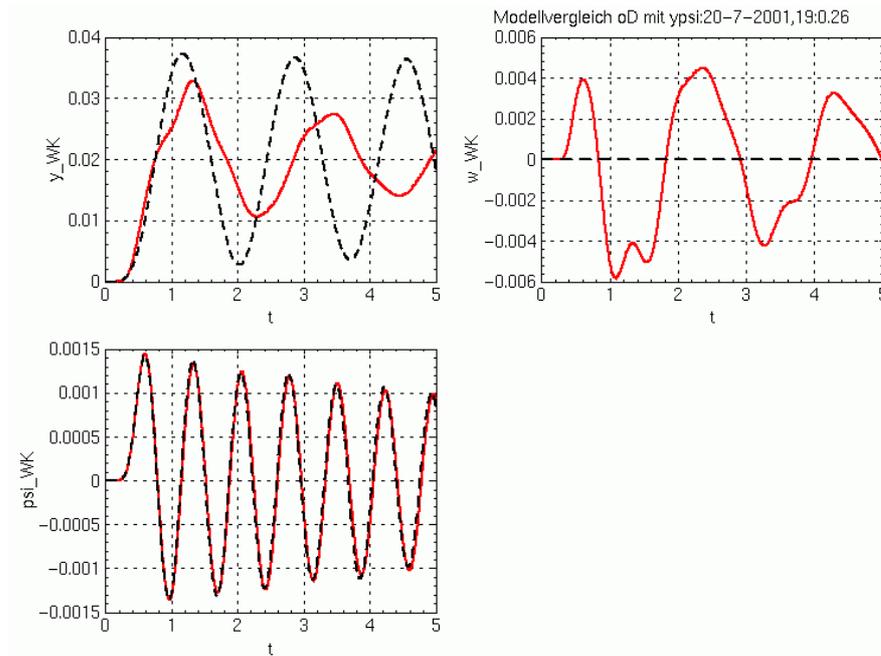


Abb. 8: Simulationsvergleich nach einfacher modaler Modellreduktion auf System mit Quer- und Wendebewegung. Die Wankbewegung wird in dem modal reduzierten Modell nicht dargestellt.

Dies wird auch durch die Eigenwertanalyse bestätigt (Abb. 9). Das reduzierte Modell (Kreuze) weist Eigenwerte auf, die nicht mit dem linearen Gesamtmodell übereinstimmen.

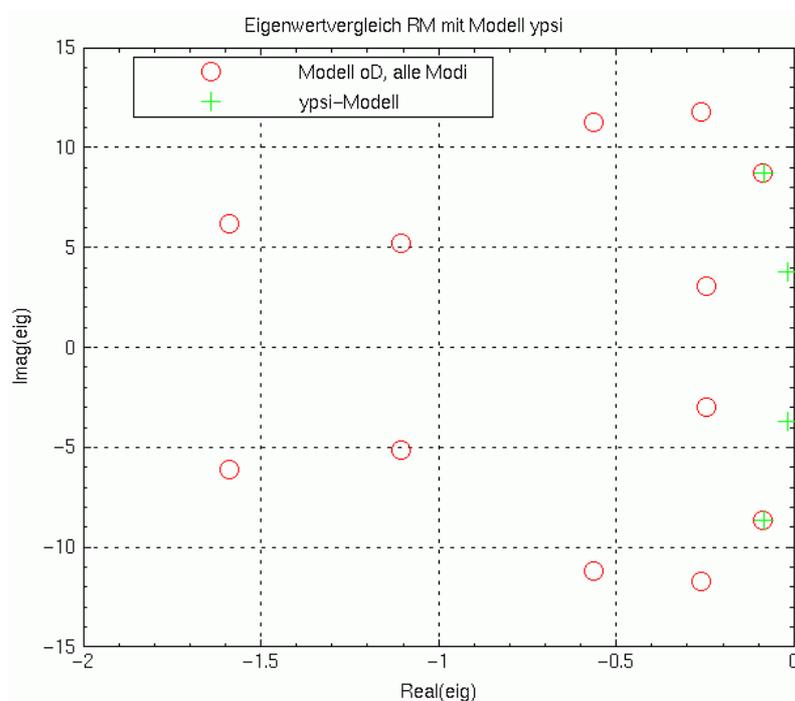


Abb. 9: Eigenwertvergleich nach einfacher modaler Modellreduktion auf System mit Quer- und Wendebewegung

Es wird daher eine **modale Integration** vorgeschlagen, bei der die Wankbewegung in die Querbewegung integriert wird. Grundidee ist hierbei, die Wankbewegung als Teil der

Querbewegung anzusehen und in diese Bewegungsform zu integrieren. Formal kann die modale Integration wie folgt definiert werden:

$$f(w, y, \psi) = R \Rightarrow f_1(y, \psi) + f_2(w) = R_1 \text{ und } f_3(w) = f_4(y, \psi) + R_2$$

$$f_1(y, \psi) + f_2(f_3^{-1}(f_4(y, \psi) + R_2)) = R_1 \Rightarrow$$

ergibt hier eine Matrixgleichung mit nur 2 Bewegungsmodi.

Die Systemordnung des resultierenden Querbewegungsmodus erhöht sich somit um die Ordnung der Wankbewegungsdynamik und gibt den Zusammenhang zwischen den verkoppelten Modi exakt wieder. Eine für diese Bewegungsform ausgelegte Regelung wird das Wanken zwar nicht regeln, aber stabilisieren, da dieser Modus durch interne Zustandsgrößen abgebildet ist. Wenn aber insgesamt die Querbewegung durch eine Regelung stabilisiert wird, gilt dies auch für alle internen Eigenformen.

Der Simulations- und Eigenwertvergleich (Abb. 10 und Abb. 11) bestätigt den Erfolg dieser Modellreduktion; die für die Regelung relevanten Bewegungsformen werden gut wiedergegeben.

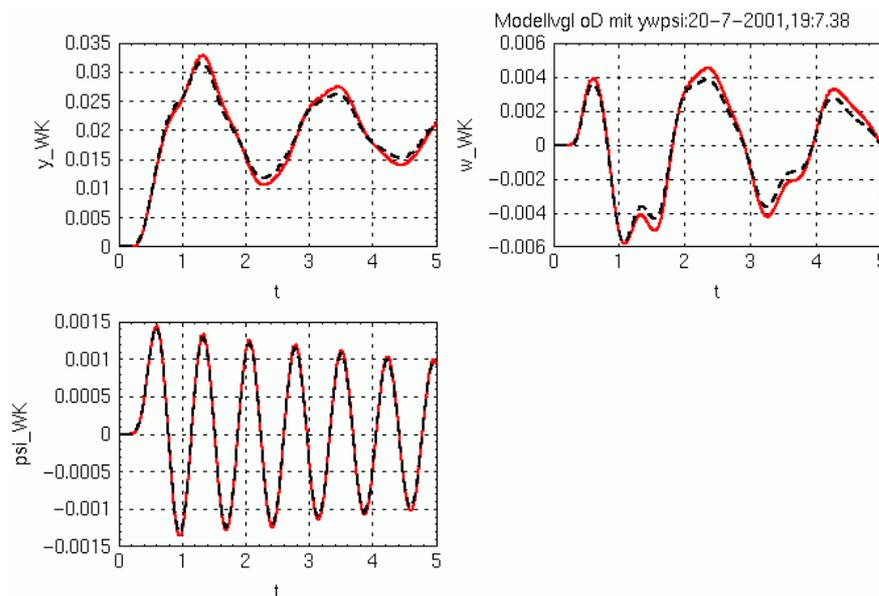


Abb. 10: Simulationsvergleich nach Modellreduktion mit modaler Integration der Wankbewegung in die Querbewegung

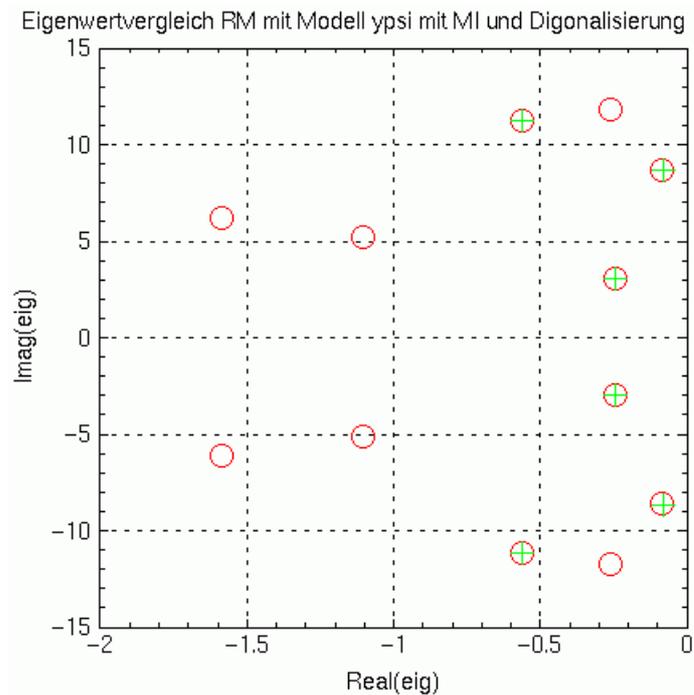


Abb. 11: Eigenwertvergleich mit modaler Integration der Wankbewegung in die Querbewegung

Hier ist offensichtlich das gesuchte Modell gefunden, an dem die notwendige Reglerstruktur hergeleitet werden kann.

Es ergibt sich formal die folgende Matrixstruktur:

$$\begin{bmatrix} T_4 s^4 + T_3 s^3 + T_2 s^2 + T_1 s + T_0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} y \\ \psi \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} K_3 s^3 + K_2 s^2 + K_1 s + K_0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_{RSL}^{DG1} \\ u_{RSL}^{DG2} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_{2D} s^2 + K_D s + K_P + K_I \frac{1}{s} \end{pmatrix} Q$$

In dem letzten Schritt kann eine skalare Darstellung für die zwei verbleibenden Bewegungsformen gefunden werden, wenn man nur den Zusammenhang zwischen Ölvolumentstrom und der jeweiligen Zustandsgröße betrachtet und verbliebene schnelle Nullstellen aus den Differentialgleichungen eliminiert.

Es ergeben sich im konkreten Fall folgende Differentialgleichungen:

$$y_{rel}^{WK} = \frac{0.0422s^2 + 0.057s + 1}{0.00086s^5 + 0.0014s^4 + 0.1165s^3 + 0.0628s^2 + s} Q_y$$

und

$$\psi_{rel}^{WK} = \frac{1}{0.0132s^3 + 0.0022s^2 + s} Q_\psi$$

Im Frequenzbereich ergeben sich die in Abb. 12 dargestellten Übertragungsfunktionen.

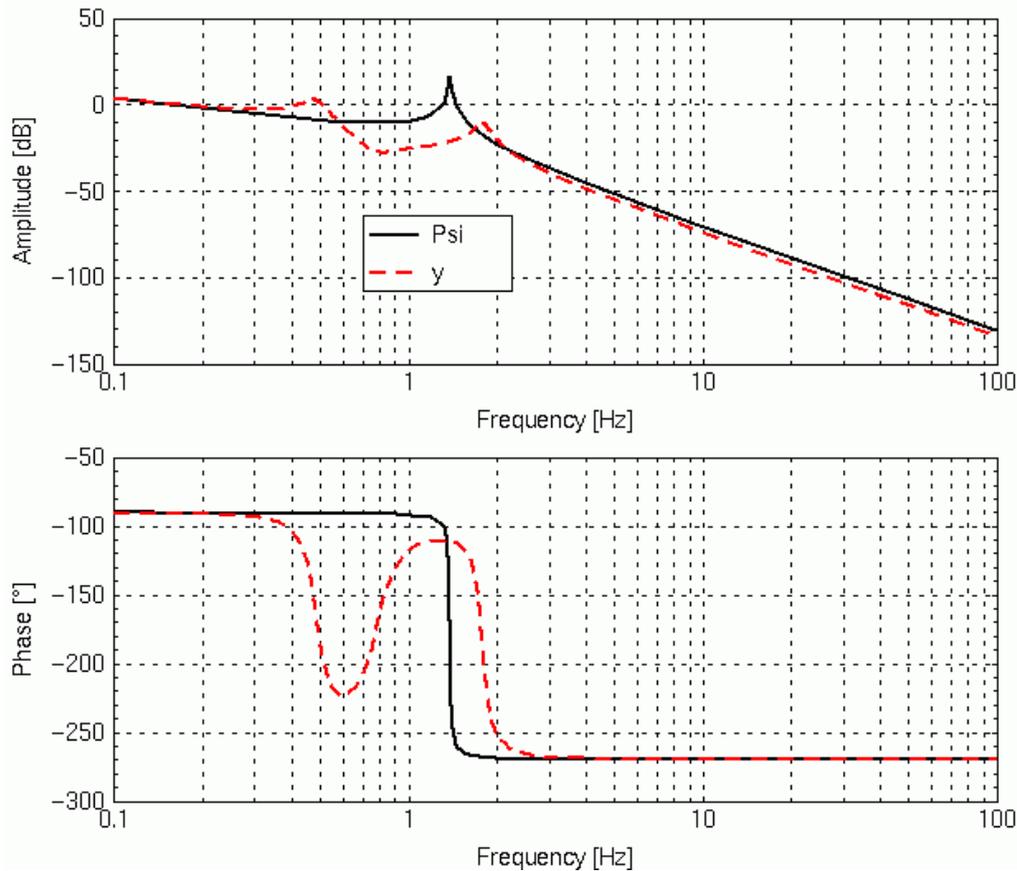


Abb. 12: Bodediagramm der skalaren Übertragungsfunktionen für y und psi

Regelungskonzept

Ein geeignetes Regelungskonzept muss nun sicherstellen, dass

- einerseits Störungen, die aus Ungleichförmigkeit der Schienen resultieren, im Sinne einer Komfortoptimierung eliminiert werden,
- andererseits ein Nachfolgen der Streckenführung garantiert wird sowie
- weitere Restriktionen wie die Begrenzung der Federwege und die Einhaltung des Lichtraumprofils Berücksichtigung finden.

Nachfolgend wird ein integrales Reglerentwurfskonzept vorgestellt, das modellgestützt Reglerstruktur und Parametrierung bestimmt und zu einem idealen Zusammenwirken des passiven Systems mit dem Regler führt. Zunächst sollen prinzipielle Überlegungen diskutiert werden.

Der Grundgedanke des Gesamtentwurfs fußt auf dem Ansatz, durch die Regelung die dominanten Bewegungsformen des Wagenkastens zu beeinflussen, wohingegen höherfrequente Bewegungsformen, die im wesentlichen aus den Drehgestellbewegungen resultieren, alleine durch die passiven Eigenschaften der Aktoren festgelegt werden. Dieser Ansatz resultiert in erster Linie aus Leistungs- und Energiebetrachtungen und zieht zwangsläufig die Notwendigkeit der Integration von Filtern höherer Ordnung in den Regler nach sich.

Der bereits diskutierten Problematik, dass lediglich zwei Aktoren auf drei Freiheitsgrade wirken, wird durch Verwendung der Bewegungsgleichung für die Querauslenkung mit integrierter

Wankdynamik für die Reglerauslegung begegnet. Ohne diese spezielle Betrachtung der Verkopplung zwischen Quer- und Wankbewegung führt eine im Sinne des Querkomforts und hier speziell der ISO-Richtlinie 2631 [ISO2631] höherfrequente Regelung zwangsweise zu einem Anfachen der Wankbewegung. Daher sind bekannte Querkomfortregelungen bisher so niederfrequent, dass diese Anregung der Wankbewegung vermieden werden kann. Dies zieht jedoch nach sich, dass derartige Regelungen weit von dem hier dargestellten Querkomfortniveau entfernt bleiben.

Die Gewährleistung der Zentrierung und Nachführung des Wagenkastens in Relation zu den Drehstellen wird durch eine niederfrequente Regelung der relativen Querauslenkung und Wendeposition des Wagenkastens erreicht, wohingegen die Komfortverbesserung durch die höherfrequente Regelung der absoluten Quer- und Wendebeschleunigung des Wagenkastens erfolgt. Welche Signale konkret Verwendung finden, muss durch eine genaue Analyse der zu leistenden Manöver hergeleitet werden. Somit wird die Regelung prinzipiell vier Pfade haben:

- Zwei Pfade, die jeweils die Positionsregelung der relativen Quer- und Wendebewegung des Wagenkastens vornehmen, sowie
- zwei Pfade, die der absoluten Wende- und Querbeschleunigung des Wagenkastens entgegenwirken.

Naturgemäß stehen Positions- und Beschleunigungsregelung miteinander im Konflikt. Es wird daher Aufgabe des Designs sein, dieses Konfliktfeld klein zu halten und somit eine optimale Effektivität der einzelnen Komponenten hinsichtlich Performance und Energieverbrauch zu gewährleisten.

Da durch die Regelung der Quer- und Wendeposition die Zentrierungsaufgabe teilweise übernommen wird, ist zudem eine in Querrichtung weichere Auslegung der Sekundärfedern möglich. Durch diese insbesondere bei Luftfedern leicht mögliche Maßnahme werden über den passiven Weg Drehgestell-Luftfeder-Wagenkasten weniger Störungen aus Querlageabweichungen der Schienen in den Wagenkasten eingeleitet, was wiederum dazu führt, dass durch das aktive System weniger Störungen am Wagenkasten ausgeregelt werden müssen. Dieser Ansatz konnte in diesem Projekt allerdings noch nicht umgesetzt werden.

Reglerentwurfverfahren

Ein wesentlicher Erfolgsfaktor bei der Realisierung der aktiven Querkomfortregelung bestand in der Entwicklung eines Reglerdesignkonzeptes, das ausschließlich straight-forward arbeitet, ohne jede Handparametrierung auskommt, extrem robust ist und sehr flexibel in der Auslegungsphase eingesetzt werden kann. Das neuartige Reglerdesignverfahren bildet das Herzstück des Designprozesses. Es liefert modellgestützt und analytisch eine problemangepasste Reglerstruktur und Parametrierung. Das Reglerdesignverfahren garantiert trotz der generierten komplexen Reglerstrukturen eine für den Entwickler äußerst einfache Bedienung. Dabei kann die Parametrierung des Reglers nach Vorgabe der bekannten Schienenfahrzeugdaten voll automatisiert erfolgen. Das Konzept ist gleichermaßen auf skalare Regelstrecken, auf Matrixsysteme wie auch auf nichtlineare Systeme anwendbar und stellt daher ein Instrumentarium dar, welches den Entwurf sehr hochentwickelter Regler mit automatischer Parametrierung ermöglicht.

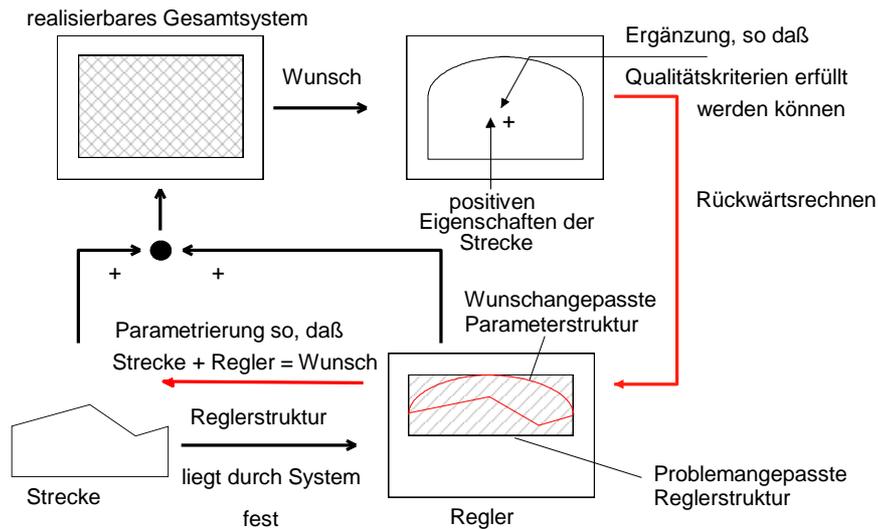


Abb. 13: vollautomatisiertes Reglerdesign

Zunächst wird im Rahmen einer Streckenanalyse ein detailliertes Modell erstellt, das in einem zweiten Schritt auf die für die Regelung wesentlichen Systemeigenschaften reduziert wird. Anhand realer Messdaten erfolgt dann mittels Identifikation eine Modellvalidierung. Dies ist die entscheidende Grundlage für die im nachfolgenden Reglerdesignschritt notwendige Daten- und Modellsicherheit. Das Reglerdesign läuft dann in folgenden Schritten ab (Abb. 13):

1. Durch die Definition der Struktur der Strecke liegt die Minimalstruktur des Reglers fest.
2. Durch das Zusammenwirken von Strecke und Regler ergibt sich ein Raum an Realisierungsmöglichkeiten, der vollständig durch die Reglerparametrierung gestaltet werden kann.
3. Der Benutzer kann innerhalb des Raums der Möglichkeiten frei ein Wunschverhalten definieren.
4. Günstige passive Eigenschaften werden in den Wunsch integriert, so dass es zu einem Miteinander von Regler und Strecke kommt.
5. Durch Rückwärtsrechnen wird eine Reglerparametrierung vorgenommen, die den Wunsch des Benutzers exakt abbildet.

Mit dem hier vorgeschlagenen integralen Reglerentwurf kann in idealer Weise eine strukturelle Anpassung des Reglers an die beschriebene Hardware durchgeführt werden. Dabei werden alle Eigenformen, die durch die beiden hergeleiteten Bewegungsdifferentialgleichungen für die Quer- und Wendebewegung beschrieben sind, geregelt. Somit wird durch diesen Ansatz auch die Wankbewegung, die als ein Teil der Querbewegung formuliert wurde, durch die Regelung weiter stabilisiert.

Realisierte Regelungsstruktur

Wie bereits beschreiben, orientiert sich das Reglerentwurfsverfahren an der Struktur des zu regelnden Systems. Dabei wird die minimale Zählerordnung des Reglers durch die um eins reduzierte Ordnung des Nenners der jeweiligen Strecke festgelegt. Dies führt bei Systemen höherer Ordnung zwangsläufig dazu, dass höhere Ableitung in der Regelung Verwendung finden. Um diese Ableitungen realisieren zu können, muss daher die Nennerordnung des Reglers um mindestens eins höher sein als die Zählerordnung. Um den Störeinfluß höherfrequenter

Schwingungen, wie sie zum Beispiel aus Wagenkastenstrukturschwingungen resultieren, weiter zu vermindern, werden höhere Filterordnungen gewählt. Spezielle Anforderungen, wie sie im vorliegenden Fall bei der Regelung der absoluten Quer- und Wendebeschleunigung des Wagenkastens zu formulieren sind, führen dazu, dass ein Shifting im Zähler notwendig ist. Das heißt, dass die Anzahl der Koeffizienten im Zähler den obigen Spezifikationen gemäß festgelegt ist, aber ab der Shiftposition der Zähler aufgebrochen wird und die Koeffizienten weiter hin zu höheren Ableitungen verschoben werden.

Im vorliegenden Fall bedeutet dies, dass die Querregelung mindestens 4 Zählerkoeffizienten haben muss, wohingegen die Wendebewegung lediglich einen Regler mit zwei Zählerkoeffizienten benötigt. Die Filterordnung wird jeweils mit 4 festgelegt, so dass die Nennerpolynome achter und sechster Ordnung sein werden. Die ersten beiden Koeffizienten der beiden Zähler werden dabei für die Niveauregulierung des jeweiligen Freiheitsgrades herangezogen. Dies gewährleistet zusammen mit der Filterfunktion des Nenners die niederfrequente Positionierung und Nachführung des Wagenkastens in Relation zu den Drehgestellen. Ab dieser Zählerposition wird der Regler aufgeteilt, da die höheren Ableitungen der Komfortregelung dienen sollen. Eingangssignale sind hier also die absolute Wende- und Querbeschleunigung des Wagenkastens.

Aus der Anforderung, dass eine konstante Querbeschleunigung während einer stationären Kurvenfahrt, ebenso aber auch die bei Kurveneinfahrt auftretende nahezu konstante erste Ableitung der Querbeschleunigung einen minimalen Effekt auf die Verschiebung des Wagenkastens relativ zu den Drehgestellen haben soll, folgt für die Struktur des Querbeschleunigungsreglers zum einen,

- dass auf diese Signalanteile verzichtet werden muss und zum anderen
- dass die Beschleunigungsregelung durch die Verwendung von mindestens der nächst höheren Ableitungsstufen der Querbeschleunigung zu erfolgen hat.

Da die Regelung zusätzlich direkt auf das Ventil wirkt und sich somit eine integrierende Wirkung des Systems ergibt, ist noch ein weiterer Shift notwendig, um die genannten Forderungen zu erfüllen. Es folgt für die Querbeschleunigungsregelung insgesamt ein Shift von zwei Positionen, die mit der gemessenen zweiten Ableitung der Wagenkastenquerbeschleunigung verrechnet zu einem Regleranteil führt, der die gefilterte zweite und dritte Ableitung dieses Signals verwendet. Durch dieses Shifting kann auf der einen Seite der angestrebte Komfortgewinn erzielt werden und auf der anderen Seite auch bei Kurveneinfahrt die Relativwegrestriktion eingehalten werden.

Analoge Überlegungen können für die Regelung der absoluten Wendebeschleunigung angestellt werden. Da sich bei stationärer Kurvenfahrt eine konstante Wendegeschwindigkeit einstellt, darf lediglich die Wendebeschleunigung in die Komfortregelung Eingang finden. Berücksichtigt man noch zusätzlich die integrierende Wirkung des Systems, so führt der zusätzliche Shift zusammen mit der bereits vorliegenden zweiten Ableitung der Wendebeschleunigung zu einem Regelungsanteil, der insgesamt die gefilterte erste Ableitung der Wendebeschleunigung verwendet.

Die so berechneten Regelungssignale werden unter Berücksichtigung der geometrischen Verhältnisse auf die Aktoren verteilt. Für das hintere und das vordere Drehgestell ergeben sich direkt vom Regler geforderte Volumenströme, die je nach Vorzeichen zu- oder abfließen sollen. Sind wie im vorliegenden Fall jeweils zwei Aktoren gegeneinander geschaltet, wird das so ermittelte Reglerausgangssignal mit unterschiedlichen Vorzeichen auf den rechten und linken Aktor verteilt. Charakteristiken der Ventilen müssen invers berücksichtigt werden. Durch

zusätzliche Maßnahmen kann eine Druckunabhängigkeit der Federsteifigkeiten der Queraktoren erreicht werden.

Die so entwickelte Reglerstruktur wird mit dem bereits erläuterten Verfahren parametriert.

Um zusätzlich die Möglichkeit zu haben, auch bei Kurvenfahrt den gesamten Aktorweg zur Ausregelung von Querstörungen zur Verfügung zu haben, muss für die relative Wagenkastenposition ein Sollwert berechnet werden, der bei stationärer Kurvenfahrt dazu führt, dass die Aktoren in ihre Mittelstellung fahren. Maßgeblich für diese Überlegung ist in erster Linie der sich aus der Kurvenfahrt stationär ergebende Wankwinkel des Wagenkastens (Abb. 14).

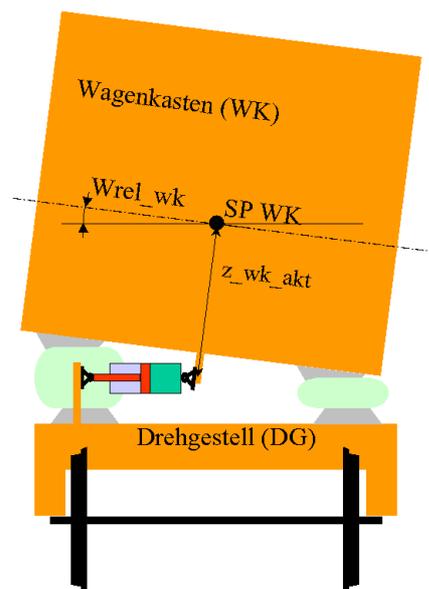


Abb. 14: Die y-Position des Schwerpunktes des Wagenkastens kann aus dem Weg des Queraktors und vertikalen Wegen berechnet werden

Durch Umkehrrechnung kann eine entsprechende Sollposition für die Querauslenkung des Wagenkastens berechnet werden. Aus der Forderung, dass die Querauslenkung der Aktoren stationär gleich Null sein soll, folgt nach kurzer Rechnung:

$$y_{rel_WK}^{soll} = -z_{WK_akt} W_{rel_WK}$$

Dieser Sollwert wirkt über ein langsames Tiefpassfilter nur auf den Positionsregelkreis (Abb. 15) der Querbewegung. Auf diese Weise wird ohne negativen Einfluss auf die Beschleunigungsregelung niederfrequent diese Forderung erfüllt. Anforderungen an das Lichtraumprofil können durch Kompromissmittelwerte realisiert werden.

Der beschriebene Regler lässt sich wie folgt aufbauen:

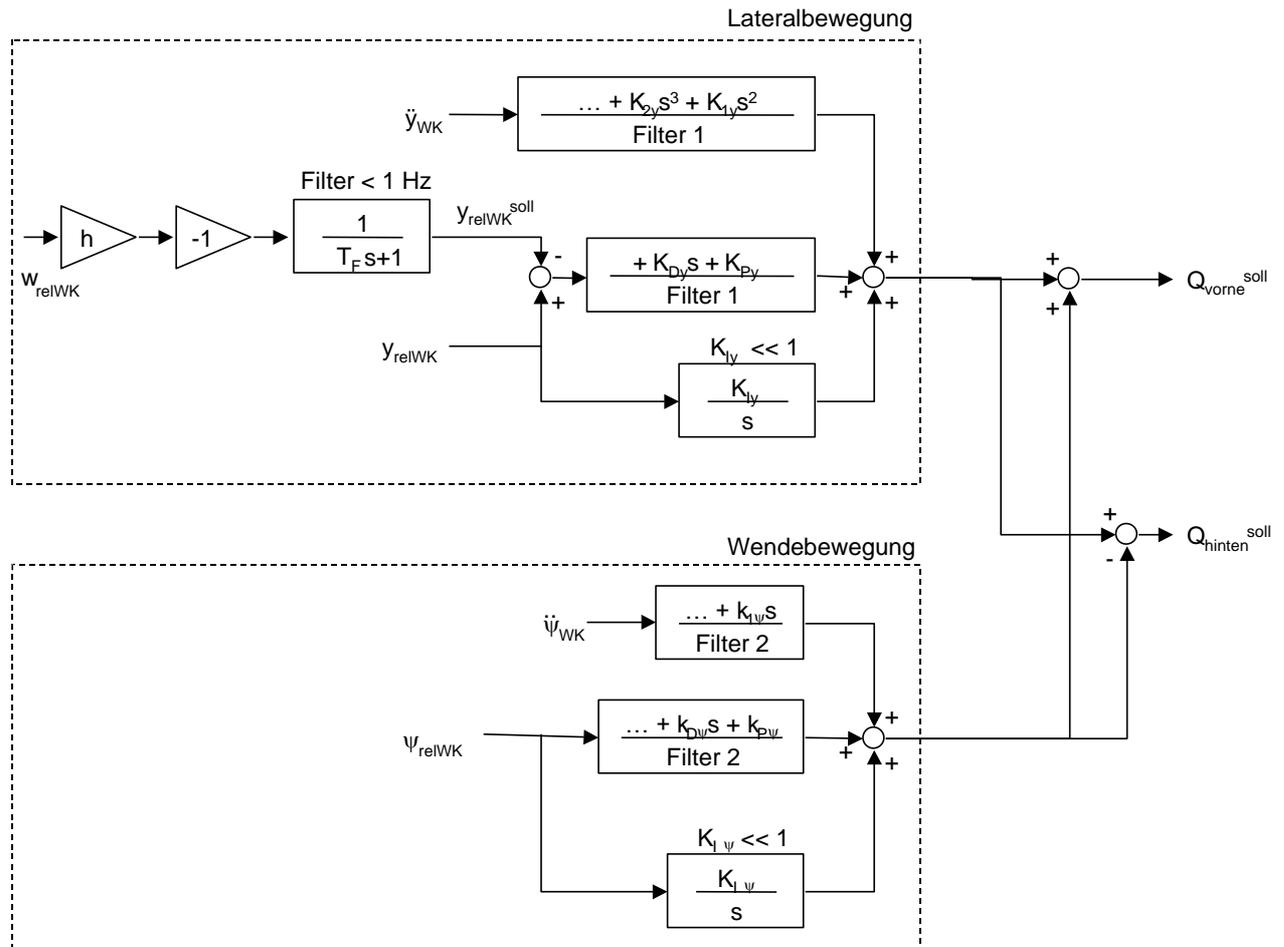


Abb 15: Reglerstruktur

Sensorik

Der diskutierte Regler erfordert die messtechnische Bereitstellung

- der inertialen Wagenkastenquer- und wendebeschieunigung im Schwerpunkt und
- der zu den beiden Drehgestellen relativen Querverschiebung des Wagenkastens sowie dessen relativen Wende- und Wankwinkel.

Da beispielsweise eine direkte Messung der Querverschiebung des Wagenkastenschwerpunktes nicht möglich ist, muss dieser Zustand aus anderen Messgrößen ermittelt werden.

Im ersten Schritt wird dazu der relative Wendewinkel des Wagenkastens bezüglich der Drehgestelle aus den relativen Querauslenkungen der Queraktoren, in denen sich jeweils ein Weggeber befindet, berechnet:

$$\psi_{rel_WK} = \frac{y_{rel_v} - y_{rel_h}}{l_v + l_h}$$

Analog dazu lässt sich die Wendebeschleunigung Mit Hilfe von zwei Querbeschleunigungssensoren am Wagenkasten bestimmen:

$$\ddot{\psi}_{WK} = \frac{\ddot{y}_v - \ddot{y}_h}{l_v + l_h}$$

Im nächsten Schritt wird aus vertikalen Relativwegmessungen an den Luftfederpositionen unter Berücksichtigung des Querabstandes der Wegsensoren der relative Wankwinkel bestimmt.

$$w_{rel_WK} = \frac{z_{rel_vr} - z_{rel_vl}}{l_{q_v}}$$

Durch Hinzunahme von vertikalen Wegsensoren an dem hinteren Drehgestell kann die Messung gestützt werden.

Nachfolgend kann die relative Querverschiebung des Wagenkastens aus den Relativauslenkungen der Queraktoren und den beiden zuvor bestimmten relativen Wank- und Wendewinkeln errechnet werden (Abb. 14).

$$y_{rel_WK} = \frac{y_{rel_v} + y_{rel_h}}{2} - z_{WK_akt} w_{rel_WK} - \psi_{rel_WK} \frac{l_v - l_h}{2}$$

Die Wagenkastenquerbeschleunigung lässt sich mit analogen Überlegungen erfassen. Zwei am Wagenkasten befestigte Querbeschleunigungssensoren liefern die Wagenkastenquerbeschleunigung im Schwerpunkt, wenn die Signale von den aus dem Wankwinkel und der Wank- und Wendebeschleunigung des Wagenkastens resultierenden Anteilen bereinigt werden.

Dazu wird zunächst die absolute Wankbeschleunigung durch am Wagenkasten befestigte Vertikalbeschleunigungssensoren ermittelt:

$$\ddot{w}_{WK} = \frac{\ddot{z}_{vr} - \ddot{z}_{vl}}{l_{vr_VBS} + l_{vl_VBS}}$$

Vertikale Beschleunigungssensoren am hinteren Teil des Wagenkastens können die Messung stützen.

Wird weiterhin berücksichtigt, dass der Gravitations-Anteil über den absoluten Wankwinkel des Wagenkastens einen Anteil an den gemessenen Querbeschleunigungen am Wagenkasten liefert, so kann unter Approximation des absoluten Wankwinkels durch den gefilterten relativen Wankwinkel die Wagenkastenquerbeschleunigung ermittelt werden:

$$\ddot{y}_{WK} = \frac{\ddot{y}_v + \ddot{y}_h}{2} - z_{WK_akt} \ddot{w}_{WK} - \ddot{\psi}_{WK} \frac{l_v - l_h}{2} - \frac{g}{2} w_{rel_WK}$$

Die zwei jeweils gegeneinander wirkenden Queraktoren machen zudem pro Aktor einen Drucksensor notwendig. Auf diese Weise kann die Summe der beiden Drucksignale geregelt werden, um ein gegenseitiges Aufschaukeln der gegensinnig wirkenden Kraftniveaus zu verhindern. Im unregelmäßigen Fall würde eine solche „Verspannung“ zu einer unkontrollierten Änderung der Federsteifigkeiten führen und im Extremfall eine Beschädigung des Systems bewirken. Im Gegenzug kann über eine derartige Verspannungsregelung die Federsteifigkeit der hydropneumatischen Federbeine gezielt variabel gestaltet werden.

Parameteridentifikation

Als Identifikationsalgorithmus findet eine Erweiterung des vektoriiellen Maximum-Likelihood-Algorithmus Anwendung [KAMAR84], der noch um folgende Punkte ergänzt ist:

- Lineare Abhängigkeiten in den zur Identifikation freigegebenen Parametern werden automatisch erkannt und diese Parameter aus der Richtungsbestimmung eliminiert.
- Es findet eine erweiterte Normierung der Messgrößen statt, was die Numerik wesentlich günstiger gestaltet.
- Parameter können automatisiert miteinander gekoppelt werden.
- Parameter, die im Verlaufe einer Identifikation an für sie vorgesehene Grenzen stoßen, werden automatisch aus der Richtungsbestimmung eliminiert, falls eine erste Richtungsabschätzung ergibt, dass diese Parameter weiter über die Grenzen hinaus verschoben werden sollen.

Das im Laufe des Projekts entstandene Identifikationstool ist in der Lage, auch bei diesem komplexen Problem die Parameter schnell und robust zu ermitteln. Insgesamt gibt es bei der Identifikation etwa 60 zu bestimmende Parameter, von Massen und Trägheiten über Schwerpunktslage zu Federsteifigkeiten von Luftfedern und Wankstütze, ferner sämtliche hydraulischen Parameter sowie Signal-Offsets und Integrator-Anfangsbedingungen.

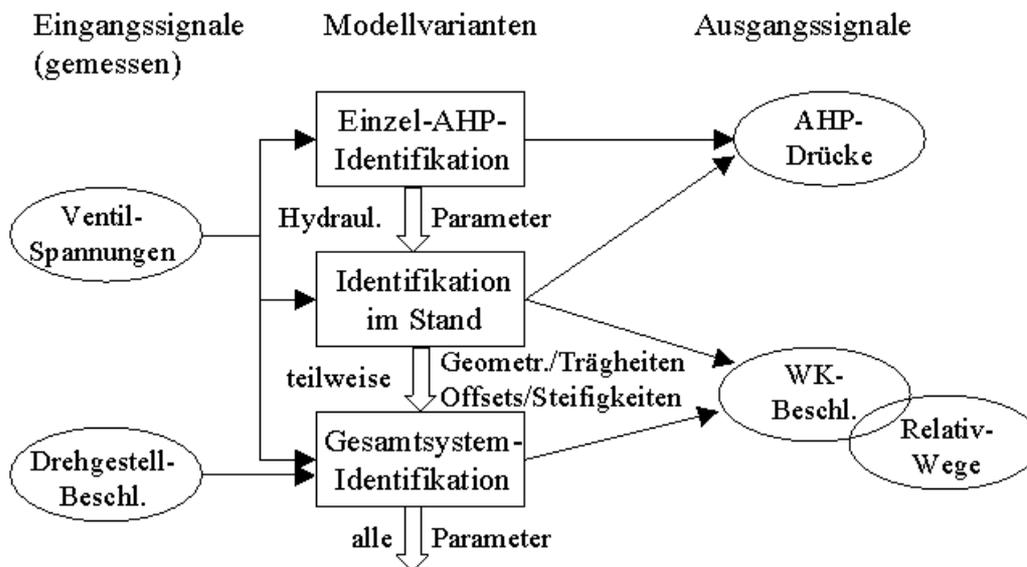


Abb. 16: Gestufter Identifikationsablauf

Die Parameteridentifikation findet, wie in Abb. 16 dargestellt, unter Berücksichtigung der bei diesem speziellen Problem gegebenen Randbedingungen, in drei Schritten statt, die sich jeweils durch die Größe der Identifikationsmodelle unterscheiden. Die Vorstufe stellt die Identifikation der einzelnen hydropneumatischen Aktoren anhand von Messungen, die an einem Aktorprüfstand gewonnen werden, dar. In dieser Phase werden nur hydraulische Parameter identifiziert. Diese Vorabidentifikation erhöht zum einen die Modellsicherheit, zum anderen ist man so in der Lage, die Hydraulik-Parameter im Gesamtmodell vorab zu belegen und einzufrieren.

Der zweite Identifikationsschritt besteht in der autonomen Anregung bei stehendem Zug, da es bei dem Prototypen im frühen Stadium nicht möglich ist, reale Streckenanregungen aufzuprägen. Ein großer Nachteil dieser rein lateralen Anregung besteht darin, dass nicht alle Freiheitsgrade angeregt werden können und daher nicht alle Parameter bestimmt werden können, sondern teilweise festgehalten oder gekoppelt werden müssen.

Die zur Reglerauslegung erforderliche Modellgüte kann erst im dritten Schritt, der Gesamtsystemidentifikation erreicht werden. Nun können entweder in Fahrversuchen oder auf dem Rollprüfstand der Deutschen Bahn AG in München [ROLLP85] der Realität nachgebildete Streckenprofile aufgebracht werden; anhand dieser Messungen können sämtliche gesuchten Parameter bestimmt werden. Da, wie oben erläutert, das Identifikationsmodell keine Schienenanregungen berücksichtigen kann, müssen Drehgestell-Beschleunigungen als Eingangssignal gewählt werden.

Abb. 17 zeigt die erzielte Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation bei einem auf die Radsätze aufgeprägten Sinussweep.

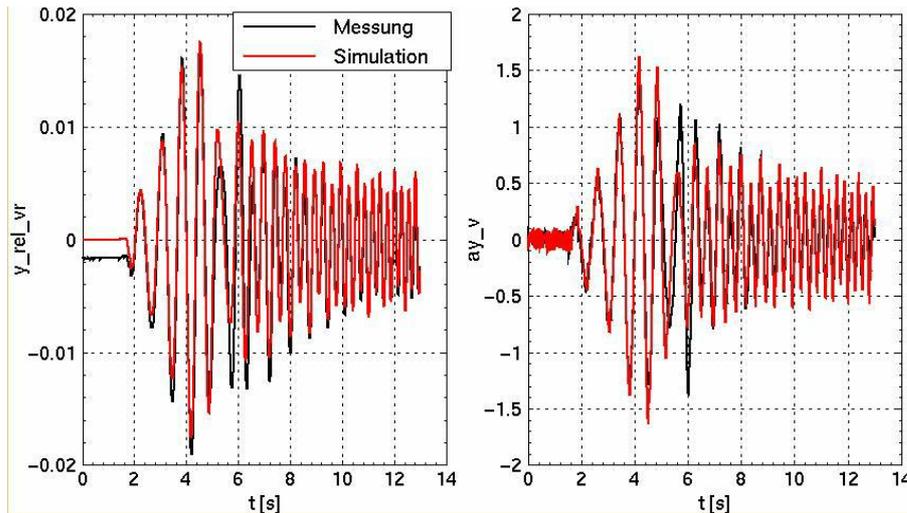


Abb. 17: Identifikationsergebnis (exemplarisch Querweg und -beschleunigung)

Um eine Abschätzung für die Prognosefähigkeit des Modells zu erhalten, wird die Parameteridentifikation für verschiedene Anregungsformen durchgeführt (Abb. 18). Die dabei sich ergebenden Parameterstreuungen zeigen, inwieweit das Modell in der Lage ist, die Realität auch für verschiedene Belastungsfälle abzubilden. Die ermittelten Streuungsbänder finden Eingang in die im folgenden vorgestellte Parametersensitivitätsanalyse, bei der untersucht wird, inwieweit die Regelungsstruktur in der Lage ist, mit den verbleibenden Modellunsicherheiten die geforderten Qualitätskriterien einzuhalten.

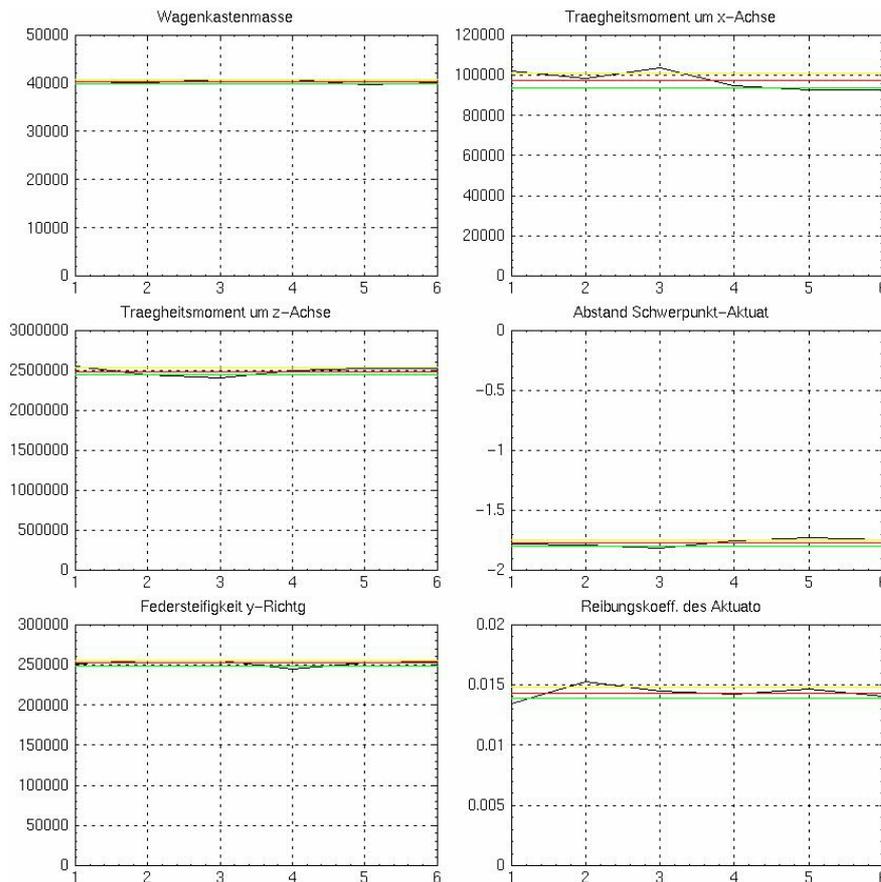


Abb. 18: Parameterstreuungen bei Identifikationen von 6 unterschiedlichen Messungen

Parametersensitivitätsanalyse (PSA)

Die Parametersensitivitätsanalyse ist zum einen ein wichtiges Hilfsmittel, um die Robustheit der entwickelten Regelung vorab zu bestimmen. Dabei wird einerseits untersucht, welchen relativen Einfluss Modellparameter bei fester Reglerparametrierung auf die Performance des Gesamtsystems haben. Abb. 19 zeigt exemplarisch den Einfluss auf die während der Simulation maximal auftretende Querbeschleunigung am Wagenkasten. Diese Analyse deckt auf, welche Parameter

- besonders kritisch sind und daher mit besonderer Sorgfalt ermittelt werden müssen, oder
- explizit in die Regelung mittels Adaption integriert werden müssen, oder
- in ihrem Einfluss durch konstruktive Maßnahmen unkritischer gestaltet werden müssen bzw. gezielt positiv verändert werden sollten.

Die dargestellten Beispiele zeigen durch relative Sensitivitäten nahe eins bei Abb. 19, dass die Länge des vertikalen Hebelarms zwischen Queraktoren und Wagenkastenschwerpunkt einen entscheidenden Einfluss auf die maximale Querbeschleunigung und damit auf dem Querkomfort hat. Ebenso kommt der Trägheit um die Hochachse eine wichtige Bedeutung zu.

Aktive Querkomfortregelung für Hochgeschwindigkeitszüge

Systemparameter sortiert nach Beeinflussung (normiert) von max_ayh

- 1: Abstand Schwerpunkt-Aktuator z_WK_AQ_v
- 2: inv_Traegheitsmoment um z-Achse
- 3: inv_Wagenkastenmasse
- 4: Abstand Schwerpunkt-Luftfeder vorne rechts x_WK_LF_vr
- 5: Drehgestellmasse DG1
- 6: KF Queraktuator KF_FB hr
- 7: Federsteifigkeit Wankstuetze vorne o_WS_v
- 8: Federsteifigkeit y-Richtig Luftfeder hl cy_LF_hl
- 9: Federsteifigkeit y-Richtig Luftfeder hr cy_LF_hr
- 10: Federsteifigkeit Längsanlenkung vorne o_LA_v

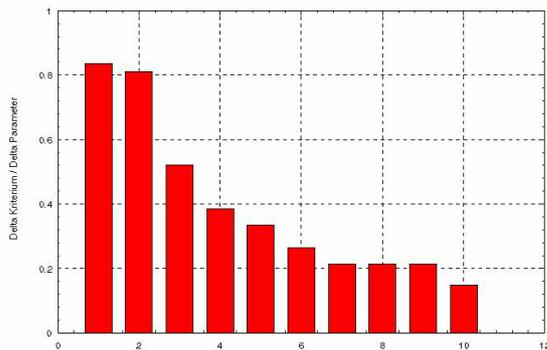


Abb. 19: PSA bezüglich maximaler Querbeschleunigung

Eine weitere Analyse kann durch die Integration der aus der statischen Auswertung der identifizierten Modellparameter ermittelten Parameterstreuungen in die Parametersensitivitätsanalyse durchgeführt werden. Das Qualitätskriterium für die Regelung muss hier sein, dass die Regelung trotz der angenommenen Parameterunsicherheiten die Einhaltung aller Forderungen gewährleisten kann.

Sicherheits- und Diagnosekonzept

Der Betriebssicherheit kommt in der Bahntechnik eine zentrale Rolle zu. Da sich durch die zusätzliche Hardware zusätzliche Risiken ergeben, müssen neue Wege bei der Diagnose und Fehlererkennung beschritten werden. Die allgemein übliche Beobachtung von Grenzwertüberschreitungen von Messgrößen ist in manchen Fällen überhaupt nicht in der Lage, Fehler zu detektieren (siehe Abb. 30), und weist systemgemäß eine vergleichsweise lange Reaktionszeit auf.

In Verlaufe des Projektes wurde daher ein modellgestütztes Diagnoseverfahren entwickelt, das auf der Auswertung der für das Reglerdesign hergeleiteten Reglerentwurfsmodelle fußt. Somit wird anhand des validierten Entwurfsmodells sichergestellt, dass sich das zu regelnde System während des Betriebes insgesamt so verhält, wie es zum Zeitpunkt des Reglerentwurfs angenommen wurde. Abweichungen von diesem „Nominalverhalten“ werden zunächst als Fehler erkannt, und können bei redundanter Sensorauslegung durch Kreuzvergleiche zwischen Parallelmodellen zu einer Diagnose herangezogen werden. Versuchsergebnisse sind in dem Kapitel Ergebnisse dargestellt.

Nachfolgend soll das Konzept der modellgestützten Diagnose an einem einfachen skalaren System erläutert werden, das jedoch strukturelle Ähnlichkeiten zu dem vorliegenden Problem

aufweist. Gegeben sei ein System mit der Ausgangsgröße y und dem Reglerausgang Q sowie der Störgröße r .

$$(a_2 s^2 + a_1 s + a_0) y = \frac{1}{s} Q + (a_1 s + a_0) r$$

Gemessen wird

- die Beschleunigung \ddot{y}
- der Relativweg $y_{rel} = y - r$ und
- die Beschleunigung des Störsignals \ddot{r} .

Die Reglerausgangsgröße Q ist bekannt. Unter direkter Verwendung der zur Verfügung stehenden Messinformationen kann die Differentialgleichung umgeschrieben werden.

$$a_2 \ddot{y} + a_1 \dot{y}_{rel} + a_0 y_{rel} = \int Q dt$$

bzw.

$$a_2 \ddot{y} + a_1 \dot{y}_{rel} + a_0 y_{rel} - \int Q dt = 0$$

Hier ist bereits ein Kriterium gefunden, das bei korrektem, also angenommenen Systemverhalten, verschwindet. Im realen Einsatz wird keine genaue Übereinstimmung zwischen zugrunde liegendem Modell und der Realität erreichbar sein. Daher wird diese Gleichung als Residuum formuliert:

$$a_2 \ddot{y} + a_1 \dot{y}_{rel} + a_0 y_{rel} - \int Q dt = RES_1 \stackrel{!}{<} G_1$$

Bei einer Überschreitung der Grenze G_1 wird davon ausgegangen, dass das System nicht mehr korrekt arbeitet. Es kann jedoch nicht diagnostiziert werden, welcher Fehler vorliegt. Werden Parameterfehler ausgeklammert, kann entweder die Beschleunigungsmessung oder die Relativwegmessung fehlerhaft sein oder aber der ausgegebene Reglerausgang nicht korrekt umgesetzt werden.

Um eine genauere Fehlereingrenzung zu ermöglichen, wird ein zweites Parallelmodell aufgestellt. Die ursprüngliche Differentialgleichung kann durch zweimaliges Ableiten umgeformt werden zu:

$$a_2 \overset{\dots}{y} + a_1 \overset{\dots}{\ddot{y}} + a_0 \overset{\dots}{\ddot{y}} = \overset{\dots}{\dot{Q}} + a_1 \overset{\dots}{\ddot{r}} + a_0 \overset{\dots}{\dot{r}}$$

Hier können jetzt wiederum die Messgleichungen berücksichtigt werden.

$$a_2 \overset{\dots}{y} + a_1 \overset{\dots}{\ddot{y}} + a_0 \overset{\dots}{\ddot{y}_{rel}} = \overset{\dots}{\dot{Q}} + a_1 \overset{\dots}{\ddot{r}}$$

Diese Modelldarstellung kann in eine zweite Residuengleichung umgewandelt werden:

$$a_2 \overset{\dots}{y} + a_1 \overset{\dots}{\ddot{y}} + a_0 \overset{\dots}{\ddot{y}_{rel}} - \overset{\dots}{\dot{Q}} - a_1 \overset{\dots}{\ddot{r}} = RES_2 \stackrel{!}{<} G_2$$

Als weitere Gleichung kann die Messgleichung $y_{rel} = y - r$ herangezogen werden. Durch zweimaliges Ableiten entsteht die dritte Residuengleichung.

$$\overset{\dots}{\ddot{y}_{rel}} = \overset{\dots}{\ddot{y}} - \overset{\dots}{\ddot{r}}$$

bzw.

$$\overset{\dots}{\ddot{y}_{rel}} - \overset{\dots}{\ddot{y}} + \overset{\dots}{\ddot{r}} = RES_3 \stackrel{!}{<} G_3$$

Durch diese Messgleichung kann in der ersten Gleichung $\overset{\dots}{\ddot{y}} = \overset{\dots}{\ddot{y}_{rel}} + \overset{\dots}{\ddot{r}}$ eliminiert werden. Aus

$$a_2 \overset{\dots}{\ddot{y}} + a_1 \overset{\dots}{\ddot{y}_{rel}} + a_0 \overset{\dots}{\dot{y}_{rel}} = \overset{\dots}{Q}$$

wird dann die vierte Residuengleichung hergeleitet:

$$a_2(\ddot{y}_{rel} + \ddot{r}) + a_1\dot{y}_{rel} + a_0\dot{y}_{rel} = Q$$

bzw.

$$a_2(\ddot{y}_{rel} + \ddot{r}) + a_1\dot{y}_{rel} + a_0\dot{y}_{rel} - Q = RES_4 \stackrel{!}{<} G_4$$

Die Abhängigkeiten der vier Residuen sollen nun in eine Tabelle eingetragen werden.

	\ddot{y}	\ddot{r}	y_{rel}	Q
RES_1	X		X	X
RES_2	X	X	X	X
RES_3	X	X		X
RES_4		X	X	X

Tabelle A: Abhängigkeiten der vier Residuengleichungen

Aus der Tabelle kann in Abhängigkeit von Residuenüberschreitungen eindeutig auf eine bestimmte Sensorfehlfunktion f geschlossen werden. Dabei soll die Vereinbarung gelten, dass eine Überschreitung eines Residuums mit logisch 1 (z.B. RES_1) und eine Unterschreitung der Grenze mit logisch 0 (z.B. $\overline{RES_1}$) bewertet wird. Die Fehlerfunktionen stellen sich also dann wie folgt dar:

$f(\ddot{y}) =$	$RES_1 \bullet RES_2 \bullet RES_3 \bullet \overline{RES_4}$
$f(\ddot{r}) =$	$\overline{RES_1} \bullet RES_2 \bullet RES_3 \bullet RES_4$
$f(y_{rel}) =$	$RES_1 \bullet RES_2 \bullet \overline{RES_3} \bullet RES_4$
$f(Q) =$	$RES_1 \bullet RES_2 \bullet RES_3 \bullet RES_4$

Tabelle A: Fehlerdiagnosegleichungen

Das skizzierte Verfahren zeigt, dass eine detaillierte Diagnose von sensorischen Einzelfehlern sowie die Erkennung der Hardwarefehlern On-Line prinzipiell möglich ist. Das Verfahren legt ferner die Überlegung nahe, ob die Betriebssicherheit aktiver Systeme gegenüber passiven Systemen ohne Sensoren nicht sogar durch die On-Line-Diagnose steigt.

Ergebnisse

An dem Rollprüfstand in München wurde die aktive Querkomfortregelung getestet (Abb. 20).



Abb. 20: Prototyp auf dem Rollenprüfstand der DB in München

Anhand zahlreicher Manöver und Kriterien konnte die Leistungsfähigkeit und Funktionalität des Systems dargestellt werden. Die folgenden Manöver gehörten zu den Versuchsprogramm:

Kürzel	Strecke	Charakter
RO	Reda-Oelde	Hochfrequente Störungen; Wellenlängen bis 70 m; Zugelassen bis 200 km/h
GH96	Göttingen-Hannover synthetisch erweitert auf 100m Wellenlänge	Neubaustrecke mit starken niederfrequenten Störungen; minimale Anregungsfrequenz bei 300 km/h = 0,833 Hz
GH98	Göttingen-Hannover synthetisch erweitert auf 150m Wellenlänge	Neubaustrecke mit sehr starken niederfrequenten Störungen; minimale Anregungsfrequenz bei 300 km/h = 0,555 Hz

Die Stecken wurden mit den Geschwindigkeiten 150, 200, 250 und 300 km/h durchfahren.

Zur Dokumentation des Verhaltens bei stationärer Kurvenfahrt wurden die beiden Stecken GH96 und RO zusätzlich mit einer stationärer Überhöhung von 150 mm durchfahren, so dass eine Kurvenfahrt mit 1 m/s^2 stationärer Querbeschleunigung simuliert werden konnte. Die Manöver wurden mit verschiedenen Geschwindigkeiten von 200 bis 300 km/h durchfahren.

Der Strecke Rheda-Oelde wurde zusätzlich eine „dynamische Kurvenfahrt“ überlagert. Der „Übergangsbogen“ wurde so angelegt, daß die maximale Querbeschleunigung von 1 m/s^2 bei einer Fahrgeschwindigkeit von 300 km/h nach 2 Sekunden anstand. Der Überhöhungsvorgang wurde mit konstanter Kippgeschwindigkeit durchgeführt.

Abb. 21 stellt zunächst das bewertete Amplitudenspektrum des Querschleunigungssignals bei Geradeausfahrt auf der Strecke Rheda-Oelde dar. Im Vergleich dargestellt ist das geregelte sowie das unregelte Gesamtsystem. Die Amplitude wird über den gesamten relevanten Frequenzbereich bis 3 Hz signifikant gesenkt.

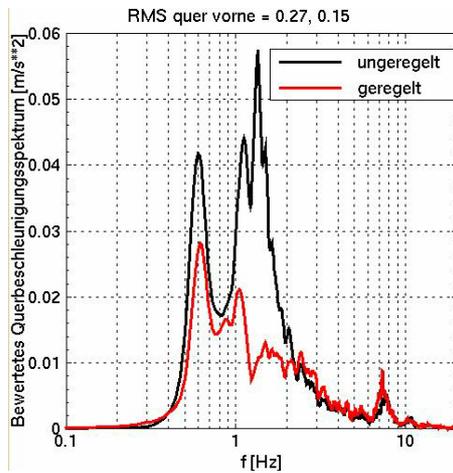


Abb. 21: Ergebnis am Prüfstand München (Amplitudenspektren gerade Strecke)

Ähnliches gilt für das in Abb. 22 dargestellte bewertete Querschleunigungsspektrum, das sich bei simulierter Kurvenfahrt auf der Strecke Rheda-Oelde ergibt. Es ist deutlich zu erkennen, wie die Amplituden im Frequenzbereich um 1 Hz durch die Regelung drastisch abgesenkt werden.

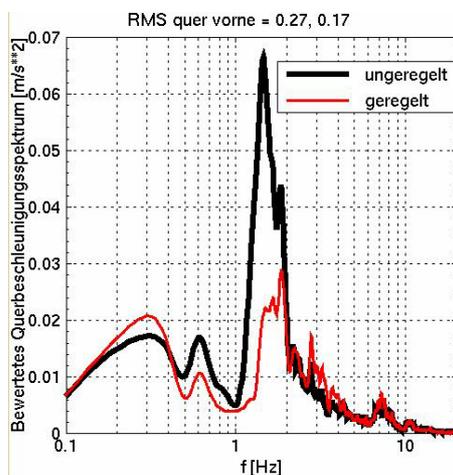


Abb. 22: Ergebnis am Prüfstand München (Amplitudenspektren Kurvenfahrt)

Auf allen untersuchten Strecken konnten deutliche Verbesserungen der Komfort-Werte erzielt werden, wie im folgenden anhand der bahntypischen ORE-B 153 Auswertung [ISO2631 dokumentiert wird.

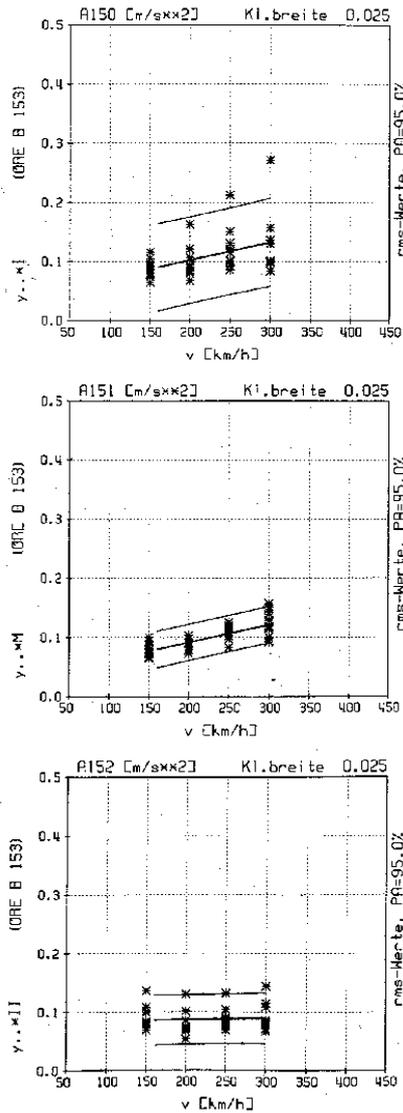


Abb 23: rms-Werte aktiv Rheda Ölde ohne dyn. Überhöhung

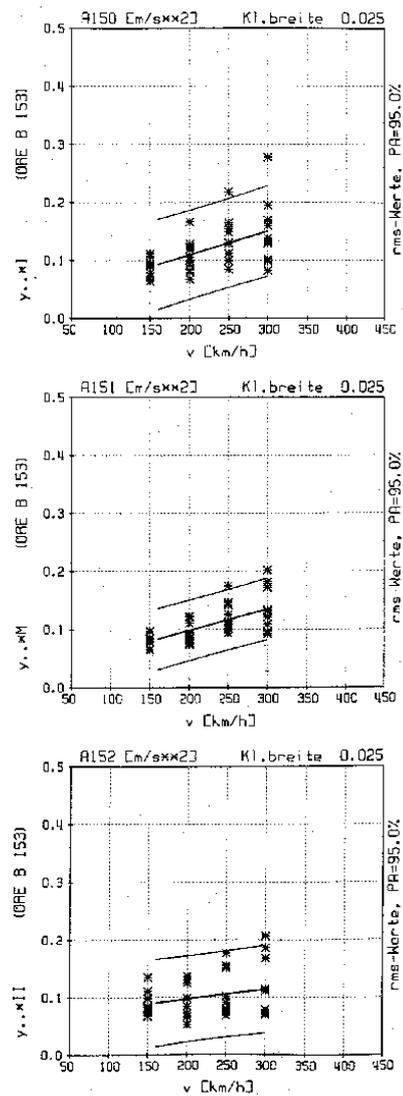


Abb 24: rms-Werte Rheda Ölde mit dyn. Überhöhung

Die Abb. 23 und 24 zeigen die rms-Werte für der Strecke Rheda-Oelde für vier verschiedene Geschwindigkeiten,

- einmal auf gerader Strecke (Abb. 23),
 - einmal mit der dynamischen Überhöhung (Abb. 24),
- jeweils vorne, in der Mitte und hinten am Wagenkasten. Die rms-Werte liegen für alle Geschwindigkeiten und Messpunkte unter 0,2 und werden auch bei Kurvenfahrt nur unwesentlich schlechter.

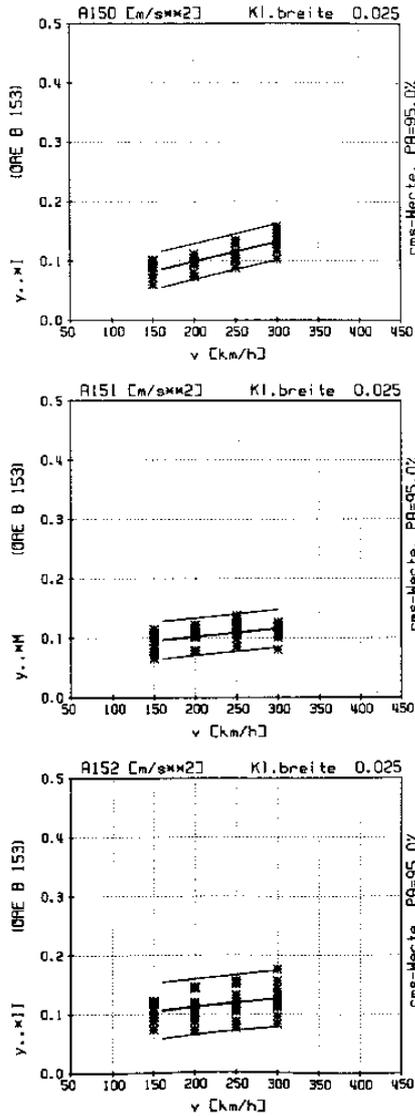


Abb. 25: rms-Werte aktiv GH 98

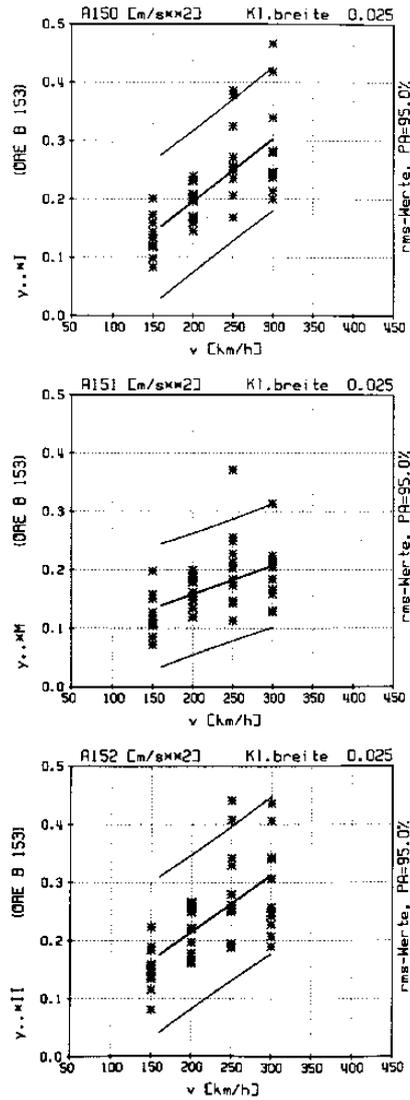


Abb. 26: rms-Werte passiv GH 98

Ähnliches gilt für die Strecke Göttingen-Hannover 98 (Abb. 25). Hier werden durchweg rms-Werte unter 0,2 erzielt. Im Vergleich zeigt Abb. 26 die Komfortwerte für eine Fahrt auf der gleichen Strecke mit passiver Querfederung. Die hier gemessenen Komfortwerte sind mindestens um den Faktor 2 schlechter.

Abb. 27 zeigt den Querweg des vorderen Aktors bei dem Kurveneinfahrtsmanöver auf Rheda-Oelde. Zum Zeitpunkt $t=14$ s tritt das Fahrzeug in die Kurve ein. Der Aktor wird vom Regler schnell wieder in die Nulllage zurückgezogen, so dass während der Kurvenfahrt der gesamte Querweg zum Ausregeln von Quergleisstörungen zur Verfügung steht. Bei circa $t=34$ s geht die Bogenfahrt wieder in einen geraden Verlauf über. Der benötigte Querweg überschreitet während des gesamten Manövers nie 4 cm. Zum Vergleich benötigt der ICE 3 bei dem gleichen Manöver einen Querweg von etwa 9 cm.

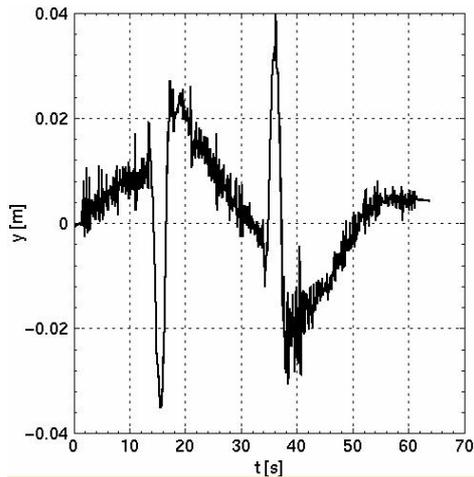


Abb. 27: Benötigter Querweg bei Kurveneinfahrt

Abb. 28 zeigt den Netto-Energieverbrauch des implementierten Reglers auf allen relevanten Strecken. Der Energieverbrauch bleibt auch bei hohen Geschwindigkeiten unterhalb von 5 kW. Lediglich bei der Kurveneinfahrt auf Rheda-Oelde, ganz rechts im Bild, liegt er leicht darüber.

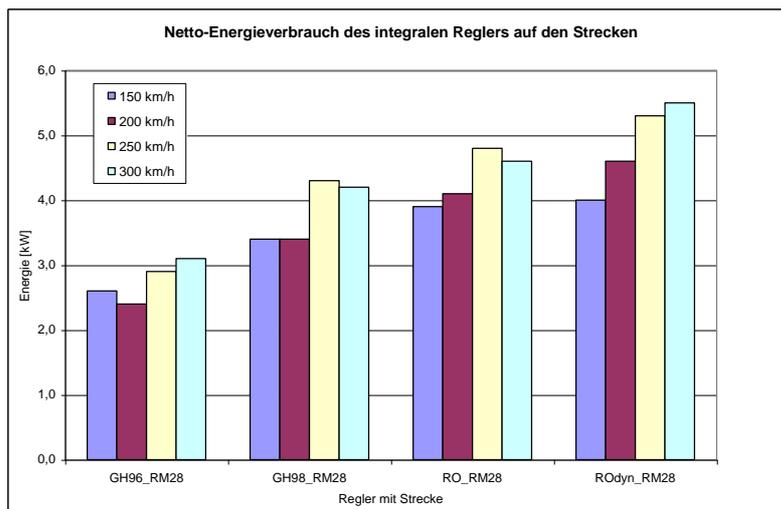


Abb. 28: Netto-Energieverbrauch des Reglers

Abb. 29 zeigt noch einmal die Komfort-Werte im Überblick für einige typische, serienrelevante Manöver im Vergleich zwischen geregelter und ungeregelter System. Es ist zu beachten, dass diese sehr guten Ergebnisse mit dem in Abb. 28 dargestellten, sehr niedrigen Energieverbrauch unter Einhaltung der Querwegrestriktion erzielt werden konnten.

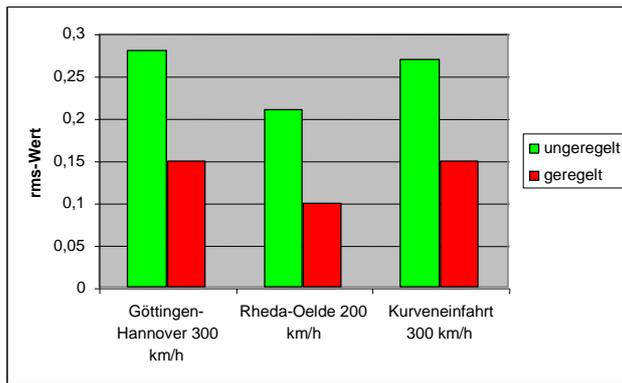


Abb. 29: Komfortbewertung geregelt – ungeregelt

Zum Abschluss soll noch ein Beispiel für die oben erläuterte Fehlerdiagnose dargestellt werden. Abb. 30 stellt zunächst die Auswirkungen des Auftretens eines Fehlers dar, wenn die modellgestützte Fehlererkennung deaktiviert ist. Nach etwa 0,4 Sekunden fällt der Relativwegsensor durch Abziehen eines Stromversorgungssteckers aus und liefert konstant Null. Dies führt bei laufendem Reglerbetrieb zu einem kontinuierlichen Anstieg der Aktor-Kraft und somit des Gesamtdrucks im System. Ohne Abschaltung kann der anwachsende Aktordruck zur Beschädigung der Hardware führen. Grenzwertüberwachungen werden den Fehler erst bei einem Überschreiten eines definierten maximalen Aktordrucks erkennen.

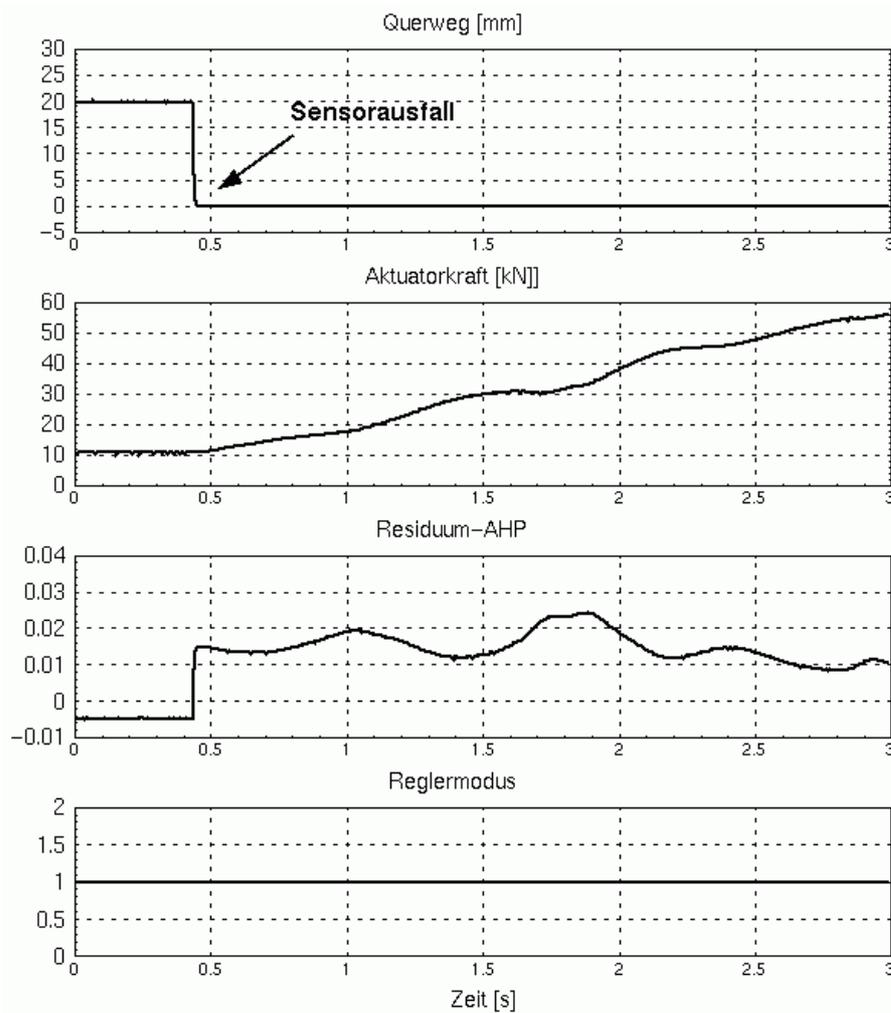


Abb. 30: Ohne modellgestützte Fehlererkennung. Relativwegsensor fällt aus. Fehler wird durch Grenzwertüberwachung nicht erkannt.

Anders mit modellgestützter Fehlererkennung, die in Abb. 31 dargestellt ist: Sobald der Fehler auftritt, steigt das Residuum des Aktor-Modells sofort an, da das Verhalten des Aktors von dem des Referenzmodells abweicht. Nach wenigen Millisekunden ist der Grenzwert überschritten. Der Regler wird deaktiviert und die Aktoren drucklos geschaltet. Der fehlerhafte Druckaufbau im Aktor wird somit schon sehr frühzeitig verhindert.

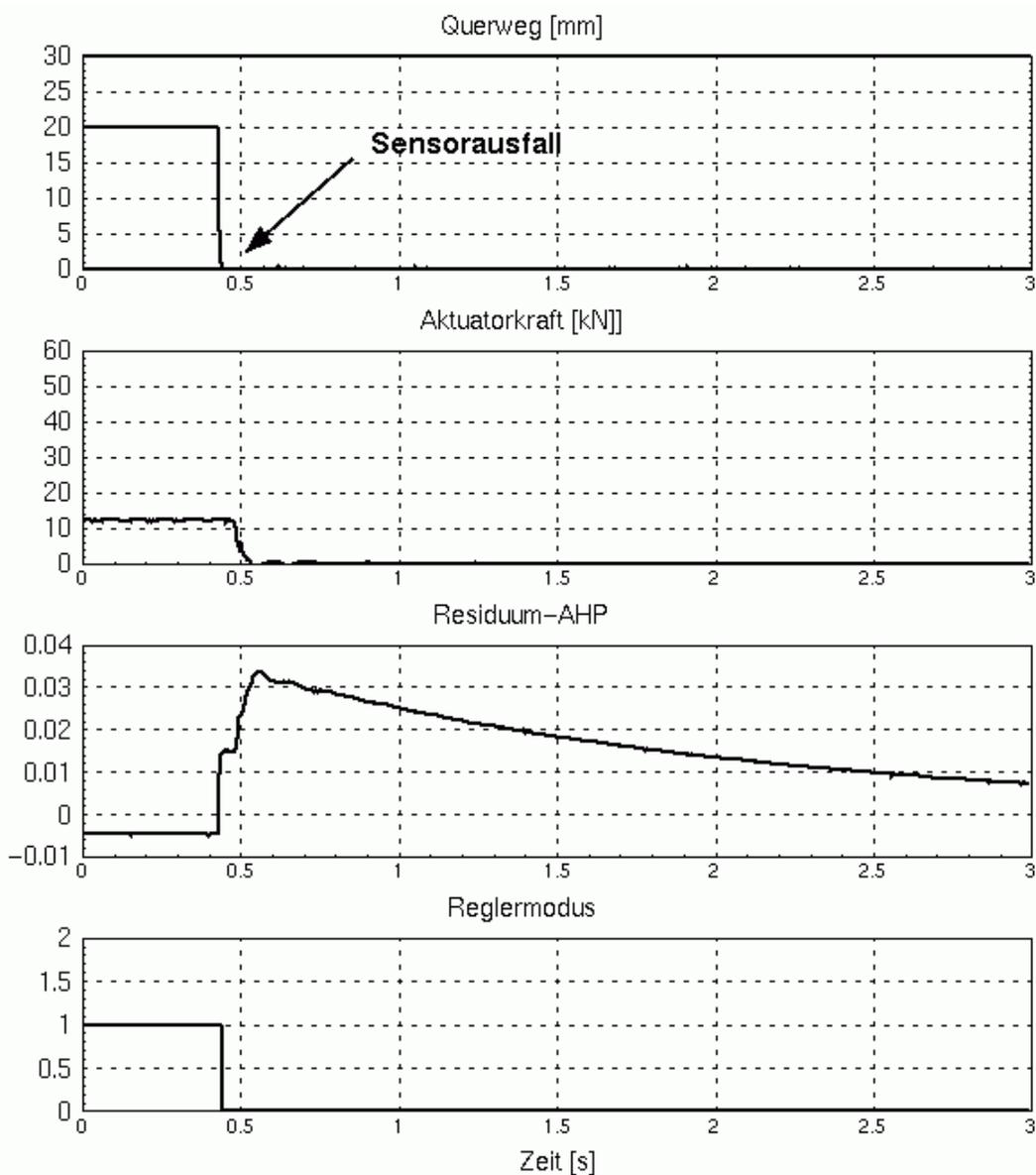


Abb. 31: Mit modellgestützter Fehlererkennung. Relativwegsensor fällt aus. Fehler wird sofort erkannt.

Zusammenfassend konnten mit der Implementation des vorgestellten neuartigen integralen Regelungskonzepts folgende Ergebnisse erzielt werden:

- Es steht ein anhand von Parameteridentifikation mit echten Messdaten validiertes Modell des untersuchten Prototypen zur Verfügung (Abb. 17),
- durch die Regelung kann eine Reduktion der Komfortwerte auf 50% gegenüber der passiven Auslegung bei allen serienrelevanten Fahrstrecken (Abb. 21 bis 26) erzielt werden,
- die vom Regler benötigte Energie bleibt bei allen Strecken unter 5 kW netto (Abb. 28) und
- selbst bei Kurveneinfahrt liegt der maximale benötigte Querweg unter 4 cm (Abb. 27).

Fazit

In dem Projekt „Aktive Bahnfahrwerke“ konnte die DaimlerChrysler-Forschung zusammen mit den Kollegen von Adtranz und unter Mitarbeit von Mannesmann/Rexroth in nur 20 Monaten zum ersten Mal ein aktives Fahrwerksystem im Bahnsegment darstellen. Dieser Erfolg kann als Durchbruch in der Fahrwerktechnologie betrachtet werden. Dabei hat die gezeigte Lösung nicht nur theoretischen Charakter, sondern ist in vielerlei Hinsicht konzeptionell bereits einer Serienlösung nahe.

Ein Grund für die kurze Entwicklungszeit ist die konsequente Anwendung modelltechnischer Hilfsmittel und deren ständige Anpassung an die Hardwarerealität. Dabei konnte gezeigt werden, dass eine vollständige Synthese eines Reglers dieser Komplexität im Rechner möglich ist, ohne auch nur eine weitere Anpassung während des Betriebs im Prototypen vornehmen zu müssen. Sukzessive Verbesserungen wurden ausschließlich durch Modellverbesserungen getriggert. Dieser Pfad der Analyse- und Designtechnik eröffnet ein weites Feld von Kosten- und Zeiteinsparungen, vertieft aber auch gleichzeitig das Verständnis für die Eigenschaften der eigenen Produkte und gibt die Möglichkeit, weitgreifende Optimierungsvorgänge rechnergestützt, aber in Kontakt zur Realität, durchzuführen.

Literatur

KAMAR84	Karmarkar, N. A new polynomial-time algorithm for linear programming, Combinatorica, Vol. 4, pp. 373-395, 1984.
ISO2631	Mechanical vibration and shock, Part 4, 2001.
MATX96	MatrixX Users's Guide Integrated Systems, Santa Clara, CA 95054 - 3309, 1996
STREIT96	Streiter, R.H. Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung Dissertation ISS-Fahrzeugtechnik und angewandte Mechanik Technische Universität Berlin 1996
ABC99	ABC-Fahrpraxis - Ein Automobil, zwei Fahrwerke ISSN 0005-1306 Automobil-Industrie 1999, Seite 68 – 69
ROLLP85	Polifka-F Eisenbahntechnische Versuchseinrichtungen für die Komponenten- und Systemerprobung. Konferenz-Einzelbericht: Statusseminar Schnellbahnen. Rad/Schiene- und Magnetschwebetechnik. Berichte, Nürnberg, D, Juni 1985, (1985) Seite 2.1.1-2.1.24 (24 Seiten, 16 Bilder), Darmstadt: HESTRA-Verlag

Bezeichnungen

Formelsymbole

x	Koordinate in Fahrtrichtung; vorne ist positiv (nach DIN 7000)
y	Koordinate in Querrichtung; links ist positiv (nach DIN 7000)
z	Koordinate in Vertikalrichtung; auf ist positiv (nach DIN 7000)
w	Winkelkoordinate Wanken; Uhrzeigersinn positiv (nach DIN 7000)
n	Winkelkoordinate Nicken; vorne runter ist positiv (nach DIN 7000)
psi	Winkelkoordinate Wenden; vorne links ist positiv (nach DIN 7000)
q	Massenträgheit
K	Konstante
A	Fläche
C	Federsteifigkeit
D	Dämpfung
r	Ortsvektor im Raum
V	Volumen
P	Druck
U	Einganggröße
T	Transformationsmatrix mit geometrischen Abhängigkeiten
K	Modell-Matrix
GModell	Gesamtmodell
RM	Reduziertes Modell
MI	Modale Integration
SP	Schwerpunkt
Q	Ölvolumenstrom
F	Kraft
l	Länge
lq	Länge Quer

Indizes

WK	Wagenkasten
DG	Drehgestell (DG1 ist vorne)
akt	Aktor
rel	Relativweg
v	Ventil
D	Drossel
FS	Federspeicher
r	Rechts
l	Links
PF	Primärfeder
RSL	Radsatzlager
HK	Hauptkammer Aktor
v	Vorne
h	Hinten
VBS	Vertikalbeschleunigungs-Sensor

