

# Entwicklung eines Simulationswerkzeuges zur Analyse, Bewertung, Auswahl und Dimensionierung von Lenksystemen für Routenzüge

Development of a simulation tool for analyzing, evaluating, selecting and dimensioning steering systems of tugger trains

Joshua Graf  
Johannes Hinckeldeyn  
Jochen Kreuzfeldt

Institut für Technische Logistik  
Technische Universität Hamburg

**B**edingt durch den Trend zur getakteten Versorgung mehrerer Produktionssinken durch eine einzelne Quelle steigt die Bedeutung von Routenzügen als innerbetriebliches Transportmittel. Ein wichtiges Gütekriterium bei dem Einsatz von Routenzügen ist ein möglichst geringer Flächenverbrauch beim Manövrieren, der durch eine maximale Spurtreue verbunden mit einem minimalen Kurvenradius erreicht wird. Maßgeblichen Einfluss auf diese Größen nimmt das in den Anhängern eines Routenzugs verbaute Lenksystem. Bei der Entwicklung von Routenzügen ist es deshalb entscheidend, zunächst ein optimales Lenksystem für den konkreten Anwendungsfall zu wählen und dieses anschließend adäquat zu dimensionieren. Dieser Beitrag beschreibt die Entwicklung eines Simulationswerkzeuges zur Analyse und Bewertung der Lenksysteme beliebig langer Routenzüge anhand deren Spurtreue über den gesamten Verlauf verschiedener Kurven hinweg. Darüber hinaus soll das Simulationswerkzeug die Bestimmung des optimalen Lenksystems mit zugehöriger Dimensionierung bereits im frühen Entwicklungsprozess ermöglichen.

[Schlüsselwörter: Routenzug, Simulation, Spurtreue, Entwicklung, Optimierung, Lenkung]

**T**he importance of tugger trains in internal logistics has grown steadily, due to the trend towards a well-timed supply of several production sinks by a single source. A crucial criterion of quality when using tugger trains is the lowest possible consumption of space in factory or logistical site during maneuvering. This can be achieved through a maximum directional stability combined with a minimum turning radius. These parameters are significantly influenced by the steering system installed in the trailers of the tugger trains. It is therefore necessary to select an optimal steering system for the spe-

cific application and subsequently dimension its parameters of design adequately. This article describes the development of a simulation tool for analyzing and evaluating the steering systems of tugger trains based on their directional stability over the entire course of different curves. This simulation tool is designed to determine an optimal steering concept with appropriate parameters of design already in the early phase of development.

[Keywords: tugger train, simulation, directional stability, development, optimization, steering]

## 1 EINLEITUNG

Der Routenzug ist und bleibt ein wichtiges Werkzeug zur Erhöhung von Effizienz und Transparenz interner Transportprozesse. Bereits in der Routenzug Studie 2012 wurde ein Trend zum verstärkten Einsatz von Routenzügen festgestellt [GKG12]. Die Popularität von Routenzügen hat indes im Verlauf der vergangenen fünf Jahre weiter zugenommen [LKG17].

Bei Routenzügen handelt es sich um einen Verbund bestehend aus einem Schleppfahrzeug und einem oder mehreren Anhängern [VDI16a]. Ein Ziel des Einsatzes von Routenzügen ist das Einsparen von Wegen durch die Bündelung von Transporten; dies insbesondere bei vielen Bereitstellorten und über weite Strecken [VDI16b]. Weiterhin erhoffen sich Unternehmen zusätzliche Einsparungen durch einen geringeren Einsatz von anderen Transportfahrzeugen [Log11] und durch eine mögliche Reduzierung von Umlaufbeständen aufgrund einer kontinuierlichen Materialversorgung [SM14].

Die Planung von Routenzugsystemen ist eine komplexe Aufgabe, die konstruktive, organisatorische und Prozessgegebenheiten berücksichtigen muss [SGK13]. Eine

besondere Rolle spielt dabei der erzielbare minimale Flächenverbrauch eines Routenzugs, da sich dieser unmittelbar auf das Layout einer Produktions- oder Logistikeinrichtung auswirkt [VDI16b]. Damit bestimmt die konstruktive Gestaltung eines Routenzugs letztlich indirekt die erzielbaren Verbesserungspotentiale, die sich Unternehmen durch den Einsatz von Routenzügen eröffnen.

## 1.1 BEDEUTUNG DER LENKSYSTEME VON ROUTENZUGANHÄNGERN

Bei der Entwicklung von Routenzuganhängern nimmt die Auswahl und Gestaltung der Lenksysteme eine wichtige Rolle ein, da diese den Flächenverbrauch von Routenzügen maßgeblich bestimmen. Insbesondere die Fähigkeit von Anhängern, dem Schleppfahrzeug auf einem minimalen Kurvenradius mit möglichst hoher Spurtreue folgen zu können wird als Gütekriterium für Routenzüge angesehen [VDI16b]. Je geringer die Spurtreue des Lenksystems eines Anhängers ist, desto größer ist die Spurbewegung von der Bahnkurve (Trajektorie) des vorausfahrenden Schleppfahrzeuges [UBK14]. Dies impliziert einerseits, dass bei Routenzügen mit größerer Spurbewegung in Kurven und Wendekreisen größere Kurvenradien eingeplant werden müssen und so der Flächenverbrauch steigt. Andererseits kann mit einem geeigneten Lenksystem und geschickt gewählten Konstruktionsparametern der Flächenverbrauch signifikant reduziert werden.

## 1.2 STAND DER TECHNIK UND PROBLEMSTELLUNG

Heute existiert bereits eine Vielzahl von Konzepten zur Anordnung von Lenksystemen und Fahrwerken. Allein die für innerbetriebliche Transportanhänger mit mindestens zwei Achsen geltende VDI-Richtlinie 2406 listet vierzehn unterschiedliche Lösungen für Lenksysteme auf [VDI13]. Weitere grundlegende Lenksysteme werden darüber hinaus in [Dud05] beschrieben. Dadurch ergibt sich die Frage, wie passende Lenksysteme von Routenzügen und die zugehörigen Konstruktionsparameter zur Dimensionierung dieser Lenksysteme ausgewählt werden können. Die in den einzelnen Lenksystemen verwendete Anordnung von Bauteilen sowie die den Bauteilen zugehörigen Konstruktionsparameter zur detaillierten Dimensionierung und Auslegung lassen den Lösungsraum auf eine unüberschaubare Vielzahl möglicher Konstruktionen anwachsen. Die daraus entstehende Komplexität lässt sich nicht durch analytische Ansätze lösen, so dass andere Ansätze zur Analyse, Bewertung und Auswahl der Lenksysteme von Routenzügen gefunden werden müssen.

In der Vergangenheit wurden deshalb bereits verstärkt Simulationen zur Planung und Auslegung von Routenzügen eingesetzt. Einerseits existieren Arbeiten zur Organisation und Prozessgestaltung von Routenzügen. Beispielhaft sind hier die Arbeiten von [SGK13] und [MS15] zu nennen. Diese Arbeiten erkennen zwar die Bedeutung des Lenksystems für den Einsatz von Routenzügen an, legen

aber ihren Schwerpunkt auf die Einbindung von Routenzügen in den gesamten Logistikprozess ohne eine detailliertere Betrachtung der Konstruktion vorzunehmen.

Zur Simulation von Routenzuganhängern unter Berücksichtigung der Lenkstruktur wurden grundlegende Arbeiten von [PUK13] und [UBK14] durchgeführt. Die beiden Arbeiten bewerten die Lenksysteme von Routenzügen anhand des simulierten Nachlaufverhaltens der Anhänger und der sich daraus ergebenden Spurbewegungen. Um jedoch einen ausführlichen Vergleich oder eine Optimierung der Dimensionierung verschiedener Lenksysteme durchführen zu können, müssen die in diesen Arbeiten enthaltenen Ansätze jedoch noch erweitert werden. So wird bei der Bewertung der Spurtreue in [PUK13] und [UBK14] lediglich die maximale Spurbewegung der Anhänger an einem einzelnen Punkt der Trajektorie betrachtet, wodurch ein Rückschluss auf das Verhalten eines Lenksystems entlang der gesamten Kurve nicht möglich ist. Weiterhin wird in den Simulationen eine 360°-Kurve (auch als stationäre Kreisfahrt bezeichnet) zugrunde gelegt. Der stationäre Zustand einer solchen Kurve wird jedoch in der täglichen Praxis nur selten erreicht, da dort meist 90°-Kurven (beim Abbiegen) und 180°-Kurven (beim Wenden) vorkommen. Bei diesen beiden letztgenannten Kurven befindet sich der Routenzug zum Zeitpunkt des Verlassens der Kurve teilweise noch in einer Einschwingphase, bei der größere Abweichungen bei der Spurverfolgung des Schleppfahrzeuges durch die Anhänger auftreten können als bei einer 360°-Kurve. Neben der Kurvenart ist es oftmals von entscheidender Bedeutung, die Kurvenrichtung (Rechts- oder Linkskurve) zu berücksichtigen, da diese je nach Lenksystem Asymmetrien hinsichtlich des Lenkverhaltens hervorrufen kann. Diese Feststellung ergab sich aus Praxisbeobachtungen, in denen bei Lenksystemen von Routenzuganhängern ein unterschiedliches Lenkverhalten bei Rechts- und Linkskurven festgestellt wurde. Zusammenfassend wird deutlich, dass die Auswirkungen verschiedener Lenksysteme und deren konstruktive Dimensionierung auf das Lenkverhalten von Routenzügen gerade bei 90°- und 180°-Kurven, kombiniert mit der jeweiligen Kurvenrichtung, schwer vorhersagbar sind. Als Gründe dafür sind die komplexe Lenkkinematik der Achsen, die direkte Kopplung von Vorder- und Hinterachse bei Vierrad-Lenksystemen, das kurvenabhängige Lenkverhalten sowie die Aneinanderreihung mehrerer Anhänger zu einem Routenzug zu nennen. Folglich besitzen Simulationen stationärer Zustände nur eine beschränkte Aussagekraft für die Praxis. Außerdem wird in den Simulationen [PUK13] und [UBK14] vereinfachend angenommen, dass bei Vierrad-Achsschenkel-Lenksystemen der Deichselwinkel den Lenkwinkeln der Vorderräder und diese wiederum den Lenkwinkeln der Hinterräder entsprechen. Auf diese Weise kann die Lenkkinematik von Vierrad-Achsschenkel-Lenksystemen nicht exakt nachgebildet werden und es können unterschiedliche Lenksysteme nur eingeschränkt miteinander verglichen werden. Eine auf den Anwendungsfall abgestimmte, individuelle Dimensionierung der Konstruktion

ist so nur schwer möglich. Die derzeit vorhandenen Ansätze zur Simulation und Bewertung von Routenzuglenkungen gilt es daher weiterzuentwickeln.

Ziel dieser Arbeit ist daher die Entwicklung eines neuen Simulationswerkzeuges, welches die Spurabweichung von Routenzügen, in Abhängigkeit der gewählten Lenksysteme mit zugehöriger Dimensionierung, über den gesamten Kurvenverlauf hinweg simulieren und transparent darstellen kann. Darüber hinaus sollen verschiedene Lenksysteme untereinander verglichen, bewertet und optimal hinsichtlich deren Dimensionierung ausgelegt werden können. Hierdurch sollen zukünftig bei der Entwicklung von Routenzügen im Entwicklungsprozess unnötige Iterationen sowie der Bau teurer Prototypen vermieden werden.

Als Ausgangspunkt werden Schleppkurvensimulationen genutzt, wie sie bereits heute in CAD-Programmen für die Automobilentwicklung und Verkehrsplanung unterschiedlich eingesetzt werden. Nähere Beschreibungen hierzu sind beispielsweise in [LM14] zu finden. Die dabei genutzten Ansätze wurden jedoch bisher ausschließlich für Straßenfahrzeuge verwendet. Weiterhin soll durch eine gezielte Variation konstruktiver Parameter eine für den Anwendungsfall geeignete Dimensionierung der Lenksysteme gefunden werden. Damit soll eine Aussage über das am besten geeignete Lenksystem hinsichtlich Spurtreue und minimalem Kurvenradius getroffen werden.

Der Fokus dieser Arbeit liegt primär auf gegenseitigen Vierrad-Achsschenkel-Lenksystemen, da diese häufig bei Routenzügen eingesetzt werden und als äußerst spurtreu, fahrstabil und standsicher gelten [PH13], [VDI13]. Im Rahmen dieser Arbeit werden verschiedene Varianten von Vierrad-Achsschenkel-Lenksystemen simuliert sowie deren Spurtreue über den gesamten Kurvenverlauf quantifiziert und bewertet. Die Lenksysteme basieren hierbei teilweise auf konkret dimensionierten Lenksystemen wie sie beispielsweise in am Markt befindlichen Routenzuganhängern mit sogenannter U-Frame Bauform eingesetzt werden. [LKG17].

Der nachfolgende Beitrag stellt die Entwicklung des Simulationswerkzeuges schrittweise vor. In Abschnitt 2 wird zunächst das Simulationsmodell ausführlich beschrieben. Danach erfolgt in Abschnitt 3 die Darstellung der Bewertungskriterien Spurtreue und Spurabweichung. In Abschnitt 4 wird die simulationsbasierte Optimierung durch eine Variation von Konstruktionsparametern erläutert. Die finalen Simulations- und Optimierungsergebnisse werden anschließend in Abschnitt 5 vorgestellt. Der Beitrag endet in Abschnitt 6 mit einem abschließenden Fazit und einem Ausblick auf weitere Arbeiten.

## 2 BESCHREIBUNG DES SIMULATIONSMODELLS

Das Gesamtmodell setzt sich aus zwei verschiedenen Grundtypen von Modellen zusammen, dem Schlepper- und

dem Anhängermodell. Die Struktur des Gesamtmodells ist in Abbildung 1 dargestellt und setzt sich analog zur Definition eines Routenzugs aus einem Schleppermodell und einer beliebigen Anzahl von Anhängermodellen zusammen.

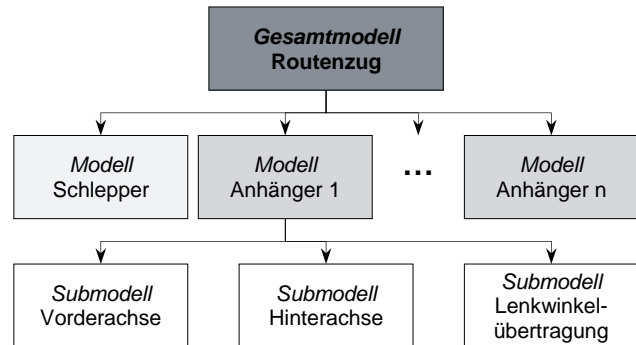


Abbildung 1. Aufbau des Simulationsmodells

Abbildung 1 zeigt überdies, dass sich jedes Anhängermodell wiederum aus den drei Submodellen Vorder-, Hinterachse und Lenkwinkelübertragung zusammensetzt. Für jedes Anhängermodell können die drei Submodelle individuell definiert werden, sodass Routenzüge beliebig mit unterschiedlichen oder identischen Anhängertypen simuliert, analysiert, bewertet und optimiert werden können.

### 2.1 DAS SCHLEPPERMODELL

Der Zweck des Schleppermodells ist Vorgabe und Abbildung von Trajektorien verschiedener Kurvenszenarien in der Simulation. Diesen vorgegebenen Trajektorien laufen die im Gesamtmodell implementierten Anhängermodelle nach. Vom Schlepper wird lediglich der hintere Kopelpunkt, sprich die Kupplung nachgebildet. Die Modellierung des Lenkverhaltens von Schleppern in Abhängigkeit der verwendeten Lenkung ist aus Aufwandsgründen nicht Bestandteil dieses Beitrags. Die Kurvenszenarien werden durch die Kurvenart, die Kurvenrichtung und den Kurvenradius beschrieben. Das Simulationswerkzeug stellt die drei folgenden, grundsätzlich beim Einsatz von Routenzügen auftretenden Kurvenarten für den Kopplungspunkt des Schleppers bereit:

- 90°-Kurve
- 180°-Kurve
- 360°-Kurve (stationäre Kreisfahrt unter Berücksichtigung der instationären Kurveneinfahrt)

Neben diesen Kurvenarten ist es jedoch grundsätzlich möglich, beliebige Trajektorien für den Schlepppunkt in dem Simulationswerkzeug vorzusehen und zu verwenden. Die implementierten Kurvenarten werden nachfolgend in Abbildung 2, Abbildung 3 und Abbildung 4 jeweils beispielhaft als Rechtskurven mit einem Kurvenradius von 2m abgebildet.

Da sich das Lenkverhalten, wie in Abschnitt 1.2 beschrieben, je nach verwendetem Lenksystem, bei Rechts- und Linkskurven unterscheiden kann, können diese Kurvenarten zudem in beide möglichen Kurvenrichtungen durchfahren werden.

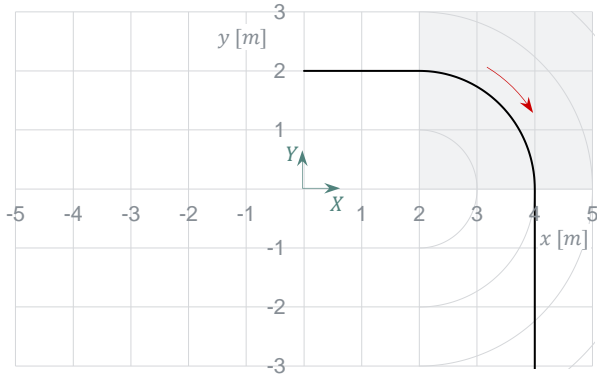


Abbildung 2. 90°-Rechtskurve bei einem Kurvenradius von 2m

Den Abbildungen können die Trajektorien des Schlepppunktes (schwarze Linie), die Kurvenrichtung (roter Pfeil) sowie der Kurvenbereich (graue Schattierung) entnommen werden. Für eine 90°-Rechtskurve wird die Kurve im positiven  $Y$ -Wertebereich angefahren, wodurch der Kurvenbereich im ersten Quadranten liegt. Im Falle einer Linkskurve muss die Trajektorie an der horizontalen  $X$ -Achse gespiegelt werden, sodass die Kurve im negativen  $Y$ -Wertebereich angefahren wird und sich der Kurvenbereich sodann im vierten Quadranten befindet.

Bei 180°-Rechts- und Linkskurven befindet sich gemäß Abbildung 3 der Kurvenbereich im ersten und vierten Quadranten.

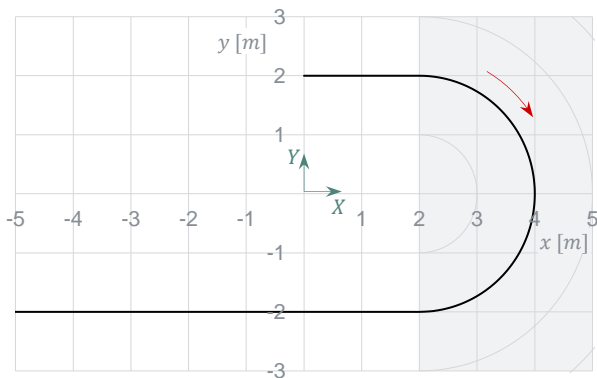


Abbildung 3. 180°-Rechtskurve bei einem Kurvenradius von 2m

Die Kurveneinfahrten erfolgen analog zu den der 90°-Kurven bei Rechtskurven im positiven  $Y$ -Wertebereich und bei Linkskurven im negativen  $Y$ -Wertebereich. Bei einer 360°-Kurve erfolgt die Kurveneinfahrt ebenfalls bei Rechtskurven im positiven und bei Linkskurven im negativen  $Y$ -Wertebereich. Die Kreisfahrt erfolgt so lange, bis

sich eine konstante Spurabweichung bei allen Anhängern des Routenzugs einstellt. Dieser Endzustand der implementierten 360°-Kurve wird auch als stationäre Kreisfahrt bezeichnet [UBK14]. Neben Kurvenart und -richtung können beliebige Kurvenradien eingestellt werden.

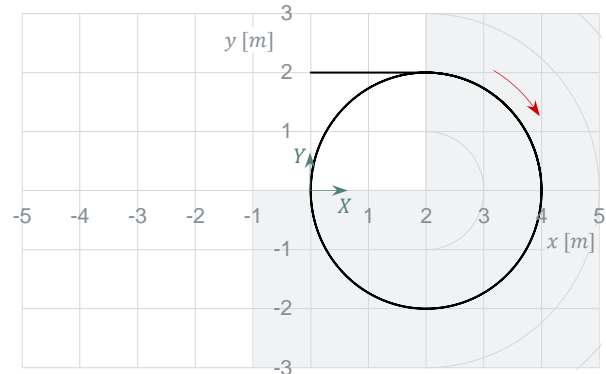


Abbildung 4. 360°-Rechtskurve bei einem Kurvenradius von 2m

Zusätzlich ist es möglich, die Schrittweite für die Schleppertrajektorie zu variieren. Die Schrittweite bestimmt, welchen Weg der Schlepppunkt während eines einzelnen Zeitschritts zurücklegt. Die Schrittweite des Schlepppunktes bestimmt gleichzeitig die Schrittweite der gesamten Simulation. Im Rahmen dieses Beitrags wird eine Schrittweite von 100mm verwendet. Im Kurvenbereich entspricht die Schrittweite der Kreisbogenlänge und bei einem Kurvenradius von 2m, einem Schrittwinkel von  $2,86^\circ$ .

## 2.2 DAS ANHÄNGERMODELL

Der Fokus dieses Beitrags liegt auf der Simulation von Anhängern von Routenzügen. Während im Gesamtmodell die Anzahl der Anhänger festgelegt wird, können im Anhängermodell selbst die Konstruktionsparameter Deichsellänge, Anhängerbreite und -länge sowie der Abstand zwischen Vorder- und Hinterachse definiert werden. Diese Parameter werden für die Simulation des Nachlaufverhaltens der Routenzuganhänger benötigt. Außerdem kann für jeden Anhänger ein individuell kombiniertes Lenksystem, bestehend aus den Submodellen Vorder- und Hinterachse sowie der Lenkwinkelübertragung von der Vorder- zu der Hinterachse gewählt werden. Auf diese Weise können unterschiedliche Anhängertypen und -varianten desselben Typs in einem Gesamtmodell nachgebildet und simuliert werden. Die Simulationsergebnisse dieses Beitrags basieren auf einem Routenzug mit vier Anhängern, da diese Anzahl in der Praxis häufig verwendet wird [GKG12]. Hierbei handelt es sich jeweils um Anhänger desselben Typs, derselben Variante und somit mit identischen Lenksystemen.

Wie in Abschnitt 1.2 beschrieben, werden in diesem Beitrag ausschließlich gegensinnige Vierrad-Achsschenkel-Lenksysteme betrachtet. Diese werden *oftmals* in der Praxis eingesetzt und basieren auf rein mechanischen

Wirkprinzipien. Zusätzlich zu den in diesem Beitrag untersuchten Vierrad-Achsschenkel-Lenkensystemen können jedoch beliebige Lenksysteme simuliert werden. Neben Anhängern mit zwei Achsen, können so ebenfalls Anhänger mit einer Starrachse oder mit neuartigem, innovativem Lenksystem (wie das in [UBK14] beschriebene Lenksystem) mit dem Simulationswerkzeug nachgebildet werden.

### 2.2.1 DIE VORDERACHSMODELLE

Im vorliegenden Beitrag werden zwei Vorderachskonzepte untersucht. Beide Achskonzepte verzichten auf Vorspur, Sturz, Spreizung und Nachlauf.

Das Vorderachsmodell VA ① setzt sich hinsichtlich des Aufbaus aus einem Lenktrapez und einem einseitigen Lenkdreieck zusammen [Sto92]. Abbildung 5 zeigt den Aufbau der Vorderachse mit allen relevanten Größen der Lenkgeometrie.

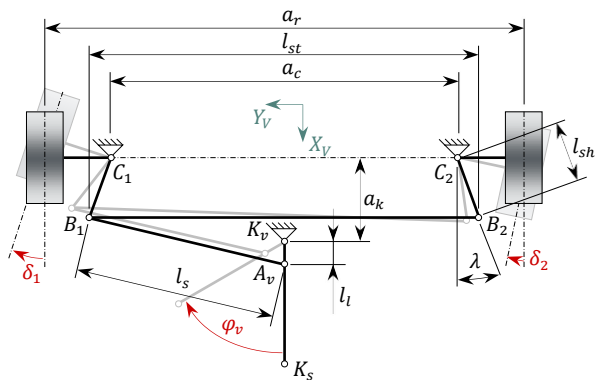


Abbildung 5. Submodell Vorderachse VA ①

Die Räder des Anhängers, deren Abstand zueinander durch die Spurweite  $a_r$  definiert wird, sind an den Achsschenkeln angebracht. Die Spurbel mit der Spurbelänge  $l_{sh}$  und dem Spurbelwinkel  $\lambda$  sind wiederum direkt an den Achsschenkeln befestigt. Die Achsschenkel mit Spurbel können sich um die Achsschenkelbolzen  $C_1$  und  $C_2$  drehen. Der Abstand zwischen den Achsschenkelbolzen am Achskörper wird über den Achsschenkelbolzenabstand  $a_c$  festgelegt. Beide Spurbel sind an ihren Enden  $B_1$  und  $B_2$  mit der langen Spurstange der Länge  $l_{st}$  verbunden. An dem Drehgelenk  $B_1$  ist zusätzlich ein Ende der kurzen Spurstange mit der Länge  $l_s$  angebracht. Die kurze Spurstange ist an ihrem zweiten Ende im Punkt  $A_v$  mit der Deichsel verbunden. Die Länge der Deichsel wird im Anhängermodell (siehe Abschnitt 2.2) definiert. Die Deichsel ist im vorderen Koppelpunkt  $K_v$  drehbar mit dem Anhänger verbunden. Der Abstand zwischen  $K_v$  und  $A_v$  wird als Lenkstockhebellänge  $l_l$  bezeichnet. Die in Abbildung 5 skizzierten Winkel sind bei Rechtskurven mit positivem und bei Linkskurven mit negativem Vorzeichen definiert. Das eingezeichnete Koordinatensystem weist auf die Lage des Anhängererschwerpunkts hin.

Dreht sich nun die Deichsel bei einer Rechtskurve im positiven Sinn mit  $\varphi_v$  um den vorderen Koppelpunkt  $K_v$ , so bewegt sich der Befestigungspunkt  $A_v$  kreisförmig um  $K_v$ . Durch die kurze Spurstange wird eine kreisförmige Bewegung von  $B_1$  um  $C_1$  initiiert. Hierdurch stellt sich ein Lenkwinkel  $\delta_1$  am kurveninneren Rad ein. Über die lange Spurstange erfolgt die Kopplung beider Spurbel, sodass ebenfalls ein Lenkwinkel  $\delta_2$  am kurvenäußeren Rad entsteht. Die sich einstellende Stellung der Lenkgeometrie bei einer Rechtskurve ist in Abbildung 5 in grau angedeutet.

Der Aufbau von dem Vorderachsmodell VA ② entspricht dem eines reinen Lenkdreiecks [Sto92] und ist in Abbildung 6 dargestellt.

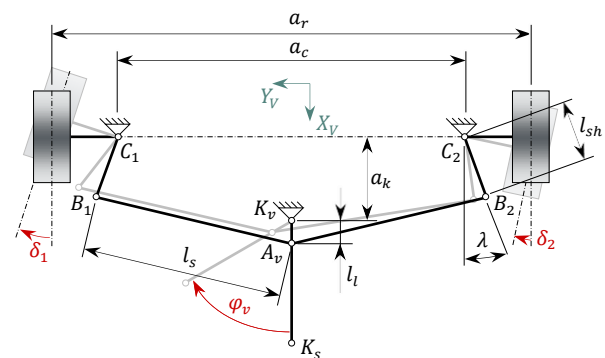


Abbildung 6. Submodell Vorderachse VA ②

Die Kinematik des Lenkmodells VA ② lässt sich analog zu der Kinematik von VA ① beschreiben. Der einzige Unterschied zwischen beiden Modellen besteht in der Substitution der langen Spurstange durch eine zweite, kurze Spurstange. Die zweite kurze Spurstange ist ebenfalls an einem Ende in Punkt  $A_v$  an die Deichsel angebunden. Das zweite Ende ist drehbar in Punkt  $B_2$  an einem der Spurbel befestigt.

### 2.2.2 DIE LENKWINKELÜBERTRAGUNGSMODELLE

Die Lenkwinkelübertragung von der Vorder- zur Hinterachse wird anhand sechs unterschiedlicher Modelle nachgebildet. In diesem Beitrag erfolgt die Kopplung von Vorder- und Hinterachse ausschließlich durch mechanische Wirkprinzipien. Andere Wirkprinzipien für die Lenkwinkelübertragung sind in der Praxis durchaus vorzufinden. Alternativen stellen beispielsweise hydraulische Lösungen dar. Auch sind in der Praxis elektronisch gesteuerte, entkoppelte Lenksysteme (*steer-by-wire*) anzutreffen [PH13]. Diese werden in diesem Beitrag jedoch nicht betrachtet.

Das Lenkwinkelübertragungsmodell LÜ ① in Abbildung 7 besteht aus zwei kurzen Hebeln der Länge  $l_v$  und einem langen Verbindungsstück der Länge  $l_{vh}$ . Beide Hebel weisen einen voreingestellten Winkel  $\gamma_v$  auf. Das Verbindungsstück ist mit dem vorderen Hebel im Punkt  $E_v$  und mit dem hinteren Hebel in Punkt  $E_h$  verbunden und verläuft



bei Geradeausfahrt durch den Schwerpunkt des Anhängers. Der vordere Hebel kann um den Punkt  $C_2$  rotieren und der Hintere um Punkt  $C_3$ . Ausgehend von Punkt  $C_2$  an der Vorderachse wird ein Lenkwinkel  $\delta_2$ , der dem Lenkwinkel des sich dort befindlichen Rades entspricht, durch das System in einen Lenkwinkel  $\delta_3$  im Punkt  $C_3$  umgewandelt. Dadurch wird das entsprechende Rad mit  $\delta_3$  eingelenkt. Somit wird der Lenkwinkel bei diesem System *diagonal* von der Vorder- zur Hinterachse übertragen. Da die Vorzeichen der in Abbildung 7 dargestellten Winkel bei Rechtskurven positiv definiert wurden, überträgt das Lenksystem bei Rechtskurven den Lenkwinkel des kurvenäußeren Rades der Vorderachse zum kurveninneren Rad der Hinterachse. Bei Linkskurven erfolgt die Übertragung hingegen vom kurveninneren zum kurvenäußeren Rad. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass bei allen Lenkwinkelübertragungsmodellen die kurzen Hebel sowie das Verbindungsstück nach oben in vertikaler Richtung versetzt angeordnet sind, um das seitliche Beladen der Anhänger durch den vertikalen U-Frame von beiden Seiten zu ermöglichen.

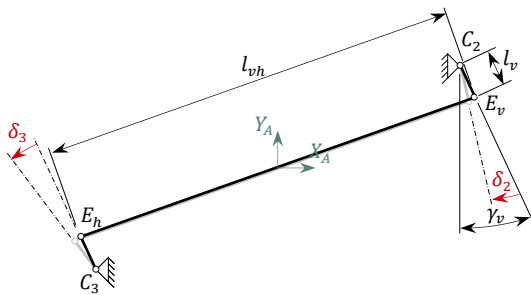


Abbildung 7. Submodell Lenkwinkelübertragung LÜ ①

Abbildung 8 zeigt das Lenkwinkelübertragungsmodell LÜ ②. Dieses unterscheidet sich von LÜ ① dahingehend, dass sich die Längen der Hebel  $l_v$  und  $l_h$  sowie deren Winkel  $\gamma_v$  und  $\gamma_h$  unterscheiden. Hieraus resultiert ein Versatz des Verbindungsstücks ausgehend von dem sich im Ursprung des Koordinatensystems befindlichen Anhängerschwerpunkt in negative  $Y_A$ -Richtung.

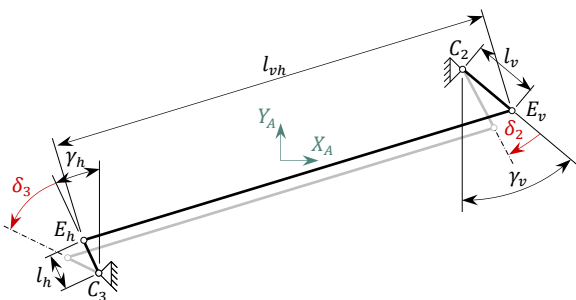


Abbildung 8. Submodell Lenkwinkelübertragung LÜ ②

Das in Abbildung 9 dargestellte Lenkwinkelübertragungsmodell LÜ ③ weist keinerlei voreingestellte Winkel an den Hebeln der Länge  $l_v$  auf. Das Modell überträgt den Lenkwinkel von Punkt  $C_1$  nach  $C_3$ . Die Lenkwinkelübertragung erfolgt somit *horizontal* in Bezug auf  $X_A$ . Das System ist gemäß Abbildung 9 in  $Y_A$ -Richtung unterhalb des Anhängerschwerpunkts gelegen.

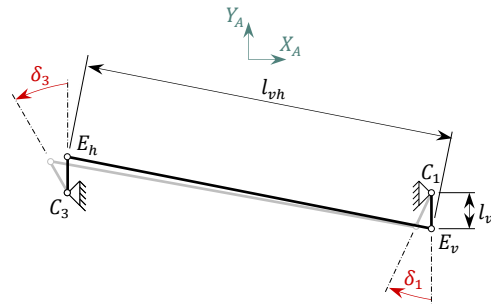


Abbildung 9. Submodell Lenkwinkelübertragung LÜ ③

Im Gegensatz zu LÜ ③ wird bei dem in Abbildung 10 gezeigten Lenkwinkelübertragungsmodell LÜ ④ der Deichselwinkel  $\varphi_v$  vorne an den Lenkstockhebel hinten in Form des Winkels  $\varphi_h$  weitergegeben. Das Verbindungsstück der Länge  $l_{vh}$  verläuft durch den Anhängerschwerpunkt.

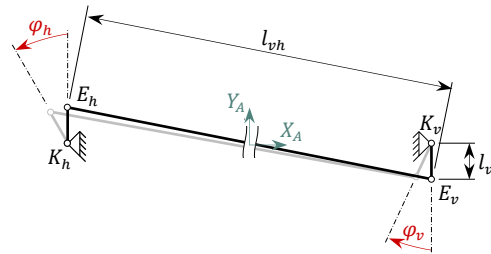


Abbildung 10. Submodell Lenkwinkelübertragung LÜ ④

Bei dem Lenkwinkelübertragungsmodell LÜ ⑤ aus Abbildung 11 werden anstelle von Hebeln zur Lenkwinkelübertragung rotierende Wellen mit Stirn- und Kegeln verwendet. Hierbei wird zunächst der Lenkwinkel  $\delta_1$  an Punkt  $C_1$  der Vorderachse auf eine senkrecht stehende Welle übertragen und anschließend über eine Kegelpaarung gleichsinnig an eine horizontal verlaufende Welle weitergegeben. Diese überträgt den Lenkwinkel abermals gleichsinnig über eine Kegelpaarung an die senkrechte, an der Hinterachse befindliche Welle. An dem Ende der senkrechten Welle ist ein Stirnrad angeordnet, welches letztlich das sich um den Punkt  $C_3$  drehende Stirnrad gegensinnig antreibt. Das Lenksystem ist in  $Y_A$ -Richtung unterhalb des Anhängerschwerpunkts angeordnet.

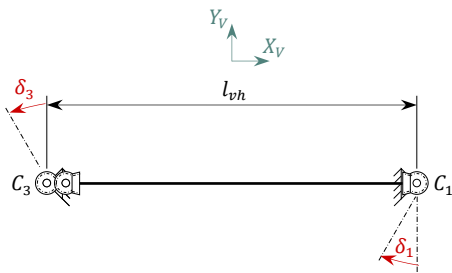


Abbildung 11. Submodell Lenkwinkelübertragung LÜ (5)

Abbildung 12 bildet das Lenkwinkelübertragungsmodell LÜ (6) ab. Hier erfolgt die Übertragung der Lenkwinkel analog zu LÜ (5) über Zahnräder. Im Gegensatz zu LÜ (5) wird bei LÜ (6) der vordere Deichselwinkel  $\varphi_v$  aufgegriffen und als gegensinniger Winkel  $\varphi_h$  an den Lenkstockhebel der Hinterachse weitergegeben.

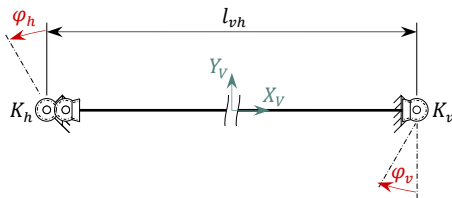


Abbildung 12. Submodell Lenkwinkelübertragung LÜ (6)

Die Simulationsergebnisse, die dem Beitrag zugrunde liegen, haben gezeigt, dass es bei der Übertragung der Lenkwinkel von Vorder- zur Hinterachse durch die Lenkwinkelübertragungsmodelle LÜ (1) bis (4) durchweg Lenkwinkelabweichungen zwischen Vorder- und Hinterachse auftreten. Mit Hilfe der in LÜ (5) und (6) eingesetzten Stirn- und Kegelräder soll dieser Effekt unterbunden werden.

### 2.2.3 DIE HINTERACHSMODELLE

Im Rahmen dieses Beitrags werden drei Hinterachsmodelle untersucht, die analog zu den Vorderachsmodellen keine Vorspur, Sturz, Spreizung oder Nachlauf besitzen.

Das in Abbildung 13 gezeigte Hinterachsmodell HA (1) weist ein reines Lenktrapez auf. Die Lenkwinkel  $\delta_3$  und  $\delta_4$  an den Rädern werden durch die Vorderachse über die in Abschnitt 2.2.2 beschriebenen Lenkwinkelübertragungsmodelle hervorgerufen. Bei einer Rechtskurve beschreibt der Winkel  $\delta_3$  den Lenkwinkel des kurveninneren und der  $\delta_4$  den Lenkwinkel am kurvenäußeren Rad. Beide Lenkwinkel weisen dann positive Vorzeichen auf. Das Koordinatensystem zeigt schematisch die Lage des Schwerpunkts des Anhängers auf. Die Einleitung aller Bewegungen an der Hinterachse erfolgt über eine Drehbewegung um den Punkt  $C_3$ .

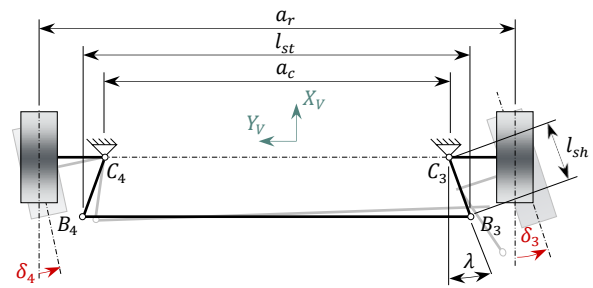


Abbildung 13. Submodell Hinterachse HA (1)

Das Hinterachsmodell HA (2) aus Abbildung 14 entspricht dem Vorderachsmodell VA (1). Im Gegensatz zu VA (1) wird hier der Lenkwinkel  $\varphi_h$  jedoch nicht über die Deichsel des nachlaufenden Anhängers, sondern über ein gesondertes Bauteil, den sogenannten Lenkstockhebel, übertragen. Die Rotation des Lenkstockhebels wird durch ein Lenkwinkelübertragungsmodell ausgelöst.

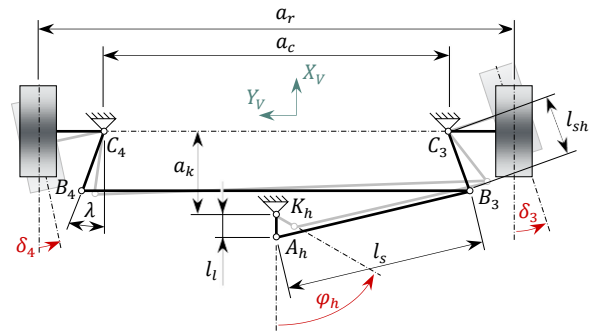


Abbildung 14. Submodell Hinterachse HA (2)

Der Aufbau des Hinterachsmodells (3) ist, bis auf den separaten Lenkstockhebel, identisch mit dem des Vorderachsmodells VA (2) (siehe Abbildung 15). Auch hier erfolgt die Drehbewegung des Lenkstockhebels durch eines der in Abschnitt 2.2.2 beschriebenen Lenkwinkelübertragungsmodelle.

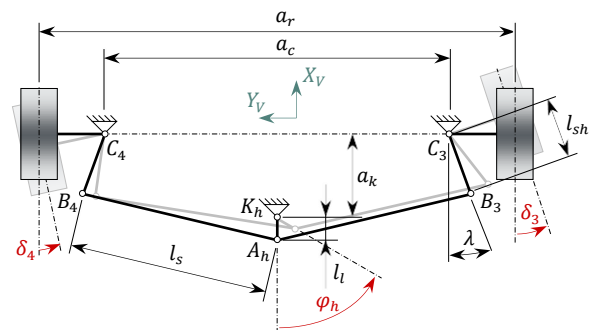


Abbildung 15. Submodell Hinterachse HA (3)

Die Hinterachsmodelle HA (2) und (3) werden stets mit einem der beiden Lenkwinkelübertragungsmodelle (4) und (6) verknüpft. Die Hinterachsmodelle HA (2)

und ③ wurden eingeführt, um das bei HA ① auftretende, asymmetrische Lenkverhalten bei Rechts- und Linkskurven zu minimieren.

#### 2.2.4 DIE UNTERSUCHTEN ANHÄNGERMODELLE

Im Rahmen dieses Beitrags wurden elf Anhängermodelle mit unterschiedlichen Lenksystemen untersucht. Die jeweiligen Kombinationen aus Vorderachs-, Hinterachs- und Lenkwinkelübertragungsmodell sind in Tabelle 1 aufgelistet.

Tabelle 1. Übersicht Anhängermodelle und deren Lenksysteme

Modell-Nr.	Submodell Vorderachse	Submodell Hinterachse	Submodell Lenkwinkelübertragung
①	VA ①	HA ①	LÜ ①
②	VA ①	HA ①	LÜ ③
③	VA ①	HA ②	LÜ ④
④	VA ①	HA ①	LÜ ⑤
⑤	VA ①	HA ②	LÜ ⑥
⑥	VA ②	HA ①	LÜ ①
⑦	VA ②	HA ①	LÜ ②
⑧	VA ②	HA ①	LÜ ③
⑨	VA ②	HA ③	LÜ ④
⑩	VA ②	HA ①	LÜ ⑤
⑪	VA ②	HA ③	LÜ ⑥

Die Lenksysteme der Anhängermodelle ① bis ⑤ verwenden als Vorderachsmo- dell ausschließlich VA ①. Hinsichtlich des Hinterachsmo- dells sind sowohl HA ① und HA ② vorgesehen. Von der Verwendung von HA ③ wird abgesehen, da sich dieses in seiner Konstruktion von VA ① unterscheidet und das Auftreten unterschiedliche Achsvarianten in einem Anhänger vermieden werden soll. Abgesehen von LÜ ②, sind alle in Abschnitt 2.2.2 beschriebenen Lenkwinkelübertragungsmodelle in den Modellen ① bis ⑤ vorgesehen.

Die Modelle ⑥ bis ⑪ greifen durchgehend auf das Vorderachsmo- dell VA ② zurück. Analog zu den Modellen ① bis ⑤ werden zwei unterschiedliche Hinterachsmo- dellen verwendet, namentlich HA ① und ③. Darüber hinaus werden alle in Abschnitt 2.2.2 eingeführten Lenkwinkelübertragungsmodelle LÜ ① bis ⑥ verwendet.

#### 2.3 BERECHNUNG DER ANHÄNGERTRAJEKTORIEN

Die Simulation basiert auf diskreten Zeitschritten, deren Schrittweite im Schleppermodell festgelegt wird. Während eines einzelnen Zeitschritts befahren jegliche Punkte eines Anhängers kreisförmige Trajektorien um den zu einem expliziten Zeitschritt berechneten Momentanpol des Anhängers. Auf diese Weise können in zeitdiskreten Schritten Koordinaten beliebiger Anhängerpunkte berechnet werden. Im Rahmen dieses Beitrags werden die vorderen und hinteren Koppelpunkte  $K_v$  und  $K_h$  der Anhänger simuliert und anhand dieser die Spurbewegung  $\rho$  berechnet. Die Simulation basiert dabei auf folgenden Annahmen:

- Es erfolgt eine kinematische Betrachtung der Lenksysteme bei geringen Geschwindigkeiten. Dadurch können Seitenkräfte vernachlässigt werden, die normalerweise durch die Bildung von Schräglaufwinkeln an den Rädern übertragen werden [RS40], [Dud05]. Der Schräglaufwinkel beschreibt den Winkel zwischen Radmittelebene und dem Geschwindigkeitsvektor am Rad [Mat07]. Somit entfallen in diesem Beitrag die Schräglaufwinkel an den Rädern, wodurch die Geschwindigkeitsvektoren der vier Räder auf die jeweiligen Radmittelebenen fallen. Neben dem Entfall der Seitenkräfte werden außerdem Zugkräfte in den Deichseln vernachlässigt.
- Bezüglich der untersuchten mechanischen Lenksysteme werden Dämpfung, Reibung und Spiel nicht berücksichtigt.
- Der Anhängerschwerpunkt  $S$  befindet sich in der  $X$ - $Y$ -Ebene. Ein vertikaler Versatz des Schwerpunktes wird vernachlässigt. Dadurch werden Wanken und Nicken des Anhängers vernachlässigt und alle vier Räder erfahren zu jedem Zeitpunkt eine identische Belastung.
- Die Fahrbahn ist waagrecht, eben und alle vier Räder weisen zu jedem Zeitpunkt Bodenkontakt mit identischen Reibwerten auf. Darüber hinaus tritt ein reines Abrollen aller Räder ohne seitliches Gleiten auf.

Abbildung 16 zeigt beispielhaft einen Anhänger, dessen Lenksystem von Model ⑥ basiert und der eine Rechtskurve durchfährt. Die Koordinaten  $X$  und  $Y$  dienen der Beschreibung des horizontrierten, erdfesten Koordinatensystems. Das horizontrierte, anhängerrigide Koordinatensystem wird durch  $X_A$  und  $Y_A$  definiert und ist analog zu [DIN13] im Schwerpunkt  $S$  des Anhängers angeordnet. Der Schwerpunkt befindet sich aufgrund der symmetrischen Konstruktion in der Anhängermitte.



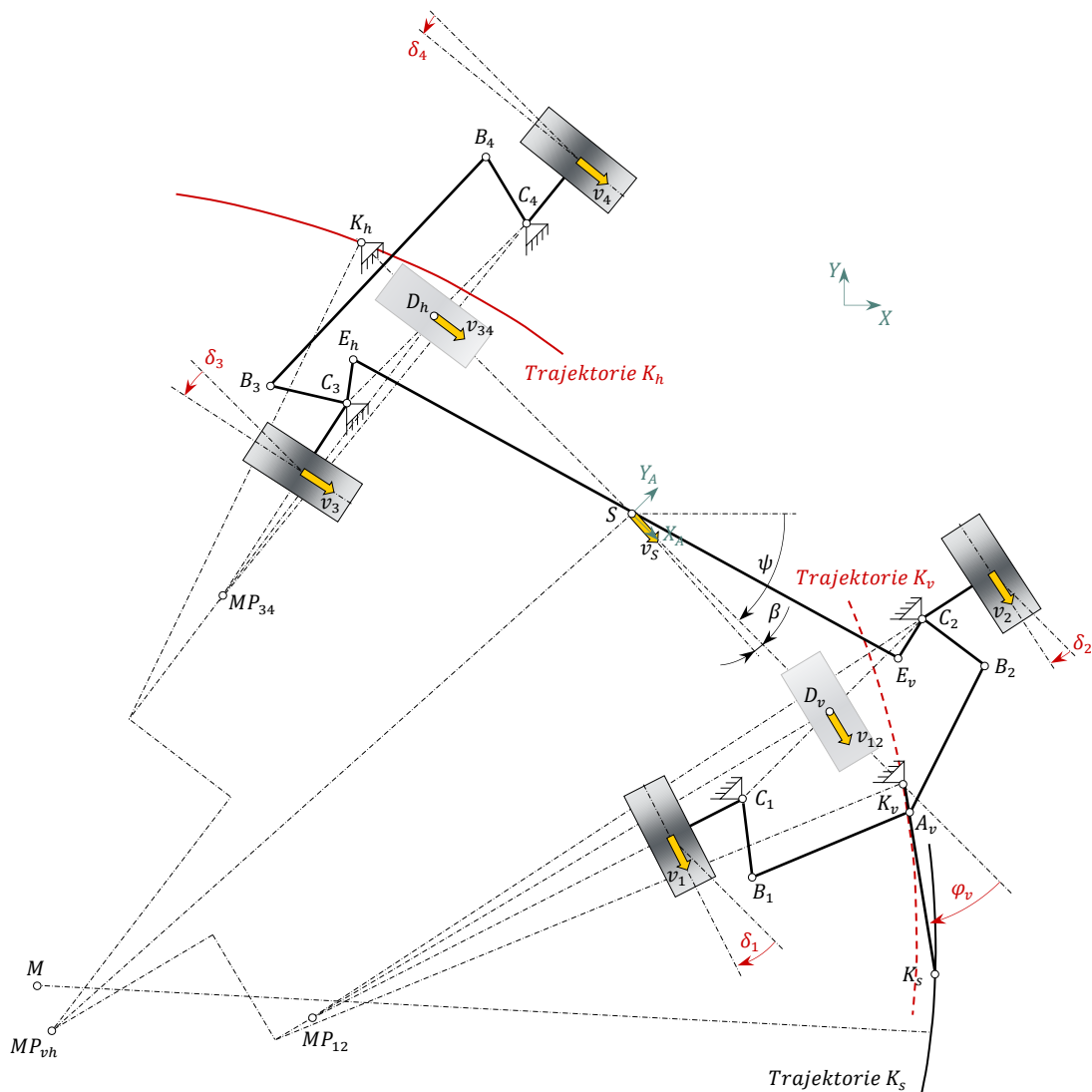


Abbildung 16. Berechnung des Momentanpols eines Anhängers am Beispiel von Model 6

Durchfährt ein Anhänger eine Kurve, so lässt sich dessen Bewegung während eines einzelnen Zeitschritts als eine reine Drehbewegung um dessen Momentanpol  $MP_{vh}$  beschreiben [Trz14]. Der Momentanpol  $MP_{vh}$  fällt dabei nur im Falle der stationären Kurvenfahrt mit dem Kurvenmittelpunkt  $M$  der Schlepppunkttrajektorie  $K_s$  zusammen. Um aus diesem Grund den Momentanpol bei instationären Kurvenfahrten zu ermitteln, wird zunächst der Deichselwinkel  $\varphi_v$  aus den Koordinaten des Schlepppunktes  $K_s$  und dem vorderen Kopplungspunkt  $K_v$  zum Zeitpunkt  $t$  abzüglich des momentanen Gierwinkels  $\psi$  berechnet. Als Gierwinkel  $\psi$  wird der Winkel zwischen Anhängerlängsachse und  $X_A$  bezeichnet [PH13]. Besitzt ein simulierter Routenzug mehr als einen Anhänger, so wird der Schlepppunkt  $K_s$  des Schleppers für die Berechnung der Trajektorie eines Anhängers, der einem anderen Anhänger nachläuft, jeweils

durch den hinteren Koppelpunkt  $K_h$  des vorlaufenden Anhängers ersetzt. Auf diese Weise setzt sich die Simulation aller Anhänger eines Routenzugs sukzessiv nach hinten fort. Nach der Berechnung des Deichselwinkels  $\varphi_v$  wird dieser im Anschluss im korrespondierenden Vorderachsmodell in die beiden Lenkwinkel  $\delta_1$  und  $\delta_2$  an den Rädern der Vorderachse umgewandelt. Hierbei sollte stets das kurveninnere Rad einen vom Betrag her größeren Lenkwinkel  $\delta_i$  als das kurvenäußere Rad  $\delta_a$  aufweisen, sodass  $|\delta_i| > |\delta_a|$  gilt [Mat07]. In Abhängigkeit des verwendeten Lenkwinkelübertragungsmodells erfolgt im Anschluss eine Winkelübertragung von der Vorder- zur Hinterachse. Bei dem vorliegenden Beispiel aus Abbildung 16 wird der Lenkwinkel  $\varphi_2$  am kurvenäußeren Rad der Vorderachse in einen Lenkwinkel  $\varphi_3$  am kurveninneren Rad der Hinterachse transformiert. Letzterer wird im konkreten Fall über das definierte Hinterachsmodell in einen Lenkwinkel  $\delta_4$

am kurvenäußeren Rad umgewandelt. Die so ermittelten Lenkwinkel der Räder beschreiben gleichzeitig die Lage und die Richtung der Geschwindigkeitsvektoren an den Rädern. Der Momentanpol ist nun als Schnittpunkt der Senkrechten aller Geschwindigkeitsvektoren der Räder zu berechnen [MW14]. Sollte bei einer Rechtskurve für die Lenkwinkel:

$$\delta_1 = \delta_3 > \delta_2 = \delta_4 \quad 2.1$$

mit  $\delta_1 = \delta_3 = \delta_i$  und  $\delta_2 = \delta_4 = \delta_a$  gelten, so befindet sich der Momentanpol  $MP_{vh}$  auf der Verlängerung von  $Y_A$ . Analog gilt für Linkskurven  $|\delta_1| = |\delta_3| < |\delta_2| = |\delta_4|$  mit  $\delta_1 = \delta_3 = \delta_a$  und  $\delta_2 = \delta_4 = \delta_i$ . Da bedingt durch die untersuchten Lenksysteme die oben genannte Bedingung nicht konsequent eingehalten werden kann, werden zunächst die Momentanpole der Vorderachse  $MP_{12}$  und der Hinterachse  $MP_{34}$  einzeln berechnet.  $MP_{12}$  ergibt sich hierbei aus den Schnittpunkten der Senkrechten der Geschwindigkeitsvektoren  $v_1$  und  $v_2$  an den Rädern der Vorderachse und  $MP_{34}$  analog aus den Geschwindigkeitsvektoren  $v_3$  und  $v_4$  an den Rädern der Hinterachse. Aufgrund der Annahme, dass alle Räder zu jedem Zeitpunkt die gleiche Belastung erfahren, können die Räder an Vorder- und Hinterachse jeweils zu einem Rad in der Achsmitte zusammengefasst werden [PH13]. Dieses Modell wird als Einspurmodell bezeichnet und wurde erstmalig von [RS40] hergeleitet. In Abbildung 16 werden diese gedachten Räder, die sich an den  $D_v$  und  $D_h$  auf den Anhängerachsen befinden, in hellgrau dargestellt. Die zugehörigen Geschwindigkeitsvektoren  $v_{12}$  und  $v_{34}$  sind tangential zu den zuvor bestimmten Momentanpolen  $MP_{12}$  und  $MP_{34}$  gerichtet. Mit Hilfe der Senkrechten der Geschwindigkeitsvektoren  $v_{12}$  und  $v_{34}$  kann nun wiederum der Momentanpol  $MP_{vh}$  des Anhängers ermittelt werden. Von diesem ausgehend können die Trajektorien beliebiger Anhängerpunkte ermittelt werden. Abbildung 16 zeigt exemplarisch die auf diese Weise berechneten Trajektorien der vorderen und hinteren Koppelpunkte  $K_v$  und  $K_h$ . Auf diesen Trajektorien bewegen sich die korrespondierenden Punkte während eines einzelnen Zeitschritts, sodass deren Koordinaten bezogen auf das erdfeste Koordinatensystem berechnet werden können. Auch wenn in diesem Beitrag der Fokus auf der Simulation der vorderen und hinteren Anhänger-koppelpunkte liegt, können prinzipiell beliebige Anhängerpunkte über den Lehrsatz des Pythagoras ermittelt und dargestellt werden. Nach Ablauf eines Zeitschritts und der damit einhergehenden Bestimmung der neuen Anhängerkoordinaten, erfolgt die bis hierhin beschriebene Berechnung von neuem.

In Abbildung 16 wird überdies ersichtlich, dass die Längsachse des Anhängers nicht tangential zu dem Momentanpol  $MP_{vh}$  gerichtet ist. Dadurch zeigt der Geschwindigkeitsvektor  $v_s$  des Schwerpunkts nicht entlang der Fahrzeuglängsachse. Letztere schließt mit dem Ge-

schwindigkeitsvektor  $v_s$  einen sogenannten Schwimmwinkel  $\beta$  ein [MW14], wobei große Schwimmwinkel zu einem instabilen Schwimmverhalten beitragen können [Mat07]. Die Summe aus Gierwinkel  $\psi$  und Schwimmwinkel  $\beta$  wird als Kurswinkel des Anhängers bezeichnet [MW14].

### 3 GÜTEKRITERIEN SPURTREUE UND -ABWEICHUNG

Im Rahmen dieses Beitrags wird die Spurtreue als ein Gütekriterium verstanden, mit dessen Hilfe das Nachlaufverhalten von Routenzuganhängern *qualitativ* bewertet werden kann. Gemäß [UBK14] „ist [ein Anhänger] spurtreu, wenn sich korrespondierende Punkte des Schleppfahrzeugs und der Anhänger stets auf der gleichen [...] Trajektorie bewegen“. Demnach wird die Spurtreue als eine binäre Größe angesehen nach der ein Anhänger spurtreu oder nicht spurtreu sein kann [UBK14]. Im Gegensatz dazu wird die Spurtreue in diesem Beitrag jedoch als graduelle Größe angesehen, da die Trajektorien von Schlepper und Anhänger nahezu immer voneinander abweichen und so auch eine Aussage über die Stärke der Abweichung sinnvoll sein kann. Sollte die Abweichung beider Trajektorien gering ausfallen, so besitzt der Anhänger eine hohe Spurtreue. Bei großen Abweichungen ist eine geringe Spurtreue vorzufinden.

Im Gegensatz zum *qualitativen* Gütekriterium der Spurtreue, dient, angelehnt an [UBK14], die Spurabweichung  $\rho$  zur *quantitativen* Ermittlung des Nachlaufverhaltens von Routenzuganhängern. Die hier beschriebene Spurabweichung  $\rho$  wird im Folgenden verwendet, um die Konzepte der untersuchten Lenksysteme zu analysieren, zu bewerten und zu optimieren. Die einzelnen Spurabweichungen zu einem gegebenen Zeitpunkt werden dabei als Quotient aus dem Abstand zwischen der Trajektorie des Schlepppunktes  $K_s$  und der Trajektorie  $K$  der Anhänger-koppelpunkte  $K(t)$  und dem Krümmungsradius der Trajektorie  $K_s$  definiert. Der Abstand wird hierbei ausgehend vom Kurvenmittelpunkt  $M$  der Trajektorie  $K_s$  orthogonal zu selbiger ermittelt [UBK14]. In Abbildung 17 sind die zur Berechnung der Spurabweichungen benötigten Größen dargestellt.

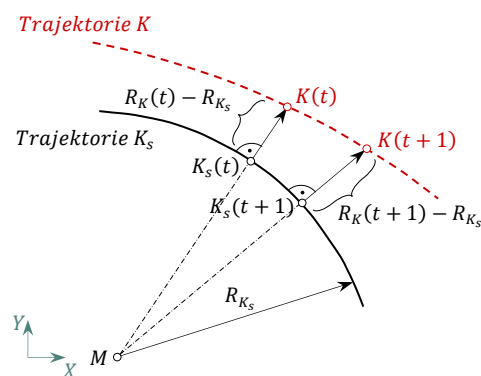


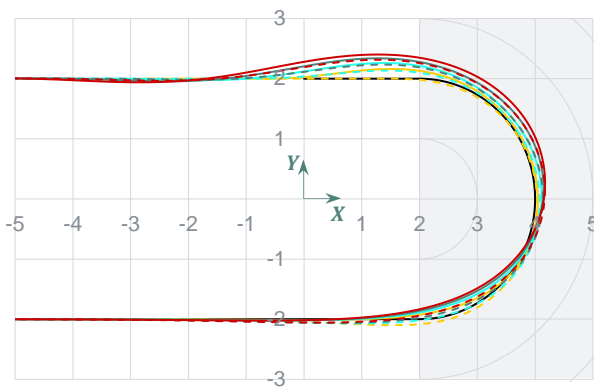
Abbildung 17. Berechnung der Spurabweichung

Die Spurabweichung zu einem beliebigen Zeitpunkt  $t$  ergibt sich aus dem konstanten Kurvenradius des Schlepppunktes  $R_{K_s}$  und dem variablen Kurvenradius des Anhängerkopplungspunktes  $R_k(t)$  ausgehend vom Kurvenmittelpunkt  $M$  der Trajektorie  $K_s$  mit:

$$\rho(t) = \frac{R_k(t) - R_{K_s}}{R_{K_s}} \times 100 \quad 3.1$$

Die Spurabweichung ist positiv, sollte der Kurvenradius  $R_k(t)$  des Anhängers größer als der des Schleppers sein. Dementsprechend liegt eine negative Spurabweichung vor, sollte der Anhänger nach innen ziehen und somit einen kleineren Kurvenradius aufweisen. Auf diese Weise kann gleichzeitig eine Aussage über die Richtung der Spurabweichung getroffen werden.

In Abbildung 18 ist beispielhaft das Simulationsergebnis eines Routenzugs mit vier Anhängern bei einer 180°-Rechtskurve dargestellt.



- Schlepper  $K_s$
- - - Anhänger 1  $K_v$
- Anhänger 1  $K_h$
- - - Anhänger 2  $K_v$
- Anhänger 2  $K_h$
- - - Anhänger 3  $K_v$
- Anhänger 3  $K_h$
- - - Anhänger 4  $K_v$
- Anhänger 4  $K_h$

Abbildung 18. Trajektorien eines Routenzugs mit vier Anhängern.

Die Anhänger basieren auf Model 8. Anhand dieses Beispiels soll die Berechnung der Spurtreue im Folgenden exemplarisch aufgezeigt werden. Die zugehörigen Spurabweichungen über den Verlauf einer 180°-Rechtskurve sind in Abbildung 19 aufgetragen. Es zeigt sich, dass der hintere Koppelpunkt des vierten Anhängers über weite Bereiche die maximale Spurabweichung nach außen und innen verursacht. Dieser Effekt lässt sich bei allen Routenzügen mit den in diesem Beitrag untersuchten Lenksystemen beobachten. Der Effekt wird durch die Kumulation der Spurabweichungen der einzelnen Anhänger bedingt, so dass die größte Spurabweichung über weite Bereiche stets beim letzten Anhänger auftritt. Nichtsdestotrotz sind in Abbildung 19 ebenfalls Bereiche zu erkennen, in denen der vordere Koppelpunkt des vierten Anhängers oder gar

Kopplungspunkte anderer Anhänger entscheidend die Spurabweichung über den Kurvenverlauf bestimmen.

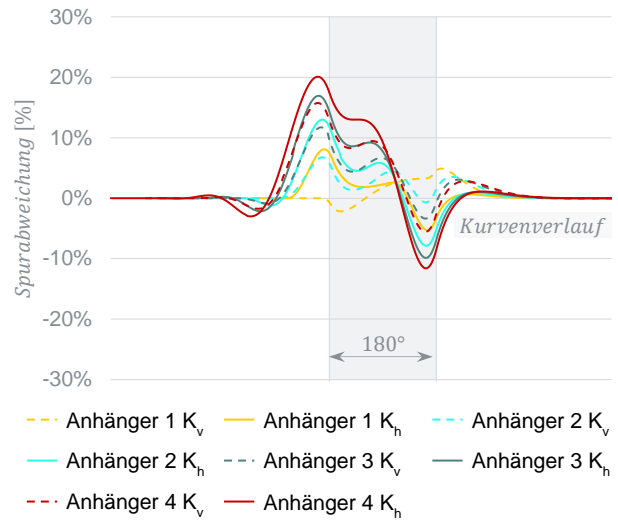


Abbildung 19. Spurabweichungen eines Routenzugs mit vier Anhängern.

Um an dieser Stelle alle Anhänger eines Routenzugs in der Berechnung der Spurabweichung zu berücksichtigen, werden zusätzlich die den Anhängertrajektorien aus Abbildung 18 zugehörigen Hüllkurven berechnet. Das Ergebnis umfasst jeweils eine Hüllkurve für die maximalen Spurabweichungen nach außen und eine für die maximalen Spurabweichungen nach innen. Abbildung 20 zeigt die Hüllkurven unter Angabe der auftretenden Maxima und Minima.

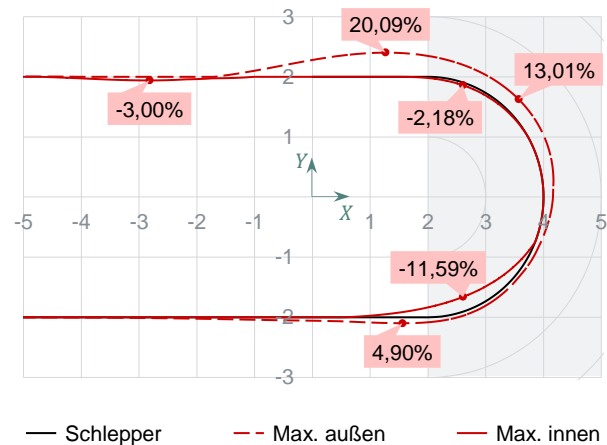


Abbildung 20. Hüllkurven eines Routenzugs mit vier Anhängern bei einer Rechtskurve mit einem Kurvenradius von 2m

Die den Hüllkurven zugehörigen Spurabweichungen sind in Abbildung 21 abgebildet, ebenfalls inklusive deren Maxima und Minima. Das in diesem Beitrag verwendete Gütekriterium der Spurabweichung  $\rho$  bezieht sich nicht nur auf die Spurabweichung an einem einzelnen Punkt, sondern auf die Summe der Beträge aller Spurabweichungen der berechneten Hüllkurven.

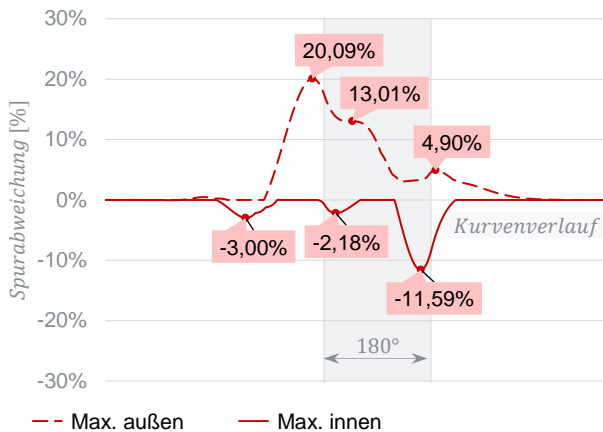


Abbildung 21. Spurabweichungen der Hüllkurven eines Routenzugs mit vier Anhängern bei einer Rechtskurve mit einem Kurvenradius von 2m

Zu diesem Zweck werden die Beträge aller Spurabweichungen der Hüllkurven aus Abbildung 21 summiert und es gilt:

$$\rho_{RK} = \sum_{t=1}^n |\rho(t)| \quad 3.2$$

An dieser Stelle wird die Spurabweichung  $\rho$  mit dem Index  $RK$  versehen, da es sich um die Summe der Spurabweichungen bei einer 180°-Rechtskurve handelt. Wie das in Abbildung 22 dargestellte Simulationsergebnis für das gleiche Beispiel bei einer 180°-Linkskurve veranschaulicht, kann sich das Nachlaufverhalten bei Routenzügen je nach Kurvenrichtung signifikant unterscheiden.

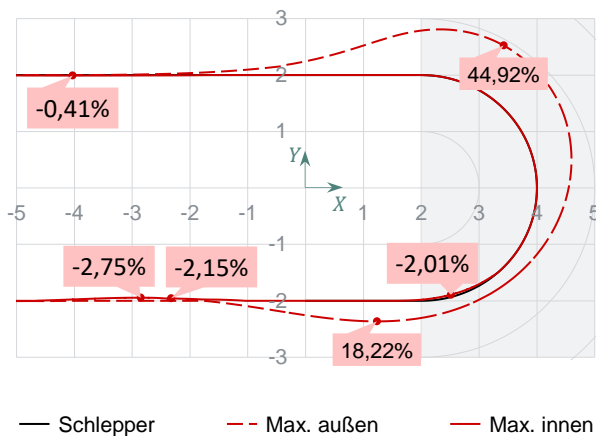


Abbildung 22. Hüllkurven eines Routenzugs mit vier Anhängern bei einer Linkskurve mit einem Kurvenradius von 2m

Für dieses Beispiel ist die maximale Spurabweichung bei Linkskurven (44,92%) mehr als doppelt so hoch, als die bei Rechtskurven mit (20,09%). Gleichzeitig tritt bei Linkskurven eine viel geringere Spurabweichung (-2,75%) nach innen auf als bei Rechtskurven (-11,59%). Den Verlauf der Spurabweichungen der Hüllkurven zeigt Abbildung 23.

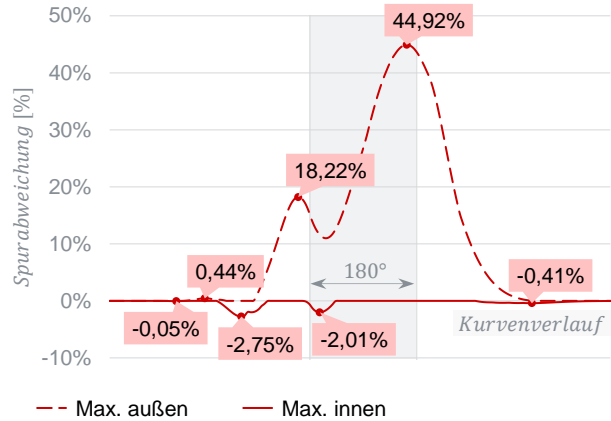


Abbildung 23. Spurabweichungen der Hüllkurven eines Routenzugs mit vier Anhängern bei einer Linkskurve mit einem Kurvenradius von 2m

Die Summe der Beträge der Spurabweichungen der Hüllkurven  $\rho_{LK}$  bei Linkskurven berechnet sich analog zu 3.2. Als gesamte Spurabweichung von Routenzügen  $\rho$  dient abschließend der Mittelwert aus den kurvenrichtungsabhängigen Summen  $\rho_{RK}$  und  $\rho_{LK}$  mit:

$$\rho = \frac{\rho_{RK} + \rho_{LK}}{2} \quad 3.3$$

Das Gütekriterium der Spurabweichung  $\rho$  wird in diesem Beitrag bei 180°-Kurven mit einem minimal zu erfüllenden Kurvenradius von 2m berechnet.

Der festgelegte, zu erfüllende Mindestkurvenradius des Schlepppunktes stellt sicher, dass die Geometrien der untersuchten Lenksysteme herstellertypische, minimale Kurvenradien realisieren können, wie beispielsweise in [Jun17] und [Sti17] angegeben.

Die Berechnung der Spurabweichung  $\rho$  basiert auf 180°-Rechts- und Linkskurven, da hier sowohl Effekte von 90°, als auch von 360°-Kurven auftreten. Um dies zu veranschaulichen sind in Abbildung 24 vergleichend die Trajektorien des hinteren Koppelpunktes desselben Anhängers bei 90°, 180°- und 360°-Kurven abgebildet.

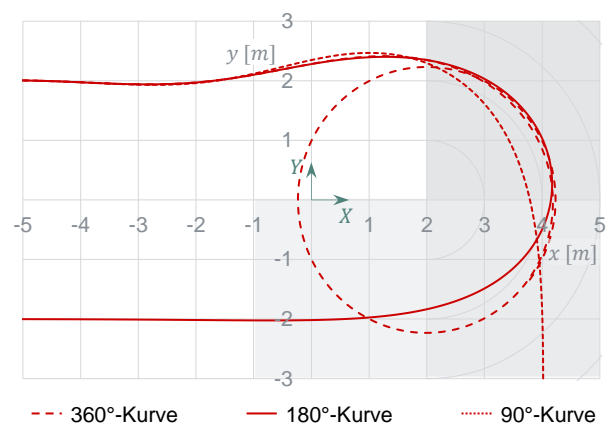


Abbildung 24. Trajektorien eines Anhängers bei unterschiedlichen Kurvenarten und gleichbleibendem Kurvenradius von 2m

Die Verläufe der zugehörigen Spurbabweichungen sind in Abbildung 25 gezeigt. Es wird deutlich, dass die zuvor definierte Spurbabweichung  $\rho$  bei unterschiedlichen Kurvenarten stets unterschiedliche Werte liefert. Es ist zu berücksichtigen, dass die exemplarisch gezeigten Ergebnisse lediglich für einen expliziten Anhänger mit festgelegtem Lenksystem und eindeutig definierter Dimensionierung bei einer Rechtskurve mit einem Kurvenradius von 2m gelten. Im vorliegenden Beispiel treten die maximalen Spurbabweichungen nach außen und innen bei einer 90°-Kurve auf.

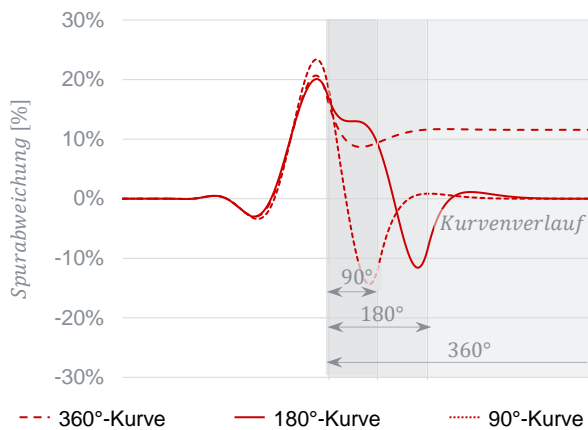


Abbildung 25. Spurbabweichung eines Anhängers bei unterschiedlichen Kurvenarten und gleichbleibendem Kurvenradius von 2m

Im Einfahrtbereich nehmen die Spurbabweichung aller Kurvenarten einen ähnlichen Verlauf ein. Bei einer 360°-Kurve sind, im Gegensatz zur 90°- und 180°-Kurve, lediglich geringe Abweichungen nach innen zu erkennen. Der Verlauf der 180°-Kurve ähnelt im Wesentlichen dem der 90°-Kurve und weist zudem einen stationären Zwischenbereich auf, der nahe an der stationären Spurbabweichung einer 360°-Kurve liegt. Da somit durch die 180°-Kurve sowohl Effekte der 90°- als auch der 360°-Kurve angenähert werden können, wird die 180°-Kurve zur Berechnung der Spurbabweichung  $\rho$  herangezogen.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die Spurbabweichung  $\rho$  ein Bewertungskriterium ist, welches je nach gewählter Kurvenart und -radius sowie Schrittweite unterschiedliche Werte annimmt.

#### 4 SIMULATIONSBASIERTE OPTIMIERUNG DURCH DIE VARIATION VON KONSTRUKTIONSPARAMETERN

Mit Hilfe des Simulationswerkzeuges soll neben der reinen Analyse und Bewertung der Spurtreue zusätzlich die optimale Dimensionierung eines bestimmten Lenksystems oder damit einhergehend, das insgesamt beste Lenksystem aus der Menge der untersuchten Lenksystemen mit entspre-

chend idealer Dimensionierung ermittelt werden. Die Auswahl erfolgt hierbei stets an dem zuvor definierten Gütekriterium der Spurbabweichung  $\rho$ . Diese entspricht im Kontext der simulationsbasierten Optimierung der Zielfunktion eines Optimierungsproblems und muss im vorliegenden Fall minimiert werden.

Da die Spurbabweichung maßgeblich von den verwendeten Konstruktionsparametern beeinflusst wird, repräsentieren diese Parameter die Variablen eines Optimierungsproblems. Die Konstruktionsparameter, die im Rahmen dieses Beitrags einer Variation unterliegen, sind allesamt Parameter der Vorder- und Hinterachse. Sollten Vorder- sowie Hinterachse über dieselben Konstruktionsparameter verfügen, so erfolgt die Variation stets für beide Achsen. Auf diese Weise wird sichergestellt, dass Bauteile, die in beiden Achsen verbaut werden, identisch dimensioniert werden, um letztlich Kosten zu minimieren. Als Konstruktionsparameter dienen die folgenden, in Abschnitt 2.2.1 und 2.2.3 beschriebenen Parameter:

- Der Abstand der Koppelpunkte von der Achsmittelpunkte  $a_k$ .
- Die Lenkstockhebellänge  $l_l$  zwischen Koppelpunkt und der Befestigung der kurzen Spurstangen an der Deichsel.
- Die Länge der Spurbel  $l_{sh}$ .
- Der Spurbelwinkel  $\lambda$ .

Die diesem Beitrag zugrundeliegenden Simulationsergebnisse haben gezeigt, dass diese vier Konstruktionsparameter der Achsen das Nachlaufverhalten der untersuchten Lenksysteme am stärksten beeinflussen. Andere Konstruktionsparameter, die dem übergeordneten Modell des Anhängers zugeordnet sind, wie beispielsweise die Breite und die Länge der Anhänger, sind bewusst nicht Teil der Optimierung, da diese oftmals direkt aus Kundenspezifikationen hervorgehen.

Obwohl die gewählten Konstruktionsparameter nicht direkt in den Lenkwinkelübertragungsmodellen vorkommen, soll an dieser Stelle darauf hingewiesen werden, dass die Variation des Abstands  $a_k$  die Lage der Koppelpunkte der Achsen und somit simultan das kinematische Verhalten hinsichtlich der Lenkwinkelübertragung von Modell LÜ (4) verändert (siehe Abschnitt 2.2.2). Das Lenkwinkelübertragungsverhalten von Modell LÜ (6) bleibt hiervon hingegen unbeeinflusst.

Für die Variation der Konstruktionsparameter sind neun Stufen mit unterschiedlichen Stufenabständen vorgesehen. Alle Stufen werden gemäß eines vollfaktoriellen Versuchsplan miteinander kombiniert, sodass insgesamt  $9^4 = 6561$  Kombinationen pro Modell und damit insgesamt 72171 Kombinationen untersucht wurden [SBH10]. Die



den gewählten Konstruktionsparametern zugehörige Anzahl an Stufen und deren Stufenabstände sind in Tabelle 2 dargestellt.

Die Stufenabstände sowie die Intervalle, in denen die Konstruktionsparameter variiert werden, wurden so gewählt, dass die alternativ dimensionierten Lenksysteme hinsichtlich des benötigten Bauraums in üblichen, bereits am Markt befindlichen Routenzuganhängern verbaut werden könnten.

Tabelle 2. Konstruktionsparameter mit Stufenanzahl und deren Stufenabständen

Konstruktionsparameter	Anzahl der Stufen	Stufenabstände
$a_k$	9	10mm
$l_l$	9	5mm
$l_{sh}$	9	5mm
$\lambda$	9	4°

Die Simulation liefert für jede Kombination von Konstruktionsparametern aus der simulationsbasierten Optimierung eine explizite Spurabweichung  $\rho$ . Das Minimum der Spurabweichung  $\rho$  stellt die minimal zu erreichende Spurabweichung eines Modells dar. Die dem Ergebnis zugehörige Kombination der Konstruktionsparameter wiederum entspricht der optimalen Dimensionierung der Anhängerlenksysteme hinsichtlich der untersuchten Kombinationen. Das optimale Ergebnis ist ein lokales Optimum und hängt von der eingangs definierten Spurabweichung, den für die Variation gewählten Konstruktionsparametern, deren Stufenintervallen, -anzahl und -abständen ab.

## 5 VERGLEICH DER OPTIMierten LENKSYSTEME ANHAND DER SIMULATIONSERGEBNISSE

Die aus den Simulationsergebnissen nach 3.3 berechneten Spurabweichungen  $\rho$  der untersuchten Modelle sind in Tabelle 3 gezeigt. Hierbei handelt es sich um die Spurabweichung bei jeweils bereits optimierter Dimensionierung. Die berechnete Spurabweichung  $\rho$  gibt demnach darüber Aufschluss, welches Lenksystem theoretisch das Beste unter den untersuchten Lenksystemen hinsichtlich Spurabweichung  $\rho$  darstellt. Neben der Spurabweichung, anhand welcher die Bewertung der Lenksysteme in diesem Beitrag durchgeführt wird, erfolgt in Tabelle 3 ebenfalls die Angabe des Flächenverbrauchs  $A$  in Quadratmetern. Der Flächenverbrauch bezieht sich dabei auf die Fläche, die die beiden Hüllkurven zwischen sich einschließen.

Aus den Ergebnissen in Tabelle 3 wird deutlich, dass Modell 11 die geringste Spurabweichung und folglich die höchste Spurtreue unter den untersuchten Lenksystemen

aufweist. Demgemäß besitzt Modell 9 die zweithöchste Spurtreue, Modell 10 die Dritthöchste, usw.

Mithilfe der Simulationsergebnisse können darüber hinaus die Submodelle der Lenksysteme verglichen werden. Der direkte Vergleich zwischen Modell 10 und 11, Modell 8 und 9, Modell 4 und 5 sowie Modell 2 und 3 zeigt, dass die Modelle, bei denen die Weitergabe des Deichselwinkels an der Vorderachse über das jeweilige Lenkwinkelübertragungsmodell zum Lenkstockhebel an der Hinterachse erfolgt, durchweg geringere Spurabweichungen aufweisen. Lediglich bei Modell 4 und 5 treten die identischen Spurabweichungen auf, da bei beiden Modellen der Lenkwinkel  $\delta_1$  an der Vorderachse im Wesentlichen in einen Lenkwinkel  $\delta_3$  an der Hinterachse umgewandelt wird. Bei Modell 4 geschieht dies direkt am Punkt  $C_3$ , wohingegen dies bei Modell 5 indirekt über den Lenkstockhebel und die kurze Spurstange geschieht. Es ist festzuhalten, dass die Kopplung zwischen Vorder- und Hinterachse über einen zentralen, sich auf der Anhängerlängsachse befindlichen Punkt der Kopplung über einen dezentralen Punkt vorzuziehen ist. Dies gilt, sofern eine dem Hinterachsmodell HA 1 entsprechende Hinterachse im Anhänger verbaut wird.

Hinsichtlich der Achskonzepte wird durch den Vergleich von Modell 1 mit 6, 2 mit 8, 3 mit 9, 4 mit 10 und 5 mit 11 deutlich, dass durch die Verwendung des Vorderachsmodells VA 2 geringere Spurabweichungen als mit VA 1 realisiert werden können.

Der Vergleich der Modelle 6, 7, 8 und 10, die sich lediglich durch die verwendeten Lenkwinkelübertragungsmodelle unterscheiden, offenbart, dass für das gewählte Vorderachsmodell VA 2 die Verwendung von Modell LÜ 5 in der geringsten Spurabweichung der vier Modelle resultiert. Selbiges gilt für den Vergleich von Modell 9 und 11, die sich ebenfalls nur hinsichtlich des verwendeten Lenkwinkelübertragungsmodells unterscheiden. Hier weist das Lenkwinkelübertragungsmodell LÜ 6 eine geringere Spurabweichung als LÜ 4 auf.

Tabelle 3. Spurabweichungen und Flächenbedarfe der optimierten Lenksysteme

Modell-Nr.	Spurabweichung $\rho$ [%]	Flächenbedarf $A$ [m <sup>2</sup> ]
1	2096	3,39
2	1801	2,99
3	1800	2,98
4	1860	3,07
5	1860	3,07
6	1870	3,27

7	2274	3,87
8	1789	3,02
9	1684	2,85
10	1714	2,90
11	1674	2,83

Weiter lassen die Simulationsergebnisse erkennen, dass ausschließlich die Lenkwinkelübertragungsmodelle LÜ ⑤ und LÜ ⑥ den zu übertragenden Lenkwinkel betragsmäßig ohne Abweichung von der Vorder- zur Hinterachse weitergeben. Bei LÜ ③ und LÜ ④ treten bei der Übertragung geringe Abweichungen auf. Die übrigen Lenkwinkelübertragungsmodelle weisen große Abweichungen auf, da diese den Lenkwinkel  $\delta_2$  diagonal in den Lenkwinkel  $\delta_3$  umwandeln.

Da bei der Lenkwinkelübertragung von LÜ ⑤ und LÜ ⑥ keine Abweichungen auftreten, kann der Vergleich von Modell ⑩ mit ⑪ herangezogen werden, um die zusätzlich durch das Hinterachsmodell HA ① verursachte Spurabweichung zu beziffern. Wird ergänzend der Vergleich von Modell ⑨ mit ⑪ herangezogen, so wird ersichtlich, dass die Abweichung, die hier aufgrund der Verwendung des Lenkwinkelübertragungsmodells LÜ ④ auftritt, geringer ausfällt, als die oben ausgelöste Abweichung durch HA ①.

Interessanter Weise deuten die Simulationsergebnisse darauf hin, dass bei Modellen, die auf dem Vorderachsmodell VA ① beruhen, die Lenkwinkelübertragungsmodelle LÜ ③ und LÜ ④ zu einer geringeren Spurabweichung führen als dies bei LÜ ⑤ und LÜ ⑥ der Fall ist. Hier scheinen sich die durch LÜ ③ und LÜ ④ sowie die durch die Achskonzepte VA ①, HA ① und HA ② verursachten Lenkfehler gegenseitig aufzuheben, wodurch insgesamt geringere Spurabweichungen auftreten.

Die Analyse der Simulationsergebnisse hat überdies gezeigt, dass die Modelle ④, ⑤ und ⑪ als einzige Modelle die in Abschnitt 2.3 aufgestellte Bedingung 2.1 bei Rechtskurven mit  $\delta_1 = \delta_3 > \delta_2 = \delta_4$ , wobei  $\delta_1 = \delta_3 = \delta_i$  und  $\delta_2 = \delta_4 = \delta_a$  erfüllen. Hierdurch zeigt der Geschwindigkeitsvektor  $v_S$  im Anhängerschwerpunkt stets entlang der Längssachse, sodass kein Schwimmwinkel  $\beta$  auftritt. Für Linkskurven gilt analog  $|\delta_1| = |\delta_3| < |\delta_2| = |\delta_4|$ , mit  $\delta_1 = \delta_3 = \delta_a$  und  $\delta_2 = \delta_4 = \delta_i$ . Die sich einstellenden Lenkwinkel von Modell ③ und ⑨ erfüllen mit  $\delta_1 \approx \delta_3 > \delta_2 \approx \delta_4$  die obige Bedingung bei Rechtskurven annähernd. Des Weiteren gilt für Modell ⑩  $\delta_1 = \delta_3 > \delta_2 \neq \delta_4$ , für Modell ② und ⑧  $\delta_1 \approx \delta_3 > \delta_2 \neq \delta_4$  sowie für Modell ①, ⑥ und ⑦  $\delta_1 \neq \delta_3 > \delta_2 \neq \delta_4$ .

Die in Tabelle 3 aufgelisteten Spurabweichungen  $\rho$  werden gemäß der Definition 3.3 aus Abschnitt 3 aus dem Mittelwert der Summen der Beträge aller über den Kurvenverlauf auftretenden Spurabweichungen bei 180°-Rechts- und Linkskurven  $\rho_{RK}$  und  $\rho_{LK}$  berechnet. Da der Mittelwert keine Aussage über das bereits in Abschnitt 1.2 thematisierte, potentiell auftretende, asymmetrische Lenkverhalten von Routenzuganhängern bei Rechts- und Linkskurven zulässt, werden zusätzlich charakteristische Spurabweichungen der untersuchten Modelle an einzelnen Punkten der Kurve in Tabelle 4 aufgelistet. Hierbei handelt es sich um die maximale Spurabweichung nach außen, nach innen sowie um die stationäre Abweichung bei einer stationären Kreisfahrt. Das Kürzel RK steht für Rechtskurve, das Kürzel LK für Linkskurve.

Die in Tabelle 4 aufgelisteten Werte zeigen, dass ausschließlich Modell ⑪ ein identisches Lenkverhalten bei Rechts- und Linkskurven aufweist. Um allgemein dasselbe Lenkverhalten für beide Kurvenrichtungen zu gewährleisten, muss  $|\delta_{1,RK}| = |\delta_{2,LK}|$ ,  $|\delta_{2,RK}| = |\delta_{1,LK}|$ ,  $|\delta_{3,RK}| = |\delta_{4,LK}|$  und  $|\delta_{4,RK}| = |\delta_{3,LK}|$  gelten. Für Modell ⑪ gilt damit  $|\delta_{1,RK}| = |\delta_{3,RK}| = |\delta_{2,LK}| = |\delta_{4,LK}| > |\delta_{2,RK}| = |\delta_{4,RK}| = |\delta_{1,LK}| = |\delta_{3,LK}|$ , mit  $\delta_{1,RK} = \delta_{3,RK} = \delta_{2,LK} = \delta_{4,LK} = \delta_i$  und  $\delta_{2,RK} = \delta_{4,RK} = \delta_{1,LK} = \delta_{3,LK}$  für beide Kurvenrichtungen.

Modell ⑦ und ⑨ weisen nach Modell ⑪ die niedrigsten Spurabweichungen zwischen Rechts- und Linkskurven auf. Hervorzuheben sei an dieser Stelle, dass die durch das Vorderachsmodell VA ① und Hinterachsmodell HA ① kurvenrichtungsabhängigen Abweichungen durch das Lenkwinkelübertragungsmodell LÜ ② kompensiert werden.

Die Spurabweichung  $\rho$  sollte demnach nicht als alleiniges Auswahlkriterium für Anhängerlenksysteme herangezogen werden. Es empfiehlt sich, zusätzlich das Lenkverhalten bei Rechts- und Linkskurven differenziert zu analysieren, um auf diese Weise das Auftreten unerwarteter, großer Spurabweichungen in die eine oder andere Kurvenrichtung zu vermeiden.

Tabelle 4. Maximale Abweichung nach außen und innen sowie stationäre Abweichung der einzelnen Modelle bei Rechts- (RK) und Linkskurven (LK)

Modell-Nr.	Maximale Abweichung außen [%]		Maximale Abweichung innen [%]		Stationäre Abweichung außen/innen [%]	
	RK	LK	RK	LK	RK	LK
①	19	6	-27	-5	-6	19
②	20	18	-20	-4	6	15
③	21	18	-20	-4	7	15

4	20	19	-19	-3	5	17
5	20	19	-19	-3	5	17
6	17	30	-3	-5	14	25
7	27	27	-11	-11	20	14
8	5	18	-8	-9	20	10
9	20	18	-8	-8	17	13
10	20	18	-9	-7	19	9
11	19	19	-11	-11	12	12

Neben den Kriterien der Spurabweichung  $\rho$  und des Lenkverhaltens bei unterschiedlichen Kurvenrichtungen kann mithilfe des Simulationswerkzeugs grundsätzlich ebenfalls ein möglichst niedriger Räderverschleiß als Kriterium mitberücksichtigt werden. Auch wenn der Reifenverschleiß im Rahmen dieses Beitrags nicht berücksichtigt wird, soll im Folgenden das generelle Vorgehen zur Betrachtung des potentiellen Reifenverschleiß dargelegt werden.

Die in Abschnitt 2.3 definierte Bedingung 2.1 mit  $\delta_1 = \delta_3 > \delta_2 = \delta_4$  gibt keinen Aufschluss darüber, um welchen Betrag die Lenkwinkel  $\delta_1$  und  $\delta_3$  größer als  $\delta_2$  und  $\delta_4$  sein müssten, um einen möglichst geringen Verschleiß an den Rädern zu realisieren. Um die Soll-Differenz dieser Winkel zu ermitteln, gilt es den verschleißminimierenden Lenk- bzw. Spurdifferenzwinkel  $\Delta\delta_A$  gemäß [Sto92] auf folgende Weise zu berechnen:

$$\Delta\delta_A = \delta_{A,i} - \delta_{A,a} \quad 5.1$$

Hierbei werden  $\delta_{A,i}$  und  $\delta_{A,a}$  als die nach Ackermann erforderlichen Lenkwinkel am kurveninneren und -äußeren Rad bezeichnet. Diese lassen sich angelehnt an die in [Sto92] aufgezeigten kinematischen Zusammenhänge berechnen. Auf die einzelnen Modifikationen der dort gezeigten Gleichungen, die notwendig sind, um die Gleichungen an die Anhänger mit Deichsel anzupassen, soll an dieser Stelle aus Aufwandsgründen nicht weiter eingegangen werden.

Die tatsächliche Lenkabweichung  $\Delta\delta_F$ , auch Lenkfehler genannt, ergibt sich im Anschluss aus der Differenz des zuvor berechneten Soll-Lenkdiffenzwinkels  $\Delta\delta_A$  und des tatsächlich auftretenden Ist-Lenkdiffenzwinkels  $\Delta\delta = \delta_i - \delta_a$  mit:

$$\Delta\delta_F = \Delta\delta_A - \Delta\delta \quad 5.2$$

Um an dieser Stelle einen möglichst geringen Verschleiß an den Rädern und dadurch wartungsarme Routenzuganhänger zu realisieren, sollte der Lenkdifferenzwinkel  $\Delta\delta_F$  auf ein Minimum reduziert werden [Sto92].

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass hinsichtlich der nach 3.3 berechneten Spurabweichung  $\rho$  ein Lenksystem gemäß Modell 11 gewählt werden sollte, um Routenzuganhänger mit möglichst hohen Spurtreuen zu realisieren. Bei diesem Lenksystem tritt überdies keinerlei Asymmetrie zwischen Rechts- und Linkskurven auf. Der potentiell auftretende Reifenverschleiß, der aus der in 5.2 definierten Lenkabweichung  $\Delta\delta_F$  resultiert, kann zwar grundsätzlich mithilfe des Simulationswerkzeugs berechnet werden, wird jedoch in dieser Betrachtung nicht mit einbezogen.

## 6 FAZIT UND AUSBLICK

In diesem Beitrag wurde ein Simulationswerkzeug entwickelt, mit dessen Hilfe das komplexe Nachlaufverhalten von Routenzügen in Abhängigkeit der verwendeten Lenksysteme simuliert werden kann. Grundlage der Simulationen bildeten verschiedene Modelle von Vorder- und Hinterachsen kombiniert mit unterschiedlichen Lenkwinkelübertragungsmodellen. Mithilfe der Simulationsergebnisse konnten im Anschluss die Dimensionierungen der untersuchten Lenksysteme durch eine simulationsbasierte Optimierung hinsichtlich der in diesem Beitrag definierten Spurabweichung optimiert werden. Die optimierten Anhängermodelle wurden sodann miteinander verglichen und anhand deren Spurabweichungen bewertet. Hierdurch konnte eine Empfehlung für eines der untersuchten Modelle ausgesprochen werden. Es hat sich gezeigt, dass neben der definierten Spurabweichung das Nachlaufverhalten der Anhänger bei Rechts- und Linkskurven differenziert betrachtet werden sollte, um das Auftreten möglicher Asymmetrien zu unterbinden. Zusätzlich ist eine Betrachtung des möglichen Reifenverschleiß ratsam.

Die Ergebnisse des Beitrags zeigen, dass Hersteller von Routenzügen mit Hilfe des Simulationswerkzeuges auf einfache Weise die Güte ihrer Lenksysteme analysieren und bewerten können. Dadurch können bereits in einer frühen Entwicklungsphase die Wahl des Lenksystems und dessen Dimensionierung erleichtert werden. Dies wiederum ermöglicht eine effizientere Entwicklung von spurtreuen Routenzügen mit minimalen Kurvenradien, da aufwendige Iterationen im Entwicklungsprozess sowie der kostspielige Bau von Prototypen vermieden werden können. Auf diese Weise können Routenzuganhänger mit hohen Spurtreuen bei minimalen Kurvenradien realisiert werden, die minimale Gangbreiten in Produktions- oder Logistikeinrichtung ermöglichen und damit aktiv Kosten der Kunden senken können. Ferner können Kunden bei der Planung ihrer Produktions- oder Logistikstätten hinsichtlich der Verwendung bestimmter Routenzüge zielgerichtet beraten werden, da die zu erwartende Spurabweichung

über den gesamten Kurvenverlauf simuliert, transparent dargestellt und in Form des Flächenverbrauchs in Quadratmetern quantifiziert werden kann.

Als nächster Schritt bei der Entwicklung des Simulationswerkzeuges sollten zunächst die Simulationsergebnisse anhand experimentell erhobener Praxisdaten validiert werden. Im Anschluss wäre die Integration weiterer Lenksysteme zu empfehlen, um eine universelle Einsetzbarkeit des Werkzeuges zu gewährleisten.

Neben der in diesem Beitrag betrachteten Optimierung des Lenksystems eines bestimmten Anhängertyps bzw. Variante, könnten zukünftig mithilfe des Simulationswerkzeuges typen- und variantenübergreifende, optimierte Lenksysteme für Routenzuganhänger entwickelt werden. Hierdurch könnten in Zukunft variantenarme Lenksysteme entstehen, die in allen Anhängern eines Herstellers eingesetzt werden. Auf diese Weise könnten Herstellkosten potentiell gesenkt werden.

Darüber hinaus könnten die simulierten Anhängertrajektorien zukünftig genutzt werden, um autonom fahrende Schleppfahrzeuge zu steuern, ohne dass die Anhänger über komplexe, elektronisch gesteuerte Lenksysteme verfügen müssten.

## LITERATUR

- [DIN13] DIN ISO 8855 (2013-11): *Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten – Begriffe*. Berlin: Beuth Verlag.
- [Dud05] Dudzinski, P. (2005): *Lenksysteme für Nutzfahrzeuge*. Berlin: Springer Verlag.
- [GKG12] Günthner, W.; Klenk, E.; Galka, S. (2012): *Stand und Entwicklung von Routenzugsystemen für den innerbetrieblichen Materialtransport. Ergebnisse einer Studie*. München: Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluß Logistik (fml) der TU München.
- [Jun17] Jungheinrich AG (2017): *Typenblatt GTP 110/210/216*.
- [LKG17] Lieb, C.; Klenk, E.; Galka, S.; Keuntje C. (2017): *Einsatz von Routenzugsystemen zur Produktionsversorgung – Studie zu Planung, Steuerung und Betrieb*. München: Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluß Logistik (fml) der TU München.
- [LM14] Lippold, C.; Maier, A. (2014): *Befahrbarkeit plangleicher Knotenpunkte mit Lang-Lkw*. Bremen: Fachverlag NW (Bericht der Bundesanstalt für Straßenwesen Verkehrstechnik, Heft V 247).
- [Log11] Logistik heute (2011): *Weniger Stapler*. In: *Logistik heute* 11 (9), S. 38–39.
- [MS15] Martini, A.; Stache, U. (2015): *Forschungsbericht: Planung von Routenzugsystemen*. In: Schenk, M.; Helmut Zadek; Müller, G., Richter, K.; Seidel, H. (Hg.): *20. Magdeburger Logistiktage – Sichere und nachhaltige Logistik. Magdeburger Logistiktage*. Magdeburg, S. 88–93.
- [Mat07] Matschinsky, W. (2007): *Radführungen der Straßenfahrzeuge – Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion*. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag.
- [MW14] Mitschke, M.; Wallentowitz, H. (2014): *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag.
- [PH13] Pfeffer, P.; Harrer, M. (2013): *Lenkungshandbuch – Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen*.

- Wiesbaden: Springer Fachmedien Verlag.
- [PUK13] Piepenburg, B.; Ulrich, S.; Krivenkov, K.; Bruns, R.; (2013): *Simulationsgestützte Untersuchung der Spurtreue von Routenzügen*. In: *Logistics Journals Proceedings*.
- [RS40] Riekert, P.; Schunck, T. E. (1940): *Zur Fahrmechanik des gummiereiften Kraftfahrzeugs*. In: *Ingenieur-Archiv*. 11 (3).
- [SBH10] Siebertz, K.; van Bebber, D.; Hochkirchen, T. (2010): *Statistische Versuchsplanung – Design of Experiments (DoE)*. Heidelberg: Springer Verlag.
- [SGK13] Staab, T.; Galka, S.; Klenk, E.; Günthner, W. A. (2013): *Effizienzsteigerung für Routenzüge – Untersuchung des Einflusses der Routenführung auf die Auslastung und Prozessstabilität*. In: Dangelmaier, W.; Laroque, C.; Klaas, A. (Hg.) (2013): *Simulation in Produktion und Logistik*. [Entscheidungsunterstützung von der Planung bis zur Steuerung; 15. ASIM Fachtagung, 09.-11. Oktober 2013, Paderborn], Paderborn: Heinz-Nixdorf-Inst. Univ. Paderborn (ASIM-Mitteilung, 147), S. 167–176.
- [SM14] Stache, U.; Martini, A. (2014): *Automatisierung von Routenzugsystemen – Teil I. Alternative Automatisierungskonzepte und deren Kategorisierung*. In: *Fördern + Heben* 14 (09), S. 16–19.
- [Sti17] Still GmbH (2017): *Typenblatt Lift-Runner*.
- [Sto92] Stoll, H. (1992): *Fahrwerktechnik: Lenkanlagen und Hilfskraftlenkungen – Auslegungs- und Beurteilungskriterien, Sicherheit, Lenkinematik, Lenkübersetzung, Lenkgetriebebauarten, Bauteile der Lenkanlage, hydraulische, elektrische, pneumatische und geschwindigkeitsabhängige Hilfslenkungen*. Würzburg: Vogel Verlag.
- [Trz14] Trzesniowski, M. (2014): *Rennwagen-technik – Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*. Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag.
- [UBK14] Ulrich, S.; Bruns, R.; Krivenkov, K. (2014): *Simulationsgestützte Entwicklung eines Lenksystemes für Routenzüge*. In: *Logistics Journals Proceedings*.
- [VDI13] VDI-Richtlinie 2406 (2013-12) Entwurf: *Anhänger für Flurförderzeuge*. Düsseldorf: VDI.
- [VDI16a] VDI-Richtlinie 5586 (2016-04) Blatt 1: *Routenzugsysteme – Grundlagen, Gestaltung und Praxisbeispiele*. Düsseldorf: VDI.
- [VDI16b] VDI-Richtlinie 5586 (2016-04) Blatt 2: *Routenzugsysteme – Planung und Dimensionierung*. Düsseldorf: VDI.
- 
- Joshua Graf, MBA, B.Sc.**, studiert derzeit im Master Produktentwicklung, Werkstoffe und Produktion an der Technischen Universität Hamburg, an der er zuvor bis 2013 Maschinenbau im Bachelor studierte. Zwischen 2013 and 2016 absolvierte Joshua Graf zudem einen Master of Business Administration in Technology Management am Northern Institute of Technology Management.
- Dr. Johannes Hinckeldeyn**, ist Oberingenieur am Institut für Technische Logistik der Technischen Universität Hamburg. Nach seiner Promotion in Großbritannien war Johannes Hinckeldeyn als Chief Operating Officer für einen Hersteller von Mess- und Labortechnik für die Batterieforschung tätig. Johannes Hinckeldeyn studierte Wirtschaftsingenieurwesen, Produktionstechnik und –management in Hamburg und Münster.
- Prof. Dr.-Ing. Jochen Kreutzfeldt**, ist Professor und Leiter des Instituts für Technische Logistik der Technischen Universität Hamburg. Nach seinem Maschinenbaustudium mit der Vertiefung Produktionstechnik war Jochen Kreutzfeldt in verschiedenen leitenden Positionen bei einem Unternehmen für Automobilsicherheitstechnik tätig. Anschließend übernahm Jochen Kreutzfeldt eine Professur für Logistik an der Hochschule für Angewandte Wissenschaft Hamburg und wurde Leiter des Instituts für Produkt- und Produktionsmanagement.
- Adresse: Institut für Technische Logistik, Technische Universität Hamburg, Theodor-Yorck-Straße 8, 21079 Hamburg, Germany, Phone: +49 40 42878-3891, E-Mail: itl@tuhh.de