

# Aktives Standsicherheitssystem für FFZ

Vorhaben Nr. 18004 N

---

## Machbarkeitsstudie für ein Aktives Standsicherheitssystem (ASSS) für Leichtstapler

---

### Abschlussbericht

#### Kurzfassung:

Im Rahmen des Forschungsvorhabens 18004 N „Machbarkeitsstudie für ein Aktives Standsicherheitssystem (ASSS) für Leichtstapler“ wurden mehrere Staplerkonzepte mit reduzierter Masse entwickelt und mit einem aktiven Standsicherheitssystem stabilisiert.

Für die Untersuchung der dynamischen Eigenschaften wurde ein Mehrkörpersimulationsmodell aufgebaut, welches mit Messungen am realen Gabelstapler validiert wurde. Innerhalb des Projektes wurde ein neues Reifenmodell entwickelt, um die Qualität der Simulation zu erhöhen. Um das Konzeptfahrzeug zu stabilisieren, wurde ein dynamisches Stabilisierungssystem entwickelt. Bei der Erstellung des Systems wurden mehrere Studien des dynamischen Verhaltens durchgeführt. Bei der Beurteilung der ökonomischen und ökologischen Auswirkungen konnte eine deutliche Vorteile festgestellt werden.

Das Ziel des Forschungsvorhabens ist erreicht worden.

---

Berichtsumfang:	96 S., 54 Abb., 11 Tab., 87 Lit.
Beginn der Arbeiten:	01.01.2014
Ende der Arbeiten:	31.12.2016
Zuschussgeber:	BMWi / IGF-Nr. 18004 N
Forschungsstelle:	Helmut-Schmidt-Universität Hamburg Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik
Leiter:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Rainer Bruns
Bearbeiter und Verfasser:	Sergey Stepanyuk, M. Sc.
Obmann des Arbeitskreises:	xxx
Vorsitzender des Beirates:	xxxx



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Management Report</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Einleitung</b>	<b>3</b>
2.1	Stand der Technik . . . . .	4
2.2	Gesetzliche Regelungen . . . . .	5
<b>3</b>	<b>Projektplan</b>	<b>6</b>
<b>4</b>	<b>Konzeptentwicklung eines Leichtstaplers [AP2]</b>	<b>8</b>
4.1	Referenzfahrzeug . . . . .	8
4.2	Vorgehensweise bei der Konzeptgestaltung . . . . .	8
4.3	Statische Standsicherheit . . . . .	10
4.3.1	Gewichtsreduktion durch eine Verlagerung der Komponenten . . . . .	10
4.3.2	Gewichtsreduktion an der Batterie . . . . .	13
4.3.3	Gewichtsreduktion am Hubgerüst . . . . .	16
4.3.4	Weitere statische Stabilisierungsmöglichkeiten . . . . .	19
4.4	Dynamische Standsicherheit, Analyse . . . . .	20
4.5	Konzepte der Gabelstapler mit reduzierter Masse [AP3] . . . . .	26
4.5.1	Konzept 1: Abnehmbares Gegengewicht . . . . .	27
4.5.2	Konzept 2: Man-Up-Stapler . . . . .	27
4.5.3	Konzept 3: Stapler mit einem Windenausgleich . . . . .	29
4.5.4	Konzept 4: Schubgabelstapler mit einer Stütze . . . . .	30
4.5.5	Konzept 5: Schubmaststapler mit einer Stütze . . . . .	32
4.5.6	Bewertung der Konzepte . . . . .	32
4.6	Komponente des Konzeptstaplers . . . . .	34
4.6.1	Vorschub . . . . .	34
4.6.2	Stütze . . . . .	35
4.6.3	Steuerungslogik . . . . .	35
<b>5</b>	<b>MKS-Simulation des Gabelstaplers [AP5]</b>	<b>38</b>
5.1	Mehrkörpersimulation . . . . .	38
5.2	MKS-Modell des Gabelstaplers . . . . .	38
5.3	Reifenmodell . . . . .	39
5.3.1	Vermessung der Reifen . . . . .	41
5.3.2	Beschreibung des Reifenverhaltens . . . . .	43
5.3.3	Notwendigkeit eines dynamischen Modells . . . . .	45
5.3.4	Verformung des Reifens, Quersteifigkeit . . . . .	45
5.3.5	Schätzung der Reifenkenngrößen . . . . .	47
5.4	Dynamische Standsicherheit . . . . .	48
5.5	Vermessung des Referenzfahrzeugs . . . . .	49
5.6	Validierung des MKS-Modells . . . . .	50
5.6.1	Masse und Schwerpunkt . . . . .	50
5.6.2	Trägheitsmomente . . . . .	52
5.6.3	Bestimmung des Lenkeinschlags . . . . .	52

5.6.4	Antriebskennlinie . . . . .	53
5.6.5	Standsicherheitssystem . . . . .	53
5.6.6	Validierung des stationären Verhaltens (Kreisfahrt) . . . . .	56
5.6.7	Validierung des dynamischen Verhaltens (L-Tests) . . . . .	57
<b>6</b>	<b>Bestimmung der dynamischen Standsicherheit</b>	<b>61</b>
6.1	Seitliche Standsicherheit . . . . .	61
6.2	Kippvorgang bei einem L-Test . . . . .	63
6.3	Quantitativer Einfluss der einzelnen Faktoren auf die dynamische Standsicherheit . . . . .	64
6.4	Einspurmodell . . . . .	65
6.5	Einfluss der Lastmasse auf die dynamische Standsicherheit . . . . .	68
<b>7</b>	<b>Regelung des Leichtstaplers</b>	<b>71</b>
7.1	Anforderungen an das Sicherheitssystem . . . . .	71
7.2	Eingangs- und Ausgangsgrößen . . . . .	72
7.3	Vorgehensweise des Standsicherheitssystems . . . . .	74
7.4	Bestimmung der Einflussgrößen . . . . .	74
7.5	Dynamisches Standsicherheitssystem . . . . .	77
7.6	Bremseingriff des Standsicherheitssystems . . . . .	79
7.7	Lastabhängiges Standsicherheitssystem . . . . .	81
<b>8</b>	<b>Demonstrator des Konzeptfahrzeugs [AP6]</b>	<b>83</b>
8.1	Fahrwerk und Fernsteuerung . . . . .	83
8.2	Statisches Standsicherheitssystem . . . . .	83
<b>9</b>	<b>Wirtschaftlichkeitsbetrachtung [AP7]</b>	<b>85</b>
9.1	Ökologische Aspekte . . . . .	85
9.1.1	Produktion und Entsorgung . . . . .	85
9.1.2	Betriebsphase . . . . .	87
9.2	Ökonomische Aspekte . . . . .	90
9.2.1	Produktion . . . . .	90
9.2.2	Betriebsphase . . . . .	91
9.2.3	Abschätzung der Spielzeit . . . . .	92
9.2.4	Fazit . . . . .	93
<b>10</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>95</b>
<b>11</b>	<b>Ausblick</b>	<b>96</b>
	<b>Literatur</b>	<b>97</b>

## 1 Management Report

The mass of a counterbalanced forklift truck affects its energy consumption significantly due to the rolling resistance. The climate change in the past decades led to increased environmental awareness. At the same time, rising energy costs make entrepreneur to invest in more energy efficient solutions which led to new trends in logistics. Reduced mass of a forklift will provide more energy efficient products. This feasibility study showed that a forklift equipped with an active stability system can provide sufficient dynamic stability by lower overall mass.

To achieve the overall mass reduction of 20 % modern forklifts were studied. Components that provide the major reduction potential were investigated according to their alternative implementation and placement in the vehicle. In the literature research alternative stabilization and weight reduction techniques were found. Every technique was tested for its technical feasibility and cost effectiveness.

Multiple concept vehicles were designed in this study. A forklift with the best properties was selected and further refined. The significant mass reduction was achieved in the concept forklift, which leads to lower consumption and longer operation time. This aspect is crucial for every company and influences its overall performance.

Operational safety is the major aspect of a counterbalanced forklift's design. A new test was introduced with the standard DIN EN 16203 to test the lateral dynamic safety of forklifts. The measurements involve high costs and effort to achieve reproducible results. Multibody simulations are conducted to facilitate the design of safety systems and understand the safety limits of an industrial truck. An adequate tire model is an essential part of such simulation. A new approach to forklift tire modeling is presented in this report. It involves measuring several common industrial tires on a drum tire testing apparatus and using them to parametrize the tire model. The SUPREM model (German: Superelastisches Reifenmodell) uses a mathematical modeling approach to describe lateral force and lateral tire deformation based on wheel load, slip angle, slip rate, and driving velocity. Better tire approximation leads to more accurate multibody simulations and a deeper understanding of the dynamic behavior of forklifts. Better vehicle lateral stability can be achieved if the outcomes are considered in the design process of a forklift. With this model highly dynamic multibody forklift simulations according to DIN EN 16203 can be carried out. This novel tire model can be used future forklift design by manufacturers. Furthermore, the estimated tire parameters can be included in the upcoming normative VDI 4483 to make a tire comparison easier.

The reference forklift was measured for its static and dynamic behavior. This measurement data was used to validate the numeric model. With the new reliable model, accurate predictions of the dynamic driving behavior could be met. To compensate deteriorated dynamic tilting stability of the concept forklift a new safety system was designed. A study of the forklift behavior was carried out to identify the major influence parameters. This study may help to further improve the dynamic stability in future forklifts.

In the economic and ecological study was shown, that the switch to lithium ion battery technology leads to lower emissions and overall cost of ownership. New forklift concept leads to additional savings for the owner.

The objective of the research project has been achieved.

## 2 Einleitung

Steigendes Umweltbewusstsein und zunehmender Kostendruck führten in den letzten Jahren zu energieeffizienten Lösungen in der Logistik. Dadurch konnte der Energieverbrauch der Flurförderzeuge kontinuierlich verbessert werden. Das wurde primär durch den Einsatz besserer Antriebstechnik erreicht. Um den Verbrauch unterschiedlicher Fahrzeuge vergleichen zu können wurde in Europa der VDI-Fahrzyklus der VDI-Norm 2695 [VDI10] eingeführt. Dieser Wert kann die Entscheidung bei dem Kauf eines Gabelstaplers relevant sein. Bei Gabelstaplern mit einem Verbrennungsmotor führt ein geringerer Verbrauch unmittelbar zu niedrigeren Emissionen, welche vor allem in geschlossenen Hallen eine hohe Signifikanz haben. Die zulässigen Emissionen werden in der Richtlinie 97/68/EG festgeschrieben. Die Energieeffizienz der elektrischen Gabelstapler wird bisher nicht, wie bei vielen anderen elektrischen Geräten, bewertet. Wegen der sich immer weiter verschärfenden europäischen Regelungen ist ein entsprechender Gesetzesentwurf in absehbarer Zeit denkbar.

Die Fahrzeugmasse beeinflusst den Energieverbrauch eines Flurförderzeugs beim Fahren erheblich. Der Rollwiderstand sowie die Bremskräfte bei einer Kurvenfahrt steigen annähernd proportional zur Radlast. In der Fahrzeugtechnik wird daher seit vielen Jahren Leichtbau praktiziert. Durch den Einsatz leichterer Materialien oder belastungsgerechter Auslegung kann eine signifikante Gewichtseinsparung erreicht werden. Bei den Herstellern der Gabelstapler wird diese Vorgehensweise nicht praktiziert. Das Paradigma einer sehr hohen Eigenmasse wird nicht in Frage gestellt, zum Teil wird mit einem erhöhten Eigengewicht als Kaufargument und ein Zeichen besserer Standsicherheit geworben.

Diese Entwicklung wird zusätzlich dadurch verstärkt, dass die eingesetzten Gabelstapler nur selten mit der Nennlast belastet werden. Vor allem in kleinen und mittelständischen Unternehmen (KMU) wird die Fahrzeugflotte gering gehalten. Die Gabelstapler werden beim Kauf so gewählt, dass die größtmöglichen Lasten transportiert werden können, die nur selten im Betrieb auftreten. Die kaufmännische Vorsicht verleitet dazu ein Fahrzeug größer auszuwählen, um für die zukünftigen Eventualitäten gewappnet zu sein. Wird ein kleines Fahrzeug beschafft, muss bei zu großen Lasten ein zusätzliches Fahrzeug gemietet werden, was zusätzliche Kosten und zeitliche Verzögerungen mit sich führen kann.

Ein schwerer Stapler benötigt mehr Energie, welche meist durch eine Bleibatterie zur Verfügung gestellt wird. Das führt zu einer schwereren Batterie und somit wiederum zu einem höheren Verbrauch. Zusätzlich kann ein zu schwerer Stapler zu Problemen bei der Be- und Entladung von LKWs führen, da die Bodenbelastung der Fahrbahn und des LKW-Bodens überschritten werden kann. Das Ziel dieser Arbeit ist, zu prüfen, ob die Masse eines Gabelstaplers um mehr als 20 % gesenkt werden kann. Eine geringere Masse des Gegengewichts resultiert in der Verlagerung des Gesamtschwerpunktes, was zu einer schlechteren dynamischen Standsicherheit führt. Somit wird ebenfalls ein leistungsfähiges Standsicherheitssystem gefordert.

## 2.1 Stand der Technik

Aktive Stabilisierungssysteme werden heutzutage in vielen technischen Bereichen verwendet. In der Luftfahrt werden diese eingesetzt, um instabile Flugzeuge steuern zu können. In der Fahrzeugtechnik werden aktive Fahrassistenzsysteme eingesetzt, um die Fahrzeuggierate entsprechend der Fahrereingaben unabhängig von den Unterbodeneigenschaften einzustellen (vgl. TSENG u. a. [Tse99] und YU u. a. [Yu08]). Dabei wird durch ein selektives Abbremsen der einzelnen Räder ein Gegenmoment eingeleitet und somit ein vom Fahrer beabsichtigten Fahrverlauf zu erreichen. Das elektronische Stabilitätsprogramm (ESP) überlagert dabei das Antiblockiersystem (ABS) und verbessert dadurch die Fahrsicherheit des Fahrzeugs signifikant.

Die Standsicherheitssysteme der Gabelstapler haben eine andere Zielstellung und müssen das Kippen des Fahrzeugs verhindern. Dabei wird bei modernen Staplern die Geschwindigkeit in Abhängigkeit vom Lenkwinkel gedrosselt. Bei einer angehobenen Last wird zudem die Beladung überwacht und ein zu schnelles Abbremsen vermieden. Ist die Last zu hoch angehoben, wird die Geschwindigkeit zusätzlich gedrosselt. Ein Teil des Standsicherheitsystems kann ein Blockeierzylinder an der Hinterachse sein, mit dem die Standsicherheit verbessert werden soll [Nad09]. In der Forschung wurden unter anderem Konzepte mit einer Neigetechneik vorgeschlagen [Bie09], welche wegen der hohen Kosten keine Verbreitung in der Praxis gefunden hat. Fahrzeuge mit verstellbaren Elementen kamen bisher auch nicht aus der Konzeptphase heraus. Eine weitere Vorgehensweise bei der Gewährleistung der dynamischen Standsicherheit besteht in der Verwendung der Modellregelung [Car07] optional mit einer Eingriffsmöglichkeit in die Lenkung [Sch10]. Diese Systeme können unter Umständen hohe Anforderungen an Hardware des Sicherheitsrechners stellen. Eine Akzeptanz der Lenkeingriffe ist in der Praxis noch nicht gegeben.

Für die Auslegung der Sicherheitssysteme werden numerische Mehrkörpersimulationen (MKS) eingesetzt. Diese Modelle wurden mit steigender Leistungsfähigkeit der Rechner immer detaillierter und ermöglichen neue Systeme virtuell vor der Hardwareimplementierung gründlich zu testen. Beispiele der detaillierten MKS-Modelle stellen Arbeiten von SCHMALZL [Sch06b] und BUSCH [Bus15] dar.

Bei der vorliegenden Arbeit werden numerische Methoden zur Entwicklung eines Sicherheitssystems eingesetzt, welches einen Stapler mit reduzierter Masse stabilisieren soll. Die Lasten können von einem Fahrzeug innerhalb und außerhalb der Aufstandsfläche transportiert werden. In SCHEFFLER u. a. [Sch13] werden unter anderem Fahrzeuge ohne Gegengewichte beschrieben, die die Last von unten greifen und innerhalb der Aufstandsfläche transportieren. Muss eine Last aus einem Regal entnommen und auf frei wählbaren Routen transportiert werden, wird ein Gegengewicht benötigt. In der Industrie und Forschung wurde der Senkung der Gesamtmasse kaum Aufmerksamkeit geschenkt. Zum Teil wird ein überdimensioniertes Gegengewicht als Qualitäts- und Zuverlässigkeitsmerkmal dargestellt. Möglichkeiten einer sinnvollen und wirtschaftlichen Senkung der Gesamtmasse, sowie eine dynamische Stabilisierung von so einem Fahrzeug werden in dieser Arbeit untersucht.



### 2.2 Gesetzliche Regelungen

Allgemeine Sicherheit der Flurförderzeuge, die Sicherheitsanforderungen und deren Verifizierung ist in der Normreihe DIN EN ISO 3691 beschrieben. Im ersten Teil dieser Reihe [DIN15] werden die Sicherheitsanforderungen an die meisten motorkraftbetriebenen Flurförderzeugtypen, wie Gabelstapler, Schubmaststapler und Hochhubwagen dargestellt. Dabei werden Aspekte des In-Gang-Setzens und dazu notwendige Vorrichtungen, Ausführung der sicherheitsrelevanten Komponenten, sowie Schutzmaßnahmen für den Fahrer beschrieben. Für Fahrzeuge mit einer veränderlichen Reichweite gilt eine Sondernorm prEN ISO 3691-2 [DIN14b] in der besondere Aspekte, der Arbeitssicherheit fokussiert werden. Diese Norm gilt allerdings nicht für Gabelstapler mit Anbaugeräten, wie Schubgabeln und Abschiebern. Die Sicherheit der Anbaugeräte wird durch die VDI Richtlinie 3578 [VDI08] festgelegt. Einen besonderen Fall stellen fahrerlose Flurförderzeuge dar. Diese dürfen bei einem angemessenen Umgang nicht zur Gefährdung der Mitarbeiter führen. Die Betriebssicherheit dieser Fahrzeuge regelt die Norm DIN EN ISO 3691-4 [DIN06]. Elektrische Komponenten der Gabelstapler mit einem Batterieantrieb und mit einem Verbrennungsmotor werden in Normen DIN EN 1175-1 [DIN11a] und DIN EN 1175-2 [DIN11b] geregelt.

Ursprünglich wurde die Standsicherheit eines Gegengewichtsgabelstaplers durch die Norm ISO 1074 [ISO91] geregelt. Durch die Internationalisierung wurde diese Norm in DIN ISO 22915-2 [DIN08] in großen Maßen übernommen. In der Norm werden auch Standsicherheitsprüfungen anderer Flurförderzeuge beschrieben. Bei einem Gegengewichtsgabelstapler wird eine Prüfung auf einer Kippbühne vorgeschrieben. Dabei wird ein Gabelstapler insgesamt vier Prüfverfahren unterzogen. Bei den ersten zwei wird der Gabelstapler ohne Last und bei den restlichen mit Last geprüft. Sowohl die Lasthöhe als auch die Neigung des Hubgerüsts werden durch die Norm definiert. Das Maß für Standsicherheit wird dabei durch den Neigewinkel der Hubbühne definiert. Bei einem ausreichenden Winkel wird die sowohl statische, als auch dynamische Standsicherheit bei einer starken Bremsung sichergestellt, wobei das Fahrzeug nach vorne kippen kann. In dieser Norm wird ebenfalls die dynamische seitliche Standsicherheit geprüft. Das Fahrzeug wird entlang der Kippkante geneigt, bis es zum Kippen kommt.

Durch die Einführung aktiver Stabilitätssysteme bei Gegengewichtsgabelstaplern wurde die Ausarbeitung einer neuen Norm notwendig, da bis dahin die Gabelstapler nur im stationären Fall getestet werden konnten. Ein Einfluss der aktiven Stabilitätssysteme konnte dabei nicht beurteilt werden. Solche Systeme kommen heutzutage bei vielen Gabelstaplerherstellern zum Einsatz. Aktive Stabilitätssysteme überwachen dabei eine Vielzahl der Parameter wie Geschwindigkeit, den Lenkwinkel, Beladung und die Hubhöhe und passen dabei die Geschwindigkeit des Fahrzeugs an. Solchen Systemen sind Grenzen gesetzt, da bei einer starken Lenkung ein Bremsvorgang das Kippen des Fahrzeugs begünstigen kann. Ein anderer Weg die dynamische Standsicherheit zu verbessern ist, den Lenkwinkel bei Überschreitung einer bestimmten Geschwindigkeit einzuschränken. Das findet in der Praxis aus vielen Gründen keine Verbreitung.

Um die dynamischen Einflüsse des Stabilisierungssystems beurteilen zu können, wurde die Norm DIN EN 16203 [DIN14a] erarbeitet und ist ab November 2014 in Kraft getreten. Darin

werden standardisierte Fahrmanöver auf einer definierten Fahrumgebung beschrieben, bei denen sich das Fahrzeug sicher verhalten soll, bei einem sogenannten L-Test wird ein scharfes Abbiegen durchgeführt. Dabei wird zur Beurteilung der dynamischen Standsicherheit ein Abstand betrachtet, bei dem das Fahrzeug den Parcours sicher befahren kann. Dabei müssen von 20 aufeinanderfolgenden Fahrten 5 bestanden sein. Ein Versuch gilt als nicht Bestanden wenn in der Kurve das innere Vorderrad den Bodenkontakt verliert. Bei den Untersuchungen wurde das Referenzfahrzeug einer Reihe der L-Tests unterzogen. Anschließend wurden diese Fahrten mit den Ergebnissen der Mehrkörpersimulation verglichen.

### 3 Projektplan

Bei der Bearbeitung des Projektes mussten einige Veränderungen am eingereichten Projektplan vorgenommen werden. In der Abbildung 3.1 ist der eingereichte Projektplan dargestellt. In diesem Abschnitt werden die Veränderungen am Projektplan beschrieben. Die Literaturrecherche (AP1) wurde schon teilweise beim Einreichen des Antrages durchgeführt. Weitere Patente und Realisierungsmöglichkeiten wurden zusammengefasst und die zugrundeliegenden Aspekte und Wirkprinzipien wurden bei der Erstellung der Konzepte berücksichtigt. Die CO<sub>2</sub>-Einsparpotentiale wurden überschlägig am Anfang des Projektes geschätzt. Die Potentiale bei der Gewichtsreduktion (AP2) wurden für alle Komponenten des Staplers untersucht. Dabei wurde die technische Machbarkeit der einzelnen Wirkprinzipien berücksichtigt. Auch die Sensitivität der Veränderungen wurde untersucht und deren Zweckmäßigkeit bewertet.

Die Konzeptentwicklung gestaltete sich sehr schwierig, da die statische Standsicherheit bei vielen Konzepten nicht ausreichend hoch war. Abweichend vom ursprünglichen Projektplan wurde der Funktionsnachweis für das entwickelte Standsicherheitssystem nicht an einem Demonstrator, sondern mit einer Simulationsstudie durchgeführt. Bei der Erstellung eines Demonstrators würden Skalierungseffekte eine große Rolle spielen, woraus Modellungenauigkeiten und ebenfalls Probleme bei dem Transfer zum realen Stapler resultieren würden. Ein numerisches Modell bietet in dieser Hinsicht eine höhere Genauigkeit, Übertragbarkeit, sowie eine höhere Flexibilität bei der Konzeptentwicklung. Um ein genaues Simulationsmodell aufbauen zu können, wurde ein Referenzstapler definiert. Dieser wurde statisch und dynamisch vermessen. Diese Messwerte wurden bei der Validierung und Parametrierung des Modells verwendet. Zusätzlich wurde das Sicherheitssystem des Referenzstaplers approximiert, um die dynamischen Tests in der Simulation nachfahren zu können. Dabei war eine Unterstützung durch qualifiziertes technisches Personal notwendig. Bei der Erstellung des Modells wurde ein einfaches numerisches Reifenmodell entwickelt. Dieses ist auch für Gabelstaplerhersteller nützlich, um das dynamische Verhalten der Stapler mit unterschiedlichen Reifen simulieren zu können.

Auf Basis des validierten Referenzstaplermodells wurde eine Vielzahl der Konzepte erstellt, die dann deutlich genauer auf die Einsparpotentiale getestet werden konnten. Ergebnisse dieser Studie haben zur Auswahl eines Konzeptes und Erstellung eines detaillierteren Modells geführt. Somit wurden Arbeitspakete 3 und 5 (AP3; AP5) erweitert. Insgesamt wurden dadurch die Genauigkeit und die Übertragbarkeit der Ergebnisse verbessert. Hingegen wurde das AP4 stark verkürzt und im Projektverlauf nach Hinten verschoben. Das

Monat	Projektfortschritt																		Personaleinsatz (MM)		
	1 1 1											1 1 1						Dipl.-Ing	Techniker		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	1	2	3	4	5	6			7	8
<b>AP 1</b>	<b>Literaturrecherche</b>																		<b>1</b>	<b>0</b>	
<b>AP 2</b>	<b>Einsparpotential</b>																		<b>1</b>	<b>0</b>	
<b>AP 3</b>	<b>Konzeptentwicklung Leichtstapler</b>																		<b>2</b>	<b>0</b>	
AP 3.1	Konzeptanalyse																		1	0	
AP 3.2	Konzeptvergleich																		1	0	
<b>AP 4</b>	<b>Konzeptgestaltung Leichtstapler</b>																		<b>10</b>	<b>4</b>	
AP 4.1	Konstruktive Grundgestaltung																		1	1	
AP 4.2	Konstruktion, Auslegung, Dimensionierung																		2	2	
AP 4.3	Festigkeitsberechnungen																		2	0	
AP 4.4	Sensorik & Aktorik																		1	1	
AP 4.5	Systemverhalten																		2	0	
AP 4.6	Reglersynthese																		2	0	
<b>AP 5</b>	<b>Simulative Erprobung</b>																		<b>6</b>	<b>0</b>	
AP 5.1	Entwicklung/Anpassung des MKS Modells																		3	0	
AP 5.2	Vorbereitung der Simulationsstudien																		1	0	
AP 5.3	Durchführung/Auswertung Sim.-studien																		2	0	
<b>AP 6</b>	<b>Demonstrator</b>																		<b>5</b>	<b>9</b>	
AP 6.1	Entwurf und Gestaltung																		2	2	
AP 6.2	Aufbau des Demonstrators																		2	5	
AP 6.3	Durchführung von Experimenten																		1	2	
<b>AP 7</b>	<b>Ökol. und Ökon. Bewertung</b>																		<b>2</b>	<b>0</b>	
AP 7.1	Ökologische Bewertung																		1	0	
AP 7.2	Ökonomische Bewertung																		1	0	
<b>AP 8</b>	<b>Dokumentation der Ergebnisse</b>																		<b>3</b>	<b>0</b>	
																			<b>30</b>	<b>13</b>	

Abbildung 3.1: Eingereichter Projektplan aus dem Projektantrag

Ziel des Demonstrators bestand ursprünglich darin, neue physikalische Wirkprinzipien (wie Kreiselstabilisierung und Regelung nach dem Prinzip von einem inversen Pendel) zu testen und zu erforschen. In dem entwickelten Konzept erfolgt die Stabilisierung des Staplers erfolgt durch einen gezielten Eingriff in die Motorregelung, was durch eine Simulation deutlich genauer abgebildet werden kann. Der Demonstrator wurde dennoch aufgebaut, um das Zusammenspiel des Vorschubs und der Stütze zu zeigen. Zusätzlich wurde eine vereinfachte Version des dynamischen Standsicherheitssystems implementiert. Aktive messtechnische Untersuchungen am Demonstrator wurden jedoch nicht durchgeführt, wodurch dieses Arbeitspaket (AP6) deutlich weniger Zeit in Anspruch genommen hat.

Zur Erstellung des dynamischen Standsicherheitsmodells wurde eine ganzheitliche Untersuchung des Staplerverhaltens durchgeführt. Dabei wurden Einflussfaktoren und Eingriffsmöglichkeiten identifiziert und darauf ein aktives dynamisches Standsicherheitssystem aufgebaut und getestet. Das fertige System wurde in das Simulationsmodell des Konzeptfahrzeugs implementiert und simulativ erprobt.

Bei der ökonomischen und ökologischen Untersuchung wurden die Einsparpotentiale (AP7) und die Zweckmäßigkeit des Konzeptes für kleine und mittelständische Unternehmen bestimmt. Im abschließenden 8. Arbeitspaket werden Ergebnisse des Projektes in diesem Abschlussbericht zusammengefasst.

## 4 Konzeptentwicklung eines Leichtstaplers [AP2]

In diesem Kapitel wird die Konzeptentwicklung der Leichtstapler beschrieben. Um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten, muss bei der Konzeptentwicklung ein Referenzfahrzeug festgelegt werden. Ausgehend von diesem Fahrzeug werden die Dimensionen und die Leistungsfähigkeit in der Anforderungsliste definiert. Zur Gewährleistung der statischen Standsicherheit wird ein Sicherheitsbeiwert definiert, welcher dem des Referenzstaplers entspricht. Anschließende Untersuchung der Gewichtsreduktionspotentiale soll verdeutlichen, wie eine geforderte Gewichtseinsparung von 20 % sinnvoll erreicht werden kann. Die möglichen Methoden zur Verbesserung der dynamischen Standsicherheit werden ebenfalls analysiert. Ausgehend aus diesen Erkenntnissen wurden Konzepte ausgearbeitet, von welchen 5 die geforderte Gewichtseinsparung erreicht haben. Diese wurden weiter untersucht, bewertet und das beste Konzept in weiterer Ausarbeitung präzisiert.

### 4.1 Referenzfahrzeug

Bei der Wahl des Referenzfahrzeugs wurden mehrere Kriterien festgelegt. In erster Linie sollte es sich um einen Leichtstapler handeln, welcher bei KMUs häufig eingesetzt wird und für vielfältige Aufgaben geeignet ist. Außerdem soll der Stapler keine Spezialausführung sein. Die Nenntragfähigkeit wurde auf 2000 kg festgesetzt.

Durch eine Gewichtsreduktion verschlechtert sich unter anderem die dynamische Standsicherheit, da der Gesamtschwerpunkt des Staplers nach oben verschoben wird. Aus diesem Grund wurde eine Entscheidung getroffen, einen Vierradstapler zu wählen, da diese Bauweise grundsätzlich bessere dynamische Standsicherheit aufweist. Als Antriebskonzept wurde ein elektrischer Stapler ausgewählt. Durch stetige Fortschritte im Bereich der Elektromobilität, ist ein Übergang zur Lithium-Ionen Technologie immer vorteilhafter, da diese im Bereich der Logistik gegenüber Blei-Batterien viele Vorteile bietet. Eine stärkere Verbreitung ist in diesem Bereich zu erwarten.

Als Referenzfahrzeug wurde ein Gabelstapler der Firma Still GmbH RX 20-20 P (Abbildung 4.1) gewählt. Dieser erfüllt die gestellten Anforderungen und besitzt ein Gegengewicht von 1048 kg, welches genügend Potential zur Gewichtsreduktion von bis zu 30 % bietet. Der Gabelstapler verwendet Bleibatterien mit einem Gesamtgewicht von über 800 kg. Durch einen Übergang zur Lithium-Ionen-Technologie resultiert ein zusätzliches Potential von bis zu 500 kg. Eine nötige Voraussetzung dafür ist die Gewährleistung der statischen und dynamischen Stabilität. Die Gesamtdaten des Referenzfahrzeugs sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst. Bei der Erstellung der Konzepte wurde darauf geachtet, dass die Wirkprinzipien auf Gegengewichtsstapler mit anderen Nenntragfähigkeiten übertragbar sind.

### 4.2 Vorgehensweise bei der Konzeptgestaltung

Für die Erstellung der Konzepte wurde zuerst eine Anforderungsliste festgelegt. Diese Liste orientiert sich am Referenzfahrzeug. Bei jedem Konzeptfahrzeug wurde eine Überschlagsrechnung durchgeführt, um sicherzustellen, dass die geforderte Gewichtsreduktion von 20 %



**Abbildung 4.1:** Still RX 20-20 P (Quelle: Produktbilder der Still GmbH)

**Tabelle 4.1:** Technische Daten von RX 20-20 P (Bezeichnungen nach VDI-Richtlinie 2198 [VDI12])

Antrieb	-	elektrisch
Eigengewicht mit einem Standardmast	-	3225 kg
Nenntragfähigkeit	$Q$	2000 kg
Batteriegewicht	-	865 kg
Lastabstand	$x$	365 mm
Radstand	$y$	1469 mm
Spurweite vorne	$b_{10}$	942 mm
Hubhöhe	$h_3$	4465 mm
Höchstgeschwindigkeit	-	20 km/h

erreicht werden kann. Zusätzlich musste ein Sicherheitsbeiwert  $k_S$  berücksichtigt werden. Dieser Beschreibt das Verhältnis des Gegenmomentes  $M_G$  und des Lastmomentes  $M_L$ :

$$k_S = \frac{M_G}{M_L}. \quad (1)$$

In der Literatur [Mar13] ist ein Wert größer 1,4 vorgegeben. In dem Referenzfahrzeug wurde ein Beiwert von ca. 1,5 ermittelt. Um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten wurde der Sicherheitsbeiwert des Referenzfahrzeugs übernommen. Da die Massenverteilung für einen Stapler nicht immer zur Verfügung steht und der Sicherheitsbeiwert nicht im Typenblatt steht, musste der Sicherheitsbeiwert aus den vorhandenen Daten ermittelt werden. Aus der Kräftebilanz kann der Sicherheitsbeiwert wie folgt bestimmt werden:

$$k_S = 1 + \frac{y \cdot F_{HA}}{Q \cdot g \cdot (x + c)}, \quad (2)$$

wobei  $F_{HA}$  die Last an der Hinterachse (im beladenen Zustand) und  $c$  der Lastschwerpunkt-  
 abstand ist. Diese Gleichung wird ebenfalls zur Bestimmung des Sicherheitsbeiwerts  
 im MKS-Modell verwendet.

Bei der Erstellung der Konzepte hat es sich herausgestellt, dass die Gewährleistung  
 der statischen Standsicherheit die größte Herausforderung darstellt. Für die statische  
 Standsicherheit müssen schwere Komponente in den hinteren Bereich des Fahrzeugs verlagert  
 werden, um einen längeren Hebelarm zu bekommen. Da die Flexibilität des Fahrzeugs gleich  
 bleiben muss, dürfen der Wenderadius und auch der Platzbedarf nicht vergrößert werden.  
 Daraus resultiert die Forderung, dass alle Komponenten nur innerhalb des Fahrzeugrahmens  
 und in der Höhe verschoben werden können. Gleichzeitig verschlechtert die Verschiebung  
 der Massen in den hinteren Bereich des Fahrzeugs die dynamische Standsicherheit. Dadurch  
 wandert der Gesamtschwerpunkt des leeren Fahrzeugs näher zur Kippachse. Die dynamische  
 Standsicherheit kann durch aktive Eingriffe in Antriebstechnik und Lenkung, sowie durch  
 Verwendung von neuartigen Systemen, wie der Neigetechnik verbessert werden. Aus diesem  
 Grund wurden alle Konzepte ohne Rücksicht auf die dynamische Standsicherheit erstellt.  
 Die erstellten Konzepte wurden danach in einer Mehrkörpersimulation nachgebildet und  
 getestet. Anschließend wird die unter Umständen verschlechterte Standsicherheit durch  
 aktive Systeme aus das Niveau des Referenzfahrzeugs gebracht.

### 4.3 Statische Standsicherheit

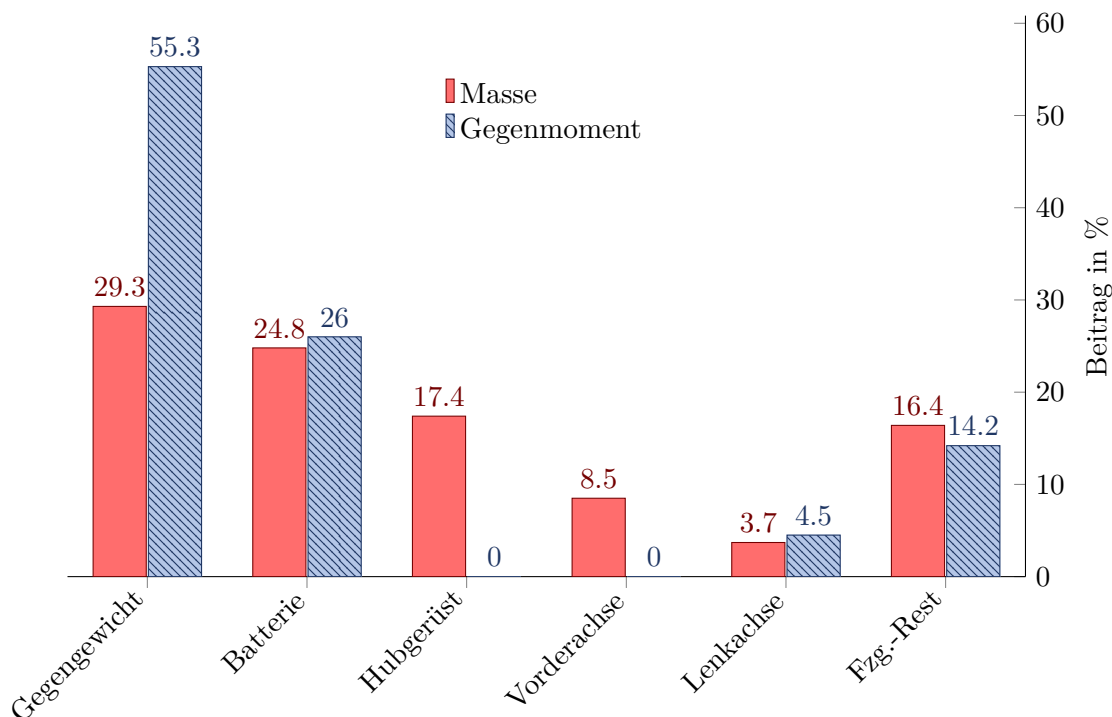
#### 4.3.1 Gewichtsreduktion durch eine Verlagerung der Komponenten

Zur Lösung der gestellten Aufgaben wurde eine Mehrzahl der Kreativitätstechniken einge-  
 setzt. Bei einer Patentrecherche wurden die Konzeptfahrzeuge hinsichtlich der eingesetzten  
 Wirkprinzipien untersucht und in einem morphologischen Kasten zusammengefasst. Dabei  
 wurden alle Wirkprinzipien in vier Kategorien unterteilt: Verbesserung der statischen Stand-  
 sicherheit, Verbesserung der Kippsicherheit beim Bremsen, Verbesserung der dynamischen  
 Standsicherheit bei einer Kreisfahrt und Verbesserung der dynamischen Standsicherheit bei  
 einem plötzlichen Ausweichmanöver. Zu den wichtigsten Grundprinzipien gehören Verlage-  
 rung des Schwerpunktes, Verlängerung des Hebelarms und Verschiebung der Kippachse.  
 Daraufhin wurden mehrere Konzepte aus der Kombination der Wirkprinzipien erstellt und  
 miteinander verglichen.

Aus der CAD-Geometrie konnten die Massen der einzelnen Komponenten bestimmt wer-  
 den. Bei der Analyse wurde ersichtlich, dass das Gegengewicht, die Batterie und das  
 Hubgerüst für etwa 70 % der Gesamtmasse verantwortlich sind (vgl. Abbildung 4.2). Der  
 Rest des Fahrzeugs, wie die Kabine, die Vorder- und die Hinterachse bieten nicht genug  
 Einsparpotential.

In der Abbildung 4.3 ist eine Übersicht über die Verteilung der Schwerpunkte der einzelnen  
 Staplerkomponenten dargestellt. Da die Vorderachse direkt an der Kippachse platziert ist  
 und nicht zum Gegenmoment beiträgt, wird sie an dieser Stelle vernachlässigt. Ein Beitrag  
 zum Gegenmoment wird dadurch gebildet, dass das Gewicht der einzelnen Komponenten  
 mit der Entfernung zur Kippkante multipliziert wird. Die Aufteilung der Beiträge zum

Gegenmoment sind in der Abbildung 4.2 dargestellt. Der Schwerpunkt des Hubgerüsts befindet sich um  $L_1$  vor der Kippkante und verschlechtert somit die statische Standsicherheit. Dieser Beitrag wird in der Abbildung nicht dargestellt. Die größten Beiträge zum Gegenmoment liefern somit das Gegengewicht mit dem Abstand  $L_4$  und die Bleibatterie mit dem Abstand  $L_3$ .



**Abbildung 4.2:** Beitrag der einzelnen Komponenten zur Masse und zum Gegenmoment

Bei der Wippe, die der Stapler darstellt, existieren zwei Wege die Masse zu reduzieren, ohne die statische Standsicherheit zu verschlechtern. Schwere Komponenten können in den hinteren Bereich des Fahrzeugs verlagert werden. Das resultiert in einem steigenden Gegenmoment, wodurch die Masse des Gegengewichts reduziert werden kann. Ein anderer Weg besteht darin, das Lastmoment zu senken, wodurch das Verhältnis von Last- und Gegenmoment kleiner wird.

Die theoretischen Grenzen dieser Vorgehensweise müssen ermittelt werden. Die Länge des Staplers soll nicht vergrößert werden. Somit steht ein Hebelarm von höchstens 1707 mm zur Verfügung. Dies entspricht der Länge zwischen der Kippkante und der hinteren Kante des Staplers. Der Grenzfall beschreibt ein Konzept, bei dem die gesamte Masse des Staplers ohne Hubgerüst, Vorder- und Hinterachse in einer infinitesimal dünnen Platte mit diesem Abstand angebracht werden kann. Um die statische Standsicherheit zu gewährleisten, muss diese Schicht 1575 kg schwer sein. Daraus resultiert ein Stapler mit einer Gesamtmasse von 2491 kg und somit einer Einsparung von 29,8 %. Das bedeutet, dass die restlichen Komponenten der Kabine lediglich 346 kg schwer sein können. Wird die Masse nicht als eine Schicht, sondern als ein Körper mit dem Hebelarm von 1475 mm (Schwerpunkt des Gegengewichts) angenommen, resultiert daraus eine Gewichtsreduktion von 808 kg

(22,8 %), was nur einen Spielraum von weniger als 100 kg für die restlichen Komponenten bietet. Eine sehr starke Verlagerung des Gesamtschwerpunktes nach hinten ruft eine Reihe negativer Effekte hervor. Bei einem zu geringen Abstand zur Kippkante, wird die dynamische Standsicherheit beeinträchtigt. Zusätzlich wird die Hinterachse mehr belastet, was Verwendung größerer und schwerer Räder unumgänglich macht. Das bedeutet, dass allein die Verlagerung der Batterie in den hinteren Bereich des Fahrzeugs nicht ausreichen kann, um allen Anforderungen gerecht zu werden. Eine Vergrößerung des Hebelarms  $L_4$  kann lediglich zu einer Einsparung von 400 kg (11,2 %) führen.

Daraus folgt, dass zum Erreichen des Ziels bezüglich der Gewichtseinsparung eine Gegenmomentseitige Anpassung nicht ausreichend ist. Konstruktive Veränderungen an der Lastseite sind notwendig. Das Lastmoment setzt sich aus der Lastmasse  $Q$  und dem Hebelarm zusammen. Der Hebelarm besteht aus zwei Teilen: dem Lastschwerpunkt Abstand und dem Lastmaß  $x$  (dem Abstand zwischen der Kippkante und dem Gabelrücken). Die Last und deren Abmaße werden für einen gegebenen Gabelstaplertyp vorgegeben. Der Lastmaß ist konstruktiv bedingt. Bereits eine Verkleinerung des  $x$ -Maßes um 173 mm führt zu einer Reduktion des erforderlichen Gegenmoments um 20 %. Wird das Lastmaß reduziert, hat es auch eine Verkleinerung des Abstandes  $L_1$  zwischen der Kippkante und dem Schwerpunkt des Hubgerüsts zur Folge. Dabei kann es dazu kommen, dass die Masse des Hubgerüsts zum Gegenmoment beiträgt, anstatt die statische Standsicherheit zu mindern. Die Verkleinerung vom  $x$ -Maß kann beim Aufnehmen der Last durch eine Stütze realisiert werden, anschließend wird die Last näher zum Fahrzeugschwerpunkt verlagert.

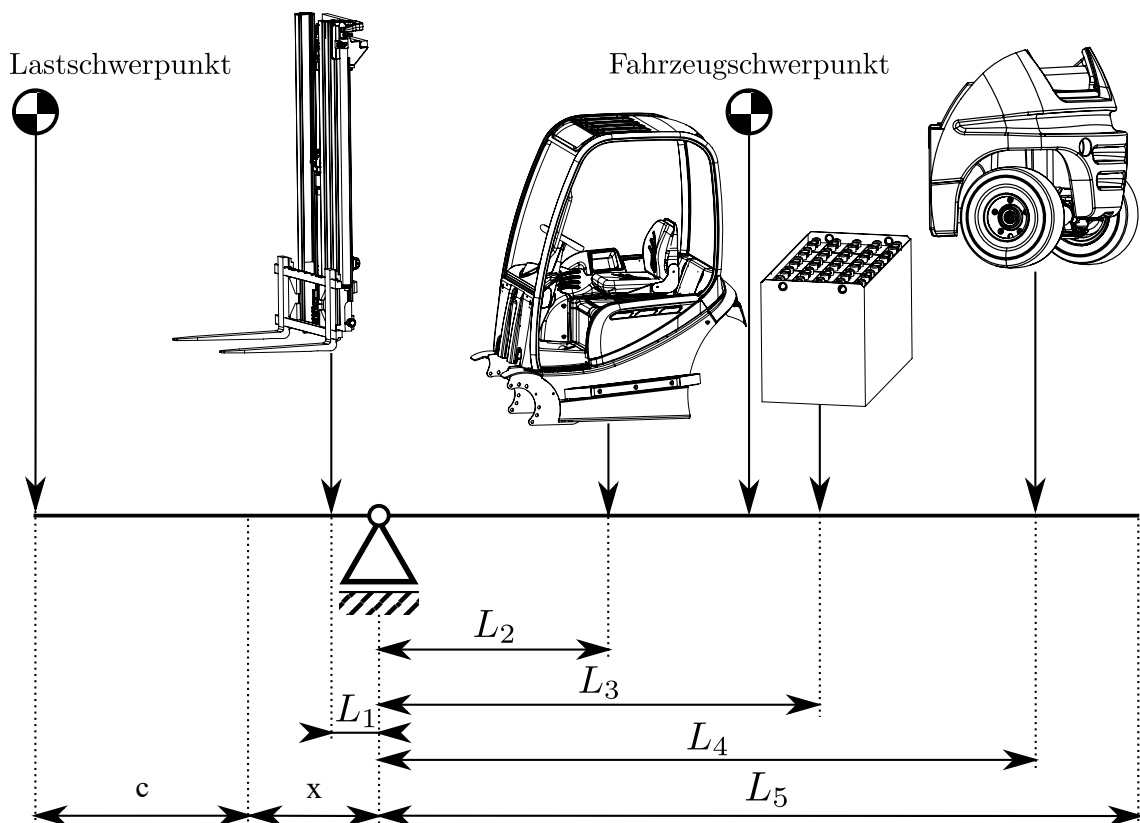


Abbildung 4.3: Verteilung der Komponenten im Referenzstapler



Die erfolgversprechende Vorgehensweise besteht aus einer simultanen Verkleinerung des Lastmoments und Verlagerung der schweren Komponenten in den hinteren Teil des Fahrzeugs. Die Bauteile an denen eine Einsparung möglich ist: die Batterie, das Gegengewicht und das Hubgerüst können allerdings nicht vollständig eliminiert werden. Beim Gegengewicht müssen nach der Massenreduktion weiterhin die Funktionen wie die Lagerung der Hinterachse, Kühlkörperfunktion bei einem Dieselstapler und Schutzfunktion des Staplers erfüllt werden. Die letztere darf nicht vernachlässigt werden, weil die Fahrzeuge häufig unachtsam verwendet werden, was die zahlreichen Beschädigungen nach längerer Nutzung am Heck bezeugen. Als unterste Grenze für das Gegengewicht wurde ein Wert von 25 % der jetzigen Masse bzw. 260 kg gewählt. Ein bewegliches Gegengewicht ist allerdings nicht sinnvoll, solange die Außenabmaße des Staplers unverändert bleiben sollen. Bei einer vorgegebenen Fahrzeuglänge erzeugt das Gegengewicht in der hintersten Stellung das größte Gegenmoment und verhindert dadurch zusätzlich das Kippen nach vorne bei einer abrupten Bremsung.

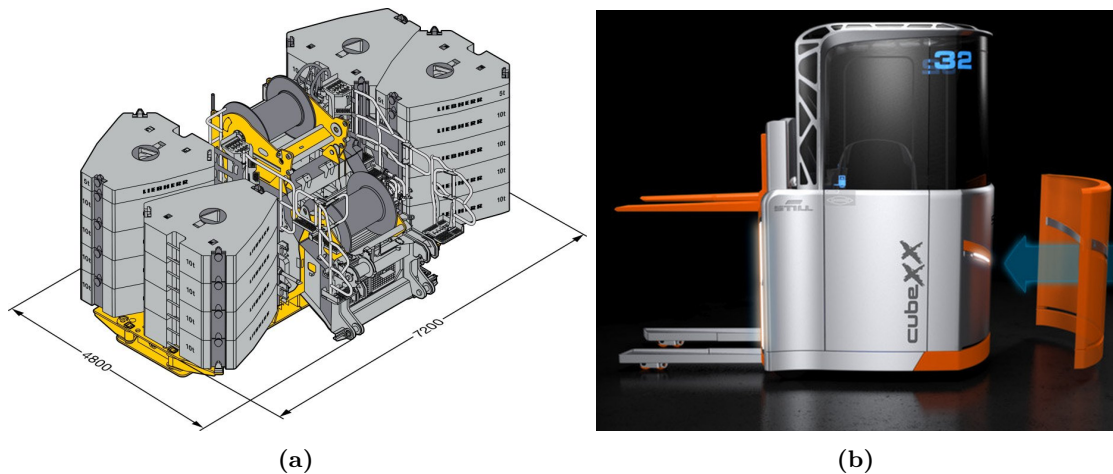
Ein anderer vielversprechender Weg um die Gesamtmasse zu reduzieren besteht darin, die Vorderräder nach vorne zu verschieben, wobei der Lastangriffspunkt unverändert bleibt. Dadurch vergrößern sich alle Abstände an der Gegengewichtsseite, das  $x$ -Maß wird gleichzeitig verkleinert. Der Schwerpunkt des Hubgerüsts wandert dadurch hinter die Kippkante und trägt zusätzlich zur Erzeugung des Gegenmoments bei.

Bei einem kleinen oder mittelständischen Unternehmen, wo die Fahrzeugflotte nur auf wenige Fahrzeuge beschränkt ist, wird ein Stapler für die schwerste mögliche Ladung ausgelegt, selbst wenn diese nur in Ausnahmefällen bewegt werden muss. Somit wird zu schwere Gegengewicht bewegt, obwohl dieses im Normalbetrieb nicht notwendig ist und unter Umständen ein kleinerer Stapler ausreichend wäre. Das legt nahe, ein Fahrzeug mit abnehmbaren Gegengewichten zu gestalten, welches nach Bedarf angekoppelt werden können. Bei Kranen sind modulare Gegengewichte weit verbreitet. Ein modulares Gegengewicht eines Mobilkrans der Firma Liebherr ist in der Abbildung 4.4(b) dargestellt, welches bis auf eine Gesamtmasse von 204 t vergrößert werden kann. In der Intralogistik stellt das CubeXX von der Firma Still GmbH ein Beispiel eines Flurförderzeugs mit abnehmbarem Gegengewicht dar (vgl. Abbildung 4.4(a)). Die Designstudie macht es möglich ein Fahrzeug für 6 verschiedene Aufgaben einzusetzen. Bei dem Konzept ermöglicht das Gegengewicht erst die Verwendung des Flurförderzeugs als Gegengewichtsstapler.

### 4.3.2 Gewichtsreduktion an der Batterie

Bei der Batterie ist die Verwendung der Blei-Säure als auch Lithium-Ionen Batterien denkbar. Durch eine signifikante Verringerung des Gesamtgewichts wird auch eine kleinere Batterie benötigt. Werden die Hubvorgänge vernachlässigt, ist der Energieverbrauch um etwa 20 % geringer. Im beladenen Zustand beträgt die Gewichtsreduktion etwa 13 %. Daraus folgt, dass Kapazität und somit das Gewicht der Bleibatterie um 15 % auf 748 kg verkleinert werden kann.

Als Referenzbatterie wurde, wie beim Referenzstapler, die F 5 PzS 575 ausgewählt. Bei der Auslegung der Batterie können anhand der DIN 43531 [DIN12] (Norm für 48 V



**Abbildung 4.4:** (a) Modulares Gegengewicht bei dem Mobilkran Liebherr LTM 1750-9.1 [Lie15]; (b) Still CubeXX (Quelle: Still GmbH)

Bleibatterien) Abmaße für standardisierte Batterien gewählt werden. Als Beispiel dafür kann C 6 PzS 480 Schaltung A genommen werden, welche flacher als die Referenzbatterie ausgelegt ist und dadurch die dynamische Standsicherheit positiv beeinflusst. Alternativ kann eine Batterie G 3 PzS 465 verwendet werden. Diese Ausführung ist schmaler und höher, wodurch die Batterie weiter hinten im Fahrzeug platziert werden kann. Somit wird die statische Standsicherheit verbessert. Durch eine Verkleinerung des Gegengewichts ist es möglich, die Batterie weiter nach hinten zu verschieben. Ein Auswahl der geeigneten Batterien ist in der Tabelle 4.2 zusammengefasst. Einige dieser Batterien in der Schaltung B und C können im Referenzstapler nur längs verbaut werden, weil sonst die Fahrzeugbreite vergrößert wird.

Die Verwendung der nicht standardisierten Zellen ist zwar möglich, führt allerdings zu höheren Produktionskosten und muss abgewogen werden. Durch solche Batterien wären mehrere Vorteile denkbar. Als erstes kann eine geteilte Batterie realisiert werden, welche an mehreren Stellen im Fahrzeug untergebracht werden könnte. Dadurch kann der Schwerpunkt der Batterie nach hinten verlagert werden. Entnahmefähigkeit der Batterie kann dabei nur mit deutlich mehr Aufwand realisiert werden.

Die bestehende Blei-Säure-Batterientechnologie weist dennoch Optimierungspotentiale auf. Durch die Verwendung hochwertiger Metalle an der negativen Kupfersteckplatte und Formoptimierung an den stromführenden Teilen können innere Widerstände reduziert werden. Durch Verbesserungen an der Röhrenplatte können zusätzlich die ionischen Widerstände verringert werden. Daraus wird ein höherer Warenumsatz pro Batterieladung, geringere Ladeverluste, langsamere Abnutzung und bessere Tiefenentladefähigkeit erreicht. Potentiale dieser Strategie wurden von GNB® Industrial Power in der TENSOR®-Reihe gezeigt [Rut15]. Eine bessere Entnahmefähigkeit ermöglicht eine kleinere Batterie für einen vorgegebenen Warenumsatz und somit ein kleineres Gewicht der Batterie und des Staplers.

**Tabelle 4.2:** Für ein Konzeptfahrzeug passende Batterietypen nach DIN 43531 [DIN12]

IEC-Typen-klasse	Zellentyp	Schaltung	Abmaße (LBH) in mm			Kapazität in Ah	Masse in kg
<b>F</b>	<b>5 PzS 575</b>	<b>A</b>	<b>830</b>	<b>630</b>	<b>627</b>	<b>575</b>	<b>856</b>
C	6 PzS 480	A	830	738	462	480	720
C	6 PzS 480	B	1030	619	462	480	722
D	5 PzS 450	A	830	630	537	450	712
F	4 PzS 500	A	830	522	627	460	708
F	4 PzS 500	B	1030	439	627	460	709
G	3 PzS 465	A	835	418	784	465	739
G	3 PzS 465	B	1035	353	784	465	746
G	3 PzS 465	C	1223	283	784	465	750

Wird in einem Unternehmen ein Mehrschichtbetrieb ausgeübt, wird in der Regel ein Batterien-Pool angeschafft. In der Pause zwischen den Schichten wird die Batterie im Batterienlager abgeladen und eine frische entnommen. Die Bleibatterien haben eine eingeschränkte Schnellladefähigkeit, sodass eine vollständige Aufladung in den Pausen nicht möglich ist. Ein Batterien-Pool ruft eine hohe Kapitalbindung hervor. Zusätzlich werden potentielle Lagerflächen belegt, deren Fläche durch AGI-Arbeitsblatt J31 geregelt ist. Aus diesen Gründen wird in der Intralogistik vermehrt auf die Lithium-Ionen-Batterien gesetzt.

Lithium-Ionen-Batterien haben eine Reihe Vorteile für die effiziente Ausnutzung der Flurförderzeuge in der Intralogistik. Durch die Schnellladefähigkeit können auch große Batterien der Gegengewichtsstapler in einer sehr kurzen Zeit z.B. in Pausen aufgeladen werden. Zusätzlich können hohe Ströme in kurzer Zeit aufgenommen werden, was eine bessere Rückgewinnung der Bremsenergie ermöglicht. Durch eine geschlossene Bauweise sind die Lithium-Ionen-Batterien wartungsfrei und haben beim Laden keine Sicherheitsgefahr des Gasens. Blei-Säuren-Batterie eines Gabelstaplers darf nicht vollständig entladen werden, die Restkapazität muss dabei in etwa 20 % betragen. Eine Lithium-Ionen-Batterie kann fast vollständig entladen werden (Restkapazität ca. 5 %), was zu einer effizienteren Kapazitätsausnutzung führt. Neben dem höheren Gesamtwirkungsgrad beim Laden haben diese Batterien eine höhere Lebenszeit, sind insgesamt etwa 3 mal leichter und brauchen halb so viel Platz als eine vergleichbare Blei-Säure Batterie. Allerdings ist der Einsatz von Lithium-Ionen Batterien kostspielig und erfordert eine Zellspannungsüberwachung und spezielle Ladegeräte. Diese Nachteile relativieren sich durch den Wegfall einer Zweitbatterie. Durch einen andauernden Trend zur Elektromobilität im PKW-Bereich sind die Preise der Lithium-Ionen-Batterien signifikant gesunken. Zusätzlich können Synergieeffekte mit der Autoindustrie bei der Entwicklung der Antriebskonzepte ausgenutzt werden.

Bei den größeren Flurförderzeugen werden in der letzten Zeit vermehrt Lithium-Ionen-Batterien ausprobiert. Eine Marktdurchdringung ist bis jetzt aber noch nicht erreicht. Er handelt sich dabei um die normalen Stapler, bei denen die Blei-Säure-Batterie durch

eine leichtere Lithium-Ionen-Batterie ausgetauscht und das fehlende Gegengewicht durch Eisenplatten kompensiert wurde. Die Batterie-Zusatzgewicht-Einheit, nach Wunsch auch mit einem integrierten Ladegerät, wird in einem gewöhnlichen Batterietrog platziert [Cla13]. Übergang zu Lithium-Ionen-Technologie stellt bei allen Gabelstaplerherstellern eine mittelfristige Entwicklungsstrategie dar. Zum Beispiel will Still GmbH bis 2018 in 75 % aller Fahrzeuge Lithium-Ionen Batterien einbauen [Kie15].

Lithium-basierte Energiespeicher bieten mehrere Möglichkeiten bezüglich der verwendeten Kathoden- und Anodenmaterialien. Durch eine bestimmte Wahl der Anoden und Kathoden können an die Akkumulatoren gestellten Anforderungen leichter erfüllt werden. Eine der neuen Entwicklungen auf dem Batteriemarkt ist die Verwendung von Lithium-Eisenphosphat ( $\text{LiFePO}_4$ ) als Kathodenmaterial. Diese Batterien wurden in 1996 entwickelt [Pad97]. Sie verwenden kein Kobalt, wie die konventionellen  $\text{LiCoO}_2$ -Kathoden, können Lithium effizienter ausnutzen, haben eine längere Zyklenfestigkeit und weisen eine höhere Sicherheit auf [Wil14]. Als Nachteil gilt unter anderem geringere Energiedichte [Guo08], was bei einem Gabelstapler kein ausschlaggebender Faktor ist. Aus diesen Gründen gilt dieser Batterietyp als ein möglicher Ersatz für die Blei-Säure-Batterien in der Zukunft. Das Unternehmen BYD Company Limited hat ihren Stapler ECB18 mit Lithium-Eisenphosphat-Batterie vorgestellt, bei dem die Vorteile der Lithium-Ionen-Technologie in der Intralogistik gezeigt werden konnten [Heb15]. Für weitere Informationen zu Lithium-Ionen-Batterien sowie deren Einsatz wird an dieser Stelle auf KORTHAUER [Kor13] verwiesen.

Bei den Konzeptfahrzeugen kann, abweichend von den heute üblichen Staplern, die Batterie im hinteren Bereich platziert werden, da eine schnelle Entnahmemöglichkeit nicht unbedingt erforderlich ist. Dabei wird der Hebelarm in etwa verdoppelt, eine im Vergleich zur Referenzbatterie auf ein Viertel reduzierte Masse macht ein Zusatzgewicht notwendig. Für die Staplerkonzepte wurde eine Lithium-Ionen-Batterie mit einer Masse von 250 kg angenommen, was in etwa einem Drittel der Masse der verkleinerten Blei-Säure-Batterie entspricht. Dabei ist eine Massenreduktion, ohne Berücksichtigung des steigenden Gegengewichts von bis zu 17 % möglich. Bleibt die Batterie in der Mitte des Fahrzeugs und das fehlende Gegenmoment durch ein schwereres Gewicht ausgeglichen, kann eine Gewichtseinsparung von 8 % erreicht werden. Bei einer Verlagerung der Batterie zum Gegengewicht des Staplers werden 400 kg oder 11,2 % erreicht.

### 4.3.3 Gewichtsreduktion am Hubgerüst

Ein anderer Weg die Gesamtmasse des Fahrzeugs zu reduzieren und gleichzeitig die statische Standsicherheit zu verbessern besteht darin, die Masse des Hubgerüsts zu reduzieren. Das kann durch eine Verwendung der Leichtbauweise erreicht werden. Durch eine angepasste Querschnittsgeometrie kann ein steigendes Widerstandsmoment und somit eine geringere Masse des Hubgerüsts erreicht werden. Diese Vorgehensweise wird bei dem unteren Teil des Hubmasts der Schmalgangstapler verwendet. Dabei wird das Hubgerüst belastungsgerecht versteift und durch zusätzliche Streben mit dem Hinterteil des Fahrzeugs verbunden (vgl. Abbildung 4.5). Durch die Notwendigkeit einer Neigefunktion ist diese Vorgehensweise bei einem Gabelstapler schwierig und kann durch die Verwendung einer Neigevorrichtung im Gabelträger gelöst werden.

Durch eine starke Neigung des Hubgerüsts kann dessen Schwerpunkt weiter nach hinten verlagert und gleichzeitig das  $x$ -Maß verkleinert werden. Diese Verkleinerung ist von der Hubhöhe abhängig. Die Neigung der Last muss durch eine Kinematik ausgeglichen werden. Beim Aufnehmen der Last wird gleichzeitig ein zusätzliches technisches System notwendig, um eine ausreichende Standsicherheit zu gewährleisten.



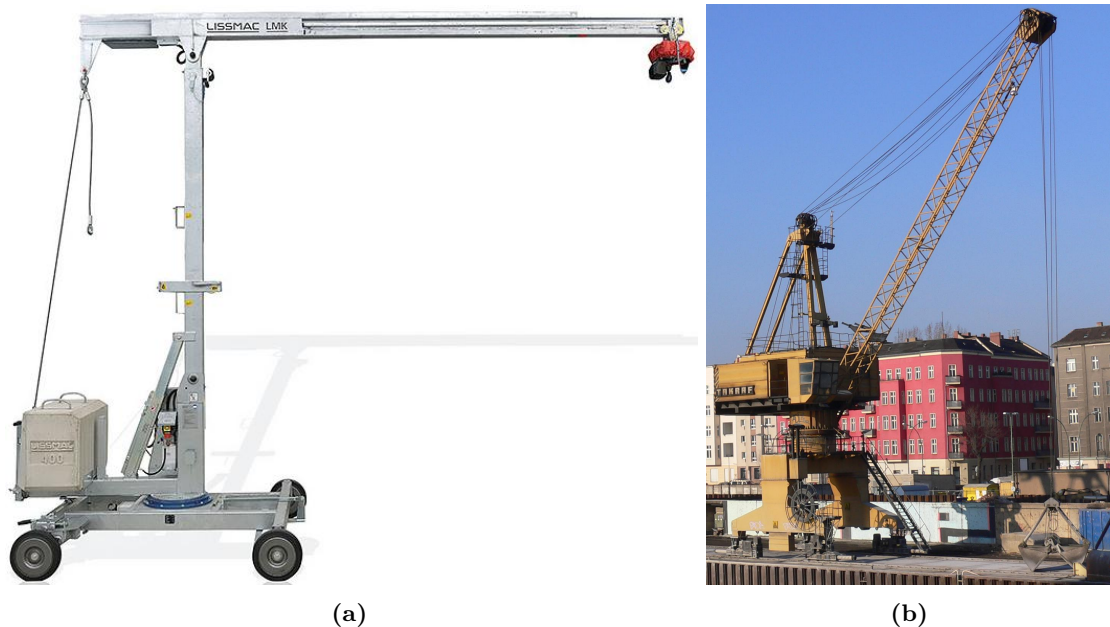
**Abbildung 4.5:** (a) Jungheinrich EKK 515k (Quelle: Jungheinrich AG); (b) Schmalgangstapler Still MX-X (Quelle: Still GmbH)

Untersuchungen am Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik der TU München haben gezeigt, dass das Hubgerüst eines Regalbediengeräts aus kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff (CFK) oder glasfaserverstärktem Kunststoff (GFK) auch in Kombination mit Aluminium gefertigt werden kann [Sch15]. Dadurch wird das Gewicht bei einer konservativen Schätzung um etwa 25 % reduziert. Eine Übertragung auf die Hubgerüste der Gabelstapler ist in der Zukunft möglich. Allerdings ist lediglich der Ersatz des Hubgerüsts nicht ausreichend, um die geforderten 20 % Gewichtsreduktion zu erreichen. Ein leichteres Hubgerüst führt zusätzlich zu einem geringeren Energiebedarf bei Hubvorgängen.

Das Hubgerüst wird stark mit einer Biegebeanspruchung belastet. Wird diese reduziert, können die Träger leichter ausgelegt werden. Die Biegebelastung des Trägers kann durch ein Gelenk im oberen Bereich eliminiert werden, da die Biegebelastung von diesem nicht aufgenommen werden kann. Wie in der Abbildung 4.6(a) dargestellt, wird der Hauptmast nur mit einer Druckkraft belastet. Bei einem ausfahrbaren Hubgerüst muss allerdings die Kraft zum Ausgleich der Biegebelastung aktiv vorgegeben werden. Das kann mit einer elektrisch

oder hydraulisch angetriebenen Winde erfolgen. Je nach Auslegung des Gerüsts kann die dazu notwendige Leistung variieren. In jedem Fall wird für eine Hubbewegung notwendige Energie größer, da neben dem Windenantrieb der gesteigerte Hubwiderstand überwunden werden muss. Dadurch wird das Hauptziel dieser Arbeit, reduzierter Gesamtverbrauch, nicht erfüllt.

Eine Umwandlung der Biegebelastungen in Zug-Druck-Kräfte in Fachwerkkonstruktionen führt zu einer steifen und gleichzeitig leichten Konstruktion der Kranausleger (vgl. Abbildung 4.6(b)). Bei einem Gabelstapler ist eine breite Fachwerkkonstruktion aus Platz- und Fertigungsgründen nur schwer umsetzbar.



**Abbildung 4.6:** (a) Lissmac LMK 400 TFE/DK (Quelle: LISSMAC Maschinenbau GmbH); (b) Hafenkran in Berlin-Friedrichshain, Osthafen – BEHALA-Gelände (Quelle: Georg Slickers)

Grundsätzlich befindet sich das Hubgerüst vor der Kippkante und beeinflusst somit negativ die statische Standsicherheit. Bei den Staplern des schwedischen Herstellers Semax Material Handling AB wird das Hubgerüst hinter der Kabine platziert und als ein Teil des Gegengewichts verwendet [Sch13] (vgl. Abbildung 4.7). Aus dieser Anordnung resultiert eine Reihe Vorteile, die in Bereichen wie Papier- und Stahlindustrie stark zur Produktivität beitragen. Fahrzeuge dieser Baureihe werden überwiegend mit einem Vorschub ausgeliefert, wodurch LKWs von einer Seite und Regale in der zweiten Reihe beladen werden können. Der gesamte Platzbedarf wird dadurch reduziert. Durch die Verschiebung des Hubgerüsts wird die Sicht nach vorne signifikant verbessert. Das Hubgerüst wird steif mit dem Fahrzeugrahmen verbunden. Die notwendige Neigung der Gabelzinken wird vom Gabelträger ausgeführt. Durch einen stark verlängerten Hebelarm muss das Hubgerüst viel steifer ausgeführt werden. Das Zusatzgewicht der Vorschubvorrichtung muss ebenfalls berücksichtigt werden. Bei einem Vergleich der Semax Stapler mit konventionellen Gegengewichtsgabelstaplern anderer Hersteller wurde eine um etwa 12 % geringere Eigenmasse festgestellt.



(a)



(b)

**Abbildung 4.7:** (a) Semax P50 HT-E (Quelle: Semax Material Handling AB); (b) Semax P80 HT-E (Quelle: Semax Material Handling AB)

#### 4.3.4 Weitere statische Stabilisierungsmöglichkeiten

Die statische Standsicherheit kann auch durch eine zusätzliche Kraft, die an der Gegengewichtsseite eingeleitet wird, gewährleistet werden. Diese kann kontinuierlich oder nur beim Be- und Entladen eingeleitet werden. Solche Kräfte können durch einen Magnet oder durch eine Saugvorrichtung erzeugt werden. Eine magnetische Kraft macht einen Boden aus einem entsprechenden Material notwendig. Was in der Halle durch hohe Investitionen möglich wäre, erweist sich in bei einem Außeneinsatz oder beim Be- und Entladen eines Fahrzeugs als ungeeignet. Eine umfassende Infrastruktur müsste geschaffen werden, was vor allem für kleine und mittelständische Betriebe nicht wirtschaftlich wäre. Eine alternative bietet eine Saugvorrichtung, die durch einen Unterdruck eine hinreichend hohe Kraft auf das Fahrzeug aufbringen könnte. Diese Vorgehensweise wäre auch bei einem Außeneinsatz denkbar, wobei der Untergrund hinreichend eben sein muss. Ein weiteres Problem besteht in der Notwendigkeit einer kontinuierlichen Energieversorgung, da im Falle einer Unterbrechung das Kippen des Fahrzeugs nicht mehr verhindert werden kann. Bei einer Saugvorrichtung entsteht eine zusätzliche Geräuschbelastung, die aus Gesundheitsgründen nicht immer toleriert werden kann. Der Einsatz von beweglichen Elementen an sicherheitsrelevanten Bauteilen führt zu steigenden Wartungs- und Inspektionskosten. Aus diesen Gründen wird der Weg nicht mehr weiter verfolgt.

Masseneinsparung an der Kabine ist ebenfalls möglich. Durch die Verwendung leichterer Werkstoffe kann bei gegebener Steifigkeit die Gesamtmasse verringert werden. Außerdem können wie bei der Roadster-Reihe der Firma Linde Material Handling GmbH die A-Säule eliminiert werden, wodurch gleichzeitig die Sicht nach vorne verbessert wird. Der Fahrerschutz bleibt dank der über dem Fahrer befindlichen Neigezylinder bestehen (vgl. Abbildung 4.8).



Abbildung 4.8: Linde E25 Roadster

Aus der Kombination der hier aufgelisteten Gestaltungsmöglichkeiten wurden Konzepte entwickelt, welche im Abschnitt 4.5 vorgestellt werden. Die Gewährleistung der statischen Standsicherheit stellt die größte Herausforderung dar, da diese nur durch Anordnung der Massen beeinflusst werden kann.

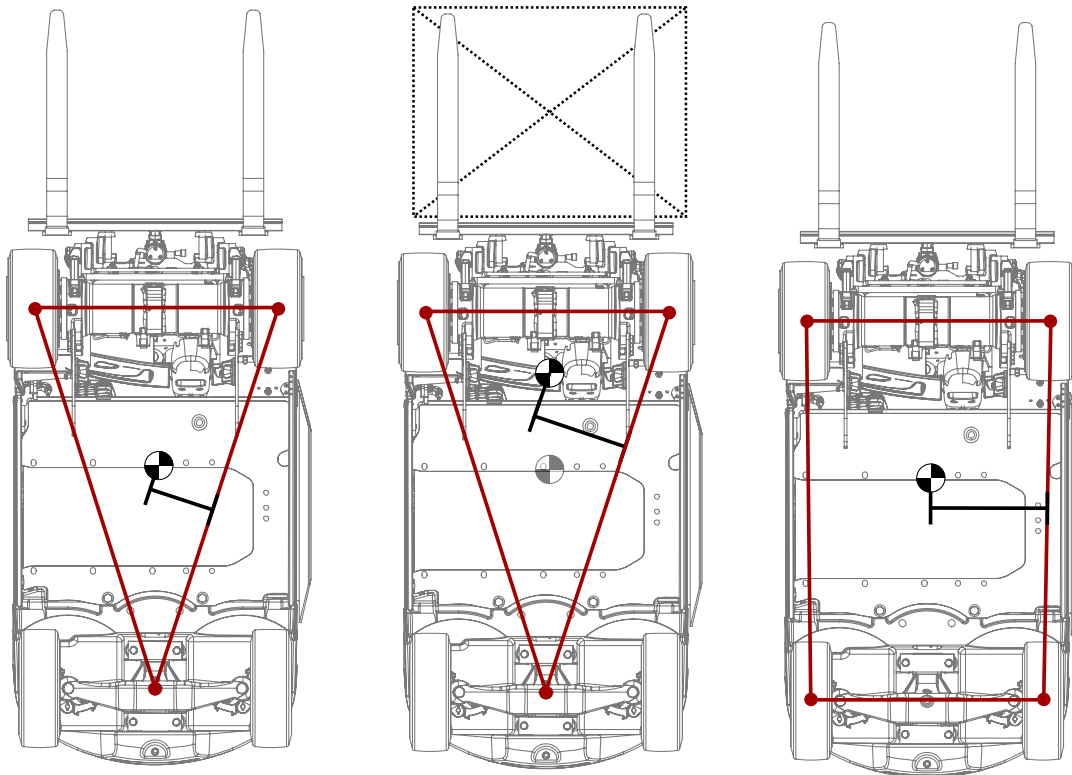
#### 4.4 Dynamische Standsicherheit, Analyse

Bei der dynamischen Standsicherheit spielt die Lage der seitlichen Kippkante eine entscheidende Rolle. Die Hinterachse der konventionellen Gegengewichtsstapler wird pendelnd auf Gummiblöcken gelagert ausgeführt. Das führt dazu, dass die Aufstandsfläche eines Vierradstaplers, genau wie eines Dreiradstaplers eine Dreiecksform hat. Das hat hinsichtlich der dynamischen Standsicherheit deutliche Nachteile. Es existieren auch Stapler mit einer Allradlenkung, diese ermöglicht erhöhte Wendigkeit, die einem Dreiradstapler gleicht, gleichzeitig besitzt das Fahrzeug eine rechteckige Aufstandsfläche. Diese Ausführung ist jedoch deutlich aufwändiger und wird nur selten verwendet. Eine Knicklenkung wird von der Firma Combilift in der AISLE-MASTER-Serie verwendet. Bei diesem Stapler bildet die Aufstandsfläche eine Trapez, die nach vorne eingengt wird und lenkwinkelabhängig ist.

Wird ein Fahrzeug beladen, wandert der Gesamtschwerpunkt nach vorne und somit weiter weg von der seitlichen Kippkante. Dadurch wird die dynamische Standsicherheit verbessert. Gleichzeitig werden die Lenkräder entlastet, was zu einer geringeren Kraftübertragung führt. Dadurch wird auch erklärt, dass die meisten seitlichen Kippunfälle bei unbeladenen Staplern passieren. Durch eine Sperrung der Pendelachse kann in kritischen Situationen das Aufstandsdreieck zu einem Aufstandsrechteck erweitert werden. Solche Sicherheitssysteme werden von der Firma Toyota Material Handling in Rahmen des Systems für Aktive



Stabilität (SAS) angeboten. Dabei wird der Zustand des Fahrzeugs kontinuierlich überwacht, tritt eine kritische Situation auf, wird die Hinterachse mithilfe eines Zylinders gesperrt und das Kippen des Fahrzeugs verhindert. An dieser Stelle soll erwähnt werden, dass bei konventionellen Staplern die Bewegung der Hinterachse relativ gering gehalten wird und etwa  $1^\circ$  beträgt. Durch konstruktive Maßnahmen wird eine weitere Bewegung der Hinterachse unterbunden, wodurch in kritischen Situationen das Fahrzeug ebenfalls ein Aufstandsviereck besitzt. Die Lage der Schwerpunkte im beladenen und unbeladenen Zustand, sowie bei einer gesperrten Pendelachse sind in der Abbildung 4.9 dargestellt.



**Abbildung 4.9:** Aufstandsdreieck eines beladenen und unbeladenen Staplers, sowie bei einer gesperrten Hinterachse

Die Höhe des Fahrzeugschwerpunktes spielt für die dynamische Standsicherheit ebenfalls eine entscheidende Rolle. Wird der Schwerpunkt nach oben verlagert, steigt in einer Kurve gleichzeitig das Kippmoment infolge der Zentrifugalkraft. Moderne Stapler werden aus diesem Grund so gebaut, dass der Schwerpunkt möglichst weit unten ist. Das Gegengewicht und die Batterie befinden sich im unteren Bereich des Fahrzeugs, das Hubgerüst hingegen ist sehr weit in vertikale Richtung gestreckt und verlagert somit das Gesamtschwerpunkt nach oben. Wird eine Last weit über dem Boden transportiert kann eine starke Lenkung ebenfalls ein Kippvorgang hervorrufen.

Reduktion der Fahrzeugmasse am Gegengewicht und an der Batterie führt dazu, dass der Gesamtschwerpunkt im Stapler nach oben wandert. Es wurde eine umfassende Studie über dynamische Standsicherheit durchgeführt. Diese wurde zunächst bei 3 verschiedenen Fahrsituationen betrachtet: starkes Bremsen (Kippen nach vorne), ein abruptes Lenkvor-gang bei hoher Geschwindigkeit und eine stationäre Fahrt im Kreis (Kippen zur Seite).

Das Kippen bei einer stationären Kreisfahrt kann durch eine lenkeinschlagabhängige Geschwindigkeitsdrosselung effizient vermieden werden und wurde nicht weiter verfolgt.

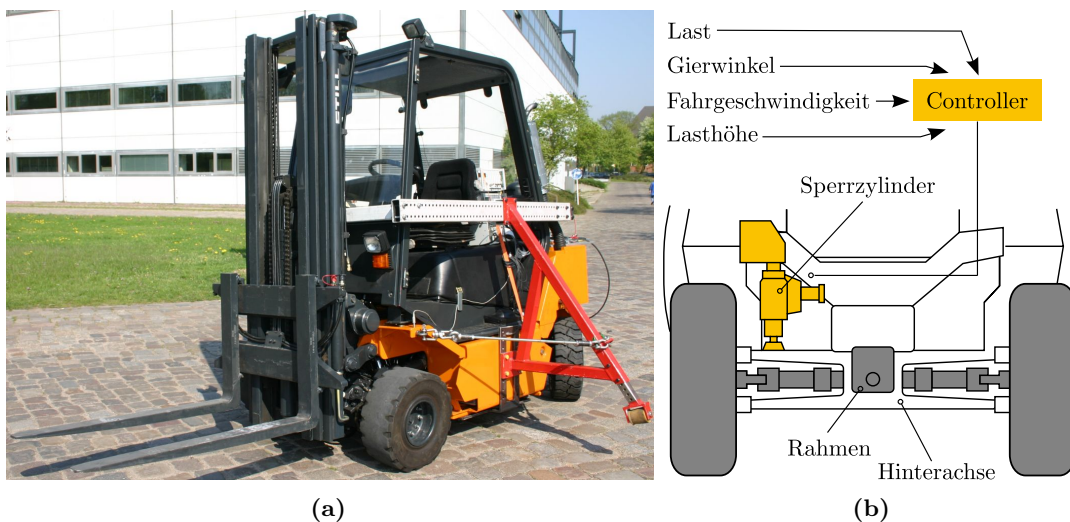
Ein Bremsvorgang mit angehobener Last gehört zu den gefährlicheren Fahrsituationen beim Betrieb eines Gabelstaplers. Im unbeladenen Zustand befindet sich der Schwerpunkt des Staplers relativ mittig zwischen den Achsen des Fahrzeugs, wodurch ein Kippen nach vorne sehr unwahrscheinlich ist. Wird eine Last befördert, befindet sich der Gesamtschwerpunkt nahe an der vorderen Kippkante und gleichzeitig höher über dem Boden als im unbeladenen Zustand. Das kann bei einem starken Bremsen zu Personen- und Materialschäden führen. Moderne Sicherheitssysteme wie Linde Safety Pilot überwachen den Beladungszustand sowie die Hubhöhe des Fahrzeugs kontinuierlich und greifen bei Bedarf ein. Somit kann die Geschwindigkeit bei einer Beförderung der Last ab einer Hubhöhe gedrosselt werden, sodass die Gefahrensituation vermieden werden.

Bei einem Stapler ohne Fahrerrückhaltevorrichtungen wird der Fahrer infolge eines seitlichen Kippens aus dem Fahrzeug geschleudert. Das hat die gravierendsten Unfälle mit hohen Personen- und Materialschäden als Folge. Zwar werden die Fahrerrückhaltesysteme vorgeschrieben, diese stören häufig im Betrieb und werden von den Mitarbeitern ignoriert. Selbst wenn der Sicherheitsvorrichtungen ordnungsgemäß verwendet werden, führt ein Kippen des Staplers zu einer Stressbelastung des Fahrers, Schäden am Fahrzeug und am transportierten Gut. Die Aufgabe eines Standsicherheitsystems besteht darin, die Gefahrensituationen vorzubeugen und durch ein Eingreifen in das Fahrverhalten das Kippen des Fahrzeugs zu unterbinden. Möglichkeiten zur dynamischen Stabilisierung des Fahrzeuges wurden in Form eines morphologischen Kastens zusammengefasst.

Die einfachste Möglichkeit die dynamische Standsicherheit zu verbessern besteht darin, entweder die Geschwindigkeit oder das Lenkverhalten des Fahrzeugs zu verändern. Eine niedrigere Fahrgeschwindigkeit führt in der Kurve zu einer geringeren Zentrifugalkraft und gleichzeitig zu einem geringeren Energieverbrauch. In Hallen kann die maximale Geschwindigkeit aufgrund der häufigen Richtungswechseln und eines vorausschauenden Fahrens nicht erreicht werden. Bei geringen Geschwindigkeiten ist Kippen eines unbeladenen Fahrzeugs nicht möglich. Die Zentrifugalkraft steigt mit dem Quadrat der Bahngeschwindigkeit. Bereits leichte Reduktion der Maximalgeschwindigkeit kann die dynamische Standsicherheit des Fahrzeugs deutlich verbessern. Sicherheitssysteme, die die maximale Fahrgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Lenkwinkels vorgeben sind Stand der Technik und gehören in modernen Gabelstaplern zur Standardausstattung.

Eine andere Möglichkeit das Kippen des Fahrzeugs zu verhindern besteht darin in die Lenkung einzugreifen. Die Stapler werden über Steer-by-Wire gesteuert. Einige Untersuchungen wurden in diese Richtung bei der Robert Bosch GmbH durchgeführt. In den Fahrversuchen konnte eine deutlich verbesserte Fahrsicherheit gezeigt werden. Kleine Eingriffe in den maximalen Lenkwinkel und in die Lenkgeschwindigkeit waren für den Fahrer kaum bemerkbar [Sch10]. Es bestehen allerdings Sicherheitsbedenken, dass ein Eingriff in die Lenkung dazu führen kann, dass die Kollisionen durch das Sicherheitssystem hervorgerufen und nicht vom Fahrer verhindert werden können.

Bei den Untersuchungen am aktiven Fahrwerk für einen Gabelstapler wurde Neigetechnik erfolgreich erprobt [Bie09]. Neigetechnik wird im Verkehrsbereich zur Verbesserung des Fahrkomforts und der Sicherheit verwendet. Beispiele dafür stellen gleisbogenabhängige Wagenkastensteuerung in Zügen und Magic Body Control der Daimler S-Klasse (WEIST u. a. [Wei13], BRAUN [Bra98]) dar. Durch eine Neigebewegung in die Kurve wird der Schwerpunkt des Fahrzeugs abgesenkt, wodurch das Kippmoment gemindert wird. Gleichzeitig wird der Abstand zur Kippkante signifikant vergrößert. Das Experimentalfahrzeug mit der Neigetechnik ist in der Abbildung 4.10(a) abgebildet.

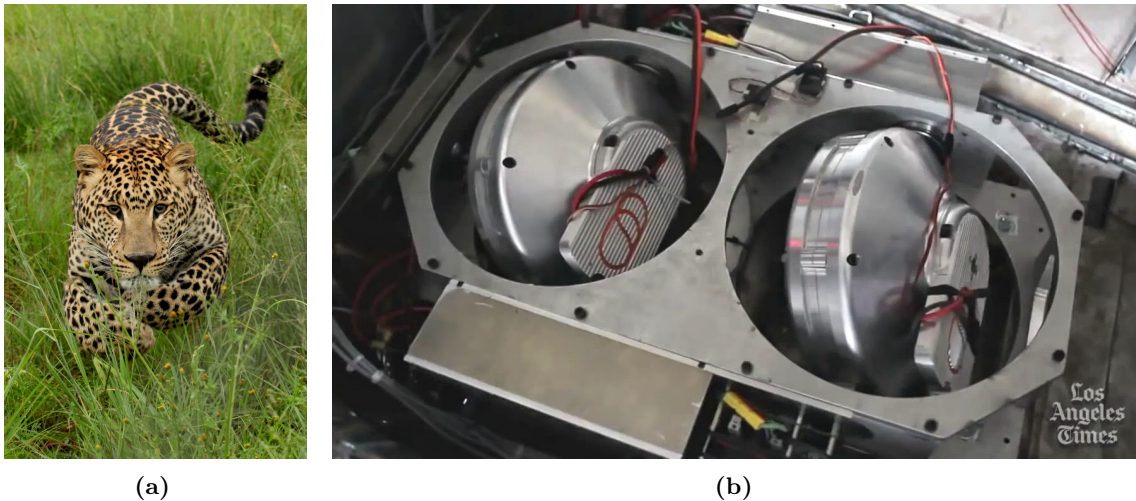


**Abbildung 4.10:** Versuchsstapler mit einem aktiven Fahrwerk und Neigetechnik (Quelle: BIERMANN [Bie09]) (b) Aufbau der Hinterachsenspernung in Toyota SAS (Quelle: nach NADALIN [Nad09])

Bei dem untersuchten Fahrzeug war ein aktives Fahrwerk notwendig, bei dem die Lage aller vier Räder separat angesteuert werden konnte. Für eine aktive Bewegung der Radlagerung wird zusätzliche Energie benötigt. Außerdem waren signifikante Veränderungen an der Vorder- und Hinterachse, sowie an der Aufhängung des Hubgerüsts notwendig. Bei dem Forschungsvorhaben standen allerdings das Fahrkomfort und Reduktion der Vibrationen im Mittelpunkt. Ein einfacherer Weg die dynamische Standsicherheit zu verbessern besteht in einer Sperrung der Hinterachse bei einer Kurvenfahrt. Dabei wird das Wanken der Kabine aus der Kurve unterbunden. Der Abstand des Schwerpunktes von der Kippkante wird dadurch erhöht. Die Umsetzung der Hinterachsenspernung in Rahmen des SAS in einem Toyota Stapler ist in Abbildung 4.10(b) dargestellt. Die ausschlaggebenden Messgrößen für die Sperrung bilden die Fahrgeschwindigkeit, die Lage des Lenkrades, die Last sowie die Gierwinkel. Für eine Sperrung wird deutlich weniger Energie und Aktoren benötigt, als für eine Neigetechnik. Durch eine einfache Implementierung findet die Verwendung der Hinterachsenspernung eine Verbreitung in konventionellen Gabelstaplern.

Um ein Moment zu erzeugen, welches entgegengesetzt zum Kippmoment wirkt, kann eine beschleunigte Bewegung der Massen verwendet werden. In der Natur nutzen Raubkatzen in einer Verfolgungsjagd diesen Effekt, um schneller auf eine Richtungsänderung der Beute zu reagieren 4.11(a). Der Schwanz des Raubtiers wird dabei sehr kraftvoll um die Längsachse bewegt, wodurch eine bessere Traktion erreicht wird. Die Massenbewegung in technischen

Anwendungen kann sowohl translatorisch, als auch rotatorisch sein. Solche Vorgehensweise wird zum Beispiel für Schwingungsisolierung verwendet [Kri14]. Die Kraft, die dadurch erzeugt wird ist zur bewegten Masse und zur Beschleunigung proportional. Daraus folgt, dass für ein so ausgeführtes Sicherheitssystem eine starke Aktorik notwendig wird. Die größten Massen, die bewegt werden können sind das Gegengewicht und die Batterie. Um eine Betriebssicherheit zu gewährleisten, dürfen die beweglichen Teile nicht leicht zugänglich sein. Das macht ein modulares Gegengewicht mit einem inneren beweglichen Gewicht notwendig. Neben einem erhöhten Platzbedarf führt das zu einer teuren aktiven Ausführung.

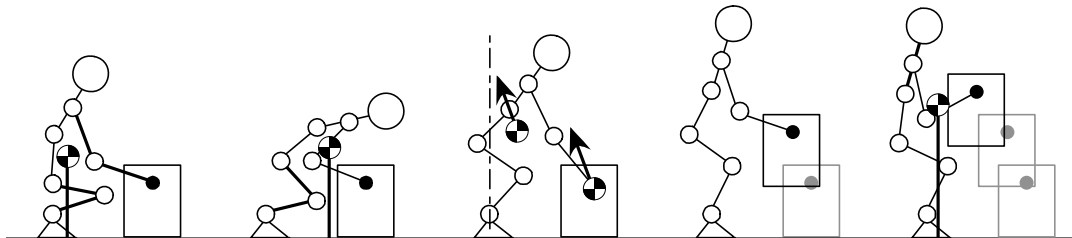


**Abbildung 4.11:** (a) Ein Leopard beim Angriff (Quelle: Rute Martins); (b) Gyroskope des C-1 Motorrads der Firma Lit Motors Corporation (Quelle: Los Angeles Times)

In der Technik ist die Verwendung der Gyroskope bekannt, um ein Objekt zu stabilisieren. Eins der Beispiele stellt ein gyroskopisch stabilisiertes Motorrad C-1 dar, welches von Lit Motors Corporation entwickelt wird 4.11(b). Das Stabilisierungssystem besteht bei dem Fahrzeug aus zwei gegenläufigen Gyroskopen, die gleichzeitig als Energiespeicher genutzt werden. Die Gyroskope werden eingesetzt, sobald das Fahrzeug zum Kippen droht oder ein seitlicher Stoß festgestellt wird. Eine ausführliche Beschreibung der Implementierung anhand des Motorrads C-1 ist im zugehörigen Patent aufgeführt [Kim13]. Dieses Prinzip wird unter anderem bei eingleisigen Zügen und Fahrrädern verwendet. Eine Verwendung im Gabelstapler ist allerdings nur bei dynamischer Standsicherheit und nur bei kurzzeitigen Instabilitäten möglich. Die rotierende Masse muss im Betrieb kontinuierlich angetrieben werden und ist ein wartungsintensives und sicherheitsrelevantes Bauteil.

Humanoidroboter haben eine sehr kleine Aufstandsfläche an den Füßen und müssen bei fast allen Bewegungsabläufen stabilisiert werden. Vor allem bei einer Beförderung der schweren Gegenstände müssen komplexe Stabilisierungsalgorithmen eingreifen. Bei der Lastaufnahme wird das Objekt mit gestreckten Händen gegriffen und möglichst nah zum Schwerpunkt gebracht. Dabei durchläuft der Roboter nur für ein kurzes Moment ein Bereich der Instabilität zwischen zwei stabilen Punkten (vgl. ARISUMI u. a. [Ari07], ARISUMI u. a. [Ari08], HARADA u. a. [Har05]). Um einen schnellen Übergang zu erreichen, wird ein hoher Impuls bereits vor dem Hubvorgang erzeugt (vgl. Abbildung 4.12). Die Bewegungsfreiheit des Unterkörpers wird ausgenutzt, wodurch die Last von der Stelle gerissen und der sichere

Stand erreicht wird. Diese Regelung ist an Abläufe bei Menschen angelehnt, die eine schwere und unhandliche Last ohne Hilfsvorrichtungen anheben und danach transportieren müssen. Das Heben der Last mit einem Impuls ist zwar möglich, ist allerdings nicht erwünscht. Durch ein schwingvolles Heben kann die Last, das Personal, der Stapler und die Lagerbereiche gefährdet werden.



**Abbildung 4.12:** Dynamischer Hubvorgang bei einem humanoiden Roboter [Ari07]

Der Abstand des Staplerschwerpunktes zur Kippachse spielt für die dynamische Standsicherheit eine entscheidende Rolle. Durch eine adaptive Verstellung der Vorderräder kann in den Kurven eine bessere Stabilität erreicht werden. Dafür muss die Vorderachse in der Mitte getrennt werden und die einzelnen Räder verstellbar gelagert werden. Der Antrieb der Vorderräder kann in der betrachteten Leistungsklasse sowohl durch zwei separaten, als auch durch einen einzelnen Elektromotor mit einem Getriebe erfolgen. In dem vorliegenden Stapler mit zwei Motoren ist eine Auftrennung der Vorderachse einfacher. Dennoch ist das mit einem signifikanten Aufwand verbunden. Die Vorderachse muss die höchsten Belastungen aufnehmen und bildet einen entscheidenden Teil der mechanischen Festigkeit des Staplers. Die Vorderachse beinhaltet die Lagerung des Hubgerüsts und ist ihrerseits mit dem Fahrzeugrahmen verbunden. Im Falle einer dynamischen Spurbreitenerweiterung muss eine Linearkinematik implementiert werden, die diesen Belastungen standhält. Außerdem ist es nicht ganz klar, ob eine Bewegung der kurveninneren Räder die Kippsituation nicht zusätzlich verschlechtert, da dadurch der Schräglaufwinkel und somit die Querkraft vergrößert werden.

Für eine bessere Wendigkeit können an einem Stapler omnidirektionale Antriebe eingesetzt werden. Ein Beispiel dafür stellt SIDEWINDER™ ATX-3000 der Firma Airtrax in der Abbildung 4.13(b) dar. Durch die Verwendung der Macanum-Räder wird rangieren auf engstem Raum und auch Transport langer Gegenstände in Lagerräumen ermöglicht. Bei so einem Stapler wird keine Pendelachse benötigt und die Aufstandsfläche hat eine viereckige Form. Die Querkraft einzelner Räder kann getrennt vorgegeben werden. In einer kritischen Fahrsituation kann somit das Fahrzeug zum Gleiten gebracht und somit das Kippen unterbunden werden.

Eine ähnliche Vorgehensweise wird im Patent EP1424306 [Bav04] verwendet. Dabei wird ein 3-Rad-Stapler beschrieben, bei dem das Hinterrad beweglich gelagert wird, womit in einer scharfen Kurve das Gegengewicht mit einer Gleitkufe den Boden berührt. Bei einer steigenden Kippneigung wird die Kufe stärker belastet, wodurch das Hinterteil des Fahrzeugs geschleudert wird bevor der Stapler kippt. Durch eine Schleuderbewegung können die Lagerwände, Regale und Menschen gefährdet werden, andererseits kann ein Kippen des Staplers zu erheblicheren Schäden führen. Die Kippbewegung kann unter



**Abbildung 4.13:** (a) Elektro-Hochhubwagen Xilin CDD20M der Firma Ningbo Ruyi Joint Stock Co. Ltd; (b) Airtrax SIDEWINDER™ ATX-3000 mit Mekanum-Rädern (Quelle: Vehicle Technologies Inc.)

anderem durch seitliche Stützräder unterbunden werden. Diese können außen am Stapler fest verbaut werden, oder ausfahrbar sein. Im ersten Fall wird Platzbedarf des Staplers erhöht, im zweiten Fall werden die entsprechenden Sensorik und Aktorik notwendig. Ein Kippvorgang eines Staplers stellt eine sehr kritische Störung des Fahrverhaltens dar. Die Stützen würden das Schlimmste verhindern, ein aktives System, welches das Auftreten der kritischen Situationen frühzeitig unterbindet, bringt jedoch mehr Sicherheit im Betrieb.

Bei mehreren Elektro-Hochhubwagen der Firma Ningbo Ruyi Joint Stock Co. Ltd werden seitlichen ausfahrbaren Stützen verwendet um eine bessere Sicherheit der Geräte zu gewährleisten (vgl. Abbildung. 4.13(a)). Diese Hubwagen sind für große Lasten und Hubhöhen konzipiert, bei denen ein seitliches Kippen im Betrieb eine Gefahr darstellt. Die hydraulischen Seitenstützen, können vom Bediener ausgefahren werden. Der Platzbedarf des Flurförderzugs vergrößert sich, Beschädigungen am Gut und Gerät werden dadurch vermieden.

#### 4.5 Konzepte der Gabelstapler mit reduzierter Masse [AP3]

Alle Lösungsmöglichkeiten für die statische und dynamische Standsicherheit wurden in Form eines morphologischen Kastens zusammengefasst. Dieser wurde als eine Unterstützung bei der methodischen Erstellung der Konzepte verwendet. Bei den Konzepten wurden unterschiedliche Wirkprinzipien kombiniert, um die geforderten 20 % Gewichtseinsparung zu erreichen. Alle Konzepte, die diese Forderung nicht erreicht haben, wurden verworfen. Um eine geforderte Einsparung erreichen zu können wird in jedem Konzept eine Lithium-Ionen-Batterie mit einer Massen von 250 kg verwendet. Für Konzeptfahrzeuge wurden MKS-Modelle angefertigt, um die Richtigkeit der Überschlagsrechnung zu validieren und das dynamische Fahrverhalten zu bestimmen. Im Folgenden werden Konzepte vorgestellt, die alle Pflichtenforderungen erfüllt haben.

### 4.5.1 Konzept 1: Abnehmbares Gegengewicht

In einem kleinen Unternehmen kann meistens nur ein Fahrzeug gekauft werden, welches für alle Lastklassen verwendet wird. In der Praxis werden allerdings meistens deutlich leichtere Güter transportiert. Oft werden nur Europaletten mit einer maximalen Tragfähigkeit von 1 t transportiert. Eine Befragung unter 20 kleinen und mittelständischen Unternehmen hat ergeben, dass lediglich 10 % von denen die maximale Tragfähigkeit häufig einsetzen [Bar16]. Zudem kommen Ausreißer nach oben nur gelegentlich vor. Gleichzeitig können sich etwa ein Drittel aller Befragten einen sinnvollen Einsatz der Fahrzeuge mit modularen Gegengewichten vorstellen..

Es wurden zwei Konzepte untersucht, die für jeweils 2 Tragfähigkeiten ausgelegt wurden. Die maximale Tragfähigkeit von 2 t blieb dabei unverändert. Um die statische Standsicherheit zu gewährleisten, musste das Gegengewicht schwerer ausgelegt werden. Insgesamt wurde bei der maximalen Tragfähigkeit eine Einsparung von 212 kg bzw. 6 % erreicht.

Bei der Auslegung der reduzierten Tragfähigkeit wurde zuerst eine Gesamteinsparung von 20 % angestrebt. Dies kann erreicht werden, wenn das Gegengewicht modular aufgebaut ist. Das abnehmbare Modul besitzt dabei die Masse von 500 kg und kann mithilfe einer Koppelvorrichtung angebracht werden. Wird das Fahrzeug für eine reduzierte Tragfähigkeit von 1200 kg (etwas mehr als die Tragfähigkeit einer Europalette) ausgelegt, kann eine Gesamteinsparung von 27,7 % bei einem abnehmbaren Gegengewicht von 982 kg erreicht werden. Muss die Nennlast transportiert werden, wird das zusätzliche Gegengewicht an der Koppelvorrichtung angebracht. Diese muss einfach, schnell und sicher bedienbar sein, um die Trägheit der Mitarbeiter zu überwinden.

Das Beladen einer zu großen Last muss unter allen Umständen verhindert werden. Dafür können Systeme wie der Linde Safety Pilot eingesetzt werden. Bei einem solchen System kann der Druck in Hubhydraulik und die Belastung der Hinterachse gemessen werden, um den aktuellen Standsicherheitszustand zu ermitteln.

### 4.5.2 Konzept 2: Man-Up-Stapler

Als Inspiration für dieses Konzept dienten Stapler der Firma Semax (vgl. Abbildung 4.7). Das Hubgerüst wird nach hinten verlagert und befindet sich hinter der Kabine, wodurch dieser zum Teil des Gegengewichtes wird. Eine seitliche Führung, die den Gabelträger mit dem Hubgerüst verbindet, erwies sich bei der Gewichtsreduktion als nicht zielführend. Die geforderte Gesamteinsparung konnte jedoch erzielt werden, indem das Hubgerüst in den Freihub und den Nennhub aufgeteilt wurde. Der Freihubmast befindet sich im vorderen Bereich des Fahrzeugs und ist oben durch 2 Neigezylinder mit der Kabine verbunden. Insgesamt handelt es sich um ein Man-up-Gerät, wobei die Kabine erst beim Erreichen der Obergrenze des Freihubs angehoben wird. Diese Ausführung macht es möglich die Last im oberen Bereich präziser zu positionieren, erfordert allerdings einen Fahrer, der in einer größeren Höhe arbeiten kann. Während der Fahrt, beim Be- und Entladen sowie beim Heben innerhalb des Freihubes verhält sich das Konzept wie ein konventionelles Fahrzeug.

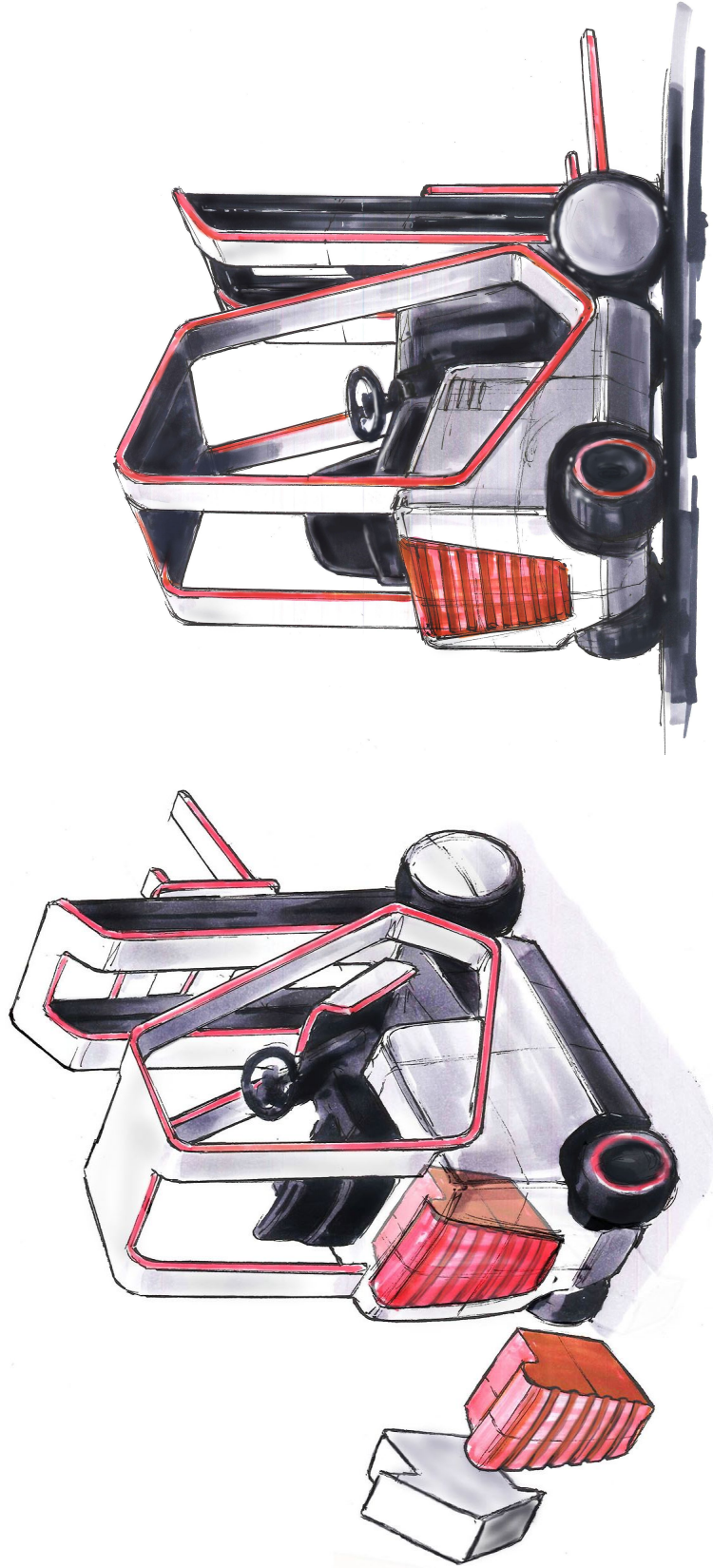
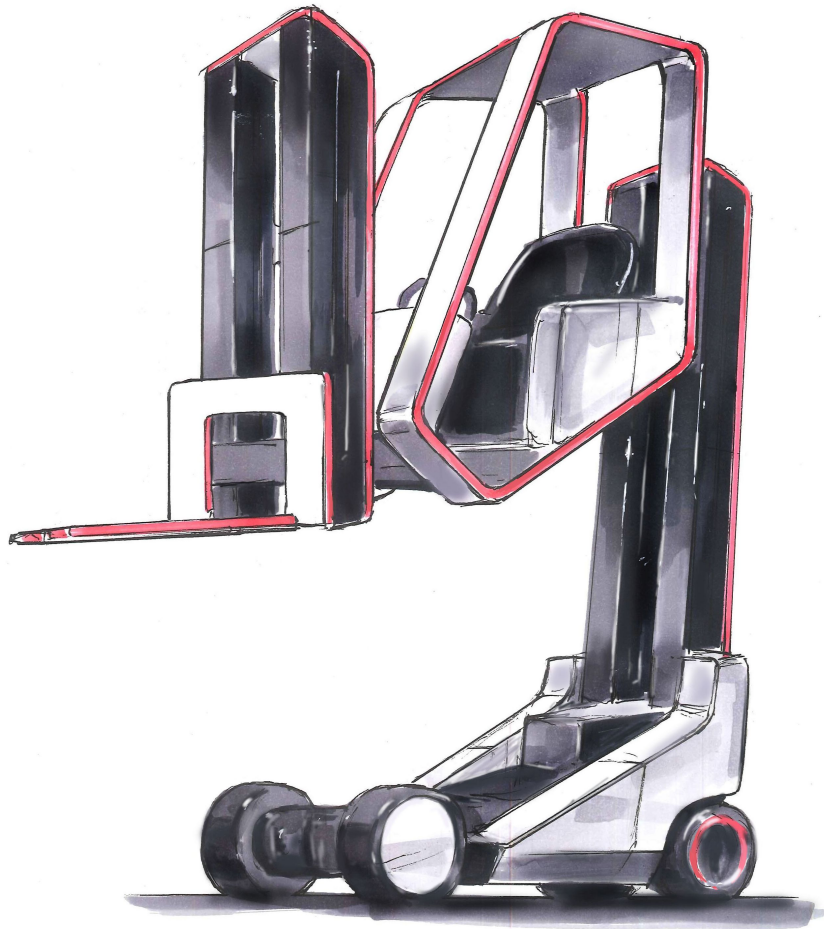


Abbildung 4.14: Konzept 1: Stapler mit abnehmbaren Gegengewichten (Illustrator: Anton Krüger)





**Abbildung 4.15:** Konzept 2: Stapler einer hebbaren Kabine (Man-up-Gerät) (Illustrator: Anton Krüger)

Eine starke Verlagerung der Gesamtmasse nach hinten verschlechtert die dynamische Standsicherheit stark, was in der Mehrkörpersimulation deutlich wurde. Um diese wiederum zu verbessern, wurde sowohl die Vorder- als auch die Hinterachse als Pendelachse ausgeführt, die je nach Belastungszustand unabhängig voneinander blockiert werden können. Zur weiteren Verbesserung der Standsicherheit kann die Neigetechnik eingesetzt werden.

Der Energieverbrauch des Konzeptes kann nicht eindeutig bestimmt werden. Durch eine geringere Gesamtmasse wird weniger Energie zum Fahren benötigt. Diese Einsparung wird allerdings beim Heben oberhalb des Freihubs stark gemindert.

### **4.5.3 Konzept 3: Stapler mit einem Windenausgleich**

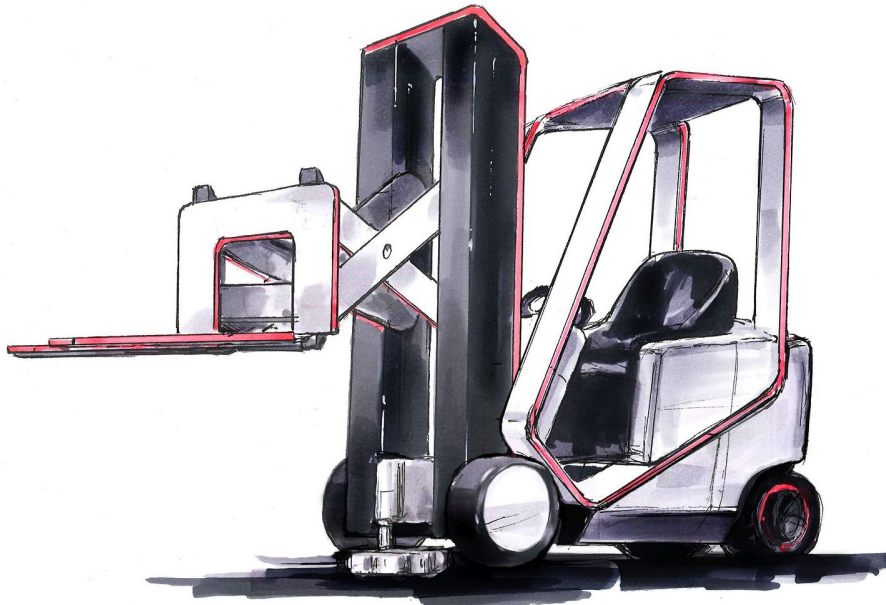
Eine Möglichkeit die Eigenmasse zu reduzieren besteht darin, den Mast leichter auszuführen. Wird das Biegemoment signifikant reduziert, muss nur die Druckkraft von dem Hubgerüst aufgenommen werden. Dadurch kann wie beim Kran in Abbildung 4.6 eine deutlich leichtere

Ausführung in Form eines Profils oder eines Hubgerüsts verwendet werden. Die Gabelzinken werden an einer drehbaren Wippe montiert, wodurch keine Biegemomentübertragung ins Hubgerüst möglich wird. Das Hubgerüst wird weiter nach hinten verschoben. Der Ausgleich Belastung in der Wippe erfolgt mit einem Seilzug über eine Winde. Der Seilzug muss bei jeder Hubhöhe und jeder Last geregelt werden, um die Last stets waagrecht zu halten. Anschließende Verbrauchsanalyse hat gezeigt, dass durch die aktive Ansteuerung der Winde und der Höheren Belastung des Hubzylinders die Hubenergie auf das Dreifache ansteigen. Daraus folgt, dass die Gewichtsreduktion zwar erreicht werden kann, eine Minderung des Energieverbrauchs kann bei dem Konzept nicht erreicht werden. Das Konzept wird bei der weiteren Bewertung nicht mehr berücksichtigt.

#### 4.5.4 Konzept 4: Schubgabelstapler mit einer Stütze

Wie in Abschnitt 4.3 beschrieben, wurden die einzelnen Staplerkomponenten und deren Platzierung im Fahrzeug auf Gewichtseinsparpotentiale untersucht. Aus dieser Parametersensitivitätsstudie kam hervor, dass die beste Gewichtsreduktion durch Verkleinerung des Lastmaßes  $x$  erreicht werden kann. Dafür muss die Last nach hinten verlagert werden. Wird die Last nach hinten verschoben, kollidieren die Räder mit der Last. Daraus resultieren zwei Problemstellungen. Die Regale müssen bedient werden können, wofür ein unbehindertes Anfahren an das Regal möglich sein muss. Das zweite Problem beinhaltet den ungehinderten Transport der Last über den Vorderrädern und ein Absetzen auf dem Boden. Um die beiden Problemstellungen zu umgehen, wird im Fahrzeug eine Schubgabel verwendet. Schubgabelstapler sind im amerikanischen Raum weit verbreitet und bilden eine Alternative zum Schubmaststapler. Bei den Gegengewichtsgabelstaplern kommen Schubgabeln relativ selten zum Einsatz und werden erst angebracht, wenn ein tiefes Regal mit mehreren Reihen bedient werden muss. Ein zurückgesetzter Mast mit einer Schubgabel ermöglicht eine Verkürzung des Lastabstandes  $x$  und dadurch die Verringerung des Gegengewichtes. Das Konzept weist Ähnlichkeiten mit US-Patent 5 879 124 [Bro99], bei dem die Länge des Staplers durch eine Verstellung des Hubgerüsts und den beiden Achsen möglich ist. Zudem ermöglicht ein Stützquader das Aufnehmen der schweren Last aufgrund der Verkürzung vom  $x$ -Maß.

Im unteren Bereich muss durch eine geeignete Steuerungstechnik die Gabel beim Absetzen oder Aufnehmen der Last so angesteuert werden, dass keine Kollision mit den Vorderrädern zustande kommen kann. Die Verlagerung der Last in Kombination mit einer Schubgabel gewährleistet eine mögliche Gewichtsreduktion während der Fahrt, wenn die Last nach hinten gefahren ist. Der Be- und Entladevorgang bleiben in Bezug auf die Standsicherheit nach wie vor kritisch. Bei der Beladung kann das Lastmaß mithilfe einer Stütze mit Rollen verkleinert werden. Die Vorderreifen des Referenzfahrzeugs haben ein Durchmesser von 458 mm. Das bedeutet, dass eine Stütze 229 mm vor dem Radmittelpunkt platziert werden kann, ohne dass die Abmaße des Fahrzeugs verändert werden. Der Hubmast ragt in der Regel weiter nach vorne als die Vorderkante der Vorderräder, was eine weitere Verlagerung der Stütze nach vorne ermöglicht. Durch die Verlagerung der Last nach oben, wird zwar eine Kollision mit Vorderrädern vermieden, die dynamische Standsicherheit verschlechtert sich, da der Gesamtschwerpunkt nach oben wandert und gleichzeitig näher zur Kippachse



**Abbildung 4.16:** Konzept 4: Stapler mit einer Stütze und einem Pantographen (Illustrator: Anton Krüger)

gebracht wird. Diese Einflüsse werden durch eine Mehrkörpersimulation quantifiziert und anschließend bewertet.

Grundsätzlich kann die Last stark nach hinten versetzt werden und die Strecke zum Regal durch eine Schubgabelzinke überbrückt werden. Dadurch kann das Gegengewicht vollständig eliminiert werden. Allerdings müssen einige Restriktionen beachtet werden. Die statische Standsicherheit beim Be- und Entladen muss sichergestellt werden, diese kann bei dem Konzept nur mithilfe einer Stütze sichergestellt werden. Die Stütze kann nicht beliebig weit vorne platziert werden, was die maximale Gegengewichtsreduktion begrenzt. Außerdem erfüllt das Gegengewicht die Schutzfunktion des Fahrzeugs.

Eine zusätzliche Gewichtsreduktion kann erreicht werden, indem der Außenmast unbeweglich als Teil der Kabine ausgeführt wird. Die Neigebewegung der Zinken wird durch einen Gabelneiger ausgeführt. Bei einer Marktanalyse der Schubgabel für Gegengewichtsstapler wurde festgestellt, dass der Vorschub bei den konventionellen Modellen in einem Bereich zwischen 950 und 1300 mm liegt, was die Forderungen bei dem Konzept übersteigen. Die Masse der Pantographen mit einem Vorschub von etwa 1000 mm beträgt 450 kg. Die Auslegung des Konzepts erfolgt unter der Annahme einer Pantographenmasse von 350 kg und eines Vorschubs von 300 mm. Durch einen deutlich längeren Hebelarm wird das Biegemoment am Hubgerüst vergrößert, welches dadurch steifer und schwerer ausgeführt werden muss. Gegenüber dem Referenzstapler vergrößert sich die Belastung um etwa 70 %, was zu einer 43 % ( $\approx 190$  kg) höheren Masse des Hubgerüsts führt. Diese Massenerhöhung steht im Konflikt zur Gesamtmassenreduktion. Zusätzlich befindet sich der Pantograph vor der Kippkante und muss durch ein größeres Gegengewicht ausgeglichen werden. Der Schwerpunkt des Hubgerüsts liegt zwar innerhalb der Aufstandsfläche des Staplers, trägt aber kaum zum Gegengewicht bei.

Da die Antriebsmotoren in der Vorderachse eingebaut sind und diese eine freie Bewegung des Pantographes versperrt, muss der Gabelträger verlängert werden, um Lasten auch vom Boden anheben zu können.

Durch eine erhöhte Masse der Hubvorrichtung steigt auch der Verbrauch bei jedem Hubvorgang. Diese Energie kann nicht beim Senken zurückgewonnen werden. Bei der Fahrt wird allerdings weniger Energie verbraucht. Der Energiebedarf der Stütze wird als gering eingeschätzt. Somit wird ein geringerer Verbrauch als beim Referenzstapler prognostiziert. Rangieren mit angehobener Last und ausgefahrener Stütze ist möglich. Die Be- und Entladevorgänge werden leicht verlängert, da die Stütze ausgefahren werden muss. Dieses Konzept ermöglicht eine Gewichtseinsparung von 22,3 %.

#### **4.5.5 Konzept 5: Schubmaststapler mit einer Stütze**

Die größere Masse im vorderen Bereich beim Konzept 4 stellt ein Hindernis bei der Gesamtmassenreduktion dar. Um die Masse des Hubgerüsts zu senken wird ein Vorschub der gesamten Hubvorrichtung vorgeschlagen. Die Belastung am Hubgerüst wird dadurch gesenkt. Die Hubgerüstmasse entspricht somit der des Referenzfahrzeugs. Dieses Konzept stellt eine Abwandlung von Konzept 4 dar. Für die Ausführung des Vorschubs wurden mehrere Lösungen gefunden und miteinander verglichen. Durch die Entlastung des Außenmastes kann eine zusätzliche Einsparung erreicht werden. Die Fahrerkabine wird weiter nach hinten verschoben und den Vorschub zu ermöglichen.

Dieses Konzept ermöglicht die höchste Einsparung von 30,1 %. Wird das Konzept mit einem modularen Gegengewicht erweitert, kann das Gegengewicht auf das Minimum reduziert (Resttragfähigkeit 1,8 t) und eine Einsparung von 39 % erreicht werden. Der Energieverbrauch ist ebenfalls geringer als beim Konzept 4.

#### **4.5.6 Bewertung der Konzepte**

Anschließend wurden Bewertungskriterien aufgestellt, die im Rahmen einer Nutzwertanalyse verwendet wurden. Dabei handelt es sich nicht mehr um die Pflichtkriterien, die bei der Erstellung der Konzepte berücksichtigt werden. Unter anderem wurden eine konventionelle Bedienung, geschätzte Energieeinsparung, Änderungen am Gebäude und technische Umsetzbarkeit in Betracht gezogen. Die einzelnen Kriterien wurden gewichtet und bei der Auswahl des Konzeptfahrzeugs verwendet. Die Konzepte wurden zusammen mit den Vertretern der Industrie analysiert. Anschließend wurde das Konzept 5 mit einem verschiebbaren Mast und einer Stütze ausgewählt. Bei diesem konnte die höchste Gewichtsreduktion bei gleichzeitig sinkendem Energieverbrauch, beinahe gleichbleibenden Standsicherheit und kleinen Umstellungen bei der Bedienung erreicht. Konzept mit abnehmbaren Gegengewichten hat ebenfalls eine hohe Bewertung bekommen. Im Kapitel 7 vorgestelltes Sicherheitssystem kann mit geringen Anpassungen in allen beschriebenen Konzeptfahrzeugen implementiert werden.



Abbildung 4.17: Konzept 5: Stapler mit einer Stütze und einem verstellbaren Hubgerüst (Illustrator: Anton Krüger)

## 4.6 Komponente des Konzeptstaplers

### 4.6.1 Vorschub

Zur Realisierung des Vorschubs stehen mehrere Alternativen zur Verfügung. Die konventionelle Lösung besteht in der Verwendung der Schienen und jeweils 2 Stützrollen auf jeder Seite. Der Vorschub erfolgt dabei hydraulisch in horizontale Richtung. Eine Neigebewegung ist somit nur mit einem Gabelneiger möglich. Bei einem Schubmaststapler liegen die Schienen nah zum Boden, da die Vorderachse geteilt ist und den Vorschub nicht behindert. Bei dem Konzept 5 ist diese Lösung zwar möglich, erfordert eine deutlich höhere Position der Vorschubschienen. Eine Neigung der Gabelzinken kann gewährleistet, indem das Hubgerüst drehbar auf Rollen gelagert wird. Das Anheben vom Boden wird dadurch problematisch. Um den Versatz des Hubgerüsts zu überwinden, muss der Gabelträger verlängert und die Last höher angehoben werden, um einen Vorschub in die hintere Position zu erlauben.

Eine Alternative dazu bildet eine drehbare Lagerung der Hubgerüstlagerung, welche durch eine gekrümmte Bahn einen Versatz mit einer Hubbewegung kombiniert. Die Anbindung der Komponenten erfolgt über Gleitlager. Die Anstellung des Hubgerüsts muss über die Stellung der unteren Lagerung und der Neigezylinder im oberen Bereich realisiert werden. Die Verstellung des Hubzylinders kann sowohl über ein Spindeltrieb, eine direkte Zahnradübersetzung oder über eine Zahnstange erfolgen. Hydraulische Antriebe stellen einen Vorteil dar, da eine Hydraulikpumpe bereits im vorderen Bereich des Fahrzeugs verbaut ist. Zusätzlich besitzen die hydraulischen Antriebe eine hohe Energiedichte. Eine elektrische Lösung mit einer Getriebeübersetzung ist ebenfalls denkbar. Eine mögliche Ausführung ist in der Abbildung 4.18 dargestellt.

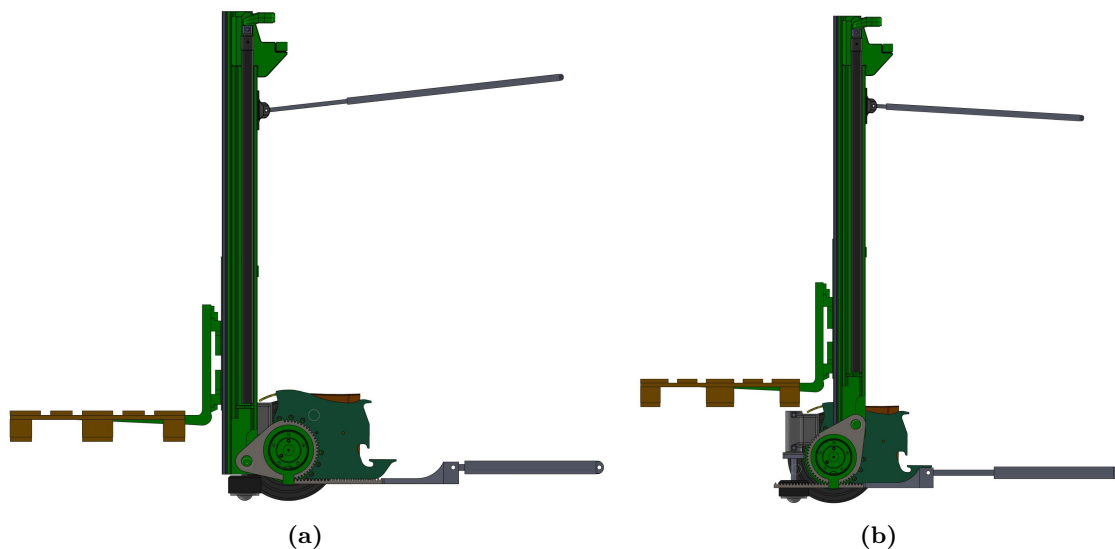


Abbildung 4.18: Ausführung des Vorschubs (a) Last aufnehmen; (b) Fahrposition

Zur Einstellung des Neigewinkels und der Vorschubstellung werden Neigezylinder im oberen Bereich verwendet. Eine Berechnung hat ergeben, dass diese Zylinder aufgrund einer geringeren Kraft kleiner ausgelegt werden können. Zudem werden Schwachstellen

vermieden, die aufgrund einer niedrigen Platzierung der Neigezylinder entstehen. Allerdings muss die Kabine verstärkt werden, um die Kräfte abführen zu können.

### 4.6.2 Stütze

Die Stütze muss im vorliegenden Konzept mehrere Anforderungen erfüllen. Vor allem muss eine schnelle und zuverlässige Abstützung des Staplers beim Be- und Entladen gewährleistet sein. Die Stütze muss dafür strukturell belastbar sein. Die Halterung des Hydraulikzylinders kann zusammen mit der Vorderachse gegossen werden. Die Versorgung des Zylinders erfolgt aus dem Hydraulikkreislauf. Sobald eine erhöhte Belastung erfasst wird, leitet das System die Hydraulikflüssigkeit in den Stützenzylinder um. Die Stütze muss kompakt ausgeführt sein, um zwischen den Hubgerüstprofilen zu passen. Gleichzeitig muss durch die Stütze das  $x$ -Maß signifikant verkürzt werden und das Absenken der Gabelzinken nicht behindert werden.

Die Stütze nimmt eine sehr hohe Belastung auf, die sonst von den Vorderrädern aufgenommen wird. Eine gleichmäßige Lastverteilung ist dabei entscheidend. Da die Hinterachse als Pendelachse ausgeführt wird, muss die Stütze auch das Wankmoment (Moment entlang der Längsachse) aufnehmen können. Zusammen mit einer maximalen Belastbarkeit des Hallenbodens resultiert daraus eine Forderung nach mehreren Aufstandspunkten in der Stütze oder mehreren Stützen. Die Stütze muss eine Rangeierbewegung zulassen. Bei der Untersuchung konnten dafür mehrere Möglichkeiten identifiziert werden: Lenkrollen, Bockrollen, Kugelrollen sowie Gleitkufen. Gleitkufen können den Bodenbelag beschädigen, außerdem ist ein Einsatz bei unebenen Böden, sowie Draußen fraglich. Eine Lenkrolle lässt eine laterale, sowie eine seitliche Bewegung zu, hat allerdings wegen der versetzten Drehachse eine größere Länge und bietet nicht genug Potential bei der  $x$ -Maßreduktion. Eine Bockrolle bietet in dieser Hinsicht eine kompaktere Bauweise, eine seitliche Bewegung, die beim Rangieren auftritt, kann zur Beschädigung führen. Die Kugelrollen haben die Vorteile der beiden Rollentypen, führen allerdings zu einer erhöhten Bodenbelastung. Der Preis der Kugelrollen liegt ebenfalls über dem, der einfachen Rollen.

Die geforderte Tragfähigkeit wird nur von wenigen Materiallängen wie Polyamid und Gusseisen erfüllt. Für Kugelrollen kommen nur Stahlwerkstoffe als Material in Frage. Für das Konzeptfahrzeug wurde eine Ausführung mit 3 – 4 Rollen und einer geringen Wankbewegungsfreiheit, um eine gleichmäßige Belastung zu gewährleisten. Das Herausfahren erfolgt über einen doppelwirkenden Zylinder.

### 4.6.3 Steuerungslogik

Der Vorschub und die Stütze werden in Abhängigkeit von der Beladung angesteuert. Es wird eine kritische Belastung bestimmt, bei der die statische Standsicherheit auch ohne Stütze erfüllt ist. Diese Last beträgt bei dem Konzeptstapler etwa 1250 kg bei einem Lastschwerpunkt Abstand  $c = 500$  mm. Solange diese Belastung nicht überschritten wird, kann das Konzeptfahrzeug wie ein konventioneller Stapler betrieben werden. Der Hubmast

befindet sich vorne und die Stütze ist eingefahren. Die Neigung erfolgt mithilfe des oberen Zylinders wie bei einem konventionellen Stapler.

Durch die Auswertung des Druckes in der Hubhydraulik und der Aufstandskraft der Hinterachse kann die Lage und Masse der Last eindeutig bestimmt werden. Nur wenn eine größere Ladung befördert werden muss, wird das Hubgerüst nach hinten verlagert verschoben. Diese Vorgehensweise verbessert die dynamische Standsicherheit und reduziert die Spielzeiten. Bei einer Verlagerung der Last nach hinten, wird die Bewegung mit einer Neigung kombiniert, wobei die oberen Zylinder gegen den Anschlag fahren. Die Neigung nach vorne wird in diesem Zustand blockiert.

Im unbeladenen Zustand erfolgt die Steuerung des Hubhöhe und der Neigung wie in einem konventionellen Stapler. Zum Be- und Entladen wird eine Taste zum Halbautomatischen Beladen eingeführt. Beim Aufnehmen der Last werden die Gabelzinken unter der Last platziert und die Taste gedrückt. Daraufhin wird die Last angehoben sodass eine Rangierbewegung möglich wird. Wird eine hohe Last ermittelt, fährt die Stütze zusätzlich aus. Nach der erneuten Betätigung der Taste wird die Last auf die Fahrhöhe gebracht, die bei einer nach Unten ragenden Last nach oben korrigiert werden kann. Wird die Taste nochmal betätigt, erfolgt ein Vorschub in die hintere Position und das Einfahren der Stütze. Bei einer leichten Last entspricht die Fahrposition einer vorderen Hubgerüststellung, einer Hubhöhe von 300 mm und einer maximalen Neigung. Bei einer höheren Last wird diese Bewegung zusätzlich mit einer größeren Hubhöhe von 550 mm und der Verlagerung des Hubmastes nach hinten kombiniert. Eine Zusammenfassung der möglichen Fahrtzuständen ist in der Tabelle 4.3 dargestellt.

Eine manuelle Bedienung des Vorschubs und der Stütze sind auch möglich, solange dabei die statische Standsicherheit nicht gefährdet wird. Die Stütze wird erst eingefahren, wenn ein sicheres Fahrzustand erreicht wurde.

Durch die beschriebene Steuerungslogik wird bei geringen Lasten die Spielzeit nicht beeinflusst. Wegen der Verlagerung des Hubmastes steigt die Spielzeit um die doppelte Dauer der Vorschubbewegung an.



**Tabelle 4.3:** Stellungen der Komponenten bei einem Konzeptfahrzeug

	Last $\leq$ 1250 kg	Last $>$ 1250 kg
Beladen	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Stütze: ausgefahren</li> <li>- Hubgerüst: vorne</li> <li>- Hubhöhe <math>&gt;</math> 300 mm: Auf die Rückwärtsfahrt warten</li> <li>- Hubhöhe <math>\leq</math> 300 mm: Hubhöhe auf 300 mm erhöhen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Stütze: ausgefahren</li> <li>- Hubgerüst: vorne</li> <li>- Hubhöhe <math>&gt;</math> 550 mm: Auf die Rückwärtsfahrt warten</li> <li>- Hubhöhe <math>\leq</math> 550 mm: Hubhöhe auf 550 mm erhöhen</li> </ul>
Fahren	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Stütze: eingefahren</li> <li>- Hubgerüst: vorne</li> <li>- Hubhöhe: 300 mm</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Stütze: eingefahren</li> <li>- Hubgerüst: hinten</li> <li>- Hubhöhe: 550 mm</li> </ul>
Entladen	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Stütze: eingefahren</li> <li>- Hubgerüst: vorne</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Stütze: ausgefahren</li> <li>- Hubgerüst: vorne</li> </ul>

## 5 MKS-Simulation des Gabelstaplers [AP5]

### 5.1 Mehrkörpersimulation

Um die Konzepte miteinander vergleichen zu können wurde für jedes Konzept ein Mehrkörpersimulationsmodell erstellt. Mehrkörpersimulationen (MKS) sind ein wichtiges Element der rechnergestützte Entwicklung (CAE: computer-aided engineering). Dabei werden mehrere Objekte mit physikalischen Größen wie Masse und Massenträgheitsmoment erstellt und miteinander gekoppelt. Bei der Koppelung entsteht ein Gleichungssystem der Differenzialgleichungen. Zusätzliche Kräfte können in das Modell aufgenommen werden und somit die Differenzialgleichungen erweitern. Dadurch können physikalische Phänomene wie Reibung, Durchdringung und Dämpfung abgebildet werden. Die Simulationsgleichungen basieren auf der Euler'schen und Lagran'schen Dynamik. Mithilfe der Substitution können Differenzialgleichungen höherer Ordnung in mehrere Gleichungen erster Ordnung überführt werden. Diese werden anschließend durch Verwendung unterschiedlicher numerischer Verfahren in zwei Schritten gelöst. Im ersten Schritt wird mithilfe eines Predictors die Lösung des Iterationsschrittes vorhergesagt. Anschließend wird die Lösung bestimmt und bei einer Abweichung oberhalb eines bestimmten Wertes mit einem Corrector verbessert. Kann dabei kein ausreichend gutes Ergebnis erzielt werden, wird der Zeitschritt verkleinert und der Vorgang wiederholt. Für eine genauere Beschreibung der numerischen Methoden und der Theorie der Mehrkörpersimulation wird auf [Ril10] und [McC98] verwiesen.

### 5.2 MKS-Modell des Gabelstaplers

Um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten wurde anhand der CAD-Daten des Herstellers ein Referenzmodell angefertigt (vgl. Abbildung 5.1). Dieses Modell wird auch als Grundlage für andere Simulationsmodelle übernommen. Die gelieferten CAD-Daten wiesen einen sehr hohen Detaillierungsgrad auf. Bei einer Mehrkörpersimulation steigt die Simulationszeit mit zunehmender Anzahl der Körper. Um die Massenverteilung möglichst genau wiederzugeben, wurden kleinere Bauteile in der Simulationsumgebung zu einem Teil (PART) zusammengefasst. Die Massenschwerpunkte und Massenträgheitsmomente werden von der grafischen Oberfläche aus CAD-Geometrien abgeleitet und dem Solver als Punktmassen weitergegeben. Die Geometriedaten werden für den Solver relevant, nur wenn eine oder mehrere Kontaktflächen definiert sind und eine mögliche Durchdringung überwacht werden muss. Insgesamt wurden alle CAD-Teile zu 14 Körpern zusammengefasst. Dabei wurden alle Bauelemente mit einer Größe unter  $1 \text{ cm}^3$  aus dem Modell gelöscht. Um die Massen der kleinen Bauteile dennoch berücksichtigen zu können, wurden die ursprünglichen CAD-Geometrien der Bauteile in die Simulationsumgebung geladen und deren Massenträgheitsmomente und Gesamtschwerpunkte bestimmt. Diese wurden als Eingabeparameter der Bauteile der Gesamtsimulation vorgegeben. Die beschriebene Vorgehensweise wird ebenfalls angewandt, wenn ein Bauteil aus mehreren Stoffen besteht, deren Dichten sehr unterschiedlich sind (z. B. Gummi und Stahl).

Bei der Hinterachse wurde die Lenkinematik des Referenzfahrzeugs übernommen. Um die Abnutzung an der Räder zu vermeiden, nehmen die Hinterräder unterschiedliche

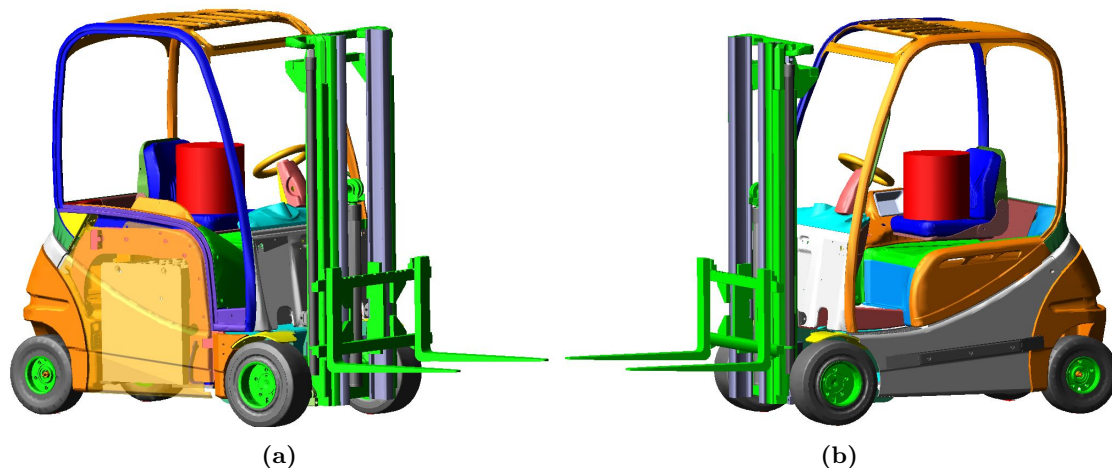


Abbildung 5.1: Implementierung des Referenzstaplers in einem MKS-Modell

Lenkwinkel an. Dabei wird das kurveninnere Hinterrad durch die Geometrie der Lenkachse weniger stark eingelenkt. Im idealen Fall wird der Schlupf an den Rädern gleich Null. Der Winkelzusammenhang wird durch die Ackermann'sche Lenkung beschrieben:

$$\delta_{R,L} = \text{sign}(\delta) \cdot \arctan \left[ \left( \frac{1}{\tan(|\delta|)} \pm \text{sign}(\delta) \cdot \left( \frac{b_{11}}{2L} \right) \right)^{-1} \right], \quad (3)$$

wobei  $L$  der Radstand,  $b_{11}$  die Spurweite hinten und  $\delta$  der Lenkwinkel des Fahrzeugs ist. Die Lenkkinematik des Referenzfahrzeugs unterscheidet sich von der Ackermann'schen Lenkkinematik. Mithilfe der CAD-Daten wurde ein Ersatzmodell erstellt, bei dem der Zusammenhang zwischen der Zylinderverstellung und den Lenkwinkeln untersucht wurde. Beide Lenkmodelle wurden in Mehrkörpersimulation implementiert.

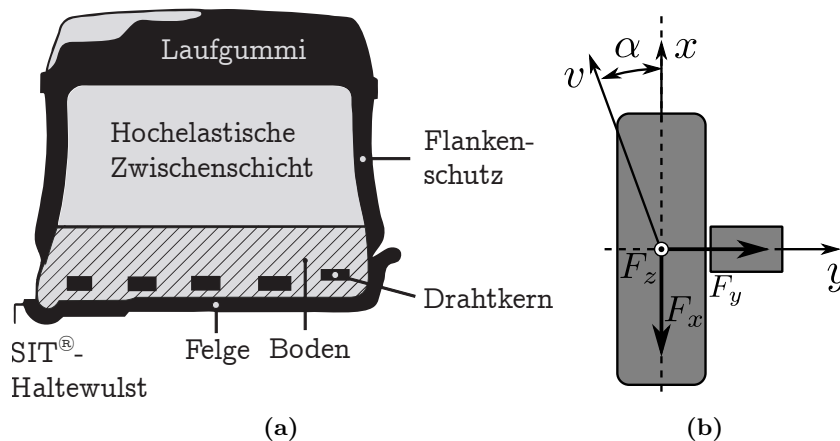
Im Referenzfahrzeug wird die Hinterachse auf zwei Gummiblöcken gelagert. Das Verhalten der Lagerblöcke wurde in einer FEM-Simulation untersucht und in das Modell implementiert.

### 5.3 Reifenmodell

Die Kraftübertragung in Reifen beeinflusst maßgeblich das Fahrverhalten eines Fahrzeugs. Die Reifen stellen eine Schnittstelle zwischen dem Fahrzeugrahmen und dem Untergrund dar. Super-Elastik-Reifen haben ihren Ursprung als Luftreifen, die mit weichem Gummi ausgefüllt wurden [Röd02]. Der Aufbau eines superelastischen Reifens ist in Abbildung 5.2(a) dargestellt. Es existieren viele Modelle, die das Verhalten von Luftreifen abbilden, Beispiele dafür stellen UA-Tire [Gim91] und Pasejka's „Magic Formula“ [Pac92] dar. Diese Modelle sind ein Bestandteil vieler Simulationsprogramme, sind allerdings nur eingeschränkt auf superelastische Gabelstaplerreifen anwendbar. Der Grund dafür sind andere Einsatzbedingungen und die Besonderheiten des Aufbaus. Ein Gabelstaplerreifen wird bei relativ geringen Geschwindigkeiten und hohen Lasten betrieben. Zusätzlich wird die Dynamik durch hohe Lenkwinkeländerungen unter anderem bei geringen Fahrgeschwindigkeiten

geprägt. Das führt dazu, dass dynamische Dämpfungseffekte einen höheren Einfluss auf das Fahrtverhalten haben. Einen umfassenden Einblick in das querdynamische Verhalten der superelastischen Reifen liefert die Arbeit von BUSCH [Bus15]. In Rahmen dieser Untersuchungen wurde ein Modell mithilfe der künstlichen neuronalen Netze aufgebaut. Dieses Modell liefert physikalisch korrekte Werte, besitzt allerdings typische Nachteile eines neuronalen Netzes. Zum ersten stellt die Erzeugung der Trainingsdatensätze einen deutlichen Aufwand dar. Zum zweiten können ungeschickt gewählte Datensätze zu einer Überanpassung des Netzes führen. Zum dritten ermöglicht die Verwendung der künstlichen neuronalen Netze nur bedingt einen Einblick in die eigentliche Physik der Reifen. Außerdem wird das Netz über mehrere Gewichtungsmatrizen beschrieben, was in der Praxis unhandlich ist. Zum vierten kann das Verhalten des neuronalen Netzes außerhalb des Messbereichs physikalisch falsche Werte liefern, was eine zusätzliche Validierung vor der Simulation notwendig macht. Das stellt vor allem bei einer Modellierung der kritischen Fahrsituationen ein Hindernis dar, da die Radlast oft die Nennlast der Reifen überschreiten kann.

Für das vorliegende superelastische Reifenmodell (SupReM) soll ein empirischer Ansatz gewählt werden, bei dem eine Herleitung aus Messkurven erfolgt. Mit SupReM soll bei einer möglichst geringen Versuchszahl eine hohe Approximationsgüte erreicht werden. Gleichzeitig soll das Modell einen tieferen Einblick in die physikalischen Zusammenhänge im Reifen ermöglichen. Im Gegensatz zu einem theoretischen Modell (z. B. mithilfe einer FEM-Berechnung) soll dabei der Rechenaufwand gering gehalten werden.



**Abbildung 5.2:** (a) Schematischer Aufbau eines SE-Reifens (Quelle: Information der Continental AG, Hannover) (b) Reifenkoordinatensystem

Außerdem wurden folgende Zielsetzungen bei der Erstellung des Modells verfolgt:

- Das Modell muss für unterschiedliche SE-Reifentypen ohne Veränderungen der Struktur gültig sein.
- Das Modell soll einfach zu implementieren sein.
- Die Anzahl der Eingangsgrößen und Parameter soll gering gehalten werden.
- Eine Übertragbarkeit auf andere Reifentypen ist erwünscht.
- Der Aufwand für die Parametrierung des Modells anhand der Messdaten soll gering sein.

Zur Ermittlung des Reifenverhaltens der im Referenzfahrzeug verwendeten Reifen wurde ein Reifenprüfstand verwendet, welcher für vorherige Projekte am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik aufgebaut wurde (vgl. Abbildung 5.3). Der Versuchsprüfstand wurde gezielt zur Vermessung einer hohen Bandbreite superelastischer Gabelstaplerreifen konzipiert. Bei der Vermessung können folgende Parameter eingestellt werden:

- Fahrgeschwindigkeit: 0 ... 25 km/h
- Schräglaufwinkel:  $-90^\circ \dots +90^\circ$
- Schräglaufrate: 0 ... 90  $^\circ/\text{s}$
- Radlast: 0 ... 35 kN
- Reifendurchmesser: 80 ... 850 mm

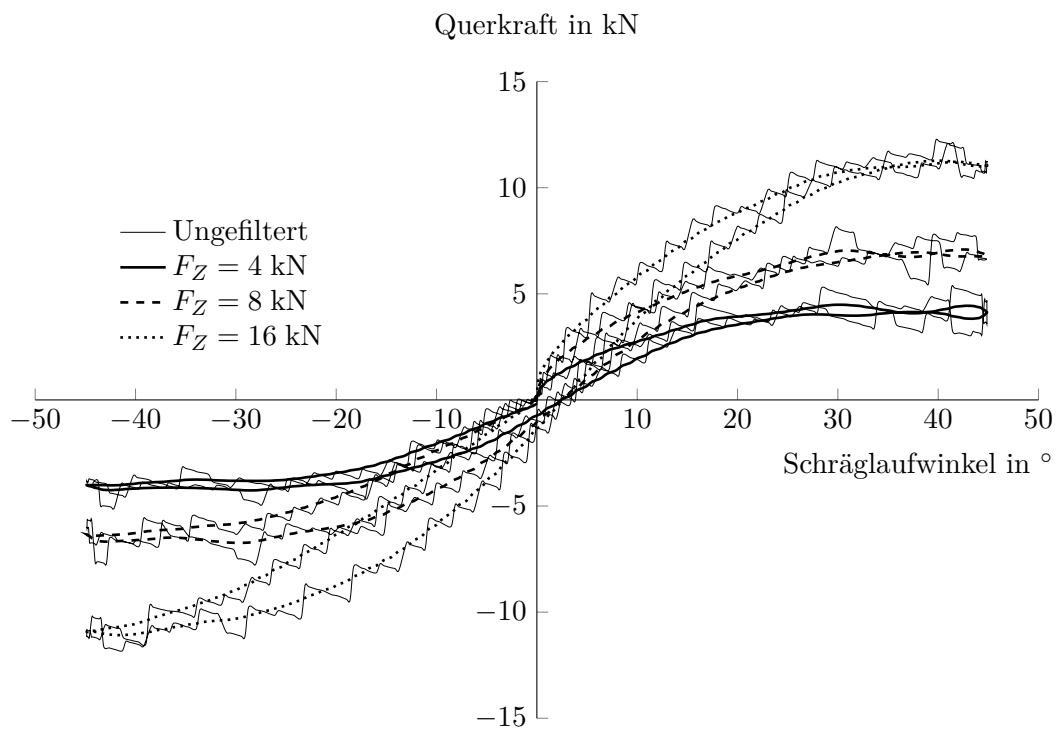


Abbildung 5.3: Reifenprüfstand am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik

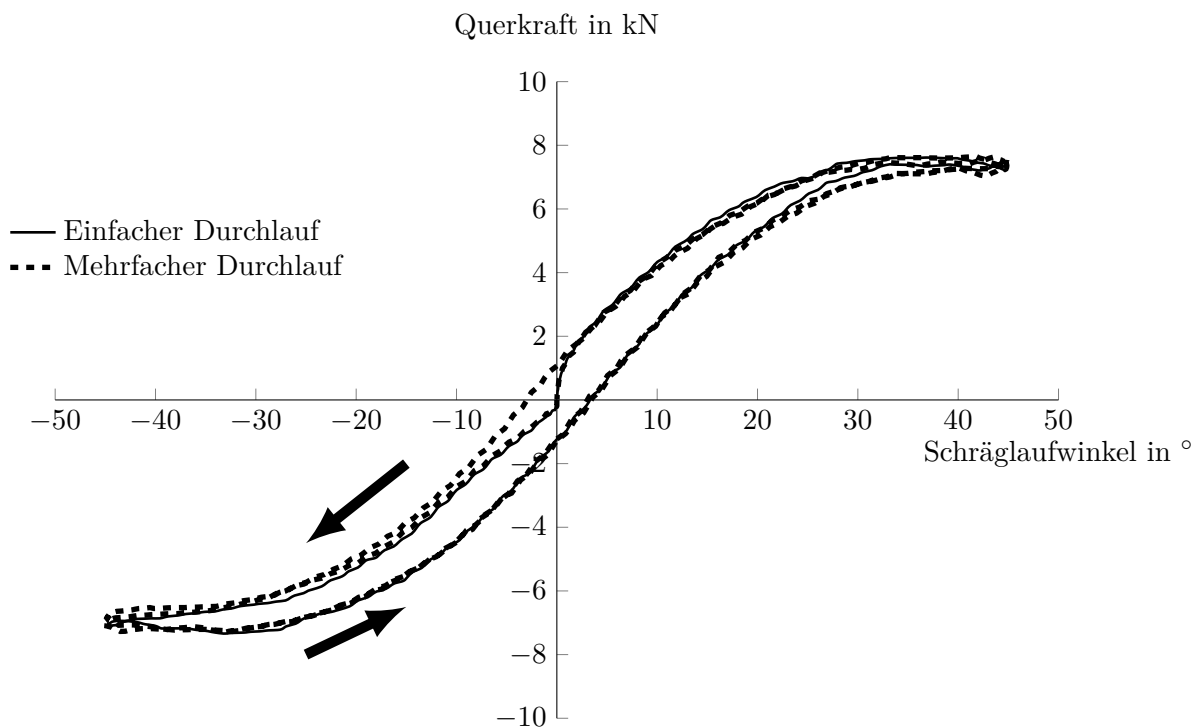
### 5.3.1 Vermessung der Reifen

Es wurde ein Messprogramm erstellt, mit dem eine große Vielfalt an Betriebszuständen nacheinander gemessen werden kann. Für die Bestimmung des Querverhaltens eines Reifens ist der Einfluss des Schräglaufwinkels und der Radlast von besonderem Interesse. Ein typischer Verlauf der Querkraft in Abhängigkeit von dem Schräglaufwinkel und der Radlast ist in der Abbildung 5.4 dargestellt. Als Schräglaufwinkel  $\alpha$  wird der Winkel zwischen der X-Achse des Reifens und der vertikalen Projektion des Reifengeschwindigkeitsvektors auf die XY-Ebene bezeichnet [DIN13], Schräglaufrate  $\dot{\alpha}$  ist dabei die zeitliche Ableitung des Schräglaufwinkels (vgl. Abbildung 5.2(b)). Bei Vermessung des Reifens wurde die Radlast schrittweise bis zur Nennlast erhöht. In jedem Schritt wurde der Schräglaufwinkel in einem Bereich von  $-45^\circ$  bis  $+45^\circ$  vermessen. Ein Messvorgang erfolgt bei konstanter Fahrgeschwindigkeit und Schräglaufrate. Um den Einfluss dieser Größen zu bestimmen,

wurden mehrere Messungen ausgewertet. Das Standardprogramm beginnt die Messung im Ursprung (Schräglaufwinkel  $\alpha = 0^\circ$ ), beschleunigt auf die vorgegebene Schräglaufrate, bis die minimale Auslenkung ( $\alpha = -45^\circ$ ) erreicht wird. Daraufhin wird der Vorzeichen der Schräglaufrate geändert und das Rad in die maximale Auslenkung ( $\alpha = 45^\circ$ ) gebracht. Anschließender Rückkehr in die Ausgangsposition ( $\alpha = 0^\circ$ ) ist ebenfalls mit einer Verzögerungsphase verbunden, wonach die Messung bei einer anderen Radlast wiederholt wird. Die Beschleunigungs- und Verzögerungseffekte führen zu einer stark asymmetrisch ausgebildeten Hysterese in den Messdaten. Zur Ermittlung der dynamischen Dämpfung wurden daher mehrere Durchfahrten durch den Ursprung unternommen, um die Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen zu eliminieren. Dafür wurde der Reifenprüfstand umprogrammiert. In der Abbildung 5.5 sind die Kräfteverläufe bei einfacher und erweiterter Messung dargestellt. Dabei führt die dynamische Dämpfung bei einem mehrfachen Durchgang zu einer annähernd symmetrischen Hysterese. Der Reifen wird bei einer Messung stark beansprucht. Um den Abrieb gering zu halten und damit die Anzahl der möglichen Messungen an einem Reifen zu erhöhen, wird auf eine erweiterte Messung verzichtet. Bei der Auswertung werden nur Werte für positive Schräglaufraten  $\dot{\alpha} > 0^\circ/\text{s}$  verwendet, da diese die Form der Hysterese hinreichend gut abbilden. Um den Einfluss der Eigendynamik des Prüfstandes möglichst gering zu halten und die dynamischen Effekte im Reifen hervorzuheben, wurden alle Messungen bei Schräglaufraten zwischen  $15^\circ/\text{s}$  und  $30^\circ/\text{s}$  durchgeführt. Zur Parametrierung der Hysterese müssen mehrere Einzelmessungen bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten durchgeführt werden.



**Abbildung 5.4:** Gefilterter und ungefilterter Querkraftverlauf eines SE-Reifens (Reifen: 18x7-8;  $v = 12 \text{ km/h}$ ;  $\dot{\alpha} = 25^\circ/\text{s}$ )



**Abbildung 5.5:** Querkraftverlauf bei einfacher und mehrfacher Programmausführung (Reifen: 18x7-8;  $v = 12$  km/h;  $\dot{\alpha} = 15$  °/s;  $F_Z = 8$  kN)

Die Messdaten weisen ein Rauschen mit relativ breitem Frequenzband auf, welches auf mehrere Ursachen zurückgeführt werden kann (vgl. Abbildung 5.4). Das Reifenprofil führt zu einem schwankenden Lastkraftverlauf im mittelfrequenten Bereich. Die Beschichtung der Lauftrommel führt zu einem hochfrequenten Rauschen. Kleine Abweichungen bei der Zentrierung des Reifens während der Montage, sowie die Unrundheit des Reifens verursachen starke niederfrequente, drehzahlperiodische Schwingungen. Diese machen sich vor allem bei geringen Fahrgeschwindigkeiten bemerkbar. Durch eine geeignete Filterung der Messdaten können diese parasitären Nebenerscheinungen zum größten Teil beseitigt werden. Durch mehrere Vergleichsuntersuchungen anhand der gefilterten und ungefilterten Messdaten wurde festgestellt, dass das Rauschen einen geringen Einfluss auf die geschätzten Parameter hat. Zur Parameterschätzung wurde eine Filterung vorgenommen. Für die Darstellung in Abbildungen wurde ein Bessel-Filter 1. Ordnung ohne Phasenverschiebung mit 1 Hz Eckfrequenz verwendet.

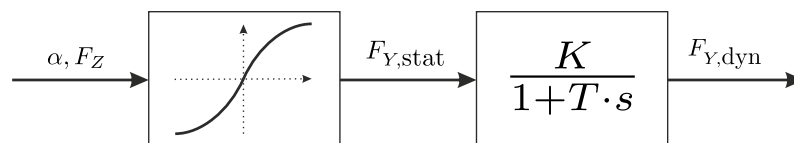
### 5.3.2 Beschreibung des Reifenverhaltens

Die Querkraft hängt primär von dem Schräglaufwinkel und der Radlast ab. Bei einer steigenden Radlast vergrößert sich auch die Querkraft. Mit einem zunehmenden Schräglaufwinkel konvergiert die Querkraft gegen einen festen Wert.

Ist die Schräglaufrate gering, bildet sich keine Hysterese aus und der Graph verläuft durch den Ursprung. Dieses Verhalten kann als stationär bezeichnet und durch eine Tangens

Hyperbolicus Funktion angenähert werden. Diese ist ursprungssymmetrisch und läuft für steigende Winkel gegen  $+1$  oder  $-1$ . Das Argument der Tangens Hyperbolicus beschreibt die Steigung der Kurve im Ursprung. Das Argument wird durch den Schräglaufwinkel und die Radlast beeinflusst. Größere Schräglaufwinkel führen zu einer höheren Querkraft. Eine höhere Radlast verursacht höhere Maximalwerte der Querkraft, reduziert andererseits die Steigung der Kurve im Ursprung. Bei einer höheren Belastung der Räder steigt gleichzeitig die Steifigkeit der verwendeten Stoffe des Rades, was die Abhängigkeit der Querkraft von dem Schräglaufwinkel reduziert. Zur Parametrierung des Modells wurde der quasi-stationärer seitliche Reibbeiwert aufgenommen. Bei der Messung wird der Reifen mit einem Schräglaufwinkel von  $45^\circ$  bei einer konstanten Fahrgeschwindigkeit an die Trommel gedrückt. Die Last wird in Schritten von 300 N erhöht. Da bei größeren Lasten die Wärmeentwicklung sehr hoch wird, wurde die Messung bei einer Radlast von etwa 10 kN abgebrochen. Im Gegensatz zum statischen seitlichen Reibbeiwert hat der quasi-statische Reibbeiwert eine höhere Aussagekraft über die maximale übertragbare Querkraft bei einem dynamischen Vorgang. Der quasi-statische seitliche Reibbeiwert weist bei geringen Lasten eine nahezu lineare Abhängigkeit von der Radlast auf. Bei höheren Lasten, vor allem bei Lasten oberhalb der Nennlast des Reifens, führt so eine lineare Approximation zu falschen Ergebnissen, da der modellierte Reibbeiwert gegen Null strebt und unter bestimmten Bedingungen auch negativ werden kann. Das kann auftreten, wenn ein beladener Stapler einen Abbiegevorgang ausführt und die Radlast die Nenntaugfähigkeit deutlich überschreitet. Bei weiteren Untersuchungen wurde ebenfalls festgestellt, dass der seitliche Reibbeiwert einen der Radlast unterproportionales Verhalten aufweist. Eine Approximation der Messdaten durch eine Exponentialfunktion führt zu deutlich besseren Ergebnissen.

Bei einer dynamischen Radverstellung treten Dämpfungseffekte auf, die sich in den Messwerten in Form einer Hysterese sichtbar werden. Diese ist annähernd symmetrisch und von der Fahrgeschwindigkeit und der zeitlichen Änderung der Querkraft abhängig. So ein Verhalten kann mit Hilfe des Seil-Modells (String-Type Tire Model) [Pac72] theoretisch erklärt werden. Dabei wird die Aufstandsfläche des Reifens als eine Zusammenschaltung mehrerer vorgespannter Seile beschrieben. Diese bestehen aus mehreren Lauffächenelementen und besitzen eine Steifigkeit. Die Verformung aufgrund der Belastung definiert die Querkraftübertragung. Bei einer dynamischen Kraftänderung kann das Übertragungsverhalten des Seilmodells durch ein  $PT_1$  Verhalten approximiert werden. In [Sch06a] wurden Untersuchungen der Ackerschlepperreifen durchgeführt und ein  $PT_1$  Übertragungsverhalten ebenfalls festgestellt. Das gesamte Reifenmodell kann als eine Reihenschaltung einer statischen Nichtlinearität und eines linearen Übertragungsgliedes dargestellt werden. In der Literatur werden derartige Modelle als Hammerstein-Modelle bezeichnet. Das Blockschaltbild des Modells ist in Abbildung 5.6 dargestellt. Folgt eine Nichtlinearität einer linearen Übertragungsfunktion, wird das Modell als Wiener-Modell aufgefasst. Diese Modelle stellen dabei Vereinfachungen der Volterrareihen dar [Ise88].



**Abbildung 5.6:** Blockschaltbild des Reifenmodells (einfaches Hammerstein-Modell)



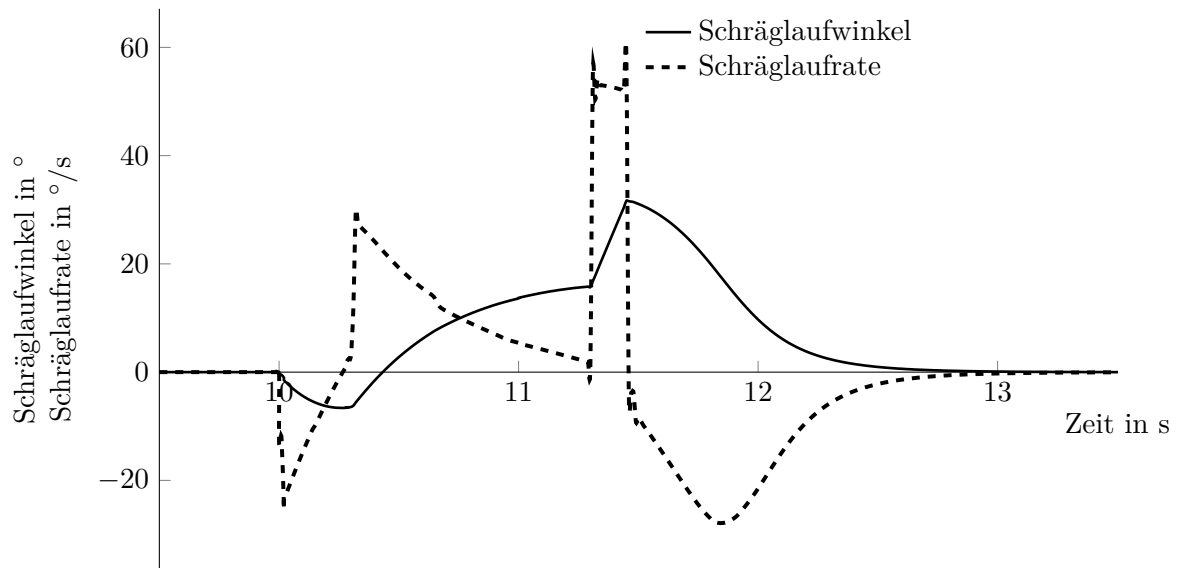
Das beschriebene Modell weist einen symmetrischen Verlauf auf. Das ist in Rädern nicht immer der Fall. Während der Messung konnten die richtungsabhängigen Unterschiede in der Verformung des Reifens deutlich beobachtet werden. Abbildung 5.2(a) zeigt eine schematische Darstellung einer Reifen-Felge-Kombination. Das Rad kann asymmetrisch aus mehreren Gummilagen aufgebaut sein. Der Haltewulst unterstützt den Reifen bei einer seitlichen Belastung und reduziert die Verformung. Eine starke Verformung des Reifens kann die Aufstandsfläche verkleinern und übertragbare Kräfte mindern. Dieses Verhalten konnte ebenfalls in den Messdaten beobachtet werden. Es wurde ein Faktor eingeführt, welches die Richtungsabhängigkeit beschreibt. Dieser besitzt nur bei einigen Reifenausführungen einen Wert, der stark von eins abweicht und durch eine ausgeprägte Asymmetrie zustande kommt. Somit wird das Modell durch eine zusätzliche Nichtlinearität nach der linearen Übertragungsfunktion erweitert.

### 5.3.3 Notwendigkeit eines dynamischen Modells

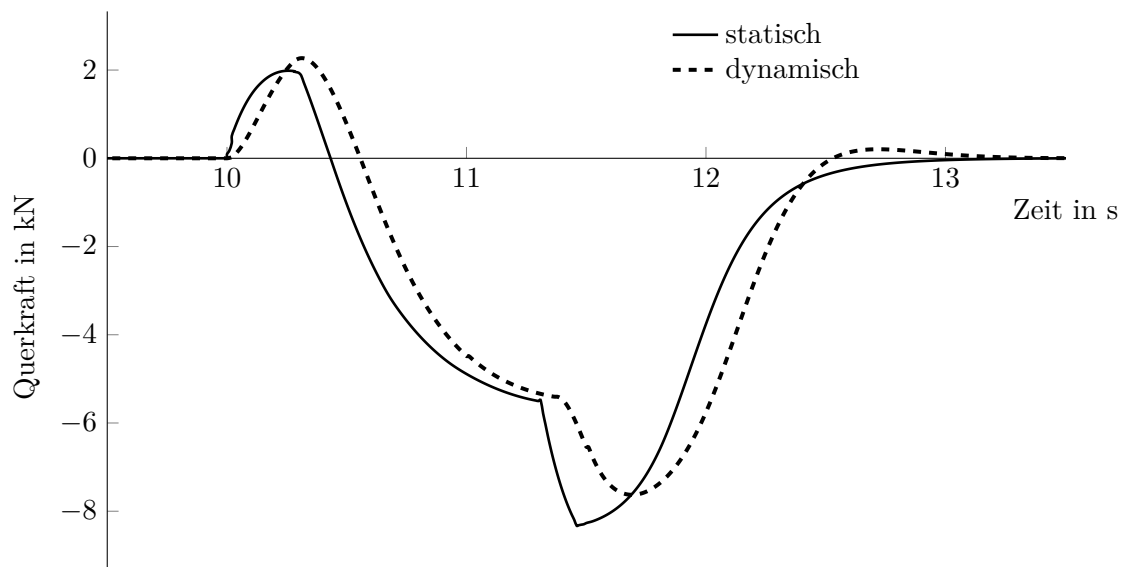
Das dynamische Reifenmodell führt zu einem komplexeren Rechenvorgang bei der Mehrkörpersimulation und kann bei einer numerischen Berechnung zu Instabilitäten aufgrund der Singularitäten führen. Vor allem die Notwendigkeit der Differenzenbildung kann einen Simulationsabbruch hervorrufen. Hingegen liefert das statische Modell gute Stabilität und Genauigkeit, allerdings nur bei kleinen zeitlichen Veränderungen der Querkraft. Um die Größenordnung der Schräglaufraten abschätzen zu können, wurde ein L-Test durchgeführt, welcher im Abschnitt 5.4 beschrieben wird. Die Untersuchung muss durchgeführt werden, weil der Schräglaufwinkel von dem Lenkwinkel abhängig ist, jedoch für instationäre Fahrmanöver nur in einer Simulation des Fahrzeugs bestimmt werden kann. In der Abbildung 5.7 ist der Verlauf des Schräglaufwinkels und dessen Ableitung (Schräglaufrate) während einer grenzstabilen  $90^\circ$  Kurswinkeländerung dargestellt. Dabei wird deutlich, dass Schräglaufraten in einem Bereich liegen, in dem eine dynamische Betrachtung notwendig ist. Vor allem bei einem raschen Gegenlenken können Schräglaufraten von mehr als  $50^\circ/\text{s}$  erreicht werden. Durch ein  $PT_1$ -Übertragungsverhalten, wird die Querkraft erst mit einer Verzögerung verändert, wodurch längere Lenkphasen notwendig werden. Die Unterschiede in den Kraftverläufen zwischen dem statischen und dynamischen Modell bei einem  $90^\circ$  Kurswinkeländerung sind in der Abbildung 5.8 zu sehen. Dabei wird deutlich, dass durch die Berücksichtigung der dynamischen Effekte, die Gegenlenkphase deutlich später erfolgen kann, und nach dem Erreichen der Endausrichtung ein kleiner Überschwinger entsteht.

### 5.3.4 Verformung des Reifens, Quersteifigkeit

Bei einer seitlichen Belastung tritt eine Verformung auf, die zu einer Verschiebung und Deformation der Aufstandsfläche führt (vgl. Abbildung 5.9). Bei einer scharfen Kurvenfahrt führt das zur Verlagerung der Kippkante an den kurvenäußeren Rädern. Diese Verschiebung begünstigt erheblich die seitliche Kippneigung der Gegengewichtsstapler. Dieser Effekt kann in den MKS-Modellen entweder durch eine Verschiebung der Aufstandsfläche (Latsch) oder durch ein Sturzmoment abgebildet werden. Wegen einer einfacheren Implementierung



**Abbildung 5.7:** Schräglaufwinkel und Schräglaufrate während des L-Tests bei dem MKS-Modell des Referenzfahrzeugs am rechten Hinterrad



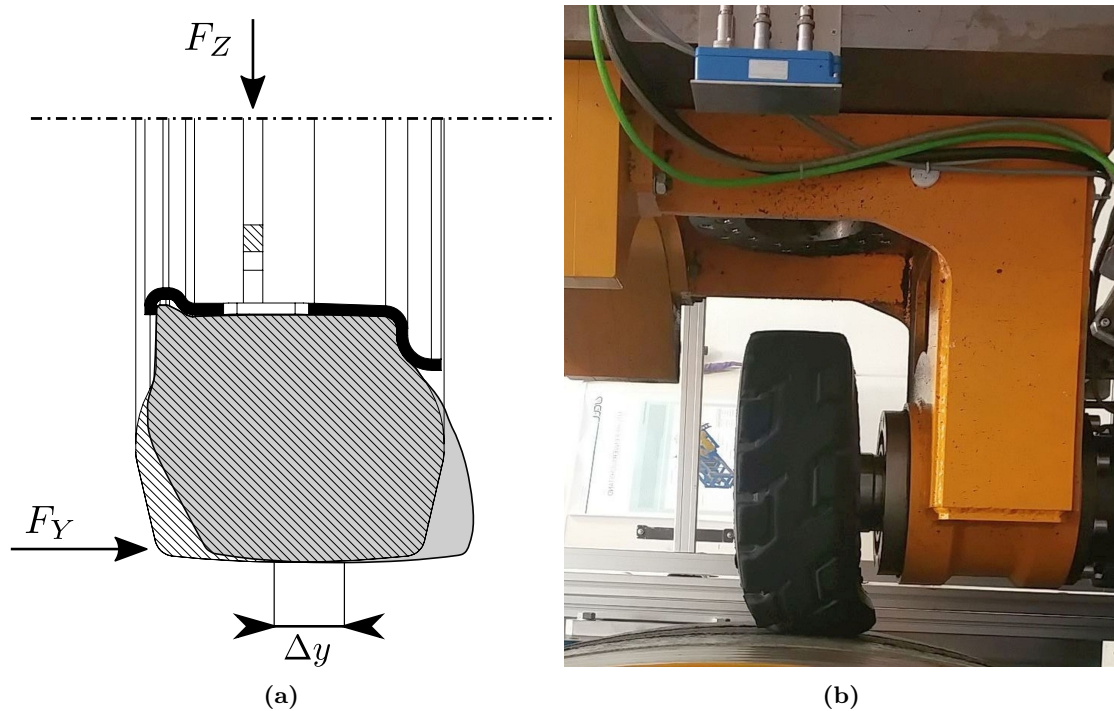
**Abbildung 5.8:** Gegenüberstellung der Querkraftverläufe bei einem statischem und einem dynamischen Reifenmodell in einem L-Test

wurde die Sturzmomentmethode gewählt. Das Sturzmoment wird als Produkt der Radlast und der Verschiebung in Y-Richtung gebildet:

$$M_{\text{Sturz}} = \Delta y \cdot F_Z \quad (4)$$

Das Sturzmoment hat eine starke Abhängigkeit von der Querkraft und wird im Modell linear approximiert:

$$M_{\text{Sturz}} = \frac{F_Y}{k_M} \cdot F_Z \quad (5)$$



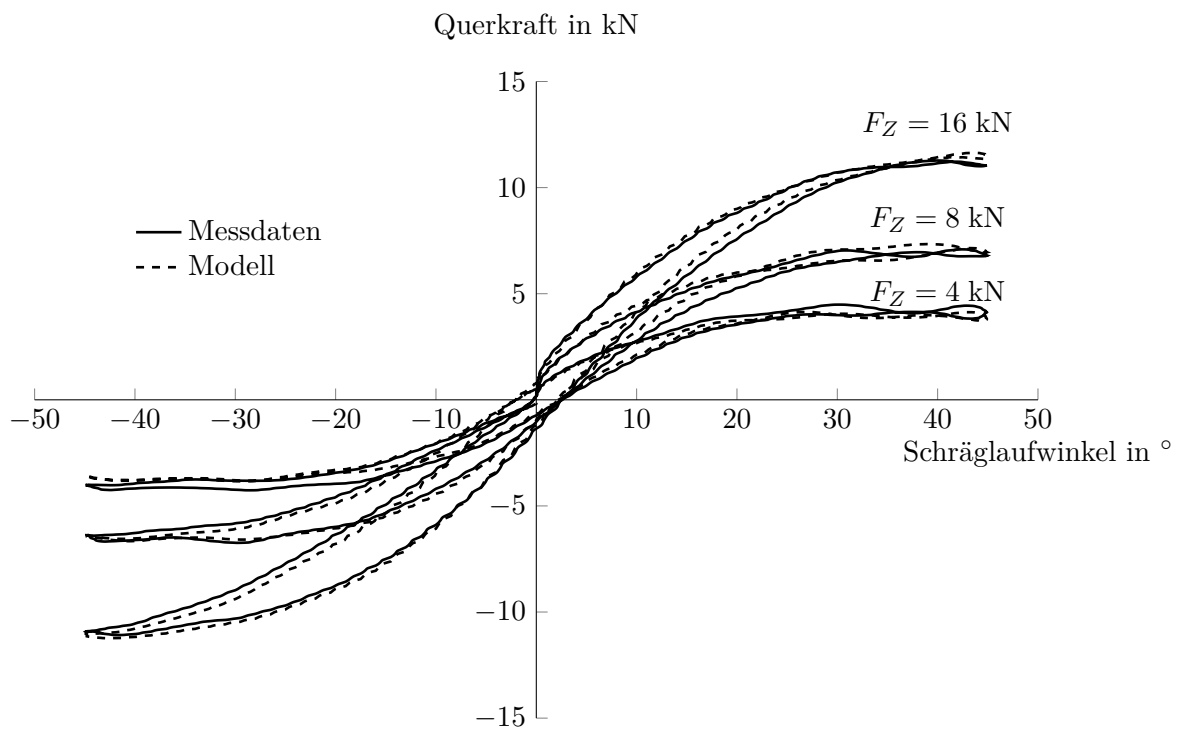
**Abbildung 5.9:** (a) Entstehung des Sturzmomentes bei einer Querbelastung (b) Verformung des Reifens unter Belastung (Reifentyp: 18x7-8)

Für die kurveninneren Räder wird das Sturzmoment gleich Null gesetzt. Zwar wird die Aufstandsfläche verschoben, die Kippkante des Gesamtfahrzeugs wird dadurch jedoch nicht beeinflusst. Verwendung der Gleichung 5 stellt eine einfache Methode zur Darstellung der Quersteifigkeit des Rades dar. Dabei wird die Quersteifigkeit als konstant angenommen wodurch die Abhängigkeit der Querkraft und der Radverformung bei einer konstanten Radlast als linear angenommen wird. Durch eine Schätzung des Parameters  $k_M$  für große Seitenkräfte bei einer hohen Radlast kann das Kippverhalten mit hinreichender Genauigkeit abgebildet werden. Dadurch werden jedoch Reifenverformungen in anderen Betriebspunkten unterschätzt.

### 5.3.5 Schätzung der Reifenkenngößen

Alle Parameter des Modells werden durch ein Optimierungsalgorithmus aus Rohmessdaten bestimmt. Eine vorherige Glättung oder Filterung reduziert zwar den relativen Fehler, die

Auswirkungen auf die geschätzten Parameter sind allerdings vernachlässigbar. Zu jedem Zeitpunkt wird die Querkraftfunktion ausgewertet und eine Abweichung zum Messwert bestimmt. Als Zielgröße wird der Durchschnitt der quadrierten Abweichungen (MSE) oder quadratisches Mittel der Abweichungen (RMSE) verwendet. Diese Zielgröße wird vom Solver minimiert, bis die benötigten Modellparameter bestimmt wurden. Die Optimierung erfolgt durch die Methode der generalisierten reduzierten Gradienten (GRG), wobei die Startlösung geschätzt werden muss. Zur Parameterbestimmung der Hysterese wurden nur Messdaten für  $\dot{\alpha} > 0$  °/s ausgewertet, um den Einfluss der Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen zu minimieren. Zusätzlich wurde die Extrapolationsfähigkeit des Modells untersucht. Dafür wurde das Modell nicht mit dem vollständigen Messdatensatz, sondern nur bis zu einer Radlast, die der Hälfte der Nennlast entsprach, parametrisiert. Die anschließende Extrapolation hat eine Abweichung der Querkraft unterhalb von 10 % ergeben. Dadurch wird sichergestellt, dass auch bei kurzzeitigen extremen Belastungen in dynamischen Simulationen ausreichende Extrapolationsgenauigkeit gegeben ist.



**Abbildung 5.10:** Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse und der Messdaten (Reifen: 18x7-8;  $v = 12$  km/h;  $\dot{\alpha} = 25$  °/s)

## 5.4 Dynamische Standsicherheit

Als eine der wichtigsten Fragestellungen der vorliegenden Arbeit gilt die Untersuchung der dynamischen Standsicherheit. In der DIN EN 16203 [DIN14a] wird ein Standsicherheitstest beschrieben, mit dem eine Vergleichbarkeit der Gegengewichtsstapler erreicht werden kann. In dem sogenannten L-Test wird bei mindestens 90 % der Maximalgeschwindigkeit eine 90°

Kurswinkeländerung unternommen. Der dafür notwendige Ausfahrtskorridor wird als  $w_2$  bezeichnet und wird wie folgt bestimmt:

$$w_2 = w_3 + \frac{b}{2}, \quad (6)$$

wobei  $b$  die Breite des Gabelstaplers ist. Die zulässige Größe von  $w_3$  wird in der Norm in Abhängigkeit der höchsten zulässigen Geschwindigkeit vorgegeben. Dieser Wert kann im Modell im Schwerpunkt bestimmt werden. Zur Auslegung des Standsicherheitssystems ist dieser Wert unzureichend, da eine Kurswinkeländerung von  $90^\circ$  nicht immer die ungünstigste Fahrsituation darstellt.

Für eine Untersuchung der Stabilität musste ein einheitliches und leicht anpassbares Lenkprofil gewählt werden. Im einfachsten Fall besteht der Lenkverlauf nur aus einem Einlenken in die Kurve und einem Herauslenken aus der Kurve. Lenkverläufe wurden in BRUNS u. a. [Bru09] analysiert. Für die Simulation ist es wichtig eine kritische Fahrsimulation einzuleiten, ohne dass das kurveninnere Vorderrad abhebt. Ein trapezförmiger Lenkverlauf hat sich als besser geeignet herausgestellt. Aus Vermessungen wurden folgende Einschränkungen des Lenkverlaufs abgeleitet:

- Maximale Einlenkgeschwindigkeit:  $c_{1,\max} = 110^\circ/s$
- Gewöhnliche Einlenkgeschwindigkeit:  $c_1 < 55^\circ/s$
- Maximale Gegenlenkgeschwindigkeit:  $c_{2,\max} = 125^\circ/s$

Das idealisierte Lenkprofil hat die Form eines Trapezes und ist in der Abbildung 5.11 dargestellt. Der Einfluss der Einlenkgeschwindigkeit auf die dynamische Standsicherheit wird in Kapitel 7 beschrieben. Die Lenkabläufe wurden in der Mehrkörpersimulation parametrisch definiert, was eine einfache Veränderung der für einen L-Test notwendigen Lenkung zulässt.

## 5.5 Vermessung des Referenzfahrzeugs

Um die Zuverlässigkeit und Genauigkeit des Modells zu validieren, musste der Referenzstapler vermessen werden. Gleichzeitig musste die Sicherheit des Staplers bei der Vermessung gewährleistet sein. Bei der Durchführung der L-Tests kann das Fahrzeug kippen. Eine Stützvorrichtung wurde am Unterboden und an der Kabine des Fahrzeugs befestigt. Diese Vorrichtung muss eine Kippbewegung unterbinden und gleichzeitig nicht die dynamischen Eigenschaften beeinflussen. Laut der Norm DIN EN 16203 darf die Masse der Sicherheitsvorrichtungen nicht mehr als 10 % der Masse eines unbeladenen Staplers betragen, was bei der Vermessung sichergestellt wurde. Bei den Messfahrten konnte der Stapler nicht zum Kippen gebracht werden. Lediglich ein kurzzeitiges Abheben des kurveninneren Vorderrades bei einer sehr schnellen Lenkung mit maximaler Geschwindigkeit konnte festgestellt werden.

Zur Signalkonditionierung und Speicherung wurde ein inertiales Messsystem der iMAR GmbH verwendet, welches auch zur Erfassung und Auswertung der Linear- und Winkelbeschleunigung verwendet wurde. Das System wurde auf dem Dach des Staplers befestigt und mit einem Rechner verbunden, von welchem die Messparameter vorgegeben wurden.

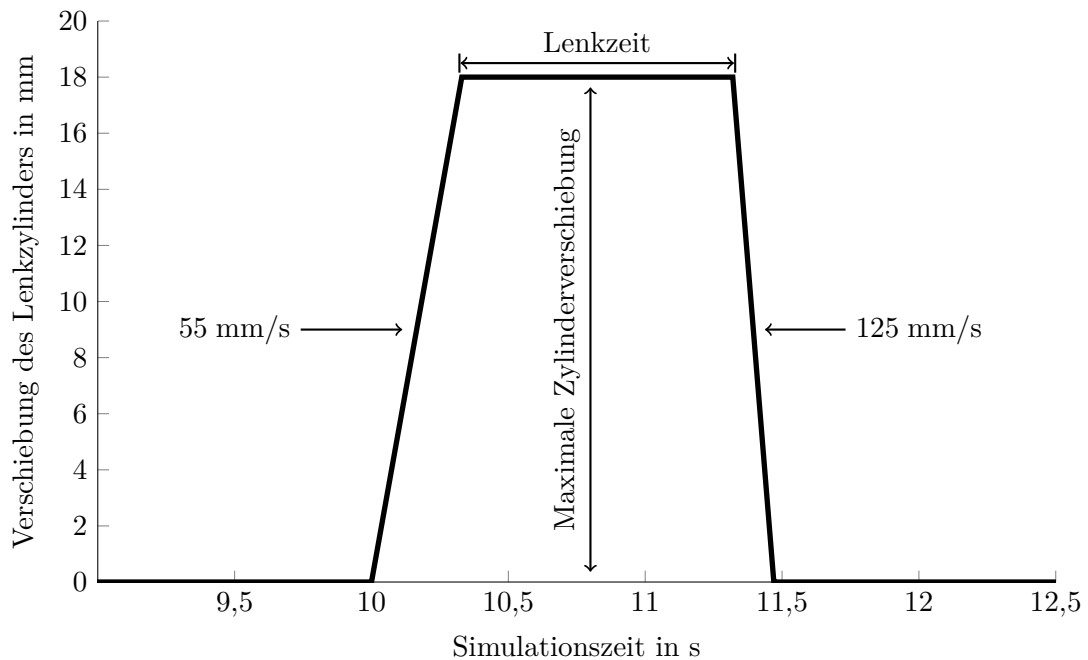


Abbildung 5.11: Lenkverlauf bei einem L-Test

Zu Ermittlung des Lenkwinkels wurde am Lenkzylinder ein Wegaufnehmer platziert und mit dem Lenkgelenk und dem Zylindergehäuse starr verbunden. Die zur Zylinderverschiebung proportionale Spannung wurde von dem inertialen Messsystem aufgenommen. Die Anordnung der Messsensorik ist in der Abbildung 5.12 zu sehen.

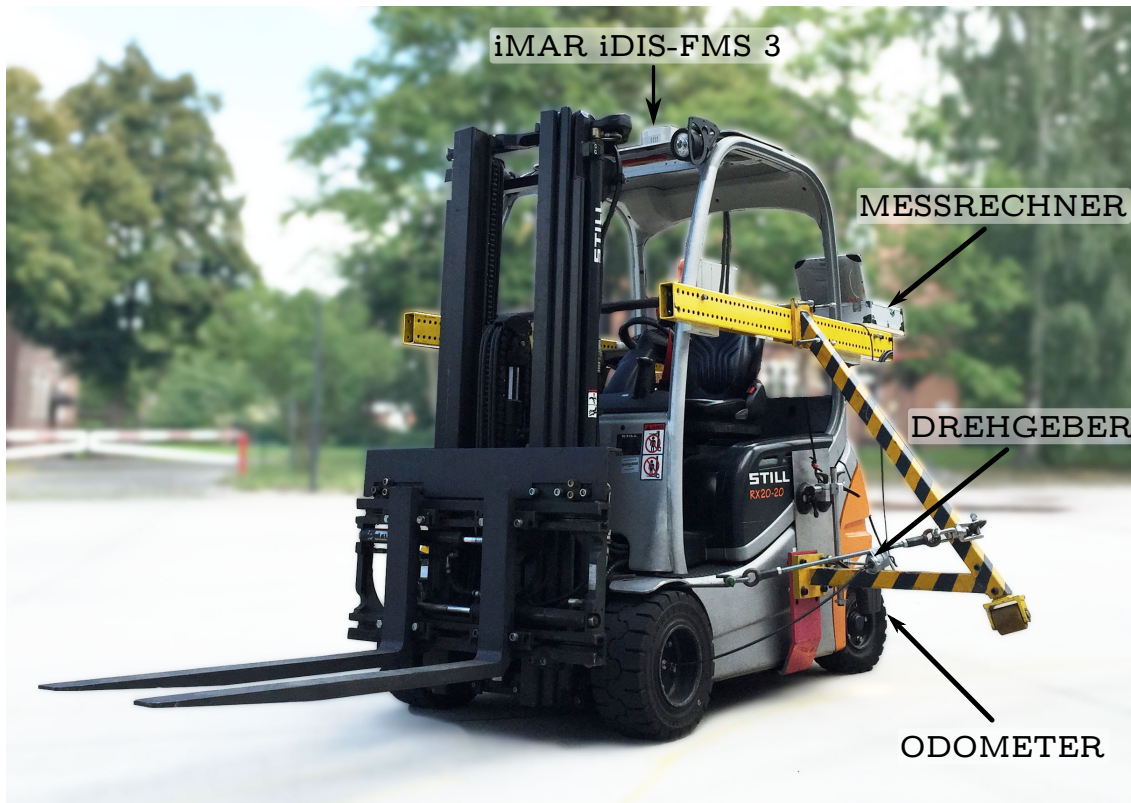
Tabelle 5.1: Messsensorik des Referenzstaplers

Messgröße	Messprinzip	Messgerät
Lenkwinkel	Wegaufnehmer	Novotechnik LWH 225
Beschleunigung	Inertiales Messsystem	iMAR GmbH iDIS-FMS 3
Winkelbeschleunigung	Inertiales Messsystem	iMAR GmbH iDIS-FMS 3
Geschwindigkeit	Odometer	Correxit® S-400
Raddrehzahl	Drehgeber	HEIDENHAIN 466
Primäre Datenerfassung	-	iMAR GmbH iDIS-FMS 3
Software	-	iMAR GmbH Nav-Commander
Sekundäre Datenerfassung	-	HBM MGCplus AB22A

## 5.6 Validierung des MKS-Modells

### 5.6.1 Masse und Schwerpunkt

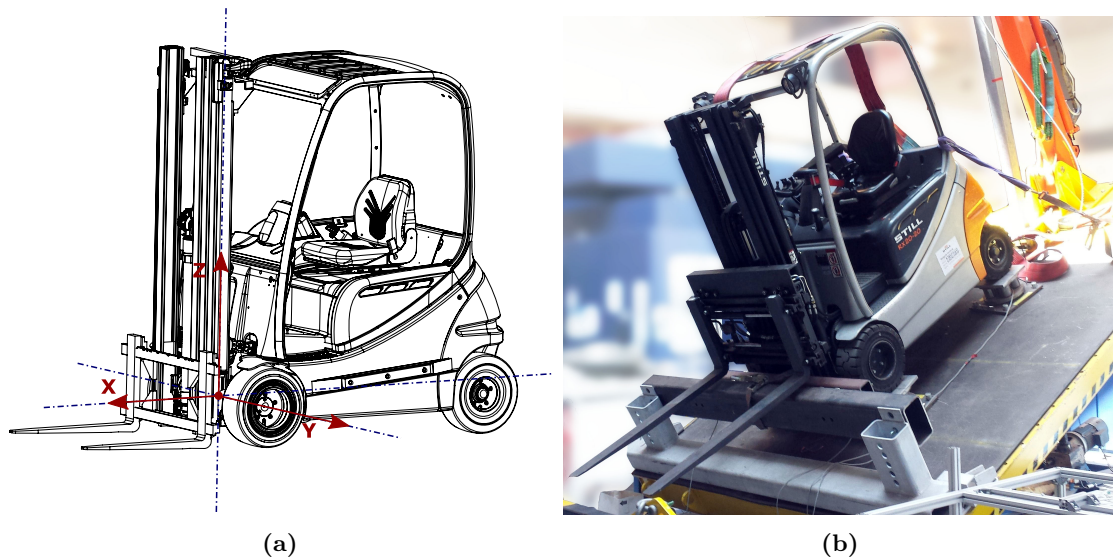
Für die Bestimmung der Gesamtmasse und des Schwerpunktes wurde der Stapler auf einer Kippbühne vermessen. Die Räder wurden dabei auf Druckmessdosens platziert. Im unteren Bereich des Hubgerüsts wurde die Hangabtriebskraft mithilfe zwei weiterer



**Abbildung 5.12:** Anordnung der Messsensorik am Versuchsstapler

Druckmessdosen aufgenommen. Durch die Auswertung des Neigewinkels, der Messsignale und der geometrischen Abmaße konnte der Schwerpunkt in drei Dimensionen bestimmt werden. Der Referenzstapler hatte, anders als im CAD-Modell, einen Seitenschieber, sowie längere Gabelzinken. Diese wurden entsprechend der Spezifikationen in das MKS-Modell eingepflegt. Das Gewicht der Batterie wurde separat aufgenommen, welches in etwa 3 % höher als der Referenzwert aus der Norm war. Die Abweichung zwischen der Messung und der CAD-Geometrie betrug 1,9 % was durch die fehlenden Abdeckungsteile erklärt werden kann. Um diese Abweichung zu kompensieren wurde ein Part mit fehlender Masse eingefügt. Zusätzlich wurde die Masse des Fahrers gemäß DIN EN ISO 3411 [DIN07] aus Vereinfachungsgründen durch ein Zylinder mit einer Masse von 98 kg abgebildet.

Die Position des Schwerpunktes wurde in drei Messungen auf der Kippbühne bestimmt. Es wurde das Koordinatensystem gemäß DIN ISO 8855 [DIN13] verwendet (vgl. Abbildung 5.13(a)). Zur Feststellung der Schwerpunkthöhe wurde die Kippbühne bis zu 30° geneigt (Vgl. Abb. 5.13(b)). Dabei spielen Parameter, wie der Einfederungsweg der Reifen und die genaue Höhe der Kraftmessdosen eine große Rolle für die Genauigkeit der Messung. Die größte Abweichung weist der Wert der Z-Komponente auf, bei dem auch in der Messung eine größere Streuung festgestellt wurde. Die Abweichung der Schwerpunktlage beträgt höchstens 13 mm. Die Genauigkeit des Modells ist daher hinreichend. Bei der späteren Messung des vergleichbaren Staplers EFG 320 der Firma Jungheinrich wurde eine ähnliche Massenverteilung festgestellt.



**Abbildung 5.13:** (a) Koordinatensystem gem. DIN ISO 8855 [DIN13]; (b) Vermessung der Schwerpunktlage auf der Kippbühne

### 5.6.2 Trägheitsmomente

Das Massenträgheitsmoment um die Hochachse  $I_{ZZ}$  hat einen signifikanten Einfluss auf das Fahrverhalten des Fahrzeugs. Um das Moment zu vermessen wurde der Stapler mit einem Kran angehoben und unterhalb des Schwerpunktes wurde ein definiertes Moment eingeleitet. Durch die Messung der Winkelbeschleunigung wurde das Massenträgheitsmoment  $I_{ZZ}$  bestimmt. Dieses hatte eine Abweichung von 8,7 % und kann sowohl durch einige fehlenden Abdeckungsteile, den Seitenschieber sowie Fehler aufgrund des Rauschens der Messsignale erklärt werden. Ergebnisse der statischen Vermessung sind in der Tabelle 5.2 zusammengefasst.

**Tabelle 5.2:** Parameter des Referenzstaplers aus der Messung

Masse	$m$	3740	kg
Masse Batterie	$m_B$	880	kg
Schwerpunkt	$x_{SP}$	-670	mm
	$y_{SP}$	-13	mm
	$h_{SP}$	330	mm
Massenträgheitsmoment	$I_{ZZ}$	2302	kg/m <sup>2</sup>

### 5.6.3 Bestimmung des Lenkeinschlags

Um die Messdaten der Testfahrten auswerten zu können, wird Information über die Stellung des Lenkzylinders an der Hinterachse benötigt. Diese wird von einem Messschieber erfasst und in einer Log-Datei abgespeichert. Die Stellung des Zylinders beeinflusst den Winkel



der beiden Räder. In diesem Fall ist der Zusammenhang nichtlinear. Die Zuordnung zwischen der Verschiebung des Lenkzylinders und dem Lenkwinkel wurde aus der CAD-Geometrie abgeleitet, als ein Spline im MKS-Modell hinterlegt und mit der Messung am Stapler abgeglichen. Bereits kleine Abweichungen der Zuordnung führen bei Simulationen zu signifikanten Abweichungen. Weitere Messabweichungen können aus der elastischen Verformung der Verbindungselemente zwischen dem Messschieber und dem Lenkzylinder resultieren.

Zur Validierung des Messsystems wurde eine zusätzliche Messreihe aufgenommen, bei der die Spannung des Messschiebers und die Stellung der Räder aufgenommen wurden. Dadurch konnten der lineare Zusammenhang zwischen der Spannung und der Lenkzylinder-verschiebung sowie die Charakteristik der Lenkkinematik bestätigt werden.

Eine weitere entscheidende Größe, die zur Zuordnung des Lenkwinkels und der Zylinder-verschiebung benötigt wird, ist die Nullstellung des Lenkzylinders bei der Geradeausfahrt. Diese Größe entscheidet darüber, ob die Fahrten nach links und nach rechts symmetrisch aufgezeichnet werden. Durch leichte Neigung der Fahrbahn konnten dabei Unterschiede zwischen den einzelnen Messungen festgestellt werden. Zur Schätzung der Nullstellung wurden insgesamt 16 Fahrten bei geringer Geschwindigkeit über lange Strecken unternommen und daraus der Mittelwert gebildet, um diesen Einfluss zu minimieren. Abweichungen zwischen den Messungen betragen etwa  $\pm 0,5$  mm, was in der Nullstellung zu einer Streuung des Lenkwinkels im Bereich  $\pm 0,42^\circ$  führen kann. Wird eine kreisförmige Trajektorie mit einem großen Durchmesser befahren, können diese Messungenauigkeiten zu deutlichen Abweichungen zwischen der Simulation und der Messung führen.

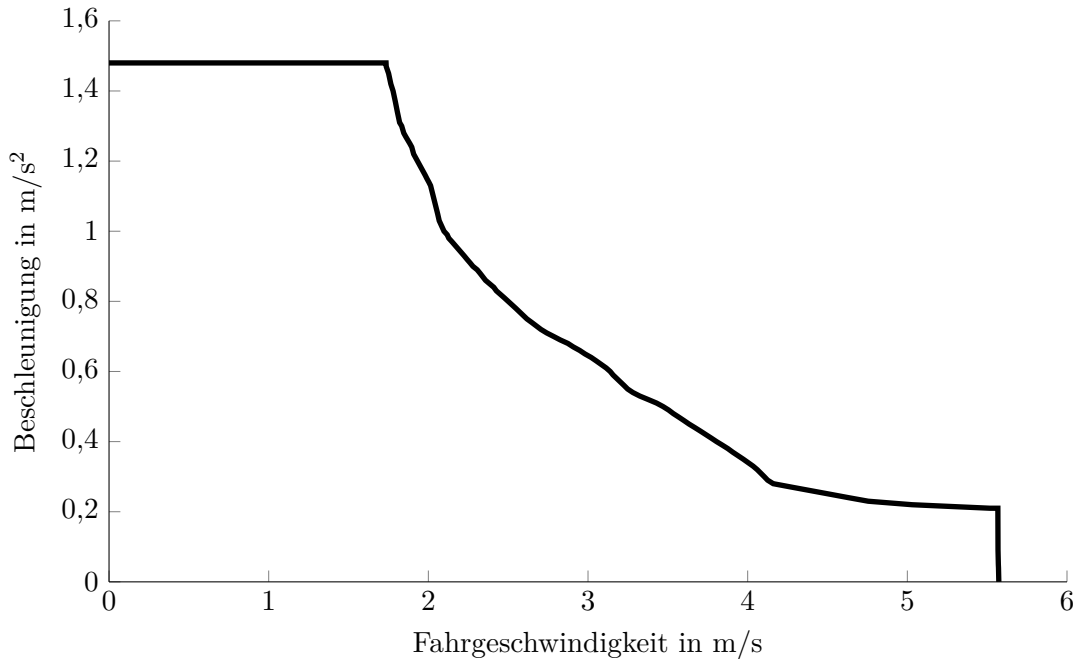
### 5.6.4 Antriebskennlinie

Der Referenzstapler wird von zwei Motoren mit je 4,5 kW Spitzenleistung angetrieben. Das Antriebssystem ist von einem Standsicherheitssystem überlagert, welches die Fahr-geschwindigkeit in bestimmten Situationen stark senkt. Die Implementierung des Antriebs im Modell erfolgt über zwei Kräfte an Vorderrädern.

Zur Parametrierung des Modells wurde die Antriebskennlinie des Herstellers verwendet. Dabei wurde die Untersetzung des Getriebes mitberücksichtigt. Um die Antriebskennlinie zu validieren wurde eine Ausbeschleunigung des Staplers unternommen. Aus Modellie-rungsgründen wurde für geringe Geschwindigkeiten das Antriebsmoment als konstant angenommen, im relevanten Bereich der Feldschwächung wurde hingegen die originale Kennlinie verwendet, welche mit den gemessenen Daten eine gute Übereinstimmung zeigte. Die im MKS-Modell hinterlegte Antriebskennlinie ist in der Abbildung 5.14 zu sehen.

### 5.6.5 Standsicherheitssystem

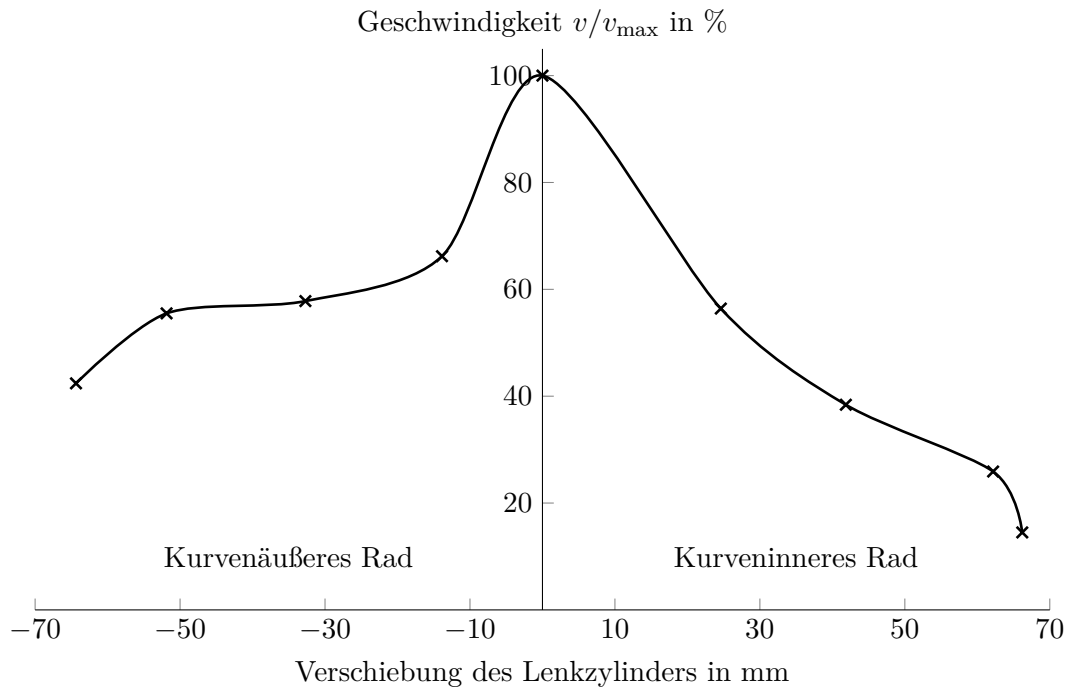
Bei der Untersuchung des Fahrtverhaltens machte sich der Einfluss der Sicherheitssysteme bemerkbar. Während der Kurvenfahrt wurde die Geschwindigkeit stark gedrosselt. Um eine Validierung des Modells dennoch durchführen zu können, wurde das Antriebsverhalten



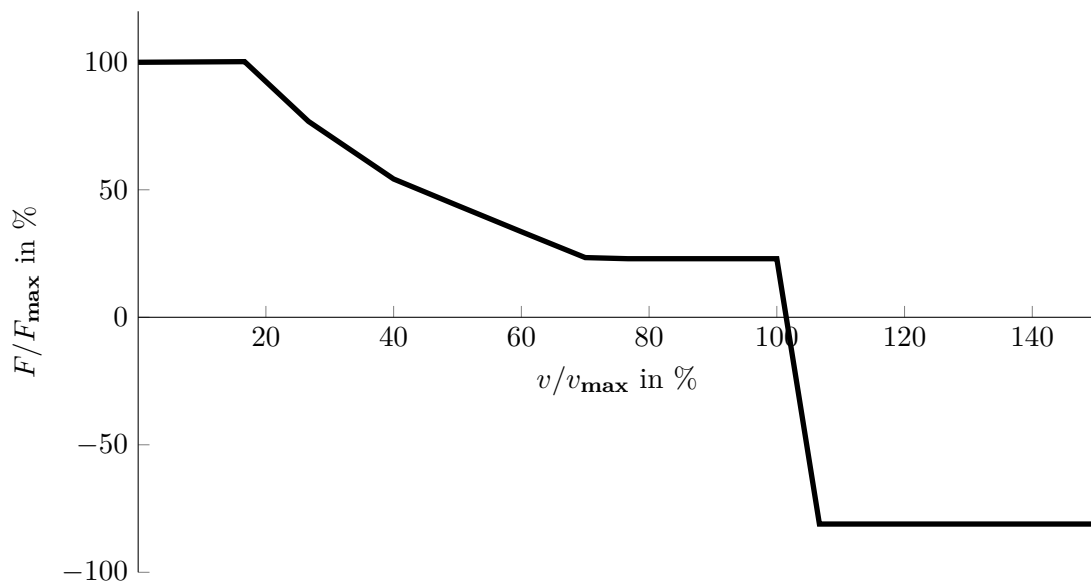
**Abbildung 5.14:** Antriebskennlinie des Referenzstaplers unter Vollast

der einzelnen Räder im angehobenen Zustand vermessen. Die Ergebnisse dieser Messung sind in der Abbildung 5.15 dargestellt. Das kurveninnere Rad dreht sich deutlich langsamer als das Kurvenäußere. Die Tatsache, dass ein Moment auch bei einem angehobenen Rad übertragen werden kann, spricht gegen eine Verwendung der Logik eines mechanischen Differenzials.

Die Drehgeschwindigkeit der Vorderräder wird in Abhängigkeit vom Lenkwinkel begrenzt. Für die Berechnung wird der Raddurchmesser im belasteten Zustand verwendet. Durch eine wiederholte Messung konnte aus den Messdaten eine statische Kennlinie abgeleitet werden. Diese wurde im Modell zur Geschwindigkeitsvorgabe hinterlegt. Zusätzlich wurde eine kleine Verzögerung des Sicherheitssystems festgestellt, diese wurde ebenfalls in das Modell eingepflegt. Die Fahrgeschwindigkeit wird aus dem Durchschnitt der beiden Raddrehzahlen aus der Kennlinie bestimmt. Die maximale Geschwindigkeit kann manuell vorgegeben werden, um die Einflüsse des Sandsicherheitssystems bei stationären Kreisfahrten zu eliminieren. Überschreitet die Fahrgeschwindigkeit diese Vorgabe, wird im MKS-Modell eine Bremsung nach dem generatorischen Teil der Motorkennlinie eingeleitet. Ist die Geschwindigkeit geringer, wird der Stapler gemäß der Antriebskennlinie beschleunigt. Um numerische Probleme vorzubeugen, muss der Übergang zwischen den beiden Zuständen stetig ablaufen. Dafür wird ein Toleranzbereich von  $\epsilon = 0,01$  m/s eingeführt, damit die maximale Geschwindigkeit erreicht wird. Im anschließenden Übergangsbereich von  $2\epsilon$  findet ein linearer Übergang statt. Bei einer größeren Geschwindigkeitsüberschreitung wird die Bremsung mit maximaler Kraft eingeleitet. Ein beispielhafter Verlauf der Antriebskennlinie ist in der Abbildung 5.16 dargestellt. Gleichzeitig wird darauf geachtet, dass die Haftbedingung erfüllt ist. Ist das nicht der Fall, wird die Antriebskraft gemindert. Diese Berechnung wird simultan für beide Räder durchgeführt und der minimale Wert für die Antriebskraft gewählt. Dadurch



**Abbildung 5.15:** Gemessene Geschwindigkeitsbegrenzung durch das Standsicherheitsprogramm



**Abbildung 5.16:** Verlauf der Antriebskennlinie für eine definierte maximale Geschwindigkeit

wird eine Differenzialwirkung nachgebildet. Wird diese nicht nachgebildet, unterscheiden sich die Antriebskräfte der beiden Räder signifikant, wodurch ein Drall um die Z-Achse eingeleitet wird, welcher von vielen Parametern abhängig ist. In dieser Simulation soll in kritischen Situationen eine einfache Bremsung erfolgen. Eine schematische Darstellung der Funktionsweise der Fahrsicherheitssystems des Referenzstaplers ist in der Abbildung 5.17 zu sehen.

Die genaue Abbildung des Sicherheitssystems ist nur zum Zweck der Validierung notwendig. Fehlerhaftes Abbilden des Antriebssystems kann dazu führen, dass ein ansonsten gutes Modell mangels der Übereinstimmung mit der Messung verworfen wird. In der weiteren Arbeit wird in die Funktion der Sicherheitssysteme gezielt mithilfe von MATLAB/Simulink eingegriffen.

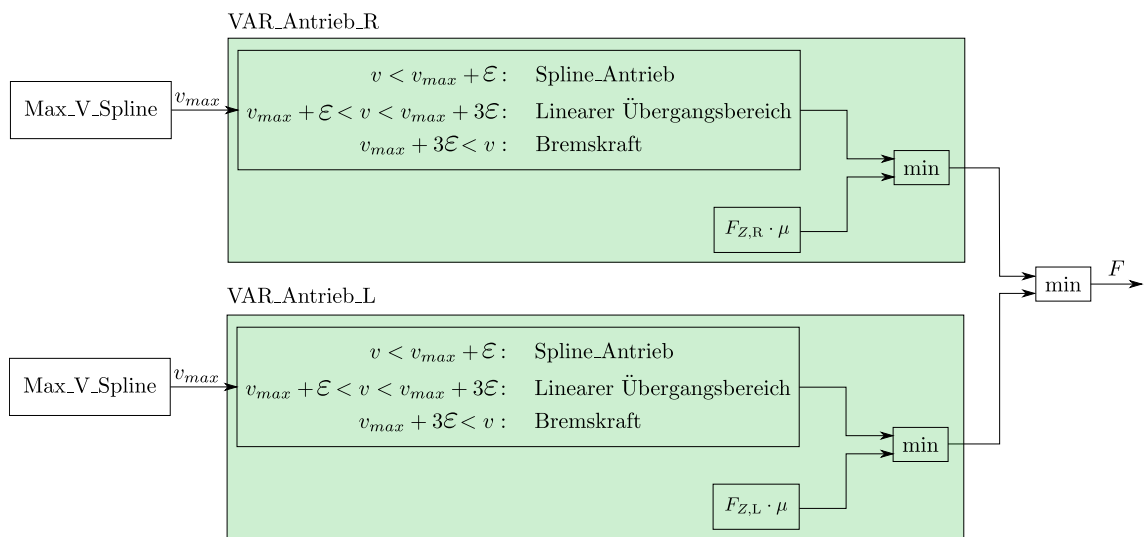


Abbildung 5.17: Einbindung der Fahrsicherheitssysteme in das Modell

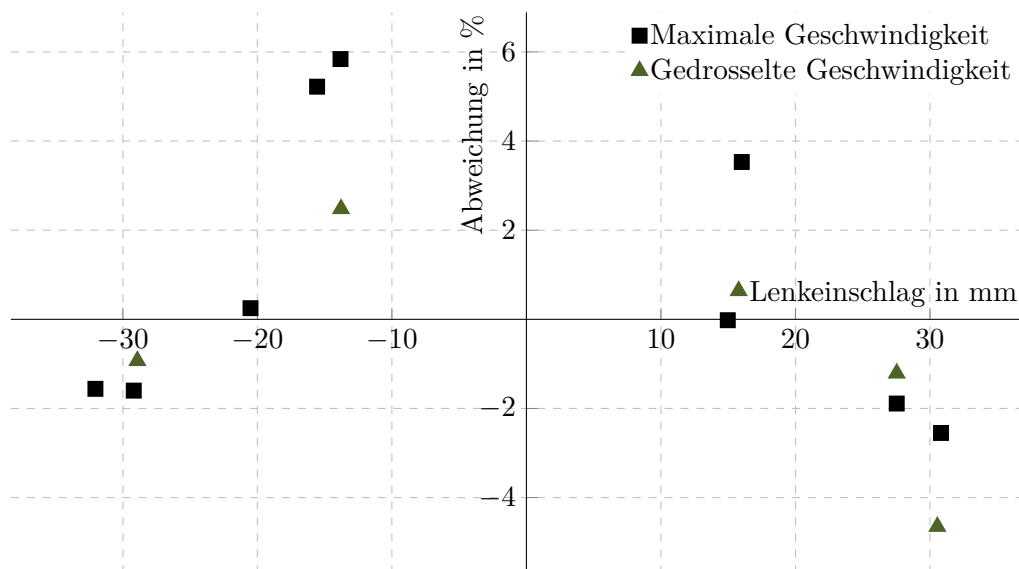
### 5.6.6 Validierung des stationären Verhaltens (Kreisfahrt)

Um das Gesamtmodell im stationären Zustand validieren zu können, wurde der Gabelstapler mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten im Kreis gefahren. Die Lenkeinstellungen und somit die Kreisdurchmesser wurden dabei variiert. Als Vergleichsgröße wurde der Kreisdurchmesser gewählt, wobei die Geschwindigkeit gemäß der Messung vorgegeben wurde. Um die Genauigkeit der Abbildung des Sicherheitssystems zu bewerten, wurde zusätzlich die Fahrgeschwindigkeitsvorgabe des Sicherheitssystems untersucht.

Als erstes wurde eine Referenzmessung durchgeführt, bei der ein Kreis mit einem definierten Durchmesser von 16 m gefahren wurde. Dabei wurde die Geschwindigkeit sehr gering gehalten, um den Einfluss der dynamischen Effekte zu reduzieren. Die auf dem Boden gezeichneten Kreise wurden mit bestmöglicher Genauigkeit in beide Richtungen nachgefahren und bei auftretender Abweichung korrigiert. Die vom Messsystem aufgenommenen Trajektorien wurden miteinander verglichen, wobei eine richtungsabhängige Abweichung von 385 mm (2,3 %) festgestellt wurde. Der Kreisdurchmesser lag in der Simulation zwischen den beiden gemessenen Werten und wies die höchste Abweichung von 263 mm auf. Diese

Untersuchung zeigt, dass die Messtechnik genaue Werte liefert, jedoch wegen der seitlichen Platzierung des Odometers richtungsabhängige Abweichungen hat. Gleichzeitig konnte eine ungenaue Nullstellung bei dem Lenkzylinder die Abweichungen verursachen.

Bei der Untersuchung wurden 14 Fahrten im Simulationsmodell nachgebildet, wobei 9 Messungen bei maximaler und 5 Messungen bei gedrosselter Geschwindigkeit durchgeführt wurden. Da die Sicherheitssysteme im angehobenen Zustand vermessen wurden, war eine Validierung im Betrieb notwendig. Die Abweichungen zwischen dem Modell und der Messung betragen weniger als 5,5 %, wodurch das Verhalten des Systems in Abhängigkeit vom Lenkwinkel eine hohe Genauigkeit gezeigt hat.



**Abbildung 5.18:** Abweichungen der Durchmesser zwischen dem Modell und der Messung bei einer stationären Kreisfahrt

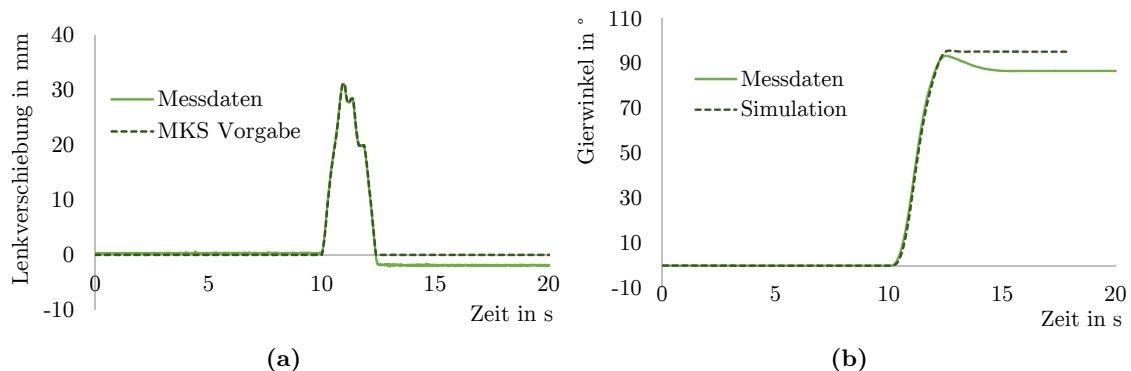
Zur Validierung der Trajektorie wurden die Geschwindigkeit und die Lenkzylinderverstellung aus den Messdaten vorgegeben. Ergebnisse dieser Untersuchung sind in Abbildung 5.18 zusammengefasst. Eine Ursache für diese Abweichungen kann in der falschen Parametrierung oder in Messungenauigkeiten liegen. Die Ungenauigkeiten bei der Lenkzylindermessung spielen ebenfalls eine Rolle. Höhere Geschwindigkeiten in der Kreisfahrt führen zu größeren Abweichungen. Der Grund dafür kann durch ein Zusammenspiel mehrerer Faktoren erklärt werden. Bei höherer Geschwindigkeit steigt ebenfalls der Schräglaufwinkel, wodurch der Kreisdurchmesser kleiner wird und die Quergeschwindigkeit am Odometer steigt, was die Stützung des Messsystems beeinflusst. Insgesamt weist das Modell eine hohe Genauigkeit mit Abweichungen unterhalb 6 % auf, wodurch das Gesamtmodell und das stationäre Reifenmodell eine hohe Validität aufweisen.

### 5.6.7 Validierung des dynamischen Verhaltens (L-Tests)

Zur Beurteilung der dynamischen Eigenschaften des Modells wurde in Anlehnung an die Norm DIN EN 16203 [DIN14a] eine Reihe der L-Tests mit einem über- und unterkritischem Lenkverhalten getestet. Bei einem unterkritischen Lenkverhalten bildet der Lenkwinkelver-

lauf annähernd ein Trapez. Folgt auf eine rapide Einlenkphase ein rapides Gegenlenken, welches ebenfalls nachkorrigiert werden muss, bildet sich ein überkritisches Lenkverhalten, welches zu stärkeren Instabilitäten und eher zum Kippen des Fahrzeugs führen kann. Die Validierung eines überkritischen L-Tests erweist sich als schwierig, da der Lenkwinkel die Nullstellung beim Gegenlenken überquert. Da das Verhalten des Stabilisierungssystems durch ein Reverse Engineering approximiert wurde, kann das Verhalten in so einem Fall nur geschätzt werden. In der oben genannten Norm wird eine unterkritische Lenkung vorgeschrieben.

Insgesamt wurden 4 Messfahrten für die Validierung verwendet. Als Auswahlkriterien gelten eine lange und gerade Ausbeschleunigungsphase und eine unterkritische Lenkung während des L-Tests. In diesem Bericht werden nur die Ergebnisse eines Versuchs dargestellt. Der wichtigste Parameter für die Simulation ist die Verschiebung des Lenkzylinders. Dieser Wert wurde aus den Messdaten extrahiert und als Spline in der Simulation abgelegt. Zur Vereinheitlichung der Simulationen wurde die 10. Sekunde der Simulation als Referenzzeit definiert. Der Stapler wird bis zu diesem Moment auf einer geraden Strecke beschleunigt, die Verschiebung des Lenkzylinders erfolgt erst danach. Diese Vorgehensweise wurde auf die Messdaten angewandt, um eine Synchronisation der Einzelmessungen zu erreichen. Die Werte der Lenkzylinderverschiebung vor diesem Zeitpunkt und am Ende des Lenkvorgangs wurden zu Null gesetzt (vgl. Abbildung 5.19(a)). Dadurch fährt das Modellfahrzeug am Ende der Lenkphase geradeaus weiter.



**Abbildung 5.19:** Messreihe 1 (a) Gemessener Lenkwinkel sowie die Lenkwinkelvorgabe in der Simulation; (b) Gierwinkel

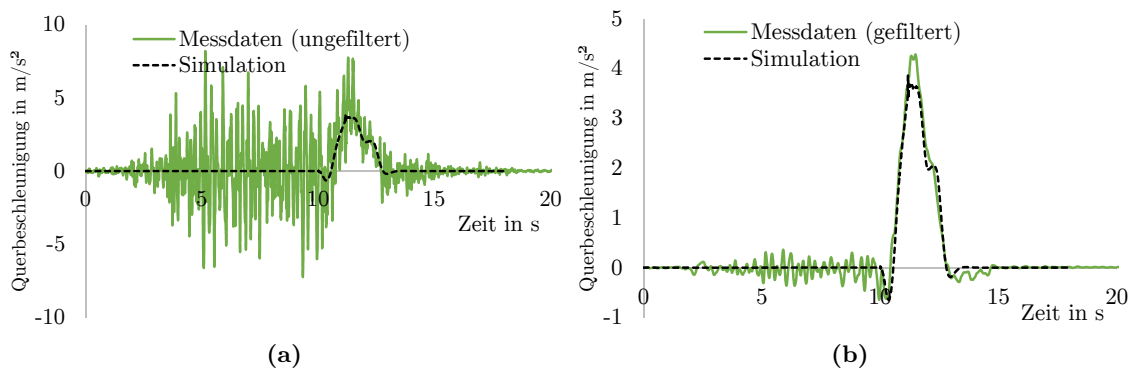
Als Vergleichsgrößen wurden der Gierwinkel, die Querbewegung und die Trajektorie gewählt. In der Messreihe 1 wurde am Ende des Lenkvorganges eine starke Bremsung eingeleitet, bei der leicht zurückgelenkt wurde. Da die Zurücklenkphase nicht berücksichtigt wird, müssen die maximalen Gierwinkel miteinander verglichen werden. Der Winkel direkt vor dem L-Test wird als Nullwert definiert. Die Abweichungen sind in der Tabelle 5.3 zusammengefasst.

Die Querbewegung repräsentiert die seitlichen Kräfte, die auf das Fahrzeug in einer Kurvenfahrt wirken. Die Messwerte sind jedoch aufgrund der Bodenunebenheiten und der nicht gefederten Radaufhängung mit steifen Reifen sehr stark verrauscht (vgl. Abbildung 5.20(a)). Zur besseren Vergleichbarkeit wurden die Messwerte mithilfe eines Filters mit unendlicher Impulsantwort (infinite impulse response filter oder IIR-Filter) mit einer

**Tabelle 5.3:** Gierwinkel der einzelnen Simulationsfahrten

Messreihe	Gierwinkel (Simulation) in °	Gierwinkel (Messung) in °	Abweichung in %
<b>1</b>	<b>95,9</b>	<b>93,5</b>	<b>2,5</b>
2	76,7	78,0	1,7
3	111,3	110,4	0,8
4	116,3	110,8	4,9

Eckfrequenz von 2 Hz geglättet. Durch eine Vorwärts- und eine Rückwärtsfilterung mit einem Besselfilter erster Ordnung wurde die Phasenverschiebung kompensiert (Zero-phase digital filtering). Das Modell zeigt eine gute Übereinstimmung mit der Messung auf (vgl. Abbildung 5.20(b)).



**Abbildung 5.20:** Messreihe 1 (a) ungefilterte Querbeschleunigung (b) gefilterte Querbeschleunigung (2 Hz)

Für die Durchführung der dynamischen Standsicherheitstests stellt die Fahrzeugtrajektorie die Vergleichsgröße dar. In der Abbildung 5.21 sind die Schwerpunkttrajektorien abgebildet. Die Koordinatensysteme des inertialen Messsystems und des Staplers unterscheiden sich voneinander, was eine Umrechnung notwendig macht. Dabei wird sichtbar, dass der Stapler in der Simulation vor dem Abbiegen leicht ausbricht. Das liegt an der Entfernung des Schwerpunktes von der Drehachse, wodurch bei der Drehung eine Querkomponente hinzukommt. Diese Bewegung wurde ebenfalls in den Fahrversuchen als Video aufgenommen. Allerdings wird dieses Ausbrechen in der Querbeschleunigung gemessen, aber nicht in der Trajektorie sichtbar. Der Grund dafür kann in der falschen Stützung des Odometers in engen Kurven mit zunehmender Querkomponente sein. Somit ist es wahrscheinlich, dass die Übereinstimmung zwischen der Realität und der Simulation noch besser ist, als das aus den Messdaten ersichtlich ist. Insgesamt gibt das Gesamtmodell und somit auch das dynamische Reifenmodell die Realität genau wieder und kann zum Vergleich unterschiedlicher Konzepte verwendet werden. Zur Erstellung der Konzepte wird das Referenzmodell verwendet, an dem die Anordnungen und Ausführungen einzelner Komponenten verändert werden.

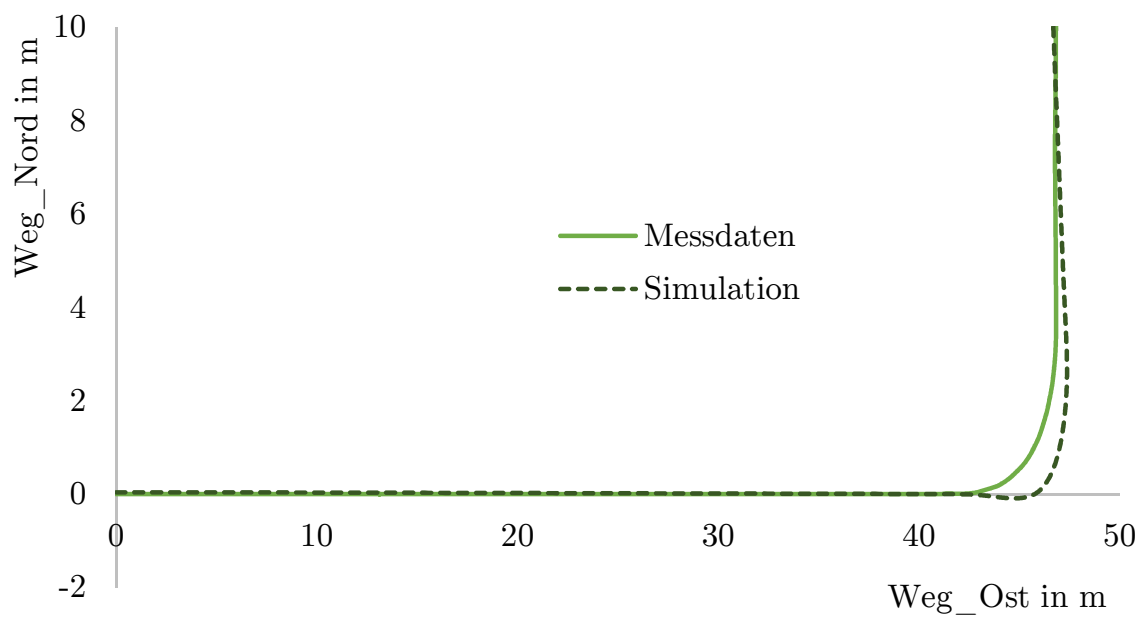


Abbildung 5.21: Trajektorienvergleich für die Messreihe 1



## 6 Bestimmung der dynamischen Standsicherheit

### 6.1 Seitliche Standsicherheit

Die geometriebedingte Standsicherheit wird primär von 3 Faktoren beeinflusst: der statischen Lage des Schwerpunktes, der Verlagerung der Kippkante aufgrund der Reifenverformung und der Verlagerung des Schwerpunktes wegen der Rollbewegung des Fahrzeugs durch die Zentripetalkraft.

Der Kippvorgang kann in 4 Phasen unterteilt werden. Zuerst verliert das kurvenäußere Vorderrad die Traktion, danach rastet die Pendelachse gegen das Gegengewicht ein. Bei einem 3-Rad-Stapler kommt die Sicherheitskufe im hinteren Bereich in Kontakt mit dem Boden. Anschließend wird das kurveninnere Hinterrad entlastet, bis keine Aufstandskraft mehr vorliegt. Schließlich kommt es zum finalen Kippen des Fahrzeuges.

Die Aufstandsfläche eines 4-Rad-Gabelstaplers hat wegen der Pendelachse die Form eines gleichschenkligen Dreiecks (vgl. Abbildung 6.1). Für die dynamische Standsicherheit ist der Winkel  $\psi$  zwischen der Symmetrieachse und einer der Seiten des Aufstandsdreiecks relevant. Dieser Winkel kann wie folgt berechnet werden:

$$\psi = \arctan\left(\frac{b_{10}/2}{L}\right), \quad (7)$$

wobei  $b_{10}$  der Abstand zwischen den Aufstandsflächen der Vorderräder (Spurweite vorne) und  $L$  der Radstand, der Abstand zwischen der Vorderachse und der Pendelachse, ist. Die Kippkante verläuft bei einem 4-Rad-Stapler von der Aufstandsfläche des Vorderrades bis zur Aufhängung der Kippachse und liegt somit nicht parallel zur Fahrbahn. Bei folgenden Betrachtungen wird die Antriebs- und die Bremskraft vernachlässigt. Der Winkel zwischen der XY-Ebene und der Kippkante  $\kappa$  kann wie folgt definiert werden:

$$\kappa = \arctan\left(\frac{z_{PA}}{L}\right), \quad (8)$$

wobei  $z_{PA}$  die Höhe der Hinterachsenaufhängung vom der Fahrbahn ist.

Bei einem 3-Rad-Stapler und bei einer blockierten Pendelachse verläuft die Kippkante zwischen den Aufstandsflächen des kurvenäußeren Vorder- und Hinterrades parallel zum Boden.

Die dynamische Standsicherheit eines Staplers in einer Kurvenfahrt kann vereinfacht durch das Aufstandsmoment  $M_a$  und das Kippmoment  $M_k$  beschrieben werden. Für die Bestimmung der dynamischen Standsicherheit muss ein Kippunkt auf der Kippkante definiert werden, bei dem der Abstand zum Schwerpunkt in der waagerechten Ebene minimal wird. Das Aufstandsmoment setzt sich aus der Gewichtskraft und dem Abstand  $\Delta l$  des Schwerpunktes zur Kippkante zusammen. Das Kippmoment tritt infolge der Zentripetalbeschleunigung auf. Sobald das Aufstandsmoment überschritten wird, wird das Kippen

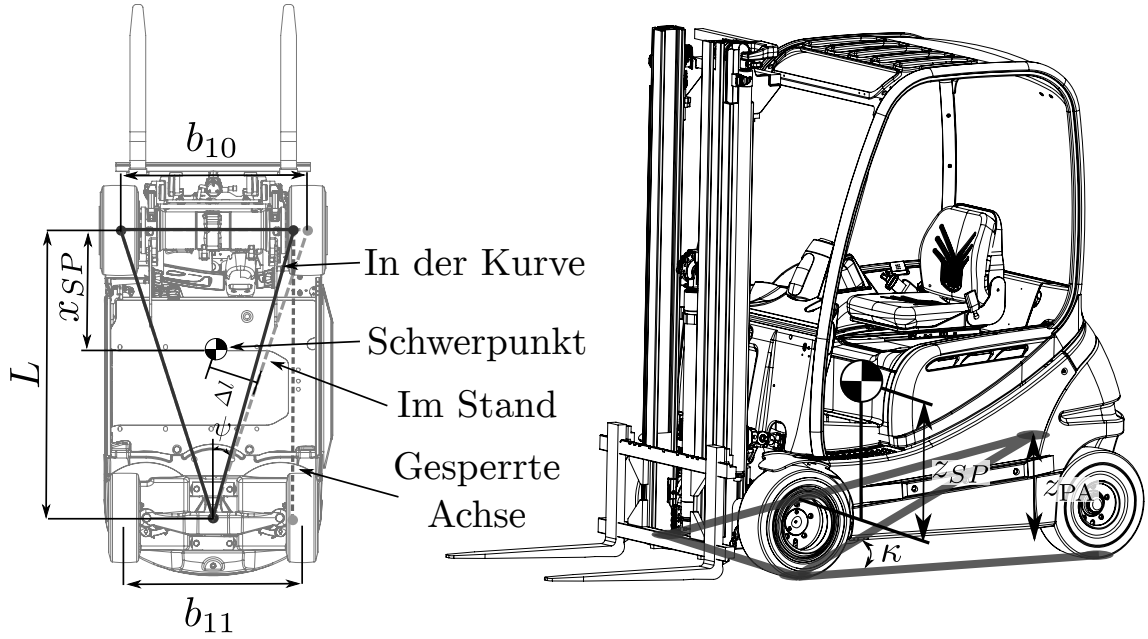


Abbildung 6.1: Lage der Kippkante eines 4-Rad-Gabelstaplers

eingeleitet. Im Grenzfall, in dem das kurveninnere Vorderrad gerade noch den Kontakt zum Boden hat, gilt die Beziehung:

$$M_a = M_k \quad (9)$$

$$m \cdot g \cdot \Delta l = m \cdot a_{y,\max} \cdot \cos(\psi) \cdot z_{SP}, \quad (10)$$

woraus die Beziehung

$$a_{y,\max} = \frac{\Delta l \cdot g}{z_{SP} \cdot \cos(\psi)} \quad (11)$$

resultiert. Die Beschleunigung  $a_{y,\max}$  bezeichnet dabei die maximale Zentripetalbeschleunigung und  $z_{SP}$  die Höhe des Schwerpunktes im Bezug zum Kippunkt.

Die Abstände  $\Delta l$  und  $z_{SP}$  können aus der Staplergeometrie wie folgt berechnet werden:

$$\Delta l = \sin(\psi) \cdot (L - x_{SP}) \quad (12)$$

$$z_{SP} = \frac{x_{SP} + \sin(\kappa) \cdot \Delta l}{L \cdot h_{PA}}, \quad (13)$$

wobei der Abstand  $z_{SP}$  bei einem 3-Rad-Stapler oder bei einer gesperrten Pendelachse der Höhe des Schwerpunktes über dem Boden entspricht.

Die maximale Beschleunigung in der Kurvenfahrt, bei der das Vorderrad den Boden berührt wird zu:

$$a_{y,\max} = \frac{\tan(\psi) \cdot g \cdot L \cdot h_{PA} \cdot (L - x_{SP})}{x_{SP} \cdot (1 + \sin(\kappa) \cdot \sin(\psi))} \quad (14)$$

Das gilt allerdings für ein Fahrzeug, welches Reifen mit unendlicher Steifigkeit besitzt. In diesem Fall bleibt das Fahrzeug während der Fahrt parallel zum Boden. Das ist in der Realität nicht der Fall. Unter einer Belastung federn die Reifen ein und verformen sich zusätzlich axial. Reifenverformung muss berücksichtigt werden, da dadurch die Lage der Kippkante verändert wird.

Bei den untersuchten Staplern befindet sich der Schwerpunkt im unbeladenen Zustand etwa mittig zwischen den Achsen. Durch eine seitliche Belastung wird der Stapler aus der Kurve geneigt. Konventionelle Stapler besitzen keine Radfederung, woraus folgt, dass diese Neigung aufgrund der Reifenverformung entsteht. Bei einer Seitenbelastung wird das kurveninnere Rad ent- und das kurvenäußere Rad belastet. In [Rap88] wird davon ausgegangen, dass die Reifen eine lineare Steifigkeit besitzen. Die Einfederungskennlinie der superelastischen Reifen weist hingegen einen degressiven Verlauf auf. Der Kippwinkel wird primär von den Vorderrädern vorgegeben, da die Hinterräder an einem Pendelgelenk montiert sind. Die Vorderräder sind hingegen fest mit der Kabine und dem Hubgerüst verbunden. Die beschriebenen Effekte wurden bei der Bewertung der dynamischen Fahreigenschaften berücksichtigt.

### 6.2 Kippvorgang bei einem L-Test

Der Kippvorgang eines Gegengewichtsgabelstaplers bei einem L-Test kann in folgende Schritte unterteilt werden:

1. Durch eine Querkraft in den Rädern wird ein Abbiegevorgang eingeleitet, wodurch die Zentripetalkraft zunimmt.
2. Durch die Zentripetalkraft im Schwerpunkt verändert sich die Aufstandskraftverteilung der Vorderräder, wodurch der Neigewinkel der Vorderachse  $\chi_{10}$  steigt.
3. Der Schwerpunkt wandert infolge der Neigebewegung nach oben und näher zur Kippkante. Gleichzeitig verschiebt sich die Kippkante aufgrund der Reifenverformung zum Fahrzeugschwerpunkt.
4. Der kritische Kippwinkel und die kritische Querbeschleunigung werden erreicht, wonach das kurveninnere Vorderrad die Traktion verliert.
5. Der Neigewinkel steigt weiter bis die Hinterachse mit dem Gegengewicht in Kontakt kommt und ihre Endposition erreicht. Der Stapler besitzt nun eine trapezförmige Aufstandsfläche. Ab diesem Zeitpunkt muss die Querverformung des kurvenäußeren Hinterrades berücksichtigt werden, da dieses nun die Kippkante definiert. Der erste Kippzustand ist erreicht.
6. Überschreitet schließlich das Kippmoment das Aufstandsmoment ( $M_a = M_k$ ), kommt es zum Durchkippen des Fahrzeugs.

Das Ziel des Sicherheitssystems besteht darin, das Kippen frühzeitig durch ein Eingreifen ins System vorzubeugen. In dieser Arbeit wird der Grenzzustand durch den Traktionsverlust am kurveninneren Vorderrad definiert, welcher bei einer maximalen Zentripetalbeschleunigung  $a_{y,max}$  auftritt. Dadurch behält das System sowohl bei 3-Rad-, als auch 4-Rad-Staplern ihre Gültigkeit. Zusätzlich wird eine hinreichend große Sicherheit zum Kippzustand gewährleistet.

### 6.3 Quantitativer Einfluss der einzelnen Faktoren auf die dynamische Standsicherheit

Um die Aussagekraft der Methode zu testen und den Einfluss einzelner Faktoren zu gewichten, wurden Simulationen aller Konzepte unternommen und mit den Ergebnissen der Rechnung verglichen. Dabei wurden unterkritische L-Tests ohne Sicherheitssysteme durchgeführt, bei denen die höchste Querbeschleunigung als Vergleichswert definiert wurde. Dabei wurde die Einfederung der Vorderräder als Eingangsgrößen für die Berechnung verwendet. Ergebnisse dieser Simulation sind in der Tabelle 6.1 zusammengefasst.

**Tabelle 6.1:** Einfluss einzelner Faktoren auf die dynamische Standsicherheit

Querbeschleunigung (MKS)	5,67	m/s <sup>2</sup>
Starrkörper ohne Wankbewegung		
Querbeschleunigung	6,19	m/s <sup>2</sup>
Abweichung	-9,3	%
Berücksichtigung der Latschverschiebung		
Querbeschleunigung	5,93	m/s <sup>2</sup>
Abweichung	-4,66	%
Berücksichtigung der Wankbewegung		
Querbeschleunigung	5,72	m/s <sup>2</sup>
Abweichung	-0,94	%

Wird nur die Geometrie des Staplers zur Bewertung der dynamischen Standsicherheit verwendet, wird die maximal zulässige Querkraft stark überschätzt. Die Abweichung liegt für alle Modelle bei weniger als 12 %. Durch die Berücksichtigung der Aufstandsflächenverschiebung wird die Genauigkeit der Berechnung deutlich erhöht. Die größten Abweichungen betragen dabei weniger als 8 %, wobei der Durchschnitt bei etwa 4 % liegt. Wird zusätzlich das Wanken des Staplers in die Rechnung aufgenommen, sinken die Abweichungen zur Mehrkörpersimulation auf unter 4 %. Der Gesamtschwerpunkt des Staplers liegt idealisiert auf der X-Achse. Kleine Abweichungen konnten bei der Untersuchung der Geometrie festgestellt werden. Diese beeinflussen die Standsicherheit nur gering, führen jedoch zu den Abweichungen zwischen dem Modell und der Rechnung.

Insgesamt haben die Untersuchungen gezeigt, dass die Querverformung der Vorderreifen die dynamische Standsicherheit um etwa 5 % reduziert. Im unterkritischen Bereich hat die Wankbewegung des Staplers einen geringen Einfluss und reduziert die maximale Querbeschleunigung um etwa 4 %.

Wird der kritische Punkt überschritten, verschiebt sich der Schwerpunkt immer näher an die Kippkante, wodurch das Aufstandsmoment immer geringer wird. Bei einer gleichbleibenden Querbesehleunigung kippt der Stapler durch bis die Hinterachse mit dem Gegengewicht in Kontakt kommt. Für diesen Fall wurden Rechnungen durchgeführt. Die maximale Querbesehleunigung für ein Modell mit einer trapezförmigen Aufstandsfläche beträgt  $8,4 \text{ m/s}^2$ , was eine deutliche Steigerung bedeutet. Durch die Berücksichtigung der Querverformung des Vorder- und Hinterrades ( $-15,8 \%$ ) sowie des Wankens ( $-27,1 \%$ ) reduziert sich dieser Wert auf etwa  $5,8 \text{ m/s}^2$ , was annähernd dem Wert im unterkritischen Bereich entspricht. Es ist allerdings auch möglich, dass durch die sinkende Geschwindigkeit, die Querbelastung reduziert wird und der Stapler zurückkippt.

Untersuchungen eines Staplers mit blockierter Pendelachse haben gezeigt, dass dieser im kritischen Punkt eine höhere dynamische Standsicherheit besitzt ( $6,9 \text{ m/s}^2$ ). Das konnte in der Mehrkörpersimulation nicht bestätigt werden, da das Vorderrad bereits bei  $5,8 \text{ m/s}^2$  abhebt. Das resultiert aus der Einfederung der deutlich weicheren Hinterräder. Somit ist die Verwendung des kritischen Punktes als Referenzzustand bei einer blockierten Hinterachse nicht sinnvoll.

**Tabelle 6.2:** Bewertung der dynamischen Standsicherheit von Konzepten

	Kritische Querbesehleunigung $\text{m/s}^2$	Relative dynamische Standsicherheit %
Referenzstapler	5,67	100,0
Konzept: Gegengewicht (1,5 und 1,2 t)	5,66	99,9
Konzept: Man-Up-Gerät	4,12	72,8
Konzept: Schubgabel	5,03	88,7
Konzept: Schubmast	5,30	93,6

## 6.4 Einspurmodell

In der Fahrzeugtechnik wird das Einspurmodell nach Rieckert und Schunck [Rie40] zur Abbildung des Fahrverhaltens und Auslegung der aktiven Systeme verwendet. Bei diesem Modell wird das Fahrzeug vereinfacht, indem die Räder einer Achse zu einem Rad an der Fahrzeugmittellinie zusammengefasst und alle Effekte als linear angenommen werden. Für Gabelstapler wird ein rückwärtsfahrendes Einspurmodell verwendet. Der Schwerpunkt befindet sich auf dem Boden, was dazu führt, dass die Wankbewegung des Fahrzeuges vernachlässigt wird. Zusätzlich gilt die Kleinwinkelnäherung, wobei der Schwimmwinkel  $\beta$  grundsätzlich vernachlässigt und der Schräglaufwinkel der Reifen  $\alpha$  linear zur Querkraft angenommen wird. Schwimmwinkel  $\beta$  ist der Winkel zwischen der X-Achse und der vertikalen Projektion des Geschwindigkeitsvektors auf die Horizontalebene, der sich aus einer Drehung um die Z-Achse ergibt [DIN13]. Durch diese Vereinfachungen kann der Rechenaufwand deutlich gesenkt werden, was eine modellbasierte Regelung praxistauglicher macht. Die an einem Einspurmodell vorliegenden Bewegungen sowie das verwendete Koordinatensystem sind in der Abbildung 6.2 dargestellt.

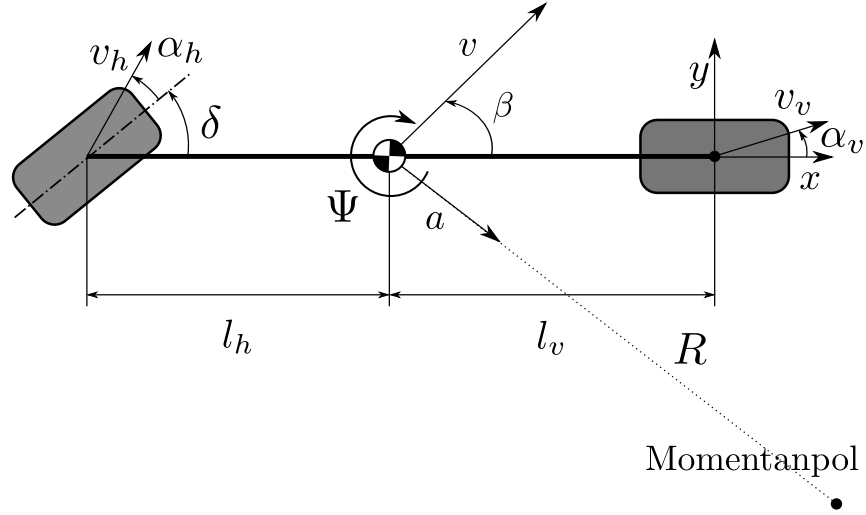


Abbildung 6.2: Einspurmodell für einen Gabelstapler

In vielen Fahrzeugsimulationen wird der Schwimmwinkel vernachlässigt. Bei einem Gabelstapler wurden in einem L-Test Schwimmwinkel von bis zu  $50^\circ$  festgestellt, wobei die Näherungen  $\sin(\beta) \approx 0$  und  $\cos(\beta) \approx 1$  nicht mehr gelten. Die Geschwindigkeit des Schwerpunktes  $v$  wird in zwei Komponenten in Fahrzeugkoordinaten zerlegt und wird wie folgt ausgedrückt:

$$\vec{v}_{SP} = \begin{pmatrix} v_X \\ v_Y \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v \cdot \cos(\beta) \\ v \cdot \sin(\beta) \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (15)$$

Nur die Geschwindigkeit  $v_X$  kann aus der Raddrehzahl berechnet werden. Für die Beschleunigung des Massenschwerpunktes gilt die Beziehung:

$$\vec{a}_{SP} = \begin{pmatrix} a_X \\ a_Y \\ 0 \end{pmatrix} = \dot{\vec{v}}_{SP} + \vec{\omega} \times \vec{v}_{SP}, \quad (16)$$

wobei diese sich aus Quer- und Längsbeschleunigung zusammensetzt.  $\vec{\omega}$  beschreibt den Winkelgeschwindigkeitstensor. Durch die Differentialrechnung kann die Gleichung für die Querbeschleunigung  $a_y$  wie folgt aufgestellt werden:

$$a_y = -\frac{d}{dt} (v \cdot \sin(\beta)) + v \cdot \cos(\beta) \dot{\Psi}, \quad (17)$$

$$a_y = \underbrace{v \cdot \cos(\beta) (\dot{\Psi} - \dot{\beta})}_{\text{Zentripetalbeschleunigung}} - \underbrace{\dot{v} \cdot \sin(\beta)}_{\text{Bahnbeschleunigung}}, \quad (18)$$

mit  $\dot{\Psi}$  der Gierrate, welcher der Drehgeschwindigkeit um die Z-Achse entspricht. Es besteht die Möglichkeit alle Beschleunigungen und Bewegungsgleichungen im Fahrzeug- oder im Bewegungskoordinatensystem zu betrachten. Das Fahrzeugkoordinatensystem entspricht der Abbildung 5.13(a). Dieses Koordinatensystem wurde bei der Ermittlung der maximalen Beschleunigung verwendet. Gleichzeitig nimmt ein Beschleunigungssensor im Fahrzeug alle Signale in Fahrzeugkoordinaten auf. Eine alternative dazu stellt das Bewegungs-

koordinatensystem, wobei die Bewegungsrichtung der X-Koordinate entspricht und die Querbeschleunigung zum Momentanpol zeigt. Die Beschleunigung zum Momentanpol ist dabei:

$$a_M = v \cdot (\dot{\Psi} - \dot{\beta}) \quad (19)$$

mit einem Kurvenradius von:

$$R = \frac{v}{\dot{\Psi} - \dot{\beta}}. \quad (20)$$

In dieser Arbeit wird für die Beschreibung der Bewegungsabläufe das Fahrzeugkoordinatensystem verwendet.

Bei einer Kreisfahrt bleibt die Geschwindigkeit konstant, wodurch der Beitrag der Bahnbeschleunigung gegen Null geht. Gleichzeitig kann durch eine Bremsung die Querbeschleunigung vergrößert und dadurch die Sicherheit verschlechtert werden. Sinkt die Gesamtgeschwindigkeit bei einem konstanten Schwimmwinkel, wird ebenfalls die Quergeschwindigkeit reduziert, wodurch die eine zusätzliche Querbeschleunigung eingeleitet wird.

Um die Einflüsse der einzelnen Effekte zu quantifizieren, wurden mehrere L-Tests in einer Mehrkörpersimulation durchgeführt. In der Abbildung 6.3 ist die Zusammensetzung der Querbeschleunigung bei einem L-Test ohne Antrieb dargestellt. Der Anstieg des Beitrages der Bahnbeschleunigung nach 11,3 Sekunden kann durch das Zurücklenken der Hinterräder erklärt werden. Beim Zurücklenken wird der Schräglaufwinkel der Hinterräder vergrößert, außerdem verändert sich die Richtung des Kraftvektors. Sobald die Hinterräder parallel zum Fahrzeug stehen, wirkt die Kraft senkrecht auf das Fahrzeug. Der Beitrag der Bahnbeschleunigung wird vergrößert. Gleichzeitig wirkt die zusätzliche Querkraft entgegen der Driftbewegung, wodurch der Schwimmwinkel verringert wird und die Querbeschleunigung ansteigt. Da die Geschwindigkeit vor dem Abbiegevorgang hoch ist und der Stapler bei einer stärkeren Lenkbewegung im ungebremsten Fall die Traktion am inneren Vorderrad verlieren würde, trägt die Bahnverzögerungskomponente nicht erheblich zur Gesamtbeschleunigung bei. Der Beitrag der Bahnbeschleunigung steigt mit dem zunehmenden Schwimmwinkel  $\beta$  an. Diese Verzögerung resultiert aus der Querkraft der Räder und kann unter Vernachlässigung der Rollreibung wie folgt bestimmt werden:

$$a = \dot{v} = \frac{(F_{Y,V,i} + F_{Y,V,a}) \cdot \sin \beta + F_{Y,H,i} \cdot \sin(\beta - \delta_i) + F_{Y,H,a} \cdot \sin(\beta - \delta_a)}{m}. \quad (21)$$

Die gesamte Bahnverzögerung unter Berücksichtigung der Bremskraft  $F_B$  resultiert somit zu:

$$a = \dot{v} = \frac{(F_{Y,V,i} + F_{Y,V,a}) \cdot \sin \beta + F_{Y,H,i} \cdot \sin(\beta - \delta_i) + F_{Y,H,a} \cdot \sin(\beta - \delta_a) + F_B \cdot \cos(\beta)}{m}. \quad (22)$$

Die Zentripetalbeschleunigung setzt ebenfalls aus zwei Komponenten zusammen: dem Beitrag der Gierrate und dem Beitrag der Schwimmwinkeländerung (vgl. Abbildung 6.4). Der Schwimmwinkel nimmt beim Einlenken in die Kurve stark zu, wodurch das Driften eingeleitet und die Querbeschleunigung erst verringert wird. Der Beitrag der Gierrate trägt im ungebremsten Fall maßgeblich zur Kippneigung des Fahrzeugs bei. Im weiteren Verlauf des Lenkvorgangs verringert sich der Schwimmwinkel und sein Beitrag zur

Querbearleunigung nimmt signifikant zu. Vorzeichenumkehr der Schwimmwinkeländerung führt zur zusätzlichen Querbearleunigung, die zum Kippen des Fahrzeugs führen kann.

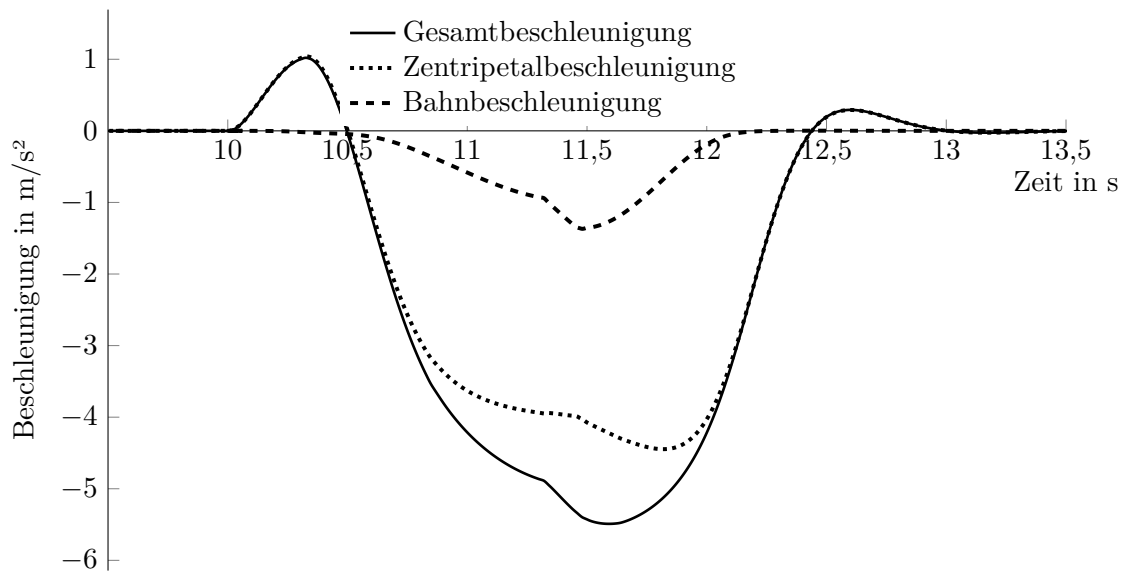
Der Schwimmwinkel  $\beta$  kann nur schwer gemessen werden. Dieser kann in Simulationen und in den Sicherheitssystemen durch eine Integration der folgenden Gleichung bestimmt werden:

$$\dot{\beta} = \frac{-a_y + \dot{v} \cdot \sin(\beta) + v \cdot \cos(\beta) \cdot \dot{\Psi}}{v \cdot \cos(\beta)} = \frac{-a_y + \dot{v} \cdot \sin(\beta)}{v \cdot \cos(\beta)} + \dot{\Psi}. \quad (23)$$

Die Bestimmung der Änderung des Bewegungsvektors  $\dot{v}$  erweist sich als nicht praktikabel. In der Fahrzeugindustrie wird aufgrund eines geringen Schwimmwinkels der Beitrag der Bahnbeschleunigung vernachlässigt. Die Schätzung des Schwimmwinkels wird somit vereinfacht und kann durch die Auswertung der Gierrate und der Querbearleunigung wie folgt erfolgen:

$$\dot{\beta} = \frac{-a_y}{v} + \dot{\Psi}. \quad (24)$$

Diese Vorgehensweise ist bei einem Gabelstapler nicht zulässig.



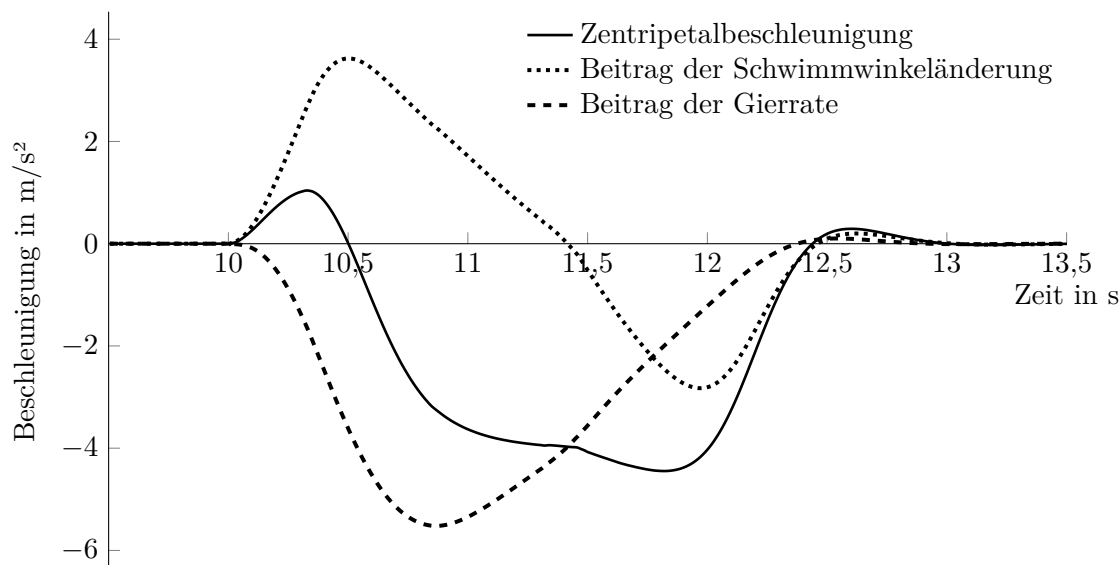
**Abbildung 6.3:** Verlauf der Gesamtbeschleunigung, der Zentripetalbeschleunigung und der Bahnbeschleunigung bei einer Mehrkörperpersimulation (L-Test,  $v_{\max} = 20$  km/h)

## 6.5 Einfluss der Lastmasse auf die dynamische Standsicherheit

Im beladenen Zustand tritt das seitliche Kippen selten auf. Die Fahrzeuge werden vor allem mit einer großen und schweren Last vorsichtiger und mit einer reduzierten Geschwindigkeit gefahren. Durch eine begrenzte Leistung der Motoren kann der Fall auftreten, bei dem die maximale Geschwindigkeit nicht erreicht werden kann. Vom besonderen Interesse ist allerdings der für die Praxis relevante Fall, bei dem das Fahrzeug mit einer Teillast gefahren wird.

Die dynamische Standsicherheit des Staplers kann wie im unbeladenen Fall aus der Lage des Schwerpunktes bestimmt werden. Durch die Last verlagert sich der Schwerpunkt nach





**Abbildung 6.4:** Verlauf der Zentripetalbeschleunigung, des Beitrags der Schwimmwinkeländerung und des Beitrags der Gierrate (L-Test,  $v_{\max} = 20$  km/h)

oben und gleichzeitig nach vorne. Die Hubhöhe der Last beeinflusst die vertikale Lage des Gesamtschwerpunktes deutlich. Zur Untersuchungen der dynamischen Standsicherheit wurde die Hubhöhe (Lage der Zinken über dem Boden) auf 600 mm festgesetzt, was einer Verdoppelung des Wertes aus der Norm DIN ISO 22915-2 [DIN08] entspricht. Der Mast wurde ebenfalls nicht zurück geneigt, um einen möglichst ungünstigen Fall abzubilden. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass auch bei konservativen Annahmen die maximale zulässige Querbeschleunigung im beladenen und unbeladenen Fall nur geringfügig verändert wird. Aus diesem Grund wird die Lastabhängigkeit der maximalen zulässigen Querbeschleunigung bei der Auslegung des dynamischen Standsicherheitssystems vernachlässigt.

Die maximale Bremskraft  $F_{B,\max}$ , die das Fahrzeug zum Kippen bringt, kann wie folgt bestimmt werden:

$$F_{B,\max} = (m + m_{\text{Last}}) \cdot g \cdot \frac{x_{\text{SP}}}{z_{\text{SP}}}. \quad (25)$$

Der Abstand  $x_{\text{SP}}$  muss für die Steigung des Untergrundes angepasst werden. Die Aufstandskraft der Hinterräder bei einer Bremsung kann wie folgt bestimmt werden:

$$F_{Z,\text{HA}} = \frac{(m \cdot x_{\text{SP,leer}} + m_{\text{Last}} \cdot x_{\text{SP,Last}}) \cdot g - F_B \cdot z_{\text{SP}}}{L}. \quad (26)$$

Die Hinterräder müssen bei einer Bremsung eine Restaufstandskraft  $F_{\text{Rest}}$  aufweisen, um eine ausreichende Standsicherheit zu gewährleisten. Um diese sicherzustellen muss die Bremskraft limitiert werden:

$$F_{B,\max} = \frac{(m \cdot x_{\text{SP,leer}} + m_{\text{Last}} \cdot x_{\text{SP,Last}}) \cdot g - F_{\text{Rest}} \cdot L}{z_{\text{SP}}}. \quad (27)$$

Werden die Belastung der Hinterachse und der Druck in der Hydraulik erfasst, können die Faktoren  $x_{SP,Last}$  und  $m_{Last}$  ermittelt werden. Der Wert von  $z_{SP}$  kann aus der Lastmasse und der Gabelzinkenlänge geschätzt werden.

Eine geringere Bremskraft ist im beladenen Zustand weniger kritisch, da durch die verringerte Querkraft an den Hinterrädern die Gierrate nur langsam ansteigt und mehr Zeit zum Bremsen bietet.

Durch die Entlastung der Hinterachse kann im beladenen Zustand eine geringere Querkraft an den Hinterrädern, bei einem gegebenen Lenkwinkel, übertragen werden. Insgesamt wird ein geringes Giermoment auf das Fahrzeug eingeleitet, woraus eine geringere Gierbeschleunigung  $\dot{\psi}$  resultiert. Die Gierrate wird dadurch nur langsam erhöht und der maximal erreichbare Wert ist auch geringer. Im beladenen Zustand tritt zusätzlich ein größerer Schwimmwinkel auf als im unbeladenen Zustand. Aus einem gegebenen Lenkwinkel resultiert eine geringere Gierrate. Wegen dem höheren Schwimmwinkel ist das Fahrzeug bei größeren Gierraten stabil. Die Herausforderung des Sicherheitssystems besteht somit darin im beladenen Zustand die Bedienbarkeit nicht zu stark einzuschränken.

## 7 Regelung des Leichtstaplers

Die Sicherheit des Gabelstaplers muss sowohl während der Fahrt als auch im Stand sichergestellt werden. In diesem Kapitel wird das System für die aktive dynamische Standsicherheit vorgestellt.

### 7.1 Anforderungen an das Sicherheitssystem

Um den Fahrzustand des Staplers schätzen zu können, müssen Eingangsgrößen definiert werden. Das Modell muss die kritischen Fahrzustände frühzeitig erkennen und diese auch verhindern können. Im Sicherheitssystem von SCHMIDT u. a. [Sch10] wird ein Einspurmodell mit dem Fahrzeugzustand initialisiert und eine Vorhersage über die kommenden 0,5 s getroffen. Wird ein kritischer Zustand vorhergesagt, wird gleichzeitig in die Lenkung und in das Antriebssystem eingegriffen. Der Eingriff in das Antriebssystem alleine hat nicht zu einer ausreichenden Standsicherheit geführt.

Das Sicherheitsmodell von CARLITZ [Car07] sieht eine gleichzeitige Simulation von mehreren Mehrspurenmodellen, um bei einem gegebenen Lenkeinschlag eine sichere Fahrgeschwindigkeit zu bestimmen, vor. Jedes Modell wird mit einer festgelegten Geschwindigkeit simuliert. Die Geschwindigkeit des schnellsten sicheren Modells wird als Zielwert bei einem Bremsingriff verwendet. Das Sicherheitssystem stellt große Ansprüche an die Rechenleistung des Controllers, was eine kostengünstige Implementierung bei bestehenden Staplern zur Herausforderung macht.

Ein konventionelles Vorgehen besteht darin, die Geschwindigkeit in Abhängigkeit vom Lenkwinkel zu begrenzen. Die in Kapitel 4.5 beschriebenen Konzepte kippen bereits bei einer geringeren Querschleunigung als das Referenzfahrzeug. Ein dynamisches Sicherheitssystem sichert das Fahrzeug gegen ein seitliches Kippen bei einem Abbiegevorgang.

Folgende Anforderungen wurden an das Sicherheitssystem gestellt:

- Das Sicherheitssystem muss auch in sehr unwahrscheinlichen Fahrsituationen die Sicherheit gewährleisten. Durch eine Kombination der Einflussfaktoren kann die Kippneigung des Staplers vergrößert werden. In den Simulationen wird es von einem unwahrscheinlichen Fall ausgegangen, dass die Faktoren zum gleichen Zeitpunkt auftreten und sich gegenseitig verstärken.
- Das Fahrzeug gilt als unsicher, sobald das kurveninnere Vorderrad die Traktion vollständig verliert. Diese Vorgabe ist sehr konservativ, da dieser Zustand nur die erste Phase des Kippens darstellt. Jedoch wird dadurch eine gute Vergleichbarkeit der Modelle erreicht. Die Standsicherheit kann sich aufgrund der Umwelteinflüsse verschlechtern und das Kippen begünstigen. Vermeidung der ersten Kippstufe in der idealisierten Umgebung beugt das vollständige Kippen bei der realen Implementierung vor.
- Beim Verlassen des kritischen Bereichs soll das Fahrzeug auf die vom Fahrer gewünschte Geschwindigkeit beschleunigt werden.

- Der Beladungszustand wird ebenfalls überwacht und sowohl die maximale Bremskraft, als auch die zulässige Geschwindigkeit angepasst.

Bei der Auslegung des Systems werden folgende Fahrzustände nicht berücksichtigt:

- Die Rückwärtsfahrt wird bei dem Sicherheitssystem nicht betrachtet. Die maximale zulässige Beschleunigung nach hinten ist von der Beladung abhängig und muss vom statischen Sicherheitssystem bestimmt werden.
- Die Bodenneigung kann von den Sensoren nur unzureichend genau bestimmt werden. Aus diesem Grund wurde die Entscheidung getroffen, das System konservativ auszulegen um ein mögliches Kippen auch bei einer Bodenneigung zu vermeiden.

In Kapitel 6 sind die für die dynamische Standsicherheit relevanten Faktoren beschrieben. An dieser Stelle wird nur eine kurze Zusammenfassung der in der Simulation verwendeten Annahmen präsentiert.

Das Fahrzeug wurde vor dem Einlenkvorgang auf 20 km/h beschleunigt. Dies entspricht der maximalen Geschwindigkeit des Referenzfahrzeuges bei der schnellsten Einstellung, welche aus Energiespargründen selten zum Einsatz kommt und auch von dem Betreiber der Fahrzeugflotte deaktiviert werden kann. Die Verstellgeschwindigkeit des Lenkzylinders wurde auf 110 mm/s gesetzt, was laut den Messdaten der maximal möglichen Lenkgeschwindigkeit entspricht. Solche eine Lenkgeschwindigkeit führt bei einer realen Fahrt dazu, dass das Fahrzeug um mehr als 90° gelenkt wird und eine Kurskorrektur notwendig wird. In der Praxis kann eher mit einer Lenkgeschwindigkeit von etwa 50-60 mm/s gerechnet werden, bei der die Trajektorie und das Verhalten des Fahrzeugs vom Fahrer besser vorhergesagt werden können. Die Simulationen haben gezeigt, dass das Fahrzeug grundsätzlich bei hohen Fahrbahnreibbeiwerten kippt. Das hängt damit zusammen, dass das Fahrzeug wegen der geringeren Driftbewegung weniger stark verzögert wird. Der Einfluss des Schwimmwinkels wird geringer, das Fahrzeug kippt allerdings aufgrund einer hohen Gierrate. Um den Stapler zum Kippen zu bringen, wird eine hohe Verschiebung des Lenkzylinders benötigt. Zur Untersuchung der Standsicherheit wird eine Lenkzylinderverschiebung von 40 mm erreicht, da diese in etwa der 70 % der Maximalauslenkung entspricht. Eine stärkere Lenkung führt zur starken Verzögerung des Fahrzeugs und beugt den Kippvorgang zum Teil vor. Den unsichersten Fahrzustand bildet der Zeitpunkt, bei dem eine hohe Gierrate zusammen mit einer negativen Schwimmwinkeländerung aufeinandertreff. Dieser Zustand resultiert in einer außerordentlich hohen Querschleunigung, die das Fahrzeug zum Kippen bringen kann. Aus diesem Grund wird die Lenkzeit erhöht, um den Fahrzustand hervorzurufen, woraus auch ein trapezförmiger Lenkverlauf resultiert. Mit diesen stark verschärften Simulationsbedingungen soll eine zusätzliche Sicherheit gegen das Kippen erreicht werden. Das Sicherheitssystem wurde am Referenzfahrzeug erprobt und später auf das Konzeptfahrzeug übertragen.

## 7.2 Eingangs- und Ausgangsgrößen

Das Sicherheitssystem benötigt mehrere Eingangsgrößen, um die Notwendigkeit eines Eingriffs zu bestimmen. Zwei der wichtigsten Eingangsgrößen sind dabei die Fahrgeschwin-

digkeit und die Lenkvorgabe. Die Fahrgeschwindigkeit kann aus der Drehzahl der Motoren und dem dynamischen Radius der Reifen bestimmt werden. Wird dabei der Radius im eingefederten Zustand verwendet, überschätzt das System die Gesamtgeschwindigkeit bei einer Kurvenfahrt leicht, was an dieser Stelle vernachlässigt werden kann. Eine Abnutzung der Reifen führt zum ähnlichen Verhalten, woraus eine leicht bessere Standsicherheit resultiert. Für die Vorwärtsfahrt wird aus den Drehzahlen der Motoren ein Mittelwert gebildet, um die Geschwindigkeitskomponente in die X-Richtung  $v_X$  zu bestimmen. Diese Informationen stehen der Elektronik jedes konventionellen Staplers zur Verfügung und werden zur Stabilisierung verwendet. Da die Fahrbahnhaftung das Fahrverhalten des Staplers stark beeinflusst, kann aus dem Lenkverlauf alleine nicht auf den Fahrzustand geschlossen werden. Zusätzlich wird im beschriebenen System die Querbearbeitung  $a_Y$  und die Gierbeschleunigung  $\ddot{\psi}$  ausgewertet. Die Gierbeschleunigung wird über die Zeit integriert, um die für die Stabilisierung benötigte Gierrate zu berechnen. Um den Ladungszustand und die Lage des Schwerpunktes zu bestimmen, kann ähnlich wie im Linde Safety Pilot der Druck in der Hydraulik und die Belastung der Hinterachse ausgewertet. Alternativ kann aus den Drucken in der Hub- und Neigehydraulik die Aufstandskraft der Hinterachse berechnet werden. Diese Informationen werden für die Berechnung der höchsten zulässigen und der notwendigen Bremskraft benötigt.

Die Überwachung der für die Bremsung notwendigen Drehmomente wird in den Frequenzumrichtern ausgeführt. Bei der Simulation wird nur eine definierte maximale radlastabhängige Bremskraft vorgegeben. Das Verhalten des Fahrers wird dabei nicht berücksichtigt. Das Sicherheitssystem hat 3 Ausgangsgrößen: Antriebs-/Bremskraft an den Vorderrädern und die Lenkzylinderstellung, falls ein Eingriff im Sinne von steer-by-wire erfolgen soll.

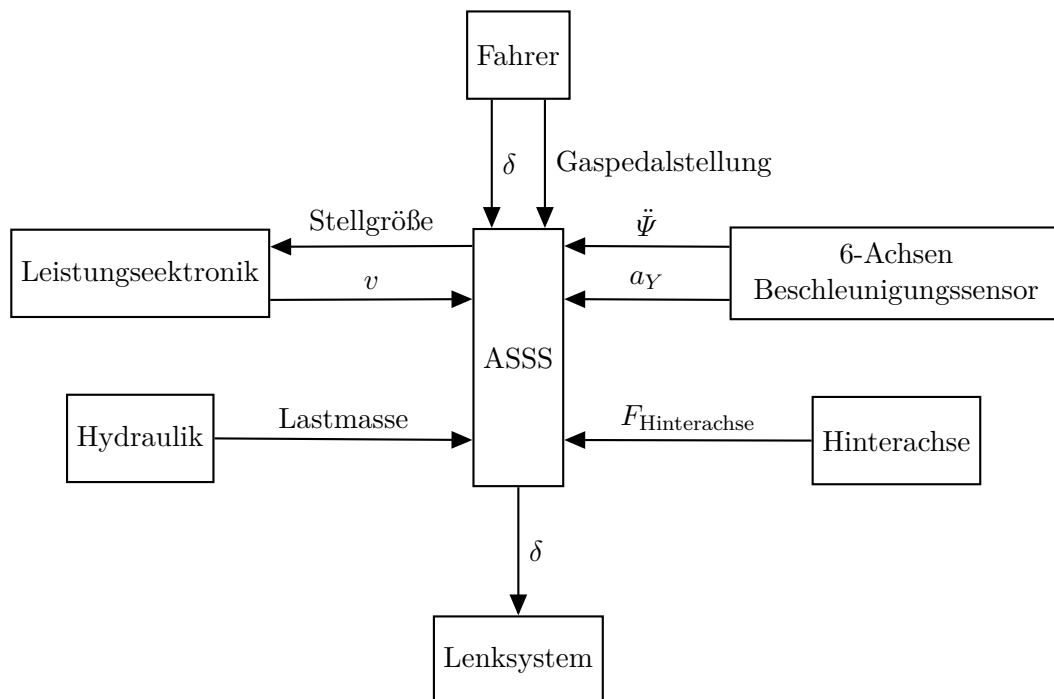


Abbildung 7.1: Einbindung des Standsicherheitssystems im Gabelstapler

### 7.3 Vorgehensweise des Standsicherheitssystems

Gemäß der Fahrzeugdynamik aus dem Kapitel 6 kann ein Kippvorgang auf 3 Ursachen zurückgeführt werden, welche zu unterschiedlichen Zeitpunkten auftreten. In der ersten Phase resultiert die Querschleunigung überwiegend aus der Gierrate. Das Fahrzeug befindet sich in der Einlenkphase, wobei der Schwimmwinkel ansteigt und die Querschleunigung reduziert. In der zweiten Phase fängt der Beitrag der Gierrate an zu sinken, wobei der Schwimmwinkel geringer wird und dann zur Querschleunigung beiträgt. In der dritten Phase beendet das Fahrzeug den Abbiegevorgang, der Beitrag der Gierrate spielt eine untergeordnete Rolle und die Querkraft wird von dem Beitrag der Schwimmwinkeländerung dominiert. Durch eine Geradestellung der Hinterräder kann das Fahrzeug leicht größere Querkräfte aufnehmen, bevor es zum Kippen kommt. Der Beitrag der Bahnverzögerung hat abhängig von dem Schwimmwinkel sein Maximum in der zweiten oder in der dritten Phase.

Da die Beiträge der Gierrate und der Schwimmwinkeländerung von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängig sind, stellt diese Zustandsgröße einen sinnvollen Eingriffspunkt dar. Der Beitrag der Bahnbeschleunigung wird erst bei einem hohen Schwimmwinkel signifikant. Bei Staplern ohne Standsicherheitssysteme tritt das Kippen bereits zu einem früheren Zeitpunkt ein.

Der Schwimmwinkel und der Fahrgeschwindigkeitsvektor  $v$  können nur aus anderen Messgrößen unter Umständen sinnvoll bestimmt werden. Zudem kann die Größe des Schwimmwinkels nur indirekt geregelt werden. Aus diesem Grund liegt der Fokus dieses Sicherheitsmodells in der Begrenzung der Fahrgeschwindigkeit anhand der bekannten Gierrate in der ersten Phase.

Die Sicherheitsstrategie in der ersten Phase besteht darin die Fahrgeschwindigkeit möglichst verzögerungsfrei und stark zu senken, bevor die Gierbewegung eingeleitet wird. In der zweiten und der dritten Phase müssen ein zu frühes Loslassen der Bremse und anschließende Beschleunigung verhindert werden.

### 7.4 Bestimmung der Einflussgrößen

Die Gierrate spielt bei dem Sicherheitskonzept eine entscheidende Rolle. Es ist wichtig die maximale Gierrate frühzeitig aus dem Fahrzustand vorhersagen zu können. Wie in Abbildung 7.2 zu sehen ist, folgt die Gierrate der Verschiebung des Lenkzylinders mit einer Verzögerung. Bei einem ungebremsten L-Test liegen zwischen dem Maximum der Lenkzylinderverschiebung und der Gierrate 0,66 s. Dies erlaubt einen Bremseneingriff rechtzeitig einzuleiten, bevor die Querschleunigung gefährlich wird. Der genaue Zeitpunkt der maximalen Gierrate variiert in Abhängigkeit von mehreren Größen wie Fahrbahnhaftung und Lenkgeschwindigkeit. Für das Sicherheitssystem ist vor allem die Größe der maximal möglichen Gierrate wichtig, um die Notwendigkeit eines Eingriffes abzuschätzen.

Der Einfluss der Fahrbahn, der Lenkrate und der Anfangsgeschwindigkeit auf die maximale Gierrate wurden in einer Reihe der Simulationsstudien untersucht. Wie in Abbildung 7.3

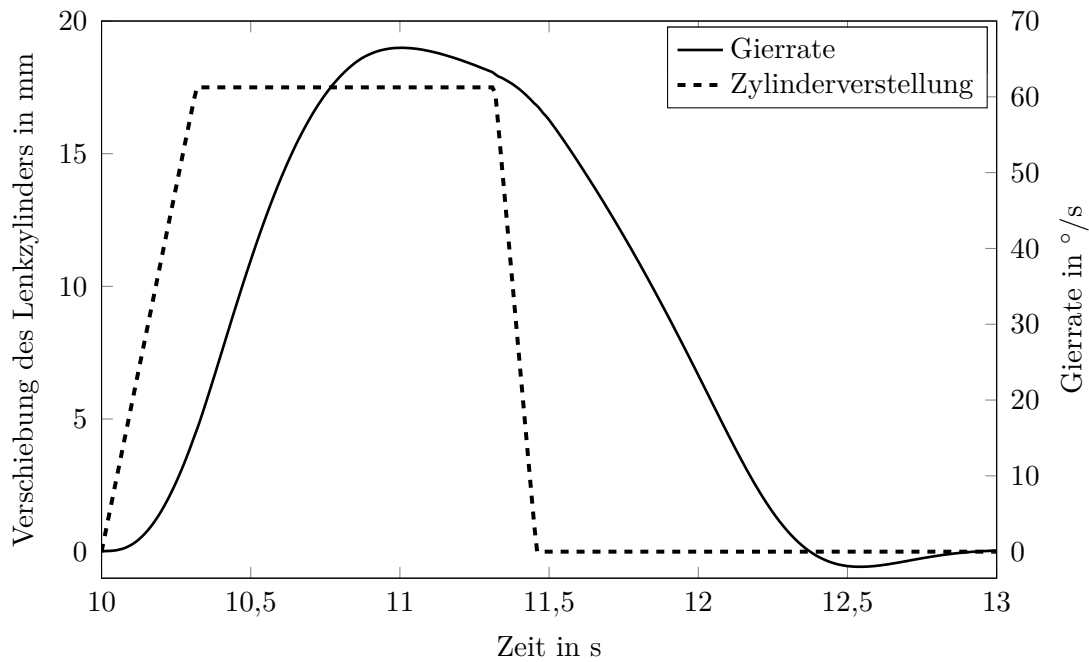


Abbildung 7.2: Zeitlicher Verlauf der Gierrate bei einem L-Test

zu sehen ist, ändert die Lenkrate nichts an der maximalen Gierrate. Diese wird lediglich früher erreicht und führt in Kombination mit einem geringeren Schwimmwinkel zur größeren Kippneigung. Das Sicherheitssystem hat somit weniger Zeit, um das Fahrzeug abzubremesen.

Die Oberflächenhaftung hat ebenfalls einen untergeordneten Einfluss auf die Gierrate (vgl. Abbildung 7.3). Bei höheren Werten von  $\mu$  tritt das Kippen wahrscheinlicher auf, was allerdings nicht am Beitrag der Zentripetalbeschleunigung liegt. Bei den geringen Werten

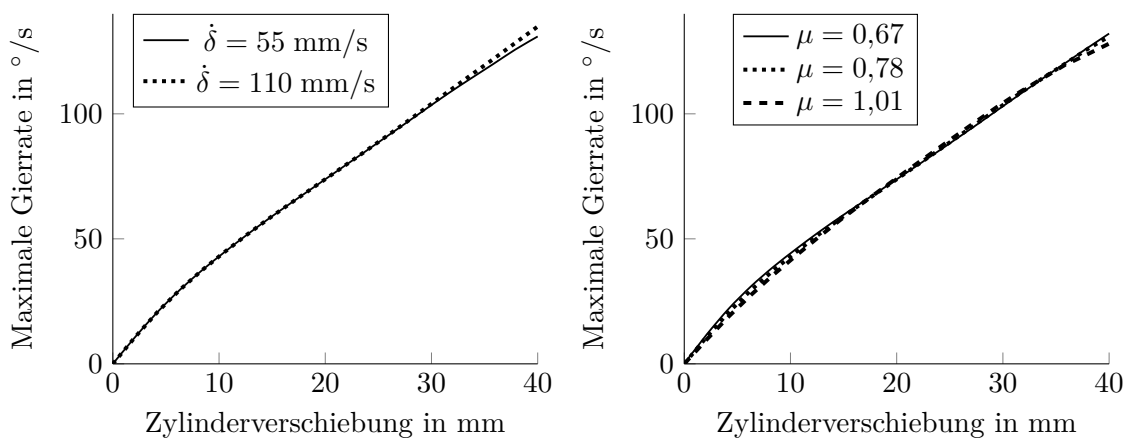
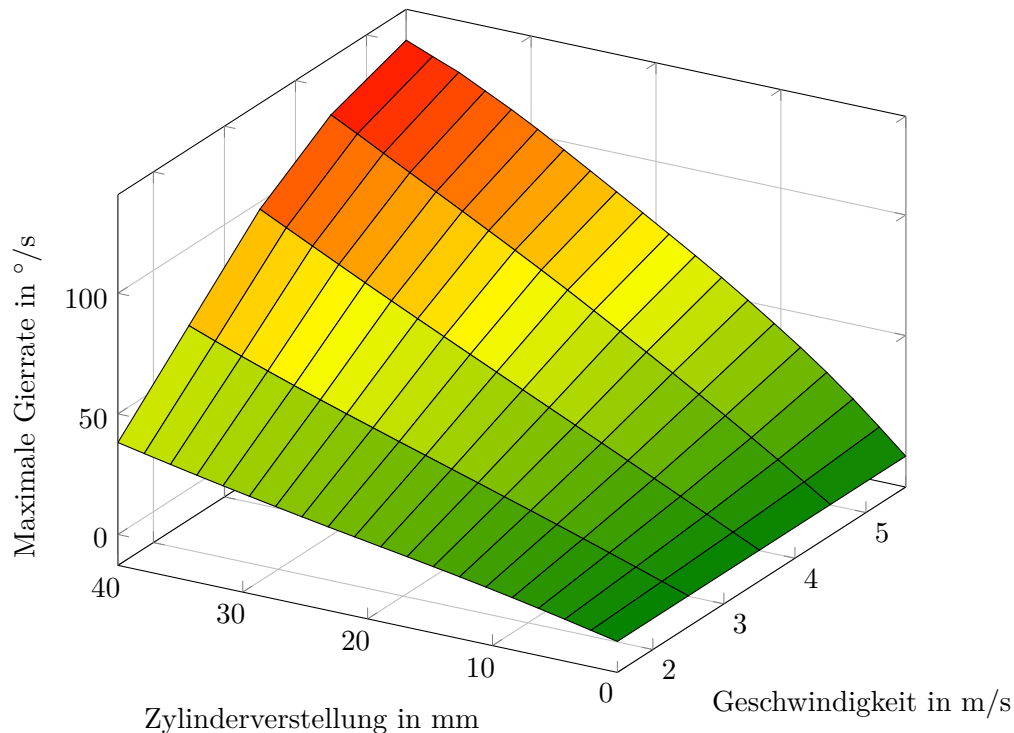


Abbildung 7.3: Gierrate als Funktion der Verschiebung des Lenkzylinders in Abhängigkeit von der Lenkgeschwindigkeit (links) und der Oberflächenhaftung (rechts)

von weniger als 0,4 wird das Heck des Fahrzeugs geschleudert, ohne dass es zum Kippen kommt.

Den entscheidenden Einfluss auf die maximale Gierrate hat die Fahrgeschwindigkeit am Anfang des Lenkvorgangs. Eine höhere Geschwindigkeit führt zu höheren Schräglaufwinkeln und somit zu größeren Radkräften. Eine geringe Geschwindigkeit kann nur eine niedrige Gierrate hervorrufen (vgl. Abbildung 7.4). Durch eine geringe Fahrgeschwindigkeit werden die Beiträge der Gierrate und der Schwimmwinkeländerung zur Querbewegung verringert.

Es wurde ein Versuch unternommen, die Gierrate direkt aus dem Lenkwinkel und der Fahrgeschwindigkeit zu bestimmen. Dafür wurde eine Fahrt ohne Schräglaufwinkel angenommen, was einer Bewegung eines Schienenfahrzeugs entspricht. Der Momentanpol liegt auf der y-Achse bei  $x = 0$ . Der y-Wert des Momentanpols kann aus dem Lenkwinkel bestimmt werden. Dadurch wurden Gierraten ermittelt, die die Werte des MKS-Modells um bis zu 160 % überstiegen. Die Abweichungen wurden mit einem steigenden Lenkwinkel größer. Zum Teil kann so eine hohe Abweichung durch die Vernachlässigung der Fahrzeugverzögerung beim Driften erklärt werden. Zur Parametrierung des Sicherheitsmodells wurde somit eine Reihe der Mehrkörpersimulationen verwendet.



**Abbildung 7.4:** Maximale Gierrate in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit und der Verstellung des Lenkzylinders



## 7.5 Dynamisches Standsicherheitssystem

Die Antriebskennlinie wird entsprechend der aus dem Kapitel 5 in Abbildung 5.16 realisiert. Da die Gaspedalstellung von dem Simulationsmodell nicht abgebildet wird, liefern die Motoren zu jedem Zeitpunkt das maximale Antriebsmoment, welches bei der gegebenen Geschwindigkeit möglich ist. Kurz vor dem Erreichen der geforderten Höchstgeschwindigkeit  $v_{\max}$  wird die Antriebskraft kontinuierlich gesenkt, bis sich ein Gleichgewicht einstellt und das Fahrzeug mit einer konstanten Geschwindigkeit fährt. Wird die Geschwindigkeit  $v_{\max}$  überschritten, wird ein Bremsvorgang initiiert bis die gewünschte Geschwindigkeit erreicht wird. Die Geschwindigkeit  $v_{\max}$  muss von dem Sicherheitssystem in Abhängigkeit von dem Lenkwinkel bestimmt und von der Leistungselektronik angepasst werden.

Aus dem Abschnitt 6.3 ist die maximale zulässige Querbeschleunigung bekannt. Es ist sinnvoll den Wert für die maximale Querbeschleunigung bei der Kreisbewegung zu verwenden, da diese geringer ist, als die bei gerade ausgerichteten Hinterrädern. Um eine hinreichende Standsicherheit zu gewährleisten muss dieser Wert mit einem Sicherheitsbeiwert  $s_a$  versehen werden. In der Simulation hat ein Wert von 0,9 gereicht, um das Fahrzeug zu stabilisieren. Unter Vernachlässigung des Schwimmwinkels ergibt sich aus der Gleichung 18 der folgende Zusammenhang für die maximale Fahrgeschwindigkeit:

$$v_{\max} = \frac{a_{\max} \cdot s_a}{\dot{\Psi}_{\max}(\delta, v_X)}. \quad (28)$$

Der Wert  $\dot{\Psi}_{\max}(\delta, v_X)$  muss für mehrere Geschwindigkeiten und Verschiebungen des Lenkzylinders bestimmt und von dem Sicherheitssystem zwischen diesen Punkten interpoliert werden. Zur Parametrierung des Sicherheitssystems wurden die Geschwindigkeit in 5 Stufen bis 20 km/h verstellt, die Lenkzylinderverschiebung wurde in 10 Schritten von 0 auf 40 mm eingestellt.

Somit kann die maximale zulässige Geschwindigkeit zum Zeitpunkt  $t$  bestimmt werden. Durch eine Vorhersage des Lenkwinkels kann der Bremsvorgang noch früher eingeleitet werden. Dafür wird aus der Lenkzylinderverschiebung zu Zeitpunkten  $t$  und  $t - 1$  eine Verstellrate  $\dot{\delta}$  gebildet und somit der Lenkzustand zum Zeitpunkt  $t + 1$  geschätzt. Die Werte für  $v_{\max}(t - 1)$  und  $v_{\max}(t - 2)$  werden bei der Bestimmung der zulässigen Geschwindigkeit berücksichtigt, um eine Beschleunigung sofort beim Zurücklenken zu verhindern. Zusätzlich wird die Gierrate des Fahrzeugs überwacht und zur Bestimmung der maximalen Fahrgeschwindigkeit verwendet. Die geringste berechnete Fahrgeschwindigkeit in Kombination mit der höchsten möglichen Geschwindigkeit wird bei der Regelung der Fahrzeuggeschwindigkeit verwendet. Sowohl die Vorhersage des Lenkwinkels, als auch die Speicherung der vorherigen Werte haben bei einer geringen hardwarebedingten Abtastrate die höchste Signifikanz.

Reicht die Bremskraft aus, um das Fahrzeug vor dem Erreichen der kritischen Querbeschleunigung auf die sichere Geschwindigkeit zu bringen, wird das Kippen in der ersten Phase verhindert. In der zweiten und der dritten Phase dominiert die Änderung des Schwimmwinkels das Fahrverhalten des Fahrzeugs. Die Bestimmung des Schwimmwinkels erfolgt in der Automobilindustrie unter Vernachlässigung des Anteils der Bahnverzögerung durch Integration der Schwimmwinkeländerung. Das ist bei einem Gabelstapler aufgrund

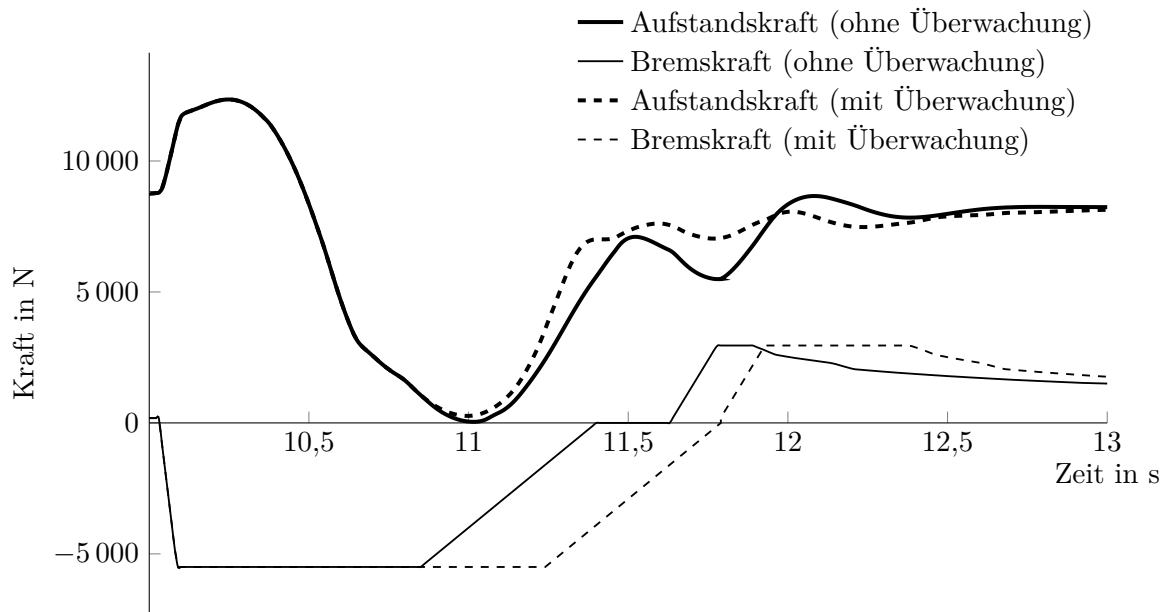
eines sehr hohen Schwimmwinkels und unter Umständen dominierender Bahnverzögerung nicht möglich. Bei einem Zurücklenken wird die berechnete Geschwindigkeit  $v_{\max}$  erhöht und das Fahrzeug beschleunigt. Dadurch werden die Vorderräder entlastet, weswegen der Stapler mit hoher Wahrscheinlichkeit kippt. Das Sicherheitssystem muss diese Situation verhindern. Der Bremsvorgang muss verlängert werden, um die dynamische Standsicherheit zu gewährleisten.

Insgesamt bieten sich 3 Möglichkeiten das Kippen in der zweiten und der dritten Phase zu verhindern. Beim ersten wird ein Zeitabschnitt zwischen dem letzten Eingriff des Sicherheitssystems bis zum Loslassen der Bremse eingeführt. Das Fahrzeug hat somit genügend Zeit in die Geradeausfahrt überzugehen. Durch eine weiter sinkende Geschwindigkeit wird ebenfalls auch der Beitrag der Schwimmwinkeländerung reduziert. Diese Vorgehensweise macht den Stapler zwar hinreichend stabil, dennoch träge.

Eine andere Möglichkeit besteht darin, die Gierrate zu überwachen und die Bremskraft erst nach dem Unterschreiten einer bestimmten Gierrate freizugeben. Das macht den Stapler agiler, garantiert allerdings keine hinreichende dynamische Standsicherheit. Zudem muss die Grenzierrate hinreichend gering gesetzt werden, um das Kippen in der zweiten und dritten Phase zu vermeiden.

Die effizienteste Methode besteht darin, die Querschleunigung kontinuierlich zu überwachen und in die Dauer des Bremsvorganges einzubeziehen. Das Beschleunigungssignal ist grundsätzlich stark verrauscht, was eine Filterung notwendig macht. Es muss ein Sicherheitsbeiwert definiert werden, um die Größe der Grenzquerschleunigung zu berechnen. Dieser muss nicht groß sein, um eine hinreichende Standsicherheit zu gewährleisten. Sinkt die Querschleunigung unter diesen Wert, kann die Bremse gelöst werden. Ein abruptes Loslassen der Bremse kann zu einem Traktionsverlust am Vorderrad führen. Ein Vergleich zwischen dem angemessenen und einem zu frühen Loslassen der Bremse ist in Abbildung 7.5 dargestellt. Die Bremskraft wird in beiden Fällen nur langsam abgebaut. Wird in der Simulation ohne Überwachung der Querschleunigung die Bremskraft schneller abgebaut, kommt es zum vollständigen Traktionsverlust und somit zum Simulationsabbruch. Die Antriebsleistung wird erst freigegeben nachdem eine bestimmte Gierrate unterschritten wurde. Durch die Überwachung der Querschleunigung kann die Neigung der Fahrbahn zum Teil berücksichtigt werden. Der Aufbau des Gesamtsystems ist in Abbildung 7.6 dargestellt.

Bei einem Lenkvorgang wird die Geschwindigkeit  $v_X$  stark verringert, wodurch es dazu kommen kann, dass das Fahrzeug noch eine hohe Gesamtgeschwindigkeit besitzt, die Bedingung für einen Bremsengriff jedoch nicht mehr erfüllt ist. Dadurch wird der Bremsengriff unterbrochen, noch bevor die maximale Querschleunigung erreicht wird. Die dynamische Standsicherheit kann dabei nicht immer gewährleistet werden. Besonders stark wird dieser Effekt bei einer geringeren Haftung und bei einem nicht vollbeladenen Fahrzeug. Dafür wird bei einer Auslösung des Sicherheitssystems der minimale Wert der Stellgröße für eine bestimmte Zeit gehalten. Da die laterale Geschwindigkeit  $v_X$  rapide absinkt und die Querschleunigung erst mit einer Verzögerung aufgebaut wird, muss diese Zeitdauer hinreichend groß sein. Ein Wert von 0,75 s genügt, um eine hinreichende Standsicherheit zu gewährleisten.



**Abbildung 7.5:** Gemessene Geschwindigkeiten, integrierte Beschleunigung ohne Gierwinkelkorrektur

## 7.6 Bremsengriff des Standsicherheitssystems

Wird ein Fahrzeug für eine Höchstgeschwindigkeit ausgelegt, muss sichergestellt werden, dass eine ausreichende Bremskraft zur Verfügung steht. Bei einer Kurvenfahrt mit einer geringeren Geschwindigkeit wird die maximale Bremskraft nicht benötigt. Die Stabilisierung erfolgt sanfter. Die minimale Kraft  $F_{B,\min}$ , die zur Stabilisierung des Fahrzeugs notwendig ist, wurde für unterschiedliche Geschwindigkeiten bestimmt (vgl. Tabelle 7.1). Wird eine Resttraktion von etwa 1000 N am kurveninneren Vorderrad verlangt, muss dieser Wert erhöht werden.

**Tabelle 7.1:** Die maximale Bremskraft pro Rad in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit

$v$ in m/s	$v$ in km/h	$F_{B,\min}$ in N	$F_B$ in N
1,5	5,4	unkritisch	unkritisch
2,5	9,0	unkritisch	unkritisch
3,5	12,6	0	1000
4,0	14,4	1000	2000
4,5	16,2	2500	3000
5,0	18,0	4000	4500
5,6	20	5500	6000

Das System soll in der Lage sein, die benötigte Bremskraft in Abhängigkeit der Geschwindigkeit und dem Ladezustand zu bestimmen. Die ladungsabhängige Begrenzung der maximalen Bremskraft ist in Abschnitt 6.5 beschrieben. Diese Kraft liegt immer deutlich über der zur Stabilisierung notwendigen Bremskraft. Aus der Stellung des Lenkzylinders und der Fahrgeschwindigkeit kann die maximale erreichbare Gierrate  $\dot{\psi}_{\max}$  gemäß dem Kennfeld in Abbildung 7.4 bestimmt werden. Aus der Gleichung 28 resultiert für diesen Wert die

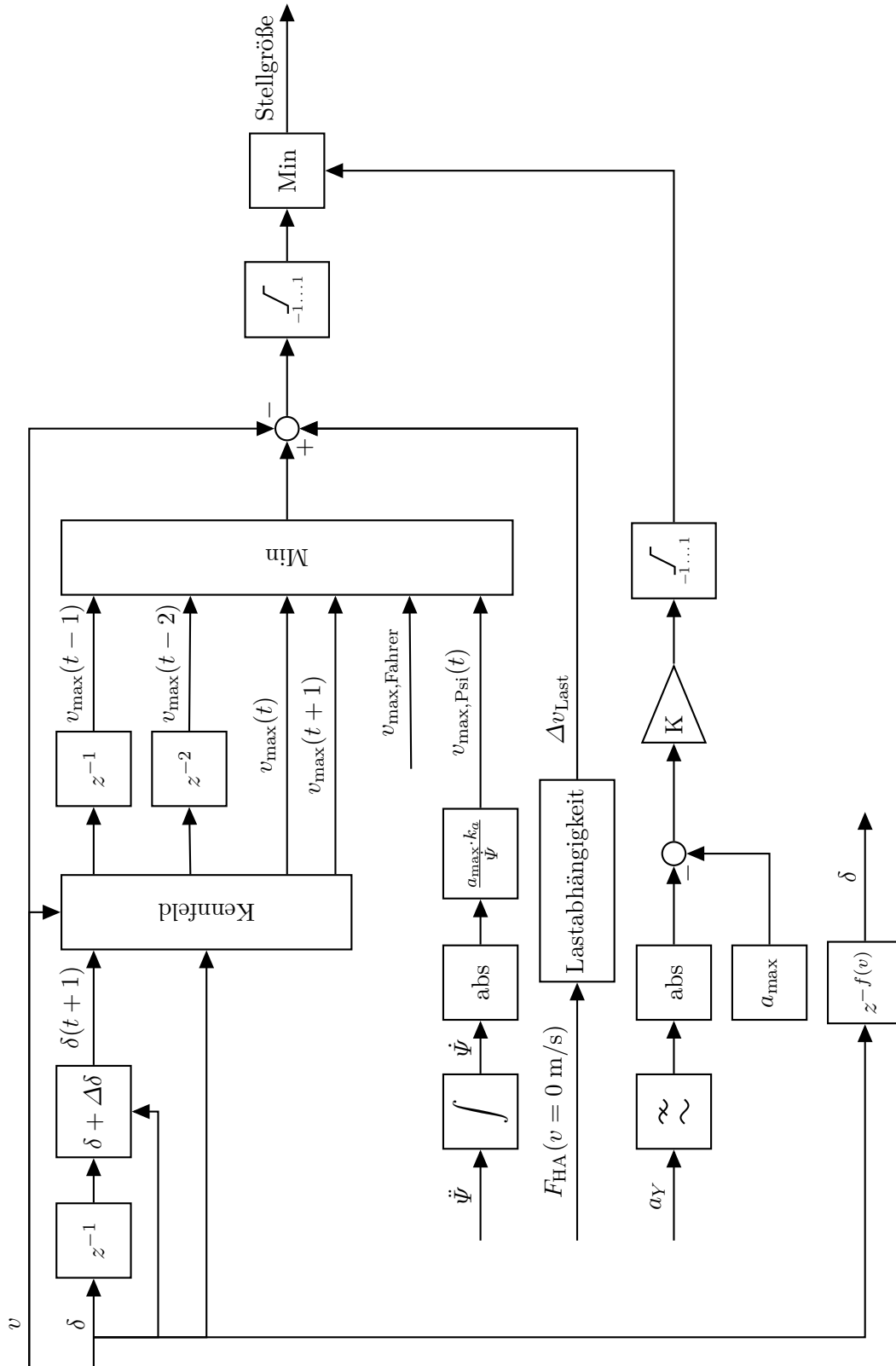


Abbildung 7.6: Funktionsprinzip des aktiven dynamischen Standsicherheitsystems

maximale zulässige Geschwindigkeit  $v_{\max}$ . Die Fahrgeschwindigkeit muss auf die maximal zulässige Geschwindigkeit durch einen Bremsengriff gesenkt werden. Die Verzögerung aufgrund des Schwimmwinkels wird an dieser Stelle nicht beachtet. Untersuchungen haben gezeigt, dass für einen stabilen Zustand die Abbremsphasen teilweise nur  $t^* = 0,75$  s lang sein dürfen. Dieser Wert wird für die Berechnung der Bremskraft verwendet. Bei einer längeren Bremsung mit einer geringeren Kraft kommt es zum Kippen. An dieser Stelle wird nur die maximale Bremskraft pro Rad betrachtet, der Bremskrafttransfer findet nicht statt. Dieser größte aller errechneten Werte wird so lange gehalten, bis der Fahrzustand stabil ist und das Sicherheitssystem die Beschleunigung wieder freigibt. Die Bremskraft wird somit zu:

$$F_B = \max \left\{ \min \left( 0; \frac{v_X - v_{\max}(\delta, v_X)}{t^*} \cdot m \right) \right\}_{t=t_{\text{ein}}}^{t=t_{\text{aus}}}, \quad (29)$$

wobei  $m$  die Masse des unbeladenen Fahrzeugs,  $t_{\text{ein}}$  der Zeitpunkt ist, ab dem das Standsicherheitssystem eingreift und  $t_{\text{aus}}$  der Zeitpunkt an dem die Beschleunigung wieder freigegeben wird. Ähnlich wie bei der Stellgröße muss der maximale Wert der Bremskraft eine Mindestzeitdauer gehalten werden, um ein frühzeitiges zurücksetzen zu vermeiden. Dieses Zeitintervall kann länger sein und wurde im Modell auf 1 s erhöht.

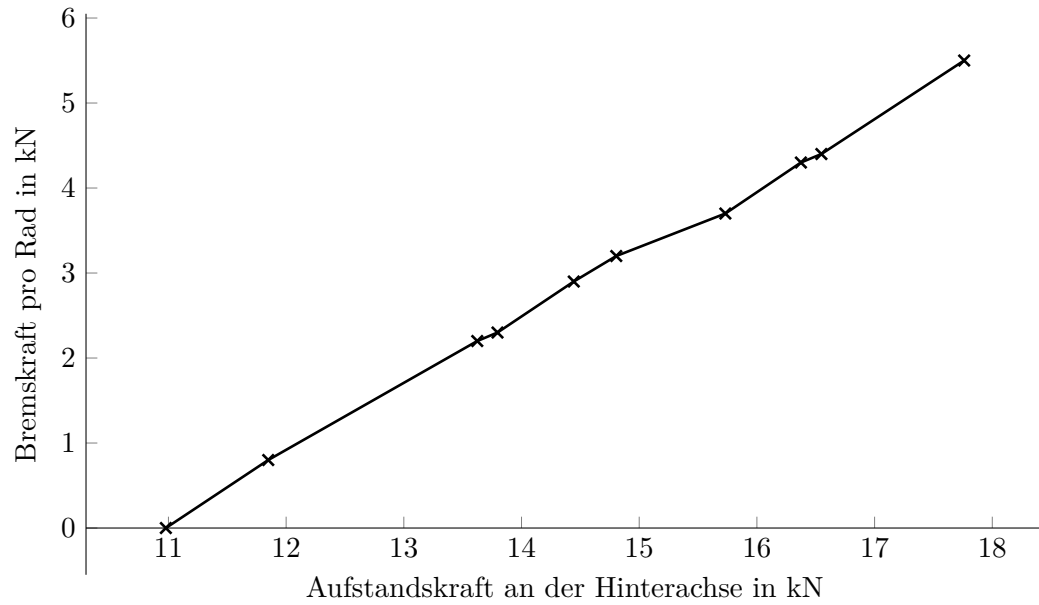
## 7.7 Lastabhängiges Standsicherheitssystem

Eine Untersuchung wurde durchgeführt, um den Einfluss der Last auf die maximale sichere Geschwindigkeit zu bestimmen, bei der der Stapler nicht kippt. Das Fahrzeug wird bei einer steigenden Last sicherer, wobei der Lastschwerpunktstand  $c$  eine große Rolle spielt. Es konnte ein Zusammenhang zwischen der Aufstandskraft an der Hinterachse und der minimalen Bremskraft festgestellt werden. Eine höhere Aufstandskraft an der Hinterachse ist proportional zur maximalen übertragbaren Querkraft an den Hinterrädern. Der Zusammenhang zwischen der Aufstandskraft an der Hinterachse und der notwendigen Bremskraft ist annähernd linear (vgl. Abbildung 7.7).

Um den Einfluss der Last zu berücksichtigen wird im Sicherheitssystem ein Term eingeführt, welcher die maximale zulässige Geschwindigkeit im beladenen Zustand erhöht:

$$v_{\max, \text{Last}} = v_{\max} + \Delta v_{\text{Last}}. \quad (30)$$

Die lineare Approximation kann durch zwei Punkte bestimmt werden. Im unbeladenen Zustand beträgt  $v_{\text{Last}} = 0$ , wobei die maximale Geschwindigkeit aus dem Kennfeld bestimmt wird. Der zweite Punkt beschreibt die Aufstandskraft an der Hinterachse, bei der keine Bremsung notwendig ist. In diesem Fall stellt  $\Delta v_{\text{Last}}$  die Differenz zwischen der maximalen Fahrzeuggeschwindigkeit und der maximalen Fahrzeuggeschwindigkeit im unbeladenen Zustand bei einem sehr hohen Lenkeinschlag dar. Die Last an der Hinterachse  $F_{\text{HA}}$  wird vor der Beginn der Fahrt erfasst und wird während der Fahrt als konstant angenommen, um



**Abbildung 7.7:** Notwendige Bremskraft in Abhängigkeit von der Aufstandskraft der Hinterachse

die Einflüsse der Beschleunigung und der Fahrmanöver zu eliminieren. Im Referenzfahrzeug entspricht diese zusätzliche Geschwindigkeit der Gleichung:

$$\Delta v_{\text{Last}} [\text{m/s}] = -0,38 \cdot F_{\text{HA}} \left[ \frac{\text{m/s}}{\text{kN}} \right] + 4,26 [\text{m/s}]. \quad (31)$$

Somit kann das Fahrzeug auch bei einer Last, mit einer abweichenden Schwerpunktlage mit einer höheren Geschwindigkeit betrieben werden.

## 8 Demonstrator des Konzeptfahrzeugs [AP6]

Zur Veranschaulichung von wichtigsten Komponenten des Konzeptfahrzeuges wurde ein Demonstrator aufgebaut. Dieser wurde ferngesteuert ausgeführt und mit der notwendigen Sensorik versehen. Dabei wurde ein Gabelstaplermodell auseinanderggebaut, wobei einige Bauelemente der Mechanik und Elektrotechnik im Demonstrator verwendet wurden. Der Demonstrator ist in der Abbildung 8.1 dargestellt.

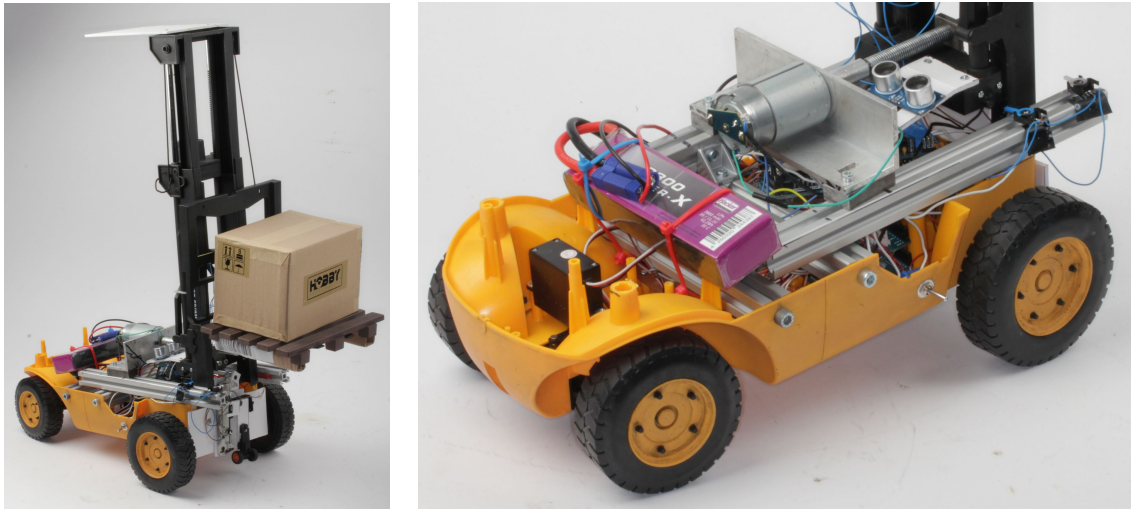
### 8.1 Fahrwerk und Fernsteuerung

Als Fahrzeugrahmen wurde der Unterboden des Originalstaplers zusammen mit der Lenkinematik der Hinterachse verwendet. Die ursprüngliche Vorderachse bestand aus einem kleinen Elektromotor mit einem Differenzialgetriebe. Diese wurden abgebaut und durch zwei stärkeren Gleichstrommotoren mit Planetengetrieben ersetzt. Diese Ausführung entspricht besser der Vorderachsenausführung bei dem Referenzstapler. Der Unterboden des Modells wurde verstärkt, um die strukturelle Versteifung der fehlenden Abdeckungsteile zu kompensieren und eine Montage des vorstellbaren Hubgerüsts zu ermöglichen.

Um den Aufwand bei der Auslegung der Fernsteuerung zu reduzieren, wurde die originale Fernbedienung zusammen mit der Kommunikationsplatine verwendet. Analoge Signale dieser Platine wurden von zwei Arduino Mikrocontroller Prototyping Board ausgewertet und für die Regelung der Motoren verwendet. Die Signale der Fahrmotoren wurden von der Kommunikationsplatine als Pulssignal ausgegeben und mussten davor mit einem analogen Tiefpass geglättet werden. Da die Arduino Platine keine ausreichend großen Ströme ausgeben kann wurden die Steuersignale an die Leistungselektronik weitergegeben. Die Leistungselektronik auf Basis von L298-Motortreiber bietet die Möglichkeit den Motor anzutreiben, in Leerlauf zu versetzen und eine Bremsung durchzuführen. Somit konnte eine vereinfachte Version des aktiven Standsicherheitssystems implementiert werden, bei dem das Modell in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und dem Lenkwinkel abgebremst wird. Das Sicherheitssystem kann über einen Schalter zu- und abgeschaltet werden. Die Lenkwinkelvorgabe erfolgt mithilfe eines Servomotors an der Hinterachse.

### 8.2 Statisches Standsicherheitssystem

Um das statische Standsicherheitssystem darstellen zu können wurde das Hubgerüst auf 2 Schienen beweglich montiert. Der Vorschub erfolgte mithilfe eines Gleichstrommotors, welches eine Gewindestange in Bewegung versetzt und somit das Hubgerüst horizontal verschiebt. Der Vorschub wird über 2 Endschalter erfasst. Wird der entsprechende Schalter aktiviert, wird auch der Motor abgeschaltet. Das statische Standsicherheitssystem wird in einer dedizierten Arduino Platine mit dazugehörigen Leistungselektronik implementiert. Zur Erfassung der Hubhöhe wird ein Ultraschallsensor verwendet. Dieser ist ausreichend um eine Höhe von bis zu 60 cm genau zu erfassen. Im vorderen Bereich ist eine Stütze angebracht, die bei einer erfassten Last ausgefahren wird. Diese wird von einem Schrittmotor mit einem Gewindetrieb bewegt und ebenfalls über 2 Endschalter gesteuert.



**Abbildung 8.1:** (a) Gesamtansicht des Demonstrators; (b) Vorschub und Endschalter

Eine genaue und zuverlässige Lasterfassung anhand der Gewichtskraft ist bei den verwendeten Gewichten nicht möglich. Verwendung größerer Gewichte gestaltete sich aufgrund der Werkstoffeinschränkungen und verwendeter Vorschubaktorik als schwierig. Aus diesem Grund wurde die Entscheidung getroffen, die Lasten mit einem Magneten und die Gabel mit einem Hall-Sensor auszustatten. Somit konnte die Funktion des Sicherheitssystems bei einer Last demonstriert werden.

Die Hub- und Senkfunktion wurden in Abhängigkeit von dem Vorschub ausgeführt. Befindet sich der Gabelträger in der vorderen Position, ist die vertikale Bewegung nicht eingeschränkt. Bei einer hinteren Position, kann die Last nur bis zu einer Mindesthöhe abgesenkt werden, um das Fahrzeug nicht zu beschädigen. Wird keine Last auf der Gabelzinke erkannt, verhält sich der Stapler wie ein konventionelles Fahrzeug.

Die Hubbewegung wurde im manuellen und automatischen Modus ausgeführt. Im manuellen Modus wird die Last kontinuierlich überwacht. Wird bei einer Hubbewegung die Last erkannt, fährt automatisch die Stütze aus. Dabei kann die Last vorsichtig aus dem Regal entnommen werden. Manuelles Anheben der Last ermöglicht außerdem eine Bedienung der Hochregale und eine Rangeierbewegung mit einer angehobenen Last. Bei dem automatischen Beladevorgang wird die Last auf die Höhe gebracht, die bei der Fahrt als ungefährlich eingestuft ist. Diese Bewegung wird bei dem Konzeptfahrzeug mit einer Neigungsbewegung überlagert. Bei einer schweren Last wird eine größere Hubhöhe eingestellt, die einen Vorschub ermöglicht. Wird eine Last transportiert, die stark nach unten ragt, kann die Hubhöhe zusätzlich nach oben korrigiert werden. Durch eine weitere Betätigung des Schalters erfolgt eine Verlagerung des Hubgerüsts, bis der Endschalter aktiviert wird. Anschließend wird die Stütze eingefahren. Ein Entladevorgang erfolgt in der umgekehrten Reihenfolge. Wird eine schwere Last abgeladen, fährt die Stütze bis zur Endposition ein.



## 9 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung [AP7]

### 9.1 Ökologische Aspekte

Zur Beurteilung der ökologischen Aspekte wird eine Vorgehensweise angewandt, die im Abschlussbericht „Analyse und Quantifizierung der Umweltaspekte von Fördermitteln in der Intralogistik“ [Sch12] beschrieben ist. Der Lebenszyklus eines Flurförderzeugs kann gemäß DIN EN ISO 14040 [DIN09] in 6 Phasen unterteilt werden: Rohstoffbereitstellung, Produktion, Distribution, Recycling und Beseitigung. Die Studie hat gezeigt, dass die Phasen Produktion, Distribution und Beseitigung einen sehr geringen Einfluss haben und Vernachlässigt werden können.

Da die Lithium-Ionen-Batterie einen großen Einfluss auf die Produktionskosten hat, hat ein direkter Vergleich mit dem Referenzstapler eine geringere Aussagekraft. Aus diesem Grund wurde zusätzlich ein Stapler definiert, welcher dem Stand der Technik heutiger Lithium-Ionen Stapler entspricht. Die fehlende Masse wird durch Stahlplatten und eine Verstärkung der Batteriewanne kompensiert. Das Gesamtgewicht und die restlichen eingesetzten Komponenten stimmen mit dem Referenzfahrzeug überein.

#### 9.1.1 Produktion und Entsorgung

Zur Berechnung der CO<sub>2</sub>-Emissionen wurden die spezifischen Ausstöße pro Kilogramm bestimmt, wobei die Recycling-Phase vernachlässigt wurde. Bei der Herstellung werden neben CO<sub>2</sub> noch weitere Treibhausgase freigesetzt. Diese werden über die Treibhauswirkung zum CO<sub>2</sub>-Äquivalent aufsummiert.

Bei der Herstellung von Lithium-Ionen Batterien werden große Mengen CO<sub>2</sub> freigesetzt, wobei der Ausstoß eine hohe Abhängigkeit von der Energiedichte aufweist. In einer Studie des Institutes für Energie- und Umweltforschung wurden die CO<sub>2</sub>-Emissionen bei der Produktion untersucht [Hel15]. Es wurden zusätzlich die Ergebnisse mit den Schätzungen der anderen Autoren verglichen ([Bau10], [Sam08], [Hel11], [Fri12]). Die Angaben schwanken stark und hängen von dem zugrunde liegenden Stand der Technik ab. In den Studien zur zukünftigen Entwicklung der Lithium-Ionen Technologie wird in etwa von einer Halbierung der spezifischen CO<sub>2</sub>-Emission ausgegangen ([Fis16], [Not10b] und [Not10a]). In dieser Arbeit wird, wie in [Hel15] ein Wert von 130 kg CO<sub>2</sub>e/kWh angenommen.

Eine Lithium-Ionen-Batterie kann unter Umständen eine längere Lebenserwartung haben als der Stapler, woraus neue Einsatzmöglichkeiten resultieren. Einerseits kann die Batterie nach 8 Jahren aus dem bestehenden Stapler ausgebaut und in ein neues Fahrzeug eingebaut werden, wobei Abschläge bei der Kapazität gemacht werden müssen. Sind Zwischenladungen in den Pausen möglich, kann das in Kauf genommen werden. Alternativ können die gealterten Batterien in anderen Bereichen wie zur Bereitstellung der Primärregelleistung in Stromnetzen oder in Hausspeichersystemen eingesetzt werden. In der Studie zu Second-Life-Konzepten [Fis16] wird davon ausgegangen, dass eine Batterie am Ende des ersten Lebenszyklus noch 80 % der Neukapazität besitzt und im Netz bis zu einer Restkapazität

von 40 % betrieben wird. Wird dadurch eine neue Batterie eingespart, kann ein Second-Life-Einsatz bei Primärregelleistung für eine Treibhauseinsparung je nach Aufbereitungsaufwand von 34 bis 106 kg CO<sub>2e</sub>/kWh sorgen. Zusätzlich wird der Verbrauch seltener Elemente wie Lithium und Nickel reduziert.

Die Lebensdauer einer Blei-Säure Batterie wird stark von den Einsatzbedingungen, der verwendeten Ladetechnik und dem richtigen Umgang beeinflusst. Die Lebensdauer einer Autobatterie wird mit 4 Jahren angegeben [Hei07], wobei bei einem Stapler ein Wert von 4–6 Jahren üblich ist. Laut der VDI Norm 2695 [VDI10] wird die Staplerbatterie über 5 Jahre abgeschrieben. Da ein Gabelstapler gemäß AfA-Tabellen über 8 Jahre abgeschrieben wird, macht es die Anschaffung einer zweiten Batterie zu einem späteren Zeitpunkt notwendig. Bei der Berechnung wird deswegen die CO<sub>2</sub>-Emission der Blei-Säure Batterie verdoppelt.

Zwar spielt der Transport des Staplers zum Kunden eine untergeordnete Rolle, wegen der einfachen Berechnung wird die dabei anfallende Emission dennoch berechnet. Zur Bestimmung der CO<sub>2</sub>-Emission verwendeten Koeffizienten sind in der Tabelle 9.1 dargestellt.

Die für die Bereitstellung benötigter Rohstoffe wurden in Anlehnung an das Referenzfahrzeug geschätzt. In der Abbildung 9.1 sind die Ergebnisse der Untersuchung dargestellt. Das Referenzfahrzeug weist die geringste Emission in der Bereitstellungsphase auf. Eine Variante des Referenzfahrzeugs mit einer Lithium-Ionen Batterie hat den größten Beitrag, wobei das Konzeptfahrzeug dazwischen liegt. Wird die Lithium-Ionen Batterie für das Referenzfahrzeug nicht als Ersatz für die Bleibatterie ausgelegt, kann das Gegengewicht schwerer gemacht werden und auf die Stahlplatten in der Batterie verzichtet werden. Dadurch wird eine Gesamtgewichtsreduktion von etwa 8 % sowie eine Einsparung von etwa 570 kg CO<sub>2e</sub> möglich.

**Tabelle 9.1:** Umrechnungsfaktoren zur Berechnung von CO<sub>2</sub>-Ausstoß

	CO <sub>2</sub> -Koeffizient	Einheit	Quelle
Stahl	1,35	kg CO <sub>2e</sub> /kg	[Öko10e]
Bleibatterie	1,05	kg CO <sub>2e</sub> /kg	[Öko10e], [Öko10c], [Öko10a] <sup>a</sup>
Öl und Reifen	3,28	kg CO <sub>2e</sub> /kg	[Öko00]
Kunststoffe	2,75	kg CO <sub>2e</sub> /kg	[Öko10b]
Gusseisen	0,88	kg CO <sub>2e</sub> /kg	[Öko05]
Kupfer	3,55	kg CO <sub>2e</sub> /kg	[Öko10d]
Li-Ionen Batterie	130	kg CO <sub>2e</sub> /kWh	[Hel15]
LKW-Transport	2,75	kg CO <sub>2</sub> /tkm	[ife08]
Strom DE (2014)	0,560	kg CO <sub>2e</sub> /kWh	[Ich16]
Strom EU28 (2014)	0,558	kg CO <sub>2e</sub> /kWh	[Eur15]

<sup>a</sup> gewichteter Mittelwert

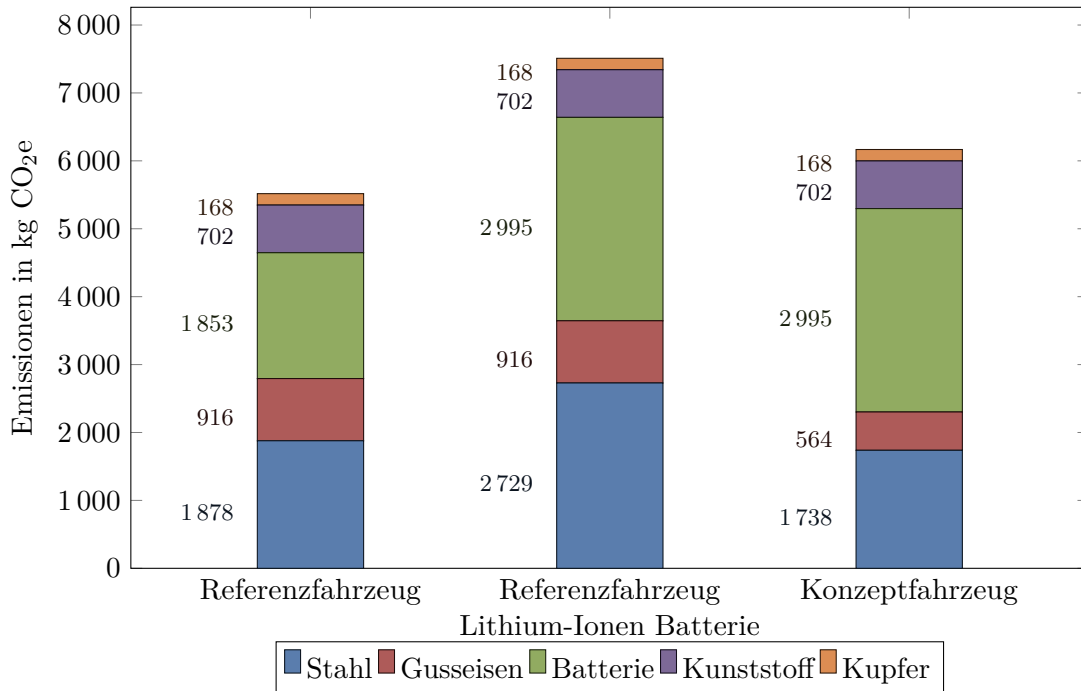
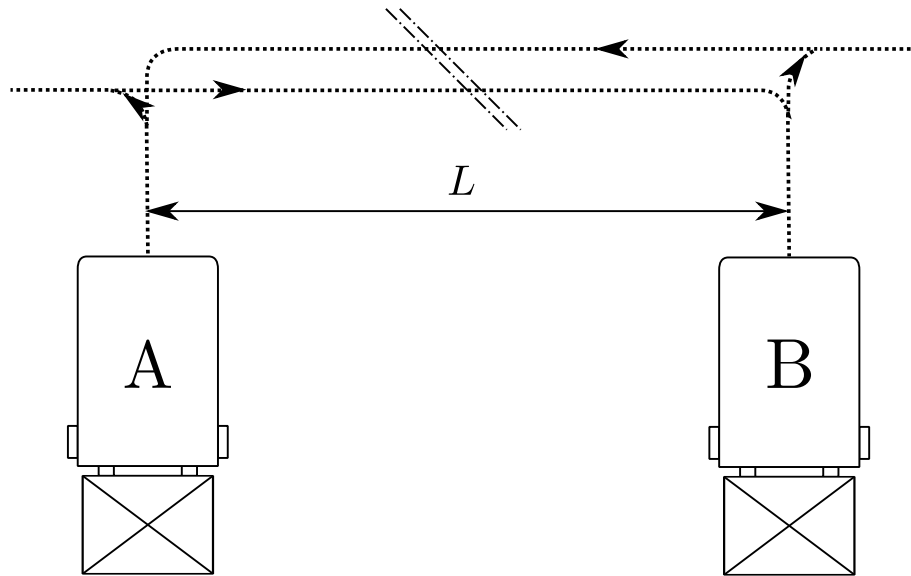


Abbildung 9.1: Emissionen der Treibhausgase bei der Produktion der Fahrzeuge

### 9.1.2 Betriebsphase

Um eine einheitliche Beschreibung der Flurförderzeuge zu ermöglichen wurde die VDI-Richtlinie 2198 „Typenblätter für Flurförderzeuge“ [VDI12] eingeführt. Nach dieser Norm wird für ein Gerät eine Tabelle erstellt, in der Dimensionen und Kenngrößen dargestellt werden. Dabei wird der Verbrauch anhand eines sogenannten VDI-Zyklus angegeben. Bei der Verbrauchsmessung wird ein Arbeitsspiel 60-mal in einer Stunde durchgeführt, wobei eine Last zwischen 2 Punkten bewegt und an jedem Punkt angehoben und abgesenkt wird (vgl. Abbildung 9.2). Zwar wird die Aussagekraft des Tests aufgrund einer starken Fahrerabhängigkeit und schwierigen Übertragbarkeit auf die reale Einsatzbedingungen in Frage gestellt [Sch16], stellt diese Größe einen guten Vergleichswert, um die CO<sub>2</sub> Emissionen im Betrieb abzuschätzen. Bei dieser Untersuchung wird von einer 8 Stunden Schicht bei einem 1- oder 2-Schicht-Betrieb ausgegangen.

Um den Wert für das Konzept zu bestimmen wurden zwei Rechnungen unternommen. Bei der ersten Rechnung wurden Gabelstapler einer Baureihe mit unterschiedlichen Tragfähigkeiten ausgewertet und deren Verbräuche miteinander verglichen. Dabei wurde konnte ein annähernd lineare Abhängigkeit der Gesamtmasse (Eigenmasse des Staplers zzgl. Last) und des Verbrauchs festgestellt werden. Beim Konzeptfahrzeug konnte dabei eine Verbrauchsreduktion von 10,8 % festgestellt werden. Bei einem VDI Zyklus wird die Last nicht abgeladen, wodurch die Leerfahrten nicht berücksichtigt werden können. Bei einer Leerfahrt werden allerdings die relativen CO<sub>2</sub>-Einsparungen aufgrund geringerer Masse deutlicher. Um diese Effekte zu berücksichtigen wurde eine vereinfachte modulare Verbrauchsanalyse durchgeführt.



**Abbildung 9.2:** VDI-Zyklus zur Ermittlung vom Verbrauch der Flurförderzeuge (nach [VDI12])

Durchgeführten Verbrauchsmessungen bei einem VDI Zyklus legen eine Annahme nahe, dass der Verbrauch beim Heben und beim Fahren gleich groß ist. Der Verbrauch des Konzeptfahrzeugs beim Heben ändert sich nicht. Beim Fahren bildet die Fahrt im beladenen Zustand die Obergrenze des möglichen Verbrauchs und stellt das Ergebnis vom VDI-Zyklus dar. Dabei kann eine Verbrauchsreduktion von 9,2 % erreicht werden. In der Praxis verbringt ein Flurförderzeug bei vielen Abläufen die Hälfte der Zeit im unbeladenen Zustand. Bei einer Aufteilung von 50 % Leerlauf, 25 % Transportfahrt mit Hälfte der Nennlast und 25 % Transport mit Nennlast resultiert eine Senkung der Emissionen von 10,5 %. Bei der Berücksichtigung der Vorschubbewegung beträgt die Einsparung etwa 8 %.

Beim Ladevorgang wird ein Teil der Energie in Wärme umgewandelt. Dabei ist ein Zusammenspiel zwischen dem Ladegerät und der Batterie wichtig. In Anlehnung an Infoblatt B2 „Überschlägige Kostenermittlung einer Batterieladung“ kann folgende Gleichung zur Berechnung der benötigten Netzenergie aufgestellt werden:

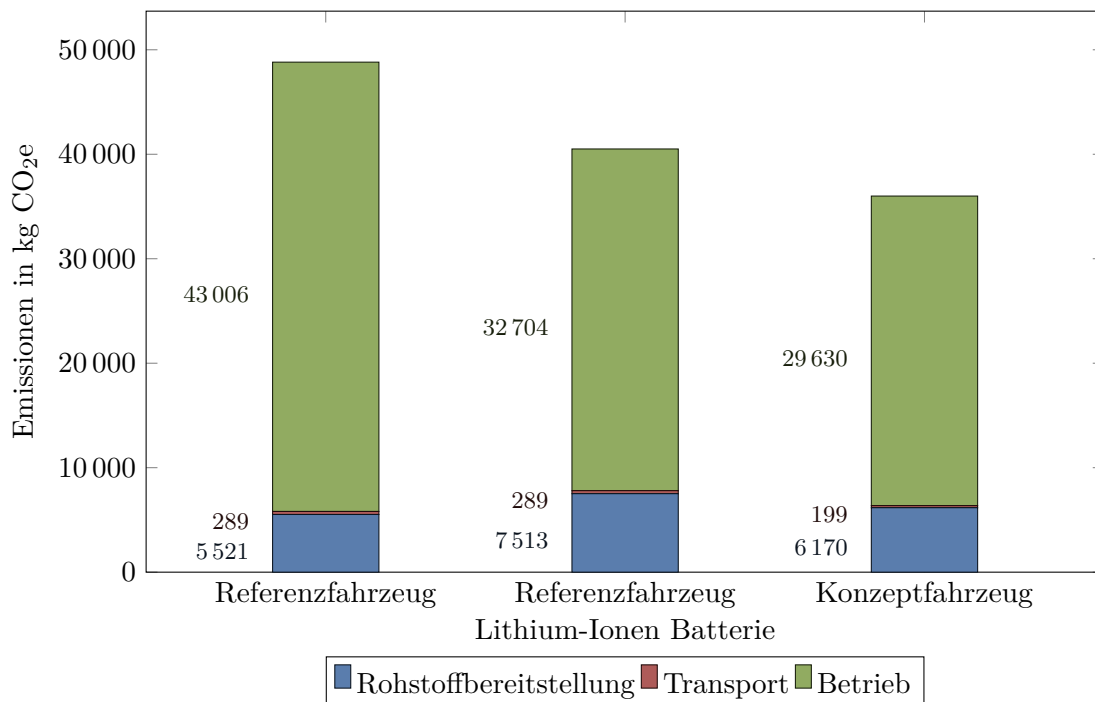
$$Q_{\text{Netz}} = \frac{K_{\text{Batterie}} \cdot U}{\eta_U \cdot \eta_C \cdot \eta_L}, \quad (32)$$

mit  $K_{\text{Batterie}}$  der Batteriekapazität,  $U$  der Batteriespannung,  $\eta_U$  dem Spannungswirkungsgrad (im Infoblatt wird dieser bereits in dem Mittelwert der Batteriespannung berücksichtigt),  $\eta_C$  dem Ladewirkungsgrad (Kehrwert des Ladefaktors aus dem Infoblatt) und dem  $\eta_L$  Ladegerätwirkungsgrad. Für die Bewertung der Bleibatterie werden, wie im Infoblatt, folgende Wirkungsgrade verwendet:  $\eta_U = 0,85$ ,  $\eta_C = 0,85$  (Mittelwert aus den Werten für eine neue und eine gealterte Nassbatterie) und  $\eta_L \approx 0,9$  (Ladegerät mit Hochfrequenztechnik). Daraus resultiert ein Gesamtwirkungsgrad von 65,1 % oder ein Ladefaktor von 1,54, was ungefähr der Vorgabe aus der Norm VDI 2695 [VDI10] entspricht. Bei der Verwendung einer anderen Ladetechnik kann dieser Wert zwischen 1,53 und 1,84 variieren.

Eine deutliche Steigerung des Wirkungsgrades kann durch innovative Ladetechnologien erreicht werden [AG13].

Für die Lithium-Ionen Batterien werden Wirkungsgrade ( $\eta_U = 0,94$ ;  $\eta_C = 0,99$ ) gemäß [Kur16] verwendet. Eine Marktrecherche hat gezeigt, dass Ladegeräte der geforderten Leistungsklasse einen Wirkungsgrad von 92 % aufweisen. Das führt zu einem Gesamtwirkungsgrad von 85,6 % oder einem Ladefaktor von 1,168.

Durch einen geringeren Ladefaktor werden die Emissionseinsparungen deutlich erhöht. Bei der Auswertung hat es sich gezeigt, dass die prozentualen Einsparungen bei dem VDI-Zyklus und bei dem modifizierten Zyklus vergleichbar hoch sind. Die Unterschiede bei der Produktion werden durch die deutlich ausgeprägten Unterschiede im Betrieb relativiert. Der Beitrag beim Transport fällt nicht ins Gewicht (vgl. Abbildung 9.3). Bei einem 2-Schicht-Betrieb fallen die Unterschiede bei dem CO<sub>2</sub>-Ausstoß in der Produktionsphase nicht mehr ins Gewicht, wobei die prozentualen Unterschiede der Konzepte vergleichbar sind. Der Umstieg zur Lithium-Ionen Technik verspricht bei der Minderung der CO<sub>2</sub>-Emission die größten Vorteile. Ergebnisse dieser Untersuchung sind in der Tabelle 9.2 zusammengefasst.



**Abbildung 9.3:** Emissionen der Treibhausgase bei der Produktion der Fahrzeuge

Insgesamt wird deutlich, dass der Übergang zur Lithium-Ionen Technologie die größten Einsparpotentiale bietet. Das Konzeptfahrzeug ermöglicht zusätzlich eine Einsparung von etwa 10 %.

**Tabelle 9.2:** Umrechnungsfaktoren zur Berechnung vom CO<sub>2</sub>-Ausstoß bei einem 1-Schicht-Betrieb

	Referenzstapler	Referenzstapler Li-Ionen Batterie	Konzeptstapler	
Verbrauch VDI-Zyklus	5,00	5,00	4,53	kWh
Verbrauch modifiziert	4,44	4,44	3,97	kWh
Ladekoeffizient	1,54	1,17	1,17	-
<b>Emission</b>				
Produktion	5,5	7,5	6,2	t CO <sub>2</sub> e
Transport	289	289	199	kg CO <sub>2</sub>
VDI-Zyklus	43,0	32,7	29,6	t CO <sub>2</sub> e
Modifiziert	38,2	29,0	25,9	t CO <sub>2</sub> e
<b>Gesamtemission</b>				
VDI-Zyklus	48,8	40,5	36,0	t CO <sub>2</sub> e
Modifiziert	44,0	36,8	32,3	t CO <sub>2</sub> e
<b>Emissionsänderung</b>				
VDI-Zyklus	0,0	-17,0	-26,3	%
Modifiziert	0,0	-16,3	-26,5	%

## 9.2 Ökonomische Aspekte

### 9.2.1 Produktion

Bei der Produktion müssen sowohl die verwendeten Werkstoffe als auch die eingesetzten Batterien berücksichtigt werden. Diese Berechnung stellt nur eine grobe Schätzung dar, welche stark von der Absatzmenge und den getroffenen Preisen abhängig ist. Zur Bewertung der zusätzlichen Herstellungskosten wird die Norm VDI 2225 ([VDI97] und [VDI98]) verwendet. Beim Konzeptfahrzeug wird das Gegengewicht um 400 kg leichter ausgeführt. Die Material- und Herstellungskosten wurden gemäß einer Recherche mit 1,10 €/kg angenommen. Die Masse der Stahlkomponenten steigt leicht an und wird in der Studie pauschal mit 100 kg angenommen. Aus den marktüblichen Preisen von 0,7-0,8 €/kg sowie einer Relativkostenzahl  $k_{V1}^* = 2,1 \dots 2,4$  resultiert ein Wert von etwa 2 €/kg Stahl. Im Konzept werden zusätzliche hydraulische Zylinder benötigt. Diese werden mit 150 € pro Stück angenommen. Mit einer Steigenden Abnahmemenge wird dieser Preis geringer ausfallen. Beim Konzeptfahrzeug werden zusätzlich 3 Zylinder für die Stützen und den Vorschub benötigt. Die Verlagerung der Neigezylinder aufs Dach des Fahrzeugs wird als kostenneutral angenommen.

Das Referenz- und das Konzeptfahrzeug unterscheiden sich in der verwendeten Batterie. Wie in der ökologischen Betrachtung wird über das Lebenszyklus von 2 Bleibatterien ausgegangen. Diese werden mit dem marktüblichen Einzelpreis von 2200 € bewertet. Die Entsorgungsaufwendungen werden hier nicht berücksichtigt. Für die Fahrzeuge mit Lithium-Ionen Batterien musste die äquivalente Kapazität bestimmt werden. Dabei wurde betrachtet,

dass eine Bleibatterie nur bis auf 20 % der Nennkapazität und Lithium-Ionen Batterien bis auf 5 % der Nennkapazität entladen werden. Zusätzlich wurde die notwendige Kapazität des Konzeptfahrzeugs um 11,8 % reduziert, um die Einsparung wegen der geringeren Gesamtmasse zu berücksichtigen.

Die Kosten der Lithium-Ionen Batterien sinken rapide. In der Studie von Nykvist und Nilsson [Nyk15] wird die Kostenentwicklung auf der Markt untersucht, sowie eine Vorhersage für die kommenden Jahre getroffen. Dabei wird zwischen dem gesamten Markt und den Marktführern unterschieden. Die Gesamtbatteriekosten betragen dabei im Jahr 2014 410 \$/kWh. Für die Marktführer lag dieser Wert sogar deutlich drunter (310 \$/kWh). Eine Ausnahme stellt das Unternehmen Tesla Motors, Inc. bei dem nach eigenen Angaben die Kosten nur bei 240 \$/kWh betragen. Im Jahr 2016 geben sowohl Tesla Motors, Inc. als auch GM für Chevrolet Bolt einen Wert von etwa 190 \$/kWh. Für die Bewertung des Konzeptfahrzeugs wird eine Kostenschätzung für die Jahre 2017-2018 für die Gesamtindustrie von etwa 230 \$/kWh verwendet.

Ein Second-Life-Konzept stellt ökonomisch einen geringeren Anreizpunkt dar. Der Preis einer gebrauchten Batterie liegt aus psychologischen Gründen deutlich unter dem Preis einer neuen Batterie gleicher Kapazität. Nach dem Einsatz im Gabelstapler muss die Batterie gewartet und mit einer entsprechenden Elektronik ausgerüstet werden. Die Alterung der Batterie wird von vielen Faktoren, wie der eingesetzten Technologie, dem Herstellungsjahr und dem durchschnittlichen Grad der Entladung abhängig. Fallende Preise der neuen Batterien reduzieren den maximalen Preis für eine gebrauchte Batterie zusätzlich. In der Studie zu Second-Life-Konzepten ([Fis16] wird ein Restwert im Jahr 2025 (Herstellungsjahr: 2017; Laufzeit: 8 Jahre) von etwa 40 €/kWh angesetzt, was einem Gesamtwert beim Konzeptfahrzeug von etwa 800 € entspricht. Gelingen in der Zwischenzeit große Durchbrüche in dem Bereich Lithium-Ionen-Technologie, wird dieser Wert zusätzlich reduziert. Die anschließende Verwendung der Konzeptstaplerbatterie im Rahmen einer Second-Life-Anwendung wird hier nicht weiter betrachtet.

### 9.2.2 Betriebsphase

Für die Nutzungsphase eines Flurförderzeugs spielen neben den Energiekosten zusätzlich Wartungskosten, Abschreibungen und Kosten für Verbrauchsgegenstände eine Rolle. Wie in der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung wird das Lebenszyklus des Staplers über 8 Jahre betrachtet und alle anfallenden Kosten kumuliert, woraus die Abschreibungen nicht mehr berücksichtigt werden müssen. Produktivitätssteigerung infolge der Zwischenlandungsfähigkeit der Lithium-Ionenbatterien wird hier vernachlässigt. Bei einer intensiveren Nutzung schneidet sowohl das Konzeptfahrzeug als auch das Referenzfahrzeug mit einer Lithium-Ionenbatterie deutlich besser ab.

Für die Bewertung der Stromkosten wurde der Industriestrompreis nach Steuern gemäß [Sta16] mit 15,44 ct/kWh (2016) angenommen. Der Preis hielt in den letzten Jahren ein konstantes Niveau. Zur Ermittlung der laufenden Kosten wurde die VDI Norm 2695 [VDI10] verwendet. Dabei belaufen sich die jährlichen Reparaturkosten bei einer normalen Nutzung (Kategorie II) auf 7...13 % des Anschaffungspreises. Ein genauer Vergleich der

Reparaturintensität gestaltet sich als schwierig. Zwar ist bei einer Lithium-Ionen Batterie keine Wartung notwendig, zusätzliche Bauteile des Vorschubmechanismus und der Stütze führen zu einer intensiveren Wartung. Das Referenzfahrzeug mit einer Lithium-Ionen Batterie führt zu niedrigeren Reparaturkosten. Aufgrund der hohen Unsicherheit bei der Berechnung werden die Reparaturkosten bei dem Vergleich nicht berücksichtigt.

Bei einer Blei-Batterie muss ein demineralisiertes Wasser nachgefüllt werden. Jungheinrich AG gibt an, dass bei einer 48 V-Batterie 4 l/Woche benötigt werden [Jun14]. Bei einem Fremdbezug betragen die Kosten etwa 0,70 €/l. Diese Kosten können bei einer Filterung im Unternehmen deutlich gesenkt werden.

Bei einem 2-Schicht-Betrieb müssen zusätzliche Faktoren berücksichtigt werden. Die Anzahl der Betriebsstunden und somit die Energiekosten werden dabei verdoppelt. Verbrauch des entsalzten Wassers verdoppelt sich ebenfalls. Eine Blei-Säure-Batterie besitzt keine Schnellladefähigkeit, wodurch ein Wechsel nach jeder Schicht erforderlich wird. Somit wird eine Wechselbatterie notwendig, wodurch die Anzahl der Batterien über das Lebenszyklus des Staplers auf 4 ansteigt. Eine Blei-Säure-Batterie muss aus dem Fahrzeug entfernt und auf der Ladefläche platziert werden. Die geladene Batterie wird danach an den Stapler angeschlossen. Diese Vorgänge werden mit 20 Minuten und einem Stundensatz von 15 €/h geschätzt. Der Wechselvorgang erfolgt täglich, was zu einer geringeren Produktivität der Staplerfahrer führt. Bei 250 Arbeitstagen pro Jahr entstehen dadurch zusätzliche Personalkosten von mindestens 1250 € oder 10000 € über den Lebenszyklus des Staplers. Hier wird angenommen, dass der Wechsel mit einem Niederhubwagen erfolgen kann, dessen Anschaffung bei der Berechnung nicht berücksichtigt wird. Für die Aufladung der Batterien wird ein dafür eingerichteter Raum gemäß der BG-Informationsbroschüre GBI 5017 [Heu10] eingerichtet. Pro Batterie wird von einem Mindestplatzbedarf von 4,5 m<sup>2</sup> ausgegangen. Sind flammbare oder explosive Stoffe im Lager vorhanden kann dieser Wert auf etwa 21 m<sup>2</sup> ansteigen. Unter Umständen muss eine aktive Lüftung betrieben werden. Wird ein Lagerplatz wie in [Ste08] unter Berücksichtigung der Gemeinkostenzuschläge mit 0,15 € pro Tag und Quadratmeter bewertet, entstehen über das Staplerleben 1970 – 9070 € Ladeplatzkosten. Dabei werden allerdings die Opportunitätskosten der Lagerplatznutzung nicht berücksichtigt. Zum Laden einer Lithium-Ionen-Batterie wird nur ein passender Anschluss gebraucht.

### 9.2.3 Abschätzung der Spielzeit

Die Umschlagleistung eines Flurförderzeugs hängt stark von der Spielzeit ab. Die Spielzeit beschreibt ein Zeitintervall für einen Umschlag eines Gutes und beinhaltet die Hin- und Zurückfahrt sowie den Be- und Entladevorgang. Da die Geschwindigkeit und die Beschleunigung des Konzeptfahrzeugs diesen des Referenzfahrzeugs entsprechen, bleiben die Fahrtzeiten unverändert. Wird eine Last unterhalb der kritischen Masse transportiert, muss das Hubgerüst nicht verstellt werden. Die Stütze fährt raus, sobald eine Belastung oberhalb einer vorgegebenen Grenze festgestellt wird. Daraus resultiert eine Umschlagleistung, wie beim Referenzfahrzeug. Wird eine höhere Tragkraft gefordert, vergrößert sich die Be- und Entladephase um den Vorschub des Hubgerüsts. Die genaue Zeit für die Verschiebung kann nur geschätzt werden. In der Zeit muss eine Kreisbahn mit einer Länge von 500 mm



**Tabelle 9.3:** Bestimmung der Kostenänderung des Konzepts zum Referenzfahrzeug

	Referenzstapler	Referenzstapler Li-Ionen Batterie	Konzeptstapler	
<b>Produktionskosten</b>				
Anzahl Batterien	2	1	1	-
Kapazität	27,6	22,1	19,5	kWh
Nutzbare Kapazität	22,1	22,1	19,5	kWh
Batteriepries	4400	4860	4286	€
Gusseisen	0	0	-440	€
Stahl	0	539	202	€
Zylinder	0	0	450	€
Rollen	0	0	500	€
Produktionskostenänderung	0	+999	+598	
<b>Betriebskosten 1-Schicht-Betrieb</b>				
Stromkosten	12352	10036	8852	€
Wasserkosten	1120	0	0	€
Kostenänderung	0	-1317	-2902	€
<b>Betriebskosten 2-Schicht-Betrieb</b>				
Stromkosten	24704	200072	17704	€
Wasserkosten	2240	0	0	€
Zusätzliche Personalkosten	10000	0	0	€
Lagerkosten	1971	0	0	€
Wechselbatterie	4400	0	0	€
Kostenänderung	0	-18033	-20802	€

zurückgelegt werden. Das kann in maximal 5 s erfolgen, wodurch die Spielzeit sich im ungünstigsten Fall um etwa 10 Sekunden verlängert. Ob dieser Fall in Wirklichkeit oft eintritt hängt vom Einsatzszenario ab. Bei kleinen und Mittelständischen Unternehmen bei den der Stapler als Allzweckgerät verwendet wird und meist überdimensioniert ist, wird der Unterschied nicht hoch sein. Vor allem dadurch, dass die Fahrtzeiten dominant sind resultiert nur eine geringfügige Verlängerung der Spielzeit.

#### 9.2.4 Fazit

Durch einen kontinuierlichen Entwicklung der Lithium-Ionen Technologie konnten in den letzten Jahren erheblichen Fortschritte sowohl bei der Leistungsfähigkeit als auch bei der Wirtschaftlichkeit erreicht werden. Aus der Bewertung der Konzepte wird deutlich, dass die größten Einsparmöglichkeiten sowohl bei der CO<sub>2</sub>-Emission, als auch bei den Betriebskosten aus dem Übergang zu dieser Antriebsart erfolgen. Durch ein effizienteres Laden, eine höhere Lebensdauer und einer Möglichkeit in den Pausen den Stapler zu laden resultieren signifikante Vorteile für den Betreiber. Bei der Kostenberechnung wurden

Annahmen getroffen, die in die Zukunft gerichtet sind, dennoch realistisch sind. Vor allem wenn überwiegender Anteil der Stapler mit Lithium-Ionen Batterien ausgestattet wird, können die Kosten signifikant gesenkt werden. Wird im Gegensatz zur heutigen Vorgehensweise das Fahrzeug an die Batterie angepasst, kann die Masse des Staplers um etwa 8 – 10 % reduziert werden.

Das Konzeptfahrzeug zeigt bei der Wirtschaftlichkeitsstudie Vorteile gegenüber sowohl dem Referenzfahrzeug, als auch dem Referenzfahrzeug mit einer Lithium-Ionen Batterie. Die Kosten für zusätzlichen Aktoren werden durch geringeren Betriebskosten ausgeglichen. Die Kosteneinsparungen bei dem Gegengewicht sind hingegen vernachlässigbar. Die Vorteile einer Lithium-Ionen-Batterie werden erst bei einem 2-Schicht-Betrieb wegen der besseren Handhabung und einem geringeren Platz- und Energieverbrauch deutlich. Die Verbesserung durch eine geringe Gesamtmasse fällt moderat aus. In Bereichen, bei denen die Bodenbelastung zum limitierenden Faktor wird, wie bei einer LKW-Entladung, können dennoch zusätzliche wirtschaftliche Vorteile liegen.

## 10 Zusammenfassung

Ein Gegengewichtsstapler verursacht in der Betriebsphase den Großteil der Emissionen und Energiekosten. Wird die Fahrzeugmasse verringert, kann dadurch der Rollwiderstand gesenkt und somit die anfallenden Kosten und CO<sub>2</sub>-Emissionen reduziert werden. Verringerung des Gegengewichtes führt zu einer schlechteren statischen und dynamischen Standsicherheit. In Rahmen dieser Arbeit wurde gezeigt, dass die Masse eines Gegengewichtsstaplers signifikant gesenkt werden kann.

Bei den Untersuchungen wurde eine Referenzfahrzeugklasse gewählt, die die höchste Verbreitung hat und häufig bei den kleinen und mittelständischen Unternehmen eingesetzt wird. Anhand der CAD-Geometrie des Referenzstaplers wurde ein Mehrkörpersimulationsmodell erstellt, um die dynamischen Effekte bei einem Standsicherheitstest bewerten zu können. Dieses Modell wurde als Grundlage zur Erstellung der Konzeptmodelle verwendet. Zur Abbildung der Reifendynamik wurde auf Basis der Messdaten ein Reifenmodell entwickelt. Dieses Reifenmodell besitzt nur eine geringe Anzahl der Parameter und kann schnell und einfach in bestehende Fahrzeugsimulationen implementiert werden, was zu einer besseren Praxistauglichkeit führt, als ein Modell mit künstlichen neuronalen Netzen. Bei der Validierung des Modells konnten eine hohe Genauigkeit und eine hinreichende Extrapolationsfähigkeit festgestellt werden. Zusätzliche Untersuchungen wurden durchgeführt, um den Einfluss der axialen Reifenverformung abbilden zu können.

Um das Zusammenspiel aller Komponente des Fahrzeugmodells validieren zu können, wurden der Referenzstapler vermessen. Dabei wurde eine Reihe hochdynamischer Fahrten absolviert, wobei das Fahrzeug an der Stabilitätsgrenze betrieben wurde. Diese Fahrten wurden simulativ nachgestellt, wobei eine sehr gute Übereinstimmungen zwischen dem Modell und der Realität gezeigt werden konnten.

Auf Basis des Referenzmodells wurden Konzeptmodelle erstellt, welche hinsichtlich der statischen und dynamischen Standsicherheit getestet wurden. Die dynamische Standsicherheit kann mit dem Eingriff in das Antriebssystem deutlich verbessert werden. Die statische Standsicherheit stellte eine große Herausforderung dar. Eine angestrebte Gewichtseinsparung von 20 % bei gleichzeitiger Senkung des Energieverbrauchs wurde bei 4 Konzepten erreicht. Diese wurden miteinander verglichen, wobei ein Konzept mit einer ausfahrbare Stütze und einem verstellbaren Mast ausgewählt wurde. Eine detaillierte Dimensionierung der einzelnen Elemente und Ableitung eines serienreifen Staplers wurde nicht unternommen.

Die dynamische Standsicherheit des Konzeptfahrzeugs hat sich gegenüber dem Referenzfahrzeug aufgrund des höheren Schwerpunktes verschlechtert. Um den Stapler sicher betreiben zu können, wurde ein aktives Standsicherheitssystem aufgebaut. Dabei wurden die Vorgänge und das Zusammenspiel der Faktoren bei einem dynamischen Standsicherheitstest untersucht. Es konnten 3 Phasen identifiziert werden in denen das Fahrzeug kippen kann. Eine rechtzeitige Bremsung mit einer optimalen Bremskraft kann die geforderte Standsicherheit gewährleisten. Untersuchungen anhand der sehr kritischen Fahrzustände haben ein schnelles Eingreifen und eine hohe Effektivität des Systems gezeigt. Es wurde zusätzlich

eine Funktion implementiert, mit der die notwendige Bremskraft in Abhängigkeit des Fahrzustandes und der Beladung berechnet wird. Eine Übertagung des Sicherheitssystems auf das Konzeptfahrzeug hat gezeigt, wie einfach das System für neue Staplermodelle adoptiert werden kann.

Um die Steuerungstechnik bei einem Be- oder Entladevorgang anschaulich präsentieren zu können, wurde ein Demonstrator entwickelt. Bei einem kleinen Spielzeugstapler wurden die wichtigsten Aktoren aufgebaut und mit einer Fernbedienung gesteuert. An dem Modell konnte die Logik der Steuerung anschaulich getestet werden.

Bei den anschließenden ökologischen und ökonomischen Studien konnte gezeigt werden, dass ein Übergang zur Lithium-Ionen-Technologie große Potentiale hinsichtlich der Senkung der CO<sub>2</sub>-Emission und der Betriebskosten besitzt. Das Konzeptfahrzeug besitzt aufgrund der geringeren Gesamtmasse einen niedrigeren Verbrauch und insgesamt geringere Betriebskosten.

## 11 Ausblick

Das Simulationsmodell kann für weitere Untersuchungen angepasst und verfeinert werden, wofür mehrere Möglichkeiten zur Verfügung stehen. Das Reifenmodell wurde aus den Messkurven abgeleitet und bietet eine einfache Möglichkeit die Querkraft während der Fahrt zu berechnen. Das Modell kann durch die Gürteldynamik erweitert und somit für die hochfrequenten Untersuchungen, wie Schwellenüberfahrt geeignet gemacht werden. Eine frequenzabhängige Verformung kann für genauere Vorhersage des Kippverhaltens eine Rolle spielen. Zusätzlich kann eine Abbildung des Sturzes im Modell implementiert werden. Eine Einbindung des Reifenmodells mithilfe von MATLAB/Simulink würde die Komplexität des MKS-Modell stark erhöhen, jedoch wäre es möglich die Zeitkonstante in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit vorzugeben. Es soll getestet werden, ob das Modell auf andere Reifentypen, wie Portalstaplerreifen, Stapler mit einer Doppelbereifung an den Vorderrädern und Polyurethanrollen anwendbar ist. Überlagerung der Antriebskraft und der Querkraft soll zusätzlich experimentell untersucht werden. Durch die Einfachheit und eine geringe Anzahl der Parameter kann die Norm VDI 4483 zur Beschreibung des Querkraftverhaltens im Reifendatenblatt erweitert werden. Vermessung der Reifen unterschiedlicher Hersteller und einer größeren Palette der Reifentypen wäre dabei sinnvoll.

Das Staplermodell kann parametrisch in Adams/Car aufgebaut werden. Das würde eine schnellere und einfachere Anpassung des Modells an neue Staplermodelle ermöglichen. Dabei wäre es möglich das MKS-Modell bei der Konzipierung der neuen Staplermodellreihen vor allem bei einem Übergang zur Lithium-Ionen Technologie effizient einzusetzen. Das Sicherheitssystem kann zusätzlich bei unterschiedlichen Fahrbahnneigungen getestet werden, wobei ein kurzzeitiges Abheben des Vorderrades zugelassen werden soll.

Das Konzeptfahrzeug kann im Folgenden noch detaillierter ausgelegt und erprobt werden, um eine Praxistauglichkeit der Vorschubvorrichtung zu zeigen. Eine experimentelle Untersuchung der Spielzeit und des realisierten Verbrauchs sind ebenfalls sinnvoll.

**Literatur**

- [AG13] AG, FRONIUS SCHWEIZ: *ACTIVE INVERTER TECHNOLOGY MIT Ri-LADEPROZESS / Selectiva Batterieladesysteme für die Intralogistik*. 2013. URL: [http://www.fronius.com/cps/rde/xbcr/SID-0FDAA1CD-1F09C2EE/fronius\\_international/BLS\\_Flyer\\_Ri\\_chargingprocess\\_DE\\_v01\\_Feb\\_2013\\_ab10\\_low\\_289716\\_snapshot.pdf](http://www.fronius.com/cps/rde/xbcr/SID-0FDAA1CD-1F09C2EE/fronius_international/BLS_Flyer_Ri_chargingprocess_DE_v01_Feb_2013_ab10_low_289716_snapshot.pdf) (siehe S. 89).
- [Ari07] ARISUMI, H., J.-R. CHARDONNET, A. KHEDDAR und K. YOKOI: „Dynamic Lifting Motion of Humanoid Robots“. *Robotics and Automation, 2007 IEEE International Conference on*. Apr. 2007: S. 2661–2667 (siehe S. 24, 25).
- [Ari08] ARISUMI, H., S. MIOSSEC, J.-R. CHARDONNET und K. YOKOI: „Dynamic lifting by whole body motion of humanoid robots“. *Intelligent Robots and Systems, 2008. IROS 2008. IEEE/RSJ International Conference on*. Sep. 2008: S. 668–675 (siehe S. 24).
- [Bar16] BARTHEL, JAN-FELIX: „Erstellung eines Einsatzkonzeptes von modularen Gegengewichten bei Gegengewichtsstaplern“. Studienarbeit. 2016 (siehe S. 27).
- [Bau10] BAUER, C: „Ökobilanz von Lithium-Ionen Batterien. Analyse der Herstellung von Energiespeichern für den Einsatz in Batteriefahrzeugen. Eine Studie im Auftrag der Volkswagen AG. Paul Scherrer Institut“. *Technology Assessment. Villigen* (2010), Bd. (siehe S. 85).
- [Bav04] BAVENDIEK, R. und R. BRUNS: „3-Rad-Gabelstapler mit einem Gegengewicht“. EP 1 424 306 B1. 2004 (siehe S. 25).
- [Bie09] BIERMANN, T.: *Entwicklung eines aktiven Fahrwerks für Gegengewichtstapler*. Berichte aus dem Institut für Konstruktions- und Fertigungstechnik. Shaker, 2009 (siehe S. 4, 23).
- [Bra98] BRAUN, D.: *Curve-leanig vehicle*. US Patent 5,765,846. Juni 1998 (siehe S. 23).
- [Bro99] BROUWER, G.J. und D. DVORAK: *Vehicle with retractible rear wheel assembly*. US Patent 5,879,124. März 1999 (siehe S. 30).
- [Bru09] BRUNS, R., N. BUSCH und O. HÖPPNER: „Anschlussbericht: Entwicklung eines dynamischen Standsicherheitstest für Gegengewichtsstapler unter 10 t Tragkraft“. *Abschlussbericht* (2009), Bd. (siehe S. 49).
- [Bus15] BUSCH, NILS: *Querdynamisches Verhalten von Industriereifen und dessen Einfluss auf die Fahrdynamik von Gabelstaplern*. 1. Aufl. Bd. 40. Berichte aus dem Institut für Konstruktions- und Fertigungstechnik. Herzogenrath: Shaker, 2015 (siehe S. 4, 40).
- [Car07] CARLITZ, ANDREAS: *Konzeption eines Sicherheitssystems für Gabelstapler*. Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen, 2007 (siehe S. 4, 71).
- [Cla13] CLAUS, ALEXANDER: „Brennstoffzellen und Li-Ionen-Batterien“. *Neue Antriebstechnologie bei STILL*. Still GmbH. Apr. 2013 (siehe S. 16).
- [DIN12] DIN 43531: *Bleiakkumulatoren - Antriebsbatterien 48 V mit Zellen Maßreihe L nach DIN EN 60254-2 für Flurförderzeuge - Maße, Gewichte, Ausführung*. DIN Deutsches Institut für Normung e. V. Juni 2012 (siehe S. 13, 15).

- [DIN11a] DIN EN 1175-1: *Sicherheit von Flurförderzeugen - Elektrische Anforderungen - Teil 1: Allgemeine Anforderungen für Flurförderzeuge mit batterieelektrischem Antrieb*. DIN Deutsches Institut für Normung e. V. Juni 2011 (siehe S. 5).
- [DIN11b] DIN EN 1175-2: *Sicherheit von Flurförderzeugen - Elektrische Anforderungen - Teil 2: Allgemeine Anforderungen für Flurförderzeuge mit Verbrennungsmotoren*. DIN Deutsches Institut für Normung e. V. Juni 2011 (siehe S. 5).
- [DIN14a] DIN EN 16203: *Sicherheit von Flurförderzeugen - Prüfung der dynamischen Standsicherheit - Gegengewichtstapler*. DIN Deutsches Institut für Normung e. V. Nov. 2014 (siehe S. 5, 48, 57).
- [DIN09] DIN EN ISO 14040: *Umweltmanagement - Ökobilanz - Grundsätze und Rahmenbedingungen*. DIN Deutsches Institut für Normung e. V. 2009 (siehe S. 85).
- [DIN07] DIN EN ISO 3411: *Erdbaumaschinen - Körpermaße von Maschinenführern und Mindestfreiraum*. DIN Deutsches Institut für Normung e. V. Nov. 2007 (siehe S. 51).
- [DIN15] DIN EN ISO 3691-1: *Sicherheit von Flurförderzeugen - Sicherheitsanforderungen und Verifizierung - Teil 1: Motorkraftbetriebene Flurförderzeuge mit Ausnahme von fahrerlosen Flurförderzeugen, Staplern mit veränderlicher Reichweite und Lastentransportfahrzeugen*. DIN Deutsches Institut für Normung e. V. Dez. 2015 (siehe S. 5).
- [DIN14b] DIN EN ISO 3691-2: *Flurförderzeuge - Sicherheitsanforderungen und Verifizierung - Teil 2: Motorkraftbetriebene Flurförderzeuge mit veränderlicher Reichweite*. DIN Deutsches Institut für Normung e. V. Aug. 2014 (siehe S. 5).
- [DIN06] DIN EN ISO 3691-4: *Flurförderzeuge - Sicherheitstechnische Anforderungen und Verifizierung - Teil 4: Fahrerlose Flurförderzeuge und ihre Systeme*. DIN Deutsches Institut für Normung e. V. Mai 2006 (siehe S. 5).
- [DIN08] DIN ISO 22915-2: *Flurförderzeuge - Prüfung der Standsicherheit - Teil 2: Gegengewichtstapler mit Hubgerüst*. DIN Deutsches Institut für Normung e. V. Feb. 2008 (siehe S. 5, 69).
- [DIN13] DIN ISO 8855: *Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe*. DIN Deutsches Institut für Normung e. V. Nov. 2013 (siehe S. 41, 51, 52, 65).
- [Eur15] EUROPEAN ENVIRONMENT AGENCY: *Overview of electricity production and use in Europe*, letzter Zugriff am 27.10.2016. Okt. 2015. URL: <http://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/overview-of-the-electricity-production-1/assessment> (siehe S. 86).
- [Fis16] FISCHHABER, SEBASTIAN: „Studie: Second-Life-Konzepte für Lithium-Ionen-Batterien aus Elektrofahrzeugen Analyse von Nachnutzungsanwendungen, ökonomischen und ökologischen Potenzialen“. *Schaufenster Elektromobilität, February* (2016), Bd. (siehe S. 85, 91).
- [Fri12] FRISCHKNECHT, ROLF: „Umweltaspekte von Elektroautos“. *ESU-services, Uster* (2012), Bd. (siehe S. 85).

- [Gim91] GIM, G. und P. E. NIKRAVESH: *Comprehensive three dimensional models for vehicle dynamic simulations*. 1991 (siehe S. 39).
- [Guo08] GUO, YU-GUO, JIN-SONG HU und LI-JUN WAN: „Nanostructured Materials for Electrochemical Energy Conversion and Storage Devices“. *Advanced Materials* (2008), Bd. 20(15): S. 2878–2887 (siehe S. 16).
- [Har05] HARADA, K., S. KAJITA, H. SAITO, M. MORISAWA, F. KANEHIRO, K. FUJIWARA, K. KANEKO und H. HIRUKAWA: „A Humanoid Robot Carrying a Heavy Object“. *Robotics and Automation, 2005. ICRA 2005. Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on*. 2005: S. 1712–1717 (siehe S. 24).
- [Heb15] HEBEZEUGE FÖRDERMITTEL: „Zeitenwende für Elektrostapler“. *Hebezeuge Fördermittel* (2015), Bd. 3(55): S. 122–126 (siehe S. 16).
- [Hei07] HEINEMANN, DETLEF: „Strukturen von Batterie- und Energiemanagementsystemen mit Bleibatterien und Ultracaps“. Diss. Berlin, Berlin. Techn. Univ., 2007: S. 2014 (siehe S. 86).
- [Hel11] HELD, M: „LCA E-Mobility: Current results of the Fraunhofer System Research for Electromobility (FSEM) and need for further research“. *43th LCA Discussion Forum: Life Cycle Assessment Of Electromobility*. 2011 (siehe S. 85).
- [Hel15] HELMS, HINRICH, JULIUS JÖHRENS, CLAUDIA KÄMPER, JÜRGEN GIEGRICH, AXEL LIEBICH, REGINE VOGT und UDO LAMBRECHT: *Weiterentwicklung und vertiefte Analyse der Umweltbilanz von Elektrofahrzeugen*. letzter Zugriff am 27.10.2016; Seite 86. ifeu - Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg GmbH. Aug. 2015. URL: [http://www.bmub.bund.de/fileadmin/Daten\\_BMU/Pool/Forschungsdatenbank/fkz\\_3711\\_96\\_113\\_elektrofahrzeuge\\_umweltbilanz\\_bf.pdf](http://www.bmub.bund.de/fileadmin/Daten_BMU/Pool/Forschungsdatenbank/fkz_3711_96_113_elektrofahrzeuge_umweltbilanz_bf.pdf) (siehe S. 85, 86).
- [Heu10] HEUCHEL, RÜDIGER H. F. und ARND SCHULZ: „BG-Information: Ladeeinrichtungen für Fahrzeugbatterien; BGI 5017“. *Vereinigung der Metall-Berufsgenossenschaften* (Aug. 2010), Bd. (siehe S. 92).
- [Ich16] ICHA, PETRA und GUNTER KUHS: „Entwicklung der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen des deutschen Strommix in den Jahren 1990 bis 2015“. *Climate Change*. Verlag Umweltbundesamt, 2016 (siehe S. 86).
- [ife08] IFEU, GREENDELTA TC: *Umweltbundesamt: Prozessorientierte Basisdaten für Umweltmanagement-Instrumente, „LKW oder Lastzug, Kapazität: 8 t, Diesel, Euro-5; Durchschnittswert“*. letzter Zugriff am 27.10.2016. 2008. URL: <http://www.probas.umweltbundesamt.de/php/prozessdetails.php?id=%7B00BBAFB4-E78E-B661-A0A8-300018C2BEEA%7D> (siehe S. 86).
- [Ise88] ISERMANN, ROLF: *Identifikation dynamischer Systeme*. Springer-Lehrbuch. Berlin und Heidelberg [u.a.]: Springer, 1988 (siehe S. 44).
- [ISO91] ISO-1074: *Counterbalanced fork-lift trucks; stability tests*. International Organization for Standardization. März 1991 (siehe S. 5).
- [Jun14] JUNGHEINRICH VERTRIEB DEUTSCHLAND AG & Co. KG: *Energie sparen. Kosten sparen*. Mai 2014. URL: [http://www.jungheinrich.de/fileadmin/Redaktion/Standorte/Hamburg/Energie\\_sparen.\\_Kosten\\_sparen.\\_Das\\_Jungheinrich\\_Energiesparbuch.pdf](http://www.jungheinrich.de/fileadmin/Redaktion/Standorte/Hamburg/Energie_sparen._Kosten_sparen._Das_Jungheinrich_Energiesparbuch.pdf) (siehe S. 92).

- [Kie15] KIEWITT, ANJA: „Flurförderzeuge: Elektrostapler zunehmend gefragt“. *Logistik Heute* (2015), Bd. (siehe S. 16).
- [Kim13] KIM, DANIEL KEE YOUNG: „Electronic Control System For Gyroscopic Stabilized Vehicle“. US8532915. 2013 (siehe S. 24).
- [Kor13] KORTHAUER, R.: *Handbuch Lithium-Ionen-Batterien*. Springer Berlin Heidelberg, 2013 (siehe S. 16).
- [Kri14] KRIVENKOV, K.: *Voll-isotroper parallelkinematischer Aktor mit elektrorheologischem Antrieb für die aktive mehrachsige Schwingungsisolierung*. Berichte aus dem Institut für Konstruktions- und Fertigungstechnik. Shaker, 2014 (siehe S. 24).
- [Kur16] KURZWEIL, P. und O.K. DIETLMEIER: *Elektrochemische Speicher: Superkondensatoren, Batterien, Elektrolyse-Wasserstoff, Rechtliche Grundlagen*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016 (siehe S. 89).
- [Lie15] LIEBHERR-INTERNATIONAL AG: *Mobilkran LTM 1750-9.1*. Okt. 2015. URL: <http://www.liebherr.com/external/products/products-assets/239554/liebherr-technical-data-sheet-mobile-crane-198-ltm-1750-9-1-td-198-03-defisr.pdf> (siehe S. 14).
- [Mar13] MARTIN, H.: *Transport- und Lagerlogistik: Planung, Struktur, Steuerung und Kosten von Systemen der Intralogistik*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013 (siehe S. 9).
- [McC98] MCCONVILLE J.; McGrath, F: „Introduction to ADAMS Theory“. *Mechanical Dynamics Inc.* (1998), Bd. (siehe S. 38).
- [Nad09] NADALIN, ANTHONY: „GOING STEADY“. *iVT International* (2009), Bd. (siehe S. 4, 23).
- [Not10a] NOTTER, DA, M GAUCH, R WIDMER, P WÄGER, A STAMP, R ZAH und HJ ALTHAUS: „Supporting information to the manuscript entitled: Contribution of Li-Ion Batteries to the Environmental Impact of Electric Vehicles“. *Dübendorf: Empa* (2010), Bd. (siehe S. 85).
- [Not10b] NOTTER, DOMINIC A, MARCEL GAUCH, ROLF WIDMER, PATRICK WAGER, ANNA STAMP, RAINER ZAH und HANS-JOÖRG ALTHAUS: „Contribution of Li-ion batteries to the environmental impact of electric vehicles“. *Environmental science & technology* (2010), Bd. 44(17): S. 6550–6556 (siehe S. 85).
- [Nyk15] NYKVIST, BJÖRN und MÅNS NILSSON: „Rapidly falling costs of battery packs for electric vehicles“. *Nature Climate Change* (2015), Bd. 5(4): S. 329–332 (siehe S. 91).
- [Öko10a] ÖKO-INSTITUT E. V.: *Umweltbundesamt: Prozessorientierte Basisdaten für Umweltmanagement-Instrumente, „Chem-AnorgSchwefelsäure-2010“*. letzter Zugriff am 27.10.2016. 2010. URL: <http://www.probas.umweltbundesamt.de/php/prozessdetails.php?id=%7B2203DDFF-07A7-47DF-B514-44734FBC230B%7D> (siehe S. 86).



- [Öko00] ÖKO-INSTITUT E. V.: *Umweltbundesamt: Prozessorientierte Basisdaten für Umweltmanagement-Instrumente*, „Chem-OrgGummi-EPDM-DE-2000“. letzter Zugriff am 27.10.2016. 2000. URL: <http://www.probas.umweltbundesamt.de/php/prozessdetails.php?id=%7B0E0B274D-9043-11D3-B2C8-0080C8941B49%7D> (siehe S. 86).
- [Öko10b] ÖKO-INSTITUT E. V.: *Umweltbundesamt: Prozessorientierte Basisdaten für Umweltmanagement-Instrumente*, „Chem-OrgLDPE-DE-2010“. letzter Zugriff am 27.10.2016. 2010. URL: <http://www.probas.umweltbundesamt.de/php/prozessdetails.php?id=%7BF517BCF4-9763-4573-80BE-A41EABE27BCC%7D> (siehe S. 86).
- [Öko10c] ÖKO-INSTITUT E. V.: *Umweltbundesamt: Prozessorientierte Basisdaten für Umweltmanagement-Instrumente*, „MetallBlei-DE-mix-2010“. letzter Zugriff am 27.10.2016. 2010. URL: <http://www.probas.umweltbundesamt.de/php/prozessdetails.php?id=%7BC45FCF54-5215-4CE6-AABF-86A71E30E3C6%7D> (siehe S. 86).
- [Öko05] ÖKO-INSTITUT E. V.: *Umweltbundesamt: Prozessorientierte Basisdaten für Umweltmanagement-Instrumente*, „MetallFe-Guss-DE-2005“. letzter Zugriff am 27.10.2016. 2005. URL: <http://www.probas.umweltbundesamt.de/php/prozessdetails.php?id=%7BF0061B20-3B5F-40C4-8027-192C271666A5%7D> (siehe S. 86).
- [Öko10d] ÖKO-INSTITUT E. V.: *Umweltbundesamt: Prozessorientierte Basisdaten für Umweltmanagement-Instrumente*, „MetallKupfer-DE-mix-2010“. letzter Zugriff am 27.10.2016. 2010. URL: <http://www.probas.umweltbundesamt.de/php/prozessdetails.php?id=%7B1B48DD50-AFC5-401F-9C58-EB4807B54EAB%7D> (siehe S. 86).
- [Öko10e] ÖKO-INSTITUT E. V.: *Umweltbundesamt: Prozessorientierte Basisdaten für Umweltmanagement-Instrumente*, „MetallStahl-mix-DE-2010“. letzter Zugriff am 27.10.2016. 2010. URL: <http://www.probas.umweltbundesamt.de/php/prozessdetails.php?id=%7BF428D8DE-27A7-4FD6-850C-4C0DC39740DE%7D> (siehe S. 86).
- [Pac72] PACEJKA, H. B.: „Analysis of the dynamic response of a rolling string-type tire model to lateral wheel-plane vibrations“. *Vehicle System Dynamics* (1972), Bd. 1: S. 37–66 (siehe S. 44).
- [Pac92] PACEJKA, HANS B. und EGBERT BAKKER: „THE MAGIC FORMULA TYRE MODEL“. *Vehicle System Dynamics* (1992), Bd. 21(sup001): S. 1–18 (siehe S. 39).
- [Pad97] PADHI, A \_\_ K, KS NANJUNDASWAMY und JBD GOODENOUGH: „Phospho-olivines as positive-electrode materials for rechargeable lithium batteries“. *Journal of the electrochemical society* (1997), Bd. 144(4): S. 1188–1194 (siehe S. 16).
- [Rap88] RAPPEN, J.: *Eigenschaften kleiner Industriereifen insbesondere im Hinblick auf Kipp- und Fahrstabilität von Gabelstaplern*. Forschungsbericht: Schriftenreihe der. Wirtschaftsverl. NW, Verlag für Neue Wiss., 1988 (siehe S. 63).

- [Rie40] RIEKERT, P. und T. E. SCHUNCK: „Zur Fahrmechanik des gummibereiteten Kraftfahrzeugs“. *Ingenieur-Archiv* (1940), Bd. 11(3): S. 210–224 (siehe S. 65).
- [Ril10] RILL, G. und T. SCHAEFFER: *Grundlagen und Methodik Der Mehrkörpersimulation: Mit Anwendungsbeispielen*. Vieweg Studium. Vieweg + Teubner, 2010 (siehe S. 38).
- [Röd02] RÖDIG, W.: *Dr. Rödigs Enzyklopädie der Flurförderzeuge*. Hrsg. von RÖDIG, W.: Ludwigsburg und München: AGT-Verl. Thum und Europa-Fachpresse-Verl, 2002 (siehe S. 39).
- [Rut15] RUTH, DR. KAI: „Innovative Batterietechnologien für anspruchsvolle Logistikaufgaben“. *18. VDI-Flurförderzeugtagung*. GNB Industrial Power. 2015 (siehe S. 14).
- [Sam08] SAMARAS, CONSTANTINE und KYLE MEISTERLING: „Life cycle assessment of greenhouse gas emissions from plug-in hybrid vehicles: implications for policy“. *Environmental science & technology* (2008), Bd. 42(9): S. 3170–3176 (siehe S. 85).
- [Sch13] SCHEFFLER, M., K. FEYRER und K. MATTHIAS: *Fördermaschinen: Hebezeuge, Aufzüge, Flurförderzeuge*. Fördertechnik und Baumaschinen. Vieweg+Teubner Verlag, 2013 (siehe S. 4, 18).
- [Sch12] SCHILLING, T., M. AMBERGER, M. BRAUN, R. BRUNS, W. GÜNTNER und K. FURMANS: *Analyse und Quantifizierung der Umweltauswirkungen von Fördermitteln in der Intralogistik: Forschungsbericht*. 2012 (siehe S. 85).
- [Sch16] SCHILLING, TIMO und RAINER BRUNS: „Modulares Prognosemodell für den einsatzspezifischen Energieverbrauch von Gabelstaplern“. *Logistics Journal* (2016), Bd. 2192(9084): S. 1 (siehe S. 87).
- [Sch06a] SCHLOTTER, VOLKMAR: *Einfluss dynamischer Radlastschwankungen und Schräglaufwinkeländerungen auf die horizontale Kraftübertragung von Ackerschlepperreifen*. Bd. 437. Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der MEG. Aachen: Shaker, 2006 (siehe S. 44).
- [Sch06b] SCHMALZL, JÜRGEN: *Simulation des dynamischen Verhaltens von Flurförderzeugen in der Lagertechnik*. Fördertechnik, Materialfluss, Logistik. München: Utz, Wiss., 2006 (siehe S. 4).
- [Sch10] SCHMIDT, C., R. BECKER, M. GUSTMANNAND und B. BUCHTALA: „Ein Beitrag zur Kippvermeidung von Gabelstaplern mittels Brems- und Lenkeingriff“. *8. Hamburger Staplertagung*. 2010 (siehe S. 4, 22, 71).
- [Sch15] SCHÖNECK, T., K. NENDEL, M. MAIER, K. FURMANS, H. ENGELEN und F. HENNING: „Führungsbauteile aus faserverstärkten Kunststoffen in intralogistischen Anwendungen“. *Tagungsband, 11. Fachkolloquium Logistik*. Bd. 11. WGT. 2015 (siehe S. 17).
- [Sta16] STATISTA GMBH: *Industriestrompreise\* (inklusive Stromsteuer) in Deutschland in den Jahren 1998 bis 2016 (in Euro-Cent pro Kilowattstunde)*. Feb. 2016. URL: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/252029/umfrage/industriestrompreise-inkl-stromsteuer-in-deutschland/> (siehe S. 91).

- [Ste08] STEIN, BÄRBEL: „Modell zur Losgrößenoptimierung am Beispiel der Blechteilindustrie für Automobilzulieferer“. (2008), Bd. (siehe S. 92).
- [Tse99] TSENG, HONGTEI ERIC, BEHROUZ ASHRAFI, DINU MADAU, TODD ALLEN BROWN und DARREL RECKER: „The development of vehicle stability control at ford: Focused section on mechatronics in automotive systems“. *IEEE/ASME transactions on mechatronics* (1999), Bd. 4(3): S. 223–234 (siehe S. 4).
- [VDI12] VDI-2198: *Typenblätter für Flurförderzeuge*. VDI-RICHTLINIEN. Dez. 2012 (siehe S. 9, 87, 88).
- [VDI97] VDI-2225-1: *Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren*. VDI-RICHTLINIEN. Nov. 1997 (siehe S. 90).
- [VDI98] VDI-2225-2: *Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren; Tabellenwerk*. VDI-RICHTLINIEN. Juli 1998 (siehe S. 90).
- [VDI10] VDI-2695: *Ermittlung der Betriebskosten für Diesel- und Elektro-Gabelstapler*. VDI-RICHTLINIEN. März 2010 (siehe S. 3, 86, 88, 91).
- [VDI08] VDI-3578: *Anbaugeräte für Gabelstapler (Lastaufnahmemittel)*. VDI-RICHTLINIEN. Sep. 2008 (siehe S. 5).
- [Wei13] WEIST, UDO, JOACHIM MISSEL, STEFAN CYTRYNSKI, DIRK MEHREN, TILO SCHWARZ und SIMON KERN: „Fahrkomfort der extraklasse“. *ATZextra* (2013), Bd. 18(5): S. 124–128 (siehe S. 23).
- [Wil14] WILKA, MARCEL: „Untersuchungen von Polarisierungseffekten an Lithium-Ionen-Batterien und deren Einfluss auf Sicherheit, Alterung sowie weiterer anwendungsrelevanter Eigenschaften“. Diss. Universität Ulm, 2014 (siehe S. 16).
- [Yu08] YU, FAN, DAO-FEI LI und DA CROLLA: „Integrated Vehicle Dynamics Control—state-of-the art review“. *2008 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. IEEE. 2008: S. 1–6 (siehe S. 4).

