

Überschlagsvermeidung bei Kraftfahrzeugen durch Invarianzregelung*

Rollover Avoidance for Road Vehicles by Invariance Control

Jörg Mareczek, Dirk Wollherr, Martin Buss und Günther Schmidt

Mit Hilfe der Invarianz-Regelungsmethode wird ein nichtlineares Regelungskonzept zur Kippvermeidung von Kraftfahrzeugen mit hohem Schwerpunkt hergeleitet. Der dabei entwickelte nichtlineare, zeitdiskrete Regler (Rollover Avoidance Controller, kurz: RAC) ist modellbasiert und kann gegenüber unvermeidbaren Verzögerungen und Unsicherheiten des modellierten Systems robust dimensioniert werden. Wegen des zugrunde gelegten nichtlinearen Chassis-, Lenk- und Reifenmodells kann Stabilität des Kippverhaltens auch für realitätsnahe Anwendungssituationen nachgewiesen werden.

Der RAC wurde in einem am Lehrstuhl für Steuerungs- und Regelungstechnik der TU München entwickelten Fahrsimulator mit einem realen Fahrer im geschlossenen Regelkreis getestet, wobei vorab nicht bekannte, menschliche Lenkmanöver zugrunde lagen. Als Schnittstelle zum Fahrer diente eine 3D-Animation der Fahrsituation mit einem neuartigen, momentengeteuerten Lenkhebel als haptischem Eingabegerät.

Based on the principle of Invariance Control a nonlinear Rollover Avoidance Controller (RAC) has been developed for road vehicles with an elevated center of mass. The proposed model-based RAC design approach takes into account unavoidable model parameter perturbations, delays and a discrete time implementation. The underlying nonlinear chassis-model, steering dynamics, and tire characteristics allow for guaranteed stability of the roll dynamics in realistic application scenarios.

For evaluation of the described RAC a simulation environment was developed with a human driver in the closed loop. This approach allows to evaluate the RAC performance with unpredictable steering actions by the human driver. As human-machine-interface a novel haptic steering device and a 3D-animation of the road situation have been used.

1 Einleitung

In den zurückliegenden Jahren wurden bei der Entwicklung elektronischer Fahrassistenten in Kraftfahrzeugen große Fortschritte erzielt. Hier handelt es sich um Systeme, die den Fahrer unterstützen, das Fahrzeug auch bei gefährlichen Manövern zu stabilisieren. Als Beispiel seien ABS (Anti-Blockier-System) und ESP (Elektronisches Stabilitäts-Programm) erwähnt. Ein wichtiges, bisher nur ansatzweise gelöstes Fahrstabilisierungsproblem stellt

die Überschlagsvermeidung von Fahrzeugen mit hoch liegendem Schwerpunkt dar. So wird in [1] gezeigt, dass es aufgrund der komplexen Fahrdynamik von LKWs selbst für geübte Fahrer in Extremsituationen schwierig ist, bei Kurvenmanövern auch bei niedrigen Geschwindigkeiten Kippen zu vermeiden.

Im Schrifttum wurde bereits über verschiedene Lösungsansätze zur Kippvermeidung berichtet: Lin u. a. schlagen in [2] ein aktives System vor, das über eine Hydraulik den Wankwinkel des Fahrzeugaufbaus regelt. Die damit verbundene Schwerpunktverschiebung führt zur Verbesserung des Kippverhaltens. Eine Überschlagsvermeidung kann jedoch wegen des als linear angenommenen Kfz-Modells nicht garantiert werden.

* Diese Arbeit entstand am Lehrstuhl für Steuerungs- und Regelungstechnik, Univ.-Prof. Dr.-Ing. E. h. Günther Schmidt, Technische Universität München.

Ackermann und Odenthal [3] reduzieren die Längsbeschleunigung sowie den vom Fahrer eingeschlagenen Lenkwinkel und vermindern so die auf das Fahrzeug wirkende Querschleunigung. Ein Vorteil dieses Verfahrens liegt darin, dass neben einer Verbesserung des Kippverhaltens auch das Spurhalteproblem berücksichtigt wird und der Reglerentwurf modellunabhängig ist. Kippstabilität kann jedoch nur unter der Annahme einer vernachlässigbaren Lenkdynamik, bzw. einer Lenkdynamik mit unendlich hoher Stellenergie garantiert werden. Weitere Hinweise zur Kippstabilisierung finden sich in [4; 5].

In dieser – am Lehrstuhl für Steuerungs- und Regelungstechnik der TU München entstandenen Arbeit – wird das in [3] vorgeschlagene Prinzip, aktiv in die Lenkung einzugreifen, weiter verfolgt und das modellbasierte, nichtlineare Regelungsverfahren RAC entwickelt, das auf der neuartigen Methode der *Invarianz-Regelung* [6; 7] beruht. Selbst unter Berücksichtigung einer realen Lenkdynamik kann mit diesem Verfahren formal Stabilität nachgewiesen werden. Demgegenüber verbessern andere Regelungsansätze das Kippverhalten, ein Stabilitätsnachweis bleibt jedoch offen. Das hier vorgestellte, praxisorientierte Verfahren kommt durch zeitdiskrete Differenzenbildung ohne die Messung von zeitlichen Ableitungen aus und wird daher im Folgenden als *zeitdiskrete Invarianz-Regelung* bezeichnet.

Der RAC wurde in Experimenten mit einem selbstentwickelten Fahrsimulator evaluiert, wobei ein „Fahrer“ im geschlossenen Regelkreis agiert. Dabei bestand die Aufgabe darin, eine geeignete ergonomische Schnittstelle zwischen RAC und Fahrer zu schaffen. Hierzu wurde ein momentengesteuerter Lenkhebel eingesetzt, der dem Fahrer haptisch – durch Krafrückkopplung – Informationen über die momentane Kippsituation vermittelt. Der Trend zum „steer-by-wire“ in Kraftfahrzeugen, also einer mechanischen Entkopplung zwischen Lenkrad und Vorderrädern, bietet neue Möglichkeiten für solche Interaktionen mit dem Fahrer. So muss die Kraft, die dem Fahrer über das momentengesteuerte Lenkeingabegerät vermittelt wird, nicht mehr die tatsächlich am Reifen angreifende Kraft widerspiegeln. Alternativ können nun dem Fahrer Informationen über die Wank-Dynamik des Fahrzeugs geliefert werden, wodurch ein schnelleres und besseres Begreifen des momentanen Fahrzeug-Dynamikzustands ermöglicht wird. In den hier vorgestellten Experimenten wurde der Fahrer in gefährlichen Situationen über den Hebel gewarnt und darüber informiert, dass das Fahrzeug am Kippen ist und der RAC die Lenkung kurzzeitig übernimmt.

Der Artikel ist wie folgt aufgebaut: Zur modellbasierten Reglersynthese wird in Abschnitt 2 ein nichtlineares, erweitertes Einspur-Modell hergeleitet. Das Prinzip des Invarianz-Reglers sowie ein zeitdiskreter RAC-Entwurf wird in Abschnitt 3 beschrieben. Der Experimentalaufbau zum Test des RAC wird in Abschnitt 4 vorgestellt. In Abschnitt 5 wird die Wirksamkeit des RAC anhand von Versuchsergebnissen belegt.

2 Fahrzeugmodell

Dem RAC-Entwurf wird das nichtlineare Einspur-Modell aus [8] zugrunde gelegt. Wie in Bild 1 skizziert, wird dabei von einem starren Fahrwerk mit Schwerpunkt S in der Fahrbahnebene ausgegangen. Der an den Vorderrädern eingestellte Lenkwinkel wird mit δ^w (Index w für wheel) bezeichnet. Dieses Modell umfasst drei Systemzustände: Der Schwimmwinkel β bezeichnet die Abweichung der Richtung zwischen Fahrzeug-Längsachse und Geschwindigkeitsvektor v des Fahrzeugschwerpunkts; die Gierrate $\dot{\psi}$ beschreibt die Drehung des Fahrzeugs um die Hochachse, wobei ψ der Winkel zwischen einem fahrzeugfesten ${}_kx$ - ${}_ky$ -Koordinatensystem und dem ortsfesten ${}_ix$ - ${}_iy$ -Koordinatensystem ist¹. Da der Fahrzeugschwerpunkt bei diesem Modell in der Fahrbahnebene liegt, kann dieses Fahrzeugmodell weder Wankbewegungen beschreiben noch umkippen. Daher wird das Einspur-Modell wie in Bild 2 gezeigt um eine Zusatzmasse erweitert [9], deren Schwerpunkt T im Ruhezustand in einer Höhe $h + h_R$ über der

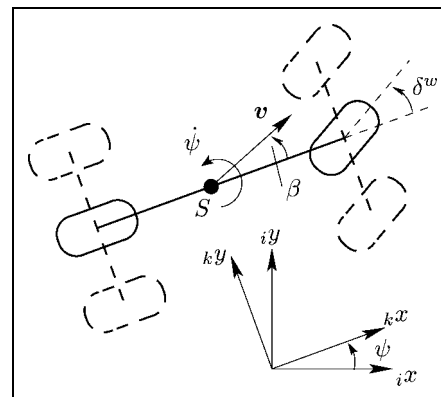


Bild 1: Einspur-Modell nach [8].

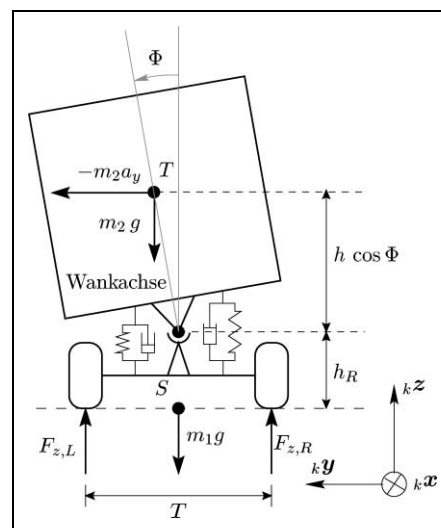


Bild 2: Erweitertes Einspur-Modell nach [9].

¹ In Weltkoordinaten dargestellte Vektoren werden durch ein tiefgestelltes i vor der Variablen gekennzeichnet. Nachgestellte Indizes geben den Punkt an, auf den sich dieser Vektor bezieht. So bezeichnet beispielsweise ${}_i v_T$ den Geschwindigkeitsvektor des Punktes T dargestellt im Weltkoordinatensystem i .

Fahrbahn liegt und die über ein Feder-Dämpfer-System gelagert ist. Dabei bezeichnet Φ den Wankwinkel des Aufbaus. Dieses Fahrzeugmodell kann nun Wankbewegungen und Umkippen beschreiben. Der wesentliche Vorteil des *erweiterten* Einspur-Modells gegenüber einem vollständigen Zweispur-Modell liegt darin, dass es einen guten Kompromiss zwischen realitätsnaher Modellierung und Komplexität darstellt.

Die Tatsache, dass im verwendeten Modell keine Nickbewegungen berücksichtigt werden, wird durch die zusätzliche Annahme einer konstanten Geschwindigkeit $v = \|\mathbf{v}\|$ begründet. In diesem Fall treten auch beim realen Fahrzeug nur vernachlässigbar geringe Nickbewegungen auf. Im Folgenden werden die Lagrange'schen Bewegungsgleichungen zweiter Art des erweiterten Modells für die Zustandsgrößen $\boldsymbol{\zeta} = [\beta \ v \ \dot{\psi} \ \Phi \ \dot{\Phi}]^T$ hergeleitet. Hierzu werden zunächst die Geschwindigkeitsvektoren des Fahrwerks und der Zusatzmasse in Weltkoordinaten beschrieben. Für den Geschwindigkeitsvektor des Fahrwerks folgt damit aus Bild 1

$${}_i \mathbf{v}_S = \begin{bmatrix} \cos(\beta + \psi) v \\ \sin(\beta + \psi) v \\ 0 \end{bmatrix}$$

sowie der Ortsvektor der Zusatzmasse aus Bild 2 zu

$${}_i \mathbf{r}_{ST} = \begin{bmatrix} -h \sin(\Phi) \sin(\psi) + i x_S \\ h \sin(\Phi) \cos(\psi) + i y_S \\ h \cos(\Phi) + h_R \end{bmatrix}.$$

Der zugehörige Geschwindigkeitsvektor von T wird mit ${}_i \mathbf{v}_T = {}_i \dot{\mathbf{r}}_{ST}$ bezeichnet. Mit ${}_k \boldsymbol{\Omega}_S = [0 \ 0 \ \dot{\psi}]^T$ und ${}_k \boldsymbol{\Omega}_T = [-\dot{\Phi} \ 0 \ \dot{\psi}]^T$ sowie den Trägheitstensoren des Chassis ${}_k \mathbf{J}_1$ und des Aufbaus ${}_k \mathbf{J}_2$ im k -System errechnen sich die kinetischen Energien des Fahrzeugmodells zu

$$T_S = \frac{1}{2} ({}_i \mathbf{v}_S^T m_1 {}_i \mathbf{v}_S + {}_k \boldsymbol{\Omega}_S^T {}_k \mathbf{J}_1 {}_k \boldsymbol{\Omega}_S)$$

$$T_T = \frac{1}{2} ({}_i \mathbf{v}_T^T m_2 {}_i \mathbf{v}_T + {}_k \boldsymbol{\Omega}_T^T {}_k \mathbf{J}_2 {}_k \boldsymbol{\Omega}_T)$$

und die potentiellen Energien zu

$$V_S = 0$$

$$V_T = m_2 g h \cos \Phi + \frac{1}{2} c_\Phi \Phi^2.$$

Mit Hilfe der Lagrangefunktion $L = (T_S + T_T) - (V_S + V_T)$ ergeben sich gemäß Lagrange-Formalismus

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{x}_S} - \frac{\partial L}{\partial x_S} = {}_i F_x \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{y}_S} - \frac{\partial L}{\partial y_S} = {}_i F_y \quad (2)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}} - \frac{\partial L}{\partial \psi} = M_z \quad (3)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\Phi}} - \frac{\partial L}{\partial \Phi} = -d_\Phi \dot{\Phi} \quad (4)$$

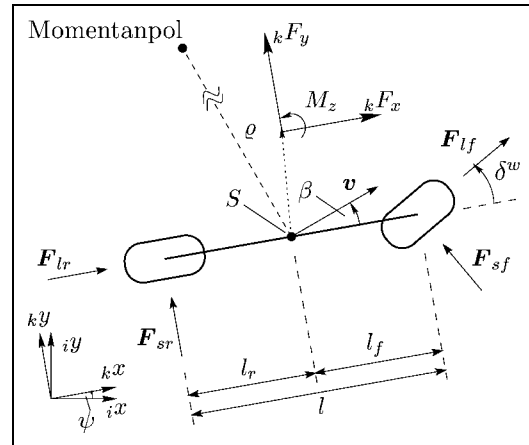


Bild 3: Auf das Fahrwerk wirkende Kräfte und Momente.

die Bewegungsgleichungen abhängig von den am Fahrzeug angreifenden externen Kräften und Momenten ${}_i F_x$, ${}_i F_y$ bzw. M_z . Eine Vereinfachung ergibt sich bei der Darstellung der Bewegungsgleichungen (1), (2) im körperfesten k -Koordinatensystem. Eine entsprechende Transformation des vorliegenden i -Systems ins k -System wird – wie in Bild 3 dargestellt – erreicht, indem das i -System um den Winkel ψ um die Hochachse rotiert wird. Außerdem werden die Geschwindigkeiten des Fahrwerks durch die Zustände β und ψ in der Form

$$\begin{bmatrix} {}_i \dot{x}_S \\ {}_i \dot{y}_S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v \cos(\beta + \psi) \\ v \sin(\beta + \psi) \end{bmatrix} \quad (5)$$

ausgedrückt. Damit liegen die Bewegungsgleichungen in fahrzeugfesten k -Koordinaten mit dem Zustandsvektor $\boldsymbol{\zeta} = [\beta \ v \ \dot{\psi} \ \Phi \ \dot{\Phi}]^T$ vor.

Das in die Bewegungsgleichungen eingehende externe Moment M_z sowie die in k -Koordinaten gemessenen externen Kräfte ${}_k F_x$ und ${}_k F_y$ lassen sich durch den Kraftschluss der Reifen mit der Fahrbahnunterlage ermitteln. Die dazu benötigten Reifenkräfte F_{sf} , F_{sr} , F_{lf} , F_{lr} folgen aus stark nichtlinearen, un stetigen und hysteresehafteten Kennlinien und werden hier durch das HSRI-Reifenmodell [10] bestimmt. Über den in Bild 3 geometrisch motivierten Zusammenhang

$$\begin{bmatrix} {}_k F_x \\ {}_k F_y \\ M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin \delta^w & 0 \\ \cos \delta^w & 1 \\ l_f \cos \delta^w & -l_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{sf} \\ F_{sr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \delta^w & 1 \\ \sin \delta^w & 0 \\ l_f \sin \delta^w & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{lf} \\ F_{lr} \end{bmatrix} \quad (6)$$

werden dann die gesuchten externen Kräfte und Momente berechnet. Allen hier aufgeführten Simulationen und Berechnungen liegt eine ebene, trockene Straße mit einem Haftkoeffizienten $\mu = 0,8$ zugrunde. Nach Einsetzen in die Bewegungsgleichungen und elementaren Umformungen erhält man schließlich als Standardbeschreibung für das erweiterte Fahrzeugmodell

$$\dot{\boldsymbol{\zeta}} = \hat{\mathbf{f}}(\boldsymbol{\zeta}) + \hat{\mathbf{g}}(\boldsymbol{\zeta}, \delta^w) \quad (7)$$

mit einem nicht glatten Drift- und Steuervektorfeld $\hat{\mathbf{f}}, \hat{\mathbf{g}} \in \mathbb{R}^5$.

Die Lenkdynamik, die eine Verzögerung in der Übertragung des vom Fahrer ($\delta = \delta^{drv}$) oder RAC ($\delta = \delta^{inv}$) kommandierten Lenkwinkels δ und dem Lenkwinkel δ^w der Vorderräder bewirkt, ist in der Praxis gedämpft und kann daher im Hinblick auf Stabilitätsuntersuchungen durch eine Totzeit T_d konservativ angenähert werden, d. h.

$$\delta^w(t + T_d) = \delta(t) . \quad (8)$$

Zusammen mit der Chassis-Dynamik (7) lässt sich das Kfz dann durch einen Zustandsvektor $[\zeta \ \delta^w]^T$ beschreiben, wobei δ die Steuergröße darstellt.

Das Fahrzeugmodell (7) sowie die (vereinfachte) Modellierung der Lenkdynamik dienen im Weiteren als Grundlage für den modellbasierten RAC-Entwurf; sie werden zur Berechnung eines Überschlags-Koeffizienten $R(\zeta, \delta^w)$ und zur konservativen Auslegung einer Kippstabilitätsreserve ε (im Folgenden kurz als Reserve bezeichnet) herangezogen.

3 Invarianzregelung

3.1 Prinzip der Invarianz-Regelung

Um das hier eingesetzte Regelungsprinzip zu erklären, wird zunächst ein Zustandsraumgebiet \mathcal{G} für System (7) betrachtet. Das Gebiet \mathcal{G} soll so gewählt sein, dass das Fahrzeug nicht kippt, wenn sich der Systemzustand in \mathcal{G} befindet. Stellt man sicher, dass die Systemtrajektorie $\zeta(t)$ stets innerhalb von \mathcal{G} verläuft, d. h. dass \mathcal{G} ein *Invarianz-Gebiet* ist, so ist Stabilität der Kipp-Dynamik gewährleistet. Das Stabilitätsproblem wird dadurch auf ein Invarianzproblem zurückgeführt, wobei ein Regler, der die Trajektorie innerhalb von \mathcal{G} hält, *Invarianz-Regler* genannt wird.

Zunächst sei der Einfachheit halber die Lenkdynamik vernachlässigt, d. h. es gelte $T_d = 0$, so dass der Lenkwinkel δ^w die Steuergröße des zu regelnden Systems darstellt. Trifft der Systemzustand $\zeta(t)$ des vom Fahrer gelenkten Fahrzeugs zum Zeitpunkt t^* auf den Gebietsrand $\partial\mathcal{G}$, so übernimmt der Invarianz-Regler die Lenkung. Dabei wird die Steuergröße δ^w so berechnet, dass der Systemzustand $\zeta(t)$ das Gebiet \mathcal{G} nicht verlässt. Der dafür notwendige Lenkwinkel wird hier als *Invarianz-Winkel* δ^{inv} bezeichnet. Solange der Invarianz-Regler die Lenkung des Fahrzeugs bestimmt, bewegt sich der Systemzustand auf dem Gebietsrand $\partial\mathcal{G}$, siehe Bild 5. Erst wenn der vom Fahrer am Lenkrad eingestellte Lenkwinkel so gewählt ist, dass sich der Systemzustand $\zeta(t)$ ohne Eingriff des Invarianz-Reglers wieder ins Gebietsinnere bewegen würde, wird die Lenkung auf den Fahrer zurückgeschaltet. Die zunächst vernachlässigte Lenkdynamik sowie andere mögliche Verzögerungen im Regelkreis und der Einfluss fehlerbehafteter Systemparameter können dabei mitberücksichtigt werden. Dazu wird die Lenkung bereits im Inneren bei einem bestimmten Abstand ε vom Gebietsrand $\partial\mathcal{G}$ auf den Invarianz-Regler umgeschaltet, siehe Bild 6.

3.2 RAC-Entwurf

Invarianz-Gebiet

Zur Festlegung eines geeigneten Invarianz-Gebiets \mathcal{G} benötigt man ein quantitatives Maß dafür, wie nah das Fahrzeug dem Umkipppunkt ist. Hierzu wird der zustandsabhängige *Überschlags-Koeffizient*

$$R(\zeta, \delta^w) = \frac{F_{z,R} - F_{z,L}}{F_{z,R} + F_{z,L}}$$

aus [3; 9] herangezogen. Wie in Bild 2 dargestellt, bezeichnet $F_{z,R/L}$ die rechte bzw. linke vertikale Kraft auf die Räder. Bei $R(\zeta, \delta^w) = +1$ bzw. $R(\zeta, \delta^w) = -1$ heben die linken bzw. rechten Räder ab. Im Bereich $|R(\zeta, \delta^w)| \leq 1$ haben alle Räder Bodenkontakt, so dass sich mit der als *Invarianzfunktion* bezeichneten Funktion

$$\Upsilon(\zeta, \delta^w) = |R(\zeta, \delta^w)| - 1$$

ein kippfreies Gebiet zu $\mathcal{G} = \{(\zeta, \delta^w) \mid \Upsilon(\zeta, \delta^w) \leq 0\}$ ergibt.

Anmerkung 1 (Abhängigkeit von $R(\zeta, \delta^w)$ vom Zustand ζ und Lenkwinkel δ^w .)

Zur Berechnung von $R(\zeta, \delta^w)$ wird ein Kräftegleichgewicht in vertikaler Richtung und ein Momentengleichgewicht um den Punkt S aufgestellt, woraus sich die Gleichungen

$$F_{z,L} + F_{z,R} = m_1 g + m_2 (k\ddot{z}_T + g)$$

$$F_{z,L} - F_{z,R} = \frac{2m_2}{T} ((h_R + h \cos \Phi) k\ddot{y}_T + h (g + k\ddot{z}_T) \sin \Phi)$$

ergeben. Aufgrund der Zusammenhänge $k y_T = h \sin \Phi$ und $k z_T = h_R + h \cos \Phi$, tritt in den zweiten Ableitungen nach der Zeit $k\ddot{y}_T$ und $k\ddot{z}_T$ auch die Größe Φ auf. Dadurch ist $R(\zeta, \delta^w)$ von der Fahrzeugdynamik (7) abhängig, und man erhält den Überschlags-Koeffizienten $R(\zeta, \delta^w)$ als nichtlineare Funktion des Systemzustands ζ und des Lenkwinkels δ^w .

Umschaltstrategie

Wie in Bild 4 gezeigt, besteht der RAC aus einem Kipp-Detektor, einem Umschalter, sowie einer Einheit zur Winkel-Berechnung. Dabei ist zu beachten, dass zur Rückführung der Systemzustände ξ in den RAC in der Praxis die in Bild 4 skizzierte Einheit zur Verarbeitung der Sensordaten benötigt wird, die aus den messbaren Systemgrößen die Systemzustände schätzt. Dazu wird angenommen, dass das Fahrzeug mit der dafür notwendigen Sensorik ausgestattet ist.

Am Ausgang des RAC liegt der an die Lenkanlage weitergeleitete Lenkwinkel δ an. Der Kipp-Detektor überwacht, ob der Systemzustand auf den Gebietsrand $\partial\mathcal{G}$ trifft. Solange sich der Systemzustand im Inneren von \mathcal{G} befindet, also die *Invarianz-Bedingung* $\Upsilon(\zeta, \delta^{drv}) < 0$ erfüllt ist, wird der vom Fahrer vorgegebene Lenkwinkel δ^{drv} an die Lenkanlage weitergeleitet, d. h. es gilt $\delta = \delta^{drv}$. Trifft der Systemzustand auf $\partial\mathcal{G}$, so wird auf $\delta = \delta^{inv}$ umgeschaltet. Die Winkel-Berechnungseinheit liefert den Invarianzwinkel δ^{inv} so, dass die Systemtrajektorie das Gebiet \mathcal{G} nicht verlässt und gleichzeitig die Differenz zum

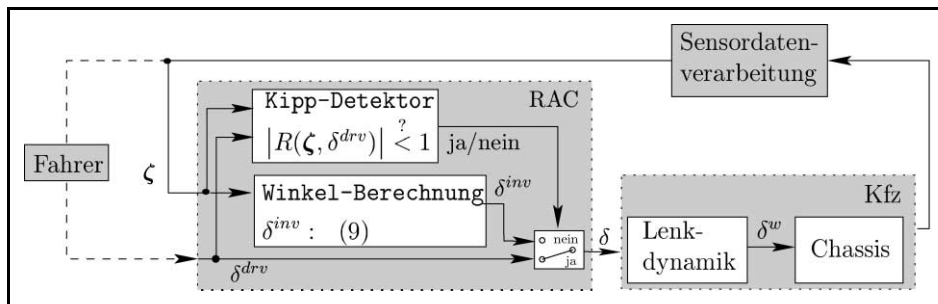


Bild 4: Struktur des RAC und Anordnung im Lenkregelkreis. Die Schnittstelle zum Fahrer ist gestrichelt eingezeichnet.

vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel minimiert. Dabei geht die Lenkung nur dann auf den Invarianzregler über, wenn der Systemzustand auf $\partial\mathcal{G}$ stößt und der vom Fahrer vorgegebene Lenkwinkel zu einem Verlassen von \mathcal{G} führen würde. Um die Differenz zwischen dem vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel und dem Invarianzwinkel zu minimieren, führt diese Umschaltstrategie dazu, dass der Systemzustand auf $\partial\mathcal{G}$ gleitet, d. h. dass

$$\Upsilon(\zeta, \delta^{inv}) = 0 \tag{9}$$

gilt, siehe Bild 5. Aus der im Allgemeinen auftretenden Lösungsvielfalt wird δ^{inv} so gewählt, dass die Differenz zwischen dem vom Fahrer eingestellten Lenkwinkel δ^{drv} und dem Invarianzwinkel δ^{inv} noch weiter minimiert wird, d. h.

$$\delta = \arg \min_{\delta^{inv}} (\delta^{drv} - \delta^{inv})^2$$

unter der Nebenbedingung (9).

Sobald der vom Fahrer eingestellte Lenkwinkel δ^{drv} so gewählt ist, dass am momentanen Zustandspunkt ζ die Bedingung $\Upsilon(\zeta, \delta^{drv}) < 0$ gilt, wird die Lenkung auf den Fahrer zurückgeschaltet. Die beschriebene RAC-Strategie stellt damit eine geschaltete, nichtlineare Zustandsregelung dar.

Berücksichtigung einer Lenkdyamik

Das bisher beschriebene Vorgehen setzte vereinfachend voraus, dass der Lenkwinkel der Vorderräder δ^w verzögerungsfrei auf den Wert des vom RAC berechneten Invarianzwinkels δ^{inv} eingestellt werden kann. Bei Berücksichtigung

der Lenkdyamik (8) kann der Überschlags-Koeffizient $R(\zeta, \delta^w)$ jedoch erst verzögert beeinflusst werden. Der Invarianz-Regler muss daher bereits die Lenkung übernehmen, bevor der Systemzustand auf $\partial\mathcal{G}$ trifft. Dazu wird ein zweites, kleineres und vollständig in \mathcal{G} enthaltenes Gebiet

$$\hat{\mathcal{G}} = \{(\zeta, \delta^w) \mid \Upsilon(\zeta, \delta^w) \leq -\varepsilon\}$$

definiert, wobei die Reserve ε eine kleine, noch zu bestimmende, positive Zahl ist, siehe Bild 6. Im Unterschied zum vorher diskutierten Fall wertet der Kipp-Detektor aus Bild 4 nun aus, ob sich (ζ, δ^w) innerhalb von $\hat{\mathcal{G}}$ (anstatt von \mathcal{G}) befindet. Natürlich wirkt das Eingreifen des RAC aufgrund der Lenkdyamik modellierenden Totzeit $T_d > 0$ auch mit dem neuen Gebiet $\hat{\mathcal{G}}$ erst verzögert, so dass im Allgemeinen der Systemzustand $\hat{\mathcal{G}}$ verlässt. Die Reserve ε wird aber im RAC-Entwurfsprozess automatisch so dimensioniert, dass der Systemzustand das größere Gebiet \mathcal{G} nicht verlassen kann und damit ein Umkippen des Kfz verhindert wird.

Zeitdiskrete Implementierung

Im Hinblick auf eine Regler-Implementierung wird nun von einer zeitdiskreten Arbeitsweise mit der festen Abtastzeit Δt ausgegangen. Dabei gilt die Schreibweise $t_k = k \Delta t$ mit $k \in \{0, 1, 2, \dots\}$.

Ohne Beschränkung der Allgemeinheit wird angenommen, dass zwischen dem Zeitpunkt, an dem der Kipp-Detektor auf den RAC umschaltet und dem Anliegen des

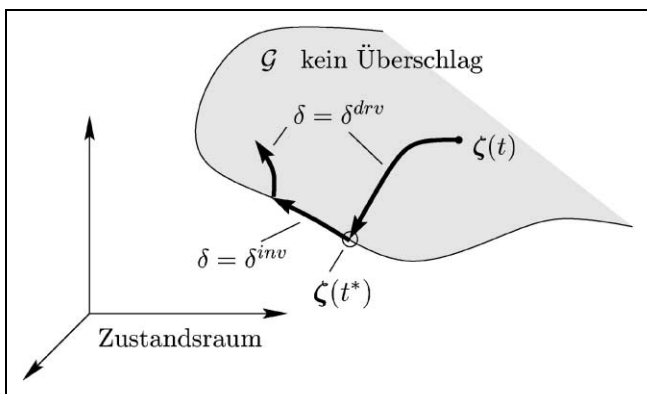


Bild 5: Prinzip der Invarianz-Regelung im Falle einer Überschlagsvermeidung.

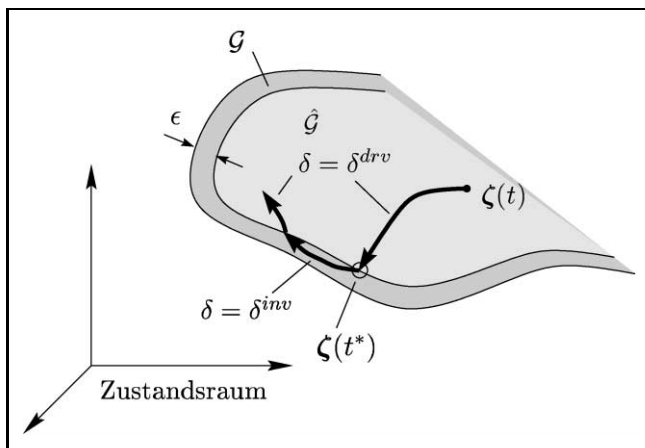


Bild 6: Der dunkle Streifen $\mathcal{G}/\hat{\mathcal{G}}$ berücksichtigt den Einfluss der Lenkdyamik.

Invarianzwinkels δ^{inv} an den Rädern die Zeit

$$\tau = T_d + \Delta t \tag{10}$$

vergehe. Dabei berücksichtigt Δt die Rechenzeit für δ^{inv} . Unter dieser Annahme liegt also der vom RAC zum Zeitpunkt t_k kommandierte Lenkwinkel δ^{inv} erst zum verspäteten Zeitpunkt $t_k + \tau$ an den Vorderrädern an. Um den zu diesem Zeitpunkt für Invarianz notwendigen Invarianzwinkel berechnen zu können, müsste die Berechnungseinheit den Systemzustand zum zukünftigen Zeitpunkt $t_k + \tau$ kennen. Dieses Kausalitätsproblem kann gelöst werden, indem der vom Zeitpunkt t_k aus erreichbare Zustandsraumbereich berechnet wird. Auf diesem Zustandsraumbereich kann der für Invarianz von \mathcal{G} konservativste Lenkwinkel berechnet werden, wodurch Robustheit hinsichtlich des Kausalitätsproblems gewährleistet ist. Der erreichbare Zustandsraumbereich kann dabei durch den Einsatz prädiktiver Verfahren weiter eingegrenzt werden, um so stark konservative Ergebnisse für δ^{inv} zu vermeiden. Da in den meisten praktischen Anwendungsfällen jedoch die Lenkdynamik wesentlich schnellere Zeitkonstanten als die Chassis-Dynamik aufweist, kann die Näherung

$$\Upsilon(t_k) \approx \Upsilon(t_k + \tau) \tag{11}$$

angenommen werden, so dass das beschriebene Kausalitätsproblem nur vernachlässigbaren Einfluss besitzt.

Darüber hinaus wird ohne Beschränkung der Allgemeinheit angenommen, dass ein Überschreiten des Schwellwerts $|1 - \varepsilon|$ erst mit einer Verspätung von bis zu einer Abtastzeit Δt erkannt wird. Um unter diesen Voraussetzungen Invarianz von \mathcal{G} zu gewährleisten, muss ε mindestens so groß gewählt werden, wie die maximale Änderung \dot{R}^{max} des Überschlags-Koeffizienten $R(t)$ während einer Zeitspanne von $\tau + \Delta t = T_d + 2\Delta t$ beträgt. Da \mathcal{G} nicht begrenzt ist, muss der Suchbereich des Zustandsraums (ζ, δ^w) bei der Berechnung von \dot{R}^{max} auf ein begrenztes Gebiet eingeschränkt werden. Ein entsprechendes beschränktes Gebiet wird mit \mathcal{M} bezeichnet und kann zum Beispiel durch die Einschränkung der einzelnen Elemente des Zustandsvektors auf technisch bedingte Höchstwerte (wie zum Beispiel die Maximalgeschwindigkeit des Kfz) festgelegt werden. Damit kann der folgende Satz zur Überschlagsvermeidung von Kraftfahrzeugen formuliert werden:

Satz 1 *Betrachtet wird ein Kfz mit nichtlinearer Chassis- und Lenkdynamik (7), (8) sowie einem Reifenmodell so, dass der zugehörige Überschlags-Koeffizient $R(t)$ stetig verläuft. Es seien die konstanten Zeiten Δt und T_d , sowie die maximale Änderung von \dot{R} im beschränkten Randbereich $(\mathcal{G} \setminus \hat{\mathcal{G}}) \cap \mathcal{M}$ gemäß*

$$\dot{R}^{max} = \max_{(\zeta, \delta^w)} \dot{R}(\zeta, \delta^w) \quad \text{mit} \quad (\zeta, \delta^w) \in (\mathcal{G} \setminus \hat{\mathcal{G}}) \cap \mathcal{M} \tag{12}$$

und die daraus berechnete Reserve

$$\varepsilon = \dot{R}^{max} (T_d + 2 \Delta t) \tag{13}$$

gegeben². Weiterhin sei T_d klein gegenüber den Zeitkonstanten der Chassis-Dynamik, d.h. Näherung (11) sei zulässig.

Wird für alle Zeitpunkte t_k , bei denen $(\zeta(t_k), \delta^w(t_k)) \in \mathcal{G} \setminus \hat{\mathcal{G}}$ gilt, der Invarianzwinkel δ_k^{inv} gemäß der impliziten Bestimmungsgleichung

$$\delta_k^{inv} : \Upsilon(\zeta, \delta_k^{inv}) = -\varepsilon \tag{14}$$

gewählt, so haben die Räder des betrachteten Fahrzeugs stets Bodenkontakt.

Beweis von Satz 1. Es wird gezeigt, dass \mathcal{G} invariant ist, d.h. dass für alle Zeitpunkte $\Upsilon < 0$ gilt. Dazu wird angenommen, dass die Trajektorie $\hat{\mathcal{G}}$ zum Zeitpunkt t^* innerhalb des Abtastintervalls $t_{k-1} \leq t^* < t_k$ verlasse. Der zeitdiskrete Regler erkennt dies nach Ablauf einer Zeitspanne kleiner Δt zum Zeitpunkt t_k , und es folgt mit (10) und (13) für die Invarianzfunktion $\Upsilon(t_k)$ die Abschätzung

$$\begin{aligned} \Upsilon(t_k) &\leq \Upsilon(t^*) + \dot{R}^{max} \Delta t = -\varepsilon + \dot{R}^{max} \Delta t = \\ &= -\dot{R}^{max} (T_d + 2\Delta t) + \dot{R}^{max} \Delta t = -\dot{R}^{max} \tau < 0 . \end{aligned} \tag{15}$$

Zum Zeitpunkt $t = t_k$ wird gemäß Satz 1 der Invarianzwinkel δ_k^{inv} so gewählt, dass (14) gilt. Dies wirkt sich wegen der angenommenen Totzeit τ erst zum Zeitpunkt $t_k + \tau$ aus. Während dieser Zeit, d.h. für $t_k \leq t < t_k + \tau$ ist jedoch durch die spezielle Wahl von ε Invarianz von \mathcal{G} gesichert, da sich unter Berücksichtigung von (15) die Ungleichung

$$\Upsilon(t) < \Upsilon(t_k) + \dot{R}^{max} \tau = 0 \tag{16}$$

ergibt. Zum Zeitpunkt $t = t_k + \tau$ gilt wegen (8) und (11) für die Invarianzfunktion

$$\begin{aligned} \Upsilon(t_k + \tau) |_{\delta^w(t_k + \tau) = \delta_k^{inv}} &\leq \Upsilon(t_k) |_{\delta^w(t_k + \tau) = \delta_k^{inv}} + \\ &= \dot{R}^{max} \tau \stackrel{(11)}{=} -\varepsilon + \dot{R}^{max} \tau = -\dot{R}^{max} \Delta t < 0 . \end{aligned} \tag{17}$$

Setzt man dieses Ergebnis in der Berechnung des darauffolgenden Intervalls $t_k + \tau \leq t < t_{k+1} + \tau$ ein, so ist die Invarianzbedingung gleichfalls erfüllt:

$$\Upsilon(t, \delta_{k+1}^{inv}) < \Upsilon(t_k + \tau, \delta_k^{inv}) + \dot{R}^{max} \Delta t \leq 0 . \tag{18}$$

Damit ist gezeigt, dass zu allen Zeitpunkten $t \geq t^*$, in denen der Invarianzregler das Kfz lenkt, die Invarianzfunktion Υ negativ ist, woraus Invarianz von \mathcal{G} folgt.

Anmerkung 2 (Robustheit der Regelung.)

Bisher wurde nur der Nominalfall betrachtet, d.h. alle Parameter des Fahrzeugs wurden als exakt bekannt vorausgesetzt. Satz 1 kann jedoch auch auf den Fall unsicherer physikalischer Parameter mit bekannten oberen und unteren Schranken erweitert werden. Dazu wird in der Berechnung von \dot{R}^{max} in (12) für jeden Zustandspunkt $(\zeta, \delta^w) \in \mathcal{G} \setminus \hat{\mathcal{G}}$ diejenige unsichere Parameterkombination verwendet, bezüglich der \dot{R} ein Maximum besitzt, d.h. die

²Die Ableitungsoperation bezüglich der Zeit in (12) bei Knickstellen von $R(t)$ werden als die jeweilige Menge von rechts- und linksseitigen Ableitungen bzgl. der Zeit verstanden.

unsicheren Parameter werden durch entsprechende marginale Funktionen ersetzt [12]. Dies führt praktisch zu einer Erhöhung der Reserve ε .

Durch einen zusätzlichen Totzeitterm auf der rechten Seite von (13) lässt sich bei der Bestimmung von ε auch der Einfluss dynamischer Fehler bei der Systemzustandsschätzung berücksichtigen.

4 Experimental-Aufbau

Zur Untersuchung des in Abschnitt 3.2 vorgestellten RAC im Fall *nicht vorab bekannter* Lenkmanöver eines menschlichen Fahrers im geschlossenen Regelkreis wurde die Regelung in einem selbst entwickelten Fahrsimulator getestet. Mit einem Lenkhebel kann der Fahrer in einer virtuellen 3-D Welt ein virtuelles Fahrzeug lenken. Die Geschwindigkeit des Fahrzeugs wird dabei mittels eines heuristisch gewählten Reglers [11] auf $v = 50$ km/h konstant gehalten. Dadurch wird der durch die nicht modellierte Nickbewegung (siehe Abschnitt 2) des Fahrzeugs verursachte Fehler klein gehalten.

Die virtuelle Umgebung in Bild 7 zeigt die Sicht des Fahrers durch die Frontscheibe des Fahrzeugs auf ein abstrahiertes Fahrerszenario sowie ein virtuelles Lenkrad ①. Pylonen ② stellen auf einer zweispurigen Straße Hindernisse dar, denen der Fahrer ausweichen soll. Die Neigung des Horizonts ③ während der Fahrt entspricht der Kabinenneigung, also dem Wankwinkel Φ des Fahrzeugaufbaus. Auf dem virtuellen Lenkrad befinden sich zwei Markierungen ④. Die linke, im Bild hellgrau gezeichnete Markierung, gibt den vom Fahrer eingestellten Lenkwinkel δ^{drv} an, die rechte Markierung (dunkelgrau) repräsentiert den gegebenenfalls vom RAC berechneten Invarianzwinkel δ^{inv} . Da der RAC bei normaler Fahrt nicht eingreift, erscheint die rechte Markierung erst in gefährlichen Situationen. Am unteren Bildschirmrand befindet sich ein horizontaler Balken ⑤, dessen Länge proportional dem momentanen Überschlags-Koeffizienten R ist und damit eine weitere graphische Darstellung der momentanen Kippsituation des Kfz darstellt.

Dem Fahrer werden über den aktiven Lenkhebel haptisch zusätzliche Informationen über die Größe von R vermittelt.

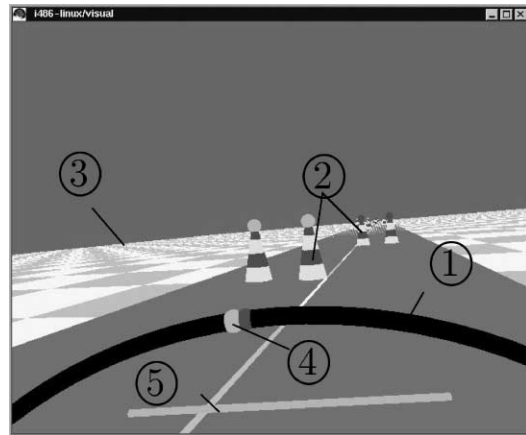


Bild 7: 3-D Simulationsumgebung: Straße mit Pylonen und virtuelles Lenkrad mit Markierung.

Bei den Versuchen zeigte sich, dass diese Information dem Fahrer dabei hilft, die komplexe Dynamik des Fahrzeugs besser zu verstehen. So wurde dem Fahrer ein Drehmoment M_L vermittelt, das vom Überschlags-Koeffizienten gemäß der Momentenkennlinie

$$M_L = (e^{-10(R+1)} - e^{-10(-R+1)}) M_L^{\max} \quad (19)$$

abhängt. Das maximale Hebelmoment M_L^{\max} wurde dabei zu 3,8 Nm gewählt und damit gewährleistet, dass der Fahrer den Hebel über einen längeren Zeitraum ohne Anstrengung halten konnte. Durch diesen momentengesteuerten Lenkhebel spürt der Fahrer bei Manövern im Grenzbereich zum Kippen die drohende Kippgefahr durch eine exponentiell anwachsende und der Lenkbewegung entgegenwirkende Lenkhebel-Kraft. Der Fahrer erfährt daher eine signifikant harte Rückmeldung bei Überschreitung der Kippgrenze. Bei den damit durchgeführten Experimenten zeigte sich, dass diese haptische Information zu einem besseren Verständnis der komplexen nichtlinearen Dynamik des Fahrzeugs beiträgt und der Fahrer effizienter kippgefährliche Situationen bewältigen kann.

Aufgrund der benötigten Echtzeit-Rechenleistung wurde die gesamte Simulation auf drei verschiedene PCs verteilt, die über TCP-Sockets miteinander kommunizieren, Bild 8. Rechner 1 wird ausschließlich für die Fahrzeugsimulation und die Invarianz-Regelung verwendet [11]. Für

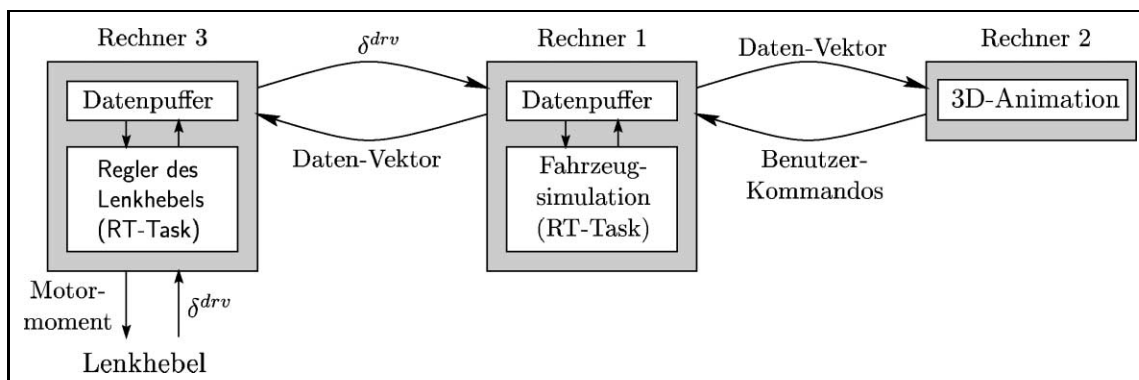


Bild 8: Kommunikations-Schema der Rechner der Simulationsumgebung.

die Animation ist Rechner 2 zuständig, während Rechner 3 die Momentenregelung des Lenkhebels übernimmt. Nachfolgend wird ein mit diesem Fahrsimulator durchgeführtes Experiment beschrieben.

5 Experimentelle Ergebnisse

Den Experimenten liegen die Fahrzeugdaten aus Tabelle 1 zugrunde. Die Abtastzeit wurde zu $\Delta t = 0,01$ s gewählt. Die Lenkdynamik wurde für die Simulation als PT₂-System mit Kennkreisfrequenz 10π rad/s und Dämpfung $2/\sqrt{2}$ modelliert. Das Ergebnis der Optimierung von (12) wurde heuristisch zu $\epsilon = 0,1$ überabgeschätzt. Außerdem zeigte sich in den Experimenten, dass die Annahme einer schnellen Lenkdynamik und damit (11) zulässig ist.

Das simulierte Fahrzeug beginnt aufgrund seiner geringen Spurbreite $T = 0,93$ m und des hohen Schwerpunkts der Zusatzmasse im Vergleich zu realen Fahrzeugen schon bei geringeren Lenkeinschlägen zu kippen. Wie im Folgenden gezeigt wird, kann der RAC selbst bei diesem kippgefährdeten Fahrzeug Bodenkontakt aller Reifen garantieren.

Bild 9 zeigt ein vom Fahrer gelenktes Slalom-Manöver, wobei drei Hindernisse umfahren werden. Der zugehörige, vom Fahrer vorgegebene Winkel δ^{drv} ist in Bild 10 unten als durchgezogene Linie aufgetragen. Sobald der Betrag des Überschlags-Koeffizienten, dargestellt in Bild 10 oben, den Schwellwert $|1 - \epsilon|$ übersteigt, wird der Invarianz-Regler aktiv und wählt den in Bild 10 unten gestrichelt dargestellten Lenkwinkel δ^{inv} . Der für die Kippvermeidung benötigte maximale Lenkwinkelschlag bleibt dabei innerhalb realistischer Grenzen. Aufgrund der Lenkdynamik überschreitet $|R|$ zwar den Schwellwert $|1 - \epsilon|$, allerdings ist zu erkennen, dass ϵ ausreichend groß gewählt ist und \mathcal{G} invariant bleibt. Zu beachten ist, dass bei diesem

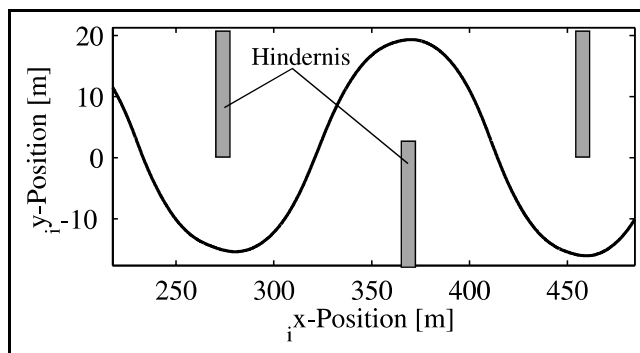


Bild 9: Gefahrene Trajektorie.

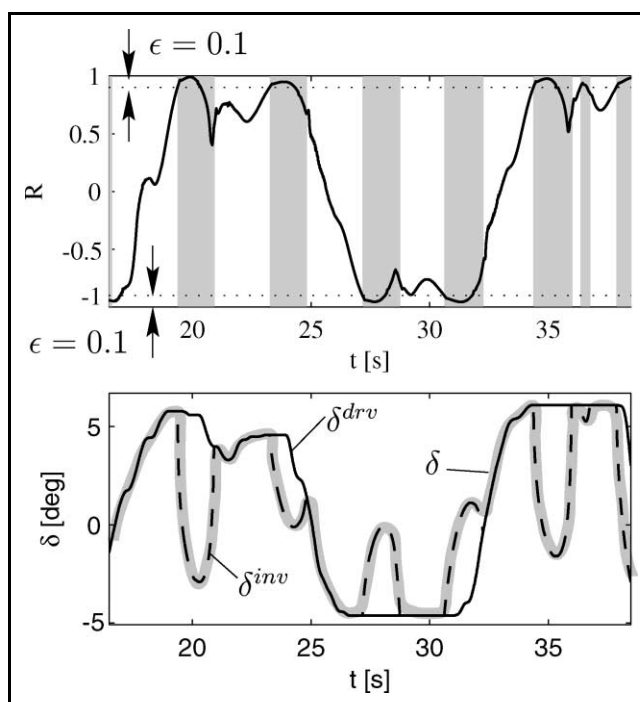


Bild 10: Simulationsergebnisse. Oben: Verlauf des Überschlags-Koeffizienten $R(t)$; Zeitbereiche, in denen der RAC aktiv ist, sind grau gekennzeichnet. Unten: Vom Fahrer gewählter Lenkwinkel δ^{drv} , Invarianzwinkel δ^{inv} und wirksamer Lenkwinkel δ .

Tabelle 1: Fahrzeugdaten.

Masse des Fahrzeugs	$m = 14300$ kg
Masse des Fahrwerks	$m_1 = 1813$ kg
Masse des Aufbaus	$m_2 = 12487$ kg
Gesamtlänge	$l = 3,49$ m
Abstand Vorderachse S	$l_f = 1,95$ m
Abstand Hinterachse S	$l_r = 1,54$ m
Höhe von T über der Kippachse	$h = 1,6$ m
Höhe der Kippachse	$h_R = 0,68$ m
Spurbreite	$T = 0,93$ m
Erdbeschleunigung	$g = 9,81$ m/s ²
Reibungskoeffizient der Straße	$\mu = 0,8$
vordere Kurven-Steifigkeit	$c_f = 582 \cdot 10^3$ N/rad
hintere Kurven-Steifigkeit	$c_r = 783 \cdot 10^3$ N/rad
Kippsteifigkeit	$c_\phi = 457 \cdot 10^3$ Nm/rad
Kippdämpfung	$d_\phi = 100 \cdot 10^3$ N/rad
Kippträgheit der Masse	$J_{2x} = 24201$ kg m ²
gesamte Gier-Trägheit	$J_z = 34917$ kg m ²
Totzeit der Lenkdynamik	$T_d = 0,1$ s
Kippstabilitätsreserve	$\epsilon = 0,1$
Abtastzeit	$\Delta t = 0,01$ s

Manöver ein Fahrzeug ohne RAC umgekippt wäre, sobald der Überschlags-Koeffizient $R(t)$ den Wert $+1$ oder -1 erreicht.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Ein wesentlicher Vorteil des vorgestellten Regelungsverfahrens zur Überschlagsvermeidung gegenüber anderen Methoden liegt darin, dass Vorschriften zur Bestimmung des für Stabilität notwendigen Schwellwerts ϵ zur Verfügung stehen und damit Stabilität des RAC sichergestellt werden kann. Darüber hinaus erfolgt die Berechnung des Invarianzwinkels δ^{inv} im geschlossenen Regelkreis, also abhängig vom momentanen Systemzustand. Dadurch wird das Eingreifen des RAC in die Lenkfreiheit des Fahrers auf ein Minimum bei gleichzeitig garantierter Überschlagsvermeidung reduziert. Des Weiteren ist der RAC-Entwurf nicht auf li-

neare Fahrzeugmodelle beschränkt, sondern kann, wie im vorliegenden Beitrag durchgeführt, auch auf nichtlineare Fahrzeugmodelle angewendet werden. Ein weiterer Vorteil von Invarianzregelung zur Überschlagsvermeidung ist die Möglichkeit der Einbeziehung von Verzögerungen und Parameterperturbationen in den Reglerentwurf.

Zukünftige Arbeiten sind zur Verbesserung der haptischen Schnittstelle zum Menschen nötig: Da die rückgekoppelte Kraft nicht der bei realen Fahrzeugen üblichen Kraft entspricht, konnten die Testpersonen diese Kraft erst nach einiger Übung richtig interpretieren und die dadurch gewonnene zusätzliche Information zum Lenken nutzen. Dazu ist eine Überlagerung der hier gewählten Momentenkennlinie mit den tatsächlich am Reifen anliegenden Kräften und Momenten denkbar.

Neben diesen Verbesserungen der Schnittstelle zum Fahrer ist durch das Einbeziehen der Längsbeschleunigung bzw. der Verzögerung als weitere Eingangsgröße in den RAC eine Verbesserung des Fahrverhaltens zu erwarten. Durch Reduzierung der Fahrzeuggeschwindigkeit verringert sich während eines Kurvenfahrmanövers die Querbeschleunigung, so dass sich tendenziell die gleiche Wirkung wie bei der hier durch den RAC bewirkten Rücknahme des Lenkwinkels ergibt. Dadurch könnte der kippfreie Kurvenradius des Fahrzeugs verringert werden, was zum einen eine langsamere Ausweichreaktion des Fahrers zum ändern auch bei weniger breiten Straßen ein erfolgreiches Ausweichmanöver erlauben würde.

Im vorgestellten Experiment wurde die Kippstabilitätsreserve ε heuristisch festgelegt, so dass eine Implementierung der dafür existierenden Optimierungsvorschrift (12) noch durchzuführen ist. Dabei muss überprüft werden, wie konservativ, d. h. wie groß der damit berechnete Wert der Reserve ε ausfällt. Da das Regelungsverfahren modellbasiert ist, ist ein robuster Entwurf notwendig. Dies ist prinzipiell möglich, führt jedoch ebenfalls zu einer Vergrößerung der Reserve ε . Des Weiteren ist die Verfügbarkeit aller Zustandsvariablen des Fahrzeugs, sowie das „steer-by-wire“-Verfahren ein noch nicht vollständig gelöstes technisches Problem.

Danksagung

Die Autoren danken den Herren Christian Schweiger, Diplomand am LSR, und Dirk Odenthal, DLR Oberpfaffenhofen, für nützliche Hinweise und Anregungen. Diese Arbeit wurde teilweise mit Unterstützung der Deutschen Forschungsgemeinschaft im Rahmen des SFB 453, Wirklichkeitsnahe Telepräsenz und Teleaktion, an der TU München durchgeführt.

Literatur

- [1] A. T. van Zanten, R. Erhard, and G. Pfaff, „VDC, The Vehicle Dynamics Control System of Bosch,“ in *Advancements in ABS/TCS and Brake Technology (SP-1075)*, (Detroit, Michigan), pp. 9–26, 1995.
- [2] R. C. Lin, D. Cebon, and D. J. Cole, „Optimal roll control of a single-unit lorry,“ in *Proc. IMechE*, vol. 210, part D, pp. 45–55, 1996.

- [3] D. Odenthal, T. Bünte and J. Ackermann, „Nonlinear Steering and Braking Control for Vehicle Rollover Avoidance,“ in *Proceedings of European Control Conference*, (Karlsruhe), 1999.
- [4] C. Jung and W. Hirschberg, „Payload monitoring as one basis for commercial vehicle dynamics,“ in *Seminar Understanding Human Monitoring and Assessment*, (Delft), 1997.
- [5] W. Hirschberg, H. Weinfurter, und C. Jung, „Ermittlung der Potenziale zur Lkw-Stabilisierung durch Fahrdynamiksimulation,“ in *VDI-Kongress Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau*, (Würzburg), 2000.
- [6] J. Mareczek and M. Buss, „Preliminary Studies on Geometric Invariance Control Synthesis,“ in *Proceedings of European Control Conference*, (Karlsruhe, Germany), 1999.
- [7] J. Mareczek, M. Buss, and G. Schmidt, „Sufficient Conditions for Invariance Control of a Class of Nonlinear Systems,“ in *Proceedings of the 39th IEEE Conference on Decision and Control*, (Sydney, Australia), December 2000.
- [8] P. Riekert und T. E. Schunck, „Zur Fahrmechanik des gummibereiteten Kraftfahrzeugs,“ *Ingenieur Archiv*, vol. 11, pp. 210–224, 1940.
- [9] L. Segel, „Theoretical prediction and experimental substantiation of the response of the automobile to steering control,“ in *Proc. IMechE*, pp. 310–330, 1956–1957.
- [10] M. Mitschke, *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, vol. C. Berlin, Springer-Verlag, 1990.
- [11] D. Wollherr, „Robuste Lenkregelung für Ausweichmanöver eines Kraftfahrzeugs,“ Diplomarbeit, Lehrstuhl für Steuerungs- und Regelungstechnik, Technische Universität München, 2000.
- [12] J. Mareczek and M. Buss, „Robust Stabilization of SISO Non-Minimum Phase Nonlinear Systems,“ in *Proceedings of the IEEE Conference on Decision and Control*, (Phoenix, AZ), pp. 2494–2595, 1999.

Manuskripteingang: 2. Februar 2001.

Dipl.-Ing. Jörg Mareczek ist Entwicklungsingenieur bei der Fa. Diehl in Nürnberg. Hauptarbeitsgebiet: Flugregelung, robuste Regelung unteraktuierter, nichtlinearer Systeme.

Adresse: Diehl Munitionssysteme GmbH & Co. KG, Werk Röthenbach, Fischbachstraße 16, D-90552 Röthenbach a. d. Pegnitz, E-Mail: joerg.mareczek@ieee.org

Dipl.-Ing. Dirk Wollherr ist wissenschaftlicher Mitarbeiter im Fachgebiet Regelungssysteme am Institut für Energie- und Automatisierungstechnik, Fakultät IV – Elektrotechnik und Informatik, Technische Universität Berlin. Hauptarbeitsgebiete: Nichtlineare Regelung, Haptische Feedback-Regelungen.

Adresse: Technische Universität Berlin, Sekr. EN11, Einsteinufer 17, D-10587 Berlin, www.rs.tu-berlin.de, E-Mail: Dirk.Wollherr@tu-berlin.de

Prof. Dr.-Ing./Univ. Tokio Martin Buss ist Leiter des Fachgebiets Regelungssysteme am Institut für Energie- und Automatisierungstechnik, Fakultät IV – Elektrotechnik und Informatik, Technische Universität Berlin. Hauptarbeitsgebiet: Hybrid diskret-kontinuierliche Systeme, Optimierung von Regelungssystemen, Nichtlineare Systeme, Mensch-Maschine-Systeme.

Adresse: Technische Universität Berlin, Sekr. EN11, Einsteinufer 17, D-10587 Berlin, www.rs.tu-berlin.de, E-Mail: Martin.Buss@tu-berlin.de

Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. Günther Schmidt ist Inhaber des Lehrstuhls für Steuerungs- und Regelungstechnik an der Technischen Universität München. Hauptarbeitsgebiete: Methoden der Automatisierungstechnik, Robotik und Neuroprothetik.

Adresse: Technische Universität München, Lehrstuhl für Steuerungs- und Regelungstechnik, D-80290 München, http://www.lsr.e-technik.tu-muenchen.de, E-Mail: Guenther.Schmidt@ei.tum.de