

Mechanische Absicherung sicherer Brems- und Traktionsfähigkeit bei differentialgetriebenen fahrerlosen Transportfahrzeugen (FTF)

Gedeon Luzius Münchinger
Jonas Nölcke
Robert Schulz

Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT)
Universität Stuttgart

Differentialgetriebene fahrerlose Transportfahrzeuge (FTF) mit mehreren passiven Stützrädern sind bei starrer Radanbindung statisch überbestimmt. Die für Bremsen und Halten verfügbare Antriebsrad-Normalkraft lässt sich deshalb aus der Nenngeometrie nicht ableiten. Die DIN EN ISO 3691-4 fordert wirksames Bremsen und Halten, legt jedoch keine Mindest-Antriebsradnormalkraft fest. Der Beitrag vergleicht sechs passive Fahrwerksarchitekturen analytisch und in einer Mehrkörpersimulation unter identischen Randbedingungen, mit 33 praxisrelevanten beziehungsweise normorientierten Szenarien je Architektur zu Neigung, Anfahren, Bremsen, diskreten Bodenstörungen und Zuladung. Aus den Ergebnissen entsteht eine Hilfestellung für die Architekturauswahl: welche Bauform sich unter welchen Bodenverhältnissen eignet und welcher konstruktive Aufwand dafür nötig ist.

[Schlüsselwörter: Fahrwerksarchitektur, Antriebsradnormalkraft, Radlastverteilung, statische Überbestimmtheit, fahrerlose Transportfahrzeuge]

Differential-drive automated guided vehicles (AGVs) with multiple passive support wheels are statically indeterminate when the wheels are rigidly attached to the chassis. Consequently, the drive-wheel normal force available for braking, and holding cannot be derived from the nominal geometry alone. DIN EN ISO 3691-4 requires effective braking and holding but does not specify a minimum drive-wheel normal force. This paper compares six passive chassis architectures analytically and by multibody simulation under identical boundary conditions. Each architecture is evaluated in 33 standards-oriented and practically relevant scenarios covering slopes, acceleration, braking, discrete floor disturbances, and payload variations. The results provide a decision framework for chassis selection by identifying which architectures are suitable for different floor conditions and what level of mechanical complexity is required.

[Keywords: chassis architecture, drive-wheel normal force, wheel load distribution, static indeterminacy, automated guided vehicles]

1 EINLEITUNG UND PROBLEMSTELLUNG

Differentialgetriebene Fahrwerke bestehen aus zwei unabhängig angetriebenen, starr ausgerichteten Rädern auf einer gemeinsamen Achse sowie mindestens einem nicht angetriebenen Stützpunkt. Ihre Verbreitung in der Intralogistik beruht nach [1], [2] insbesondere auf drei Eigenschaften dieser Anordnung.

- 1) Durch gegenläufige Ansteuerung der beiden Antriebsräder lässt sich der Bahnradius bis auf null reduzieren (Abbildung 1). Das Fahrzeug dreht dann um den Mittelpunkt seiner Antriebsachse. Für Anwendungen mit begrenzten Rangierflächen ist das der wichtigste Vorteil gegenüber gelenkten Bauformen.
- 2) Zwei Antriebe genügen zugleich für alle Bewegungen in der Ebene, separate Lenkaktoren entfallen. Die Stützräder bleiben passiv und sind häufig als frei schwenkbare Kastorrollen ausgeführt, was den Aufbau vereinfacht.
- 3) Die Zuordnung zwischen Radgeschwindigkeiten und Fahrzeugbewegung bleibt dabei geschlossen darstellbar, was Bahnplanung und Odometrie vereinfacht.

Zwei Antriebsräder allein sind in Nickrichtung nicht standsicher, mindestens ein dritter Auflagepunkt ist erforderlich. Drei Punkte genügen und führen auf eine statisch bestimmte Konfiguration, deren Radlasten sich allein aus den Gleichgewichtsbedingungen berechnen lassen, ohne Kenntnis von Steifigkeiten. In der Praxis ist eine Ausführung mit vier Stützrädern verbreitet, um die Antriebsachse und damit den Drehpunkt mittig im Fahrzeug anordnen zu können sowie Kippstabilität zu erhöhen [3]. Mit mehr als drei Auflagepunkten wird das Fahrwerk statisch überbestimmt, wie auch die VDI 2510 in Abschnitt 4.3.1.3 beschreibt [4].

Abbildung 1 zeigt die typische Sechsradanordnung und verdeutlicht anhand des Stillstands und des Drehens auf der Stelle das Zusammenspiel von Antriebsrädern (AL, AR) und frei schwenkbaren Lenkrollen (VL, VR, HL, HR).

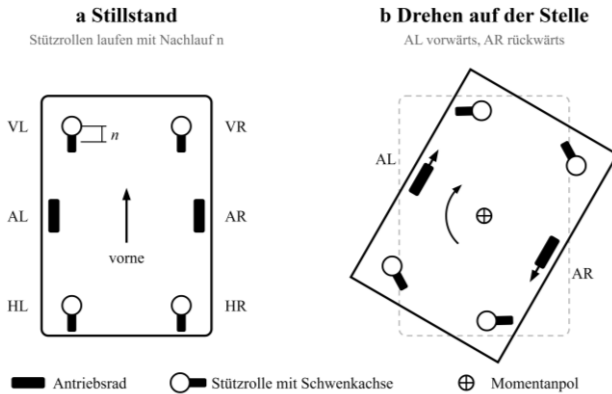


Abbildung 1. Radkonfiguration eines differentialgetriebenen FTF im Stillstand und beim Drehen auf der Stelle

Ohne Fahrwerksanpassung (starres Fahrwerk) ist die Folge konstruktiv problematisch. Die Radlastverteilung folgt den Steifigkeiten, den Fertigungstoleranzen und der momentanen Bodenlage statt der Nenngeometrie. Bereits Höhenabweichungen der Aufstandspunkte im Millimeterbereich verschieben die Lasten erheblich, weil die elastische Nachgiebigkeit der Räder in derselben Größenordnung liegt [5]. Solche Abweichungen treten auch durch Fugen, Lücken und Stufen realer Hallenböden auf [6].

Die DIN EN ISO 3691-4 fordert in Abschnitt 4.2, dass ein fahrerloses Flurförderzeug unter den vom Hersteller festgelegten Einsatzbedingungen zum Stillstand gebracht und im Stillstand gehalten werden kann. Der Bremsvorgang muss dabei innerhalb der Reichweite der Personenerkennungseinrichtung abgeschlossen sein. Dabei sind unter anderem Reibung, Boden, Gefälle und Nennlast zu berücksichtigen. Voraussetzung hierfür ist, dass die Antriebsräder die erforderlichen Längskräfte auf den Boden übertragen können [6].

An der Kraftschlussgrenze ist die übertragbare Längskraft eines Antriebsrads begrenzt durch [7]:

$$F_{x,A} \leq \mu \cdot F_{N,A}, F_{x,A,max} = \mu \cdot F_{N,A} \quad (1.1)$$

Wobei $F_{x,A,max} = F_{x,AL,max} + F_{x,AR,max}$ die maximal übertragbare Längskraft des Antriebsrads in Fahrtrichtung ist, μ der Kraftschlussbeiwert zwischen Rad und Boden und $F_{N,A} = F_{N,AL} + F_{N,AR}$ die Normalkraft. Der Boden kann schwierig angepasst werden, maßgebend ist daher die Normalkraft $F_{N,A}$ am jeweiligen Antriebsrad. Verlagert sich ein Teil der Last auf die passiven Stützräder, sinkt die an den Antriebsrädern verfügbare Normalkraft und damit unmittelbar die maximal übertragbare Traktions- und Bremskraft. Bei einer starren Abstützung, wie in Abbildung 2, stehen den sechs unbekannten Normalkräften die Gleichungen $\sum F_y = 0$, $\sum M_x = 0$ und $\sum M_z = 0$ gegenüber, sofern der Schwerpunkt Senkrecht über der Antriebsachse liegt. Den sechs unbekannte Normalkräfte stehen drei Gleichgewichtsbedingungen gegenüber woraus der Überbestimmtheitsgrad $U = 3$ folgt.

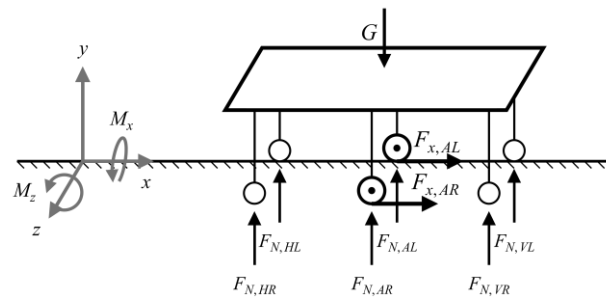


Abbildung 2. Räumliche Abstützung des sechsrädrigen Fahrzeugs mit den sechs Normalkräften und den Antriebskräften an beiden Antriebsrädern

Die verfügbare Traktions- und Bremskraft wird somit wesentlich durch die Radlastverteilung bestimmt. Diese hängt wiederum von der Fahrwerksarchitektur und deren Freiheitsgraden ab. Für eine sichere Kraftübertragung sind daher sowohl kontinuierlicher Bodenkontakt als auch eine ausreichende Normalkraft an den Antriebsrädern erforderlich. Entsprechend nennt [8] den kontinuierlichen Bodenkontakt der traktionsübertragenden Elemente als Auslegungsanforderung für Aufhängungssysteme.

Eine explizite Mindestnormalkraft der Antriebsräder legt die DIN EN ISO 3691-4 jedoch nicht fest. Ebenso gibt sie nicht vor, wie eine ausreichende Antriebsrad-Normalkraft konstruktiv durch die Fahrwerksarchitektur sicherzustellen ist. Die Norm definiert den Boden grundsätzlich als ebene, glatte Oberfläche. Abschnitt 6.2.7 berücksichtigt jedoch ausdrücklich auch Abweichungen vom ideal ebenen Boden, darunter Fugen sowie unterschiedliche Bodenniveaus wie Lücken und Stufen [6]. Solche lokalen Bodenstörungen können die Radlastverteilung und damit die verfügbare Antriebsrad-Normalkraft beeinflussen.

Für intralogistische Fahrzeuge liegen bislang nur Teilerhebungen zur Radlastverteilung und Aufhängung vor [9], [10], [11]. Nach Kenntnis der Autoren fehlt ein architekturübergreifender FTF-Vergleich unter identischen Randbedingungen.

Ziel des Beitrags ist eine Hilfestellung für die Auswahl einer geeigneten Fahrwerksarchitektur mit Differentialantrieb. Untersucht werden sechs passive Konzepte:

- 1) Starres Fahrwerk (SF, rigid wheel mounting),
- 2) Dreipunktauflager (3P, three-point support),
- 3) Ausgleichswippe (AW, walking beam/ equalizer),
- 4) Rocker-Bogie (RB),
- 5) Antriebsvorspannung (AVS, suspended drive wheel),
- 6) Stützrollenfederung (SRF, sprung castors).

Die Wirkprinzipien werden in Kapitel 3 näher erklärt. Fünf der sechs werden analytisch hergeleitet, das starre Fahrwerk dient als überbestimmter Referenzfall. Alle sechs werden in einer Mehrkörpersimulation unter identischer Fahrzeuggeometrie, Masse und Kontaktparametrierung verglichen. Die Leitfrage lautet: Welche Bauform trägt unter welchen Bodenverhältnissen, und welcher konstruktive Aufwand ist dafür nötig? Eine Rangliste mit einer einzelnen optimalen Lösung entsteht dabei bewusst nicht.

Drei Abgrenzungen sind vorab zu nennen:

- 1) Untersucht werden ausschließlich passive Konzepte ohne mechanische Bremseinrichtungen an den Stützrädern. Aktive und semiaktive Fahrwerke, etwa mit einstellbarer Federsteifigkeit wie in [12] für intralogistische Plattformen, dienen der Abgrenzung.
- 2) Der Beitrag betrachtet ausschließlich die Fahrwerksmechanik, die Notwendigkeit einer geeigneten Antriebs- und Schlupfregelung bleibt davon unberührt.
- 3) Das Vorgehen ist analytisch und simulativ, eine experimentelle Validierung ist nicht Bestandteil der Arbeit.

Kapitel 2 ordnet den Stand der Forschung ein. Kapitel 3 beschreibt die Fahrwerksarchitekturen, Kapitel 4 die Methodik und Kapitel 5 die Simulationsergebnisse. Kapitel 6–8 führen die Ergebnisse zusammen.

2 STAND DER FORSCHUNG

Für fünf der sechs untersuchten Wirkprinzipien liegen produkt- oder fahrzeugbezogene Belege aus der Intralogistik vor, das Rocker-Bogie ist dagegen vor allem aus der Planeten- und Feldrobotik bekannt. Besonders unmittelbar zeigt sich die konstruktive Wahlmöglichkeit bei der MOBOTIC GmbH: Der Hersteller von Antriebseinheiten für differentialgetriebene Fahrzeuge bietet innerhalb derselben Baureihe eine starre, eine gefederte und eine pendelnd gelagerte Ausführung an [13]. Starres Fahrwerk, Ausgleichswippe und Antriebsvorspannung können damit bereits auf Ebene derselben Antriebseinheit als alternative konstruktive Auslegungen gewählt werden.

Für diese drei Prinzipien liegen zusätzlich Fahrzeugbelege vor. Die starre Anbindung ist als Bauform mobiler Radroboter verbreitet. [14] nennt für den Lagerroboter Proteus einen festen, ebenen Betonboden als Einsatzbedingung. Ein Wippenausgleich ist bei einem Transportroboter der SAFELOG GmbH mit „pendelnd gelagertem“ Fahrwerk und Differentialantrieb umgesetzt. Nach Herstellerangabe ermöglicht diese Lagerung das Befahren von Rampen bis 18 % [15]. Die Antriebsvorspannung ist bei

Ketterer Antriebe GmbH & Co. KG als modulare Antriebsplattform mit zwei federgelagerten Radnabenantrieben, 20 mm Federweg und vier lasttragenden Lenkrollen verfügbar [16].

Das Dreipunktprinzip ist bei SEW-EURODRIVE GmbH & Co. KG als Dreiradfahrwerk eines intralogistischen Transportfahrzeugs für 500 kg Nutzlast dokumentiert [17]. Aus der Herstellerunterlage geht jedoch nicht hervor, ob die drei Aufstandspunkte durch zwei feste Antriebsräder und eine passive Stützrolle gebildet werden.

Auch gefederte Stützrollen sind als Katalogkomponenten verfügbar. TENTE gibt für eine für AGV und AMR angebotene Baureihe 10 mm Federweg zur Sicherstellung permanenten Bodenkontakts an [18]. Blickle führt gefederte Lenkrollen mit 16 bis 45 mm Federweg und weist Vorspann- und Federendkraft als Auslegungsgrößen aus [19]. Diese Größen entsprechen den in Abschnitt 3.3 betrachteten Parametern zur Beeinflussung der Radlastverteilung.

Das Rocker-Bogie stammt aus der Planetenrobotik [20] und ist dort für sechsrädrige Feldroboter [21] und Planetenroboter umfassend dokumentiert [22]. Eine intralogistische Umsetzung ist den Autoren nicht bekannt. Es wird deshalb nicht als marktübliche FTF-Bauform, sondern als etablierter Referenzfall eines weitreichenden passiven Radausgleichs in den Vergleich aufgenommen. Die Bezeichnung Rocker-Bogie wird herstellerseitig teilweise auch für einfache Wippenausführungen verwendet, hier bezeichnet sie ausschließlich die Kombination aus Rocker- und Bogie-Wippen mit Querdifferential.

2.1 VERGLEICHENDE UNTERSUCHUNGEN UND ÜBERTRAGBARKEIT

Architekturübergreifende Vergleiche stammen überwiegend aus der Feld- und Planetenrobotik. [23] zeigt beim Vergleich dreier Fahrwerkstopologien, dass das Rocker-Bogie zwar einen geringen Reibwertbedarf und ein geringes Antriebsmoment erreicht, bei Schlupf und kinematischer Verträglichkeit jedoch ungünstiger abschneidet. Eine Architektur ist damit nicht allgemein überlegen, sondern nur hinsichtlich einzelner Zielgrößen. Dass sich der erforderliche Kraftschluss konstruktiv beeinflussen lässt, zeigt [24] mit einer Reduktion um 21,8 % allein durch Geometrieoptimierung. [25] quantifiziert den zugehörigen Zielkonflikt: Wird der tragende Aufstandspunkt näher unter den Schwerpunkt verlagert, sinkt der erforderliche Reibwert, zugleich verkürzt sich jedoch der wirksame Radstand und damit die Standsicherheitsreserve. Für die Ausgleichswippe ist [26] unmittelbar relevant, da Längskräfte über die Pivohöhe zusätzliche Momente erzeugen und dadurch die Radlastverteilung beim Bremsen verändern. Gemeinsam ist diesen Arbeiten, dass sie Radlastverteilung und Kraftschluss als gekoppelte Auslegungsgrößen behandeln und damit den Reibwertbedarf als Vergleichsgröße stützen.

Die Übertragung auf ein differentialgetriebenes FTF ist jedoch nur eingeschränkt möglich. In den betrachteten Rover- und Feldrobotern sind mehrere oder alle Räder angetrieben, sodass deren Normalkräfte für die Übertragung der Antriebskräfte genutzt und die Momente zwischen mehreren Rädern verteilt werden können [23], [24], [25]. Beim hier untersuchten FTF übertragen dagegen ausschließlich zwei von sechs Rädern Traktions- und Bremskräfte. Die dort ermittelten Reibwertbedarfe sind deshalb nicht unmittelbar auf diese Fahrzeugstruktur übertragbar. Auch die untersuchten Bodenstörungen liegen in einem anderen Größenbereich: [8] nennt $\frac{\text{Hindernishöhe (h)}}{\text{Radradius (r)}} = 1$ als theoretische Grenze der Radtraktion auf hartem Untergrund, während die höchsten Schwellen dieser Arbeit $h/r = 0,3$ erreichen.

Die konstruktiven Quellen belegen die Wirkprinzipien, quantifizieren deren Einfluss auf die verfügbare Antriebsrad-Normalkraft jedoch nur unvollständig. Für die Ausgleichswippe beschreibt [27] die Lastaufteilung über das Verhältnis der Hebelarme, ohne einen konkreten Antriebslastanteil anzugeben. [28] verknüpft die übertragbare Reibkraft mit Reibwert und Antriebsradlast, beziffert diese jedoch nicht. Kataloge gefederter Rollen geben Vorspannkraft, Federendkraft und Federweg an [18], nicht aber den daraus resultierenden Antriebslastanteil. Auch bei Mobotic GmbH, welche alternative Ausführungen anbietet [13], fehlt eine quantitative Angabe zu deren Einfluss auf die Antriebsrad-Normalkraft.

Die Wirkprinzipien sind damit konstruktiv etabliert und ihr Einfluss auf den Kraftschluss grundsätzlich bekannt. Ein quantitativer, architekturübergreifender Vergleich unter identischen Randbedingungen für ein FTF, bei dem ausschließlich zwei starr ausgerichteten Antriebsrädern die Traktions- und Bremskräfte übertragen, liegt nach Kenntnis der Autoren jedoch nicht vor.

3 FAHRWERKSARCHITEKTUREN

Untersucht werden sechs passive Fahrwerksarchitekturen, die unterschiedliche Ansätze zur Lastverteilung und Bodenanpassung verfolgen. Beim starren Fahrwerk sind alle Radaufhängungen fest mit dem Chassis verbunden, ein geometrischer Ausgleich zwischen den Radaufstandspunkten ist nicht möglich.

Das Dreipunktauflager reduziert die Abstützung auf zwei Antriebsräder und ein einzelnes Stützrad und ist dadurch statisch bestimmt. Bei der Ausgleichswippe (AW) erfolgt der Höhenausgleich über drei gelenkige Wippen. Zwei längs angeordnete Wippen koppeln jeweils ein Antriebsrad mit dem zugehörigen Hinterrad. Eine dritte, quer angeordnete Wippe verbindet die beiden Vorderräder. Dreht sich eine Wippe infolge einer Bodenhöhenänderung, kann das gekoppelte Radpaar seine relative Höhenlage anpassen. Die Wippen ermöglichen den Höhenausgleich und

verteilen zugleich die Radlast entsprechend ihrer Hebelverhältnisse.

Das Rocker-Bogie erweitert dieses Prinzip um gekoppelte Rocker- und Bogie-Wippen sowie ein Querdifferential zum Ausgleich zwischen beiden Fahrzeugseiten. Die Antriebsvorspannung lagert die Antriebsräder federnd und drückt sie mit einer definierten Vorspannkraft gegen den Boden. Bei der Stützrollenfederung sind dagegen die Antriebsräder starr angebunden und die vier Stützrollen federnd gelagert.

Radraaster, Fahrzeugabmessungen, Masse und Raddurchmesser sind bei allen Entwürfen identisch. Eine Ausnahme bildet das Dreipunktauflager mit abweichendem Radbild. Sein Abstand zwischen Antriebsachse und Stützrad entspricht dem Längsabstand zwischen vorderer und hinterer Stützradachse. Abbildung 3 stellt die sechs Architekturen und ihre Verbindungselemente gegenüber.

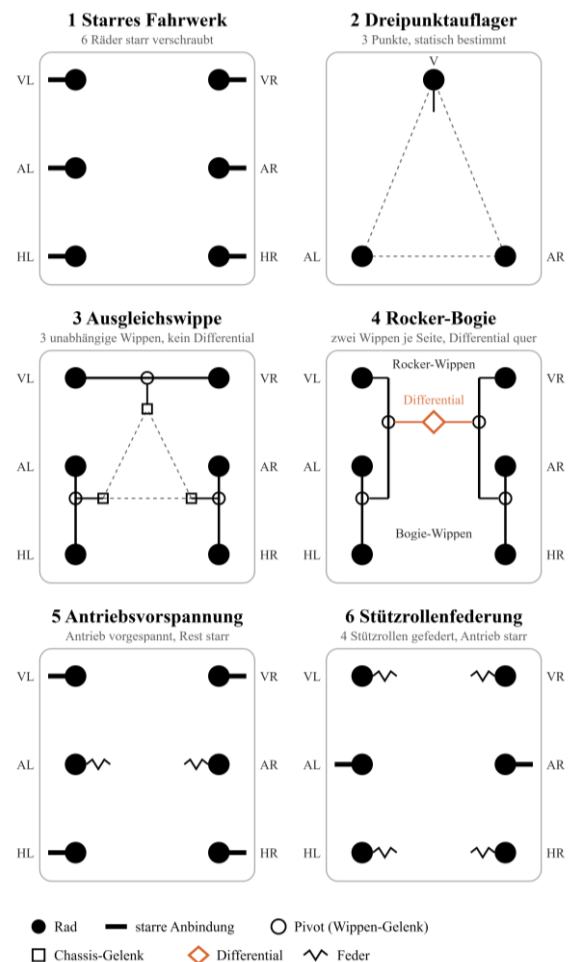


Abbildung 3. Draufsicht der sechs untersuchten Fahrwerksarchitekturen mit ihren Verbindungselementen

Beim hier untersuchten Rocker-Bogie koppelt ein Querdifferential die beiden Rockerwippen und verhindert damit einen freien Nickfreiheitsgrad des Chassis gegenüber den Wippen.

3.1 AUFLÖSUNG DER STATISCHEN ÜBERBESTIMMTHEIT

Ein differentialgetriebenes Fahrwerk braucht neben den beiden Antriebsrädern mindestens einen weiteren Auflagepunkt. Bei genau drei Punkten sind die Radlasten allein aus den Gleichgewichtsbedingungen berechenbar, ohne dass Steifigkeiten bekannt sein müssen. Jeder weitere starr angebundene Punkt erhöht den Überbestimmtheitsgrad um eins, bei sechs Rädern also auf $U = 3$ [7]. Der VDI 2510 Entwurf formuliert denselben Sachverhalt für die Praxis und verlangt konstruktive Maßnahmen, die über eingebrachte Elastizitäten oder Verwindungsmöglichkeiten die Auflage aller Räder sicherstellen [4].

Das starre Fahrwerk behält die dreifache Überbestimmtheit ($U=3$), seine Radlastverteilung hängt daher von Geometrie und Nachgiebigkeiten ab. Dreipunktaufleger, Ausgleichswippe und Rocker-Bogie führen im idealisierten quasistatischen Modell zu einer eindeutig bestimmten Lastverteilung. Antriebsvorspannung und Stützrollenfederung behalten dagegen sechs Aufstandspunkte bei und beeinflussen die Lastverteilung gezielt über Federkräfte

3.2 STATISCHE LASTVERTEILUNG DER SECHS ENTWÜRFE

Für die verfügbare Traktions- und Bremskraft ist entscheidend, welcher Anteil der Fahrzeuggewichtskraft von den beiden Antriebsrädern getragen wird. Dieser gemeinsame Antriebslastanteil wird im Folgenden beschrieben:

$$\alpha_A = \frac{F_{N,AL} + F_{N,AR}}{W} \quad (3.1)$$

Die Gesamtgewichtskraft wird durch $W = m \cdot g$ bestimmt. Für den symmetrischen quasistatischen Fall gilt für die Antriebsnormalkraft $F_{N,AL} = F_{N,AR} = F_{N,A}$. Für die symmetrisch parametrisierten federbasierten Entwürfe werden zudem gleiche Kräfte an den vier Stützrollen angenommen.

Beim untersuchten starren Fahrwerk ist α_A aufgrund der statischen Überbestimmtheit nicht allein aus der Nenngeometrie bestimmbar. Die Radlastverteilung hängt zusätzlich von den Steifigkeiten und Höhenlagen der einzelnen Aufstandspunkte ab [7]. Wie ausgeprägt diese Abhängigkeit beim untersuchten starren Fahrwerk ist, wird in Abschnitt 5.1 quantifiziert. Bei den übrigen Architekturen kann sie dagegen gezielt durch die Lage der Aufstandspunkte, kinematische Hebelverhältnisse oder eingeprägte Federkräfte beeinflusst werden, wie im folgenden Abschnitt aufgezeigt wird.

3.3 DIE LASTVERTEILUNG ALS AUSLEGUNGSGRÖÖE

Die statische Bestimmtheit allein legt noch nicht fest, welcher Anteil der Fahrzeuglast von den Antriebsrädern getra-

gen wird. Entscheidend ist vielmehr, durch welche konstruktive Größe diese Lastverteilung bestimmt wird. Beim starren Fahrwerk ergibt sie sich aus den Steifigkeiten und Höhenlagen der Aufstandspunkte und kann daher nicht allein über die Nenngeometrie vorgegeben werden.

Die folgenden Beziehungen gelten für den quasistatischen Referenzfall bei vollständigem Bodenkontakt und den jeweils angegebenen Symmetrieanahmen. Für die federbasierten Konzepte wird zusätzlich ein linearer Federbereich ohne mechanischen Anschlag vorausgesetzt. Beim Dreipunktaufleger ist die Lage von Schwerpunkt und Aufstandspunkten bestimmt. Für einen Schwerpunkt im Längsabstand x_{SP} von der Antriebsachse und einen Abstand d zum einzelnen Stützrad folgt aus dem Momentengleichgewicht:

$$\alpha_A = 1 - \frac{x_{SP}}{d} \quad (3.2)$$

Eine gezielte Änderung des Antriebslastanteils erfordert beim Dreipunktaufleger somit eine Verschiebung des Schwerpunkts oder der Aufstandspunkte.

Bei der Ausgleichswippe steht mit der Pivotlage ein zusätzlicher geometrischer Auslegungsparameter zur Verfügung. Für die in Abbildung 4 dargestellte Seitenansicht beschreibt x die normierte Entfernung des Pivots von der Antriebsachse und zeigt die Seitenansicht mit Wippe und Pivotlage für die beiden Grenzfälle sowie für den gewählten Entwurfswert. Damit gilt ($x=0$) für einen Pivot auf der Antriebsachse und ($x=1$) für einen Pivot am hinteren Stützrad. Aus der quasistatischen Momentenbilanz folgt für den gemeinsamen Antriebsradanteil [7], ein einziger geometrischer Parameter legt die Lastverteilung fest.

$$F_{N,A} = \frac{W(1-x)}{2(x+1)}, \quad (3.3)$$

$$\alpha_A = \frac{2 \cdot F_{N,A}}{W} = \frac{(1-x)}{(1+x)}$$

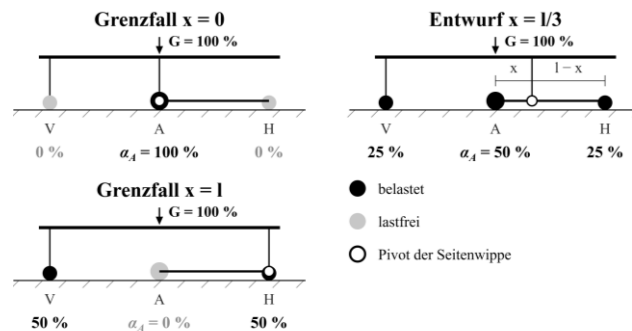


Abbildung 4. Einfluss der Pivotlage x auf die statische Lastverteilung der Ausgleichswippe, Seitenansicht

Im Grenzfalle $x = 0$ liegt der Pivot über dem Antriebsrad. Das Hinterrad hat dann den vollen Hebelarm und wird kraftfrei, und zugleich rücken beide Seitenwippen-Pivots auf die Wirkungslinie der Gewichtskraft, sodass auch die

Frontwippe unbelastet bleibt. Der Antriebsradanteil erreicht damit 100 %. Für den untersuchten Entwurf wurde die Pivotlage so gewählt, dass im idealisierten symmetrischen Lastfall etwa 50 % der Gesamtlast von den Antriebsrädern getragen werden, daher wurde der Pivotabstand von 115 mm bei einer Hebelspanne von 350 mm und damit $x \approx \frac{1}{3}$ gewählt. Für $x = 1$ sind die Antriebsräder vollständig entlastet.

Für das hier betrachtete Rocker-Bogie mit Querdifferential gilt im symmetrischen quasistatischen Lastfall dasselbe lokale Hebelprinzip wie bei der Wippe. Die Bogie-Wippe koppelt Antriebs- und Hinterrad, x beschreibt auch hier die relative Lage des Bogie-Pivots zum Antriebsrad. Die Lage der Rocker-Chassis-Anbindung geht unter den getroffenen Modellannahmen nicht in die lokale Lastaufteilung zwischen Antriebs- und Hinterrad ein. Ursache ist die Kopplung der linken und rechten Rockerseite über das Querdifferential, das ein Ausgleichsmoment zwischen beiden Seiten für den symmetrischen Lastfall überträgt [20]. Dadurch muss die Momentenbilanz eines einzelnen Rockers nicht allein über dessen Hebelarme zum Chassis-Pivot erfüllt werden. Für die Einstellung der statischen Antriebsradlast bleibt somit die Lage des Bogie-Pivots der maßgebende geometrische Parameter. Der statische Referenzlauf bestätigt die nahezu identische Lastaufteilung mit $\alpha_A = 46,34\%$ für die Ausgleichswippe und $\alpha_A = 46,38\%$ für das Rocker-Bogie. Die Differenz von lediglich 0,04 Prozentpunkten ist für die betrachtete Lastaufteilung vernachlässigbar. Das Rocker-Bogie erreicht diese Kopplung über das Querdifferential, während die Ausgleichswippe den entsprechenden Ausgleich mit geringem kinematischem Aufwand realisiert.

Bei den kraftbasierten Konzepten tritt an die Stelle der Pivotlage ein vorgespanntes Federelement. Solange der Federweg durch den parallelen starren Lastpfad näherungsweise konstant bleibt, bleibt auch die von der Feder eingebrachte Kraft annähernd konstant [29]. Der Antriebsradanteil folgt dann aus dieser Kraft, und es kommt darauf an, in welchem Lastpfad die Feder sitzt.

Bei der Antriebsvorspannung liegt sie im Antriebspfad. Die Antriebsräder tragen die eingeprägte Kraft, die starr angebundenen Stützräder den Rest, sodass sich α_A wie folgt berechnet:

$$\alpha_A = \frac{2 \cdot F_A}{W} = \frac{2(F_{0,A} + c_A \cdot \Delta z_A)}{W} \quad (3.4)$$

Mit der Vorspannkraft F_0 , der Federsteifigkeit c und Δz der zusätzlichen Einfederung. Der Dämpfer trägt im statischen Gleichgewicht keine Kraft bei.

Bei der Stützrollenfederung liegt sie im Stützpfad, die Antriebsräder sind starr angebunden. Der Antriebsradanteil ergibt sich als Komplement zu:

$$\begin{aligned} \alpha_A &= 1 - \frac{\Sigma F_S}{W} \\ &= 1 - \frac{4 \cdot (F_{0,S} + c_S \cdot \Delta z_S)}{W} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Er ist über Vorspannung und Federrate ebenso einstellbar wie bei der Antriebsvorspannung, nur mit umgekehrtem Vorzeichen: Schwächere Stützfeder heben ihn, stärkere senken ihn bis auf null, sobald die Stützrollen die gesamte Fahrzeuggast tragen und die Antriebsräder abheben.

Der Lastpfad entscheidet auch darüber, wie sich der Antriebsradanteil bei veränderter Gesamtlast verhält [29]. Der starre Pfad legt die Aufbauhöhe fest und damit den Federweg des gefederten Pfades. Eine Zuladung ändert diese Geometrie nicht, sodass der gefederte Pfad seine Kraft hält und der starre den Lastzuwachs aufnimmt. Bei der Antriebsvorspannung sinkt der Antriebsradanteil deshalb mit steigender Gesamtlast, bei der Stützrollenfederung wächst er. Nach oben ist die Auslegung in beiden Fällen begrenzt: Eine zu hohe Vorspannung entlastet bei der Antriebsvorspannung die Stützräder, bei der Stützrollenfederung die Antriebsräder. Hinzu kommt bei der Antriebsvorspannung, dass die Summe aus Vorspannkraft und zusätzlicher Einfederung an einer Bodenerhebung die zulässige Radlast überschreiten kann [27], diese Grenze wurde hier nicht untersucht.

Die Architektur legt damit sowohl fest, ob die Radlastverteilung eindeutig bestimmt ist, als auch, über welche konstruktive Größe der Antriebsradanteil beeinflusst werden kann.

3.4 RAMPENÜBERGÄNGE ALS GEOMETRISCHE GRENZE

Abbildung 5 zeigt einen geometrischen Grenzfall des starren Fahrwerks. Vor dem Rampenübergang tragen alle drei Radreihen. Beim Überfahren des konkaven Knicks stützt sich das Fahrzeug dagegen auf Vorder- und Hinterrädern ab, während die mittlere Antriebsachse entlastet wird. Für einen scharfen Knick und eine mittig angeordnete Antriebsachse beträgt die maximale geometrische Aufstandslücke $u_{max}[mm]$ mit der Steigung k und dem Radstand $L[mm]$.

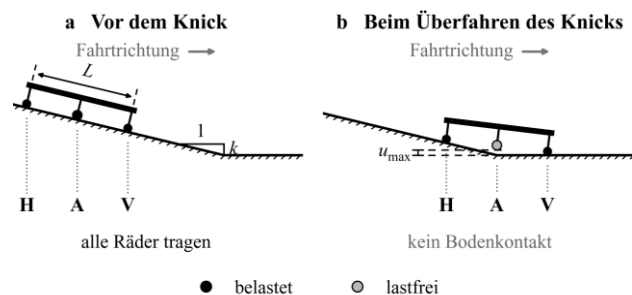


Abbildung 5. Starres Fahrwerk am Übergang von einem Gefälle auf ebenen Boden

$$u_{max} = \frac{k \cdot L}{4} \quad (3.6)$$

Für das untersuchte Fahrzeug mit $L = 700 \text{ mm}$ und $k = 0,05$ für 5 %, ergibt sich $u_{max} = 8,75 \text{ mm}$. Bei den Wippenarchitekturen wurde der Pivot zur Erhöhung der Antriebsradlast in Richtung des Antriebsrads verschoben. Dadurch vergrößert sich der erforderliche Ausgleichsweg auf der gegenüberliegenden Seite. Beim verwendeten Hebelverhältnis von 1:2 entspricht einer Absenkung des Antriebsrads um 8,75 mm eine gegenläufige Bewegung des Hinterrads um 17,5 mm. Bei mittigem Pivot wären beide Wege gleich groß.

Der geometrisch kritische Bereich reicht vom Erreichen des Knicks durch das Vorderrad bis zu dessen Passieren durch das Hinterrad und erstreckt sich damit über einen Radstand. Im ideal starren Grenzfall entspricht dies, im verwendeten Fahrzeug, 0,7 m ohne Antriebsradkontakt. Für das Durchfahren dieses Bereichs ergibt sich bei $v = 1,5 \text{ m/s}$ $t = 0,47 \text{ s}$, bei $v = 0,3 \text{ m/s}$ ergibt sich $t = 2,33 \text{ s}$. Während eines Kontaktverlusts können über die Antriebsräder weder Längskräfte noch ein Giermoment übertragen werden. Zum Vergleich beträgt der ideale Bremsweg s_B aus $v = 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ bei $a = 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ lediglich:

$$s_B = \frac{v^2}{2a} = 0,75 \text{ m} \quad (3.7)$$

Der Kontaktverlust erstreckt sich damit über eine Strecke in der Größenordnung des gesamten Bremswegs. Bei niedriger Fahrgeschwindigkeit ist dagegen die Dauer maßgebend: Ein während dieser 2,33 s angeforderter Halt lässt sich mechanisch nicht umsetzen.

Für ausgleichende sechsrädrige Fahrwerke folgt daraus eine geometrische Anforderung: Am Ort der Antriebsachse muss eine relative Höhendifferenz ausgeglichen werden können. Der dafür erforderliche Feder- oder Gelenkweg hängt von der jeweiligen Kinematik ab. Ausgerundete Rampenübergänge verringern die Aufstandslücke, die Formel 3.6 beschreibt den Grenzfall eines scharfen Knicks.

4 METHODIK UND SIMULATIONSDESIGN

Der Vergleich ist nur belastbar, wenn sich die sechs Modelle ausschließlich in der Fahrwerksarchitektur unterscheiden, mit Ausnahme des Radbildes beim Dreipunktaufleger. Daher sind Fahrzeuggrundfläche ($400 \times 800 \text{ mm}$), Radraster ($300 \times 350 \text{ mm}$), Gesamtmasse (100 kg), Radabmessungen und Kontaktparameter ($\mu_H = 0,70, \mu_G = 0,55$) identisch. Der Chassisschwerpunkt liegt in allen Entwürfen mittig über der Grundfläche und 117 mm über dem Boden. Zur Vereinfachung der Modellparametrierung wurden die Massen der beweglichen Bauteile nicht geometriebasiert bestimmt, sondern einheitlich mit 1 kg angesetzt.

Eine Kastorbaugruppe aus Rad, Aufhängung und Drehscheibe wiegt damit 3 kg und eine Antriebsradbaugruppe 2 kg, die Restmasse liegt im Chassis. Die Antriebsräder haben 100 mm, die Stützrollen 75 mm Durchmesser bei 10 mm Nachlaufversatz. Kinematische Gelenke liegen einheitlich 122 mm über dem Boden.

Die kraftbasierten Varianten unterscheiden sich nur durch ihre Feder-Dämpfer-Elemente: Antriebsvorspannung mit $10 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ Federsteifigkeit, 300 N Vorspannung und $0,75 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{mm}}$ Dämpfung sowie Stützrollenfederung mit $5 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$, 100 N und $0,2 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{mm}}$. Die Feder-Dämpfer-Einheiten sind Teil der jeweiligen Radbaugruppe, deren Massen von 2,0 kg am Antriebsrad und 3,0 kg am Kastorrad gehen in die gemessene Radnormalkraft ein.

Die Modellierung erfolgt als Mehrkörpersimulation in MSC Adams bei einer Ausgaberate von 1000 Hz. Als einheitliche Auswertegröße wird die vertikale Kontaktkraft F_y verwendet. Auf horizontaler Fahrbahn entspricht sie der lokalen Radnormalkraft. Auf geneigten Profilflanken in Block 2 ist sie dagegen als einheitliche Vergleichsgröße zu verstehen, da eine exakte Normalkraftbestimmung eine Projektion auf die jeweilige Bodennormale erfordern würde.

Für die Kontaktmodellierung wird ein Haftreibungswert von $\mu = 0,7$ angesetzt. Dieser Wert liegt innerhalb des für trockene Polyurethan-Laufflächen aus Vulkollan® auf glattem Industrieboden angegebenen Bereichs von etwa $\mu = 0,6$ bis 0,8 [30] und beschreibt damit einen günstigen, trockenen Kontaktzustand. Der tatsächlich verfügbare Reibwert ist jedoch keine konstante Materialeigenschaft, sondern hängt unter anderem von Radwerkstoff, Radgeometrie [31], Bodenoberfläche und Umgebungsbedingungen ab [30]. Der in der Simulation verwendete Wert wird daher nicht als sicher verfügbarer Reibwert interpretiert, sondern dient ausschließlich der Kontaktmodellierung. Für die Bewertung der Traktionsreserve wird stattdessen der aus den simulierten Kontaktkräften bestimmte Reibwertbedarf μ_{req} herangezogen und mit einem Auslegungsreibungswert von $\mu_{ausl} = 0,3$ verglichen. Dieser entspricht der unteren Grenze des in [30] angegebenen Bereichs für nasse Laufflächen auf glattem Industrieboden.

4.1 SZENARIEN UND UMFANG

Die Untersuchung ist in drei Simulationsblöcke gegliedert. Block 1 umfasst 11 grundlegende Fahrscenarien auf ebener und geneigter Fahrbahn. Neben dem statischen Referenzfall werden Längs-, Quer- und Diagonaleinrichtungen von jeweils 5 % und 10 % sowie Anfahr- und Bremsvorgänge mit unterschiedlichen Beschleunigungen untersucht. Zusätzlich wird eine Bremsung mit $1,5 \text{ m/s}^2$ aus einer Fahrgeschwindigkeit von 1,5 m/s betrachtet. Für die sechs Fahrzeugarchitekturen ergeben sich damit insgesamt 66 Simulationsläufe.

Block 2 untersucht das Verhalten auf unterschiedlichen Bodenunebenheiten. Betrachtet werden beid- und einseitige Schwellen, eine Fuge, ein Dreiecksprofil, eine Mulde sowie ein sinusförmiger Boden in Längsrichtung. Die Profile werden je nach Szenario mit Fahrgeschwindigkeiten von 0,3, 1,0 und 1,5 m/s durchfahren. Aus 16 Standardszenarien entstehen 96 reguläre Läufe.

In Block 3 wird der Einfluss der Zuladung untersucht. Betrachtet werden drei Laststufen mit mittig aufgesetzten 50, 100 und 150 kg sowie drei Positionen mit 100 kg, die nach vorne, hinten und zur Seite versetzt sind. Alle Läufe erfolgen im Stillstand auf ebener Fahrbahn. Aus 6 Szenarien ergeben sich 36 Simulationsläufe.

4.2 BEWERTUNGSGRÖßEN

Die Leitfrage lautet, welche Bauform sich unter welchen Bodenverhältnissen als geeignet darstellt. Bewertet wird, ob die Antriebsräder durchgängig Bodenkontakt halten, wie hoch ihre Normalkraft dabei ist und welcher Kraftschluss daraus für Traktion und Bremsen zur Verfügung steht. Minima werden über beide Antriebsräder $i \in \{AL, AR\}$ und das gesamte Auswertefenster gebildet. Die Perzentile werden radweise bestimmt und anschließend über das ungünstigere Antriebsrad zusammengeführt. Die Stützrollen gehen nicht in die Kriterien ein.

Als architekturübergreifende Referenzlast wird die Radlast einer Gleichverteilung der Fahrzeuggewichtskraft auf sechs Räder verwendet:

$$F_{N,ref} = \frac{W}{6} = 163,4N \quad (4.1)$$

Ergänzend zur Normalkraft wird der Kontakt selbst bewertet. Erfasst werden die Dauer t_{KV} , in der mindestens ein Antriebsrad keinen Bodenkontakt hat, sowie die Dauer, in der mindestens ein Antriebsrad weniger als 50 % der Referenzlast, entsprechend $0,5F_{N,ref} = 81,7N$, trägt. Die Schwelle von 50 % ist als Vergleichsschwelle gesetzt und nicht normativ begründet; sie markiert eine deutliche Unterschreitung der Gleichverteilungslast, ohne einen sicherheitstechnischen Grenzwert darzustellen. Zusammenhängende Phasen von weniger als 5 ms werden dabei verworfen, sie entstehen im Coulomb-Kontaktmodell als numerische Spitzen und nicht als physikalische Entlastung (Kapitel 7).

Auch für das 3-Punkt-Auflager wird $F_{N,ref}$ beibehalten. Die Größe beschreibt bewusst nicht die tatsächliche statische Radlast der jeweiligen Bauform, sondern eine für alle Architekturen identische Vergleichslast, denn für die übertragbare Längskraft ist die absolute Normalkraft maßgebend und nicht ihr Verhältnis zum eigenen Ausgangszustand.

Der Kraftschluss wird über den Reibwertbedarf bewertet, zunächst als Zeitreihe je Antriebsrad i :

$$\mu_{req,i}(t) = \frac{F_{T,i}(t)}{F_{N,i}(t)} \quad (4.2)$$

Dabei bezeichnet F_T die tangential zur Fahrbahn wirkende Kontaktkraft und F_N die Radnormalkraft. Im verwendeten globalen Koordinatensystem entspricht auf ebener Fahrbahn $F_N = F_Y$ und $F_T = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}$, da die Y-Achse vertikal ausgerichtet ist. Als Auswertekennzahl wird anschließend das ungünstigere der beiden Antriebsräder verwendet:

$$\mu_{req,p95} = \max(P_{95}(\mu_{req,AL}), P_{95}(\mu_{req,AR})) \quad (4.3)$$

Auf horizontaler Fahrbahn entsprechen die global bestimmten Komponenten unmittelbar der lokalen Normal- und Tangentialkraft. Auf geneigten Profilen ist hierfür dagegen eine Projektion auf die lokale Bodennormale beziehungsweise -tangente erforderlich. Die aus den globalen Komponenten bestimmten Größen werden daher in Block 2 nur als einheitliche Vergleichsgrößen verwendet.

Für die Berechnung von μ_{req} werden nur ausreichend belastete Kontaktzustände berücksichtigt. Unterschreitet die Normalkraft 2 % der statischen Radlast des jeweiligen Rades, mindestens jedoch 1 N, wird der Abtastpunkt verworfen, da der Quotient bei nahezu vollständigem Abheben numerisch empfindlich wird. Das 95. Perzentil wird als robuste Auswertekonvention verwendet, damit einzelne verbleibende Kontakttransienten die Bewertung nicht bestimmen.

Für reine Längskraftübertragung über die beiden Antriebsräder, während des Bremsvorgangs konstante Antriebsradlast und eine ebene, horizontale Fahrbahn, lässt sich der Zusammenhang auch als maximal übertragbare Fahrzeugverzögerung schreiben, indem $F_{N,A} = \alpha_A \cdot W$ und $W = m \cdot g$ in (1.1) eingesetzt werden [7]:

$$a_{max} = \mu \cdot \alpha_A \cdot g \quad (4.4)$$

Die Beziehung dient im Folgenden als quasistatische Vergleichsgröße. Dynamische Änderungen der Antriebsradlast sind darin nicht enthalten und werden anhand der Simulationsergebnisse bewertet.

Bis auf das binäre Funktionskriterium, welches das vollständige Überwinden eines Hindernisses beschreibt, werden alle übrigen Größen vergleichend berichtet. Da die Norm den zulässigen Anhalteweg anlagenspezifisch an die Reichweite der Personenerkennung bindet und keine Mindest-Antriebsradnormalkraft vorgibt (Kapitel 1), existiert für die Kenngrößen kein architekturunabhängiger Grenzwert.

Der Auslegungsreibwert $\mu_{ausl} = 0,3$ stellt keinen allgemeingültigen Grenzwert dar, für andere abgesicherte Rad-Boden-Kombinationen kann er entsprechend angepasst werden.

Nick- und Wankwinkel sind ebenfalls Vergleichsgrößen, weil sich hierfür kein anwendungsunabhängiger Grenzwert begründen lässt: Ein Wankwinkel von 3° ist für eine Palette belanglos aber für einen Flüssigkeitstransport entscheidend. Auch die Gierabweichung wird nicht als hartes Kriterium geführt, sondern für vorgesehene Geradeausfahrt funktional bewertet.

5 SIMULATIONSERGEBNISSE

5.1 STATISCHE REFERENZ

Vor der Auswertung der Fahr- und Bodenprofilszenarien wird die statische Radlastverteilung auf ebenem Boden mit den Beziehungen aus Kapitel 3 verglichen. Abbildung 6 zeigt die Lastanteile der einzelnen Räder und Radgruppen.

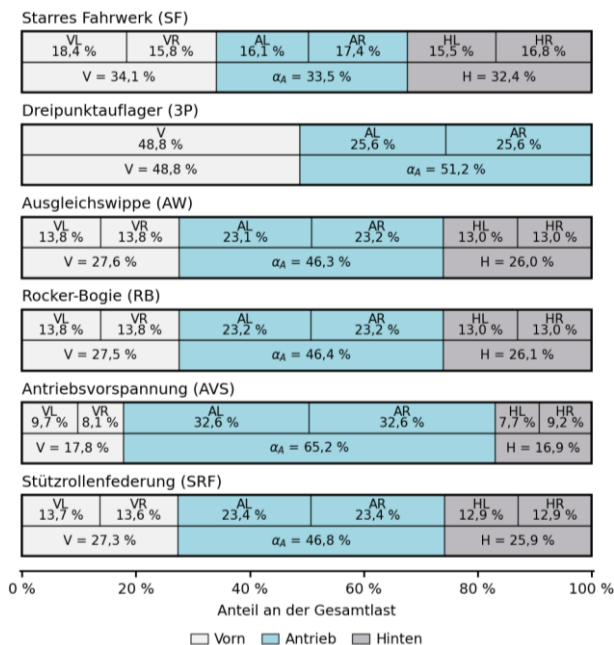


Abbildung 6. Statische Radlastverteilung im Stillstand auf ebenem Boden.

Beim starren Fahrwerk existiert aufgrund der statischen Überbestimmtheit kein allein aus der Geometrie bestimmbarer Sollwert. Die dargestellte Lastverteilung ergibt sich aus den im Simulationsmodell vorhandenen Kontakt- und Struktursteifigkeiten sowie den Höhenlagen der Aufstandspunkte und dient daher als Referenzzustand für die folgenden Lastfälle. Für die fünf analytisch bestimmbaren Architekturen stimmen die simulierten Antriebslastanteile mit den quasistatischen Sollwerten aus Abschnitt 3.3 überein, die Abweichungen bleiben unter 1,4 % (Kapitel 7).

Eine ergänzende Variation der Antriebsachshöhe verdeutlicht die Empfindlichkeit des starren Fahrwerks. Wie Abbildung 7 zeigt, verändert sich der Antriebslastanteil bereits bei geringen Versätzen der Antriebsachse nach oben bzw. unten. Bei -2mm wird nahezu die gesamte Fahrzeuglast über die Antriebsachse getragen. Mechanisch lässt sich der

Versatz als Grenzfall einer Antriebsvorspannung mit sehr hoher Federsteifigkeit interpretieren: Die eingebrachte Höhenänderung erzeugt unmittelbar eine Lastumlagerung über die vorhandenen Kontaktsteifigkeiten. Die simulierten Räder sind sehr hart, diese drückt es 0,15 mm bei gleichmäßiger Lastverteilung ein. Dabei ist das Chassis im Modell ideal starr und die Fahrbahn perfekt eben, die absolute Sensitivität ist daher modellspezifisch. Bei realen Fahrzeugen verbreitern zusätzliche Räder- Struktur- und Bauteilnachgiebigkeiten den Höhenbereich der Lastumlagerung, die grundsätzliche Empfindlichkeit des statisch überbestimmten Systems bleibt jedoch bestehen.

Versatz	Vorne	Antrieb α_A	Hinten
+0,3 mm	49,5 %	3,7 %	46,9 %
+0,1 mm	39,2 %	23,6 %	37,2 %
0	34,1 %	33,5 %	32,4 %
-0,1 mm	27,7 %	46,0 %	26,3 %
-0,3 mm	15,4 %	69,9 %	14,7 %
-2 mm	0,0 %	99,8 %	0,2 %

-66,2 % unverändert +66,2 %

Abbildung 7. Einfluss Höhenversatzes der Antriebsachse auf die statische Radlastverteilung des starren Fahrwerks

5.2 SCHWERPUNKTVERLAGERUNG UNTER FAHRBAHNNEIGUNG

Die Fahrbahnneigung wird im Simulationsmodell durch eine entsprechende Ausrichtung des Schwerkraftvektors abgebildet, während die Fahrbahn geometrisch horizontal bleibt. Abbildung 8 zeigt dies für Längs- und Querneigung; die Diagonalneigung ergibt sich aus deren Kombination. Dadurch bleibt die Fahrzeug- und Kontaktgeometrie unverändert, während die Gewichtskraft relativ zum Fahrwerk wie auf einer geneigten Fahrbahn wirkt.

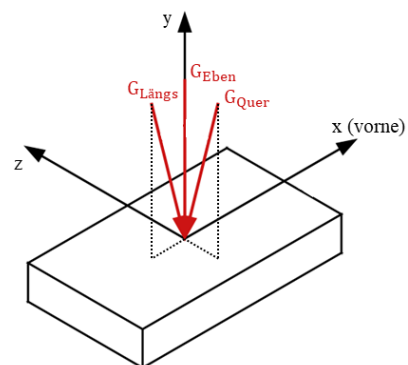


Abbildung 8. Modellierung der Fahrbahnneigung durch Ausrichtung des Schwerkraftvektors. φ , ϑ und ψ bezeichnen Wank-, Nick- und Gierwinkel um x, z bzw. y

Bei geneigter Fahrbahn verschiebt sich dadurch die Wirkungslinie der Gewichtskraft gegenüber den Radaufstandspunkten, wodurch sich die Radlasten abhängig von

Neigungsrichtung und Schwerpunkthöhe verlagern. Für den verfügbaren Kraftschluss ist dabei die Last des jeweils geringer belasteten Antriebsrads maßgebend. Die Betrachtung der gesamten Antriebsachslast α_A allein kann eine gegenläufige Umverteilung zwischen linkem (AL) und rechtem Antriebsrad (AR) verdecken. Abbildung 9 stellt deshalb die Einzelradlastanteile sowie deren Summe für alle Neigungsfälle dem Referenzfall gegenüber.

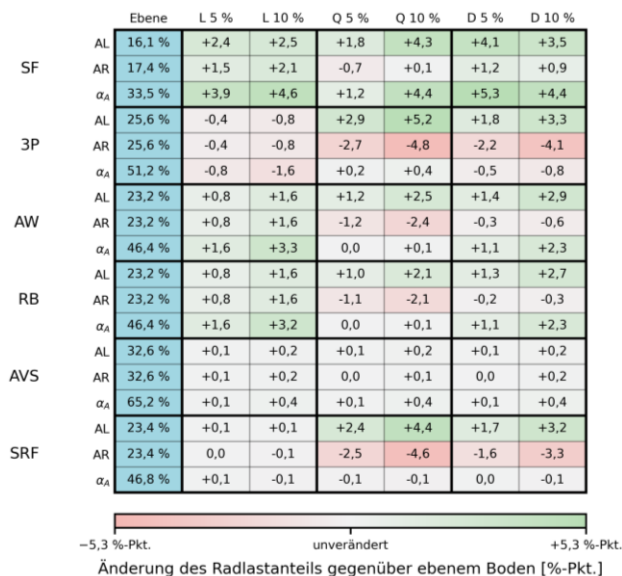


Abbildung 9. Änderung der Radlastanteile gegenüber ebenem Boden für Längs- (L), Quer- (Q) und Diagonalneigung (D)

Mit Ausnahme des starren Fahrwerks mit einer Spannweite von 5,3 Prozentpunkten bleibt die Summe bemerkenswert stabil. Über alle sieben Lastzustände beträgt die Spannweite von α_A bei der Antriebsvorspannung 0,4 und bei der Stützrollenfederung 0,2 Prozentpunkte, beim Dreipunktaufleger 2,0 sowie bei der Ausgleichswippe und Rocker-Bogie 3,2 bis 3,3 Prozentpunkte. Der aus der Geometrie ausgelegte Antriebslastanteil aus Kapitel 3 bleibt unter Neigung also erhalten und ist als Entwurfswert belastbar.

Umverteilt wird unter Neigung nicht nur zwischen Vorder-, Antriebs- und Hinterrädern, sondern bei Querneigung auch innerhalb der Antriebsachse. Unter reiner Längsneigung tragen AL und AR bei allen kinematisch bestimmten Architekturen weiterhin gleiche Anteile. Bei Querneigung entsteht dagegen eine links-rechts-Asymmetrie, besonders beim Dreipunktaufleger. Dort wird das Wankmoment nur über eine einzelne, mittig angeordnete Stützrolle abgestützt, sodass Last zwischen den beiden Antriebsrädern umverteilt wird. Das leichte Ausschwenken der Kastorrolle verschiebt den Aufstandspunkt zusätzlich und vergrößert die Asymmetrie. Dies ist vermutlich eine Folge des in Kapitel 7 beschriebenen Coulomb-Kontaktmodells. Bei der Stützrollenfederung tritt derselbe Effekt schwächer auf, während die Antriebsvorspannung praktisch keine Querempfindlichkeit zeigt.

Ob der Kraftschluss ausreicht, entscheidet allerdings nicht die Lastverteilung allein, sondern das Verhältnis von angeforderter Tangential- zu verfügbarer Normalkraft. Abbildung 10 zeigt deshalb den Reibwertbedarf nach Gleichung (4.3).

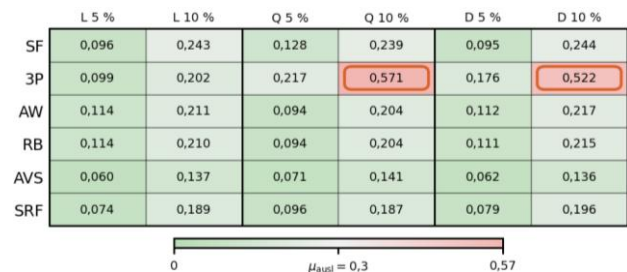


Abbildung 10. Reibwertbedarf $\mu_{req,p95}$ nach Gleichung (4.3) je Architektur und Neigungsfall

Bei 5 % Neigung bleibt der Reibwertbedarf in allen Richtungen und bei allen Architekturen unter dem Auslegungswert von $\mu_{ausl} = 0,3$. Bei 10 % Neigung differenziert sich das Bild: Ausgleichswippe, Rocker-Bogie, Antriebsvorspannung und Stützrollenfederung bleiben auch dann in allen drei Richtungen unterhalb des Auslegungswerts. Das starre Fahrwerk schöpft den verfügbaren Reibwert unter Quer- und Diagonalneigung bereits weitgehend aus, bleibt aber noch darunter.

Das Dreipunktaufleger fällt dagegen klar heraus, und zwar richtungsabhängig. Unter Längsneigung bleibt es unauffällig, unter Quer- und Diagonalneigung steigt der Reibwertbedarf dagegen stark an und überschreitet den Auslegungswert deutlich. Bereits bei 5 % Querneigung wird mit 0,217 ein großer Teil des Auslegungswerts beansprucht, bei 10 % Querneigung wird er mit 0,571 fast verdoppelt. Ursache ist neben der ungleichen Belastung der beiden Antriebsräder, dass die frei schwenkbare Kastorrolle sich in Kraftrichtung ausrichtet und dadurch im stationären Zustand nur eine begrenzte Querkraft abstützt. Die hangabwärts gerichtete Gewichtskomponente muss daher überwiegend von den beiden starr ausgerichteten Antriebsrädern aufgenommen werden. Da ihre Wirkungslinie einen Längsabstand zur Antriebsachse aufweist, entsteht zusätzlich ein Giermoment, das durch eine Differenz der Längskräfte an den beiden Antriebsrädern ausgeglichen werden muss. Die Querempfindlichkeit des Dreipunktauflegers zeigt sich damit sowohl in der Radlastverteilung als auch im erhöhten Reibwertbedarf.

Der Vergleich mit der Lastverteilung zeigt zugleich, warum die Radlast allein als Bewertungsgröße nicht ausreicht. Stützrollenfederung und Dreipunktaufleger weisen unter Querneigung beide eine deutliche Links-rechts-Asymmetrie der Antriebsradlasten auf, unterscheiden sich im Reibwertbedarf jedoch deutlich. Maßgebend ist daher nicht nur die verfügbare Normalkraft des schwächer belasteten Antriebsrads, sondern auch die Tangentialkraft, die es

zur Abstützung von Hangkraft und Giermoment übertragen muss.

5.3 ANFAHREN UND BREMSSEN

Untersucht werden Anfahr- und Bremsvorgänge mit $a = 0,1, 0,3$ und $0,5 \text{ m/s}^2$ sowie ein Not-Halt aus $v = 1,5 \text{ m/s}$ mit $a = 1,5 \text{ m/s}^2$ Bremsbeschleunigung. Alle Architekturen erreichen im Simulationsmodell die vorgegebene Verzögerung. Für die vergleichende Bewertung wird der Not-Halt herangezogen.

Nach Gleichung (4.4) muss bei ausschließlicher Längskraftübertragung über die Antriebsräder für eine Verzögerung von $1,5 \text{ m/s}^2$ und den Auslegungsreibwert $\mu_{ausl} = 0,3$ mindestens $\alpha_{A,req} = \frac{1,5 \text{ m/s}^2}{0,3 \cdot 9,807 \text{ m/s}^2} \approx 0,51$ der Fahrzeuggewichtskraft auf den Antriebsrädern liegen. Von den in Abschnitt 5.1 bestimmten statischen Lastverteilungen erfüllen dies nur das Dreipunktauflager mit $\alpha_A = 0,512$ und die Antriebsvorspannung mit $0,652$, alle übrigen Architekturen liegen bereits im Stand unter diesem Wert.

Abbildung 11 stellt die statische Lastverteilung ihrer Änderung während des Not-Halts gegenüber und zeigt ergänzend den Reibwertbedarf nach Formel 4.3. Die Bremsphasenwerte werden ausschließlich über das Bremsfenster ausgewertet.

	Vorn	Antrieb α_A	Hinten	$\mu_{req, p95}$
SF	34,1 % +6,6 %-Pkt.	33,5 % -6,3 %-Pkt.	32,4 % -0,2 %-Pkt.	0,650
3P	48,8 % +2,6 %-Pkt.	51,2 % -2,6 %-Pkt.	-	0,330
AW	27,6 % -0,4 %-Pkt.	46,3 % +5,5 %-Pkt.	26,0 % -5,1 %-Pkt.	0,310
RB	27,5 % -0,4 %-Pkt.	46,4 % +5,5 %-Pkt.	26,1 % -5,1 %-Pkt.	0,309
AVS	17,8 % +2,7 %-Pkt.	65,2 % -0,1 %-Pkt.	16,9 % -2,6 %-Pkt.	0,240
SRF	27,3 % +3,9 %-Pkt.	46,8 % -1,0 %-Pkt.	25,9 % -2,9 %-Pkt.	0,336

-6,6 %-Pkt. unverändert +6,6 %-Pkt.

Abbildung 11. Lastverlagerung und Kraftschlussbedarf beim Not-Halt aus $1,5 \text{ m/s}$ mit $1,5 \text{ m/s}^2$. Blau zeigt den statischen Lastanteil, darunter dessen Änderung während der Bremsphase. Orange kennzeichnet $\mu_{req, p95} > \mu_{ausl}$

Die Lastverschiebung unterscheidet die Architekturen deutlich. Die Antriebsvorspannung hält ihren hohen Antriebslastanteil nahezu konstant. Ausgleichswippe und Rocker-Bogie verlagern beim Bremsen Last von den Hinterrädern auf die Antriebsräder und erreichen dadurch dynamisch beinahe das für den Not-Halt erforderliche Lastniveau. Beim Dreipunktauflager und der Stützrollenfederung nimmt der Antriebslastanteil dagegen leicht ab.

Am stärksten fällt die Entlastung beim starren Fahrwerk aus, hier wird Last von den Antriebsrädern in Richtung Vorderachse verlagert. Dieser Wert gilt für den Referenzzustand aus Abschnitt 5.1, mit abgesenkter Antriebsachse steigt die Ausgangslast entsprechend. Beim untersuchten Versatz von $-0,3 \text{ mm}$ verbleiben während des Not-Halts noch 61,6 % der Fahrzeuggewichtskraft auf den Antriebsrädern, der Reibwertbedarf sinkt dadurch auf $\mu_{req} = 0,298$. Die bremsbedingte Lastverlagerung bleibt jedoch bestehen: Gegenüber dem statischen Zustand nimmt die Antriebsradlast ab und Last wird insbesondere auf die Vorderachse verlagert. Eine höhere Ausgangslast kann die Kraftschlussreserve somit verbessern, verhindert jedoch nicht die für den Bremsvorgang charakteristische dynamische Entlastung der Antriebsachse. Umgekehrt reicht bei einer Anhebung der Antriebsachse um $0,3 \text{ mm}$ der verbleibende Antriebslastanteil von 3,7 % nicht mehr aus, um die für das Anfahren erforderliche Längskraft zu übertragen. Allerdings ist bei langsamem Anfahren der erforderliche Reibwertbedarf deutlich geringer als beim Not-Halt, sodass eine kritische Entlastung der Antriebsräder im normalen Fahrbetrieb zunächst unauffällig bleiben kann.

Diese Unterschiede spiegeln sich im Reibwertbedarf wider. Die Antriebsvorspannung bleibt als einzige Architektur unter dem angesetzten Auslegungsreibwert. Ausgleichswippe und Rocker-Bogie liegen nahe an der Auslegungsgrenze, Dreipunktauflager und Stützrollenfederung geringfügig darüber. Das starre Fahrwerk weist infolge der ausgeprägten Antriebsradentlastung den deutlich höchsten Kraftschlussbedarf auf.

5.4 ROBUSTHEIT GEGENÜBER BODENSTÖRUNGEN

Die Bodenprofilszenarien unterscheiden zwischen Befahrbarkeit und verfügbarer Antriebsradlast: Ein überwundenes Hindernis belegt nicht, dass während der Überfahrt durchgängig ausreichender Bodenkontakt und Kraftschluss vorhanden sind. Nur das starre Fahrwerk scheitert in vier Läufen, jeweils bei $0,3 \text{ m/s}$: An der beidseitigen Schwelle (V1) erreicht es 39 % der Hindernishöhe, an der einseitigen Schwelle (V4) 35 % und am Dreiecksprofil (V11) 45 %. Bei V11 und in der Mulde (V13) verlieren die Antriebsräder während der Auffahrt den Kontakt, sodass kein Vortrieb mehr übertragen wird und das Fahrzeug zurückrollt. Bei $1,0$ und $1,5 \text{ m/s}$ überwindet auch das starre Fahrwerk alle untersuchten Hindernisse, dies erlaubt jedoch keine Aussage über die während der Überfahrt verfügbare Antriebsradlast.

Abbildung 12 zeigt deshalb oben die Dauer $t_{FN < 0,5 F_{N,ref}}$, während der mindestens eines der beiden Antriebsräder weniger als 50 % der Referenzlast trägt. Unten ist die Dauer t_{KV} dargestellt, in der mindestens eines der beiden Antriebsräder keinen Bodenkontakt hat. Die orangenen Umrandungen kennzeichnen nicht überwundene Hindernisse. Beide Größen sind nach Abschnitt 4.2 entprellt, kurze numerische Kontaktspitzen gehen also nicht ein

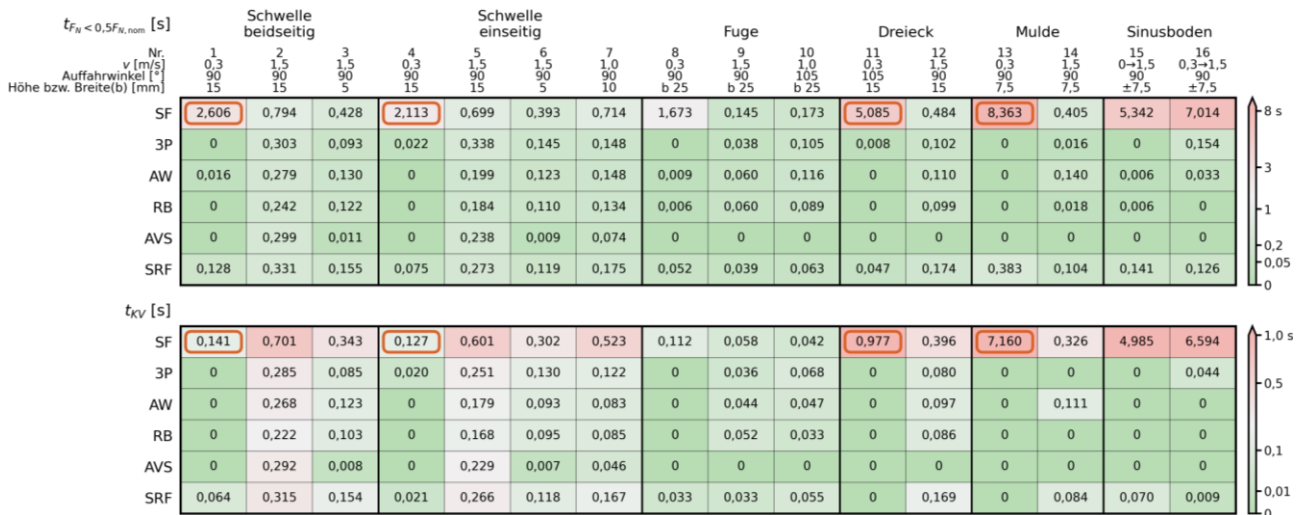


Abbildung 12. Oben: Dauer einer Antriebsradlast unter 50 % der Referenzlast. Unten: Dauer des Antriebsrad-Kontaktverlusts. Orange Umrandungen kennzeichnen nicht überwindene Hindernisse.

Bereits bei den ausgleichenden Architekturen zeigt sich, dass eine erfolgreiche Überfahrt mit zeitweiliger Entlastung verbunden sein kann. Besonders an den 15-mm-Schwellen steigen die Entlastungszeiten bei 1,5 m/s deutlich an: Für 3P, AW, RB, AVS und SRF liegen sie je nach Profil typischerweise im Bereich von etwa 0,18 bis 0,34 s, obwohl dieselben Hindernisse bei $v = 0,3 \text{ m/s}$ teilweise nahezu ohne kritische Entlastung überwunden werden. Die höhere Geschwindigkeit verkürzt damit zwar die Überfahrdauer, verstärkt aber die dynamische Entlastung der Antriebsräder. Eine Verringerung der Hindernishöhe auf 5 mm reduziert diese Phasen deutlich.

Innerhalb der ausgleichenden Konzepte zeigt die Antriebsvorspannung die höchste Robustheit. Sowohl die Entlastungszeiten als auch die Kontaktverlustzeiten bleiben meist am kleinsten. In vielen Szenarien tritt überhaupt kein Kontaktverlust auf. Rocker-Bogie und Ausgleichswippe folgen mit ebenfalls kurzen Zeiten und sehr ähnlichem Verhalten, wobei das Rocker-Bogie bei mehreren Einzelprofilen leicht günstiger ausfällt. Das Dreipunktaufleger reagiert insbesondere auf die einseitige Schwelle empfindlicher. Die Stützrollenfederung zeigt dagegen in fast allen Szenarien nichtverschwindende Entlastungszeiten, während die Kontaktverlustzeiten meist deutlich kürzer bleiben. Ihre Schwäche liegt somit weniger im vollständigen Abheben als in einer wiederkehrenden Reduktion der verfügbaren Antriebsradlast.

Das starre Fahrwerk weist mit Abstand die längsten kritischen Phasen auf und ist das einzige Konzept, das Hindernisse nicht in allen Fällen überwinden kann. An Schwellen treten bereits lange Entlastungsphasen bei noch vergleichsweise kurzen Kontaktverlustzeiten auf; kritisch ist dort also schon die stark verringerte Normalkraft. Am Dreiecksprofil, in der Mulde und auf dem Sinusboden kommen

mehrsekündige Kontaktverlustzeiten hinzu. In der Mulde und beim Dreiecksprofil führt dies zum Verlust des Vortriebs und zum Zurückrollen. Die geringste Robustheit des starren Fahrwerks beruht damit auf einem systematisch ungünstigen Verhalten über nahezu alle untersuchten Bodenprofile hinweg.

Für die sicherheitstechnische Bewertung ist insbesondere wichtig, dass nicht nur vollständiger Kontaktverlust kritisch ist. Bereits Phasen mit stark verringerter Antriebsradlast können die übertragbare Traktions- oder Bremskraft deutlich reduzieren.

5.5 FAHRZEUGVERHALTEN

Ergänzend zur Antriebsradbelastung wird die Bewegung des Fahrzeugaufbaus betrachtet. Als Aufbauabewegung werden dabei die Drehbewegungen des Chassis um seine drei Achsen verstanden, also Wanken, Nicken und Gieren, in Abbildung 8 sind die Wirkrichtungen erklärt.

Ausgewertet werden die fünf Bodenprofile bei 0,3 m/s. Höhere Geschwindigkeiten bleiben wegen auftretender Flugphasen unberücksichtigt, da die Aufbauwinkel dann weniger eindeutig die Fahrwerksnachgiebigkeit beschreiben. Das starre Fahrwerk bleibt ebenfalls unberücksichtigt, da es vier der fünf Störungen nicht vollständig überwindet und damit kein vergleichbares Überfahrverhalten liefert.

Abbildung 13 stellt die resultierenden Wank-, Nick- und Gierwinkel gegenüber. Symmetrische Profile führen überwiegend zu Nickbewegungen, während die größten Unterschiede bei Wanken und Gieren an einseitigen beziehungsweise schräg angeregten Profilen auftreten. Für den Vergleich ist jeweils der Betrag des Winkels maßgebend,

das Vorzeichen beschreibt lediglich die Bewegungsrichtung.

V1 · Schwelle beidseitig, h = 15 mm			
	φ [°]	θ [°]	$\Delta\psi_{\text{Ende}}$ [°]
3P	-0,01	-1,31	0,01
AW	0,00	1,90	0,02
RB	0,01	1,90	0,02
AVS	0,23	1,23	-0,17
SRF	0,35	1,67	0,34

V4 · Schwelle einseitig, h = 15 mm			
	φ [°]	θ [°]	$\Delta\psi_{\text{Ende}}$ [°]
3P	-2,90	-0,58	3,58
AW	-1,95	0,99	-0,74
RB	-1,45	0,95	-1,53
AVS	-0,48	1,23	-2,42
SRF	-2,82	-0,88	-2,11

V8 · Fuge, b = 25 mm			
	φ [°]	θ [°]	$\Delta\psi_{\text{Ende}}$ [°]
3P	-0,01	-0,53	0,01
AW	0,00	-0,73	0,01
RB	-0,01	-0,72	0,03
AVS	0,03	-0,45	-0,10
SRF	0,04	-0,40	-0,13

V11 · Dreieckprofil, h = 15 mm, 15°			
	φ [°]	θ [°]	$\Delta\psi_{\text{Ende}}$ [°]
3P	2,91	1,26	-1,48
AW	1,95	0,99	2,79
RB	1,45	0,96	2,44
AVS	0,46	-1,23	-0,32
SRF	2,90	-0,83	-0,69

V13 · Mulde, h = 7,5 mm			
	φ [°]	θ [°]	$\Delta\psi_{\text{Ende}}$ [°]
3P	0,00	-1,30	0,00
AW	0,00	-1,88	0,00
RB	0,01	-1,87	0,01
AVS	0,03	1,23	0,01
SRF	-0,01	-1,35	0,07

Abbildung 13. Aufbaubewegung beim Überfahren von fünf Bodenprofilen bei 0,3 m/s. φ bezeichnet den maximalen Wank-, θ den maximalen Nickwinkel, $\Delta\psi_{\text{Ende}}$ die Gierabweichung am Ende des Auswertefensters.

Am deutlichsten trennt der Wankwinkel die Architekturen. Bei Schwelle beidseitig, Fuge und Mulde bleibt er für alle Konzepte unter 0,4°. An der einseitigen Schwelle und am Dreieckprofil steigt der maximale Betrag dagegen von 0,48° bei der Antriebsvorspannung auf 2,91° beim Dreipunktaufleger. Ursache sind beim Dreipunktaufleger die begrenzte Wankabstützung des einzelnen Stützpunkts und bei der Stützrollenfederung die nachgiebigen Stützseiten. Die Antriebsvorspannung stützt die Bewegung dagegen über die vorgespannte Antriebsachse ab.

Nick- und Gierbewegung trennen die Konzepte dagegen kaum. Die Nickwinkel liegen durchweg zwischen 1,23° und 1,90°, die Gierabweichung bleibt an symmetrischen Störungen unter 0,35° und steigt nur an der einseitigen Schwelle auf bis zu 3,58° beim Dreipunktaufleger. Eine eindeutige Rangfolge ergibt sich in beiden Fällen nicht.

Damit trennt vor allem das Wankverhalten die Konzepte, die Bedeutung der übrigen Aufbaubewegungen hängt stärker vom jeweiligen Einsatzfall ab.

5.6 EINFLUSS DER ZULADUNG

Zur Bewertung des Zuladungseinflusses werden mittige Lasten von 50, 100 und 150 kg sowie eine 100-kg-Last mit 350 mm Versatz nach vorn, hinten und 145 mm zur Seite untersucht.

Wie Abbildung 14 zeigt, ändern sich die relativen Lastanteile des starren Fahrwerks und des Dreipunktauflegers bei mittlerer Zuladung nur gering. Auch Ausgleichswippe und Rocker-Bogie bleiben weitgehend lastunabhängig, wobei der Antriebsanteil leicht zunimmt. Deutlich anders verhalten sich die federbasierten Konzepte. Bei der Antriebsvorspannung bleibt die absolute Federkraft im Antriebspfad näherungsweise konstant, sodass der relative Antriebslastanteil mit steigender Gesamtlast stark sinkt. Bei der Stützrollenfederung wirkt derselbe Zusammenhang umgekehrt: Die zusätzliche Last wird zunehmend von den Antriebsrädern aufgenommen. Die gegenläufige Entwicklung ist deutlich erkennbar und bestätigt die in Abschnitt 3.3 hergeleitete Lastabhängigkeit beider Konzepte.

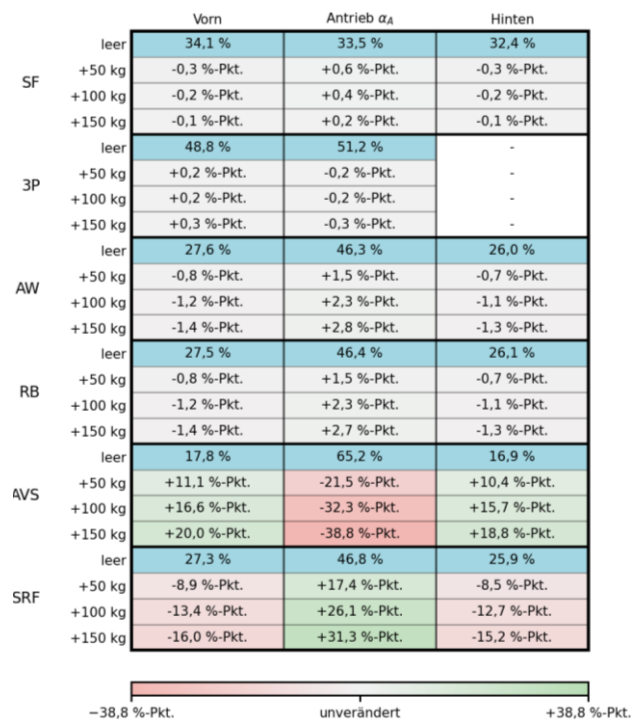


Abbildung 14. Einfluss mittiger Zuladung auf die Lastverteilung.

Besonders deutlich wird der Unterschied bei seitlichem Lastversatz in Abbildung 15. Vier Architekturen erreichen in den hier untersuchten außermittigen Lastfällen bei der jeweils gewählten Auslegung eine konstruktive Grenze. Das Dreipunktaufleger kippt bei seitlicher Zuladung, sein Stützdreieck lässt auf Höhe des Schwerpunkts nicht genug

Lastversatz zu. Bei der Ausgleichswippe und Rocker-Bogie heben bei hinterer Last die Vorderräder ab, bis das Chassis auf der Wippenkinematik aufliegt. Bei der Stützrollenfederung wird der verfügbare Federweg bei vorderer beziehungsweise hinterer Last vollständig ausgeschöpft, sodass das Chassis die Radaufhängung der Stützrollen berührt. Diese Fälle werden daher nicht dargestellt, zeigen jedoch unmittelbar die erforderlichen konstruktiven Bewegungsreserven.

Während sich die Antriebsradlast beim starren Fahrwerk, Ausgleichswippe, Rocker-Bogie und Stützrollenfederung stark zwischen linker und rechter Fahrzeugseite verlagert, bleiben die beiden Antriebsräder der Antriebsvorspannung nahezu gleich belastet.

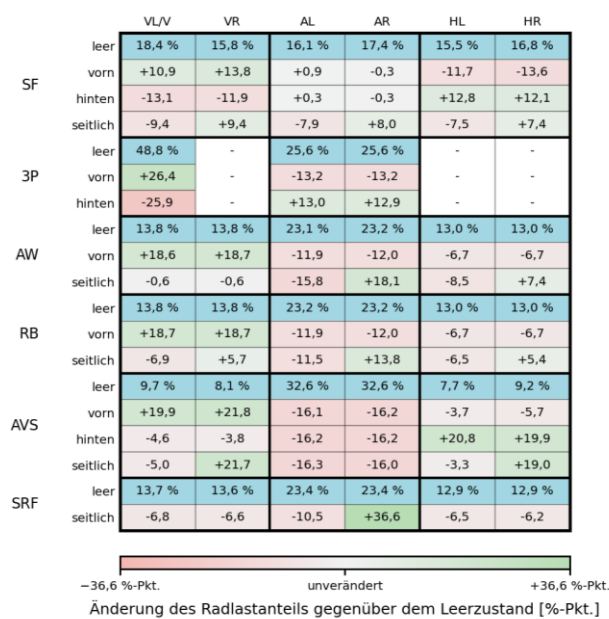


Abbildung 15. Einfluss der Lastposition auf die Einzelradlasten bei 100 kg Zuladung.

Die Vorspannung entkoppelt die Antriebsradlast damit weitgehend von der Lastposition, allerdings auf Kosten des mit steigender Gesamtlast sinkenden Antriebslastanteils aus Abbildung 14.

6 VERGLEICHSMATRIX UND ENTSCHEIDUNGSRAHMEN

6.1 KONSTRUKTIVER AUFWAND UND KOSTEN

Neben dem Fahrverhalten unterscheiden sich die Architekturen in Bauraum, Teilezahl und konstruktivem Aufwand. Die folgende Einordnung basiert auf der konstruktiven Erfahrung und Experteneinschätzung der Autoren und ist als qualitative Bewertung zu verstehen. Die Kosten werden qualitativ aus Anzahl und Komplexität zusätzlicher Bauteile sowie dem Montageaufwand abgeschätzt, eine Stückkostenrechnung ist nicht Gegenstand der Untersuchung.

Den geringsten Aufwand verursacht das Dreipunktaufleger, da gegenüber den sechsrädrigen Entwürfen drei Radbaugruppen entfallen. Auch das starre Fahrwerk benötigt keine zusätzlichen Ausgleichselemente. Bei der Antriebsvorspannung kommen lediglich zwei Feder-Dämpfer-Einheiten im Bereich der Antriebsräder hinzu, sie lassen sich nach dem hier verwendeten Entwurf am Motor hinter dem Antriebsrad unterbringen, der niedriger als das Antriebsrad baut. Die Stützrollenfederung benötigt dagegen vier solcher Einheiten oberhalb der schwenkbaren Rollen und erhöht dadurch insbesondere Bauraum, Teilezahl und Montageaufwand.

Die Ausgleichswippe erfordert fahrzeugspezifische Wippenteile und Gelenkstellen und damit einen höheren geometrischen Entwicklungsaufwand. Die Bauteile selbst können jedoch als vergleichsweise einfache passive Elemente ausgeführt werden, sodass Entwicklungsaufwand und Stückkosten nicht zwangsläufig parallel steigen. Den höchsten konstruktiven Aufwand verursacht das Rocker-Bogie durch die zusätzlichen Rocker- und Bogie-Elemente sowie das Querdifferential. Das Ergebnis zeigt Abbildung 16.

Architektur	Zusatzbauteile gegenüber starrem Fahrwerk	Bauraum	Aufwand	Montage / Wartung	Kosten
Starres Fahrwerk (SF)	-	gering	gering	gering	gering
Dreipunktaufleger (3P)	-3 Radbaugruppen	sehr gering	sehr gering	sehr gering	sehr gering
Ausgleichswippe (AW)	+3 Wippen	mittel	mittel-hoch	gering-mittel	mittel
Rocker-Bogie (RB)	+4 Wippen, +1 Differential	hoch	sehr hoch	hoch	hoch
Antriebsvorspannung (AVS)	+2 Federeinheiten	gering	gering-mittel	mittel	gering-mittel
Stützrollenfederung (SRF)	+4 Federeinheiten	mittel-hoch	mittel	mittel	mittel

Abbildung 16. Konstruktiver Aufwand der sechs Architekturen. Zusatzbauteile relativ zum starren Fahrwerk, negative Werte kennzeichnen entfallende Baugruppen. Die übrigen Kriterien sind qualitative Einstufungen.

6.2 VERGLEICHENDE EINORDNUNG

Die vorangegangenen Abschnitte zeigen unterschiedliche Stärken und Grenzen der Architekturen. Für die Auswahl reicht daher keine einzelne Kennzahl aus. Abbildung 17 führt zunächst die Ergebnisse zum Fahrverhalten zusammen. Die Einstufung reicht von ++ bis — und beschreibt eine relative Einordnung innerhalb der sechs untersuchten Architekturen. Sie ist nicht als allgemeines Akzeptanzkriterium zu verstehen.

	Fahrverhalten					
	Kraftschluss- Neigung (5.2)	Querlast- verteilung (5.2)	Not-Halt (5.3)	Hindernis- überwindung (5.4)	Entlastungs- robustheit (5.4)	Wank- verhalten (5.5)
SF	o	o	—	—	—	n. b.
3P	—	—	o	+	o	—
AW	+	+	+	+	+	o
RB	+	+	+	+	+	+
AVS	++	++	++	+	++	++
SRF	+	—	o	+	—	—

Abbildung 17. Relative Einordnung der sechs Architekturen nach Fahrverhalten mit (Abschnitt) des Beitrags

Wobei n. b. für nicht bewertbar steht, da das starre Fahrwerk vier der fünf bei 0,3 m/s ausgewerteten Bodenstörungen nicht vollständig überwindet.

Kraftschluss und Querlastverteilung sowie Befahrbarkeit und Antriebsradentlastung werden getrennt bewertet, weil sie auseinanderfallen: Dreipunktaufleger und Stützrollenfederung zeigen eine ähnlich starke Links-rechts-Umverteilung bei deutlich unterschiedlichem Reibwertbedarf, und alle ausgleichenden Konzepte überwinden die Hindernisse bei deutlich unterschiedlicher Entlastungs- und Kontaktverlustdauer. Von den Aufbauwinkeln geht nur das Wankverhalten ein, da Nick- und Gierwinkel keine eindeutige Rangfolge ergeben.

Abbildung 18 ergänzt diese fahrdynamische Bewertung um Lastflexibilität sowie die konstruktiven Eigenschaften aus Abschnitt 3.3 und 6.1.

	Konstruktive Eigenschaften					
	Zuladungs- verhalten (5.6)	Lastpositions- robustheit (5.6)	Einstellbarkeit α_A (3.3)	Bauraum (6.1)	Aufwand (6.1)	Kosten (6.1)
SF	o	o	—	+	+	+
3P	+	—	o	++	++	++
AW	+	—	++	o	—	o
RB	+	—	++	—	—	—
AVS	—	++	+	+	+	+
SRF	++	—	+	—	o	o

Abbildung 18. Relative Einordnung der sechs Architekturen nach konstruktiven Eigenschaften mit (Abschnitt) des Beitrags

Die größten Zielkonflikte entstehen bei den federbasierten Konzepten: Bei der Antriebsvorspannung sinkt der relative Antriebslastanteil mit zunehmender Zuladung, bei

der Stützrollenfederung steigt er. Ausgleichswippe und Rocker-Bogie stellen α_A dagegen geometrisch und weitgehend lastunabhängig ein, dem etwas robusteren Verhalten des Rocker-Bogie bei einzelnen Bodenstörungen steht sein deutlich höherer konstruktiver Aufwand gegenüber (Abschnitte 5.4 und 6.1).

6.3 ENTSCHEIDUNGSRAHMEN

Die Vergleichsmatrix in Abbildung 17 und 18 liefert keine allgemeine Rangfolge, sondern grenzt die Eignung der Architekturen anhand der Einsatzbedingungen ein. Maßgebend sind vier Fragen: Wie kontrollierbar sind Bodenqualität und Bodenstörungen? Wie groß ist der Zuladungsbereich? Wie stark kann sich der Schwerpunkt längs oder quer verlagern? Welche Kraftschlussreserve wird für die geforderten Beschleunigungs- und Bremsvorgänge benötigt? Die folgenden Absätze ordnen die sechs Architekturen entlang dieser Kriterien ein. Erst unter den danach geeigneten Konzepten entscheiden Bauraum, konstruktiver Aufwand und Kosten.

Das starre Fahrwerk gehört hinsichtlich Bauraum, Komplexität und Kosten zu den einfachsten Lösungen und ist gegenüber der reinen Zuladungsgröße vergleichsweise unempfindlich, solange Schwerpunktlage und Kontaktverhältnisse unverändert bleiben (5.6). Nachteilig sind dagegen die geringe Robustheit gegenüber Bodenstörungen und die hohe Empfindlichkeit der Radlastverteilung gegenüber der tatsächlichen Höhenlage der Räder (5.1 und 5.4). Schwerpunktverlagerungen verändern die Radlastverteilung zusätzlich. Beim untersuchten Not-Halt führt die dynamische Entlastung der Antriebsachse zu einem deutlich höheren Reibwertbedarf als bei den übrigen Architekturen (5.3). SF kommt daher vor allem für Anwendungen infrage, in denen Boden, Schwerpunktlage und Fahrdynamikanforderungen eng begrenzt sind und ein ausreichender Kraftschluss nachgewiesen werden kann.

Das Dreipunktaufleger ist bereits durch seine drei Aufstandspunkte statisch bestimmt, seine Radlastverteilung folgt unmittelbar aus Geometrie und Schwerpunktlage (3.1 und 5.1). Gegenüber einer reinen Änderung der mittigen Zuladungsgröße bleibt der relative Antriebslastanteil weitgehend stabil (5.6). Seine Grenze liegt dagegen in der seitlichen Schwerpunktverlagerung: Querneigung und außermittige Zuladung führen aufgrund des schmalen Stützdreiecks zu einer ausgeprägten Lastasymmetrie. Bei der untersuchten Geometrie kippt das Fahrzeug bei seitlicher Zuladung (5.6). Daneben steigt auch der Kraftschlussbedarf insbesondere bei Querneigung (5.2 und 5.3). Das Dreipunktaufleger eignet sich daher vor allem für Anwendungen mit begrenzter seitlicher Schwerpunktverlagerung und bietet dort eine definierte Radlastverteilung bei geringem Bauraum- und Konstruktionsaufwand.

Ausgleichswippe und Rocker-Bogie stellen den Antriebslastanteil geometrisch über die Pivotlage ein und sind

gegenüber der reinen Zuladungsgröße weitgehend unempfindlich (3.3 und 5.6). Auch beim Not-Halt zeigen beide ein nahezu identisches und vergleichsweise günstiges Kraftschlussverhalten (5.3). Unterschiede treten vor allem bei Bodenstörungen auf, bei denen das Rocker-Bogie geringere Entlastungs- und Kontaktverlustzeiten erreicht (5.4), dafür aber durch Querdifferential und zusätzliche Kinematik den höheren konstruktiven Aufwand verursacht. Bei hinterer Schwerpunktverlagerung wird die Ausgleichsfähigkeit beider Konzepte bei der hier gewählten Pivotlage konstruktiv begrenzt (5.6). Ausgleichswippe bietet damit bei geringerem Aufwand einen ähnlichen Lastverteilungseffekt, während Rocker-Bogie insbesondere bei anspruchsvolleren Bodenstörungen Vorteile besitzt.

Die Antriebsvorspannung (AVS) zeigt gegenüber Neigung und Bodenstörungen die höchste Robustheit und bleibt auch gegenüber der untersuchten Lastposition weitgehend unempfindlich (5.2, 5.4 und 5.6). Beim Not-Halt tritt praktisch keine dynamische Entlastung auf; entsprechend weist AVS den geringsten Kraftschlussbedarf der untersuchten Konzepte auf (5.3). Ihre Grenze liegt im Zuladungsbereich: Da die Vorspannkraft näherungsweise konstant bleibt, sinkt der relative Antriebslastanteil mit steigender Gesamtlast (3.3). Bei geringem zusätzlichem konstruktivem Aufwand eignet sich AVS daher besonders für begrenzte oder gut bekannte Lastbereiche.

Bei der Stützrollenfederung (SRF) steigt der Antriebslastanteil dagegen mit zunehmender Gesamtlast, sodass auch größere Zuladungen den Kraftschluss nicht grundsätzlich verschlechtern (3.3 und 5.6). Beim Not-Halt bleibt der Kraftschlussbedarf im Bereich der ausgleichenden Konzepte (5.3). Nachteile sind die höhere Empfindlichkeit gegenüber einseitigen Bodenstörungen und größere Wankbewegungen (5.4 und 5.5). Bei außermittiger Schwerpunktlage begrenzt bei der hier gewählten Federauslegung der verfügbare Federweg die Ausgleichsfähigkeit (5.6). Die Federauslegung muss deshalb gezielt auf Lastbereich und erforderlichen Bewegungsweg abgestimmt werden.

Die geeignete Architektur ergibt sich damit daraus, welche Randbedingungen konstruktiv abgesichert werden müssen. Ein gut bekannter Lastbereich begünstigt die Antriebsvorspannung, größere Lastbereiche eher geometrische Ausgleichskonzepte oder die Stützrollenfederung. Starke seitliche Schwerpunktverlagerungen schränken insbesondere das Dreipunktauflager ein, während anspruchsvolle Bodenstörungen für ausgleichende Fahrwerke sprechen. Bei hohen Kraftschlussanforderungen sind Konzepte mit definierter oder gezielt erhöhter Antriebsradlast vorteilhaft. Erst wenn Boden, Lastverteilung und Fahrodynamikanforderungen ausreichend kontrolliert sind, kann die konstruktive Einfachheit des starren Fahrwerks den Ausschlag geben.

7 DISKUSSION UND GRENZEN

Die Ergebnisse gelten für die in Kapitel 4 definierten Fahrzeug-, Boden- und Geschwindigkeitsparameter. Je Architektur wurde nur eine konkrete Auslegung untersucht. Federsteifigkeit, Vorspannung und Dämpfung der federbasierten Konzepte sowie die Pivotlagen von Ausgleichswippe und Rocker-Bogie wurden nicht variiert. Da diese Parameter die Lastverteilung unmittelbar beeinflussen (3.3), beschreibt der Vergleich die untersuchten Entwürfe und nicht das jeweilige architekturweite Optimum.

Eine systematische Toleranzanalyse aller Fahrwerksparemeter wurde ebenfalls nicht durchgeführt. Ergänzend wurde jedoch beim starren Fahrwerk die Höhenlage der Antriebsachse variiert, da diese unmittelbar die statisch unbestimmte Radlastverteilung beeinflusst (5.1). Die dabei ermittelte hohe Sensitivität ist aufgrund des idealisierten Simulationsaufbaus nicht unmittelbar als reale Fertigungstoleranz zu interpretieren: Das Chassis wird als ideal starr angenommen und die Variation erfolgt auf einem perfekt ebenen Boden. Bei realen Fahrzeugen sind zusätzliche Rahmen-, Lager- und Radnachgiebigkeiten zu erwarten, die die Lastumlagerung auf einen größeren Verformungsbereich verteilen. Der qualitative Befund bleibt jedoch bestehen: Die Antriebsradlast des starren Fahrwerks hängt von den tatsächlichen Höhen- und Steifigkeitsverhältnissen ab. Fertigungsabweichungen, Setzvorgänge oder unterschiedlicher Radverschleiß können die verfügbare Antriebsradnormalkraft daher über die Nutzungsdauer verändern. Eine Verringerung des wirksamen Antriebsradradius entspricht dabei einer relativen Anhebung der Antriebsachse und wirkt nach der Variation in Abschnitt 5.1 in Richtung einer geringeren Antriebsradlast. Der Stützrollenverschleiß wirkt umgekehrt und erhöht den Antriebslastanteil, maßgebend ist daher der Differenzverschleiß zwischen Antriebsrädern und Stützrollen.

Die Zuladung wurde ausschließlich quasistatisch betrachtet (5.6), ihre Wechselwirkung mit dynamischen Bodenstörungen bleibt damit offen. Auch die untersuchten Bodenprofile decken nur einen begrenzten Bereich ab. Die maximale relative Hindernishöhe beträgt $h/r=0,30$ bezogen auf den Antriebsradradius. Für größere Bodenstörungen lassen sich aus den vorliegenden Ergebnissen daher keine belastbaren Aussagen ableiten.

Eine weitere Grenze ergibt sich aus dem verwendeten Coulomb-Reibmodell in MSC Adams. Die Herstellerdokumentation weist darauf hin, dass dieses keinen expliziten Haftzustand abbildet. Stattdessen wird die Reibung geschwindigkeitsabhängig regularisiert, wobei über definierte Übergangsgeschwindigkeiten zwischen einem maximalen Reibwert bei geringer Relativgeschwindigkeit und dem dynamischen Reibwert interpoliert wird [32]. Dadurch treten in den Neigungsläufen ohne Fahrbefehl Kriechen sowie Schwankungen der Kontaktkräfte auf. Ergänzende Vergleichsläufe mit dem ebenfalls in Adams verfügbaren

Modell *Stiction and Sliding*, das einen Haftzustand um $v = 0$ berücksichtigt, beseitigten beide Effekte. Dafür war in eigenen Versuchsläufen jedoch eine Integrationsauflösung von 10 kHz erforderlich, wodurch sich die Rechenzeit gegenüber dem verwendeten Modell ungefähr verzehnfachte. Für den umfangreichen Architekturvergleich wurde daher das Coulomb-Modell beibehalten; Einzelminima und sehr kurze Kontakttransienten werden entsprechend vorsichtig interpretiert.

Eine interne Verifikation der Simulationsmodelle erfolgt über die quasistatischen Referenzfälle aus Abschnitt 5.1. Für die fünf analytisch bestimmbar Architekturen stimmen die simulierten Antriebslastanteile mit den aus Abschnitt 3.3 abgeleiteten Sollwerten überein, die Abweichungen bleiben jeweils unter 1,4 %. Bei der Sollwertbildung werden die Eigenmassen der beweglichen Rad- und Fahrwerksbaugruppen entsprechend ihrem Lastpfad den jeweiligen Radlasten zugeordnet. Bei Antriebsvorspannung und Stützrollenfederung entsprechen die Federkräfte im statischen Referenzfall zudem näherungsweise den eingestellten Vorspannkräften. Die Abweichungen liegen damit in derselben Größenordnung wie die von [25] für quasistatische Berechnungen gegenüber MSC Adams berichteten rund 2 %. Dies stützt die korrekte Abbildung der grundlegenden Lastverteilungsmechanismen, stellt jedoch keine experimentelle Validierung dar.

Nicht untersucht wurden ferner Gelenkreibung und Klemmen, die Rückwärtsfahrt des Dreipunktauflagers sowie das Rückkehrverhalten nach einer Störung. Eine experimentelle Validierung der dynamischen Ergebnisse und der absoluten Kontaktkräfte steht ebenfalls aus.

8 FAZIT

Die für Bremsen und Traktion verfügbare Längskraft eines differentialgetriebenen FTF wird wesentlich durch die Normalkraft der Antriebsräder bestimmt. Die DIN EN ISO 3691-4 fordert Bremswirksamkeit, legt hierfür jedoch keine Mindest-Antriebsradnormalkraft fest [6]. Der Beitrag schließt diese Lücke nicht normativ, sondern macht sie über den Antriebslastanteil α_A einer konstruktiven Auslegung zugänglich. Für fünf der sechs untersuchten Architekturen lässt sich die statische Lastverteilung aus Geometrie beziehungsweise eingepprägten Federkräften bestimmen, die Simulation bestätigt die zugrunde liegenden Wirkprinzipien.

Die Ergebnisse zeigen zugleich, dass statische Überbestimmtheit praktisch relevant ist. Das starre Fahrwerk weist bei Bodenstörungen und beim untersuchten Not-Halt die stärksten Einschränkungen auf. Dabei ist zwischen Befahrbarkeit und verfügbarem Kraftschluss zu unterscheiden: Ein überwundenes Hindernis bedeutet nicht, dass während der Überfahrt durchgängig eine ausreichende Antriebsradlast erhalten bleibt. Ebenso bestimmt der Lastpfad,

wie empfindlich eine Architektur auf veränderte Zuladung reagiert.

Beim starren Fahrwerk kommt hinzu, dass die Antriebsradlast aufgrund der statischen Überbestimmtheit empfindlich auf Änderungen der relativen Radpositionen reagiert. Bereits geringe Höhenabweichungen können die Lastverteilung deutlich verschieben, da sie nicht allein durch die Nenngeometrie, sondern zusätzlich durch die tatsächlichen Höhen- und Steifigkeitsverhältnisse bestimmt wird. Der Alterungsfall selbst wurde nicht simuliert, da eine Verringerung des wirksamen Antriebsradradius jedoch einer relativen Anhebung der Antriebsachse entspricht (Kapitel 7), folgt aus der untersuchten Höhenvariation unmittelbar die konstruktive Konsequenz: Sinkt der Antriebslastanteil über die Nutzungsdauer, sinkt auch die maximal übertragbare Bremskraft, während das ausgelegte Personenerkennungsfeld unverändert bleibt.

Eine über alle Anforderungen dominante Architektur ergibt sich daher nicht. Bei wenig kontrollierbaren Boden- und Lastbedingungen rechtfertigen ausgleichende Fahrwerke ihren zusätzlichen Aufwand, bei definierten, ebenen Einsatzbedingungen kann dagegen auch ein starres Fahrwerk eine geeignete Lösung darstellen. Die Fahrwerksarchitektur wird damit zu einem unmittelbaren konstruktiven Hebel für die mechanische Absicherung des erforderlichen Kraftschlusses.

EINSATZ GENERATIVER KI

Bei der Erstellung dieses Beitrags wurden Claude Opus 5 (Anthropic) und ChatGPT GPT-5.6 Sol (OpenAI) unterstützend für Recherche, Strukturierung, Formulierung, sprachliche Überarbeitung, Daten- und Codeanalyse, Qualitätssicherung sowie der Erstellung von Abbildungen eingesetzt. Sämtliche Inhalte, Quellen und Ergebnisse wurden durch die Autoren geprüft und verantwortet.

REFERENCES

- [1] P. F. Muir und C. P. Neuman, „Kinematic Modeling of Wheeled Mobile Robots“, Carnegie Mellon University, Pittsburgh, PA, CMU-RI-TR-86-12, Juni 1986.
- [2] M. Montazerijouybari, L. Baron, und S. Kelouwani, „Kinematics of 2-DOF AGVs with Differential Driving Wheels and Caster Wheels Modeling“, in *ROMANSY 23 – Robot Design, Dynamics and Control*, Bd. 601, G. Venture, J. Solis, Y. Takeda, und A. Konno, Hrsg., in CISM International Centre for Mechanical Sciences, vol. 601., Cham: Springer, 2021, S. 495–502. doi: 10.1007/978-3-030-58380-4_59.
- [3] A. J. Moshayedi u. a., „Simulation and Validation of Optimized PID Controller in AGV (Automated

- Guided Vehicles) Model Using PSO and BAS Algorithms“, *Comput. Intell. Neurosci.*, Bd. 2022, S. 7799654, 2022, doi: 10.1155/2022/7799654.
- [4] Verein Deutscher Ingenieure e. V., „VDI 2510-Entwurf: Fahrerlose Transportsysteme (FTS)“. Verein Deutscher Ingenieure e. V., Düsseldorf, Juli 2025.
- [5] WINKEL GmbH, *Schwerlast Komponenten, Schwerlast-Systeme / Heavy load components, heavy load systems*. Illingen, 2023.
- [6] DIN Deutsches Institut für Normung e. V., „DIN EN ISO 3691-4:2023-12: Flurförderzeuge – Sicherheitstechnische Anforderungen und Verifizierung – Teil 4: Fahrerlose Flurförderzeuge und ihre Systeme (ISO 3691-4:2023); Deutsche Fassung EN ISO 3691-4:2023“. DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Berlin, 2023. doi: 10.31030/3386408.
- [7] D. Gross, W. Hauger, J. Schröder, und W. A. Wall, *Technische Mechanik 1: Statik*, 15. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2024. doi: 10.1007/978-3-662-69443-5.
- [8] J. M. García und F. G. Duarte, „Mobile rolling robots designed to overcome obstacles: A review“, *Forces Mech.*, Bd. 16, S. 100283, 2024, doi: 10.1016/j.finmec.2024.100283.
- [9] M. Smieszek, M. Dobrzanska, und P. Dobrzanski, „The impact of load on the wheel rolling radius and slip in a small mobile platform“, *Auton. Robots*, Bd. 43, Nr. 8, S. 2095–2109, 2019, doi: 10.1007/s10514-019-09857-0.
- [10] S. G. Roh u. a., „Flexible Suspension Mechanism for Stable Driving of a Differential Drive Mobile Robot“, in *2013 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, Tokyo, Japan: IEEE, 2013, S. 5518–5523. doi: 10.1109/IROS.2013.6697156.
- [11] S. R. R. Vadivel, R. K. Megalingam, A. P. Sreelatha, und A. P. Udayan, „Enhancing Indoor Mobility: A Novel Suspended Drive Wheel Mechanism for Differential Drive Mobile Robots“, in *2024 4th Asian Conference on Innovation in Technology (ASIANCON)*, Pune, India, 2024. doi: 10.1109/ASIANCON62057.2024.10837746.
- [12] S. Duda, G. Gembalczyk, Z. Kowalik, und T. Machoczek, „Conception of suspension system with variable stiffness for mobile robots“, *Vib. Phys. Syst.*, Bd. 35, Nr. 1, S. 2024118, 2024, doi: 10.21008/j.0860-6897.2024.1.18.
- [13] MOBOTIC GmbH, „MoboDrive DD – Compact, Integrated Drive Systems for Differentially Driven AGVs and AMRs“. Zugegriffen: 31. August 2026. [Online]. Verfügbar unter: https://www.mobotic.de/de/media/specifications/products/MoboDrive_DD-web.pdf
- [14] Y. Korobenko, D. Mishchuk, und M. Balaka, „Overview of suspension systems for mobile wheeled robots“, *Min. Constr. Road Melior. Mach.*, Nr. 104, S. 28–37, 2024, doi: 10.32347/gbdtmm.2024.104.0301.
- [15] SAFELOG GmbH, „Datenblatt – Mobiler Transportroboter SAFELOG XS1 core“. Zugegriffen: 31. August 2026. [Online]. Verfügbar unter: https://www.safelog.de/wp-content/uploads/2025/03/SAFELOG_Datenblatt_XS1-core_DE.pdf
- [16] Ketterer Antriebe GmbH & Co. KG, „Ket-Rob – Antriebsplattform für FTF/FTS“. Zugegriffen: 31. August 2026. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.ketterer.de/produkte/detailansicht/ket-rob-antriebsplattform-fuer-ftf-fts/>
- [17] SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG, „Factsheet MAXOLUTION Transportation Vehicle (MAXOMS-TV005)“. Zugegriffen: 31. August 2026. [Online]. Verfügbar unter: <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/25798332.pdf>
- [18] TENTE International GmbH, „Solutions for Robotics (AGV, AMR) – Robust, Safe, Efficient“. Zugegriffen: 31. August 2026. [Online]. Verfügbar unter: https://cdn.tente.com/media/47/53/fa/1702462582/TENTE_Robotics_EN_TR_I.pdf
- [19] Blickle Räder+Rollen GmbH u. Co. KG, „Gefederte Rollen“. Zugegriffen: 31. August 2026. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.blickle.de/services/mediathek/katalogkapitel>
- [20] B. D. Harrington und C. Voorhees, „The Challenges of Designing the Rocker-Bogie Suspension for the Mars Exploration Rover“, in *Proceedings of the 37th Aerospace Mechanisms Symposium*, Galveston, TX, USA: NASA Johnson Space Center, 2004, S. 185–195.
- [21] X. Zhang, L. Liang, P. Liu, Y. Chen, H. Li, und L. Sun, „Design and Kinematic Analysis of a Six-Wheeled Robot With a Passive Suspension for Integrated Terrain Adaptability and Vibration Mitigation“, *J. Field Robot.*, Bd. 43, Nr. 6, S. 4222–4250, 2026, doi: 10.1002/rob.70241.
- [22] J. Yang, M. Dong, und J. Ye, „A Literature Review of the Rocker-Bogie Suspension for the Planetary Rover“, in *Proceedings of the 2017 International Seminar on Artificial Intelligence, Networking and Information Technology (ANIT 2017)*, in *Advances in Intelligent Systems Research*, vol. 150. Atlantis Press, Dez. 2017, S. 137–142. doi: 10.2991/anit-17.2018.23.
- [23] T. Thueer und R. Siegwart, „Mobility evaluation of wheeled all-terrain robots“, *Robot. Auton. Syst.*, Bd. 58, Nr. 5, S. 508–519, 2010, doi: 10.1016/j.robot.2010.01.007.
- [24] J. Kim, H. Jeong, und D. Lee, „Performance optimization of a passively articulated mobile robot by minimizing maximum required friction coefficient on rough terrain driving“, *Mech. Mach. Theory*, Bd. 164, S. 104368, 2021, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2021.104368.
- [25] A. Ugenti, G. Mantriota, und G. Reina, „Mind the obstacles: Elastic or inelastic rocker type suspension for

- all-terrain robots?“, *Acta Astronaut.*, Bd. 238, S. 460–470, 2026, doi: 10.1016/j.actaastro.2025.10.047.
- [26] Z. Kamiński, „An Optimal Braking Force Distribution in the Rigid Drawbar Trailers with Tandem Suspension“, *Acta Mech. Autom.*, Bd. 19, Nr. 1, S. 94–105, 2025, doi: 10.2478/ama-2025-0012.
- [27] P. G. Doan, „Automated Guided Vehicle with Rocker Suspension“, US-Patentanmeldung US 2020/0114714 A1, 16. April 2020.
- [28] L. B. E. Jensen und L. H. Hansen, „Mobile Robot with Adjustable Traction Weights“, Europäische Patentanmeldung EP 3 800 113 A1, 7. April 2021.
- [29] H. Haberhauer, *Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung*, 18. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2018. doi: 10.1007/978-3-662-53048-1.
- [30] Vulkoprin nv, „Driving force“. Zugegriffen: 31. August 2026. [Online]. Verfügbar unter: <https://vulkoprin.be/en/techcorner/aandrijfkarcht/>
- [31] T. Bartkowiak, W. Paszkowiak, M. Pelic, und A. Myszkowski, „Experimental Study into the Torsional Friction between AGV Wheel and Various Floors“, *Mater. Res. Proc.*, Bd. 12, S. 104–109, 2019, doi: 10.21741/9781644900215-15.
- [32] Hexagon AB, *Adams 2023.2 – Adams View User’s Guide*. Hexagon AB, 2023.

M.Sc. Gedeon Luzius Münchinger, Akademischer Mitarbeiter in der Abteilung Materialflussautomatisierung am Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT) der Universität Stuttgart

Dr.-Ing. Jonas Nölcke, Leiter Technische Logistik | Materialflussautomatisierung am Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT) der Universität Stuttgart

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Robert Schulz, Institutsleiter des Instituts für Fördertechnik und Logistik (IFT) der Universität Stuttgart

Adresse: Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT),
Universität Stuttgart, Holzgartenstraße 15B, 70174 Stuttgart,
Deutschland, Telefon: +49 711 685-84256
E-Mail: gedeon.muenchinger@ift.uni-stuttgart.de