

# Regelung einer vollaktiven Allradlenkung zur Beeinflussung des Fahrverhaltens von einem Elektrofahrzeug

Dipl.-Ing. (FH) Robert Buchta,  
Prof. Dr.-Ing. Xiaobo Liu-Henke,  
B.Eng Florian Quantmeyer

Hochschule Ostfalia

(Hochschule Braunschweig/Wolfenbüttel)

Fakultät Maschinenbau, Institut für Mechatronik, 38302 Wolfenbüttel

Ro.Buchta@ostfalia.de

## Zusammenfassung

Im Fokus dieses Beitrags steht der modellbasierte Reglerentwurf der vollaktiven Allradlenkung des bahngeführten Elektrofahrzeugs M-Mobile. Kern der Regelung stellt eine Entkopplung der Quer- und Gierbewegung dar. Neben dem Lenken des Fahrzeugs für eine Bahnfolge trägt die Allradlenkung durch die geschwindigkeitsunabhängige Stabilisierung des Fahrzeugs zur aktiven Fahrsicherheit bei.

## 1 Konzept des Mechatronic-Mobiles (M-Mobiles)

Die Idee zur Entwicklung des M-Mobiles ist ein Verbinden der Synergien aus energieeffizientem Fahren und integrierten Fahrdynamikregelsystemen in einem Elektrofahrzeug. Dieses wird unter der Bezeichnung Mechatronic-Mobile (kurz M-Mobile) gegenwärtig an der Hochschule Ostfalia entwickelt [4].

Das M-Mobile ist ein vollaktives Elektrofahrzeug mit dezentralen Direktantrieben (Abbildung 1). Jedes der vier Radmodule verfügt über einen Elektro-Radnabenmotor, einen Aktor für die Lenkung und einen Aktor für die Federung. Die Einzelradantriebe, Einzelradlenkung und Einzelradfederung werden komplett by-wire angesteuert und ermöglichen einen aktiven Einfluss auf die Längs-, Quer- und Vertikaldynamik.

Das modulare M-Mobile umfasst hauptsächlich drei entkoppelte mechatronische Module:

- **Antrieb-/Bremsmodul:** Durch Einsatz dezentraler, elektrischer Direktantriebe dient das Modul sowohl zum Beschleunigen als auch zum Verzögern des Fahrzeugs.
- **Lenkungsmodul:** Mit diesem Modul wird die Querbewegung des Fahrzeugs über die radindividuellen by-Wire Lenksysteme aktiv beeinflusst.

- **Federungsmodul:** Ein aktives System realisiert eine sehr komfortable Fahrzeugaufbaufederung und Wankstabilisierung bzw. einen aktiven Einfluss auf die Radaufstandskräfte.

Zusätzlich verfügt das M-Mobile über eine Li-Ionen-Batterie als Energiespeicher und ein Energiemanagement, das zur optimalen Ausnutzung der begrenzten Energie beiträgt und die Bremsenergieerückgewinnung unter Berücksichtigung des Batterieladezustands und der möglichen Rückspeiseleistung steuert.

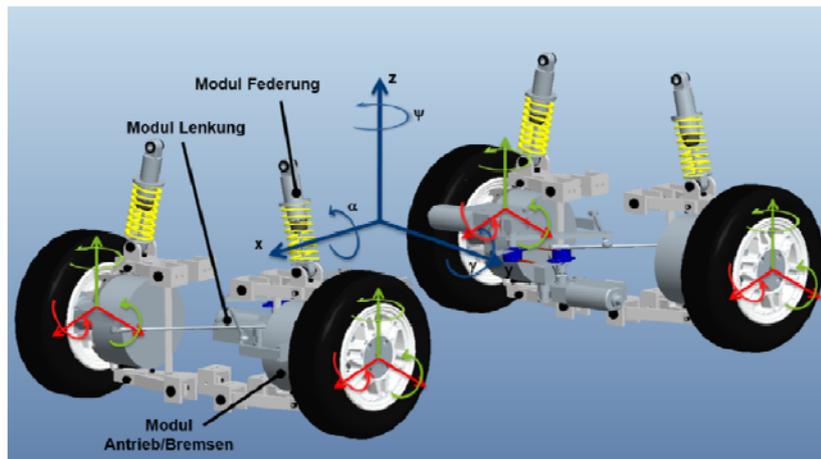


Abbildung 1 Konzept des M-Mobiles

## 2 Lenkung des M-Mobiles

Die Allradlenkung des M-Mobiles besteht aus vier radindividuellen Steer-by-Wire Modulen. Damit lassen sich für jedes Rad gezielt Schräglaufwinkel und damit verbunden Reifenquerkräfte aufbauen, die aktiv zur Quer- und Gierbewegung des Fahrzeugs beitragen.

Bei konventionellen Fahrzeugen mit Vorderradlenkung ist das Lenk- und Querverhalten abhängig von der Fahrgeschwindigkeit. Mit zunehmender Geschwindigkeit sinkt die Dämpfung der Gierbewegung und es erfordert Übung und Erfahrung ein Fahrzeug bei schnellen Lenkmanövern, z.B. in kritischen Situationen, unter Kontrolle zu halten. Durch die Möglichkeit aktiv radselektive Querkräfte aufzubauen kann dieses unerwünschte Verhalten verbessert werden. Damit wird ein wesentlicher Beitrag zur Erhöhung der aktiven Fahrsicherheit geleistet. Des Weiteren kann durch eine kontrollierte Gierbewegung auch der Fahrkomfort positiv beeinflusst werden.

Ein Fahrzeug mit einer Allradlenkung stellt ein vermaschtes Mehrgrößensystem dar, bei dem die Quer- und Gierbewegung miteinander verkoppelt sind. Diese Schwierigkeit stellt für die Reglerauslegung eine besondere Herausforderung dar. Nachfolgend wird die modellbasierte Reglerauslegung für die aktive Allradlenkung des M-Mobiles beschrieben.

### 3 Modellbasierte Reglerauslegung

Als Modell wird für die modellbasierte Reglerauslegung das Einspurmodell nach Rieckert und Schunck verwendet. Dieses wurde um die Hinterradlenkung erweitert. Des Weiteren wird aufgrund einer ganzheitlichen Systembetrachtung die Dynamik der Steer-by-Wire Module mit berücksichtigt. Bei den Lenkmodulen erfolgt eine Regelung der Radeinschlagwinkel mittels Zustandsreglern [4]. Das dynamische Verhalten der geregelten Lenkmodule wird als Verzögerungsglied 1. Ordnung angenähert. Damit lautet die Darstellung im Zustandsraum mit dem Zustands- und Eingangsvektor:

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}}_{ESM} &= \underline{A}_{ESM} \cdot \underline{x}_{ESM} + \underline{B}_{ESM} \cdot \underline{u}_{ESM} \\ \underline{y}_{ESM} &= \underline{C}_{ESM} \cdot \underline{x}_{ESM} + \underline{D}_{ESM} \cdot \underline{u}_{ESM} \end{aligned} \quad \text{mit } \underline{x}_{ESM} = \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \\ \delta_v \\ \delta_h \end{bmatrix} \text{ und } \underline{u}_{ESM} = \begin{bmatrix} \delta_{v\_Soll} \\ \delta_{h\_Soll} \end{bmatrix} \quad (1)$$

Zum Reglerentwurf eines vermaschten Mehrgrößensystems ist es hilfreich dieses in mehrere Eingrößensysteme zu zerlegen und dann die Regelungen separat für jedes Teilsystem zu entwerfen. Zur Auslegung der aktiven Allradlenkung wird deshalb eine Struktur des Zustandsraums geschaffen, deren Kern eine triangularisierende Entkopplung der Quer- und Gierbewegung ist [1]. Dies erfolgt durch sinnvolle Auswahl einer neuen Basis des Zustandsraums für das Einspurmodell und einer Koordinatentransformation. Mit der Transformationsmatrix  $T$  ergibt sich der neue Zustandsvektor und die transformierten Zustandsgleichungen zu:

$$\underline{T} = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} & t_{13} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}} &= \underline{A} \cdot \underline{x} + \underline{B} \cdot \underline{u} \\ \underline{y} &= \underline{C} \cdot \underline{x} + \underline{D} \cdot \underline{u} \end{aligned} \quad \text{mit } \underline{x} = \begin{bmatrix} a_v \\ \dot{\psi} \\ \delta_v \\ \delta_h \end{bmatrix} \text{ und } \underline{u} = \begin{bmatrix} \delta_{v\_Soll} \\ \delta_{h\_Soll} \end{bmatrix} \quad (3)$$

Im transformierten Zustandsvektor ist der Schwimmwinkel durch die Querbeschleunigung der Vorderräder ersetzt worden. Zudem ist zu den Vereinfachungen des Einspurmodells eine zusätzliche Annahme getroffen worden. Die Fahrzeugmasse wird auf die Vorder- und Hinterachse verteilt, so dass gilt:

$$m_v \cdot l_v = m_h \cdot l_h \quad (4)$$

Bei der Berechnung des Trägheitsmoments um die Hochachse führt diese Annahme zu:

$$\begin{aligned}
\Theta_{zz} &= m_v \cdot l_v^2 + m_h \cdot l_h^2 \\
&= m_h \cdot l_h \cdot l_v + m_v \cdot l_v \cdot l_h \\
&= m \cdot l_h \cdot l_v
\end{aligned} \tag{5}$$

Diese Annahmen sind notwendig, um die Entkopplung durchzuführen. Eine Entkopplung der Quer- und Gierbewegung wird durch eine Zustandsrückführung mit der Rückführmatrix  $\underline{K}$  bewirkt.

$$\begin{bmatrix} \delta_{v\_Soll} \\ \delta_{h\_Soll} \end{bmatrix} = -\underline{\underline{K}} \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \\ \delta_v \\ \delta_h \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} u_v \\ u_h \end{bmatrix} \quad \text{mit} \quad \underline{\underline{K}} = \begin{bmatrix} 0 & k_{12} & k_{13} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{6}$$

Damit ergibt sich die gewonnene Zustandsdarstellung in kanonischer Form zu:

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} \dot{a}_v \\ \ddot{\psi} \\ \dot{\delta}_v \\ \dot{\delta}_h \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \overline{a_{11}} & 0^* & 0^* & 0^* \\ \overline{a_{21}} & \overline{a_{22}} & \overline{a_{23}} & \overline{a_{24}} \\ 0 & a_{32} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_v \\ \dot{\psi} \\ \delta_v \\ \delta_h \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \overline{b_{11}} & 0^* \\ \overline{0} & \overline{0} \\ b_{31} & 0 \\ 0 & b_{42} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_v \\ u_h \end{bmatrix} \\
\begin{bmatrix} a_v \\ \beta \\ \dot{\psi} \\ \delta_v \\ \delta_h \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1 & 0^* & 0^* & 0^* \\ d_{21} & d_{22} & d_{23} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_v \\ \dot{\psi} \\ \delta_v \\ \delta_h \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{7}$$

Aus (7) wird mittels der mit Sternchen gekennzeichneten Nullen folgendes erkennbar:

- Die Querbeschleunigung der vorderen Räder  $a_v$  ist nicht vom Systemeingang  $u_h$  steuerbar
- Die Gierrate  $\dot{\psi}$  und der Radlenkwinkel der vorderen Räder  $\delta_v$  sind nicht von der Querbeschleunigung der vorderen Räder  $a_v$  beobachtbar.

Die Lenkdynamik ist nun in zwei Teilsysteme getrennt werden, die zur Reglerauslegung separat betrachtet werden können. Die Koeffizienten in der ersten Zeile der System- und Eingangsmatrix beschreibt die Querbeschleunigung der Vorderräder, die Koeffizienten der restlichen Zeilen beschreiben die Gierbewegung.

Wird mit der folgenden Gleichung die Querbeschleunigung der Vorderräder auf den Systemeingang  $u_v$  zurückgeführt, so ergibt sich ein PT1-Übertragungsverhalten für die

Querbeschleunigung der Vorderräder (9), das unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit ist und dessen Verzögerungszeit über den Faktor  $k_{av}$  gewählt werden kann. Der Referenzwert als Führungsgröße für die Querbewegung entstammt einem Vorfilter, der seine Eingangsgröße von der überlagerten Fahrzeugquerführung erhält.

$$u_v = k_{av} \cdot (a_{v,ref} - a_v) + \frac{T_v}{v} \cdot a_v \quad (8)$$

$$\frac{a_v(s)}{a_{v,ref}(s)} = \frac{1}{1 + T_{av} \cdot s} \quad \text{mit } T_{av} \sim 1/k_{av} \quad (9)$$

Im zweiten Teilsystem, welches die Gierbewegung abbildet, besteht das charakteristische Polynom aus dem Produkt eines PT1- und eines PT2-Elements. Das PT1-Element spiegelt die Dynamik der Positionsregelung der Steer-by-Wire Module wider. Das PT2-Element ist der Gierdynamik des Fahrzeugs zuzuordnen. Dabei lauten die Eigenkreisfrequenz und das Dämpfungsmaß:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_h}{m \cdot l_v}} \quad (10)$$

$$D = \frac{l}{2 \cdot v} \sqrt{\frac{c_h}{m \cdot l_v}} \quad (11)$$

Das Dämpfungsmaß ist antiproportional zur Fahrgeschwindigkeit. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit nimmt das Dämpfungsmaß ab, das Fahrzeug wird schwerer beherrschbar. Mit der folgenden Rückführung der Gierrate und dem Radlenkwinkel der Vorderräder auf den Systemeingang  $u_h$  (12) lässt sich ein geschwindigkeitsunabhängiges und über den Parameter  $k_\psi$  gewünschtes Dämpfungsmaß einstellen.

$$u_h = u_{h,\psi} + r \cdot T_h \cdot \dot{\psi} - r \cdot \delta_v \quad (12)$$

Das Dämpfungsmaß und die Eigenkreisfrequenz für das Verzögerungsglied 2. Ordnung des geregelten Systems entsprechen:

$$\omega_0 = \frac{c_h \cdot l}{m \cdot v \cdot l_v \cdot k_\psi} \quad (13)$$

$$D = \frac{k_\psi}{2} \quad (14)$$

Mit der durchgeführten Entkopplung werden die beiden regelungstechnischen Probleme der Querbewegung und der Dämpfung der Gierbewegung separat gelöst. Über die Lenkung der Vorderräder wird die von der überlagerten Fahrzeugquerführung bestimmte

Querbewegung zur Spurführung eingestellt. Mit der Hinterradlenkung wird die Gierbewegung des Fahrzeugs unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit gedämpft. In Abbildung 2 ist die Gesamtstruktur der Regelung dargestellt.

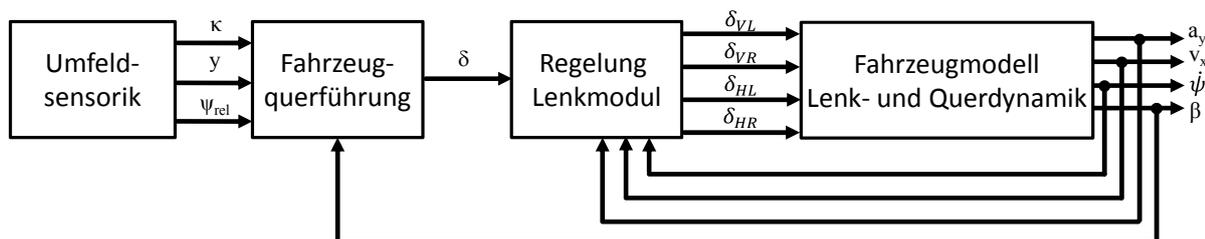


Abbildung 2: Gesamtstruktur der Regelung zur Fahrzeugquerführung

Im Fahrzeugmodell wird die Lenk- und Querdynamik des Fahrzeugs abgebildet. Dieses erhält von der Allradlenkung (im Block Lenkmodul) die Führungsgrößen für die Positionsregelung der Radlenkwinkel. Die Fahrzeugquerführung erhält von der ausgewerteten Umfoldsensorik Informationen zur Fahrbahnkrümmung, Querabweichung und zum relativen Gierwinkel. Daraus wird ein Sollenkinkel  $\delta$  berechnet, der der Allradlenkung als Führungsgröße dient. Über zwei Vorfilter werden die Eingangsgrößen für die Vorder- und Hinterradlenkung bestimmt. Diese bewirken eine Querbeschleunigung, die zum aus der Fahrzeugquerführung erhaltenen Sollenkinkel proportional ist und einen Schwimmwinkel von Null. Damit bewegt sich das Fahrzeug mit seiner Längsachse bahntangential. Aus experimentellen Versuchen geht hervor, dass ein zur Querbeschleunigung proportional ansteigender Schwimmwinkel mit einem Wert von max. etwa  $1^\circ$  vom Fahrer bevorzugt wird [2]. Von daher kann durch eine Erweiterung eines Vorfilters beim umgesetzten Reglerkonzept ein gewünschter Schwimmwinkel mittels eines konfigurierbaren PT2-Verhaltens eingestellt werden. Im folgenden Kapitel wird dies anhand von Simulationsergebnissen aufgezeigt.

## 4 Ergebnisse

Das entworfene Reglerkonzept wurde in MATLAB/Simulink<sup>1</sup> implementiert und deren Funktionsweise mittels eines Fahrzeugmodells, welches das Querverhalten abbildet, verifiziert.

Zum Vergleich des aktiven und passiven Verhaltens wird bei einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h ein Lenkwinkelsprung durchgeführt (Abbildung 3). Beim passiven System ist die Hinterradlenkung deaktiv. Zur Gewährleistung einer Vergleichbarkeit wird sowohl beim passiven als auch beim aktiven System eine stationäre Querbeschleunigung von  $3 \text{ m/s}^2$  erreicht. Die Vorfilter sind so gewählt, dass ein Schwimmwinkel von Null Grad erreicht wird. Gegenüber dem passiven System weist das aktive System deutliche Vorteile hinsichtlich der Quer- und Gierdynamik auf.

<sup>1</sup> MATLAB/Simulink ist ein Software-Produkt von The MathWorks

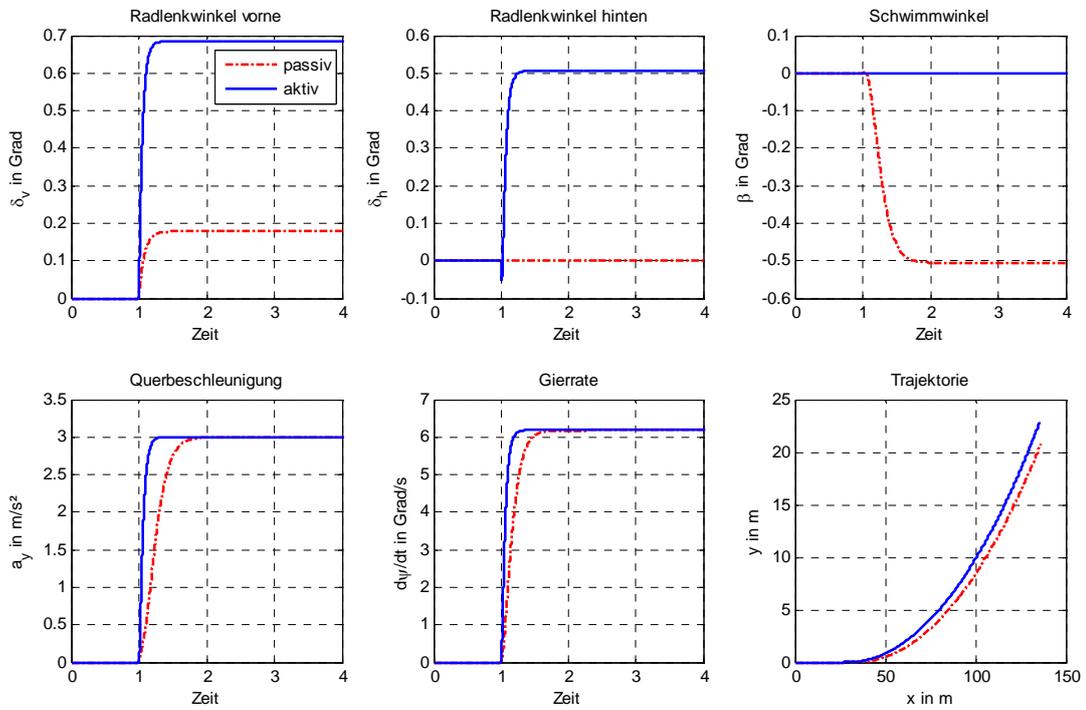


Abbildung 3: Simulation passives/aktives Verhalten bei  $v = 100$  km/h

Durch Erweiterung eines Vorfilters wird ein Schwimmwinkel von  $-0,5^\circ$  vorgegeben (Abbildung 4), da dieser in etwa dem des passiven Systems entspricht. Für das PT2-Übergangsverhalten wurden eine Eigenfrequenz von 2 Hz und ein Dämpfungsmaß von 0,7 gewählt. Gegenüber dem passiven System sind beim Schwimmwinkelaufbau nur geringfügige Abweichungen festzustellen. Der Aufbau der Querbeschleunigung und der Gierrate erfolgt beim aktiven System deutlich dynamischer.

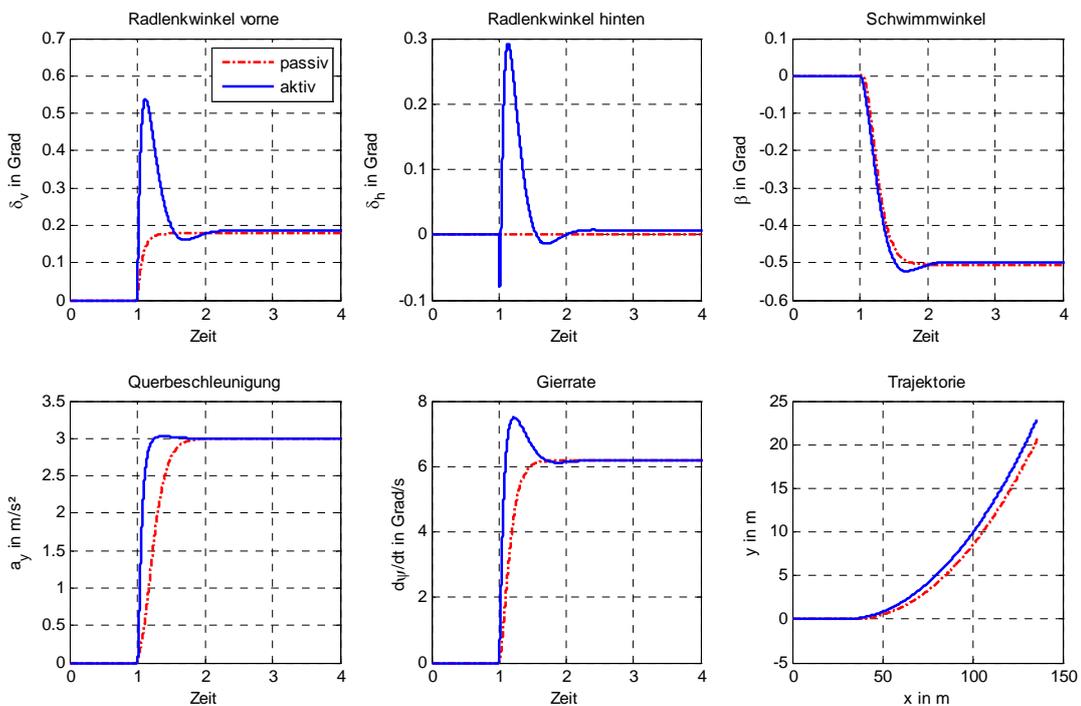


Abbildung 4: Simulation aktives Verhalten mit Schwimmwinkelvorgabe

Beim entworfenen Reglerkonzept zur Allradlenkung wurde auch der störende Einfluss von Seitenwind untersucht [3]. Abbildung 5 zeigt einen Vergleich des passiven mit dem aktiven System bei Wirken eines Seitenwinds mit einer Windgeschwindigkeit von 50 km/h im Zeitintervall von 1 bis 3 sec. Das Fahrzeug fährt mit einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h geradeaus. Mit Hilfe eines Sollenwinkels von Null Grad ist das aktive System bestrebt die durch den Seitenwind störende Querbeschleunigung auszuregeln. Am Verlauf der Trajektorie sind die Vorteile der aktiven Allradlenkung durch die geringere Querabweichung und den trägeren Aufbau dieser zu erkennen. Durch die Regelung der Querbeschleunigung ist die Querabweichung auch ohne Querführung gegenüber der passiven Lenkung geringer.

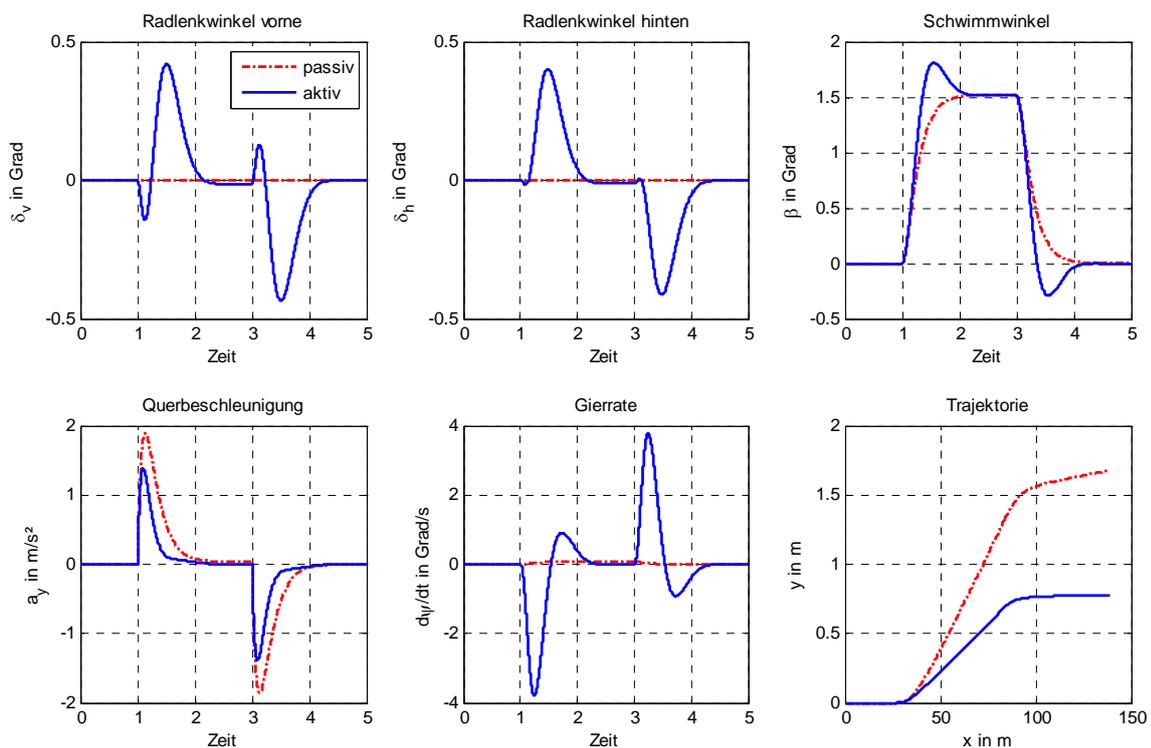


Abbildung 5: Vergleich des Seitenwindeinflusses passives/aktives System

## 5 Zusammenfassung

Für das allradgelenkte M-Mobile wurde modellbasiert ein Regelungskonzept entworfen, das eine kontrollierte Querbewegung bei gleichzeitiger geschwindigkeitsunabhängiger Dämpfung der Gierbewegung ermöglicht. Die Führungsgrößen entstammen einer überlagerten Fahrzeugquerführung. Mit einer ganzheitlichen Betrachtung wurde die Dynamik der Steer-by-Wire Module bei der Reglerauslegung berücksichtigt. Mit den gewählten Vorfiltern werden eine zum Lenkwinkel proportionale Querbeschleunigung und ein Schwimmwinkel von Null Grad zur bahntangentialen Fahrzeugbewegung eingestellt. Durch Erweiterung eines Vorfilters kann ein zur Querbeschleunigung proportionaler Schwimmwinkel aufgebaut werden.

In der Simulation wurde die Funktionsweise verifiziert.

## Literatur

- [1] Ackermann, Jürgen: Robust Control, VDI-Springer, 2002
- [2] Donges, E.; Aufhammer, R.; Fehrer, P.; Seidenfuß, T.: Funktion und Sicherheitskonzept der Aktiven Hinterachskinematik von BMW. In: Wallentowitz, H. (Hg.): Allradlenksysteme bei Personenkraftwagen, Vieweg, 1991, S. 205-225
- [3] Klauenberg, B.: Untersuchung des Seitenwindeinflusses bei der Aktiven Allradlenkung des M-Mobile, Studienarbeit, Ostfalia, 2011
- [4] Liu-Henke, X; Buchta, R; Quantmeyer, F: Simulation eines mechatronischen Lenkungsmoduls für ein Elektrofahrzeug mit dezentralen Direktantrieben. Workshop ASIM/GI-Fachgruppen STS und GMMS, Krefeld, 24./25.02.11
- [5] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, VDI-Springer, 2003