

Dynamische Standsicherheit von Portalstaplern

Dynamic Stability of Straddle Carriers

Prof. Dr.-Ing. Rainer Bruns
Dr.-Ing. Dipl.-Math. Björn Piepenburg

*Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik
Fakultät für Maschinenbau, Institut für Konstruktions- und Fertigungstechnik
Helmut-Schmidt-Universität, Universität der Bundeswehr, Hamburg*

Der Artikel beschreibt die Untersuchung der dynamischen Standsicherheit von Portalstaplern. Dazu wurde ein aktueller repräsentativer Portalstapler analysiert und in ein Mehrkörper-Simulationsmodell abgebildet. Die Validierung des Modells erfolgte auf Basis von Messfahrten am realen System. Aus den durchgeführten Simulationsstudien wurden technische Verbesserungsmaßnahmen abgeleitet, welche die dynamische Standsicherheit von Portalstaplern erhöhen.

[Schlüsselwörter: Portalstapler, Kippunfall, Standsicherheit, MKS-Simulation, ESP]

The article describes the analysis of the dynamic stability of straddle carriers. Therefore a straddle carrier of practical relevance was analyzed and displayed in a multi-body simulation model. The validation of the model was based on measuring rides on the real system. From simulation studies, technical improvement measures were derived, which improve the dynamic stability of portal lift trucks.

[Keywords: Straddle Carrier, Tipping Accident, Stability, MBS-Simulation, ESP]

1 MOTIVATION

Portalstapler oder Van Carrier (VC) werden im Hafen zum Umschlag von Containern eingesetzt (vgl. Abbildung 1). Die größte Verbreitung haben 3-hoch- und 4-hoch-Geräte, also VC, welche in die dritte bzw. vierte Containerlage stapeln können. Diese Geräte haben eine Höhe von mehr als 15 Meter und eine maximale Geschwindigkeit von 25 bzw. 30 km/h.

Der Schwerpunkt der Portalstapler in der Höhe wird wesentlich durch die Maschinenbühne beeinflusst, welche mehr als 25% der Gesamtmasse des unbeladenen VC ausmacht. Komponenten der Maschinenbühne sind der Antrieb, die Steuerung und die Seilspeicher für das Lasthebemittel (Spreader). Bei einem unbeladenen VC mit maximal abgesenktem Spreader liegt der Schwerpunkt



Abbildung 1: Portalstapler beim Ein- bzw. Auslagern in die dritte Containerlage

knapp unterhalb der halben Fahrzeughöhe. Diese ungünstige Schwerpunktlage kann bei kritischen Fahrmanövern wie dem schnellen Gegenlenken zum Ausweichen von Hindernissen zum Kippen des Fahrzeuges führen. Diese nur selten aber immer wieder auftretenden Kippunfälle führten in den vergangenen Jahren zu schweren, häufig tödlichen Verletzungen der Fahrer.

2 PROJEKTZUSAMMENSETZUNG UND -AUFBAU

Das Projekt wurde von der *Berufsgenossenschaft für Handel und Warendistribution* initiiert und gefördert. Weitere Projektpartner waren die drei Hersteller von Portalstaplern *Cargotec Germany GmbH*, *Konecranes GmbH* und *Noell Mobile Systems GmbH* sowie die drei Terminalbetreiber *Eurogate Container Terminal Hamburg GmbH / Eurogate Container Terminal Bremerhaven GmbH*, *Hamburger Hafen und Logistik AG* und *NTB North Sea Terminal Bremerhaven GmbH & Co.*

Das Projekt war zweigeteilt aufgebaut. In der ersten Projektphase wurden die Lastspiele bzw. Auftragsdaten von VC analysiert und in ein analytisches Modell überführt. Mit dem Modell wurde der Einfluss von Leistungsdaten der Fahrzeuge wie z.B. die maximale Fahrgeschwindigkeit auf die Umschlagsleistung beschrieben und daraus organisatorische Maßnahmen abgeleitet, welche Kippunfälle verhindern können (vgl. [Dou10]).

Der vorliegende Beitrag beschäftigt sich mit dem zweiten Teil des Projektes, der mechanischen Systemanalyse eines Portalstaplers. Dazu wurde ein praxisrelevantes 4-hoch-Gerät in einer Mehrkörper-Simulationsumgebung abgebildet und das Modell mit Testfahrten validiert. Auf Basis des Modells konnten Ursachen für das Kippen der Geräte bei kritischen Fahrmanövern abgeleitet werden und darauf aufbauend technische Verbesserungsmaßnahmen zur Erhöhung der dynamischen Standsicherheit entwickelt und untersucht werden.

3 MODELLERSTELLUNG

Zur Untersuchung der dynamischen Standsicherheit von Portalstaplern wurde ein praxisrelevantes Fahrzeug in ein Mehrkörper-Simulationsmodell (MKS-Modell) überführt. Ein besonderes Augenmerk wurde bei der Modellierung auf die Abbildung des für die Simulation wichtigen Rad-Straße-Kontaktes gelegt. Zur Validierung des Simulationsmodells wurden Messfahrten am realen System durchgeführt.

3.1 MEHRKÖRPERSIMULATION

Das Modell wurde in der Software-Suite Matlab / Simulink unter Verwendung der Toolbox SimMechanics aufgebaut. Für die Modellerstellung wurde der Portalstapler in 14 unterschiedliche Komponenten inkl. der Straße zerlegt (vgl. Abbildung 2 und Abbildung 4):

- Maschinenbühne
- Kabine
- Jochbalken (2x)
- Spreader
- (Last – die Last erhöht die Standsicherheit des Fahrzeuges und wird zur Worst-Case-Betrachtung in der Simulation nicht abgebildet)
- Stützen (4x)
- (Sternverbände (2x) – die Erhöhung der Längssteifigkeit des Fahrzeuges durch die Sternverbände wurde durch feste Verbindungselemente (0 DOF) zwischen den Fahrträgern und den Stützen abgebildet)
- Fahrträger (2x)

- Gap-Elemente zur Begrenzung der Fahrwerkseinfederung (8x)
- Führungselemente für die Fahrwerksein- bzw. -ausfederung (8x)
- Radgabeln (8x)
- Radnaben (8x)
- Räder als reine Massenelemente (vgl. Abschnitt 3.2) (8x)
- Führungselemente für die Radeinfederung (8x)
- Latschelemente zur Abbildung des Rad-Straßen-Kontaktes (8x)
- Straße

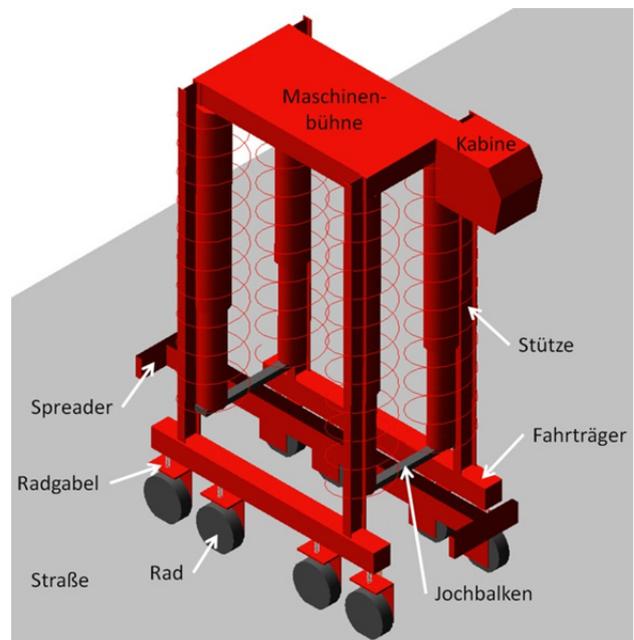


Abbildung 2: Zerlegung des Portalstaplers in Komponenten

Die einzelnen Komponenten des VC sowie die Straße wurden als starre Körper abgebildet, welche durch ihre Massen, Schwerpunktlagen, ihren Massenträgheiten sowie der Lage ihrer Kontaktpunkte beschrieben wurden. Die Kontakte zwischen den Komponenten untereinander wurde durch Verbindungselemente realisiert, welche keine bis fünf Freiheitsgrade zwischen den verbundenen Komponenten zulassen.

Ein MKS-Modell besteht aus starren Körpern, welche keine Verformungen zulassen. Bedingt durch den hohen Aufbau des Portalstaplers kommt es am realen System zu Verformungen der Stützen in Fahrzeugquerrichtung (in Fahrzeuginnenrichtung sind die Verformungen durch Sternverbände zwischen den Stützen zu vernachlässigen). Die Verformungen wurde im Modell durch Scharniere zwischen den Stützen und der Maschinenbühne sowie dazu parallelen Torsionsfedern abgebildet. Die Steifigkeiten

der Federn wurde experimentell aus den Ergebnissen der Messfahrten (vgl. Abschnitt 3.4) ermittelt.

Die Steifigkeiten der Drahtseile zwischen der Maschinenbühne und den Jochbalken, die Steifigkeiten der Federelemente zwischen den Fahrträgern und den Radgabeln sowie die Steifigkeiten der Räder wurden jeweils durch Schraubenfedern modelliert. Die Parameter Steifigkeit, Vorspannung und ggf. Dämpfung wurden aus Materialdaten bzw. experimentell aus den Ergebnissen der Messfahrten gewonnen. Die Längung der Federelemente zwischen den Fahrträgern und den Radgabeln wurde durch die Einbringung von L-förmigen Gap-Elementen begrenzt um eine Unterstützung des Kippens durch die Vorspannung der Federn zu verhindern (vgl. Abschnitt 3.2).

Der schematische Aufbau des Gesamtmodells ist in der Abbildung 3 dargestellt.

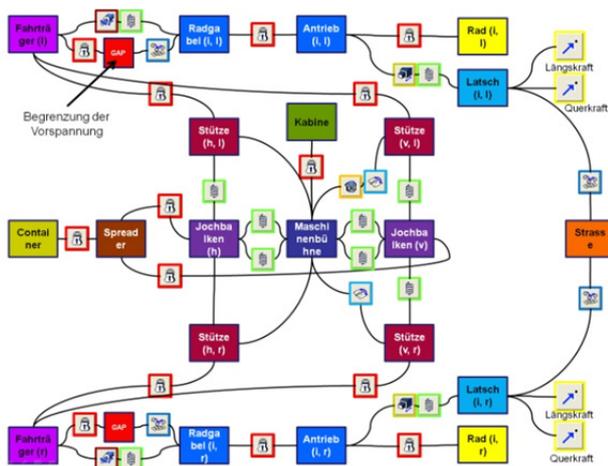


Abbildung 3: Aufbau des MKS-Modells (schematisch)

Zur Bewegung des Fahrzeuges im Modell wurden Längs- und Querkräfte auf die Latsch-Elemente aufgebracht (vgl. Abschnitt 3.2). Zur Parametrisierung der Beschleunigung wird dem Modell ein Antriebskraft-Zeitverlauf für die angetriebenen Räder übergeben. Die tatsächlichen Kräfte für alle Räder werden daraus dynamisch zur Simulationszeit berechnet. Zur Parametrisierung des Lenkverhaltens werden dem Modell der Kurveninnenradius über die Simulationszeit und eine Lenkgeschwindigkeit übergeben. Die Lenkwinkel für die acht Räder werden dynamisch zur Simulationszeit berechnet.

3.2 REIFEN- UND ANTRIEBSMODELL

Die Modellierung des Rad-Straße-Kontaktes ist ein sehr wichtiger Bestandteil des MKS-Modells. Im realisierten Reifenmodell steht der Portalstapler auf den acht Latschelementen, welche durch spezielle Verbindungselemente am Durchdringen der Straße gehindert werden. Senkrechte Führungsstangen mit parallelen Schraubenfedern zwischen den Latschelementen und den Radnaben

wurden zur Modellierung der Radeinfederung verwendet. Die Radnaben verbinden die Radgabeln mit den Rädern, welche keine Funktion haben und ausschließlich als Masselement realisiert wurden. Zwischen den Radgabeln und den Fahrträgern befindet sich jeweils eine Führungsstange mit paralleler Schraubenfeder zur Realisierung der Fahrwerkseinfederung.

Das Reifenmodell ist schematisch in der Abbildung 4 dargestellt.

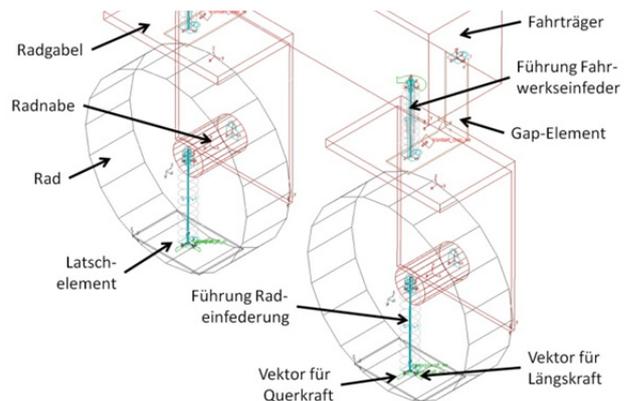


Abbildung 4: Aufbau des Reifen- und Antriebsmodells

Die Latschelemente werden über die Straße gezogen. Dazu greifen im Schwerpunkt der Latschelemente in Fahrzeuginnen- und -querrichtung Kraftvektoren an. Die Kräfte werden in Abhängigkeit der vorgegebenen Antriebskraft, des Reibbeiwertes zwischen den Rädern und der Straße, dem Rollwiderstand der Reifen sowie der Radaufstandskraft dynamisch zur Simulationszeit in zwei Matlab-Routinen berechnet und an das Modell übergeben (vgl. [Sch10]). Zur Begrenzung der maximal übertragbaren Kraft eines Rades über den Kammschen Kreis wurde eine Abhängigkeit zwischen den Berechnungsergebnissen der Längs- und der Querkraft hergestellt.

Im Gegensatz zu PKW- und LKW-Reifen ist das Schräglaufverhalten der 25“-Bereifung der VC weitestgehend unbekannt. Auch existieren keine Prüfstände, welche sowohl die Größe der Reifen als auch die hohen dynamischen Radlasten eines unbeladenen VC von mehr als 150 kN aufnehmen können. Zur Parametrisierung der zwei Matlab-Routinen zur Berechnung der Längs- und Querkräfte wurden die Federsteifigkeiten und das Schräglaufverhalten in Abhängigkeit der Radlast und des Schräglaufwinkels für VC-Reifen unterschiedlicher Hersteller bei der Wehrtechnischen Dienststelle 51 der Bundeswehr vermessen. Der dortige Trommelprüfstand für LKW-Reifen kann Radlasten bis zu 100 kN bei Schräglaufwinkel zwischen -10 und +10° aufnehmen. Das Verhalten der Reifen bei höheren Lasten wurde extrapoliert.

Der zu geringe Durchmesser der Messfelge von 20“ wurde durch einen Felgenadapter überbrückt, welcher im Rahmen des Projektes konstruiert und gefertigt wurde.

Das Rad mit Radadapter am Trommelpfprüfstand ist in der Abbildung 5 dargestellt.

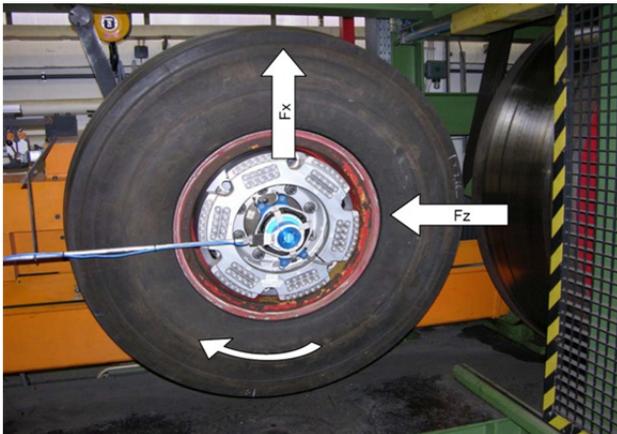


Abbildung 5: VC-Bereifung am Trommelpfprüfstand der WTD 51 der Bundeswehr

Die Abhängigkeit der Radaufstandskraft zu der Radeinfederung wurde durch eine Gerade approximiert, die Querkraft in Abhängigkeit der Radaufstandskraft und dem Schräglaufwinkel durch einen experimentell angepassten Tangenshyperbolikus. Die maximalen Abweichungen zwischen den gemessenen und den berechneten Kräften lagen in einem akzeptablen Bereich von unter 10%.

3.3 LENKMODELL

Bei einem Portalstapler werden alle acht Räder gelenkt. Das Lenkgestänge des realen Systems wurde vereinfacht über die direkte Vorgabe von Lenkwinkel für die vier Räderpaare abgebildet. Die Winkel werden dynamisch zur Laufzeit der Simulation aus dem Tangens aus dem Kurvenradius plus / minus der halben Fahrzeugbreite dividiert durch den Abstand zwischen dem entsprechenden Rad und dem Fahrzeugmittelpunkt in Längsrichtung bestimmt. Der minimale Kurveninnenradius des betrachteten Portalstaplers liegt bei etwa 3 m.

3.4 MODELLVALIDIERUNG

Zur Modellvalidierung wurden Messfahrten mit einem 4-hoch-Gerät durchgeführt. Als Messtechnik wurde eine kreiselstabilisierte Plattform verwendet, deren Sensoren die translatorischen und rotatorischen Beschleunigungen in sechs Raumrichtungen messen. Der Kreisel wurde mittig auf der Maschinenbühne im Fahrzeugschwerpunkt der Ebene montiert. Zur Abschätzung der Steifigkeiten des Rahmens wurden die Messfahrten mit dem Kreisel auf dem in Fahrtrichtung linken Fahrträger wiederholt. Als zusätzliche Messtechnik wurden ein Odometer zur optischen Erfassung der Fahrtrajektorie und vier Wegsensoren zwischen den Fahrträgern und den Radgabeln der äußeren Räder zur Messung der Einfederungen des Fahrwerks verwendet. Der Messaufbau ist in der Abbildung 6 dargestellt.



Abbildung 6: Messaufbau zur Validierung des Simulationsmodells

Es wurden folgende Messfahrten durchgeführt:

- Geradeausfahrt mit maximaler (typischer) Beschleunigung und maximaler (typischer) Verzögerung (mit und ohne Last) und
- Kurven- und Kreisfahrten (links und rechts) bei maximaler (elektronisch begrenzter) Geschwindigkeit (mit und ohne Last).

Die Fahrmanöver wurden in der Simulationsumgebung nachgebildet und die Steifigkeiten der Stützen und die Federsteifigkeiten im Fahrwerk entsprechend den Messergebnissen angepasst.

4 SIMULATIONSSTUDIEN

In den Simulationsstudien sollten Grenzbelastungen für den Portalstapler abgebildet werden um daraus Gründe für das Kippen des Fahrzeuges ableiten zu können. Weiter sollten Maßnahmen untersucht werden, mit denen der Fahrer bzw. ein automatisches Assistenzsystem das Kippen des Portalstaplers verhindern kann (z.B. Gegenlenken, starkes Abbremsen oder sogar zusätzliches Beschleunigen). Alle Studien wurden ohne Last und mit abgesenktem Spreader durchgeführt, wodurch der Schwerpunkt des Fahrzeuges maximal hoch lag. Es wurden folgende elf Studien durchgeführt:

- 1) Lenkverreißtest mit 0,0s Reaktionszeit
- 2) Lenkverreißtest mit 0,5s Reaktionszeit
- 3) Lenkverreißtest mit 1,0s Reaktionszeit
- 4) Abhängigkeit des Kippzeitpunktes von der Geschwindigkeit und dem Kurvenradius
- 5) Einfluss des Reifendrucks auf das Kippverhalten
- 6) Einfluss des Reibbeiwertes zwischen Reifen und Straße auf das Kippverhalten

- 7) Wie schnell darf ein VC in Abhängigkeit des Kurvenradius maximal fahren um ihn mit der heute maximalen Verzögerung von $a = -3,0\text{m/s}^2$ am Kippen hindern zu können?
- 8) Welche Räder bzw. Räderkombinationen sollten vorzugsweise gebremst werden?
- 9) Wie stark muss das Fahrzeug abgebremst werden damit es in Längsrichtung, d.h. über die zwei vorderen Räder kippt?
- 10) Reduzierung des Kurvenradius aus stationärer Fahrt mit maximaler Lenkgeschwindigkeit
- 11) Wechselndes Lenken mit maximaler Lenkgeschwindigkeit

Die Reaktionszeit bei den Studien 1) – 3) beschreibt die Zeit vom Beginn des Einlenkens bis zum Einsetzen der Bremskraft.

Die wesentliche Erkenntnis der Simulationsstudien ist, dass ein Bremsen in einer kritischen Fahrsituation wie einem schnellen Lenkwechsel oder einer engen 180°-Kurve das Fahrzeug stabilisieren kann. Allerdings ergaben die Studien, dass die volle Bremskraft innerhalb von weniger als einer Sekunde nach dem Beginn des Einlenkens einsetzen muss. Unter Berücksichtigung der Reaktionszeit der Bremsanlage und der Taktfrequenz der Fahrzeugsteuerung blieben dem Fahrer weniger als 0,5 Sekunden zum Reagieren. Aufgrund dieser kurzen Reaktionszeit wurde im Rahmen des Projektes ein automatisches Stabilitätssystem vorgeschlagen, welches im Abschnitt 6 beschrieben wird.

5 ERGEBNISSE UND VALIDIERUNGSMESSUNGEN

Die Simulationsstudien haben gezeigt, dass ein Bremsen in der Kurve bei einem drohenden Kippen des Fahrzeuges die Stabilität erhöhen kann. Zur Validierung dieses Simulationsergebnisses wurden am realen Fahrzeug folgende acht Messfahrten durchgeführt:

- Beschleunigung auf maximale Geschwindigkeit, Links- bzw. Rechtskurve mit **großem Radius** (ca. 20 m), zwei Kreisfahrten, **Ausrollen** des Fahrzeuges, **mit Last** (40 t)
- Beschleunigung auf maximale Geschwindigkeit, Links- bzw. Rechtskurve mit **kleinem Radius** (ca. 5 m), zwei Kreisfahrten, **Ausrollen** des Fahrzeuges, **mit Last** (40 t)
- Beschleunigung auf maximale Geschwindigkeit, Links- bzw. Rechtskurve mit **großem Radius** (ca. 20 m), zwei Kreisfahrten, **maximales Abbremsen** (ca. $-3,0\text{ m/s}^2$), **mit Last** (40 t)

- Beschleunigung auf maximale Geschwindigkeit, Links- bzw. Rechtskurve mit **kleinem Radius** (ca. 5 m), zwei Kreisfahrten, **maximales Abbremsen** (ca. $-3,0\text{ m/s}^2$), **mit Last** (40 t)
- Beschleunigung auf maximale Geschwindigkeit, Links- bzw. Rechtskurve mit **großem Radius** (ca. 20 m), zwei Kreisfahrten, **Ausrollen** des Fahrzeuges, **ohne Last**
- Beschleunigung auf maximale Geschwindigkeit, Links- bzw. Rechtskurve mit **kleinem Radius** (ca. 5 m), zwei Kreisfahrten, **Ausrollen** des Fahrzeuges, **ohne Last**
- Beschleunigung auf maximale Geschwindigkeit, Links- bzw. Rechtskurve mit **großem Radius** (ca. 20 m), zwei Kreisfahrten, **maximales Abbremsen** (ca. $-3,0\text{ m/s}^2$), **ohne Last**
- Beschleunigung auf maximale Geschwindigkeit, Links- bzw. Rechtskurve mit **kleinem Radius** (ca. 5 m), zwei Kreisfahrten, **maximales Abbremsen** (ca. $-3,0\text{ m/s}^2$), **ohne Last**

Die Messfahrten haben gezeigt, dass sich im Gegensatz zu anderen Fahrzeugen beim Portalstapler das Bremsen in der Kurve nicht negativ auf den Wankwinkel auswirkt, was auf den besonderen konstruktiven Aufbau der Fahrzeuge zurückzuführen ist. Allerdings traten zum Zeitpunkt des Bremsens sowohl bei den Messfahrten als auch bei den Simulationsstudien kurze Beschleunigungspeaks von etwa $0,3$ bis $0,5\text{ m/s}^2$ senkrecht zur Fahrtrichtung auf, welche die Standsicherheit bei einer anliegenden Grenzbelastung des Fahrzeuges negativ beeinflussen könnten. Um eine allgemeingültige Aussage über das notwendige Verhalten des Fahrers bei einem drohenden Kippen des Fahrzeuges in der Kurve treffen zu können muss die Ursache und der Einfluss des Beschleunigungspeaks auf die Standsicherheit des Fahrzeuges näher untersucht werden.

6 TECHNISCHE VERBESSERUNGSMABNAHMEN

Die heutigen Portalstapler verfügen über ein Stabilitätssystem, welches in Abhängigkeit der Spreaderhöhe und des Kurvenradius die Fahrzeuggeschwindigkeit begrenzen bzw. reduziert. Bei schnellen Lenkwechseln z.B. beim Ausweichen von Hindernissen reagiert das System allerdings zu träge, was zu einem Kippen des Fahrzeuges führen kann.

Dabei wird das Kippmoment des Fahrzeuges M_K überwacht und in Abhängigkeit des Standmomentes M_S eine Reduzierung der Fahrgeschwindigkeit einleiten (vgl. Abbildung 7).

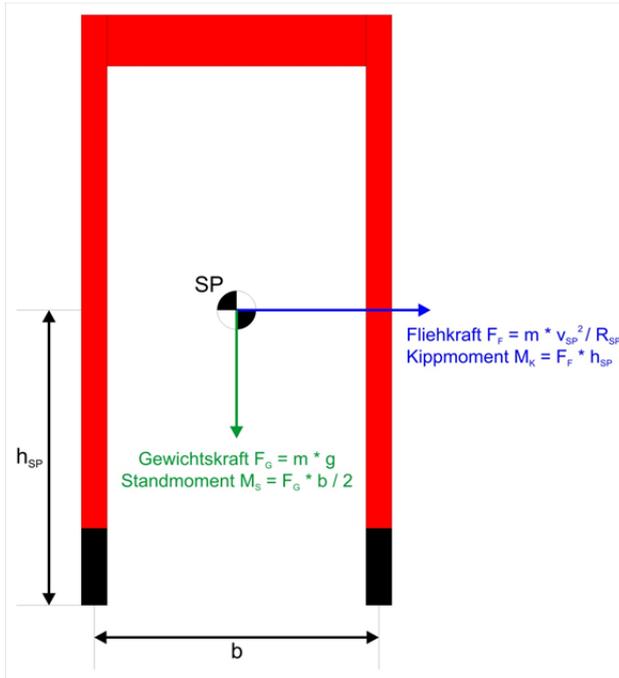


Abbildung 7: Stand- und Kippmoment am Portalstapler

Es gilt:

$$M_K < \varphi \cdot M_S$$

mit $0 < \varphi < 1$ als Sicherheitsfaktor, welcher äußere Einflüsse wie z.B. Bodenunebenheiten und Wind entsprechend [ISO14829] berücksichtigt. Ein kleiner Wert für φ führt zu einem schnellen Einsetzen des Stabilitätssystems, ein großer Wert kann zu einem Kippunfall führen.

Bedingt durch die kurze Reaktionszeit des Fahrers von ca. 0,5 Sekunden (vgl. Abschnitt 4) wäre die Dynamik dieser Systeme nicht ausreichend. Aus diesem Grund wurde im Rahmen des Projektes ein Ansatz für ein neues Stabilitätssystem vorgeschlagen, welches auch die zeitliche Änderung des Kippmomentes berücksichtigt:

$$M_K(t + \Delta t) = M_K(t) + \frac{dM_K}{dt} \cdot \Delta t$$

Die zeitliche Änderung des zulässigen Kippmomentes in einem Prognosezeitraum Δt ergibt sich zu:

$$\dot{M}_{K,zul} = \frac{dM_K}{dt}_{zul} = \frac{\varphi \cdot M_S - M_K(t)}{\Delta t}$$

Das Zeitintervall Δt muss auf das reale System angepasst werden: bei langen Intervallen neigt das System zu einem schnellen Einsetzen der Verzögerung auch bei kleinen Lenkkorrekturen; kurze Intervalle können zu einem verspäteten Einsetzen der Verzögerung führen.

Zur Berechnung der erforderlichen Bremsbeschleunigung wurde der Kurvenradius r des Portalstaplers durch

den Lenkwinkel δ eines fiktiven Bezugsrades beschrieben (vgl. Abbildung 8). Damit wird sichergestellt, dass unendlich große Radien bei sehr kleinen Lenkwinkeln die Berechnung nicht negativ beeinflussen.

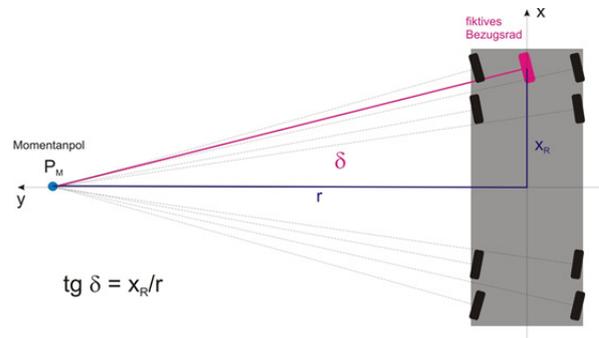


Abbildung 8: fiktives Bezugsrad zur Bestimmung der erforderlichen (Brems-) Beschleunigung

Es folgt durch Umstellung der Gleichung für die zulässige zeitliche Änderung des Kippmomentes die Bestimmungsgleichung für die erforderliche Bremsbeschleunigung

$$a_{erf} = \frac{1}{2 \cdot \tan(|\delta(t)|)} \cdot \left(\frac{\dot{M}_{K,zul} \cdot x_R}{h_{SP} \cdot m \cdot v(t)} - \frac{v(t) \cdot |\dot{\delta}_f(t)|}{\cos^2(\delta(t))} \right)$$

Die zeitliche Änderung des Lenkwinkels des Bezugsrades $\dot{\delta}_f(t)$ muss am Fahrzeug gemessen werden. Um den Einfluss von Messschwankungen auf die Berechnung der erforderlichen Bremsbeschleunigung zu reduzieren sollte der Wert über einen Tiefpassfilter geglättet werden.

Die erforderliche Bremsbeschleunigung kann nur bis zu den mechanischen Grenzen des realen Systems aufgebracht werden. Daher muss nach der Berechnung folgende Fallunterscheidung durchgeführt werden:

- $a_{erf} > a_{max} \rightarrow a = a_{max}$
- $a_{min} \leq a_{erf} \leq a_{max} \rightarrow a = a_{erf}$ (Fahrzeug brems nicht nur automatisch sondern beschleunigt auch automatisch)
- $a_{erf} < a_{min} \rightarrow a = a_{min}$

Simulativ konnte gezeigt werden, dass kritische Fahr-situationen des Portalstaplers durch das neue Stabilitätssystem nicht zu einem Kippen des Fahrzeuges führen.

7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Im Rahmen des von der Berufsgenossenschaft für Handel und Warendistribution geförderten Projektes wurde ein Portalstapler in einer Mehrkörpersimulationsumgebung modelliert um die dynamische Standsicherheit dieser Geräte zu untersuchen. Besonderes Augenmerk wurde bei

der Modellierung auf die Steifigkeiten der Stützen, des Reifen-Boden-Kontaktes, der Lenkung und des Antriebes gelegt. Zur Validierung des Modells wurden Testfahrten in einem Containerterminal durchgeführt und die Steifigkeiten des Fahrzeugportals und des Fahrwerks an die gemessenen Daten angepasst. Mit dem validierten Modell wurden kritische Fahrmanöver untersucht und daraus notwendige Handlungen des Fahrers bei drohenden Kip-punfällen abgeleitet. Weiter wurden technische Verbesserungsmaßnahmen zur Erhöhung der Standsicherheit bzw. zur Verhinderung eines Fahrzeugkippen erarbeitet, welche anhand des Modells untersucht wurden.

Die Ergebnisse des Projektes waren zum einen ein MKS-Modell eines Portalstaplers, welches von den Herstellern für weitere Standsicherheitsuntersuchungen verwendet werden kann. Besonders bei der Entwicklung neuer Fahrzeuge kann dadurch die Standsicherheit konstruktiv oder steuerungstechnisch erhöht werden. Weiter kann das Modell von den Terminal-Betreibern zur Fahrerschulung eingesetzt werden um kritische Fahrsituationen zu visualisieren und das Verhalten des Portalstaplers bei unterschiedlichen Handlungen dar- bzw. gegenüberzustellen.

Ein weiteres Projektergebnis ist ein Ansatz für ein neuartiges Stabilitätssystem, welches in Abhängigkeit unterschiedlicher Fahrzeugparameter und externen Einflüssen die erforderliche Bremsbeschleunigung bestimmt. Zur Realisierung des vorgeschlagenen Systems im realen Fahrzeug muss es um weitere mechanische Eigenschaften des Portalstaplers wie z.B. die Position und die Verstellgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels und die Schräglaufwinkel der Räder erweitert werden und die Prognose- und Sicherheitsparameter iterativ aus dem Simulationsmodell und aus Testfahrten am realen System bestimmt werden.

Eine Weiterführung des Projektes wird aktuell diskutiert. Geplante Inhalte sind die Untersuchung des Beschleunigungspeaks senkrecht zur Fahrtrichtung beim starken Abbremsen in der Kurve (vgl. Abschnitt 5) sowie die Weiterentwicklung und Parametrisierung des Stabilitätssystems und die Entwicklung von Stabilitätskriterien bzw. von kritischen Fahrmanövern, welche die Fahrzeuge zukünftig erfüllen müssen.

LITERATUR

- [Dou10] Doubli, Loubna; Bruns, Rainer: *Ein Einsatzmodell zur Identifizierung der wesentlichen Einflussgrößen von Portalstaplern auf die Containerterminal-Umschlagleistung* Tagungsband 6. WGTL-Fachkolloquium, Hannover, 29. / 30. September 2010, S. 153 – 162, ISBN: 978-3-941416-71-0
- [ISO14829] *Freight containers – Straddle carriers for freight container handling – Calculation of stability* ISO 14829, International Standard, First edition, 15.08.2002
- [Sch10] Schramm, Dieter; Hiller, Manfred; Bardini, Roberto: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen* Springer Verlag, 1. Auflage, 2010, ISBN: 978-3-540-89313-4

Prof. Dr.-Ing. Rainer Bruns hat Luft- und Raumfahrttechnik in Braunschweig studiert und ist seit 1992 Leiter des Lehrstuhls für Maschinenelemente und Technische Logistik an der Helmut-Schmidt-Universität in Hamburg.

Dr.-Ing. Dipl.-Math. Björn Piepenburg hat Mathematik in Wilhelmshaven studiert und ist seit 2007 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik an der Helmut-Schmidt-Universität in Hamburg.

Adresse: Helmut-Schmidt-Universität, Universität der Bundeswehr Hamburg, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Konstruktions- und Fertigungstechnik, Holstenhofweg 85, 22043 Hamburg, Telefon (R. Bruns): +49 40 / 65 41 – 28 55, E-Mail: Rainer.Bruns@HSU-HH.de, Telefon (B. Piepenburg): +49 40 / 65 41 – 30 71, E-Mail: Bjoern.Piepenburg@HSU-HH.de