

Schwingungen messen, bewerten und regeln – Messsignalanalyse als Grundlage eines Fahrwerkregelungs-systems

Dr.-Ing. Ralph Streiter, Dipl.-Ing. Michael Panagiotidis

DaimlerChrysler Forschung

3. Dezember 2002

Inhalt

1	Abstract	2
2	Einleitung.....	3
3	Modellierung eines hydropneumatischen Federbeins	5
4	Redundanzen nutzen - Rauschunterdrückung ohne Filterung	9
5	Auf variable Umgebungsbedingungen reagieren - Adaption als Weg zur Robustheit.....	13
6	Mehr Sicherheit statt weniger - Die On-Line-Diagnose	16
6.1	Residuen für das hydropneumatische Federbein (HP-Residuen)	17
6.2	Residuen Beschleunigungsmessung (a_z -Residuen).....	22
7	Literaturverzeichnis	25

1 Abstract

Mechatronische Systeme nehmen in der Automobilindustrie einen immer höheren Stellenwert ein. Aktive Systeme wie das Active Body Control (ABC) oder ESP sollen dabei zunehmend den Fahrer in gefährlichen Situation entlasten oder den Komfort erhöhen. Die Effizienz des aktiven Systems soll dabei durch einen geeigneten Regelalgorithmus sichergestellt werden. Grundlage für die Regelung bilden die sensorisch erfaßten Fahrzustände des Fahrzeugs. Somit kommt der Meßtechnik im Fahrzeug eine entscheidende Bedeutung für die Effizienz des Gesamtsystems zu.

In dem vorliegenden Beitrag wird motiviert, daß durch eine intelligente Sensorauswertung Regelziele wie Komfort oder Sicherheit maßgeblich positiv beeinflusst werden können, ohne an der Reglerstruktur direkt etwas zu ändern. Dies wird exemplarisch an drei Beispielen untersucht.

Im ersten Abschnitt wird gezeigt, daß Rauschanteile in Meßsignalen durch Sensorredundanzen entscheidend reduziert werden können. Dies führt direkt zu einer Verbesserung der Regelung, da störende Signalanteile größtenteils entfallen.

Im zweiten Abschnitt wird dargelegt, daß anhand bereits vorliegender Sensorinformationen eine Adaption an veränderliche Rahmenbedingungen möglich ist. Dies führt zu einer Erhöhung der Robustheit des Gesamtsystems sowie zur Verbesserung der Regelgüte im Allgemeinen.

Im letzten Abschnitt wird gezeigt, daß aktive Systeme neue Sicherheitstechniken erfordern, die aber durch eine modellgestützte Signalanalyse ermöglicht wird und im Endergebnis zu einer Online-Diagnose führt. Das Konzept der Online-Diagnose wirft die Frage auf, ob aktive Systeme auf dieser Basis nicht sogar gegenüber konventionellen Systemen, die nicht über entsprechende Sensorsignale verfügen, sicherer sein können.

Insgesamt wird gezeigt, daß durch eine integrierte Sensorauswertung erhebliche Potenziale für mechatronische Systeme erschlossen werden.

2 Einleitung

In den letzten Jahren nimmt die Bedeutung von Regelungssystemen in der Automobilindustrie deutlich zu. Heute sind hier u.a. ESP (Electronic Stability Program), SBC (Sensoronic Brake Control) und ABC (Active Body Control [ABC99]) als Einzelsysteme zu nennen. Diese Regelsysteme steigern Sicherheit und Komfort über die Grenzen von konventionellen Fahrzeugkonzepten. Die zunehmende Vernetzung dieser Subsysteme erhöht aber gleichzeitig die Komplexität des "Systems" Fahrzeug erheblich. Die Interaktion der aktiven Systeme legt nahe, hier zu einem integralen oder zumindest kooperativen Ansatz zu kommen, der die Wirkansätze der verschiedenen Subsysteme miteinander sinnvoll koordiniert. Im gleichen Maße wie die Anzahl der aktiven Systeme Einzug in das Automobil genommen haben, steigt auch die sensorische Erfassung des Fahrzustandes. Durch eine funktionale Überlappung von aktiven Subsystemen entstehen häufig messtechnische Redundanzen,

- die Verbesserungspotential für die Regelung durch verbesserte Zustandserfassung bieten,
- die Beobachtung weitere Fahrzeugzustände erlauben, deren Erfassung ohne eine übergreifende Sensorauswertung nicht möglich wäre sowie
- die eine On-Line-Fehlererkennung von Wirkgruppen ermöglichen.

Insgesamt können diese drei Themengebiete zu dem Oberbegriff "Integrierte Sensorauswertung" zusammengefasst werden und sollen hier exemplarisch behandelt werden. Die Untersuchungen erfolgten an einem Prototypen, der in der Forschung von DaimlerChrysler aufgebaut wurde. Es handelt sich dabei um eine modifizierte V-Klasse mit einer aktiven Federung (Bild 2.1), die unter dem Namen "Active Body Control" [ABC99] seit 1999 in der S-Klasse als Serienprodukt Einzug gefunden hat.



Bild 2.1: Modellgestützte Komfortregelung in der V-Klasse mit hydropneumatischen Federbeinen. Vergleich zwischen passiv (links) und aktiv (rechts) bei Kurvenfahrt

Im Unterschied zu der dort verwendeten Technologie wurden in den oben abgebildeten V-Klasse hydropneumatische Federbeine als Grundelemente des Fahrwerks verwendet (Bild 2.2) sowie ein modifizierter Regelansatz implementiert [STREIT02].

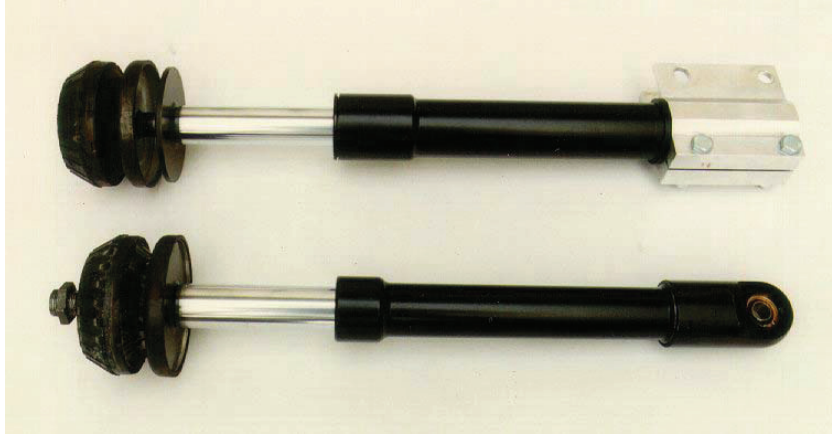


Bild 2.2: Hydropneumatische Federbeine in der V-Klasse

Dieser Aktor bietet nicht nur Bauraumvorteile gegenüber einem konventionellen Feder-Dämpferbein sondern öffnet die Tür für Skalierungskonzepte, bei denen durch abgestufte Aktivierungsstufen ein Mehrwert für den Kunden geschaffen werden kann.

3 Modellierung eines hydropneumatischen Federbeins

Grundlage für die weiteren Untersuchung bilden die physikalischen Gleichungen des aktiven hydropneumatischen Federbeins. Das Prinzipschaubild des verwendeten Modells zur Beschreibung des Federbeins ist in Bild 3.1 dargestellt.

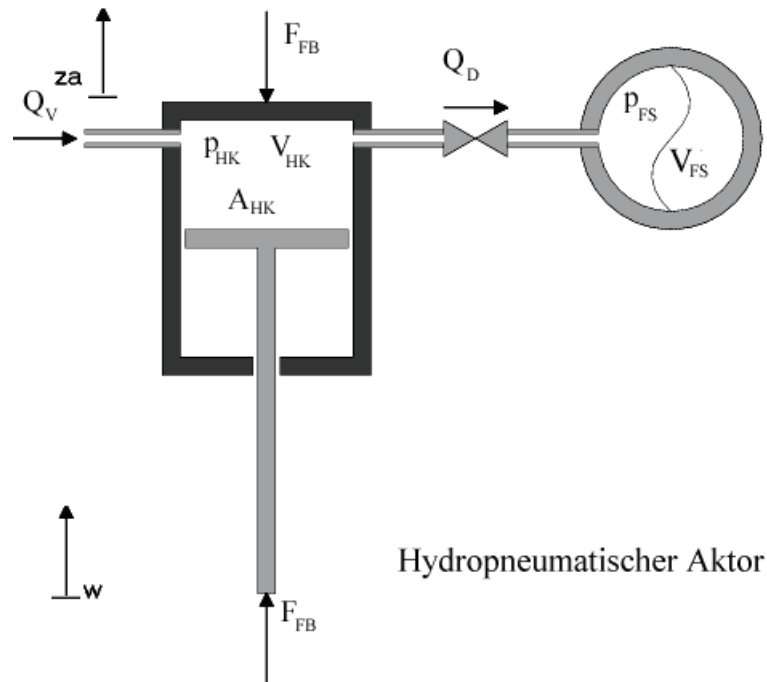


Bild 3.1: Prinzip des aktiven hydropneumatischen Federbeins

Neben einem Hydraulikzylinder, der zwischen dem Aufbau und der Achse wirkt, wird eine Drossel verwendet, die die Dämpfung des Federbeins übernimmt sowie ein Federspeicher, der die Federwirkung darstellt. Der Zylinder verfügt über einen weiteren Hydraulikanschluß, dessen Volumenstrom vom ABC-Regler eingestellt wird. Zur Beschreibung des Systems kann eine Bilanzgleichung für das Volumen im Zylinder aufgestellt werden:

$$\int_{t=0}^t (Q_V - Q_D) dt = A_{HK} (z_A - w). \quad (3.1)$$

Für eine adiabate Zustandsänderung im Federspeicher gilt:

$$p_{FS} V_{FS}^k = p_{FS_0} V_{FS_0}^k, \quad (3.2)$$

wobei die mit „0“ indizierten Größen den Ruhezustand bezeichnen und $k=1,4$ für Stickstoff beträgt. Ausgehend vom Ruhezustand kann für den Federspeicher für das Volumen geschrieben werden

$$V_{FS} = V_{FS_0} - \int_{t=0}^t Q_D dt. \quad (3.3)$$

Für den linearen Druckabfall an der Drossel gilt:

$$d_D Q_D = p_{HK} - p_{FS}, \quad (3.4)$$

mit d_D als Dämpfungskonstante der Drossel. Die Kraft am Federbein ergibt sich zu:

$$F_{FB} = p_{HK} A_{HK}. \quad (3.5)$$

Die zeitliche Differentiation von Gleichung (3.3) und die Verknüpfung mit den Gleichungen (3.2), (3.4) und (3.5) und liefert:

$$\dot{V}_{FS} = -Q_D = -\frac{p_{HK} - p_{FS}}{d_D} = -\frac{\frac{F_{FB}}{A_{HK}} - p_{FS}}{d_D} = -\frac{\frac{F_{FB}}{A_{HK}} - V_{FS_0}^{-k} p_{FS_0} V_{FS_0}^k}{d_D}, \quad (3.6)$$

bzw.

$$\dot{V}_{FS} = V_{FS_0}^{-k} \left(\frac{p_{FS_0}}{d_D} V_{FS_0}^k \right) - \frac{F_{FB}}{d_D A_{HK}}. \quad (3.7)$$

Im stationären Fall gilt:

$$\dot{V}_{FS_0} = 0 \quad \text{und} \quad (3.8)$$

$$V_{FS_0} = V_{FS_0}. \quad (3.9)$$

Der ABC-Regler beruht auf einem modellgestützten analytischen Designkonzept, dessen Grundlage eine linearisierte Form des hydropneumatischen Federbeins ist. Um die Residuenmodelle, die in Kapitel 6 behandelt werden, dazu kompatibel zu entwickeln, wird zunächst Gleichung (3.7) um den Betriebszustand linearisiert

$$x = V_{FS} \quad \text{und} \quad (3.10)$$

$$u = F_{FB}. \quad (3.11)$$

Der Betriebspunkt des hydropneumatischen Federbeins wird definiert durch:

$$V_{FS_0} = V_{FS_0} \quad \text{und} \quad (3.12)$$

$$\Delta V_{FS} = V_{FS} - V_{FS0}. \quad (3.13)$$

Damit ergibt sich die linearisierte Form des Federbeins:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{FS0} + \Delta \dot{V}_{FS} = & \left\{ V_{FS0}^{-k} \left(\frac{p_{FS0}}{d_D} V_{FS0}^k \right) - \frac{F_{FB0}}{d_D A_{HK}} \right\} + \left\{ \frac{\partial}{\partial V_{FS}} \left[V_{FS}^{-k} \left(\frac{p_{FS0}}{d_D} V_{FS}^k \right) \right]_{V_{FS0}} \cdot \Delta V_{FS} \right\} \\ & + \left\{ - \frac{\partial}{\partial F_{FB}} \left[\frac{F_{FB}}{d_D A_{HK}} \right]_{F_{FB0}} \cdot \Delta F_{FB} \right\}. \end{aligned} \quad (3.14)$$

Mit Gleichung (3.8) folgt für die Linearisierung:

$$\Delta \dot{V}_{FS} = \left\{ \frac{\partial}{\partial V_{FS}} \left[V_{FS}^{-k} \left(\frac{p_{FS0}}{d_D} V_{FS}^k \right) \right]_{V_{FS0}} \cdot \Delta V_{FS} \right\} + \left\{ - \frac{1}{d_D A_{HK}} \cdot \Delta F_{FB} \right\}. \quad (3.15)$$

Die Ausführung der Differentiation in Gleichung (3.15) führt zu:

$$\begin{aligned} \Delta \dot{V}_{FS} = & -k V_{FS}^{-k-1} \left(\frac{p_{FS0}}{d_D} V_{FS0}^k \right) \cdot \Delta V_{FS} - \frac{1}{d_D A_{HK}} \cdot \Delta F_{FB} \\ = & -k V_{FS}^{-1} \frac{p_{FS0}}{d_D} \cdot \Delta V_{FS} - \frac{1}{d_D A_{HK}} \cdot \Delta F_{FB} \end{aligned} \quad (3.16)$$

Stellt man Gleichung (3.16) wieder vereinfachend dar, so ergibt sich:

$$\dot{V}_{FS} = -k V_{FS}^{-1} \frac{p_{FS0}}{d_D} \cdot V_{FS} - \frac{1}{d_D A_{HK}} \cdot F_{FB}, \quad (3.17)$$

bzw. im Laplace-Bereich

$$V_{FS} = - \frac{1}{s + k V_{FS}^{-1} \frac{p_{FS0}}{d_D}} F_{FB}. \quad (3.18)$$

Weiterhin gilt die Beziehung:

$$\frac{Q_D}{s} = -V_{FS}. \quad (3.19)$$

Gleichung (3.19) in Gleichung (3.1) liefert:

$$\frac{Q_V}{s} + V_{FS} = A_{HK} (z_A - w). \quad (3.20)$$

Setzt man nun noch Gleichung (3.18) in (3.20) ein, so ergibt sich:

$$\frac{Q_V}{A_{HK} s} - \frac{1}{d_D A_{HK}^2} F_{FB} = z_A - w. \quad (3.21)$$

In normierter Darstellung folgt:

$$z_A = w + \frac{Q_V}{A_{HK} s} - \frac{\frac{V_{FS0}}{k \cdot p_{FS0} \cdot A_{HK}^2} F_{FB}}{\frac{d_D V_{FS0}}{k \cdot p_{FS0}} s + 1}. \quad (3.22)$$

Mit den Substitutionen:

$$z_{rel} = z_A - w, \quad (3.23)$$

$$K_{F_FB} = \frac{k \cdot p_{FS0} A_{HK}^2}{V_{FS0}}, \quad (3.24)$$

$$K_{D_FB} = d_D A_{HK}^2. \quad (3.25)$$

Setzt man die Gleichungen (3.23) bis (3.25) in (3.22) und löst den Ausdruck nach der Federbeinkraft auf, ergibt sich:

$$F_{FB} = -z_{rel} \cdot K_{F_FB} - \dot{z}_{rel} \cdot K_{D_FB} + \int_{t=0}^t Q_V dt \cdot \frac{K_{F_FB}}{A_{HK}} + Q_V \cdot \frac{K_{D_FB}}{A_{HK}}. \quad (3.26)$$

Mit Gleichung (3.26) ist eine Berechnungsformel der Federbeinkraft in Abhängigkeit des Volumenstroms und dem Aufbaurelativweg hergeleitet worden, die für die nachfolgenden Untersuchungen die Basis bieten soll.

4 Redundanzen nutzen - Rauschunterdrückung ohne Filterung

Das zur Zeit in Serie befindliche aktive Fahrwerk der S-Klasse der DaimlerChrysler AG dient vor allem zur Steigerung der Sicherheit und des Komfortempfindens der Fahrzeuginsassen. Wichtige Größen, die den Komfort des Insassen maßgeblich festlegen, werden durch die Aufbaubeschleunigungen beschrieben. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit für das Regelsystem, eine möglichst genaue Kenntnis über den derzeitigen Zustand der Fahrzeugs zu besitzen, wohingegen auf der andere Seite Kostenaspekte die Zahl und die Qualität der verwendeten Sensoren einschränken.

Derzeit wird der Bewegungszustand des Fahrzeugs durch Messung der Aufbaubeschleunigung an drei verschiedenen Punkten des Fahrzeugs erfaßt, die sich an den vorderen beiden und dem hinteren rechten Federbeindomen befinden. Aus der Zahl der bzw. der Lage der einzelnen Beschleunigungssensoren kann die Qualität der Messsignalverarbeitung wesentlich beeinflusst werden, worauf im Folgenden näher eingegangen wird.

Mit Hilfe der Matrix der geometrischen Lageverhältnisse T_{BS} kann eine Beziehung zwischen der Aufbau-, Wank-, und Nickbeschleunigung und den Meßsignalen aufgestellt werden.

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_{A_vr} \\ \ddot{z}_{A_vl} \\ \ddot{z}_{A_hr} \end{bmatrix} = \underbrace{T_{BS}}_{3 \times 3} \begin{bmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{bmatrix}. \quad (4.1)$$

Die Matrix T_{BS} enthält die Abstände des Aufbauschwerpunkts zum jeweiligen Beschleunigungssensor in allen drei Koordinatenrichtungen. Um nun die gesuchten Aufbau-, Wank-, und Nickbeschleunigungen aus den Meßsignalen zu berechnen, wird die Gleichung (4.1) von Links mit der Inversen von T_{BS} multipliziert und es ergibt sich:

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{bmatrix} = \underbrace{T_{BS}^{-1}}_{3 \times 3} \begin{bmatrix} \ddot{z}_{A_vr} \\ \ddot{z}_{A_vl} \\ \ddot{z}_{A_hr} \end{bmatrix}, \text{ mit} \quad (4.2)$$

$$\underbrace{T_{BS}}_{3 \times 3} = \begin{bmatrix} 1 & -1,12 & -0,701 \\ 1 & -1,12 & 0,699 \\ 1 & 1,88 & -0,521 \end{bmatrix} \text{ und} \quad (4.3)$$

$$\underbrace{T_{BS}^{-1}}_{3 \times 3} = \begin{bmatrix} 0,174 & 0,453 & 0,373 \\ -0,290 & -0,043 & 0,333 \\ -0,714 & 0,714 & 0 \end{bmatrix}. \quad (4.4)$$

Anhand Gleichung (4.3) ist ersichtlich, dass zur Bestimmung der Beschleunigungssignale im wesentlichen nur 2 Meßsignale verwendet werden. Besonders deutlich ist dies im Falle der

Wankbeschleunigung, die lediglich die Sensoren an den vorderen Federbeindomen verwendet werden. Die resultierende Qualität dieses Signals ist somit geringer. Um diese Problematik zu umgehen, können vier Aufbaubeschleunigungssensoren verwendet werden.

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_{A_vr} \\ \ddot{z}_{A_vl} \\ \ddot{z}_{A_hr} \\ \ddot{z}_{A_hl} \end{bmatrix} = \underbrace{T_{BS}}_{4 \times 3} \begin{bmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

In diesem Fall ist das Gleichungssystem überbestimmt und es kann nicht mehr die Inverse von T_{BS} berechnet werden, da es sich nun um eine nichtquadratische Matrix handelt. Um dennoch die Aufbaubeschleunigung aus den Meßsignalen zu berechnen, kann die Pseudoinverse der Matrix T_{BS} verwendet werden

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{bmatrix} = \underbrace{(T_{BS}^T T_{BS})^{-1} T_{BS}^T}_{3 \times 4} \begin{bmatrix} \ddot{z}_{A_vr} \\ \ddot{z}_{A_vl} \\ \ddot{z}_{A_hr} \\ \ddot{z}_{A_hl} \end{bmatrix}, \text{ mit} \quad (4.6)$$

$$\underbrace{T_{BS}}_{4 \times 3} = \begin{bmatrix} 1 & -1,12 & -0,701 \\ 1 & -1,12 & 0,699 \\ 1 & 1,88 & -0,521 \\ 1 & 1,88 & 0,519 \end{bmatrix} \text{ und} \quad (4.7)$$

$$\underbrace{(T_{BS}^T T_{BS})^{-1} T_{BS}^T}_{3 \times 4} = \begin{bmatrix} 0,313 & 0,314 & 0,186 & 0,187 \\ -0,167 & -0,167 & 0,167 & 0,167 \\ -0,460 & 0,460 & -0,342 & 0,342 \end{bmatrix}. \quad (4.8)$$

Die Berechnung der Pseudo-Inversen von T_{BS} in Gleichung (4.8) zeigt, daß alle Elemente einer Zeile ungefähr die gleiche Größenordnung besitzen und somit alle Messaufnehmer gleichmäßig in Berechnung eingehen. Die Qualität der Signale ist höher. Dieser Sachverhalt bestätigte sich auch in Fahrversuchen, die mit drei bzw. vier Beschleunigungssensoren durchgeführt wurden (siehe Bild 4.2).

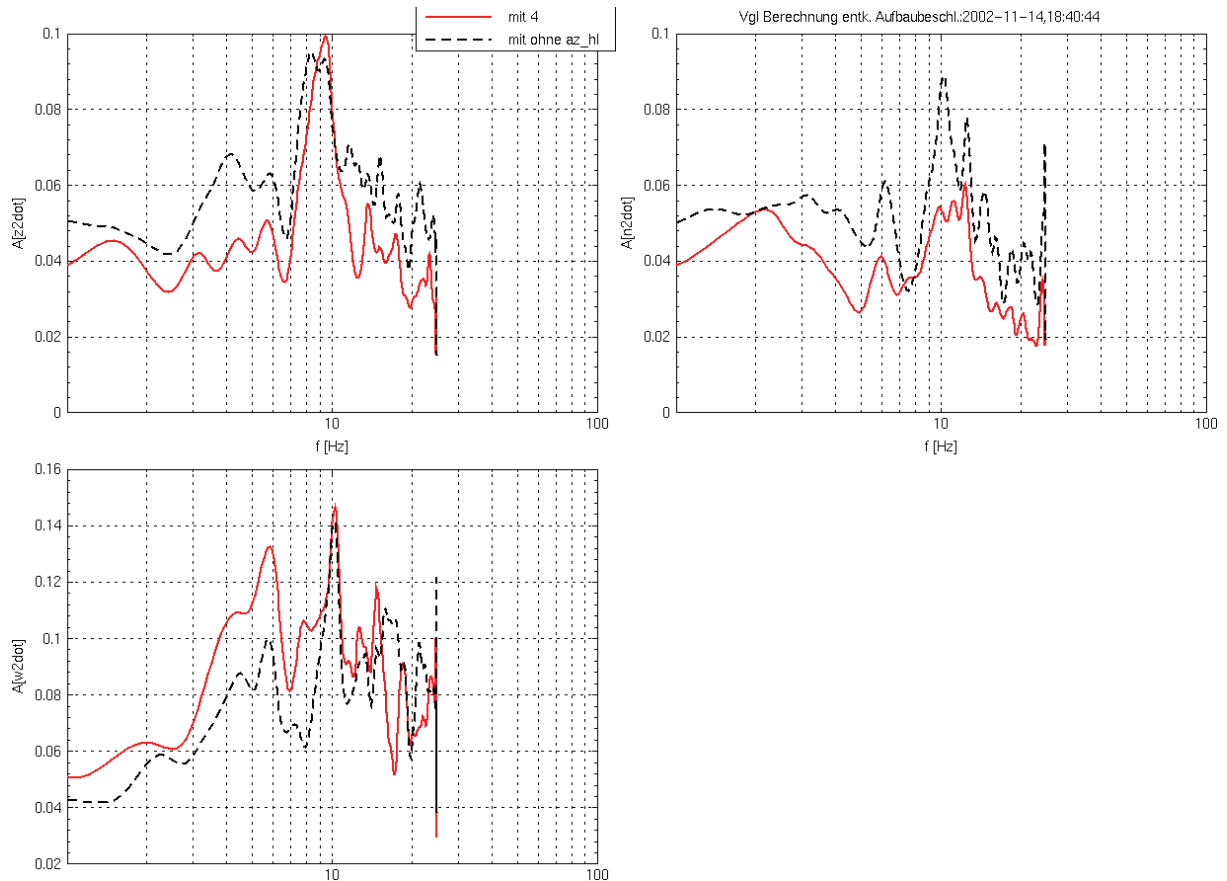


Bild 4.2: Amplitudenspektren der entkoppelten Aufbaubeschleunigung Huben, Nicken, Wanken im Fahrversuch auf unebener Strecke mit drei bzw. vier Beschleunigungssensoren

In Bild 4.2 ist links oben die Aufbauvertikalbeschleunigung, rechts oben die Nick- und links unten die Wankbeschleunigung über der Frequenz aufgetragen. Der Vergleich der Amplitudenspektren auf einer unebenen Strasse mit drei bzw. vier Sensoren zeigt für die Aufbau-, Wank- und Nickbeschleunigung im gesamten Frequenzbereich einen entsprechenden Unterschied auf. Vor allem im kritischen höherfrequenten Bereich kann durch die Verwendung von vier Sensoren das Messsignalrauschen besser unterdrückt werden und die Effizienz der Regelung gesteigert werden.

Um die prozentuelle Verbesserung der Signale durch die Verwendung von vier statt drei Sensoren zu quantifizieren, wird der Gleichung (4.2) einer Rauschanteil z_{RS} überlagert und es folgt:

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{bmatrix} = \underbrace{T_{BS}^{-1}}_{3 \times 3} \begin{bmatrix} \ddot{z}_{A_vr} \\ \ddot{z}_{A_vl} \\ \ddot{z}_{A_hr} \end{bmatrix} + \underbrace{T_{BS}^{-1}}_{3 \times 3} \underbrace{\begin{bmatrix} \ddot{z}_{RS_vr} \\ \ddot{z}_{RS_vl} \\ \ddot{z}_{RS_hr} \end{bmatrix}}_{z_{RS}} \quad (4.9)$$

Analog zu Gleichung (4.9) kann auch ein Ausdruck für den Fall mit vier Beschleunigungssensoren ermittelt werden. Unter der Annahme, daß die Rauschanteile in z_{RS} normalverteilt und unabhängig sind, ist für das resultierende Rauschsignal der Mittelwert der Betragselemente jeder Zeile ein Maß. Tabelle 4.1 zeigt die potenzielle Reduktion des Rauschens in den Aufbaubeschleunigungssignalen.

	3 Sensoren [%]	4 Sensoren [%]	Relative Verbesserung [%]
Huben	33	25	25
Nicken	22	17	25
Wanken	48	40	16

Tabelle 4.1: Prozentuale Quantifizierung der Rauschreduktion durch Verwendung von drei bzw. vier Beschleunigungssensoren

5 Auf variable Umgebungsbedingungen reagieren - Adaption als Weg zur Robustheit

Die Leistungsfähigkeit heutiger Fahrzeugregelsysteme hängt stark von den Meßsignalen bzw. den daraus abgeleiteten Größen ab, die in den Regleralgorithmus einfließen. So ist beispielsweise die Kenntnis der Schwerpunkthöhe für die ESP-Regelung hilfreich, um effizienter auf die Schleuder- bzw. Kippgefahr des Fahrzeugs Einfluß nehmen zu können. Im Falle der ABC-Regelung treten bei längs- und querdynamischen Manövern Nick- bzw. Wankmomente auf, die störend auf die Aufbaubewegung wirken. Um diese Störung des Fahrzeugverhaltens zu kompensieren, werden die entsprechenden Momente durch Messung der Längs- und Querbeschleunigung und Multiplikation mit den Nick- und Wankhebeln und der wirkenden Masse berechnet und in die Regelung integriert. Dies ist im Falle konstanter Massen- und Trägheitsmomentenverteilung ausreichend. Tatsächlich arbeitet der ABC-Regler jedoch in Betriebsbereichen, in denen Zuladungen von bis zu 450 kg, variablen Nick- und Wankhebeln und damit eine von der Fahrsituation veränderliche Momentenabstützung auftritt. Die Berechnung eines modellgestützten adaptiven Wank- und Nickmoments ist daher sinnvoll und wird im Folgenden beschrieben.

Aus der Kräftebilanz am Aufbau [STREIT96] ergibt sich:

$$\theta_A \begin{bmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{bmatrix} = T_G^{*T} F_{FB_um_0} + \underbrace{\begin{bmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{bmatrix}}_{z_{FM}}, \quad (5.1)$$

wobei θ_A die Trägheitsmatrix, T_G^{*T} die Matrix der Achshebelverhältnisse und z_{FM} den Vektor der externen Störungen darstellen. Gleichung (5.1) umgeformt liefert:

$$\begin{bmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{bmatrix} = \theta_A \begin{bmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{bmatrix} - T_G^{*T} F_{FB_um_0} = \theta_A \begin{bmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{bmatrix} - T_G^{*T} A_{HK} (p_{HK} - p_{HK_0}). \quad (5.2)$$

Prinzipiell ist durch Gleichung (5.2) die Bestimmung der externen Störung gelungen. Allerdings eignet sich dieser Ansatz nicht ohne weiteres, da der Rauschanteil der Beschleunigungen und Drücke zu groß ist. Durch die Messung der Längs- und Querbeschleunigung kann aber eine Adaption vorgenommen werden und es sollte gelten:

$$\begin{bmatrix} F_Z \\ M_N \\ M_W \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_z \\ k_x \\ k_y \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_z \\ a_x \\ a_y \end{bmatrix}, \quad (5.3)$$

wobei die Faktoren k_z , k_x , k_y , lineare Verstärkungsfaktoren für Huben, Nicken und Wanken darstellen. Die Faktoren k_x , k_y , besitzen die Dimension [kgm] und können damit als Produkt

aus Masse und Hebelarm aufgefaßt werden. Im folgenden wird daher der Begriff der Hebelmasse verwendet. Unter Auslassung der Inversion für

$$\begin{bmatrix} a_z \\ a_x \\ a_y \end{bmatrix} \ll 1 \quad (5.4)$$

kann Gleichung (5.2) in (5.3) eingesetzt werden und es ergibt sich eine Gleichung für die linearen, geschätzten Verstärkungsfaktoren:

$$\begin{bmatrix} k_z \\ k_x \\ k_y \end{bmatrix}_* = \begin{bmatrix} \theta_A \\ \ddot{z}_A \\ \ddot{n} \\ \ddot{w} \end{bmatrix} - T_G^{*T} A_{HK} (p_{HK} - p_{HK_0}) \begin{bmatrix} a_z \\ a_x \\ a_y \end{bmatrix}^{-1}. \quad (5.5)$$

Die mit „*“ indizierten Größen stellen die geschätzten Größen dar. Filtern der Gleichung (5.5) und Rückwärtseinsetzen in Gleichung (5.3) ergibt die adaptiven Schätzgrößen:

$$\begin{bmatrix} F_z \\ M_N \\ M_W \end{bmatrix}_* = \begin{bmatrix} k_z \\ k_x \\ k_y \end{bmatrix}_* \cdot \begin{bmatrix} a_z \\ a_x \\ a_y \end{bmatrix}. \quad (5.6)$$

Anhand Gleichung (5.6) ist ein Ausdruck gefunden worden, der je nach Fahrsituation die wirkenden Störmomente adaptiv erfasst und somit vor allem Eigenschaften, wie die Änderung der Wankpol-, Nickpolhöhen und der Gesamtmasse in die Regelung integriert.

Messergebnisse

Der Algorithmus zur Berechnung der adaptiven Nick- und Wankmomente ist in den ABC-Regler implementiert und auf dem Versuchsfahrzeug getestet worden. Bild 5.1 zeigt das konventionelle und das adaptive Wankmoment bei einer stationären Kreisfahrt.

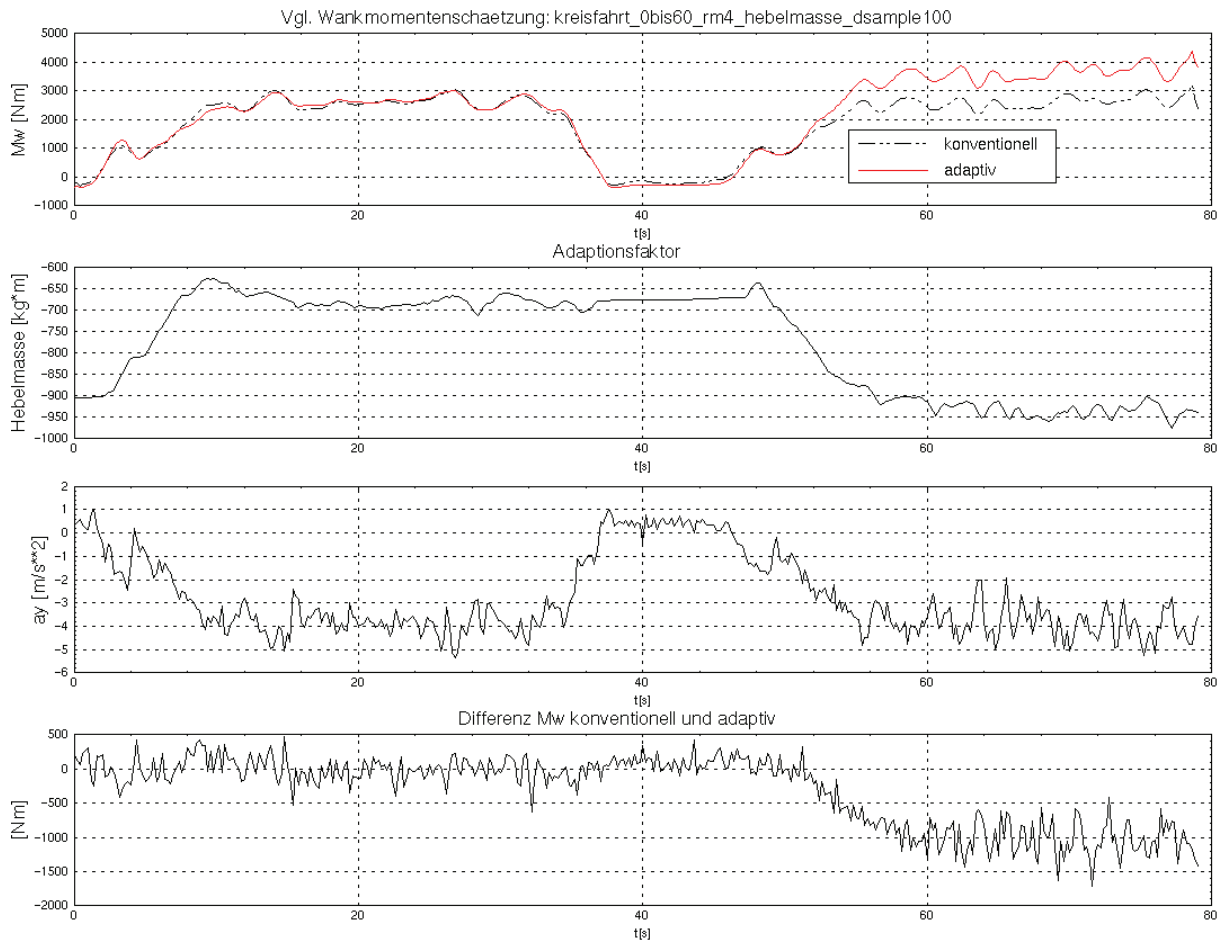


Bild 5.1: Konventionelle und adaptive Wankmomentenabstützung bei stationärer Kreisfahrt

Der Bereich bis ca. $t=40s$ zeigt eine stationäre Kreisfahrt bei einer Querbeschleunigung von ca. $4m/s^2$ im unbeladenen Zustand. Es stellt sich eine Schätzung der Hebelmasse von ca. $-700Nm$ ein. Zum Zeitpunkt $t=40s$ steigen drei Personen hinzu und Erhöhen das Gewicht des Fahrzeugs deutlich. Bei der nachfolgenden Kreisfahrt mit vergleichbarer Querbeschleunigung wird das Auseinanderdriften des konventionellen und adaptiven Wankmomentes deutlich. Die Adaption ist wirksam und berechnet ein um ca. $1000Nm$ höheres Wankmoment, das durch die Federbeine abgestützt werden muss. Durch die adaptiven Momente kann die Regelung eine bessere Horizontierung des Aufbaus für verschiedene Betriebsbedingungen erreichen.

6 Mehr Sicherheit statt weniger - Die On-Line-Diagnose

Der Betriebssicherheit kommt in der Fahrzeugtechnik eine zentrale Rolle zu. Da sich durch die zusätzlichen Hardware aktiver Systeme 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 nicht in der Lage, Fehler zu detektieren und weist systemgemäß eine langsame Reaktionszeit auf.

Es wurde daher ein modellgestütztes Diagnoseverfahren entwickelt, das auf der Auswertung der für das Reglerdesign hergeleiteten Reglerentwurfsmodelle fußt [STREIT02]. 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.

Ausgangspunkt der Überlegungen ist ein durch Parameteridentifikation und Parametersensitivitätsanalyse (PSA) abgesichertes Modell [STREIT02]. Eine Online Darstellung des Modells oder eine seiner Subkomponenten kann dann mit Messgrößen gespeist werden und liefern zu erwartende Ausgangssignale, die mit korrespondierenden Messgrößen online verglichen werden. Da aus der Parametersensitivitätsanalyse (PSA) bekannt ist, wie stark das reale System vom angenommenen Verhalten abweichen darf, ohne dass dies einen Fehler darstellt, können Fehlerschranken für diese Abweichungen definiert werden. Wird eine dieser Fehlerschranken überschritten, so ist dies ein sicherer Hinweis darauf, dass ein Fehler vorliegt. Dieses Vorgehen kann auch durch die Überlegung begründet werden, dass der Regler nur so lange mit erwartetem Verhalten reagiert, wie die angenommene Modellstruktur und -parametrierung mit dem realen System, im Rahmen der vorab bestimmten Fehlertoleranzen, übereinstimmt. Maßgeblich ist, dass eine derartige Fehlererkennung sehr viel früher einen Ausfall erkennen kann, als häufig verwendete Grenzwertüberwachungen. Dies kann dem System den entscheidenden Zeitvorteil liefern, um frühzeitig auf einen Fehlerfall zu reagieren. Werden verschiedene Formulierungen des Modells oder Subsysteme des Modells parallel betrachtet, so ist sogar eine Fehlerdiagnose möglich [STREIT01]. Wenn beispielsweise das Submodell der Aktuatoren keinen Fehler liefert, während das Gesamtmodell einen Fehler feststellt, so kann auf diese Weise die Fehlerursache bereits eingegrenzt werden. Durch noch feinere Aufteilung des Gesamtmodells kann zielgenau eine Diagnose von "Wirkgruppen" erfolgen, so dass situationsabhängig auf den Ausfall reagiert werden kann. Beispielsweise kann der Ausfall der Beschleunigungssensoren am Aufbau eines Fahrzeugs durchaus kritisch sein, aber durch ein frühzeitiges Umschalten auf ein reines Wegregelkonzept abgefangen werden. Der Kunde könnte problemlos weiterfahren und den Fehler in der nächsten Werkstatt beheben lassen, ohne jemals in eine kritische Situation gekommen zu sein. So kann die Behandlung der häufig diskutierten Sicherheitsproblematik von aktiven Systemen vereinfacht werden: Die "Intelligenz" im Fahrzeug macht Ausfälle leichter erkennbar und das Gesamtsystem damit sicherer.

Ein erstes Konzept dieser Art wurde in einem ICE mit aktiver Querkomfortregelung (Bild 6.1) umgesetzt und erfolgreich getestet [STREIT01].



Bild 6.1: Modellgestützte Querkomfortregelung für Hochgeschwindigkeitszüge auf dem Prüfstand in München [ROLLP85]

Nachfolgend soll das Konzept der modellgestützten Fehlererkennung an Beispiel der hydropneumatischen Federbeine erläutert werden.

6.1 Residuen für das hydropneumatische Federbein (HP-Residuen)

In einer linearisierten Darstellung kann für das HP-Federbein unter Verwendung von Gleichung (3.26) und (3.5) folgende Darstellung angegeben werden:

$$p_{HK} \cdot A_{HK} + z_{rel} \cdot K_{F_FB} + \dot{z}_{rel} \cdot K_{D_FB} = \int_{t=0}^t Q_v dt \cdot \frac{K_{F_FB}}{A_{HK}} + Q_v \cdot \frac{K_{D_FB}}{A_{HK}}. \quad (6.1)$$

Zu beachten ist, dass die Federsteifigkeit nichtlinear vom Druck abhängt. Für jeweils einen quasistatischen Punkt kann Gleichung (3.24) wie folgt umgeschrieben werden:

$$K_{F_FB} = \frac{k \cdot p_{FS} \cdot A_{HK}^2}{V_{FS}}, \text{ mit} \quad (6.2)$$

$$p_{FS} V_{FS}^k = p_{FS0} V_{FS0}^k = pV_k \quad (6.3)$$

und daher insgesamt

$$K_{F_FB} = \frac{k \cdot p_{FS} \cdot A_{HK}^2}{\left(\frac{pV_k}{p_{FS}}\right)^{\frac{1}{k}}} = k \cdot p_{FS0} \cdot A_{HK}^2 \cdot p_{FS}^{\frac{1}{k}} (pV_k)^{-\frac{1}{k}}. \quad (6.4)$$

Erweitern wir diese Gleichung mit:

$$(p_{FS0})^{\frac{k+1}{k}} \cdot (p_{FS0})^{-\frac{k+1}{k}} = 1 \quad (6.5)$$

und es ergibt sich:

$$K_{F_FB} = k \left(\frac{p_{FS}}{p_{FS0}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \cdot A_{HK}^2 \cdot (pV_k)^{-\frac{1}{k}} \cdot (p_{FS0})^{\frac{k+1}{k}} \quad (6.6)$$

Der Term

$$\begin{aligned} K_{F_FB_0} &= k \cdot A_{HK}^2 \cdot (pV_k)^{-\frac{1}{k}} \cdot (p_{FS0})^{\frac{k+1}{k}} = k \cdot A_{HK}^2 \cdot p_{FS0}^{-\frac{1}{k}} \cdot (V_{FS0}^k)^{-\frac{1}{k}} \cdot (p_{FS0})^{\frac{k+1}{k}} \\ &= k \cdot A_{HK}^2 \cdot \frac{p_{FS0}}{V_{FS0}} \end{aligned} \quad (6.7)$$

kann aber als die Federsteifigkeit im Ruhezustand identifiziert werden. Und somit ergibt sich für die nichtlineare Federsteifigkeit der Ausdruck

$$K_{F_FB}(p_{FS}) = \left(\frac{p_{FS}}{p_{FS0}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \cdot K_{F_FB_0} \quad (6.8)$$

Auf dieser Basis kann die lineare Gleichung (6.1) mit dem Term aus Gleichung (6.8) erweitert werden

$$p_{HK} \cdot A_{HK} + z_{rel} \cdot K_{F_FB}(p_{FS}) + \dot{z}_{rel} \cdot K_{D_FB} = \int_{t=0}^t Q_v dt \cdot \frac{K_{F_FB}(p_{FS})}{A_{HK}} + Q_v \cdot \frac{K_{D_FB}}{A_{HK}} \quad (6.9)$$

Um eine Online-fähige Darstellung zu erhalten, wird die Gleichung (6.9) zunächst (unter Vernachlässigung der zeitlichen Varianz der Federsteifigkeit) in den Laplace-Bereich transformiert

$$p_{HK} \cdot A_{HK} + z_{rel} \cdot K_{F_FB}(p_{FS}) + s \cdot \dot{z}_{rel} \cdot K_{D_FB} = \frac{1}{s} Q_v \cdot \frac{K_{F_FB}(p_{FS})}{A_{HK}} + Q_v \cdot \frac{K_{D_FB}}{A_{HK}} \quad (6.10)$$

und um einen Hochpassfilter ergänzt:

$$\begin{aligned} &\frac{T_{HP} \cdot s}{T_{HP} \cdot s + 1} \cdot p_{HK} \cdot A_{HK} + \frac{T_{HP} \cdot s}{T_{HP} \cdot s + 1} \cdot z_{rel} \cdot K_{F_FB}(p_{FS}) + \frac{T_{HP} \cdot s}{T_{HP} \cdot s + 1} \cdot s \cdot \dot{z}_{rel} \cdot K_{D_FB} \\ &= \frac{T_{HP} \cdot s}{T_{HP} \cdot s + 1} \cdot \frac{1}{s} Q_v \cdot \frac{K_{F_FB}(p_{FS})}{A_{HK}} + \frac{T_{HP} \cdot s}{T_{HP} \cdot s + 1} \cdot Q_v \cdot \frac{K_{D_FB}}{A_{HK}} \end{aligned} \quad (6.11)$$

bzw. nach Kürzungen:

$$\begin{aligned} & \frac{T_{HP} \cdot s}{T_{HP} \cdot s + 1} \cdot p_{HK} \cdot A_{HK} + \frac{T_{HP} \cdot s}{T_{HP} \cdot s + 1} \cdot z_{rel} \cdot K_{F_FB}(p_{FS}) + \frac{T_{HP} \cdot s^2}{T_{HP} \cdot s + 1} \cdot \dot{z}_{rel} \cdot K_{D_FB} \\ &= \frac{T_{HP}}{T_{HP} \cdot s + 1} \cdot Q_V \cdot \frac{K_{F_FB}(p_{FS})}{A_{HK}} + \frac{T_{HP} \cdot s}{T_{HP} \cdot s + 1} \cdot Q_V \cdot \frac{K_{D_FB}}{A_{HK}} \end{aligned} \quad (6.12)$$

Um die Realisierbarkeit des Terms

$$\frac{T_{HP} \cdot s^2}{T_{HP} \cdot s + 1} \cdot \dot{z}_{rel} \cdot K_{D_FB} \quad (6.13)$$

und insgesamt eine Filtereigenschaft zu erreichen, muss die gesamte Gleichung mit einem Filter mindestens 2.ter Ordnung erweitert werden. Der Filter wird allgemein dargestellt durch:

$$G_F(s) = \frac{1}{N_F(s)}. \quad (6.14)$$

Die Multiplikation von Gleichung (6.12) mit Gleichung (6.14) ergibt:

$$\begin{aligned} & \frac{T_{HP} \cdot s}{N_F(s)(T_{HP} \cdot s + 1)} \cdot p_{HK} \cdot A_{HK} + \frac{T_{HP} \cdot s}{N_F(s)(T_{HP} \cdot s + 1)} \cdot z_{rel} \cdot K_{F_FB}(p_{FS}) + \frac{T_{HP} \cdot s^2}{N_F(s)(T_{HP} \cdot s + 1)} \cdot \dot{z}_{rel} \cdot K_{D_FB} \\ &= \frac{T_{HP}}{N_F(s)(T_{HP} \cdot s + 1)} \cdot Q_V \cdot \frac{K_{F_FB}(p_{FS})}{A_{HK}} + \frac{T_{HP} \cdot s}{N_F(s)(T_{HP} \cdot s + 1)} \cdot Q_V \cdot \frac{K_{D_FB}}{A_{HK}} \end{aligned} \quad (6.15)$$

Wir haben nun eine Gleichungen, bei der alle zeitvariablen Größe gemessen werden. Führen wir 5 Übertragungsfunktionen ein:

$$G_1(s) = \frac{T_{HP} \cdot s}{N_F(s)(T_{HP} \cdot s + 1)} \cdot A_{HK}, \quad (6.16)$$

$$G_2(s) = \frac{T_{HP} \cdot s}{N_F(s)(T_{HP} \cdot s + 1)}, \quad (6.17)$$

$$G_3(s) = \frac{T_{HP} \cdot s^2}{N_F(s)(T_{HP} \cdot s + 1)} \cdot K_{D_FB}, \quad (6.18)$$

$$G_4(s) = \frac{T_{HP}}{N_F(s)(T_{HP} \cdot s + 1)} \cdot \frac{1}{A_{HK}} \quad \text{und} \quad (6.19)$$

$$G_5(s) = \frac{T_{HP} \cdot s}{N_F(s)(T_{HP} \cdot s + 1)} \cdot \frac{K_{D_FB}}{A_{HK}}. \quad (6.20)$$

So geht die Systemgleichung (6.15) mit den Gleichungen (6.16) bis (6.20) in folgende kompakte Darstellung über:

$$G_1(s) \cdot p_{HK} + G_2(s) \cdot K_{F_FB}(p_{FS}) \cdot z_{rel} + G_3(s) \cdot z_{rel} = G_4(s) \cdot K_{F_FB}(p_{FS}) \cdot Q_v + G_5(s) \cdot Q_v \quad (6.21)$$

Sollte das Modell und die reale Hardware korrespondieren, so wird sicherlich der Wert der folgenden Gleichung

$$\Delta = G_1(s) \cdot p_{HK} + G_2(s) \cdot K_{F_FB}(p_{FS}) \cdot z_{rel} + G_3(s) \cdot z_{rel} - G_4(s) \cdot K_{F_FB}(p_{FS}) \cdot Q_v - G_5(s) \cdot Q_v \quad (6.22)$$

klein sein. Dies kann als Residuum betrachtet werden. Nimmt die Gleichung schlagartig betragsmässig große Werte an, so ist dies ein sicheres Indiz dafür, dass ein Fehler vorliegt.

Messergebnisse:

Um die Leistungsfähigkeit des Ansatzes zu überprüfen, wurden jeweils Vergleichsmessungen von einem Fehlerfall und einem Nominalfall gemacht. Bild 6.2 zeigt den Vergleich der HP-Residuen im Fehlerfall auf der linken Seite und im Nominalfall auf der rechten Seite. Dabei wurde circa nach 2 Sekunden nach Messstart per Software ein "Hängenbleiben" des Ventils vorne links simuliert (links unten im Bild zu sehen). Links oben im Bild zeigt das entsprechende Residuum durch einen starken Anstieg sofort einen Fehler an, der gegenüber dem Residuum im Nominalfall im rechten oberen Bild einen signifikanten Unterschied aufweist. Ein derartiger Fehler kann also durch das implementierte HP-Residuummodell sicher erkannt werden.

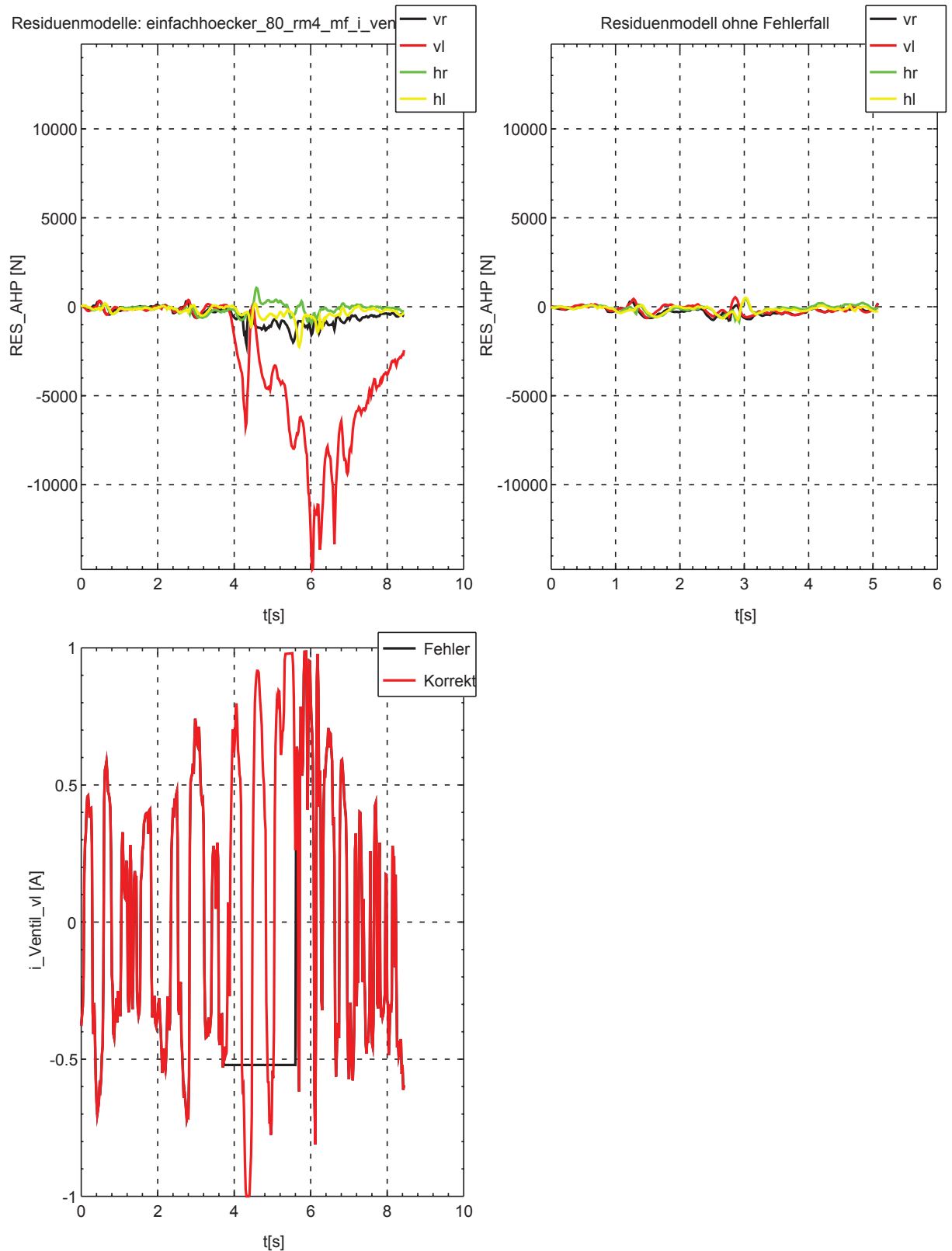


Bild 6.2: Vergleich HP-Residuen: links Fehlerfall "Ventil bleibt hängen", rechts Normalbetrieb auf der gleichen Strecke

6.2 Residuen Beschleunigungsmessung (a_z -Residuen)

Berechnung

Die Berechnung der a_z -Residuen erfolgt analog zu den Berechnungen der HP-Residuen. Dabei wird der Gleichung anhand der Kräftebilanz am Aufbau und dem Vergleich zwischen Beschleunigungsmessungen am Aufbau und Druckmessungen in den Federbeinen hergeleitet.

Messergebnisse

Ferner wurden wie im Fall der HP-Residuen jeweils Vergleichsmessungen von einem Fehlerfall und einem Nominalfall durchgeführt. Bild 6.3 zeigt den Vergleich der a_z -Residuen im Fehlerfall auf der linken Seite und im Nominalfall auf der rechten Seite. Dabei wurde circa nach 2 Sekunden nach Messstart per Software eine Vorzeichenumkehr des Beschleunigungssensors vorne rechts simuliert (links unten im Bild zu sehen). Links oben im Bild zeigt das entsprechende Residuum durch einen starken Anstieg sofort einen Fehler an, der gegenüber dem Residuum im Nominalfall im rechten oberen Bild einen signifikanten Unterschied aufweist. Der Fehler kann also ebenfalls durch das implementierte a_z -Residuummodell sicher erkannt werden.

In einem weiteren Versuch wurde der Beschleunigungssensor vorne rechts auf einem konstanten Wert festgehalten. Auch hier zeigt das entsprechende Residuum einen signifikanten Anstieg an (s Bild 6.4).

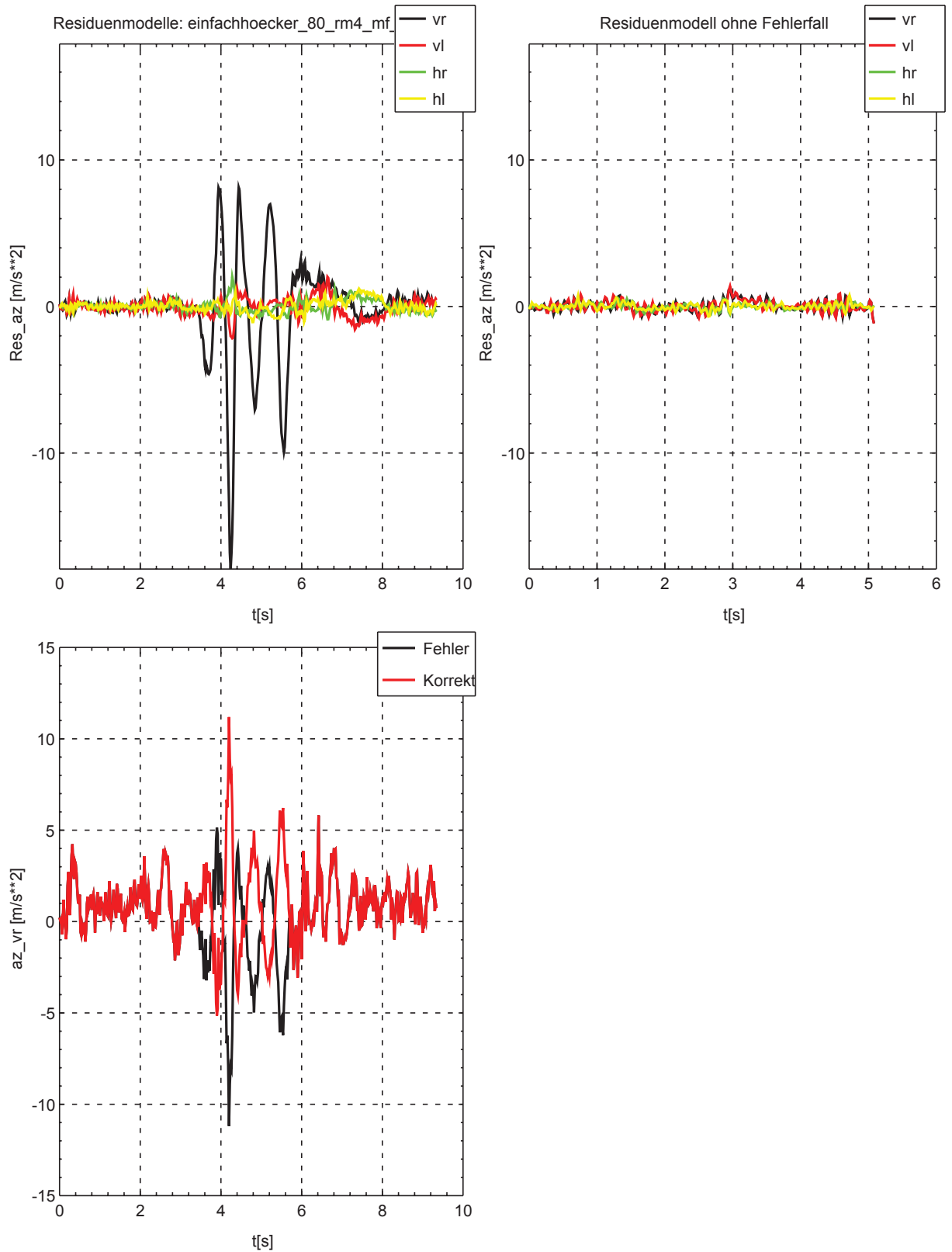


Bild 6.3: Vergleich Beschleunigungsresiduen: links Fehlerfall "Vorzeichenumkehr", rechts Normalbetrieb auf der gleichen Strecke

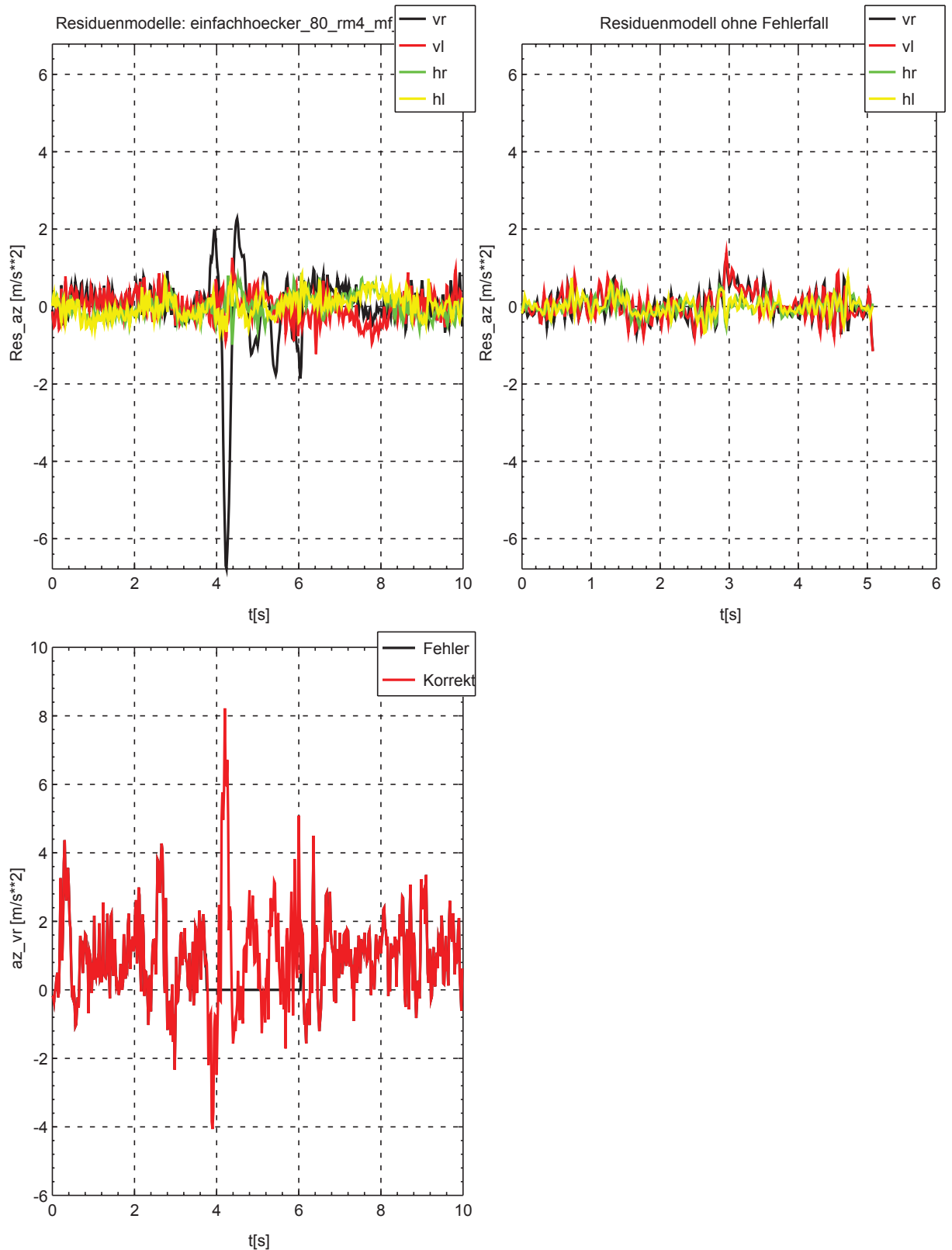


Bild 6.4: Vergleich Beschleunigungsresiduen: links Fehlerfall "Beschleunigungssensor defekt", rechts Normalbetrieb auf der gleichen Strecke

7 Literaturverzeichnis

- [ABC99] ABC-Fahrpraxis - Ein Automobil, zwei Fahrwerke
ISSN 0005-1306
Automobil-Industrie 1999, pages 68 – 69
- [ACK89] Acker, B., Darenberg, W., Gall, H.:
Aktive Federung für Personenkraftwagen.
O+P, Ölhydraulik und Pneumatik 33, Nr. 11, 1989
- [MATX96] MatrixX
Users' Guide
Integrated Systems, Santa Clara, CA 95054 - 3309, 1996
- [ROLLP85] Polifka, F.
Eisenbahntechnische Versuchseinrichtungen für die Komponenten- und Systemerprobung.
Conference report: Statusseminar Schnellbahnen. Rad/Schiene- und Magnetschwebetechnik. Reports,
Nürnberg, D, June 1985, (1985) Page 2.1.1-2.1.24 (24 pages, 16 illustrations)
Darmstadt: HESTRA-Verlag
- [STREIT01] Streiter, R.H., Boller M., Riege B, Schneider R., Himmelstein G.
“Active lateral Suspension for high-speed trains - a step towards the mechatronic bogie”
World Congress on Railway Research
WCRR, Cologne, November 2001
<http://www.streiter.com/Veroeffentlichungen/230.pdf>
- [STREIT02] Streiter, R.H.
“Modellgestützte methodische Entwicklung aktiver Fahrwerke für Straßenfahrzeuge”, Magna Steyr /Graz
MKS-Simulation in der Automobilindustrie, 20.09.2002
http://www.streiter.com/Veroeffentlichungen/streiter_gdz_graz_sw.pdf
- [STREIT96] Streiter, R.H.
“Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung”
Dissertation
ISS-Fahrzeugtechnik und angewandte Mechanik
Technische Universität Berlin 1996