Bericht Nr. 10/2007

CENTER OF MARITIME TECHNOLOGIES e.V.

Entwicklung eines Programms zur Berechnung von Zurr- und Laschkräften auf RoRo-Schiffen

Bramfelder Straße 164, 22305 Hamburg

© Copyright by Center of Maritime Technologies e.V. (CMT) - Alle Rechte vorbehalten.
Nachdruck, Vervielfältigung und Aufzeichnung auf Ton- und Bildträger, auch auszugsweise sind nicht ohne schriftliche Genehmigung des Herausgebers gestattet. - Rechtsbrüche werden strafrechtlich verfolgt.

Bericht Nr. 10/2007

Entwicklung eines Programms zur Berechnung von Zurr- und Laschkräften auf RoRo-Schiffen

von

Edwin Kreuzer, Florian Stache
Technische Universität Hamburg-Harburg
Institut für Mechanik und Meerestechnik
Prof. Dr.-Ing. Edwin Kreuzer

Center of Maritime Technologies e.V.
Bramfelder Straße 164, 22305 Hamburg

Das im Folgenden dargestellte Forschungsprojekt

Entwicklung eines Programms zur Berechnung von Zurr- und Laschkräften auf RoRo-Schiffen

wurde dankenswerterweise über die AiF e.V. mit den Mitteln des
Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie
unter der AiF-Nr. 14098N gefördert
und vom Center of Maritime Technologies e.V. betreut.

Der nachstehende Bericht fasst Zielsetzung und wichtigste Ergebnisse des Forschungsprojektes zusammen.

Übersicht

Im Rahmen dieses Forschungsprojektes wurde die bislang zur Optimierung des Ladungssicherungsprozesses fehlende Komponente in Form eines Rechenprogrammes zur Berechnung der Kräfte im System Ladung-Laschmaterial-Schiff für übliche RoRo-Ladung entwickelt. Dieses Programm kann außerdem als Entwurfswerkzeug die Optimierung des Systems Schi_ sowie seiner Komponenten unterstützen. Als Basis für die Berechnung werden Schiffsbewegungen vorgegeben. Diese können aus gemessenen Zeitreihen oder aus hydrodynamischen Seegangssimulationen stammen. Das Programm wurde unter Anwendung der Theorie der Mehrkörpersysteme entwickelt. Die Anzahl der Freiheitsgrade wurde auf ein Minimum reduziert, ohne dabei die Qualität der Rechenergebnisse zu reduzieren.

Die benötigten Daten üblicher Sattelauflieger, die den größten Anteil an der Ladung auf RoRo-Schiffen darstellen, wurden von der Forschungsstelle, dem Institut für Mechanik und Meerestechnik der Technischen Universität Hamburg-Harburg (MuM), zusammengestellt.
Dabei wurde sowohl auf Angaben und Daten von Sattelaufliegerherstellern als auch auf Modellierungsansätze aus der klassischen Fahrzeugdynamik zurückgegriffen.

Testläufe mit von der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft mbH & Co. KG (FSG) zur Verfügung gestellten Schiffsbewegungen wurden durchgeführt. Ein Vergleich mit Messungen ist aufgrund unzureichender Messdaten leider nicht möglich gewesen.

Das entwickelte Programm ist in der Programmiersprache FORTRAN77 geschrieben und integriert sich dadurch problemlos in dem Schiffsentwurfssystem E4. Mit dem Programm lassen sich weiterhin wichtige Daten zur Analyse der Schwingung voll beladener Decks ermitteln.

Abstract

The aim of the work presented here is to provide the missing tool for the optimization of the cargo securing procedure on RoRo-ships by calculating the loads in the lashings. The software tool presented here may also be used in the design process for RoRo-ships and their components. Ship motions are used as input for the simulation. They can be provided as time series from measurements or from hydrodynamic seakeeping simulations. The tool was developed using the theory of multibody system dynamics. The number of degrees of freedom has been minimized in order to obtain a fast analysis tool with out affecting the quality of the results.

The necessary data for ordinary semi-trailer, that represent the major ity of the loading on RoRo-ships, was collected by the Institute for Mechanical Engineering of the Hamburg University of Technology (MuM). Data from trailer manufacturer and well known methods from vehicle dynamics were used.

The software tool was tested with calculated ship motions provided by the Flensburger Schiffbau-Gesellschaft mbH & Co. KG (FSG). A comparison with measurements was not possible, since the provided measurements were insufficient. The program is written in FORTRAN77 and can be integrated easily into the ship design system E4. Additionally , the program can be used to get data for the vibration analysis of completely loaded decks.

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung **1**

1.1 Ausgangssituation 1

1.2 Literaturübersicht 2

1.3 Ziel des Projektes 3

2 Simulationsgrundlagen **4**

2.1 Grundlagen 4

2.2 Modellbildung 5

3 Aufbau des Simulationsprogramms **10**

3.1 Hauptprogramm `rorosim` 10

3.2 Vorbereitung der Simulation 11

3.2.1 Einstellen der Luftfedern: Routine `Luftfeder` 11

3.2.2 Vorspannung der Laschmittel: Routine `Kettenspannen` 12

3.2.3 Einrutschen des Trailers: Routine `einrutschen` 13

3.3 Simulation 13

3.3.1 Numerische Integration 14

3.3.2 Speicherung der Ergebnisse 15

3.4 Nachbereitung der Ergebnisse 15

4 Aufbau der Eingabedatei **16**

4.1 Syntax 16

4.2 Eingabemöglichkeiten 17

4.2.1 Simulation 17
4.2.2 Position 17
4.2.3 Laschung 18
4.2.4 Trailer 19
4.2.5 Bock 19

5 Bestimmung der Systemparameter 20

5.1 Trailerachsen 20
5.2 Reifen 21
5.3 Die Laschmittel 23
5.4 Trailerbock 23
5.5 Trailerrahmen 24

6 Simulationsergebnisse 27

6.1 Simulation mit unterschiedlicher Vorspannung 27

7 Zusammenfassung 29

A Messung der Kettensteifigkeiten 30

B Typischer Sattelauflieger 32

C Modalanalyse voll beladener Decks 35

Literaturverzeichnis 37

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Ausgangssituation

Moderne RoRo-(Roll–on–Roll–off) und RoPax-(Roll–on–Roll–off+Passagiere) Schiffe nehmen im Auftragsbestand der deutschen Werften und der Zulieferindustrie schon heute einen großen Teil ein. Dem RoRo–Segment wird ein gutes Wachstumspotential, speziell in Europa, prognostiziert. Um auch in Zukunft einen Vorsprung in der Entwurfs- und Produktentwicklungskompetenz für deutsche Werften und Zulieferer zu sichern, müssen weitere Optimierungspotentiale ausgeschöpft werden. Dabei bieten im Falle von RoRo–Schiffen der Be- und Entladevorgang sowie die Ladungssicherung ein besonders großes Einsparpotential.

Bild 1.1: RoRo-Schiff beim Ladevorgang

Trailer ohne Zugmaschine stellen heute den mit Abstand größten Anteil an der Ladung auf RoRo–Schiffen. Im Fall des in Bild 1.1 abgebildeten knapp 200 m langen RoRo–Schiffes mit einer Spurlänge von 3800 m sind ca. 250 Trailer zu sichern. In den vier Ladedecks werden zu diesem Zweck ungefähr 1500 Laschtöpfe verankert.

Neben dem Aspekt des Ladungssicherungsaufwandes spielt auch die Ladungssicherheit bei RoRo–Schiffen eine wichtige Rolle. Ein Übergehen der Ladung bedeutet bei diesen Schiffen nicht nur große wirtschaftliche Einbußen für den Betreiber, sondern führt häufig auch zu einer unmittelbaren Gefährdung des Schiffes und seiner Mannschaft sowie von Passagieren an Bord. Das Bild 1.2 zeigt einen Schaden nach verrutschen einiger Sattelauflieger an Bord eines RoRo–Schiffes.

Bild 1.2: Schaden nach Verrutschen der Ladung auf dem RoRo-Schiff Eurocargo Napoli

Wie viel und welches Laschmaterial an Bord eines Schiffes zur Verfügung stehen muss, wird nur pauschalisiert für extreme Schlechtwettersituationen vorgeschrieben. Die Bewegungen von Schiffen im Seegang sind heute jedoch für die meisten praktischen Fragestellungen ausreichend gut berechnenbar und weichen in der Regel stark von den üblichen Abschätzungen ab. Auf diese Weise bleibt Optimierungspotential für Werft und Betreiber ungenutzt.

1.2 Literaturübersicht

Die Idee einer mechanisch–mathematischen Modellierung eines gelaschten Sattelaufliegers wurde im Jahr 1983 von Andersson [4] veröffentlicht. Die Decksbewegungen werden durch sinusförmige Funktionen beschrieben, wobei die Translation des Decks in drei Richtungen sowie die Rollbewegung berücksichtigt werden. Der Sattelauflieger wird unter der Annahme der Bewegungsmöglichkeiten in alle Richtungen (sechs Freiheitsgrade) modelliert, wobei die Möglichkeit des Gleitens des Aufliegers und des Trailerbocks auf dem Deck sowie des Aufliegers auf dem Trailerbock berücksichtigt wird. Der Rahmen des Aufliegers wird als torsions- und biegeweich angenommen. Die Ladung wird als

gleichmäßig verteilt und mit dem Aufbau fest verbunden modelliert. Die Achse wird als eine eigenständige Einheit betrachtet. Laschungen werden als nichtlineare Federn modelliert, die keine Druckkraft übertragen und keine plastische Deformation erfahren können.

Die Modellierung in [4] baut jedoch auf keinen konsequenten Mehrkörpersystemformalismus auf und ist dadurch kaum nachvollziehbar. Weiterhin werden die Schiffsbewegungen nur durch einfache trigonometrische Funktionen abgebildet und ermöglichen nicht die Einbindung komplexer Schiffsbewegungen.
Turnbull und Dawson veröffentlichten 1995 und 1998 weiterführende Arbeiten, [12], [13]. Auch hier sind mechanisch–mathematische Modelle gelaschter Trailer erstellt worden. In [13] wird auch die Flexibilität des Rahmens berücksichtigt. Der Modellierung liegt auch hier kein Mehrkörpersystemformalismus zugrunde. Die Anregung wird nur durch einfache trigonometrische Funktionen abgebildet.
Die bisher veröffentlichten Arbeiten lassen sich schwer nachvollziehen, die Modelle sind nicht erweiterbar und bieten nur bedingt Möglichkeiten zum Vergleich. Aus diesen Gründen wurde in dem hier vorgestellten Projekt ein völlig neues Modell basierend auf einem bestehenden Mehrkörpersystemformalismus erarbeitet.

1.3 Ziel des Projektes

Im Rahmen dieses Foschungsprojektes ist die bislang zur Optimierung des Ladungssicherungsprozesses fehlende Komponente in Form der Berechnung von Kräften im System Ladung–Laschmaterial–Schiff für übliche RoRo–Ladung entwickelt worden. Durch dieses Vorhaben ist eine rationale Bewertung und Optimierung von Ladungssicherheit und Sicherungsaufwand durch die Berechnung der zwischen Ladung und Ladedeck wirkenden Kräfte auf RoRo- und RoPax–Schiffen möglich.

Das Vorhaben wurde über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke” e.V. (AiF) mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie (BMWi) unter der AiF-Nr. 14098N gefördert und vom Center of Maritime Technologies e.V. (CMT) Hamburg, betreut.

Kapitel 2

Simulationsgrundlagen

2.1 Grundlagen

Mit dem Programm zur Modellierung von Mehrkörpersystemen NEWEUL ([8],[10]) wurde auf der Basis des Newton-Euler´schen Formalismus eine symbolische Bewegungsgleichung für den auf einem Schiff gelaschten Trailer erzeugt. Die von NEWEUL erzeugte Differentialgleichung zweiter Ordnung hat die Form

$$\boldsymbol{M}(t,\boldsymbol{y})\ddot{\boldsymbol{y}} + \boldsymbol{K}(t,\boldsymbol{y},\dot{\boldsymbol{y}}) = \boldsymbol{Q_E}(t,\boldsymbol{y}), \tag{2.1}$$

wobei $\boldsymbol{M}$ die Massenmatrix, $\boldsymbol{K}$ der Vektor der verallgemeinerten Kreisel-, Zentrifugal- und Corioliskräfte, $\boldsymbol{Q_E}$ der Vektor der verallgemeinerten eingeprägten Kräfte und $\boldsymbol{y}$ der Vektor der generalisierten Koordinaten ist.

Eine ausführliche Herleitung der Newton-Euler-Gleichung findet sich z.B. in [9] und [7]. NEWEUL stellt folgende Elemente zur Beschreibung eines Mehrkörpersystems zur Verfügung:

- Starrkörper,
- Massenpunkte,
- Lager,
- Knotenpunkte,
- Beobachtungspunkte,
- Referenzsysteme für Führungsbewegungen,

- Hilfsvariablen.

Weiterhin können an den Starrkörpern innere und äußere eingeprägte Kräfte aufgebracht werden. Feder- und Dämpfersysteme werden durch äußere oder innere eingeprägte Kräfte modelliert.

Der entscheidende Vorteil des Programmsystems NEWEUL gegenüber anderer kommerziellen Mehrkörpersysteme Anwendungen ist die Möglichkeit die Bewegungsgleichung im FORTRAN Format auszuschreiben und in einer eigenen Software weiter verwenden zu können.

2.2 Modellbildung

Es wird zunächst die Bewegung (Translation und Rotation) des Schiffes (Schiffreferenzsystem REF0) bezüglich eines raumfesten Koordinatensystems I mittels der Hilfsvariablen Ux, Uy, Uz, PH, TH, PS beschrieben, Bild 2.1. Der Trailerstellplatz auf dem Schiffsdeck wird durch ein Referenzkoordinatensystem REF1, vom Schiffsreferenzsystem aus, definiert, siehe Bild 2.1. Die Hilfsvariablen werden in NEWEUL als zeitabhängige Größen verarbeitet und entsprechend nach der Zeit abgeleitet.

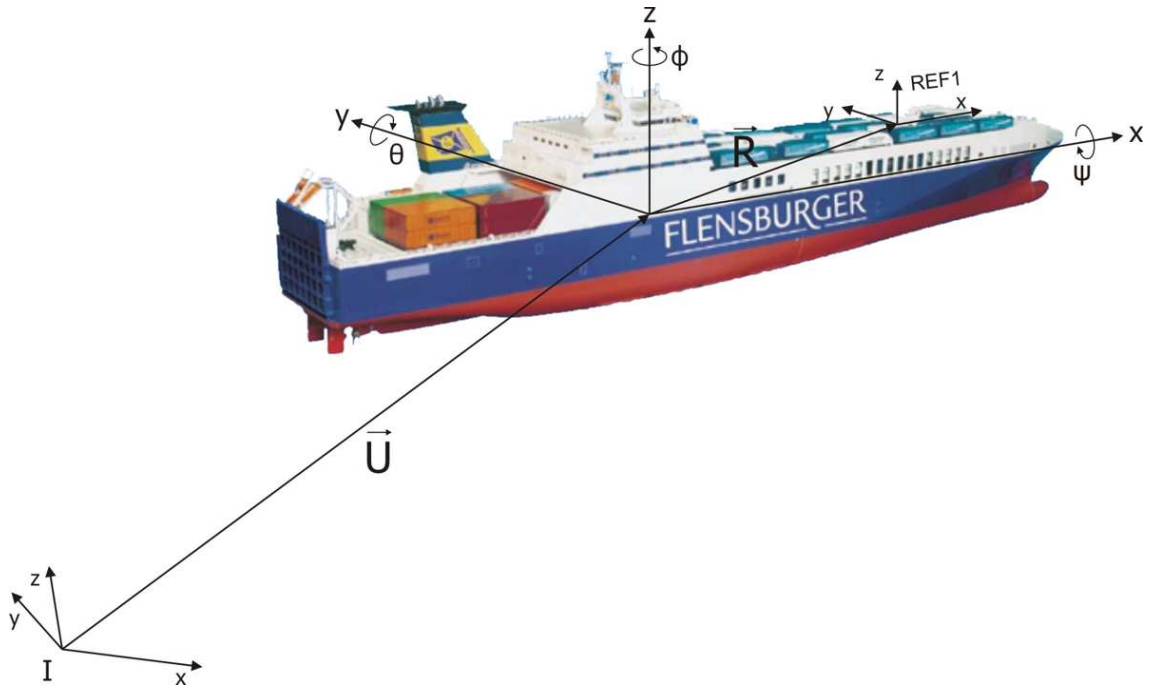


Bild 2.1: Führungsbewegung relativ zum Inertialsystem und Position des Trailers relativ zum Schiffsreferenzpunkt

Bei der Modellierung des Sattelaufliegers werden zwei Aufbautypen unterschieden. Der Kofferaufbau, der aus einem festen Kasten besteht, weist eine hohe Steifigkeit auf und wird durch einen starren Körper modelliert. Der torsionsweiche Planenaufbau wird durch zwei starre Körper, die über eine Drehfeder verbunden sind, modelliert.
Der Traileraufbau wird im vorderen Teil über eine Feder (äußere eingeprägte Kraft), die den Trailerbock abbildet mit dem Deck verbunden. Im hinteren Teil wird das Achsensystem durch einen weiteren Körper modelliert und durch ein Feder-Dämpfersystem mit dem Aufbau und mit dem Deck verbunden. Studien im Rahmen des Projektes haben gezeigt, dass dreiachsige Sattleauflieger durch eine Achse modelliert werden können. Dabei müssen die Steifigkeiten der Achsen und der Reifen verdreifacht werden. Das mechanische Erstatzmodell des Sattelaufliegers ist für den Kofferaufbau und den Planenaufbau in den Bildern 2.2 und 2.3 dargestellt. Ein detailliertes Ersatzmodell für einen üblichen Trailerbock ist im Bild 2.4 dargestellt. Der Aufbau hat nach diesen Modellierungen sechs Freiheitsgrade (drei Verschiebungen $X1, Y1, Z1$, drei Rotationen $AL1, BE1, GA1$) beim Kofferaufbau, bzw. sieben Freiheitsgrade (drei Verschiebungen $X1, Y1, Z1$, drei Rotationen $AL1, BE1, GA1$, eine relative Verdrehung zwischen den beiden Teilkörpern des Aufbaus $AL2$) beim Planenaufbau. Die Achse ist in vertikaler Richtung und quer zum Trailer verschiebbar ($Y3, Z3$). Weiterhin ist sie um die Längsachse des Trailers relativ zum Trailer verdrehbar ($AL3$). Demnach ist der Vektor der generalisierten Koordinaten

$$\boldsymbol{y} = \begin{bmatrix} X1 & Y1 & Z1 & AL1 & BE1 & GA1 & (AL2) & Y3 & Z3 & AL3 \end{bmatrix}^T . \tag{2.2}$$

Über Beobachtungspunkte wird die relative Bewegung, (Weg, Geschwindigkeit, Verdrehung, Winkelgeschwindigkeit) zwischen den einzelnen Starrkörpern oder bezüglich des Decks an der Stelle, an der ein Feder- oder Dämpfersystem angebracht ist, berechnet. Die durch NEWEUL ermittelten symbolische Ausdrücke werden im Programm zur Auswertung der Kraftgesetze verwendet.

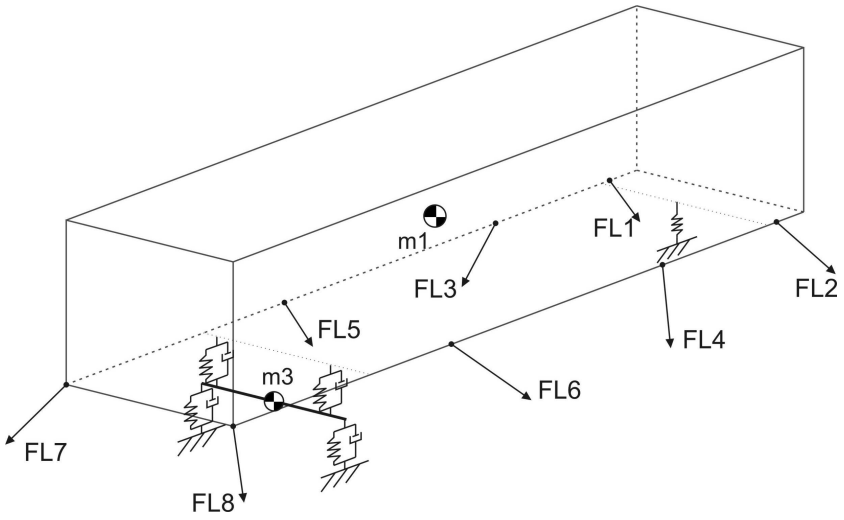


Bild 2.2: Mechanisches Ersatzmodell für den Kofferaufbau

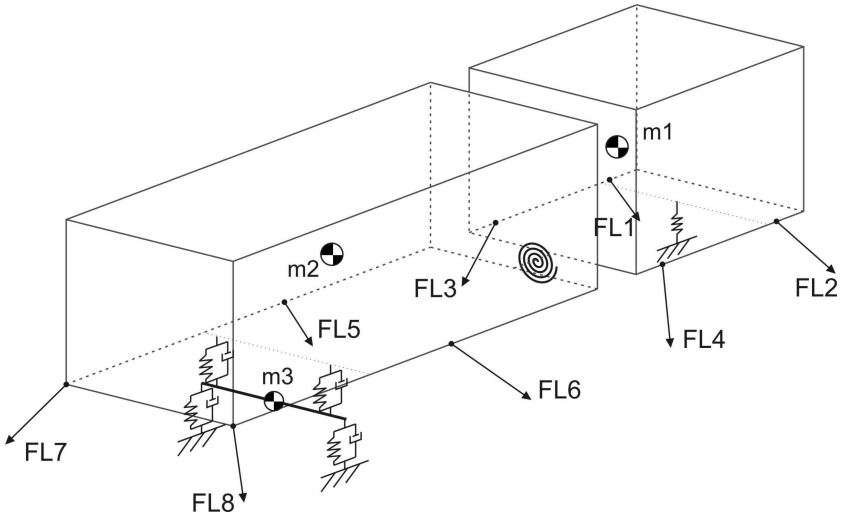


Bild 2.3: Mechanisches Ersatzmodell für den Planenaufbau

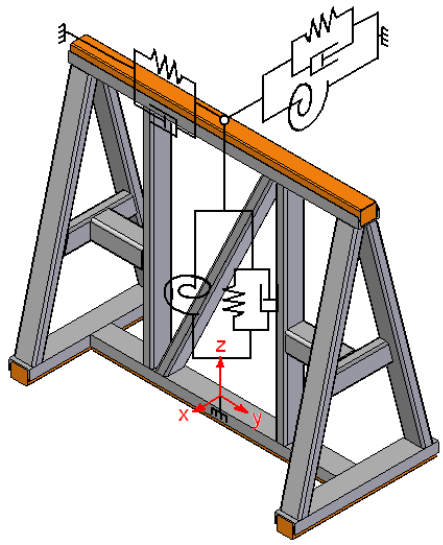


Bild 2.4: Mechanisches Ersatzmodell für einen üblichen Trailerbock

Die Laschungen sind in NEWEUL zunächst durch äußere eingeprägte Kräfte modelliert und als symbolische Größe dargestellt. Während der Simulation wird schließlich die Kraft durch

$$F_{Laschung} = \begin{cases} 0 & \text{if} \quad \Delta l \leq 0, \\ C_1 \cdot \Delta l & \text{für} \quad 0 < \Delta l \leq \Delta l_1, \\ C_2 \cdot \Delta l & \text{für} \quad \Delta l \geq \Delta l_1, \end{cases} \tag{2.3}$$

berechnet. Dabei ist Δl der Federweg zwischen dem Laschpunkt und dem Zurrpunkt, C_1 und C_2 sind die Laschmittelsteifigkeiten. Setzt man $C_1 \neq C_2$, so lässt sich ein bilinearer Steifigkeitsverlauf mit einem Knick bei Δl_1 abbilden. Der Federweg wird in NEWEUL über Beobachtungspunkte erfasst. An diese Stelle wird darauf hingewiesen, dass die Laschmittelsteifigkeiten von der Länge der Laschmittel abhängig sind. Damit ist

$$C = \frac{C_{spez}}{l}, \tag{2.4}$$

wobei C_{spez} die spezifische Steifigkeit des Laschmittel und l die Länge des Laschmittels darstellen.

Das Modell setzt voraus, dass zwischen Reifen und Deck sowie zwischen Trailer, Bock und Deck kein Rutschen stattfindet. Sollte ein Verrutschen des Trailers nachweisbar sein, verliert das Modell seine Gültigkeit. Um die Modellgültigkeit sicherzustellen, wird zu jedem Zeitpunkt ein zur Gewährleistung der Haftung erforderlicher Reibungskoeffizient nach

$$\mu_{erforderlich} = \frac{R}{N}, \tag{2.5}$$

berechnet. Dabei ist R die Kraft tangential zur Kontaktfläche und N die Kraft normal zur Kontaktfläche. Sollte einer der erforderlichen Reibungskoeffizienten den Reibungskoeffizient der entsprechenden Materialpaarung überschreiten, so verliert das Modell seine Gültigkeit und die Simulationsergebnisse sind nicht mehr richtig.

Kapitel 3

Aufbau des Simulationsprogramms

Das Simulationsprogramm `rorosim` ist in der Programmiersprache FORTRAN77 geschrieben. Es besteht aus einem Hauptprogramm `rorosim`, enthalten in der Datei `rorosim.for`, und vielen Unterprogrammen, die in verschiedenen Dateien abgelegt sind. Im Folgenden wird ein Überblick über die Struktur und das Zusammenwirken der einzelnen Programmteile erläutert. Das Programm kann sowohl unter UNIX als auch unter Windows (z.B. in der Cygwin-Umgebung) kompiliert werden.

3.1 Hauptprogramm `rorosim`

In der Routine `rorosim` ist der grundlegende Ablauf der Simulation festgelegt. Hier wird zunächst die Eingabedatei durch Aufruf der Routine `para_lesen` eingelesen. Die Eingabedatei enthält alle vom Anwender bestimmten Simulations- und Modellparameter. Anschließend werden die Routinen `dateien` und `seegang` zum Öffnen der Ausgabedateien und zum Einlesen der Schiffsbewegungen aufgerufen. Im weiteren Verlauf werden die Routinen `luftfeder`, `kettenspannen`, und `einrutschen` aufgerufen, siehe hierzu Abschnitte 3.2.1, 3.2.2 und 3.2.3. Danach startet die Simulation, siehe Abschnitt 3.3. Die Simulation liefert zu jedem Zeitpunkt t_i Werte für die Lage des Schiffes, die Lage des Sattelaufliegers, die Kräfte am Bock, an den Achsen, an den Reifen und an den Laschungen. Diese Werte werden in einzelne Dateien gespeichert, siehe Abschnitt 3.3.2.

Der Aufbau des Hauptprogramms ist im Flussdiagramm 3.1 schematisch zusammengefasst.

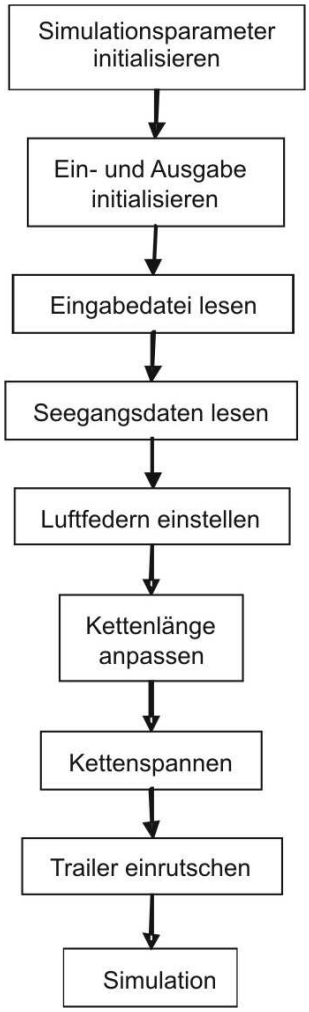


Bild 3.1: Schematische Darstellung des Ablaufes im Hauptprogramm

3.2 Vorbereitung der Simulation

Im Vorfeld der Simulation werden zunächst die Luftfedern eingestellt, dann für die aktivierten Laschungen die entspannten Längen berechnet, die Ketten verspannt und der Trailer eingerutscht.

3.2.1 Einstellen der Luftfedern: Routine `Luftfeder`

Wie im Abschnitt 5.1 noch erläutert wird, sind übliche Straßentrailer an den Achsen mit Luftfedersystemen ausgestattet. Durch Variieren des Innendrucks der Federn lässt sich der Trailer auf eine festgelegte Höhe einstellen. Die Änderung des Luftdruckes wirkt sich auf die Steifigkeit der Luftfedern aus. Aus diesem Grund wird in der Simulation, abhängig

von der Beladung, die Steifigkeiten der Luftfedern bestimmt.

Im Simulationsprogramm wird zunächst die statische Achslast aus dem Kräftegleichgewicht am Trailer bestimmt. Diese Last soll durch die Feder getragen werden, so dass die Höhe des Trailers konstant bleibt. Der dazu gehörige Innendruck und die Federsteifigkeit der Luftfedern ergibt sich aus den Gleichungen (5.1) und (5.2). Im weiteren Verlauf wird bei der Berechnung der Achskräfte der statische Anteil zu dem aus den Verschiebungen mal die zugehörige Federsteifigkeit sich ergebenden dynamischen Anteil addiert.

3.2.2 Vorspannung der Laschmittel: Routine `Kettenspannen`

Bevor die Laschmittel vorgespannt werden, wird über die statische Gleichgewichtslage des Trailers der Abstand zwischen den Zurrpunkten am Trailerrahmen und den Laschtöpfen am Deck bestimmt. Daraus ergibt sich die Länge der jeweiligen Laschmittel, so dass diese gerade noch kraftfrei sind. Nun wird die gewünschte Vorspannkraft `Fv` in den Laschmitteln eingestellt.

Die Länge der Laschmittel wird mit Hilfe eines Reglers in Abhängigkeit von der aktuellen Laschmittelkraft verstellt. Nach jedem Verstellen der Länge der Laschmittel wird die Simulation ohne Seegang für eine kurze Zeit gestartet, so dass sich die Lage des Trailers der Vorspannung anpassen kann und die Kräfte in den Laschmittel bestimmt werden. Das Funktionsprinzip ist im Bild 3.2 dargestellt.

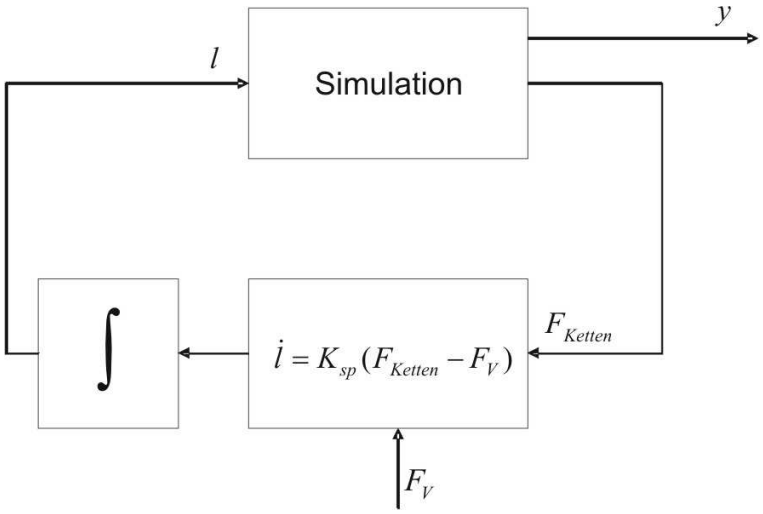


Bild 3.2: Schematische Darstellung des Vorspannens der Laschmittel

Dieser Vorgang wird wiederholt bis ein vom Anwender festgelegter Grenzwert für die Ab-

weichung der Laschmittelkraft zur gewünschten Vorspannkraft erreicht ist. Standardmäßig ist ein Grenzwert von $F_{vtol} = 100$ N eingestellt. Es ist zu beachten, dass eine niedrige Toleranz F_{vtol} die Rechenzeit erheblich erhöht.

Um die Konvergenz zu beschleunigen, ist in dem Programm eine virtuelle Laschmittelkraft für die entspannte Laschung eingeführt worden. Für $\Delta l = l - l_{lose} < 0$ ist

$$F_V = F_{Laschvirt} = C_{Ketten}\Delta l. \tag{3.1}$$

So wird bei entspannten Laschungen eine negative Laschmittelkraft mit der gewünschten Vorspannung verglichen. In der Simulation ist jedoch entsprechend Gleichung (2.3) $F_{Lasch} = 0$.

3.2.3 Einrutschen des Trailers: Routine `einrutschen`

Beim Verspannen eines Trailers auf einem Schiff kann es vorkommen, dass die Kontaktkräfte am Bock und/oder an den Reifen die Grenzen der Haftreibung überschreiten. Dies hat zur Folge, dass der Trailer etwas verrutscht bis die Kontaktkräfte wieder in die Haftreibungsgrenzen liegen. Auch wenn die Haftbedingung zunächst knapp erfüllt ist, kann es bei den ersten Bewegungen des Schiffes zu einem Verrutschen des Trailers kommen. Um dies in dem Simulationsprogramm zu berücksichtigen, wird im Vorfeld der Simulation der Trailer so verschoben, dass die Längs- und Querkräfte an den Reifen und am Bock null werden. Das Einrutschen ist in Bild 3.3 schematisch dargestellt.

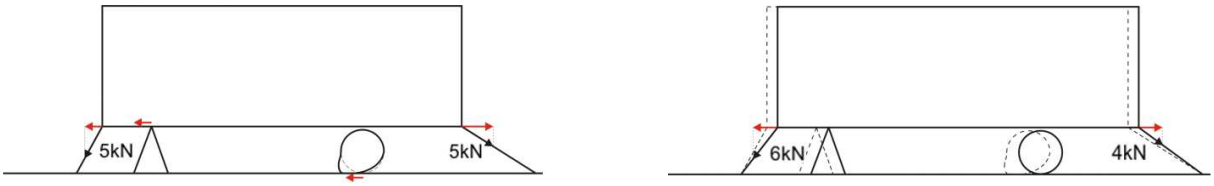


Bild 3.3: Schematische Darstellung des Trailers vor und nach dem Einrutschen

3.3 Simulation

Nach dem Verspannen und Einrutschen des Trailers auf dem Deck, wird mit der Simulation begonnen.

3.3.1 Numerische Integration

Verschiedene Open Source Integrationsroutinen aus der frei zugänglichen online-Bibliothek netlib [1] sind auf ihre Geschwindigkeit und Güte mit `rorosim` getestet worden. Der auf der Adams Methode basierender Algorithmus von Shampine und Gordon, siehe auch *"Computer solution of ordinary differential equations: the initial value problem"* von den selben Autoren [11], hat sich als am effizientesten und zuverlässigsten erwiesen. Der Algorithmus ist in der Datei `sode.for` implementiert.

Wenn die Steifigkeiten des Problems erhöht werden, kann es zu einer Erhöhung der Rechenzeit sowie zu numerisch bedingte Unstetigkeiten in der Lösung kommen. Es empfiehlt sich in diesem Fall die Genauigkeit der Integration anzupassen (Parameter `relerr` und `abserr`).

Der Integrator verfügt über eine adaptive Schrittweite. Die Lösung kann jedoch in frei wählbaren Zeitschritten ausgewertet und gespeichert werden. Für eine gute Darstellung der Ergebnisse empfiehlt sich eine Schrittweite von $\Delta t = 0,01s$.

Die Integrationsroutine verwendet die Routine `rorodgl` in der die Differentialgleichung ausgewertet wird. Dabei werden zunächst die Beobachter ausgewertet und in den Routinen für die Berechnung der Achs-, Reifen-, Bock- und Laschkräfte verwendet. Die daraus resultierenden Kräfte sowie die aktuellen Werte der generalisierten Koordinaten werden in die Auswertung der Massenmatrix $\boldsymbol{M}$, den Vektor verallgemeinerten Kreisel-, Zentrifugal- und Corioliskräfte $\boldsymbol{K}$ und den Vektor der verallgemeinerten eingeprägten Kräfte $\boldsymbol{Q_E}$ eingesetzt. Da zur numerischen Lösung der Bewegungsgleichung eine Differentialgleichung erster Ordnung von dem Integrator benötigt wird, muss das System in den Zustandsraum

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{M}^{-1}(\boldsymbol{Q_E} - \boldsymbol{K}) \tag{3.2}$$

überführt werden. Die Invertierung der Massenmatrix wird mit den entsprechenden Routinen `SGEFA` und `SGESL` aus der frei zugängigen lineare Algebra FORTRAN Bibliothek BLAS durchgeführt.

Zu jedem Zeitpunkt, wird aus den eingelesenen Schiffsbewegungen die aktuelle Lage, Geschwindigkeit und Beschleunigung des Schiffes interpoliert. Diese werden in die Bewegungsgleichung substituiert. Die eingelesene Datei muss 19 Spalten enthalten, wobei die erste Spalte die Zeit angibt. Die weiteren Spalten enthalten zunächst die Lage, die Geschwindigkeit und die Beschleunigung in x-Richtung, anschließend in y- und z-Richtung bezogen auf das Inertialsystem, siehe Bild 2.1. Die weiteren Spalten enthalten die Drehwinkel ϕ, θ und ψ sowie deren erste und zweite zeitliche Ableitungen. Dabei werden die Achsen in der hier angegebenen Reihenfolge gedreht.

3.3.2 Speicherung der Ergebnisse

Wie im vorigen Abschnitt bereits erläutert wurde, wird die Lösung $\boldsymbol{y}$ aus der numerischen Integration in frei wählbaren Zeitschritten gespeichert. Zusätzlich zur Lage der Freiheitsgrade zum Zeitpunkt t, werden auch die Kräfte in den Laschungen, Reifen, Achsen und am Bock sowie die Position des Schiffreferenzpunktes im Seegang in einzelnen Dateien gespeichert. Die Namen der Dateien setzen sich aus dem in der Eingabedatei spezifizierten Namen des Simulationslauf und der Endung `.alg` für die Lage der Freiheitsgrade, `.see` für die Lage des Referenzpunktes für die Schiffsbewegung, `.rei` für die Kräfte an den Reifen, `.boc` für die Bockkräfte, `.las` für die Laschkräfte und `.mu` für die erforderlichen Reibungskoeffizienten nach Gleichung (2.5) zusammen. Die Daten werden Spaltenweise gespeichert. In der Tabelle 3.1 ist die Spaltenzuordnung für jede Datei erläutert. Nach Abschluss der Simulation wird weiterhin eine Datei mit der Endung `.erg` mit den zusammengestellten Simulationsparametern erstellt.

Tabelle 3.1: Aufbau der Ausgabedateien

	Spalte										
Datei	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
`.alg`	t	$X1$	$Y1$	$Z1$	$AL1$	$BE1$	$GA1$	$(AL2)$	$Y3$	$Z3$	$AL3$
`.see`	t	UX	UY	UZ	PH	TH	PS				
`.ach`	t	F_{ach1Z}	F_{ach2Z}								
`.rei`	t	F_{rei1X}	F_{rei1Y}	F_{rei1Z}	F_{rei2X}	F_{rei2Y}	F_{rei2Z}				
`.boc`	t	F_{bockX}	F_{bockY}	F_{bockZ}							
`.las`	t	F_{lasch1}	F_{lasch2}	F_{lasch3}	F_{lasch4}	F_{lasch5}	F_{lasch6}	F_{lasch7}	F_{lasch8}		
`.mu`	t	μ_{reif1}	μ_{reif2}	μ_{bock}							

3.4 Nachbereitung der Ergebnisse

Nach der Simulation können die Ergebnisse, die in den oben genannten Dateien gespeichert wurden mit handelsüblichen Datenverarbeitungssoftware (Excel, Matlab...) visualisiert und analysiert werden.

Kapitel 4

Aufbau der Eingabedatei

Beim Aufruf des Programms wird nach einer Eingabedatei gefragt, welche alle für die Simulation notwendigen Parameter beinhaltet. Die Eingabedatei ist in 5 thematische Blöcke gegliedert: `Simulation`, `Position`, `Laschung`, `Trailer`, `Bock`. Die Eingabedatei muss alle Blöcke enthalten. Die Reihenfolge der Blöcke ist jedoch beliebig.

4.1 Syntax

Bei der Erstellung einer neuen Eingabedatei ist besonders auf die vorgegebene Syntax zu achten. Das @-Zeichen markiert den Anfang eines neuen thematischen Abschnittes. Das !-Zeichen markiert eine Kommentarzeile. Die Buchstaben a bis l am Anfang einer Zeile markieren die Eingabe von Werten.

Achtung: Jede Zeile muss entweder mit dem @- oder !-Zeichen oder mit einem Buchstaben von a bis l anfangen. Leere Zeilen sollten demnach mit dem !-Zeichen kommentiert werden.

Das Ende der Datei ist durch "@ENDE"gekennzeichnet.

Die Reihenfolge der Parameter ist innerhalb eines Blockes beizubehalten. Es ist empfehlenswert, die mit dem Programm gelieferte Eingabedatei zu verwenden und nur die darin aufgeführte Parameter zu modifizieren.

4.2 Eingabemöglichkeiten

4.2.1 Simulation

Der Block “@SIMULATION“ enthält Angaben zur Simulationsdauer `tsim`, zur Schrittweite für die Ausgabe `delta_t`, den Namen der Datei mit den Schiffsbewegungen und den Namen für die Ausgabedate. Weiterhin kann hier eingestellt werden, ob die Ketten vorgespannt werden und der Trailer eingerutscht werden sollen.

4.2.2 Position

In dem Block “@POSITION“ wird die Lage `RX, RY, RZ` des Trailerstellplatzes relativ zum Schiffsreferenzpunkt sowie die Orientierung des Trailers bezüglich der Fahrtrichtung des Schiffes festgelegt. Zusätzlich kann eine Fehlstellung `PSINULL` des Trailers relativ zur idealen Stellplatzposition angegeben werden, siehe Bild 4.1. Die Lage des Koordinatensystems für den Trailerstellplatz stimmt mit der Lage des Trailerbockes, die als Referenz für die Positionierung des Trailers und der weiteren Deckkomponenten dient, überein.

Der Trailerbock kann um den Winkel `PSB` relativ zur Schiffsachse verdreht sein.

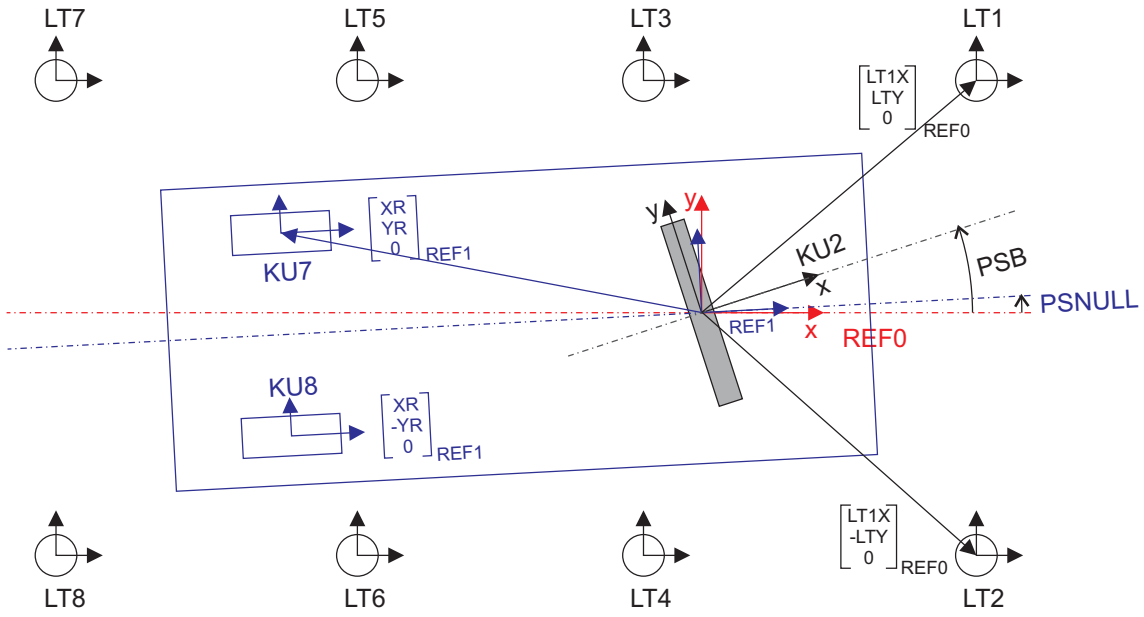


Bild 4.1: Trailerposition mit Fehlstellung sowie Position der Deckkomponenten

4.2.3 Laschung

Im Block "@LASCHUNG" wird zunächst die Bockart (üblicher Trailerbock oder SAT-System), siehe hierzu Abschnitt 5.4 und der Zustand der Luftfedern (gefüllt oder entlüftet) festgelegt.

Anschließend wird die Position der Laschtöpfe 1, 3, 5, 7 am Deck `LT1X, LT3X, LT5X, LT7X, LTY` relativ zur Stellplatzreferenz, also relativ zur Position des Bockes, angegeben, siehe Bild 4.1. Als nächstes wird die Position der Zurrpunkte am Trailer `ZP1X, ZP3X, ZP5X, ZP7X, ZPY` bezogen auf den Königszapfen `KP` des Sattelaufliegers angegeben, Bild 4.2. Die Lage der Laschtöpfe `LT2, LT4, LT6, LT8` und den Zurrpunkten `ZP2, ZP4, ZP6, ZP8` ergibt sich aus der Symmetrie der Spur bzw. des Trailers.

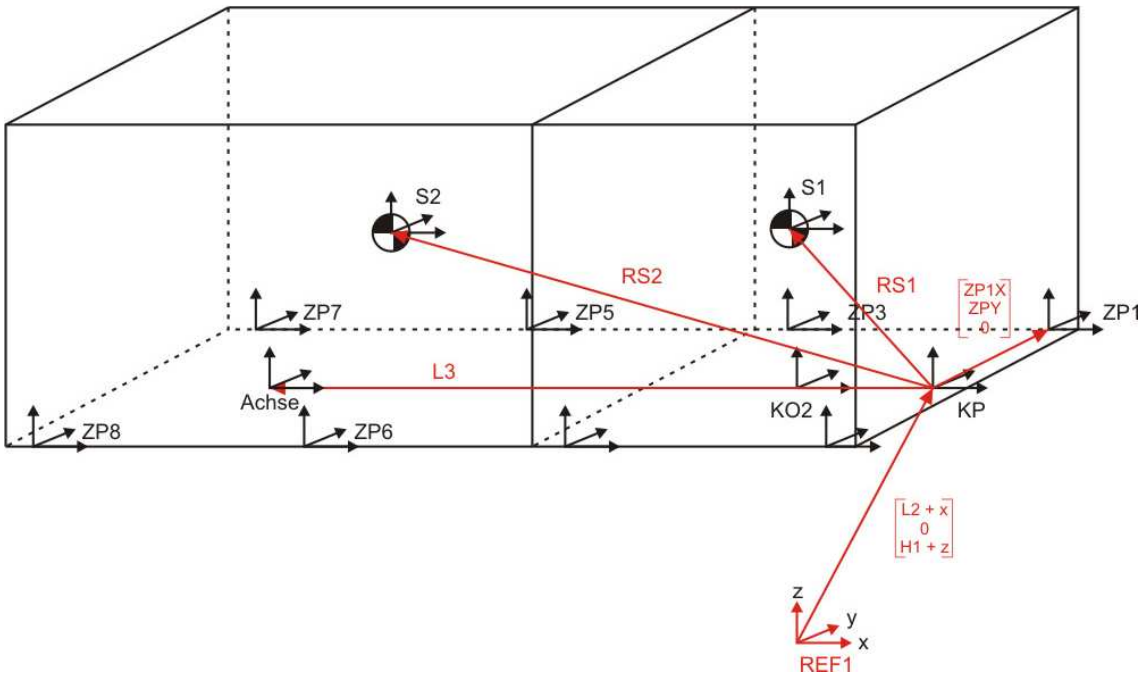


Bild 4.2: Beschreibung der Trailerparameter

Weiterhin wird angegeben, welche Laschungen angelegt sein sollen. Abschließend werden in diesem Block die spezifischen Steifigkeiten `Clasch` der Laschmittel als Funktion der spezifischen Längenänderung $\frac{\Delta l}{l}$ angegeben, siehe Anhang A zur Berechnung der spezifischen Werte. Dabei kann ein multi-lineares Verhalten vorgegeben werden, um ein nichtlineares Laschmittelverhalten annähern zu können.

4.2.4 Trailer

Die erste Eingabe in diesem Block legt den Trailertyp (Koffer- oder Planenaufbau) fest. Anschließend werden die Trägheitseigenschaften des Aufbaus eingegeben. Dabei sind `M1` und `M2` die Massen der Aufbaukörper (beim Kofferaufbau ist `M2 = 0.0`), `Ixx1, Iyy1, Izz1` und `Ixx2, Iyy2, Izz2` die Massenträgheitsmomente bezogen auf den Schwerpunkt der einzelnen Teilkörper (beim Kofferaufbau ist `Ixx2 = Iyy2 = Izz2 = 0.0`) und `RS1X, RS1Y, RS1Z` sowie `RS2X, RS2Y, RS2Z` die Lage des Schwerpunktes der einzelnen Teilkörper relativ zum Königszapfen (beim Kofferaufbau ist `RS2X=RS2Y=RS2Z=0.0`).
Nach der Eingabe der Trägheitseigenschaften werden nun geometrische Größen festgelegt. Dies sind im einzelnen der Abstand `L3` der Achse zum Königszapfen, die Höhe des Aufbaus über Deck `H1`(Unabhängig von der Beladung), die halbe Spurbreite `BR`, der Radius der Reifen `RA`, der seitliche Abstand von der Aufbaumitte zur Federung `B3C`.
Schließlich werden Angaben zu den Steifigkeiten der einzelnen Komponenten gemacht.

4.2.5 Bock

Im Block "@Bock" wird zunächst die Position `L2` des Bocks relativ zum Königszapfen des Sattelaufliegers festgelegt. Abschließend werden Angaben zu den Steifigkeiten cx, cy, cz und $c_{umx}, c_{umy}, c_{umz}$ des Bocks gemacht. Man beachte, dass für den klassischen Trailerbock die Steifigkeit um die y-Achse (Nickbewegung des Trailers auf dem Bock) null sein sollte. Beim SAT-System sollten alle Drehsteifigkeiten $c_{umx}, c_{umy}, c_{umz}$ null sein.

Kapitel 5

Bestimmung der Systemparameter

Im Folgenden werden die in `rorosim` verwendeten Systemparameter zu den einzelnen Komponenten erläutert und diskutiert.

5.1 Trailerachsen

Die Achsen eines modernen LKW-Trailers bestehen aus einer am Trailerrahmen drehbare Schwinge. Die Rotation der Schwinge wird durch ein Feder-Dämpfersystem eingeschränkt. Die Anordnung der einzelnen Komponenten ist in Bild 5.1 für eine typische Achse dargestellt.

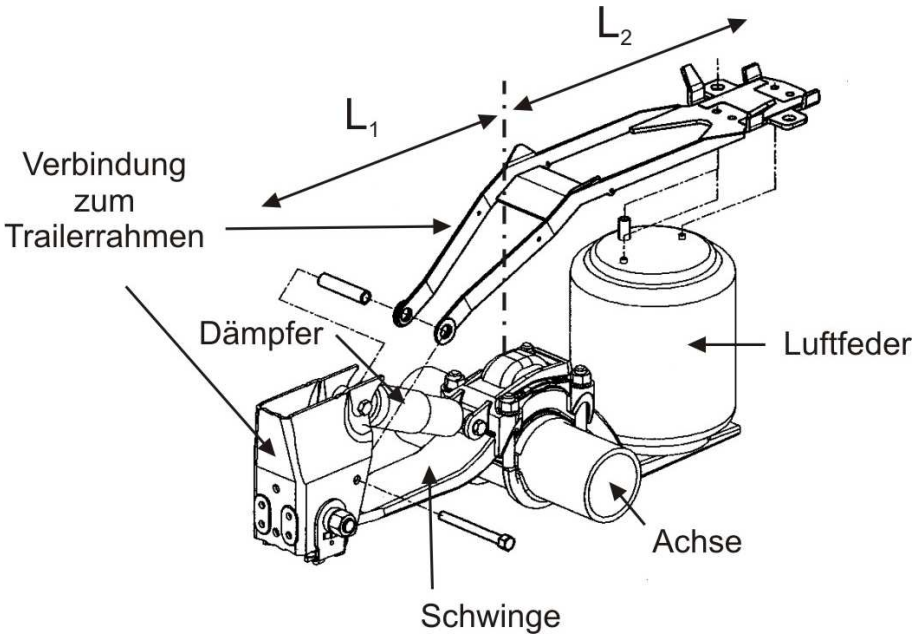


Bild 5.1: Typische Trailerachse

Als Feder werden bei den meisten Trailern Luftfedern mit verstellbarem Innendruck verwendet, siehe [6]. Auf diese Weise kann, abhängig von der Beladung des Trailers, eine gleichbleibende Lade- und Fahrhöhe durch variieren des Innendruckes eingestellt werden. Die Federkonstante einer Luftfeder ist von dem Innendruck P_i abhängig,

$$P_i = (Q - A)\frac{i_{Achse}}{2 \cdot A_w}, \tag{5.1}$$

wobei Q die Achslast, $A = 0,1 \cdot Q$ die ungefederte Masse und $i_{Achse} = \frac{L_1}{L_1+L_2}$ das Achsverhältnis nach Bild 5.1 und A_w die Wirkfläche der Luftfeder ist.

Die Federsteifigkeit einer Luftfeder ergibt sich schließlich aus

$$C_{Achse} = 1.4(P_a + P_i)\frac{(A_w^2)}{V}. \tag{5.2}$$

Hier ist P_a der Umgebungsdruck, P_i der Innendruck der Luftfederung und V das Luftvolumen in der Feder. Weitere Angaben, sowie die Herleitung der Gleichung (5.1) und (5.2) finden sich in [14] und [5].

Hinweis: Bei längeren Überfahrten werden die Luftfedern üblicherweise entlüftet, da der Innendruck dauerhaft nur mit einem Kompressor gewährleistet werden kann.

5.2 Reifen

Reifen können abhängig von der gewünschten Untersuchung in einer sehr unterschiedlichen Tiefe modelliert werden. Unterschiedliche Modelle sind in [9] und [14] zu finden. Da für diese Anwendung die Reifen nicht im rollenden Zustand betrachtet werden, ist ein vereinfachtes Feder-Dämpfer-System entsprechend Bild 5.2 zur Modellierung ausreichend.

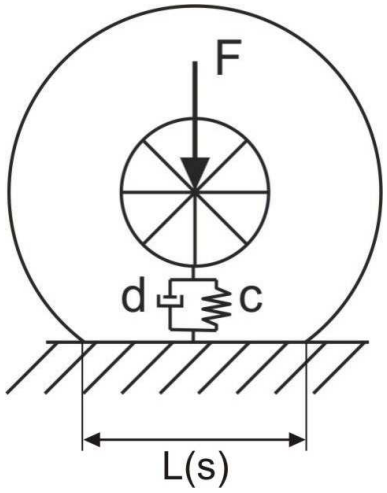


Bild 5.2: Schematische Darstellung des Reifens

Seitens der Reifenhersteller sind genaue Angaben zu den Steifigkeiten und Dämpfungseigenschaften von LKW-Reifen schwer zu bekommen. Aus diesem Grund, ausgehend von Reifenkatalogen [3] und entsprechenden Reifenmodellen, sind Steifigkeiten und Dämpfungseigenschaften im Folgenden rechnerisch geschätzt worden.

Ähnlich den Luftfedern ist die Federsteifigkeit eines Luftreifens abhängig von dem Innendruck des Reifens:

$$C_{Reifen} = P_{innen} \frac{dA_w(s)}{ds}, \tag{5.3}$$

wobei P_{innen} der Reifeninnendruck, A_w die Latschfläche und s der Abstand von der Latschfläche zum Rand des kreisrunden Reifens. Dabei ist die Latschfläche eine rechteckige Fläche mit

$$A_w(s) = B \cdot L(s) = 2B\sqrt{2Rs - s^2}. \tag{5.4}$$

Hier ist B die Breite, $L(s)$ die Länge und s der statische Federweg des Reifens. Setzt man (5.4) nach Ableitung in (5.3) ein, erhält man

$$C_{Reifen} = P_{innen} 2B \frac{R - s}{\sqrt{2Rs - s^2}} \tag{5.5}$$

mit R als Radius des unbelasteten Reifens und $s = R - R_{stat}$, wobei R_{stat} den statischen Halbmesser des Reifens bei maximalen Druck und maximaler Last nach DIN 70020 [2] darstellt.

Typische Werte für einen LKW-Reifen, wie z.B. den Reifen 385/55 R 19.5 der Firma Continental [3], sind $R = 459$ mm, $B = 400$ mm, $R_{stat} = 422$ mm, $P_{innen} = 6$ bis 8 bar.

Daraus ergibt sich eine vertikale Federsteifigkeit $C_{reifen} \approx 1500$ N/mm bei einem Innendruck von 8 bar. Zusätzlich zu den vertikalen Eigenschaften der Reifen sind Angaben zu den Quer- und Längssteifigkeiten notwendig. Hier sind keine Daten oder Berechnungsvorschriften vorhanden. Hier wird $C_x = 660$ N/mm und $C_y = 433$ N/mm geschätzt.

Die Dämpfung in den Reifen kann durch

$$d_{Reifen} = 0,1 \frac{C_{Reifen}}{\omega} \tag{5.6}$$

approximiert werden, wobei ω die 1. Eigentfrequenz des Reifens ist. Im Folgenden wird die 1. Eigenfrequenz eines LKW-Reifens mit 50 Hz angenommen.

5.3 Die Laschmittel

Je nach zu erwartenden Seegang können unterschiedliche Laschmittel zum Einsatz kommen. In gemäßigtem Seegang, wie z.B. auf der Ostsee, werden Polyester-Gurte eingesetzt. Auf Ozeanen bzw. auch auf der Nordsee, wo größerer Seegang zu erwarten ist, werden die Trailer mit Stahlketten gelascht.

Typische spezifische Steifigkeiten von solchen Laschmittel sind der Tabelle 5.1 zu entnehmen. Die Tabelle basiert auf Ergebnisse von Messungen, die am Institut für Konstruktion und Festigkeit von Schiffen an typischen RoRo-Ketten durchgeführt wurden, sowie auf Werte aus der Literatur, [4] und [12]. Die Messungen sind im Anhang A erläutert.

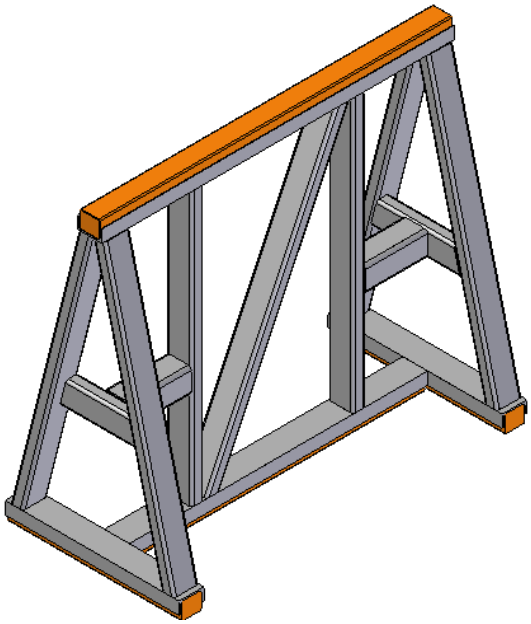
Tabelle 5.1: Spezifische Steifigkeiten der Laschmittel

Laschmitteltyp	Steifigkeit
Stahlkette	8000 bis 10000 $\frac{\text{N}}{\text{mm}}$m
Polyestergurt	2000 $\frac{\text{N}}{\text{mm}}$m

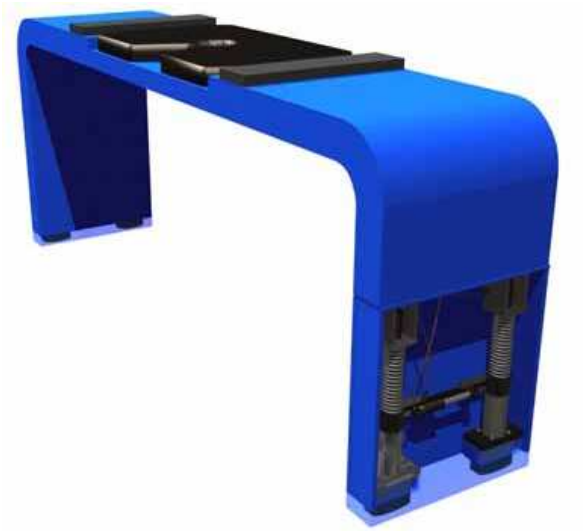
5.4 Trailerbock

Im Programmsystem RoRoSim können sowohl übliche Trailerböcke als auch Trailerböcke des SAT-Typs verwendet werden, siehe Bild 5.3.

Für den in Bild 5.3(a) abgebildeten Trailerbock sind mit Hilfe der Methode der Finiten-Elemente Steifigkeiten exemplarisch ermittelt worden. Die Ergebnisse sind in Tabelle 5.2 dargestellt.



(a) Üblicher Trailerbock



(b) SAT-System

Bild 5.3: Typische Trailerbocksysteme

Tabelle 5.2: Steifigkeiten eines üblichen Trailerbocks

Richtung	Steifigkeit [kN/m bzw. kN/rad]
c_x	45.290
c_y	3.721
c_z	1.048.108
c_ϕ	1.252.422
c_θ	0
c_ψ	807

5.5 Trailerrahmen

Im Falle eines Sattelauflieger mit Planenaufbau muss die Drehsteifigkeit des Rahmens in Längsrichtung angegeben werden. Die Firma Schmitz Cargobull AG stellte dem Institut für Mechanik und Meerestechnik ein 3D-Modell eines solchen Trailerrahmen. Ausgehend von diesen CAD-Daten wurde unter Anwendung der Methode der Finiten-Elemente die Drehsteifigkeit ermittelt. Dabei wurden die Freiheitsgrade der Knoten am Rahmen in der Umgebung der Trailerbockauflage festgesetzt und Einheitskräfte an den Knoten bei der mittleren Achse aufgebracht, so dass ein Torsionsmoment um die Längsachse an dem Rahmen entsteht, siehe Bild 5.4.

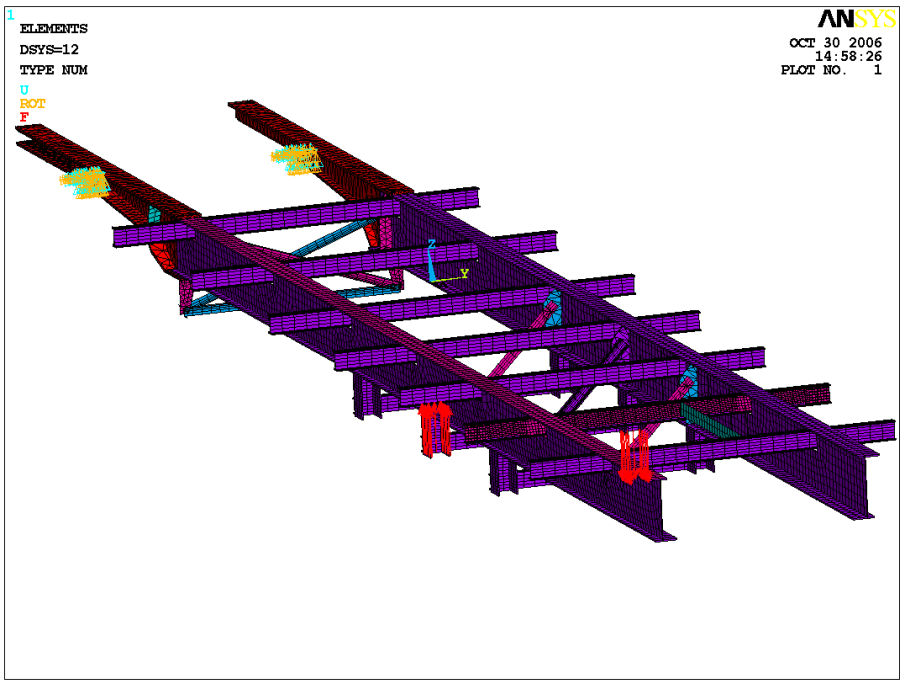


Bild 5.4: FE-Modell des Trailerrahmens

Im Bild 5.5 sind die vertikalen Verschiebungen der Knoten nach einer statischen Analyse des beschriebenen Modells dargestellt. Aus der vertikalen Verschiebung der Knoten an der Achse und dem Abstand der Achse zum Bock lässt sich nun die Verdrillung des Rahmens bestimmen. Aus der Verdrillung und dem aufgebrachten Moment ergibt sich eine Ersatzfedersteifigkeit

$$C_\alpha = \frac{M_{torsion}}{\alpha}, \tag{5.7}$$

wobei $M_{torsion}$ das eingeleitete Torsionsmoment und α die Verdrehung des Rahmens um die Längsachse in der Umgebung des Fahrwerks darstellen. Die Berechnungen ergeben $C_\alpha \approx 40$ bis $60 \cdot 10^6$ Nm/rad.

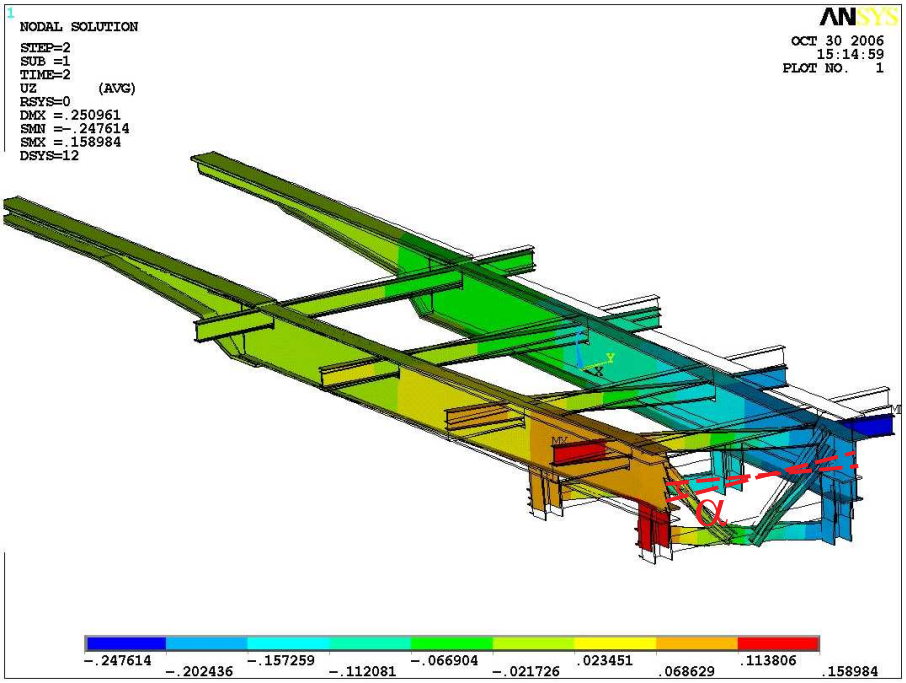


Bild 5.5: Verdrehung des Rahmens nach FE-Analyse mit Einheitslasten

Kapitel 6

Simulationsergebnisse

Für einen auf ein RoRo–Schiff gelaschten Sattelauflieger sind Simulationsläufe mit dem hier entwickelten Programm durchgeführt worden. Dabei sind Zeitreihen für die Bewegungen des Schiffes von der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft mbH & Co. KG verwendet worden. Die verwendeten Trailerparameter sind im Anhang B aufgelistet.

6.1 Simulation mit unterschiedlicher Vorspannung

Um den Einfluss der Laschmittelvorspannung deutlich zu machen werden im folgenden zwei Simulationsläufe, bei denen die acht Laschketten jeweils mit 2 kN und mit 10 kN vorgespannt werden, miteinander verglichen und bewertet. Die Schiffsbewegungen sind durch ein starkes Rollen des Schiffes geprägt. Der Trailer befindet sich mittschiffs auf einem der oberen Decks. Die verwendete Laschkonfiguration ist im Bild 6.1 schematisch dargestellt.

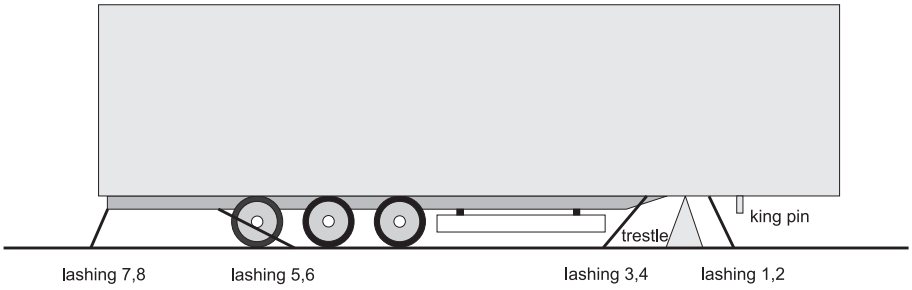


Bild 6.1: Schematische Darstellung der simulierten Laschkonfiguration

Die Bilder 6.2 und 6.2 zeigen den Verlauf der Laschkräfte in den Laschungen 1 und 2 sowie die erforderlichen Reibungskoeffizienten nach Gleichung (2.5) verglichen mit den für

die entsprechende Materialpaarung tatsächlich vorhandenen Reibungskoeffizienten (hier $\mu_{rubber/steel}$ für den Reifen/Deck Kontakt und $\mu_{wood/steel}$ für die Trailer/Bock/Deck Kontakte) bei einer Vorspannung von 2 kN und 10 kN.

Für diese extreme Rollsituation überschreiten bei der Vorspannung von 2 kN die erforderliche Reibungskoeffizienten die tatsächlich vorhandenen. Dies bedeutet, dass der Trailer zu bestimmten Zeitpunkten verrutschen würde. Damit verliert das Modell seine Gültigkeit. Wird die Vorspannung auf 10 kN erhöht, so werden die Reibungskoeffizienten für die Materialpaarung nicht überschritten und das Modell bleibt über die Simulationszeit gültig. Die Laschkräfte sind jedoch höher.

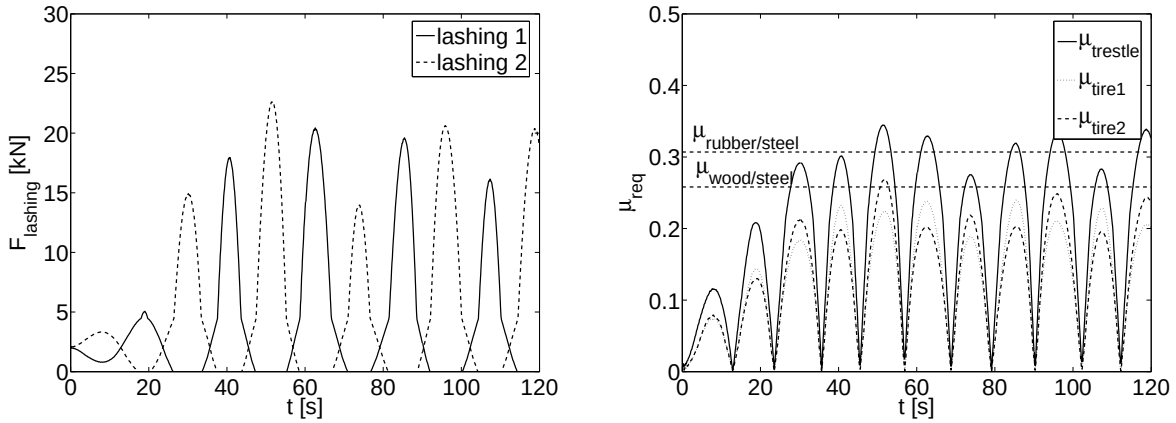


Bild 6.2: Zeitreihen der Laschkräfte (Laschung 1 und 2) sowie der erforderlichen Reibungskoeffizienten $\mu_{erforderlich}$ an den Reifen und am Bock für eine Vorspannung aller acht Laschketten von 2 kN

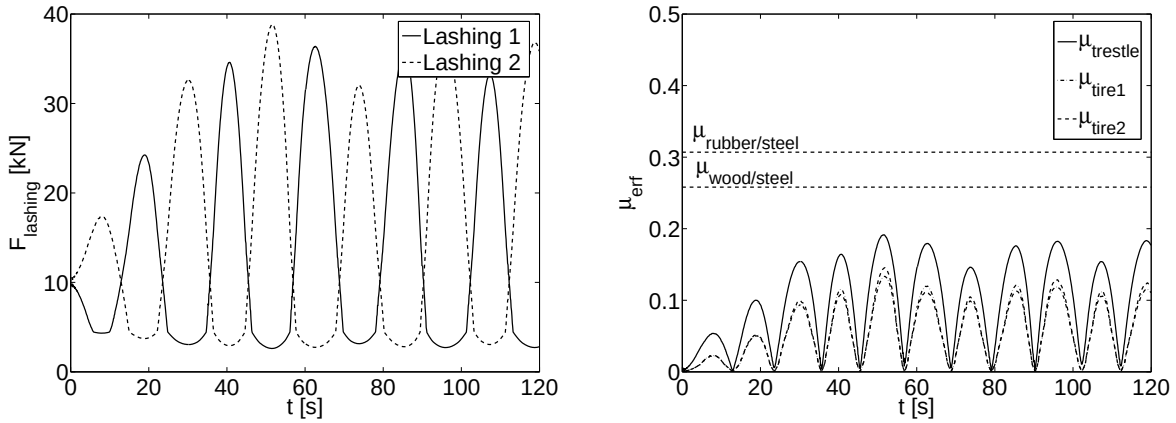


Bild 6.3: Zeitreihen der Laschkräfte (Laschung 1 und 2) sowie der erforderlichen Reibungskoeffizienten $\mu_{erforderlich}$ an den Reifen und am Bock für eine Vorspannung aller acht Laschketten von 10 kN

Kapitel 7

Zusammenfassung

Im Rahmen dieses Forschungsprojektes wurde die bislang zur Optimierung des Ladungssicherungsprozesses fehlende Komponente in Form eines Rechenprogrammes zur Berechnung der Kräfte im System Ladung-Laschmaterial-Schiff für übliche RoRo-Ladung entwickelt. Dieses Programm kann außerdem als Entwurfswerkzeug die Optimierung des Systems Schiff sowie seiner Komponenten unterstützen. Als Basis für die Berechnung werden Schiffsbewegungen vorgegeben. Diese können aus gemessenen Zeitreihen oder aus hydrodynamische Seegangssimulationen stammen. Das Programm wurde unter Anwendung der Theorie der Mehrkörpersysteme entwickelt. Die Anzahl der Freiheitsgrade wurde auf ein Minimum reduziert, ohne dabei die Qualität der Rechenergebnisse zu reduzieren.

Die benötigten Daten üblicher Sattelauflieger, die den größten Anteil an der Ladung auf RoRo-Schiffen darstellen, wurden von der Forschungsstelle, dem Institut für Mechanik und Meerestechnik der Technischen Universität Hamburg-Harburg (MuM), zusammengestellt. Dabei wurde sowohl auf Angaben und Daten von Sattelaufliegerherstellern als auch auf Modellierungsansätze aus der klassischen Fahrzeugdynamik zurückgegriffen.

Testläufe mit von der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft mbH & Co. KG (FSG) zur Verfügung gestellten Schiffsbewegungen wurden durchgeführt. Ein Vergleich mit Messungen ist aufgrund unzureichender Messdaten leider nicht möglich gewesen.

Das entwicklete Programm ist in der Programmiersprache FORTRAN77 geschrieben und integriert sich dadurch problemlos in dem Schiffsentwurfssystem E4. Mit dem Programm lassen sich weiterhin wichtige Daten zur Analyse der Schwingung voll beladener Decks ermitteln. Dieser Anwendungsfall wird im Anhang C näher erläutert.

Das Ziel des Forschungsvorhabens ist erreicht.

Anhang A

Messung der Kettensteifigkeiten

Am Institut für Konstruktion und Festigkeit von Schiffen sind die Steifigkeitseigenschaften von handelsüblichen Laschketten für RoRo-schiffen gemessen worden.

Die Kette wurde sowohl mit als auch ohne Kettenspanner an der Hydropulsanlage eingespannt. Die Versuchskette wurde weggesteuert bis zum Versagen gedehnt. Dabei wurde die in der Kette auftretende Kraft über die Kraft am Hydraulikzylinder gemessen. Der Weg wurde mit einem Lasersensor aufgenommen. Im Bild A.1 ist der Versuchstand dargestellt.

Bild A.1: Versuchsaufbau zur Ermittlung der mechanischen Eigenschaften von Laschketten für RoRo-Schiffe

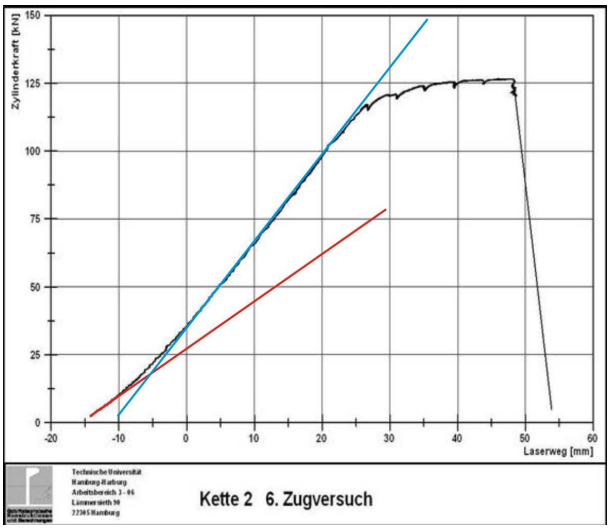


Bild A.2: Gemessenes Kraft-Weg-Diagramm für eine Stahlkette ($L_{Kette} = 3300$ mm)

Aus den Messergebnissen wird der bilineare Verlauf der Kettensteifigkeit erkennbar. Die spezifischen Steifigkeiten lassen sich über eine Geradenapproximation mit

$$c_{spez} = \frac{\Delta F_{Messung}}{\Delta l_{Messung}} l_{Kette}$$

ermitteln.

Aus Bild A.2 ergeben sich dadurch spezifische Steifigkeiten von $c_{L1} = 4300 \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}} \mathrm{m}$ (rote Gerade) und $c_{L2} = 10300 \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}} \mathrm{m}$ (blaue Gerade).

Anhang B

Typischer Sattelauflieger

In diesem Abschnitt werden einige Parameter für einen Trailer vorgeschlagen. Die Größen sind in die Eingabedatei `roro_para.dat` einzugeben. Ihre geometrische Bedeutung kann dem Bild B.1 entnommen werden.

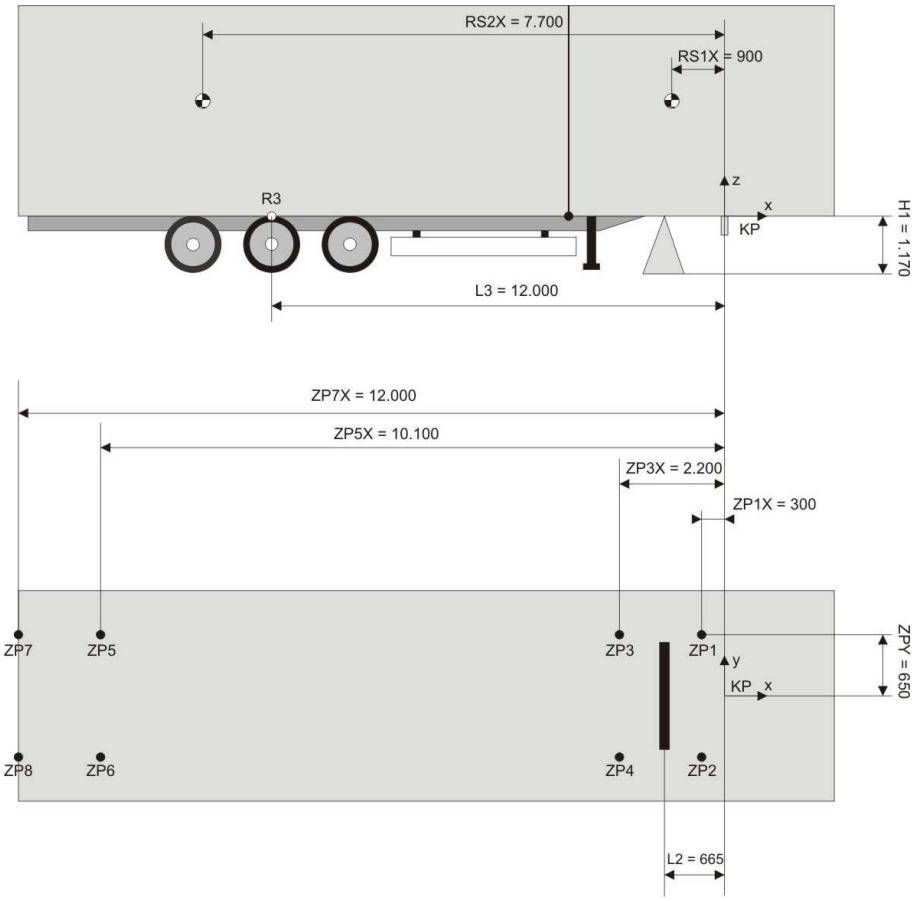


Bild B.1: Maßangaben für einen typischen Sattelauflieger

Parameter	Wert	Einheit
Position der Zurrpunkte		m
ZP1X	-0,30	
ZP3X	-2,20	
ZP5X	-10,10	
ZP7X	-12,00	
ZPY	0,65	
ZPZ	0,00	
Trailer (Körper 1):		
Masse		kg
M1	12.000	
Massenhauptträgheitsmoment		kg·m^2
Ixx1	14.160	
Iyy1	33.775	
Izz1	22.556	
Schwerpunkt		m
RS1X	-0,84	
RS1Y	0,00	
RS1Z	0,695	
Trailer (Körper 2):		
Masse		kg
M2	20.000	
Massenhauptträgheitsmoment		kg·m^2
Ixx2	23.718	
Iyy2	136.147	
Izz2	134.104	
Schwerpunkt		m
RS2X	-7,70	
RS2Y	0,00	
RS2Z	0,695	

Parameter	Wert	Einheit
Achse:		
Masse		kg
M3	3.000	
Massenhauptträgheitsmoment		kg·m^2
Ixx3	2.550	
Geometrische Angaben		m
L3	-7,70	
H1	1,17	
BR	1,02	
RA	0,495	
B3C	0,65	
Reifen:		
Steifigkeiten		N/m
Cx	1.980.000	
Cy	1.300.000	
Cz	3.075.000	
Dämpfung		N·s/m
Dx	15.000	
Dy	15.000	
Dz	15.000	
Torsionsteifigkeit *(nur bei Planaufbauten)*		N·m/rad
Calpha	60.000.000	

Anhang C

Modalanalyse voll beladener Decks

Für die Berechnung des Schwingverhaltens voll beladener Decks wird die klassische Modalanalyse angewandt. Dabei wird die gesamte Schiffsstruktur mit Finiten-Elementen modelliert. Für die Decks werden üblicherweise Balkenelemente verwendet. Diese bilden die Quer- und Längsträger der Decksaufbauten ab. Die Masse der Ladung wird durch eine gleichmäßig verteilte Masse auf das gesamte Deck verteilt. Diese Methode berücksichtigt demnach nicht das Schwingverhalten der einzelnen Fahrzeuge auf dem Deck, sondern nur deren Masse. Weiterhin lässt sich auf diesem Wege nur bedingt eine ungleichmäßige oder gar eine diskrete örtliche Beladung abbilden.

Ein Mehrtrailer-Modell auf der Grundlage des hier vorgestellten Simulationsprogramms lässt sich aufgrund der daraus resultierenden hohen Zahl der Freiheitsgraden nicht realisieren. In diesem Abschnitt werden daher mögliche Ersatzmodelle für die Einbindung in die Modalanalyse des Finite-Elemente-Modells vorgestellt.

In der Fahrzeugdynamik werden Modelle mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad je nach Anwendung verwendet. Für das Schwingverhalten von Brücken werden oft einfache vertikale Ein-Massen-Schwinger für die Fahrzeuge verwendet. Da die dominierenden Verschiebungen bei den niederfrequenten Schwingungsformen einer Brücke in vertikale Richtung sind, ist die Berücksichtigung horizontaler Bewegungskomponenten am Fahrzeug vernachlässigbar.

Bei den Schiffsdecks sind die dominierenden Verschiebungen ebenfalls in vertikaler Richtung, so dass nur das vertikale Schwingverhalten des gelaschten Sattelaufliegers von Bedeutung ist. Für die Modellreduktion bieten sich daher ein einfaches Punktmassenmodell nach Bild C.1 an. Ein voll beladenes Deck ist in Bild C.2 dargestellt.

Mit dem Programm `RoRoSim` können die Steifigkeiten der einzelnen Ein-Massen-Schwinger ermittelt werden.

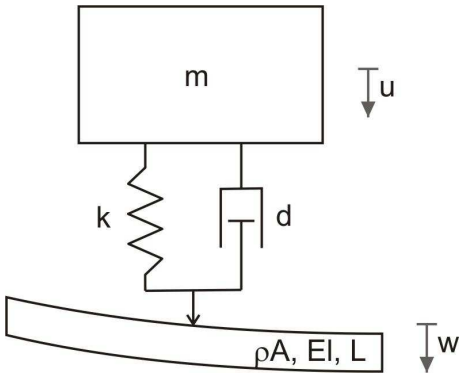


Bild C.1: Ersatzmodell für die Vertikalschwingung eines Fahrzeugs auf flexiblem Untergrund

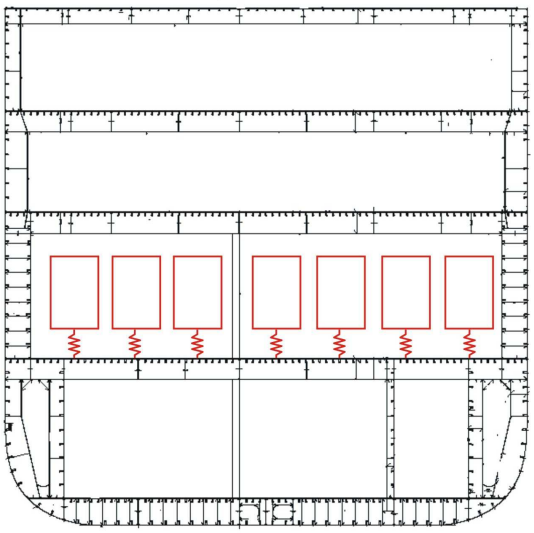


Bild C.2: Voll beladenes Deck mit reduzierte Trailermodelle

Literaturverzeichnis

[1] *http://www.netlib.org/*

[2] *DIN 70 020 Teil 5 Kraftfahrzeugbau, Reifen und Räder, Begriffe und Meßbedingungen.* Beuth Verlag. Dez. 1986

[3] Firma Continental AG (Hrsg.). *Technische Daten und Luftdruckempfehlungen.* http://www.conti-online.com/. 2006

[4] Andersson, P. : *Securing of Road Trailers on Board Ro/Ro Ships, Research Report.* Göteborg : Sweden MariTerm AB, 1983

[5] ContiTech (Hrsg.): *Anwendung von ContiTech Luftfedern.* Hannover : ContiTech Holding GmbH, 2002

[6] Hoepke, E. (Hrsg.): *Nutzfahrzeugtechnik.* 2. Auflage. vieweg, 2002

[7] Kreuzer, E. : *Technische Schwingungslehre I*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Institut für Mechanik und Meerestechnik, Vorlesungsmanusskript, 2006

[8] Kreuzer, E. : *Symbolische Berechnung der Bewegungsgleichungen von Mehrkörpersystemen.* Fortschritt–Berichte der VDI–Zeitschriften, Reihe 11, Nr. 32. Düsseldorf : VDI–Verlag, 1979

[9] Popp, K. ; Schiehlen, W. : *Fahrzeugdynamik.* Leitfäden der angewandten Mathematik und Mechanik, Band 70. Stuttgart : B.G.Teubner, 1993

[10] Schiehlen, W. : *Anleitung Programmsytem NEWEUL.* Universität Stuttgart, Institut für Technische und Numerische Mechanik, 2003

[11] Shampine, L. F. ; Gordon, M. K.: *Computer-Lösung gewöhnlicher Differenzialgleichungen.* Das Anfangsproblem. Vieweg, Braunschweig, 1984

[12] Turnbull, S. R. ; Dawson, D. : The Securing of Rigid Semi-Trailers on Roll-on/Roll-off Ships. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 39 (1997), Nr. 1, S. 1–14

[13] Turnbull, S. R. ; Dawson, D. : TheDynamic Behaviour of Flexible Semi-Trailers on Board Ro-Ro Ship. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 41 (1999), Nr. 1, S. 1447–1460

[14] Woernle, C. : *Fahrmechanik*, Universität Rostock, Institut für Antriebstechnik und Mechatronik, Manuskript, 2005