

Untersuchungen der Gewichtsreduktionspotenziale eines Gegengewichtsgabelstaplers mithilfe aktiver Systeme

Study of weight reduction potentials by active stability systems in light trucks

Sergey Stepanyuk
Rainer Bruns

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

Die Masse eines Gegengewichtstaplers beeinflusst den Energieverbrauch beim Fahren maßgeblich. Eine geringere Masse des Staplers reduziert zwar den Verbrauch, führt allerdings zu einer schlechteren dynamischen Standsicherheit. Um das Verhalten des Fahrzeugs bei dynamischen Fahrmanövern untersuchen und bewerten zu können, werden numerische Simulationen verwendet. In diesem Beitrag wird beschrieben, wie eine Mehrkörpersimulation anhand der Vermessung eines Fahrzeugs validiert und anschließend zur Erstellung der Konzeptmodelle verwendet wird. Eine Vergleichsstudie der Konzepte mit reduzierter Gesamtmasse schließt den Beitrag ab.

[Schlüsselwörter: Aktive Systeme, Stabilisierung, Gegengewichtstapler, Verbrauchsreduktion, Mehrkörpersimulationen]

The mass of a counterbalanced forklift truck affects the energy consumption significantly due to the rolling resistance. A lower mass of the truck reduces energy consumption but leads to a poorer dynamic stability. In order to investigate and evaluate the behavior of the vehicle during dynamic driving maneuvers, numerical simulations are used. Measurements of a forklift were used to estimate the vehicle dynamics and validate a multibody simulation. This model is used as a basis for forklift concepts with reduced overall mass. These concepts are presented and evaluated in this article.

[Keywords: active systems, stability control, counterbalanced forklift, consumption reduction, multi body simulation]

1 MÖGLICHKEITEN ZUR VERBRAUCHSREDUKTION VON GEGENGEWICHTSGABELSTAPLERN

Die Masse eines Gegengewichtstaplers beeinflusst den Energieverbrauch beim Fahren maßgeblich, da alle wesentlichen zu überwindenden Widerstände in erster Näherung proportional zu ihr sind. In der Fahrzeugtechnik wird daher seit langem eine Reduzierung der Fahrzeugmasse durch Leichtbau angestrebt. Für Gegengewichtstapler gilt bisher jedoch, dass sie ein hohes Eigengewicht benötigen, um eine ausreichende Standsicherheit gewährleisten zu können. Im Rahmen der Machbarkeitsstudie für ein aktives Standsicherheitssystem (ASSS) für Leichtstapler wird untersucht, ob die Gesamtmasse durch den Einsatz eines aktiven Standsicherheitssystems reduziert werden kann. Ziel dieses Forschungsprojektes ist die Senkung des Energieverbrauchs, wodurch sowohl der CO₂-Ausstoß, als auch die Kraftstoffkosten im Betrieb erheblich vermindert werden.

Trotz einer Gewichtsreduktion muss neben der statischen, die dynamische Standsicherheit sichergestellt werden, da diese sich durch die Verlagerung des Gesamtschwerpunktes verschlechtern kann. Die Verschlechterung der Standsicherheit soll durch aktive Systeme kompensiert werden.

Für alle Untersuchungen wurde der RX 20-20 P der Firma Still GmbH (Abbildung 2) als Referenzfahrzeug ausgewählt. Dieser Stapler hat eine Tragfähigkeit von 2,0 t und in der gewählten Ausführung eine Hubhöhe von etwa 4,5 m. Die Gesamtmasse dieser Ausführung beträgt 3639 kg, was eine Einsparung von etwa 730 kg oder 20 % notwendig macht. Die Massenverteilung im Referenzfahrzeug wurde untersucht, wobei das Gegengewicht, die Batterie und das Hubgerüst zusammen mit mehr als 70 % zur Gesamtmasse beitragen. Gleichzeitig liefern die Batterie und das Gegengewicht die größten Beiträge zum Gegenmomentes, was aus der Abbildung 1 deutlich wird.

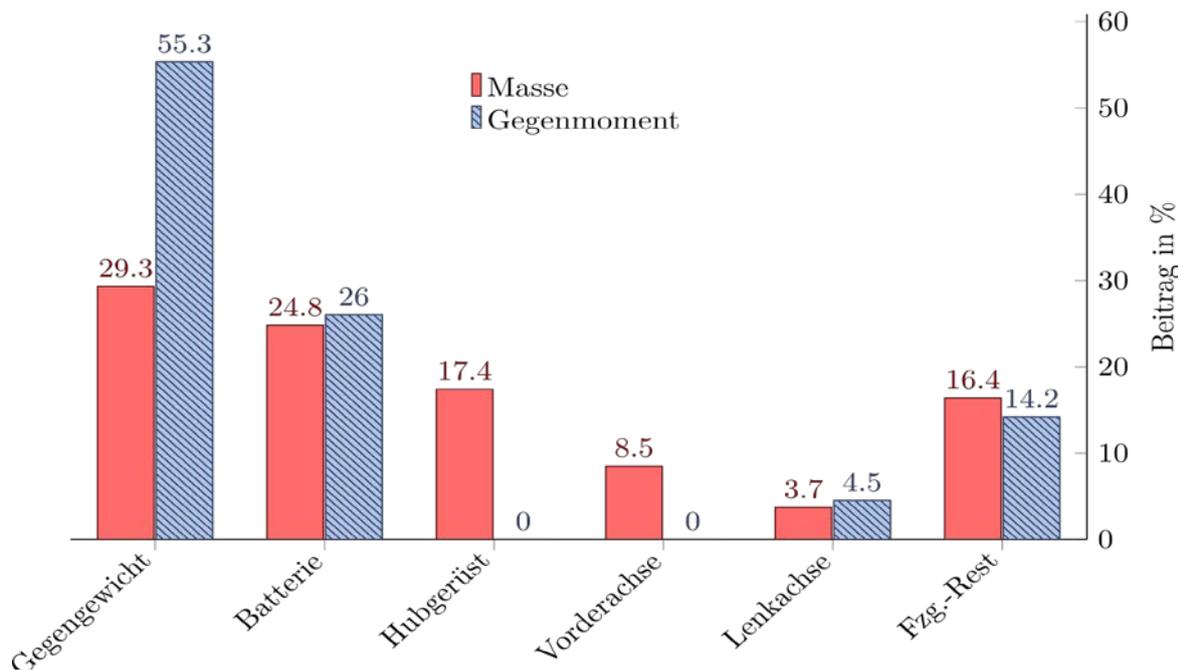


Abbildung 1: Beitrag der einzelnen Komponenten zur Masse und zum Gegengewicht

Anhand der CAD Daten des Staplers wurde ein MKS-Modell erstellt, welches für die Untersuchung der Einflussfaktoren bei der dynamischen Standsicherheit verwendet wurde. Dieses Referenzmodell dient ebenfalls als Grundlage bei der Konzeptentwicklung.

In der Praxis wird zwischen statischer und dynamischer Standsicherheit unterschieden. Die erste wird durch die Massenverteilung im Fahrzeug und die Lage der Kippachse beeinflusst und anhand eines Sicherheitsbeiwertes beurteilt. Dieser Beiwert kann durch ein Verhältnis der Momente beschrieben werden:

$$k = \frac{M_G}{M_L},$$



Abbildung 2: RX 20-20 P (Quelle: Still GmbH)

wobei M_L das Lastmoment und M_G das Gegenmoment ist. In [Mar11] wird $k=1,5$ angegeben. Ein vergleichbarer Wert wurde auch beim Referenzfahrzeug gemessen.

Die dynamische Standsicherheit wird ebenfalls aus der Geometrie des Staplers abgeleitet und wird durch eine kritische Querschleunigung beschrieben, welche notwendig ist um das kurveninnere Vorderrad zum Abheben zu bringen. Alle Konzepte werden mit dem Referenzstapler hinsichtlich der kritischen Querschleunigung verglichen. In der Praxis führen aktive Standsicherheitsysteme dazu, dass diese maximale Beschleunigung nicht erreicht wird.

In den vorangegangenen Untersuchungen wurde eine Literatur- und Patentrecherche durchgeführt und die daraus gewonnenen Erkenntnisse zur Konzeptfindung verwendet. Aus den erstellten Konzepten wurden nur die ausgewählt, die die Forderung nach 20 % Gewichtsreduktion erfüllt haben.

Eine ausführliche Beschreibung des Referenzfahrzeugs, der Modellbildung und der Annahmen bei der Untersuchung der dynamischen Standsicherheit sind in [SKB16] beschrieben. In diesem Beitrag werden der Validierungsvorgang des MKS-Modells und die anschließende Erstellung der Konzepte beschrieben. Ein Vergleich der dynamischen Standsicherheit der unterschiedlichen Konzepte und ein Ausblick schließen den Beitrag ab.

2 VERMESSUNG DES REFERENZFAHRZEUGS

Mehrkörpersimulationen sind ein wichtiges Element der rechnergestützten Entwicklung (CAE: computer-aided

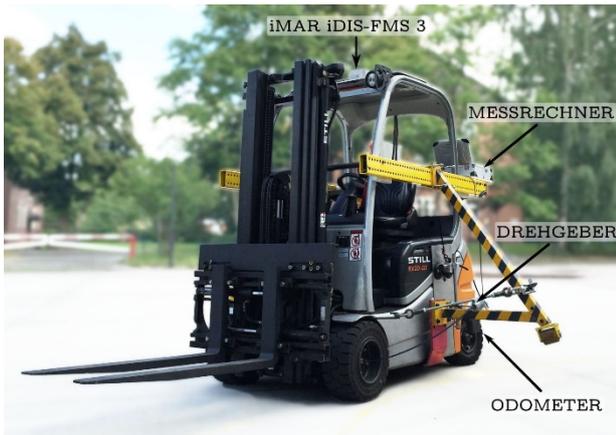


Abbildung 3: Anordnung der Messsensorik am Versuchstapler

engineering) und verringern den Versuchsaufwand erheblich. Dabei werden mehrere Objekte, Körper mit bestimmten physikalischen Eigenschaften, erstellt und miteinander gekoppelt. 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 Durchführung der L-Tests kann das Fahrzeug kippen. Eine Stützvorrichtung wurde am Unterboden und an der Kabine des Fahrzeugs befestigt. Diese Vorrichtung muss die Kippbewegung unterbinden und darf 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 Versuchen konnte der Stapler nicht zum Kippen gebracht werden. Lediglich ein kurzzei-

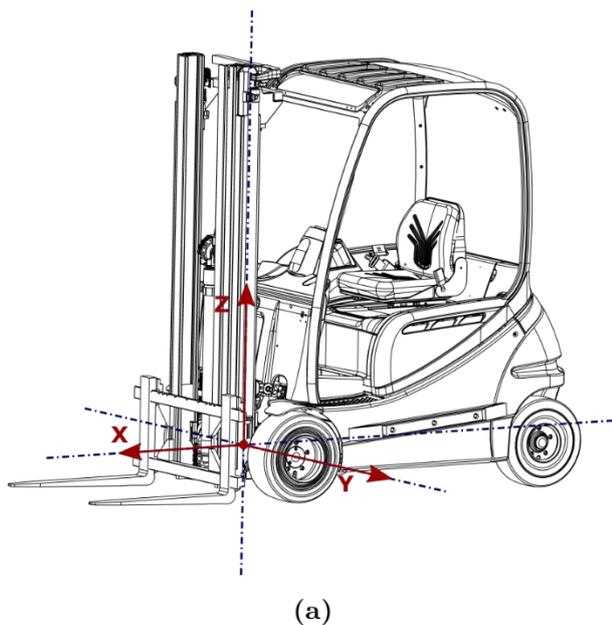
überkritischen Lenkung mit maximaler Geschwindigkeit konnte festgestellt werden.

Zur Signalkonditionierung und Speicherung wurde ein Inertiales Messsystem der iMAR GmbH verwendet, welches auch zur Erfassung und Auswertung der Linear- und Drehbeschleunigung genutzt wurde. Das System wurde auf dem Dach des Staplers befestigt und mit einem Rechner verbunden, von welchem die Messparameter vorgegeben wurden. Zu Ermittlung des Lenkwinkels wurde am Lenkzylinder ein Wegaufnehmer platziert und mit dem Lenkgelenk und dem Zylindergehäuse starr verbunden. Die zur Zylinderschiebung proportionale Spannung wurde vom inertialen Messsystem aufgenommen. Die Anordnung der Messsensorik ist in Abbildung 3 zu sehen.

3 VALIDIERUNG DES MKS-MODELLS

3.1 MASSE UND SCHWERPUNKT

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



(a)



(b)

Abbildung 4: Koordinatensystem gem. DIN ISO 8855; (b) Vermessung der Schwerpunktlage auf der Kippbühne

tiges Abheben des kurveninneren Vorderrades bei einer

ferenzwert aus der Norm war. Die Abweichung zwischen

Tabelle 1: Gierwinkel der einzelnen Lenkverläufe

Messreihe	Simulation in °	Messung in °	Abweichung in %
1	95,9	93,5	2,5
2	76,7	78,0	1,7
3	111,3	110,4	0,8
4	116,3	110,8	4,9

der Messung und der CAD-Geometrie betrug 1,9 %, was durch die fehlenden Abdeckungsteile erklärt werden kann.

Die Position des Schwerpunktes wurde in drei Messungen auf der Kippbühne bestimmt. Es wurde das Koordinatensystem gemäß DIN ISO 8855 [DIN13] verwendet (Abbildung 4a). Zur Feststellung der Schwerpunkthöhe wurde die Kippbühne bis 30° geneigt (vgl. Abbildung 4b). 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 Abweichungen der Schwerpunkte liegen bei 13 mm. Die Genauigkeit des Modells ist daher hinreichend.

3.2 SICHERHEITSSYSTEME

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 der einzelnen Räder im angehobenen Zustand vermessen. Die Ergebnisse dieser Messung sind in der Abbildung 6 dargestellt. Das kurveninnere Rad dreht sich deutlich langsamer als das Kurvenäußere. Die Tatsache, dass die Räder ein Moment auch im angehobenen Zustand übertragen können, spricht gegen eine Verwendung der Logik eines mechanischen Differenzials.

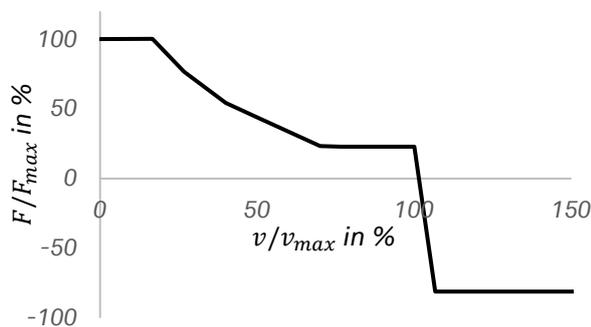


Abbildung 5: Verlauf der Antriebskennlinie für eine definierte maximale Geschwindigkeit

Die Drehgeschwindigkeit der Vorderräder wird in Abhängigkeit vom Lenkwinkel begrenzt, wobei die Lenkgeschwindigkeit einen starken Einfluss besitzt. Für die Berechnung wird der Raddurchmesser im belasteten Zu-

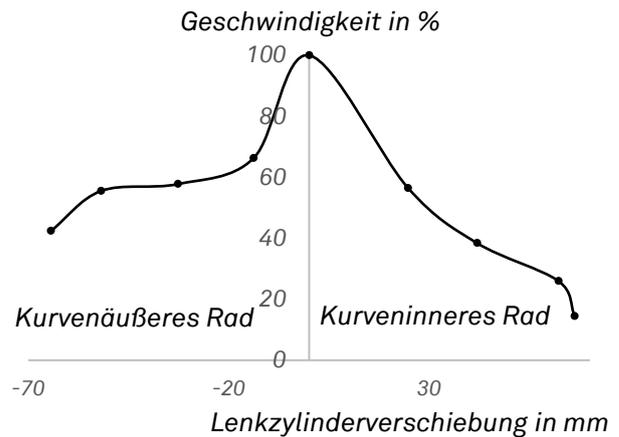


Abbildung 6: Gemessene Geschwindigkeitsbegrenzung durch das Standsicherheitsprogramm

stand 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 Zeitverzögerung der Sicherheitssysteme 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 Sandsicherheitsystems 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 $\delta = 0,01$ m/s eingeführt, damit die maximale Geschwindigkeit erreicht wird. Im anschließenden Übergangsbereich von 2δ 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 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.

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 der Funktion der Sicherheitssysteme gezielt eingegriffen.

3.3 KREISFAHRT

Um das Gesamtmodell im stationären Zustand validieren zu können, wurde der Gabelstapler mit unterschiedlicher Geschwindigkeit im Kreis gefahren. Die Lenkeinstellungen und somit die Kreisdurchmesser wurden dabei variiert. Als Vergleichsgröße wurde der Kreisdurchmesser bei aus der Messung ermittelter Geschwindigkeit gewählt. Um die Genauigkeit der Abbildung des Sicherheitssystems zu bewerten, wurde zusätzlich die Fahrgeschwindigkeit mit der automatischen Regelung 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 nachgefahren und bei auftretender Abweichung korrigiert. Die vom Messsystem aufgenommenen Trajektorien wurden miteinander verglichen, wobei eine Abweichung von 385 mm auftrat, was etwa 2,3 % entspricht. Da die Korrekturen der Trajektorie manuell erfolgten, kann das der Grund für diese Abweichung sein. Der Durchmesser der Simulation lag dazwischen und wies die höchste Abweichung von 263 mm auf. Diese Untersuchung zeigt, dass die Messtechnik genaue Werte liefert.

Um die weiteren Grenzen der Messvorrichtung zu testen, wurden Messungen in beide Richtungen durchgeführt, bei denen eine Geschwindigkeit von 0,3 km/h gehalten und der Lenkeinschlag sukzessiv vergrößert wurde. Bei sehr geringen Geschwindigkeiten mit steigender Querkomponente ist die Stützung der Trajektorienmessung nicht mehr möglich, was zu steigenden Abweichungen und anschließend zum Abbruch der Messung geführt hat.

Bei der anschließenden Untersuchung wurden die 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

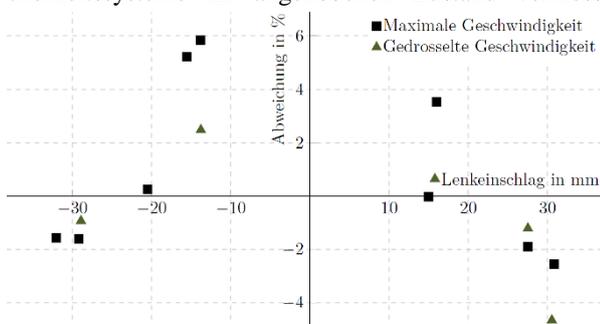


Abbildung 7: Abweichungen der Durchmesser zwischen dem Modell und der Messung bei einer stationären Kreisfahrt

wurden, war eine anschließende 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.

Zur Validierung der Trajektorie wurden die Geschwindigkeit und der Lenkwinkel aus den Messdaten vorgegeben. Ergebnisse dieser Untersuchung sind in der Abbildung 7 zusammengefasst. Eine Ursache für diese Abweichungen kann in der falschen Parametrierung oder in Messungenauigkeiten liegen. Die oben erwähnten Diskrepanzen 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 von 6 % auf. Wodurch das Gesamtmodell und das stationäre Reifenmodell eine hohe Validität aufweist.

3.4 L-TESTS

Zur Beurteilung der dynamischen Eigenschaften des Modells wurden in Anlehnung an die Norm DIN EN 16203 [DIN14] eine Reihe der L-Tests getestet. Bei einem L-Test hat bildet der Lenkwinkelverlauf annähernd ein Trapez.

Insgesamt wurden 4 Messfahrten für die Validierung verwendet. In diesem Abschnitt werden nur die Ergebnisse eines Versuchs dargestellt. Der wichtigste Parameter für die Simulation ist die Lenkverschiebung. 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 Lenkverschiebung erfolgt erst danach. Diese Vorgehensweise wurde auf die Messdaten angewandt, um eine Synchronisation der Einzelmessungen zu erreichen. Die Werte der Lenkwinkelverschiebung vor diesem Zeitpunkt und am Ende des Lenkvorgangs wurden zu Null gesetzt (vgl. Abbildung 10). Dadurch fährt das Modellfahrzeug am Ende der Lenkung geradeaus weiter.

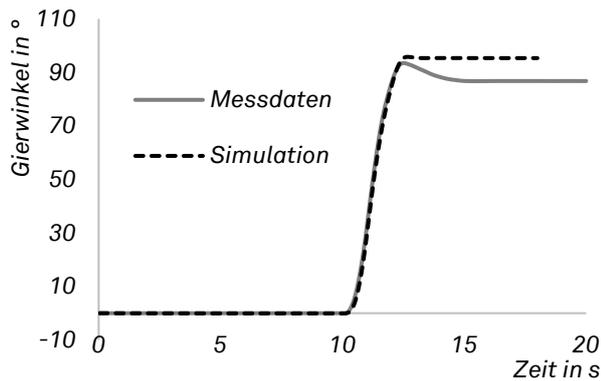


Abbildung 8: Gierwinkel

Als Vergleichsgrößen wurden der Gierwinkel, die Querbeschleunigung 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 1 zusammengefasst.

Die Querbeschleunigung 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 9). Zur besseren Vergleichbarkeit wurden die Messwerte mithilfe eines Filters mit unendlicher Impulsantwort (infinite impulse response filter oder IIR-Filter) mit einer 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 sehr gute Übereinstimmung mit der Messung auf (vgl. Abbildung 11).

Für die Durchführung der dynamischen Standsicherheitstests stellt die Fahrzeugtrajektorie die Vergleichsgröße dar. In der Abbildung 12 sind die Schwerpunkttrajektorien abgebildet. Die Koordinatensysteme des inertialen

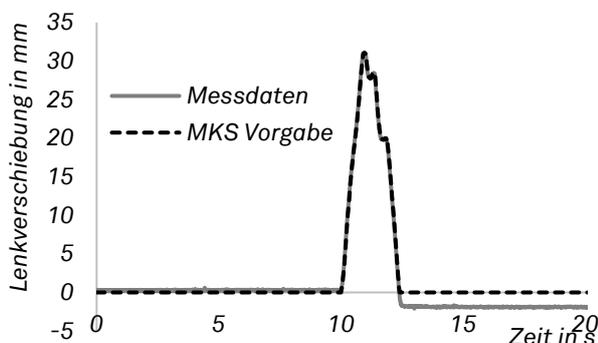


Abbildung 9: Gemessener Lenkwinkel sowie die Lenkwinkelvorgabe in der Simulation

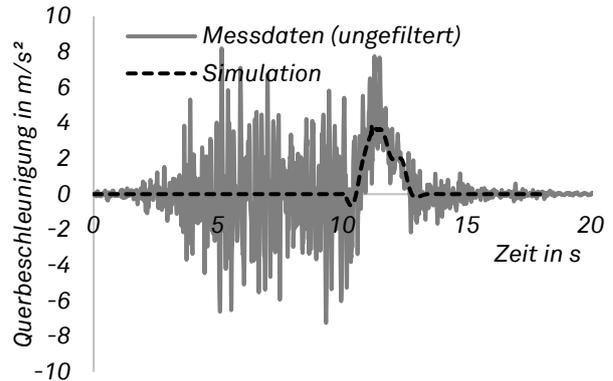


Abbildung 10: Ungefilterte Querbeschleunigung (Messreihe 1)

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 einer 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.

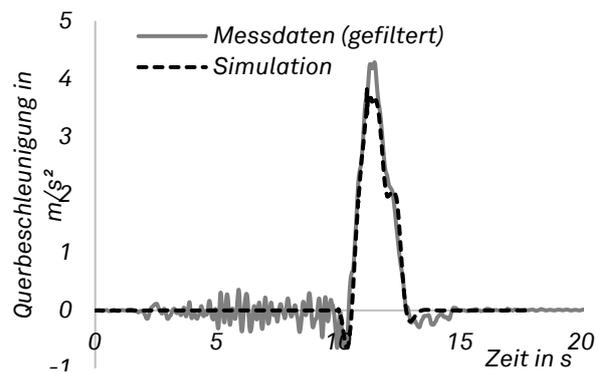


Abbildung 11: Gefilterte Querbeschleunigung (2 Hz) (Messreihe 1)

4 ENTWICKLUNG DER KONZEPTE MIT REDUZIERTER MASSE

Zur Lösung der gestellten Aufgaben wurden mehrere Kreativitätstechniken eingesetzt. Bei einer Patentrecherche wurden die Konzeptfahrzeuge hinsichtlich der eingesetzten Wirkprinzipien untersucht und diese in einem morphologischen Kasten zusammengefasst. Dabei wurden alle Wirkprinzipien in vier Kategorien unterteilt: Verbesserung der statischen Standsicherheit, 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 zum Beispiel Verlagerung des Schwerpunktes, Verlängerung des Hebelarms und Verschiebung der Kippachse. Daraufhin wurden mehrere Konzepte aus der Kombination der Wirkprinzipien erstellt und miteinander verglichen.

Bei der Analyse wurde ersichtlich, dass das Gegengewicht, die Batterie und das Hubgerüst für etwa 70 % der Gesamtmasse verantwortlich sind (vgl. Abbildung 1). Der Rest des Fahrzeugs, wie die Kabine, die Vorder- und die Hinterachse bieten nicht genügend Einsparpotential.

In der Abbildung 13 ist eine Übersicht über die Verteilung der Schwerpunkte der einzelnen Staplerkomponenten dargestellt. Da die Vorderachse direkt an der

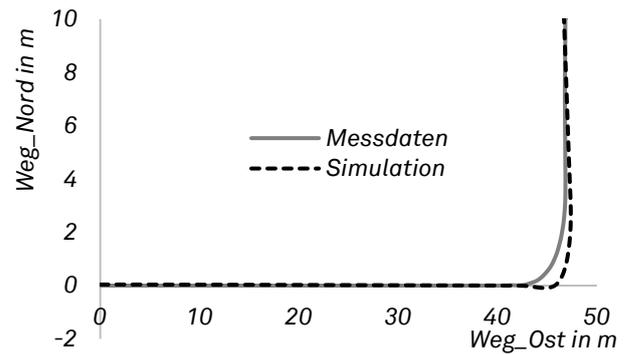


Abbildung 12: Gegenüberstellung der Trajektorien für die Messreihe 1

Kippachse platziert ist und nicht zum Gegenmoment beiträgt, wird sie an dieser Stelle vernachlässigt. Ein Beitrag zum Gegenmoment wird dadurch gebildet, dass die Masse der einzelnen Komponenten mit der Entfernung zur Kippkante multipliziert wird. Der Schwerpunkt des Hubgerüsts befindet sich um L_1 vor der Kippkante und verschlechtert somit die statische Standsicherheit.

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

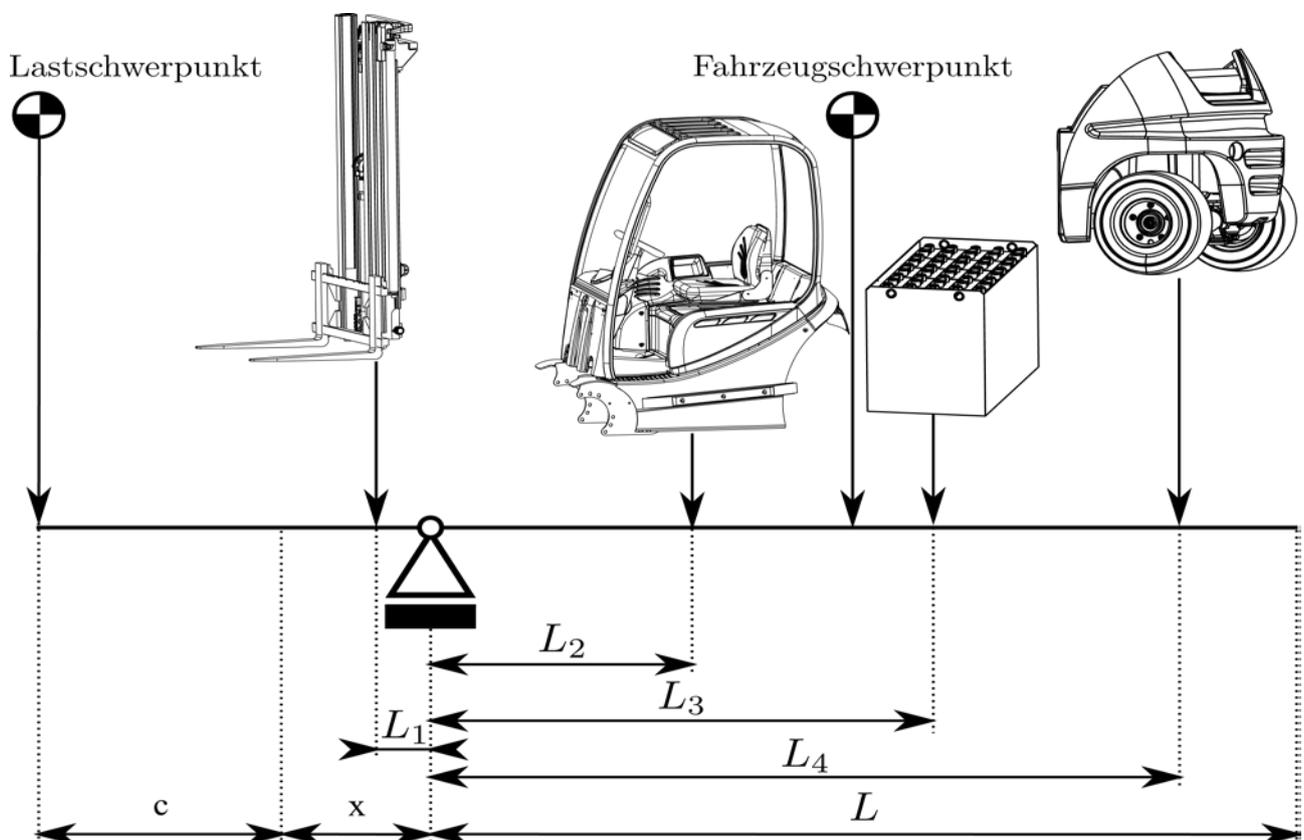


Abbildung 13: Verteilung der Komponenten im Referenzstapler

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 in 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 unter 100 kg für die restlichen Komponenten liefert. 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 die 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 der Lastmaß x , dem Abstand zwischen der Kippkante und dem Gabelrücken. Die Last und deren Abmaße werden für einen gegebenen Gabelstaplertyp vorgegeben. Das 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.

Die erfolgsversprechende Vorgehensweise besteht aus einer simultanen Verkleinerung des Lastmoments und einer 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, Kühlfunktion 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.

5 KONZEPTE MIT REDUZIERTER MASSE

Bei der Konzeptentwicklung konnten durch die Kombination der Wirkprinzipien viele Varianten erzeugt werden, die zu einer Verbesserung führen könnten. Bei der detaillierten Ausarbeitung wurden 4 Konzepte ausgewählt, die alle Pflichtvorgaben erfüllt haben. Um eine geforderte Einsparung erreichen zu können wird in jedem Konzept eine Lithium-Ionen-Batterie mit einer Masse von 250 kg verwendet.

5.1 KONZEPT 1: ABNEHMBARES GEGENGEWICHT

In einem kleinen Unternehmen kann die mögliche Fahrzeugflotte eine entscheidende Rolle bei der Anschaffung spielen. Meistens kann 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. Etwa ein Drittel aller Befragten können sich 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 trotz einer leichteren Batterie 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. Der abnehmbare Teil des Gegengewichts 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 Anteil des Gegengewichts von 982 kg erreicht werden. Muss eine höhere Last transportiert werden, wird das Zusatzgewicht angebracht. Die Koppelvorrichtung muss einfach, schnell und sicher bedienbar sein, um die Trägheit der Mitarbeiter zu überwinden.

Die Last muss kontinuierlich überwacht werden, damit die statische Standsicherheit gewährleistet wird. 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 aufgenommen werden, um den aktuellen Standsicherheitszustand zu ermitteln.

5.2 KONZEPT 2: MAN-UP-STAPLER

Als Inspiration für dieses Konzept dienen Stapler der Firma Semax (vgl. Abbildung 14). Das Hubgerüst wird nach hinten verlagert und befindet sich hinter der Kabine, wodurch dieses 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 bei 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 14: Semax P50 (Quelle: Semax Material Handling AB)

Eine starke Verlagerung der Gesamtmasse nach hinten, verschlechtert die dynamische Standsicherheit stark, was in der Mehrkörpersimulation deutlich wurde. Um die Standsicherheit 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 benötigt. Diese Einsparung wird allerdings beim Heben oberhalb des Freihubs stark gemindert.

5.3 KONZEPT 3: ABGESTÜTZTER SCHUBGABELSTAPLER

Die größte Gewichtsreduktion kann durch Verkleinerung des Lastmaßes x erreicht werden. Dafür muss die Last nach hinten verlagert werden. Wird die Last nach hinten verschoben, überschneiden sich 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 dann 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.

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 nach wie vor in Bezug auf die Standsicherheit 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 sich 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 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 und dient als Kühlkörper.

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 etwa 43 % (≈ 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 Pantographen 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 vollständig 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. Dieses Konzept ermöglicht eine Gewichtseinsparung von 22,3 %.

5.4 KONZEPT 4: ABGESTÜTZTER SCHUBMASTSTAPLER

Die größere Masse im vorderen Bereich beim Konzept 3 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 3 dar. Das Hubgerüst wird auf Schienen bewegt. Da im Gegensatz zu einem konventionellen Schubmaststapler die Vorderräder angetrieben werden, müssen die Schienen nach oben verlagert werden. Im unteren Bereich des Hubgerüsts befindet sich auf jeder Seite eine Rolle, die zum Vorschub verwendet wird. Somit ist der Außenmast drehbar gelagert, was eine Neigebewegung ermöglicht. Ein Gabelneiger ist nicht mehr notwendig. Der Vorschub erfolgt durch Zylinder im oberen und unteren Bereich. Durch die Entlastung des Außenmastes kann eine zusätzliche Einsparung erreicht werden. Die Fahrerkabine wird weiter nach hinten verschoben und den Vorschub zu ermöglichen.

Die Stütze wird durch die Vorschubbewegung des Hubgerüsts ausgefahren, wodurch eine zusätzliche Aktorik eingespart werden kann.

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 3.

5.5 BEWERTUNG

Alle Konzepte sind in der Abbildung 15 dargestellt. Für diese Konzepte wurden Mehrkörpersimulationen erstellt. Dadurch konnte die dynamische Standsicherheit der Fahrzeuge getestet werden. Als Vergleichsgröße wurde die kritische Querbeschleunigung definiert, bei der das kurveninnere Vorderrad die Traktion verliert. Diese Beschleunigung ist von der konstruktiven Ausführung und von den Reifeneigenschaften abhängig. Ein Vergleich der dynamischen Standsicherheit aller Konzepte ist in der Tabelle 2 zusammengefasst. Alle Konzepte weisen eine schlechtere dynamische Standsicherheit auf, die durch die Verwendung aktiver Systeme ausgeglichen werden soll.

Die Konzepte wurden anhand mehrerer Kriterien bewertet. Das Konzept mit einem Schubmast und einer Stütze zeigte die besten Ergebnisse hinsichtlich der Gesamteinsparung. Die technische Umsetzbarkeit ist hoch und der Verbrauch ist gering. Das Konzept 2 hat insgesamt die geringste Wertung, da es sich um eine andere Fahrzeugklasse handelt und ein Vergleich mit einem konventionellen Stapler nicht möglich ist.

Konzept 4 wird im weiteren Verlauf des Projektes detailliert ausgearbeitet und für die Implementierung der aktiven Systeme verwendet.

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

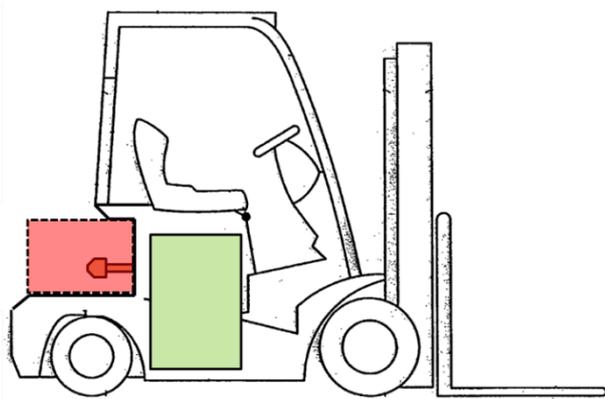
Durch eine systematische Untersuchung des aktuellen Standes der Wissenschaft und Technik wurde zuerst eine Grundlage zur Erstellung der Konzepte für Gegengewichtsstapler mit reduzierter Eigenmasse geschaffen. Anschließend wurden mehrere Konzepte ausgearbeitet und bewertet. Zur Untersuchung der Standsicherheit der neuen Konzepte wurde für einen Referenzstaplers ein Mehrkörper-Simulationsmodell erstellt, mit welchem das dynamische Verhalten in einem einheitlichen L-Test ermittelt werden konnte. Für eine genaue Abbildung des Fahrverhaltens wurde ein Reifenmodell ausgearbeitet, welches die dynamischen Vorgänge im Rad abbildet. Das Referenzmodell wurde durch reale Fahrversuche validiert und als Grundlage für Konzeptfahrzeuge verwendet. Im nächsten Schritt wird das Konzept 4 mit einem erhöhten Detaillierungsgrad ausgearbeitet. Die dynamische Standsicherheit wird danach mit einem aktiven Standsicherheitsystem gewährleistet.

Tabelle 2: Dynamische Standsicherheit der Konzepte mit verringerter Gesamtgewicht

	Kritische Querbeschleunigung in m/s^2	Relative dynamische Standsicherheit in %
Referenzstapler	5,4	100
Konzept: Gegengewicht (1,5 und 1,2 t)	5,1	94,9
Konzept: Man-Up-Gerät	4,1	76,7
Konzept: Schubgabel	4,3	79
Konzept: Schubmast	4,6	84,6

Tabelle 3: Vergleich der Staplerkonzepte

	Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4
Gewichtsreduktion	2	3	3	4
Geringe Aktorenzahl	4 (3)	3	2	3
Dynamische Standsicherheit	4	0	1	3
Platzbedarf des Fahrzeugs	2	2	4	4
Konventionelle Bedienung	1	0	2	2
Geringe Instandhaltungskosten	4	3	2	2
Realisierbarkeit	4	2	3	3
Energieverbrauch	2	1	1	4
Gesamt	23	14	19	25



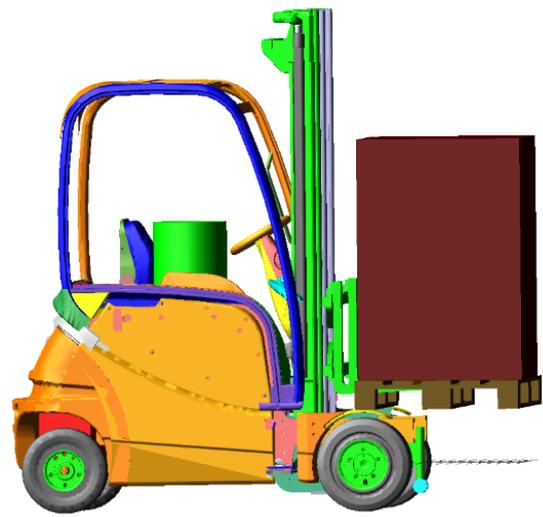
Konzept 1



Konzept 2



Konzept 3



Konzept 4

Abbildung 15: Konzepte der Stapler mit verringerter Gesamtmasse

8 FÖRDERHINWEIS

Das IGF-Vorhaben mit der Antragsnummer 18004 N der Forschungsvereinigung Forschungsgemeinschaft Intralogistik/Fördertechnik und Logistiksysteme e. V. (FG IFL), Lyoner Straße 18, 60528 Frankfurt am Main wird über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung und -entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

LITERATURVERZEICHNIS

- [Bar16] Barthels, J.-F.: Erstellung eines Einsatzkonzeptes von modularen Gegengewichten bei Gegengewichtsstaplern, 2016.
- [DIN13] DIN Deutsches Institut für Normung: Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - BegriffeGegengewichtsstapler, 2013.
- [DIN14] DIN Deutsches Institut für Normung: DIN EN 16203 Sicherheit von Flurförderzeugen - Prüfung der dynamischen Standsicherheit - Gegengewichtsstapler, 2014.
- [Mar11] Martin, H.: Transport- und Lagerlogistik. Planung, Struktur, Steuerung und Kosten von Systemen der Intralogistik. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2011.
- [SKB16] Stepanyuk, S.; Krivenkov, K.; Bruns, R.: Untersuchungen Gewichtsreduktionspotentiale Gegengewichtsgabelstapler. In Logistics Journal Proceedings, 2016, 2016.

Sergey Stepanyuk, M. Sc. hat Wirtschaftsingenieurwesen an der Leibniz Universität in Hannover studiert und ist seit 2014 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik, Helmut-Schmidt-Universität.

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

Adresse: Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik, Helmut-Schmidt-Universität, Universität der Bundeswehr Hamburg, Holstenhofweg 85, 22043 Hamburg, Germany

Telefon (S. Stepanyuk): +49 40 / 65 41 – 3639
E-Mail: sergey.stepanyuk@hsu-hh.de

Telefon (R. Bruns): +49 40 / 65 41 – 28 55
E-Mail: Rainer.Bruns@hsu-hh.de