

Forschungsbericht

fml • Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik • Technische Universität München
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing. W. A. Günthner (Hrsg.)

Willibald A. Günthner
Roland Fischer
Thorsten Frenz
Jürgen Schmalzl

Einfluss der Bodenungenauigkeiten auf das dynamische Verhalten von Schmalgangstaplern

Abschlussbericht

Einfluss der Bodenungenauigkeiten auf das dynamische Verhalten von Schmalgangstaplern

Dieses Vorhaben (Projekt-Nr. 14532 N1) ist aus Mitteln des Bundesministerium für Wirtschaft über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) gefördert und im Auftrag des Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. (FKM) durchgeführt worden.

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Willibald A. Günthner (Herausgeber)

Dipl.-Ing. Roland Fischer

Dipl.-Ing. Thorsten Frenz

Dr.-Ing. Jürgen Schmalzl

fml • Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik

Technische Universität München

Boltzmannstraße 15

D-85748 Garching bei München

Lehrstuhl fml

14532 N1 / 4

Name der Forschungsstelle(n)

AiF-Vorhaben-Nr. / GAG

01.09.2005 bis 31.08.2007

Bewilligungszeitraum

Schlussbericht für den Zeitraum: 01.09.2005 bis 30.09.2006

zu dem aus Haushaltsmitteln des BMWi über die



geförderten Forschungsvorhaben

Forschungsthema:

Einfluss der Bodenungenauigkeiten auf das dynamische Verhalten von Schmalgangstaplern

Garching, 30.09.2006

Ort, Datum

Unterschrift

Inhaltsverzeichnis

INHALTSVERZEICHNIS	I
ABBILDUNGSVERZEICHNIS	IV
TABELLENVERZEICHNIS	VIII
1 EINLEITUNG	1
1.1 AUSGANGSSITUATION	1
1.2 STAND DER FORSCHUNG	4
1.3 FORSCHUNGSZIEL	7
1.4 VORGEHENSWEISE	8
2 MEHRKÖRPERSYSTEME	10
2.1 GRUNDLAGEN	10
2.1.1 Arten von Mehrkörpersystemen	10
2.1.2 Vorgehensweise bei der MKS-Berechnung	11
2.2 MODELLBILDUNG	13
2.2.1 Prinzipien der Modellbildung	13
2.2.2 Wesentliche Elemente von Mehrkörpersystemen	15
2.3 BERECHNUNG	19
2.3.1 Mathematisches Modell	20
2.3.2 Numerische Lösung	23
2.3.3 Berechnungs- und Simulationsprogramme	24
2.4 VALIDIERUNG	25
3 MODELLBILDUNG	26
3.1 EINFACHES ANALYTISCHES MODELL DES SCHMALGANGSTAPLERS	26
3.2 AUSFÜHRLICHES MECHANISCHES ERSATZMODELL	30
3.3 TEILMODELL HUBGERÜST	32
3.3.1 Elastizität der Einzelmasten	34
3.3.2 Elastomechanisches Ersatzmodell	36
3.3.3 Hubhydraulik	41
3.3.4 Spiel in den Führungen	43
3.4 TEILMODELL FAHRWERK	44
3.4.1 Elastizität der Räder	44
3.4.2 Elastizität im Rahmen	45

3.5	TEILMODELL BODEN.....	46
3.6	KOORDINATENSYSTEM UND BEWEGUNGSABLAUF	47
4	BERECHNUNG DES MODELLS.....	50
4.1	VORÜBERLEGUNG.....	50
4.1.1	Simulationssoftware MSC.ADAMS.....	50
4.1.2	Empirische Parameterermittlung	51
4.2	HUBGERÜST.....	52
4.2.1	Elastische Modellierung mit I-deas.....	52
4.2.2	Import in MSC.ADAMS.....	59
4.2.3	Hubhydraulik und Hubketten	60
4.2.4	Führungsspiel.....	66
4.3	FAHRWERKSABBILDUNG	68
4.3.1	Rad.....	68
4.3.2	Radanbindung.....	71
4.4	BODEN.....	72
4.4.1	Stochastischer Erregerprozess	72
4.4.2	Parametrierbarkeit.....	76
4.4.2.1	Regelloser Anteil	76
4.4.2.2	Sinusförmiger Anteil	80
4.4.2.3	Herausragende Einzelhindernisse	81
4.4.3	Generierung von Bodenprofilen.....	82
4.5	IMPLEMENTIERUNG DES BEWEGUNGSABLAUFS	90
5	VERIFIZIERUNG UND VALIDIERUNG	92
5.1	VERIFIZIERUNG DES SIMULATIONSMODELLS	92
5.2	VALIDIERUNG DES SIMULATIONSMODELLS	93
5.2.1	Referenzmessungen	93
5.2.2	Vergleichsrechnungen.....	98
5.2.2.1	Referenzfahrt.....	98
5.2.2.2	Überfahren der Dehnungsfuge.....	100
6	SIMULATIONSEXPERIMENTE UND MODELLVERHALTEN	102
6.1	EINFLÜSSE AUF DAS SCHWINGUNGSVERHALTEN DES SCHMALGANGSTAPLERS .	102
6.1.1	Einfluss der Last.....	102
6.1.2	Einfluss der Hubhöhe	104
6.1.3	Einfluss der Radelastizität	106
6.1.4	Einfluss der kinematischen Größen.....	107

6.2	ÜBERTRAGBARKEIT	108
7	AUSWERTUNG UND INTERPRETATION.....	109
7.1	EINFLUSS DER BODENUNEBCNHEITEN.....	109
7.1.1	Regellose Unebenheiten	109
7.1.2	Periodische Unebenheiten	112
7.2	EINORDNUNG DER TECHNISCHEN REGELN UND ENTWÜRFE	113
8	ANFORDERUNGEN AN BÖDEN IN SCHMALGANGLAGERN	122
8.1	MODIFIKATION DER MODELLE	122
8.2	ANFORDERUNGEN AN TECHNISCHE REGELN FÜR BÖDEN	127
8.3	STANDARDABWEICHUNG UND WELLIGKEIT	130
8.4	SCHEMA DES NORMENENTWURFS	136
8.4.1	Statistische Grenze	136
8.4.2	Absolute Grenze.....	138
8.4.3	Praktische Überprüfung.....	139
8.4.4	Weitere Regelungen.....	143
9	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK.....	144
10	LITERATUR.....	149
10.1	FACHLITERATUR	149
10.2	NATIONALE UND INTERNATIONALE NORMEN UND RICHTLINIEN.....	153
ANHANG	154

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Definition der Ebenheitstoleranz (DIN 18202, Bild 6)	2
Abbildung 1-2: Definition des maximalen Höhenunterschieds (DIN 15185 T1, Bild 1)	3
Abbildung 2-1: Ablaufschema einer MKS-Berechnung	12
Abbildung 2-2: Allgemeingültiger Iterationsprozess bei der Modellerstellung	14
Abbildung 2-3: Modellbeispiel für ein schienengebundenes Fahrzeug	16
Abbildung 2-4: Modellierung eines umlaufenden Seiltriebs	17
Abbildung 2-5: Kontaktmodell: Grenzfall, Kontakt zwischen den Körpern, Abstand zwischen den Körpern	18
Abbildung 3-1: Einfaches mechanisches Ersatzmodell zur Darstellung der Querschwingung	26
Abbildung 3-2: Ersatzmodell für die Hubkinematik	33
Abbildung 3-3: Prinzipdarstellung zur Rollenüberdeckung	34
Abbildung 3-4: Dreidimensionales Modell eines Hubgerüstständers	35
Abbildung 3-5: Hubgerüst als diskretes Mehrkörpermodell	37
Abbildung 3-6: Zusammenbau Hubgerüst	42
Abbildung 3-7: Spiel zwischen Rolle und Hubgerüstschiene	43
Abbildung 3-8: Vulkollanrad	45
Abbildung 3-9: Anbindung der Räder an den Fahrzeugrahmen (Quelle: Jungheinrich)	46
Abbildung 3-10: Globales Koordinatensystem (Bild: Jungheinrich)	48
Abbildung 4-1: Allgemeine Vorgehensweise zur Erstellung einer mnf-Datei	53
Abbildung 4-2: Grundstruktur des Hubgerüstständers für das Balkenmodell	56
Abbildung 4-3: Übertragung der Struktur des Hubgerüstständers auf das Balkenmodell	58
Abbildung 4-4: Querschnitte des FE-Teilmodells "Ständer"	58

Abbildung 4-5: Versuchsaufbau zur Messung der Elastizität von Hubhydraulik und Hubketten	61
Abbildung 4-6: Messprotokoll zur Einfederung der Hubkabine bei zunehmender Belastung.....	62
Abbildung 4-7: Mechanisches Ersatzmodell Haupthub	63
Abbildung 4-8: Mechanisches Ersatzmodell Kette.....	63
Abbildung 4-9: Ersatzmodell Hubhydraulik/Hubkette.....	64
Abbildung 4-10: Rad-Schiene-Kontakt	67
Abbildung 4-11: Ermittlung des Verformungsverhaltens der Vulkollanrollen	69
Abbildung 4-12: Kraft/Einfederungskurve eines Vulkollanrades, Trendlinie (potenziell)	70
Abbildung 4-13: Ableitung des Stabmodells zur Verbindung von Vorderrädern, Chassis und Hubgerüst (Bild: Jungheinrich).....	71
Abbildung 4-14: Beispiele für Musterfunktionen [PoSc-93].....	73
Abbildung 4-15: Wahrscheinlichkeitsdichten für stochastische Prozesse [PoSc-93].	74
Abbildung 4-16: Verlauf der spektralen Dichte bei "farbigem Rauschen"	77
Abbildung 4-17: Verlauf der spektralen Dichte bei "weißem Rauschen".....	78
Abbildung 4-18: Doppeltlogarithmische Darstellung der spektralen Dichte über die Wegkreisfrequenz.....	79
Abbildung 4-19: Messprotokolle deutscher Fahrstraßen, doppeltlogarithmische Darstellung der spektralen Unebenheitsdichte [Schu-91].....	80
Abbildung 4-20: Ersetzung der Sprungfunktion	82
Abbildung 4-21: DIN-Profiler nach DIN 15185, Fa. cps geodat	83
Abbildung 4-22: Diskretisierung der spektralen Dichte [Schu-91].....	85
Abbildung 4-23: Oberfläche des rechnergestützten Tools zur Erzeugung der Bodenprofile	88
Abbildung 4-24: Matrix eines Bodens zur Modellintegration	89
Abbildung 5-1: Gerät für Referenzmessungen, EKX 515 1225 DZ, Fa. Jungheinrich	93

Abbildung 5-2: Ausschnitt Messprotokoll nach DIN 15185 T1	94
Abbildung 5-3: Nivellement der Teststrecke, drei Fahrspuren	95
Abbildung 5-4: Reflektoren am Stapler zur Schwingungsmessung	96
Abbildung 5-5: Optisches Messsystem.....	96
Abbildung 5-6: Vergleich Messung und Simulation bei Referenzfahrt	98
Abbildung 5-7: Vergleich Messung und Simulation bei Überfahren der Dehnungsfuge	101
Abbildung 6-1: Vergleich der Querschwingung bei unterschiedlicher Last	103
Abbildung 6-2: Kraftverläufe im Kontakt Rolle-Schiene	104
Abbildung 6-3: Biegequerschwingung bei unterschiedlichen Hubhöhen	105
Abbildung 6-4: Auswirkung der Radelastizität auf die Mastschwingung	106
Abbildung 6-5: Vergleich der Querschwingung bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten.....	107
Abbildung 6-6: Kommissionierstapler MX-X, Fa. Still-Wagner.....	108
Abbildung 7-1: Querschwingungsamplitude bei unterschiedlichen Böden (U=0,1, U=0,4, U=0,7).....	110
Abbildung 7-2: Definition der Ebenheit nach DIN 18202	115
Abbildung 7-3: Definition des Höhenunterschieds quer zur Fahrtrichtung gem. DIN 15185 T1	115
Abbildung 7-4: Grenzwerte für die Bodenebenheit nach FEMIT/T - Entwurf (3rd draft).....	117
Abbildung 8-1: Modell des Kommissionierstaplers, Zweimast-Ausführung	123
Abbildung 8-2: Vertikalkommissionierer, Fa. Jungheinrich	124
Abbildung 8-3: Hubmast Vertikalkommissionierer	124
Abbildung 8-4: Zusammenhang Querschwingungsamplitude/Unebenheitsmaß	126
Abbildung 8-5: Zweiteilige Struktur des Normenentwurfs für Böden.....	129
Abbildung 8-6: Sinusfunktionen unterschiedlicher Amplitude	131

Abbildung 8-7: Berechnungsweg für die Standardabweichung nach ASTM E 1155M	131
Abbildung 8-8: Einfluss der Amplitude auf die Kennzahl F_F	134
Abbildung 8-9: Einfluss der Wellenlänge auf die Kennzahl F_F	135
Abbildung 8-10: Struktur des Normenentwurfs	136
Abbildung 8-11: Bildung der Intervalle und Messpunkte.....	137
Abbildung 8-12: Definition der Properties Z und dZ.....	138
Abbildung 8-13: Messergebnisse optisch schlechter Boden	140
Abbildung 8-14: Messergebnisse optisch guter Boden.....	141
Abbildung 8-15: Definition des Stichmaßes nach DIN 18202	143

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Fallunterscheidung Kontaktdefinition	19
Tabelle 3-1: Schwingungsformen und ihre Ursachen	31
Tabelle 5-1: Parameter im Versuchsprogramm	97
Tabelle 5-2: Gegenüberstellung der Validierungsergebnisse für unterschiedliche Hubhöhen	99
Tabelle 7-1: Maximale Querauslenkung in Abhängigkeit der Bodenunebenheit.....	111
Tabelle 7-2: Vergleich periodische – regellose Anregung	112
Tabelle 7-3: Einordnung der untersuchten Böden nach DIN 15185 T1	116
Tabelle 7-4: Einordnung der untersuchten Böden nach FEMIT/T - Entwurf (3rd draft).....	117
Tabelle 7-5: Properties nach TR34	118
Tabelle 7-6: Einordnung der untersuchten Böden nach TR34.....	119
Tabelle 7-7: Korrespondierende Bezeichnungen TR34 – CEN/TC344.....	120
Tabelle 7-8: Einordnung der untersuchten Böden nach CEN/TC344	121
Tabelle 8-1: Maximale Querauslenkung des Vertikalkommissionierers bei unterschiedlicher Bodengüte	125
Tabelle 8-2: Vergleich der unterschiedlichen Modelle anhand der max. Querauslenkung	127
Tabelle 8-3: Bestimmung der Kennzahl F_F für die simulierten Bodenprofile	133
Tabelle 8-4: Höhenabhängige Staffelung von Z_{SLOPE}	139
Tabelle 8-5: Höhenabhängige Grenzwerte für Property dZ	139
Tabelle 8-6: Einordnung nach ASTM E 1155M und Entwurf	142
Tabelle 8-7: DIN 18202, Tabelle 3, Zeile 4	143

1 Einleitung

1.1 Ausgangssituation

Schmalgangstapler werden zur Bedienung von Palettenhochregallagern eingesetzt. Sie unterscheiden sich in "Man-Up"- (Bedienkabine wird mit angehoben) und "Man-Down"-Geräte (Bedienkabine bleibt am Boden). Die Forderung nach hohem Flächennutzungsgrad im Lagerwesen erfüllen sie durch ihre geringe Spurbreite, der entsprechend angepassten Bauweise und einer schwenkbaren Lastgabel. Schmalgangstapler erreichen heutzutage einen hohen Durchsatz aufgrund ihrer hohen Dynamik. Dies bedingt allerdings eine Zwangsführung in der Gasse, sowie Bedienung der Geräte in Totmannstellung. Durch diese hohe Dynamik steigt jedoch auch die Schwingungsanfälligkeit des Geräts. Speziell Bodenunebenheiten können die Laufruhe des Staplers stark beeinflussen. Bei Man-Up-Geräten ist dieser Einfluss in Hinblick auf Sicherheit und Ergonomie sehr bedeutend.

Die wichtigsten Einflussfaktoren sind:

Bereifung

Bei Schmalgangstaplern werden häufig Vulkollan-Reifen eingesetzt. Das Reifenmaterial weist eine geringe Einfederung auf. Aus diesem Grund ist eine saubere und von Fremdkörpern freie, ebene Fahrbahn erforderlich. Bei der Untersuchung dieser Geräte ist deshalb die genaue Berücksichtigung der Radelastizität von großer Bedeutung. Als Entwicklungstendenz ist eine Reduzierung der Bandagendicke der Reifen bei Neuentwicklungen zu verzeichnen. Die damit einhergehende weitere Abnahme der Radelastizität macht das Gesamtsystem in zunehmendem Maße anfällig gegen Bodenunebenheiten.

Teleskopierbarer Mast

Die Schwingung des Geräts wird durch den konstruktiven Aufbau des Masts entscheidend beeinflusst. Speziell die Teleskopierbarkeit (mehrere Einzelprofile verschieblich gelagert) des Staplermasts muss aufgrund des Spiels in den Linearführungen bei einer Untersuchung mit berücksichtigt werden. Häufig werden auch Fahrstrategien eingesetzt, um die Belastung des Masts zu verringern. So ist mit zunehmender Hubhöhe nur noch eine reduzierte Maximalgeschwindigkeit möglich.

Bodenbeschaffenheit

Gemäß VDI-Richtlinie 3589 "Auswahlkriterien und Testmöglichkeiten für Flurförderzeuge" lassen sich bauliche Voraussetzungen am Einsatzort bezüglich Bodenbeschaffenheit folgendermaßen einteilen:

- Geringe Bodenunebenheiten (Verbundpflaster; Abweichung bei Messpunkten bis 0,1m unter 5mm);
- Größere Bodenunebenheiten (Kopfsteinpflaster; Abweichung bei Messpunkten bis 0,1m über 5mm).

Diese Einteilung ist relativ grob und nur in Bezug auf die Auswahl des generellen Staplertyps zu sehen. Beim Einsatz von Schmalgangstaplern muss in der Regel die Bodenbeschaffenheit wegen der hohen Dynamik und Positionieranforderung weitaus besser sein.

Die DIN 18202 "Toleranzen im Hochbau" definiert den Begriff "zulässige Ebenheitstoleranz" als "das Abmaß eines Tiefpunktes von der Verbindungslinie zweier benachbarter Hochpunkte" oder "das Abmaß eines Hochpunktes von der Verbindungslinie zweier benachbarter Tiefpunkte", wobei die Verbindungslinie nicht horizontal verlaufen muss (vgl. Abbildung 1-1).

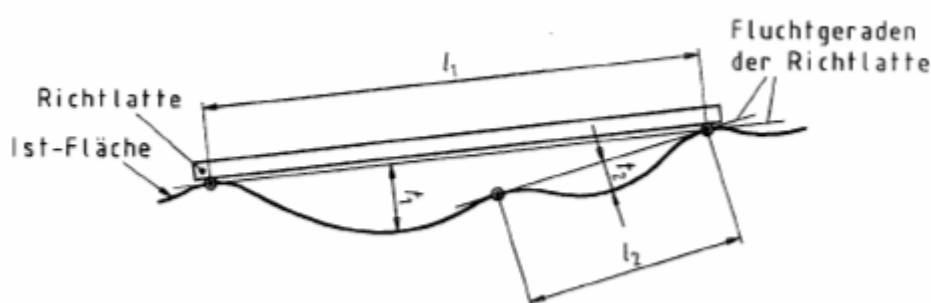


Abbildung 1-1: Definition der Ebenheitstoleranz (DIN 18202, Bild 6)

Für den sicheren Betrieb von Flurförderzeugen auf Industrieböden ist es erforderlich, auch einen zulässigen maximalen Höhenunterschied der Auflagepunkte vorzuschreiben (Bild 2). Dies geschieht in der DIN 15185 T1 "Lagersysteme mit

leitliniengeführten Flurförderzeugen". Es wird unterschieden in Höhenunterschiede quer zur Fahrspur und Ebenheitstoleranzen längs zu den Fahrspuren.

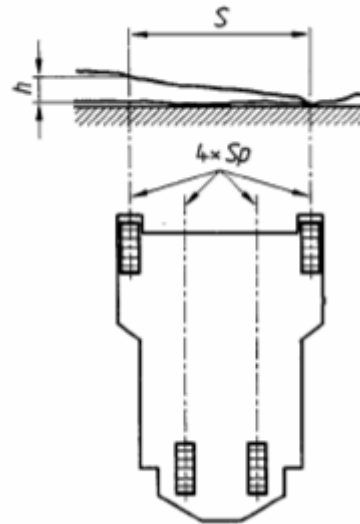


Abbildung 1-2: Definition des maximalen Höhenunterschieds (DIN 15185 T1, Bild 1)

Die hier gestellten Anforderungen sind wesentlich höher als in der VDI 3589 und in der DIN 18202. So darf z.B. das Stichmaß längs zu den Fahrspuren bei einem Messpunktabstand von 4m um maximal 5mm abweichen. In der Praxis stellt sich oft erst bei der Inbetriebnahme des Lagersystems heraus, ob die jeweilige Gerätekonfiguration (z.B. Dynamik, Last, Hubhöhe) auf dem realisierten Boden betrieben werden kann.

In den letzten Jahren kam es zu zahlreichen Weiterentwicklungen beim Bau von Schmalgangstaplern. Verschiedene Hersteller realisierten bezüglich Tragfähigkeit, max. Fahrgeschwindigkeit, Hubgeschwindigkeit und Fahrbeschleunigung (hier sogar um das 2,5-fache) bei neuen Modellen beträchtliche Verbesserungen. So ist erklärbar, dass in den letzten Jahren die Zahl der Schadens- und Streitfälle bei der Projektierung solcher Lagersysteme stark zunahm. Als nicht funktionstauglich erwiesen sich immer öfter Böden, die den Toleranzen nach DIN 15185 T1 voll entsprachen. In einigen Fällen waren diese für das Bauwesen recht engen Toleranzen für die hochdynamischen Stapler immer noch zu grob. In anderen Fällen dagegen scheiterte der effiziente Betrieb des Staplers an Bodenunebenheiten, die

von der Systematik der DIN 15185 T1 nicht erfasst werden (z.B. extrem kurzweilige Unebenheiten).

Eine verbesserte Beschreibung der Anforderungen an die Böden für Schmalgangstapler ist deshalb unbedingt erforderlich. Die auf Erfahrungswerten basierenden Toleranzen der DIN 15185 T1 wurden unabhängig von der Dynamik des eingesetzten Flurförderzeugs festgelegt. Diese können aufgrund der oben geschilderten Erfahrungen nicht mehr als sinnvolles Eignungskriterium für entsprechende Böden angesehen werden. Eine Neuformulierung der Anforderungen muss auf einer fundierten wissenschaftlichen Untersuchung basieren. Um sämtliche Einflussfaktoren auf die Dynamik zu berücksichtigen, ist bei einer solchen Untersuchung der Einsatz von Rechnerwerkzeugen wie der Mehrkörpersimulation notwendig.

1.2 Stand der Forschung

Forschungsschwerpunkte auf dem Gebiet der Flurförderzeuge konzentrierten sich in den letzten Jahren bezüglich des mechanischen Systems auf Kippuntersuchungen, Lenkverhalten, Dimensionierung von Hubgerüsten, Schwingungsverhalten und -dämpfung [Marq-03]. Umfangreiche Arbeiten auf dem Gebiet der dynamischen Kipptests und entsprechender Sicherheitsnachweise wurden von Bruns vorgenommen [Brun-02]. Untersuchungen zur Dimensionierung von Hubgerüsten erfolgten durch Huang [Huan-90] und Messerschmidt [Mess-98].

Die extreme Zunahme der Rechenkapazitäten in der Informationstechnik in den letzten Jahren begünstigte die verstärkte Anwendung rechnerbasierter Simulationen. Entsprechende Tools haben sich bis heute zu leistungsfähigen Softwarepaketen entwickelt, die es gestatten, äußerst realitätsnahe und sehr genaue Modelluntersuchungen vorzunehmen. Auf dem technischen Gebiet sind hier vor allem Finite-Element-Untersuchungen und Mehrkörpersimulationen zu nennen. Dank des Rechnereinsatzes werden die bei diesen Systemen auftretenden komplexen Differenzialgleichungen und mehrdimensionalen Matrizen durch numerische Lösungsverfahren beherrschbar.

So wurden in den letzten Jahren vielfach Untersuchungen von Fördermitteln mit Hilfe der Simulationstechnik durchgeführt. 1989 erstellte Beha [Beha-89] ein einfaches

Mehrkörpermodell eines Staplers. Die Abbildung beschränkte sich auf die Ebene Fahr-/Hubrichtung, so dass ein zweidimensionales Modell entstand. Voraussetzung war die Annahme eines symmetrischen Geräteaufbaus. Auch das Spiel in den Führungen wurde vernachlässigt. Bei Schmalgangstaplern kann dieser symmetrische Aufbau nicht mehr uneingeschränkt vorausgesetzt werden. Zudem wurde bei obiger Untersuchung einsatzbedingt von relativ großen Bodenunebenheiten, aber auch von großen Reifenelastizitäten ausgegangen. Beides kann nicht ohne weiteres auf Schmalgangstapler übertragen werden.

Ein stärker detailliertes Modell eines Schmalgangstaplers wurde 2002 von Witala [Wita-02] vorgestellt. Schwerpunkt war die Darstellung sämtlicher auftretender Schwingungsarten. So wurden hier auch Einflüsse aus Spiel in den Mastführungen und Reibung mit berücksichtigt. Eine Untersuchung der Schwingungsanregung durch Bodenunebenheiten fehlt.

Am Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik der TU München wurden in der Vergangenheit Mehrkörpersimulationen auf unterschiedlichen Gebieten durchgeführt:

- Bei der Dimensionierung von Brückenkränen wird durch Normen und Richtlinien die Berücksichtigung von Schwingbeiwerten vorgeschrieben. Durch die Modellierung und Untersuchung eines entsprechenden Geräts mit Hilfe von rechnerbasierten Simulationen konnte die Anwendbarkeit der vorgeschriebenen Schwingbeiwerte bei der Dimensionierung gezeigt werden. Neben den Starrkörperbeziehungen wurden im vorliegenden Fall auch elastische Eigenschaften von Seilen und Kranbrücken berücksichtigt.
- Fahrzeuge von Einseilumlaufbahnen sind im Fahrbetrieb erheblichen dynamischen Belastungen, insbesondere durch Stützenüber- und Stationseinfahrten, unterworfen. Zur konstruktiven Optimierung erfolgte die Ermittlung dynamischer Belastungen über die rechnergestützte Analyse von Mehrkörpersystemen, [GüLö-01], [Löhr-02]. Die Verifizierung der Simulationsrechnungen wurde über einen Vergleich mit an Originalanlagen aufgenommenen Messdaten vorgenommen.
- Zur Steigerung der Dynamik automatischer Regalbediengeräte im Kleinteilebereich existiert am Lehrstuhl fml ein modulares Mehrkörpermodell, an dem sehr schnell Maßnahmen zur Leistungssteigerung (konstruktiv und strategisch) getestet und bewertet werden können. Die Verifikation des

Modells erfolgte an einem in der Versuchshalle des Lehrstuhls errichteten Versuchsstand eines automatischen Regalbediengeräts. Das Modell kann für Entwurf und Test von Regelalgorithmen für die Antriebe automatischer Regalbediengeräte genutzt werden, so dass die zu erzielende Schwingungsreduktion schon vor Umsetzung in der Antriebssteuerung des Versuchsstands abgeschätzt werden kann [Schm-00].

Die in den angeführten Projekten eingesetzten Werkzeuge sind auch für die vorliegende Problematik gut verwendbar. Die Erfahrungen im Umgang mit diesen Werkzeugen und bei der Modellbildung sind für die Untersuchung der Dynamik von Schmalgangstaplern gut nutzbar. Darüber hinaus wurden in analoger Weise Simulationswerkzeuge zur Schwingungsuntersuchung bei zahlreichen komplexen mechanischen Systemen wie Traktoren [Böhl-01], Hubvorrichtungen an Fördergeräten [Diet-99], [Kühn-01] und bei Antriebs- [Dres-01] und Regelungssystemen [DoBi-98] angewendet.

Schwingungsuntersuchungen nehmen auch in der Fahrzeugtechnik einen sehr breiten Raum ein. Demzufolge sind die auf diesem Gebiet zu nennenden wissenschaftlichen Arbeiten äußerst zahlreich. In der Folge soll lediglich der für die vorliegende Problemstellung relevante Themenkreis erörtert werden.

Umfangreiche Untersuchungen zu allen Belangen der Dynamik von Kraftfahrzeugen wurden von Mitschke [Mits-89] vorgenommen. Ein Großteil der Erkenntnisse mündete in verschiedene Standardwerke der Fahrzeugdynamik. Speziell auf dem Gebiet der Anregung zu Schwingungen wurden verschiedene grundlegende Überlegungen in Hinblick auf die Mechanik der Schwingungsentstehung bei Kraftfahrzeugen angestellt [Mits-91].

Auf die Anregung durch Fahrbahnunebenheiten geht Ammon [Ammo-89] näher ein. Es wird ein Verfahren vorgeschlagen, das Modelle zur Schwingungsuntersuchung um eine geeignete Modellierung der Anregung aus den Straßenverläufen heraus erweitert. In [Ammo-90] und [AmBo-91] werden die mathematischen Grundlagen für die Abbildung der Straßenunebenheiten dargelegt. In [Schu-91] wird darauf aufbauend eine mathematische Methode zur Generierung von Unebenheiten für die Abbildung beschrieben.

Grundlegende Zusammenhänge zur Anregung von Schwingungen durch so genannte Zufallsschwingungen, die auch für die oben genannten Herleitungen

relevant sind, finden sich bereits bei Wedig [Wedi-74]. Eine ausführliche Aufbereitung der dahinter liegenden Theorie wurde jedoch auch schon durch Robson [Robs-63], [Robs-72] gegeben.

1.3 Forschungsziel

Ziel der beabsichtigten Untersuchung ist die Darstellung des Zusammenhangs der Parameter Last, Hubhöhe, Beschleunigung, Geschwindigkeit, Radelastizität und Bodenunebenheit beim Einsatz von Schmalgangstaplern. Die Variation dieser Parameter soll Aufschluss darüber geben, wie sehr sich diese auf die Schwingungsanfälligkeit des Schmalgangstaplers und damit auf die Funktionstauglichkeit des Gesamtsystems auswirken. So soll eine Zuordnung von erforderlicher Bodenqualität bei vorgegebener Staplerkonfiguration sowie umgekehrt maximal mögliche Dynamik des Staplers bei vorgegebener, erreichbarer Bodenqualität möglich werden.

Bei der Untersuchung soll auf das Hilfsmittel der rechnergestützten Simulation, speziell der Mehrkörpersimulation, zurückgegriffen werden, da so Zeit und Kosten sparend fundierte Ergebnisse zu erwarten sind. Damit können umfangreiche Parametervariationen durchgeführt und für ein entsprechend breites Gerätespektrum das Schwingungsverhalten bei unterschiedlichsten Böden simuliert werden.

Es existiert bislang keine wissenschaftlich fundierte Darstellung des Zusammenhangs zwischen der Bodenqualität und der Dynamik von Schmalgangstaplern. Den einzigen Anhaltspunkt bezüglich Anforderungen an den Boden in entsprechenden Lagersystemen stellt die DIN 15185 T1 in Verbindung mit der DIN 18202 dar. Hier wird unabhängig von den jeweils vorliegenden Parametern des Systems eine Qualität des Bodens vorgeschrieben. Dadurch kann nicht sichergestellt werden, dass genau das erforderliche Maß an Bodenqualität realisiert wird. Durch die wissenschaftliche Ermittlung eines entsprechenden Zusammenhangs zwischen den Systemparametern und der erforderlichen Bodenqualität kann hier größere Sicherheit und Effizienz bei der Projektierung neuer Lagersysteme erzielt werden.

1.4 Vorgehensweise

Ziel führend ist ein Arbeitsprogramm mit folgenden Arbeitspaketen:

AP 1 Analyse von Kinematik und typischen Belastungen von Schmalgangstaplern (2 MM):

Durch systematische Zusammenstellung der technischen Daten aktueller Schmalgangstapler werden die bestimmenden Belastungen in alle Raumrichtungen quantitativ ermittelt. Das Umfeld des Einsatzortes (Bodenbeschaffenheit, Zwangsführung am Regalbau) muss mit berücksichtigt werden.

AP 2 Abstraktion und Erstellung eines dreidimensionalen Mehrkörpermodells (2 MM):

Aus den Belastungen und den kinematischen Gegebenheiten ergibt sich die Struktur des Mehrkörpermodells. Die Zwangsbedingungen und Freiheitsgrade des Systems werden ermittelt. Zusätzlich wird festgelegt, welche Körper als Starrkörper und welche elastisch modelliert werden müssen. Die Modellierung erfolgt zielgerichtet auf die Untersuchung der Einflüsse der Bodenungenauigkeit.

AP 3 Implementierung als Rechnermodell (4 MM):

Unter Verwendung des Simulationspakets ADAMS wird das erarbeitete Modell am Rechner implementiert. Dabei ist auf Parametrisierbarkeit und Erweiterbarkeit zu achten. Bezüglich der Untersuchungsziele müssen sinnvolle Ergebnisausgaben formuliert werden.

ADAMS stellt für die Implementierung der meisten Bestandteile des Modells mehrere Wege zur Realisierung zur Verfügung. Es muss von Element zu Element entschieden werden, welche Modellierungsstrategie verfolgt wird. So kann beispielsweise die elastische Eigenschaft des Masts durch verschiedene Ersatzmodelle in die Starrkörper-Umgebung integriert werden.

AP 4 Verifikation des Modells durch Messungen (7 MM):

Nach Fertigstellung des Modells müssen im Rahmen einer Testphase Simulationsergebnisse erzeugt werden, die am realen Gerät überprüft werden

können. Parallel dazu sind Messungen an entsprechenden Geräten vorzunehmen. Ein Vergleich zwischen Messung und Simulation gibt Aufschluss über die Qualität des Modells. Bei starken Abweichungen muss in einem iterativen Prozess gegebenenfalls die Detailtreue des Modells erhöht werden.

AP 5 Simulation und Ableitung von Aussagen zu den Untersuchungsschwerpunkten (6 MM):

Am verifizierten Rechnermodell werden Untersuchungen gemäß den oben formulierten Zielen durchgeführt. Es wird ein realitätsnahes Referenzspiel definiert, bei dem die Auswirkungen auf die Laufruhe des Geräts am stärksten in Erscheinung treten. Auswirkungen auf das Staplerumfeld (speziell Boden) werden abgeleitet. Ergebnis soll die Darstellung des Zusammenhangs zwischen gewünschter Dynamik und erforderlicher Bodenqualität sein.

AP 6 Richtlinien / Leitfaden für die Umsetzung / Dokumentation (3 MM):

Aus dem Untersuchungsergebnissen soll für die bessere praktische Verwertbarkeit ein Konzept für eine Neuformulierung möglicher Richtlinien zur Realisierung von Böden in entsprechenden Lagersystemen erstellt werden. Gespräche mit Herstellern von Staplern und Böden dienen als Basis für eine mögliche Neuformulierung der relevanten Normen.

2 Mehrkörpersysteme

2.1 Grundlagen

2.1.1 Arten von Mehrkörpersystemen

Mehrkörpersysteme bestehen aus einer endlichen Anzahl von starren oder elastischen Körpern, die mit Koppellementen verbunden sind. Koppellemente können in Form von starren (Lager, Gelenke, Führungen) oder nachgiebigen Bindungselementen (Federn, Dämpfer) sowie in Form von Regelmechanismen (Stellmotoren) auftreten.

Nach [BrPf-92] lassen sich Mehrkörpersysteme in

- starre Mehrkörpersysteme,
- elastische Mehrkörpersysteme,
- hybride Mehrkörpersysteme und
- diskrete Mehrkörpersysteme

einteilen.

Ein Starrkörper ist durch die Konsistenz der Abstände aller zum Körper gehörenden Punkte voneinander gekennzeichnet [MaMü-90]. Dies hat zur Folge, dass auch unter der Wirkung von Kräften keine Deformation auftritt. *Starre Mehrkörpersysteme* bestehen ausschließlich aus Körpern mit diesen Eigenschaften. Für zahlreiche Anwendungen der Mehrkörpermechanik ist diese vereinfachende Betrachtungsweise ausreichend.

Dagegen enthalten *elastische Mehrkörpersysteme* ausschließlich Einzelkörper, die sich verformen können. Die sinnvollen Einschränkungen hierbei beziehen sich auf die Homogenität und die Isotropie der Massenverteilung sowie auf lineare Elastizität und damit auf kleine Deformationen.

Eine Kombination aus den beiden genannten Systemtypen stellt das *hybride Mehrkörpersystem* dar. Es beinhaltet somit sowohl Starrkörper als auch elastische

Kontinua. Derartige Mehrkörpersysteme sind in vielen Fällen die Konsequenz aus der Forderung nach *geringst möglichem Aufwand* für die Abbildung und die Analyse bei *maximaler Transparenz und Wirklichkeitsnähe* des Systems in Hinblick auf die Problemstellung. [Pfei-92]

Hybride Mehrkörpersysteme ermöglichen es, die weitaus meisten Anwendungsfälle in der Praxis abzubilden [Ulbr-96], da es in guter Näherung zulässig ist, einen Teil der Körper als starr anzusehen und daneben für einzelne Körper die Deformationen zu berücksichtigen. Durch die Aufteilung in starre und elastische Körper im ersten Schritt der Modellbildung wird eine minimale Anzahl von Freiheitsgraden für das System angestrebt: Die starre Modellierung garantiert dies von vornherein, bei den elastisch modellierten Körpern ist die für die zufrieden stellende Realitätsnähe erforderliche Zahl an Freiheitsgraden zu finden.

Eine gängige Methode zur Vereinfachung von elastischen und hybriden Mehrkörpersystemen ist die Diskretisierung. Dabei werden die elastischen Körper des Systems in endliche starre Abschnitte unterteilt. Die elastische Eigenschaft wird durch die Kopplung dieser Abschnitte unter Hinterlegung entsprechender Federkräfte und –momente abgebildet. So entstehen so genannte *diskrete Mehrkörpermodelle*. Ihr Vorteil liegt in der vereinfachten mathematischen Handhabung. Durch die Diskretisierung und somit die Rückführung auf ein Starrkörpersystem kommen auch hier lediglich gewöhnliche Differenzialgleichungen zur Anwendung. Die Berechnung elastischer und hybrider Mehrkörpersysteme führt dagegen zu partiellen Differenzialgleichungen und damit zu erheblicher Komplexität.

2.1.2 Vorgehensweise bei der MKS-Berechnung

Im Allgemeinen wird bei der Abstraktion eines realen Sachverhalts als Modell folgende grundlegende Vorgehensweise angewendet [Pfei-92]:

- Modellbildung
- Modellbearbeitung (theoretisch und/oder experimentell)
- Realitätsvergleich
- Rückkopplung zum ersten und zweiten Schritt (Anpassung)

Bei der Berechnung realer Systeme mittels Mehrkörpermodellen lassen sich diese einzelnen Schritte folgendermaßen konkretisieren:

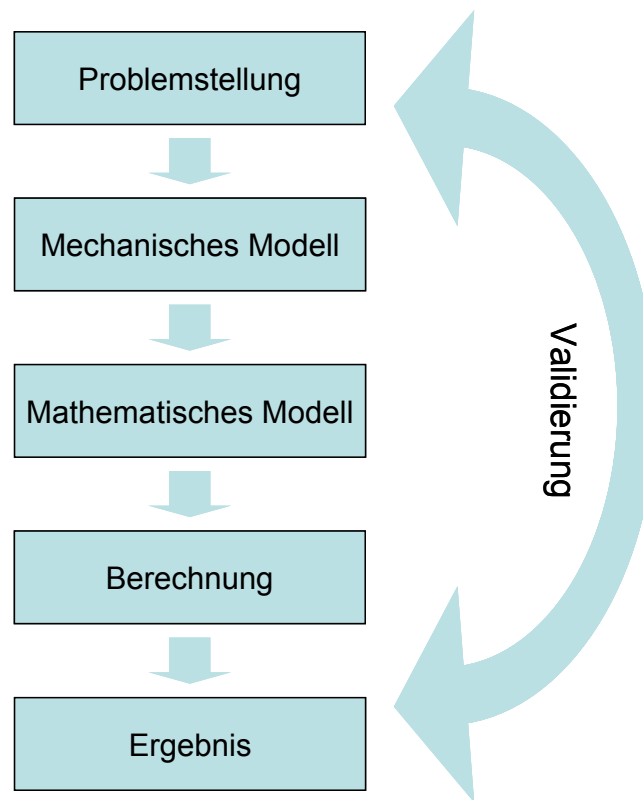


Abbildung 2-1: Ablaufschema einer MKS-Berechnung

Bevor es zu einer Modellbildung kommen kann, ist eine technische Problemstellung zu formulieren. Jedes Modell muss problembezogen erstellt werden. Zwei Modelle vom gleichen realen technischen System werden bei unterschiedlichen Fragestellungen auch unterschiedlich zusammengesetzt sein.

Aus dieser Problemstellung ergibt sich im nächsten Schritt das mechanische Ersatzmodell, das das technische System möglichst einfach, aber mit ausreichender Komplexität hinsichtlich der Problemstellung wiedergibt.

Unter Anwendung der entsprechenden mechanischen Prinzipien wird das mechanische in ein mathematisches Modell in Form von Differenzialgleichungen übergeführt.

Je nach Komplexität kann nun ein geeignetes Berechnungsprogramm die mathematischen Zusammenhänge des Modells entweder analytisch exakt oder mit numerischen Methoden genähert lösen. Ergebnis ist eine Beschreibung des

Modellverhaltens in Abhängigkeit von den bei der Modellbildung getroffenen Voraussetzungen und Vereinfachungen.

Den Abschluss des iterativen Prozesses bildet die Validierung. Hierbei werden die Rechenergebnisse mit dem Verhalten des realen Systems verglichen. Die Erkenntnisse aus diesem Schritt entscheiden über die weitere Vorgehensweise. Je nach dem wie Modellberechnung und reales Verhalten übereinstimmen, liegt bereits ein verwendbares Modell vor oder sind Nachbesserungen im Detaillierungsgrad des Modells bzw. in der Art und Weise der Abbildung durchzuführen.

2.2 Modellbildung

2.2.1 Prinzipien der Modellbildung

Seit die Rechnertechnik einen bestimmten Leistungsstandard vor einigen Jahrzehnten erreicht hatte, wurde darauf aufbauend eine Vielzahl an Hilfsmitteln entwickelt, die dem Ingenieur zeitaufwändige, mathematisch meist anspruchsvolle Tätigkeiten abnehmen. Mathematische Fragestellungen eignen sich aufgrund der oft algorithmenartigen Lösungswege sehr gut zur Automatisierung durch den Rechnereinsatz. Trotzdem bleibt es dem Anwender überlassen, durch sein ingenieurmäßiges Verständnis die Problemstellung für die Bearbeitung durch den Rechner so zu abstrahieren, dass die Resultate der rechnergestützten Lösung seine reale Fragestellung zufrieden stellend bei einer beherrschbaren Komplexität des Modells beantworten. Die Durchführung einer rechnergestützten Untersuchung erfordert deshalb eine geeignete Vorgehensweise bei der Modellbildung. Als unumgänglich gilt deshalb folgender iterativer Prozess:

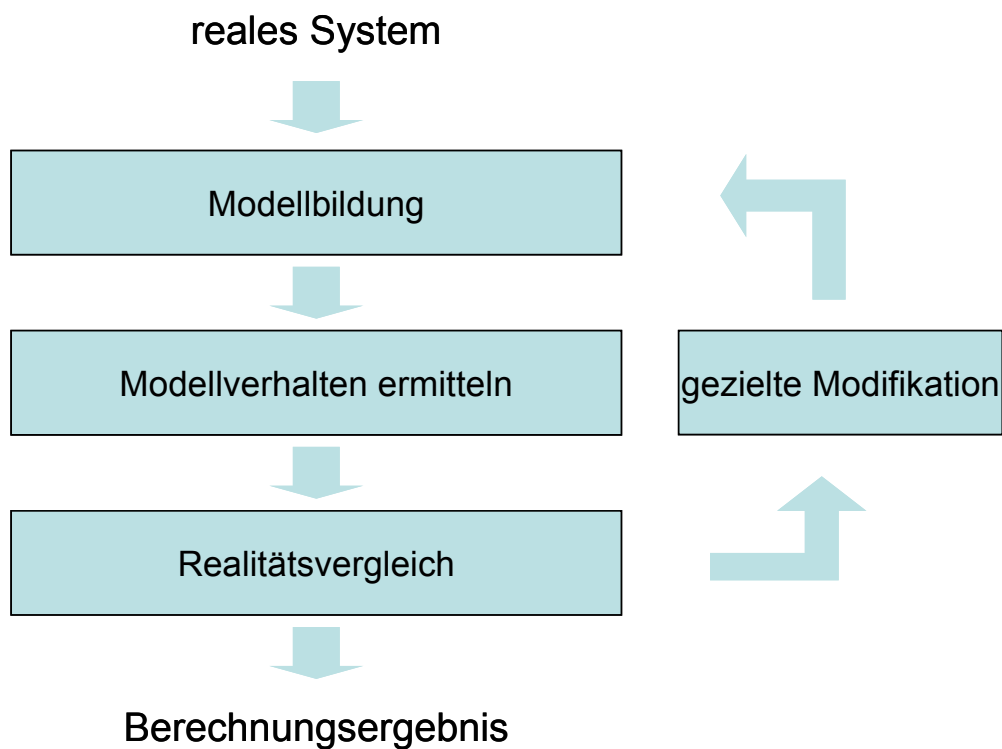


Abbildung 2-2: Allgemeingültiger Iterationsprozess bei der Modellerstellung

Das reale mechanische System wird im ersten Schritt mit den Modellierungselementen der Mehrkörpermechanik (Kapitel 2.2.2) in dem als ausreichend vermuteten Abstraktionsgrad abgebildet. Aus einer ersten Berechnung des Modells ergibt sich das prinzipielle Modellverhalten bei der entsprechenden Abstraktion. Zum Vergleich wird daneben das reale Systemverhalten entweder durch Messungen oder aus einem bereits validierten weiteren Modell ermittelt. Dieser Realitätsvergleich gibt Aufschluss über die Modellgüte: Stimmt das Modellverhalten mit der Realität überein, ist der Abstraktionsgrad als geeignet anzusehen. Bei signifikanten Abweichungen muss das Modell gezielt modifiziert werden.

Dabei erstrecken sich mögliche Modifikationen zum einen auf das Diskretisierungsniveau des Modells. Bezogen auf die Mehrkörpersimulation kann eine Verbesserung der Modellgüte dadurch erreicht werden, dass die Anzahl der Teilkörper für einen Modellbereich erhöht wird, bzw. bei hybriden Modellen die Festlegung der elastischen oder starren Eigenschaften eines Körpers verändert wird.

2.2.2 Wesentliche Elemente von Mehrkörpersystemen

Jedes mechanische Modell eines Mehrkörpersystems setzt sich aus Elementen der drei grundlegenden Elementgruppen zusammen:

- Einzelkörper (starr/elastisch)
- Bindungselemente (z.B. Lager, Führungen, Gelenke)
- Koppелеlemente (z.B. Federn, Dämpfer)

In der Starrkörpermechanik sind zur Beschreibung der Eigenschaften eines Körpers lediglich dessen Masse, die Schwerpunktslage sowie dessen Trägheitstensor erforderlich. Ihre Ermittlung übernimmt meist ein 3D-CAD-System oder der Preprozessor einer MKS-Simulationsumgebung. Ein elastischer Körper ist zusätzlich noch über dessen Steifigkeitsmatrix charakterisiert.

Teilkörper des zu untersuchenden Systems, die in der Realität keine Relativbewegung zueinander besitzen, bzw. bei denen im zu untersuchenden Szenario keine Relativbewegung zu erwarten ist, sollten im Modell als ein einziger Starrkörper abgebildet werden. Jeder zusätzliche Körper verursacht bei der Umsetzung des mechanischen in das mathematische Modell zusätzliche Gleichungen, deren Lösung mehr Zeit erfordern und die Güte des Simulationsergebnisses nicht erhöhen. Die Analyse des maßgeblichen Schwingungsverhaltens am realen System gibt die zu definierenden Teilkörper vor.

Die Teilkörper werden über Bindungselemente (z.B. Lager, Führungen, Gelenke) verbunden. Je nach Art des Bindungselements werden Freiheitsgrade relativ zueinander, aber auch absolut zum Inertialsystem eingeschränkt.

Gängige Bindungselemente wie Lager schränken je nach ihrer Wertigkeit eine bestimmte Anzahl an Freiheitsgraden (translatorisch oder rotatorisch) explizit ein. Meist steht einem dieser grundlegenden Bindungselemente eine klare technische Umsetzung gegenüber. So kann beispielsweise ein Kugelgelenk im Mehrkörpersystem als ein dreiwertiges Lager dargestellt werden, das sämtliche translatorischen Freiheitsgrade einschränkt, die drei rotatorischen Freiheitsgrade jedoch zulässt.

Daneben machen es bestimmte Problemstellungen gelegentlich erforderlich, dass die Bindungsverhältnisse zwischen zwei Teilkörpern durch eine geschickte Kombination von mehreren Elementen oder durch ein einzelnes komplexeres Element abgebildet werden. Als praktisches Beispiel soll hierfür ein schienengebundenes Fahrzeug dienen, das in seiner Bewegung auf den Verlauf der Schiene eingeschränkt ist. Entspricht der Schienenverlauf keiner Geraden, sondern einer zwei- oder sogar dreidimensionalen Kurve, ist es nicht mehr möglich, die Bindungsverhältnisse mit einfachen Bindungselementen (z.B. translatorische Verschieblichkeit) darzustellen. Im Mehrkörpersystem wird ein solches Bindungselement als "Punkt auf Kurve" interpretiert.

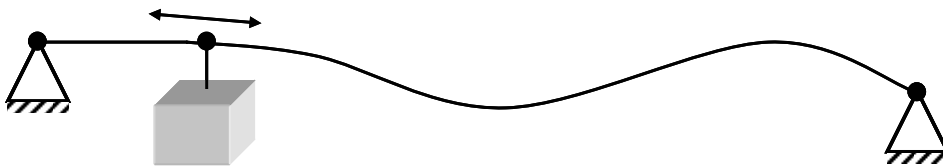


Abbildung 2-3: Modellbeispiel für ein schienengebundenes Fahrzeug

Abbildung 2-3 zeigt eine mögliche Abstraktion für ein Schienenfahrzeug (z.B. Elektrohängebahn). Der Aufhängungspunkt der Last kann sich nur entlang der vorgegebenen ortsfesten dreidimensionalen Kurve bewegen. Eine Übertragung dieses Problems auf "einfache" Bindungselemente erweist sich als sehr umständlich.

Zwischen den Teilkörpern werden Koppellemente angeordnet. Diese übertragen Kräfte zwischen den Körpern und können beispielsweise als Federn, Dämpfer oder Reibelemente ausgeführt werden. Je nach dem, welche Art zur Anwendung kommt, wird ein Kraftgesetz hinterlegt. Da in der Realität zwischen zwei Körpern sowohl federnde, als auch dämpfende Eigenschaften vorhanden sind, wird meist im Modell ein Feder-Dämpfer-Paar definiert. Dahinter verbirgt sich folgende Gleichung:

$$F_{\text{Feder/Dämpfer}} = c_{\text{Feder}} \cdot s + d_{\text{Dämpfer}} \cdot \dot{s} \quad (2-1)$$

mit: $F_{\text{Feder/Dämpfer}}$: Kraft zwischen den Körpern [N]

c_{Feder} : Federkonstante [N/m]

$d_{\text{Dämpfer}}$: Dämpfung [Ns/m]

s : Verschiebeweg Feder-Dämpfer-Element [m]

In den meisten Fällen geht man von über die Zeit unveränderlichen Größen für die Federkonstante und die Dämpfung aus. Bei einigen Modellen ist jedoch eine Funktion für diese Parameter zu hinterlegen. Dies wird beispielsweise bei Seiltrieben erforderlich. Zur Darstellung der Longitudinalschwingungen eines Seiltriebs muss die Seilelastizität mit abgebildet werden. Da Seile (ebenso wie auch Riemen und Ketten) eine spezifische Federrate besitzen, ergibt sich bei laufenden Seilen (z.B. Flaschenzug) durch die sich ändernden freien Seillängen eine zeitlich veränderlich anzusetzende Federrate. Abbildung 2-4 soll die Zusammenhänge am Prinzip eines umlaufenden Seiltriebs erläutern.

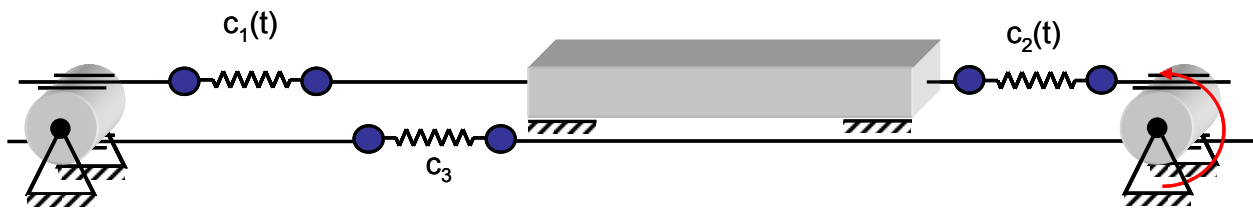


Abbildung 2-4: Modellierung eines umlaufenden Seiltriebs

Durch die Treibscheibe (rechts) wird die verschieblich gelagerte Masse in der Mitte bewegt. Die links und rechts zwischen Scheiben und Masse angreifenden Seilstücke erfahren dadurch eine Längenänderung. Da die Federsteifigkeit eines Seils abhängig ist von dessen Länge, sind die Werte für c_1 und c_2 zeitlich veränderlich zu gestalten. Das Untertrum ist zwar ebenfalls ein bewegtes Seil, die freie Länge des Seils (= Abstand von Treib- und Umlenkscheibe) ist jedoch konstant, so dass auch c_3 als konstanter Wert anzusetzen ist.

Daneben bringen auch bestimmte Geometrien (Kontakt zwischen gekrümmten Flächen) oder Materialien (Kunststoffe) veränderliche Parameter für c_{Feder} und $d_{\text{Dämpfer}}$ mit sich. So besitzen Kennlinien für die Kompressibilität bei Rädern und Rollen eine typische degressive Charakteristik.

Ein weiteres wichtiges Element zur Modellierung ist das Kontaktelement. Es ist so definiert, dass bei Berührung zweier Körper Kraftübertragung stattfindet. Der Kontakt kann sogar so gestaltet werden, dass für den Kontaktfall eine Federkonstante hinterlegt wird, die die Materialgesetze der beiden Kontaktpartner repräsentiert. Berühren sich die beiden Körper, zwischen denen der Kontakt definiert ist, nicht, so wirkt zwischen den Körpern keine Kraft. Zudem besteht auch keine geometrische Bindung, d.h. die Körper können sich frei voneinander weg bewegen.

Mit der Kontaktmodellierung kann z.B. ein Rad auf einer Fahrbahn beschrieben werden.

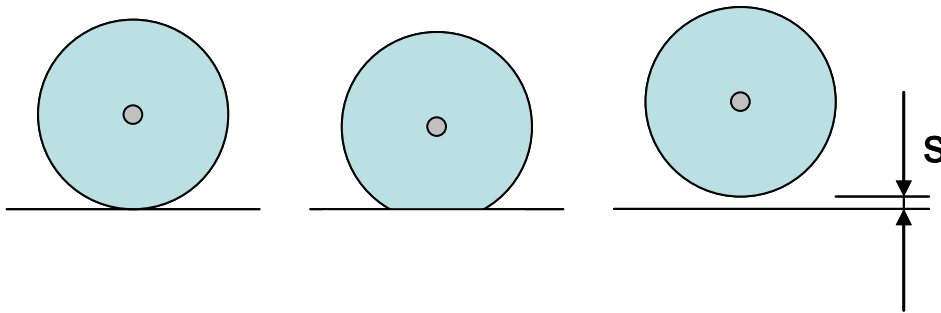


Abbildung 2-5: Kontaktmodell: Grenzfall, Kontakt zwischen den Körpern, Abstand zwischen den Körpern

Es sind drei Fälle zu unterscheiden (vgl. Abbildung 2-5):

Tabelle 2-1: Fallunterscheidung Kontaktdefinition

	<i>Abstand zwischen den Körpern s</i>	<i>Kontaktkraft zwischen den Körpern F</i>
Grenzfall / Definitions-lage	$s=0$	$F=0$
Kontaktfall	$s<0$	$F=c_{\text{Kontakt}}s+d_{\text{Kontakt}}s'$
Abstand	$s>0$	$F=0$

Die im Kontaktfall anzuwendenden Feder-Dämpfer-Kennwerte ergeben sich aus der Materialpaarung und der Geometrie der in Kontakt stehenden Körper.

Die im Kontaktmodell vorhandene Unstetigkeit im Kraftgesetz verursacht häufig numerische Probleme bei der Erstellung und Lösung der Bewegungsgleichungen. Die Modellierung als Kontakt ist daher nur zu empfehlen, wenn keine andere adäquate Abbildung der Realität gerecht wird. Soll beispielsweise explizit der Einfluss eines Führungsspiels betrachtet werden, kann auf die Kontaktelemente zur Beschreibung der Gelenk- und Kraftverhältnisse nicht verzichtet werden. Ist dagegen für einen Rad-Boden-Kontakt ein Abheben der Räder nicht zu erwarten, ist eine alternative Modellierung (z.B. Punkt auf Kurve, s. oben) besser geeignet.

2.3 Berechnung

Das im ersten Schritt erstellte mechanische Modell des zu untersuchenden Systems beinhaltet die Informationen darüber, welche Aspekte und mechanischen Einflüsse des Systems für die anzugehende Fragestellung eine Rolle spielen und deshalb berücksichtigt werden. Hier erfolgt der wesentliche Abstraktionsschritt vom realen System hin zur modellhaften Abbildung. Dieser Schritt ist nicht automatisierbar und erfordert vom Anwender intensive Kenntnis der Problemstellung und des zu

untersuchenden Systems sowie das Wissen über die relevanten mechanischen Zusammenhänge. Die Güte des in diesem Schritt hergeleiteten Modells bestimmt zum großen Teil die Qualität der Untersuchungsergebnisse. Durch Erfahrung in der Modellierung kann die Effizienz des nun folgenden Berechnungsschrittes zusätzlich noch gesteigert werden. Dazu ist die Kenntnis der in diesem Schritt angewendeten mathematischen Prinzipien wichtig.

2.3.1 Mathematisches Modell

Aus dem mechanischen Modell wird unter zu Hilfenahme der physikalischen Grundsätze, die hinter den Elementen des mechanischen Modells liegen, das mathematische Modell abgeleitet. Es besteht aus einem System von Bewegungsgleichungen, die unter Anwendung verschiedener mathematischer Verfahren aufgestellt werden können. Im Wesentlichen sind hier die Lagrange-Gleichungen 2. Art sowie das Prinzip von Newton-Euler-Jourdain zu erwähnen.

Im ersten Schritt sind bei beiden Verfahren Geschwindigkeiten und Beschleunigungen in geeignet gewählten Koordinatensystemen auszudrücken. Im weiteren Verlauf werden alle kinematischen Größen als absolute Größen durch einen Satz von Minimalkoordinaten (auch generalisierte Koordinaten genannt) angegeben. Die Anzahl der generalisierten Koordinaten entspricht der Anzahl an Freiheitsgraden im System.

Das Prinzip von Newton-Euler-Jourdain benötigt für alle Einzelkörper des Modells den Impuls- und den Drallsatz. Die Bewegungen werden auf die durch die Zwangskräfte vorgegebenen Richtungen beschränkt, was mathematisch durch die Jacobi-Matrizen für sowohl die Translation als auch die Rotation erfolgt. Somit ergeben sich die Bewegungsgleichungen durch die Summation über alle n Körper des Systems gemäß folgender Gleichung:

$$\sum_{i=1}^n [J_{Ti}^T (\dot{p}_i - F_i^e) + J_{Ri}^T (\dot{L}_i - M_i^e)] = 0 \quad (2-2)$$

mit J_{Ti}, J_{Ri} Jacobi-Matrizen der Translation / Rotation des Körper i

\dot{p}_i Impuls des Körper i

F_i^e	äußere Kräfte auf den Körper i
\dot{L}_i	Drall des Körpers i
M_i^e	äußere Momente auf den Körper i

Eine weitere Möglichkeit der Ermittlung der Bewegungsgleichungen ist die Methode nach Lagrange. Die Bewegungsgleichungen werden dabei durch Aufstellen der kinetischen und potenziellen Energien des Gesamtsystems und mit Berücksichtigung der auf das System wirkenden äußeren Kräfte und Momente berechnet. Den Zusammenhang zwischen Energien, Kräften und kinematischen Größen stellt die Lagrangesche Gleichung 2. Art wie folgt dar:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right] - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} = Q_j \quad (2-3)$$

mit: T : gesamte kinetische Energie des Systems [Nm]

V : gesamte potenzielle Energie des Systems [Nm]

q_j : generalisierte Koordinaten

Q_j : generalisierte Kräfte [N]

Je nach dem, ob es für ein System günstiger ist, den Impuls- und Drallsatz oder die Energien aufzustellen, entscheidet man sich für eines dieser beiden Verfahren.

Die Auswertung beider Beziehungen ergibt bei Vorgabe gleicher generalisierter Koordinaten das gleiche System gewöhnlicher, nichtlinearer Differenzialgleichungen zweiter Ordnung, das allgemein folgende Form besitzt:

$$\overline{\overline{M}}(q_j, t) \cdot \ddot{q}_j + \overline{g}(\dot{q}_j, q_j, t) = \overline{h}(\dot{q}_j, q_j, F^e, t) \quad (2-4)$$

mit: $\overline{\overline{M}}$: Massenmatrix

\overline{g} : Vektor der gyroskopischen, dissipativen und Fesselungskräfte

\overline{h} : Vektor der äußeren Kräfte und Momente

Anmerkung: F^e beinhaltet in diesem Zusammenhang sowohl Kräfte als auch Momente.

Mit diesem System liegen nun die Bewegungsgleichungen in Abhängigkeit von den generalisierten Koordinaten in Form von Differenzialgleichungen vor.

In einem nächsten Schritt erfolgt die Linearisierung der Bewegungsgleichungen um einen Referenzzustand, also eine Ruhelage oder eine Sollbewegung. Hierfür lassen sich der Vektor für die generalisierten Koordinaten und der Vektor für die generalisierten Kräfte und Momente aufspalten in jeweils einen Referenzanteil und einen Störanteil:

$$q(t) = q_0(t) + y(t) \quad (2-5)$$

$$F^e(t) = F_0(t) + \Delta F(t) \quad (2-6)$$

Nach Einsetzen dieser Beziehungen in die Bewegungsgleichungen ergibt sich nach einigem Rechenaufwand (vgl. z.B. [Pfei-92]) eine separierte Darstellung dieser Bewegungsgleichungen in eine Sollbewegung und eine Störbewegung:

$$\text{Sollbewegung: } \overline{\overline{M}}(q_0, t) \ddot{q}_0 + \overline{\overline{g}}(q_0, \dot{q}_0, t) = \overline{\overline{h}}(q_0, \dot{q}_0, F_0, t) \quad (2-7)$$

$$\text{Störbewegung: } \overline{\overline{M}}(q_0, t) \ddot{y} + \overline{\overline{B}}(q_0, \dot{q}_0, F_0, t) \dot{y} + \overline{\overline{C}}(q_0, \dot{q}_0, \ddot{q}_0, F_0, t) y = f \quad (2-8)$$

mit: $\overline{\overline{M}}(q_0, t)$ Massenmatrix

$\overline{\overline{B}}(q_0, \dot{q}_0, F_0, t)$ Matrix der geschwindigkeitsabhängigen Kräfte (z.B. Dämpfungsmatrix)

$\overline{\overline{C}}(q_0, \dot{q}_0, \ddot{q}_0, F_0, t)$ Matrix der Lage- und Fesselungskräfte (z.B. Steifigkeitsmatrix)

$f = \left(\frac{\partial h}{\partial F} \right)_0 \Delta F$ äußere Störung

Die Sollbewegung stellt dadurch meist ein nichtlineares Differenzialgleichungssystem dar. Da die Sollbewegung in der Praxis meist bekannt oder sogar vorgegeben ist, ist eher das Gleichungssystem der Störbewegung von Interesse. Das dort vorliegende

lineare Differenzialgleichungssystem lässt sich vielfach durch Standardverfahren lösen.

2.3.2 Numerische Lösung

Die im vorangegangenen Kapitel dargestellte Form der Bewegungsgleichungen ist im Allgemeinen analytisch nicht handhabbar. Als universelle Methode bietet sich jedoch eine schrittweise numerische Integration an. Allerdings können hierbei nur Differenzialgleichungen 1. Ordnung behandelt werden. Da jedoch das oben angegebene Bewegungsgleichungssystem ein Differenzialgleichungssystem 2. Ordnung darstellt, muss eine geeignete Substitution vorgenommen werden:

Ausgangsform: $\ddot{\alpha}(t) = f(\dot{\alpha}, \alpha, t)$ DGL 2. Ordnung

Substitution: $\dot{\alpha}_1(t) = \alpha_2(t);$

$\dot{\alpha}_2(t) = f(\alpha_2, \alpha_1, t)$ DGL 1. Ordnung

Dadurch verdoppelt sich die Anzahl der systembeschreibenden Bewegungsgleichungen.

Iterativ werden bei der numerischen Lösung - ausgehend von einem Anfangszustand für die generalisierten Koordinaten und deren Ableitung - die Näherungswerte der Funktionen und deren Ableitung für fortlaufende Zeitschritte (von Schritt zu Schritt um die Integrationsschrittweite Δt erhöht) berechnet.

Eine mögliche Variante zur numerischen Lösungsfindung bei Differenzialgleichungen ist beispielsweise das Runge-Kutta-Fehlberg-Verfahren. Es wird dann herangezogen, wenn ein reines Differenzialgleichungssystem vorliegt. Meist befinden sich jedoch neben den Differenzialgleichungen noch algebraische Gleichungen im System. Für diese Fälle kommen so genannte DAE-Solver (DAE = Differential-Algebraic Equations) zum Einsatz. Dabei werden die algebraischen Gleichungen abgeleitet, bis ein gewöhnliches Differenzialgleichungssystem entsteht, das mit herkömmlichen Algorithmen gelöst werden kann.

2.3.3 Berechnungs- und Simulationsprogramme

Die in Kapitel 2.3.2 dargestellten Methoden zur numerischen Lösung der Bewegungsdifferentialgleichung eignen sich sehr gut zur Umsetzung als computergestützte Berechnungsprogramme. Vielfach werden hierzu höhere Programmiersprachen aus der FORTRAN- und C-Familie verwendet, da hier nicht nur die Algorithmen leicht implementiert werden können, sondern häufig auch schon Bibliotheken für numerische Lösungsmethoden zur Verfügung stehen. Sehr vorteilhaft wirkt sich die in diesem Fall hohe Transparenz des Lösungswegs aus. Der Anwender hat einen guten Einblick in die Abläufe bei der Lösung der Bewegungsdifferentialgleichung. Da die Lösungsroutine exakt auf das zu untersuchende Problem zugeschnitten ist, erreicht man meist auch sehr hohe Rechengeschwindigkeiten.

Nachteilig wirken sich jedoch der hohe Aufwand zur Erzeugung der Lösungsroutinen und die Fehleranfälligkeit aus. Zudem sollte diese Vorgehensweise speziell dann angewendet werden, wenn Modifikationen am mechanischen Modell im Laufe der Untersuchung praktisch ausgeschlossen werden können. Eine Änderung des mechanischen Modells würde auch ein neues mathematisches Modell nach sich ziehen, was sich auf die Anwendbarkeit der implementierten Lösungsroutine auswirken kann.

Ein sehr komfortabler Weg zur Analyse dynamischer Problemstellungen eröffnen Software-Pakete zur MKS-Simulation [Shab-94], [Shab-98]. Besonders durch die Zunahme der Rechenleistung gegenwärtiger Computeranlagen haben zu einer weiten Verbreitung dieser Simulationstools geführt. Neben der Behebung der oben angesprochenen Nachteile bieten diese Tools meist auch noch die Möglichkeit der automatischen Modellgenerierung, d.h. das mathematische Modell wird automatisch aus dem mechanischen Modell abgeleitet. Die Lösungsroutine (Solver) ist so universell gehalten, dass die dabei entstehenden mathematischen Modelle überwiegend behandelt werden können. Gerade die angesprochene DAE-Solver-Routine ist ein grundlegender Bestandteil jedes dieser Software-Pakete. Prinzipiell wird es so möglich, mit Rücksicht auf die Rechnerleistung, beliebig komplexe Modelle zu untersuchen. Zudem ist die Eingabe des mechanischen Modells durch benutzerfreundliche 3D-CAD-Oberflächen sehr komfortabel und erleichtert dadurch auch Änderungen am Modell. Ähnlich benutzerfreundlich sind die meist umfangreichen Möglichkeiten der Ergebnisaufbereitung und Visualisierung.

Nachteilig erweist sich jedoch die Tatsache, dass keine Informationen über das entstehende mathematische Modell gegeben werden, sowie dass praktisch keine Eingriffsmöglichkeit bei der Lösung desselben besteht.

In der Praxis ist es deshalb zu empfehlen, bei der Untersuchung komplexer Systeme mit stark vereinfachten Modellen zu beginnen, um das prinzipielle Verhalten des Systems schnell zu erkennen. In weiteren Schritten soll im Modell der Detaillierungsgrad sukzessive gesteigert werden, bis zu der Stufe, bei der erstmals Ergebnisse mit der erforderlichen Realitätsnähe erzielt werden [Pfei-92].

2.4 Validierung

Um zu überprüfen, ob die in den vorangegangenen Schritten ermittelten Ergebnisse und Erkenntnisse richtig und gültig sind, muss im letzten Schritt beim Ablauf einer modellhaften MKS-Untersuchung eine Validierung erfolgen. Wichtig ist es, hierbei die Realitätstreue des Modells zu bewerten.

Bei der Validierung wird zwischen direkter und indirekter Validierung unterschieden. Bei der direkten Validierung erfolgt ein Vergleich der Berechnungsergebnisse mit gemessenen Größen aus dem realen System. Der dafür notwendige, meist hohe Aufwand zur Ermittlung der Messgrößen eröffnet den Vorteil einer exakteren Validierung.

Die indirekte Validierung dagegen greift auf Berechnungsergebnisse von bereits (z.B. direkt) validierten vergleichbaren Modellen zurück und stellt diese den Ergebnissen des zu validierenden Modells gegenüber.

Führt die Validierung nicht zum gewünschten Ergebnis, da beispielsweise zwischen Mess- und Rechenergebnissen wesentliche Unterschiede bestehen, muss iterativ unter Verwendung der Erkenntnisse aus der Validierung das Modell modifiziert werden.

3 Modellbildung

3.1 Einfaches analytisches Modell des Schmalgangstaplers

Zur Verdeutlichung des in Kapitel 2 dargestellten Lösungswegs soll im Folgenden ein analytisches Modell des Schmalgangstaplers zur Untersuchung seiner Querschwingungen abgeleitet werden [Klot-78]. Die Querschwingungen stellen die kritischste Schwingungsform des Geräts dar, da im Falle einer zu großen Schwingungsamplitude quer zur Fahrtrichtung die Gefahr einer Kollision mit dem Regal besteht.

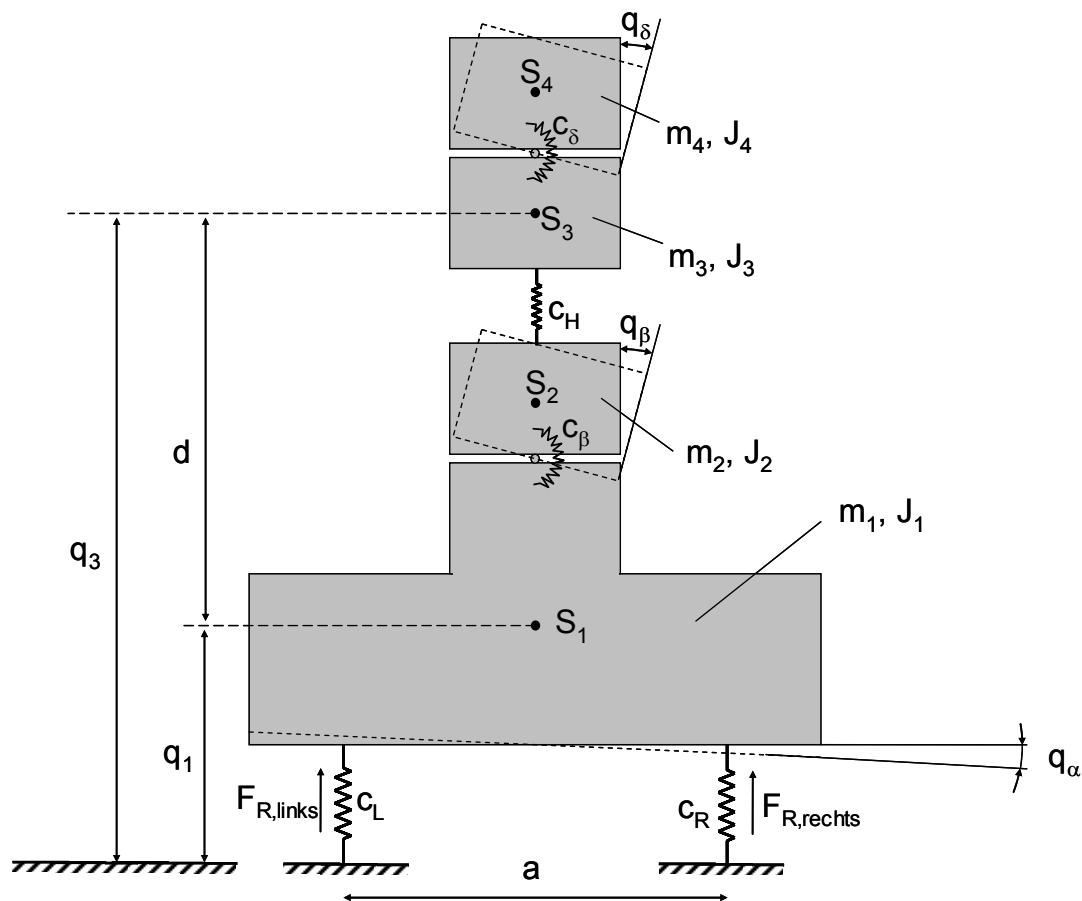


Abbildung 3-1: Einfaches mechanisches Ersatzmodell zur Darstellung der Querschwingung

Abbildung 3-1 zeigt ein ebenes mechanisches, diskretisiertes Ersatzmodell, das zur vereinfachten Untersuchung des Übertragungsverhaltens der Querschwingung verwendet werden soll. Der zu untersuchende Schmalgangstapler mit Zweifachhubgerüst wird dabei in vier Starrkörper $K_{1...4}$ aufgeteilt:

- K₁: Chassis, Rahmen und untere Hälfte des stationären Hubmasts
- K₂: obere Hälfte des stationären Hubmasts
- K₃: untere Hälfte des bewegten Hubmasts
- K₄: obere Hälfte des bewegten Hubmasts mit Fahrerplatzträger und Last (starr verbunden)

Die Teilung der beiden Hubmasten erfolgt jeweils in der Mitte, die anzusetzenden Federsteifigkeiten repräsentieren die Elastizitäten der Masten. Dämpfungen werden im Modell vernachlässigt.

Durch die Vereinfachungen ist das System analytisch noch behandelbar. In Anwendung der in Kapitel 2 beschriebenen Vorgehensweise wird der beschreibende Differenzialgleichungssatz für das System hergeleitet.

Das dargestellte System lässt sich unter Verwendung von fünf Koordinaten, so genannten generalisierten Koordinaten beschreiben:

$$\bar{q} = \begin{pmatrix} q_1 \\ q_3 \\ q_\alpha \\ q_\beta \\ q_\delta \end{pmatrix} \quad (3-1)$$

- q_1 : Schwerpunktlage des Chassis und der unteren Hälfte des unteren Hubmasts
- q_3 : Schwerpunktlage der unteren Hälfte des oberen Hubmasts
- q_α : Neigewinkel des Chassis
- q_β : (rechnerischer) Neigewinkel der oberen Hälfte des unteren Hubmasts
- q_δ : (rechnerischer) Neigewinkel des Fahrerplatzträgers

Folgende äußeren, generalisierten Kräfte greifen an:

$$\bar{Q}_{NK} = \begin{pmatrix} F_{R,links} + F_{R,rechts} + (m_1 + m_2)g \\ (m_3 + m_4)g \\ (F_{R,links} - F_{R,rechts})\frac{a}{2} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}; \quad (3-2)$$

mit $F_{R,links}, F_{R,rechts}$ linke und rechte Radkraft,

a Radstand

Die angreifenden Radkräfte entstehen beim Überfahren der Bodenunebenheiten.

Für die Anwendung der Lagrange-Gleichungen 2. Art müssen die kinetische (T) und potenzielle (V) Energie aufgestellt werden:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right] - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} = Q_j \quad (3-3)$$

Unter Auswertung der geometrischen Beziehungen (Abbildung 3-1) ergibt sich für die potenzielle Energie:

$$V = (m_1 q_1 + m_2 q_1 + m_3 q_3 + m_4 q_3 + C)g + \frac{1}{2} \left(c_L \left(q_1 - \frac{aq_\alpha}{2} \right)^2 + c_R \left(q_1 + \frac{aq_\alpha}{2} \right)^2 + c_\beta (q_\beta - q_\alpha)^2 + c_H (q_3 - q_1 - d)^2 + c_\delta (q_\delta - q_\beta)^2 \right) \quad (3-4)$$

Anmerkungen:

- Der Parameter C repräsentiert mehrere zeitlich konstante und von q unabhängige Terme, die zwar die potenzielle Energie beeinflussen, aber bei den partiellen Ableitungen nach Lagrange entfallen. Beispielhaft gehen in C die konstanten Anteile an der potenziellen Energie ein, die nur daraus resultieren, dass die Körper K₂ bis K₄ sich in einer größeren Höhenlage als K₁ befinden.
- Der Parameter d ist der Abstand zwischen den Schwerpunkten der Körper K₁ und K₃ im Ausgangszustand ($d = q_{3_0} - q_{1_0}$); d ist damit ebenfalls zeitlich konstant und unabhängig von q. In Verbindung mit einer entsprechenden

Formulierung des Gleichgewichtszustands, um den linearisiert wird (siehe unten), führt dies zu einer von d unabhängigen Steifigkeitsmatrix $\overline{\overline{C}}$.

Die kinetische Energie des Systems summiert sich zu

$$T = \frac{1}{2} \left((m_1 + m_2) \dot{q}_1^2 + (m_3 + m_4) \dot{q}_3^2 + J_1 \dot{q}_\alpha^2 + (J_2 + J_3) \dot{q}_\beta^2 + J_4 \dot{q}_\delta^2 \right) \quad (3-5)$$

Hieraus sind die Terme für die Lagrange-Gleichung ableitbar.

$$\text{Für } \overline{q}_0 = \begin{pmatrix} q_{1_0} \\ q_{1_0} + d \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3-6)$$

ist das System im Gleichgewicht. Sämtliche Verdrehwinkel seien in der Gleichgewichtslage Null. q_{1_0} kann zur Vereinfachung der Berechnung als willkürliche Potenzialfestlegung ebenso zu Null gesetzt werden. Die Differenz zwischen q_{3_0} und q_{1_0} ist definitionsgemäß gleich d (siehe oben). Linearisiert man das Systemverhalten um die Gleichgewichtslage, so lässt sich das DGL-System in Matrixschreibweise angeben:

$$\overline{\overline{M}} \ddot{\overline{q}} + \overline{\overline{C}} \overline{q} = \Delta F \quad (3-7)$$

$$\text{mit Massenmatrix } \overline{\overline{M}} = \begin{pmatrix} (m_1 + m_2) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (m_3 + m_4) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (J_2 + J_3) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_4 \end{pmatrix} \quad (3-8)$$

$$\text{Steifigkeitsmatrix } \overline{\overline{C}} = \begin{pmatrix} (c_L + c_R + c_H) & -c_H & \frac{a}{2}(c_R - c_L) & 0 & 0 \\ -c_H & c_H & 0 & 0 & 0 \\ \frac{a}{2}(c_R - c_L) & 0 & \left(\frac{a^2}{4}(c_L + c_R) + c_\beta \right) & -c_\beta & 0 \\ 0 & 0 & -c_\beta & (c_\beta + c_\delta) & -c_\delta \\ 0 & 0 & 0 & -c_\delta & c_\delta \end{pmatrix} \quad (3-9)$$

Unter der Annahme gleicher Radelastizitäten im linken und rechten Rad vereinfacht sich die Steifigkeitsmatrix zu

$$\overline{\overline{C}} = \begin{pmatrix} (2c_R + c_H) & -c_H & 0 & 0 & 0 \\ -c_H & c_H & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \left(\frac{a^2 c_R}{2} + c_\beta\right) & -c_\beta & 0 \\ 0 & 0 & -c_\beta & (c_\beta + c_\delta) & -c_\delta \\ 0 & 0 & 0 & -c_\delta & c_\delta \end{pmatrix} \quad (3-10)$$

An Stelle der rechten Seite kann eine beliebige Anregung, beispielsweise die zeitlichen Verläufe der linken und rechten Radkräfte treten.

Mit einigem Aufwand ließen sich für das vorliegende System die Eigenwerte zur Lösung der Bewegungsdifferentialgleichung ableiten. Die charakteristische Gleichung hierfür lautet:

$$\det(\overline{\overline{M}}\lambda^2 + \overline{\overline{C}}) = 0 \quad (3-11)$$

In der Folge können so auch die Eigenfrequenzen des Schwingungssystems errechnet werden.

3.2 Ausführliches mechanisches Ersatzmodell

Für eine effiziente Untersuchung und praktikable Rechenzeiten bei der Simulation muss das System Stapler-Boden auf die schwingungstechnisch relevanten Modellkomponenten abstrahiert werden. Als wesentliche Schwingungskomponenten sind zu identifizieren [Wita-02]:

Tabelle 3-1: Schwingungsformen und ihre Ursachen

Schwingungsform	beeinflusst durch
Hubschwingung	Hubhydraulik, Hubketten, Vulkollanräder, Rahmen
Torsionsschwingung	Hubmast, Exzentrizität der Last
Querschwingung	Hubmast, Führungsspiel, Hubhydraulik, Hubketten, Rahmen, Vulkollanräder
Längsschwingung	Hubmast, Führungsspiel, Rahmen, Vulkollanräder

Das in Kapitel 3.1 dargestellte Modell konzentriert sich zwar auf die hinsichtlich der Regalkollision kritische Querschwingung. Wie aus Tabelle 3-1 jedoch zu entnehmen ist, wird gerade die Querschwingung durch eine Vielzahl von Bestandteilen des Geräts beeinflusst. Die elastischen Komponenten (Hubmast und Rahmen) werden in diesem analytischen Modell durch eine Drehfeder vereinfacht, deren Parameterermittlung sich als aufwändig erweist. Des Weiteren ist das Führungsspiel zwischen den einzelnen Bestandteilen des Hubgerüsts nicht mit berücksichtigt. Es ist jedoch zu vermuten, dass dadurch das Systemverhalten beeinflusst wird. Die Berücksichtigung eines Kontaktelements im Modell hat gleichzeitig eine Nichtlinearität im Modellverhalten zur Folge. Eine analytische Betrachtung wird dadurch erschwert. Im weiteren Verlauf soll das nun entstehende, komplexe Modell deshalb unter Verwendung einer rechnergestützten Simulation weiter untersucht werden. Aufgrund der höheren Komplexität wird das Modell in die Teilmodelle

- Hubgerüst
- Fahrwerk
- Boden

zerlegt. Ihre Gestaltung wird in den folgenden Abschnitten erläutert.

3.3 Teilmodell Hubgerüst

Aufgrund der für den Flurförderzeugbereich sehr großen Hubhöhen bildet das Hubgerüst das entscheidende Element eines Schmalgangstaplers. Die Hauptanforderungen bestehen in einer hohen Biegesteifigkeit in alle Richtungen bei möglichst kleinen Massen. Der Leichtbau bedingt sich sowohl aus Gründen der Materialkosten aber auch aufgrund der Tatsache, dass die Masse des Hubgerüsts in Fahrt- und teilweise auch in Hubrichtung mitbewegt werden muss.

Um das Gerät auch außerhalb der Gasse bewegen zu können und nicht durch niedrige Durchfahrtshöhen beispielsweise von Toren behindert zu werden, sind die Hubgerüste teleskopierbar gestaltet. Dies macht eine Teilung des Hubgerüsts in gegeneinander verschiebbliche Einzelmasten erforderlich. Je nach geforderter minimaler Bauhöhe bei eingefahrenem Hub erfolgt diese Aufteilung in der Praxis überwiegend in zwei oder drei Abschnitte. Bei sehr großen Hubhöhen werden ausschließlich nur noch Dreifach-Hubgerüste verwendet.

Von der Wahl der Anzahl der Hubgerüste hängt die realisierte Hubkinematik ab. In Abbildung 3-2 ist die Ausführung für ein Dreifach-Hubgerüst dargestellt. Bei Zweifach-Hubgerüsten entfallen die obere Umlenkrolle und die Ketten. Der obere Hubmast wird einfach durch die Bewegung der Hydraulikzylinder gehoben.

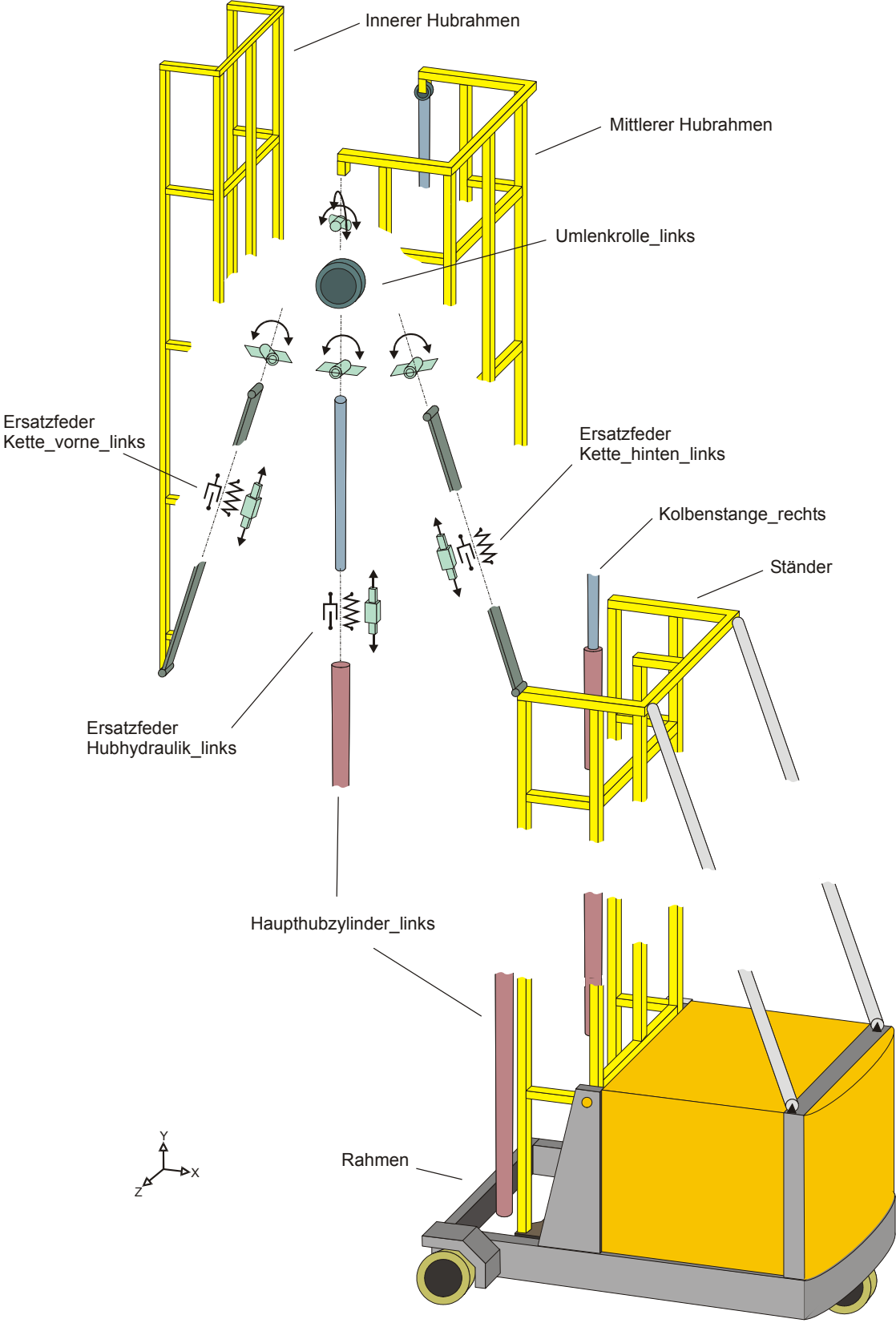


Abbildung 3-2: Ersatzmodell für die Hubkinematik

Für die Relativbewegung zwischen den einzelnen Hubmasten sorgen Rollen an den Enden der Masten, die in Schienen des jeweils benachbarten Masts eingreifen. So erzeugen beispielsweise die obere Rolle des Hubgerüstständers in der Schiene des mittleren Hubmasts einerseits und die untere Rolle des mittleren Hubmasts in der Schiene des Hubgerüstständers andererseits hubhöhenabhängig für eine so genannte Überdeckung (siehe Abbildung 3-3).

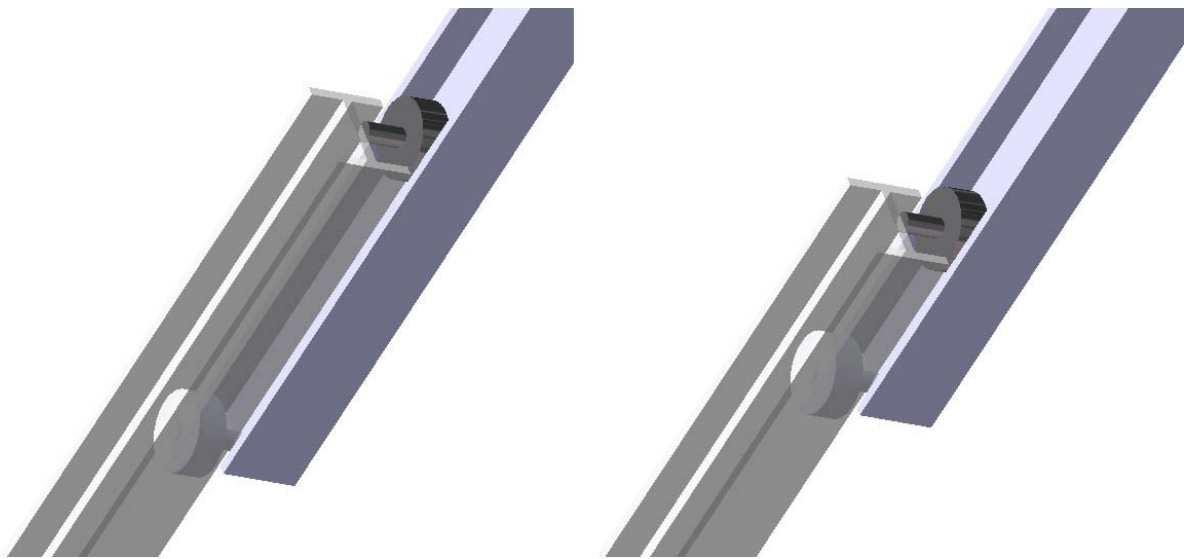


Abbildung 3-3: Prinzipdarstellung zur Rollenüberdeckung

3.3.1 Elastizität der Einzelmasten

Aufgrund der langen, schlanken Geometrie der Mastbestandteile (Abbildung 3-4) sowie der hohen zu erwartenden Belastung im Betrieb muss ein adäquates Mehrkörpermodell die Elastizität dieser Elemente mit berücksichtigen. Diese Einschätzung wird gestützt durch zahlreiche Beobachtungen in der Praxis, bei denen das Hubgerüst von Schmalgangstaplern beträchtlich zu Biegeschwingungen aufgrund von Beschleunigungsvorgängen angeregt wird. Es ist anzunehmen, dass der hauptsächliche Anteil der Schwingungsamplitude auf der Elastizität des Hubgerüsts beruht.

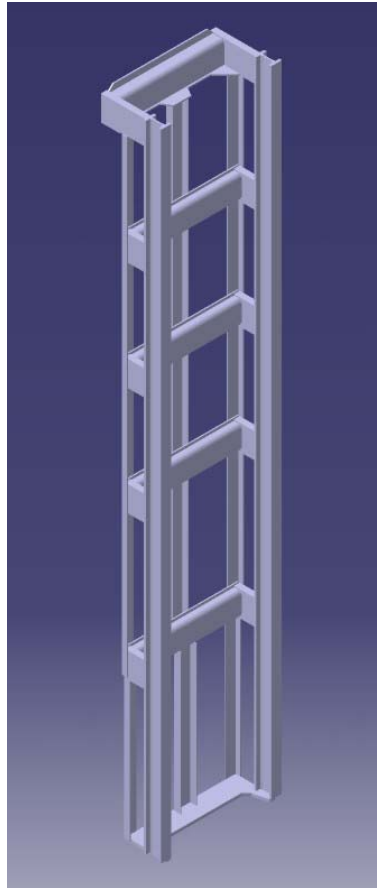


Abbildung 3-4: Dreidimensionales Modell eines Hubgerüstständers

Aufgrund des dreidimensionalen Belastungszustands im Hubgerüst und der dadurch erforderlichen Konstruktion (Abbildung 3-4) ist es notwendig, die Elastizitäten in allen Raumrichtungen im Modell mit zu berücksichtigen. Selbst die „starke“ Achse des Hubgerüsts, die Widerstand gegen die Biegung quer zur Fahrtrichtung bietet, unterliegt nicht zu vernachlässigenden Belastungen aus der Bewegung der Gabelzinken beim Lastwechsel sowie durch Unebenheiten im Boden quer zur Fahrtrichtung. Zudem ist die Schwingung um diese Achse als die kritischere anzusehen, da es bei zu großen Amplituden hier zu Kollisionen zwischen Gerät und den Regaleinrichtungen kommen kann.

Auch die Torsion um die Längsachse kann nicht von vornherein vernachlässigt werden, da nicht ausgeschlossen werden kann, dass durch die leicht außermittige Position der Last relativ zur Gasse sowie zur Symmetrieebene des Hubgerüsts im Betrieb eine Torsionsbelastung hervorgerufen wird.

3.3.2 Elastomechanisches Ersatzmodell

Grundsätzlich existieren in der Mehrkörpermechanik unterschiedliche Abbildungsmethoden, die es gestatten, die elastischen Eigenschaften von Bauteilen zu berücksichtigen.

Eine Approximation und damit die Schaffung mechanischer Ersatzmodelle ist wie erwähnt über die verschiedenen Ansätze wie Mehrkörpersysteme (MKS), Finite-Element-Systeme (FES) und Kontinuierliche Systeme (KOS) möglich. MKS-Modelle sind idealisiert aus starren Körpern mit Punktmasse aufgebaut, die über entsprechende Koppereinheiten miteinander verbunden sind. In FES-Modellen werden zur Untersuchung des Verformungsverhaltens die elastischen Eigenschaften eines Systems abgebildet. Masse und Elastizität sind hierbei diskret über das System verteilt, wo hingegen bei KOS-Modellen Masse und Elastizität kontinuierlich verteilt sind. [BrPf-92]

Hieraus lassen sich unterschiedliche Lösungswege für die vorliegende Problematik ableiten.

Die Übertragung der elastischen Eigenschaften auf die Abbildungsprinzipien der Mehrkörpersysteme führt zu einem diskreten Mehrkörpersystem. Nach der Analyse der Belastungen ist der elastische Körper in einzelne starre Teilkörper aufzuteilen. Diese Teilkörper werden dann mit Feder-Dämpfer-Elementen miteinander verbunden. Für die Feder-Dämpfer-Elemente wiederum müssen die Parameter so bestimmt werden, dass das Bewegungsverhalten der Teilkörper während der Simulation dem des elastischen Gesamtkörpers in der Realität entspricht.

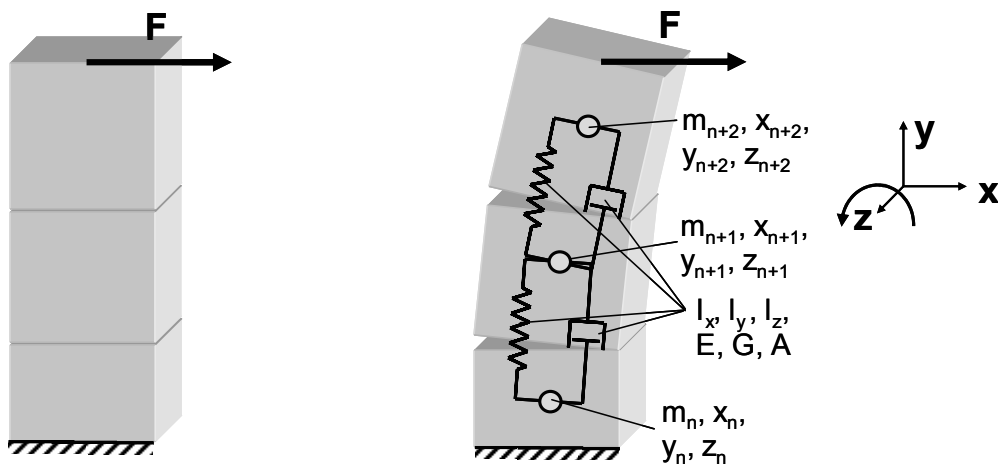


Abbildung 3-5: Hubgerüst als diskretes Mehrkörpermodell

Abbildung 3-5 stellt das Prinzip der Abbildung als diskretes Mehrkörpermodell für eine lange, schlanke Struktur, beispielsweise das Hubgerüst eines Flurförderzeugs dar. Die an der Spitze angreifende Kraft kann beispielsweise aus der Massenträgheit der Last am oberen Ende des Hubgerüsts bei Beschleunigung des Fahrzeugs resultieren. Nach der Diskretisierungsmethode wird nun die elastische Struktur in drei starre Einzelkörper aufgeteilt. Wie jeder andere Starrkörper eines Mehrkörpermodells besitzen auch diese Einzelkörper eine im Schwerpunkt konzentrierte Masse sowie Massenträgheiten um alle drei Raumachsen. Die bei den verbindenden Feder-Dämpfer-Elementen anzusetzenden Parameter für die Federkonstanten sind abhängig von den für die elastischen Eigenschaften verantwortlichen Kennwerten des Bauteils. Dies sind im Wesentlichen die Flächenträgheiten, die Querschnittsfläche sowie der Elastizitätsmodul und der Schubmodul:

$$c = f(I_x, I_z, A, E, G)$$

Die Bestimmung dieser Ersatzsteifigkeiten kann unter zu Hilfenahme eines elastischen Modells, das beispielsweise mittels der Finite-Elemente-Methode berechnet wird, erfolgen.

Unter Verwendung der Gesamtsteifigkeitsmatrix C_{ges} für den elastischen Körper lässt sich der Zusammenhang zwischen angreifender Kraft \bar{F} und Auslenkung \bar{u} gemäß dem Hookeschen Gesetz folgendermaßen darstellen:

$$\bar{F} = C_{ges} \cdot \bar{u} \quad (3-12)$$

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} u_x \\ u_z \end{pmatrix} \quad (3-13)$$

Bestimmt man unter Verwendung des erwähnten elastischen Modells die Verschiebungsvektoren für zwei unterschiedliche Lastfälle, lassen sich die Koeffizienten der Gesamtsteifigkeitsmatrix C_{ges} berechnen.

Durch Hauptachsentransformation wird die Gesamtsteifigkeitsmatrix C_{ges} in Diagonalform gebracht. So können ihre Eigenwerte bestimmt werden, die den gesuchten Ersatzfedersteifigkeiten des diskreten Modells entsprechen.

Die "händische" Bestimmung nach der oben beschriebenen Methode unter Verwendung einer FE-Simulation ist sehr aufwändig. Zudem muss im vorliegenden Fall schon bei der Änderung der simulierten Hubhöhe eine neue Ableitung der Ersatzfedersteifigkeiten erfolgen. Daher ist diese Vorgehensweise für eine effiziente Untersuchung nicht empfehlenswert.

Besser eignet sich hier die Einbindung flexibler Körper in das Mehrkörpersystem. Auf diese Weise kann das elastische Verhalten während der Simulationszeit voll berücksichtigt werden. An Stelle der Modellierung mit Ersatzfedern wie oben beschrieben tritt hierbei eine FE-Struktur. So ist es zusätzlich zur Berücksichtigung des flexiblen Verhaltens des Bauteils auch noch möglich, einen zeitabhängigen Spannungsverlauf zu ermitteln.

Herkömmliche FE-Modelle besitzen jedoch für eine effiziente Einbindung in ein Mehrkörpersystem zu viele Freiheitsgrade. Um den Berechnungsaufwand im vertretbaren Rahmen zu halten, ist es erforderlich diese zu reduzieren, ohne allerdings das dynamische Verhalten der FE-Struktur wesentlich zu beeinflussen. Daneben müssen die Kraffteinleitungsknoten zur Anbindung der FE-Struktur an die umgebenden Körper des Mehrkörpersystems erhalten bleiben. Eine gängige Methode zur Reduzierung der Freiheitsgrade ist die Craig-Bampton-Reduktion [CrBa-68], [Guya-65].

Unter Vernachlässigung der Dämpfung stellt sich die Differenzialgleichung für dynamische FE-Probleme allgemein wie folgt dar:

$$M\ddot{u} + Cu = f \quad (3-14)$$

mit:	M	Massenmatrix
	C	Steifigkeitsmatrix
	u	Verschiebung
	f	äußere Kräfte

Die Matrizen und Vektoren in Gleichung (4-14) enthalten Einträge für sämtliche Freiheitsgrade der FE-Struktur.

Für die nachfolgende Reduktion der Freiheitsgrade wird die Gleichung partitioniert, also aufgeteilt in zu erhaltende (Index "e") und zu reduzierende (Index "r") Freiheitsgrade:

$$\begin{bmatrix} M_{ee} & M_{er} \\ M_{re} & M_{rr} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{u}_e \\ \ddot{u}_r \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} C_{ee} & C_{er} \\ C_{re} & C_{rr} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_e \\ u_r \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_e \\ f_r \end{pmatrix} \quad (3-15)$$

Man geht definitionsgemäß davon aus, dass die äußeren Kräfte auf die zu reduzierenden Knoten Null sind ($f_r = 0$).

Ziel der Craig-Bampton-Methode ist es, eine Transformationsmatrix Ψ_{CB} zu finden, mit deren Hilfe Massen- und Steifigkeitsmatrix reduziert werden können:

$$\hat{M} = \Psi_{CB}^T M \Psi_{CB}, \quad (3-16)$$

$$\hat{C} = \Psi_{CB}^T C \Psi_{CB} \quad (3-17)$$

mit \hat{M}, \hat{C} reduzierte Massen- und Steifigkeitsmatrix

Dazu wird in Gleichung (4-15) der Verschiebungsvektor u folgendermaßen substituiert:

$$u = \begin{pmatrix} u_e \\ u_r \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} E & 0 \\ -C_{rr}^{-1}C_{re} & T_\xi \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_e \\ \xi \end{pmatrix} = \Psi_{CB} \begin{pmatrix} u_a \\ \xi \end{pmatrix} \quad (3-18)$$

$$E = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix}$$
 stellt die Einheitsmatrix dar. Die Dimension der Einheitsmatrix

entspricht der Anzahl der zu erhaltenden Freiheitsgrade.

Die Matrix T_ξ beinhaltet als Spaltenvektoren die Eigenvektoren und damit die Eigenformen der zu reduzierenden Partitionen von Gleichung (4-15) bei "Festhalten" der Knoten mit den zu erhaltenden Freiheitsgraden ($u_e = 0$). Sie ergibt sich aus der Lösung des generalisierten Eigenwertproblems

$$C_{rr}T_\xi = M_{rr}T_\xi\Omega_\xi. \quad (3-19)$$

Die Diagonalmatrix Ω_ξ beinhaltet die Eigenwerte des ungedämpften Schwingungsproblems. T_ξ wird durch folgende Bedingung normiert:

$$T_\xi^T M_{rr} T_\xi = E, \quad (3-20)$$

$$T_\xi^T C_{rr} T_\xi = \Omega_\xi \quad (3-21)$$

Zusammenfassend betrachtet kann man die Transformationsmatrix aus Gleichung (4-18)

$$\Psi_{CB} = \begin{bmatrix} E & 0 \\ -C_{rr}^{-1}C_{re} & T_\xi \end{bmatrix}, \quad (3-22)$$

folgendermaßen interpretieren:

- Die linke Spalte repräsentiert die statische Verformung und wird auch als Guyan-Transformationsmatrix bezeichnet. Hierbei wird die gesamte Knotenverschiebung über eine Auslenkung der Knoten mit den zu erhaltenden Freiheitsgraden durch statische Verformung zunächst grob angenähert.
- Die rechte Spalte repräsentiert gemäß der Herleitung die Eigenformen der Gesamtstruktur bei Festhalten genau dieser Knoten. Dadurch werden zusätzliche modale Freiheitsgrade ξ berücksichtigt.

In Abhängigkeit der Eigenfrequenzen werden nur ein Teil der Eigenformen und damit der modalen Freiheitsgrade mit in die Transformationsmatrix aufgenommen. Das reduzierte System stellt sich schließlich wie folgt dar:

$$\hat{M} \begin{pmatrix} \ddot{u}_e \\ \ddot{\xi} \end{pmatrix} + \hat{C} \begin{pmatrix} u_e \\ \xi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_e \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3-23)$$

Die Forderung nach einer Abbildung der sowohl starren, rein kinematischen als auch elastischen und damit dynamischen Systemzusammenhänge kann also wie gezeigt durch die Integration eines FE-Modells in ein MKS-Modell erfüllt werden. Voraussetzung für die Anwendbarkeit ist die Beschränkung auf kleine Verformungen. Mit Hilfe des gezeigten Reduktionsverfahrens ist es möglich, die große Zahl an Freiheitsgraden eines FE-Modells auf eine mit der Mehrkörpersimulation handhabbare Zahl zu beschränken. Dennoch ist keine nennenswerte Einbuße bei der Realitätsnähe zu befürchten.

3.3.3 Hubhydraulik

Der Haupthub des Schmalgangstaplers wird hydraulisch bewerkstelligt. Dazu werden Hubzylinder verwendet, die beim Ausfahren je nach angeschlossener Kinematik die Bestandteile des Hubgerüsts gegeneinander verschieben. Bei dem hier abgebildeten Dreifach-Hubgerüst heben die Zylinder zusammen mit dem mittleren Hubgerüstmast eine Scheibe an, um die eine Kette geschlungen ist. Ein Ende der Kette ist am stationären Teil des Hubgerüsts befestigt, das andere Ende der Kette führt zum inneren Hubgerüstmast. Dadurch entsteht eine Übersetzung, die dazu führt, dass der innere Mast mit der doppelten Geschwindigkeit des Hubzylinders ausfährt.

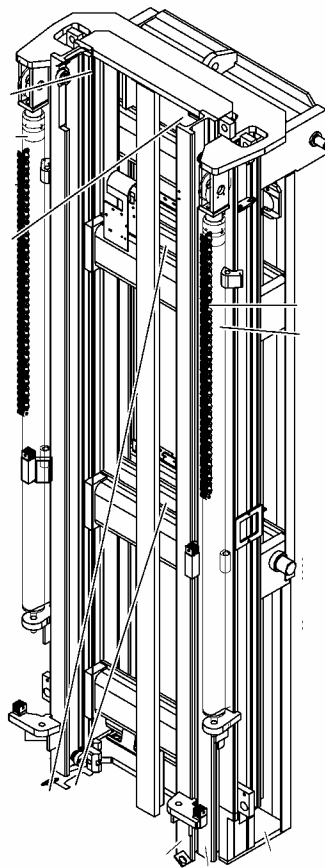


Abbildung 3-6: Zusammenbau Hubgerüst

Die Abbildung erfolgt durch Feder/Dämpfer-Elemente. Dies ist ausreichend, da sowohl bei den Hydraulikzylindern als auch bei den Hubketten nur in axialer Richtung Kräfte angreifen können. Zudem ist bei konstanter Hubwagenposition von linearen Federn auszugehen.

Die Elastizität der Hubhydraulik wird hierfür an einem Schmalgangerät gemessen. Es wird gleichzeitig die an den Gabelzinken aufgebrachte Last und die Einfederung der Hubzylinder aufgenommen. Daraus ergibt sich die Ersatzfedersteifigkeit für den Hubzylinder sowie für weitere hydraulische Komponenten. Die Ersatzfedersteifigkeit ist hubhöhenabhängig, so dass die Messungen für vollkommen ausgefahrenen Hub, für eingefahrenen Hub sowie für eine ausreichende Zahl an Zwischenstufen vorgenommen werden. Der Messwert ist zusätzlich noch um den Wert der Radeinfederung bei der aufgebrachten Last zu korrigieren.

Die Elastizität der verwendeten Hubketten ist entsprechend der Hubkinematik (Abbildung 3-2) zu hinterlegen. Der Wert für die anzusetzende Ersatzfedersteifigkeit ist längenabhängig und kann aus dem charakteristischen Herstellerwert für den verwendeten Kettentyp abgeleitet werden.

3.3.4 Spiel in den Führungen

Die Verschieblichkeit zwischen den Hubgerüstbestandteilen entsteht durch das Anbringen von Rollen, die in Schienenprofilen des benachbarten Hubgerüstmasts laufen. Die Führung wird in Längsrichtung und in seitliche Richtung realisiert. Um beim Ausfahren des Hubmasts keine unnötigen Reibungsverluste entstehen zu lassen, werden die Rollen mit Spiel angeordnet. Das hat zur Folge, dass von den beiden Rollen je Richtung nur jeweils eine anliegt und damit ein freies Abrollen möglich ist.

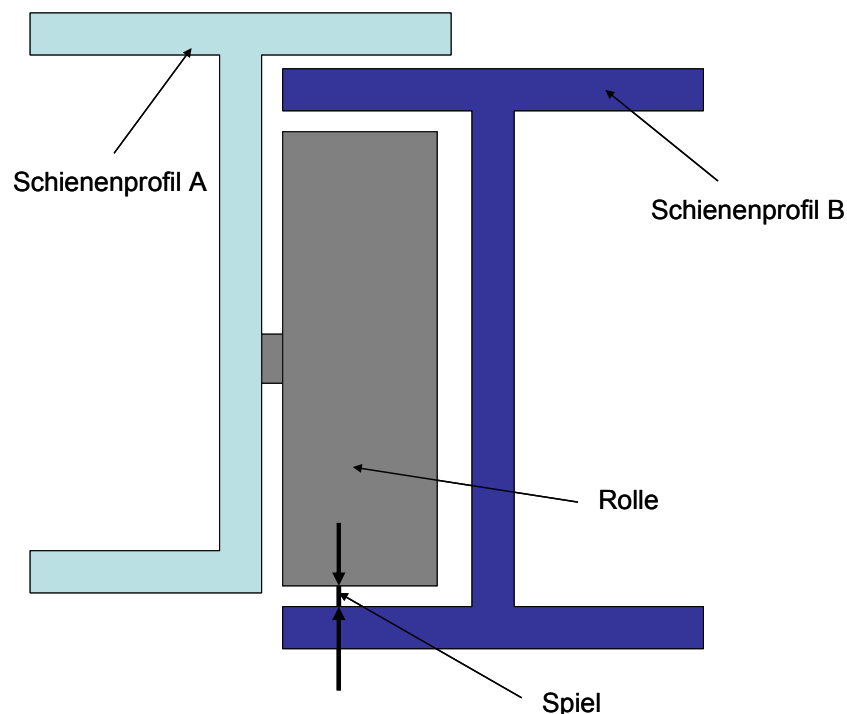


Abbildung 3-7: Spiel zwischen Rolle und Hubgerüstschiene

Dadurch entsteht allerdings eine Nichtlinearität in der Gesamtsteifigkeit des Hubgerüsts. Deshalb ist es unumgänglich, die Einflüsse des Spiels mit Hilfe von separaten Elementen abzubilden. Nach einer Abschätzung in [Wita-02] ergibt sich aus einem seitlichen Spiel in den Rollen eines Schubmaststaplergerüsts von ca. 0,75mm aufgrund der geometrischen Zusammenhänge (im Wesentlichen aufgrund des Strahlensatzes) eine Verschiebung der Mastspitze bei maximal ausgefahrenem Hub von 8,4mm.

Das Hubgerüst des Schubmaststaplers in [Wita-02] und das des in der vorliegenden Untersuchung behandelten Schmalgangstaplers stammen vom selben Hersteller und sind konstruktiv und kinematisch vergleichbar. Aufgrund dessen muss auch für den Schmalgangstapler das Spiel berücksichtigt werden. Da jedoch, wie in [Wita-02] beschrieben, eine Bestimmung des Spiels in den Führungen durch unterschiedliche Faktoren (Verschmutzung, Maßabweichungen in den Schienen, asymmetrische Rollenordnung, etc.) in der Praxis mit großen Ungenauigkeiten behaftet ist, wird es hier als ausreichend erachtet, die für den Schubmaststapler angesetzt und durch die Validierung als geeignet eingestuft Werte auch für den Schmalgangstapler zu verwenden.

3.4 Teilmodell Fahrwerk

3.4.1 Elastizität der Räder

Bei der vorliegenden Modellbildung dient ein Schmalganggerät mit drei Rädern als Ausgangspunkt. Daneben existieren noch Bauweisen mit vier Rädern, die jedoch von untergeordneter Bedeutung sind. In Deutschland existiert zurzeit kein Hersteller vierrädriger Schmalganggeräte.

Bei der Konfiguration mit drei Rädern befindet sich im hinteren Bereich des Fahrzeugs das meist etwas größere Antriebsrad. An den nach vorne auskragenden Radarmen laufen die so genannten Lasträder.



Abbildung 3-8: Vulkollanrad

Da hinsichtlich der elastischen Eigenschaften des Vulkollanrades nichtlineares, degressives Verformungsverhalten zu erwarten ist, kann hier kein Feder/Dämpfer-Element wie bei der Hubhydraulik verwendet werden. Stattdessen wird eine Kraft angesetzt, für die die Schwingungsdifferentialgleichung hinterlegt wird:

$$F(x) = m\ddot{x} + d\dot{x} + cx$$

Dabei ist die Federkonstante c abhängig vom Federweg:

$$c = c(x)$$

Auch hier werden die für das Modell erforderlichen Parameter durch Messungen aufgenommen. Mittels eines umgebauten Zugversuchsprüfstands werden Kraft und Einfederung eines Rades aufgenommen. Aus der resultierenden Kurve ergibt sich die Gleichung des nichtlinearen Kraftgesetzes für die Elastizität der Vulkollanräder.

3.4.2 Elastizität im Rahmen

Aufgrund der konstruktiven Gestaltung der Radanbindung an den Rahmen des Fahrzeugs ist eine elastische Abbildung des Bereichs unerlässlich. Wie in Abbildung

3-9 erkennbar, befinden sich die Vorderräder für den Effekt der Radunterstützung der Last relativ weit vor dem Chassis. Die Verbindung zum Chassis wird durch einfache Flachprofile hergestellt.



Abbildung 3-9: Anbindung der Räder an den Fahrzeugrahmen (Quelle: Jungheinrich)

Die elastische Abbildung erfolgt in Analogie zur Abbildungsmethode für das Hubgerüst (siehe Kapitel 3.3.2), da sich auch für die vorliegende Baugruppe sehr leicht ein adäquates Stabmodell in einer FE-Umgebung erzeugen lässt.

3.5 Teilmodell Boden

Aufgrund der in Kapitel 1.3 geschilderten Zielsetzung der Untersuchung, nämlich der Einflüsse der Bodenunebenheiten auf das Schwingungsverhalten, ist die adäquate Darstellung des Teilmodells Boden von entscheidender Bedeutung für die Ableitung brauchbarer Ergebnisse. In der Realität handelt es sich beim Einsatz von Schmalgangstaplern ausschließlich um Industrieböden wie z.B. Magnesia-Estriche. Eine Verformung unter Last ist auszuschließen, so dass eine Modellierung als starre Fahrbahn zulässig ist. Aufgrund der Tatsache, dass kein Abheben der Räder im normalen Betrieb vorgesehen ist, ist eine feste Verbindung zwischen Rad und Boden (ständiger Kontakt) zu berücksichtigen. Im Gegensatz zum Boden besitzen die Räder, die mit dem Boden in Kontakt stehen, jedoch eine gewisse Elastizität (vgl. Kapitel 3.4.1). Bei entsprechender Darstellung des Teilmodells Rad ist es möglich,

den Kontakt zwischen Rad und Boden als Gelenk zu formulieren und dennoch die Elastizität des Rades im Modell zu berücksichtigen.

Im Betrieb bewegt sich der Schmalgangstapler ausschließlich linear entlang der Lagergasse und wird dabei entweder durch seitliche Schienen oder induktiv geführt. Der Bereich des im Betrieb überfahrenen Bodens steht aus diesem Grund prinzipiell fest. Es können für die drei Räder des Geräts gerade Fahrbahnen entlang der Gasse definiert werden. Die Unebenheiten innerhalb einer solchen Fahrbahn sind lediglich in Fahrtrichtung entscheidend. Aus diesem Grund kann eine Fahrbahn als Linie ohne Ausdehnung quer zur Fahrtrichtung angesehen werden. Sämtliche momentan in der Diskussion befindlichen Methoden zur Vermessung der Fahrbahnen gehen von der gleichen Prämisse aus und erheben Messwerte nur entlang einer Linie. Da dies in einem Mehrkörpermodell eine wesentlich einfachere Modellierung nach sich zieht als bei Darstellung einer komplett dreidimensionalen Fahrbahn, wird der Boden im Folgenden auch durch drei voneinander unabhängige Kurven für die drei Räder repräsentiert.

Mechanisch betrachtet stellt der geometrische Verlauf des Bodenprofils die Anregung des Systems dar. Im Gegensatz zu einer Anregung durch eine Kraftverlaufsvorgabe handelt es sich hier um eine Ortsvorgabe, da das Bodenprofil das Fahrzeug in eine bestimmte Position "zwingt". Zudem ist durch das Bodenprofil der Verlauf der Anregung räumlich festgelegt. Daraus entsteht für die Anregung ein Zeitverlauf, indem sich das Fahrzeug mit einer bestimmten Geschwindigkeit über die Fahrbahn bewegt.

3.6 Koordinatensystem und Bewegungsablauf

Zur Vereinfachung der weiteren Beschreibungen wird das globale Koordinatensystem folgendermaßen definiert (Abbildung 3-10):

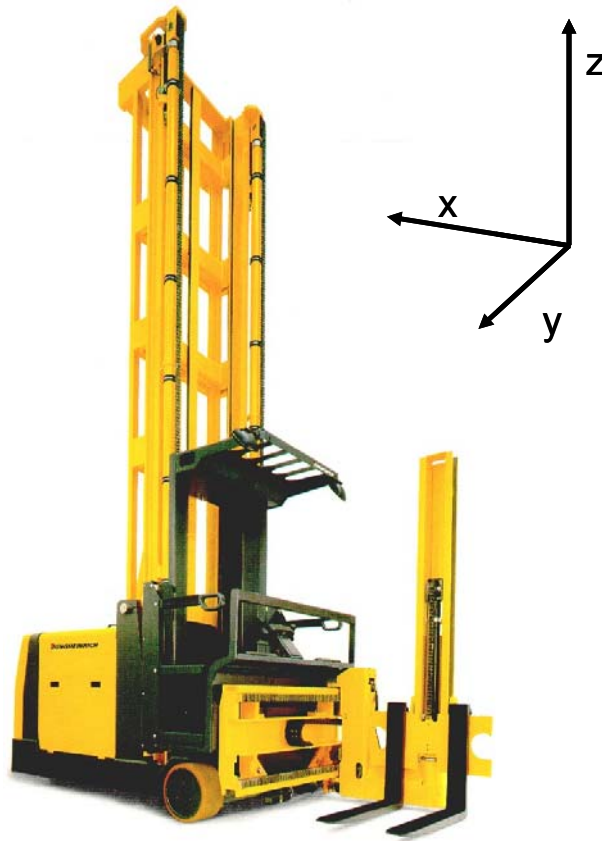


Abbildung 3-10: Globales Koordinatensystem (Bild: Jungheinrich)

In der Fahrzeugtechnik ist es gängige Konvention, die x-Richtung gegen die Hauptfahrtrichtung zu definieren. Im Gegensatz zur Fahrzeugtechnik ist für Lagerbediengeräte keine Hauptfahrtrichtung festlegbar, da Bewegungen in beiden Richtungen gleich oft vorkommen. Daher wird hier, wie in Abbildung 3-10 dargestellt, die x-Achse gegen die Blickrichtung des Bedieners angetragen. Die y-Achse zeigt vom Bediener aus gesehen nach rechts und die z-Achse nach oben.

In der Realität vollführt das untersuchte Gerät Bewegungen in alle drei Raumrichtungen nach Abbildung 3-10:

- Fahrbewegungen entlang der Gasse (x-Richtung)
- Bewegungen der Gabelzinken (Lastwechsel, y-Richtung)
- Hubbewegungen (Haupt- und Zusatzhub, z-Richtung)

Lediglich Fahr- und Hubbewegungen können gleichzeitig erfolgen.

Für die vorliegende Untersuchung ist der Fokus auf die Schwingungen gerichtet, die sich aus den Bodenunebenheiten ergeben. Dies hat Einfluss auf die Bewegungsabläufe, die im Modell für das Gerät hinterlegt werden. Von den angesprochenen drei Bewegungsrichtungen haben nur bei der Fahrbewegung in Gassenrichtung die Bodenunebenheiten einen Einfluss. Demzufolge wird auf die Abbildung eines Lastwechsellvorgangs verzichtet. Die Position der Last kann in y-Richtung als fest erachtet werden, da Bewegungen des Geräts nur bei eingefahrener Gabelposition erfolgen dürfen.

Zudem sind auch Hubbewegungen während der Fahrbewegung zu vernachlässigen. Diese können zwar zu einer Veränderung des Schwingungsverhaltens bei der Fahrt führen, doch ist jedes Schwingungsverhalten durch eine Festlegung der Hubhöhe vor der Fahrt darstellbar. Die Folge ist eine größere Anzahl an Simulationsläufen (jeweils bei unterschiedlichen Hubhöhen). Die Modellbildung selbst wird jedoch entscheidend vereinfacht. Müsste nämlich die Hubbewegung abgebildet werden, ergäben sich während des Simulationslaufes sich ändernde Kraftangriffspunkte zwischen den Hubgerüstbestandteilen. In Verbindung mit der elastischen Modellierung des Hubgerüsts, die nach einer Vorfestlegung der Kraftangriffspunkte verlangt, wird die Abbildung sich ändernder Kraftangriffspunkte als sehr aufwändig bis nicht realisierbar erachtet.

Darüber hinaus werden auch Beschleunigungsvorgänge nicht einbezogen, da die Beschleunigungswerte derartiger Lagerbediengeräte im Vergleich zu beispielsweise mannos betriebenen automatischen Regalbediengeräten relativ gering sind. Zudem liegt der Fokus der Untersuchung auf der Auswirkung der Bodenunebenheiten auf die Schwingung, nicht die Darstellung der Schwingungsformen aus Massenträgheiten beim Beschleunigungsvorgang.

4 Berechnung des Modells

Das in Kapitel 3 geschilderte Modell ist unabhängig von einer bestimmten Berechnungsumgebung entstanden. Es stellt wie beschrieben die mechanischen Zusammenhänge dar und zeigt die für eine Abstraktion hinsichtlich des vorliegenden Problems zu berücksichtigenden Aspekte. Damit wird der Grundstein für eine effiziente Berechenbarkeit des Modells gelegt.

4.1 Vorüberlegung

Wie bereits erwähnt, ist eine Berechnung des Modells mit analytischen Methoden aufgrund der Komplexität zu aufwändig. Die heute verfügbaren Software-Pakete sind in Verbindung mit aktueller Hardware derart leistungsfähig, dass auch die angesprochene Integration elastischer Eigenschaften in ein Starrkörpermodell, was in der Regel ein komplexes mathematisches Modell zur Folge hat, mit brauchbaren Rechenzeiten zu bewältigen ist. Zudem ist eine einfache Parametervariation, die zur Lösung der vorliegenden Problemstellung notwendig wird, durchführbar.

4.1.1 Simulationssoftware MSC.ADAMS

Die Simulationssoftware *MSC.ADAMS 2003* zur Berechnung von Mehrkörpersystemen erfüllt die Anforderungen, die durch die vorliegende Problemstellung an ein verwendbares Simulationstool gestellt werden. Es ermöglicht die grafische Eingabe der Modellbestandteile. Die Editierbarkeit einzelner Elemente (nichtlineare Federkennlinien, Bodenprofile) unter Angabe der verwendeten Gleichungen ist gegeben. Das Softwarepaket hat sich in vorangegangenen Projekten, bei denen Schwingungsuntersuchungen (z.B. Regalbediengeräte, Seilbahnen) durchzuführen waren, bewährt.

Der Modellaufbau erfolgt unter Verwendung der technischen Daten eines Schmalgangstaplers nach dem Stand der Technik. Dabei ist die Übernahme der Geometrie einzelner Starrkörper lediglich für die Visualisierung relevant. Das Verhalten des Körpers in der Simulation wird ausschließlich durch seine Masse und seine Massenträgheitsmomente und die Lage seines Schwerpunkts beeinflusst. Die

Struktur des Modells selbst ist herstellerunabhängig, so dass die in der Folge dargestellten Erkenntnisse in guter Näherung auf die Geräte aller namhaften Hersteller übertragbar sind. Ziel ist nicht explizit die Berechnung der Schwingungsamplituden und damit die „Bewertung“ der einzelnen Geräte, sondern die Darstellung der schwingungstechnischen Zusammenhänge zwischen Art der Bodenunebenheit und Laufruhe des Staplers.

Aus diesem Grund und mit Rücksicht auf die unterschiedlichen Gerätehersteller im Wettbewerb werden im Folgenden konstruktive Details sowie einzelne Parameter wie z.B. Federkonstanten meist nicht grafisch gezeigt oder nur qualitativ wiedergegeben.

Im Pre-Prozessor, dem Teilprogramm „ADAMS/VIEW“, erfolgt die Implementierung der Modellstruktur. Dazu werden die in Kapitel 3 dargestellten Modell-Bestandteile verwendet. Die Einzelkörper (Rahmen, Räder, Fahrerplatzträger, etc.) werden als so genannte Parts hinterlegt. Die Verbindung der Parts erfolgt mit entsprechenden Gelenken, genannt Joints. Weitere Koppellemente sind Kräfte, die ebenfalls zwischen Körpern definiert werden.

4.1.2 Empirische Parameterermittlung

Für einige im Modell zu hinterlegenden Parameter existieren weder technische Daten aus der Dokumentation der untersuchten Geräte, noch können diese aus vorhandenen Werten abgeleitet werden. Der Grund besteht darin, dass sich die Parameter erst durch das Zusammenspiel verschiedener Gerätekomponenten einstellen. Als Beispiel sei hier die Federsteifigkeit der Hubhydraulik genannt, die aus den einzelnen hydraulischen Komponenten (Schläuche, Zylinder, etc.) nicht direkt ableitbar ist. Diese Werte können ausschließlich empirisch ermittelt werden.

Ziel führend für eine Vielzahl an Anwendungen in der mechanischen Simulationstechnik ist für die Lösung des angesprochenen Problems die empirische Parameterermittlung. Dabei kann die Untersuchung am realen Objekt, also am Gesamtsystem erfolgen, oder aber die Erkenntnisse können einfacher an Teilsystemen gewonnen werden. Zur Verifikation des Modells müssen im Prüffeld des Geräteherstellers Schwingungsmessungen an ausgeführten Geräten durchgeführt werden. Dadurch bietet sich die Gelegenheit, die angesprochenen fehlenden Parameter hier mit aufzunehmen. Daneben werden jedoch auch separat

Messungen durchgeführt, die besser an einem Versuchstand als an einem im Einsatz befindlichen Gerät vorgenommen werden können.

Die empirisch zu bestimmenden Parameter des mechanischen Modells werden durch einen Abgleich der Messwerte mit den durch die Simulationsrechnung sich ergebenden Werten festgelegt. Dieses Verfahren ist beispielsweise bei sämtlichen Dämpfungskennwerten anzuwenden.

4.2 Hubgerüst

Das Hubgerüst des Schmalgangstaplers soll wie beschrieben elastisch modelliert werden. Dazu müssen alle wichtigen Funktionen der Hubgerüststruktur sowie sämtliche Schnittstellen, über die eine Kräfte- und Momentenübertragung erfolgt, berücksichtigt und mit abgebildet werden. Anschließend soll das Hubgerüst in die Simulationsumgebung MSC.ADAMS integriert werden.

4.2.1 Elastische Modellierung mit I-deas

I-deas ist ein CAD-System, mit dessen Hilfe Zeichnungen von Einzelteilen und Baugruppen angefertigt werden können. Zudem kann nach der entsprechenden Modellierung eine Finite-Elemente-Berechnung durchgeführt werden, um das Verformungsverhalten, auftretende Kräfte und Momente an Schnittstellen sowie Spannungen auf Grund von außen an das Gesamtsystem angreifender Kräfte oder Momente zu analysieren.

Im vorliegenden Fall ist die Nutzung von I-deas als Finite-Elemente-Berechnung darauf beschränkt, die in Kapitel 3.3.2 beschriebene Integration der elastischen Eigenschaften eines Bauteils in das Mehrkörpermodell unter Reduktion der Freiheitsgrade zu erreichen. Dazu ist ein so genanntes *Modal Neutral File* (mnf-Datei) zu erzeugen, ein plattformunabhängiges Austauschformat, das die reduzierte Massen- und Steifigkeitsmatrix sowie die Eigenformen und -frequenzen des modellierten Bauteils enthält.

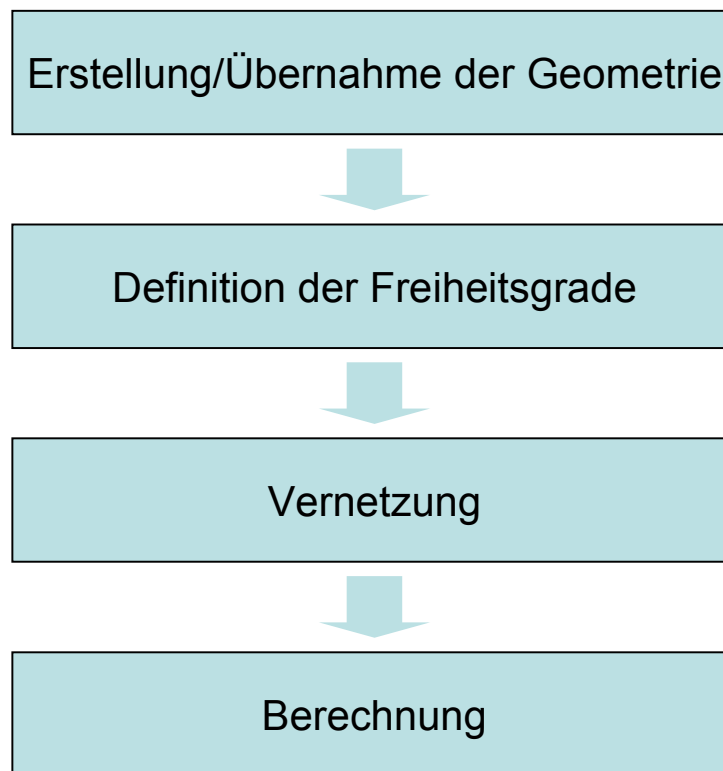


Abbildung 4-1: Allgemeine Vorgehensweise zur Erstellung einer mnf-Datei

Die allgemeine Vorgehensweise zur Erstellung eines Modal Neutral Files, I-deas spezifisch auch als *Superelement* bezeichnet, ist in Abbildung 4-1 dargestellt. Die Schritte „Definition der Freiheitsgrade“ und „Vernetzung“ können auch vertauscht werden. Dies ist dann sinnvoll, wenn die bei der Vernetzung entstehenden Knoten zur Definition der Freiheitsgrade genutzt werden sollen.

Grundsätzlich sind bei der FE-Modellierung drei unterschiedliche Modelltypen zu unterscheiden:

- Volumenmodelle
- Schalenmodelle
- Balkenmodelle

Die Festlegung auf einen dieser Modelltypen erfolgt unter Berücksichtigung der zu analysierenden Struktur. Prinzipiell kann jede dreidimensionale Struktur durch Volumenelemente abgebildet werden. Die Volumenelemente ziehen bei der Berechnung jedoch einen hohen Rechenaufwand bei der Simulation nach sich, so dass diese Vorgehensweise nur dann angewendet wird, wenn durch die Problemstellung ein derart hoher Detaillierungsgrad auch erforderlich ist.

Schalenmodelle kommen dann zur Anwendung, wenn die Struktur in einer Dimension eine zu vernachlässigende Ausdehnung besitzt. Auf diese Weise werden unter Anwendung der Schalentheorie beispielsweise dünnwandige Flächentragwerke modelliert. Im Vergleich zum Volumenmodell besitzen Schalenmodelle einen geringeren Berechnungsaufwand aufgrund geringerer Detaillierungstiefe.

Die einfachste Form der FE-Modellierung ist die Erzeugung von Balkenmodellen. Diese kommen immer dann zur Anwendung, wenn die Balkentheorie hinsichtlich des elastischen Verhaltens der zu untersuchenden Struktur anwendbar ist. Voraussetzung ist also eine lange, schlanke Struktur, deren Länge im Vergleich zur Ausdehnung in die anderen beiden Dimensionen sehr groß ist.

Gedanklich wird die Struktur bei der Erzeugung von Balkenmodellen durch ein Stabwerk ersetzt. Die dabei eingesetzten Balkenelemente stellen masselose Stäbe dar. In den Knoten des Balkenelements sind seine Masse und die Steifigkeiten konzentriert. Auf diese Weise erhält man ein diskretisiertes Kontinuum des ursprünglichen Systems.

Die Berechnung eines solchen Modells erfolgt nach der Balkentheorie. Folgende Eigenschaften liegen dieser Theorie zugrunde:

- Ein Balken ist ein stabförmiges Tragglied mit einem langen schmalen Körper und konstantem Querschnitt, das durch Lasten längs und quer zu seiner Achse belastet werden kann. Die Reaktion des Balkens auf die Belastungen sind Dehn-, Biege-, Schub-, Wölb-, Drill- und Querverformungen verbunden mit Schnittkräften, in denen die inneren Spannungen in geeigneter Weise zusammengefasst werden.
- Ein Balken besteht aus einem elastischen Werkstoff, zum Beispiel Stahl, und verhält sich biegesteif.

- Querschnitte, die ursprünglich rechtwinklig zur Nulllinie sind, bleiben bei der Verformung eben und sind um den Neigungswinkel φ gegenüber der Nulllinie gedreht. Da keine Schubverformungen erlaubt sind, verhält sich der Balken somit schubstarr.
- Es treten zwei Verformungsbilder auf:
 - transversale Verschiebung q
 - Verbiegung q'
- Der Zusammenhang zwischen Verbiegung und Biegemoment M_y wird über $M_y = -EI_y q''$ hergestellt.

Schubverformungen werden entsprechend der Bernoullischen Hypothese

$$\psi_z = v',$$

$$\psi_y = -w'$$

vernachlässigt.

Über die beschriebenen linearen inhomogenen Differenzialgleichungen lässt sich nach der Theorie 1. Ordnung das Verformungsverhalten eines Balkens zu

$$EIw''''(x,t) + b\dot{w}(x,t) + m\ddot{w}(x,t) = q(x,t) \quad (4-1)$$

berechnen. Dabei wird ein Zusammenhang zwischen der Durchbiegung w (in y -Richtung) und der Streckenlast q als Funktion der Koordinate x entlang der Balkenachse hergestellt. Der Elastizitätsmodul E des Werkstoffs und das Flächenträgheitsmoment I ergeben dabei die Biegesteifigkeit EI . Das Flächenträgheitsmoment berücksichtigt die Querschnittsgeometrie und wird folgendermaßen gebildet:

$$I = \int y^2 dydz \quad (4-2)$$

Das Hubgerüst eines Schmalgangstaplers zeichnet sich in seinen Bestandteilen durch ein Gefüge aus relativ langen und schmalen Strukturen aus, wobei die einzelnen Querschnitte über die gesamte Länge hinweg konstant verlaufen.

Demzufolge kann bei der elastischen Modellierung des Hubgerüsts auf die Verwendung eines Balkenmodells zurückgegriffen werden. Gegenüber einer Volumen- oder Schalenmodellierung, deren Erstellung weitaus zeitintensiver ist und eine deutlich größere Rechenleistung erfordert, lässt sich durch die Generierung eines entsprechenden Stabmodells mit einem vergleichsweise geringen Aufwand das Hubgerüst exakt genug abbilden, um das elastische Verformungsverhalten während der Verfahrbewegung über einen Hallenboden wiederzugeben.

Die Modellierung und Vernetzung eines entsprechenden Stabwerkes unter Zuhilfenahme von Balkenelementen erfolgt durch die Festlegung der Mittellinien ihrer Querschnitte der einzelnen Bauteile und lässt sich wie folgt bewerkstelligen:

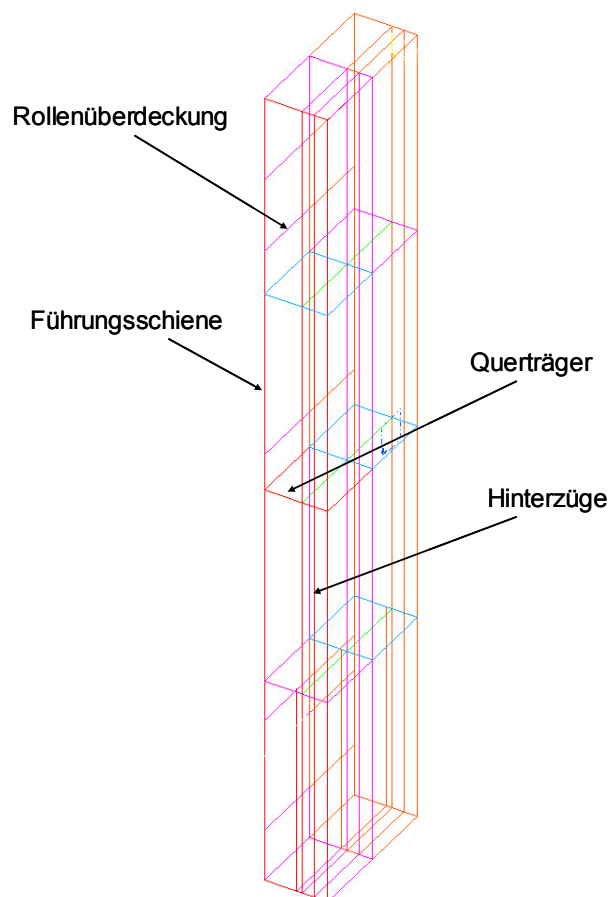


Abbildung 4-2: Grundstruktur des Hubgerüstständers für das Balkenmodell

Es wird eine gitterartige Struktur aufgespannt, die sich aus Kanten oder Kurven zusammensetzt (Abbildung 4-2). Diese entsprechen den Mittellinien der einzelnen Querschnitte. Auf diesen Achsen werden die Balkenelemente erstellt. Die notwendige Segmentierung erfolgt dabei durch Angabe der Länge der Balkenelemente.

Der Vorteil dieser Vorgehensweise besteht darin, dass der Anpassungsaufwand am FE-Modell bei einer Veränderung der Randbedingungen der Simulation sehr gering ist. Anpassungen sind beispielsweise schon dann erforderlich, wenn eine veränderte Hubhöhe simuliert werden soll. Da sich dadurch die Überdeckungen der Führungsrollen ändern, hat dies veränderte Kraftangriffspunkte bei den einzelnen Hubgerüstbestandteilen zur Folge. In einem neu abzuleitenden Modal Neutral File müssen diese neuen Kraftangriffspunkte integriert sein und die Reduktion der Freiheitsgrade auf diese Balkenelemente neu erfolgen.

In Abbildung 4-3 ist die beschriebene Vorgehensweise beispielhaft für den Ständer eines Dreifachhubgerüsts angewendet. Dargestellt ist der Übergang von der dreidimensionalen CAD-Struktur zum korrespondierenden Balkenmodell. Die in der isometrischen Darstellung bezeichneten Punkte sind die Orte der Kraft- und Momentenübertragung. Nur an diesen Stellen können später im Mehrkörpermodell Kräfte und Momente (sowohl freie als auch solche durch Zwangsbedingungen wie Gelenke) aufgebracht werden.

Den Elementen der Grundstruktur werden im Folgenden die entsprechenden Querschnitte zugeordnet. Abbildung 4-4 zeigt die für das Teilmodell "Ständer", also den untersten, stationären Teil des Hubgerüsts, die verwendeten Querschnitte.

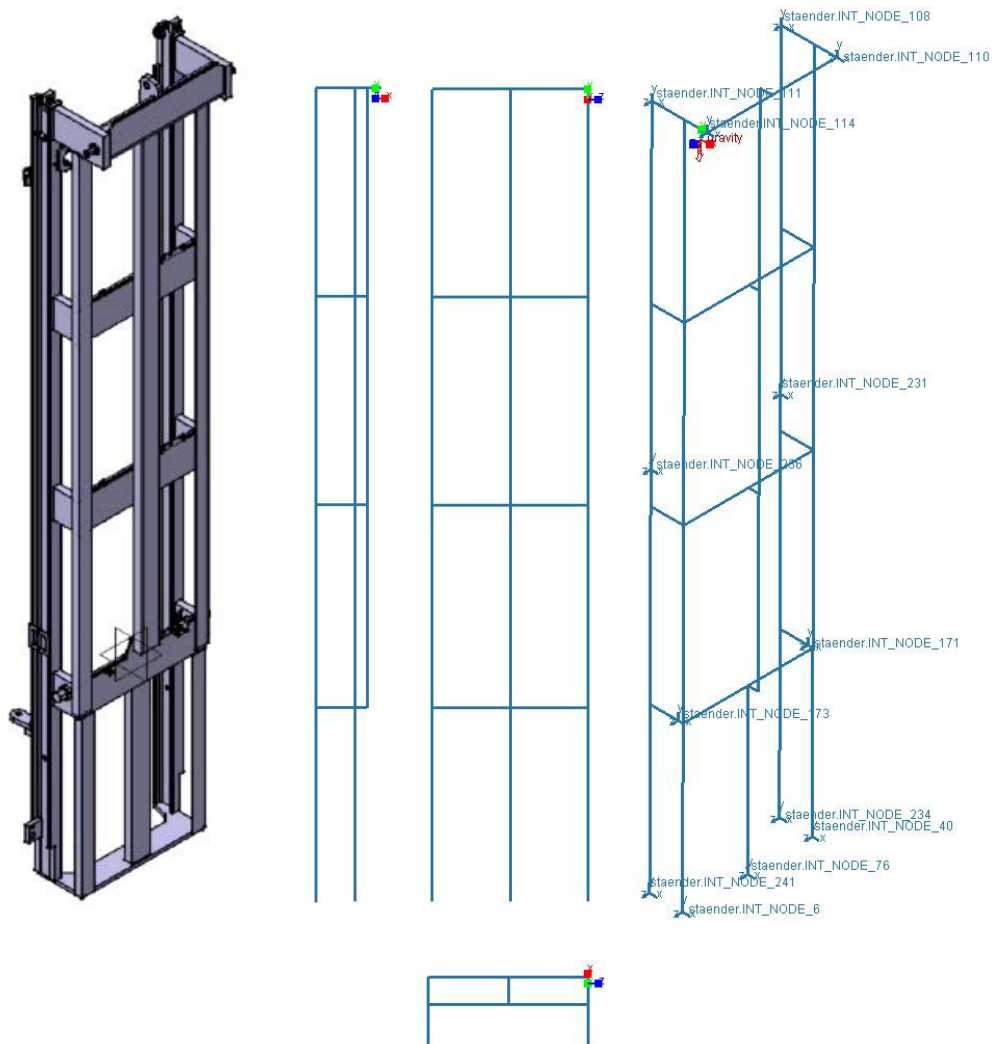


Abbildung 4-3: Übertragung der Struktur des Hubgerüstständers auf das Balkenmodell

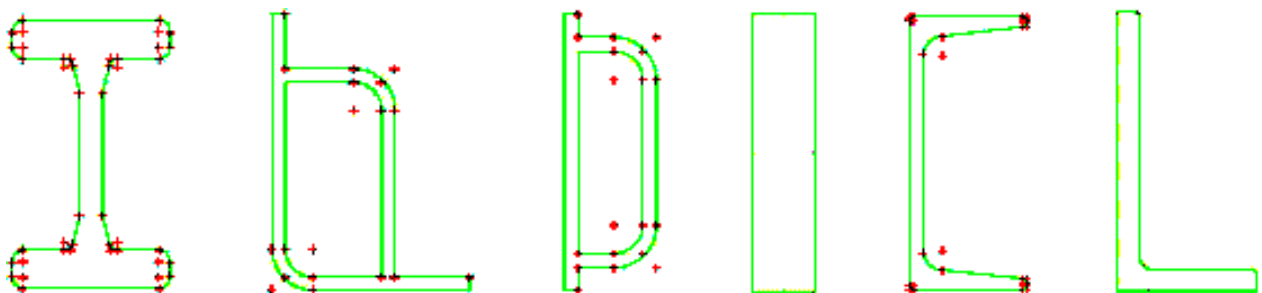


Abbildung 4-4: Querschnitte des FE-Teilmodells "Ständer"

Im nächsten Schritt erfolgt die Vernetzung des FE-Modells. Durch Angabe der Elementlänge kann die Anzahl der entsprechenden Elemente entlang einer Kante definiert sowie über die Auswahl des Elementtyps, Elemente mit zwei oder drei Knoten, eine lineare oder quadratische Berechnung der auftretenden Verformungen in einem Balkenelement während der Simulation angestrebt werden. Als Elementtyp wurde in diesem Fall lineares Verformungsverhalten gewählt. Die Abweichung einer linearen Berechnung im Vergleich zu einer quadratischen hat sich in Falle des Hubgerüsts als vernachlässigbar erwiesen.

4.2.2 Import in MSC.ADAMS

Praktisch erfolgt die Übernahme des Finite-Element-Modells in ein Mehrkörpersystem durch Erzeugung eines so genannten *Superelements* in I-deas. Das dabei entstehende plattformunabhängige Modal Neutral File kann mit Hilfe des im Programmpaket von MSC.ADAMS enthaltenen Moduls ADAMS/FLEX importiert werden. ADAMS/Flex erstellt nach Vorlage der mnf-Datei einen neuen Körper, der jedoch alle notwendigen Informationen hinsichtlich seines flexiblen Verhaltens (Flächenträgheitsmomente, Elastizitätsmodul, Eigenwerte, Eigenformen, Eigenfrequenzen) enthält. Zusätzlich sind Masse und Massenträgheiten wie bei einem Starrkörper hinterlegt. ADAMS bietet nun die Möglichkeit, die berücksichtigten Eigenformen und –frequenzen aus der Berechnung des I-deas-Balkenmodells für jedes flexibel abgebildete Bauteil zu überprüfen.

Die Anbindung des flexiblen Körpers an die übrigen (starr oder ebenfalls elastisch modellierten) Körper des MKS-Modells erfolgt über so genannte INT_NODE-Marker. Diese entsprechen genau den im FE-Modell festgelegten Knoten, auf deren Freiheitsgrade das Superelement reduziert wurde. An diesen Stellen können Gelenke (z.B. bei Koppelung mit anderen Körpern, wie Chassis, Rahmen oder Fahrerplatzträger) oder Kräfte (z.B. aus dem Rollenkontakt in der Hubgerüstführung) definiert werden.

4.2.3 Hubhydraulik und Hubketten

Durch die in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Schritte wurden die elastischen Körper des Hubgerüsts in das Mehrkörpermodell übernommen. Zur ordnungsgemäßen Abbildung des Schwingungsverhaltens des Schmalgangstaplers ist jedoch zusätzlich die Implementierung der Elastizität von Haupthub und Ketten erforderlich.

Die Elastizität der Hubketten kann durch Herstellerangaben ermittelt werden. Das Verhalten der Hubhydraulik ist wesentlich schwieriger abzuschätzen, da eine Einsenkung des Hubzylinders bei Aufbringen einer Last beispielsweise auf der Elastizität der für die Hubhydraulik verwendeten Schläuche beruht. Aufgrund der Komplexität des Hydrauliksystems kann diese nicht explizit aus der Konstruktion ermittelt werden, weshalb die Beobachtung am realen Gerät die Ziel führende Methode darstellt.

Zur Bestimmung der Elastizität aus der Hubhydraulik und den Hubketten wurden deshalb im Rahmen von Versuchen Kraft/Einfederungsdiagramme für unterschiedliche Hubhöhen erstellt. Daraus lässt sich die resultierende Federsteifigkeit für eine bestimmte Hubhöhe ermitteln. Der Wert für die Federsteifigkeit ist in sehr guter Näherung konstant für die aufgebrachte Belastung und leitet sich somit aus der Steigung der gemessenen Geraden ab.



Abbildung 4-5: Versuchsaufbau zur Messung der Elastizität von Hubhydraulik und Hubketten

Das untersuchte Gerät wurde ohne Last auf eine Versuchsplattform gestellt. Auf die Gabelzinken wurde eine hydraulische Belastungseinrichtung mit Kraftaufnehmer montiert (siehe Abbildung 4-5). Mit Hilfe eines Seilzugpotentiometers (sichtbar als dünnes Seil an Kabinenunterseite) wurde die Hubhöhe zwischen der Kabinenunterseite und dem Fahrzeugrahmen gemessen. Anschließend wurde mit einem Hydraulikzylinder (nicht im Bild, Kraftangriff über die herabhängende Kette) eine veränderliche Last aufgebracht, die über einen Zeitraum von ca. 3 min von 0 kg auf 1500 kg gesteigert wurde. Im daraus resultierenden Diagramm wurde die Hubgerüsteinfederung während des Belastungsanstiegs dargestellt.

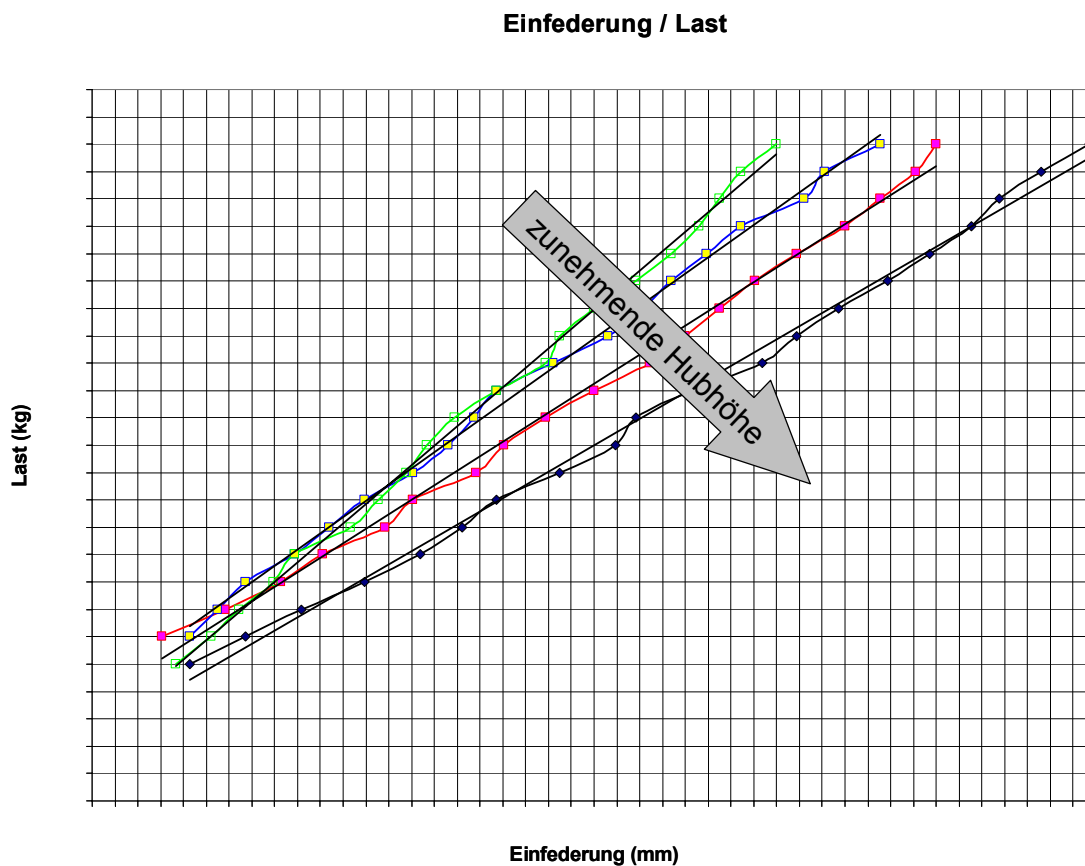


Abbildung 4-6: Messprotokoll zur Einfederung der Hubkabine bei zunehmender Belastung

In Abbildung 4-6 sind die vier bei unterschiedlichen Hubhöhen durchgeführten Messreihen wiedergegeben. Es zeigt sich, dass in jeder Reihe die einzelnen Messpunkte der Einfederung bei unterschiedlichen Belastungen in sehr guter Näherung auf jeweils einer Geraden liegen. Dies deutet auf ein lineares Verhalten der Feder und damit auf einen als konstant anzusetzenden Steifigkeitsparameter hin. Der Wert für die Steifigkeit ergibt sich aus der Steigung der durch die Messpunkte gelegten Ausgleichsgeraden.

So lässt sich ein hubhöhenabhängiger Kennwert für die Elastizität aus Hubhydraulik und Hubkette ableiten. Es ist zu berücksichtigen, dass bei dieser Parameterbestimmung die bei dem Versuch zusätzlich auftretende Einfederung der Vulkollanräder abgezogen wird.

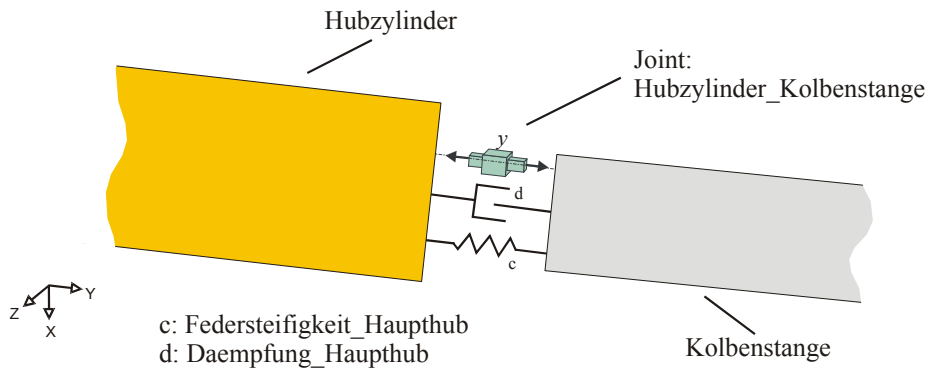


Abbildung 4-7: Mechanisches Ersatzmodell Haupthub

Für die Implementierung der Hydraulikelastizität im Mehrkörpermodell werden die Hubzylinder durch je zwei Starrkörper, die über Feder-Dämpfer-Elemente miteinander verbunden sind (Abbildung 4-7), dargestellt. Aufgrund des linearen Verhaltens der Hydraulik darf hierfür ein Standard-Element verwendet werden.

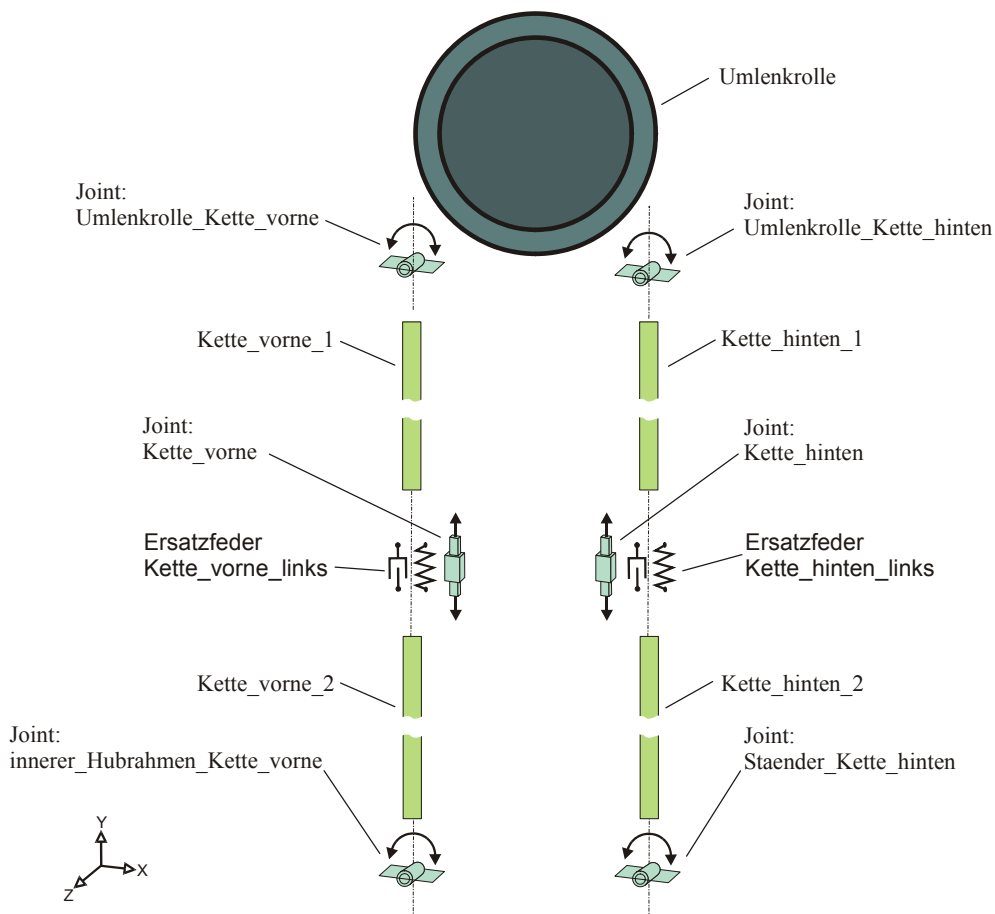


Abbildung 4-8: Mechanisches Ersatzmodell Kette

Die Ketten verbinden mechanisch gesehen den inneren Hubrahmen mit dem Ständer, wobei diese durch Umlenkrollen, welche an den beiden Haupthubzylindern angebracht sind, umgelenkt werden. Zur Abbildung der Kettenelastizität wird die Kette durch zwei Starrkörper dargestellt, welche durch Feder-Dämpfer-Paarungen, Kette_vorne_links, Kette_vorne_rechts, Kette_hinten_links und Kette_hinten_rechts, miteinander gekoppelt sind. Zusätzlich ist bei der Modellierung die längenabhängige Kettensteifigkeit zu berücksichtigen. Die mechanische Koppelung von Ketten und Umlenkrollen wird analog zur Abbildung 4-8 modelliert. Die rotatorischen Gelenke ermöglichen den Ketten die entsprechenden realitätsnahen Bewegungsfreiheiten. Den elastischen Elementen des Ersatzmodells werden die Federsteifigkeiten der Ketten zugewiesen. Für einen freien Kettenabschnitt berechnet sich die anzusetzende Federsteifigkeit c_{Kette} aus den Angaben des Kettenherstellers zur spezifischen Steifigkeit der Kette wie folgt:

$$c_{Kette} = \frac{c_{spez}}{l} \quad (4-3)$$

mit:

c_{spez} : spezifische Kettensteifigkeit nach Herstellerangabe [N]

l : freie Länge des Seilstücks [m]

Aus der im Versuch gemessenen Gesamtsteifigkeit für die Hubhydraulik und die Hubketten und der aus den Herstellerangaben berechneten Steifigkeit der Ketten lässt sich unter Verwendung des Ersatzmodells der Hubkinematik (Abbildung 4-9) die noch fehlende Steifigkeit der Hubhydraulik berechnen.

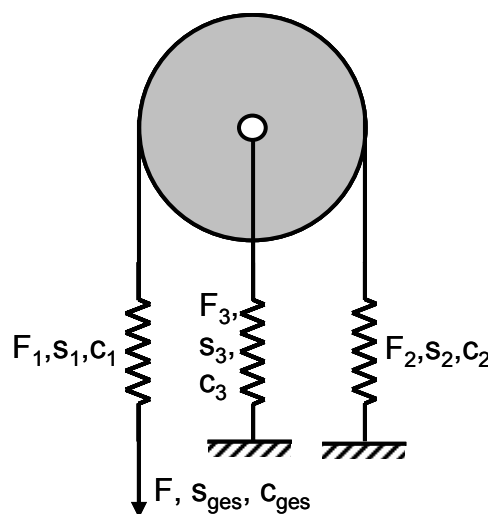


Abbildung 4-9: Ersatzmodell Hubhydraulik/Hubkette

In Abbildung 4-9 wird die obere Umlenkrolle des mittleren Masts eines Dreifach-Hubgerüst betrachtet. Die Rolle wird durch den Hydraulikzylinder angehoben. Die Hydraulikkomponenten besitzen eine Steifigkeit c_3 und geben durch die Belastung F_3 um den Weg s_3 nach. Über die Rolle ist eine Kette gelegt, die einerseits (in der Darstellung rechts) am Hubgerüstständer befestigt ist. Auf der in der Darstellung linken Seite wirkt die Gewichtskraft des obersten Hubmasts sowie des daran befestigten Fahrerplatzträgers und der Last. Bezogen auf den oben angesprochenen Versuch greift hier die aufgebrachte Kraft F an. Dabei senkt sich die Last um die Strecke s_{ges} , so dass rechnerisch eine Gesamtsteifigkeit aus der Hubhydraulik und den Hubketten c_{ges} ermittelt werden kann. Ist der Zusammenhang zwischen den Einzelsteifigkeiten $c_{1...3}$ und der Gesamtsteifigkeit c_{ges} bekannt, kann nach Auflösen der Gleichung nach c_3 explizit eine Steifigkeit für die Hubhydraulik aus den Versuchsergebnissen errechnet werden, da die längenabhängigen Steifigkeiten der Ketten Herstellerangaben entnommen werden können.

Es gilt:

$$\text{Hookesches Gesetz} \quad F_i = c_i s_i, \quad F = c_{ges} s_{ges}$$

$$\text{Kraft in der Kette} \quad F = F_1 = F_2$$

$$\text{Kräfte-GGW an Scheibe} \quad F_3 = F_1 + F_2$$

$$\text{Kinematik der Kette} \quad s = s_1 + s_2 + 2s_3$$

Nach Auswertung der Gleichungen ergibt sich für die Gesamtsteifigkeit:

$$c_{ges} = \frac{c_1}{1 + \frac{c_1}{c_2} + 4 \frac{c_1}{c_3}} \quad (4-4)$$

Die Umformung nach der gesuchten Steifigkeit der Hydraulik c_3 führt zu:

$$c_3 = \frac{4}{\frac{1}{c_{ges}} - \frac{1}{c_1} - \frac{1}{c_2}} \quad (4-5)$$

Die zahlenmäßige Berechnung der Steifigkeit der Hubhydraulik bestätigt die Einschätzung, dass die Nachgiebigkeit des Gesamtsystems zu einem sehr großen Anteil aus der Nachgiebigkeit der Hydraulik resultiert. Da die Kettensteifigkeit etwa um den Faktor 15 größer ist als die Steifigkeit der Hubhydraulik, gilt für das Verhältnis von gemessener Gesamtsteifigkeit c_{ges} und gesuchter Steifigkeit der Hubhydraulik c_3 näherungsweise:

$$c_3 \approx 4c_{ges} \quad (4-6)$$

4.2.4 Führungsspiel

Die drei Hubgerüstbestandteile, Ständer, mittlerer und innerer Hubrahmen sind in sich gelagert und werden über Stützrollen in Fahrtrichtung sowie über Führungsrollen quer zur Fahrtrichtung seitlich geführt. Die Kraftübertragung resultiert demzufolge auch nur aus diesen Rollenpaarungen, so dass diese neben Hubhydraulik und Hubketten das wesentliche Bindeglied zwischen den einzelnen Hubgerüsten darstellen. Diesen Rad-Schiene-Kontakt gilt es nun unter Berücksichtigung des Spiels mittels eines geeigneten Ersatzmodells abzubilden. Folgende Modellierungsstrategie findet dabei Verwendung:

Um aus den importierten Balkenmodellen der einzelnen Hubgerüste, welche die geometrischen Verhältnisse im Bereich des Rad-Schiene-Kontaktes nicht exakt wiedergeben, ein realitätsnahes Abbild zu erlangen und damit den Einfluss sämtlicher Hebelarme mit zu berücksichtigen, wird das Profil der Laufschiene sowie der Stütz- und Führungsrollen selbst durch geeignete Hilfskörper dreidimensional eingebunden. Im Simulationsmodell (Abbildung 4-10) werden dabei die Laufschieneprofile (drei lange flache Quaderelemente) und die Stütz- bzw. Führungsrollen (zwei ineinander verschnittene Zylinderrollen) durch Hilfskörper ersetzt. Als Spiel zwischen Stütz- / Führungsrolle und der Laufschiene wird dabei ein Wert von 0,4 mm angesetzt. Da dieser Wert sehr schwer messbar ist, wird er in Anlehnung an eine vorangegangene Untersuchung [Wita-02], die mit dem Hubgerüst eines Schubmaststaplers eine sehr ähnliche Geometrie zum Gegenstand hat, gewählt.

Die Modellierung eines Rad-Schiene-Kontaktes in ADAMS/View ist beispielhaft an der Führung von Ständer und mittlerem Hubrahmen in Abbildung 4-10 dargestellt.

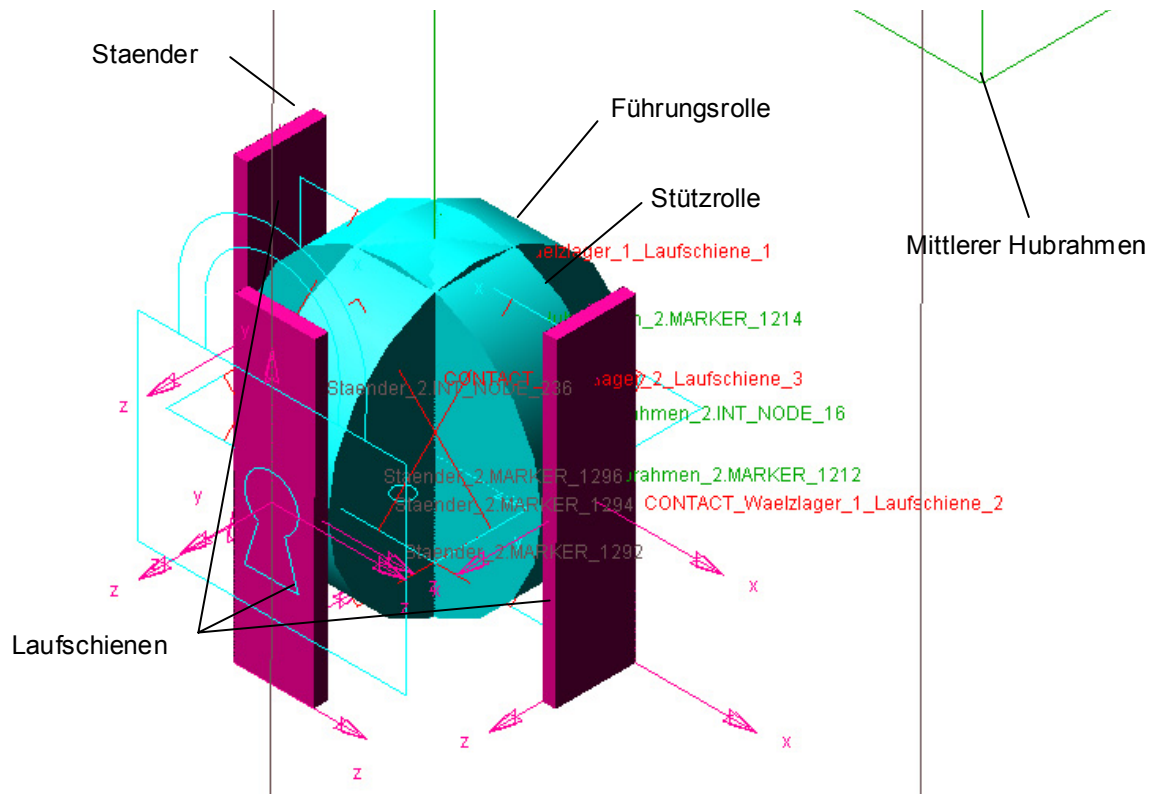


Abbildung 4-10: Rad-Schiene-Kontakt

Da an diesen Kontaktstellen nur Druckkräfte übertragen werden können, wird die Lagerung im Mehrkörpermodell unter Verwendung des Elements *Contact* bewerkstelligt. Zur Berechnung der während eines Stoßvorganges und damit unter dem Einfluss von Druckkräften auftretenden Verformungen und Spannungen der Wälzpaarung Laufschiene – Stütz- / Führungsrolle wird die Theorie von Hertz herangezogen. Es wird dabei homogenes, isotropes Material sowie die Gültigkeit des Hookeschen Gesetzes vorausgesetzt. Diese Kriterien werden in dem vorliegenden Fall eindeutig erfüllt.

Bei der vorliegenden Paarung Zylinder (Stütz- / Führungsrolle) gegen Ebene errechnet sich der Faktor a der Druckfläche, die durch Projektion einem Rechteck der Breite $2a$ und der Zylinderlänge l entspricht, nach folgender Formel zu:

$$a = \sqrt{\frac{8 \cdot F \cdot r \cdot (1 - \nu^2)}{\pi \cdot E^* \cdot l}} \quad (4-7)$$

mit: F : Lagernormalkraft [N]

- r : Lagerrollenradius [mm]
 ν : Querdehnungszahl [-] ($\nu = 0,3$ für beide Körper)
 E_1, E_2 : E-Modul der Kontaktkörper [N/mm²], $E^* = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{(E_1 + E_2)}$
 l : Lagerrollenbreite [mm]

Aus der in obiger Gleichung berechneten Druckfläche lässt sich mit Hilfe einer einfachen Geometriebetrachtung die während des Stoßvorganges auftretende Verformung und die für die Definition der Rad-Schiene-Kontakte notwendige Ersatzsteifigkeit wie folgt berechnen:

$$f_{\text{Kontakt}} = \frac{2(1-\nu^2)}{\pi \cdot E^*} \cdot \frac{F}{l} \quad (4-8)$$

$$c_{\text{Kontakt}} = \frac{F}{f_{\text{Kontakt}}} = \frac{l \cdot \pi \cdot E^*}{2(1-\nu^2)} \quad (4-9)$$

Des Weiteren kann die Dämpfung im Kontakt vernachlässigt werden, da diese zwischen zwei starren Körpern sehr gering ist.

4.3 Fahrwerksabbildung

4.3.1 Rad

Aufgrund des Einsatzes im Lager sind beim Betrieb des Schmalgangstaplers keine nennenswerten Lenkbewegungen zu erwarten. Dies wirkt sich auf die Belastung der Räder und in der Folge auf die Konstruktion des gesamten Fahrwerks aus. Die zum Einsatz kommenden Vulkollanräder (Abbildung 3-8) sind für die überwiegende Geradeausfahrt ausreichend.

Demzufolge muss auch für die Abbildung der Räder im Modell kein komplettes Reifenmodell wie in der Fahrdynamik üblich herangezogen werden. Entscheidend ist die Kompressibilität der Vulkollanbandagen in radialer Richtung. Die Geometrie und die Verwendung von Vulkollan als Werkstoff lassen keinen einzelnen Kennwert

angeben, der die Federsteifigkeit des Rades repräsentiert. Auch die Hersteller geben nur grobe Bereiche für den verwendeten Werkstoff an. Daher wird zur Bestimmung dieses für das Modell erforderlichen Parameters eine Messung herangezogen.

Ziel des Versuchs ist es, den Verlauf der Kraft-Verformungskurve zu ermitteln. Es wird davon ausgegangen, dass lediglich in radialer Richtung Kräfte auf die Vulkollanbandagen wirken. Zudem erfolgt die Krafteinwirkung über die gesamte Auflagefläche und nicht punktuell. Daher lässt sich die im Betrieb auftretende Verformung unter Verwendung eines umgebauten Zugversuchprüfstands ermitteln.



Abbildung 4-11: Ermittlung des Verformungsverhaltens der Vulkollanrollen

Der Versuch wird für die beiden unterschiedlichen Radgrößen der Antriebs- und Laufräder des untersuchten Geräts durchgeführt. Eine entsprechende Vorrichtung ermöglicht das Aufbringen einer Radialkraft auf die Radachse (Abbildung 4-11). Das Rad steht flächig auf einer Ebene und verformt sich an der Aufstandsstelle durch den Krafteinfluss. Über den Prüfstand erfolgt die Messung der Radachsenposition, deren Veränderung die Verformung der Vulkollanbandage wiedergibt.

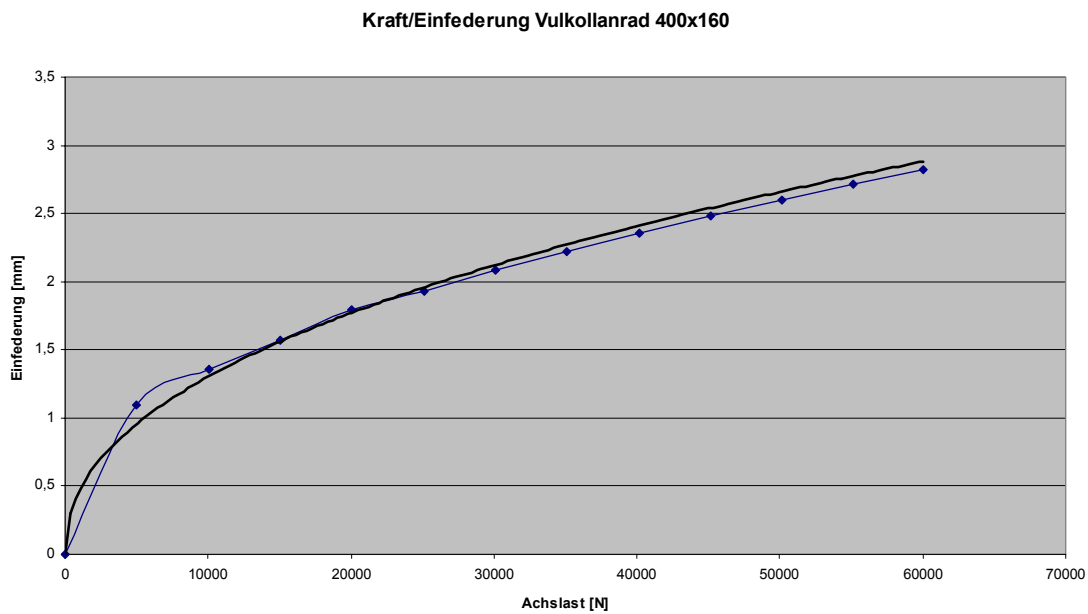


Abbildung 4-12: Kraft/Einfederungskurve eines Vulkollanrades, Trendlinie (potenziell)

Die ermittelte Gleichung der potenziellen Trendlinie (Abbildung 4-12) hat die Form

$$s = a \cdot F^b \quad (4-10)$$

mit s Einfederung

F Kraft

a, b Empirische Größen

Die anzusetzende Federsteifigkeit $c = c(s)$ entspricht der Steigung der Kraft/Einfederungskurve:

$$c = \frac{dF}{ds} \quad (4-11)$$

mit $F = \left(\frac{s}{a}\right)^{\frac{1}{b}} \quad (4-12)$

Die von der Einfederung abhängige Federsteifigkeit ergibt sich also zu

$$c(s) = \frac{dF}{ds} = \frac{1}{b} \left(\frac{s}{a} \right)^{\frac{1}{b}-1} \quad (4-13)$$

Diese Beziehung wird im Modell als nichtlineare Feder hinterlegt:

$$F = c(s) \cdot s \quad (4-14)$$

4.3.2 Radanbindung

Auf ähnliche Art und Weise wie in den Kapiteln 4.2.1 und 4.2.2 für das Hubgerüst beschrieben wird auch die Darstellung der Radanbindung vorgenommen. Die im Kapitel 3.4.2 vorgestellte Konstruktion hat die Aufgabe, die Vorderräder an Chassis und Hubgerüst zu binden.

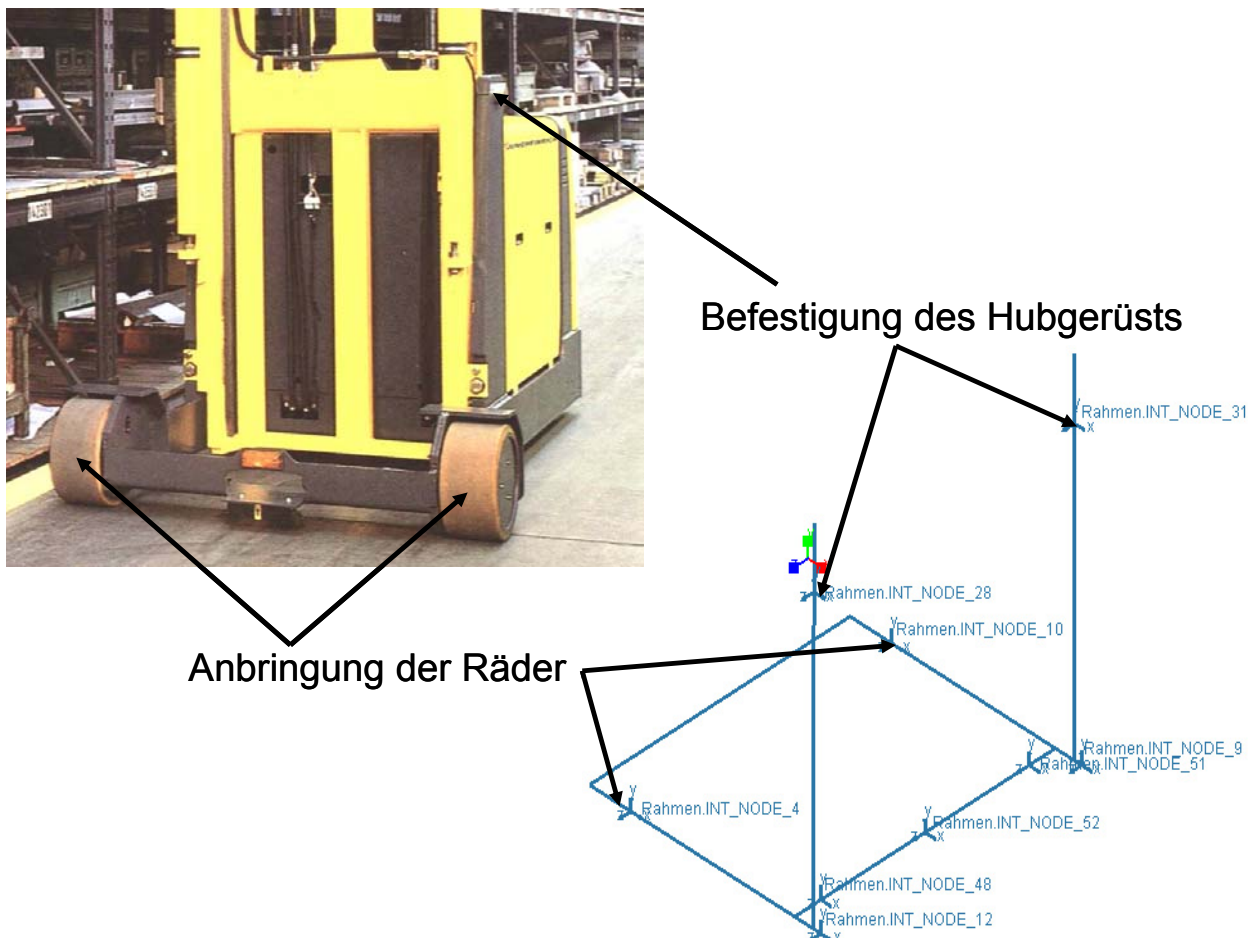


Abbildung 4-13: Ableitung des Stabmodells zur Verbindung von Vorderrädern, Chassis und Hubgerüst (Bild: Jungheinrich)

In Abbildung 4-13 ist die Ableitung und die Struktur des Stabmodells zu erkennen. Den einzelnen Stäben sind die entsprechenden Querschnitte - im vorliegenden Fall einfache Rechteckquerschnitte - zugewiesen. Zur Anbindung des Hubgerüsts besitzt der Rahmen an den seitlichen Verstreben zwei Knoten und im Bereich der unteren Traverse des Hubgerüsts drei Knoten. Zwei dieser Knoten dienen jeweils als Verbindung von Schiene und L-Profil mit dem Rahmen auf beiden Seiten, der dritte Knoten ist für die Kopplung mit dem U-Profil des Hubgerüsts in der Mitte des Rahmens vorgesehen. In Fahrtrichtung des Schmalgangstaplers gesehen sind im vorderen Bereich links und rechts jeweils ein Knoten für die Anbindung der Radaufhängung an den Rahmen und im hinteren Bereich links und rechts jeweils ein Knoten für die Verknüpfung des Rahmens mit dem restlichen Chassis vorhanden.

Die Erzeugung eines Superelements in I-deas sowie die Einbindung des dabei entstehenden *Modal Neutral File* erfolgt analog zur Vorgehensweise in Kapitel 4.2.2.

4.4 Boden

4.4.1 Stochastischer Erregerprozess

Da es sich bei der Erfassung von Unebenheiten von Fahrbahnen um äußerst umfangreiche Messreihen handelt, hat sich zur analytischen Behandelbarkeit die stochastische Betrachtungsweise durchgesetzt [Basl-71]. Als Beispiel zur Klärung der Begrifflichkeiten bei der stochastischen Betrachtung der Unebenheiten werden in Abbildung 4-14 Messschriebe für unterschiedliche Fahrbahnabschnitte dargestellt.

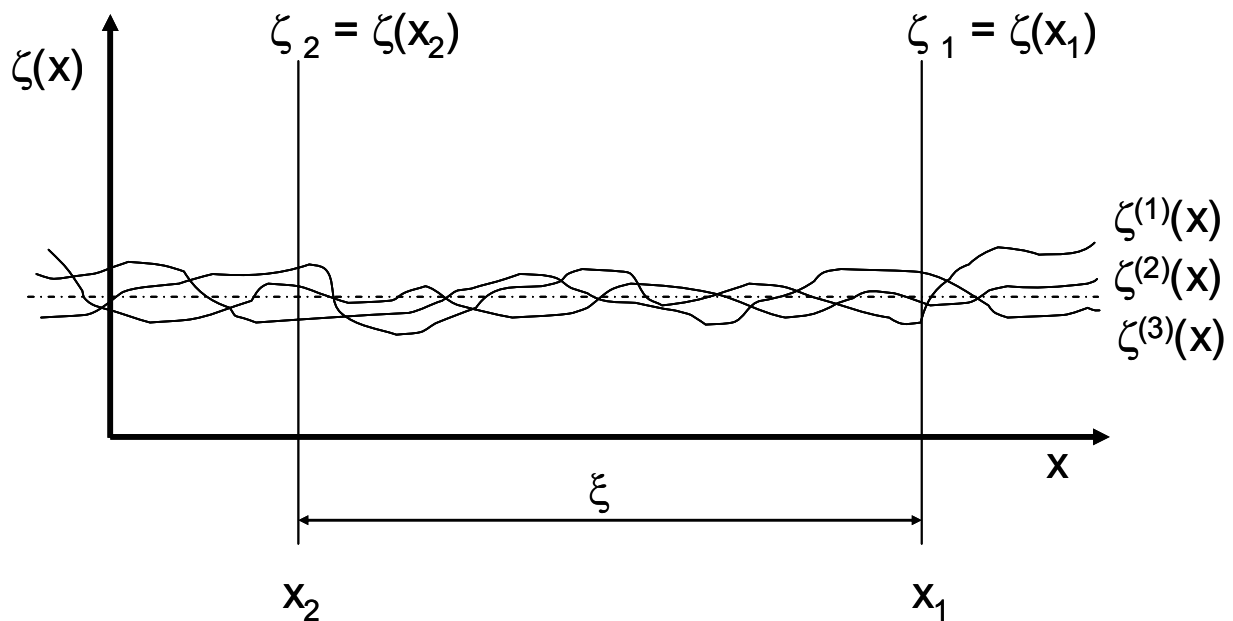


Abbildung 4-14: Beispiele für Musterfunktionen [PoSc-93]

Der *stochastische Prozess* $\zeta(x)$ ist die Gesamtheit der Verläufe der Unebenheiten. In Abbildung 4-14 sind drei unterschiedliche Verläufe dargestellt, die als *Realisierungen* oder *Musterfunktionen* $\zeta^{(r)}(x)$, (hier $r=1\dots 3$) des stochastischen Prozesses bezeichnet werden. Die einzelnen Unebenheitswerte $\zeta_j = \zeta(x_j)$ werden als Zufallsvariablen betrachtet, so dass eine statistische Auswertung möglich wird. Aus den Realisierungen lässt sich die *Wahrscheinlichkeitsdichte* $p(\zeta_j)$ herleiten:

$$\Pr(a \leq \zeta_j \leq b) = \int_a^b p(\zeta_j) d\zeta_j, \quad 0 \leq \Pr \leq 1 \quad (4-15)$$

Pr ist somit die Wahrscheinlichkeit, mit der der Unebenheitswert ζ_j im Intervall $[a, b]$ liegt. Mit dem Übergang $a \rightarrow -\infty$ und $b \rightarrow \infty$ ergibt sich das sichere Ereignis, d.h. $\Pr=1$.

In Abbildung 4-15 sind die Wahrscheinlichkeitsdichten für unterschiedliche stochastische Prozesse dargestellt.

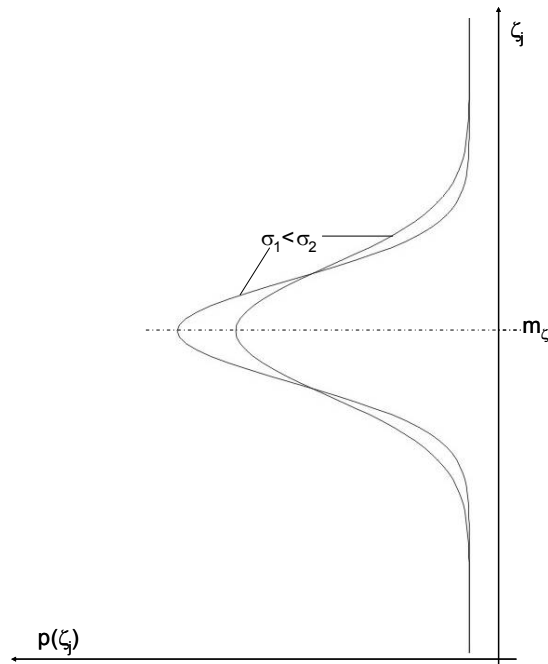


Abbildung 4-15: Wahrscheinlichkeitsdichten für stochastische Prozesse [PoSc-93]

Die Wahrscheinlichkeitsdichte besitzt die aus der Stochastik bekannten Momente. Diese sind wie folgt definiert:

Moment erster Ordnung: Erwartungswert oder Mittelwert $m_\zeta(x_j)$

$$m_\zeta(x_j) = \int_{-\infty}^{\infty} \zeta_j p(\zeta_j) d\zeta_j \quad (4-16)$$

Moment zweiter Ordnung: Streuungsquadrat oder Varianz $P_\zeta(x_j)$

$$P_\zeta(x_j) = m_{\zeta^2}(x_j) - m_\zeta^2(x_j) = \int_{-\infty}^{\infty} \zeta_j^2 p(\zeta_j) d\zeta_j - m_\zeta^2(x_j) = \sigma_\zeta^2(x_j) \quad (4-17)$$

Die statistische Verwandtschaftsbeziehung zwischen zwei Realisierungen von stochastischen Prozessen, genauer die zweier Zufallsvariablen aus diesen Realisierungen, werden durch die Korrelation $R_\zeta(x_1, x_2)$ oder durch die Kovarianz $P_\zeta(x_1, x_2)$ beschrieben:

$$R_\zeta(x_1, x_2) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \zeta_1 \zeta_2 p(\zeta_1, \zeta_2) d\zeta_1 d\zeta_2 \quad (4-18)$$

$$P_{\zeta}(x_1, x_2) = R_{\zeta}(x_1, x_2) - m_{\zeta}(x_1)m_{\zeta}(x_2) \quad (4-19)$$

Liegt den beiden Zufallsvariablen derselbe stochastische Prozess zugrunde, spricht man von *Auto-Korrelation* bzw. *-Kovarianz*, unterschiedliche Prozesse werden durch den Zusatz *Kreuz-* gekennzeichnet.

Sind für einen stochastischen Prozess die statistischen Eigenschaften für eine Verschiebung des Ursprungs der x-Achse unverändert, so handelt es sich um einen *stationären* stochastischen Prozess. Ein derartiger Prozess kann stets zentriert werden, d.h. durch Verschiebung des Ursprungs der x-Achse kann der Mittelwert zu Null werden. In diesem Fall sind Korrelation und Kovarianz des Prozesses identisch. Dies führt zu einer einfacheren Handhabung der statistischen Beziehungen und wird im Folgenden vorausgesetzt.

Ein spezieller stochastischer Prozess ist der normalverteilte oder Gaußsche Prozess. Die Dichtefunktion des Gaußschen Prozesses hat stets die Form

$$p(\zeta_j) = \frac{1}{\sigma_j \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\zeta_j - m_j)^2}{2\sigma_j^2}}, \quad (4-20)$$

der Graph entspricht der bekannten Glockenkurve (vgl. Abbildung 4-15).

Neben der Darstellung im Wegbereich (wie bei Abbildung 4-15 gewählt) ist auch eine Darstellung stochastischer Prozesse im Frequenzbereich möglich. Sie wird als spektrale Leistungsdichte (Spektraldichte) $S_{\zeta}(\Omega)$ bezeichnet und lässt sich aus der Korrelationsfunktion $R_{\zeta}(\xi)$ unter Anwendung der Fouriertransformation ableiten:

$$S_{\zeta}(\Omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_{\zeta}(\xi) e^{-i\Omega\xi} d\xi \quad (4-21)$$

Für technische Belange, speziell für Schwingungsuntersuchungen, erweist sich die Darstellung des stochastischen Prozesses mit Hilfe der Spektraldichte als vorteilhaft. Sie wird bei Untersuchungen mit Fahrwegunebenheiten in der Fahrzeugtechnik häufig verwendet.

Da es sich bei der Funktion der Spektraldichte um eine gerade Funktion handelt, also

$$S_{\zeta}(\Omega) = S_{\zeta}(-\Omega) \quad (4-22)$$

kann die Integralfunktion auch einfacher als *einseitige Spektraldichte* dargestellt werden.

$$\phi_{\zeta}(\Omega) = \begin{cases} 2S(\Omega); & \Omega \geq 0 \\ 0; & \Omega < 0 \end{cases} \quad (4-23)$$

Dadurch wird die Darstellung auf die technisch sinnvollen, nicht-negativen Kreisfrequenzen beschränkt.

4.4.2 Parametrierbarkeit

Aufgrund der hohen Anforderung an die Dynamik von Kraftfahrzeugen sowie an die Schwingungsbelastung des Fahrers (Fahrkomfort) werden in der Fahrzeugtechnik in umfangreichem Maße Untersuchungen vorgenommen. Diese erfordern auch eine adäquate Abbildung der Anregung, also der Unebenheiten der Fahrbahn. Hinsichtlich der Unebenheiten längs der Fahrspur hat sich eine standardisierte Formulierungsweise etabliert. Grundsätzlich ist für den vorliegenden Fall hinsichtlich der Art der Unebenheiten die Unterscheidung von zwei Anteilen empfehlenswert:

- regelloser Anteil; stochastische Störung
- periodische Unebenheiten; deterministische Störung

4.4.2.1 Regelloser Anteil

Die Abbildung regelloser Unebenheiten erfordert zum einen die mathematische Formulierung der Unebenheiten sowie eine Bewertung der Charakteristik und Qualität des jeweils abgebildeten Bodens.

Dabei nutzt man die Grundaussage der Fourier-Analyse, dass jegliche Funktion angenähert durch eine Summe aus harmonisch verwandten Sinus- und Cosinusfunktionen darstellbar ist. Im vorliegenden Fall geht man davon aus, dass gleichzeitig Anteile aller Wellenlängen im regellosen Verlauf des Bodenprofils enthalten sind. Zur Datenreduktion und hinsichtlich einer Weiterverarbeitung der

Fahrbahnunebenheiten zu Schwingungsgrößen ist die Darstellung der Unebenheiten mit Hilfe der spektralen Dichte vorteilhaft. [PoSc-93], [KoLu-94]

Wird der Verlauf der Unebenheiten eines Bodens als Funktion mit Hilfe der Fourier-Analyse dargestellt, so beschreibt die spektrale Dichte die Dichteverteilung der Frequenzen der zur Darstellung verwendeten harmonischen Schwingungsfunktionen. In diesem Zusammenhang werden auch die Begriffe "farbiges" und "weißes Rauschen" verwendet, die eine anschauliche Deutung der spektralen Dichte bieten.

Farbiges Rauschen (Abbildung 4-16):

Die spektrale Dichte beim "farbigem Rauschen" ist über ein relativ breites Band von Frequenzen konstant. Außerhalb dieses Bereichs fallen die Werte für die spektrale Dichtefunktion stark ab. Dieser Verlauf ist mit der Farbenlehre in der Optik entsprechend interpretierbar: bei farbigem Licht herrschen ebenfalls Frequenzen eines für die jeweilige Farbe charakteristischen Wellenlängenbereichs des Lichts vor.

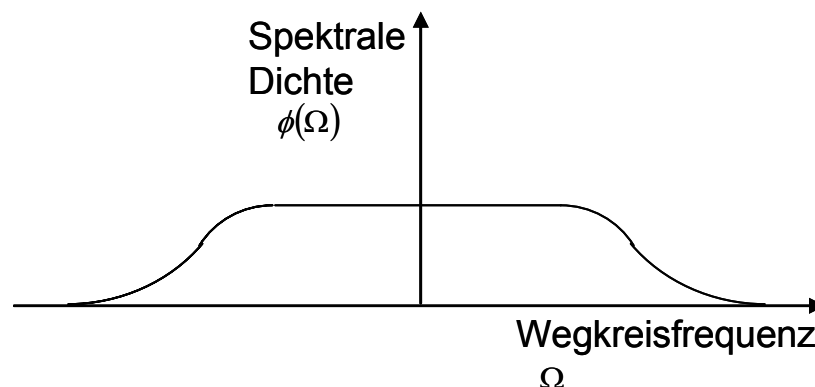


Abbildung 4-16: Verlauf der spektralen Dichte bei "farbigem Rauschen"

Weißes Rauschen (Abbildung 4-17):

Dagegen stellt das "weiße Rauschen" einen Grenzfall des "farbigem Rauschens" dar. Das oben angesprochene Frequenzband ist dabei theoretisch unendlich groß, d.h. alle Frequenzen kommen mit der gleichen Wahrscheinlichkeit vor. Die Farbenlehre deutet das gleichzeitige Auftreten aller Wellenlängen des Lichts als weißes Licht.

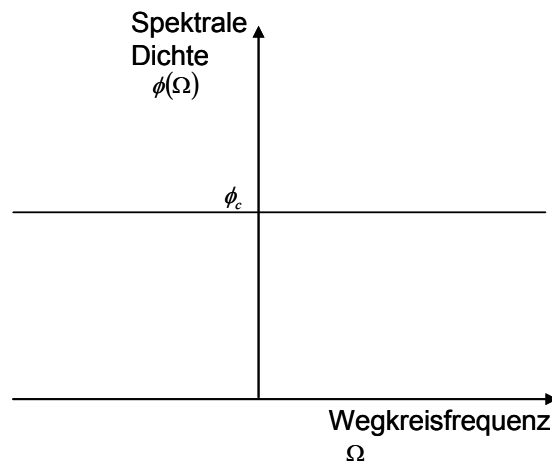


Abbildung 4-17: Verlauf der spektralen Dichte bei "weißem Rauschen"

Aus Erfahrungen mit Messungen von Unebenheiten bei Straßen haben sich standardisierte Straßenspektren ergeben [BrHe-91]. Die relativ einfache Formulierung ermöglicht die Standardisierung und die Reduzierung auf wenige Einflussparameter.

Bei Messungen von Unebenheiten bei Straßen [Schu-91] ergab sich, dass die spektrale Dichte $\phi_h(\Omega)$ folgendermaßen angegeben werden kann:

$$\phi_h(\Omega) = \phi_h(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \quad (4-24)$$

mit:

$\Omega_0 = 1 \frac{1}{m}$; Bezugs-Wegkreisfrequenz bei der Wellenlänge $L_0 = 2\pi m = 6,28m$

$\phi_h(\Omega_0)$; Unebenheitsmaß; große Werte bedeuten unebenere Oberfläche

w ; Welligkeit, große Werte bedeuten bevorzugt lange Wellen

Im doppeltlogarithmischen Koordinatensystem erscheint die Gleichung (5-24) als Gerade. Die Lage wird dabei vom Unebenheitsmaß $\phi_h(\Omega_0)$ festgelegt, die Steigung der Geraden repräsentiert die Welligkeit w .

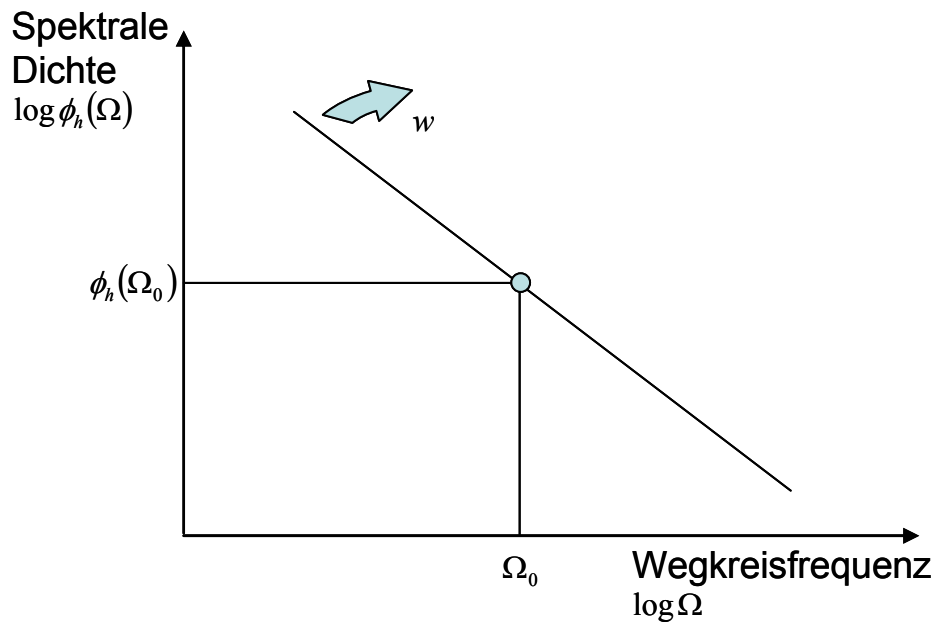


Abbildung 4-18: Doppeltlogarithmische Darstellung der spektralen Dichte über die Wegkreisfrequenz

So wird es möglich, den Ebenheitszustand einer Fahrbahn durch eine Gerade zu charakterisieren. In Abbildung 4-19 sind die Messprotokolle dreier vermessener Fahrstraßen dargestellt. Man erkennt, dass die Messpunkte aller drei Strecken in guter Näherung als Trendlinie eine Gerade besitzen. Sie unterscheiden sich lediglich im Achsenabschnitt, die Steigungen der Geraden liegen im selben Größenordnungsbereich. Durch mathematische Umformung der Grundgleichung der spektralen Dichte lässt sich zeigen, dass für $w = 2$ die Spektraldichte dem "weißen Rauschen" entspricht. Die plausible Erklärung liegt darin, dass bei regellosen Bodenunebenheiten alle Wellenlängen mit gleicher Häufigkeit vertreten sind. In der Literatur [Schu-91] wird als stochastische Anregungsfunktion für Fahrbahnen daher ebenfalls "weißes Rauschen" empfohlen. Zudem deckt sich dies mit den Beobachtungen an vermessenen Fahrbahnen, bei denen w stets im Größenordnungsbereich von $2 (\pm 10\%)$ liegt.

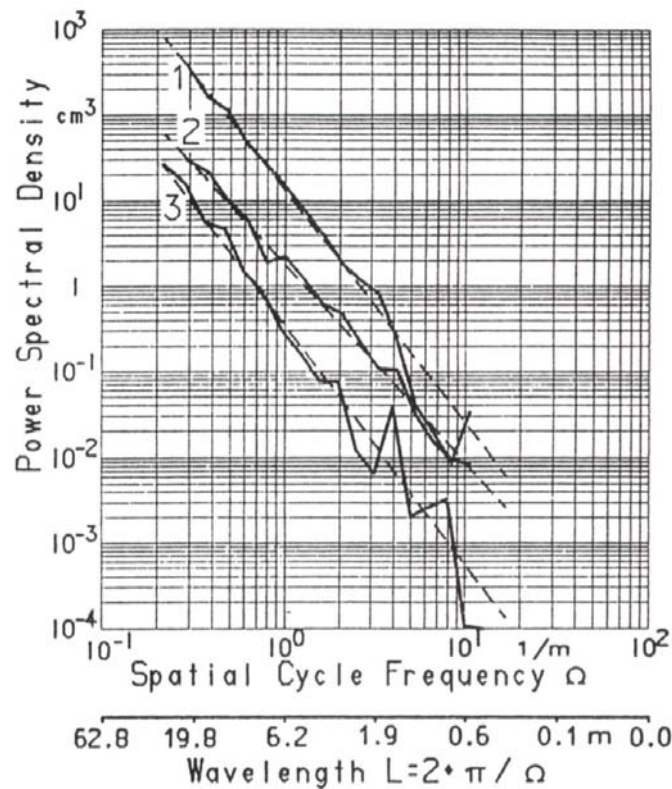


Abbildung 4-19: Messprotokolle deutscher Fahrstraßen, doppeltlogarithmische Darstellung der spektralen Unebenheitsdichte [Schu-91]

Somit kann unter der Verwendung der spektralen Dichte der Zustand eines regellosen Bodenprofils prinzipiell mit lediglich einem Parameter beschrieben werden, nämlich dem Unebenheitsmaß $\phi_h(\Omega_0)$, oder auch U:

Weitere Messungen [Mits-84] ergaben, dass sich Fahrstraßen im Bereich von $U=18$ (sehr schlecht) bis $U=0,3$ (sehr gut) bewegen. Hinsichtlich der qualitativ besseren Böden in Lagern wurde für die Untersuchung ein Bereich unterhalb $U=1$ angestrebt. Die Einordnung der dabei entstehenden Böden nach DIN 15185 T1 bestätigt dies.

4.4.2.2 Sinusförmiger Anteil

Als zweite Anregungsart soll im Untersuchungsprogramm die Schwingungsanregung durch periodische Unebenheiten vorgesehen werden. Die im vorangegangenen

Kapitel dargestellten Bodenprofile werden nun durch einfache Sinusfunktionen ersetzt. Die hier möglichen Variationsmöglichkeiten Amplitude \hat{h} und Wellenlänge L gehen ohne mathematische Umwege in die Funktion ein:

$$h(x) = h_0 + \hat{h} \sin\left(\frac{2\pi}{L}x - \alpha\right) \quad (4-25)$$

Im Rahmen der Untersuchung wird anfänglich ein Boden mit einer Wellenlänge $L = 0,5m$ und einer Amplitude $\hat{h} = 1mm$ hinterlegt. Zur Untersuchung des Worst-Case werden linke und rechte Fahrspur ($h_l(x)$ bzw. $h_r(x)$) gegengleich ausgeführt:

$$\alpha_l = \alpha_r + \pi$$

So steht einem Wellenberg links immer ein Wellental rechts gegenüber und umgekehrt. Es ist anzumerken, dass dieser Boden theoretisch nach DIN 15185 T1 alle Grenzwerte in Längs- und Querrichtung einhält. Durch Variation der Fahrgeschwindigkeit, bzw. Einstellung der kritischen Geschwindigkeit v_{Eigen} kann die Anfälligkeit des Geräts gegen Anregung mit Eigenfrequenz f_{Eigen} geprüft werden:

$$v_{Eigen} = Lf_{Eigen}$$

Zudem liefert eine Fahrt mit geringer Beschleunigung, bei der sämtliche Geschwindigkeits- und damit auch alle Anregungsfrequenzbereiche durchlaufen werden, eine Aussage darüber, ob nur die Endgeschwindigkeit für die Laufruhe bestimmend ist, oder ob schon kurzzeitige Anregungen mit Eigenfrequenz Auswirkungen haben.

4.4.2.3 Herausragende Einzelhindernisse

Die auf Industrieböden gelegentlich vorzufindenden Dehnungsfugen stellen aufgrund der dadurch verursachten, meist relativ großen Sprünge im Höhenniveau des Bodens eine durch die beiden anderen Formulierungen der Anregung nicht abgedeckte Unebenheitsform dar. Um numerische Probleme zu vermeiden, können diese herausragenden Einzelhindernisse nicht durch einen Sprung oder Knick im Verlauf des Bodenprofils abgebildet werden. In der Mehrkörpersimulation wird hierfür zur Vermeidung von Unstetigkeiten die Sprungfunktion (darstellbar durch eine *sgn*-Funktion) durch eine *arctan*-Funktion ersetzt (Abbildung 4-20):

$$\operatorname{sgn}(x) = \frac{2}{\pi} \arctan(100x) \quad (4-26)$$

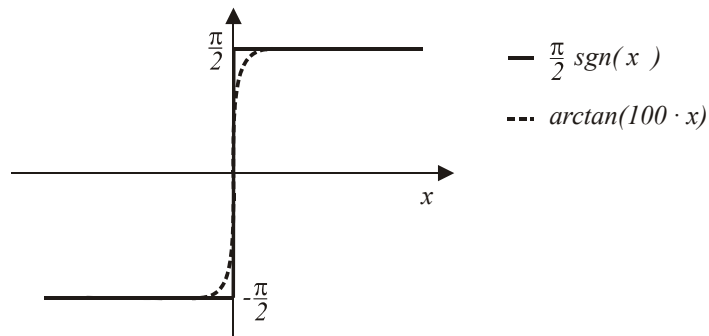


Abbildung 4-20: Ersetzung der Sprungfunktion

Eine andere, in der Fahrzeugtechnik übliche Modellierung eines Einzelhindernisses besteht in der Annäherung des Hindernisses durch eine halbe Sinuswelle. Dadurch entsteht ein etwas flacherer Anstieg an der Stelle des Hindernisses als bei der *arctan*-Funktion. Als Länge des Hindernisses wird in der Regel ca. die vierfache Kontaktfläche zwischen Rad und Boden verwendet. Dieser Richtwert bezieht sich auf die Verwendung von Luftreifen mit relativ großen Kontaktflächen. Bei Vulkollanrädern mit sehr geringer Einfederung entsteht auch lediglich eine kleine Kontaktfläche, weshalb bei der vorliegenden Modellierung von dieser Vorgabe abgerückt wird und eine größere Hindernislänge zu wählen ist.

4.4.3 Generierung von Bodenprofilen

Bei der Herstellung von Böden in Schmalganglagern wird zur Kontrolle der Tauglichkeit bislang eine Überprüfung der Erfüllung der Grenzwerte nach DIN 15185 T1 vorgenommen. Dabei wird die in Kapitel 1.1 erwähnte Prüfmethode unter Verwendung einer Richtlatte gemäß DIN 18202 herangezogen. Um das Messverfahren zu beschleunigen und teilweise zu automatisieren, wurden in den letzten Jahren Messgeräte entwickelt, die speziell die Qualität des Bodens in Hinblick auf die DIN 15185 T1 verifizieren.

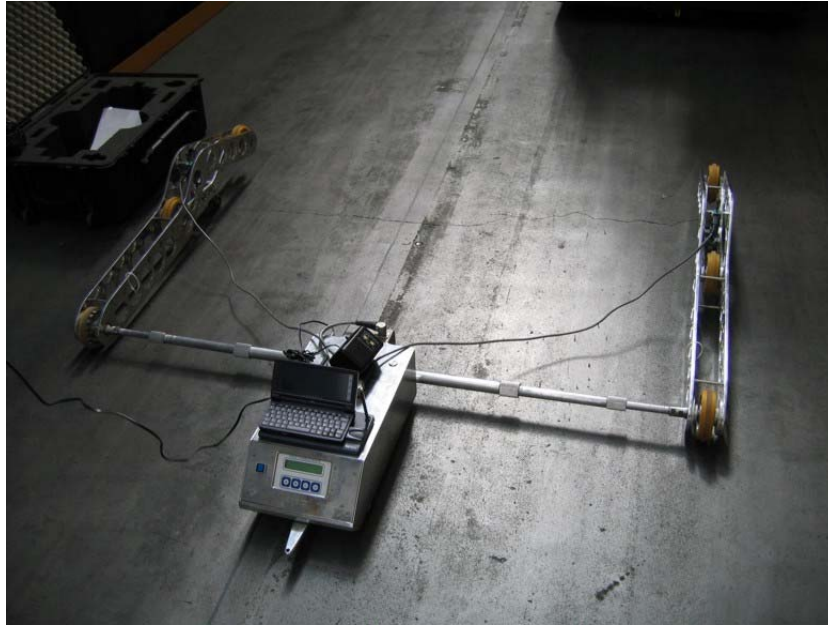


Abbildung 4-21: DIN-Profilier nach DIN 15185, Fa. cps geodat

So wird eine kontinuierliche Messung im Abstand von 10mm erzielt. Der vielfache Einsatz zum Abgleich der Bodenqualität mit der Norm bringt es mit sich, dass für zahlreiche Böden Messprotokolle nach DIN 15185 T1 vorliegen. Aufgrund der besonderen Messmethode handelt es sich jedoch hierbei nicht um Absolutkoordinaten, sondern um die zu überprüfenden Stichmaße. Für eine Simulation wie im vorliegenden Fall sind diese Messprotokolle daher ungeeignet. Zudem lassen die gemessenen Werte auch keine Rückschlüsse auf die absolute Lage der Messpunkte zu. So ist beispielsweise eine Neigung der Fahrbahn in Fahrtrichtung in den Messprotokollen des DIN-Profilers nicht zu erkennen, da gemäß der Formulierung der Messmethode die Richtlatte nicht zwingend horizontal liegen muss.

Rechnergestützte Erzeugung von Bodenprofilen

Zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens, zu dem die Bodenunebenheiten das bewegte Modell anregen, muss für die Simulation das durch das Unebenheitsmaß und die Welligkeit charakterisierte Bodenprofil in einen konkreten Höhenverlauf umgewandelt werden. Da es sich bei regellosen Unebenheiten um einen skalaren stochastischen Prozess handelt, können aus den beiden Parametern Realisierungen

des stochastischen Prozesses abgeleitet werden. Man geht dabei den umgekehrten Weg wie bei der Herleitung der spektralen Dichte und nutzt wiederum die Theorie, dass der Gesamtverlauf des Höhenprofils durch eine (endlose) Reihe harmonischer Funktionen erzeugt werden kann [Schu-91]. Die spektrale Dichte stellt hinsichtlich der Frequenzen eine kontinuierliche Funktion dar, d.h. es müssten alle Frequenzen von 0 bis ∞ in infinitesimal kleinen Abständen herangezogen werden. In der Praxis müssen durch eine Diskretisierung eine überschaubare Anzahl von Frequenzen in einem sinnvollen Bereich zur Generierung des Bodenprofils herangezogen werden. Da zudem eine Beschränkung auf einen Frequenzbereich erfolgt, legt man genau genommen nun nicht mehr das Frequenzspektrum des weißen Rauschens zugrunde, sondern man nähert das weiße Rauschen durch ein adäquates farbiges Rauschen an. Die Ermittlung des relevanten Frequenzbereichs aus der Eigenfrequenzanalyse des Modells stellt sicher, dass durch die Näherung keine maßgeblichen Anregungsformen vernachlässigt werden.

Allgemein hat ein Höhenprofil, das aus einer Addition von Sinus-Funktionen im Sinne der Fourieranalyse hervorgeht, folgende Form:

$$h(x) = h_0 + \sum_{n=1}^N \hat{h}_n \sin(\Omega_n x - \alpha_n) \quad (4-27)$$

mit

h_0 „Nulllage“ des Höhenprofils

Ω_n Wegkreisfrequenz der n-ten Sinusfunktion

\hat{h}_n zugehörige Amplitude der n-ten Sinusfunktion

α_n Phasenlage der n-ten Sinusfunktion

Die erforderliche Diskretisierung legt die Anzahl N der summierten Sinusfunktionen fest. Man verwendet Wegkreisfrequenzbänder, innerhalb denen die spektrale Unebenheitsdichte in guter Näherung als konstant angenommen werden kann. Die in der doppeltlogarithmischen Darstellung als Gerade auftretende Unebenheitsdichte wird dadurch durch eine Treppenfunktion angenähert (Abbildung 4-22).

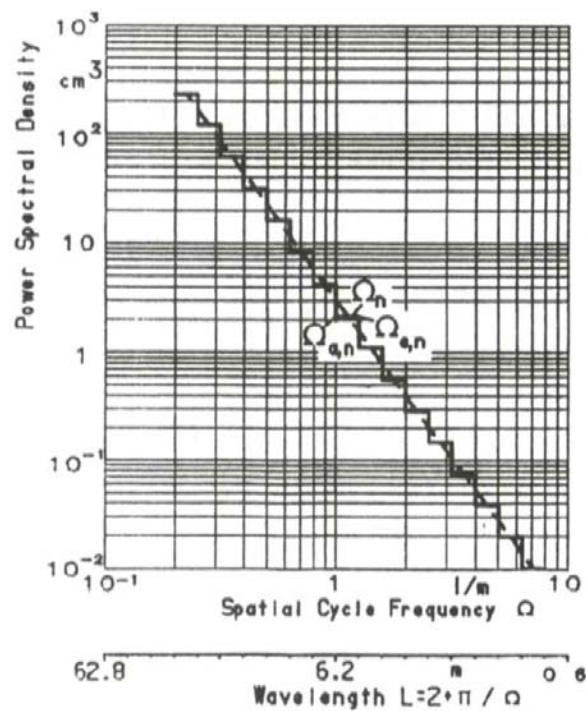


Abbildung 4-22: Diskretisierung der spektralen Dichte [Schu-91]

Die Stufenbreite ist in der Darstellung konstant, so dass für die Grenzen $\Omega_{a,n}$ und $\Omega_{e,n}$ der Bänder gilt:

$$b = \frac{\Omega_{e,n}}{\Omega_{a,n}} = \text{const.} \quad (4-28)$$

Das Verhältnis b wird als Bandfaktor bezeichnet. Nähert sich b dem Wert 1, so erhält man eine feinere Stufung und schmalere Bandbreiten. In der Literatur [Mits-84], [Schu-91] wird für $b=1,1$ empfohlen. Der Mittelwert eines Bandes Ω_n ergibt sich aus dem geometrischen Mittel der Grenzen:

$$\log \Omega_n = \frac{\log \Omega_{a,n} + \log \Omega_{e,n}}{2} \quad (4-29)$$

Für das nächste Band gilt:

$$\Omega_{a,n+1} = \Omega_{e,n}$$

Jedem Band wird in Abhängigkeit des zugehörigen Mittelwerts eine Amplitude für die zur Addition herangezogene Sinusfunktion ermittelt. Die Berechnungsvorschrift ergibt sich aus dem Integral für den Effektivwert der Unebenheitshöhe mit der diskretisierten Unebenheitsdichte:

$$h_{eff,n}^2 = \int_{\Omega_{a,n}}^{\Omega_{e,n}} \phi_h(\Omega) d\Omega \quad (4-30)$$

mit $\hat{h}_n = \sqrt{2}h_{eff,n}$ ergibt sich für die Amplitude:

$$\hat{h}_n(\Omega_n) = \sqrt{2 \left(\phi_h(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega_n}{\Omega_0} \right)^{-w} \cdot \left(\sqrt{b} - \frac{1}{\sqrt{b}} \right) \cdot \Omega_n \right)} \quad (4-31)$$

Der Wert Ω_0 stellt die Bezugswegkreisfrequenz dar und wird vereinbarungsgemäß mit $\Omega_0 = 1 \frac{1}{m}$ angesetzt. Das Unebenheitsmaß wird für diese Bezugswegkreisfrequenz angegeben.

Für die Darstellung des weißen Rauschens ist es wie erwähnt theoretisch erforderlich, einen unendlich großen Frequenzbereich abzubilden. Für die praktische Handhabbarkeit beschränkt man sich auf einen endlichen Frequenzbereich, der sich an den physikalischen Erfordernissen der Untersuchung orientiert. Durch eine Eigenfrequenzanalyse am Modell werden die relevanten Zeitfrequenzbereiche hinsichtlich der Anregung ermittelt. Der in der Fahrzeugtechnik häufig gewählte Frequenzbereich von 1 bis 25 Hz ist auch für den vorliegenden Fall gut anwendbar, da er alle relevanten Eigenfrequenzen des Geräts abdeckt. Unter Berücksichtigung der minimalen und maximalen Fahrgeschwindigkeiten, die untersucht werden, ergibt sich daraus ein Wellenlängenbereich:

$$L_{\min} = \frac{v_{\min}}{f_{\max}} = \frac{0,5 \frac{m}{s}}{25 \text{ Hz}} = 0,02 m; \quad (4-32)$$

$$L_{\max} = \frac{v_{\max}}{f_{\min}} = \frac{3 \frac{m}{s}}{1 \text{ Hz}} = 3 m. \quad (4-33)$$

Einfluss auf ein mit beschriebenem Algorithmus erzeugtes Bodenprofil haben somit folgende Faktoren:

- max./min. Geschwindigkeit des Geräts bei der Simulation
- max./min. berücksichtigte Eigenfrequenz des Geräts
- Bandfaktor b
- Unebenheitsmaß $\phi_h(\Omega_0)$, im Weiteren vereinfachend als Unebenheitsmaß U bezeichnet
- Welligkeit w , für regellose Böden $w = 2$ [BrHe-91]

Unter Einsatz eines Rechnertools, in dem obige Zusammenhänge hinterlegt sind und das die vorgenannten Eingabeparameter enthält, lassen sich nun auf einfache Art und Weise beliebig viele Bodenprofile zur strukturierten Simulationsdurchführung erzeugen (Abbildung 4-23). Das Tool errechnet die Wellenlängenbereiche, ermittelt mit dem Bandfaktor die zu addierenden Wegkreisfrequenzen, bestimmt nach angegebener Gleichung die zugehörigen Amplituden und führt die Addition der Sinusfunktionen für jeden Punkt des Bodenprofils durch, nachdem für jede Funktion eine Phasenlage per Zufallsgenerator zugeordnet wurde. Schließlich gibt es das Bodenprofil in Form von Koordinaten in einer für die Mehrkörpersimulation verarbeitbaren Formatierung aus.

The screenshot shows a software window titled 'Regellose Profile' with the following parameters and values:

Parameter	Value	Unit
min. Geschwindigkeit	0,5	m/s
max. Geschwindigkeit	3	m/s
untere Grenzfrequenz	1	Hz
obere Grenzfrequenz	25	Hz
Bandfaktor	1,1	-
Unebenheitsmaß	0,4	cm ³
Welligkeit	2	-
Anzahl Punkte	500	-
Abstand Punkte	60	mm
Dateiname	Boden.txt	-

At the bottom of the window is a button labeled 'Fourier'.

Abbildung 4-23: Oberfläche des rechnergestützten Tools zur Erzeugung der Bodenprofile

MSC.ADAMS liest diese Koordinaten als Matrix mit drei Spalten (Raumkoordinaten) und einer der Anzahl der Werte entsprechenden Zeilenzahl ein (Abbildung 4-24). Bei den in der Folge durchgeführten Simulationen wurden durch das oben dargestellte Rechner-tool Profile mit 500 Wegpunkten erzeugt. Bei einer angestrebten Gassenlänge von 30m ergibt sich so ein Wegpunktabstand von 60mm. Dieser Wert ist kleiner als die üblichen Messpunktabstände (meist 300mm), wie sie in einem Teil der momentan im Umlauf befindlichen technischen Regeln gefordert sind. Die Fahrbahnabbildung ist damit für eine Einordnung nach diesen technischen Regeln genau genug.

```

Boden.txt - Editor
Datei Bearbeiten Format ?
row_count = 500 &
column_count = 3 &
values = &
0, 0, 0, &
60, 0.9183, 0.0, &
120, 0.6655, 0.0, &
180, 0.0195, 0.0, &
240, 0.1747, 0.0, &
300, 0.8613, 0.0, &
360, 0.7898, 0.0, &
420, 1.3531, 0.0, &
480, 1.2230, 0.0, &
540, 0.8033, 0.0, &
600, 0.6734, 0.0, &
660, 0.5439, 0.0, &
720, 1.1902, 0.0, &
780, 1.1550, 0.0, &
840, 0.5101, 0.0, &
900, 0.4811, 0.0, &
960, 0.0666, 0.0, &
1020, -1.7663, 0.0, &
1080, -2.0465, 0.0, &
1140, -1.5165, 0.0, &
1200, 0.1511, 0.0, &
1260, -1.1678, 0.0, &

```

Abbildung 4-24: Matrix eines Bodens zur Modellintegration

Der Import in das Modell erfolgt als Punktemenge. Damit aus diesen Punkten eine „Fahrbahn“ wird, an der das Gerät entlang fahren kann (vgl. Kapitel 2.2.2, Abbildung 2-3), muss eine Kurve definiert werden, deren Vorlage durch die importierte Matrix gebildet wird. Um Unstetigkeiten in diesem Kurvenverlauf zu vermeiden, werden die Punkte nicht einfach durch Geraden verbunden. Die Stetigkeit der Kurve entsteht durch die mathematische Methode der Splinebildung.

Bei dieser Methode werden für die Intervalle zwischen den Stützpunkten Polynome kleiner Ordnung gebildet. Sind diese Polynome dritter Ordnung, so erreicht man für die Intervallgrenzen stetige erste und zweite Ableitungen. Diese Splines werden deshalb als kubische Splines bezeichnet. An der entstehenden Kurve sind die „Fügestellen“ der Polynome (=Stützpunkte) optisch nicht mehr zu erkennen.

Allgemein formuliert muss also eine Kurve $f(x)$ gefunden werden, die durch $n+1$ Punkte laufen soll und aus n Kurvenabschnitten besteht.

Die vorgegebenen Punkte werden mit $f(x_i)$ und die Intervalle i , $1 \leq i \leq n$, zwischen den Punkten mit $[x_i, x_{i+1}]$ bezeichnet. Die jeweilige Funktion für ein Intervall i sei $f_i(x)$, für die allgemein gilt:

$$f(x) = a_i + b_i(x - x_i) + c_i(x - x_i)^2 + d_i(x - x_i)^3, \quad (4-34)$$

mit $x_i \leq x \leq x_{i+1}$

Aufgrund der oben beschriebenen Eigenschaft der zweifachen Differenzierbarkeit an den Intervallgrenzen muss an den Stützpunkten der Kurve gelten:

$$f_i(x_i) = f_{i+1}(x_i) \quad \text{gleicher Wert}$$

$$f'_i(x_i) = f'_{i+1}(x_i) \quad \text{gleiche Steigung}$$

$$f''_i(x_i) = f''_{i+1}(x_i) \quad \text{gleiche Steigungsänderung}$$

Die Gleichungen gelten jeweils für $1 \leq i \leq n-1$. Schließlich müssen noch sämtliche Stützpunkte auf der Kurve liegen:

$$\text{Erster Punkt: } f_1(x_0) = y_0$$

$$\text{und weiter: } f_i(x_i) = y_i \quad \text{für } 1 \leq i \leq n$$

Aus allen diesen Bedingungen ergeben sich insgesamt $3(n-1) + 1 + n = 4n - 2$ Gleichungen. Für die Bestimmung der Unbekannten a_i, b_i, c_i, d_i sind insgesamt $4n$ Gleichungen notwendig. Die fehlenden zwei Gleichungen entstehen durch die Festlegung von Randbedingungen. So kann beispielsweise am Anfang und am Ende des Splines die Krümmung auf Null gesetzt werden:

$$f''(x_0) = 0, \quad f''(x_n) = 0$$

Im Modell ist damit eine durch die Solver-Routine gut handhabbare mathematische Beziehung für den Boden hinterlegt.

4.5 Implementierung des Bewegungsablaufs

In Kapitel 3.6 wurden die Bewegungsmöglichkeiten des mechanischen Ersatzmodells erläutert. Darauf aufbauend werden im Folgenden die Maßnahmen bei der Umsetzung dieser Festlegungen dargelegt.

Wesentliches Charakteristikum im Bewegungsablauf ist hierbei die Beschränkung auf konstante Geschwindigkeiten. Da in der Konsequenz keine Beschleunigungen anzusetzen sind, muss im Modell schon als Anfangsbedingung die für den Simulationslauf aufzubringende Fahrgeschwindigkeit hinterlegt sein. Es ist also erforderlich, für alle Einzelkörper des Mehrkörpersystems einheitliche Anfangsgeschwindigkeiten zu definieren (*initial velocity*). Für die Durchführung unterschiedlicher Simulationsszenarien und die damit notwendige leichte Änderbarkeit der Anfangsbedingungen wird im Modell eine Variable definiert, in der die jeweils gültige Anfangsgeschwindigkeit angegeben wird. Daneben ist an beliebiger Stelle eine Bewegungselement (*motion*) zu erstellen, das die in der Anfangsbedingung angegebene Geschwindigkeit stetig fortführt. Jegliche Unstetigkeit des Geschwindigkeitsverlaufs erzeugt im Gerät Schwingungen, die mit den Schwingungen aus den Bodenunebenheiten überlagert wären und die die Aussagen zur Schwingungsanregung aus den Bodenunebenheiten erschweren würden.

Da wie in Kapitel 3.6 dargelegt nur die Fahrgeschwindigkeit implementiert werden soll, ist die Erstellung lediglich einer einzigen Motion (nämlich in negative x-Richtung) notwendig. Ein Großteil der Simulationsversuche wurde als Fahrt entlang einer 30 m langen Gasse mit einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von 3m/s durchgeführt. Die Simulationszeit beträgt dabei 10s.

5 Verifizierung und Validierung

5.1 Verifizierung des Simulationsmodells

Im Gegensatz zur Validierung, die sich mit der Gültigkeit und Verwendbarkeit des Simulationsmodells befasst, befasst sich die Verifizierung mit der Richtigkeit der einzelnen Schritte bei der Erstellung und Berechnung des Simulationsmodells.

Der erste wesentliche Schritt bei der Erstellung des Simulationsmodells aus dem realen System ist die Festlegung des mechanischen Ersatzmodells. Es ist zu überprüfen, ob sämtliche für das Untersuchungsziel wichtigen Schwingungskomponenten im Modell erfasst werden. Die Bindungs- und Koppellemente zwischen den einzelnen (Starr-)Körpern müssen mit der Realität korrespondieren, also das reale Bewegungsverhalten geeignet abbilden. Eine Überprüfung erfolgt zum einen sofort bei der Erstellung des Modells sowie bei der Beobachtung des realen Systems im Einsatz.

Im vorliegenden Fall liegen mehrere Beobachtungen von Schmalgangstaplern im Einsatz vor. Alle diese Beobachtungen bestätigen hinsichtlich der Bewegungsfreiheiten der auftretenden Schwingungen die prinzipielle Übereinstimmung mit den Bewegungsfreiheiten des mechanischen Modells. Vor allem eine elastische Verformung des Hubgerüsts ist gut erkennbar. Gleichzeitig angestellte Messungen zur Validierung der Simulation (siehe Kapitel 5.2) tragen ebenfalls zur Verifikation des mechanischen Modells bei.

Die Ableitung des mathematischen Modells aus dem mechanischen Modell wird durch MSC.ADAMS automatisch vorgenommen. Das mathematische Modell selbst ist dem Anwender nicht zugänglich, so dass dessen Verifikation entfällt.

Im letzten Verifikationsschritt wird die Ergebnisverifikation vorgenommen. Diese erfolgt durch eine Plausibilitätskontrolle anhand von Ergebnissen der Simulationsrechnung. Neben den Ergebnissen selbst wird auch die Stabilität der Berechnung als Kriterium für die Brauchbarkeit des Simulationsmodells herangezogen. Die während der Simulationsphase durchgeführten zahlreichen reibungslosen Simulationsläufe bei unterschiedlichsten Randbedingungen bestätigen die Zuverlässigkeit des Modells, so dass die Anforderungen für eine Verifikation des Modells insgesamt als erfüllt gelten.

Die Einschätzung der Realitätsnähe der Simulationsergebnisse, also ob die berechneten Ergebnisse auch dem realen Verhalten entsprechen, erfolgt in der nun folgenden Validierung.

5.2 Validierung des Simulationsmodells

5.2.1 Referenzmessungen



Abbildung 5-1: Gerät für Referenzmessungen, EKX 515 1225 DZ, Fa. Jungheinrich

Zur Validierung des Modells wurden Messungen am abgebildeten Gerät vorgenommen (Abbildung 5-1). Schwerpunkt bildete dabei die Überprüfung der Mastschwingung. Dazu wurde der Boden eines Testbereichs beim Hersteller des modellierten Geräts, bei der Fa. Jungheinrich Moosburg GmbH, vermessen. Bei der

Überprüfung der Böden auf Einhaltung der einschlägigen technischen Regeln (v.a. DIN 15185 T1 und TR34) kommen spezielle Messgeräte zum Einsatz, die genau auf die Formulierung der jeweiligen Regel (z.B. Stichmaßüberprüfung bei DIN 15185 T1) ausgerichtet sind. Die Verwendung dieser Messgeräte ist effizient, aufwandsarm und liefert schnelle Aussagen hinsichtlich der Einhaltung der geforderten Grenzwerte nach DIN 15185 T1 bzw. TR34.

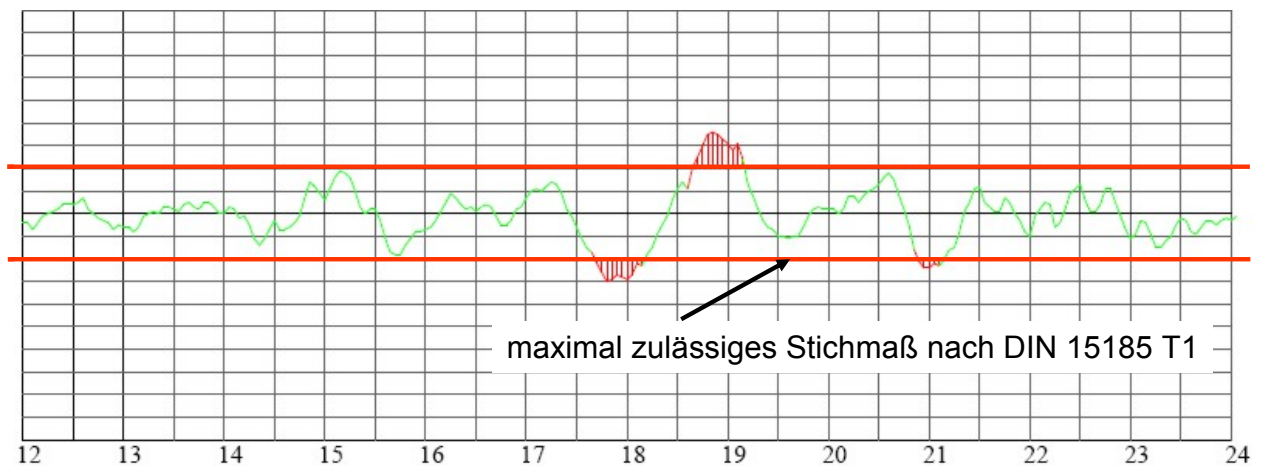


Abbildung 5-2: Ausschnitt Messprotokoll nach DIN 15185 T1

In Abbildung 5-2 ist ein Ausschnitt aus einem Messprotokoll nach DIN 15185 T1 für die Teststrecke wiedergegeben. Im Bereich zwischen 17,5m und 19,5m (rot gekennzeichnete Fläche) ist eine deutliche Überschreitung der in der Norm geforderten Grenzwerte für die Bodengüte zu erkennen. An dieser Stelle liegt eine Bodendehnungsfuge vor. Abgesehen von diesem Bereich entspricht der Testboden den Anforderungen nach DIN 15185 T1.

Die Messmethode ist nicht geeignet, um Aussagen über die absolute Bodenunebenheiten zu liefern, da ein messtechnischer Abgleich zu einem ortsfesten Referenzpunkt fehlt. Für die Simulation ist jedoch genau dieses Kenntnis der Bodenunebenheiten zu einem Referenzpunkt, also die absolute Höhenlage der Messpunkte, erforderlich. Diese ist jedoch nur mit verhältnismäßig hohem Aufwand durch eine Nivellierungsmessung zu ermitteln. Im vorliegenden Fall wurde eine Nivellierungsmessung auf einer Fahrstreckenlänge von 30m vorgenommen. Die

Messpunkte wurden im Abstand von 10cm entlang der drei Fahrspuren aufgenommen (Abbildung 5-3).

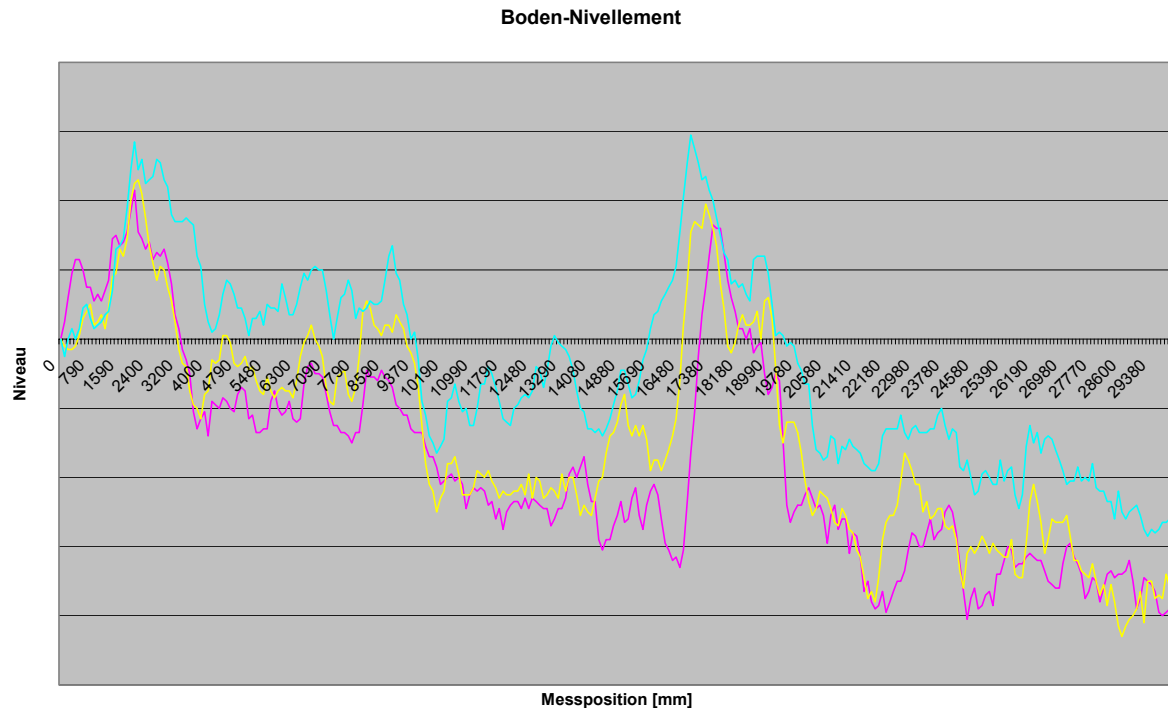


Abbildung 5-3: Nivellement der Teststrecke, drei Fahrspuren

Gut zu erkennen ist der sich über alle drei Fahrspuren erstreckende Sprung im Höhenniveau der Teststrecke im Bereich von ca. 18m. Er korreliert mit der in Abbildung 5-2 festzustellenden Überschreitung der Grenzwert aus der DIN 15185 T1 aufgrund der Bodendehnungsfuge.

Im Anschluss wurden an einem Gerät, das hinsichtlich der Ausstattung dem modellierten Schmalgangstapler entspricht, fahrdynamische Messungen vorgenommen. Verwendet wurde ein Kommissionierstapler EKX 515 1225 DZ der Fa. Jungheinrich. Der Kommissionierstapler verfügte über ein Dreifach-Hubgerüst mit einer maximalen Hubhöhe von 1225mm (Höhe der Gabelzinken h_3). Der Radstand betrug 1405mm. Als Last wurden Stahlplatten mit einer Masse von 1500kg verwendet. Um lediglich den Fahrbereich mit konstanter Geschwindigkeit zu vermessen, wurde die Anfahrphase außerhalb des Messbereichs gelegt.

Das Gerät wurde mit Reflektoren im Bereich des Lastträgers zur Durchführung einer fahrdynamischen Messung versehen (Abbildung 5-4).



Abbildung 5-4: Reflektoren am Stapler zur Schwingungsmessung



Abbildung 5-5: Optisches Messsystem

Am Ende der Gasse wurde ein optisches Messsystem positioniert (Abbildung 5-5), das die Lage der Reflektoren während der Testfahrt verfolgen kann. So werden zu jedem Zeitpunkt die dreidimensionalen Koordinaten des Reflektors aufgenommen. Zusammen mit der Information über die Fahrgeschwindigkeit können so alle interessanten Schwingungskomponenten rekonstruiert werden.

Im Bereich der Teststrecke befindet sich wie angesprochen eine Bodendehnungsfuge, die auf das Gerät ähnliche Auswirkungen wie eine Sprunganregung hat. Ist die Systemreaktion auf eine Sprunganregung messtechnisch verifiziert, kann das Modell in Hinblick auf die Frequenzen der relevanten Eigenschwingungen und der Schwingungsamplitude als ausreichend genau eingeschätzt werden.

Folgende Merkmale wurden im Rahmen der Versuchsdurchführung variiert:

Tabelle 5-1: Parameter im Versuchsprogramm

Fahrtrichtung			
	Vorwärts	Rückwärts	
Fahrgeschwindigkeit			
	2,5 km/h	5 km/h	10,5 km/h
Last			
	Leerfahrt	1500 kg	
Hubhöhe			
	0 m	4 m	7 m

Die Variation der in Tabelle 5-1 angeführten Parameter wurde so vorgenommen, dass die Auswirkung des Parameters auf das Schwingungsverhalten festgestellt werden konnten. Daher wurden zur Aufwandsreduzierung nicht sämtliche möglichen

Kombinationen untersucht, sondern es wurden vergleichende Messungen bei Änderung eines Parameters vorgenommen.

5.2.2 Vergleichsrechnungen

Parallel zu den in Kapitel 5.2.1 beschriebenen Messungen wurden mit dem an den Versuch angepassten Simulationsmodell Vergleichsrechnungen mit denselben Parameterkonfigurationen durchgeführt.

5.2.2.1 Referenzfahrt

Die in Tabelle 5-1 dargestellten Varianten zur Validierung des Modells wurden mit den gemessenen Werten verglichen. Exemplarisch für die große Anzahl an durchgeführten Messungen und Simulationen wird hier Versuch 4 dargestellt.

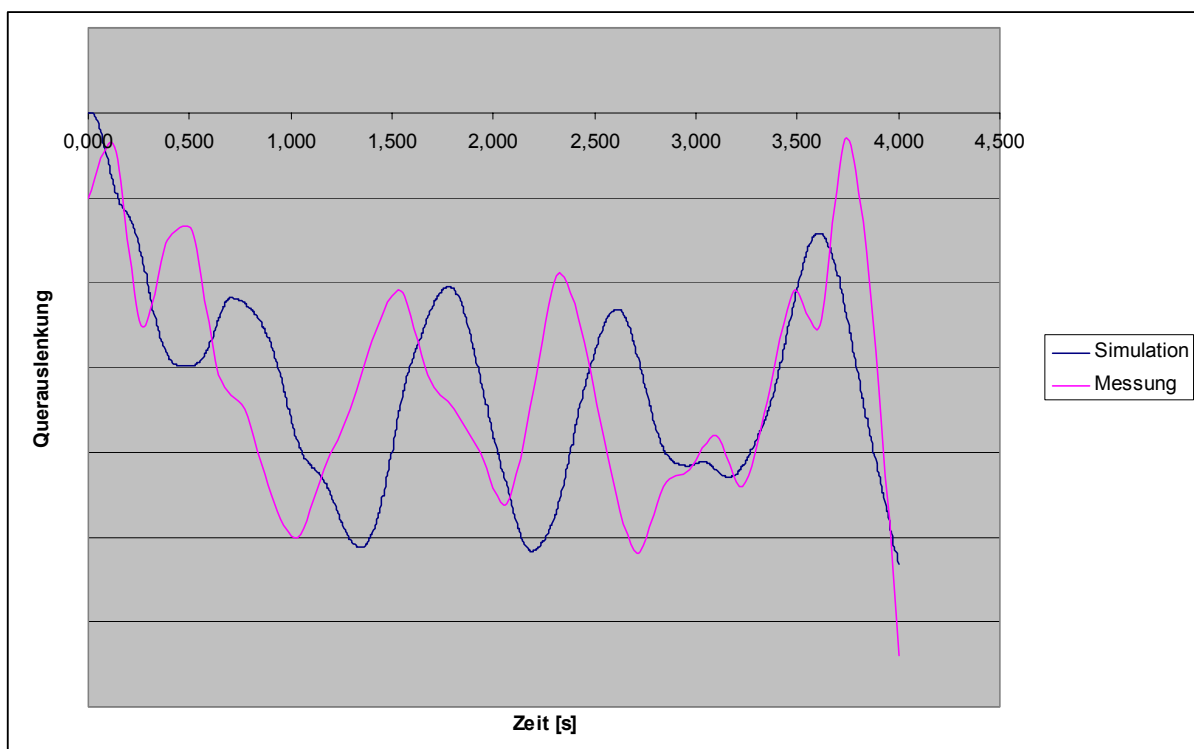


Abbildung 5-6: Vergleich Messung und Simulation bei Referenzfahrt

Dabei handelt es sich um eine Fahrt ohne Last mit auf 7m angehobenem Fahrerplatzträger. Dieser Fall ist als Demonstrationsbeispiel gut geeignet, da sowohl bei den Messungen als auch bei der Simulation sich die Fahrt ohne Last als die kritischere erweist.

Abbildung 5-6 zeigt den zeitlichen Verlauf der in der Folge meist verwendeten Komponente der Querschwingung für die Messung und die Simulation. Die Darstellung beschränkt sich auf den Bereich vor der Dehnungsfuge, da nur hier die Einflüsse des "regulären" Bodens zu erkennen sind. In diesem Bereich zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung.

Der weitere Verlauf nach der Dehnungsfuge ist in der Simulation nicht unmittelbar abzubilden, da die sprunghafte Änderung des Fahrbahnniveaus numerische Probleme beim Berechnungslauf nach sich zieht. Das Überfahren der Dehnungsfuge wird also in der Simulation isoliert als Sprunganregung modelliert. Die Resultate sind in Kapitel 5.2.2.2 gegenübergestellt.

Im Rahmen der weiteren untersuchten Konfigurationen ergaben sich für die Variation der Hubhöhe folgende Abweichungen hinsichtlich der maximalen Amplitude der einzelnen Schwingungskomponenten:

Tabelle 5-2: Gegenüberstellung der Validierungsergebnisse für unterschiedliche Hubhöhen

	<i>Querschwingung</i>	<i>Längsschwingung</i>	<i>Hubschwingung</i>
Hubhöhe 7m	1,9%	5,0%	11,7%
Hubhöhe 0m	2,7%	7,1%	11,9%

Der Tabelle 5-2 ist zu entnehmen, dass das Modell mit zunehmender Hubhöhe "exakter" wird. Dies ist damit zu begründen, dass die Parameter für den Kontakt der Räder in den Laufschiene des Hubgerüsts nur abgeschätzt werden konnten. Prozentual ist der Einfluss des Schwingungsanteils aus dem Spiel in der Hubgerüstführung bei niedriger Hubhöhe stärker als bei großer Hubhöhe, da hier die Biegung des Hubmasts selbst dominiert.

Insgesamt ist die Hubschwingung mit einem relativ großen Fehler behaftet. Das rührt aus der nicht für alle Hubhöhen ermittelten Steifigkeit aus der Hubhydraulik. Zwischen den einzelnen Messwerten aus dem Versuch muss hier interpoliert werden, wobei zum realen System offenbar leichte Abweichungen entstehen. Die Hubschwingung ist jedoch für die weiter folgenden Untersuchungen von untergeordneter Bedeutung.

Für die Torsionsschwingung liegen keine validierenden Messergebnisse vor. In allen Simulationsläufen kann festgestellt werden, dass die Verformungskomponente aus der Torsion relativ klein ist. Implizit wird die Verformung durch die Torsion jedoch durch die Längs- und Querschwingung mit validiert, da dort die Anteile aus Biegung und Torsion zu einer Gesamtverformung führen, die in der Messung der Längs- und Querschwingung mit erfasst wird.

5.2.2.2 Überfahren der Dehnungsfuge

In Abbildung 5-7 ist die Gegenüberstellung der Schwingungsverläufe nach Überfahren der Dehnungsfuge dargestellt.

Das Simulationsergebnis basiert wie erwähnt auf einer Sprunganregung in der Größenordnung der realen Dehnungsfuge. Daneben ist in der Grafik die Messung der Schwingung nach Überfahren der Dehnungsfuge dargestellt.

Im zahlenmäßigen Vergleich differieren Messung und Simulation hierbei um 9% in der Amplitude sowie 7% in der Frequenz. Da sich die Abweichungen bei allen Schwingungskomponenten in ähnlichen Bereichen befinden, kann die Modellierung des Geräts als hinreichend genau für die Durchführung der Untersuchung erachtet werden.

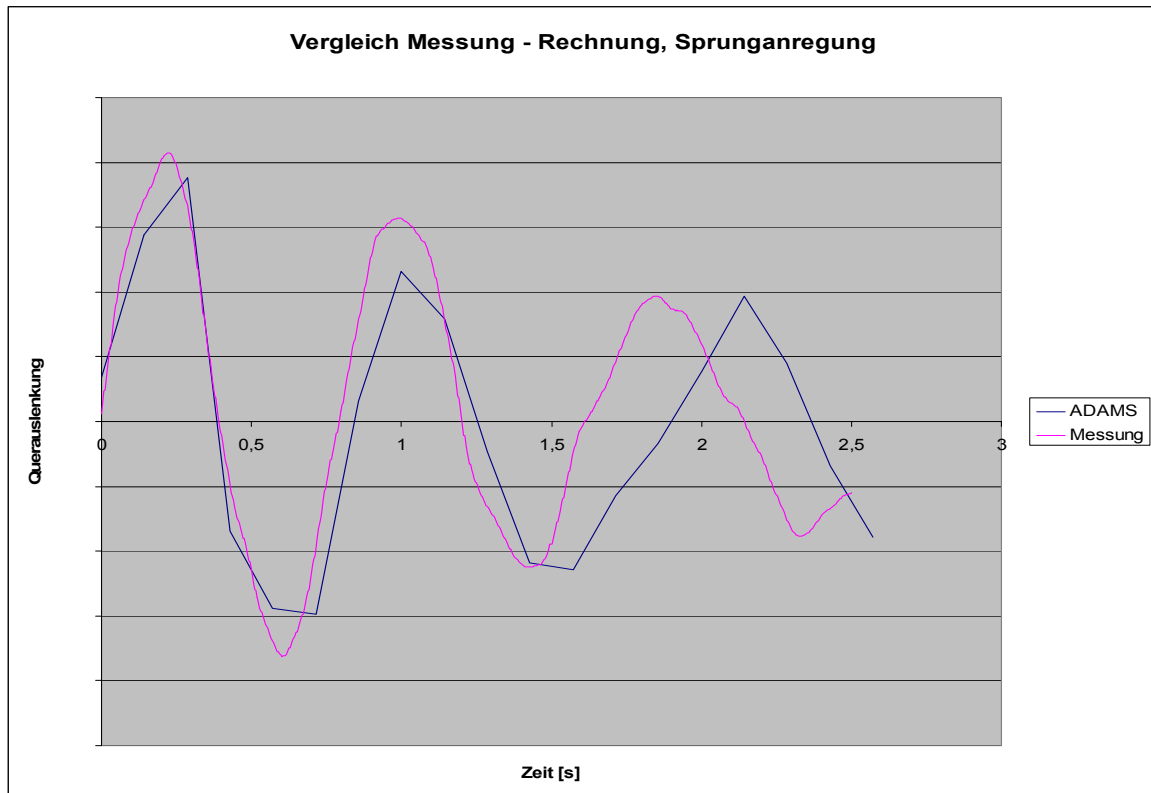


Abbildung 5-7: Vergleich Messung und Simulation bei Überfahren der Dehnungsfuge

6 Simulationsexperimente und Modellverhalten

6.1 Einflüsse auf das Schwingungsverhalten des Schmalgangstaplers

Durch die modulare Gestaltung bei der Modellbildung - also beispielsweise durch umfangreiche Variablendeklarationen - ist es einfach möglich, die wichtigsten Einflussfaktoren auf das Schwingungsverhalten zu untersuchen. Diese sind:

- Last
- Hubhöhe
- Radelastizität
- Kinematische Größen
- Bodenunebenheiten

6.1.1 Einfluss der Last

Zur Ermittlung der Einflussparameter auf das Schwingungsverhalten des Staplers wurde bei gleichem Boden und gleicher Geschwindigkeit die Last variiert. Gegenübergestellt sind je eine Fahrt mit Last und ohne Last (Abbildung 6-1).

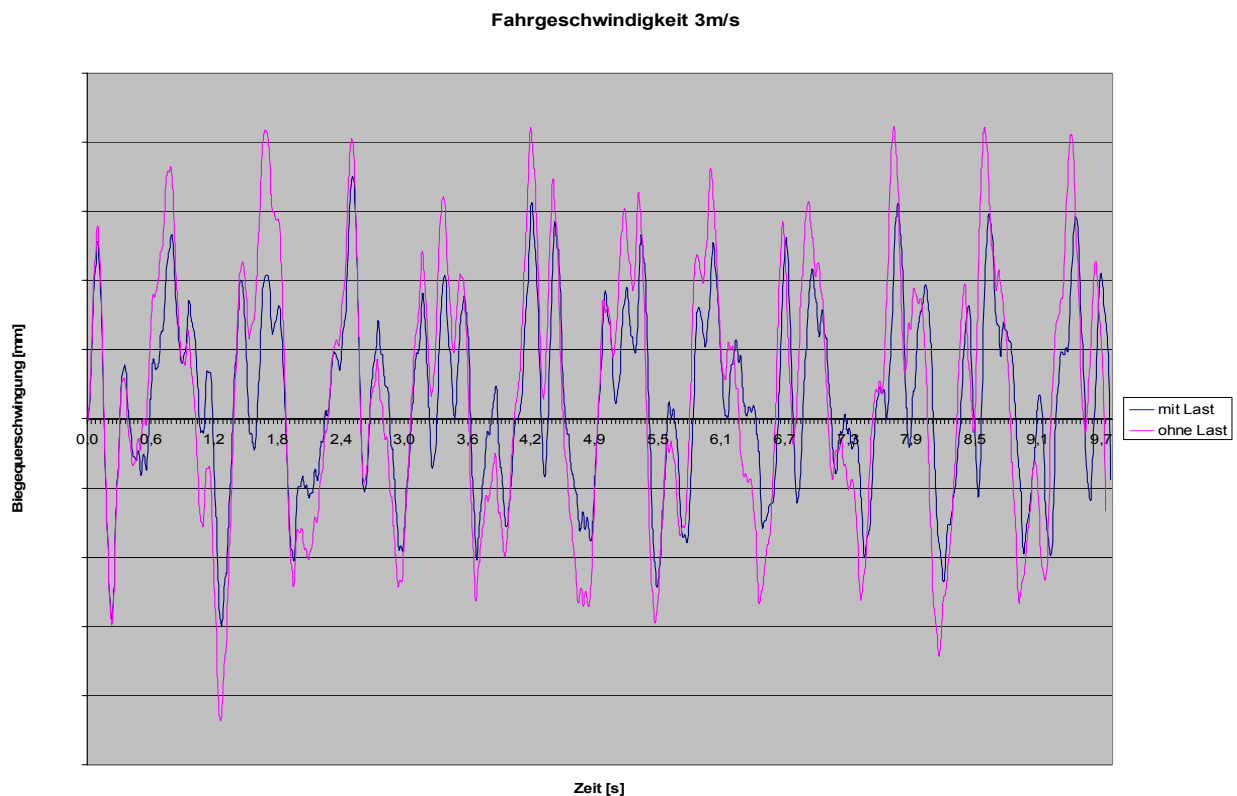


Abbildung 6-1: Vergleich der Querschwingung bei unterschiedlicher Last

Es ist zu erkennen, dass eine höhere Last nicht zwangsläufig eine größere Schwingungsamplitude erzeugt. Im vorliegenden Fall ist die Amplitude ohne Last größer als mit Last. Diese eher unerwartete Erscheinung wurde sowohl durch die Verifikationsmessung als auch durch praktische Beobachtungen bestätigt. Ein Erklärungsansatz ist in der spielbehafteten Führung im Hubgerüst zu suchen. Die Last auf den Gabeln erhöht die Kraft auf die Rollen in der Hubführung und reduziert die Zeitanteile, in denen die Rollen abheben. Dieser Effekt ist in Abbildung 6-2 gut zu erkennen.

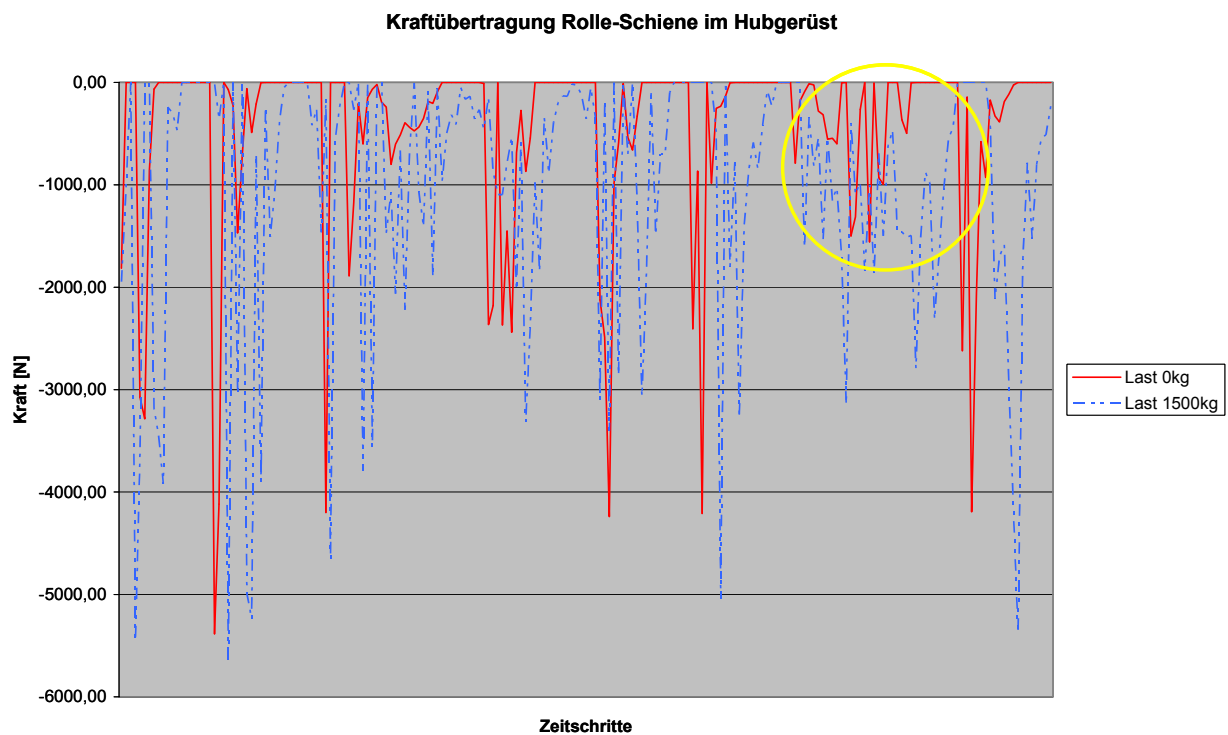


Abbildung 6-2: Kraftverläufe im Kontakt Rolle-Schiene

Zwar sind die absoluten Beträge der Kräfte bei einer Last von 1500 kg größer als bei einer Leerfahrt, es ist jedoch wesentlich seltener ein Abheben der Rolle zu verzeichnen (Abhebebedingung: $F_{\text{Kontakt}} = 0$). Besonders im letzten Drittel des dargestellten Zeitbereichs (eingekreister Bereich) ist bei der Leerfahrt ein mehrmaliger Rückgang der Kontaktkraft auf Null zu erkennen. Bei der Lastfahrt dagegen besteht im gleichen Zeitbereich stets Kontakt zwischen Rolle und Schiene ($F_{\text{Kontakt}} < 0$, negatives Vorzeichen wegen Vorzeichenkonvention bei Kontakten).

6.1.2 Einfluss der Hubhöhe

Die aktuelle Hubhöhe des Geräts hat ebenfalls Einfluss auf den Schwingungsverlauf. Ein wesentlicher Effekt resultiert aus der veränderten Überdeckung. Im vorliegenden Kontext bezeichnet die Überdeckung den veränderlichen Abstand zwischen den Rollen des einen Hubgerüstbestandteils und den in dessen Schienen verlaufenden

Rollen des angrenzenden Hubgerüstbestandteils. Eine geringere Hubhöhe führt dabei zu einer größeren Überdeckung.

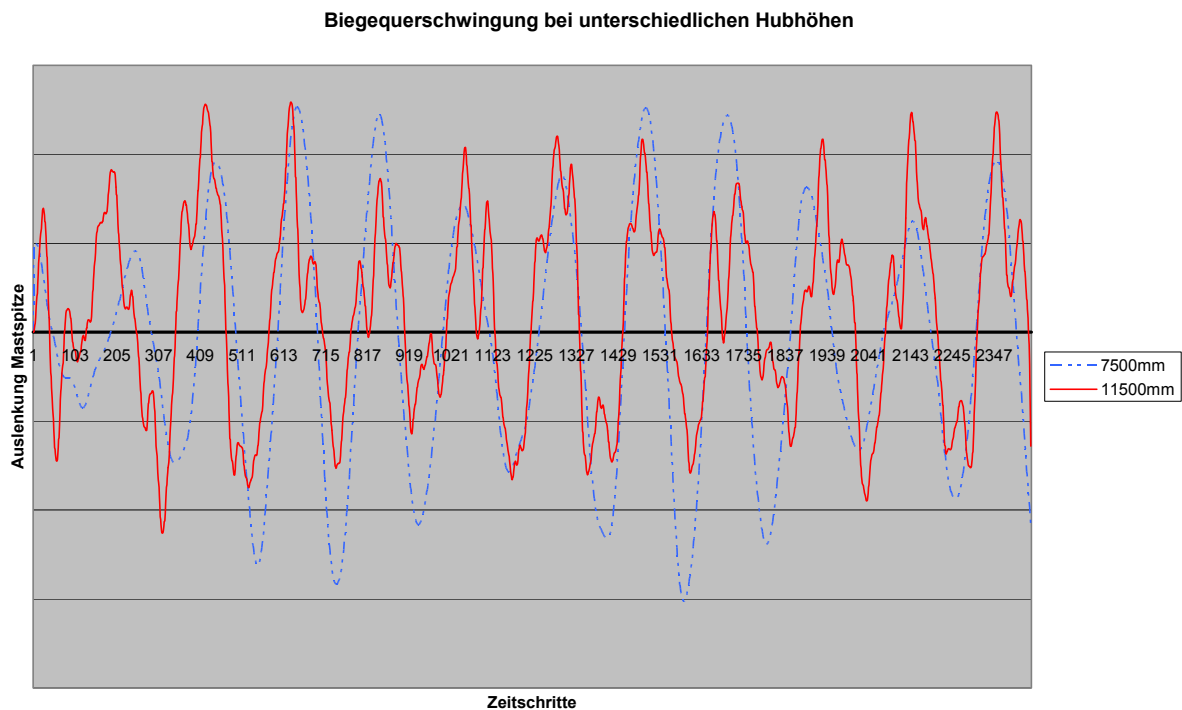


Abbildung 6-3: Biegequerschwingung bei unterschiedlichen Hubhöhen

Abbildung 6-3 zeigt die Schwingungsamplituden an der Mastspitze für eine Fahrt mit eingefahrenem Hubgerüst (Höhe der Mastspitze 7,5m) und bei ausgefahrenem Hubgerüst (Höhe der Mastspitze 11,5m). Bei der geringeren Hubhöhe zeigt sich neben dem Wegfall einer überlagerten Schwingung höherer Ordnung auch die Tatsache, dass die Amplitude der Schwingung an der Mastspitze bei niedriger Hubhöhe sogar etwas größer ist. Dies resultiert aus den veränderten Verhältnissen in der Hubkinematik. Das Spiel in den Führungen kommt stärker zum Tragen, so dass ein leicht abschwächender Effekt auf die Amplitude aus der etwas geringeren Hubhöhe überkompensiert wird.

6.1.3 Einfluss der Radelastizität

Im Gegensatz zur degressiven Radcharakteristik, wie sie in Kapitel 4.3.1 beschrieben wird, wurde für die hier erfolgende Parameterstudie eine über dem Federweg konstante Federsteifigkeit angesetzt, um einfacher Aussagen ableiten zu können.

Vielfach wird eine zunehmende Schwingungsanfälligkeit der Schmalganggeräte mit der Verringerung der Bandagendicke der Vulkollanräder in Zusammenhang gebracht. Durch die reduzierte Bandagendicke erhöht sich die anzusetzende Federsteifigkeit für die Räder. Es ist zu vermuten, dass diese höhere Steifigkeit auch zu größeren Schwingungsamplituden führt. Die Parametervariation bestätigt diese Vermutung.

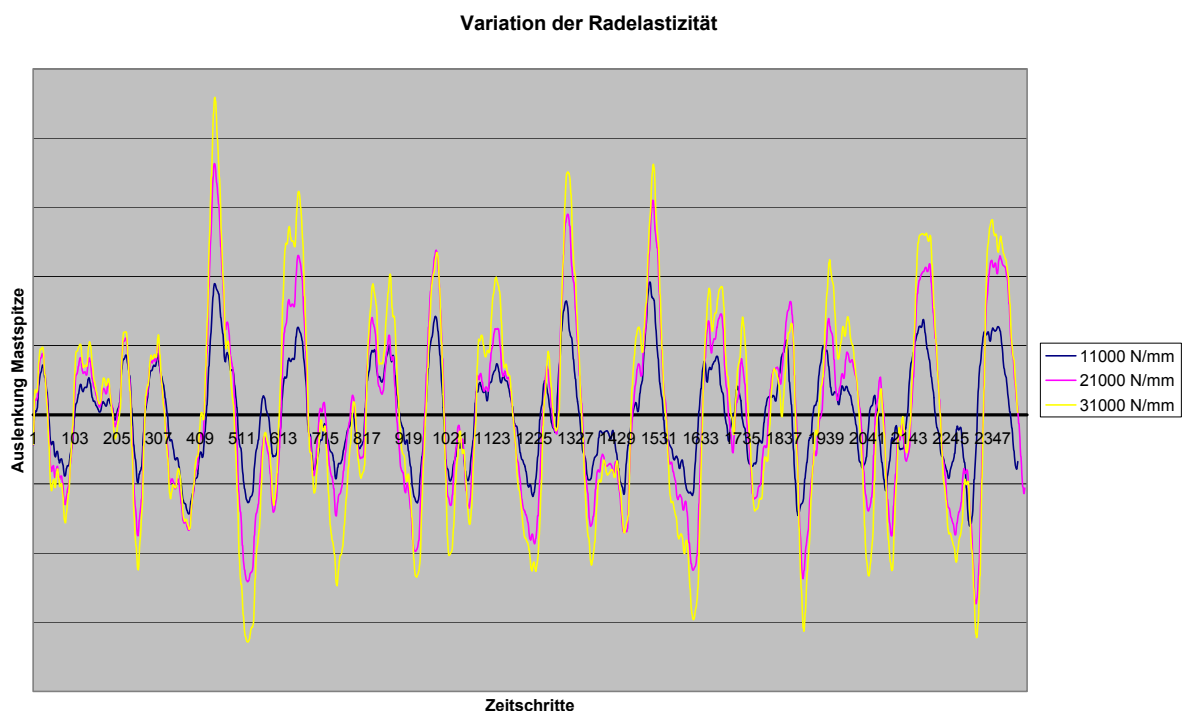


Abbildung 6-4: Auswirkung der Radelastizität auf die Mastschwingung

Die Simulationsergebnisse sind der Abbildung 6-4 zu entnehmen. Im vorliegenden Fall wurden bei ansonsten unveränderten Parametern drei Simulationsläufe mit

unterschiedlichen, jedoch im Simulationsverlauf konstanten Federsteifigkeiten für die Radelastizität durchgeführt. Es zeigen sich in allen drei Fällen die annähernd gleichen Frequenzbestandteile der Mastquerschwingung. Wesentlich größere Auswirkung hat die Radelastizität auf die Amplituden der Schwingung. Dabei ist wie zu erwarten eine Zunahme der Amplitude bei zunehmender Steifigkeit zu beobachten.

6.1.4 Einfluss der kinematischen Größen

Die im Boden vorhandenen Unebenheiten besitzen zwar gleich bleibende Wegkreisfrequenzen, die für die Schwingung des Geräts relevante Größe ist jedoch die Anregung durch bestimmte Frequenzen im Zeitbereich. Die genannten beiden Größen sind über die Fahrgeschwindigkeit verknüpft, so dass unabhängig von den Wellenlängen der Bodenunebenheiten bei Beschleunigungs- und Bremsvorgängen kritische Frequenzbereiche der Anregung durchlaufen werden. Eine Untersuchung des Schwingungsverhaltens bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten soll eine Aussage über den Einfluss dieses Parameters liefern.

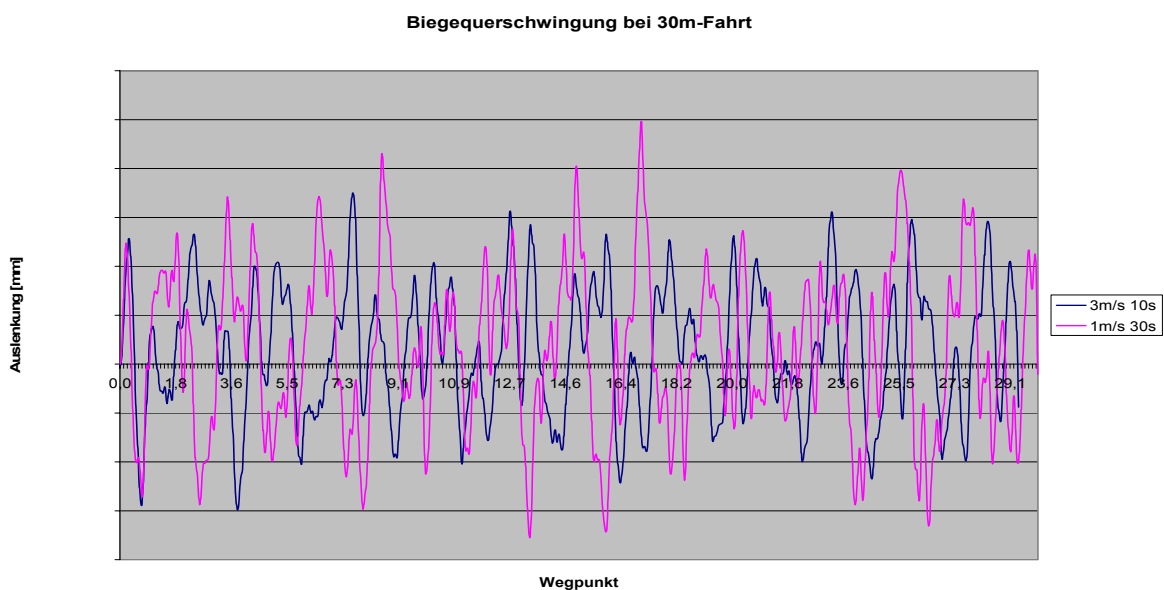


Abbildung 6-5: Vergleich der Querschwingung bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten

In Abbildung 6-5 ist zu erkennen, dass im vorliegenden Fall eine niedrigere Fahrgeschwindigkeit nicht zu geringeren Amplituden in der Querschwingung führt. Diese Erkenntnis wurde ebenfalls durch Messungen verifiziert und durch Beobachtungen aus der Praxis bestätigt. Für den Fahrer macht die Fahrdynamik des Geräts bei langsamerer Geschwindigkeit jedoch subjektiv einen ruhigeren Eindruck, da andere Frequenzbereiche angeregt werden.

6.2 Übertragbarkeit

Hinsichtlich der angestrebten Untersuchungsziele und der Tatsache, dass aus den Ergebnissen allgemeingültige Aussagen abgeleitet werden sollen, die in die Erstellung von Technischen Regeln einfließen sollen, ist es notwendig darzulegen, dass das zur Untersuchung herangezogene Modell eines speziellen Geräts nicht der Allgemeingültigkeit der Aussagen widerspricht. Dazu wurde ein Gerät eines anderen Herstellers abgebildet (Abbildung 6-6) und mit den gleichen Bodenunebenheiten konfrontiert. Es ergaben sich zwar abweichende Schwingungsgrößen (z.B. differieren die maximalen Amplituden um 13%), die Reaktion des Geräts auf die veränderliche Qualität der Böden ist jedoch vergleichbar, da insgesamt betrachtet mit zunehmendem U auch die Amplitude zunimmt.



Abbildung 6-6: Kommissionierstapler MX-X, Fa. Still-Wagner

7 Auswertung und Interpretation

7.1 Einfluss der Bodenunebenheiten

Neben der Gewinnung der bislang geschilderten Erkenntnisse, die sich teilweise schon während der Modellbildungsphase ergeben, indem Teilmodelle überprüft und die entsprechenden Parameter variiert werden, wird für den Hauptverwendungszweck des Modells, nämlich der Darstellung des Einflusses der Bodenunebenheiten, eine systematische Untersuchung nach Fertigstellung und Validierung des Modells durchgeführt.

7.1.1 Regellose Unebenheiten

Unter Verwendung der dargestellten Systematik zur Abbildung von Bodenunebenheiten wurden zahlreiche Simulationsläufe mit qualitativ unterschiedlichen Böden vorgenommen. Variiert wurde der Parameter "Unebenheitsmaß" $\phi_h(\Omega_0)$, vereinfachend auch als "U" bezeichnet.

Modellkonfiguration:

- Schmalgangstapler mit Dreifach-Hubgerüst, max. Hubhöhe 12500mm
- Last: 1000kg
- Hubhöhe: 10m
- Spurweite 1450mm
- Fahrgeschwindigkeit: 10,5km/h

Untersuchte Böden:

Unebenheitsmaß U					
0,1	0,4	0,5	0,55	0,6	0,7

Als wesentliche Schwingungskomponente für den sicheren Betrieb eines Schmalgangstaplers wird im weiteren Verlauf die Querschwingung herangezogen. Zwischen den Regalen und dem Flurförderzeug ist ein Mindestabstand von 90mm einzuhalten. Eine kleine Schwingungsamplitude ist deshalb aufgrund der möglichen Regalkollision von entscheidender Bedeutung.

Die zur groben Richtungsbestimmung untersuchten ersten Böden $U=0,1$, $U=0,4$, $U=0,7$ ergaben einen starken Anstieg der Querschwingungsamplitude zwischen den beiden letztgenannten Unebenheitsmaßen (Abbildung 7-1). Aus diesem Grund wurde verfeinernd eine Untersuchung von Böden mit $U=0,5$, $U=0,55$, $U=0,6$ nachgeschoben.

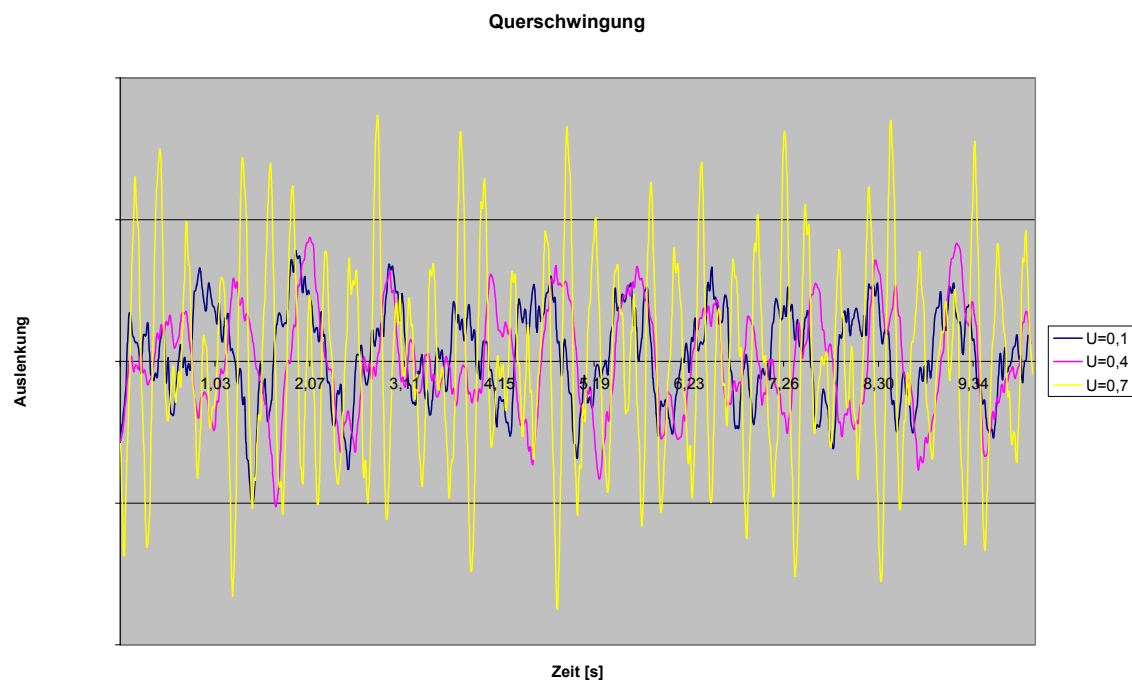


Abbildung 7-1: Querschwingungsamplitude bei unterschiedlichen Böden ($U=0,1$, $U=0,4$, $U=0,7$)

Aus Gründen der Geheimhaltung werden in der weiteren Darstellung die maximalen Querauslenkungen nicht als Absolutgrößen angegeben, sondern es wird eine parametrisierte Form gewählt. Dabei wird der Parameter d als maximal auftretende Querschwingungsamplitude bei einer Bodenunebenheit von $U=0,1$ festgesetzt. Die weiterhin dargestellten Auslenkungsgrößen werden als ein Vielfaches von d angegeben.

Tabelle 7-1: Maximale Querauslenkung in Abhängigkeit der Bodenunebenheit

<i>U</i>	<i>Max. Querauslenkung</i>
0,1	d
0,4	1,03d
0,5	1,07d
0,55	1,55d
0,6	1,69d
0,7	1,75d

Der Tabelle 7-1 ist zu entnehmen, dass die Schwingungsamplitude bei zunehmender Bodenunebenheit (zunehmendes U) ansteigt.

Als Resultat kann deshalb festgehalten werden:

- Der Parameter U kann als Gradmesser sowohl für die Bodengüte bei Böden mit regellosen Unebenheiten als auch für die zu erwartende Laufruhe des Geräts verwendet werden. Dies ermöglicht eine Einordnung der simulierten Böden nach den aktuell anzuwendenden Normen und Richtlinien und liefert somit eine "Grenze" in Abhängigkeit von U, bei der ein Bodenprofil laut der jeweiligen technischen Regel tauglich ist oder nicht. Umgekehrt lassen sich dadurch auch die technischen Regeln untereinander vergleichen. Die Regel mit der niedrigeren "Grenze" im Hinblick auf den Parameter U kann als die "schärfere" Bedingung erachtet werden.
- Insgesamt sind die Amplituden quer zur Fahrtrichtung relativ klein. Eine Kollision mit den Regaleinrichtungen ist für die untersuchte Konfiguration auch bei schlechten Bodenqualitäten nicht zu erwarten.

7.1.2 Periodische Unebenheiten

Diese zweite häufig anzutreffende Form der Unebenheit wird unabhängig von den regellosen Unebenheiten betrachtet, auch wenn die gängigen Normen und Richtlinien hier keine Unterschiede machen.

Ein Bodenprofil, das unter Einhaltung der DIN 15185 T1 hinsichtlich der beiden äußeren Fahrspuren je ein Maximum der linken Sinusfunktion einem Minimum der rechten Sinusfunktion gegenüberstellt, wird mit unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten durchfahren. Bei einer ersten Simulation mit 3m/s Fahrgeschwindigkeit (wie bei den Untersuchungen zu den regellosen Böden) ergibt sich bereits eine relativ hohe Querschwingungsamplitude.

Ersetzt man die konstante Fahrgeschwindigkeit durch einen linear ansteigenden Geschwindigkeitsverlauf, so werden während der Simulationszeit alle Geschwindigkeitsbereiche durchlaufen (Geschwindigkeit innerhalb 30s Simulationszeit von 1m/s auf 3m/s zunehmend). Da die Geschwindigkeit moderat gesteigert wird, sind Effekte aus der Beschleunigung zu vernachlässigen. Es ist anzunehmen, dass kurzfristig alle Eigenfrequenzen im entsprechenden Bereich angeregt werden.

Anmerkung: Auch hier werden die Amplituden als Vielfaches von d (= max. Querauslenkung bei $U=0,1$), vgl. Kapitel 7.1.1, angegeben.

Tabelle 7-2: Vergleich periodische – regellose Anregung

Versuch	Max. Querauslenkung
konst. 3m/s	2,47d
von 1m/s auf 3m/s beschleunigt	3,33d
vgl.: regelloser Boden, $U=0,7$	1,75d

Es ist zu erkennen, dass auch schlechte regellose Böden geringere Schwingungsamplituden hervorrufen als periodische Böden. Erreicht man im Rahmen von Beschleunigungsvorgängen kurze Zeitbereiche, in denen die Periodizität des Bodens Resonanz im Gerät hervorrufft, steigt die Amplitude auf das Doppelte im Vergleich zu der auf schlechtem regellosem Boden. Da die Querschwingungsamplituden erst bei Resonanz in kritischen Bereichen für Regalkollisionen liegen, bei völlig regellosen Böden jedoch weit darunter, ist anzunehmen, dass nicht die absoluten Unebenheiten eines Bodens eine Rolle bei der Schwingungsanfälligkeit des Staplers spielen, sondern dass in allen Fällen von unruhigem Lauf in der Praxis nur eine Periodizität des Bodens als Ursache in Frage kommt.

Hieraus ergibt sich eine wertvolle Erkenntnis für die Neufassung technischer Regel zur Bewertung von Bodenunebenheiten. Die ausschließliche Definition einer festen Grenze für die Tauglichkeit von Böden zum Betrieb von Schmalgangstaplern ist nicht Ziel führend. Vielmehr ist auf die Form der Bodenunebenheit zu achten. Es ist ein Verfahren zu finden, dass sowohl die periodischen als auch die regellosen Unebenheiten entsprechend gewichtet und wertet. Ähnlich wie bei der Formulierung der Anregung im Modell ist auch hier eine Betrachtung mit statistischen Mitteln viel versprechend.

7.2 Einordnung der technischen Regeln und Entwürfe

Da die in der Untersuchung verwendeten Bodenprofile als Absolutkoordinaten vorliegen, können die Böden leicht auf die Einhaltung der technischen Regeln geprüft werden. Neben der Zuordnung von Schwingungsamplituden zu den definierten Grenzwerten in diesen Regelungen erhält man nun auch eine Vergleichbarkeit der konkurrierenden Regeln und Entwürfe untereinander. Man geht nach den Resultaten der Simulationen davon aus, dass die Einordnung von Böden mit regellosen Unebenheiten nach ihrem Unebenheitsmaß U eine exakte qualitative Aussage zur Ebenheit eines Bodens liefert. In der Praxis ist jedoch eine Bestimmung des Parameters U extrem aufwendig und daher nicht praktikabel. In den in der Diskussion befindlichen Regeln und Entwürfen sind jeweils praktikable Messmethoden zur Einordnung der Böden hinterlegt. Deren Tauglichkeit kann nun anhand eines Vergleichs mit dem System des Unebenheitsmaßes überprüft werden.

Folgende Regeln und Entwürfe werden diskutiert:

- DIN 15185 T1
- FEMIT/T - Entwurf (3rd draft)
- TR34
- CEN/TC344 – Entwurf

Anmerkung:

Alle dargestellten Regeln und Entwürfe sowie die Einordnung nach dem Unebenheitsmaß U beziehen sich lediglich auf regellose Bodenunebenheiten. Für Periodizität liefert keines der erwähnten Bewertungssysteme brauchbare Aussagen.

DIN 15185 T1

Die in Deutschland gültige, aber auch in anderen Ländern angewandte Norm zur Ebenheit von Böden in von Schmalgangstaplern bedienten Lagern ist die DIN 15185 T1. Sie regelt die über die in DIN 18202 festgelegten allgemeinen Ansprüche an die Ebenheit von Böden hinausgehenden Anforderungen. Es wird unterschieden in Höhenunterschiede quer zur Fahrspur und Ebenheitstoleranzen längs der Fahrspuren.

Bei den Ebenheitstoleranzen längs zu den Fahrspuren wird wie bei der DIN 18202 das Stichmaß unter einer Richtplatte toleriert (Abbildung 7-2). Es gelten jedoch engere Grenzwerte.

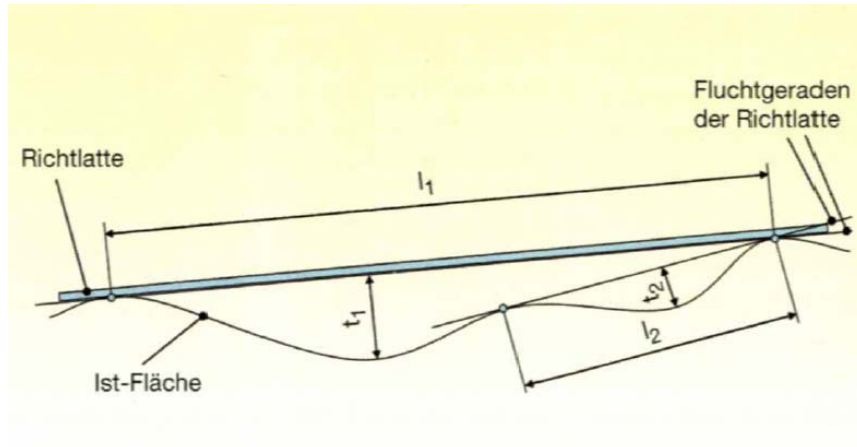


Abbildung 7-2: Definition der Ebenheit nach DIN 18202

Die Ebenheit quer zur Fahrtrichtung entspricht dem Niveauunterschied der beiden äußeren Fahrspuren. In Abhängigkeit von der Spurweite sind in der Norm entsprechende Grenzwerte definiert (Abbildung 7-3).

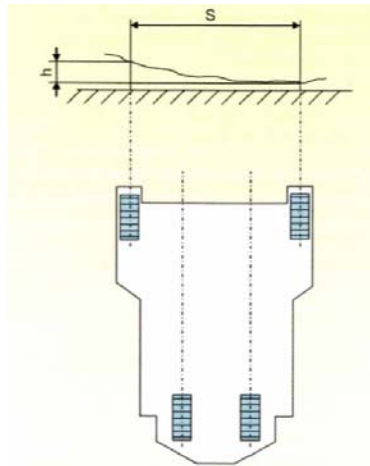


Abbildung 7-3: Definition des Höhenunterschieds quer zur Fahrtrichtung gem. DIN 15185 T1

Überprüft man die zur Simulation herangezogenen Bodenprofile ($U=0,1$ bis $U=0,7$) anhand der Kriterien der DIN 15185 T1, so ergibt sich folgendes Bild (Tabelle 7-3).

Tabelle 7-3: Einordnung der untersuchten Böden nach DIN 15185 T1

<i>U</i>	<i>Max. Querauslenkung</i>	<i>Anzahl Überschreitungen</i>	
		<i>Stichmaß in Längsrichtung</i>	<i>Querrichtung</i>
0,1	d	0	3
0,4	1,03d	1	2
0,5	1,07d	11	4
0,55	1,55d	12	7
0,6	1,69d	11	39
0,7	1,75d	26	43

Es ist zu erkennen, dass die Überschreitungen in Längs- und Querrichtung (abgesehen von statistischen Ausreißern) tendenziell mit zunehmendem Unebenheitsmaß U zahlreicher werden. Schon sehr gute Böden, die keine nennenswerten Schwingungen hervorrufen, überschreiten die Grenzwerte der Norm. Generell kann jedoch die verwendete Überprüfungsmethode zur Tauglichkeit von Böden als geeignet angesehen werden, um regellose Böden zu klassifizieren. Lediglich die Festlegung der Grenzwerte ist zu überdenken. Bei völlig regellosen Böden sind die Grenzwerte tendenziell zu niedrig gewählt. Eine Neufestlegung muss allerdings unbedingt unter Berücksichtigung der Einflüsse aus den periodischen Unebenheiten erfolgen, die bislang nicht in die Überprüfung mit einbezogen werden.

FEMIT/T - Entwurf (3rd draft)

Floor criteria for industrial trucks used in very narrow aisles (VNA)		
Criteria	Measurement	3-and 4-wheel trucks, guided, measured in the wheel tracks (mm)
	All measuring distances to be taken from datum.	
Flatness longitudinal	Measuring distance (L) = 0.3 m	1.0
"	Measuring distance (L) = 0.5 m	1.5
"	Measuring distance (L) = 1.0 m	2.0
"	Measuring distance (L) = 2.0 m	4.0
Levelness Longitudinal (Controlled to datum)		15
Transverse profile		Across the wheel tracks ≤1.0 ≤1.5 ≤2.0 m
	Lift height ≤ 8 m	2.0 2.5 3.0 mm
	Lift height >8 < 11 m	1.5 2.0 2.5 mm
	Lift height ≥ 11 m	1.0 1.5 2.0 mm
Transverse Curvature		50% of max. transverse tolerance 1)
Rate of change		at short distances

1) Max. permissible difference across the wheel tracks (Example: +2 mm and -2 mm=4 mm, 50%=2mm.)

Abbildung 7-4: Grenzwerte für die Bodenebenheit nach FEMIT/T - Entwurf (3rd draft)

In diesem Richtlinienentwurf wird eine zur DIN15185 T1 abweichende Bewertung der Ebenheit längs zur Fahrspur angegeben. Es werden die Höhenniveaus in unterschiedlichen Abständen (0,3m – 2,0m) toleriert. Die Überprüfung quer zur Fahrtrichtung ist ähnlich der Regelung der DIN15185 T1. Auch hier ist eine Einordnung der untersuchten Böden möglich und aufschlussreich.

Tabelle 7-4: Einordnung der untersuchten Böden nach FEMIT/T - Entwurf (3rd draft)

U	Max. Querauslenkung	Anzahl Überschreitungen	
		Längsrichtung	Querrichtung
0,1	d	0	3
0,4	1,03d	29	1
0,5	1,07d	39	4
0,55	1,55d	55	7
0,6	1,69d	56	39
0,7	1,75d	89	43

Die Korrelation zum Unebenheitsmaß ist hier ebenfalls erkennbar. Die Neuformulierung der Kriterien in Längsrichtung bringt keine zusätzliche Erkenntnis im Vergleich zur gültigen Norm. Die Grenzwerte selbst sind v.a. in Längsrichtung strenger als bei der DIN 15185 T1. Hinsichtlich der Höhe der Grenzwerte ist ebenfalls eine Neufestlegung unter adäquater Berücksichtigung der Periodizität anzustreben.

TR34

Der in Großbritannien angewandte „Technical Report 34“ regelt die Ebenheitsüberprüfung grundlegend anders als DIN 15185 T1. Es werden vier „Properties“ definiert. Die Grenzwerte für die Properties sind abhängig von der maximalen Hubhöhe des Flurförderzeugs.

Tabelle 7-5: Properties nach TR34

Property	Definition
A	Höhenunterschied quer zur Fahrtrichtung dividiert durch Spurbreite
B	Änderung von Property A nach 300mm Fahrt; Grenzwert 75% von Property A
C	Höhenunterschied zwischen Vorder- und Hinterachse längs der Fahrspur dividiert durch Achsabstand; Grenzwert 110% von Property A
D	Änderung von Property C nach 300mm Fahrt; Grenzwert 100% von Property A

Die Überprüfung eines Bodens auf Einhaltung der Grenzwerte ist aufgrund der komplexen Definition nur mit speziellen Messwerkzeugen möglich. Eine Einordnung

der simulierten Böden nach TR34 gibt darüber Aufschluss, ob dieser Aufwand in der Messtechnik gerechtfertigt ist.

Tabelle 7-6: Einordnung der untersuchten Böden nach TR34

<i>U</i>	<i>Max. Querauslenkung</i>	<i>Anzahl Überschreitungen</i>			
		A	B	C	D
0,1	d	0	0	0	14
0,4	1,03d	0	12	3	53
0,5	1,07d	0	29	2	71
0,55	1,55d	0	34	6	85
0,6	1,69d	3	66	5	89
0,7	1,75d	5	67	9	117

Es fällt auf, dass schon sehr gute Böden durch Property D als ungeeignet eingestuft werden. Aus diesem Grund stellt TR34 das strengere Kriterium hinsichtlich der Ebenheitsanforderungen im Vergleich zur DIN 15185 T1 dar. Dagegen ist Property A hinsichtlich des zunehmenden Unebenheitsmaßes *U* relativ unsensibel. Insgesamt erscheinen die Grenzwerte schlecht aufeinander abgestimmt. Der höhere Aufwand, speziell zur Bestimmung von Property B und D, ist nicht zu rechtfertigen. Eine Berücksichtigung der Periodizität erfolgt auch hier nicht.

CEN/TC344 – Entwurf

Der Entwurf für eine zukünftige CEN-Richtlinie orientiert sich stark an den Regeln der TR34. Die Definitionen der in TR34 verwendeten Properties wurden übernommen, die Bezeichnungen in Anlehnung an die Definition angepasst (Tabelle 7-7).

Tabelle 7-7: Korrespondierende Bezeichnungen TR34 – CEN/TC344

TR34	CEN/TC344
A	dZ
B	d ² Z
C	dX
D	d ² X

Die Grenzwerte wurden für die Längsrichtung übernommen, die von Property C verdoppelt, bei Property D ersetzen neue Absolutgrenzwerte die bisherigen der TR34.

Bei Einordnung der simulierten Böden führt dies zu folgendem Bild:

Tabelle 7-8: Einordnung der untersuchten Böden nach CEN/TC344

<i>U</i>	<i>Max. Querauslenkung</i>	<i>Anzahl Überschreitungen</i>			
		dZ	d ² Z	dX	d ² X
0,1	d	0	0	0	14
0,4	1,03d	0	12	0	53
0,5	1,07d	0	29	0	71
0,55	1,55d	0	34	0	85
0,6	1,69d	3	66	0	89
0,7	1,75d	5	67	0	117

Speziell die Änderungen gegenüber TR34 sind hier auffällig. Durch die Verdoppelung der Grenzwerte von Property C wird das Kriterium dX nun auch bei den schlechtesten untersuchten Böden nicht mehr überschritten. Es ist also für eine Tauglichkeitsaussage der Böden praktisch ungeeignet. Dagegen ist auch das Kriterium d²X (Analogie zu Property D) trotz neuer Festlegung der Grenzwerte nach wie vor zu streng. Insgesamt sind die Grenzwerte hier noch unabgestimmter als bei TR34. Für die Komplexität der Überprüfung sowie der Berücksichtigung der Periodizität gilt das oben gesagte.

8 Anforderungen an Böden in Schmalganglagern

Neben den oben geschilderten allgemeinen Aussagen über die Anforderungen an die Böden kann durch eine Ausweitung der Untersuchung ein konkreter Vorschlag für eine internationale Norm erarbeitet werden.

8.1 Modifikation der Modelle

In Kapitel 6.2 wurde bereits dargelegt, dass die Untersuchungsergebnisse, die anhand eines Modells eines Schmalgangstaplers der Fa. Jungheinrich AG hergeleitet wurden, auch auf Geräte anderer Hersteller übertragbar sind. Zwar ergeben sich geringfügige Unterschiede in den absoluten Amplituden, das prinzipielle Verhalten gegenüber den unterschiedlichen Arten der Bodenunebenheit ist jedoch gleich.

Für die Ableitung von Grenzwerten für einen Entwurf für technische Regeln ist es jedoch zusätzlich noch erforderlich, den Worst-Case zu finden, nach dem die Grenzwerte zu ziehen sind. Dies hat zur Folge, dass in die Untersuchung noch weitere Geräte mit einzubeziehen sind:

- Kommissionierstapler, Zweimastausführung
- Vertikalkommissionierer, Zweimastausführung, unterschiedliche Hersteller

In einem ersten Schritt wird das Modell auf die Belange eines Zweimastgeräts angepasst. Dabei erfolgen Änderungen im Wesentlichen in Hinblick auf das Hubgerüst, das sich im vorliegenden Fall lediglich aus zwei Bestandteilen zusammensetzt (Abbildung 8-1).

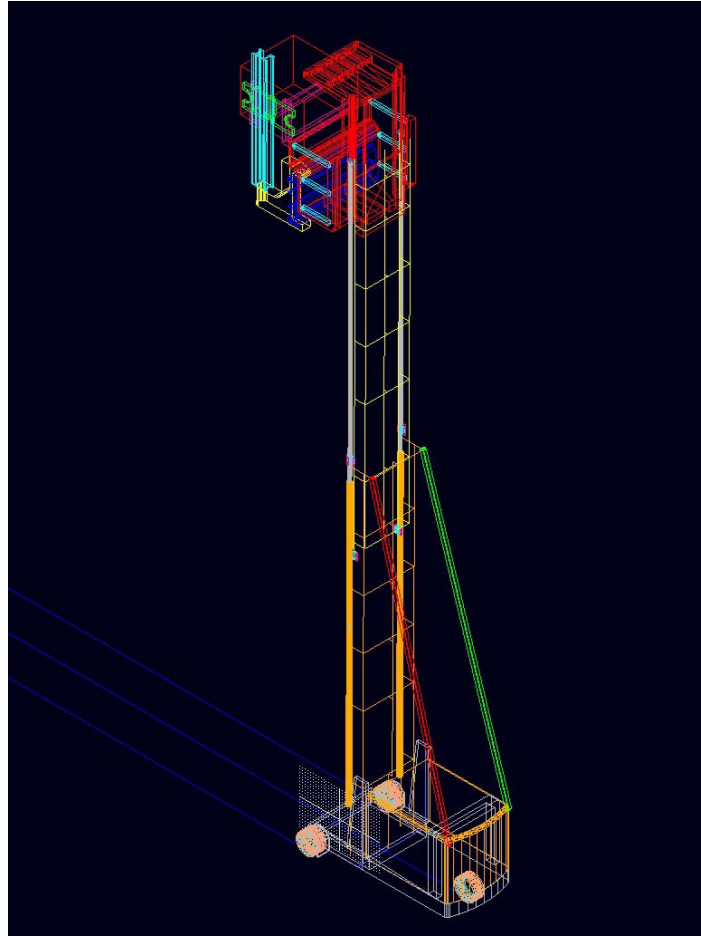


Abbildung 8-1: Modell des Kommissionierstaplers, Zweimast-Ausführung

Es zweigt sich wiederum vergleichbares Systemverhalten, d.h. zunehmende Unebenheiten im Boden verursachen zunehmende Schwingungsamplituden. Verglichen mit den absoluten Amplituden der Dreimastausführung ergeben sich jedoch um bis zu 32% größere Ausschläge in Querrichtung. Dies bedeutet für die folgenden Untersuchungen, dass lediglich Modelle in Zweimast-Ausführung zur Ermittlung des Worst-Case verwendet werden.

Neben Kommissionierstaplern werden in den betreffenden Lagerbereichen auch Vertikalkommissionierer (Abbildung 8-2) eingesetzt. Variationsmerkmale hinsichtlich der Modellierung ergeben sich neben der Geometrie und der Massenverteilung wiederum besonders aus dem unterschiedlichen Aufbau des Hubgerüsts. Da Vertikalkommissionierer nicht in das Regal eingreifen, also keinen Seitenschieber besitzen, kann die Hubgerüstkonstruktion quer zur Fahrtrichtung weicher erfolgen als bei Kommissionierstaplern mit Seitenschieber (Abbildung 8-3).



Abbildung 8-2: Vertikalkommissionierer, Fa. Jungheinrich

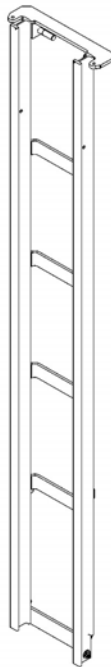


Abbildung 8-3: Hubmast Vertikalkommissionierer

Die Simulationsläufe für den Vertikalkommissionierer ergeben wieder das gleiche Bild hinsichtlich der Korrelation zwischen Unebenheitsmaß und Schwingungsamplitude. In Tabelle 8-1 ist die maximale Querauslenkung wie in den vorangegangenen Kapiteln in Abhängigkeit des Parameters d (max. Querauslenkung des Geräts bei $U=0,1$) angegeben. Zusätzlich ist die Standardabweichung der Schwingungsgröße verzeichnet. Da auch hier eine stetige Zunahme mit zunehmender Unebenheit des Bodens zu verzeichnen ist, ist sichergestellt, dass nicht nur einzelne Spitzen im Schwingungsverlauf die Zunahme bei der maximalen Querauslenkung erzeugen, sondern dass das Verhalten des Geräts insgesamt unruhiger wird.

Tabelle 8-1: Maximale Querauslenkung des Vertikalkommissionierers bei unterschiedlicher Bodengüte

<i>U</i>	<i>max. Querauslenkung</i>	<i>Standardab- weichung</i>
0,1	d	s
0,4	1,54d	1,30s
0,5	1,61d	1,31s
0,55	1,96d	1,49s
0,7	1,97d	1,64s
0,8	2,55d	1,77s

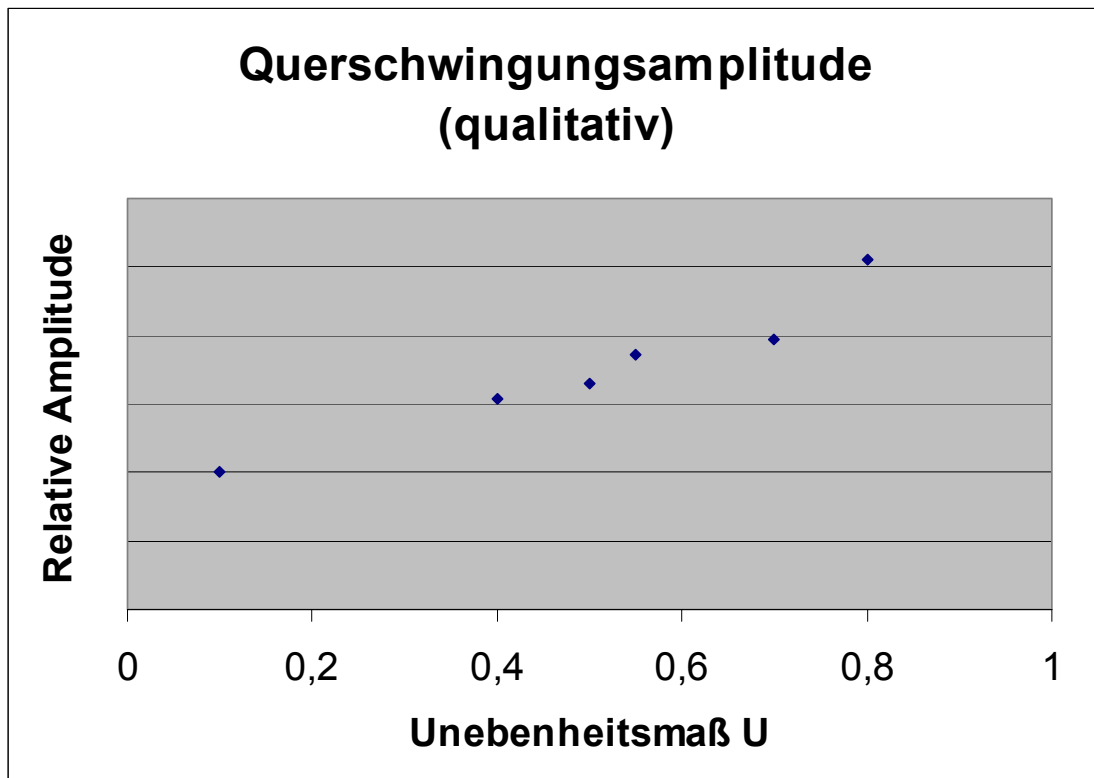


Abbildung 8-4: Zusammenhang Querschwingungsamplitude/Unebenheitsmaß

In Abbildung 8-4 ist der Zusammenhang aus Tabelle 8-1 grafisch dargestellt. Es ist nahezu linearer Verlauf zu erkennen.

Verglichen mit den vorangegangenen Modellvarianten sowie mit dem Ausgangsmodell lässt sich Folgendes zusammenfassen:

Tabelle 8-2: Vergleich der unterschiedlichen Modelle anhand der max. Querauslenkung

Modell	max. Querauslenkung bei gleichem Boden
3-fach Hubgerüst	100 %
2-fach Hubgerüst	132 %
Vertikalkommissionierer	193 %

Da beim Vertikalkommissionierer nahezu doppelte Schwingungsamplituden auftreten, wird dieser Gerätetyp im Weiteren für die Ermittlung der Grenzwerte als Worst-Case herangezogen. Zur Darlegung der Allgemeingültigkeit der Untersuchung wird ein weiteres Gerät dieses Typs von einem weiteren Hersteller mitgezogen. Die Schwingungs-Amplituden liegen in vergleichbaren Größenordnungsbereichen, so dass die jeweils größere Amplitude in der Folge die Festsetzung des Grenzwertes für die zulässige Unebenheit im Boden nach sich zieht.

8.2 Anforderungen an technische Regeln für Böden

In Kapitel 7.2 wurde gezeigt, dass die bestehenden technischen Regeln sowohl national als auch international nicht geeignet sind, die Anforderungen an den Boden im Schmalganglager adäquat zu formulieren. Hinsichtlich der Eignung von Böden im Lager für den Betrieb von Flurförderzeugen kann deshalb zusammengefasst werden:

- Das Unebenheitsmaß stellt das ideale Bewertungskriterium für regellose Böden dar.
- Die Welligkeit muss in Abhängigkeit der Amplitude und der Wellenlänge in die Bewertung mit einfließen.

An eine Richtlinie zur Bewertung der Eignung eines Bodens werden daraus folgende Anforderungen abgeleitet:

- Das Bewertungsschema muss mit dem Unebenheitsmaß korrelieren.
- Die Welligkeit muss mit einfließen.
- Die messtechnische und mathematische Überprüfung muss einfach möglich sein.

Die momentan im Umlauf befindlichen technischen Regeln und Entwürfe lassen sich auf die oben genannten Anforderungen überprüfen. Als die wichtigsten Vertreter zweier unterschiedlicher Bewertungsschemata sind die DIN 15185 T1 und die TR34 zu nennen.

Die DIN 15185 T1 formuliert die Kriterien unter Tolerierung eines Stichmaßes unter einer Richtlatte für die Ebenheit längs der Fahrspur. Quer zu den Fahrspuren wird ein maximal zulässiger Höhenunterschied herangezogen. Die Untersuchung zeigt, dass dieses Bewertungsschema mit dem Unebenheitsmaß korreliert, allerdings die Welligkeit eines Bodens nicht mit berücksichtigt wird. Die messtechnische Ermittlung der Größen ist sehr einfach möglich. Die Grenzwerte sollten unter Verwendung des Simulationsmodells angepasst werden.

Die TR34 bewertet die Tauglichkeit eines Bodens unter Verwendung von vier "Properties". Der Vergleich von Böden mit unterschiedlichen Unebenheitsmaßzahlen zeigt die unterschiedliche Sensitivität der Properties. Die Grenzwerte der Properties sollten demzufolge besser aufeinander abgestimmt und mit dem Simulationsmodell neu festgelegt werden. Die Welligkeit wird trotz der komplexen Formulierung nicht adäquat mit bewertet. Zudem ist aufgrund dieser Komplexität die messtechnische Überprüfung aufwändiger als bei der DIN 15185 T1.

Eine nach obigen Kriterien brauchbare Formulierung des Bewertungsschemas lässt sich unter Verwendung der Änderung der Höhendifferenz zwischen zwei Punkten und unter Ermittlung der Standardabweichung einer entsprechenden Messreihe erreichen. Eine vergleichbare Formulierung existiert bereits in der US-amerikanischen Richtlinie ACI117, bei der Kennzahlen für die Ebenheit des Bodens

toleriert werden. Die Ermittlung der Kennzahlen wird in der Richtlinie ASTM-E-1155m beschrieben und beruht auf der statistischen Standardabweichung einer Messreihe.

Ein mit der ASTM-E-1155m vergleichbares Bewertungssystem zeigt sowohl die Eigenschaft, mit dem Unebenheitsmaß zu korrelieren, als auch den Effekt, die Welligkeit eines Bodens mit zu berücksichtigen. In diesem Bewertungssystem wird für die aus der Standardabweichung gebildete Kennzahl eine Grenze definiert, bis zu der ein Boden für den Betrieb eines Flurförderzeugs geeignet ist.

Zusätzlich ist eine Absicherung der Bodenqualität gegen zu große Absolutauslenkungen durch Definition eines begrenzenden Quermaßes in Anlehnung an die DIN 15185 T1 als zweites Kriterium sinnvoll.

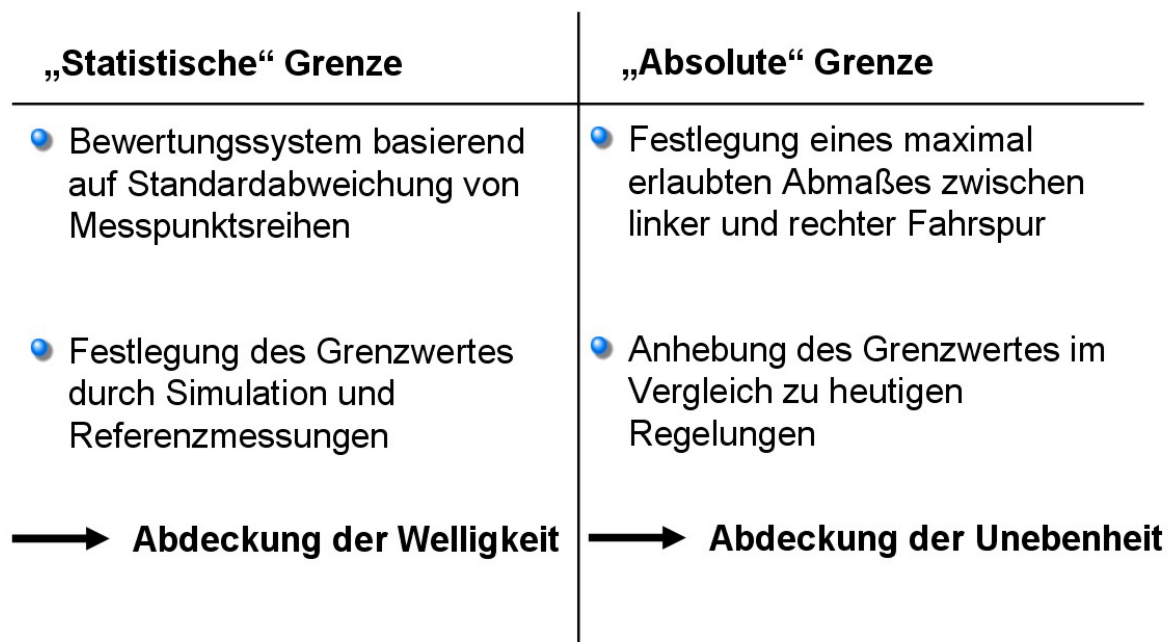


Abbildung 8-5: Zweiteilige Struktur des Normenentwurfs für Böden

Abbildung 8-5 zeigt zusammengefasst die Zweiteiligkeit einer neu zu erstellenden Norm. Durch diesen Aufbau wird die Norm den geschilderten Anforderungen gerecht und behebt die Defizite bestehender technischer Regeln.

Eine messtechnische und mathematische Überprüfung des Bodens nach den genannten Grundsätzen ist einfach zu realisieren und wird im Anwendungsbereich der ACI117 bereits praktiziert.

Somit erfüllt das geschilderte Konzept sämtliche Anforderungen an eine ideale Tauglichkeitsprüfung für Böden in von Flurförderzeugen bedienten Lagern.

8.3 Standardabweichung und Welligkeit

Die Einbeziehung der Welligkeit in ein Bewertungsschema für Böden kann unter der Verwendung der statistischen Größe der Standardabweichung erfolgen. Die US-Richtlinie ACI117, bei der die Welligkeit mit in die Bewertung einfließt, schreibt die Bildung der dort verwendeten Bewertungsziffer unter Verwendung der Standardabweichung vor. Der genaue Ablauf der Messung und Berechnung der Kennzahl erfolgt unter Anwendung der ASTM E 1155M.

Da es sich hierbei um eine statistische Behandlung von Messpunkten, letztendlich einer Zahlenreihe geht, werden die aus der Statistik verwendeten Größen berechnet:

- Die Messreihe entspricht einer Reihe mit n beliebig verteilten Zahlen x_n .

- Der Mittelwert m dieser Reihe bildet sich nach: $m = \frac{\sum x_n}{n}$

- Die Standardabweichung s ist die mittlere Differenz zwischen den Zahlen der Reihe und dem Mittelwert der Reihe: $s = \sqrt{\frac{\sum (x_n - m)^2}{n}}$

Der Vergleich zweier Sinusfunktionen gleicher Frequenz, aber unterschiedlicher Amplitude macht plausibel, inwiefern die Standardabweichung Aussagen über die Welligkeit eines Bodens liefern kann:

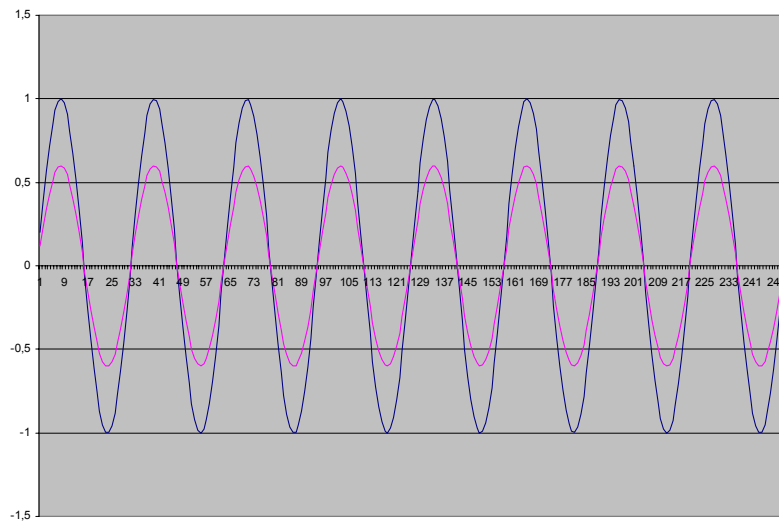


Abbildung 8-6: Sinusfunktionen unterschiedlicher Amplitude

Beide Funktionen in Abbildung 8-6 besitzen den gleichen Mittelwert. Bildet man wie beschrieben die Standardabweichung für beide Funktionen, so ergibt sich für die Funktion mit den größeren Amplituden die größere Standardabweichung. Dies gibt einen ersten Hinweis darauf, dass die Standardabweichung als Bewertungskriterium für Bodenunebenheiten geeignet ist.

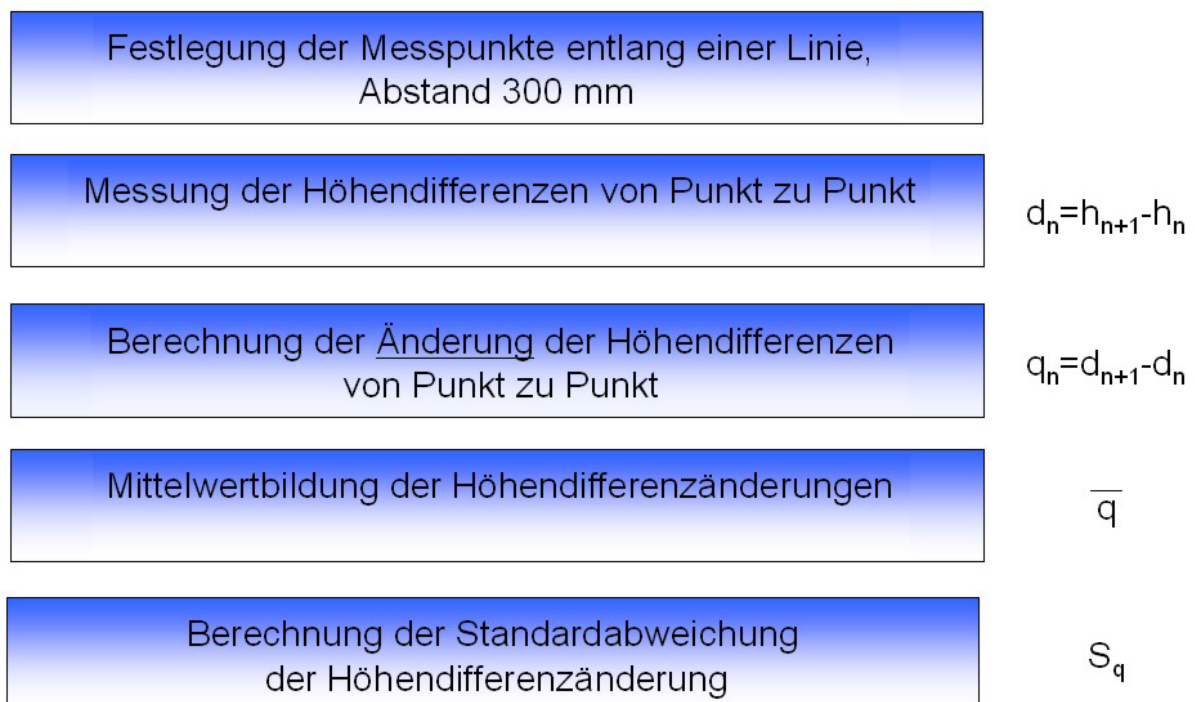


Abbildung 8-7: Berechnungsweg für die Standardabweichung nach ASTM E 1155M

Die ASTM E 1155M, auf der die US-Norm ACI 117 aufbaut, beschreibt, wie die stochastische Größe der Standardabweichung für die Bewertung von Bodenunebenheiten genutzt werden kann (Abbildung 8-7). Die unter bestimmten Bedingungen festgelegte Teststrecke, anhand der die Bodenqualität bewertet werden soll, wird in Intervalle von 300mm Länge aufgeteilt. Die Grenzen der n entstehenden Intervalle stellen die Messpunkte dar. Mittels geeigneter Messtechnik werden die Höhendifferenzen von Messpunkt zu Messpunkt ermittelt. Somit ergibt sich eine Reihe von Messdaten d_n . Nach der Berechnungsvorschrift ist weiterhin die Differenz zwischen zwei benachbarten Werten zu bilden, so dass sich die Änderung der Höhendifferenz q_n ergibt. Diese Größe wird nun statistisch weiterbehandelt, wie in Abbildung 8-7 angegeben. Es gilt:

- Mittelwert $\bar{q} = \frac{\sum_{i=2}^{n-1} q_i}{n-2}$

- Standardabweichung $S_q = \sqrt{\frac{\sum_{i=2}^{n-1} q_i^2 - \bar{q} \sum_{i=2}^{n-1} q_i}{n-3}}$

Als letztendliche Bewertungsgröße definiert die ASTM E 1155M eine Kennzahl F_F (für *floor flatness*), die die Größe "Standardabweichung" in eine handhabbare Dimension transformiert:

$$F_F = \frac{115,8454}{(3S_q + |\bar{q}|)}$$

Da sich die Standardabweichung im Nenner befindet, ergibt sich für die Qualität des Bodens hier der umgekehrte Zusammenhang wie bei der Standardabweichung. Große F_F -Nummern bedeuten bessere Bodenqualitäten. Für große Messreihen, wie sie überwiegend vorliegen, geht der Mittelwert der Reihe q_n gegen Null, so dass in guter Näherung der Wert F_F als umgekehrt proportional zur Standardabweichung gelten kann.

Für die Anwendbarkeit der Ebenheitskennzahl F_F zur Bewertung der Bodenqualität kann bereits die Betrachtung von Abbildung 8-6 dienen. Weitere Argumente liefert die Korrelationsanalyse zwischen der Ebenheitskennzahl und der absoluten

Kennzahl der Bodenqualität, dem Unebenheitsmaß U . Dazu wurde auf die zur Simulation verwendeten Bodenprofile die Bewertungsvorschrift nach ASTM E 1155M angewendet.

Tabelle 8-3: Bestimmung der Kennzahl F_F für die simulierten Bodenprofile

Unebenheit U	Kennzahl F_F	Überschreitungen nach DIN 15185 T1
0,1	34,32	3
0,4	20,21	3
0,5	18,37	15
0,55	17,64	19
0,6	16,53	50
0,7	15,74	69

Tabelle 8-3 zeigt klar den inversen Zusammenhang zwischen dem Unebenheitsmaß U und der Ebenheitskennzahl F_F . Das bedeutet, dass die Bewertung durch die Ebenheitskennzahl F_F nicht nur für wellige Böden, sondern auch für völlig regellose Böden geeignet ist.

Daneben lassen sich aber auch wellige Bodenabschnitte in das Bewertungsschema einordnen. Neben der rein qualitativen Überlegung unter Verwendung von Abbildung 8-6 können so auch Aussagen zur Sensitivität von Amplitude und Frequenz getroffen werden.

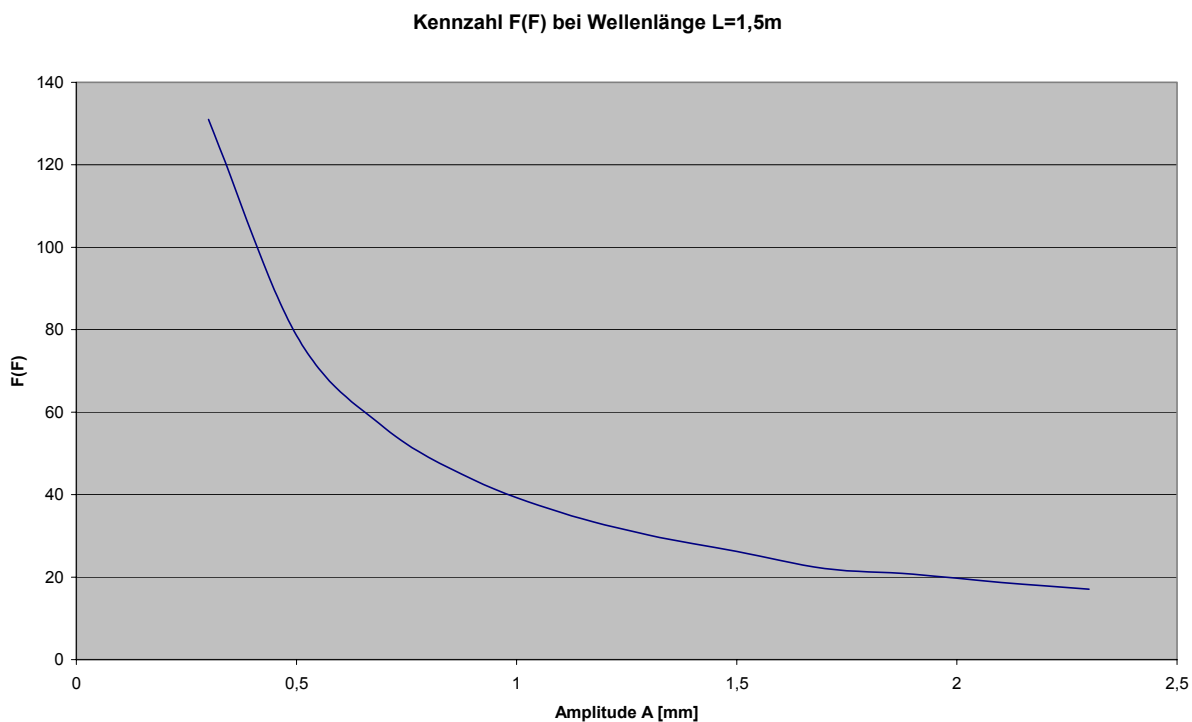


Abbildung 8-8: Einfluss der Amplitude auf die Kennzahl F_F

Wie in Abbildung 8-8 zu erkennen ist, wird bei gleich bleibender Wellenlänge von 1,5m die Amplitude variiert. Ordnet man den dabei entstehenden Boden mit Hilfe der Berechnungsvorschrift nach ASTM E 1155M ein, so ergibt sich ein starker Rückgang der jeweiligen Kennzahl F_F . Dies korreliert mit der offenkundigen Feststellung, dass größere Amplituden einem unebeneren Boden entsprechen.

Daneben können bei einem welligen Boden auch noch die Frequenzen, also die Wellenlängen variiert werden.

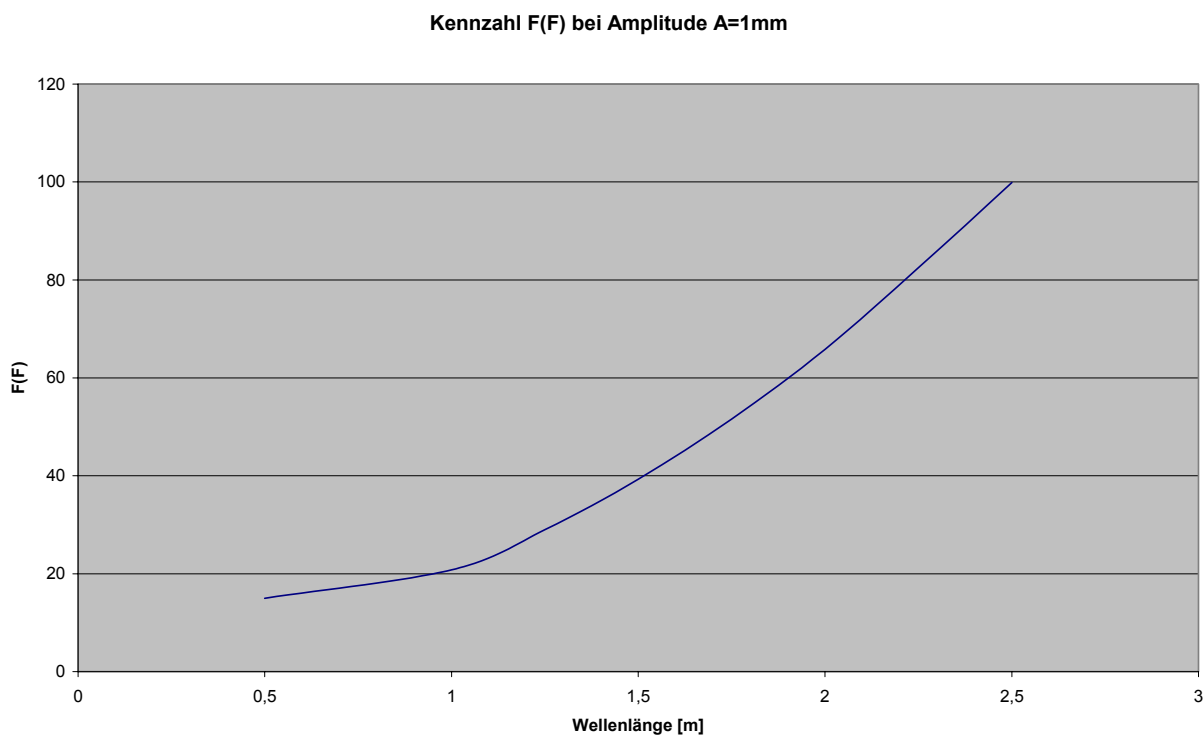


Abbildung 8-9: Einfluss der Wellenlänge auf die Kennzahl F_F

Bei analoger Vorgehensweise ergibt sich für die Variation der Wellenlänge ein rasches Ansteigen der Kennzahl F_F bei zunehmender Wellenlänge. Dies muss dahingehend interpretiert werden, dass Böden mit ausschließlich langwelliger Unebenheiten qualitativ besser einzuschätzen sind, als Böden mit kurzwelligen Unebenheiten. Diese Tatsache ist in Übereinstimmung zu den Simulationen und den praktischen Beobachtungen zu sehen. Es ist jedoch zu bedenken, dass durch das in der ASTM E 1155M definierte Abtastraster von 300mm (Messpunktabstand) lediglich Unebenheiten in diesem Größenordnungsbereich erfasst werden können. Kürzere Welligkeiten würden bei ungünstiger Lage des Rasters in der Bewertung übersehen. Daher sollte hinsichtlich einer Übernahme der Struktur des Bewertungsschemas der ASTM E 1155M, bzw. einer Ausarbeitung eines Normenentwurfs darauf geachtet werden, dass diese Kurzwelligkeiten adäquat einfließen, was durch eine Reduzierung des Rastermaßes erreicht werden kann.

8.4 Schema des Normenentwurfs

Unter Berücksichtigung der oben getroffenen Feststellungen kann ein Schema für den Entwurf einer Norm abgeleitet werden.

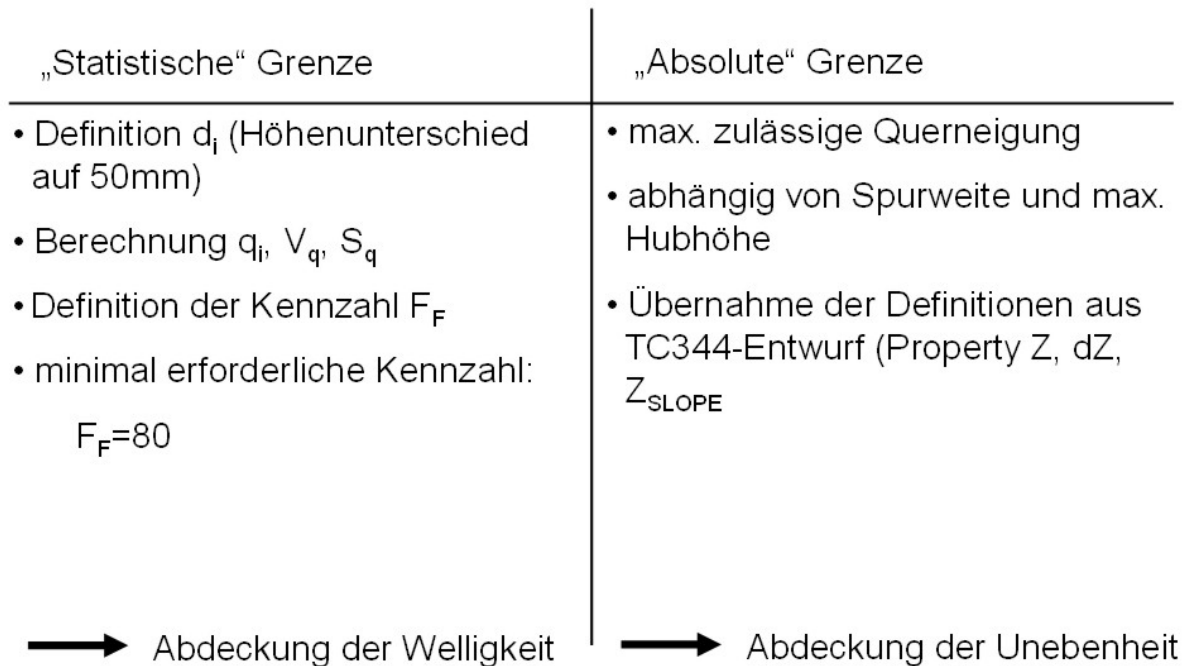


Abbildung 8-10: Struktur des Normenentwurfs

Die in Abbildung 8-10 dargestellte Struktur des Normenentwurfs wird im Folgenden dargestellt. Der Normenentwurf selbst befindet sich im Anhang A.

8.4.1 Statistische Grenze

Die linke Seite des in Abbildung 8-10 dargestellten Schemas stellt die Grundzüge des Entwurfs hinsichtlich der Absicherung der Welligkeit mit den oben dargestellten statistischen Methoden dar. Im Gegensatz zur ASTM E 1155M wird eine Reduzierung des Messpunktabstandes auf 50mm vorgeschlagen.

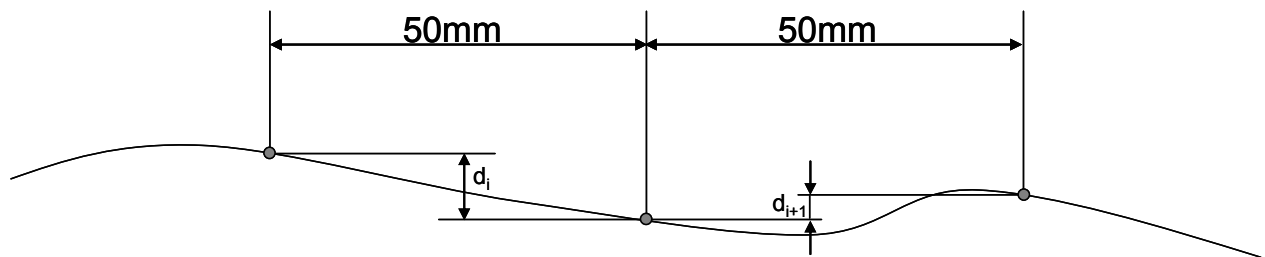


Abbildung 8-11: Bildung der Intervalle und Messpunkte

Abbildung 8-11 zeigt die Bildung der Intervalle und die Definition der Messpunkte. Von Messpunkt zu Messpunkt wird die Höhendifferenz d_i ermittelt.

Darüber hinaus folgt im Entwurf die Definition der zu ermittelnden Größen q_i und F_F (vgl. Abbildung 8-7). Im Zusammenhang mit der Größe F_F wird der erforderliche Berechnungsgang mit den relevanten Zwischenschritten und Formeln dargestellt.

Anmerkung: Die hierbei entstehende F_F -Nummer ist nicht mit der F_F -Nummer nach der ASTM E 1155M in Relation zu bringen. Aufgrund der unterschiedlichen Messpunktabstände ergeben sich andere (tendenziell niedrigere) Absolutwerte für die Standardabweichung und somit andere (tendenziell höhere) Werte für F_F . Eine Umrechnung ist nicht möglich, da bei diesem neuen Verfahren in stärkerem Maße Kurzwelligkeiten bewertet werden. Somit könnten zwei Böden mit derselben F_F -Nummer nach ASTM E 1155M bei Anwendung der neuen Bewertungsmethodik mit 50mm Messpunktabstand völlig unterschiedliche F_F -Nummern besitzen.

Den letzten Punkt bei der Definition der statistischen Grenze bildet die Grenzwertbildung selbst. Dazu sind die baulichen Gegebenheiten in Schmalganglagern zu berücksichtigen. Es wird ein minimales Freimaß von 90mm links und rechts des Geräts hin zu den Regalstehern festgesetzt. Davon abgeleitet ergibt sich eine maximal zulässige Querschwingungsamplitude am Gerät von $\pm 45\text{mm}$, die sinnvoller Weise nicht überschritten werden sollten. Eine dauerhafte Schwingungsamplitude ist auf $\pm 30\text{mm}$ festzusetzen.

Diese Vorgaben bilden die Randbedingungen für Simulationen mit dem Modell mit den tendenziell größten Schwingungsamplituden. Die oben beschriebenen Grenzen der Querschwingungen werden bei einem Boden mit der F_F -Nummer $F_F \approx 80$ erreicht. Demzufolge wird im Entwurf eine minimale F_F -Nummer von 80 gefordert.

8.4.2 Absolute Grenze

Neben der statistischen Grenze muss es für die Absicherung der Bodenqualität zusätzlich noch eine so genannte absolute Grenze geben, die große lokale Unebenheiten verhindert. Diese würden in einer statistische Betrachtung nicht in ausreichendem Maße mit berücksichtigt. Deswegen wird im Entwurf als zweites Prüfkriterium (Abbildung 8-10, rechte Spalte) eine maximal zulässige Querneigung definiert.

Hierfür sind weitere Größen zu definieren, die in Anlehnung an TR34 als "Properties" bezeichnet werden.

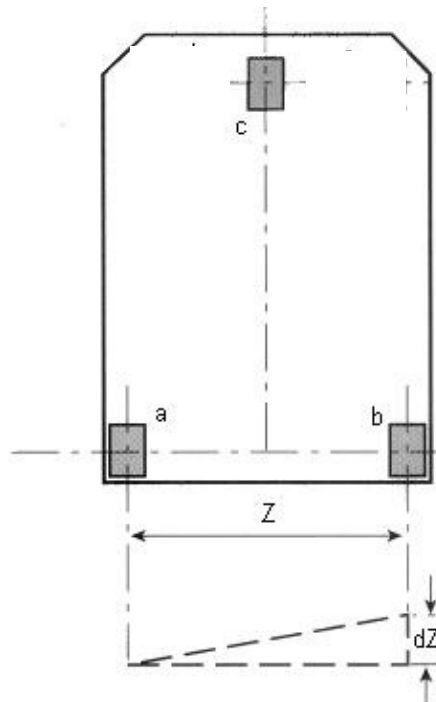


Abbildung 8-12: Definition der Properties Z und dZ

Property Z bezeichnet den Abstand zwischen den Vorderrädern des Flurförderzeugs in mm. Z_{SLOPE} (nicht eingezeichnet) stellt die Neigung der beiden Fahrspuren zueinander dar und wird in mm pro m angegeben. Davon abgeleitet ergibt sich das

zur Bewertung des Bodens herangezogene Kriterium als die Höhendifferenz zwischen den Fahrspuren der vorderen Räder (Abbildung 8-12).

Hinsichtlich der Begrenzung auf eine zulässige Neigung wird der jeweils zulässige Wert von Z_{SLOPE} höhenabhängig gestaffelt. Dies geschieht in Anlehnung an die analogen Definitionen aus der DIN 15185 T1 und der TR34 (siehe Tabelle 8-4).

Tabelle 8-4: Höhenabhängige Staffelung von Z_{SLOPE}

<i>Classification</i>	<i>Top beam level m</i>	Z_{SLOPE}
DM 1	Over 11	1,0
DM 2	6 to 11	1,5
DM 3	Up to 6	2,0

Somit ergeben sich die Grenzwerte für die Querneigung nach Tabelle 8-5:

Tabelle 8-5: Höhenabhängige Grenzwerte für Property dZ

<i>Classification</i>	dZ
	$Z \times Z_{SLOPE}$
DM 1	$Z \times 1,0$
DM 2	$Z \times 1,5$
DM 3	$Z \times 2,0$

Die in der DIN 15185 T1 nicht enthaltenen Grenzwerte für Höhen über 11m ergeben sich aus den Grenzwerten für über 6m. Dazu werden die dort angegebenen Größen unter Anwendung des Strahlensatzes auf die neue Größe umgerechnet.

8.4.3 Praktische Überprüfung

Der bislang lediglich durch Simulationen und theoretischen Überlegungen entstandene Entwurf muss hinsichtlich seiner Praktikabilität anhand ausgeführter

Böden in Schmalganglagern verifiziert werden. Dazu werden zwei qualitativ sehr unterschiedliche Anwendungsbeispiele herangezogen:

- optisch schlechte Bodenqualität, erkennbare Nachbearbeitungsspuren (Messung 1)
- optisch gute Bodenqualität (Messung 2)

In beiden Fällen wurde eine Vermessung unter Anwendung von Messgeräten, die mit Neigungssensoren ausgestattet sind, (vgl. Abbildung 4-21) durchgeführt. Dabei wurden die Höhendifferenzen von Messpunkt zu Messpunkt in Längsrichtung und die Höhendifferenzen in Querrichtung ermittelt. Aus diesen Messreihen lassen sich die Fahrspuren rekonstruieren.

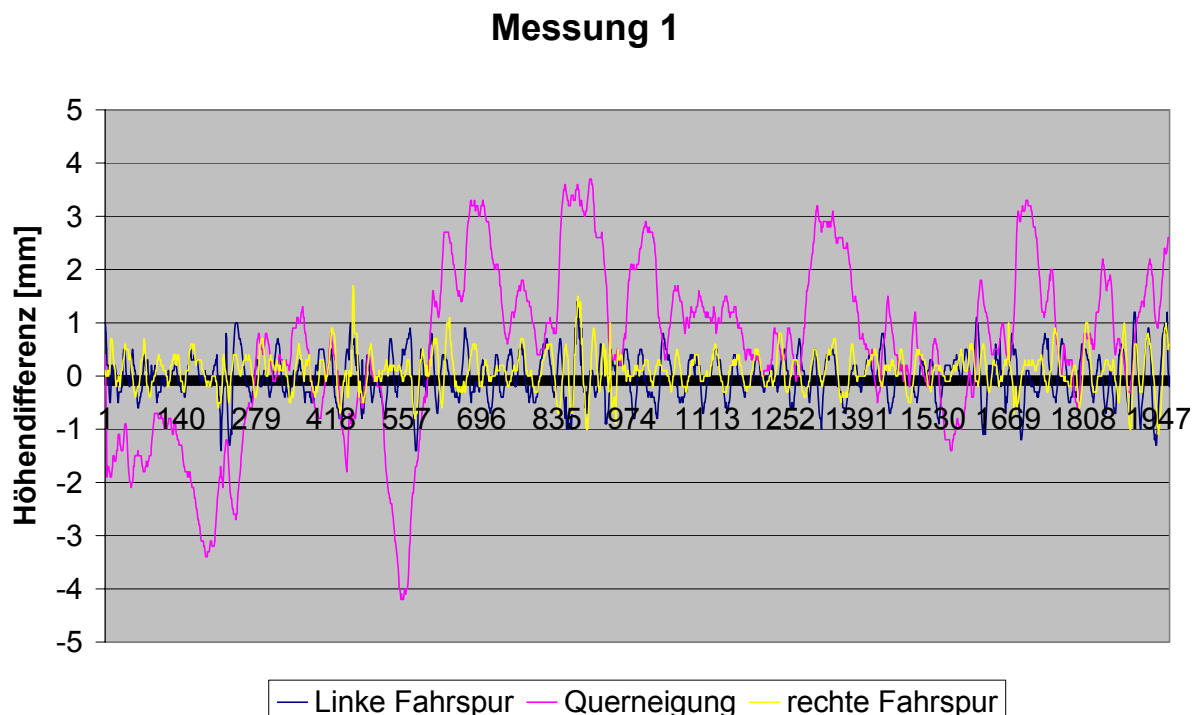


Abbildung 8-13: Messergebnisse optisch schlechter Boden

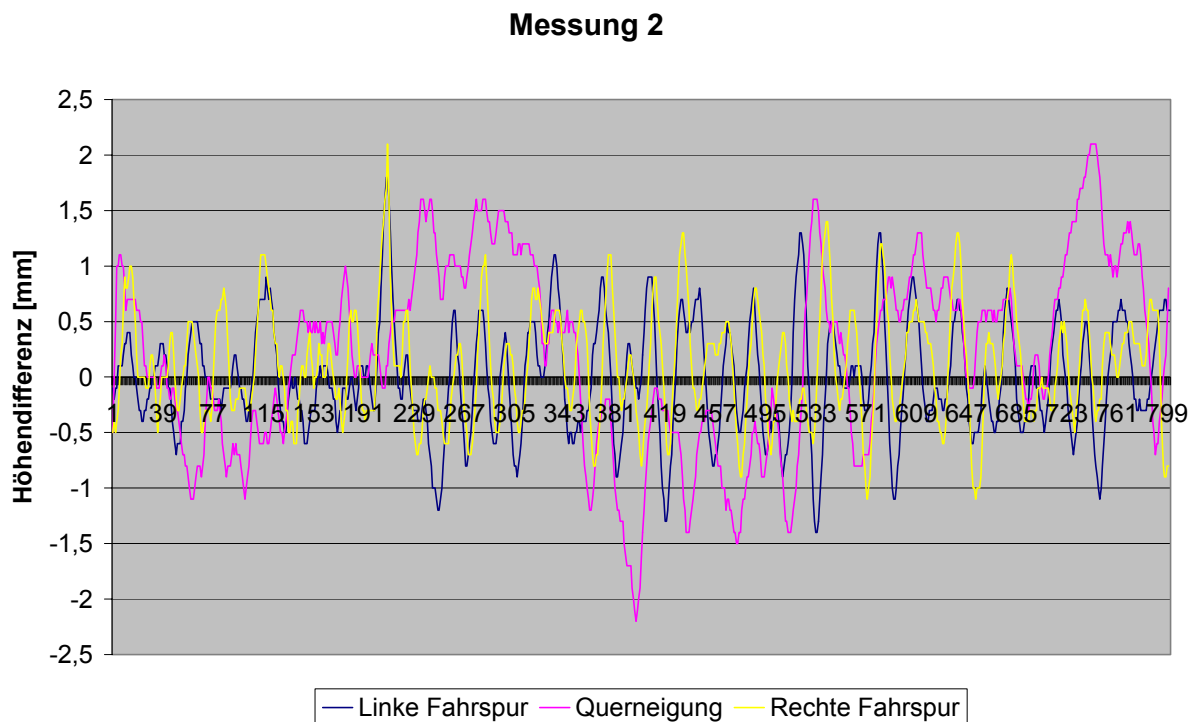


Abbildung 8-14: Messergebnisse optisch guter Boden

Abbildung 8-13 und Abbildung 8-14 zeigen die gemessenen Höhendifferenzen für beide Böden.

- Messung 1 besitzt in Längsrichtung Höhendifferenzen bis max. 1,5mm. In Querrichtung lassen sich jedoch sehr große Unebenheiten (ca. 4mm) feststellen.
- Messung 2 weist in Längsrichtung Höhendifferenzen in vergleichbarer Größenordnung wie Messung 1 (1,5mm) auf. Die Querrichtung ist dagegen wesentlich weniger auffällig (max. ca. 2mm).

Auf dem Boden aus Messung 1 ist laut Aussage des Betreibers kein ordnungsgemäßer Staplerbetrieb möglich. Es muss mit verringerter Geschwindigkeit gefahren werden. Der Boden aus Messung 2 erlaubt dagegen problemlosen Staplerbetrieb.

Da die Höhendifferenzen für beide Böden vorliegen, kann sowohl eine Einordnung der Böden nach ASTM E 1155M (300mm Messpunktsabstand) als auch nach dem Normentwurf im Anhang (50mm Messpunktsabstand) erfolgen.

Tabelle 8-6: Einordnung nach ASTM E 1155M und Entwurf

	<i>Messung 1</i>	<i>Messung 2</i>
F_F gem. ASTM E 1155M (300mm Abstand)	65,6	80,6
F_F gem. Entwurf (50mm Abstand)	79,3	154,8

In Tabelle 8-6 sind die sich ergebenden F_F -Nummern für beide Böden angegeben. Es zeigt sich, dass die Einordnung nach ASTM E 1155M nur eine relativ kleine Differenzierung zwischen den qualitativ doch sehr unterschiedlichen Böden zulässt. In der zweiten Zeile sind dagegen die sich ergebenden Ebenheitskennzahlen bei Messpunktsabstand 50mm verzeichnet. Hier ist klar die unterschiedliche Qualität der Böden auch zahlenmäßig abzulesen.

Fazit aus den Messungen:

- Eine Reduzierung der Messpunktsabstände auf 50mm ist sinnvoll.
- Die sich aus den Simulationen sich ergebende Grenze für die F_F -Nummer von 80 ist realistisch.
- Das ungünstige Schwingungsverhalten beim Boden der Messung 1 ist unter anderem auf die Höhendifferenzen quer zu den Fahrspuren zurückzuführen. Eine Aufnahme dieses Kriteriums ist notwendig.

8.4.4 Weitere Regelungen

Neben dem oben beschriebenen zweiteiligen Schema muss der Entwurf noch einige weitere Aspekte abdecken:

- Der Beginn der Messstrecke für eine Fahrspur ist grundsätzlich am ersten Regalsteher. Dadurch sollen Streitigkeiten hinsichtlich einer gegebenenfalls willkürlich gewählten Rasterung (Messpunktswahl) vermieden werden.
- Hinsichtlich der gesamten Ebenheit der Bodenfläche, sowie der Ebenheit der Vorzone des Lagerbereichs werden in den Entwurf die Ebenheitsanforderungen aus der DIN 18202 Tabelle 3, Zeile 4 mit aufgenommen (Tabelle 8-7). Die dort gegebenen Grenzwerte werden als Stichmaße verstanden und überprüft (Abbildung 8-15).
-

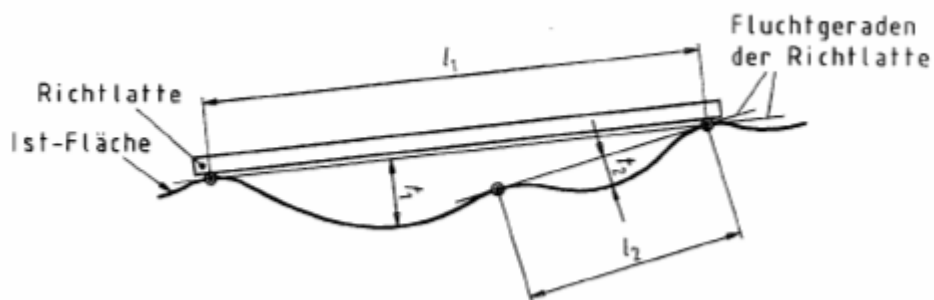


Abbildung 8-15: Definition des Stichmaßes nach DIN 18202

Tabelle 8-7: DIN 18202, Tabelle 3, Zeile 4

Messpunktsabstand	0,1m	1m	4m	10m	15m
Grenzwert für Stichmaß	1mm	3mm	9mm	12mm	15mm

9 Zusammenfassung und Ausblick

Schmalgangstapler stellen eine technisch weit fortgeschrittene Art der Lagerbedienung dar. Je nach Ausführung des Geräts ist es möglich, einerseits sehr effizient Paletten im Lager ein- und auszulagern, andererseits aber auch durch den mitfahrenden Bediener Kommissionieraufgaben erledigen zu lassen. Dank der hohen Dynamik der Geräte ist durch ihren Einsatz eine hohe Umschlagleistung im Lager zu erzielen. Neben der hohen Dynamik stellt auch die zunehmende Bauhöhe ein wesentliches Merkmal neuer Gerätegenerationen dar.

Aufgrund der gesteigerten Dynamik stellt sich vermehrt auch die Frage nach den Anforderungen an die Bodenqualität. Die heute gültigen Normen können diese Frage nur in begrenztem Maße beantworten. In Deutschland sind die DIN 18202 sowie die DIN 15185 T1 anzuwenden, weshalb in den meisten Fällen bei der Herstellung von Böden für Schmalganglager Grenzwerte nach den beiden Normen als vertragliche Grundlage herangezogen werden. Trotzdem zeigt die Praxis, dass die Einhaltung dieser Grenzwerte nicht in allen Fällen die Tauglichkeit des Bodens für den Staplerbetrieb sicherstellt. Dies beruht jedoch nicht auf Unzulänglichkeiten in der Konstruktion der Geräte, sondern in der Formulierung der Normen, bei deren Entstehung keine wissenschaftlichen Erkenntnisse über die Anforderungen an den Boden vorlagen. Die gültigen Grenzwerte stellen daher eher die Grenze des technisch Machbaren hinsichtlich der Bodenqualität dar.

Verschiedene internationale Bestrebungen zur Regelung dieser Kriterien der Bodenqualität konkurrieren mit den deutschen Normen. Dabei werden andere Formulierungen und andere Kriterien herangezogen. In einigen Fällen hat die Prüfmethode und die zum Einsatz kommende Messtechnik Vorrang vor einer technisch fundierten Formulierung, so dass auch die Anwendung dieser Regeln das grundlegende Dilemma nicht löst.

Wichtig ist es daher, vor einer Neuformulierung von Normen und Richtlinien in diesem Bereich eine wissenschaftliche Untersuchung vorzunehmen, die die Zusammenhänge zwischen der Bodenunebenheit und dem Schwingungsverhalten der darauf betriebenen Geräte darstellt.

Aufgrund der Vielzahl der Einflussfaktoren, der Komplexität des Schwingungssystems und der Erleichterung der Auswertung der umfangreichen Datenmengen wird für diesen Zweck eine modellhafte, rechnergestützte

Simulationsuntersuchung durchgeführt. Die mechanische Grundlage bildet die Mehrkörpermechanik, die für die Untersuchung von Schwingungssystemen gut geeignet ist und häufig verwendet wird. Die rechnerische Umsetzung als Simulationswerkzeug ist heutzutage in der Entwicklung weit fortgeschritten und erlaubt auch für komplexe Systeme in vertretbarem Zeitaufwand exakte Analysen.

Zur Abstraktion des realen Systems als Modell wird schrittweise vorgegangen. Das erste, analytisch noch behandelbare Modell soll die Anwendung der Mehrkörpertheorie und die Ermittlung der Bewegungsgleichungen eines schwingungsfähigen Systems nach Lagrange aufzeigen. Die schrittweise Weiterentwicklung des Modells bis hin zur erforderlichen Komplexität erlaubt es, Schritt für Schritt Erkenntnisse über das Systemverhalten zu erlangen. Eine weitere Maßnahme zur Beherrschung der Modellkomplexität ist die Zerlegung des Modells in die Teilmodelle Hubgerüst, Fahrwerk und Boden. Für jedes dieser Teilmodelle wird eine mechanische Formulierung hergeleitet. Dabei ist speziell auf die abzubildenden Schwingungsarten Rücksicht zu nehmen.

Bei Abbildung des Hubgerüsts ist die Berücksichtigung der elastischen Eigenschaften von großer Bedeutung. Die Integration elastischer Komponenten in ein Mehrkörpermodell führt zu einem Hybridmodell, das im Allgemeinen erhöhten Berechnungsaufwand zur Folge hat. Eine Möglichkeit der Reduzierung des Berechnungsaufwands geht mit der Reduzierung der Freiheitsgrade des Modells einher. Bei elastischen Körpern muss also die große Zahl an Freiheitsgraden, die diese beispielsweise als Finite-Elemente-Modell besitzen, durch geeignete Verfahren auf eine durch die Mehrkörpersimulation beherrschbare Zahl reduziert werden, ohne dass das elastische Verhalten verloren geht. Eine gängige und hier auch angewendete Methode hierfür ist die Craig-Bampton-Reduktion.

Ein weiterer Aspekt der Hubgerüstabbildung ist die Berücksichtigung der Hubhydraulik und Hubketten als Feder-Dämpfer-Element in Hubrichtung. Die Parameter für die Federrate werden im Rahmen von Versuchen ermittelt.

Die Teleskopierbarkeit des Hubgerüsts bringt es darüber hinaus mit sich, dass zur Erzeugung der Verschieblichkeit der Bestandteile des Hubgerüsts gegeneinander Rollen vorgesehen werden, deren konstruktiv bedingtes Spiel in den Führungsschienen eine Nichtlinearität im mechanischen Modell zur Folge hat.

Die Modellierung des Fahrwerks besteht in einer geeigneten Darstellung der Radelastizitäten, des die Räder verbindenden Rahmens und der Verbindung des Fahrwerks zum Boden. Für das Rad ist zur Berücksichtigung der Elastizität eine nichtlineare Federkennlinie mit degressivem Verhalten vorzusehen. Der tatsächliche Verlauf der Federkennlinie wird durch einen Versuch empirisch ermittelt.

Der Fahrwerksrahmen wird wie die Hubgerüstbestandteile als elastischer Körper abgebildet, was auch hier zu einem hybriden Modell führt. Der Kontakt der Räder zum Boden besteht aus einem geeigneten Gelenk, dem zur Vereinfachung des Modells die Bewegungsfreiheit des Abhebens des Rades vom Boden fehlt. Im normalen Betrieb, der in der vorliegenden Untersuchung vorausgesetzt wird, tritt kein Abheben der Räder auf.

Der Darstellung des Bodens kommt aufgrund der anfangs geschilderten Problematik große Bedeutung zu. Er stellt die Anregung des Systems dar. Es werden drei unterschiedliche Anregungsarten unterschieden: stochastische, periodische und Sprunganregungen. Bei der mathematischen Formulierung der stochastischen Unebenheiten werden statistische Verfahren angewendet. Die Darstellung regelloser Unebenheiten erfolgt in Form der spektralen Dichte. Eine praxisnahe Anregung wird durch Verwendung einer Spektralfunktion, die auch als weißes Rauschen bezeichnet wird, erreicht. Diese Spektralfunktion ist von nur einem einzigen Parameter abhängig, der als Unebenheitsmaß bezeichnet wird. Ein weiterer Vorteil dieser Anregungsfunktion ist die Tatsache, dass ein Näherungsverfahren zur Generierung unterschiedlicher Bodenprofile existiert. Dabei wird das weiße Rauschen durch so genanntes farbiges Rauschen angenähert. Die Bodenprofilkoordinaten entstehen durch die Anwendung der Fourieranalyse.

Unter Verwendung der beschriebenen Modellierungsansätze für die Teilmodelle erfolgen schließlich die Integration eines Gesamtmodells und die Umsetzung als Softwaremodell in der Simulationsumgebung MSC.ADAMS. Nach Fertigstellung eines lauffähigen Modells muss dieses durch Messungen validiert werden. Die Messwerte stammen aus Referenzfahrten auf dem Boden einer Versuchsstrecke, die sowohl regellose Unebenheiten als auch eine nahezu sprungförmige Anregung durch das Vorhandensein einer Dehnungsfuge enthält. Die dabei entstehenden Schwingungen wurden durch eine fahrdynamische Messung dreidimensional aufgezeichnet. Der Vergleich zwischen Messungen und Berechnungen zeigte eine sehr gute Übereinstimmung des Systemverhaltens bei regelloser und bei

Sprunganregung. Damit ist das Modell als für die Untersuchung geeignet einzustufen.

Nach Durchführung einer Vielzahl an Simulationsexperimenten mit dem validierten Modell können bedeutende Aussagen hinsichtlich des Schwingungsverhaltens von Schmalgangstaplern getroffen werden.

Die Aussagen zu den unterschiedlichen Einflussgrößen wie Hubhöhe, Last, Fahrgeschwindigkeit und Reifenelastizität korrelieren ausnahmslos mit Beobachtungen in der Realität oder lassen sich leicht plausibel machen. So sind die Hubgerüstschwingungen bei einer Fahrt ohne Last stärker als bei einer Fahrt mit Last. Eine reduzierte Fahrgeschwindigkeit führt nicht in allen Fällen zu ruhigerem Lauf. Es treten durch die veränderte Anregung lediglich andere Schwingungsfrequenzen auf, die dem mitfahrenden Beobachter gegebenenfalls weniger unangenehm erscheinen. Durch größere Radelastizitäten (dickere Bandagen der Vulkollanreifen) könnten die Schwingungsamplituden im Hubgerüst erheblich gesenkt werden. Durch die nun erfolgte exakte Abbildung können neben der Bestätigung der Beobachtungen aus der Praxis, die lediglich eine qualitative Abschätzung darstellten, nun auch quantitative Aussagen getroffen werden.

Hinsichtlich des primären Untersuchungszieles des Einflusses der Bodenunebenheit lassen die Simulationen jedoch erkennen, dass keine der im Raum stehenden technischen Regeln und Entwürfe geeignet ist, die Tauglichkeit eines Bodens für den reibungsfreien Staplerbetrieb festzustellen.

Die am einfachsten prüfbare und gleichzeitig für die Bewertung regelloser Unebenheiten am besten geeignete Formulierung ist die der DIN 15185 T1. Sie korreliert am besten mit der Einordnung der Böden nach dem Unebenheitsmaß U.

Trotzdem ist festzuhalten, dass in allen Regeln und Entwürfen bislang nur Festlegungen hinsichtlich absoluter Unebenheitsgrößen existieren. Die in der Simulation als wesentlich kritischere Form der periodischen Unebenheit ist dringend in alle technischen Regeln mit aufzunehmen. Die Ergebnisse lassen die Vermutung zu, dass es in den allermeisten Fällen, in denen es bisher zu nicht zufrieden stellendem Schwingungsverhalten des Staplers kam, im Boden eine periodische Unebenheit festzustellen gewesen wäre. Die absolute Höhe der Unebenheit, wie sie in allen technischen Regeln abgeprüft wird, ist in bestimmten, aber sehr weiten Grenzen ohne Einfluss.

Aufgrund der geschilderten Defizite der bestehenden Normen und Richtlinien wird ein neuer Entwurf zur Verankerung der Erkenntnisse in einer europäischen Norm erstellt. Die Überprüfung des Bodens erfolgt dabei zweistufig. Einerseits ist eine mit statistischen Methoden gewonnene Ebenheitskennzahl F_F in Anlehnung an die US-Richtlinie ASTM E 1155M zu ermitteln. Diese berücksichtigt die Welligkeit des Bodens. Als zweite Schiene erfolgt eine Überprüfung der Höhenunterschiede quer zur Fahrtrichtung. Dadurch ist eine zu große lokale Unebenheit auszuschließen. Das vorgelegte Normenkonzept erfüllt also sämtliche Anforderung für eine geeignete Qualitätsbewertung des Bodens:

- Korrelation mit dem Unebenheitsmaß
- Einbeziehung der Welligkeit
- Leicht Messbarkeit und Berechenbarkeit

Der im Anhang befindliche Entwurf wird in einem nächsten Schritt im Rahmen der CEN an die entsprechenden Gremien zur Erstellung einer europäischen Norm weitergeleitet.

10 Literatur

10.1 Fachliteratur

- [AmBo-91] Ammon, D., Bormann, V.: Zur Kohärenz zwischen den Unebenheitsanregungen an linker und rechter Fahrspur. VDI-Berichte Nr. 877, S. 103-118, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1991
- [Ammo-89] Ammon, D.: Approximation und Generierung stationärer stochastischer Prozesse mittels linearer dynamischer Systeme. Dissertation. Universität Karlsruhe, 1989
- [Ammo-90] Ammon, D.: Simulation von Fahrbahnunebenheiten - Theorie, Modelle und Verifikation. VDI-Berichte Nr. 816, S. 589-598, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1990
- [Basl-71] Basler, H.: Grundbegriffe der Wahrscheinlichkeitsrechnung und statistischen Methodenlehre. Würzburg: physica-verlag, 1971.
- [Beha-89] Beha, E.: Dynamische Beanspruchung und Bewegungsverhalten von Gabelstaplern. Dissertation Uni Stuttgart, Institut für Fördertechnik, Getriebetechnik und Baumaschinen, 1989
- [Böhl-92] Böhl, W.: Böden, Regale und Leitlinienführung beim Einsatz von Flurförderzeugen im Lager. VDI-Berichte 1003, S. 165-180, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1992
- [Böhl-01] Böhler, H.: Traktormodell zur Simulation der dynamischen Belastungen bei Transportfahrten. Dissertation TU München, Lehrstuhl für Landmaschinen, 2001
- [BrHe-91] Braun, H., Hellenbroich, T.: Messergebnisse von Straßenunebenheiten. VDI-Berichte Nr. 877, S. 47-80 Düsseldorf: VDI-Verlag, 1991
- [BrPf-92] Bremer, H., Pfeiffer, F.: Elastische Mehrkörpersysteme. Stuttgart: Teubner, 1992

- [Brun-02] Bruns, R.: Sicherheitsnachweis für Stapler. Hebezeuge und Fördermittel, Berlin 42 (2002) 7-8, S. 392ff.
- [CrBa-68] Craig, R. J., Bampton, M.: Coupling of substructures for dynamic analysis. AIAA Journal, vol. 6, no. 7, S. 1313-1319. 1968
- [Diet-99] Dietzel, M.: Beeinflussung des Schwingungsverhaltens von Regalbediengeräten durch Regelung des Fahrantriebs. Dissertation Universität Karlsruhe (TH), Institut für Fördertechnik und Logistiksysteme, 1999.
- [DoBi-98] Dorf, R., Bishop, R.: Modern Control Systems. Eighth Edition. Menlo Park: Addison-Wesley, 1998.
- [Dres-01] Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2001.
- [Foth-03] Foth, J.: Wie eben muss der Lagerboden sein? dhf 5/2003, S. 37-39.
- [GüLö-01] Günthner, W., Löhr, M.: Mehrkörpersystem- (MKS-) Simulation in der Seilbahntechnik. Internationale Seilbahnrundschau, 8/2001, S.8-9.
- [GüSc-05] Günthner, W.; Schmalzl, J.: Lagerbodenqualität und Laufruhe. Hebezeuge und Fördermittel, 4-2005, S.188-190.
- [Guya-65] Gyan, R.: Reduction of mass and stiffness matrices. AIAA Journal, vol. 3, S. 380. 1965
- [Huan-90] Huang, Y.: Deformation und Beanspruchung von Stapler-Hubgerüsten unter Berücksichtigung von Imperfektionen. Dissertation Universität Stuttgart, 1990
- [Kirs-04] Kirschneck, E.: Innovationsstrategien im Staplermarkt. Tagungsband 5. Hamburger Staplertagung, 2004.
- [Kirs-05] Kirschneck, E.: Mobile Arbeitsmaschinen: Skriptum zur Vorlesung. TU München, Lehrstuhl für Fördertechnik, Materialfluss, Logistik, 2005

- [Klot-78] Klotter, K.: Technische Schwingungslehre. Erster Band: Einfache Schwinger. Teil A: Lineare Schwingungen. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1978.
- [KoLu-94] Kortüm, W; Lugner, P.: Systemdynamik und Regelung von Fahrzeugen. Berlin, Heidelberg: Springer 1994.
- [Kühn-01] Kühn, I.: Untersuchung der Vertikalschwingungen von Regalbediengeräten. Dissertation Universität Karlsruhe (TH), Institut für Fördertechnik und Logistiksysteme, 2001
- [Löhr-02] Löhr, M.: Simulation der Stationseinfahrt kuppelbarer Einseilumlaufbahnen. Dissertation TU München, Lehrstuhl für Fördertechnik, Materialfluss, Logistik, 2002
- [MaMü-90] Magnus, K., Müller, H.: Grundlagen der Technischen Mechanik. Stuttgart: Teubner, 1990.
- [Marq-03] Marquardt, H.-G.: Flurförderzeuge gestern, heute und morgen. VDI-Berichte 1748, 12. Heidelberger Flurförderzeug-Tagung 2003, S. 24ff.
- [Mess-98] Messerschmidt, D.: Beanspruchungskollektive von Staplerhubgerüsten. Hebezeuge und Fördermittel, Berlin 38 (1998) 1-2, S. 29ff.
- [Mits-89] Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Band B: Schwingungen. Berlin, Heidelberg: Springer 1989.
- [Mits-91] Mitschke, M.: Fahrbahnunebenheiten - Fahrzeuge - Auswirkung, VDI-Berichte Nr. 877, S. 1-20, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1991
- [Munz-03] Munz, M.: Anforderungen an Böden für leitliniengeführte Flurförderzeuge. VDI-Berichte 1748, 12. Heidelberger Flurförderzeug-Tagung 2003, S. 185ff.
- [Pfei-92] Pfeiffer, F.: Einführung in die Dynamik. 2. überarb. Aufl., Stuttgart: Teubner, 1992
- [PoSc-93] Popp, K., Schiehlen, W.: Fahrzeugdynamik. Stuttgart: Teubner, 1993

- [Robs-63] Robson, J.: Introduction to Random Vibrations. University Press, Edinburgh, 1963.
- [Robs-72] Robson, J.: Random Vibrations. International Centre for Mechanical Sciences. Courses and Lectures No. 115. Wien, New York: Springer-Verlag. 1972
- [Rust-92] Rust, B.-H.: Flurförderzeuge im Schmalganglager. VDI-Berichte Nr. 1003, S. 141-164, Düsseldorf. VDI-Verlag, 1992.
- [Schm-00] Schmalzl, J.: Analyse und Bewertung von Antriebskonzepten zur Durchsatzsteigerung von automatischen Kleinteilelagern. Diplomarbeit TU München, Lehrstuhl für Fördertechnik, Materialfluss, Logistik, 2000
- [Schu-91] Schuknecht, F., et al.: Messung von Nutzfahrzeugschwingungen auf der Straße – Nachbildung der Fahrbahnunebenheiten am Prüfstand und Berechnungsverfahren für die Computersimulation. VDI-Berichte Nr. 877, S. 119-134 Düsseldorf: VDI-Verlag, 1991.
- [Shab-94] Shabana, A.: Computational dynamics. New York: John Wiley & Sons, 1994.
- [Shab-98] Shabana, A.: Dynamics of multibody systems. Cambridge: Cambridge University Press, 1998.
- [Szab-85] Szabo, I.: Höhere Technische Mechanik. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1985.
- [Ulbr-96] Ulbrich, H.: Maschinendynamik. Stuttgart: Teubner, 1996
- [Webh-05] Webhofer, M.: Abbildung von Finite-Elemente-Modellen als kinematische Strukturen. Dissertation TU München, Lehrstuhl für Fördertechnik, Materialfluss, Logistik, 2005
- [Wedi-74] Wedig, W.: Zufallsschwingungen. VDI-Berichte Nr. 221. S.85-97. Düsseldorf: VDI-Verlag. 1974

[Wita-02] Witala, C.: Simulationsmodelle zur Analyse des nichtlinearen Schwingungsverhaltens von Staplerhubgerüsten. Dissertation Universität der Bundeswehr Hamburg 2002.

10.2 Nationale und internationale Normen und Richtlinien

[ACI-117] ACI-117: Specifications for Tolerances for Concrete Construction and Materials. 2004.

[ASTM-1155] ASTM E 1155M: Standard Test Method for Determining F_F Floor Flatness and F_L Floor Levelness Numbers [Metric]. 2001.

[DIN-15185] DIN 15185 Teil 1: Lagersysteme mit leitliniengeführten Flurförderzeugen – Anforderungen an Boden, Regal und sonstige Anforderungen. August 1991.

[DIN-18202] DIN 18202: Toleranzen im Hochbau – Bauwerke. April 1997.

[TR-34] TR.34: Concrete Society Technical Report No.34. Concrete Industrial Ground Floors – A Guide to their Design and Construction. 2003.

[VDI-3645] VDI 3645 – Entwurf: Empfehlungen für Böden, Regale und Leitlinienführungen beim Einsatz von Flurförderzeugen für die Regalbedienung. April 1992.

Anhang

6. VERY NARROW AISLE - CLASS 300

6.1 FLOOR FLATNESS

6.1.1 Elevation difference d_i

d_i is the elevation difference between adjacent reading points.

d_i is determined as shown in figure 6.1.

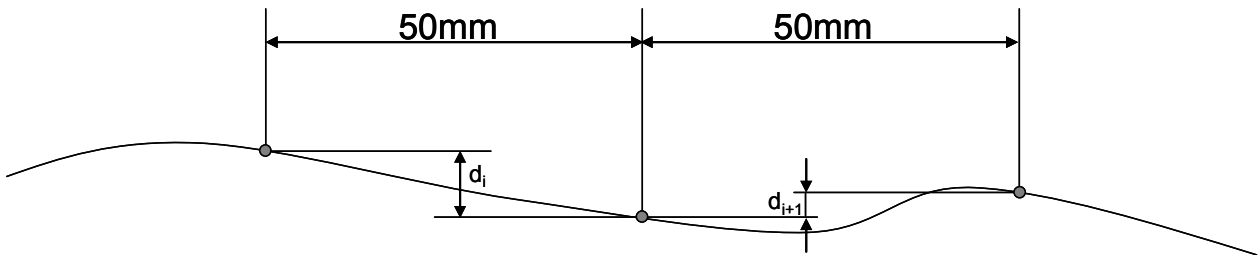


Figure 6.1 Determination of d_i

6.1.2 Profile curvature q_i

q_i is the profile curvature between reading points. A positive q_i value will denote a *trough*, while a negative q_i value will denote a *crest*.

q_i is determined as follows:

$$q_i = d_i - d_{i-1}$$

6.1.3 Flatness Number F_F

F_F values estimate the floor's characteristic flatness, especially those of the wheel tracks. Flatness F_F of a wheel track is determined as follows:

6.1.3.1 Measurement

Measurement starts at first upright. From there subdivide each line of wheel track into 50-mm long intervals. This results in n intervals. The points marking the ends of these intervals are the n reading points. For each wheel track, measure and record in sequence the difference in elevation d_i (in millimetres) between adjacent reading points along the wheel track (see figure 6.1). This results in $(n-1)$ d_i values.

6.1.3.2 Calculation - profile curvature

Calculate the profile curvatures, q_i , between all reading points as follows:

$$q_i = d_i - d_{i-1}$$

This results in $(n-2)$ q_i values.

6.1.3.3 Calculation - mean value \bar{q}_i

Add all $(n-2)$ q_i values as follows:

$$\sum_{i=2}^{n-1} q_i = q_2 + q_3 + q_4 + \dots + q_{n-1}$$

Divide this sum by $(n-2)$ to obtain the mean value of the q_i values as follows:

$$\bar{q}_i = \frac{\sum_{i=2}^{n-1} q_i}{n-2}$$

6.1.3.4 Calculation - standard deviation S_q

Calculate the variance V_q of the q_i values as follows:

$$V_q = \frac{\sum_{i=2}^{n-1} q_i^2 - \bar{q}_i \sum_{i=2}^{n-1} q_i}{n-3}$$

Take the square root of the variance, V_q , to obtain the standard deviation, S_q , of the q_i values as follows:

$$S_q = \sqrt{V_q}$$

6.1.3.5 Calculation - F_F Flatness Number

Estimate the F_F Flatness Number for each wheel track as follows:

$$F_F = \frac{115,8454}{(3 \cdot S_q + |\bar{q}_i|)}$$

6.1.4 Limiting values of Flatness Numbers F_F

The values of F_F Flatness Numbers for all wheel tracks shall exceed $F_F=80$.

6.1.5 Property Z and Z_{SLOPE}

Z is the dimension between the centres of truck front wheels in mm and Z_{SLOPE} is the permitted cross aisle slope between the centres of truck front wheels in mm per metre.

6.1.6 Property dZ

Property dZ is the elevational difference between the centres of truck front wheels and dZ is determined as shown in figure 6.2.

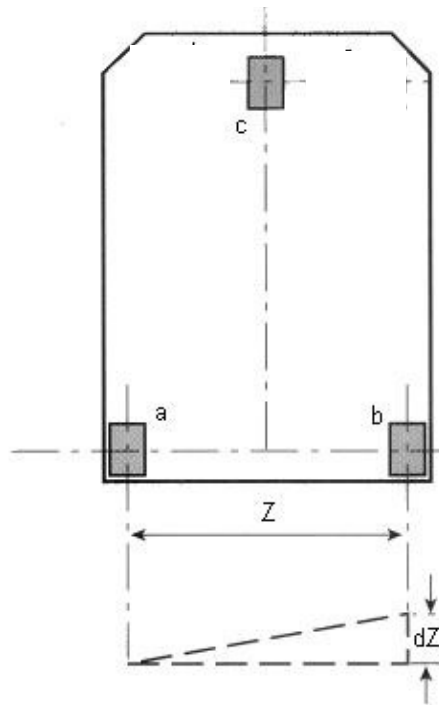


Figure 6.2 Determination of dZ

6.1.7 Limiting values of properties

The values of properties shall not exceed the values given in Table 6.1 and 6.2.

Classification	Top beam level m	Z _{SLOPE}
DM 1	Over 11	1,0
DM 2	6 to 11	1,5
DM 3	Up to 6	2,0

Table 6.1 Limiting values of Z_{SLOPE}

Classification	dZ
	Z x Z _{SLOPE}
DM 1	Z x 1,0
DM 2	Z x 1,5
DM 3	Z x 2,0

Table 6.2 Limiting values of dZ

All points on the 3 m grid shall be within +/- 15 mm of the datum where the datum plain is across the whole of the VNA area.

6.1.8 Limiting values of a gap under a straightedge for general flatness and flatness in pre-storage areas

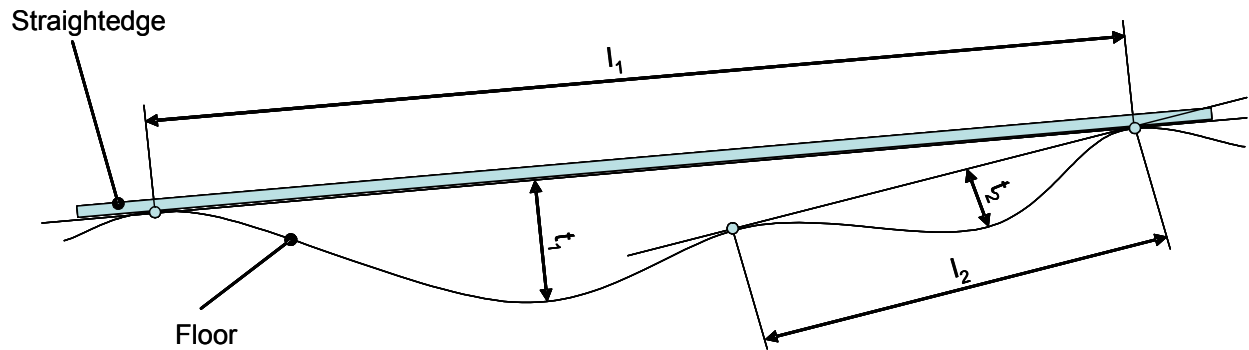


Figure 6.3 Determination Gap under Straightedge

The values of a gap under a straightedge shall not exceed the values given in Table 6.3.

Distance between Measurement l	0,1m	1m	4m	10m	15m
Gap under Straightedge t	1mm	3mm	9mm	12mm	15mm

Table 6.3 Limiting values of gap under straightedge