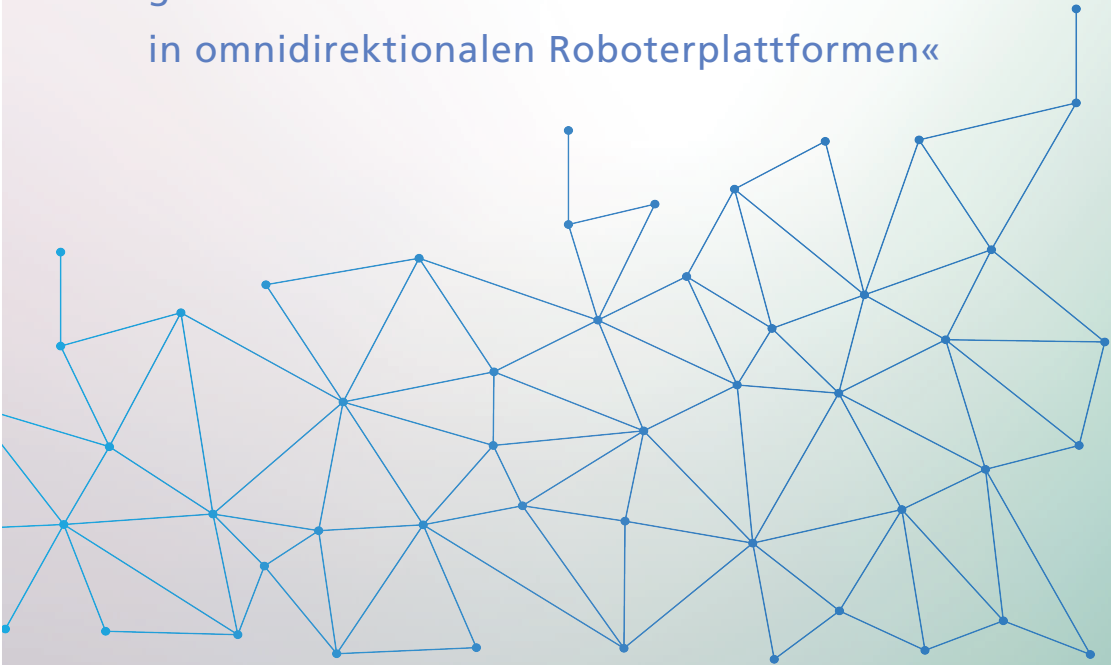


Theo Thomas Jacobs

»Entwicklung kompakter Antriebsmodule mit gefederten, unbegrenzt drehbaren, gelenkten Standardrädern für den Einsatz in omnidirektionalen Roboterplattformen«



Theo Thomas Jacobs

»Entwicklung kompakter Antriebsmodule mit gefederten, unbegrenzt drehbaren,
gelenkten Standardrädern für den Einsatz in omnidirektionalen
Roboterplattformen«

Herausgeber

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Bauernhansl^{1,2}

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dipl.-Kfm. Alexander Sauer^{1,3}

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Kai Peter Birke⁴

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Marco Huber^{1,2}

¹Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Stuttgart

²Institut für Industrielle Fertigung und Fabrikbetrieb (IFF) der Universität Stuttgart

³Institut für Energieeffizienz in der Produktion (EEP) der Universität Stuttgart

⁴Institut für Photovoltaik (*ipv*) der Universität Stuttgart

Kontaktadresse:

Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA
Nobelstr. 12
70569 Stuttgart
Telefon 0711 970-1101
info@ipa.fraunhofer.de
www.ipa.fraunhofer.de

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.de> abrufbar.

Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2023

D 93

2023

Druck und Weiterverarbeitung:

Fraunhofer Verlag, Mediendienstleistungen, Stuttgart, 2023
Für den Druck des Buches wurde chlor- und säurefreies Papier verwendet.



Dieses Werk steht, soweit nicht gesondert gekennzeichnet, unter folgender Creative-Commons-Lizenz:
Namensnennung – Nicht kommerziell – Keine Bearbeitungen
International 4.0 (CC BY-NC-ND 4.0).

**Entwicklung kompakter Antriebsmodule mit gefederten,
unbegrenzt drehbaren, gelenkten Standardrädern für
den Einsatz in omnidirektionalen Roboterplattformen**

Development of compact drive modules with spring-loaded, unlimited
rotating, steered standard wheels for the use in omnidirectional robot
platforms

**Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung**

Vorgelegt von

**Theo Thomas Jacobs
aus Bochum**

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Alexander Verl

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Thomas Maier

Tag der mündlichen Prüfung: 10.01.2023

Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und
Fertigungseinrichtungen der Universität Stuttgart

2023

Vorwort

Diese Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter in der Abteilung Roboter- und Assistenzsysteme am Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA in Stuttgart.

Ich möchte mich ganz herzlich bei meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Alexander Verl für die Betreuung dieser Arbeit bedanken. Ebenso möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Thomas Maier für die Übernahme der Mitberichterstattung danken. Mein Dank gilt zudem meiner langjährigen Gruppenleiterin Frau Dr.-Ing. Dipl.-Inf. Birgit Graf für die Begleitung dieser Arbeit sowie die vielen Tipps und Hilfestellungen bei der Umsetzung.

Bedanken möchte ich mich ebenfalls bei Herrn Dr.-Ing. Kai Pfeiffer und Herrn Dr.-Ing. Christian Connette, die mich dazu inspiriert haben, mich dieser Aufgabenstellung zu widmen. Mein Dank gilt zudem vielen weiteren Kolleginnen und Kollegen für einen kompetenten fachlichen Austausch, eine vielfältige Unterstützung bei theoretischen und praktischen Herausforderungen und nicht zuletzt das Feedback zu den fachlichen und sprachlichen Aspekten dieser Arbeit. Insbesondere zu nennen sind Herr Simon Baumgarten, M.Sc., Herr Simon Kalmbach, M.Sc., Frau Luzia Schuhmacher, M.A., Herr Dr.-Ing. Tim Fröhlich, Herr Matthias Meder und Herr Erik Schäfer, M.Sc. Vielen Dank auch Frau Heide Kreuzburg für die kompetente Unterstützung in allen organisatorischen Fragen des Promotionsverfahrens.

Mein besonderer Dank gilt meiner Ehefrau Zhuang, die meinen Wunsch zu promovieren stets unterstützt und bis zu dessen Erfüllung viel Geduld bewiesen hat.

Kurzfassung

Für mobile Roboter, die sich in für Menschen gemachten Umgebungen bewegen, um diese zu unterstützen und durch die Übernahme von Arbeitsaufgaben zu entlasten, sind omnidirektionale Fahrwerke mit ihrer hohen Beweglichkeit von großem Vorteil. Allerdings sind nur Fahrwerke mit gelenkten Rädern in der Lage, sich sicher auf unebenen Untergründen zu bewegen. Derzeitige Fahrwerke mit gelenkten Rädern sind jedoch häufig nicht im Bauraum optimiert. Zudem fehlen in der Regel eine Federung und die Möglichkeit, das Rad unbegrenzt um die Lenkachse drehen zu können. Dies sind zwei wichtige Voraussetzungen, um dynamische Fahrmanöver auszuführen und die Herausforderungen der Einsatzumgebungen zu meistern.

Die vorliegende Arbeit befasst sich daher mit der Untersuchung, welche konstruktiven Teillösungen für die Gestaltung besonders kompakter Fahrwerke mit gelenkten Standardrädern geeignet sind. Zielsysteme waren mobile Roboter mit einem Gesamtgewicht zwischen 150 kg und 300 kg, die beispielsweise mit einem Roboterarm für Manipulationsaufgaben ausgestattet sein können. Weiterhin bestand das Ziel dieser Arbeit in der Entwicklung mehrerer Antriebsmodulprototypen und deren anschließender Evaluierung.

Um dieses Ziel zu erreichen, wurde zunächst der Stand der Technik betrachtet, eine Anforderungsanalyse durchgeführt und die Anforderungen quantifiziert und kategorisiert. Anschließend wurden Lösungsprinzipien für alle relevanten Teilkomponenten eines Antriebsmoduls identifiziert und diskutiert. Darauf aufbauend wurden zwei Lösungskonzepte gebildet, jeweils eine für die Konstruktion eines Antriebsmoduls mit einem Rad und eines Antriebsmoduls mit zwei Rädern. Eine Evaluierung aller Anforderungen, die zu diesem Zeitpunkt bereits bewertet werden konnten, zeigte, dass die beiden Konstruktionen alle Muss-Anforderungen und die überwiegende Mehrzahl der Wunsch-Anforderungen erfüllen. Zudem fielen die beiden Antriebsmodule sowohl in der Bauhöhe als auch im Durchmesser deutlich kompakter aus, als vergleichbare Konstruktionen aus dem Stand der Technik.

Die zwei Antriebsmodule wurden schließlich gefertigt, aufgebaut und in Betrieb genommen. Anschließend erfolgte eine Prüfung der Funktionstauglichkeit und die Evaluierung

hinsichtlich der verbleibenden Forderungen und Wünsche in praktischen Tests. Auch hier konnten nahezu alle Anforderungen vollständig erfüllt werden und somit die Tauglichkeit der entwickelten Antriebsmodule für den praktischen Einsatz nachgewiesen werden. Ein Vergleich der beiden Konzepte zeigte dabei, dass diese jeweils unterschiedliche Stärken und Schwächen haben, so dass je nach Einsatzgebiet entweder die eine oder die andere Variante bevorzugt werden sollte.

Abstract

For mobile robots, operating in environments made for humans to support them and to disburden them by taking over tasks, omnidirectional undercarriages with their high maneuverability are a substantial advantage. To move safely on uneven terrain, only undercarriages with steered wheels are suitable. Current undercarriages with steered wheels are however often not optimized in terms of constructed space. In addition, a suspension and the possibility to rotate the wheel around the steer axis without restriction are often missing. These are two important prerequisites to perform dynamic driving maneuvers and to master the challenges of the use environments.

The presented thesis therefore deals with the analysis, which partial solutions are suitable for the design of particularly compact undercarriages with steered standard wheels. Target systems were robots with an overall weight of 150 kg to 300 kg, which can for example be equipped with a robot arm for manipulation tasks. Furthermore, the goal of this thesis was to develop several prototypes of drive modules and their subsequent evaluation.

To reach this goal, first the state of the art was examined, a requirement analysis was performed and the requirements were quantified and categorized. After that, solution principles for all relevant sub-parts of a drive module were identified and discussed. Based on this, two solution concepts were formed, one for a drive module with one wheel and one for a drive module with two wheels. An evaluation of all requirements that could be assessed at that time showed, that both designs fulfill all shall-requirements and the vast majority of should-requirements. In addition, both drive modules were considerably more compact in height and diameter than similar designs from the state of the art.

Finally, the two drive modules were manufactured, assembled and commissioned. This was followed by an assessment of the functional ability and a practical evaluation with respect to the remaining shall and should requirements. Again, almost all requirements could be fully satisfied and thus the feasibility for practical use be proved. A comparison of the two concepts showed that both have individual strengths and weaknesses, so that depending on the application one or the other should be preferred.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	14
Symbolverzeichnis	15
Abbildungsverzeichnis	17
Tabellenverzeichnis	20
1 Einleitung	23
1.1 Ausgangssituation	23
1.2 Problemstellung	25
1.3 Zielsetzung	27
1.4 Vorgehensweise	28
2 Grundlagen omnidirektionaler Fahrwerke mit Standardrädern und Stand der Technik	31
2.1 Grundlagen omnidirektionaler Fahrwerke mit gelenkten Standardrädern	31
2.2 Existierende Lösungen für Fahrwerke mit gelenkten Standardrädern	34
2.3 Bewertung der Bauraumoptimierung ausgewählter Fahrwerke	40
2.3.1 Kriterium für den Bauraumbedarf in Abhängigkeit des Raddurchmessers	40
2.3.2 Anwendung des Kriteriums für den Bauraumbedarf	42
3 Anforderungsanalyse	45
3.1 Identifikation von Anforderungen anhand einer Liste von Hauptmerkmalen	45
3.2 Zusammenfassung und Gewichtung der identifizierten Anforderungen	59
3.3 Abgleich der Anforderungen mit dem aktuellen Stand der Technik	59
4 Konzeption und Konstruktion der Antriebsmodule	67
4.1 Funktionsstruktur der Antriebsmodule	67
4.2 Untersuchung und Bewertung von Lösungsprinzipien	69
4.2.1 Lösungsprinzipien für Räder, Motoren und Getriebe	69

4.2.2	Lösungsprinzipien für Bremse und Motorfeedback	77
4.2.3	Lösungsprinzipien für Führungen und Federung	80
4.3	Auslegung der Motoren	83
4.3.1	Auslegung des Fahrmotors	84
4.3.1.1	Hinauffahren einer längeren Rampe mit Nenngeschwindigkeit	85
4.3.1.2	Beschleunigen auf ebenem Boden	86
4.3.1.3	Beschleunigen beim Hinauffahren einer Rampe	87
4.3.1.4	Bremsen beim Hinabfahren einer Rampe	88
4.3.1.5	Überfahren einer Stufe aus dem Stand	88
4.3.1.6	Zusammenfassung der Anforderungen an den Fahrmotor	90
4.3.2	Auslegung des Lenkmotors	91
4.3.2.1	Maximale Drehzahl und Beschleunigungsmomente	91
4.3.2.2	Abschätzung der Reibung bei Stellbewegungen	93
4.3.2.3	Zusammenfassung der Anforderungen an den Lenkmotor	96
4.4	Auswahl von Lösungskonzepten und Detailkonstruktion von zwei Antriebsmodulen	96
4.4.1	Antriebsmodul mit einem Rad	97
4.4.2	Antriebsmodul mit zwei Rädern	109
4.5	Validierung der Detailkonstruktionen hinsichtlich der Erfüllung der Anforderungen	119
5	Realisierung und Evaluierung der Antriebsmodule	131
5.1	Fertigung, Montage und Inbetriebnahme der Prototypen	131
5.2	Praktische Evaluierung des Antriebsmoduls mit einem Rad	135
5.2.1	Evaluierung der grundlegenden Funktionstauglichkeit	135
5.2.2	Erfahrungen beim Langzeiteinsatz in Forschungsplattformen	137
5.2.3	Validierung hinsichtlich der Erfüllung der Anforderungen	138
5.3	Praktische Evaluierung des Antriebsmoduls mit zwei Rädern	144
5.3.1	Evaluierung der grundlegenden Funktionstauglichkeit	144
5.3.2	Validierung hinsichtlich der Erfüllung der Anforderungen	148

5.4 Vergleich der Antriebsmodule mit einem Rad und mit zwei Rädern	152
6 Zusammenfassung und Ausblick	157
6.1 Zusammenfassung	157
6.2 Ausblick	160
Literatur	162

Abkürzungsverzeichnis

x_{\max}	kurzzeitig erreichbarer Maximalwert
x_{nenn}	kontinuierlich leistbarer Nennwert bei Dauerbetrieb
f	Forderung/ Muss-Anforderung
Q	Momentanpol
TCP	Tool Center Point
w	Wunsch/ Kann-Anforderung

Symbolverzeichnis

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
δ_M	–	Manövrierfähigkeit einer mobilen Roboterplattform
μ	–	Reibungskoeffizient
ω	1/s	Kreisfrequenz
$\dot{\omega}$	1/s ²	Winkelbeschleunigung
φ	°	Lenkwinkel

Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
D	mm	Durchmesser des zylindrischen, vom Antriebsmodul überstrichenen Volumens bei einer vollen Drehung um die Hochachse
F	N	Kraft
I	A	Strom
J	kg m ²	Massenträgheitsmoment
L	mm	Länge eines in horizontaler Richtung herausstehenden Teils des Antriebsmoduls, gemessen von der Hochachse
M	N m	Drehmoment
P	W	Leistung
R	N/mm	Federsteifigkeit
a	m/s ²	Beschleunigung
b	mm	Breite
d_R	mm	Raddurchmesser

Symbol	Einheit	Beschreibung
<i>d</i>	mm	Durchmesser
<i>g</i>	m/s^2	Erdbeschleunigung
<i>h</i>	mm	Höhe
<i>i</i>	–	Getriebeübersetzung
<i>k</i>	–	Korrekturfaktor für den Quotienten q_V zur Bewertung des Bauraums relativ zum Raddurchmesser
<i>l</i>	mm	Länge, Abstand
<i>m</i>	kg	Masse
<i>n</i>	1/min	Drehzahl
q_D	–	Quotient zur Bewertung des Durchmessers eines Antriebsmoduls relativ zum Raddurchmesser
q_V	–	Quotient zur Bewertung des Volumens eines Antriebsmoduls relativ zum Raddurchmesser
q_h	–	Quotient zur Bewertung der Höhe eines Antriebsmoduls relativ zum Raddurchmesser
<i>r</i>	mm	Radius
<i>t</i>	s	Zeit
<i>v</i>	m/s	Geschwindigkeit

Abbildungsverzeichnis

1.1	Verbreitete Räderarten für den Bau von omnidirektionalen Roboterfahrwerken	26
1.2	Existierende mobile Roboter mit Manipulator im relevanten Größen- und Gewichtsbereich	28
2.1	Beispiele für die Lage des Momentanpols Q bei omnidirektionalen Fahrwerken und der daraus resultierenden Bewegung des Roboters	32
2.2	Roboterfahrwerke mit drei bzw. vier gelenkten Standardrädern	33
2.3	Beispiel für den schematischen Aufbau eines Antriebsmoduls mit einem Rad	34
2.4	Antriebsmodule für Schwerlastanwendungen mit einem bzw. zwei angetriebenen Rädern	35
2.5	Beispiele für verschiedene Anordnungen des Fahrmotors innerhalb der Radgabel	37
2.6	Radkonstruktionen für den Betrieb mit extern angeordneten Motoren	38
2.7	Serviceroboter für Haushaltsanwendungen mit omnidirektionalem Fahrwerk mit gelenkten Standardrädern	39
2.8	Schematische Darstellung eines Antriebsmoduls mit relevanten Abmessungen	41
2.9	Verschiedene Antriebsmodule aus der Literatur mit überwiegend bekannten Abmessungen	42
3.1	Hauptmerkmalliste für die Ermittlung von Anforderungen an eine Konstruktion	47
3.2	Kleinste erreichbare Kurvenradien und dazugehörige Stellzeiten vor dem Überschreiten der Haftreibung	49
4.1	Funktionsstruktur eines Antriebsmoduls, aufgelöst bis zur 3. Hierarchieebene	68
4.2	Geometrische Beziehungen des Rades beim Auffahren auf eine Stufe	89
4.3	Verlauf der Winkelgeschwindigkeit und -beschleunigung beim Ausführen einer Stellbewegung um 90°	92
4.4	Mögliche Radanordnungen und Lagen des Momentanpols Q	93
4.5	Versuchsaufbau zur Messung der Reibmomente	95

4.6	Schematischer Aufbau des Antriebsmoduls mit einem Rad	101
4.7	Radeinheit mit einem Rad in der Draufsicht	103
4.8	Schnitt durch ein einzelnes Federbein	105
4.9	Schaft des Antriebsmoduls mit einem Rad	105
4.10	Lenkmotor mit Lagertopf und Riemenrad in der Draufsicht	107
4.11	Antriebsmodul mit einem Rad (ohne Lenkmotor)	108
4.12	Schematischer Aufbau des Antriebsmoduls mit zwei Rädern	112
4.13	Radeinheit des Antriebsmoduls mit zwei Rädern	114
4.14	Unterer Teil des Antriebsmoduls mit zwei Rädern, bestehend aus Radeinheiten und Radaufhängungen	116
4.15	Schnittansicht des Schafte	117
4.16	Markierungen zum Einstellen der Nulllage des Lenkwinkels	119
4.17	Komplettes Antriebsmodul mit zwei Rädern	120
4.18	Modell zur Berechnung der Absenkung eines Manipulators, der über die Vor- derräder hinaus ausgestreckt wird	123
5.1	Schematischer Aufbau der Regelung für das Antriebsmodul mit einem Rad . . .	132
5.2	Schematischer Aufbau der Regelung für das Antriebsmodul mit zwei Rädern .	134
5.3	Testplattformen für das Antriebsmodul mit einem Rad	136
5.4	Beispiele für mobile Roboter, in denen die Antriebsmodule mit einem Rad zum Einsatz kommen	138
5.5	Testaufbau zur Messung der horizontalen Abweichung des Radaufstandspunk- tes bei Querkräften	140
5.6	Mobile Plattform mit drei Antriebsmodulen mit je einem Rad und einem zusätz- lichen Gewicht von 60 kg	141
5.7	Beschleunigungsverlauf beim Auffahren einer mobilen Plattform auf eine Platte	141
5.8	Prüfstand und Testplattform für das Antriebsmodul mit zwei Rädern	145
5.9	Verlauf der Fahrgeschwindigkeit des Antriebsmoduls und des Lenkwinkels beim Durchfahren des Testparcours	147
5.10	Versuchsaufbau für das Auffahren auf eine Kunststoffplatte mit dem Antriebs- modul mit zwei Rädern	150

5.11 Beschleunigungsverlauf beim Auffahren der Dreiradplattform auf eine Platte . 151

Tabellenverzeichnis

2.1	Quotienten q_h , q_D und q_V für die Antriebsmodule aus Abbildung 2.9	42
3.1	Forderungen an die Antriebsmodule	60
3.2	Wünsche an die Antriebsmodule, die während der Konstruktionsphase bewertet werden	61
3.3	Wünsche an die Antriebsmodule, die nach Aufbau, Inbetriebnahme und Test bewertet werden	62
3.4	Gewichtung der Wünsche durch Punktebewertung in vier Kriterien	63
4.1	Ausprägungen hinsichtlich der Anzahl der angetriebenen Räder pro Antriebsmodul	70
4.2	Ausprägungen hinsichtlich des Motortyps, jeweils mit Möglichkeiten zum Einbau in eine Radnabe	71
4.3	Ausprägungen hinsichtlich des Getriebetyps, geordnet nach dem Versatz zwischen Antriebs- und Abtriebswelle	72
4.4	Mögliche Lösungsprinzipien für die Positionierung des Fahrmotors mit dazu passenden Getrieben	74
4.5	Mögliche Lösungsprinzipien für die Positionierung des Lenkmotors mit dazu passenden Getrieben	76
4.6	Anordnungsmöglichkeiten für die mechanische Bremse (blau) relativ zum Motor (grau)	77
4.7	Ausprägungen hinsichtlich der Art des Motorfeedbacks	78
4.8	Anordnungsmöglichkeiten für das Motorfeedback (grün) relativ zum Motor (grau)	79
4.9	Ausprägungen hinsichtlich der Führung eines Rades innerhalb eines Antriebsmoduls	80
4.10	Ausprägungen hinsichtlich der Kopplung der Führungen zweier Räder innerhalb eines Antriebsmoduls	81
4.11	Ausprägungen hinsichtlich der Gestaltung der Federung	82
4.12	Reibmomente bei Lenkbewegungen, berechnet aus gemessenen Motorströmen	95

4.13	Gewähltes Lösungskonzept für das Antriebsmodul mit einem Rad	98
4.14	Gewähltes Lösungskonzept für das Antriebsmodul mit zwei Rädern	109
4.15	Erfüllung der grundlegenden Forderungen durch die Antriebsmodule	121
4.16	Erfüllung der weitergehenden Forderungen durch die Antriebsmodule	122
4.17	Erfüllung der Wünsche durch die Antriebsmodule	126
4.18	Quotienten q_h , q_D und q_V der neu entwickelten Antriebsmodule im Vergleich zum Stand der Technik	127
5.1	Erfüllung der verbleibenden Forderungen und Wünsche in praktischen Tests durch das Antriebsmodul mit einem Rad	143
5.2	Erfüllung der verbleibenden Forderungen und Wünsche in praktischen Tests durch das Antriebsmodul mit zwei Rädern	153
5.3	Gegenüberstellung der jeweiligen Vorteile der Antriebsmodulkonstruktionen mit einem Rad und mit zwei Rädern	155

1 Einleitung

1.1 Ausgangssituation

Mobile Roboter, die sich im Umfeld des Menschen bewegen und diesen am Arbeitsplatz, im Haushalt und in anderen Bereichen des Lebens unterstützen, haben großes Potenzial, Arbeitsprozesse effizienter zu gestalten und dem Fachkräftemangel entgegenzuwirken. In Industrieumgebungen wird durch den Einsatz mobiler, kollaborativer Roboter eine deutliche Steigerung der Produktivität und wichtige Impulse für die Fabrik der Zukunft erwartet (Owen-Hill 2018; SPARC 2016; Robotics Online 2019; Müller et al. 2019), in der Wandlungsfähigkeit und Selbstoptimierung von großer Bedeutung sind (Verl et al. 2014). Im öffentlichen Bereich ergibt sich aufgrund des demographischen Wandels und des steigenden Mangels an qualifiziertem Personal beispielsweise im Bereich der stationären Pflege und im Krankenhaus großes Potenzial für mobile Roboter, die Pflegekräften Routineaufgaben abnehmen und sie bei der Dokumentation ihrer Arbeit unterstützen (Graf 2020). Beispiele sind die Übernahme von Transportaufgaben, das Versorgen von Bewohnern und Patienten mit Getränken und Snacks oder die automatische Bereitstellung und Erfassung von Pflegeprodukten bei der Versorgung eines Patienten (Baumgarten et al. 2018; Klein et al. 2017; Hägele et al. 2011). Auch im häuslichen Umfeld werden mobile Roboter in Zukunft vermehrt unterstützen, beispielsweise durch Hol- und Bringdienste und das Anbieten von Kommunikations- und Telepräsenzlösungen (Klein et al. 2017; Meyer 2011). Die jährlich erscheinende Statistik World Robotics (World Robotics SR 2020) dokumentiert seit vielen Jahren zweistellige Wachstumsraten bei Servicerobotern in den genannten Bereichen. So wird beispielsweise bei „Robots for public environments“ zwischen 2020 und 2023 von 39 % jährlichem Wachstum ausgegangen. Bei Robotern im Bereich der Logistik beträgt das geschätzte jährliche Wachstum 31 %, für „Elderly and handicap assistance“ im häuslichen Bereich 46 %.

Die genannten Anwendungen aus dem Bereich der Servicerobotik sehen den Einsatz mobiler Roboter in Umgebungen vor, die primär für den Menschen gestaltet sind. Diese

Umgebungen zeichnen sich dadurch aus, dass sie viele Hindernisse enthalten und die Durchgänge zwischen den Hindernissen sich in Breite und Verlauf an dem typischen Platzbedarf eines Menschen orientieren. Dies ist in besonderem Maße in privaten Haushalten der Fall, betrifft aber ebenso auch Krankenhäuser und Pflegeeinrichtungen, bei denen in Gängen häufig Betten oder Transportwagen abgestellt sind, so dass nur ein schmaler Bereich für den Durchgangsverkehr bleibt. Auch in Industrieumgebungen finden sich abseits der großen, für Fahrzeuge ausgelegten Hauptverkehrswege enge Durchgänge und Bereiche im Umfeld von manuellen Arbeitsplätzen und wenig frequentierten Zuwegen. In Richtlinien für Arbeitsstätten sind beispielsweise für wenig genutzte Verkehrswege und Durchgänge Mindestbreiten von 0,85 m festgelegt (ASR A1.8 2018). Um in derartigen Umgebungen agieren zu können, müssen sich mobile Roboter an diese Platzverhältnisse anpassen (Connette 2013). Der Einsatz in diesen Umgebungen erfordert daher mobile Plattformen, die im besonderen Maße kompakt und manövrierfähig sind und beispielsweise ein seitliches Versetzen der Plattform ohne Rangierbewegungen ermöglichen. Eine besondere Bedeutung kommt zudem der Tauglichkeit für herausfordernde Untergrundbedingungen zu. In privaten Haushalten sind dies beispielsweise Teppichböden und Übergänge zwischen verschiedenen Bodenarten und Schwellen (z. B. Türschwellen und Teppichkanten). Im öffentlichen Bereich und teilweise auch im industriellen Bereich müssen zudem Spalte an Fahrstuhlüren und Rampen überwunden werden.

Langfristig verspricht die Verwendung von Beinen zur Fortbewegung eine dem Menschen ebenbürtige Manövrierfähigkeit (Müller et al. 2019; Siciliano et al. 2016; Boston Dynamics 2021). Existierende Roboter mit Beinen werden jedoch hauptsächlich in unwegsamem Gelände eingesetzt, in denen Radfahrwerke kaum einsetzbar sind, während 97 % der Roboter nach wie vor über Radfahrwerke verfügen (World Robotics SR 2021). Die derzeit vielversprechendste Alternative ist der Einsatz omnidirektionaler Radfahrwerke, die einen Roboter zusätzlich zur normalen Vorwärtsfahrt in die Lage versetzen, sich seitwärts zu bewegen und translatorische Bewegungen und Drehungen frei zu überlagern. Auf diese Weise lässt sich die Manövrierfähigkeit eines Roboterfahrwerks erheblich vergrößern (Connette 2013; Chamberland et al. 2010; Asfour et al. 2006). Zudem wird die Planung von Trajektorien vereinfacht (Andreasson et al. 2015) und eine freie Korrektur oder Nachführung der Plattformposition beim Einsatz eines Manipulators ermöglicht. Darüber hinaus

wird der Roboter in die Lage versetzt, sich mit einer dem Menschen ähnlicheren Anmutung zu bewegen, was potenziell dessen Akzeptanz erhöht (Müller et al. 2019).

Für die Umsetzung omnidirektionaler Fahrwerke wurde in den letzten Jahrzehnten eine Vielzahl von Lösungsansätzen entwickelt, beispielsweise die Verwendung von abgerundeten Rädern (Pin & Killough 1994), die zusätzlich quer zur Fahrtrichtung abrollen können, Kugelrollen (Lee et al. 2013; Endo et al. 2005; Ferrière et al. 1998), omnidirektionale Kettenantriebe (Tadakuma et al. 2008; Lauria et al. 2006), verschiedene Arten von Rädern mit passiven Rollen auf dem Umfang (Ma et al. 2012; Byun et al. 2002) sowie Mechanismen, die mit einer großen Anzahl von passiven Rollen arbeiten (Komori et al. 2016; Könemann et al. 2009; Chen et al. 2002). Bei vielen dieser Konstruktionen handelt es sich um Forschungsprototypen, die teilweise eine hohe mechanische Komplexität aufweisen und damit für den Serieneinsatz kaum geeignet sind (Jacobs et al. 2014). Eine weitere Verbreitung, sowohl in der wissenschaftlichen Literatur als auch in im Einsatz befindlichen mobilen Systemen, haben tatsächlich im Laufe der Jahre nur zwei grundsätzliche Lösungsansätze gefunden. Diese sind einerseits die Verwendung von Spezialrädern (Mecanum- oder Allseitenräder, Abbildung 1.1 (a) und (b)) und andererseits der Einsatz von gelenkten Rädern (Castorräder sowie Standardräder, Abbildung 1.1 (c) und (d)). Spezialräder haben dabei den Vorteil, dass pro Rad nur ein Motor benötigt wird, wodurch sich eine niedrige Komplexität und ein geringer Platzbedarf ergibt. Derartige Fahrwerke sind jedoch in besonderem Maße anfällig für Schlupf, Vibrationen, Verschmutzung und Bodenunebenheiten und daher für Haushaltsumgebungen, in denen beispielsweise Übergänge zwischen Teppichen und harten Böden vorkommen, nicht geeignet (ebm-papst 2021b; Terakawa et al. 2018; Siciliano et al. 2016; Park et al. 2016; Kanjanawanishkul 2015; Ether 2010). Auch in den anderen oben genannten Einsatzbereichen ist die Tauglichkeit eingeschränkt. Als universell einsetzbare technische Lösung für eine zuverlässige, flächenbewegliche Navigation bleiben somit nur Fahrwerke mit gelenkten Rädern.

1.2 Problemstellung

Da omnidirektionale Fahrwerke mit gelenkten Rädern jeweils zwei Freiheitsgrade pro Rad aufweisen (Fahr- und Lenkfreiheitsgrad), ist ihr Aufbau wesentlich komplexer als der

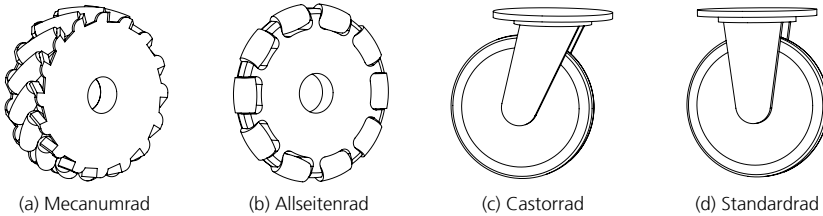


Abbildung 1.1: Verbreitete Räderarten für den Bau von omnidirektionalen Roboterfahrwerken

von Spezialrädern oder nicht-omnidirektionalen Fahrwerken (VDI Richtlinie 2510). Eine besondere Herausforderung ist daher, diese Fahrwerke so kompakt zu gestalten, dass sie in kleinen mobilen Plattformen eingesetzt werden können, die beispielsweise einen Manipulator mit sich führen und die sich in für den Menschen gemachten Umgebungen bewegen sollen. Davon ist zum einen die Höhe der Radeinheiten betroffen, die sich auf die Gesamthöhe der mobilen Plattform auswirkt und insbesondere bei Fahrzeugen, die Lasten unterfahren, so klein wie möglich ausfallen sollte. Zum anderen sollte auch der horizontale Bauraum, einschließlich des für Lenkeinschläge benötigten Freiraums, möglichst klein gehalten werden, um den Bau mobiler Plattformen mit geringer Länge und Breite zu ermöglichen und dennoch Platz für Komponenten wie Akkus zwischen den Rädern zu haben, die aufgrund ihres Gewichts möglichst weit unten angeordnet werden müssen. Gleichzeitig müssen Mindestanforderungen an den Raddurchmesser und die Antriebsleistung erfüllt werden. In der Fachliteratur finden sich viele Beispiele für Konstruktionen, bei denen eine solche Optimierung des Bauraums kaum oder überhaupt nicht durchgeführt wurde (zum Beispiel bei [Andymark Inc. 2021](#); [Collums et al. 2006](#); [Szöke et al. 2006](#)). In anderen Fällen wirkt die Bauraumausnutzung wesentlich besser ([Holmberg et al. 2017](#); [Bohren et al. 2011](#)). Häufig ist sie auch nur hinsichtlich einer Dimension (Höhe oder horizontalem Bauraum) optimiert. Bei den in der Literatur auffindbaren Fahrwerken wurde jedoch nicht systematisch betrachtet, wie sich der Bauraumbedarf beeinflussen lässt und welche Bauformen generell zu einer guten Bauraumausnutzung führen.

Derzeitige konstruktive Umsetzungen von Fahrwerken mit gelenkten Rädern für Innenräume sind darüber hinaus in der Regel nicht mit einer Federung ausgestattet. Ohne Federung findet jedoch keine Entkopplung zwischen Aufbau und Rad im Hinblick auf Schwingungen und Stöße statt ([Staab 2009](#)). Zudem besteht bei statisch überbestimmten Plattformen

mit vier oder mehr Rädern die Gefahr, dass einzelne Räder auf unebenem Boden den Kontakt verlieren. Fahrwerke ohne Federung sind daher nur bedingt für den Einsatz in den oben genannten Einsatzfeldern geeignet (VDI Richtlinie 2510). Dort, wo eine Federung verwendet wird (zum Beispiel bei Park et al. 2016), geht dies häufig zulasten des Bauraums. In Hinblick auf die Kompaktheit des Fahrwerks fehlt es daher auch an Lösungen, die den Bauraum nicht zu stark vergrößern.

Eine weitere Einschränkung vieler existierender Fahrwerke besteht in der Begrenzung des Lenkwinkels, beispielsweise auf einen Bereich von $\pm 90^\circ$ zur Hauptfahrtrichtung, die in der Regel einer Kabelführung durch die Lenkachse hindurch geschuldet ist. Diese Begrenzung verhindert das Ausführen dynamischer Fahrmanöver, weil die mobile Plattform zwischen durch anhalten muss, um Räder umzukonfigurieren. Zusätzlich wird dadurch die Regelung erschwert, für die eine unbegrenzte Drehbarkeit um die Hochachse von Vorteil ist (Connette 2013). Technische Lösungen zur Umgehung dieses Problems existieren. Allerdings besteht auch hier die Herausforderung darin, eine konstruktive Umsetzung zu finden, die eine möglichst geringe Vergrößerung des Bauraums zur Folge hat.

1.3 Zielsetzung

Ziel dieser Dissertation ist die Entwicklung von bauraumoptimierten Antriebsmodulen mit gelenkten Rädern, die sowohl eine integrierte Federung als auch eine unbegrenzte Drehbarkeit um die Hochachse aufweisen und die in Gruppen von beispielsweise drei oder vier Stück ein omnidirektionales Fahrwerk bilden. Dabei fokussiert sich die Arbeit auf Lösungen mit Standardrädern, weil Castorräder durch das in Rollrichtung nach hinten versetzte Rad grundsätzlich mehr Bauraum in horizontaler Richtung beanspruchen. Um das Ziel zu erreichen, soll eine systematische Untersuchung vorgenommen werden, welche konstruktiven Teillösungen für die Gestaltung besonders kompakter Fahrwerke mit gelenkten Standardrädern geeignet sind. Anschließend sollen auf Basis dieser Teillösungen mehrere Antriebsmodulprototypen entwickelt, aufgebaut und in praktischen Tests evaluiert werden.

Einsatzgebiete für die zu entwickelnden Antriebsmodule sind mobile Roboter mit einem Gesamtgewicht zwischen 150 kg und 300 kg sowie einer Höhe von bis zu 1,6 m. Dies entspricht den ungefähren Maßen und Gewichten existierender mobiler Roboter für den

Einsatz in menschlicher Umgebung wie PAL TIAGo , F&P Lio, MiR Hook 250 und Bosch APAS (Abbildung 1.2). Im Rahmen dieser Arbeit soll aufgezeigt werden, wie sich omnidirektionale Fahrwerke mit gelenkten Standardrädern kompakt genug konstruieren lassen, so dass in Zukunft auch mobile Roboter im relevanten Größen- und Gewichtsbereich damit ausgestattet werden könnten, die bislang noch über kein omnidirektionales Fahrwerk verfügen.



(a) PAL TIAGo mit omnidirektionalem Fahrwerk (PAL Robotics 2021) (b) F&P Lio mit Differentialfahrwerk (Mišekis et al. 2020) (c) MiR Hook 250 mit Differentialfahrwerk (Mobile Industrial Robots 2021) (d) Bosch APAS mit passiven Rollen (Bosch Rexroth 2020)

Abbildung 1.2: Existierende mobile Roboter mit Manipulator im relevanten Größen- und Gewichtsbereich

1.4 Vorgehensweise

Zu Beginn der Arbeit werden die Grundlagen omnidirektionaler Fahrwerke mit gelenkten Standardrädern erläutert und es wird ein Überblick über den Stand der Technik gegeben (Kapitel 2). Zudem wird der Bauraum existierender konstruktiver Lösungen analysiert und ein Kriterium für die quantitative Bewertung der Bauraumausnutzung definiert.

Der anschließende Konzeptions- und Entwicklungsprozess der Antriebsmodule orientiert sich am Prozess des methodischen Konstruierens nach VDI Richtlinie 2221-1. Dementsprechend werden zunächst systematisch die Anforderungen an die Konstruktion identifiziert (Kapitel 3). Dazu werden Forderungen und Wünsche anhand einer Liste mit Hauptmerkmalen abgeleitet. Die Wünsche werden anschließend entsprechend ihrer Wichtigkeit mit einer Gewichtung versehen. Die Anforderungen werden zudem mit in der Fachliteratur formulierten Anforderungen an omnidirektionale Fahrwerke abgeglichen.

Die ermittelten Anforderungen fließen anschließend in die Konzeption ein (Kapitel 4). Es wird zunächst auf die Funktionsstruktur eines Antriebsmoduls eingegangen, die sich an den bekannten Funktionen existierender omnidirektionaler Fahrwerke orientiert. Anschließend werden Lösungsprinzipien für einzelne Funktionen entwickelt und in Form eines morphologischen Kastens gegenübergestellt. Insbesondere werden prinzipielle Lösungen für die Kinematik und die grundlegende Anordnung der Motoren und der Federung betrachtet. Zudem erfolgt die rechnerische Auslegung der Motoren. Danach werden Lösungskonzepte für die Antriebsmodule ausgewählt, die übrigen Teilsysteme definiert und schließlich für jedes Lösungskonzept eine vollständige, detaillierte Gesamtkonstruktion des Antriebsmoduls erstellt.

Im Anschluss daran werden Prototypen für alle Antriebsmodule aufgebaut, in Betrieb genommen und anschließend im Rahmen praktischer Tests evaluiert (Kapitel 5). Es erfolgen Tests zur Funktionstauglichkeit und Dauerfestigkeit, die teilweise in dafür aufgebauten Testplattformen und Prüfständen und teilweise in mobilen Roboterplattformen erfolgen. Im Rahmen der Auswertung der Testergebnisse erfolgt der Nachweis, dass Antriebsmodule mit gelenkten Standardrädern für die Anwendung in mobilen Servicerobotern geeignet sind und den Anforderungen entsprechend umgesetzt werden können. Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung und dem Ausblick auf Anknüpfungspunkte für weitere Forschungsarbeiten (Kapitel 6).

2 Grundlagen omnidirektionaler Fahrwerke mit Standardrädern und Stand der Technik

In diesem Kapitel wird auf die Grundlagen omnidirektionaler Fahrwerke mit gelenkten Standardrädern eingegangen und der aktuelle Stand der Technik und der Forschung aufgezeigt. Hierzu werden existierende Lösungen für Fahrwerke mit gelenkten Standardrädern vorgestellt. Anschließend wird der Grad der Bauraumoptimierung einiger Fahrwerke aus der Fachliteratur bewertet.

2.1 Grundlagen omnidirektionaler Fahrwerke mit gelenkten Standardrädern

Konventionelle Radfahrwerke, wie sie beispielsweise von Autos her bekannt sind, erlauben es dem jeweiligen Fahrzeug, sich vorwärts oder rückwärts zu bewegen und dabei mit Hilfe einer Lenkung Kurven zu fahren. Ein seitliches Versetzen des Fahrzeugs ist dagegen nicht möglich. Um einen beliebigen Punkt auf der befahrenen Fläche zu erreichen, sind daher Rangierbewegungen notwendig. Das typischerweise bei Robotern verwendete Differentialfahrwerk erlaubt ebenfalls kein Fahren zur Seite, versetzt den Roboter aber immerhin in die Lage, sich auf der Stelle zu drehen. Bei einer rechteckigen Grundform der mobilen Plattform erfordert die Änderung der Orientierung dennoch zusätzlichen Platz und ein seitliches Versetzen des Roboters direkt vor einem Hindernis kann weiterhin nur mit Rangierbewegungen realisiert werden.

Ein omnidirektionales Fahrwerk versetzt einen Roboter dagegen in die Lage, sich in jeder Situation in beliebige Richtungen zu bewegen (ISO 8373). Möglich sind damit neben dem Vor- und Zurückfahren und Drehungen auf der Stelle das Fahren zur Seite und eine beliebige

Überlagerung dieser Bewegungsformen. Grundlegend ausgedrückt kann der Momentanpol Q der verallgemeinerten Bewegung zumindest theoretisch an jedem beliebigen Punkt in der Bewegungsebene liegen (Abbildung 2.1). Nach Campion et al. (1996) haben diese Fahrwerke eine Manövrierfähigkeit („maneuverability“) von $\delta_M = 3$.

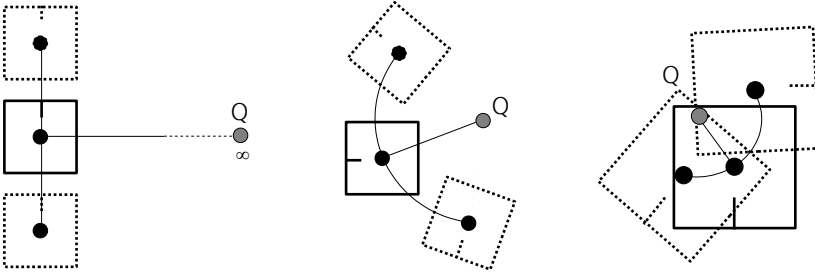


Abbildung 2.1: Beispiele für die Lage des Momentanpols Q bei omnidirektionalen Fahrwerken und der daraus resultierenden Bewegung des Roboters: Geradeausfahrt mit Momentanpol im Unendlichen (links), Drehungen um Punkte außerhalb (Mitte) und innerhalb (rechts) der Aufstandsfläche des Roboters

Bei gelenkten Rädern unterscheidet man zwischen Standardrädern, bei denen sich die Achse des Rades mit der Lenkachse schneidet, sowie Castorrädern, bei denen das Rad in Rollrichtung nach hinten versetzt ist, so dass sich die Achsen nicht schneiden (Abbildung 1.1). Standardräder können dagegen auch entlang der Radachse zur Seite versetzt angeordnet werden, ohne dass sich die grundsätzliche Kinematik ändert. Gelenkte Standardräder erreichen die Manövrierfähigkeit von $\delta_M = 3$ dadurch, dass mit Hilfe einer Lenkbewegung das Rad in Fahrtrichtung ausgerichtet wird. Durch den reinen Lenkeinschlag bewegt sich das Chassis noch nicht. Erst durch die anschließende Fahrbewegung wird ein Versetzen der mobilen Plattform zur Seite möglich. Weil die Ausrichtung der Räder beim realen Fahrwerk nur mit begrenzter Geschwindigkeit erfolgen kann, kann der Momentanpol der verallgemeinerten Bewegung nicht beliebig schnell verändert werden. In der praktischen Anwendung fällt dieser Nachteil jedoch oft nicht ins Gewicht, weil eine Roboterplattform aufgrund ihrer trägen Masse ohnehin nicht beliebig schnell ihre Fahrtrichtung ändern kann (Mori et al. 2002). Ein Richtungswechsel aus der Bewegung heraus muss in jedem Fall mit einem der Geschwindigkeit angepassten Kurvenradius ausgeführt werden. Sind die Stellantriebe der

gelenkten Räder schnell genug, um diesen minimalen Kurvenradius kontinuierlich nachzuführen, wird das Fahrverhalten der Roboterplattform nicht beeinträchtigt. In der Literatur ist es daher üblich, auch Fahrwerke mit gelenkten Standardrädern als omnidirektional (gelegentlich auch „quasiomnidirektional“, (Connette 2013)) zu bezeichnen.

Bei Fahrwerken mit gelenkten Standardrädern sind verschiedene geometrische Anordnungen der Antriebe in einer mobilen Roboterplattform möglich. Üblicherweise kommen mindestens drei angetriebene und gelenkte Räder zum Einsatz (Abbildung 2.2 (a)). Für den Aufbau rechteckiger Plattformen werden häufig vier Räder verwendet (Abbildung 2.2 (b)). In der Regel werden dabei alle Räder aktiv angetrieben, es existieren jedoch beispielsweise auch Kombinationen aus zwei aktiven Antriebsmodulen und mehreren passiven Stützrädern (Szöke et al. 2006).



(a) „Gnuman“ (Collums et al. 2006)



(b) „MPO-700“ (Neobotix 2021)

Abbildung 2.2: Roboterfahrwerke mit drei (a) bzw. vier gelenkten Standardrädern (b)

Abbildung 2.3 zeigt beispielhaft den Aufbau eines Antriebsmoduls mit einem gelenkten Standardrad mit den Bezeichnungen der Einzelteile. Für die Ausführung von Lenkbewegungen wird die Radgabel mit dem Rad um ihre Hochachse gedreht. Zusammen mit der notwendigen Lagerung der Radgabel und weiteren Komponenten ergibt sich so gegenüber Fahrwerken mit Differentialantrieb oder mit Spezialrädern eine größere Komplexität des Antriebssystems und ein höherer Bauraumbedarf. Der benötigte Bauraum in horizontaler Richtung ergibt sich daraus, dass die Radgabel bei der Lenkbewegung ein rotationssymmetrisches Volumen überstreicht.

Durch die Verwendung handelsüblicher Bereifung aus Vulkollan (Markenname für eine Polyurethan-Mischung) sind Fahrwerke mit Standardrädern wesentlich unempfindlicher

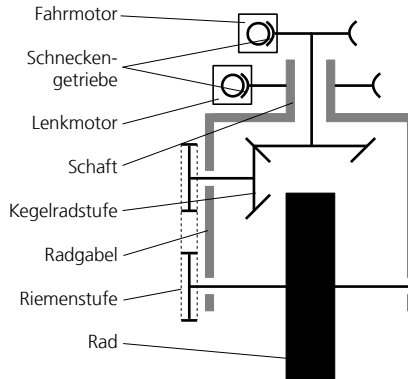


Abbildung 2.3: Beispiel für den schematischen Aufbau eines Antriebsmoduls mit einem Rad

gegen Bodenunebenheiten und Schlupf, aber auch gegen Verschmutzungen, als Mecanum- oder Allseitenräder. Der weichere Reifenwerkstoff und die größere Aufstandsfläche der Räder sind dabei grundsätzlich schonender für empfindliche Böden.

2.2 Existierende Lösungen für Fahrwerke mit gelenkten Standardrädern

Aufbau

Gelenkte Standardräder werden in der Regel mit einem Fahrmotor ausgestattet, der den Vortrieb des Rades gewährleistet. Ein zusätzlicher Lenkmotor sorgt für die Drehung der Radgabel um die Hochachse (ebm-papst 2021a; Neobotix 2021; Oftadeh et al. 2013). Die eingesetzten Motoren sind bis auf wenige Ausnahmen Elektromotoren. Es existieren zwar auch Fahrwerke mit hydraulischen Antrieben wie Wood et al. (2003). Ein Hydrauliksystem ist aber aufgrund des hohen Bauraumbedarfs für Hydraulikpumpe und Ventile für die in dieser Arbeit betrachteten kompakten Roboterplattformen ungeeignet und wird daher nicht weiter diskutiert.

Neben der gängigen Bauweise als einzelnes Rad mit Fahr- und Lenkmotor ist eine andere Lösung die Verwendung zweier Räder in einem Antriebsmodul, die jeweils mit einem unabhängigen Fahrmotor versehen sind. Beispiele hierfür sind Antriebsmodule von Kelo Robotics

(Kelo Robotics 2020) sowie der University of Leeds (Nagendran et al. 2014) und der Roboter „PR2“ von Willow Garage (Bohren et al. 2011). Durch die Verwendung eines Räderpaares erhält das Antriebsmodul die Kinematik eines Differentialantriebs. Über individuelle Ansteuerung der beiden Räder wird der Vortrieb und die Drehung des Antriebsmoduls beeinflusst. Eine Gegenüberstellung der Geometrien bei zwei Antriebsmodulen aus dem Schwerlastbereich ist in Abbildung 2.4 zu sehen.



(a) Antriebsmodul „TDB“ (ABM Greiffenberger 2021)



(b) Antriebsmodul „Uniload“ (Wheelift Systems 2021)

Abbildung 2.4: Antriebsmodule für Schwerlastanwendungen mit einem bzw. zwei angetriebenen Rädern

Ein grundsätzliches Problem bei der Verwendung eines Räderpaares ist, dass auf unebenem Boden ein Rad den Kontakt mit dem Untergrund verlieren kann. Dadurch kann sich das Antriebsmodul unkontrolliert um die Lenkachse drehen, wodurch das Räderpaar schließlich ganz blockieren kann (Mori et al. 2002). Eine Lösung für dieses Problem ist der Einbau eines dritten Motors an der Lenkachse (Bohren et al. 2011; Stückler et al. 2009), so dass der Lenkfreiheitsgrad direkt gesteuert werden kann. Andere Konstruktionen nutzen statt des dritten Motors eine Haltebremse, mit der bei Bedarf der Drehfreiheitsgrad blockiert werden kann (Nagendran et al. 2014). Beim „Uniload“-System (Abbildung 2.4 (b)) wird statt eines zusätzlichen Aktors das Räderpaar so aufgehängt, dass es sich um bis zu vier Grad um die in Fahrtrichtung weisende Achse drehen kann, so dass der Bodenkontakt bei kleinen Bodenunebenheiten verbessert wird. Kelo Robotics setzt für den gleichen Zweck ein Viergelenkgetriebe ein (Abbildung 2.9 (d)).

Grenzen des Lenkwinkels

Damit Antriebsmodule mit gelenkten Standardrädern unbegrenzte Lenkwinkel erlauben, müssen zwei Voraussetzungen erfüllt sein. Zum einen muss die Geometrie der Räder und des Chassis eine vollständige Drehung um die Lenkachse erlauben. Dies ist bei einigen Plattformen mit seitlich vom Chassis angeordneten Rädern nicht der Fall (Chamberland et al. 2010; Guedes et al. 2012). Solche Roboter sind in der Regel für Offroad-Anwendungen gebaut und profitieren vom Einsatz großer Raddurchmesser bei einer gleichzeitig flachen und damit kippstabilen Plattform. Zum anderen muss sichergestellt werden, dass falls Kabel in die Radgabel hinuntergeführt werden, sich diese bei einer großen Lenkbewegung nicht verdrillen können. Eine Begrenzung des Lenkwinkels zum Schutz der Kabel wird bei einigen Fahrwerken in Kauf genommen (z. B. bei Sharifi et al. (2016)), vermutlich um Kosten zu sparen. Um einen unbegrenzten Lenkwinkel zu ermöglichen, werden dagegen bei existierenden Fahrwerken entweder die Motoren außerhalb der Radgabel angebracht oder ein Schleifring verwendet.

Werden sowohl Fahr- als auch Lenkmotor außerhalb der Radgabel angebracht, kann darauf verzichtet werden, Kabel in die Radgabel hinunterzuführen. Die Drehbewegung des im Chassis angeordneten Fahrmotors wird in diesem Fall über ein mehrstufiges Getriebe bis zum Rad geführt (Neobotix 2021; Oftadeh et al. 2013; Andymark Inc. 2021; Goris 2005). Ein solcher Aufbau ist auch in Abbildung 2.3 dargestellt. Während die Lenkbewegung durch Drehen der gesamten Gabel entsteht, erfolgt der Antrieb für die Fahrbewegung über die innere, durch den Schaft verlaufende Welle. Die Kegelradstufe übernimmt dabei die Aufgabe eines Überlagerungsgetriebes: Beim Ausführen einer Lenkbewegung bei stehendem Fahrentrieb rollen die Kegelräder aufeinander ab und das Rad dreht sich mit. An der inneren Welle kann der Fahrmotor direkt angekoppelt sein (ABM Greiffenberger 2021) oder er wird über zusätzliche Getriebestufen wie beispielsweise ein Schneckengetriebe (Neobotix 2021) oder eine Riemenstufe (Byrne et al. 2009) mit dem Antriebsmodul verbunden.

Werden Kabel durch einen Schleifring aus der Radgabel herausgeführt, kann die Radgabel endlos drehen, ohne dass die Kabel Schaden nehmen (umgesetzt beispielsweise bei „USU ODV“ von Moore & Flann (2000)). Somit können Motoren und Sensoren beliebig innerhalb der Radgabel angeordnet werden. Die Anzahl der benötigten Leitungen und auch die pro Leitung zu übertragenden Ströme bestimmen die Größe des benötigten Schleifrings.

Anordnung eines Fahrmotors

Für die Anordnung des Fahrmotors innerhalb der Radgabel existieren eine Vielzahl von konstruktiven Lösungen (Abbildung 2.5). Eine Möglichkeit ist die Anordnung des Fahrtriebs in der Radnabe (qfix robotics 2013; AMAZONEN-Werke 2021). Häufig wird der Fahrmotor auch liegend oberhalb des Rades angeordnet (Maxon Motor 2017; Bohren et al. 2011) und dann über eine Riemenstufe mit dem Rad verbunden. Eine weitere Variante ist die senkrechte Anordnung des Fahrmotors seitlich vom Rad (Sharifi et al. 2016; Collums et al. 2006)).



(a) Fahrmotor als Nabenantrieb (qfix robotics 2013)



(b) Fahrmotor liegend oberhalb des Rades (Maxon Motor 2017)



(c) Fahrmotor senkrecht neben dem Rad (Sharifi et al. 2016)

Abbildung 2.5: Beispiele für verschiedene Anordnungen des Fahrmotors innerhalb der Radgabel

Eine Sonderbauform von Antriebsmodulen mit einem Rad entsteht durch das Ersetzen des Lenkmotors durch eine Haltebremse (Mori et al. 2002; Szöke et al. 2006). Diese Lösung setzt voraus, dass das Rad entlang seiner Drehachse seitlich versetzt angeordnet ist, so dass beim Antreiben des Rades ein Moment um die Lenkachse entsteht. Ist die Bremse geschlossen, rollt das Rad in Richtung des gerade eingestellten Lenkwinkels ab und ein Vortrieb entsteht. Wird die Bremse dagegen geöffnet, sorgt das Moment um die Lenkachse dafür, dass sich der Lenkwinkel ändert. Ein Nachteil dieser Konstruktion ist allerdings, dass sich Fahr- und Lenkbewegung nicht mehr frei überlagern lassen, weil die Haltebremse nur im Stillstand geöffnet oder geschlossen werden kann.

Auf dem Markt erhältlich sind zudem motorlose Radeinheiten (Abbildung 2.6). Die notwendigen Motoren werden im Chassis angebracht und beispielsweise über Zahnriemen

mit den Radeinheiten verbunden. Die Radeinheiten verfügen entsprechend über mehrere Getriebestufen, um das Antriebsmoment vom Schaft zum Rad zu leiten.



(a) „Revolution pro“ (Team 211 2014)



(b) Coaxiales Antriebsmodul (Byrne et al. 2009)

Abbildung 2.6: Radkonstruktionen für den Betrieb mit extern angeordneten Motoren

Federung

Die wenigsten in diesem Abschnitt angesprochenen mobilen Roboterplattformen sind mit einer Federung ausgestattet. Eine Ausnahme stellt die Outdoorplattform AZIMUT-3 (Chamberland et al. 2010) dar, deren seitlich angeordnete Räder jeweils mit einer Federung an der Verbindungsstelle zum Chassis ausgestattet sind. Damit sind die gesamten Antriebsmodule als solches federnd aufgehängt. In ähnlicher Form wird auch bei Rollin' Justin das gesamte Antriebsmodul durch eine Parallelkinematik von der Plattform entkoppelt, wodurch ein Federweg von ± 35 mm erreicht wird (Fuchs et al. 2009). Bei der Plattform USU ODV wird dagegen nur die Radgabel vom Rest des Aufbaus getrennt, wodurch generell weniger ungefederte Masse entsteht. Eine ähnliche Lösung wird auch von anderen Konstruktionen verfolgt (Park et al. 2016). Eine Federung wird schließlich auch für die Uniload-Systeme von Wheelift verwendet, mit der das Räderpaar mit den beiden Fahrtrieben von der Aufbaumasse entkoppelt wird.

Bauraumbedarf

Eine Betrachtung existierender Fahrwerke mit Standardrädern hinsichtlich des Bauraumbedarfs zeigt, dass bei der Konstruktion je nach Anwendungsfall unterschiedliche Optimierungsziele im Vordergrund gestanden haben. So war bei den in Abbildung 2.4 gezeigten Antriebsmodulen im ersten Fall das Ziel offenbar eine Antriebskonstruktion mit geringem Durchmesser. Im zweiten Fall ist die Konstruktion deutlich sichtbar in Hinblick auf eine niedrige Bauhöhe hin optimiert. Bei Offroad-Plattformen ist dagegen eine große Bodenfreiheit sogar Voraussetzung für das Überwinden von Hindernissen (AMAZONEN-Werke 2021; Moore & Flann 2000). Dementsprechend lang fallen hier die Schäfte der Antriebsmodule aus. Bei mobilen Roboterplattformen mit Manipulator, die für den Einsatz im Haushalt oder in öffentlichen Gebäuden konzipiert wurden (Abbildung 2.7) sind die Antriebsmodule in der Regel wesentlich höher als ihr Durchmesser. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit, Fahrwerke mit geringer Grundfläche zu konstruieren und zusätzlich Komponenten wie Akkus oder PCs zwischen den Radeinheiten unterzubringen.



(a) Rollin' Justin (Fuchs et al. 2009)



(b) PR2 (Bohren et al. 2011)



(c) Care-O-bot® 3 (Reiser et al. 2009)

Abbildung 2.7: Serviceroboter für Haushaltsanwendungen mit omnidirektionalem Fahrwerk mit gelenkten Standardrädern

2.3 Bewertung der Bauraumoptimierung ausgewählter Fahrwerke

Die Optimierung des Bauraums stellt ein zentrales Ziel dieser Arbeit dar. Daher wird im Folgenden ein Kriterium für die Quantifizierung des Optimierungsgrades definiert und auf verschiedene Antriebsmodule aus dem Stand der Technik angewendet.

2.3.1 Kriterium für den Bauraumbedarf in Abhängigkeit des Raddurchmessers

Bei Antriebsmodulen mit gelenkten Standardrädern wirkt sich ein großer Raddurchmesser positiv auf die Fähigkeit aus, Bodenunebenheiten zu überwinden. Jedoch führt ein großer Raddurchmesser fast immer auch zu einem höheren Bauraumbedarf für das Antriebsmodul, so dass hier bei der Gestaltung ein Kompromiss eingegangen werden muss. Bei Roboterfahrwerken in der Literatur bewegen sich viele Raddurchmesser in einem Bereich von 120 mm bis 200 mm. Um diesen Unterschieden gerecht zu werden, bietet es sich an, den Bauraum in Abhängigkeit vom Raddurchmesser zu beurteilen.

Abbildung 2.8 zeigt eine vereinfachte Darstellung eines Antriebsmoduls. Dieses besteht aus einem Rad mit dem Durchmesser d_R sowie einer gestrichelten Außenkontur. Wird das Rad um die Hochachse gedreht, wird ein Bereich mit dem Durchmesser D überstrichen. Die Höhe des gesamten Antriebsmoduls wird mit h bezeichnet. Bei einer idealen Konstruktion würde die Außenkontur des Antriebsmoduls ausschließlich durch das Rad selbst bestimmt. Weitere Bauteile wie Motoren und Lager wären so klein, dass sie vollständig innerhalb des Kreises D rechts und links vom Rad untergebracht werden könnten. In diesem Fall wäre die Gesamthöhe h des Antriebsmoduls genauso groß wie der Raddurchmesser d_R . Bei einem Rad mit abgerundeter Lauffläche wäre auch der Durchmesser D gleich dem Durchmesser d_R . Aus diesen Beziehungen lassen sich zwei Quotienten bestimmen, nämlich

$$q_h = \frac{h}{d_R} \quad (2.1)$$

als Maß für die Bauraumausnutzung in senkrechter Richtung und

$$q_D = \frac{D}{d_R} \quad (2.2)$$

als Maß für die Bauraumausnutzung in radialer Richtung. Je weiter sich der Quotient für ein reales Antriebsmodul dabei dem Wert 1 annähert, desto besser wurde der Bauraum in dieser Richtung ausgenutzt.

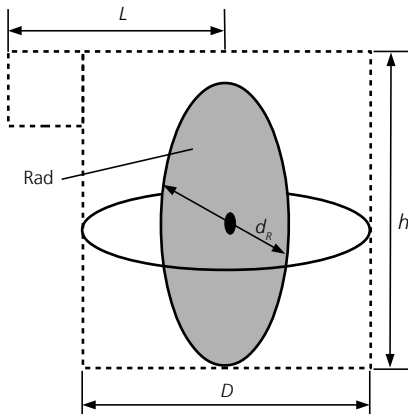


Abbildung 2.8: Schematische Darstellung eines Antriebsmoduls, bestehend aus einem Rad mit Durchmesser d_R , dem Kreis für die Drehung um die Hochachse mit Durchmesser D , sowie der Gesamthöhe h . Die Außenkontur ist als gestrichelte Linie angedeutet.

Durch die Kombination beider Kriterien kann ein Maß q_V für die Effizienz der Bauraumausnutzung insgesamt gebildet werden. Allerdings muss hierbei beachtet werden, dass einige Antriebsmodule oberhalb der Radgabel über Teile verfügen, die in eine Richtung abstehen, beispielsweise waagrecht eingebaute Motoren. Diese zusätzlichen Störkonturen müssen in einem Gesamtkriterium berücksichtigt werden. Allerdings sollten diese niedriger gewichtet werden, weil die Konturen in der Regel nur zu einer Seite abstehen und sich nicht mit um die Hochachse drehen. Für abstehende Teile der Länge L (gemessen von der Hochachse bis zum am weitesten abstehenden Punkt) wird daher folgende Gleichung mit dem Korrekturfaktor k festgelegt:

$$q_V = q_h \cdot q_D \cdot k \quad \text{mit} \quad k = \begin{cases} 1,0 & \text{für } L < \frac{D}{2} \\ 1,2 & \text{für } \frac{D}{2} \leq L < D \\ 1,4 & \text{für } L \geq D. \end{cases} \quad (2.3)$$

2.3.2 Anwendung des Kriteriums für den Bauraumbedarf

Mit dem im vorigen Abschnitt definierten Kriterium lassen sich Fahrwerke aus der Literatur bewerten. Abbildung 2.9 zeigt mehrere Antriebsmodule, für die vergleichsweise viele Daten zu Raddurchmessern und äußeren Abmessungen zu finden sind. Dennoch mussten einige Werte geschätzt oder aus anderen bekannten Größen abgeleitet werden. Die Ergebnisse der Bauraumbewertung sind in Tabelle 2.1 zusammengefasst.

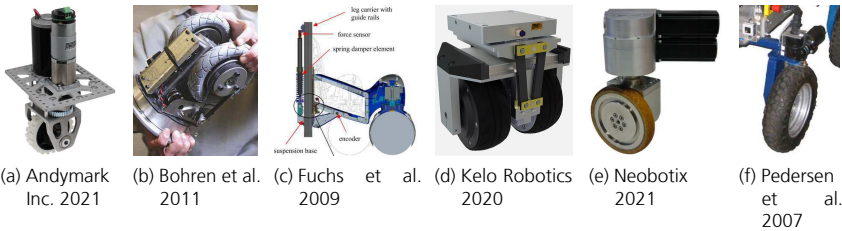


Abbildung 2.9: Verschiedene Antriebsmodule aus der Literatur mit überwiegend bekannten Abmessungen

Antriebsmodul	d_R	h	D	L	k	q_h	q_D	q_V
(a) Andymark Inc. 2021	102 mm	313 mm	132 mm	130 mm	1,2	3,1	1,3	4,8
(b) Bohren et al. 2011	120 mm*	$1,9 d_R^*$	$1,5 d_R^*$	–	1,0	$1,9^*$	$1,5^*$	$2,9^*$
(c) Fuchs et al. 2009	216 mm	$1,8 d_R^*$	$1,2 d_R^*$	†	1,4	$1,8^*$	$1,2^*$	$3,0^*$
(d) Kelo Robotics 2020	105 mm	160 mm	190 mm	–	1,0	1,5	1,8	2,8
(e) Neobotix 2021	180 mm	340 mm	216 mm	210 mm	1,2	1,9	1,2	2,7
(f) Pedersen et al. 2007	300 mm	650 mm	$1,2 d_R^*$	$0,6 D^*$	1,2	$2,2^*$	$1,2^*$	$3,2^*$

* Schätzung, basierend auf vorhandenen Maßangaben, bekannten Geometrien sowie den zur Verfügung stehenden Abbildungen

† Große Parallelkinematik für das Federbein, die je nach Stellung entweder weit zur Seite oder weit nach oben heraussteht. Daher wird $L > D$ angenommen

Tabelle 2.1: Quotienten q_h , q_D und q_V für die Antriebsmodule aus Abbildung 2.9

Die Auswertung zeigt, dass das Design (d) bezüglich q_h besonders günstig ist. Gleichzeitig ist der Wert für q_D vergleichsweise hoch. Alle anderen Konstruktionen weisen geringe Werte für q_D auf und sind damit darauf ausgelegt, möglichst wenig Platz bei der Drehung um die Hochachse zu benötigen. (a) und (b) schneiden dabei etwas schlechter ab, was bei (a) an relativ eckigen, abstehenden Gehäuseteilen liegt, während bei (b) der große Abstand der Räder hierfür verantwortlich ist. Bezüglich des Kriteriums q_h fallen vor allen Dingen

die Konstruktion (a) und (f) negativ auf, was dadurch verursacht wird, dass relativ dünne, aber lange Motoren nach oben herausstehen. Bei (a) wirkt sich zudem der im Vergleich zu den Motorabmessungen kleine Raddurchmesser negativ aus. Die Konstruktion mit der insgesamt besten Bauraumausnutzung ist (e) mit $q_V = 2,7$. Das Low-Cost-Design (a) erreicht dagegen den schlechtesten Wert mit $q_V = 4,8$. Alle anderen Konstruktionen liegen in einem Bereich um $q_V = 3,0$.

Zu berücksichtigen ist, dass das Design (c) als einziges eine Federung aufweist, die den Bauraum deutlich vergrößert. Die Konstruktionen (b) und (d) sind darüber hinaus nicht unbegrenzt um die Hochachse drehbar, weil Antriebe innerhalb der Radgabel angeordnet sind, aber kein Schleifring verbaut wurde.

3 Anforderungsanalyse

In diesem Kapitel werden die Anforderungen an die zu entwickelnden Antriebsmodule ermittelt und diskutiert. Diese werden anschließend in Forderungen und Wünsche eingeteilt und priorisiert. Zur besseren Übersicht werden die Anforderungen danach gruppiert, zu welchem Zeitpunkt sie im Konstruktionsprozess in dieser Arbeit überprüft und bewertet werden können.

3.1 Identifikation von Anforderungen anhand einer Liste von Hauptmerkmalen

Zur systematischen Ermittlung der Anforderungen wird die von Pahl/Beitz (Feldhusen et al. 2013) vorgeschlagene Liste mit Hauptmerkmalen verwendet. Diese Liste ist unabhängig vom Anwendungsfall für alle Konstruktionen geeignet und gliedert sich in die drei Perspektiven „Konzept“, „Produktlebensphasen“ und „Organisation“ (Abbildung 3.1). Im Folgenden wird auf die einzelnen Kategorien in der Liste eingegangen und Anforderungen abgeleitet. Diese werden in Anlehnung an VDI-Richtlinie 2225-3 in Festforderungen und Mindestforderungen (f) sowie Wünsche (w) eingeteilt. Forderungen müssen in jedem Fall erfüllt werden, um die Funktions- und Gebrauchstauglichkeit eines Antriebsmoduls zu gewährleisten. Dabei wird entweder ein genauer Zielwert angestrebt (Festforderung) oder es wird ein Mindestziel gesetzt, das übertroffen werden soll (Mindestforderung). Wünsche sollen dagegen so gut wie möglich erfüllt werden, um einen möglichst hohen Nutzwert des Antriebsmoduls zu erreichen. Zur Erleichterung der späteren Nachverfolgbarkeit werden die Anforderungen nach folgendem Schema durchnummeriert:

- „f 1.x“: Grundlegende Festforderungen, die bereits in der Zielsetzung dieser Dissertation festgelegt sind. Diese werden im Rahmen der Konstruktion im Kapitel 4 hinsichtlich ihrer Erfüllung bewertet.

- „f 2.x“/„w 2.x“: Weitere Forderungen und Wünsche, die ebenfalls im Rahmen der Konstruktion im Kapitel 4 hinsichtlich ihrer Erfüllung bewertet werden.
- „f 3.x“/„w 3.x“: Weitere Forderungen und Wünsche, die nach erfolgtem Aufbau und Test der Prototypen im Kapitel 5 hinsichtlich ihrer Erfüllung bewertet werden.

Aus der Perspektive „Konzept“ ergeben sich folgende Anforderungen:

Mechanik Unter den Aspekt der Mechanik fallen zentrale Forderungen, die sich aus der Zielsetzung dieser Arbeit ergeben. Diese sind, dass Antriebsmodule mit einem oder zwei Rädern entwickelt werden sollen (*f 1.1*), dass die Antriebsmodule mit einer Federung ausgestattet sein sollen (*f 1.2*), sowie dass ein unbegrenztes Drehen des Rades/der Räder um die Lenkachse möglich sein soll (*f 1.3*). Durch das Antreiben des Rades/der Räder soll eine Vortriebskraft erzeugt werden, die die mobile Plattform antreibt (*f 1.4*). Die Antriebsmodule sollen ausreichend Tragkraft aufweisen, um mobile Plattformen für den Betrieb in für Menschen gemachten Umgebungen antreiben zu können. Diese können beispielsweise mit einem oder zwei Leichtbau-Manipulatoren ausgestattet sein oder über eine Lastaufnahme für kleinere Kisten verfügen. Das Gesamtgewicht eines solchen Roboters kann bis zu 300 kg betragen (z. B. Care-O-bot[®] 3: 180 kg, rob@work 3 (Fraunhofer IPA 2021): 250 kg bis 300 kg, PR 2: 220 kg, Rollin' Justin: 200 kg). Bei einer vierrädrigen Plattform entfallen somit durchschnittlich 75 kg Gewicht auf jedes Rad. Abzüglich eines geschätzten Eigengewichts von mindestens 10 kg pro Antriebsmodul sollte die mögliche Zuladung pro Antriebsmodul mindestens 65 kg betragen. Um auch ungleiche Lastverteilungen zu berücksichtigen, werden weitere 5 kg als Sicherheit aufgeschlagen und von 70 kg Zuladung ausgegangen (*f 2.1*).

Ein mobiler Roboter, der sich in von Menschen frequentierten Umgebungen aufhält, sollte sich genauso schnell wie ein gehender Mensch bewegen können, um diesen beispielsweise begleiten und führen zu können. Eine deutlich höhere Fahrgeschwindigkeit könnte dagegen als bedrohlich wahrgenommen werden. Eine typische Gehgeschwindigkeit beträgt zwischen 1,3 m/s und 1,5 m/s (Carey 2005). Für diese Arbeit wird daher 1,5 m/s als Höchstgeschwindigkeit angenommen (*f 2.2*), wobei eine Abweichung von 0,2 m/s nach oben oder nach unten als zulässig erachtet wird. Die Begrenzung nach

Konzept		Produktlebensphasen	
<p>Stoff</p> <ul style="list-style-type: none"> – Ein- und Ausgangsprodukte: <ul style="list-style-type: none"> • chemische Eigenschaften • physikalische Eigenschaften – Hilfsstoffe – vorgeschriebene Werkstoffe (Nahrungsmittelgesetz u. ä.) – Materialfluss und -transport 	<p>Elektrik / Elektronik</p> <ul style="list-style-type: none"> – Nennspannung – Nennströme – Netzschwankungen – Sicherung – Schirmung – Filterung – EMV – Anschluss – Verdrahtung – Isolation – Luft-/Kriechstrecken – Stecker – Modulordnung – Funktionsgruppen – SMD-Bauteile – Bauteilverfügbarkeit – Zugänglichkeit – Austausch 	<p>Einkauf</p> <ul style="list-style-type: none"> – Make-or-Buy-Strategie – A-Lieferanten – Local-Content – Katalogbaugruppen – operativer / strategischer Einkauf – Datenaustausch 	<p>Instandhaltung</p> <ul style="list-style-type: none"> – Wartungsfreiheit bzw. Anzahl und Zeitbedarf der Wartung – Inspektion – Austausch und Instandsetzung – Reinigung – Schmierung – Einsatzort
<p>Energie</p> <ul style="list-style-type: none"> – Leistung – Verlust – Wirkungsgrad – Zustandsgrößen: <ul style="list-style-type: none"> • Druck • Temperatur – Erwärmung – Kühlung – Anschlussenergie – Speicherung – Arbeitsaufnahme – Energieumformung 	<p>Software</p> <ul style="list-style-type: none"> – Integration – Schnittstellen – Updates – Hardware – Testbarkeit – Notbetrieb 	<p>Fertigung</p> <ul style="list-style-type: none"> – Einschränkung durch Produktionsstätte – größte herstellbare Abmessung – bevorzugtes Fertigungsverfahren – Fertigungsmittel – mögliche Qualität und Toleranzen 	<p>Recycling</p> <ul style="list-style-type: none"> – Wiederverwendung – Entsorgung – Endlagerung – Beseitigung – Schad- und Gefahrstoffe – recyclingkritische Stoffe – Zugänglichkeit – Lösbarkeit
<p>Signal</p> <ul style="list-style-type: none"> – Ein- und Ausgangssignale – Anzeigart – Betriebsgeräte – Überwachungsgeräte – Signalform 	<p>Sicherheit</p> <ul style="list-style-type: none"> – Unmittelbare Sicherheitstechnik – Mittelbare Sicherheitstechnik – Hinweisende Sicherheitstechnik – Betriebssicherheit – Arbeitssicherheit – Umweltsicherheit – Gefährdungspotential – Grenzzisiko – Risikobewertung 	<p>Kontrolle</p> <ul style="list-style-type: none"> – Mess- und Prüfmöglichkeit – besondere Vorschriften (z. B. TÜV, DIN, ISO) 	<p>Transport</p> <ul style="list-style-type: none"> – Begrenzung durch Hebezeuge – Bahnprofil – Transportwege nach Größe und Gewicht – Versandart und -bedingungen – Lieferzeit
<p>Geometrie</p> <ul style="list-style-type: none"> – Abmaße / Dimensionen – Durchmesser – Bauraum – Anzahl – Anordnung – Anschluss – Erweiterung 	<p>Ergonomie</p> <ul style="list-style-type: none"> – Mensch-Maschine-Beziehung – Anzeige und Bedienelemente: <ul style="list-style-type: none"> • Bedienung • Bedienungsart • Übersichtlichkeit • Beleuchtung – Anthropometrische Maße – Bedienkräfte – Taktile Kodierung – Haptik 	<p>Montage</p> <ul style="list-style-type: none"> – besondere Montagevorschriften – Zusammenbau – Einbau – Baustellenmontage – Fundamentierung – Werkzeuge – Hilfsstoffe – Sicherheitsdatenblätter 	<p>Gebrauch</p> <ul style="list-style-type: none"> – Geräuscharmut – Verschleißrate – Anwendung und Absatzgebiet – Einsatzort (z. B. schwefelige Atmosphäre, Tropen, ...) – Feuchtigkeit – Dienstleistung
<p>Mechanik</p> <ul style="list-style-type: none"> – Gewicht – Last – Kräfte: <ul style="list-style-type: none"> • statisch • dynamisch – Reibung – Wärmespannung – Stabilität – Festigkeit: <ul style="list-style-type: none"> • Verformung • Steifigkeit – Kinematik: <ul style="list-style-type: none"> • Bewegungsart und -richtung • Beschleunigung • Geschwindigkeit – Kinetik: <ul style="list-style-type: none"> • Federeigenschaften • Resonanzen 	<p>Industrial Design</p> <ul style="list-style-type: none"> – Bedeutung – Ästhetische Funktionen – Anzeichenfunktionen – Symbolfunktionen – Produktwiedererkennungswert – Farbgebung – Sinus-Milieu 	<p>Organisation</p>	<p>Planung</p> <ul style="list-style-type: none"> – max. zulässige Herstellkosten – Werkzeugkosten – Investition – Amortisation – Ende der Entwicklung – Liefertermin – Netzplan für Zwischenschritte – Pönalen – Unternehmens-Know-how
			<p>Nachhaltigkeit</p> <ul style="list-style-type: none"> – Öko-Bilanz – Energieeffizienz – Systemkosten <p>Markt</p> <ul style="list-style-type: none"> – Wettbewerber – Kundensegmente – Kundenverhalten und -bedürfnisse – marktüblicher Standard – Verkaufszahlen – Trends

Abbildung 3.1: Hauptmerkmalliste für die Ermittlung von Anforderungen an eine Konstruktion. Quelle: Feldhusen et al. 2013

oben erfolgt, weil ansonsten in der Praxis Sicherheitseinrichtungen für kürzere Reaktionszeiten und höhere Bremswege ausgelegt werden müssten, auch wenn durch eine (potenziell unsichere) Steuerung nur niedrigere Geschwindigkeiten kommandiert werden. Für die Beschleunigung auf Höchstgeschwindigkeit auf ebenem Boden bei voller Last wird ein Wert von mindestens 1 m/s^2 angestrebt (f2.3). Dies erlaubt ein Erreichen der Höchstgeschwindigkeit nach 1,5 s beziehungsweise 1,13 m Weg. Diese sanfte Beschleunigung trägt ebenfalls dazu bei, dass ein Roboter nicht durch abrupte Bewegungen als bedrohlich wahrgenommen wird. Auch beim Transport von Ladung können zu starke Beschleunigungen nachteilig sein, wenn beispielsweise beim Anfahren Flüssigkeit aus vom Roboter transportieren Bechern schwappt. Dennoch wird ein höheres Beschleunigungsvermögen nicht ausgeschlossen, weil die Beschleunigung problemlos in einer Steuerung begrenzt werden kann, ohne sich nachteilig auf Sicherheitsfunktionen auszuwirken. Die Beschleunigung wird mit gleichem Betrag für Bremsvorgänge angesetzt.

Wie in Abschnitt 2.1 beschrieben, sollte die Lenkbewegung der Räder idealerweise in so kurzer Zeit erfolgen, dass die Roboterplattform Richtungswechsel so schnell ausführen kann, wie dies aufgrund ihrer Trägheit möglich ist, ohne die Bodenhaftung zu verlieren. Eine obere Grenze für den kleinsten, theoretisch möglichen Kurvenradius ergibt sich aus der Bedingung, dass die Zentrifugalkraft beim Durchfahren der Kurve nicht größer sein darf, als die Reibungskraft des Reifens auf dem Untergrund,

$$m \cdot \frac{v^2}{r_{\text{Kurve}}} < m \cdot g \cdot \mu_{\text{haft}}, \quad (3.1)$$

wobei m die Masse, v die Fahrgeschwindigkeit, g die Erdbeschleunigung und μ_{haft} der Reibungskoeffizient ist. Der Kurvenradius $r_{\text{Kurve,min}}$, bei dem diese Bedingung für eine gegebene Geschwindigkeit erfüllt ist, lässt sich durch Umformen der Gleichung aus

$$r_{\text{Kurve,min}} = \frac{v^2}{\mu_{\text{haft}} \cdot g} \quad (3.2)$$

bestimmen. Geht man davon aus, dass ein symmetrisch aufgebautes Rad maximal 90° gedreht werden muss, um ein Fahren in eine beliebige Richtung zu ermöglichen, lässt

sich die maximal zur Verfügung stehende Zeit t_{stell} zum Ausrichten der Räder aus

$$t_{stell,max} = \frac{\pi \cdot r_{Kurve,min}}{2v} \quad (3.3)$$

bestimmen. Für die Haftreibung des üblicherweise genutzten Reifenwerkstoffs Vulkollan auf Betonboden werden Werte von 0,2 bis 0,4 angegeben (FTA Fahrzeugtechnik 2015). Für den Reibungskoeffizienten ist hier ein eher ungünstiger, das heißt niedriger Wert anzunehmen, weil eine Roboterplattform auch bei eher glattem Untergrund bei Kurvenfahrten nicht ausbrechen sollte, so dass hier mit einem Wert von $\mu_{haft} = 0,2$ gerechnet wird. Abbildung 3.2 zeigt die gerade noch erreichbaren Kurvenradien und Stellzeiten für verschiedene Geschwindigkeiten.

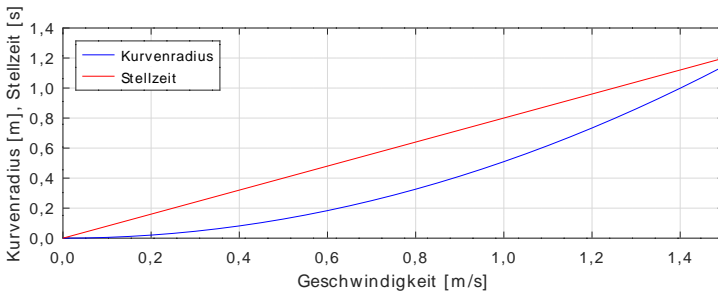


Abbildung 3.2: Kleinste erreichbare Kurvenradien und dazugehörige Stellzeiten vor dem Überschreiten der Haftreibung

Um bei der Höchstgeschwindigkeit von 1,5 m/s den kleinstmöglichen Kurvenradius von 1,15 m einzuhalten, darf die Stellzeit nicht mehr als 1,2 s betragen. Für kleinere Geschwindigkeiten wird jedoch auch der Kurvenradius und die Stellzeit immer geringer. Da die Dynamik der Lenkachse aber begrenzt sein muss, ergibt sich, dass ein gelenktes Rad nur oberhalb einer bestimmten Geschwindigkeit eine ideale Lenkbewegung ausführen kann. Als Kompromiss wird für die minimal zu erreichende Stellzeit höchstens 0,32 s angestrebt (f2.4), wodurch bis zu einer Geschwindigkeit von 0,4 m/s und einem Kurvenradius von 0,08 m ausreichend Dynamik vorhanden ist, um eine ideale Stellbewegung durchzuführen. Der Kurvenradius entspricht damit dem voraussichtlichen Radradius (siehe f2.12). Zeitliche Differenzen zwischen idealer und tatsächlicher Stellzeit bewegen sich in einer

Größenordnung, in der sie voraussichtlich visuell nicht mehr wahrzunehmen sind und sich nur sehr gering auf die gesamte Fahrzeit einer mobilen Plattform auswirken.

Die Zielposition des Lenkwinkels φ sollte nach dem Einregeln mit einer Wiederholgenauigkeit von weniger als $0,5^\circ$ erreicht werden (*w3.1*). Dies ist wünschenswert, damit später die Nulllagen der Lenkwinkel aller Antriebsmodule einer mobilen Plattform zuverlässig zueinander kalibriert werden können. Die lineare Abweichung des Radaufstandspunkts relativ zum Chassis des mobilen Roboters sollte bei Fahrmanövern im Nennlastbereich der Fahrmotoren unter 1 mm bleiben (*w3.2*). So kann erreicht werden, dass alle Antriebsmodule mit möglichst hoher Genauigkeit auf den Momentanpol eingeregelt werden können und die maximale Abweichung bei der Positionierung der mobilen Plattform später ebenfalls im Bereich weniger Millimeter bleibt. Die tragende Struktur der Antriebsmodule sollte entsprechend steif ausgeführt werden.

Darüber hinaus soll das Antriebsmodul über Federeigenschaften verfügen, die den Bodenkontakt aller Räder bei Bodenunebenheiten sicherstellt. Dabei sollen flächig auftretende Bodenunebenheiten mit Höhenunterschieden von bis zu 5 mm ausgeglichen werden, die im Haushalt beispielsweise an Teppichkanten auftreten (*f2.5*). Ein ähnlicher Höhenunterschied des Rades ergibt sich, wenn ein Gitterrost oder ein Spalt an der Kabine eines Aufzugs mit einer Spaltbreite von 20 mm bis 30 mm überfahren wird. Zusätzlich sollte das Überfahren von Einzelhindernissen von mindestens 10 mm Höhe möglich sein, was beispielsweise Schwellen an Türen oder Rampen oder der Höhe eines Kabelkanals entspricht (*w3.3*). Die maximalen, bei Stößen auftretenden Beschleunigungen des Aufbaus sollten dabei mindestens um 50 % reduziert werden (*w3.4*). Gleichzeitig muss sichergestellt werden, dass die statische Einfederung des Fahrwerks bei einer Verlagerung der Masse des Roboters begrenzt wird (beispielsweise beim Ausstrecken eines Manipulators), weil dadurch der Sichtwinkel von Sensoren verändert und die Präzision bei Greifbewegungen verringert wird. Als Kompromiss zwischen den beiden Zielgrößen wird gefordert, dass die Spitze eines Manipulators maximal 5 mm weit absinkt, wenn dieser 1 m weit über die vorderen Räder ausgestreckt wird (*f2.6*). Es wird davon ausgegangen, dass diese Abweichung im Bereich anderer Ungenauigkeiten bei der Greifplanung liegt und damit eine vorausgeplante Greifbewegung nicht übermäßig beeinträchtigt. Diese Werte müssen allerdings abhängig von der Masse und dem Radstand der mobilen Plattform

betrachtet werden, wobei ein gängiger Radstand mit bis zu 700 mm (Care-O-bot[®] 3, F&P Lio) angenommen wird.

Stoff Die Leitung oder Wandlung von Stoffen ist keine grundlegende Anforderung an Roboterfahrwerke. Da die Antriebsmodule allerdings in privaten Wohnungen eingesetzt werden sollen, soll eine Verschmutzung oder eine eventuelle Gesundheitsgefahr durch austretende Schmiermittel vermieden werden (*f2.7*). Von den sonstigen, zugänglichen Materialien sollen in allen Produktlebensphasen keine über die bei Metallwerkstoffen wie Stahl und Aluminium üblichen Gefährdungen ausgehen (*f2.8*).

Energie Zur Krafterzeugung muss das Antriebsmodul elektrische Energie in Antriebskraft wandeln (*f1.5*). Da ein mobiler Serviceroboter fast immer batteriebetrieben ist, ist dabei ein hoher elektrischer Wirkungsgrad anzustreben. Dies kann vor allem durch die Verwendung permanenterregter Servomotoren erreicht werden (*f2.9*). Deren Nenndrehzahl sollte auf die höchste benötigte Drehzahl im Normalbetrieb abgestimmt sein (*w2.1*). Um Wandlungsverluste zu vermeiden, sollen die Antriebsmodule zudem auf einen Betrieb mit einer Batteriespannung von 48V ausgelegt werden. Diese hat einerseits den Vorteil, dass die höchsten in der mobilen Plattform auftretenden Spannungen unterhalb von 60V bleiben (Kleinspannung gemäß DIN EN 61140), so dass die Anforderungen an eine Absicherung gegen elektrischen Schlag wesentlich geringer sind als für höhere Spannungen. Andererseits werden durch eine möglichst hohe Zwischenkreisspannung die Leitungsverluste reduziert, da bei gleicher Leistung geringere Ströme auftreten. Um direkt mit Batteriespannung betrieben werden zu können, muss die zulässige Betriebsspannung einen großen Eingangsbereich abdecken, der bei einem Lithium-Ionen-Akku zwischen 32,5V und 58,8V liegen kann (Ladeschlussspannung eines 14-Zellen-Akkus bzw. Entladeschlussspannung eines 13-Zellen-Akkus, (Schnabel o.J.)) (*f2.10*). So werden zusätzliche elektrische Verluste durch einen DC-DC-Wandler zur Spannungsstabilisierung vermieden.

Auch bei der mechanischen Kraftübertragung ist ein hoher Wirkungsgrad anzustreben. Um diesen zu erreichen, ist die Vermeidung von Reibungsverlusten in Getrieben ein wichtiger Gesichtspunkt. Je nach Qualität einer Verzahnung ist pro Zahnradstufe einer Stirnradverzahnung mit einem Verlust von 2 % bis 7 % der Antriebsleistung zu rechnen.

Bei Schneckengetrieben betragen Reibungsverluste aufgrund der hohen Relativbewegung der Zahnflanken zueinander je nach Übersetzung sogar 20 % bis 30 % (Beitz et al. 2001). Daher sollten möglichst wenige Getriebestufen verwendet werden (*w2.2*). Zudem soll auf die Verwendung von Schneckengetrieben ganz verzichtet werden (*f2.11*).

Dort wo Verlustleistung entsteht, muss auf eine ausreichende Wärmeabfuhr geachtet werden, um das Antriebsmodul vor Überhitzung zu schützen. Dafür soll ein andauernder Nennbetrieb über mindestens 10 min hinweg bei den üblicherweise in mitteleuropäischen Innenräumen anzutreffenden Umgebungstemperaturen bis 35 °C möglich sein, ohne dass für den Motor gefährliche Temperaturen von 80 °C bis 100 °C erreicht werden (*f3.1*). Einschaltzeiten von länger als 10 min sind weniger relevant, weil mobile Roboter in der Regel nicht durchgängig fahren, sondern zwischendurch stehen bleiben, um mit Personen zu interagieren, Aufzüge zu nutzen oder auf- und abzuladen.

Signal Die zu entwickelnden Antriebsmodule sollen später in verschiedene Roboterplattformen integriert werden können, daher ist die Verwendung standardisierter und weit verbreiteter Kommunikationsschnittstellen zu bevorzugen (*w2.3*). Darüber hinaus sollte eine Schnittstelle zum Einsatz kommen, die eine hinreichende Robustheit gegenüber elektromagnetischen Störungen aufweist. Elektrische Komponenten im Inneren des Antriebsmoduls und insbesondere die Verkabelung sollten ebenfalls so gestaltet sein, dass wenig Störungen auftreten können (*w2.4*). Als Eingangssignale des Antriebsmoduls sind vor allem die Sollgrößen Fahrgeschwindigkeit und Lenkwinkel zu nennen (*f1.6*). Ausgangssignale sind entsprechend insbesondere die Ist-Fahrgeschwindigkeit und der Ist-Lenkwinkel (*f1.7*).

Geometrie Die zu entwickelnden Antriebsmodule müssen einen ausreichend hohen Raddurchmesser aufweisen, um Bodenunebenheiten, Schwellen und Spalte mit einer Hindernishöhe von 10 mm sicher überfahren zu können (siehe *w3.3*). Gleichzeitig sollte der Raddurchmesser nicht zu groß gewählt werden, um die äußeren Abmessungen des Antriebsmoduls nicht unnötig zu vergrößern. Außerdem legt ein größeres Rad bei einer Umdrehung einen längeren Weg zurück, was einer Getriebeübersetzung ins Schnelle entspricht. Um dies auszugleichen, muss das eigentliche Getriebe eine höhere Übersetzung ins Langsame aufweisen, was tendenziell die Kosten und den Bauraumbedarf erhöht. In

der Fachliteratur finden sich sehr unterschiedliche Raddurchmesser für Radfahrwerke mit gelenkten Standardrädern. Typischerweise liegen diese zwischen 120 mm und 200 mm. Eine Begründung für die gewählten Durchmesser oder eine Faustformel wird jedoch in keiner Veröffentlichung angegeben. Daher wird an dieser Stelle ein Wert in der Mitte des genannten Größenintervalls gewählt. Entsprechend soll für die Antriebsmodule daher ein Raddurchmesser von $160 \text{ mm} \pm 20 \text{ mm}$ verwendet werden (*f2.12*).

Ziel dieser Arbeit ist zudem, dass die zu entwickelnden Antriebsmodule eine hohe Optimierung bezüglich des benötigten Bauraums aufweisen sollen. Hierzu kann das in Abschnitt 2.3 definierte Kriterium für den Bauraumbedarf zugrunde gelegt werden. Orientiert man sich an den in Tabelle 2.1 aufgeführten Zahlen für existierende Antriebs-einheiten, so sollen als ambitionierte Werte für eine bauraumoptimierte Konstruktion ein $q_h < 1,8$, ein $q_D < 1,2$ sowie ein $q_V < 2,7$ angestrebt werden (*w2.5*). Die Konstruktion (*d*) in Tabelle 2.1 wird hierbei aufgrund der flachen, aber breiten Bauweise nicht als Maßstab herangezogen. Bei einem Raddurchmesser von 160 mm entsprechen die Zielwerte einer Höhe *h* von höchstens 288 mm und einem Durchmesser *D* von höchstens 192 mm. Es wird davon ausgegangen, dass diese Baugröße in einer Größenordnung liegt, die in die in Abschnitt 1.3 genannten Roboterfahrwerke integriert werden kann. Für das Fahrwerk des am Fraunhofer IPA entwickelten Care-O-bot® 3 wurde dies anhand der CAD-Daten bestätigt.

Da die Antriebskonstruktion später in verschiedenen Roboterfahrwerken zum Einsatz kommen sollen, ist das Ziel eine Bauweise als Modul, das sich leicht in verschiedene Fahrwerke integrieren lässt (*f1.8*), idealerweise über die Verbindung eines einzelnen mechanischen Flansches sowie eines einzelnen Steckers (*w2.6*). Darüber hinaus sollten die zu entwickelnden Module über einen niedrigen Massenschwerpunkt verfügen, um so die Kippstabilität der Roboterplattform zu unterstützen. Als Zielgröße wird hier die Lage des Massenschwerpunkts in der unteren Hälfte des Moduls angestrebt (*w3.5*).

Software Im Umfeld der Servicerobotik hat sich die Ansteuerung über die Middleware ROS als Standard etabliert (Open Robotics 2021). Dementsprechend sollten für Elektronikkomponenten (z.B. Motorcontroller) entsprechende ROS-Treiber verfügbar sein (*w2.7*).

Sicherheit Antriebsmodule stellen eine unvollständige Maschine im Sinne der EU-Maschinenrichtlinie 2006/42/EG (2006) dar. Als solche müssen die zu entwickelnden Antriebsmodule nicht vollständig gegen alle Gefährdungen abgesichert sein. Vielmehr obliegt es dem Hersteller der Roboterplattform, der die Antriebsmodule als Teilsystem in seinen Roboter einbaut, nötige Schutzmaßnahmen zu definieren, beispielsweise das Versehen der Antriebsmodule mit einer Abdeckung, um ein unbeabsichtigtes Hineingreifen im Betrieb zu verhindern. Dennoch sollte ein Antriebsmodul so konstruiert sein, dass es die sichere Gestaltung eines Roboters unterstützt. Um mechanische Gefährdungen zu reduzieren, sollte eine Vermeidung von Quetsch- und Scherstellen (*w2.8*) angestrebt werden, ebenso wie eine Vermeidung scharfer Kanten (*w2.9*). Relevante Normen hierzu sind DIN EN ISO 12100 und DIN EN ISO 13854. In Hinblick auf die elektrische Sicherheit ist es erforderlich, dass von außen eine Berührung stromführender Teile mit dem bloßen Finger ausgeschlossen ist (*f2.13*).

Die Maschinenrichtlinie und die Sicherheitsnorm DIN EN ISO 13482 schreiben zudem vor, dass ein Roboter über eine Not-Halt-Funktion verfügen muss, mit der er sich im Gefahrenfall stoppen lässt. Mobile Plattformen müssen in diesem Fall schnell abgebremst werden und zum Stillstand kommen und insbesondere gegen Wegrollen auf abschüssigem Untergrund gesichert sein. Daraus ergibt sich die Forderung, dass die Antriebsmodule über eine mechanische Bremse verfügen müssen, die auch im stromlosen Zustand geschlossen ist (*f2.14*). Von Vorteil ist zudem ein Mechanismus für ein sicheres Abschalten der Antriebe bei Not-Halt. Idealerweise sollte dies in der Steuerung möglich sein, weil so auf große Schütze zum Trennen der Antriebsenergie im Chassis verzichtet werden kann. Dazu kann eine Safe-Torque-Off-Funktion (STO) nach DIN EN 61800-5-2 vorgesehen werden (*w2.10*). Eine weitere, die Sicherheit betreffende Anforderung ist die obere Begrenzung der erreichbaren Fahrgeschwindigkeit (siehe *f2.2*).

Ergonomie Antriebsmodule arbeiten in der Regel autonom und es gibt keine direkte Bedienschnittstelle. Zudem sind sie als Bestandteil der Roboterplattform später nicht für den Anwender zugänglich. Daher werden an dieser Stelle keine Anforderungen hinsichtlich der Ergonomie definiert.

Industrial Design Bei der Entwicklung der Antriebsmodule steht deren Funktionalität im Vordergrund. Zudem ist davon auszugehen, dass die Antriebsmodule beim Einbau größtenteils von Hüllenteilen der mobilen Plattform verdeckt sein werden und daher für den Nutzer des Roboters nicht zu sehen sind. Insofern ist ein schlichtes, funktionales Design zu bevorzugen (w2.11). Die angestrebte Kompaktheit der Antriebsmodule kann dadurch optisch unterstützt werden, dass die Konstruktion eine wenig zerklüftete Außenkontur mit wenig abstehenden Teilen aufweist. Hüllenteile sollten zudem eng anliegen und nicht aufragen (w2.12). Um in den Kontext technologisch hochentwickelter Roboter zu passen, sollte die Anmutung zudem eher auf ein „High-Tech-Elektronikprodukt“ hinweisen. Dies soll durch glatte, hell und sauber gehaltene Oberflächen erreicht werden (w2.13).

Da es sich bei den Antriebsmodulen um Forschungsprototypen handelt, die in kleinen Stückzahlen hergestellt werden sollen, werden einige Produktlebensphasen wie Einkauf oder Transport nicht im Voraus systematisch geplant, so wie es bei einer Serienproduktion der Fall wäre. Dennoch können die folgenden Anforderungen aus der Perspektive „Produktlebensphasen“ definiert werden:

Einkauf Da es sich um eine Einzelfertigung handelt, können bei elektronischen Komponenten in der Regel nur als Serienprodukte am Markt verfügbare Zukaufteile eingesetzt werden (f2.15). Speziell vom Hersteller angepasste Teile sind dagegen häufig zu kostenintensiv und daher zu vermeiden. Wo immer möglich, sollten zudem mechanische Standardteile zugekauft werden (w2.14), anstatt diese selbst zu fertigen. Dies ist insbesondere bei Teilen mit Verzahnungen ratsam, da individuell verzahnte Teile in kleinen Stückzahlen in der Regel teuer sind.

Fertigung Obwohl in den kommenden Jahren ein Wachstum des Marktes für Roboter zu erwarten ist, die in für den Menschen bestimmten Umgebungen agieren, werden zu entwickelnde Prototypen auf absehbare Zeit nur in geringen Stückzahlen produziert. Erwartete Losgrößen für die Herstellung von Antriebsmodulen sind zwischen 3 und 20 Stück, um eine oder mehrere mobile Plattformen mit einem Fahrwerk auszustatten. Dementsprechend sollen für individuell anzufertigende Teile Fertigungsverfahren gewählt werden, die bei kleinen Losgrößen wirtschaftlich sind. Hierzu gehören beispielsweise die

Fräs- und Drehbearbeitung, aber auch das Biegen von Teilen, die mittels Laser- oder Wasserstrahlschneiden zugeschnitten wurden (w2.15). Im Kunststoffbereich können dagegen auch komplexere Geometrien in einem Bauteil realisiert werden, die in einer späteren Massenfertigung als Spritzgussteile gefertigt würden. Für kleine Stückzahlen können die gleichen Kunststoffteile im Rapid-Prototyping-Verfahren, zum Beispiel durch Lasersintern hergestellt werden. Entsprechend sind die Grenzen dieser Verfahren, z. B. Größenbeschränkungen und Mindestwandstärken zu berücksichtigen (w2.16). Dort wo Teile in Fräs- oder Drehbearbeitung hergestellt werden, sollten die üblichen Gestaltungsrichtlinien für die spanende Fertigung befolgt werden (w2.17). So sollten enge Toleranzen vermieden werden und Teile so konstruiert werden, dass kein häufiges Umspannen auf der Werkzeugmaschine notwendig ist.

Kontrolle In Hinblick auf Forschungsprototypen in Einzelfertigung ergeben sich hier keine besonderen Anforderungen.

Montage Um die einfache Montierbarkeit des Antriebsmoduls zu gewährleisten, sollten allgemeine Richtlinien für eine montagegerechte Konstruktion beachtet werden (w2.18). So sollte beispielsweise das Fügen der Teile leicht durchführbar und mit gängigem Werkzeug zu bewerkstelligen sein. Durch die Verwendung standardisierter Schraubentypen werden dabei nicht nur die Anzahl unterschiedlicher Teile reduziert, sondern auch die durchgängige Verwendung des selben Werkzeugs ermöglicht. Durch die oben angesprochene Bauweise als Modul kann auch erreicht werden, dass ein überwiegender Teil der Montagearbeiten ergonomisch günstig außerhalb der Roboterplattform durchgeführt werden kann. Dennoch muss auch dem einfachen Einbau des Antriebsmoduls in eine Roboterplattform Beachtung geschenkt werden (siehe w2.6).

Instandhaltung Da es sich um Forschungsprototypen in Einzelfertigung handelt, werden Instandhaltungsarbeiten nach Bedarf durchgeführt. Generell sollte das Antriebsmodul wenig Wartung erfordern. Hierzu gehört, lebensdauergeschmierte Lager und Getriebe zu verwenden und Verschleißteile zu vermeiden (w2.19), um ein Antriebsmodul weitgehend wartungsfrei zu halten. Darüber hinaus hat es sich in der Praxis als sinnvoll erwiesen, nicht lösbare Verbindungen wie Klebeverbindungen zu vermeiden, wenn diese die Demontage des Produkts behindern können (w2.20).

Recycling Die Einzelteile eines Antriebsmoduls sollten weitgehend als Metall- oder Elektroschrott recycelt werden können. Materialien, die spezielle Maßnahmen oder Arten der Entsorgung erfordern, sollten vermieden werden (w2.21).

Transport Da die Antriebsmodule weder besonders zerbrechlich noch besonders groß und schwer sein werden, werden hier keine Anforderungen festgelegt.

Gebrauch Wichtige Anforderung an den Gebrauch der Antriebsmodule ist eine hohe Zuverlässigkeit im Betrieb, die sich im Forschungsumfeld beispielsweise in einer Verfügbarkeit von über 95 % ausdrücken sollte (w3.6). Darüber hinaus sollte nur ein geringer Verschleiß auftreten, so dass über eine Nutzungsdauer von mehreren Jahren im Forschungsbetrieb keine merkliche Verschlechterung der Gebrauchstauglichkeit auftritt (w3.7). Gerade für den Einsatz in Wohnumgebungen sollte zudem ein möglichst geringes Betriebsgeräusch auftreten (w3.8), so dass ein mobiler Roboter sich auch nachts bewegen kann, wenn in einem benachbarten Raum Personen schlafen. Grenzwerte für den Wohnungsbau liegen hier typischerweise bei 40 dB für den Raum, in dem eine Person schläft (WM-BW 2018). Da aber von einem Betrieb des mobilen Roboters auf einem angrenzenden Flur mit einer geschlossenen Zwischentür ausgegangen wird, wird ein Grenzwert von 50 dB festgelegt. In Hinblick auf den autonomen Betrieb sollen die Antriebsmodule darüber hinaus eine einfache Regelbarkeit aufweisen. Um diese zu unterstützen, sollte eine ausreichende Präzision des Lenkwinkels erreicht werden (siehe w3.1). Ebenfalls ist anzustreben, dass die Antriebsstränge hinreichend spielfrei ausgeführt sind (w3.9). Von großem Vorteil für die Regelung ist die in dieser Arbeit angestrebte endlose Drehbarkeit um die Hochachse (siehe f1.3), da so beliebige Stellbewegungen des Lenkmotors ohne Berücksichtigung von Anschlägen durchgeführt werden können. Die Erfahrungen mit den Robotern Care-O-bot® 3 und Care-O-bot 4 (Kittmann et al. 2015) haben gezeigt, dass es ferner hilfreich ist, den Roboter ohne Zuhilfenahme der Software schieben zu können (w2.22), beispielsweise um ihn in eine Transportbox zu schieben oder nach einer Fehlfunktion den Roboter zur Seite zu bewegen, um Wege freizuhalten.

In den vorgesehenen Einsatzumgebungen sollen die Antriebsmodule in der Lage sein, typische Hindernisse in für den Menschen geschaffenen Umgebungen zu überwinden. Dazu zählt das Passieren von Stufen und Schwellen, wie sie beispielsweise an Teppichkanten

und Türschwellen auftreten (siehe w3.3). Darüber hinaus muss genügend Antriebsleistung für das Befahren von Steigungen vorhanden sein. Als Mindestwert können die in der Norm DIN 18040-1 für öffentlich zugängliche Gebäude festgelegten 6 % für Rollstuhlrampen zu Grunde gelegt werden. In der Praxis treten aber an kurzen Rampen auch höhere Steigungen auf, beispielsweise beim Verladen des Roboters in eine Transportkiste. Daher wird sicherheitshalber das Überwinden eine Steigung von 10 % gefordert (f2.16).

Aus der Perspektive „Organisation“ lassen sich schließlich die folgenden Anforderungen identifizieren:

Planung Generell sollen die zu entwickelnden Antriebsmodule zu niedrigen Stückkosten realisiert werden. Bei einem als Einzelstück hergestellten Prototypen ergibt sich hier allerdings ein deutlicher Zielkonflikt, wenn die Antriebsmodule ebenfalls besonders kompakt und leistungsfähig sein sollen. Daher sollten bei der Auslegung Kosten und Nutzen genau gegeneinander abgewogen werden, um ein gutes Preis-Leistungs-Verhältnis zu erreichen (w2.23). Sollte die Konstruktion später in eine Großserienfertigung überführt werden, können in Hinblick auf die dann größeren Stückzahlen wesentlich mehr Einsparmöglichkeiten genutzt werden.

Nachhaltigkeit Diese drückt sich sowohl durch den zuvor genannten Wunsch nach Energieeffizienz (siehe w2.2) als auch durch die Anforderung eines einfachen Recyclings aus (siehe w2.21).

Markt Wie in Abschnitt 1.3 beschrieben, sollen die Antriebsmodule sich für die Integration in mobile Roboter eignen, die für den Einsatz in menschlicher Umgebung gedacht sind und dabei unter anderem Handhabungs- und Transportaufgaben erledigen. Dabei wird mittelfristig einerseits der direkte Verkauf von Antriebsmodulen angestrebt und andererseits der Vertrieb von Antriebsmodulen als Teil einer für kundenspezifische Bedürfnisse entwickelten mobilen Plattform. Die hierfür relevanten Anforderungen, beispielsweise hinsichtlich Modularität, Schnittstellen und Baugröße wurden in den vorherigen Abschnitten adressiert.

3.2 Zusammenfassung und Gewichtung der identifizierten Anforderungen

Tabelle 3.1 zeigt eine Zusammenfassung aller identifizierten Forderungen. Für jede Forderung wird ein Ziel angegeben, das entweder das qualitative Vorhandensein eines Merkmals sein kann oder eine quantifizierte Zielgröße. Die identifizierten Wünsche sind in den Tabelle 3.2 und 3.3 aufgeführt. In Tabelle 3.2 sind die Wünsche zusammengefasst, die während der Konstruktionsphase in Kapitel 4 bewertet werden. Tabelle 3.3 listet die Wünsche auf, die nach der Inbetriebnahme am Ende von Kapitel 5 evaluiert werden.

Alle Wünsche sind zusätzlich zur Orientierung mit einer Priorität versehen, die niedrig, mittel oder hoch sein kann. Zur Festlegung der Priorität wird betrachtet, inwieweit die Erfüllung der Wünsche jeweils einen positiven Einfluss auf eines der folgenden Kriterien erwarten lässt:

- Funktion und Zuverlässigkeit im Betrieb
- Einfache und günstige Herstellung, betrachtet vom Einkauf bis zur Montage
- Einfache Integration und Nutzung
- Nachhaltigkeit und Ästhetik

Für jedes Kriterium werden 0–3 Punkte vergeben, wobei eine höhere Punktzahl einen höheren positiven Einfluss ausdrückt. Tabelle 3.4 zeigt die Ergebnisse der Bewertung.

3.3 Abgleich der Anforderungen mit dem aktuellen Stand der Technik

Die grundlegenden Forderungen *f1.1* und *f1.4* bis *f1.7* spiegeln die charakteristischen Eigenschaften eines Fahrwerks mit gelenkten Rädern wider und finden sich daher bei allen Konstruktionen aus der Literatur. Wie eingangs dargelegt, erlauben dagegen nur ein Teil der existierenden Antriebseinheiten ein unbegrenztes Drehen um die Hochachse (*f1.3*); nur sehr wenige verfügen über eine Federung (*f1.2*). Auch die Optimierung des Bauraums (*w2.5*) fällt, wie in Abschnitt 2.3 betrachtet, sehr unterschiedlich aus. Eine Bauweise als Modul bzw. als eigenständige Baugruppe (*f1.8*) ist wiederum bei vielen Fahrwerken zu erkennen.

Nr.	Forderung	Ziel
f 1.1	Mit einer Anzahl Räder versehen sein	1 bis 2 Stk.
f 1.2	Rad/Räder gegenüber dem Aufbau durch eine Federung entkoppeln	Erfüllung
f 1.3	Unbegrenztes Drehen des Rades/der Räder um die Lenkachse ermöglichen	Erfüllung
f 1.4	Vortriebsbewegung durch Antreiben aller Räder erzeugen	Erfüllung
f 1.5	Elektrische Energie in Antriebskraft wandeln	Erfüllung
f 1.6	Sollwerte für Fahrgeschwindigkeit und Lenkwinkel als Eingangsgrößen akzeptieren	Erfüllung
f 1.7	Istwerte für Fahrgeschwindigkeit und Lenkwinkel als Ausgangsgrößen bereitstellen	Erfüllung
f 1.8	Als Modul ausgeführt sein	Erfüllung
f 2.1	Zuladung pro Modul erlauben	≥ 70 kg
f 2.2	Übliche Gehgeschwindigkeiten erreichen	$1,5 \text{ m/s} \pm 0,2 \text{ m/s}$
f 2.3	Eine moderate Beschleunigung erreichen	$\geq 1 \text{ m/s}^2$
f 2.4	Lenkbewegungen in vorgegebener Zeit ausführen	$\leq 0,32$ s
f 2.5	Flächige Bodenunebenheiten durch Federung ausgleichen	≥ 5 mm
f 2.6	Das Absinken eines Manipulators durch die Gewichtsverlagerung beim Ausstrecken begrenzen	≤ 5 mm auf 1 m
f 2.7	Verschmutzungen und Gesundheitsgefahren durch austretende Schmiermittel vermeiden	Erfüllung
f 2.8	In allen Lebensphasen keine besonderen Gefährdungen durch sonstige Materialien aufweisen	Erfüllung
f 2.9	Permanenterregte Servomotoren für den Antrieb nutzen	Erfüllung
f 2.10	Einen für 48 V-Batteriebetrieb geeigneten Bereich für die Eingangsspannung erlauben	mind. 32,5 V – 58,8 V
f 2.11	Auf Getriebe mit schlechtem Wirkungsgrad (Schneckengetriebe) verzichten	Erfüllung
f 2.12	Einen ausreichend großen Raddurchmesser aufweisen	$160 \text{ mm} \pm 20 \text{ mm}$
f 2.13	Im montierten Zustand Berührung mit stromführenden Teilen mit dem bloßen Finger verhindern	Erfüllung
f 2.14	Über eine mechanische Bremse verfügen, die im stromlosen Zustand einfällt	Erfüllung
f 2.15	Zukaufteile einsetzen, die serienmäßig am Markt verfügbar sind	Erfüllung
f 2.16	Über hinreichend Antriebsleistung für das Befahren von Rampen verfügen	≥ 10 %
f 3.1	Überhitzung durch eine ausreichende Wärmeabfuhr verhindern bei Betrieb über 10 min bei 35 °C	≤ 80 °C

Tabelle 3.1: Forderungen an die Antriebsmodule

Nr.	Wunsch	Ziel	Prio.
w 2.1	Auf die höchste im Betrieb auftretende Drehzahl abgestimmte Motoren aufweisen	bestmöglich	hoch
w 2.2	Einen hohen Wirkungsgrad durch möglichst wenige Getriebestufen erreichen	bestmöglich	hoch
w 2.3	Standardisierte, weit verbreitete Kommunikationsschnittstellen nutzen	bestmöglich	mittel
w 2.4	Robustheit der Elektronik und Verkabelung gegen elektromagnetische Störungen aufweisen	bestmöglich	mittel
w 2.5	Eine gute Bauraumaussnutzung in q_h , q_D und q_V aufweisen	<1,8;<1,2;<2,7	hoch
w 2.6	Durch wenige Verbindungselemente leicht integrierbar sein	1 Flansch/ Stecker	mittel
w 2.7	Über geeignete Treiber zur Ansteuerung über ROS verfügen	Erfüllung	mittel
w 2.8	Keine erreichbaren Quetsch- und Scherstellen haben	bestmöglich	niedrig
w 2.9	Keine scharfen Kanten haben	bestmöglich	niedrig
w 2.10	Eine STO-Funktion zum sicheren Abschalten der Antriebe aufweisen	Erfüllung	mittel
w 2.11	Über ein schlichtes, funktionales Design verfügen	Erfüllung	niedrig
w 2.12	Eng anliegende, wenig auftragende Hüllenteile aufweisen	bestmöglich	mittel
w 2.13	Glatte, hell und sauber gehaltene Oberflächen aufweisen	bestmöglich	mittel
w 2.14	Zu einem hohen Anteil aus Standardteilen bestehen	bestmöglich	mittel
w 2.15	Fertigungsteile aus Metall nach Verfahren produziert, werden die bei kleinen Stückzahlen wirtschaftlich sind	bestmöglich	mittel
w 2.16	Fertigungsteile aus Kunststoff einsetzen, die für die Fertigung mit Rapid-Prototyping-Verfahren ausgelegt sind	bestmöglich	mittel
w 2.17	Fräs- und Drehteile nach den üblichen Gestaltungsrichtlinien für spanende Fertigung ausgelegt	bestmöglich	mittel
w 2.18	Montagegerecht gestaltet sein	bestmöglich	mittel
w 2.19	Lebensdauer geschmierte Lager und Getriebe verwenden und Verschleißteile vermeiden	bestmöglich	mittel
w 2.20	Nicht lösbare/demontierbare Verbindungen vermeiden	bestmöglich	mittel
w 2.21	Aufwändig zu entsorgende Materialien vermeiden	bestmöglich	niedrig
w 2.22	Ein Schieben des Roboters ohne aktive Software ermöglichen	Erfüllung	mittel
w 2.23	Ein gutes Preis-Leistungs-Verhältnis erreichen	bestmöglich	mittel

Tabelle 3.2: Wünsche an die Antriebsmodule, die während der Konstruktionsphase bewertet werden

Nr.	Wunsch	Ziel	Prio.
w 3.1	Eine gute Wiederholgenauigkeit des Lenkwinkels erreichen	$\leq 0,5^\circ$	mittel
w 3.2	Eine begrenzte lineare Abweichung des Radaufstandspunkts relativ zum Chassis bei Nennlast einhalten	≤ 1 mm	mittel
w 3.3	Einzelhindernisse überwinden können	≥ 10 mm	hoch
w 3.4	Die bei Stößen auftretenden Beschleunigungen des Aufbaus reduzieren	≤ 50 %	hoch
w 3.5	Über einen niedrigen Schwerpunkt verfügen	$< 1/2$ Höhe	niedrig
w 3.6	Eine hohe Verfügbarkeit aufweisen	≥ 95 %	mittel
w 3.7	Über die Gebrauchsdauer keine merkliche Verschlechterung der Gebrauchstauglichkeit aufweisen	bestmöglich	mittel
w 3.8	Ein geringes Betriebsgeräusch emittieren	≤ 50 dB	mittel
w 3.9	Über hinreichend spielfrei ausgeführte Antriebsstränge verfügen, die die Regelbarkeit nicht beeinflussen	bestmöglich	mittel

Tabelle 3.3: Wünsche an die Antriebsmodule, die nach Aufbau, Inbetriebnahme und Test bewertet werden

Wie gut der Bauraum bei verschiedenen Antriebsmodulen ausgenutzt wird, hängt offenbar stark vom Integrationsgrad der Bauteile ab. So wird bei der Plattform „Gnuman“ (Abbildung 2.2 (a)) durch die Verwendung von rechteckigen Metallplatten für die tragende Struktur und den nach oben herausstehenden Lenkmotor der Bauraum nur schlecht ausgenutzt. Durch den seitlich sehr weit herausragenden Fahrmotor wird auch bei einer Drehung um die Hochachse sehr viel Platz benötigt. Demgegenüber ist die Hülle der Antriebsmodule von „Rollin’ Justin“ (Abbildung 2.7 (b)) sehr eng anliegend und weist keinerlei abstehende Geometrien auf. Damit wird deutlich, dass die gute Bauraumausnutzung teilweise mit der Verwendung von Standardteilen (w 2.14) und der möglichst einfachen Gestaltung von Fertigungsteilen (w 2.17) im Konflikt steht.

Grundsätzlich ist davon auszugehen, dass die Anordnung des Fahrmotors außerhalb der Radgabel und die Verwendung des in Abbildung 2.3 gezeigten Getriebeaufbaus immer mit einer Vergrößerung des Bauraumbedarfs einhergeht, da das Getriebe die Komplexität und die Anzahl der Bauteile im Antriebsmodul erhöht. Wie groß der zusätzlich benötigte Platz für das Getriebe ausfällt, lässt sich bei der Betrachtung von motorlosen Radeinheiten abschätzen, bei denen die Motoren separat im Chassis platziert und mit der Radeinheit verbunden werden (Abbildung 2.6). Durch die zusätzlichen Getriebestufen ist außerdem zu erwarten, dass der mechanische Wirkungsgrad sinkt (w 2.2) und das Spiel im Antriebsstrang steigt (w 3.9). Zusätzlich wird ein Schieben im ausgeschalteten Zustand erschwert (w 2.22). Sehr

Nr.	Funktion/ Zuverl.	Herstellung	Integration/ Nutzung	Nachhalt./ Ästhetik	Summe	Prio.
w2.1	0	1	1	3	5	hoch
w2.2	0	1	1	3	5	hoch
w2.3	0	1	3	0	4	mittel
w2.4	3	0	1	0	4	mittel
w2.5	1	0	3	1	5	hoch
w2.6	0	1	3	0	4	mittel
w2.7	1	0	3	0	4	mittel
w2.8	1	0	1	0	2	niedrig
w2.9	1	0	1	0	2	niedrig
w2.10	1	0	2	0	3	mittel
w2.11	0	1	0	1	2	niedrig
w2.12	0	0	0	3	3	mittel
w2.13	0	0	0	3	3	mittel
w2.14	1	3	0	0	4	mittel
w2.15	0	3	0	0	3	mittel
w2.16	0	3	0	0	3	mittel
w2.17	0	3	0	0	3	mittel
w2.18	0	3	0	0	3	mittel
w2.19	0	1	2	0	3	mittel
w2.20	0	0	3	1	4	mittel
w2.21	0	0	0	2	2	niedrig
w2.22	0	0	0	3	3	mittel
w2.23	1	3	0	0	4	mittel
w3.1	3	0	1	0	4	mittel
w3.2	3	0	1	0	4	mittel
w3.3	2	0	3	0	5	hoch
w3.4	3	0	2	0	5	hoch
w3.5	1	0	1	0	2	niedrig
w3.6	1	0	3	0	4	mittel
w3.7	1	0	1	1	3	mittel
w3.8	0	0	3	1	4	mittel
w3.9	3	0	1	0	4	mittel

Tabelle 3.4: Gewichtung der Wünsche durch Punktebewertung in vier Kriterien

schlecht schneiden hier die Antriebsmodule von Neobotix ab, die durch die Verwendung von Schneckengetrieben eine hohe Verlustleistung aufweisen (*f2.11*). Die Anordnung der Motoren oberhalb der Radgabel wirkt sich zudem negativ auf die Lage des Schwerpunkts aus (*w3.5*).

Alle zuvor genannten Anforderungen werden mit am besten durch die mobile Plattform des Roboters Rollin' Justin erfüllt. Das Fahrwerk verfügt über in der Radnabe angeordnete Fahrentriebe und ist mit einem Schleifring ausgestattet. Allerdings wurde die Federung in eine seitliche Parallelkinematik ausgelagert, die sehr viel Bauraum beansprucht. Dadurch eignen sich diese Antriebsmodule kaum zur Integration in beliebige mobile Plattformen (*w2.6*). Zudem ist der Raddurchmesser mit 216 mm sehr groß, so dass die Antriebsmodule trotz guter Bauraumausnutzung viel Platz beanspruchen. Hier bietet sich Potenzial, durch einen kleineren Raddurchmesser und eine andere Gestaltung der Federung noch kompaktere Antriebsmodule zu entwickeln, die sich zudem besser in mobile Plattformen integrieren lassen. Bei Rollin' Justin fällt auch das elegante Design der Antriebseinheiten mit stark abgerundeten, mehrfarbigen Kunststoffhüllen auf. Allerdings sind hier die Antriebseinheiten beim Roboter im Betrieb dauerhaft sichtbar. Die in dieser Arbeit zu entwickelnden Antriebsmodule sollten sich daher eher an funktional gehaltenen Designs wie von Neobotix oder Oftadeh et al. orientieren.

Die meisten weiteren in diesem Kapitel identifizierten Anforderungen lassen sich nicht an Fahrwerken in der Literatur überprüfen, weil dazu einen genauer Einblick in deren Konstruktionsdaten notwendig wäre. Dies gilt beispielsweise für den genauen Motortyp (*f2.9*) und die Auslegung der Motoren (*w2.1*) oder die Wünsche nach Präzision (*w3.1*, *w3.2*) und einer weitgehenden Wartungsfreiheit (*w2.19*). Allerdings lassen sich viele der festgelegten Anforderungen auch in der Literatur wiederfinden und so deren Sinnhaftigkeit verifizieren. So werden beispielsweise für den Roboter BAZAR (Cherubini et al. 2019) ein modulares Design, eine hohe Traglast des Fahrwerks und die Unterstützung von ROS als zentrale Vorteile genannt. Als Herausforderung wurde eine gute Regelbarkeit der Plattform, unter anderem unterstützt durch die Kinematik des Fahrwerks, identifiziert. Für den von Jaradat et al. vorgeschlagenen Roboter stehen ebenfalls eine hohe Traglast und eine einfache Regelbarkeit im Vordergrund. Außerdem werden eine lange Batterielebensdauer und eine hohe Kippstabilität als Anforderungen genannt. Park et al. nennt geometrische

Beschränkungen und einen begrenzten Bauraum als größte Herausforderung für das Design. Zusätzlich wird die Bedeutung einer Federung und der Möglichkeit einer endlosen Drehung um die Hochachse betont. Eine eingehende Diskussion von Anforderungen für eine mobile Plattform, die einen 50 kg schweren, humanoiden Oberkörper mit zwei Armen tragen soll (ein Vorläufer des Rollin' Justin) ist bei Wilhelm (2007) zu finden. In Bezug auf den Bauraum wird hier betont, dass das Fahrwerk nicht mehr Platz beanspruchen dürfe als ein Mensch. Zudem werden als Anforderungen die Fähigkeit zur Überwindung von Bodenunebenheiten wie Rampen von 5° oder Teppichkanten, sowie eine Geschwindigkeit von 6 km/h (1,67 m/s) genannt.

4 Konzeption und Konstruktion der Antriebsmodule

In diesem Kapitel wird zunächst auf die Funktionsstruktur der Antriebsmodule eingegangen und daraus eine Vorgehensweise für die weitere Konzeption abgeleitet. Im nächsten Schritt werden Lösungsprinzipien für den Aufbau der Antriebsmodule entwickelt und daraus ein morphologischer Kasten aufgebaut. Dabei werden die grundsätzlichen Vor- und Nachteile der Lösungsprinzipien herausgestellt. Zudem werden in einer rechnerischen Auslegung der Motoren die erforderlichen Baugrößen bzw. Leistungsklassen der Antriebsstrangkomponenten bestimmt. Anschließend werden durch die Verbindung vielversprechender Lösungsprinzipien mehrere Lösungskonzepte entwickelt und schließlich die Antriebsmodule im Detail ausgearbeitet. Zum Abschluss des Kapitels werden die Konstruktionen mit den in Kapitel 3 aufgestellten Anforderungen abgeglichen.

4.1 Funktionsstruktur der Antriebsmodule

Das Aufstellen der Funktionsstruktur erlaubt eine lösungsneutrale Betrachtung der Teilfunktionen eines Antriebsmoduls. Dies wird in diesem Abschnitt genutzt, um eine bestmögliche Vorgehensweise für den weiteren Konzeptionsprozess festzulegen. Hierzu wird eine hierarchische Funktionsstruktur gewählt (Feldhusen et al. 2013).

Die Hauptfunktion eines Antriebsmoduls lässt sich beschreiben als das „Bewegen eines Aufstandspunkt des Fahrwerks, mit der von einer übergeordneten Steuerung berechneten Sollgeschwindigkeit und Sollrichtung“. Für Fahrwerke mit gelenkten Rädern lassen sich daraus drei Unterfunktionen ableiten. Diese sind eine Funktion zum Einstellen der Sollgeschwindigkeit und eine Funktion zum Einstellen der Sollrichtung für das Rad oder die Räder. Die dritte Unterfunktion ist, den Radaufstandspunkt auf dem Boden relativ zum Chassis festzulegen und zu führen (Abbildung 4.1).

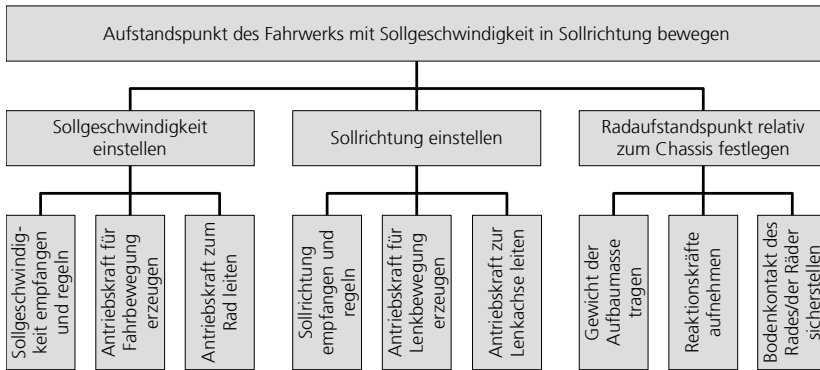


Abbildung 4.1: Funktionsstruktur eines Antriebsmoduls, aufgelöst bis zur 3. Hierarchieebene

Die Unterfunktionen zum Einstellen der Sollgeschwindigkeit und der Sollrichtung lassen sich wiederum in weitere Unterfunktionen untergliedern. Diese umfassen in beiden Fällen eine Regelungsfunktion für Geschwindigkeit bzw. Lenkwinkel einschließlich des Empfangens der beiden Sollwerte von der übergeordneten Steuerung. Eine weitere Unterfunktion ist das Erzeugen von Antriebskraft. Dritte Unterfunktion ist jeweils das Leiten der Antriebsenergie zum Rad bzw. zur Lenkachse. In diesen Unterfunktionen der dritten Ebene finden sich die Komponenten eines elektrischen Antriebsstrangs wieder. Die Kräfteerzeugung wird durch den Motor, teilweise aber auch durch eine Bremse übernommen. Die Regelung erfolgt durch einen Motorcontroller mit angeschlossenem Motorfeedback. Die Aufgabe, mechanische Antriebsenergie zu leiten und zu wandeln, fällt dem Getriebe zu.

Die Festlegung des Radaufstandspunktes relativ zum Chassis lässt sich ebenfalls in drei Unterfunktionen einteilen. So ist das Tragen des Gewichts der Aufbaumasse eine Grundvoraussetzung für die mechanische Stabilität des Antriebsmoduls. Um den Aufbau in einer bestimmten Position über dem Aufstandspunkt zu halten, ist darüber hinaus die Aufnahme von inneren und äußeren Reaktionskräften notwendig. Die letzte Unterfunktion besteht darin, den Bodenkontakt des Rades bzw. der Räder sicherzustellen. Diese Unterfunktionen lassen sich in Komponenten zur Führung und Lagerung eines Rades sowie in einer Federung wiederfinden.

Ausgehend von der aufgestellten Funktionsstruktur ist es sinnvoll, den weiteren Prozess der Konzeption primär an den im Antriebsmodul enthaltenen Antriebssträngen für die Fahr- und die Lenkbewegung auszurichten. Dabei können einerseits Varianten hinsichtlich der Wirkungsweise und andererseits hinsichtlich der Anordnung untersucht werden. Aus der Anordnung der Antriebskomponenten ergeben sich Implikationen für die Lagerung und die tragende Struktur des Antriebsmoduls. Hier wird dann insbesondere auf die Federung und die Lagerung und Führung des Rades eingegangen.

4.2 Untersuchung und Bewertung von Lösungsprinzipien

Für die im vorigen Abschnitt genannten Unterfunktionen existieren zahlreiche Lösungsprinzipien, die sich hinsichtlich der Wirkungsweise und der Anordnung unterscheiden. In diesem Abschnitt wird schrittweise ein morphologischer Kasten für die Antriebsmodule aufgebaut. Dazu wird in jedem Teilabschnitt ein Merkmal und dessen mögliche Ausprägungen betrachtet. Die Tabellen zu den mit A – K bezeichneten Merkmalen entsprechen somit jeweils einer Zeile eines morphologischen Kastens. Die einzelnen Ausprägungen der Merkmale werden jeweils mit arabischen Ziffern durchnummeriert.

4.2.1 Lösungsprinzipien für Räder, Motoren und Getriebe

Anzahl der Räder

Ob ein Antriebsmodul mit einem oder mit zwei Rädern ausgestattet ist, hat großen Einfluss auf den weiteren Aufbau des Moduls. Während bei einem Antriebsmodul mit einem Rad ein Antriebsstrang für das Fahren und ein weiterer Antriebsstrang für das Lenken zuständig ist, wird bei einem Aufbau mit zwei Rädern der Antriebsstrang für das Fahren verdoppelt und der Antriebsstrang für das Lenken fällt idealerweise weg. Dies führt dazu, dass Fahr- und Lenkfreiheitsgrad in Form eines Differentialantriebs miteinander gekoppelt sind (Tabelle 4.1).

Wie in Kapitel 2 erläutert, sind Nachteile eines Antriebsmoduls mit zwei Rädern, dass ein Rad zeitweise den Bodenkontakt verlieren kann und dann der Lenkfreiheitsgrad nicht mehr zuverlässig angesteuert werden kann. Zudem benötigen zwei Räder tendenziell

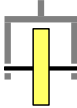
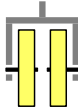
Ausprägung	1	2	3	4	5
Anzahl der Räder (A)	 Ein Rad	 Zwei Räder			

Tabelle 4.1: Ausprägungen hinsichtlich der Anzahl der angetriebenen Räder pro Antriebsmodul

mehr Platz in horizontaler Richtung und können dadurch den Durchmesser D vergrößern. Vorteile der Ausführung mit zwei Rädern sind, dass die vollständige Motorleistung für die Vortriebsbewegung zur Verfügung steht. Zudem kann tendenziell Bauraum in der Höhe eingespart werden, wenn es gelingt, beide Antriebsstränge in den Radnaben bzw. eng um diese herum anzuordnen.

Motortyp

Entsprechend Anforderung $f2.9$ werden in dieser Arbeit ausschließlich permanenterrregte Servomotoren betrachtet. Diese haben den Vorteil, dass mit Hilfe eines Motorcontrollers eine sehr präzise Regelung in Position und Geschwindigkeit möglich ist. Da die Kommutierung elektronisch erfolgt, kann darüber hinaus auf Bürsten, die sich langsam abnutzen, verzichtet werden. Servomotoren können entweder als Innen- oder als Außenläufer konstruiert werden (Tabelle 4.2). Beim Innenläufer bildet der mit der Wicklung versehene Stator einen äußeren Ring, in dem sich der ausschließlich mit Permanentmagneten versehene Rotor dreht. Die Bewegung des Rotors wird über eine Abtriebswelle oder einen Abtriebsflansch seitlich aus dem Motorgehäuse herausgeführt. Nachteil dieser Bauform ist, dass für eine Anordnung im Inneren eines Rades die Radnabe um den Motor herum gebaut werden muss, um die Drehbewegung zum Rad zu leiten. Positiv wirkt sich dagegen aus, dass der Stator ausreichend Platz für eine hohe Anzahl Polpaare aufweist, wodurch ein hohes Motormoment erreicht werden kann. Zudem ist die Wärmeabfuhr in radialer Richtung nach außen sehr einfach möglich.

Beim Außenläufer bildet der Rotor den Außenring, der um den innen angeordneten Stator herum rotiert. Vorteil dieser Anordnung ist, dass die Drehbewegung des Motors an dessen größtem Durchmesser abgegriffen werden kann. Bei Radantrieben kann so das Rad

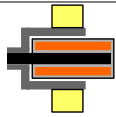
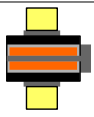
Ausprägung	1	2	3	4	5
Motortyp (B)	 Innenläufer	 Außenläufer			

Tabelle 4.2: Ausprägungen hinsichtlich des Motortyps, jeweils mit Möglichkeiten zum Einbau in eine Radnabe

direkt mit dem Außengehäuse des Motors verbunden werden. Nachteilig wirkt sich aus, dass bei dieser Bauweise die Motorlager in der Regel die gesamte Aufstandskraft des Rades tragen müssen, so dass die Lager entsprechend groß ausgelegt sein müssen. Zudem steht für den Stator weniger Platz zur Verfügung, so dass eine hohe Anzahl Wicklungen und Polpaare schlechter unterzubringen sind. Außenläufer sind zudem vergleichsweise selten als Komponenten auf dem Markt zu finden, so dass die Auswahl entsprechend gering ist.

Getriebetyp

Getriebe haben sowohl die Funktion, Drehmoment zu leiten, als auch Drehmoment zu wandeln, indem sie die Drehzahl des eingesetzten Servomotors herabsetzen und gleichzeitig dessen Motormoment vervielfachen. Tabelle 4.3 gibt eine Übersicht über Getriebevarianten. Diese lassen sich weiter nach der Lage der An- und der Abtriebswelle zueinander unterteilen.

Unter Getriebe mit konzentrischen Achsen fallen Planetengetriebe sowie Harmonic Drive-, Zykloid- und Galaxiegetriebe. Der Vollständigkeit halber ist hier zudem die direkte Wellenverbindung ohne Getriebestufe aufgeführt. Mit Getrieben mit konzentrischen Achsen lässt sich der vorhandene Bauraum im Inneren einer Radnabe besonders gut ausnutzen, weil so An- und Abtrieb jeweils den Durchmesser der Nabe haben können. Einstufige Planetengetriebe sind dabei typischerweise mit Übersetzungen ab 4 verfügbar. Zweistufige Planetengetriebe bieten Übersetzungen bis etwa 30. Harmonic Drive- und Zykloidgetriebe werden mit Übersetzungen von etwa 30 bis zu 100 angeboten. Galaxiegetriebe sind derzeit mit einer Übersetzung von 24 verfügbar. Aufgrund ihrer Bauform können letztere besonders hohe Leistungen übertragen. In der Regel sind die Getriebe umso teurer, je größer die Übersetzung ist. Bei hohen Übersetzungen weisen Harmonic Drive- und Zykloidgetriebe weniger Reibung auf als drei- oder vierstufige Planetengetriebe.














Ausprägung	1	2	3	4	5
Getriebe mit konzentrischen Achsen (Ca)	 direkte Verbindung	 Planetengetriebe	 Harmonic Drive	 Zykloidgetriebe	 Galaxiegetriebe
Getriebe mit Achsversatz (Cb)	 Stirnrad außen/außen	 Stirnrad außen/innen	 Reibradgetriebe	 Riemenstufe	 Kettengetriebe
Getriebe mit Winkelversatz (Cc)	 Kegelradgetriebe	 Kronenradgetriebe	 Schneckengetriebe		

Tabelle 4.3: Ausprägungen hinsichtlich des Getriebetyps, geordnet nach dem Versatz zwischen Antriebs- und Abtriebswelle

Bei den Getrieben mit versetzten, parallelen Achsen sind Stirnradgetriebe zu nennen, die sowohl mit Außenverzahnung als auch mit einer Paarung aus Außen- und Innenverzahnung eingesetzt werden können. Stirnradgetriebe sind einfach und daher kostengünstig. Mit ihnen lassen sich Übersetzungen bis etwa 5 sinnvoll umsetzen. Mit einer zweiten Getriebestufe kann die Übersetzung noch gesteigert werden. Stirnradgetriebe lassen sich kostengünstig aus Standardteilen zusammensetzen, fallen bei gleicher Leistung dann allerdings meist deutlich größer aus als Getriebe mit konzentrischen Achsen. Anstelle von Stirnrädern können auch Reibräder verwendet werden. Diese kommen ohne Schmierung aus, erfordern allerdings hohe radiale Anpresskräfte, was zum einen die Reibung im Antriebsstrang erhöht und zum anderen eine aufwändigere Lagerung erfordert. Größere Achsabstände lassen sich mit Umschlingungsmittelgetrieben wie Riemenstufen und Kettengetrieben überbrücken. Riementriebe haben den Vorteil, dass sie ohne Schmiermittel auskommen und daher kein abgedichtetes Gehäuse benötigen. Kettengetriebe erlauben das Übertragen höherer Leistungen, müssen allerdings geschmiert werden und erzeugen

in der Regel deutliche Laufgeräusche. Auch mit Umschlingungsmittelgetrieben lassen sich Übersetzungen bis etwa 5 sinnvoll umsetzen. Zweistufige Getriebe sind hier unüblich.

Getriebe mit Winkerversatz ermöglichen das Leiten der Antriebskraft in eine Richtung senkrecht zur Antriebsachse. Hierzu können Kegelradgetriebe sowie Kronenradgetriebe eingesetzt werden. Kronenradgetriebe bieten mehr Flexibilität bei der Anordnung von An- und Abtriebswelle, sind aber aufwändiger in der Herstellung und daher in der Regel teurer und seltener anzutreffen. Kegelradgetriebe bieten typischerweise Übersetzungen bis 4, werden aber aus Platzgründen häufig nur in Übersetzungen von 1 oder 2 eingesetzt. Auch Schneckengetriebe fallen unter die Getriebe mit Winkerversatz und erlauben hohe Übersetzungen (60 und mehr) in einer Stufe. Aufgrund ihres schlechten Wirkungsgrades werden sie aber entsprechend *f2.11* hier nicht weiter in Betracht gezogen.

Motoranordnung eines Fahrmotors

Ein Fahrmotor lässt sich entweder auf der Radgabel oder außerhalb der Radgabel am Chassis anbringen. Befindet sich der Motor außerhalb der Radgabel, erfolgt auch der Anschluss der Energie- und Datenleitungen von der Außenseite des Antriebsmoduls. Die Herausforderung besteht in diesem Fall darin, die Antriebskraft über ein Getriebe vom Chassis in die sich drehende Gabel und hinunter zum Rad zu übertragen. Bei einer Anordnung auf der Gabel rotiert der Motor zusammen mit der Radgabel um die Hochachse des Antriebsmoduls. Dadurch sitzt der Motor näher am Rad, was die Leitung der mechanischen Antriebskraft vereinfacht. Die elektrische Energieversorgung und die Leitungen zur Ansteuerung des Motors müssen dazu in die rotierende Radgabel hinabgeführt werden, beispielsweise über einen Schleifring. Eine spezielle Art der Anordnung auf der Radgabel ist die Positionierung im Inneren des Rades als Nabenantrieb. Der Motor kann entweder horizontal oder vertikal im Antriebsmodul untergebracht sein. Tabelle 4.4 zeigt die verschiedenen Lösungsprinzipien der Motoranordnung. Für jede Ausprägung ist beispielhaft eine Getriebekombination aufgeführt, die die Kraftleitung zum Rad ermöglicht. Hier sind aber auch andere Kombinationen denkbar, beispielsweise das Ersetzen eines Stirnradgetriebes durch eine Riemenstufe. Zudem kann zur Reduzierung der Drehzahl ein weiteres, konzentrisches Getriebe direkt hinter den Motor gesetzt werden.

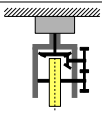

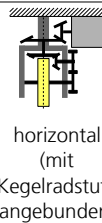
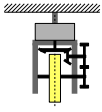
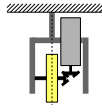
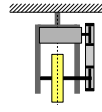
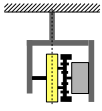
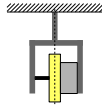
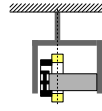
Ausprägung	1	2	3	4	5
Motor ruhend außerhalb der Radgabel (Da)	 vertikal, konzentrisch zur Lenkachse	 vertikal, parallel zur Lenkachse (mit Riemen angebunden)	 horizontal (mit Kegelradstufe angebunden)		
Motor mitbewegt auf der Radgabel (Db)	 vertikal, konzentrisch zur Lenkachse	 vertikal, parallel zur Lenkachse	 horizontal, parallel zur Radachse		
Motor mitbewegt und innerhalb der Radnabe (Dc)	 horizontal, konzentrisch zur Radachse mit Getriebe	 horizontal, konzentrisch zur Radachse, Direktantrieb	 horizontal, parallel zur Radachse		

Tabelle 4.4: Mögliche Lösungsprinzipien für die Positionierung des Fahrmotors mit dazu passenden Getrieben

Aus Tabelle 4.4 geht hervor, dass bei einer Anordnung des Fahrmotors außerhalb der Radgabel in der Regel mindestens zwei Getriebestufen zur Kraftleitung benötigt werden, weil mindestens ein Achsabstand und eine Winkeländerung überwunden werden müssen. Bei einer Anordnung innerhalb der Gabel kann durch eine geschickte Anordnung eine der beiden Getriebestufen eingespart werden. Innerhalb der Radnabe kann bei Bedarf vollständig auf Getriebe mit Achsversatz verzichtet werden. Da jede Getriebestufe zusätzlichen Bauraum benötigt, lässt sich generell umso mehr Bauraum einsparen, je näher der Motor am oder in der Radnabe platziert wird.

Durch die horizontale oder vertikale Anordnung lassen sich Motoren mit unterschiedlichen Proportionen platzsparend unterbringen. Eine Anordnung konzentrisch zur Lenkachse (Da1, Db1) erlaubt große Motordurchmesser, jedoch vergrößert ein langer Motor direkt die Höhe

h des Antriebsmoduls. Bei einer Anordnung parallel zur Lenkachse (Da2, Db2) können dagegen lange Motoren gut untergebracht werden. Dafür steht ein Motor mit großem Durchmesser schnell seitlich aus dem Modul heraus und vergrößert den Durchmesser D bzw. die Länge L (vgl. Abbildung 2.8). Eine horizontale Anordnung des Motors wirkt sich bei der Anordnung innerhalb der Radgabel (Db3, Dc) nur dann negativ auf den Durchmesser D aus, wenn der Motor länger ist als der Raddurchmesser. Zudem ist die Motorachse dann schon parallel zum Rad, so dass kein Winkelgetriebe benötigt wird. Innerhalb der Radnabe (Dc) erlaubt eine konzentrische Anordnung die größtmöglichen Durchmesser für Motor und Getriebe. Allerdings kann eine Anordnung parallel zur Radachse in Sonderfällen Vorteile bringen, wenn beispielsweise durch einen Versatz nach oben die Bodenfreiheit des Motorgehäuses vergrößert wird.

Bei einer Anordnung des Motors außerhalb der Radgabel (Da) muss zudem beachtet werden, dass die Antriebswelle durch eine Hohlwelle in die Gabel geführt werden muss. Sollen darüber hinaus elektrische Leitungen in die Radgabel geführt werden, muss der Motor in der Ausprägung Da1 seinerseits wieder über eine Hohlwelle verfügen.

Motoranordnung eines Lenkmotors

Für die Anordnung eines Lenkmotors existieren ähnliche Lösungsprinzipien wie für einen Fahrmotor. Sie können ebenfalls innerhalb oder außerhalb der Radgabel angeordnet sein und vertikal oder horizontal orientiert sein. Eine Anordnung in der Radnabe erscheint dagegen wenig sinnvoll, weil sich der Weg für die Leitung der Antriebskraft zur Lenkachse damit unnötig verlängert. Tabelle 4.5 stellt die möglichen Anordnungen dar und führt Beispiele für passende Getriebekombinationen auf.

Bei der vertikalen Anordnung konzentrisch zur Lenkachse ist theoretisch ein Direktantrieb möglich (Ea1, Eb1). Allerdings ist hierzu ein Motor mit entsprechend niedriger Nenndrehzahl und großem Motormoment notwendig. Ein entsprechendes Verhältnis zwischen Drehzahl und Moment kann ansonsten durch ein zwischengeschaltetes, konzentrisches Getriebe erreicht werden (Ea2, Eb2). Für die anderen Möglichkeiten der Anordnung ist mindestens eine Getriebestufe notwendig, um den Achsabstand bzw. den Winkel der Achsen zu überbrücken. Hinsichtlich der Möglichkeit zur platzsparenden Unterbringung langer oder breiter

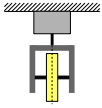
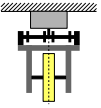
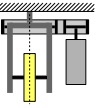
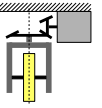
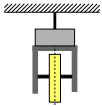

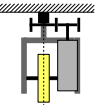
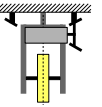
Ausprägung	1	2	3	4	5
Motor ruhend außerhalb der Radgabel (Ea)	 vertikal, konzentrisch zur Lenkachse (ohne Getriebe)	 vertikal, konzentrisch zur Lenkachse (mit Getriebe)	 vertikal, parallel zur Lenkachse (mit Riemen angebunden)	 horizontal (mit Kegelradstufe angebunden)	
Motor mitbewegt auf der Radgabel (Eb)	 vertikal, konzentrisch zur Lenkachse (ohne Getriebe)	 vertikal, konzentrisch zur Lenkachse (mit Getriebe)	 vertikal, parallel zur Lenkachse	 horizontal (mit Kegelradstufe)	

Tabelle 4.5: Mögliche Lösungsprinzipien für die Positionierung des Lenkmotors mit dazu passenden Getrieben

Motoren gelten die gleichen Aussagen wie weiter oben für Fahrmotoren. Zu beachten ist, dass die Lenkachse bzw. der Schaft der Gabel mit großer Wahrscheinlichkeit als Hohlwelle ausgeführt sein muss, weil entweder die Motorwelle des Fahrmotors oder dessen Energieversorgung in die Radgabel geführt werden müssen. Konzentrische Lenkmotoren müssen daher ebenfalls über eine Hohlwelle verfügen.

Eine Anordnung des Lenkmotors innerhalb der Radgabel (Eb) hat den Nachteil, dass die elektrischen Leitungen für die Energieversorgung des Lenkmotors über einen Schleifring geführt werden müssen. Außerdem muss die Masse des Lenkmotors für die Lenkbewegung ebenfalls beschleunigt werden. Positiv kann sich auswirken, dass bei den Ausprägungen Eb3 und Eb4 der Lenkmotor weniger seitlich absteht und so die Länge L des Antriebsmoduls geringer ausfällt.

4.2.2 Lösungsprinzipien für Bremse und Motorfeedback

Anordnung einer Bremse

Die benötigte Baugröße der Bremse ergibt sich aus dem Bremsmoment, das diese leisten soll. Generell bietet es sich daher an, die Bremse an einer schnell drehenden Welle zu betreiben, die im Gegenzug nur geringe Momente überträgt. Da beim Antriebsmodul das Getriebe für eine Übersetzung ins Langsamere genutzt wird, sollte die Bremse daher möglichst nah an der Motorwelle platziert werden. Tabelle 4.6 zeigt mögliche Ausprägungen hinsichtlich der Anordnung.

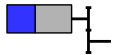
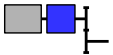

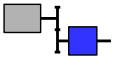
Ausprägung	1	2	3	4	5
Anordnung der Bremse (F)	 <p>Am freien Ende der Motorwelle</p>	 <p>Auf der Motorwelle vor dem Motor</p>	 <p>Parallel zum freien Ende der Motorwelle</p>	 <p>Am Getriebeabtrieb</p>	

Tabelle 4.6: Anordnungsmöglichkeiten für die mechanische Bremse (blau) relativ zum Motor (grau)

Eine Anordnung der Bremse auf der nach hinten verlängerten Motorwelle (F1) wird von vielen Herstellern von Servomotoren als Standardlösung angeboten. In diesem Fall wird die Bremse direkt mit dem Gehäuse des Motors verschraubt, so dass sich eine kompakte Einheit ergibt. Die Anordnung auf der Vorderseite des Motors (F2) ist dagegen eher unüblich, kann aber den Einsatz einer Bremse ermöglichen, wenn der Motor keine nach hinten verlängerte Welle aufweist. Ein Nachteil bei der Anordnung auf der Motorwelle ist allerdings, dass die Motorbaugruppe auf diese Weise länger wird, wodurch sie im ungünstigen Fall aus dem Antriebsmodul heraussteht. Eine kürzere Länge ergibt sich, wenn die Bremse über eine zusätzliche Getriebestufe neben dem Motor angeordnet wird (F3). Allerdings sind hierzu mehr Bauteile erforderlich und die zusätzliche Welle muss gelagert werden.

Durch eine Anordnung der Bremse an anderen Stellen im Getriebe (F4) ergeben sich flexible Anordnungsmöglichkeiten, die unter Umständen eine bessere Bauraumausnutzung ermöglichen können. Allerdings muss die Bremse insgesamt größer ausfallen, wenn durch die Übersetzung des Getriebes ein höheres Bremsmoment benötigt wird.

Art des Motorfeedbacks

Das Motorfeedback erfüllt bei Servomotoren mehrere Aufgaben: Einerseits wird die Lageinformation des Rotors für die elektronische Kommutierung genutzt. Andererseits kann mit Hilfe des Sensorsignals die Geschwindigkeit und die Position der Abtriebswelle errechnet werden. Eine wichtige Rolle spielt dabei die Genauigkeit des Sensors und die Frage, ob dieser relative oder absolute Positionsinformationen übermittelt. Tabelle 4.7 gibt einen Überblick über mögliche Feedbackvarianten.

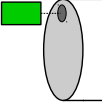
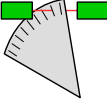
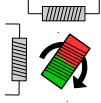
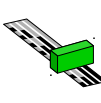
Ausprägung	1	2	3	4	5
Art des Motorfeedbacks (G)	 Hall-Sensor	 Inkremental-encoder	 Resolver	 Absolutwertgeber	

Tabelle 4.7: Ausprägungen hinsichtlich der Art des Motorfeedbacks

Hallsensoren sind klein und kostengünstig und in einigen Servomotoren bereits fest integriert. Allerdings liefern sie pro Motorumdrehung nur eine begrenzte Anzahl von Impulsen (z. B. sechs pro Umdrehung), aufgrund derer sich die Lage des Rotors und damit die Kommutierung berechnen lässt. Wegen der geringen Sensorauflösung sind Hallsensoren als alleiniges Feedbacksystem für geringe Motordrehzahlen von etwa 60 min^{-1} und darunter nicht geeignet, wie sie beim langsamen Fahren eines Roboters vorkommen können. Wesentlich genauer lässt sich die Stellung des Motors mit Hilfe eines Inkrementalencoders bestimmen. Auflösungen reichen hier typischerweise von 500 bis hin zu einigen Tausend Impulsen pro Umdrehung. Die digitalen Ausgabesignale der Encoder sind dabei relativ unanfällig für Störungen. Ohne Referenzfahrt, bei der eine Nullmarke überfahren wird, können sie allerdings keine absoluten Positionen messen, beispielsweise den Lenkwinkel relativ zum Chassis.

Eine Alternative zu Inkrementalencodern sind Resolver, die mit Hilfe von zwei senkrecht zueinander angeordneten Spulen oder Hallsensoren den Winkel eines Magnetfeldes messen und so die absolute Lage der Welle bestimmen. Da ein Resolver mit analogen Signalen arbeitet, ist er anfälliger für Störungen als ein Inkrementalencoder. Darüber hinaus sind diese Sensoren weniger genau. Vorteile sind dagegen eine kompaktere Bauform und eine

hohe Robustheit gegenüber Vibration und Verschmutzung. Für eine genaue und störungsarme Messung der absoluten Lage einer Welle eignen sich digitale Absolutwertgeber. Im Gegensatz zu den vorher beschriebenen Sensoren übertragen diese die Messdaten über einen Datenbus. Um sie an einen Motorcontroller anzuschließen, muss dieser allerdings diese Schnittstelle unterstützen. Zudem sind digitale Absolutwertgeber in der Regel größer als Encoder oder Resolver und darüber hinaus auch teurer.

Anordnung des Motorfeedbacks

Um die Kommutierung sicher durchführen zu können, ist die Anordnung des Motorfeedbacks nah an der Motorwelle sinnvoll, da auf diese Weise Elastizitäten und Spiel im Getriebe das Messergebnis nicht beeinflussen können. Aus dem gleichen Grund ist, wenn die Lage des Rades oder der Lenkachse besonders genau gemessen werden sollen, die Anordnung eines Sensors nah am Abtrieb von Vorteil. Gelegentlich werden daher in der Praxis auch zwei Sensoren eingesetzt. In Tabelle 4.8 sind mögliche Ausprägungen hinsichtlich der Anordnung des Motorfeedbacks aufgeführt.

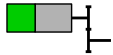
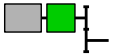

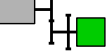
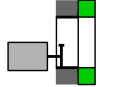
Ausprägung	1	2	3	4	5
Anordnung des Motorfeedbacks (H)	 <p>Am freien Ende der Motorwelle</p>	 <p>Auf der Motorwelle vor dem Motor</p>	 <p>Parallel zum freien Ende der Motorwelle</p>	 <p>Am Getriebeabtrieb</p>	 <p>Ringförmig mit großer Hohlwelle</p>

Tabelle 4.8: Anordnungsmöglichkeiten für das Motorfeedback (grün) relativ zum Motor (grau)

Die Anordnungsvarianten und ihre Vor- und Nachteile sind nahezu identisch wie bei Bremsen. Auch für das Motorfeedback wird die Anordnung auf dem freien Ende der Motorwelle (H1) häufig direkt vom Motorhersteller angeboten und ist daher einfach durchführbar. Einziger Nachteil ist, dass die Motorbaugruppe dadurch länger wird - insbesondere in Kombination mit einer Bremse. Die Anordnung auf der Vorderseite des Motors (H2) oder am Getriebeabtrieb (H4) wird bei vielen Sensoren dadurch erschwert, dass diese keine durchgehende Öffnung haben und daher nur an einem Wellenende montiert werden können.

Anders als Bremsen können Feedbacksensoren bei ausreichend hoher Genauigkeit auch problemlos an langsam drehenden Wellen eingesetzt werden. Einige Sensoren sind auch in Ringform mit großem Innendurchmesser erhältlich (H5) und können so beispielsweise konzentrisch zu großen Lagern angeordnet werden, während im Inneren Platz für andere Komponenten bleibt.

4.2.3 Lösungsprinzipien für Führungen und Federung

Führung eines Rades

Um Bodenunebenheiten ausgleichen zu können, soll die Federung in vertikaler Richtung nachgiebig sein. In horizontaler Richtung, das heißt in Fahrtrichtung des Rades, aber auch quer zum Rad, müssen dagegen durch eine entsprechende Führung des Rades Nachgiebigkeiten so weit wie möglich vermieden werden. Die Führung muss so ausgelegt sein, dass sie die auftretenden Kräfte beim Beschleunigen und Abbremsen des Rades oder bei Kurvenfahrten aufnehmen kann. Hierbei ergeben sich Momente, die den Schaft des Antriebsmoduls auf Biegung beanspruchen. Mögliche Lösungsprinzipien für Führungen sind in Tabelle 4.9 aufgeführt.


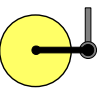

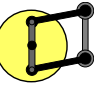
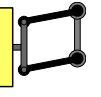
Ausprägung	1	2	3	4	5
Art der Führung für ein einzelnes Rad (l)					
	Linear geführtes Rad	Drehgelenk in Rollrichtung	Drehgelenk quer zum Rad	Parallelführung in Rollrichtung	Parallelführung quer zum Rad

Tabelle 4.9: Ausprägungen hinsichtlich der Führung eines Rades innerhalb eines Antriebsmoduls

Linearführungen erlauben das vertikale Führen des Rades auch über lange Strecken. Sie sind in horizontaler Richtung sehr platzsparend, benötigen allerdings eine entsprechende Länge in vertikaler Richtung. Es kann notwendig sein, mehr als eine Linearführung parallel zu verwenden, um Momente besser aufnehmen zu können. Nachteilig wirkt sich auch das bei Gleitlagern immer notwendige Spiel in den Führungen aus, das bei abrupten Lastwechseln zu Beschädigungen in den Gleitbuchsen führen kann. Führungen über eine

horizontale Schwinge mit Drehgelenk lassen sich dagegen einfacher mit geringer Nachgiebigkeit und Spiel gestalten. Wird das Drehgelenk auf Höhe der Radachse platziert, federt das Rad auf den ersten Millimetern nahezu vertikal ein. Horizontale Kräfte, beispielsweise beim Beschleunigen, beeinflussen die Federung nicht. Eine Führung des Rades über eine längere Strecke ohne Kippen des Rades kann durch eine Parallelführung aus zwei Schwingen erreicht werden. Schwingen beanspruchen allerdings Bauraum in horizontaler Richtung. Insbesondere für Parallelführungen wird viel Platz benötigt. Ob Drehgelenke in Rollrichtung (E2, E4) oder quer dazu angeordnet werden (E3, E5), hat Auswirkungen auf den Bauraum. Zudem wird bei Kräften entlang der Schwinge in den meisten Fällen eine höhere Steifigkeit zu erreichen sein als in Querrichtung. Davon abgesehen können die Varianten als gleichwertig angesehen werden.

Kopplung der Führungen zweier Räder

Wenn ein Antriebsmodul über zwei Räder verfügt, müssen die Räder auch relativ zueinander geführt werden. Varianten hierzu sind in Tabelle 4.10 aufgeführt.

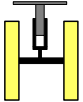

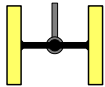
Ausprägung	1	2	3	4	5
Zusammenhang der Führungen für zwei Räder (J)	 Gemeinsame Führung	 Führung der Einzelräder	 Pendelnde Aufhängung		

Tabelle 4.10: Ausprägungen hinsichtlich der Kopplung der Führungen zweier Räder innerhalb eines Antriebsmoduls

Die einfachste Möglichkeit besteht darin, beide Räder starr miteinander zu verbinden und gemeinsam zu führen (J1). Dieses Lösungsprinzip benötigt weniger Teile, allerdings können Höhenunterschiede zwischen den Rädern nicht ausgeglichen werden. Das heißt, wenn ein Rad auf eine Stufe auffährt, verliert das andere Rad den Bodenkontakt. Alternativ können beide Räder unabhängig voneinander einzeln geführt werden (J2). Die Führung nach einem der Lösungsprinzipien I wird hierzu verdoppelt. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die beiden Räder über eine Pendelachse miteinander zu verbinden (J3), so dass sich ein Höhenunterschied zwischen den beiden Rädern ausgleichen werden kann. Die Pendelachse

kann anschließend mit einer gemeinsamen Führung nach einem der Lösungsprinzipien I kombiniert werden um den Aufbau durch eine Feder zu entkoppeln.

Art der Federung

Je nach Art der verwendeten Führung kommen verschiedene Federtypen für die Konstruktion der Federung in Frage. Dabei lassen sich alle Federn mit linearem Federweg auch in Kombination mit Drehgelenken einsetzen, wenn sie in Form eines Federbeins zwischen zwei im Winkel zueinander stehenden Teilen gesetzt werden. Tabelle 4.11 führt mögliche Lösungsprinzipien auf.

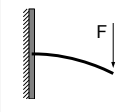
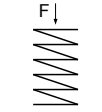
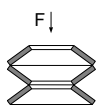
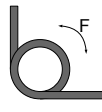
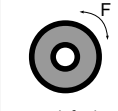
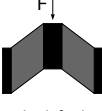
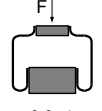
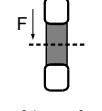
Ausprägung	1	2	3	4	5
Federn aus Metall (Ka)	 Biegefeder	 Druckfeder	 Tellerfeder	 Schenkelfeder	
Federn aus Elastomer (Kb)	 Drehfeder	 Schubfeder	 Luftfeder	 Luftbereitung	

Tabelle 4.11: Ausprägungen hinsichtlich der Gestaltung der Federung

Bei einer symmetrisch aufgebauten Biegefeder bewegt sich deren Mitte auf einer linearen Bahn. Wird eine Schwinge als Biegefeder ausgeführt, kann eine Biegefeder aber auch ein Drehgelenk ersetzen. Dabei können Befestigungselemente mit in das Federblech integriert werden, so dass insgesamt weniger Bauteile notwendig sind. Nachteilig wirkt sich aus, dass Biegefedern einen großen horizontalen Platzbedarf aufweisen. In vertikaler Richtung benötigen sie dagegen kaum Bauraum. Im Gegensatz dazu sind Druckfedern und Tellerfedern in horizontaler Richtung sehr kompakt. Der mögliche Einfederweg einer Druckfeder beträgt etwa ein Drittel der Gesamtlänge der Feder. Tellerfedern sind dagegen deutlich härter, haben kürzere Federwege und eine progressive Federkennlinie. Druckfedern und Tellerfedern können als Standardteile gekauft werden. Hersteller führen üblicherweise

eine Vielzahl unterschiedlicher Baugrößen und Federstärken im Programm, so dass sich Federkonstanten auch nachträglich anpassen lassen, ohne die Anschlusssteile zu verändern.

Schenkelfedern haben eine ähnliche Charakteristik wie Druckfedern, wirken aber radial und lassen sich kompakt in Drehgelenken einsetzen. Eine Alternative zu Schenkelfedern stellen Drehfedern aus Elastomer dar. Anders als Metallfedern haben sie eine progressive Kennlinie. Zudem können sie auch Kräfte in anderen Richtungen aufnehmen, so dass sie teilweise Führungen ersetzen können. Allerdings sind sie auch in alle anderen Raumrichtungen elastisch, wenn auch in geringerem Maße, so dass eine Führung rein aus Elastomerlagern stets weniger steif ist als beispielsweise ein Kugellager. Gleiches gilt für Schubfedern, die bei tangentialer Last die höchste Nachgiebigkeit aufweisen, aber auch in Querrichtung elastisch sind. Elastomerfedern haben den zusätzlichen Vorteil, dass durch die Verformung des Materials eine Dämpfung erreicht wird, so dass Schwingungen des Rades schnell abklingen. Beim Einsatz von Metallfedern ist dagegen nur wenig Dämpfung vorhanden. Je nach Auslegung der Federung muss daher ein zusätzlicher Dämpfer vorgesehen werden.

Als weitere Alternative zu Druckfedern sind Luftfedern zu nennen. Diese sind deutlich komplexer als Druckfedern oder Schubfedern und kommen in der Regel nur in wesentlich größeren Fahrwerken zur Anwendung, wie bei Oberklasselimousinen im Automobilbereich. Stärken wie eine durch Anpassung der Befüllung veränderliche Nulllage oder eine regelbare Dämpfung können sie beim Einsatz in Roboterfahrwerken nicht ausspielen. Eine deutlich einfachere Lösung ist die Verwendung von luftgefüllten Reifen. Diese können eine Federung ersetzen oder ergänzen. Gegen den Einsatz von Luftreifen bei mobilen Roboterplattformen spricht aber, dass diese, weil sie weicher sind, einen höheren Schlupf aufweisen. Zudem ändert sich bei Zuladung der effektive Reifendurchmesser, was die Odometrie verschlechtert. Ein Nachteil ist auch, dass Luftreifen mehr Platz benötigen als Reifen aus Polyurethan und daher der freie Bauraum in der Radnabe deutlich kleiner ausfällt.

4.3 Auslegung der Motoren

An dieser Stelle wird unabhängig von der späteren Lösung eine Auslegung für einen Fahr- und einen Lenkmotor vorgenommen. Dadurch stehen bei der Festlegung der Lösungskonzepte in Abschnitt 4.4 Informationen zu den benötigten Leistungsdaten und Baugrößen

von Motoren und Getrieben zur Verfügung, so dass die Verfügbarkeit von passenden Zukaufteilen bei der Entscheidung für ein Lösungskonzept mit einbezogen werden kann. Da Anzahl und Art der Getriebestufen zu diesem Zeitpunkt noch unbekannt sind, wird Reibung in Getrieben und Lagern an dieser Stelle noch nicht berücksichtigt.

Im Fall eines Antriebsmoduls mit zwei Rädern muss jeder der beiden Fahrmotoren nur die halbe Antriebsleistung erbringen. Mit Hilfe des durch den halben Radabstand gebildeten Hebelarms um die Lenkachse können auch die Anforderungen an Drehzahl und Drehmoment des Lenkmotors auf die beiden Fahrmotoren umgerechnet werden. Für den Fall, dass überlagerte Fahr- und Lenkbewegungen stattfinden, ist gegebenenfalls eine Reserve einzuplanen.

4.3.1 Auslegung des Fahrmotors

In Kapitel 3 wurde für die Höchstgeschwindigkeit der Roboterplattform ein Wert von $v_{Rad,max} = 1,5 \text{ m/s} \pm 0,2 \text{ m/s}$ als Wunschanforderung formuliert (f 2.2). 1,5 m/s werden daher für die folgenden Berechnungen als Nenndrehzahl des Rades festgelegt. Die zum Erreichen dieser Geschwindigkeit notwendige Drehzahl n_{Rad} des Rades ist vom Raddurchmesser abhängig. Für den Raddurchmesser wurde ein Richtwert von $d_R = 160 \text{ mm}$ festgelegt (f 2.12). Daraus lässt sich die notwendige Drehzahl des Rades mit

$$n_{Rad,nenn} = \frac{v_{Rad,nenn}}{\pi \cdot d_R} = 179 \frac{1}{\text{min}} \quad (4.1)$$

berechnen. Diese entspricht einer Winkelgeschwindigkeit von $\omega_{Rad,nenn} = 18,8 \text{ s}^{-1}$. Um die notwendigen Nenn- und Spitzendrehmomente des Fahrmotors zu bestimmen, werden die folgenden, charakteristischen Fahrsituationen betrachtet:

- Hinauffahren einer längeren Rampe mit Nenngeschwindigkeit
- Beschleunigen auf ebenem Boden
- Beschleunigen beim Hinauffahren einer Rampe
- Bremsen beim Hinabfahren einer Rampe
- Überfahren einer Stufe aus dem Stand

4.3.1.1 Hinauffahren einer längeren Rampe mit Nenngeschwindigkeit

Um Rampen hinauffahren zu können, muss ein Roboterfahrwerk Steigungen von mindestens 10 % im Dauerbetrieb bewältigen können (*f2.16*). Dies entspricht einem Winkel von $\alpha = 5,7^\circ$. In *f2.1* wurde eine maximal mögliche Zuladung von $m_{Aufbau} = 70$ kg pro Rad gefordert. Rechnet man die zu erwartende Masse des Antriebsmoduls selbst von maximal $m_{Modul} = 15$ kg hinzu, ergibt sich so eine Masse von

$$m_{bewegt} = m_{Aufbau} + m_{Modul} = 85 \text{ kg}, \quad (4.2)$$

die von einem Antriebsmodul bewegt werden muss. An dieser Stelle wird von einer Bewegung mit konstanter Geschwindigkeit ausgegangen. Ein Beschleunigen auf der Rampe wird separat in Abschnitt 4.3.1.3 betrachtet.

Die Gewichtskraft der zu bewegend Masse lässt sich mit Hilfe des Winkels der Rampe in eine Anpresskraft F_A und eine Hangabtriebskraft F_H aufspalten. Dabei gilt:

$$F_A = m_{bewegt} \cdot g \cdot \cos \alpha = 829,7 \text{ N} \quad (4.3)$$

$$F_H = m_{bewegt} \cdot g \cdot \sin \alpha = 83,0 \text{ N} \quad (4.4)$$

Die Vortriebskraft, die zum Hinauffahren der Rampe benötigt wird, setzt sich aus der Kraft zusammen, die nötig ist, um die Hangabtriebskraft auszugleichen, sowie der Kraft zur Überwindung der Rollreibung auf der Rampe. Für den Rollreibungskoeffizienten des häufig genutzten Reifenwerkstoffs Vulkollan wird ein Wert von 0,009 angegeben (Blickle Räder+Rollen 2020; RÄDER-VOGEL 2020). Für welche Art von Untergrund dieser Wert gilt, wird nicht genannt. Sehr wahrscheinlich bezieht er sich auf ebenen Betonboden in Fabrikhallen und stellt daher eher einen minimalen Wert dar ($\mu_{roll,min} = 0,009$). Für rauere oder weiche Böden, beispielsweise Teppiche, kann der Wert nur geschätzt werden. In der Literatur finden sich viele Rollreibungskoeffizienten für Autoreifen (Schweizer 2021). Dort wird für die Materialpaarung „Autoreifen auf Asphalt“ ein ähnlicher Wert von 0,011 angegeben. Für den eher ungünstigen Fall „Autoreifen auf Erdweg“ beträgt der Wert 0,05. In Ermangelung eines genaueren Wertes wird daher der maximal auftretende Rollreibungskoeffizient für Räder aus Vulkollan ebenfalls mit $\mu_{roll,max} = 0,05$ angenommen. Dieser Wert

ist tendenziell zu hoch gewählt, was einer konservativen Abschätzung entspricht. Für die zum Hinauffahren der Rampe notwendige Vortriebskraft ergibt sich damit

$$F_{V,Rampe} = F_H + \mu_{roll,max} \cdot F_A = 124,5 \text{ N.} \quad (4.5)$$

Dies entspricht einem Moment von

$$M_{Rampe,nenn} = F_V \cdot \frac{d_R}{2} = 10,0 \text{ Nm} \quad (4.6)$$

am Rad.

4.3.1.2 Beschleunigen auf ebenem Boden

Um eine Roboterplattform auf ebenem Boden zu beschleunigen, muss die Trägheit der zu bewegenden Masse überwunden werden. Für eine bewegte Masse von 85 kg pro Antriebsmodul und eine geforderte Beschleunigung von $a_{max} = 1 \text{ m/s}^2$ (f 2.3) wird eine translatorische Beschleunigungskraft von

$$F_{B,trans} = m_{bewegt} \cdot a_{max} = 85 \text{ N} \quad (4.7)$$

benötigt. Dies entspricht einem Moment von $M_{B,trans} = 6,8 \text{ Nm}$. Zusätzlich zur rein translatorischen Beschleunigung der Roboterplattform wird das Rad sowie Teile des Antriebs auch rotatorisch beschleunigt. Dabei lässt sich die Bewegung der rotierenden Masse als Überlagerung aus Translation und Rotation um den Radmittelpunkt interpretieren. Aus der linearen Beschleunigung und der Bedingung, dass das Rad auf dem Boden schlupffrei abrollt, lässt sich die auftretende Winkelbeschleunigung mit

$$\dot{\omega} = \frac{2 \cdot a_{max}}{d_R} = 12,5 \frac{1}{s^2} \quad (4.8)$$

bestimmen. Da die Geometrie des Rades und der angeschlossenen Komponenten vorab nicht bekannt ist, muss für das Massenträgheitsmoment des auf dem Untergrund abrollenden Teils eine Abschätzung gemacht werden. Schätzt man konservativ ab, dass ein Drittel der Masse des Antriebsmoduls um die horizontale Achse rotiert ($m_{rot,horizontal} = 5 \text{ kg}$) und

dass die Massenverteilung der einer homogenen Scheibe mit dem Durchmesser des Rades entspricht, ergibt sich für das Massenträgheitsmoment

$$J_{Fahr} = \frac{1}{2} \cdot m_{rot, horizontal} \cdot \left(\frac{d_R}{2} \right)^2 = 0,016 \text{ kg m}^2. \quad (4.9)$$

Damit lässt sich das benötigte Beschleunigungsmoment berechnen mit

$$M_{B, rot} = J_{Fahr} \cdot \dot{\omega} = 0,2 \text{ Nm}. \quad (4.10)$$

Zusätzlich muss die zur Überwindung der Rollreibung benötigte Kraft bei der Betrachtung dieses Lastfalls mit einbezogen werden. Analog zu Gleichung 4.5 muss eine Kraft von

$$F_{Reib} = m_{bewegt} \cdot g \cdot \mu_{roll, max} = 41,7 \text{ N} \quad (4.11)$$

aufgebracht werden, was einem Moment von $M_{Reib} = 3,3 \text{ Nm}$ entspricht. Durch Aufsummieren erhält man das zum Beschleunigen notwendige Gesamtmoment mit

$$M_{Ebene, max} = M_{B, trans} + M_{B, rot} + M_{Reib} = 10,3 \text{ Nm}. \quad (4.12)$$

Es ist zu beachten, dass dieses Moment im Regelbetrieb immer nur kurzzeitig auftreten wird. Daher ist es ausreichend, wenn ein Moment in dieser Höhe nur für einige Sekunden vom Motor erzeugt werden kann.

4.3.1.3 Beschleunigen beim Hinauffahren einer Rampe

Die beiden zuvor betrachteten Fahrsituationen lassen sich zu einer Beschleunigung auf der Rampe kombinieren. Das dabei nötige Beschleunigungsmoment am Rad lässt sich zu

$$M_{Rampe, max} = M_{Rampe, nenn} + M_{B, trans} + M_{B, rot} = 17,0 \text{ Nm} \quad (4.13)$$

berechnen. Diese Fahrsituation stellt den Extremfall dar, in dem auf der größtmöglichen Rampe stark beschleunigt werden soll. In der Praxis wäre in diesem Fall gegebenenfalls auch

eine geringfügig geringere Beschleunigung akzeptabel, falls die ausgewählten Antriebe dieses hohe Motormoment nicht erbringen können.

4.3.1.4 Bremsen beim Hinabfahren einer Rampe

Für die Verzögerung beim Bremsen im Betrieb wurde in *f*2.3 ebenfalls von $a_{brems} = 1 \text{ m/s}^2$ ausgegangen. Anders als beim Beschleunigen wirkt sich die Reibung beim Bremsen positiv aus, da sie einen Teil des benötigten Bremsmomentes aufbringt. Allerdings darf bei der Berechnung der Reibkräfte nicht, wie beim Beschleunigen, vom größtmöglichen Wert für μ_{roll} ausgegangen werden. Den ungünstigeren Fall stellt eine sehr geringe Rollreibung dar. Für die nachfolgende Berechnung wird daher von einem Reibungskoeffizienten von $\mu_{roll,min} = 0,009$ ausgegangen, dem Literaturwert für die Rollreibung von Vulkollan.

Um mit konstanter Geschwindigkeit die Rampe hinabzufahren, muss die durch den Motor und die Reibung ausgeübte Bremskraft gerade so groß sein, dass die Hangabtriebskraft ausgeglichen wird. Aufgrund der vorhandenen Rollreibung ergibt sich die Bremskraft zu

$$F_{Brems,konst} = F_H - \mu_{roll,min} \cdot F_A = 75,5 \text{ N} \quad (4.14)$$

Dies entspricht einem Bremsmoment von $M_{Brems,konst} = 6,0 \text{ Nm}$. Um das Roboterfahrwerk mit $a_{brems} = 1 \text{ m/s}^2$ abzubremsen, ist grundsätzlich das gleiche Moment nötig, wie für die Beschleunigung mit dem gleichen Betrag benötigt wird. Dieses entspricht den Momenten $M_{B,trans}$ und $M_{B,rot}$. Das Bremsmoment, um mit maximaler Verzögerung auf der Rampe anzuhalten, lässt sich somit als

$$M_{Brems,max} = M_{Brems,konst} + M_{B,trans} + M_{B,rot} = 13,0 \text{ Nm} \quad (4.15)$$

bestimmen.

4.3.1.5 Überfahren einer Stufe aus dem Stand

Eine weitere anspruchsvolle Fahrsituation ist das Hinauffahren einer Stufe. Um die Stufe zu erklimmen, muss das Rad des betreffenden Antriebsmoduls auf dem Berührungspunkt zwischen Rad und Stufenkante abrollen (Abbildung 4.2). Dies entspricht dem Beschleunigen auf

einer Rampe mit dem Winkel α_{Steig} , wobei der Winkel der Rampe beim Heraufrollen auf die Stufe immer kleiner wird. Im ungünstigsten Fall steht eine Roboterplattform so, dass ein oder mehrere Antriebsmodule gerade die Stufe berühren und fährt dann an. In diesem Fall muss kurzzeitig die Kraft aufgebracht werden, die notwendig ist, um das Rad und ein Teil der Aufbaumasse in Richtung der Geschwindigkeit v auf die Stufe hinaufzuheben.

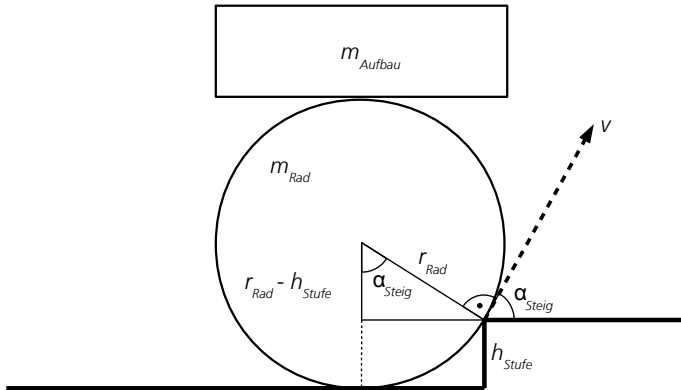


Abbildung 4.2: Geometrische Beziehungen des Rades beim Auffahren auf eine Stufe

In w3.3 wurde der Wunsch formuliert, dass die zu entwickelnden Antriebsmodule Schwellen bis zu einer Höhe von $h_{Stufe} = 10 \text{ mm}$ überwinden können sollen. Für die Rechnung wird davon ausgegangen, dass sich die 70 kg Aufbaumasse, die von dem betrachteten Antriebsmodul getragen werden muss, sich direkt über dem Rad befindet und fest mit diesem gekoppelt ist. In diesem Fall muss die gesamte Masse in Richtung der Geschwindigkeit v bewegt werden. Mit Hilfe des in Abbildung 4.2 eingezeichneten Dreiecks lässt sich der Winkel α_{Steig} aus dem Verhältnis zwischen dem Radradius und der Stufenhöhe berechnen:

$$\alpha_{Steig} = \arccos\left(\frac{r_{Rad} - h_{Stufe}}{r_{Rad}}\right) = 29,0^\circ. \quad (4.16)$$

Analog zu den Gleichungen 4.3 und 4.4 lässt sich die notwendige Vortriebskraft

$$F_{V,Stufe} = m_{bewegt} \cdot g \cdot (\sin(\alpha_{Steig}) + \mu_{roll,max} \cdot \cos(\alpha_{Steig})) = 440,2 \text{ N} \quad (4.17)$$

berechnen, um die Hangabtriebskraft auszugleichen und die Rollreibung μ_{roll} zu überwinden. Dabei wird davon ausgegangen, dass beim Überrollen der Stufenkante eine ähnlich hohe Rollreibung auftritt, wie bei der Fahrt auf einer Rampe. Es ergibt sich ein benötigtes Motormoment von $M_{Stufe} = 35,2 \text{ Nm}$. Dieses Moment ist gerade ausreichend, um das Rad an der Stufenkante in der Schwebe zu halten. Ein zusätzliches Beschleunigungsmoment wurde nicht mit einberechnet. Es ist allerdings ausreichend, wenn das Antriebsmodul beim Hinauffahren der Stufe anfangs nur sehr langsam beschleunigt. Sobald der Winkel α_{Steig} beim Erklimmen der Stufe kleiner wird, steht dann mehr Motormoment für die Beschleunigung zur Verfügung.

Darüber hinaus ist zu beachten, dass in der Rechnung davon ausgegangen wurde, dass ein Antriebsmodul das vollständige Moment zum Erklimmen der Stufe aufbringen muss. In der Realität besteht eine Roboterplattform jedoch in der Regel aus mindestens drei Antriebsmodulen, von denen höchstens zwei zur selben Zeit eine Stufe hinauffahren. Die übrigen Antriebsmodule können mit ihrem Antriebsmoment den Prozess unterstützen. Bei einer dreirädrigen Plattform, die mit zwei Rädern an einer Stufe stehend anfährt, wird das benötigte Moment pro Antriebsmodul so um ein Drittel auf $M_{Stufe,red} = 23,5 \text{ Nm}$ reduziert.

4.3.1.6 Zusammenfassung der Anforderungen an den Fahrmotor

Das höchste, kontinuierliche Moment wird benötigt, wenn ein mobiler Roboter eine Rampe hinauffährt. Bei einer Steigung von 10 % ergibt sich ein Moment von $M_{Rampe,nenn} = 10,3 \text{ Nm}$ für ein Antriebsmodul. Daraus lässt sich nun die benötigte Leistung nach der Gleichung

$$P = M \cdot \omega \quad (4.18)$$

bestimmen. Für eine Nenndrehzahl von $\omega_{Rad,nenn} = 18,8 \text{ rad/s}$ ergibt sich eine Nennleistung von $P_{Rad,nenn} = 194 \text{ W}$.

Das höchste Spitzenmoment tritt beim Hinauffahren einer Stufe aus dem Stand auf. Bei einer Stufenhöhe von 10 mm muss mindestens ein Moment von $M_{Stufe} = 23,5 \text{ Nm}$ am Rad verfügbar sein. Allerdings muss dieses Moment nur beim Anfahren und nicht bei voller Drehzahl zur Verfügung stehen. Daher wird für die Berechnung der Spitzenleistung nur das benötigte Moment $M_{Rampe,max}$ zum Beschleunigen auf der Rampe herangezogen. Damit

ergibt sich eine Spitzenleistung von $P_{Rad,max} = 319 \text{ W}$. In der Praxis muss die Leistung etwas höher ausfallen, da auch Reibung in Lagern und Getrieben zu berücksichtigen ist. Geht man pauschal von einem Aufschlag von 20 % aus, ergeben sich eine Nennleistung von 233 W und eine Spitzenleistung von 383 W.

4.3.2 Auslegung des Lenkmotors

Der Lenkmotor hat die Funktion Stellbewegungen auszuführen, um das Rad des Antriebsmoduls in dessen vorgegebener Fahrtrichtung zu orientieren. Anders als der Fahrtrieb ist der Lenkantrieb dabei in der Regel nicht kontinuierlich aktiv. Die Stellbewegungen erfordern immer nur kurze Eingriffe des Motors, zwischendurch kann sich der Motor wieder abkühlen. Daher kann der Lenkmotor problemlos im Überlastbereich betrieben werden. Bei der folgenden Auslegung werden aus diesem Grund nur Spitzenmomente berechnet.

4.3.2.1 Maximale Drehzahl und Beschleunigungsmomente

In f2.4 wurde gefordert, dass eine Stellbewegung von $\alpha_{Stell,max} = 90^\circ$ in maximal 0,32 s abgeschlossen sein sollte. Die schnellstmögliche Ausführung der Stellbewegung bei begrenzter Winkelbeschleunigung ergibt sich, wenn die Winkelgeschwindigkeit einem Dreiecksverlauf folgt (Abbildung 4.3). In der ersten Hälfte des Verlaufs wird das Antriebsmodul mit der maximal verfügbaren Winkelbeschleunigung $\dot{\omega}$ um die Hochachse beschleunigt. Die Geschwindigkeit steigt dabei linear an. Sobald die Hälfte des zu stellenden Winkels erreicht ist, wird das Antriebsmodul mit maximaler Winkelbeschleunigung wieder verlangsamt. Die Geschwindigkeit sinkt dabei wieder linear bis zum Stillstand.

Die mittlere Winkelgeschwindigkeit beim Durchfahren des Dreiecksprofils beträgt gerade die Hälfte der maximal auftretenden Winkelgeschwindigkeit. Die maximale Geschwindigkeit lässt sich daher nach der Gleichung

$$\omega_{Lenk,max} = 2 \cdot \frac{\alpha_{Stell,max}}{t_{Stell,max}} = 2 \cdot \frac{\frac{\pi}{2}}{0,32 \text{ s}} = 9,8 \frac{1}{\text{s}} \quad (4.19)$$

berechnen. Dies entspricht einer Drehzahl von $n_{Lenk,max} = 94 \text{ min}^{-1}$. Aus der Vorgabe, dass die maximale Winkelgeschwindigkeit nach der Hälfte der Stellzeit erreicht werden soll,

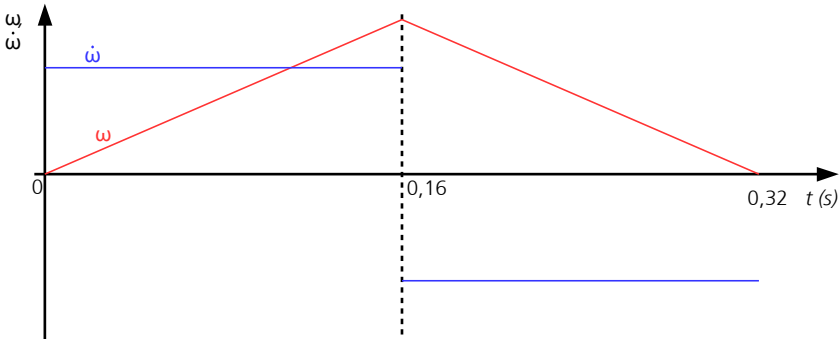


Abbildung 4.3: Verlauf der Winkelgeschwindigkeit und -beschleunigung beim Ausführen einer Stellbewegung um 90°

ergibt sich eine maximale Winkelbeschleunigung von

$$\dot{\omega}_{Lenk,max} = \frac{2 \cdot \omega_{Lenk,max}}{t_{Stell,max}} = 61,4 \frac{1}{s^2}. \quad (4.20)$$

Um das für die Beschleunigung notwendige Moment zu berechnen, muss das Massenträgheitsmoment der Antriebsmodule bekannt sein. Dieses lässt sich ohne eine existierende mechanische Konstruktion jedoch nur abschätzen. Daher wird das Antriebsmodul durch einen homogenen Zylinder mit der Masse m_{Modul} angenähert. In w 2.5 wurde der Wunsch formuliert, dass die zu entwickelnden Antriebsmodule maximal einen Quotienten $q_D = 1,2$ aufweisen sollten. Bei einem Raddurchmesser von 160 mm entspricht das einem Durchmesser von $D = 192$ mm. Es ist allerdings davon auszugehen, dass nah am äußeren Durchmesser nur noch wenig Masse vorhanden ist, weil dieser Durchmesser durch einzelne, herausstehende Teilgeometrien bestimmt wird. Daher wird der wirksame Durchmesser mit dem Raddurchmesser gleichgesetzt und mit $d_{Lenk,wirksam} = 160$ mm angenommen. Mit Hilfe des Massenträgheitsmoments

$$J_{Lenk} = \frac{1}{2} \cdot m_{Modul} \cdot \left(\frac{d_{Lenk,wirksam}}{2} \right)^2 = 0,048 \text{ kg m}^2 \quad (4.21)$$

lässt sich das benötigte Moment zum Beschleunigen um die Lenkachse zu

$$M_{B,Lenk} = J_{Lenk} \cdot \dot{\omega}_{Lenk,max} = 2,9 \text{ Nm} \quad (4.22)$$

bestimmen. Dieses Moment bezieht sich allerdings ausschließlich auf den Beschleunigungsvorgang. Nicht mit einberechnet wurde dagegen das konstante Reibmoment beim Drehen des Antriebsmoduls auf dem Untergrund.

4.3.2.2 Abschätzung der Reibung bei Stellbewegungen

Werden bei einer stehenden Roboterplattform die Räder ausgerichtet, fällt der Momentanpol der Rotation mit der vertikalen Achse des Antriebsmoduls zusammen. Bei einem Modul mit zentrisch angeordnetem Rad (Abbildung 4.4 (a)), dreht das Rad in diesem Fall genau auf der Stelle (Momentanpol Q_1). Ist das Rad dagegen exzentrisch angeordnet (Abbildung 4.4 (b)), rollt das Rad während der Stellbewegung auf dem Boden ab, was allgemein mit weniger Reibungsverlusten verbunden ist. Dabei ist allerdings zu beachten, dass sich die Innenseite und die Außenseite des Rades mit der gleichen Geschwindigkeit bewegen. Daher kommt es beim Abrollen des Rades um die vertikale Achse zwangsweise zu Schlupf. Dieser fällt besonders groß aus, wenn die Radbreite b_{Rad} im Verhältnis zum Abstand des Rades zur vertikalen Achse l_{Rad} groß ist.

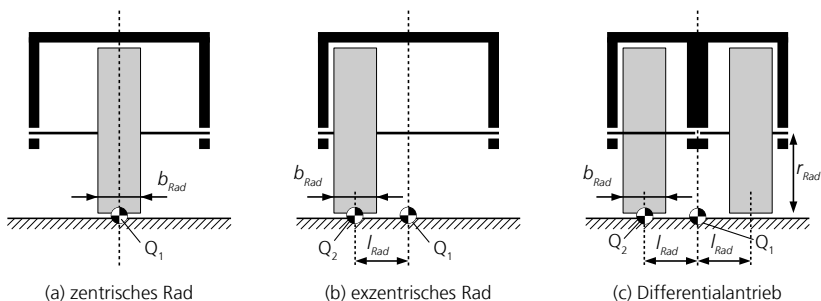


Abbildung 4.4: Mögliche Radanordnungen und Lagen des Momentanpols Q

Befindet sich die Roboterplattform bereits in Bewegung, kann der Momentanpol bei der Stellbewegung an einer beliebigen Position liegen. Daher kann es theoretisch auch

vorkommen, dass der Momentanpol gerade unter einem exzentrisch angeordneten Rad liegt und dieses auf der Stelle gedreht werden muss (Q_2). Der gleiche Fall kann bei einem Differentialantrieb mit zwei Rädern auftreten (Abbildung 4.4 (c)). Da Gleitreibung im Allgemeinen wesentlich höher ausfällt als Rollreibung, muss bei der Auslegung des Lenkmotors jeweils der Fall betrachtet werden, bei dem ein Rad auf der Stelle dreht.

Bei der Abschätzung der auftretenden Reibung ergibt sich das Problem, dass der Gleitreibungskoeffizient zwischen dem Polymer der Räder und dem jeweiligen Untergrund nicht bekannt ist. Darüber hinaus ist auch die Kraftverteilung im Aufstandspunkt des Rades unbekannt. Es ist daher nur schwer möglich, den wirksamen Hebelarm der Reibungskraft um die Hochachse des Rades abzuschätzen, mit dessen Hilfe sich das Reibmoment berechnen lässt. Daher wurden Versuche mit einem frühen Prototypen eines Antriebsmoduls mit einem zentrisch angeordneten Rad durchgeführt, um typische Reibmomente auf verschiedenen Untergründen zu bestimmen. Folgende Untergründe wurden untersucht:

- Keramikfliesen
- Holz (Holzplatte)
- Bodenbelag aus PVC
- harter, kurzfloriger Teppich (Büroteppich)
- weicher, langfloriger Teppich (Badezimmerteppich)

Die Versuche wurden bei Drehzahlen von 25 min^{-1} und 500 min^{-1} durchgeführt. Die Aufstandslasten betragen 34 kg sowie 55 kg . Beim Rad handelte es sich um eine 25 mm breite Radbandage aus Vulkollan mit einem Raddurchmesser von 160 mm . Für die Messungen wurde eine mobile Plattform aufgebockt und eines der vier Räder auf eine Holzplatte mit dem zu untersuchenden Material platziert (Abbildung 4.5). Mit Hilfe zweier mechanischer Waagen wurde die Aufstandslast der Räder gemessen. Die Aufstandslast wurde dabei mit Gewichten eingestellt, die auf der mobilen Plattform platziert wurden.

Bei jeder Messung wurde über zehn Sekunden hinweg der Motorstrom gemessen, der für das Halten der Drehzahl erforderlich war. Mit Hilfe der im Motordatenblatt angegebenen Drehmomentkonstante, lassen sich aus den über jeweils eine Messung gemittelten



Abbildung 4.5: Versuchsaufbau zur Messung der Reibmomente

Motorströme die resultierenden Drehmomente berechnen. Diese sind in Tabelle 4.12 für die unterschiedlichen Drehzahlen und Aufstandslasten dargestellt.

Material	25 min ⁻¹		500 min ⁻¹	
	34 kg	55 kg	34 kg	55 kg
Fliese	0,81 Nm	1,40 Nm	1,11 Nm	1,53 Nm
Holz	1,30 Nm	2,71 Nm	1,35 Nm	1,97 Nm
PVC	1,13 Nm	1,53 Nm	1,18 Nm	1,60 Nm
Teppich kurz	1,43 Nm	2,46 Nm	1,75 Nm	2,19 Nm
Teppich lang	1,92 Nm	2,71 Nm	2,07 Nm	3,45 Nm

Tabelle 4.12: Reibmomente bei Lenkbewegungen, berechnet aus den gemessenen Motorströmen, für unterschiedliche Drehzahlen und Aufstandslasten

Die aus den Motorströmen berechneten Momente entsprechen der Summe der Reibmomente am Aufstandspunkt sowie den in den Lagern und im Getriebe auftretenden Reibmomenten. Erwartungsgemäß fallen bei allen Materialien die Reibmomente bei höherer Aufstandskraft größer aus. Darüber hinaus fällt auf, dass für eine Drehzahl von 500 min⁻¹ und hohe Aufstandslast bei Holz und kurzem Teppich ein geringeres Reibmoment auftritt als bei einer Drehzahl von 25 min⁻¹. Eine mögliche Erklärung für diese Beobachtung ist, dass bei höherer Drehzahl das Rad eher über Unebenheiten im Material, beispielsweise einzelne Schlingen von Teppichen oder Riefen im Holz, hinweggleitet.

Um für die angenommene Gesamtmasse von 85 kg und die maximale Drehzahl von 94 min⁻¹ das maximal auftretende Reibmoment abzuschätzen, werden die Daten für den langflorigen Teppich herangezogen. Hierzu wird ein linearer Zusammenhang zwi-

schen Drehzahl und Reibung einerseits und Aufstandslast und Reibung andererseits angenommen. Durch Interpolation ergibt sich ein maximal auftretendes Reibmoment von $M_{Lenk,reib} = 5,62 \text{ Nm}$.

4.3.2.3 Zusammenfassung der Anforderungen an den Lenkmotor

In Summe ergibt sich ein notwendiges Moment von

$$M_{Lenk,max} = M_{B,Lenk} + M_{Lenk,reib} = 8,6 \text{ Nm} \quad (4.23)$$

an der Lenkachse, um ein Rad bei voller Belastung zu beschleunigen und auf der Stelle zu drehen. Bei der berechneten Drehzahl von $n_{Lenk,max} = 94 \text{ min}^{-1}$ entspricht dies einer benötigten Spitzenleistung von $P_{Lenk,max} = 84 \text{ W}$ an der Lenkwelle. Reibung in Getrieben und Lagern ist darin schon berücksichtigt. Bei einem Antriebsmodul mit zwei Rädern muss das Moment $M_{Lenk,max}$ auch von einem Fahrtrieb alleine aufgebracht werden können, für den Fall, dass der Momentanpol der Bewegung genau unter dem anderen Rad liegt (wie Q_2 in Abbildung 4.4 (c)). Die Berechnung des benötigten Moments an der Radachse ergibt sich durch das Verhältnis zwischen dem Durchmesser des Rades und dem Abstand der beiden Räder zu

$$M_{Lenk,Rad} = M_{Lenk,max} \cdot \frac{d_R}{2 \cdot l_{Rad}} \quad (4.24)$$

4.4 Auswahl von Lösungskonzepten und Detailkonstruktion von zwei Antriebsmodulen

In diesem Abschnitt werden Lösungskonzepte gebildet, um mehrere Antriebsmodule zu konstruieren. Diese basieren auf dem in Abschnitt 4.2 aufgestellten morphologischen Kasten mit möglichen Lösungsprinzipien. Entsprechend der Lösungsprinzipien A1 und A2 wird jeweils ein Lösungskonzept mit einem Rad und ein Lösungskonzept mit zwei Rädern festgelegt. Da die Anzahl der Räder einen großen Einfluss auf die weitere Gestaltung der Antriebsmodule hat, werden so zwei sehr unterschiedliche Lösungswege gegangen, deren Vor- und Nachteile später verglichen werden können.

Bei der Aufstellung der Lösungskonzepte wird jeweils auf die Vorteile der gewählten Lösungsprinzipien eingegangen, die für deren Auswahl ausschlaggebend sind. Von jedem Lösungskonzept wird der schematische Aufbau des Antriebsmoduls skizziert und so die grobe Anordnung der Komponenten relativ zueinander festgelegt. Im nächsten Schritt erfolgt die Detailkonstruktion des Antriebsmoduls, bei dem auch alle Teile gestaltet werden, für die keine Lösungsprinzipien aufgestellt wurden, beispielsweise die Gehäuseteile.

Bei der Festlegung der Lösungskonzepte ist es wichtig, bereits einzubeziehen, welche Zukaufteile am Markt verfügbar sind, um deren Leistungsdaten und Geometrie richtig einplanen zu können. Hierzu wird auf die Ergebnisse der in Abschnitt 4.3 erfolgten Auslegung der Motoren zurückgegriffen. Dies ist notwendig, weil aufgrund der geringen zu fertigenden Stückzahl individuell angepasste Zukaufteile in der Regel nicht wirtschaftlich sind. Beim Gestaltungsprozess hat es sich zudem als zielführend erwiesen, die Konstruktion mit den in der Radnabe angeordneten Teilen Motor, Getriebe, Bremse und Motorfeedback zu beginnen und die Konstruktion dann schrittweise von innen nach außen zu erweitern. So kann sichergestellt werden, dass die Anforderungen an den Durchmesser D des Antriebsmoduls eingehalten werden. Nachdem die Radnabe konstruiert ist, wird mit den weiteren Teilen von unten nach oben fortgefahren. Das heißt, es werden zunächst die Federung und dann der Schaft des Antriebsmoduls konstruiert. In einem iterativen Prozess wird die Konstruktion anschließend weiter angepasst und optimiert.

4.4.1 Antriebsmodul mit einem Rad

Lösungskonzept

Das erste Lösungskonzept baut auf dem Lösungsprinzip mit einem einzelnen angetriebenen und gelenkten Rad (A1) auf. Tabelle 4.13 fasst die gewählten Lösungsprinzipien zusammen. Lösungsprinzipien, die einen Antriebsstrang betreffen, sind jeweils einmal für den Fahr- und den Lenkmotor ausgewählt.

Für den Fahrmotor wird das Lösungsprinzip Dc1, eine konzentrische Anordnung des Motors in der Radnabe mit einem zwischengeschalteten Getriebe ausgewählt. Diese Anordnung erscheint am vielversprechendsten, um Bauraum einzusparen, weil so einerseits der ohnehin verfügbare Platz in der Radnabe genutzt werden kann und andererseits zusätzliche

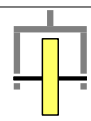
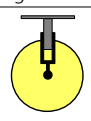
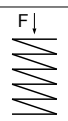
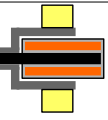
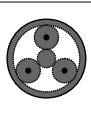
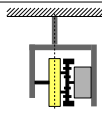
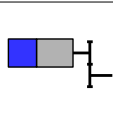
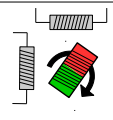
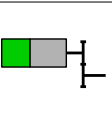
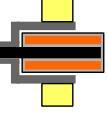
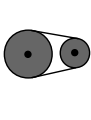
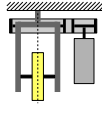
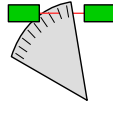
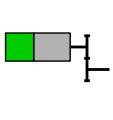
Rad und Radführung					
					
A1 Ein angetriebenes, gelenktes Rad	I1 Lineare, vertikale Radführung	Ka2 Federung mit Metall-Druckfeder			
Fahrmotor					
					
B1 Innenläufer-Servomotor	Ca2 Planetengetriebe	Dc1 Motor konzentrisch in Radnabe	F1 Bremse hinten auf Motorwelle	G3 Resolver als Motorfeedback	H1 Feedback hinten auf Motorwelle
Lenkmotor					
					
B1 Innenläufer-Servomotor	Cb4 Riemenstufe	Ea3 Motor vertikal außerhalb der Radgabel	G2 Encoder als Motorfeedback	H1 Feedback hinten auf Motorwelle	

Tabelle 4.13: Gewähltes Lösungskonzept für das Antriebsmodul mit einem Rad

Getriebestufen wegfallen, die bei einer Anordnung außerhalb der Radnabe unbedingt erforderlich wären, um Achsabstände zu überbrücken. Unter der Voraussetzung, dass der Antriebsstrang des Fahrmotors im Inneren eines Rades mit 160 mm Durchmesser Platz finden soll, können am Markt verfügbare Motor-Getriebe-Kombinationen recherchiert werden.

Es zeigt sich, dass der Fahrmotor mit einer Nennleistung von rund 230 W in einem Bereich zwischen sogenannten Kleinmotoren und klassischen Servomotoren für Industrieanwendungen liegt. Kleinmotoren zeichnen sich in der Regel durch kleine Außendurchmesser aus, was zu einer hohen Nenndrehzahl (typischerweise 5000 min^{-1} bis $10\,000 \text{ min}^{-1}$) führt. Dadurch müssen ins Langsame übersetzende Getriebe viele Stufen aufweisen, wodurch eine Motor-Getriebe-Kombination sehr lang ausfällt und der Wirkungsgrad sinkt. Servomotoren für Industrieanwendungen haben in der Regel größere Durchmesser und kleinere Nenndreh-

zahlen. Daher weisen sie eine höhere Effizienz und einen günstigeren Formfaktor auf. Eine besonders kurze Bauform haben Motoren, bei denen Motorwicklung, Getriebe, Bremse und Motorfeedback in einem einzigen Gehäuse untergebracht sind, statt aus miteinander verbundenen Einzelbausteinen zu bestehen. Mit einem Durchmesser von 70 mm bis 80 mm passen sie gut in die Radnabe, sind allerdings teurer als Motor-Getriebe-Kombinationen aus Einzelbausteinen.

Integrierte Motor-Getriebe-Kombinationen werden mit Planetengetrieben oder Harmonic Drive-Getrieben angeboten. Da diese Motoren eine Nenndrehzahl im Bereich von 3000 min^{-1} bis 4000 min^{-1} aufweisen, wird ein Getriebe mit einer Übersetzung von etwa 20 benötigt, um die gewünschte Drehzahl von $n_{\text{Rad,nenn}} = 179 \text{ min}^{-1}$ zu erreichen. Hierzu eignet sich ein zweistufiges Planetengetriebe (Ca2). Die Kombinationen mit Harmonic Drive-Getriebe erreichen die benötigte Drehzahl dagegen nicht. Durch die Wahl einer integrierten Motor-Getriebe-Kombination werden andere Lösungsprinzipien festgelegt. Bei den Motoren handelt es sich um Innenläufer (B1), bei der Bremse und Motorfeedback hintereinander auf der nach hinten verlängerten Motorwelle angeordnet sind (F1, H1). Als Feedbacksystem wird ein Resolver ausgewählt (G3), weil dieser vergleichsweise unempfindlich gegenüber Stößen ist, denen das Rad beim Überfahren von Bodenunebenheiten ausgesetzt ist. Zudem fällt die Gehäuselänge kürzer aus als bei digitalen Feedbacksystemen.

Für den Lenkmotor wird aufgrund des günstigen Formfaktors und der besseren Effizienz ebenfalls ein Servomotor für Industrieanwendungen ausgewählt. Allerdings wird hier aus Kostengründen auf eine integrierte Motor-Getriebe-Kombination verzichtet und eine konventionelle Anordnung verwendet, bei der die Einzelkomponenten des Antriebsstrangs jeweils einzeln hintereinander gesetzt und miteinander verbunden werden. Bei einer angestrebten Höhe des Antriebsmoduls von 250 mm bis 300 mm, die sich aus $f2.12$ und $w2.5$ ergibt, ist eine Lösung günstig, bei der ein eher dünner Industriemotor vertikal neben der Radgabel angeordnet wird. Dadurch ist nur eine Getriebestufe zur Überbrückung des Achsabstandes notwendig. Um die Leitungen für den Lenkmotor nicht durch einen Schleifring führen zu müssen und zudem den Bauraum beim Drehen des Lenkmotors um die vertikale Achse des Antriebsmoduls einzusparen, wird der Lenkmotor ruhend im Chassis platziert (Ea3). Zur Übertragung des Motormoments wird eine Riemenstufe ausgewählt (Cb4), weil bei dieser auf eine Schmierung verzichtet werden kann, wodurch sich der Aufwand für die

Kapselung des Getriebes deutlich verringert. Da mit der Riemenstufe bereits eine Getriebeübersetzung von 4 bis 5 erreicht werden kann, soll auf ein weiteres Planetengetriebe verzichtet werden. So werden nicht nur Kosten gespart. Der Servomotor fällt dadurch auch kürzer aus, so dass das Ende des Motorgehäuses mehr Abstand zum Boden aufweist. Diese Vereinfachung erfordert allerdings, einen Servomotor mit größerer Leistung auszuwählen, weil dieser dann nicht in seinem optimalen Drehzahlbereich betrieben werden kann. Weil auf ein Getriebe verzichtet wird, werden hierdurch trotzdem Kosten gespart. Der Motor wird zudem nicht an seinem optimalen Arbeitspunkt betrieben, so dass der Wirkungsgrad sinkt. Im Gegenzug entfallen die Reibungsverluste eines zusätzlichen Getriebes.

Da am Lenkmotor ein kleines Riemenrad befestigt werden soll, ist ein Außenläufermotor hier nicht sinnvoll, so dass auf ohnehin besser verfügbare Innenläufermotoren gesetzt wird (B1). Als Motorfeedback bietet sich die Auswahl eines Inkrementalencoders an (G2), weil durch dessen hohe Genauigkeit sehr präzise der gewünschte Lenkwinkel eingestellt werden kann. Der Sensor wird auf der nach hinten verlängerten Motorwelle platziert (H1), weil diese Lösung günstig ist und den Motor nicht verbreitert. Weil der Encoder nur relative Positionen messen kann, ist allerdings ein zusätzlicher Sensor an der Radgabel notwendig, der die Nullposition des Lenkwinkels erfasst. Ein absolut messender Resolver auf der Motorwelle hätte hier keinen Vorteil, weil durch die Übersetzung des Riemens mehrere Umdrehungen des Resolvers auf eine volle Umdrehung des Antriebsmoduls kämen. Ein digitaler Multiturn-Absolutwertgeber erscheint dagegen aufgrund der deutlich höheren Kosten und des zusätzlich benötigten Bauraums ungeeignet. Auf einen separaten Feedbacksensor an der Lenkachse soll ebenfalls aus Kostengründen verzichtet werden.

Für die Federung des Rades wird eine lineare, vertikale Führung ausgewählt (I1). Diese ist gut geeignet, weil sie in horizontaler Richtung sehr wenig Platz benötigt und ein gleichförmiges Bewegungsverhalten über den gesamten Federweg zeigt. Es wird davon ausgegangen, dass seitlich neben dem einzelnen Rad genügend Bauraum vorhanden ist, um mehrere zylindrische Führungen unterzubringen. Bei der konstruktiven Umsetzung ist darauf zu achten, die Führungen möglichst tief über der Radachse zu platzieren, so dass die benötigte Länge der Führungen sich nicht negativ auf die Bauhöhe des Antriebsmoduls auswirkt. Für die lineare Führung bietet sich die Verwendung von Druckfedern aus Metall an (Ka2). Diese lassen sich sehr platzsparend um eine zylindrische Führung herum anordnen

und ermöglichen im Vergleich zu Schubfedern und Tellerfedern deutlich längere lineare Einfederbewegungen bei gleicher Baugröße. Auf eine Luftbereifung wird verzichtet, um negative Auswirkungen auf die Odometrie zu vermeiden.

Schematischer Aufbau

Abbildung 4.6 zeigt die schematische Anordnung der wesentlichen Komponenten für das Antriebsmodul mit einem Rad.

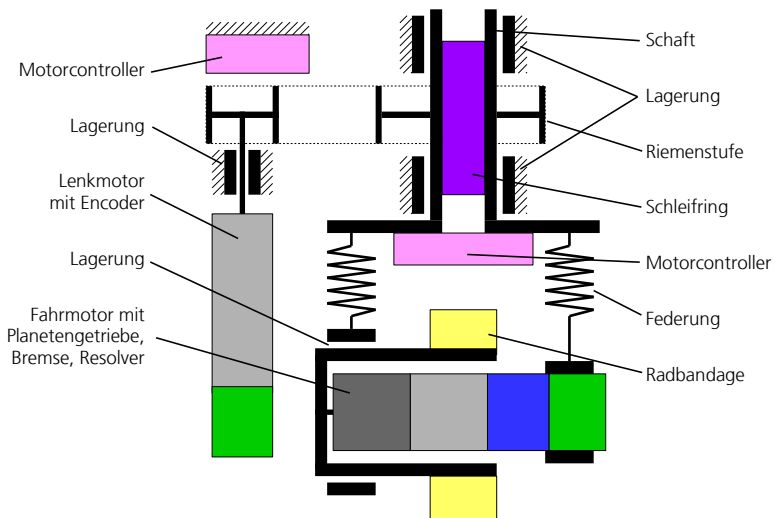


Abbildung 4.6: Schematischer Aufbau des Antriebsmoduls mit einem Rad

Von der Motorwelle des Fahrmotors wird das Drehmoment über eine topfförmige Nabe um das Motorgehäuse herum bis zur vertikalen Achse des Antriebsmoduls geführt, wo die zentrisch angeordnete Radbandage sitzt. Um die Rad-Motor-Einheit mit dem Rest des Antriebsmoduls zu verbinden, sind zwei Punkte an den beiden Enden vorgesehen, an denen jeweils ein Teil der Federung befestigt ist. Während der hintere Befestigungspunkt direkt auf dem Motorgehäuse sitzt, ist im vorderen Teil ein Lager vorgesehen, mit dem die drehende Nabe gegen das Gehäuse gelagert wird. Die Federung ist am oberen Ende jeweils mit dem Schaft verbunden. Dieser ist als Hohlwelle konzipiert, in dem ein Schleifring untergebracht

ist, über den die Kabel des Fahrmotors aus dem Antriebsmodul herausgeführt werden. Der Motorcontroller für den Fahrmotor ist dabei unterhalb des Schleifrings innerhalb der Radgabel angeordnet. Diese Platzierung ist von Vorteil, weil zwischen Motor und Motorcontroller eine Vielzahl von Leitungen notwendig ist, die darüber hinaus auch Analogsignale beinhalten, die tendenziell anfälliger für Störeinflüsse sind. Diese über einen Schleifring zu führen, bei dem nur eine eingeschränkte Schirmung möglich ist, ist daher ungünstig. Zwischen Motorcontroller und Aufbau werden dagegen weniger Leitungen benötigt. Für den Motorcontroller wird daher ein Platz zwischen der Federung an der Unterseite des Schafths eingeplant.

Für die Lagerung des Schaftes ist eine Fest-Los-Lagerung mit zwei Rillenkugellagern vorgesehen. Über den Abstand zwischen den Lagern können Momente aufgenommen werden, die beispielsweise beim Beschleunigen, Abbremsen oder beim Auffahren auf Bodenunebenheiten entstehen. Für die Anbindung des Lenkmotors sitzt zwischen den beiden Lagerstellen ein Riemenrad. Der Lenkmotor ist parallel zum Antriebsmodul als aufrecht stehender Servomotor konzipiert. Für den Lenkmotor ist ebenfalls eine Lagerstelle eingeplant, weil aufgrund des Abstands zwischen Motorgehäuse und Riemenrad nicht sichergestellt werden kann, dass die Lagerung der Motorwelle innerhalb des Motors alleine ausreicht, um die durch den Riemen eingeleiteten Querkräfte aufzunehmen. Der Motorcontroller des Lenkmotors wird im Chassis untergebracht.

Detailkonstruktion

Als Fahrmotor wird eine integrierte Motor-Getriebe-Kombination aus der TPM⁺-Baureihe von Wittenstein mit einer Zwischenkreisspannung von 48 V ausgewählt. Mit einer Getriebeübersetzung von 20 hat diese eine Nenndrehzahl von etwa 150 min^{-1} . Die Nenndrehzahl fällt damit niedriger aus, als die in Abschnitt 4.3.1 berechneten 179 min^{-1} . Allerdings verfügt der Motor mit einer Spitzendrehzahl von 200 min^{-1} über Reserven, um höhere Drehzahlen zu erreichen, sofern nicht das volle Motormoment benötigt wird. Mit einem Nennmoment von 11 Nm und einem Spitzenmoment von 32 Nm wird eine Nennleistung von 270 W und eine Spitzenleistung von bis zu 1000 W erreicht. Die in Abschnitt 4.3.1 ermittelten Spitzenleistungen und -momente werden damit deutlich übertroffen. Es handelt sich allerdings um

den schwächsten Motor dieser Baureihe. Zudem fanden sich auch bei anderen Herstellern für den Industriebereich keine ähnlich kompakten Motoren mit niedrigeren Leistungen. Durch die integrierte Bauweise hat der Motor eine relativ kurze Baulänge von 165 mm. Der Gehäusedurchmesser beträgt 75 mm. Damit der Motor von vorne in eine zylindrische Umhausung eingesetzt werden kann, muss am hinteren Ende des Motorgehäuses ein Flansch abgefräst werden, der normalerweise zur Montage von Steckverbindern dient. Die Kabel werden stattdessen wegen des begrenzten Bauraums lediglich mit einer Zugentlastung versehen und dann in den Schaft geführt. Im Fall einer späteren Serienfertigung sollte hier eine kundenspezifische Anpassung durch den Motorhersteller angefragt werden.

Um den Durchmesser D möglichst klein zu halten, wird die Position der Radbandage so auf der Radnabe festgelegt, dass sie genau im Mittelpunkt eines Kreises liegt, der die äußeren Konturen der Motor-Rad-Einheit umschließt (Abbildung 4.7). Durch diesen Mittelpunkt wird die vertikale Drehachse des Antriebsmoduls definiert. Der äußere Kreis hat einen Durchmesser D von 186 mm. Die Radbandage ist 25 mm breit, ballig geformt und besteht aus Vulkollan.

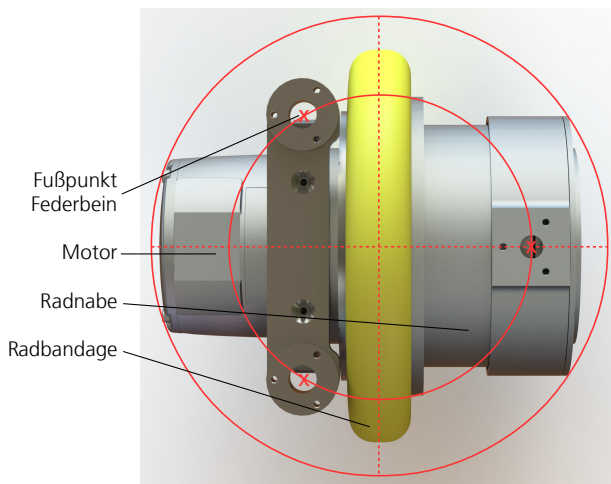


Abbildung 4.7: Radeinheit mit einem Rad in der Draufsicht. Das Rad sitzt im Zentrum des Umkreises um die Außenkontur. Die Fußpunkte der Federung liegen auf einem dazu konzentrischen Kreis.

Die Gehäuseteile sind überwiegend aus Aluminium gestaltet, um Gewicht gegenüber einer Stahlkonstruktion zu sparen und um Problemen mit Korrosion aus dem Weg zu gehen. Da an die meisten Gehäuseteile keine besonderen Festigkeitsanforderungen gestellt werden, kann ein günstiger, leicht zerspanbarer Aluminiumwerkstoff wie AW-2007 verwendet werden. Für einige stark beanspruchte Teile wie die Federbeine kommt der hochfeste Aluminiumwerkstoff AW-7075 zum Einsatz. Um die Federung möglichst widerstandsfähig gegen Verkipfung zu machen, werden drei Federbeine vorgesehen, die kreisförmig um die vertikale Drehachse herum angeordnet sind. So entfällt bei Druck auf den Radaufstandspunkt der gleiche Kraftanteil auf alle drei Federbeine. Momente können durch die weit voneinander angeordneten Linearführungen gut aufgenommen werden.

Abbildung 4.8 zeigt den Querschnitt eines Federbeins. Das Innenteil ist gegenüber dem Außenteil mit Gleitlagern gelagert. Um einen möglichst großen Einfederweg auf möglichst geringer Höhe zu erreichen, ist das Innenteil so konstruiert, dass es im eingefederten Zustand unten aus dem Außenteil herausragt. Entsprechend sind in den in Abbildung 4.7 zu sehenden Anschlussteilen zylindrische Aussparungen für die Spitze des Innenteils vorgesehen. Damit das Federbein beim Anheben des Antriebsmoduls nicht auseinanderfällt, wird das Innenteil über eine Madenschraube gesichert. Die Federung ist so ausgelegt, dass in der statischen Ruhelage die Feder um 3 mm eingefedert ist. Bei dynamischen Lasten kann die Feder weitere 6 mm einfedern. Durch diese relativ geringen Federwege fällt die Federung eher hart aus. Allerdings lässt sich dadurch Bauraum einsparen, weil die Linearführungen sonst entsprechend um den zusätzlichen Federweg verlängert werden müssten. Ein zusätzlicher, geschwindigkeitsabhängiger Dämpfer erscheint bei den harten Federn ebenfalls unnötig. Zudem ist davon auszugehen, dass in den Linearführungen ohnehin Reibung entsteht, die für eine Dämpfung sorgt.

Der Schaft des Antriebsmoduls besteht aus einem Drehteil, welches die oberen Befestigungspunkte der Federbeine, zwei Lagersitze und eine Hohlwelle für den Schleifring enthält (Abbildung 4.9 (a)). Das untere Lager ist dabei so nah wie möglich über den Federbeinen angeordnet und als Festlager ausgeführt. Es trägt die Hauptlast der Reaktionskräfte des Antriebsmoduls. Am äußeren Ring ist ein Flansch vorgesehen, mit dem das Modul in ein Chassis montiert werden kann. Das obere Lager ist als Loslager frei im oberen Lagertopf verschiebbar und dient insbesondere der Aufnahme von Kippmomenten. Am oberen Lager-

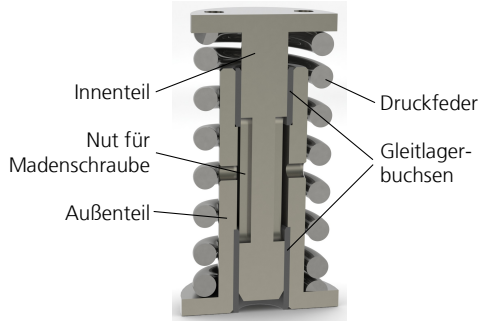
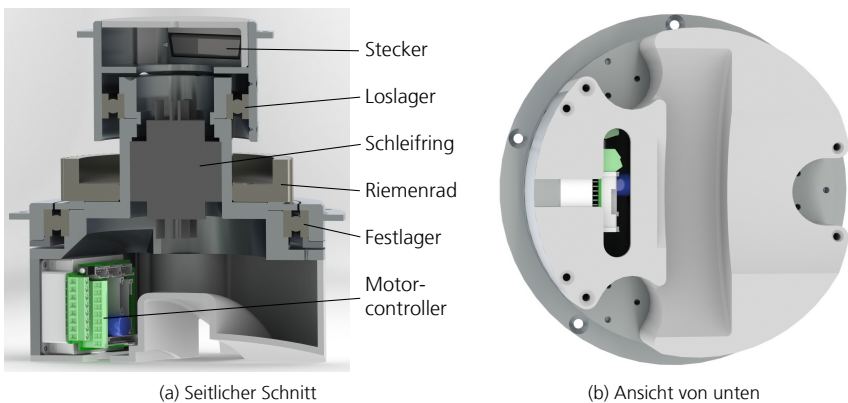


Abbildung 4.8: Schnitt durch ein einzelnes Federbein. Madenschrauben in den Querbohrungen verhindern ein Auseinanderfallen beim Anheben.

sitz ist der Schaft zudem in axialer Richtung geteilt, um ein Verlängerungsstück einsetzen zu können, falls die Anschlusssteile des Chassis einen größeren Abstand zwischen dem oberen und dem unteren Flansch erfordern. Zwischen den Lagerstellen ist das Riemenrad für den Lenkantrieb angeordnet. Es hat 72 Zähne und verfügt über ein HTD-5M-Profil, das gegenüber konventionellen T-Profilen den Vorteil einer höheren Kraftübertragung und verringertem Spiel hat.



(a) Seitlicher Schnitt

(b) Ansicht von unten

Abbildung 4.9: Schaft des Antriebsmoduls mit einem Rad

Im Bereich zwischen den Federbeinen ist ein Motorcontroller vom Typ Elmo Whistle untergebracht. Dabei handelt es sich um einen kompakten Motorcontroller mit hoher Leistungsdichte, der sich in engen Einbausituationen gut nutzen lässt. Er sitzt auf der Innenseite

einer Wartungsklappe aus Aluminium, die sich bei einem eingebauten Antriebsmodul von der Seite aus öffnen lässt und die gleichzeitig als Kühlkörper für den Motorcontroller dient. Vom Motorcontroller aus werden einerseits die Leitungen für die Motorwicklungen und das Motorfeedback nach unten zum Motor geführt. Andererseits gehen vom Motorcontroller Leitungen für die Energieversorgung sowie einen CAN-Bus aus, die über den Schleifring nach oben aus dem Modul herausgeführt werden. Aufgrund des begrenzten Platzes wird ein Schleifring von Mercotac verwendet, bei dem der Übergangswiderstand der Schleifkontakte mit Hilfe von Quecksilber verbessert wird. Dadurch können auch bei kleiner Baugröße Ströme bis 30 A übertragen werden. Zudem ist laut Herstellerangaben das Rauschen sehr gering, was für die Übertragung der Bus-Signale günstig ist.

Der Schleifring verfügt über acht Adern. Neben den drei Adern für den CAN-Bus sind dies drei Energieleitungen: Masse, 48 V „Leistung“ (wird bei Not-Halt spannungsfrei geschaltet) und 24 V „Logik“ (liegt permanent an). Hinzu kommt eine zusätzliche Ader, mit der über ein Relais die Bremse unabhängig vom Motorcontroller gelöst werden kann. Dies ist praktisch, wenn die Roboterplattform im Notfall von Hand geschoben werden muss. Die letzte Ader wird als PE-Leitung für die Durchkontaktierung der Schirmung genutzt. Über die Aufteilung der Versorgungsspannung in Leistungs- und Logikteil wird eine sichere Not-Halt-Funktion umgesetzt. Beim Abschalten der Leistungsspannung kann der Motorcontroller kein Motormoment mehr erzeugen. Die weiter vorhandene Logikspannung erlaubt es dem Motorcontroller aber weiterhin, das Motorfeedback auszuwerten und nach dem Rücksetzen des Not-Halts ohne erneuten Bootvorgang weiterzuarbeiten. Die 24 V-Spannung wird zudem für die Bremse benötigt. Diese wird über ein vom Motorcontroller angesteuertes Relais bestromt und damit freigegeben. Bei Wegfall der Leistungsspannung lässt der Motorcontroller die Bremse automatisch einfallen.

Um die elektronischen Komponenten zu schützen, ist an der Unterseite des Schaftes eine Kunststoffhülle aus Polyamid angebracht, die mittels Lasersintern gefertigt wird (Abbildung 4.9 (b)). Sie enthält Aussparungen für die Federbeine und das Rad und ist zudem mit Schlitzfenstern für die Kabeldurchführung versehen. Oberhalb des Schleifrings werden die Kabel waagrecht über einen D-Sub-Steckverbinder aus dem Modul herausgeführt. Dies hat den Vorteil, dass das Antriebsmodul oben flach abschließt und innerhalb der Roboterplattform mit anderen Teilen überbaut werden kann.

Als Lenkantrieb wird ebenfalls ein Servomotor von Wittenstein gewählt, der über einen auf der Motorwelle angeordneten Inkrementalencoder verfügt. Der Motor hat eine Nennleistung von 330 W und liegt damit deutlich über den in Abschnitt 4.3.2 geforderten 84 W. Allerdings wird der Motor nicht im optimalen Drehzahlbereich betrieben, weil auf die zusätzliche Übersetzung eines Planetengetriebes verzichtet wird. Bei einer Übersetzung von 4 durch die Riemenstufe ergibt sich ein Spitzenmoment von 9,2 Nm, was nur wenig über der Mindestanforderung liegt. Die Nenndrehzahl liegt mit 1125 min^{-1} dagegen wesentlich höher als die geforderten 94 min^{-1} . Die Motorwelle ist mit einer Schlüsselfläche versehen, auf die das Riemenrad aufgesteckt wird. Der untere Flansch des Riemenrades wird wiederum als Lagersitz für ein zusätzliches Rillenkugellager genutzt, das die Querkräfte des Riemens aufnimmt. So besteht die gesamte Lenkmotoreinheit (Abbildung 4.10) nur aus vier Teilen. Als Motorcontroller wird ebenfalls ein Elmo Whistle verwendet.

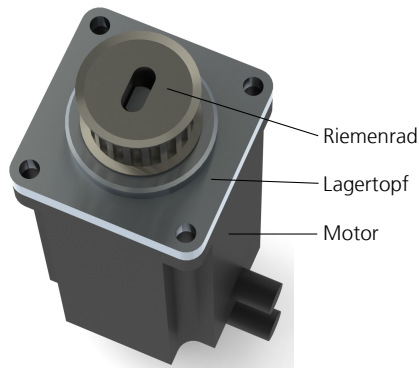


Abbildung 4.10: Lenkmotor mit Lagertopf und Riemenrad in der Draufsicht

Um die Nulllage des Lenkwinkels kalibrieren zu können, ist im oberen Lagertopf des Antriebsmoduls ein induktiver Sensor eingebaut, der durch den Kopf einer im Schaft eingedrehten Schraube ausgelöst wird. Der Sensor wird als zusätzlicher Eingang am Motorcontroller des Lenkmotors eingebunden und für Referenzfahrten genutzt. Zusätzlich verfügt das Antriebsmodul über eine Vorrichtung, um die Lenkachse des Antriebsmoduls in der Vorwärtsrichtung zu arretieren, wenn der Roboter im ausgeschalteten Zustand geschoben werden soll. Hierzu kann am oberen Lagertopf ein Kugeldruckstück eingeschraubt werden,

das in Kerben am Schaftumfang greift und so ein Weiterdrehen verhindert. Abbildung 4.11 zeigt das komplette Antriebsmodul.

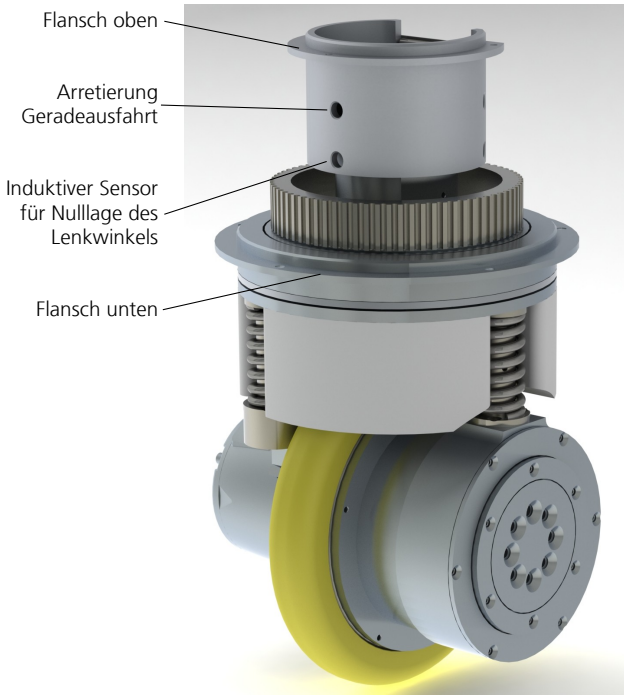


Abbildung 4.11: Antriebsmodul mit einem Rad (ohne Lenkmotor)

Für die Konstruktion des Antriebsmoduls werden verschiedene Techniken eingesetzt, um den benötigten Bauraum so gering wie möglich zu halten. So kann durch die Verwendung von Senkschrauben häufig Platz eingespart werden, der sonst durch herausstehende, zylindrische Schraubenköpfe beansprucht würde. Durch die Nutzung kleiner Schrauben (M3 oder M4) können zudem Wandstärken bei Lagertöpfen gering gehalten werden. Weiterer Bauraum wird dadurch eingespart, dass für die axiale Festlegung von Teilen Lagerdeckel verwendet werden. Diese sind zwar als jeweils separate Teile aufwändiger zu fertigen. Mit einer Wandstärke von 3 mm tragen sie allerdings deutlich weniger auf als beispielsweise Sicherungsringe, die einschließlich des sie umgebenden Materials etwa

6 mm in axialer Richtung benötigen. Zudem werden, dort wo es möglich ist, mehrere Teile zusammen mit nur einem Lagerdeckel axial festgelegt.

4.4.2 Antriebsmodul mit zwei Rädern

Lösungskonzept

Das zweite Lösungskonzept greift das Lösungsprinzip mit zwei Rädern auf, die zusammen einen Differentialantrieb bilden (A2). Tabelle 4.14 fasst die gewählten Lösungsprinzipien zusammen. Lösungsprinzipien, die den Antriebsstrang eines Fahrmotors betreffen, sind jeweils für das rechte und das linke Rad identisch ausgeführt.

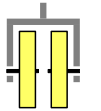
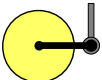
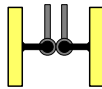
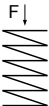
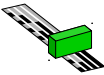
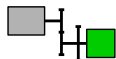
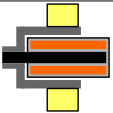

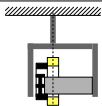
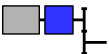
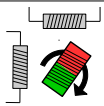
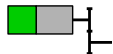
Räder, Radführungen und Lenkachse					
 <p>A2 Zwei angetriebene Räder</p>	 <p>I2 Radführung mit Drehgelenk in Rollrichtung</p>	 <p>J2 Jeweils Führung der Einzelräder</p>	 <p>Ka2 Federung mit Metall-Druckfeder</p>	 <p>G4 Absolutwertgeber zur Messung des Lenkwinkels</p>	 <p>H4 Feedback direkt an der Lenkachse</p>
Fahrmotor (doppelt vorhanden)					
 <p>B1 Innenläufer-Servomotor</p>	 <p>Cb1, Cb2 Mehrstufiges Stirnradgetriebe</p>	 <p>Dc3 Motor parallel zur Radachse in der Nabe</p>	 <p>F2 Bremse vor dem Motor auf der Welle</p>	 <p>G3 Resolver als Motorfeedback</p>	 <p>H1 Feedback hinten auf Motorwelle</p>

Tabelle 4.14: Gewähltes Lösungskonzept für das Antriebsmodul mit zwei Rädern

Beim Antriebsmodul mit zwei Rädern soll der Motor ebenfalls in der Radnabe untergebracht werden, um den ohnehin dort vorhandenen Bauraum optimal auszunutzen. Da sich beim Antriebsmodul mit einem Rad die integrierte Motor-Getriebe-Kombination mit Planetengetriebe als eine der teuersten Komponenten erwiesen hat, wird beim Antriebsmodul mit zwei Rädern auf eine günstigere Lösung gesetzt. Die Kosten für den Antriebsstrang des Fahrmotors fallen dabei besonders ins Gewicht, weil dieser beim Antriebsmodul mit

zwei Rädern doppelt vorhanden ist. Da der Bauraum durch die zwei nebeneinander angeordneten Räder in Achsrichtung begrenzt ist, wird der Ansatz verfolgt, einen kurzen Motor parallel zur Radachse in der Radnabe zu platzieren (Dc3). Als Getriebe wird ein mehrstufiges Stirnradgetriebe vorgesehen. Die exzentrische Anordnung des Motors erlaubt dabei, mindestens eine weitere Welle des Getriebes parallel zum Motor innerhalb des Rades unterzubringen. Als Abtrieb des Getriebes wird ein innenverzahntes Hohlrad vorgesehen, das idealerweise direkt in die Radbandage integriert ist. Das Getriebe stellt somit eine Kombination der Lösungsprinzipien Cb1 und Cb2 dar (Stirnräder in den Paarungen außen – außen und außen – innen).

Im Getriebe wird die Kraft von innen nach außen geleitet. Daher bietet sich die Verwendung eines Innenläufers (B1) mit einer innenliegenden Motorwelle an. Als Motoren mit kurzer Baulänge eignen sich beispielsweise Scheiben- und Glockenläufer sowie Torquemotoren. Da diese aufgrund ihrer großen Durchmesser in der Regel über höhere Momente und niedrigere Drehzahlen verfügen, muss die Getriebeübersetzung voraussichtlich nicht so hoch ausfallen wie beim Antriebsmodul mit einem Rad. Dies begünstigt den Einsatz eines Stirnradgetriebes. Bremse und Motorfeedback müssen dabei so platziert werden, dass die Gesamtlänge der Radnabe möglichst gering bleibt. Durch verschiedene geometrische Vorüberlegungen im CAD-System ergab sich, dass eine Anordnung der Bremse vor dem Motor von Vorteil ist (F2), weil die Bremse einen kleineren Durchmesser als der Motor hat und daher ein Zahnrad des Getriebes besser parallel dazu platziert werden kann. Für das Motorfeedback ergab sich dagegen ein günstiger Platz hinter dem Motor (H1). Als Motorfeedback wird aus den gleichen Gründen wie beim Antriebsmodul mit einem Rad ein Resolver gewählt.

Für die Führung der beiden Räder wird auf die Lösung J2 gesetzt, bei der die Räder jeweils separat geführt werden. Dies hat den Vorteil, dass Höhenunterschiede zwischen den Rädern durch die Führung ausgeglichen werden können. Zudem kann die Federung leicht in die Führungen integriert werden. Eine pendelnde Aufhängung (J3) wurde auch deshalb ausgeschlossen, weil die um die Pendelachse gekippten Räder den Durchmesser D des Antriebsmoduls vergrößern. Bauraum für Elemente der Führungen findet sich fast nur zwischen den beiden Rädern, wobei dieser in Richtung der Radachse begrenzt ist, weil ein größerer Radabstand unmittelbar den Durchmesser D vergrößert. In Rollrichtung der

Räder hingegen ist der Bauraum so lang wie der Durchmesser D . Aus diesen Überlegungen ergibt sich, dass eine Anordnung auf einer Schwinge mit Drehgelenk in Rollrichtung (I2) am besten in den vorhandenen Bauraum passt. Auf eine Parallelführung (I4) wird angesichts des begrenzten Hubs des Rades verzichtet, um Platz zu sparen. Eine Linearführung (I1) kommt ebenfalls nicht in Betracht, weil ein linear geführtes Rad wie beim Antriebsmodul mit einem Rad mehrere Führungen zum Aufnehmen von Kippmomenten erfordern würde, für die vor allem auf der Außenseite der Räder voraussichtlich wenig Raum vorhanden ist. Als Federung für die Führung mit Drehgelenk bieten sich einerseits Elastomerdrehfedern (Kb1) und Schenkelfedern (Ka4) an, die am bzw. im Gelenk platziert sind. Andererseits kann zwischen der Schwinge und den Gehäuseteilen eine Druckfeder als Federbein eingesetzt werden (Ka2). Aufgrund der guten Erfahrungen mit austauschbaren Metall-Druckfedern beim Antriebsmodul mit einem Rad wird dieses Lösungsprinzip auch für das Antriebsmodul mit zwei Rädern vorgesehen.

An der Lenkachse des Antriebsmoduls wird als zusätzlicher Feedbacksensor ein Absolutwertgeber eingeplant (G4, H4). Dieser kann relativ genau die Änderung des Lenkwinkels messen und unterstützt damit den Regelkreis für die Fahrtrichtung des Antriebsmoduls. Eine Regelung alleine aufgrund der zurückgelegten Wege der Räder, gemessen mit den Encodern der Fahrtriebe, wäre aufgrund des zu erwartenden Schlupfs zu ungenau. Der Absolutwertgeber hat zudem den Vorteil, dass der Lenkwinkel beim Einschalten gleich bekannt ist und eine Referenzfahrt zu einer Nullmarke, wie beim Antriebsmodul mit einem Rad, entfallen kann.

Schematischer Aufbau

Abbildung 4.12 zeigt die Anordnung der wesentlichen Komponenten für das Antriebsmodul mit zwei Rädern. Das Antriebsmodul enthält zwei identische Radeinheiten, die spiegelbildlich angeordnet sind und jeweils mit einer eigenen Radaufhängung versehen sind. Darüber ist der Schaft angeordnet.

Jede Radeinheit besteht aus Motor, Bremse und Resolver sowie einem zweistufigen Stirnradgetriebe. Im Getriebe erfolgt die Kraftübertragung zunächst von der Motorwelle auf eine Zwischenwelle. In der zweiten Getriebestufe wird die Kraft von einem Zahnrad der

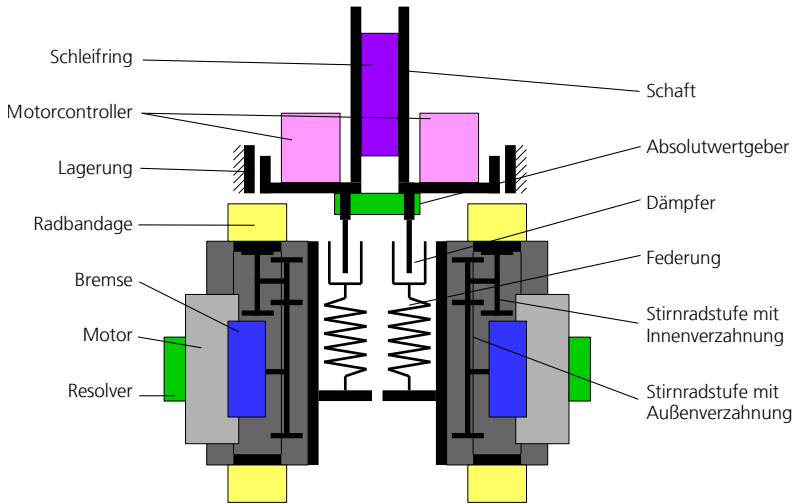


Abbildung 4.12: Schematischer Aufbau des Antriebsmoduls mit zwei Rädern

Zwischenwelle auf ein innenverzahntes Hohlrad übertragen, welches Teil der Radbandage ist. Wie bei der Auswahl des Lösungskonzepts vorgesehen, sitzt die zweite Getriebestufe parallel zur Bremse innerhalb des Rades. Der Motor sitzt dagegen weiter außen und darf daher über einen größeren Durchmesser verfügen. Motor, Bremse und Resolver sollten zusammen möglichst kurz ausfallen, um den Durchmesser D des Antriebsmoduls klein zu halten. Neben dem Hohlrad ist in der Radbandage auch eine Lagerung integriert, die die Drehung des Rades um den inneren Teil der Radnabe herum ermöglicht.

Gegenüber dem Schaft ist jede Radeinheit separat mit einer Federung gelagert. In Abbildung 4.12 ist zusätzlich ein Dämpfer angedeutet, der ebenfalls zur Entkopplung von Radeinheit und Schaft genutzt werden kann. Da bei diesem Antriebsmodul beide Fahrmotoren innerhalb der drehenden Radgabel angeordnet sind, werden auch beide Motorcontroller in den Schaft integriert und seitlich vom Schleifring platziert. Damit können, wie beim Antriebsmodul mit einem Rad, die zahlreichen Leitungen zwischen Motor, Bremse, Resolver und Motorcontroller auf kurzem Wege miteinander verbunden werden. Durch den Schleifring werden lediglich die Leitungen für die Energieversorgung und das Bus-System geführt. Der Absolutwertgeber sitzt ebenfalls auf der Lenkachse. Anders als beim

Antriebsmodul mit einem Rad weist der Schaft nur noch eine Lagerstelle auf. Hierdurch sollen Bauraum und Kosten gespart und gleichzeitig mehr Flexibilität bei der Gestaltung der Anschlusssteile der Roboterplattform erreicht werden. Voraussetzung ist allerdings, dass auch dieses Lager geeignet ist, die Momente aufzunehmen, die als Reaktionskräfte beim Überfahren von Bodenunebenheiten auftreten.

Detailkonstruktion

Als Motoren mit kurzer Bauform finden sich am Markt verschiedene Glocken- und Scheibenläufermotoren, beispielsweise aus der EC90-Baureihe von Maxon. Diese verfügen aufgrund ihrer großen Außendurchmesser in der Regel über ein günstiges Verhältnis zwischen Drehzahl und Drehmoment. Bei den meisten Modellen ergeben sich aber durch ungünstig gestaltete Gehäuse und Kabelabgänge an den Motoren Einschränkungen, die es schwierig machen, die Motoren eng in die Radnabe einzupassen. Besser für die Integration in die Radnabe geeignet sind daher Motorbausätze, die nur aus Stator und Rotor ohne Gehäuse und Lagerung bestehen. Von TQ sind Torquemotorbausätze erhältlich, die sich dadurch auszeichnen, dass die Umhüllung der Statorwicklung und die Tragstruktur des Rotors jeweils sehr dünn ausfällt, so dass sie sehr platzsparend sind. Der Rotor verfügt zudem über einen relativ zum Außendurchmesser großen Innendurchmesser, so dass sich andere Komponenten gut im Inneren des Rotors unterbringen lassen. Motoren mit einer Wicklung für 48 V sind ab einer Leistung von 210 W verfügbar. Das Modell ILM70x18 mit etwas größerem Durchmesser ist allerdings kürzer und verfügt über eine niedrigere Nenndrehzahl, so dass diesem der Vorzug gegeben wird. Mit einer Nennleistung von 270 W pro Rad sind die Motoren deutlich stärker als nötig. Mit 330 g pro Motor sind sie aber dennoch sehr leicht, so dass die zu große Dimensionierung hier in Kauf genommen wird. Auch von anderen Herstellern finden sich keine kompakteren Modelle mit passenderen Leistungsdaten. Aus der Nenndrehzahl von 2100 min^{-1} ergibt sich eine optimale Getriebeübersetzung von etwa 12, um die Soll Drehzahl von 179 min^{-1} zu erreichen. Diese lässt sich mit einem zweistufigen Stirnradgetriebe gut umsetzen.

Abbildung 4.13 (a) zeigt die dreidimensionale Anordnung der Antriebsstrangkomponenten. Die Bremse ist ein Stück in den Rotor eingeschoben. Das äußere Rillenkugellager

an der Motorwelle befindet sich zudem größtenteils im Inneren des Stators. So fällt die Motorwelle insgesamt sehr kurz aus. Durch die Anordnung der Motorwelle parallel zur Radachse findet die Zwischenwelle des Stirnradgetriebes oberhalb des Motors Platz. Die Exzentrizität ist so gewählt, dass der Stator unten noch genügend Abstand zum Lager der Radbandage hat und andererseits oben die zwei Rillenkugellager der Zwischenwelle genügend Platz finden. Die Zähnezahlen des Getriebes sind entsprechend der Achsabstände ausgewählt. Ein zusätzliches Zwischenzahnrad dient zur Überbrückung des Abstands von der Motorwelle zur Zwischenwelle. Dies ist nötig, weil sonst die Zahnräder der ersten Stufe so groß sein müssten, dass das obere Zahnrad neben der Radbandage aus dem Gehäuse des Getriebes herausragt. Bei der Ausgestaltung des Getriebes ist zudem die Montierbarkeit aller Komponenten im Gehäuse berücksichtigt. So ist beispielsweise das rechte Lager der Zwischenwelle so klein gewählt, dass es auf der vormontierten Zwischenwelle sitzend von rechts an den Zähnen des Hohlrades vorbeigeführt werden kann.

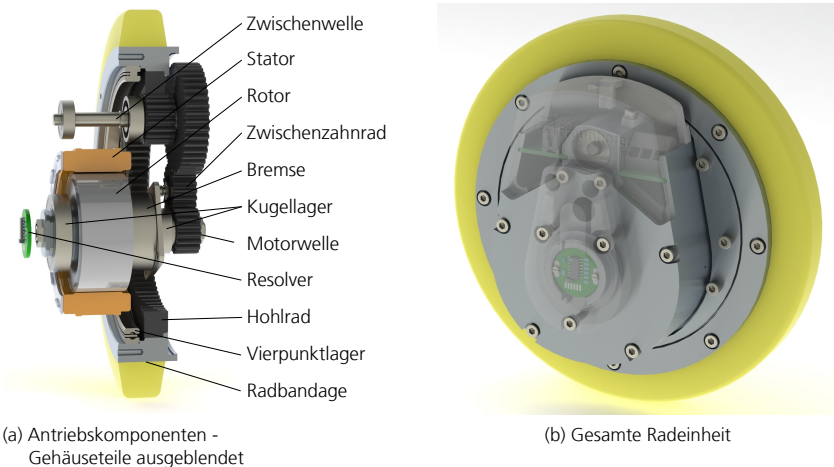


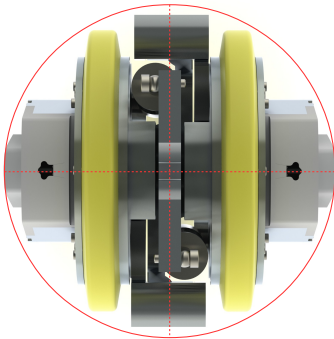
Abbildung 4.13: Radeinheit des Antriebsmoduls mit zwei Rädern

Mit Zähnezahlen von 44/17 in der ersten Stufe und 90/19 in der zweiten Stufe beträgt die Gesamtübersetzung $i = 12,26$. Daraus ergibt sich eine Nenndrehzahl von 171 min^{-1} , ein Nennmoment von $15,3 \text{ Nm}$ pro Rad und ein Spitzenmoment von 49 Nm pro Rad. Die Momente fallen damit deutlich höher aus als notwendig. Da die Paarungen der Zähnezahlen

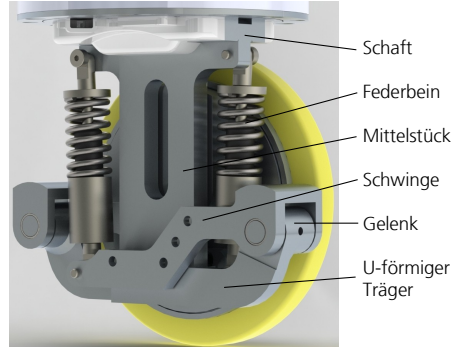
im Getriebe jeweils teilerfremd sind, wird eine gleichmäßige Abnutzung aller Zähne erreicht. Motorwelle und Zwischenwelle sind jeweils mit einer Fest-Los-Lagerung versehen. Die Radbandage ist dagegen mit einem Vierpunkt-Dünnringlager gelagert. Durch den großen Durchmesser des Vierpunktlagers können Kippmomente ausreichend gut aufgenommen werden. Der Lagersitz des Radlagers ist direkt in den Stahlkern der Radbandage integriert. Bei einer Fertigung in großen Stückzahlen könnte auch die Innenverzahnung direkt in den Stahlkern eingearbeitet werden. Für den Aufbau von Prototypen wird der Zahnkranz dagegen in einer Standardbaugröße separat zugekauft und in die Radbandage eingeklebt.

Die beiden Wellen der Radeinheit sind aus Festigkeitsgründen aus Stahl gefertigt. Um den Magneten des Resolvers, der am linken Ende der Motorwelle liegt, nicht zu beeinträchtigen, wird ein austenitischer Stahl als Werkstoff verwendet. Das Gehäuse ist dagegen überwiegend aus Aluminium (AW 2007) gefertigt, einerseits um Gewicht zu sparen und andererseits, um Problemen mit Korrosion aus dem Weg zu gehen. Abbildung 4.13 (b) zeigt die Radeinheit mit Gehäuse. Die transparent dargestellte Abdeckung besteht aus Kunststoff. Der untere Teil dient als Abdeckung für den Resolver, während der obere Teil die Klemmen und Steckverbinder abdeckt, mit denen die Zuleitungen vom Motorcontroller angeschlossen werden und als Zugentlastung fungiert. Das Gehäuse der Radeinheit hat zur Seite des Resolvers hin nach außen immer kleiner werdende Durchmesser. Dadurch hat die Kombination aus zwei Radeinheiten in der Draufsicht eine Außenkontur, die sich gut in einen Kreis von 182 mm Durchmesser einfügt, so dass der bei einer Drehung um die Hochachse benötigte Raum sehr klein ausfällt (siehe Abbildung 4.14 (a)).

Die gefederte Aufhängung der Radeinheiten ist im Bereich zwischen den beiden Radeinheiten untergebracht. Sie besteht jeweils aus einer Schwinge und einem Feder-Dämpfer-Element (Abbildung 4.14 (b)). Die Schwinge ist mit Hilfe von zwei Gleitbuchsen gelagert. Hierzu werden Kunststoffgleitlagerbuchsen von Igus verwendet, die ohne Schmierung auskommen. Um ein Verkippen des Rades quer zur Fahrtrichtung auszuschließen, ist ein möglichst großer axialer Abstand zwischen den beiden Gleitlagern von Vorteil. Daher ist die zweite Schwinge auf der anderen Seite untergebracht, so dass jedes der beiden Gelenke die gesamte Breite zwischen den Radeinheiten einnehmen kann. Am Ende jeder Schwinge ist jeweils eine Kombination aus einem Dämpfer und einer konzentrisch angeordneten Feder befestigt. Die Federung ist so ausgelegt, dass bei einem voll beladenen Antriebsmodul jedes



(a) Zwei Radeinheiten in der Draufsicht mit eingezeichnetem Hüllkreis



(b) Radaufhängungen, jeweils mit Schwinge und Feder-Dämpfer-Element

Abbildung 4.14: Unterer Teil des Antriebsmoduls mit zwei Rädern, bestehend aus Radeinheiten und Radaufhängungen

Rad 5 mm einfedert. Aus dieser Ruhelage heraus kann jedes Rad bei dynamischen Lasten weitere 10 mm einfedern. Diese, im Vergleich zum Antriebsmodul mit einem Rad weichere Federung ist notwendig, um Höhenunterschiede zwischen den Rädern ausgleichen zu können. Aus diesem Grund wurde der Dämpfer hinzugefügt, um trotz der weichen Federung ein schnelles Ausschwingen zu erreichen. Außerdem dient der Dämpfer gleichzeitig als Dorn zur Führung der Feder. Bei dem Dämpfer handelt es sich um einen Kolben mit Ölfüllung, der eine geschwindigkeitsabhängige Dämpfung aufweist. Er wird mit Aluminiumteilen umbaut, die die Feder tragen. Zur Befestigung der Feder-Dämpfer-Elemente werden oben und unten jeweils Passschrauben verwendet.

Die Bauteile der Radaufhängung werden, weil diese mit dynamischen Kräften belastet sind, aus einem Aluminiumwerkstoff mit höherer Festigkeit gefertigt (AW-7075). Bauraum kann dadurch gespart werden, dass die beiden Radaufhängungen ineinander verschachtelt sind. Dadurch lassen sich die Schwingen aber nicht mehr nach unten aufklappen. Um die Montierbarkeit zu gewährleisten, ist eine Trennstelle zwischen dem unteren, U-förmigen Träger und dem senkrechten Mittelstück vorgesehen. Die beiden Teile werden anschließend von unten verschraubt.

Der Schaft des Antriebsmoduls mit zwei Rädern besteht im unteren Teil aus einer stabilen Trägerplatte, die die Kräfte der Radaufhängungen aufnimmt und über ein Lager nach

außen an den Flansch weiterleitet. Für die Lagerung wird ein Vierpunkt-Dünnringlager verwendet. Dadurch kann im Vergleich zur früheren Konstruktion mit einem Rad die obere Lagerstelle eingespart werden (Abbildung 4.15). Da der obere Teil des Schaftes keine tragenden Teile enthält, ist das topfförmige Gehäuse einschließlich des zentralen Dorns aus Kunststoff gefertigt. Die Hülle ist mit einer großen, abnehmbaren Klappe versehen, so dass die Elektronik leicht zugänglich bleibt, auch wenn das Antriebsmodul eingebaut ist.

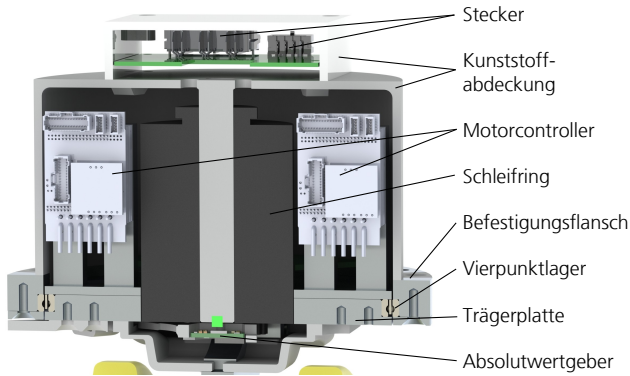


Abbildung 4.15: Schnittansicht des Schafts

Für das Antriebsmodul mit zwei Rädern wird ein Schleifring benötigt, der Spitzenströme bis zu 50 A übertragen kann, weil im Gegensatz zum Antriebsmodul mit einem Rad nun beide Fahrmotoren auf der drehenden Radgabel angebracht sind. Daher wird ein Modell von MVT verwendet, welches größer baut als der zuvor verwendete Schleifring und zur Befestigung einen zentralen Dorn benötigt. Ein Vorteil ist, dass dieser Schleifring kein Quecksilber enthält und daher nicht getrennt entsorgt werden muss. Die Leitungen des Schleifrings werden jeweils in Bündeln nach unten aus dem Stator und nach oben aus dem oberen Ring des Rotors herausgeführt, wobei in diesem Fall der Stator mit der Radgabel rotiert und der Rotor relativ zum Chassis ruht. Im Gegensatz zur Konstruktion mit einem Rad wird hier nur eine Stromversorgung mit 48 V über den Schleifring geführt. Die Aufteilung in Leistungs- und Logikspannung entfällt. Dies ist möglich, weil in diesem Antriebsmodul ein neues Modell der Motorcontroller zum Einsatz kommt, das selbst in der Lage ist, die Antriebsenergie sicher abzuschalten. Hierzu wird über zwei weitere Leitungen des Schleifrings ein Safe-Torque-Off-Signal übertragen. Eine Spannungsversorgung mit 24 V für

die Bremse wird weiterhin benötigt. Auch der CAN-Bus wird wieder über den Schleifring geführt.

Im zylindrischen Raum um den Schleifring herum ist über jeder Radeinheit ein Mikrocontroller vom Typ Elmo Twitter untergebracht. Dieses neuere Modell ist bei gleicher Leistung noch einmal deutlich kleiner als der beim anderen Antriebsmodul verwendete Elmo Whistle. Zur Wärmeabfuhr sitzen die Motorcontroller jeweils auf einem Aluminiumblock, der wiederum mit der Trägerplatte verbunden ist. Öffnungen in der Trägerplatte ermöglichen die Kabelführung zu den Radeinheiten. Der übrige Bauraum wird von zwei Platinen eingenommen, von denen eine zur Verteilung der Stromversorgung benötigt wird. Die andere dient zur Ansteuerung der Bremsen und ermöglicht unter anderem, dass ein Motorcontroller beide Bremsen lösen kann. Oben auf dem Antriebsmodul sitzt eine weitere Platine, auf der die Verteilung der Leitungen des Schleifrings auf zwei Stecker erfolgt, mit denen das Antriebsmodul mit der Roboterplattform verbunden wird. Davon dient ein Stecker der Stromversorgung, der andere führt die Signalleitungen und den CAN-Bus.

Durch den Dorn, der durch den Schleifring hindurchreicht, kann der Absolutwertgeber zur Messung des Lenkwinkels unterhalb des Schleifrings angebracht werden. Dieser wird als zweites Motorfeedback an einen der beiden Motorcontroller angeschlossen. Unterhalb des Schafts sind weitere Abdeckungen aus Kunststoff angebracht. Diese haben die Funktion, die unten aus dem Schleifring herauskommenden Kabel abzudecken und auch die vom Motorcontroller zur Radeinheit verlaufenden Kabel zu führen. Dies dient insbesondere dazu, den Kontakt der Kabel mit den Rädern zu vermeiden, wenn diese nach oben hin einfedern. Unterhalb der Grundplatte des Schafts ist außerdem ein zeigerförmiges Kunststoffteil angebracht, während der äußere Lagerdeckel in Abständen von 90° mit Einkerbungen versehen ist. Durch diese Marken wird ermöglicht, den Lenkwinkel für eine Geradeausfahrt exakt einzustellen, um so die Nullstellung des Absolutwertgebers zu kalibrieren (Abbildung 4.16).

Abbildung 4.17 zeigt das komplette Antriebsmodul im zusammengebauten Zustand. Auch bei dieser Konstruktion wurde, wie beim Antriebsmodul mit einem Rad, auf Lagerdeckel und kleine Schraubendurchmesser gesetzt, um den benötigten Bauraum möglichst gering zu halten. Insbesondere im Bereich der Radeinheiten wurden bevorzugt

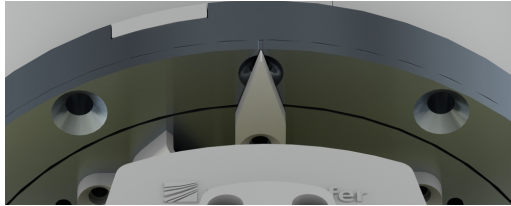


Abbildung 4.16: Markierungen zum Einstellen der Nulllage des Lenkwinkels

M4-Innensechskantschrauben verwendet, so dass sich fast alle Teile mit dem gleichen Werkzeug montieren lassen.

4.5 Validierung der Detailkonstruktionen hinsichtlich der Erfüllung der Anforderungen

Grundlegende Forderungen

Bevor die beiden Antriebsmodule gefertigt und aufgebaut werden, erfolgt in diesem Abschnitt eine Validierung, dass die beiden Detailkonstruktionen die in Kapitel 3 aufgestellten Anforderungen erfüllen. Dabei wird ausschließlich auf die mit 1.x und 2.x nummerierten Forderungen und Wünsche eingegangen, für die eine Überprüfung bereits anhand der Auslegung und der Konstruktionsdaten möglich ist. Die Tabellen 4.15, 4.16 und 4.17 fassen die Ergebnisse der Validierung zusammen.

Beide Detailkonstruktionen erfüllen vollständig die grundlegenden Forderungen. Die Antriebsmodule haben ein oder zwei Räder (*f 1.1*), die jeweils über eine Federung verfügen (*f 1.2*). Das unbegrenzte Drehen um die Lenkachse wird durch einen Schleifring gewährleistet (*f 1.3*). Alle Räder werden zudem mit Elektromotoren angetrieben (*f 1.4*, *f 1.5*). Die zur Ansteuerung der Motoren verwendeten Motorcontroller nehmen über eine CAN-Schnittstelle Sollwerte für Fahrgeschwindigkeit und Lenkwinkel an (*f 1.6*) und stellen entsprechende Istwerte bereit (*f 1.7*). Beide Antriebsmodule sind zudem von Grund auf als Module konzipiert, die sich in beliebige Roboterplattformen integrieren lassen (*f 1.8*).

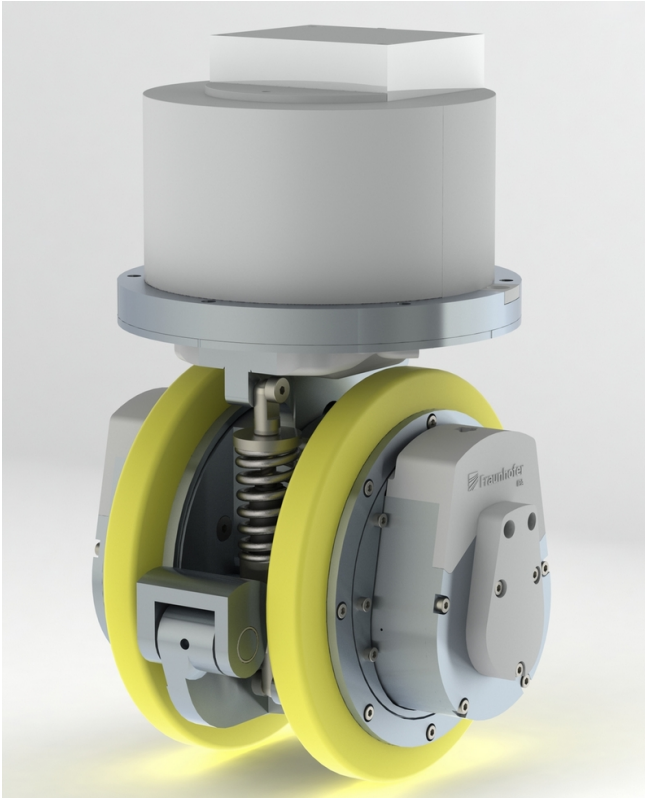


Abbildung 4.17: Komplettes Antriebsmodul mit zwei Rädern

Weitergehende Forderungen

Die Eignung beider Antriebsmodule für eine Zuladung von 70 kg (f2.1) wurde bei der Auslegung von Lagern und tragenden Teilen berücksichtigt. Zudem sind alle Motoren so ausgelegt, dass sie über die notwendige Leistung verfügen, um diese Massen bewegen zu können. Mit 1,3 m/s Geschwindigkeit beim Antriebsmodul mit einem Rad und 1,5 m/s beim Antriebsmodul mit zwei Rädern erreichen beide Antriebsmodule im Nennbetrieb den geforderten Geschwindigkeitsbereich von $1,5 \text{ m/s} \pm 0,2 \text{ m/s}$ (f2.2). Beim Antriebsmodul mit einem Rad wurde bewusst eine höhere Getriebeübersetzung gewählt, die das Nennmoment des Motors erhöht. Sollte sich später in der Praxis zeigen, dass die Motormomente auch

Nr.	Forderung	Ziel	Modul mit einem Rad	Modul mit zwei Rädern
f 1.1	Mit einer Anzahl Räder versehen sein	1 bis 2 Stk.	1 Stk.	2 Stk.
f 1.2	Rad/Räder gegenüber dem Aufbau durch eine Federung entkoppeln	Erfüllung	ja	ja
f 1.3	Unbegrenztes Drehen des Rades/der Räder um die Lenkachse ermöglichen	Erfüllung	ja	ja
f 1.4	Vortriebsbewegung durch Antreiben aller Räder erzeugen	Erfüllung	ja	ja
f 1.5	Elektrische Energie in Antriebskraft wandeln	Erfüllung	ja	ja
f 1.6	Sollwerte für Fahrgeschwindigkeit und Lenkwinkel als Eingangsgrößen akzeptieren	Erfüllung	ja	ja
f 1.7	Istwerte für Fahrgeschwindigkeit und Lenkwinkel als Ausgangsgrößen bereitstellen	Erfüllung	ja	ja
f 1.8	Als Modul ausgeführt sein	Erfüllung	ja	ja

Tabelle 4.15: Erfüllung der grundlegenden Forderungen durch die Antriebsmodule

geringer ausfallen könnten, kann die Übersetzung durch den Wechsel auf ein anderes Planetengetriebe von 20 auf 16 reduziert werden, ohne dass sich dadurch die Abmessungen der Motor-Getriebe-Kombination ändern. Dadurch würde sich die Nenngeschwindigkeit auf 1,6 m/s erhöhen. Da beide Antriebsmodule über Reserven bei den Motormomenten verfügen, kann zudem vermutlich in der Praxis in vielen Fällen eine höhere Drehzahl erreicht werden, wenn die Fahrmotoren unterhalb des Nennmoments belastet werden.

Die Reserven bei den Spitzenmomenten sorgen zudem dafür, dass die Zielwerte für die Beschleunigung (*f 2.3*) und die Zeit zum Ausführen einer Lenkbewegung (*f 2.4*) klar erreicht werden. Vor allem beim Antriebsmodul mit zwei Rädern liegt die Leistung weit über den Sollwerten. Mit Hilfe der Federung können Bodenunebenheiten dadurch ausgeglichen werden, dass ein Rad einfedert und ein Rad ausfedert. Beim Antriebsmodul mit einem Rad stehen hier pro Rad 3 mm statischer Federweg zur Verfügung. Beim Antriebsmodul mit zwei Rädern sind es 5 mm innerhalb eines Moduls. Damit lassen sich Bodenunebenheiten von 5 mm in beiden Fällen ausgleichen (*f 2.5*).

Um das Absinken des Tool Center Points (TCP) eines ausgestreckten Manipulators durch die Einfederung der Antriebsmodule bei der Gewichtsverlagerung abzuschätzen (*f 2.6*), wird beispielhaft von der in Abbildung 4.18 abgebildeten Anordnung ausgegangen. Es wird angenommen, dass ein Manipulator mit einer Länge von $I_{\text{Manipulator}} = 1$ m und einem

Nr.	Forderung	Ziel	Modul mit einem Rad	Modul mit zwei Rädern
f 2.1	Zuladung pro Modul erlauben	≥ 70 kg	ja	ja
f 2.2	Übliche Gehgeschwindigkeiten erreichen	$1,5 \pm 0,2$ m/s	1,3 m/s	1,5 m/s
f 2.3	Eine moderate Beschleunigung erreichen	≥ 1 m/s ²	ca. 1,1 ms ⁻²	ca. 3,9 m/s ²
f 2.4	Lenkbewegungen in vorgegebener Zeit ausführen	$\leq 0,32$ s	ca. 0,29 s	ca. 0,10 s
f 2.5	Flächige Bodenebenenheiten durch Federung ausgleichen	≥ 5 mm	5 mm	5 mm
f 2.6	Das Absinken eines Manipulators durch Gewichtsverlagerung beim Ausstrecken begrenzen	≤ 5 mm auf 1 m	ja	ja
f 2.7	Verschmutzungen und Gesundheitsgefahren durch austretende Schmiermittel vermeiden	Erfüllung	ja	ja
f 2.8	In allen Lebensphasen keine besonderen Gefährdungen durch sonstige Materialien aufweisen	Erfüllung	ja	ja
f 2.9	Permanenterregte Servomotoren für den Antrieb nutzen	Erfüllung	ja	ja
f 2.10	Einen für 48 V-Batteriebetrieb geeigneten Bereich für die Eingangsspannung erlauben	mind. 32,5–58,8 V	ja	ja
f 2.11	Auf Getriebe mit schlechtem Wirkungsgrad (Schneckengetriebe) verzichten	Erfüllung	ja	ja
f 2.12	Einen ausreichend großen Raddurchmesser aufweisen	160 ± 20 mm	160 mm	160 mm
f 2.13	Im montierten Zustand Berührung mit stromführenden Teilen mit dem bloßen Finger verhindern	Erfüllung	ja	ja
f 2.14	Über eine mechanische Bremse verfügen, die im stromlosen Zustand einfällt	Erfüllung	ja	ja
f 2.15	Zukaufteile einsetzen, die serienmäßig am Markt verfügbar sind	Erfüllung	ja	ja
f 2.16	Über hinreichend Antriebsleistung für das Befahren von Rampen verfügen	≥ 10 %	ca. 11,5 %	ca. 45 %

Tabelle 4.16: Erfüllung der weitergehenden Forderungen durch die Antriebsmodule

Gewicht von $m_{\text{Manipulator}} = 25 \text{ kg}$ aus einer eingefalteten Position heraus um 1 m über die Vorderräder einer Plattform hinausgestreckt wird. Das Gewicht liegt in der Größenordnung gängiger Leichtbauroboter von Universal Robot (Universal Robots 2021) oder F&P zuzüglich eines Greifers. Dabei wird davon ausgegangen, dass der Schwerpunkt des Manipulators auf der Hälfte von dessen Länge liegt und im eingefalteten Zustand genau über den Vorderrädern zu liegen kommt. Für den Roboter selbst wird von einer Plattform mit vier Antriebsmodulen ausgegangen, deren Schwerpunkt und Drehpunkt (ohne den Manipulator) beim Einfedern genau zwischen den Rädern liegt, die ihrerseits einen Abstand l_{Radstand} haben.

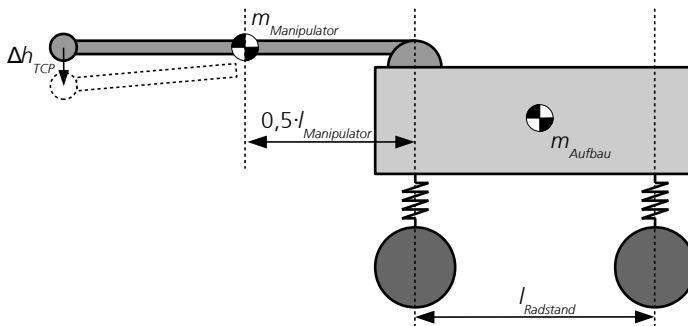


Abbildung 4.18: Modell zur Berechnung der Absenkung eines Manipulators, der über die Vorderräder hinaus ausgestreckt wird

Um einen ungünstigen Fall zu simulieren, wird davon ausgegangen, dass die Masse von Aufbau und Manipulator die maximale Tragfähigkeit der Antriebsmodule nur zu 60 % ausnutzen. Dadurch müssen weichere Federn eingesetzt werden, wenn die Federwege denen bei voller Belastung entsprechen sollen (3 mm statische Einfederung beim Antriebsmodul mit einem Rad, 5 mm beim Antriebsmodul mit zwei Rädern). Jedes Antriebsmodul trägt eine Last von

$$m_{\text{Last}} = 0,6 \cdot 70 \text{ kg} = 42 \text{ kg}. \quad (4.25)$$

Für die angenommene Last ergeben sich die Federsteifigkeiten für ein einzelnes Antriebsmodul zu $R_1 = 137 \text{ N/mm}$ für das Antriebsmodul mit einem Rad und zu $R_2 = 82 \text{ N/mm}$ für

beide Räder des Antriebsmodul mit zwei Rädern zusammen. Da das zusätzliche Kippmoment beim Ausstrecken durch die Federn aufgenommen werden muss, lässt sich das Momentengleichgewicht

$$m_{Manipulator} \cdot g \cdot \frac{1}{2} l_{Manipulator} = \Delta h_{TCP} \cdot \frac{l_{Radstand}}{2(l_{Manipulator} + \frac{1}{2} l_{Radstand})} \cdot 4R \cdot \frac{1}{2} l_{Radstand} \quad (4.26)$$

aufstellen. Umgeformt ergibt sich daraus

$$\Delta h_{TCP} = \frac{m_{Manipulator} \cdot g}{4 \cdot R} \cdot \frac{l_{Manipulator} \cdot (2l_{Manipulator} + l_{Radstand})}{l_{Radstand}^2} \quad (4.27)$$

Setzt man für den Radstand $l_{Radstand}$ verschiedene Werte ein, ergibt sich bei den Antriebsmodulen mit einem Rad ab einem Radstand von 0,47 m ein Absinken von weniger als 5 mm. Bei den Antriebsmodulen mit zwei Rädern ist ein Radstand von mindestens 0,63 m notwendig, um unter der Vorgabe von 5 mm zu bleiben. Beide Werte liegen unterhalb der in Kapitel 3 festgelegten Grenze von 0,7 m.

Bei beiden Antriebsmodulen wurden abgedichtete, lebensdauer geschmierte Lager verwendet, bei denen im Betrieb keine nennenswerte Gefahr eines Schmiermittelaustritts besteht (f2.7). Das Planetengetriebe des Antriebsmoduls mit einem Rad verfügt ebenso wie das selbst entwickelte Getriebe des Antriebsmoduls mit zwei Rädern über Dichtstellen, die ein Austreten von Fett verhindern. Vom Antriebsmodul mit zwei Rädern gehen darüber hinaus keine Gefährdungen von gefährlichen Materialien aus (f2.8). Beim Antriebsmodul mit einem Rad enthält der Schleifring Quecksilber, welches bei unsachgemäßer Handhabung zumindest theoretisch austreten könnte. Dennoch ist bei normaler Handhabung und Entsorgung keine Gefährdung zu erwarten. Bei Bedarf könnte zukünftig dennoch auf ein anderes Modell ohne Quecksilber gewechselt werden, was allerdings mehr Bauraum benötigen würde.

In beiden Antriebsmodulen kommen permanenterregte Servomotoren zum Einsatz (f2.9). Die Motorcontroller verfügen über einen breiten Eingangsspannungsbereich (f2.10). Dieser beträgt beim Elmo Whistle des Antriebsmoduls mit einem Rad 7,5 V bis 59 V und beim Elmo Twitter des Antriebsmoduls mit zwei Rädern 10 V bis 95 V. Damit wäre in beiden Fällen sogar ein Betrieb mit einer 24 V-Batterie möglich, was allerdings zu einer vermin-

dernten Antriebsleistung führen würde. Auf die Nutzung von Schneckengetrieben wurde in allen Antriebsmodulen verzichtet (*f2.11*). In Hinblick auf den Raddurchmesser (*f2.12*) entsprechen die vorgesehenen Radbandagen mit 160 mm genau der geforderten Größe.

Stromführende Teile sind in beiden Konstruktionen hinter Kunststoffgehäusen verborgen, die sich nur mit Hilfe von Werkzeug öffnen lassen (*f2.13*). Bei beiden Antriebsmodulen verfügen die Fahrmotoren über elektromagnetisch öffnende Bremsen, die schließen, wenn kein Strom anliegt (*f2.14*). Bei allen elektronischen Komponenten handelt es sich um frei auf dem Markt verfügbare Serienprodukte (*f2.15*). Da die Motormomente beider Antriebsmodule über den Anforderungen liegen, wird auch beim Befahren von Rampen das die Forderung von mindestens 10 % Steigung erfüllt (*f2.16*). Durch das hohe Spitzenmoment kann das Antriebsmodul mit zwei Rädern sogar rechnerisch Steigungen bis 45 % überwinden.

Wünsche

Die Getriebe der Fahrmotoren wurden jeweils so ausgelegt, dass die Motoren ihren vollständigen Drehzahlbereich ausnutzen können (*w2.1*). Beim Lenkmotor des Antriebsmoduls mit einem Rad wurde jedoch, wie zuvor beschrieben, auf ein zusätzliches Planetengetriebe verzichtet, um Kosten und Bauraum einzusparen. Damit ist der Wunsch hier nur teilweise erfüllt. Der Wunsch nach einem hohen Wirkungsgrad durch möglichst wenige Getriebe-stufen (*w2.2*) wird dadurch erfüllt, dass bei beiden Antriebsmodulen die Fahrmotoren zweistufige Getriebe haben. Dies ist angesichts der benötigten Übersetzungen von 12 und 20 jeweils ein günstiger Wert. Beim Lenkmotor des Antriebsmoduls mit einem Rad wirkt sich der Verzicht auf ein Planetengetriebe hier positiv aus.

Beide Antriebsmodule verfügen über eine CAN-Schnittstelle für die Kommunikation. Diese ist standardisiert und im Industriebereich üblich (*w2.3*). Über das CANopen-Protokoll lassen sich Motoren zudem in standardisierter Weise ansprechen. Hierzu sind Treiber unter ROS verfügbar (*w2.7*). Die Robustheit der Elektronik (*w2.4*) wird dadurch erreicht, dass die Motorcontroller der Fahrmotoren innerhalb der Radgabel angeordnet sind, so dass die Analogsignale der Resolver über kurze Leitungsstücke zum Motorcontroller übertragen werden können und dabei nicht über den Schleifring geführt werden müssen. Zudem sind

Nr.	Wunsch*	Ziel	Modul mit einem Rad	Modul mit zwei Rädern
w 2.1	Auf die höchste im Betrieb auftretende Drehzahl abgestimmte Motoren aufweisen	bestmöglich	teilweise	ja
w 2.2	Einen hohen Wirkungsgrad durch möglichst wenige Getriebestufen erreichen	bestmöglich	ja	ja
w 2.3	Standardisierte, weit verbreitete Kommunikationsschnittstellen nutzen	bestmöglich	ja	ja
w 2.4	Robustheit der Elektronik und Verkabelung gegen elektromagnetische Störungen	bestmöglich	ja	ja
w 2.5	Eine gute Bauraumausnutzung in q_h , q_D und q_V aufweisen	<1,8;<1,2;<2,7	1,89; 1,16; 2,63	1,76; 1,14; 2,01
w 2.6	Durch wenige Verbindungselemente leicht integrierbar sein	1 Flansch/ Stecker	teilweise	ja
w 2.7	Über geeignete ROS-Treiber verfügen	Erfüllung	ja	ja
w 2.8	Quetsch- und Scherstellen vermeiden	bestmöglich	größtenteils	ja
w 2.9	Keine scharfen Kanten haben	bestmöglich	ja	ja
w 2.10	STO-Funktion zum sicheren Abschalten	Erfüllung	nein	ja
w 2.11	Schlichtes, funktionales Design	Erfüllung	ja	ja
w 2.12	Eng anliegende, wenig aufragende Hülle	bestmöglich	ja	ja
w 2.13	Glatte, helle, saubere Oberflächen	bestmöglich	ja	ja
w 2.14	Zu einem hohen Anteil aus Standardteilen	bestmöglich	größtenteils	größtenteils
w 2.15	Metallteile mit bei kleinen Stückzahlen wirtschaftlichen Verfahren gefertigt	bestmöglich	ja	ja
w 2.16	Fertigungsteile aus Kunststoff für Rapid-Prototyping-Verfahren ausgelegt	bestmöglich	ja	ja
w 2.17	Nach Gestaltungsrichtlinien ausgelegte Fräs- und Drehteile	bestmöglich	größtenteils	größtenteils
w 2.18	Montagegerecht gestaltet sein	bestmöglich	ja	ja
w 2.19	Lebensdauer geschmierte Lager und Getriebe, Verschleißteile vermeiden	bestmöglich	ja	größtenteils
w 2.20	Lösbare/demontierbare Verbindungen	bestmöglich	ja	ja
w 2.21	Einfach zu entsorgende Materialien	bestmöglich	größtenteils	ja
w 2.22	Ein Schieben des Roboters ohne aktive Software ermöglichen	Erfüllung	ja	ja
w 2.23	Gutes Preis-Leistungs-Verhältnis	bestmöglich	größtenteils	größtenteils

*Gegenüber Tabelle 3.2 hier aus Platzgründen zum Teil verkürzt wiedergegeben

Tabelle 4.17: Erfüllung der Wünsche durch die Antriebsmodule

die Schleifringe danach ausgewählt, dass sie auch Bussignale für den CAN-Bus übertragen können. In den Schleifringen sind außerdem Leitungen vorgesehen, um die Schirmungen der Kabel durch den Schleifring hindurch zu verbinden und so Störeinflüsse durch elektromagnetische Einstreuung zu verringern.

Eine gute Bauraumausnutzung ($w2.5$) konnte für beide Konstruktionen erreicht werden (Tabelle 4.18). Das Antriebsmodul mit einem Rad bleibt beim Quotienten für die Höhe q_h geringfügig hinter den Erwartungen zurück, erfüllt aber die anderen beiden Zielwerte. Das Antriebsmodul mit zwei Rädern erfüllt alle Zielwerte und liegt beim Quotienten für das Volumen q_v mit 2,01 sogar deutlich unterhalb des Zielwerts. Damit fallen beide Antriebsmodule kompakter aus als vergleichbare Konstruktionen aus dem Stand der Technik. Das Ziel, wenige Verbindungselemente für den Einbau in eine Roboterplattform zu nutzen ($w2.6$), wurde beim Antriebsmodul mit einem Rad nicht vollständig erreicht. Hier ist der Lenkmotor ein zusätzliches Teil, das separat in die mobile Plattform integriert werden muss. Das Antriebsmodul selbst hat zwei Flansche und einen Stecker. Beim Antriebsmodul mit zwei Rädern wurde das Ziel erreicht. Um die Abmessungen der Steckverbinder gering zu halten, wurden lediglich getrennte Stecker für Energie- und Signalleitungen vorgesehen, so dass für die Signalleitungen kleinere Leitungsquerschnitte genutzt werden konnten.

Antriebsmodul	d_R	h	D	L	k	q_h	q_D	q_v
AndyMark Inc. 2021	102 mm	313 mm	132 mm	130 mm	1,2	3,1	1,3	4,8
Bohren et al. 2011	120 mm*	1,9 d_R^*	1,5 d_R^*	–	1,0	1,9*	1,5*	2,9*
Fuchs et al. 2009	216 mm	1,8 d_R^*	1,2 d_R^*	†	1,4	1,8*	1,2*	3,0*
Kelo Robotics 2020	105 mm	160 mm	190 mm	–	1,0	1,5	1,8	2,8
Neobotix 2021	180 mm	340 mm	216 mm	210 mm	1,2	1,9	1,2	2,7
Pedersen et al. 2007	300 mm	650 mm	1,2 d_R^*	0,6 D^*	1,2	2,2*	1,2*	3,2*
Antriebsm. ein Rad	160 mm	302 mm	186 mm	140 mm‡	1,2	1,89	1,16	2,63
Antriebsm. zwei Räder	160 mm	282 mm	182 mm	–	1,0	1,76	1,14	2,01

* Schätzung, basierend auf vorhandenen Maßangaben, bekannten Geometrien sowie den zur Verfügung stehenden Abbildungen

† Große Parallelkinematik für das Federbein, die je nach Stellung entweder weit zur Seite oder weit nach oben heraussteht. Daher wird $L > D$ angenommen.

‡ Abhängig von der Montageposition des Lenkmotors

Tabelle 4.18: Quotienten q_h , q_D und q_v der neu entwickelten Antriebsmodule im Vergleich zum Stand der Technik

Bei beiden Antriebsmodulen wurde bei der Gestaltung darauf geachtet, leicht erreichbare Quetsch- und Scherstellen zu vermeiden (w2.8), beispielsweise durch enge Spaltmaße am Übergang zwischen bewegten und ruhenden Teilen sowie eine überwiegend geschlossene Außenkontur. Das Antriebsmodul mit einem Rad weist allerdings an den Riemenrädern Gefahrenstellen auf. Daher sollte der Riemen mit einer Abdeckung versehen werden, wenn er im eingebauten Zustand von außen erreichbar bleibt. Auch scharfe Kanten (w2.9) wurden bei der Gestaltung vermieden, indem Kanten abgerundet oder gefast wurden. Eine Funktion zum sicheren Abschalten der Antriebe (w2.10) ist bei dem Antriebsmodul mit zwei Rädern durch die standardisierte Safe-Torque-Off-Funktion im Motorcontroller vorhanden. Bei der Generation von Motorcontrollern, die im Antriebsmodul mit einem Rad zum Einsatz kommt, existierte diese Funktion noch nicht. Daher ist ein externes Schütz notwendig, um die Leistungsversorgung zu unterbrechen. Durch die separate Logikversorgung bleiben die Recheneinheiten der Motorcontroller hier aber im Betrieb und können nach der Wiederherstellung der Leistungsversorgung direkt wieder angesprochen werden. In zukünftigen Versionen des Antriebsmoduls mit einem Rad kann problemlos die neuere Version der Motorcontroller mit STO-Funktion verwendet werden.

Beide Antriebsmodule verfügen über ein funktionales Design (w2.11). Dieses zeichnet sich durch eine schlichte Form aus, die die Funktionsweise der verbauten Komponenten erkennen lässt. Durch die zylindrische Ausgestaltung der Hüllenteile werden die Bewegungsmöglichkeiten um die Fahr- und die Lenkachse jeweils optisch hervorgehoben, was durch die deutlich sichtbaren Radbandagen betont wird. Hüllenteile sind durchweg eng anliegend (w2.12), um Bauraum einzusparen. Die Oberflächen bestehen fast komplett aus hellem, korrosionsbeständigem Aluminium sowie aus weißem Kunststoff (w2.13).

Bei beiden Antriebsmodulen wurden, wo sinnvoll möglich, mechanische Standard- und Zukaufteile verwendet (w2.14), beispielsweise Zahnräder als Katalogteile und Passfedern als Standardteile für das Getriebe des Antriebsmoduls mit zwei Rädern. Allerdings mussten hier bei beiden Konstruktionen Abstriche gemacht werden. Für die Riemenstufe können zwar Riemenräder mit Serienverzahnung gekauft werden, allerdings müssen die Naben der Riemenräder jeweils spanend nachbearbeitet werden. Beim Antriebsmodul mit zwei Rädern muss das Zahnrad mit Innenverzahnung auf der Außenseite nachbearbeitet werden, so dass es sich in den Stahlkern der Radnabe einkleben lässt. Auch die teilweise Nutzung

von Lagerdeckeln anstelle von Sicherungsringen widerspricht dem Wunsch *w2.14*. Diese Einschränkungen ergeben sich aus dem Ziel, Teile möglichst platzsparend zu gestalten.

Alle Fräs- und Drehteile der Antriebsmodule sind auf eine spanende Fertigung ausgelegt, wodurch die Wünsche *w2.15* und *w2.17* adressiert werden. Allerdings gibt es einige wenige Frästeile mit komplexen Strukturen, die zur Fertigung beispielsweise ein Spannen von mehreren Seiten erfordern. Dies ist dem hohen Integrationsgrad der Teile geschuldet, ohne den eine kompakte Bauweise nicht zu erreichen gewesen wäre. Die Kunststoffteile sind auf eine Fertigung per Lasersintern ausgelegt (*f2.16*). Um eine montagegerechte Gestaltung (*w2.18*) zu erreichen, sind die Teile beider Antriebsmodule an den Fügstellen mit Fasen versehen. Zudem wurde auf eine Montagereihenfolge geachtet, bei der alle Teile stets zugänglich bleiben. Die meisten Teile sind außerdem so gestaltet, dass ein versehentliches falsches Fügen ausgeschlossen ist.

Eine Lebensdauerschmierung für Lager und Getriebe (*w2.19*) ist beim Antriebsmodul mit einem Rad vollständig umgesetzt. Beim Stirnradgetriebe des Antriebsmoduls mit zwei Rädern muss jedoch zunächst bei längerer Nutzung überprüft werden, wie häufig ein Nachschmieren des Getriebes erforderlich ist. Dadurch, dass bei beiden Antriebsmodulen überwiegend geschraubte Verbindungen zum Einsatz kommen, sind diese leicht lös- und demontierbar (*w2.20*). Das Antriebsmodul mit zwei Rädern verfügt über einzelne Klebestellen, beispielsweise beim Rotor und Stator des Motorbausatzes. Diese werden jedoch vor allen anderen Montageschritten geklebt und behindern daher die Demontage anderer Teile nicht. Eine einfache Entsorgung bzw. ein weitgehendes Recycling der Antriebsmodule (*w2.21*) ist durch die Verwendung von Materialien wie Aluminium und Polyamid und den Verzicht auf Verbundmaterialien gewährleistet. Einschränkungen ergeben sich jedoch beim Schleifring des Antriebsmoduls mit einem Rad, der wegen des enthaltenen Quecksilbers aufwändiger entsorgt werden muss. Bei beiden Antriebsmodulen ist ein Schieben des Roboters ohne Aktivieren der Steuerung möglich. Hierzu muss jeweils eine separate Zuleitung mit 24 V bestromt werden, um manuell die Bremse zu lösen. Die Möglichkeiten zur Ausrichtung bzw. zur Arretierung des Lenkeinschlages unterstützt dabei, die Antriebsmodule zum Schieben passend auszurichten (*w2.22*).

In Hinblick auf das Preis-Leistungs-Verhältnis (*w2.23*) zeigte sich bei der Auswahl der Komponenten, dass für besonders kompakte Teile immer mit zusätzlichen Kosten zu rech-

nen ist. Sowohl bei Motoren als auch bei Motorcontrollern kosten Komponenten mit einer hohen Leistungsdichte einen deutlichen Aufpreis. Auch bei den Fertigungsteilen ergeben sich durch den Wunsch einer guten Bauraumausnutzung filigrane Teile, die zusätzlichen Fertigungsaufwand mit sich bringen. Gerade bei einer Stückzahl von eins stellen Kosten und Bauraumoptimierung daher einen deutlichen Zielkonflikt dar, für den Kompromisse gefunden werden mussten. Berücksichtigt man allerdings, dass durch die höheren Kosten Antriebsmodule mit hohem Nutzwert entwickelt werden konnten, die deutlich kompakter sind als der derzeitige Stand der Technik, kann dennoch von einem überwiegend akzeptablen Preis-Leistungs-Verhältnis ausgegangen werden.

5 Realisierung und Evaluierung der Antriebsmodule

In diesem Kapitel wird auf die Inbetriebnahme und die anschließende Evaluierung der neu konstruierten Antriebsmodule in der Praxis eingegangen. Mit beiden Antriebsmodulen wurden praktische Tests durchgeführt, die zum einen der Beurteilung der allgemeinen Gebrauchstauglichkeit dienen und zum anderen den Abgleich mit den verbleibenden, in Kapitel 3 identifizierten Anforderungen ermöglichen. Das Kapitel schließt mit einem Vergleich der beiden entwickelten Antriebsmodule untereinander.

5.1 Fertigung, Montage und Inbetriebnahme der Prototypen

Für jedes der beiden Antriebsmodule wurden im Laufe der Zeit mehrere Funktionsmuster und Prototypen gefertigt, montiert und in Betrieb genommen. Dabei wurden an verschiedenen Stellen Ansätze für Optimierungen identifiziert, die in weiteren Überarbeitungen der Konstruktion bereits berücksichtigt wurden und in Kapitel 4 in ihrer jeweils aktuellen Form dargestellt sind. In Bezug auf die Montage betraf dies unter anderem Passungen, Einführschrägen für eine bessere Montierbarkeit und eine verbesserte Kabelführung. Für beide Antriebsmodule ergaben sich in der finalen Ausgestaltung Materialkosten von rund 8000 €. Größte Kostenpunkte waren jeweils Motoren, Motorcontroller und Frästeile. Beim Antriebsmodul mit einem Rad war die Motor-Getriebe-Einheit für den Fahrmotor mit über 2500 € das teuerste Bauteil. Die Fahrmotoren und Getriebe beim Antriebsmodul mit zwei Rädern waren günstiger. Da sie jeweils zweimal benötigt wurden, lagen die Gesamtkosten aber in einer ähnlichen Höhe.

Die Inbetriebnahme der Antriebsmodule umfasst vor allem die Konfiguration der Motorcontroller und die Auslegung der Regler. Von Seiten der mobilen Roboterplattform werden Sollwerte für die Fahrgeschwindigkeit und den Lenkwinkel des Antriebsmoduls über den CAN-Bus und das CANopen-Protokoll übertragen. Die Plattformregelung übernimmt dabei

auch die Koordination mehrerer Antriebsmodule, beispielsweise durch die Ausrichtung der Lenkwinkel auf einen gemeinsamen Momentanpol. Hierzu kommt die Middleware ROS zum Einsatz. Durch die offene Schnittstelle ist die Softwarearchitektur der Roboterplattform für das Antriebsmodul jedoch nicht von Bedeutung.

Beim Antriebsmodul mit einem Rad (Abbildung 5.1) teilt sich die Regelung auf in einen Zweig für die Fahrgeschwindigkeit und einen Zweig für den Lenkwinkel. Aufgrund der Konstruktion des Antriebsmoduls mit einem Fahr- und einem Lenkmotor sind diese beiden Zweige unabhängig voneinander. In beiden Zweigen ist im jeweiligen Motorcontroller ein kaskadierter Regler implementiert. Im Fall des Fahrmotors umfasst er einen Geschwindigkeitsregler und einen Regler für den Strom I . Beim Lenkmotor kommt zusätzlich ein Positionsregler für den Lenkwinkel zum Einsatz.

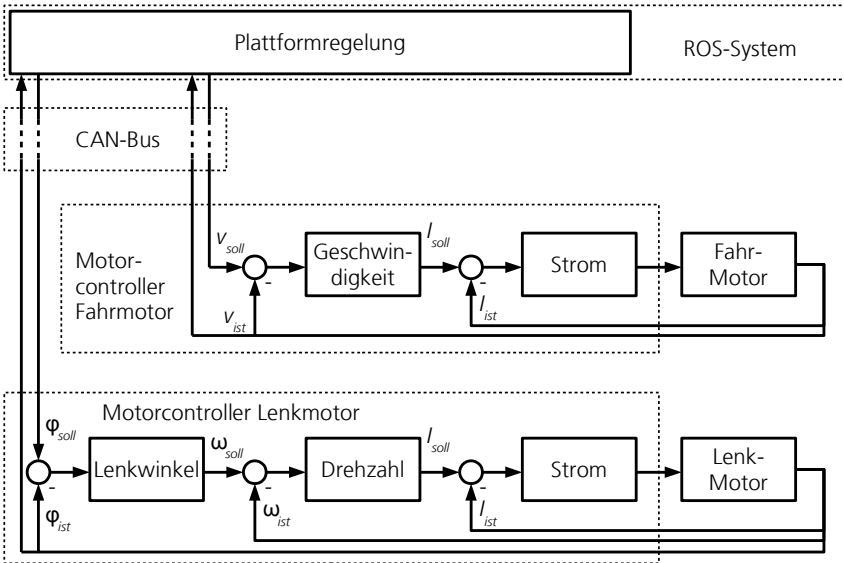


Abbildung 5.1: Schematischer Aufbau der Regelung für das Antriebsmodul mit einem Rad

Die kaskadierten Regler sind in den eingesetzten Motorcontrollern bereits ab Werk vorbereitet. Im Rahmen einer Parametrierung der Regler mussten jedoch passende Werte für die Reglerverstärkung festgelegt werden. Hier galt es, insbesondere für den Fahrentrieb Werte zu finden, mit denen ein zügiges Beschleunigungsverhalten realisiert werden konnte, ohne

dass der Regler instabil wurde. Beim Lenkmotor musste zusätzlich die Referenzbewegung konfiguriert werden, die mit Hilfe des am Schaft des Antriebsmoduls angebrachten induktiven Sensors die Nullstellung der Lenkachse bestimmt. Diese Referenzbewegung wird vom Motorcontroller eigenständig durchgeführt und von der darüber liegenden Softwareschicht beim Einschalten des Roboters lediglich angestoßen. Zudem musste der Digitalausgang zur Ansteuerung der Bremse eingerichtet werden.

Beim Antriebsmodul mit zwei Rädern gestaltete sich die Inbetriebnahme der Regelung komplexer. Dies lag daran, dass durch den Differentialantrieb die Regelkreise für die Fahrbewegung und die Lenkbewegung stark voneinander abhängen. Daher musste eine Kopplung der beiden Regelkreise vorgesehen werden. Zudem musste ein Weg gefunden werden, den Absolutwertgeber als zusätzlichen Sensor mit einem der beiden Motorcontroller zu verbinden. Ein wichtiger Aspekt war dabei, dass der Regler für den Lenkwinkel eine hohe Regelfrequenz aufweisen muss, um Störungen schnell ausregeln zu können. Diese treten beispielsweise dann auf, wenn ein Rad auf eine Stufe auffährt und dabei zurückprallt, während das andere Rad weiterrollt. Zudem führt auch der kurzzeitige Verlust des Bodenkontakts bei einem Rad dazu, dass der Vortrieb des anderen Rads in eine Lenkbewegung führt. Daher mussten alle Regelkreise zwingend auf der Ebene der Motorcontroller eingerichtet werden und konnten nicht durch das nicht echtzeitfähige ROS-System übernommen werden. Eine Lösung konnte schließlich durch Adaption des im Motorcontroller bereits vorhandenen Gantry-Modes erreicht werden, der eine direkte Kopplung von zwei Motorcontrollern vorsieht. Abbildung 5.2 zeigt den Aufbau der Regelung.

Der Gantry-Mode dient ursprünglich dazu, eine Portalachse anzutreiben, indem zwei Linearachsen an den Auflagepunkten des Portals miteinander synchronisiert werden. Hierzu kann eine Kabelverbindung zwischen den beiden Controllern eingezogen werden, die eine wechselseitige Synchronisierung ermöglicht. In der Folge übernimmt Motorcontroller 1 die Führung und berechnet für beide Motoren den Geschwindigkeitsregelkreis und bei Bedarf den Positionsregelkreis. Der folgende Motorcontroller 2 ist nur noch für die Stromregelung des zweiten Motors zuständig. Diese Anordnung musste nun um den Absolutwertgeber für den Lenkwinkel ergänzt werden, der im ursprünglichen Modus nicht vorgesehen war. Wie in Abbildung 5.2 zu erkennen, wird die Drehzahlvorgabe für die Fahrbewegung nun vom Motorcontroller 1 an beide Motoren weitergegeben und geht jeweils als positiver Wert

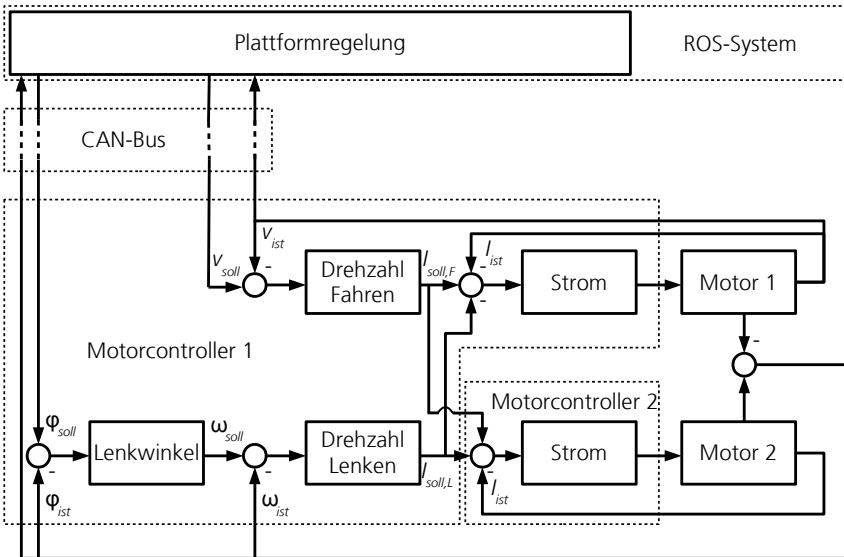


Abbildung 5.2: Schematischer Aufbau der Regelung für das Antriebsmodul mit zwei Rädern

in den Sollwert für den Stromregler ein. Die Drehzahlvorgabe für den Lenkwinkel geht dagegen negativ in den Stromregelkreis von Motor 1 und positiv in den Stromregelkreis von Motor 2 ein. Dies entspricht der Funktionsweise des Differentialantriebs, bei dem für eine Lenkbewegung ein Rad vorwärts und das andere rückwärts laufen muss. Die Sollvorgabe des Lenkwinkels wurde in Form eines zusätzlichen User Codes auf Motorcontroller 1 programmiert. Durch eine entsprechende Parametrierung der Regler konnte eine Einstellung gefunden werden, bei der die Regelung der Lenkachse eine ausreichend hohe Dynamik aufweist um die zuvor genannten Störungen auszugleichen.

Bei der Ansteuerung des Antriebsmoduls von Seiten der Roboterplattform ergibt sich für das Antriebsmodul mit zwei Rädern der Unterschied, dass nun beide Sollwerte (Fahrgeschwindigkeit und Lenkwinkel) an den führenden Motorcontroller übertragen werden müssen. Dies erforderte eine Anpassung der zuvor für die Antriebsmodule mit einem Rad genutzten CANopen-Ansteuerung. Abgesehen davon verhält sich das Antriebsmodul mit zwei Rädern aus Sicht der Roboterplattform nicht anders als ein Antriebsmodul mit einem Rad, so dass keine weiteren Änderungen an der Software notwendig waren.

5.2 Praktische Evaluierung des Antriebsmoduls mit einem Rad

Die Evaluierung des Antriebsmoduls mit einem Rad erfolgte vor allem mittels verschiedener Testplattformen. Zudem wurden die Antriebsmodule später in Kleinserie hergestellt und kamen so unter verschiedenen Bedingungen in Robotern im Forschungsbereich zum Einsatz.

5.2.1 Evaluierung der grundlegenden Funktionstauglichkeit

Für das Antriebsmodul mit einem Rad wurden insgesamt zwei Testplattformen aufgebaut. Im ersten Schritt wurde eine dreirädrige Testplattform entwickelt, die aus einem Antriebsmodul und zwei passiven Rädern bestand (Abbildung 5.3 (a)). Diese bildeten zusammen eine Dreiradkinematik, bei der die Plattform jeder beliebigen Bewegung des Antriebsmoduls folgen konnte, so dass auch eventuelle Fehler in der Software oder im Regler nicht zu einer Blockierung des Fahrwerks führen konnten. Die Plattform war mit einem Akku und der notwendigen Elektronik ausgestattet, um die für das Antriebsmodul benötigten Spannungen zur Verfügung stellen zu können. Die Ansteuerung erfolgte über einen Laptop, der bei Bedarf auf die Testplattform gestellt wurde. In ersten Tests wurden mit Hilfe eines Gamepads verschiedene Fahrmanöver kommandiert und so die Grundfunktionen Fahren und Lenken subjektiv beurteilt. Zudem wurde entschieden, die Testplattform mit einem Laserscanner auszustatten, um bei einer Fahrt vorwärts oder zur Seite die Annäherung der Plattform an ein Hindernis zu detektieren. So konnten später längere, unbeaufsichtigte Tests mit Zufallsbewegungen auf einer mit Wänden abgetrennten Fläche durchgeführt werden.

Im Rahmen der Funktions- und Dauertests wurden an frühen Funktionsmustern mehrere Schwachstellen entdeckt, die im Rahmen späterer konstruktiver Überarbeitungen beseitigt werden konnten. Diese betrafen unter anderem die mangelnde Festigkeit eines Trägers für die Federbeine, der entsprechend verstärkt wurde. Schließlich wurde auch festgestellt, dass der induktive Schalter für die Ermittlung der Nulllage des Lenkwinkels einen relativ breiten Auslösebereich von mehreren Grad aufwies und es so immer wieder zu kleinen Abweichungen bei der Nullstellung der Räder kam. Eine Verbesserung konnte dadurch erreicht werden, dass die Referenzfahrt immer mit gleicher Geschwindigkeit und immer in der gleichen Drehrichtung durchgeführt wurde.



(a) Dreirad-Testplattform mit einem frühen Funktionsmuster des Antriebsmoduls



(b) Testplattform mit vier Antriebsmodulen mit Last beim Auffahren auf einer Rampe

Abbildung 5.3: Testplattformen für das Antriebsmodul mit einem Rad

Nachdem erste Tests erfolgreich verlaufen waren, wurde eine zweite Testplattform mit vier Antriebsmodulen aufgebaut (Abbildung 5.3 (b)). Diese Plattform wurde zudem mit zwei diagonal auf den Ecken angeordneten Laserscannern ausgestattet, so dass Kollisionen zu allen Seiten abgesichert werden konnten. Darüber hinaus verfügte die Plattform über die vollständige, zur Ansteuerung eines vierrädrigen Fahrwerks notwendige Elektronik sowie einen fest eingebauten Rechner. Mit der vierrädrigen Testplattform wurden verschiedene Versuche durchgeführt, um die Funktionstauglichkeit zu verifizieren. Diese umfassten:

- Dauertests über eine Woche mit jeweils 8 bis 10 Stunden Betriebszeit pro Tag in einem Fahrparcours auf einer ca. 25 m² großen, abgesperrten Fläche. Auf dem Boden wurden dazu mehrere Metallschwellen angebracht, um die Plattform beim Überfahren wiederholten Erschütterungen zu unterziehen. Diese Tests wurden ohne weiteres Versagen mechanischer Teile oder sonstige Ausfälle absolviert.
- Befahren von Steigungen und Rampen sowie verschiedener Untergründe mit zusätzlicher Last, um unter anderem das Beschleunigungsverhalten zu untersuchen. Hier konnten die zuvor rechnerisch ermittelten Beschleunigungen und Höchstgeschwindigkeiten nachvollzogen werden.
- Tests zur Kalibrierung der vier Antriebsmodule in einer mobilen Plattform. Betrachtet wurde die Odometrieabweichung, eventueller Schlupf und die Einregelung auf einen

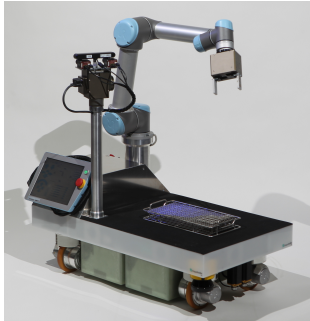
gemeinsamen Momentanpol. Unter anderem wurde bei dynamischen Fahrmanövern die Laufruhe und das Stellen angemessener Ströme und Momente durch die Motorcontroller untersucht, wodurch sich auf ein gutes Zusammenspiel der Antriebsmodule schließen ließ.

5.2.2 Erfahrungen beim Langzeiteinsatz in Forschungsplattformen

Nachdem die Funktionstauglichkeit der Antriebsmodule mit einem Rad nachgewiesen wurde, wurden diese in mehreren mobilen Forschungsplattformen des Fraunhofer IPA verbaut und kamen dort mehrere Jahre zum Einsatz. Zunächst wurden die Antriebsmodule im rob@work 3 verwendet (Abbildung 5.4 (a)). Der mobile Transportroboter ist für Kommissionieraufgaben im industriellen Umfeld konzipiert und verfügt über einen Manipulator, mit dem Objekte zum Beispiel aus Regalen heraus gegriffen werden können. Da der Manipulator auf einer Ecke der mobilen Plattform angebracht ist, ergaben sich insbesondere für das Antriebsmodul in dieser Position eine deutlich höhere Last als für die übrigen. Die Antriebsmodule erwiesen sich jedoch im Wesentlichen als ausreichend stabil gebaut, um auch einen mehrjährigen Einsatz zu überstehen. Einschränkungen wurden lediglich bei den Federbeinen festgestellt, deren dünnes Innenteil bei Überlastung verbogen werden kann. Dadurch tritt erhöhte Reibung in der Federung auf, die mit der Zeit zu einem kompletten Blockieren führen kann. Vom rob@work 3 wurden insgesamt sechs Exemplare aufgebaut und teilweise an andere Forschungsinstitute verkauft.

Die Antriebsmodule mit einem Rad wurden darüber hinaus im Forschungsdemonstrator Care-O-bot 4 eingesetzt (Abbildung 5.4 (b)), von dem mehrere Exemplare aufgebaut wurden. Zudem wurde die dreirädrige mobile Plattform des Care-O-bot 4 auch als Basis für weitere Roboter im Forschungsumfeld verwendet. Erwartungsgemäß traten beim Langzeiteinsatz auch kleinere Defekte an den Antriebsmodulen auf, die zeigten, wie wichtig eine einfache Zugänglichkeit der Elektrik für die Fehlersuche ist. Dem wurde bei der Konstruktion des Antriebsmoduls mit zwei Rädern beispielsweise mit der deutlich größeren Wartungsöffnung im Schaft Rechnung getragen.

Mit der Kommerzialisierung des Care-O-bot 4 durch eine Ausgründung des Fraunhofer IPA erfolgte eine Herstellung der Antriebsmodule in Kleinserie. Durch diese umfangreiche



(a) rob@work 3 mit vier Modulen



(b) Care-O-bot 4 mit drei, im Dreieck angeordneten Modulen

Abbildung 5.4: Beispiele für mobile Roboter, in denen die Antriebsmodule mit einem Rad zum Einsatz kommen

Nutzung in einem breit gefächerten Anwendungsspektrum konnte die Alltagstauglichkeit der Antriebsmodule abschließend unter Beweis gestellt werden.

5.2.3 Validierung hinsichtlich der Erfüllung der Anforderungen

Im Rahmen einer praktischen Evaluierung des Antriebsmoduls mit einem Rad wurde auf die verbleibenden, in Kapitel 3 aufgestellten Anforderungen eingegangen. Im Rahmen von Tests wurden die Kriterien $f3.1$ und $w3.x$ für dieses Lösungskonzept untersucht. Tabelle 5.1 fasst die Ergebnisse zusammen.

Zur Überprüfung der Wärmeabfuhr ($f3.1$) wurden Temperaturmessungen an einer Care-O-bot 4-Plattform durchgeführt. In dieser Plattform wird jedes Antriebsmodul mit etwa 60 kg belastet. Die Plattform wurde über einen Zeitraum von 10 min betrieben, wobei Fahrmanöver mit Anfahr- und Abbremsvorgängen und Richtungswechseln durchgeführt wurden und regelmäßig bis zur Höchstgeschwindigkeit beschleunigt wurde. Die Hüllenteile wurde dabei auf der mobilen Plattform belassen, um den ungünstigeren Fall einer eingeschränkten Wärmeabfuhr zu untersuchen. Unmittelbar nach Abschluss der Fahrbewegungen wurde direkt am Gehäuse der Motoren sowie außen am Gehäuseteil, welches den Motorcontroller trägt, die Temperatur gemessen. An der wärmsten Stelle erwärmten sich die Antriebsmodule bei einer Raumtemperatur von 20,8 °C auf lediglich 23,0 °C und damit

um nur 2,2 K gegenüber der Umgebungstemperatur. Es ist offensichtlich, dass damit auch bei hohen Umgebungstemperaturen von 35 °C keine übermäßige Erwärmung zu erwarten ist. Die Wärmeabfuhr ist damit ausreichend.

Die Wiederholgenauigkeit des Lenkwinkels (w3.1) hängt beim Antriebsmodul mit einem Rad fast ausschließlich von der Genauigkeit der Referenzbewegung beim Einschalten und damit der Präzision des verwendeten induktiven Sensors ab. Nachdem der Motorcontroller so eingestellt wurde, dass die Referenzbewegung immer mit der gleichen Geschwindigkeit und immer von der gleichen Seite kommend durchgeführt wird, ergeben sich zwischen mehreren Referenzbewegungen Abweichungen von $\leq 1^\circ$. Darin ist auch eine mögliche Regelabweichung des Encoders des Lenkmotors enthalten, die aufgrund der durch die Getriebeübersetzung sehr hohen Auflösung jedoch weniger als ein Zehntelgrad beträgt. Die gewünschte Wiederholgenauigkeit von $\leq 0.5^\circ$ konnte damit nicht erreicht werden. In der Praxis führten die erhöhten Abweichungen der Nulllagen der Räder untereinander zu vermehrtem Schlupf und damit auch einer leichten Erhöhung der benötigten Antriebsmomente. Die generelle Leistungsfähigkeit der Antriebsmodule wurde dadurch jedoch nicht beeinträchtigt.

Die lineare Abweichung des Radaufstandspunktes relativ zum Chassis bei Nennlast (w3.2) wurde ermittelt, indem ein einzelnes Antriebsmodul im montierten Zustand hochgebockt wurde, so dass das Rad keinen Bodenkontakt hatte. Anschließend wurde das Antriebsmodul in Höhe des Radaufstandspunkts mit einer definierten Kraft zur Seite gezogen und dabei die Abweichung des Radaufstandspunkts von der Sollposition gemessen (Abbildung 5.5). Als maximal auftretende Kräfte bei Nennlast wird das in Abschnitt 4.3.1 berechnete Fahren auf der Rampe mit konstanter Geschwindigkeit als Lastfall betrachtet: Dabei treten entsprechend der Motorauslegung Momente von $M_{Rampe,nenn} = 10,3 \text{ Nm}$ auf. Bei einem Raddurchmesser von 160 mm ergibt sich hieraus eine Kraft von 129 N, die tangential zum Rad in den Boden eingeleitet wird. Beim Aufbringen der entsprechenden Kraft mit Hilfe einer Federwaage ergaben sich Abweichungen des Radaufstandspunktes im Bereich von 2,5 mm, wobei die Abweichung proportional zur aufgebrachten Kraft ist. Die gewünschte Zielgröße von 1 mm ist damit deutlich überschritten. Die Funktion der Antriebsmodule wird dadurch nicht wahrnehmbar beeinflusst, was auch daran liegt, dass beim genauen Positionieren einer Roboterplattform in der Regel langsam auf die Zielposition eingeregelt

wird, so dass die Beschleunigungen und damit die seitlichen Abweichungen gering ausfallen. Eher ins Gewicht fällt die Tatsache, dass bei der Konstruktion der mobilen Basis die maximal auftretende seitliche Abweichung berücksichtigt werden muss, um ein Schleifen der Antriebsmodule, beispielsweise an Hüllenteilen, zu vermeiden.

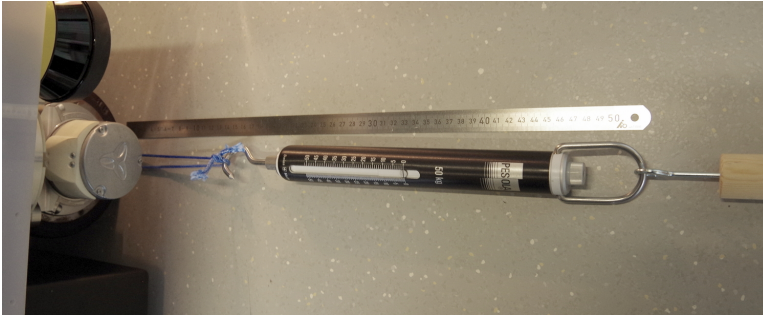


Abbildung 5.5: Testaufbau zur Messung der horizontalen Abweichung des Radaufstandspunktes bei Querkräften

Die Fähigkeit, Einzelhindernisse bis zu einer Höhe von 10 mm zu überwinden (w3.3), konnte bereits während der allgemeinen Funktionstests bestätigt werden. Eine Stufe von 10 mm Höhe wurde auch zur Beurteilung der Entkopplung des Aufbaus von Stößen durch die Federung verwendet (w3.4). Dazu wurde eine Care-O-bot 4-Plattform mit drei Antriebsmodulen als Versuchsplattform verwendet. An der Deckelplatte der Plattform wurde mittig ein Beschleunigungssensor angebracht und die analogen Ausgaben des Sensors mit Hilfe eines digitalen Oszilloskops aufgezeichnet. Zusätzlich zum Eigengewicht der Plattform von ca. 40 kg wurden Gewichte im Umfang von insgesamt 60 kg auf der Deckelplatte angebracht, so dass auf jedes Rad eine Last von 33 kg entfiel (Abbildung 5.6). Die mobile Plattform wurde mehrfach auf 0,6 m/s beschleunigt und auf eine Stahlplatte mit 10 mm Dicke gefahren. Dabei fuhr zunächst immer ein Rad auf die Platte auf und wenig später ungefähr gleichzeitig die beiden anderen Räder. Für den Versuch wurde die Federung einmal blockiert, um ein ungedämpftes System zu simulieren und einmal in ihrem ursprünglichen Zustand belassen. Der Vergleich der beiden Beschleunigungsverläufe ist in Abbildung 5.7 zu sehen.

Die Abbildung zeigt, dass die anfängliche Beschleunigung beim Auffahren des ersten Rades auf die Stufe bei der Markierung a bei der gefederten Plattform weniger als ein

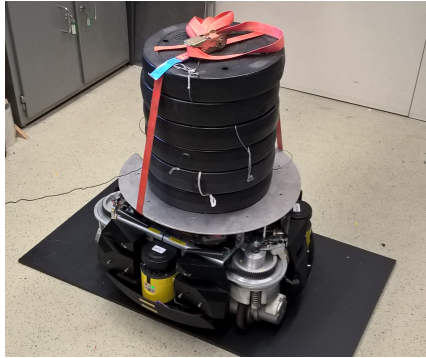


Abbildung 5.6: Mobile Plattform mit drei Antriebsmodulen mit je einem Rad und einem zusätzlichen Gewicht von 60 kg

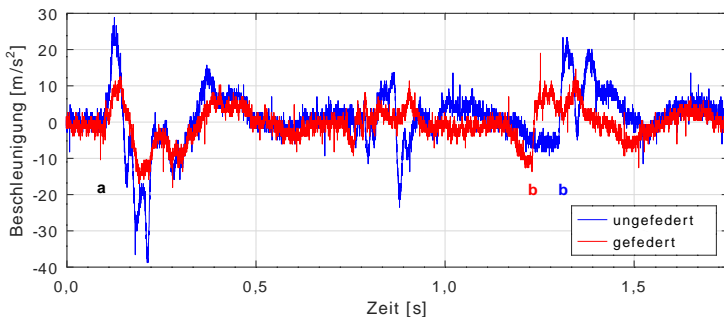


Abbildung 5.7: Beschleunungsverlauf beim Auffahren einer mobilen Plattform mit $v = 0,6 \text{ m/s}$ auf eine 10 mm dicke Stahlplatte. Das Vorderrad fährt bei a auf die Platte auf, die Hinterräder jeweils bei b.

Drittel der Beschleunigung der ungefederten Plattform beträgt. Auch beim Auffahren der beiden hinteren Räder bei den Punkten b fallen die aufgetretenen Beschleunigungen etwa um den Faktor 2 niedriger aus. Somit wird der Aufbau der mobilen Plattform erfolgreich von den Stößen des Fahrwerks entkoppelt. In weiteren Tests zeigte sich, dass durch die Federung auch das Verhalten mobiler Plattformen bei schnellem Abbremsen verbessert wird, wie es beispielsweise bei einem Not-Halt auftritt. Durch die Federung kann der Aufbau eine Nickbewegung ausführen. Das Fahrwerk behält dabei den Bodenkontakt. Bei einer ungefederten mobilen Plattform steigt dagegen tendenziell die Gefahr, dass die hinteren Räder abheben oder die Plattform gar nach vorne umkippt.

Die Lage des Schwerpunkts des fertig aufgebauten Antriebsmoduls (*w3.5*) wurde bestimmt, indem das liegende Antriebsmodul langsam über eine Tischkante hinausgeschoben wurde und der Kippunkt bestimmt wurde. Dabei zeigte sich, dass der Schwerpunkt des Antriebsmoduls mit einem Rad in einer Höhe von 150 mm über dem Boden liegt. Damit liegt der Schwerpunkt auf 49,7 % der Höhe des Gesamtmoduls von 302 mm, was die Anforderung erfüllt.

Zur Beurteilung der Wünsche *w3.6* und *w3.7*, eine hohe Verfügbarkeit der Antriebsmodule sowie eine Erhaltung der Gebrauchstauglichkeit über die Nutzungsdauer hinweg, kann auf die Erfahrungen beim Einsatz der Antriebsmodule über mehrere Jahre in diversen Forschungsplattformen zurückgegriffen werden. Hier zeigten sich nach der Beseitigung der eingangs genannten Schwachstellen nur sehr seltene Ausfälle. Auch nach mehreren Jahren Nutzung funktionierten die Antriebsmodule nach wie vor zuverlässig. Die Verfügbarkeit von 95% wurde daher deutlich überschritten. Auch bei älteren Antriebsmodulen zeigten sich nur wenig Abnutzungserscheinungen. Die einzige Ausnahme bilden hier Federbeine, die sich bei Überlast verbogen hatten und damit die Federung schwergängiger machten und in Einzelfällen gegen neue Teile ersetzt werden mussten. Damit sind beide Anforderungen erfüllt.

Zur Bewertung der Anforderung *w3.8* wurde das Betriebsgeräusch der Antriebsmodule in einem Abstand von 1 m gemessen. Die Messung erfolgte an einer Care-O-bot 4-Plattform mit drei Antriebsmodulen. Die zum Messgerät weisenden Hüllenteile der Plattform wurden für die Messung entfernt. Die Messung wurde sowohl bei langsamer Vorbeifahrt mit 0,5 m/s als auch bei schnellen Geschwindigkeiten von 1,0 m/s durchgeführt. Bei langsamer Vorbei-

fahrt wurden Werte von 40 dB gemessen. Bei schneller Fahrt betrug die Messwerte 50 dB bis 55 dB. Der als Wunsch-Anforderung formulierte Grenzwert von 50 dB wird demnach bei langsamen Geschwindigkeiten eingehalten, bei höheren Geschwindigkeiten aber teilweise überschritten. Bei der Verwendung von Antriebsmodulen in sensiblen Bereichen könnte hier einerseits durch die Verwendung schalldämmender Hüllenteile und andererseits durch die Begrenzung der Höchstgeschwindigkeit des Roboters Abhilfe geschaffen werden.

Um das Spiel der Antriebsstränge (w 3.9) zu beurteilen, wurden die Achsen für die Fahr- und die Lenkbewegung jeweils im unbelasteten Zustand von Hand bewegt. Dabei wurde gemessen, wie sich jeweils das letzte Glied des Antriebsstrangs drehen ließ, bevor es auf einen Widerstand im Getriebe stieß. Für den Fahrmotor wurde eine Abweichung von 0,3 mm festgestellt, was einer Winkelabweichung von 0,21° entspricht. Dieser niedrige Wert kommt vor allem dadurch zustande, dass in der verwendeten Motor-Getriebe-Einheit ein hochwertiges Planetengetriebe zum Einsatz kommt. Beim Lenkmotor ist kein Spiel erkennbar, da der gespannte Riemen prinzipbedingt kein Spiel aufweist. Weitere Getriebestufen sind nicht vorhanden. Damit ist der Wunsch nach einem geringen Spiel erfüllt.

Nr.	Anforderung	Ziel	Modul mit einem Rad
f 3.1	Ausreichende Wärmeabfuhr bei Betrieb über 10 min bei 35 °C	≤80 °C	ja
w 3.1	Eine gute Wiederholgenauigkeit des Lenkwinkels erreichen	≤0,5°	≤1°
w 3.2	Eine begrenzte lineare Abweichung des Radaufstandspunkts relativ zum Chassis bei Nennlast einhalten	≤1 mm	≤2,5 mm
w 3.3	Einzelhindernisse überwinden können	≥10 mm	10 mm
w 3.4	Die bei Stößen auftretenden Beschleunigungen des Aufbaus reduzieren	≤50 %	33 % – 50 %
w 3.5	Über einen niedrigen Schwerpunkt verfügen	<1/2 Höhe	<150 mm, ja
w 3.6	Eine hohe Verfügbarkeit aufweisen	≥95 %	ja
w 3.7	Über die Gebrauchsdauer keine merkliche Verschlechterung der Gebrauchstauglichkeit aufweisen	bestmöglich	ja
w 3.8	Ein geringes Betriebsgeräusch emittieren	≤50 dB	größtenteils
w 3.9	Über hinreichend spielfrei ausgeführte Antriebsstränge verfügen, die die Regelbarkeit nicht beeinflussen	bestmöglich	ja

Tabelle 5.1: Erfüllung der verbleibenden Forderungen und Wünsche in praktischen Tests durch das Antriebsmodul mit einem Rad

5.3 Praktische Evaluierung des Antriebsmoduls mit zwei Rädern

Die Evaluierung der Antriebsmodule mit zwei Rädern erfolgte vor allem anhand eines Prüfstands, auf dem das Antriebsmodul eine halbkreisförmige Strecke abfahren kann. Zudem wurde eine einfache, rein mechanische Dreiradplattform für weitere Tests aufgebaut. Evaluiert wurden die Funktionstauglichkeit und die weitergehenden Eigenschaften eines einzelnen Antriebsmoduls.

5.3.1 Evaluierung der grundlegenden Funktionstauglichkeit

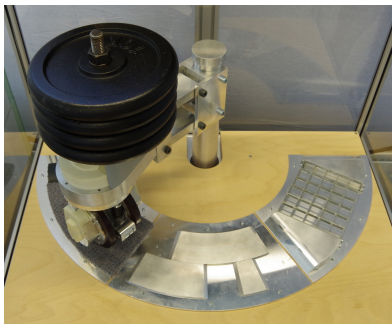
Bei der Fertigstellung des Antriebsmoduls mit zwei Rädern standen die beiden Testplattformen für das Antriebsmodul mit einem Rad nicht mehr zur Verfügung. Zur Evaluierung des Antriebsmoduls wurde daher zunächst ein stationärer Prüfstand aufgebaut. Dieser hatte den Vorteil, dass das Antriebsmodul einfach auf verschiedenen Untergründen getestet werden konnte und zudem nur wenig Laborfläche für Tests benötigt wurde.

Der Prüfstand besteht aus einer Fahrfläche mit einem halbkreisförmigen Parcours mit einem Radius von 350 mm sowie einem drehbar gelagerten Arm, in dem das Antriebsmodul so eingespannt wird, dass es den Parcours abfahren kann (Abbildung 5.8, (a)). Durch eine Parallelführung wird sichergestellt, dass das Antriebsmodul sich in senkrechter Richtung frei bewegen und so Steigungen und Stufen auf dem Parcours folgen kann. Die Kabelführung zum Antriebsmodul erfolgt durch das Innere der Mittelachse. Mechanische Endanschläge unterhalb der Tischplatte sorgen dafür, dass das Antriebsmodul den Parcours nicht zu einem Ende hin verlassen kann. Die verschiedenen Untergründe des Parcours sind auf Metallplatten befestigt und können daher leicht untereinander getauscht oder durch andere Untergründe ersetzt werden. Repräsentativ für die wichtigsten Anforderungen in der Praxis wurden dazu folgende Untergründe ausgewählt:

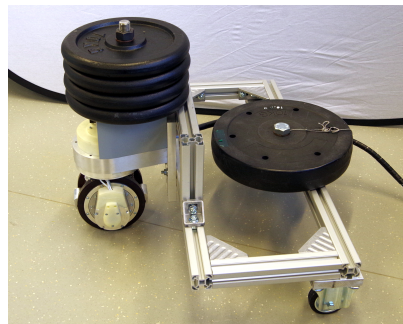
- Teppichboden: Hier kann vor allem die Reibung und mögliche Beanspruchung des Bodens beim Drehen auf der Stelle untersucht werden.
- Ein Kabelkanal und Rampen, zur Evaluierung, wie gut Steigungen und Stufen überwunden werden können.

- Wechelseitig angeordnete, 5 mm hohe Schwellen, an denen jeweils das Einfedern eines Rades und die Auswirkung auf den Bodenkontakt des anderen Rades erkennbar wird.
- Ein Bodengitter mit 30 mm großem Raster, das generell unebenen Untergrund repräsentiert.

Anzumerken ist, dass die steilen Rampen rechts und links vom Gitterboden 20 mm Höhe bei etwa 45° Steigung aufweisen und damit über den in Kapitel 3 festgelegten Anforderungen liegen. Die Rampen wurden dennoch verwendet, weil mit längeren Rampen der Bereich des Gitters zu klein ausgefallen wäre. Oberhalb des Antriebsmoduls ist ein Stahlblock mit einer Masse von 6 kg als Zusatzgewicht angebracht. Mit Hilfe einer Gewindestange lassen sich an diesem Block weitere Gewichtsscheiben befestigen, um eine entsprechende Aufliegebelastung des Antriebsmoduls in der mobilen Roboterplattform zu simulieren.



(a) Draufsicht des Prüfstandes mit Parcours aus verschiedenen Testuntergründen



(b) Dreirad-Testplattform

Abbildung 5.8: Prüfstand und Testplattform für das Antriebsmodul mit zwei Rädern

Für den Prototyp des Antriebsmoduls mit zwei Rädern wurde außerdem eine Testplattform mit einer Dreiradkinematik aufgebaut (Abbildung 5.8 (b)). Um Zeit und Kosten zu sparen, wurde jedoch nur eine rein mechanische Plattform aufgebaut, die keinerlei Elektronik enthält. Die Strom- und Datenleitungen werden als lange Kabel aus dem Prüfstand herausgeführt und direkt mit dem Antriebsmodul verbunden. In der Dreiradplattform kann das Antriebsmodul ebenfalls mit Gewichten beschwert werden, um tatsächliche Lasten in

einer mobilen Plattform nachzubilden. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, weitere Gewichte auf der Hinterachse anzubringen.

Nachdem an einem im Prüfstand aufgebockten Prototyp zunächst die Parametrierung der Regelung vorgenommen worden war, wurde anschließend die allgemeine Funktions-tauglichkeit evaluiert. Hierzu wurde der Parcours mit verschiedenen Geschwindigkeiten und Lasten abgefahren und dabei auch mehrfach die Anordnung der Hindernisse variiert. Bei frühen Funktionsmustern wurde dabei eine unzureichende Steifigkeit der Radaufhängungen gegen seitliche Kräfte festgestellt. Die Federbeine wurden darauf hin noch einmal mit einer verbesserten Lagerung versehen und erhielten die in Kapitel 4 dargestellte Form. Auch die Befestigung des Absolutwertgebers für die Lenkachse wurde so verändert, dass die Positionierung der Sensorplatine relativ zum Magnet verbessert wurde, um dessen Genauigkeit zu erhöhen. Nach der Korrektur dieser Schwachstellen konnten alle Hindernisse im Parcours sicher überfahren werden. Einzige Ausnahme bildet das Hinauffahren der steilen Rampenstücke am Gitterboden, bei denen die Räder häufig durchdrehen, weil sie auf dem glatten Metall nicht genügend Haftung finden. Diese Rampen liegen jedoch, wie oben erwähnt, außerhalb der Spezifikation.

Im Fokus der Evaluierung stand zudem die Stabilität der Regelung, insbesondere die Robustheit des Reglers für die Lenkachse. Es konnte nachgewiesen werden, dass der eingesetzte Regler ein stabiles Überfahren des Parcours für alle relevanten Hindernisse gewährleisten kann. Insbesondere traten keine Situationen auf, in denen ein Rad für einen längeren Zeitraum den Bodenkontakt verlor und sich anschließend der Lenkwinkel unkontrolliert änderte. Abbildung 5.9 zeigt exemplarisch den Verlauf der Fahrgeschwindigkeit des Antriebsmoduls im Mittelpunkt zwischen den zwei Rädern sowie die Änderung des Lenkwinkels beim Durchfahren des Parcours mit einer Sollgeschwindigkeit von 0,16 m/s. Das Antriebsmodul überquert zunächst den Gitterrost bis Markierung a, überfährt dann die Schwellen, bei denen jeweils ein Rad angehoben wird und überquert anschließend, ab Punkt b, den Teppichboden.

Der Istwert der Modulgeschwindigkeit folgt über die gesamte Messung mit mäßigen Abweichungen der Sollwertvorgabe. Schwankungen ergeben sich dabei daraus, dass die Räder des Antriebsmoduls durch den Kontakt mit den Bodenebenenheiten ständig beschleunigt und verzögert werden. Für den Lenkwinkel ergeben sich vor allem im Bereich

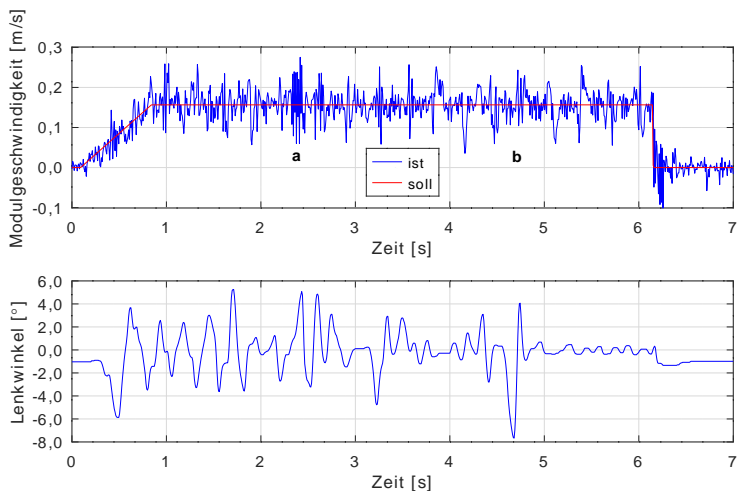


Abbildung 5.9: Verlauf der Fahrgeschwindigkeit des Antriebsmoduls und des Lenkwinkels beim Durchfahren des Testparcours mit einer Geschwindigkeit von 0,16 m/s. Fahrt auf dem Gitterrost bis a, dann auf den wechselseitig angeordneten Schwellen und ab b auf dem Teppichboden.

des Gitterbodens Abweichungen von bis zu 5° vom Sollwert. Auch dies liegt daran, dass die Räder zu unterschiedlichen Zeiten einzelne Gitterstreben oder die wechselseitigen Schwellen überwinden müssen. Dennoch gelingt es dem Regler stets, ein Ausbrechen der Räder zu verhindern und den Sollwert von 0° wieder herzustellen. Für den wesentlich ebeneren Bereich des Teppichs ergeben sich dagegen deutlich geringere Abweichungen, die unterhalb 1° liegen. Bei der Bewertung der Regelqualität ist zudem zu beachten, dass im Regler nicht berücksichtigt wurde, dass das Rad auf der Innenseite des Parcours einen kürzeren Weg zurücklegt als das Rad auf der Außenseite. Dieser Fehler muss ebenfalls durch den Regelkreis des Lenkwinkels ausgeglichen werden.

Die Dreiradplattform wurde genutzt, um das Antriebsmodul Strecken von einigen Metern bis hin zur Höchstgeschwindigkeit fahren lassen zu können. Zudem wurde nachvollzogen, dass das Beschleunigungs- und Bremsverhalten den berechneten Werten entspricht. Die Testplattform wurde darüber hinaus für die Inbetriebnahme der Ansteuerung des Antriebsmoduls aus dem ROS-System genutzt, weil, im Gegensatz zum Prüfstand, das Antriebsmodul bei jedem Lenkwinkel eine Bewegung ausführen kann, ohne dass die Ki-

nematik blockiert. Dies war auch bei der Einrichtung einer manuellen Steuerung mittels Gamepad von Vorteil.

Durch die zahlreichen Tests des Antriebsmoduls auf dem unebenen Parcours des Prüfstands, einschließlich eines Messeauftritts, bei dem das Antriebsmodul über einen ganzen Tag hinweg mit einem Gamepad über den Prüfstand bewegt wurde, konnte schließlich auch die Dauerfestigkeit des Antriebsmoduls mit zwei Rädern verifiziert werden. Im Rahmen der Nutzung erwies sich auch die eingesetzte Elektronik als robust gegenüber den auftretenden Belastungen.

5.3.2 Validierung hinsichtlich der Erfüllung der Anforderungen

Die praktische Evaluierung des Antriebsmoduls mit zwei Rädern schließt die Beurteilung der Erfüllung der Anforderungen aus Kapitel 3 ab. Auch für dieses Lösungskonzept wurden die Kriterien *f3.1* und *w3.x* untersucht. Die Ergebnisse sind in Tabelle 5.2 zusammengefasst.

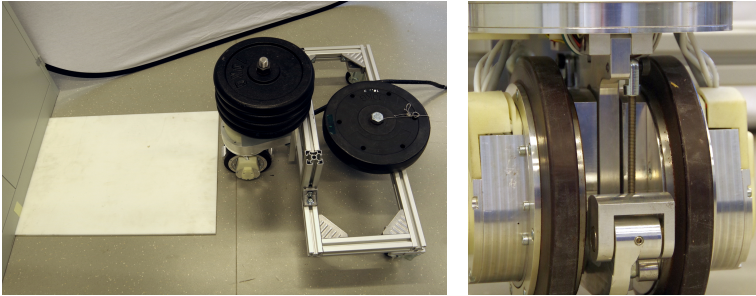
Da für das Antriebsmodul mit zwei Rädern noch kein vollständiger Roboter mit Hüllen existierte, wurde die Wärmeabfuhr (*f3.1*) an einem einzelnen Antriebsmodul ohne Hülle untersucht. Dazu wurde das Antriebsmodul mit Hilfe von Gewichtsscheiben auf eine Aufstandslast von insgesamt 56 kg gebracht. Anschließend wurden 10 min lang Fahrten auf dem Parcours des Prüfstandes durchgeführt. Nach Abschluss der Fahrbewegungen wurde am Gehäuse der Radeinheiten in Motornähe eine Temperatur von 38,4 °C gemessen. Diese lag 15,9 K über der Umgebungstemperatur von 22,5 °C. Geht man davon aus, dass sich bei einer Umgebungstemperatur von 35 °C eine ebenso große Temperaturdifferenz einstellt, so würden sich die Antriebsmodule auf bis zu 50,9 °C erwärmen. Die Temperatur läge damit weiterhin weit unterhalb des Grenzwerts und würde ein Berühren mit der bloßen Hand erlauben. Die Wärmeabfuhr ist damit ausreichend.

Die Wiederholgenauigkeit des Lenkwinkels (*w3.1*) wurde bestimmt, indem mehrfach von der gleichen Seite aus ein Lenkwinkel von 0° angefahren wurde. Dabei wurde die in Abbildung 4.16 gezeigte Markierung zum Einstellen der Nulllage als Referenz verwendet. Die Nullstellung wurde mehrmals von einem Ausgangswert von 90° aus angefahren. Als Untergrund wurde ein Büroteppich verwendet. Später wurden die Position auch mehrere Male aus der anderen Richtung von einer Position von -90° angefahren. Anhand der

Markierung für die Nulllage wurde jeweils die Abweichung des Lenkwinkels vom Sollwert mit Hilfe eines Stahllineals gemessen. Dabei ergab sich bei wenigen Messungen eine Winkelabweichung von bis zu $0,4^\circ$ gegenüber dem Sollwert. In der Mehrzahl der Messungen konnte jedoch mit bloßem Auge keine Abweichung erkannt werden. Die Anforderung an die Wiederholgenauigkeit des Lenkwinkels ist damit erfüllt. Hierbei ist zu beachten, dass aufgrund des wiederholten Anfahrens von einer Seite das Spiel in den Antriebssträngen bewusst ausgeklammert wurde.

Die lineare Abweichung des Radaufstandspunkts relativ zum Chassis bei Nennlast (w3.2) wurde, so wie beim Antriebsmodul mit einem Rad, durch Aufbringen einer seitlichen Zugkraft von 129 N auf das untere Ende des hochgebockten Antriebsmoduls gemessen (vgl. Abbildung 5.5). Dabei wurde sichergestellt, dass beide Räder des Antriebsmoduls beim Ziehen etwa gleich belastet wurden. Bei voller Zugkraft wurde eine Abweichung der Radaufstandspunkte von 1 mm gemessen. Diese entspricht genau der als Wunsch formulierten Grenze, so dass dieser erfüllt ist. Im Gegensatz zum Antriebsmodul mit einem Rad zahlt sich hier aus, dass eine Radführung mit Drehgelenk gewählt wurde, die weniger Kippspiel aufweist als die linearen, vertikalen Radführungen des Antriebsmoduls mit einem Rad.

Der Wunsch w3.3, Einzelhindernisse bis zu einer Höhe von 10 mm überwinden zu können, konnte auch für das Antriebsmodul mit zwei Rädern in den allgemeinen Funktionstests nachgewiesen werden. Zur Beurteilung der Entkopplung des Aufbaus von Stößen wurden die vertikalen Beschleunigungen beim Auffahren eines Antriebsmoduls auf eine 10 mm hohe Stufe gemessen. Hierzu wurde die Dreiradplattform verwendet (Abbildung 5.10 (a)). Am Stahlblock oberhalb des Antriebsmoduls wurde ein Beschleunigungssensor befestigt, um die vertikalen Beschleunigungen messen zu können. Die Messdaten des analogen Sensors wurden mit einem digitalen Oszilloskop aufgezeichnet. Durch Zusatzgewichte wurde beim Antriebsmodul eine Aufstandskraft von 56 kg eingestellt. Die Hinterachse wurde zusätzlich mit 10 kg belastet. Neben den Tests mit einem normal mit Federn und Dämpfern ausgestatteten Antriebsmodul wurden für einige Testläufe die Federbeine ausgebaut und durch steife Gewindestangen ersetzt (Abbildung 5.10 (b)). Für die Versuche wurde die Dreiradplattform jeweils mit dem Antriebsmodul voraus mit 0,6 m/s auf die Kante einer Kunststoffplatte gefahren.



(a) Dreiradplattform kurz vor dem Auffahren auf die Stufe (b) Antriebsmodul mit anstelle des Federbeins eingesetzter Gewindestange

Abbildung 5.10: Versuchsaufbau für das Auffahren auf eine Kunststoffplatte mit dem Antriebsmodul mit zwei Rädern

Abbildung 5.11 zeigt den zeitlichen Verlauf der gemessenen Vertikalbeschleunigung für ein gefedertes und ein ungefedertes Antriebsmodul. Der erste Kontakt des Antriebsmoduls mit der Plattenkante erfolgt jeweils bei Punkt a. Dabei ist zu beachten, dass die zwei Räder nicht genau gleichzeitig mit der Stufe in Kontakt kommen, so dass die Stöße alle etwas unterschiedlich verlaufen. Es zeigt sich aber, dass beim Test des gefederten Antriebsmoduls der erste Stoß bei a bereits niedriger ausfällt als beim ungefederten Antriebsmodul. Auch im weiteren Verlauf sind die Beschleunigungen deutlich geringer und klingen deutlich früher ab. Über den gesamten Stoßvorgang betrachtet wird daher eine Reduzierung der Stöße um deutlich mehr als 50 % erreicht, so dass der Wunsch erfüllt ist. In weiteren Testläufen wurde betrachtet, wie sich das Antriebsmodul verhält, wenn die Plattenkante schräg verläuft, so dass ein Rad deutlich früher auf die Platte auffährt als das andere. Hier zeigten sich zwar nicht so deutliche Unterschiede bei den maximal auftretenden Beschleunigungen. Allerdings wurde festgestellt, dass beim ungefederten Antriebsmodul in diesem Fall das zuerst auftreffende Rad stark zurückprallt, so dass sich ein kurzzeitiger Lenkeinschlag von 10° und mehr ergab. Beim gefederten Antriebsmodul blieb die Lenkwinkelabweichung dagegen im Bereich von 2° bis 3° .

Zur Bestimmung des Schwerpunkts wurde, wie zuvor für das Antriebsmodul mit einem Rad beschrieben, der Kippunkt des Antriebsmoduls an einer Tischkante bestimmt. Die

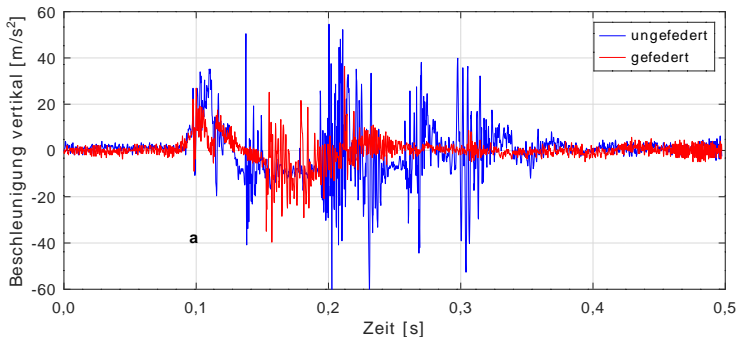


Abbildung 5.11: Beschleunigungsverlauf beim Auffahren der Dreiradplattform mit $v = 0,6 \text{ m/s}$ auf eine 10 mm dicke Kunststoffplatte. Die Räder fahren bei a auf die Platte auf.

Lage des Schwerpunkts ergab sich zu 128 mm über dem Boden. Er liegt damit auf 45,4 % der Höhe des Gesamtmoduls von 282 mm. Damit ist die Anforderung erfüllt.

In Hinblick auf die Anforderungen $w3.6$ und $w3.7$, eine hohe Verfügbarkeit sowie eine Erhaltung der Gebrauchstauglichkeit der Antriebsmodule über mehrere Jahre, kann für das Antriebsmodul mit zwei Rädern lediglich auf vorläufige Ergebnisse zurückgegriffen werden. Im Rahmen der verschiedenen Tests konnten Erfahrungen über zahlreiche Betriebsstunden in einem Zeitraum von mehr als einem Jahr gesammelt werden. Allerdings wurden die Antriebsmodule nicht unter realen Bedingungen in Forschungsdemonstratoren eingesetzt. Über den betrachteten Zeitraum traten jedoch kaum Defekte auf. Auch relevante Abnutzungserscheinungen konnten nicht festgestellt werden. Ein Nachschmieren des Stirnradgetriebes war ebenfalls nicht erforderlich. Daher wird davon ausgegangen, dass die langfristige Verfügbarkeit und Gebrauchstauglichkeit den Anforderungen entsprechen werden.

Zur Bewertung des Wunsches $w3.8$ wurden Messungen des Betriebsgeräusches an der Testplattform durchgeführt. Die Messung erfolgte im Abstand von 1 m. Es zeigte sich, dass das Antriebsmodul mit zwei Rädern bereits im Stillstand, wenn der Regler aktiviert ist, Geräusche von 55 dB emittiert. Dieser Geräuschpegel steigt auch bei schnellerer Fahrt nur langsam an. Als Spitzenwert wurden 60 dB gemessen. Der Wunsch, unterhalb von 50 dB zu bleiben, ist damit nicht erfüllt. Dabei ist allerdings zu beachten, dass das Antriebsmodul in der Testplattform völlig frei steht. Beim Einbau in eine mobile Roboterplattform würden

umgebende Komponenten des Chassis bereits einen Teil des Schalls schlucken. Eine weitere Reduktion würde mit geschlossenen Hüllen erreicht. Dadurch ließe sich möglicherweise der Zielwert von 50 dB im eingebauten Zustand noch erreichen.

Das Spiel der Antriebsstränge (w.3.9) wurde, wie beim Antriebsmodul mit einem Rad, durch Bewegungen der Antriebskomponenten von Hand bestimmt. Die einzelnen Räder ließen sich an ihrem Umfang um eine Distanz von etwa 1 mm bewegen, woraus sich ein Winkelspiel von $0,71^\circ$ ergibt, was einen noch akzeptablen Betrag darstellt. Für den Lenkwinkel addiert sich, bedingt durch die Differenzialkinematik, das Spiel der beiden Radeinheiten auf. Dadurch ergibt sich eine Abweichung von 3 mm an der Markierung für die Nullstellung. Bei einem Umfang des betreffenden Gehäuseteils von 478 mm entspricht dies einem Winkelspiel von $2,3^\circ$. Dabei ist allerdings zu beachten, dass der Absolutwertgeber zur Messung des Lenkwinkels direkt an der Lenkachse sitzt und so den tatsächlichen Winkel messen kann. Dadurch kann das Spiel zumindest teilweise ausgegletzt werden. Daher wird auch für den Lenkwinkel der negative Einfluss des Spiels als ausreichend gering angesehen. Das Spiel lässt sich vor allem darauf zurückführen, dass in den Antriebsmodulen jeweils ein Stirnradgetriebe aus Standardzahnradern zum Einsatz kommt. Durch die Verwendung eines höherwertigen, besser abgestimmten Getriebes ließe sich das Spiel sicherlich verringern. Ansatzpunkte sind dabei die genaue Auslegung der Profilverchiebung sowie gegebenenfalls der Einsatz einer Schrägverzahnung. Letztere würde aber eine Anpassung der Lagerung in den Radeinheiten erfordern.

5.4 Vergleich der Antriebsmodule mit einem Rad und mit zwei Rädern

Ein Vergleich der beiden in dieser Arbeit entwickelten Antriebsmodule und die Betrachtung der Evaluierungsergebnisse zeigt, dass beide Lösungskonzepte unterschiedliche Stärken und Schwächen haben. Dabei sind einige Merkmale von der konkreten konstruktiven Umsetzung abhängig, beispielsweise das Betriebsgeräusch und die Wärmeentwicklung der gewählten Motoren. Unabhängig von der konkreten Ausarbeitung lassen sich jedoch auch generelle Vor- und Nachteile von Antriebsmodulen mit einem Rad und mit zwei Rädern feststellen. Tabelle 5.3 fasst die Stärken und Schwächen der unterschiedlichen Bauformen zusammen.

Nr.	Anforderung	Ziel	Modul mit zwei Rädern
f 3.1	Ausreichende Wärmeabfuhr bei Betrieb über 10 min bei 35 °C	$\leq 80^\circ\text{C}$	ja
w 3.1	Eine gute Wiederholgenauigkeit des Lenkwinkels erreichen	$\leq 0,5^\circ$	$\leq 0,4^\circ$
w 3.2	Eine begrenzte lineare Abweichung des Radaufstandspunkts relativ zum Chassis bei Nennlast einhalten	$\leq 1\text{ mm}$	$\leq 1\text{ mm}$
w 3.3	Einzelhindernisse überwinden können	$\geq 10\text{ mm}$	10 mm
w 3.4	Die bei Stößen auftretenden Beschleunigungen des Aufbaus reduzieren	$\leq 50\%$	ja
w 3.5	Über einen niedrigen Schwerpunkt verfügen	$< 1/2$ Höhe	118 mm, ja
w 3.6	Eine hohe Verfügbarkeit aufweisen	$\geq 95\%$	wahrscheinlich erfüllt
w 3.7	Über die Gebrauchsdauer keine merkliche Verschlechterung der Gebrauchstauglichkeit aufweisen	bestmöglich	wahrscheinlich erfüllt
w 3.8	Ein geringes Betriebsgeräusch emittieren	$\leq 50\text{ dB}$	$\leq 60\text{ dB}$
w 3.9	Über hinreichend spielfrei ausgeführte Antriebsstränge verfügen, die die Regelbarkeit nicht beeinflussen	bestmöglich	ja

Tabelle 5.2: Erfüllung der verbleibenden Forderungen und Wünsche in praktischen Tests durch das Antriebsmodul mit zwei Rädern

Antriebsmodule mit zwei Rädern besitzen vor allem den Vorteil, dass durch den internen Differentialantrieb die volle Motorleistung sowohl für den Vortrieb als auch für die Lenkbewegung zur Verfügung steht. Dadurch kann mit der gleichen installierten Motorleistung eine höhere Nutzlast bewegt werden. Zudem haben die zwei Räder den Vorteil, dass die Last auf zwei Radbandagen verteilt ist. Im Gegensatz zu Antriebsmodulen mit einem Rad, die nur über eine schmale Radbandage verfügen, ist daher eine höhere Standzeit des Polyurethanbelags zu erwarten. Bei der Ausführung als doppelter Nabenantrieb ergibt sich zudem der Vorteil, dass alle Antriebskomponenten in Höhe der Räder angeordnet sind. Dadurch ergibt sich ein niedriger Massenschwerpunkt der Antriebsmodule und es kann eine geringe Bauhöhe realisiert werden, wie sich auch im Vergleich der Quotienten q_h in Tabelle 4.18 zeigt.

Umgekehrt haben Antriebsmodule mit einem Rad den theoretischen Vorteil, dass ein zentrisch angeordnetes Rad weniger Platz bei der Drehung um die Hochachse benötigt. Tatsächlich konnte dieser Vorteil beim Antriebsmodul mit einem Rad nicht ausgespielt werden, weil anstelle des Rades andere Teile den größten Durchmesser bestimmen, so dass

auch hier die Lösung mit zwei Rädern einen geringeren Quotienten q_D aufweist. Auch sorgt die Anordnung des Lenkmotors, die beim Antriebsmodul mit einem Rad sinnvollerweise außerhalb der drehenden Radgabel erfolgt, für zusätzliche abstehende Geometrien. Eine Gestaltung als ein zusammenhängendes Modul kann nur erfolgen, wenn der Lenkmotor über ein zusätzliches Verbindungsteil mit dem Schaft des Antriebsmoduls verbunden wird.

Eine zentrische Anordnung des Rades führt bei den Antriebsmodulen mit einem Rad auch zu mehr Reibung bei Lenkbewegungen, die wiederum eine Abnutzung der Radbandage befördert. Bei Antriebsmodulen mit zwei Rädern führen die Räder dagegen im Idealfall beim Lenken eine Rollbewegung aus, die insbesondere empfindliche Untergründe wie Teppiche weniger beansprucht. Zwar kann auch bei einem einzelnen Rad dieses seitlich versetzt werden. Allerdings erhöht dies tendenziell auch wieder den Quotienten q_D , ohne dass ein Vorteil bei der Bauhöhe entsteht.

Diesen Vorteilen von zweirädrigen Antriebsmodulen stehen jedoch einige Nachteile gegenüber: Weil zwei Räder mit jeweils eigener Lagerung und Federung zum Einsatz kommen, fällt die Teileanzahl bei Antriebsmodulen mit zwei Rädern insgesamt größer aus. Dies wird nur teilweise durch die hohe Anzahl Gleichteile kompensiert. Zudem ergeben sich für Antriebsmodule mit zwei Rädern höhere Anforderungen hinsichtlich der Federung, weil sichergestellt werden muss, dass beim Auffahren eines Rades auf eine Stufe das andere Rad den Bodenkontakt nicht verliert. Aus diesem Grund kann auf eine Federung oder wenigstens auf einen Mechanismus zum Höhenausgleich bei zwei Rädern nicht verzichtet werden, während ein Antriebsmodul mit einem Rad bei mäßig unebenem Boden auch ohne Federung prinzipiell funktionsfähig ist. Hinzu kommt, dass sich ein Getriebeispiel in den beiden Fahrmotoren auch auf die Lenkachse auswirkt.

Die grundsätzliche Problematik der potenziellen Instabilität der Lenkachse führt beim Antriebsmodul mit zwei Rädern auch zu höherem Aufwand in der Regelung, denn zum einen müssen die Regler für die Fahr- und die Lenkbewegung aufeinander abgestimmt werden. Zum anderen muss die Regelung schnell genug reagieren, damit es nicht zum Ausbrechen eines Rades kommt. Diese Problematik tritt beim Antriebsmodul mit einem Rad nicht auf. Darüber hinaus entspricht die Aufteilung in Fahr- und Lenkbewegung bei dem Konzept mit einem Rad bereits der typischen Ansteuerung aus der übergeordneten Robotersteuerung. Beim Konzept mit zwei Rädern müssen diese Befehle erst in die Bewegung des rechten

und des linken Rades übersetzt werden. Ein weiterer Nachteil der Antriebsmodule mit zwei Rädern ist, dass die Stromversorgung für beide Fahrmotoren durch den Schleifring geführt werden muss, während ein Lenkmotor auch bequem außerhalb der Radgabel im Chassis untergebracht werden kann. Aus diesem Grund muss der Schleifring für größere Spitzenströme ausgelegt sein, was in der Regel die Kosten für den Schleifring erhöht.

Antriebsmodul mit einem Rad	Antriebsmodul mit zwei Rädern
<ul style="list-style-type: none"> • Geringere Teileanzahl • Auch ohne Federung grundsätzlich funktionsfähig • Spielfreiheit der Lenkachse einfacher zu gewährleisten • Geringerer Regelungsaufwand; hohe Stabilität des Lenkwinkels ohne aufwändige Regelung • Sollwerte für Fahr- und Lenkbewegung können direkt in Antriebsbewegungen übersetzt werden • Nur Leistung des Fahrmotors muss durch den Schleifring geführt werden 	<ul style="list-style-type: none"> • Ausnutzung der vollen Motorleistung für Fahr- und Lenkbewegung • Verteilung der Last auf zwei Radbandagen und so geringere Abnutzung der Reifen • Niedriger Massenschwerpunkt • Besonders geringe Bauhöhe erreichbar • Lenkmotor steht nicht nach außen über den zylindrischen Bauraum heraus, so dass das Modul eine kompakte Einheit bildet • Schonung des Untergrundes durch Abrollen bei der Lenkbewegung

Tabelle 5.3: Gegenüberstellung der jeweiligen Vorteile der Antriebsmodulkonstruktionen mit einem Rad und mit zwei Rädern

Die Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile zeigt, dass keine Bauform generell besser ist als die andere. Allerdings können bestimmte Einsatzgebiete eher von den Stärken einer bestimmten Konstruktion profitieren. Beim Antriebsmodul mit zwei Rädern ist die Regelung des Lenkwinkels mit mehr Aufwand verbunden. Außerdem besteht die Notwendigkeit, das Spiel der einzelnen Radeinheiten niedrig zu halten, um eine hohe Genauigkeit der Lenkachse zu erreichen. Daraus kann abgeleitet werden, dass eine Lösung mit zwei Rädern insbesondere dann in Frage kommt, wenn eine hochwertige Ausführung des Antriebsstrangs gewährleistet werden kann, die sich in einem spielfreien Getriebe und einem leistungsfähigen Regler niederschlägt. Sollen dagegen kostengünstige Antriebsmodule entwickelt werden, ist ein Lösungskonzept mit einem Rad die bessere Wahl, weil dort weniger hohe Ansprüche an die Leistung des Reglers und das Spiel des Antriebsstrangs gestellt werden. Dementsprechend können günstigere Komponenten verwendet werden. Einsatzmöglichkeiten für kostengünstige Antriebsmodule ergeben sich unter anderem bei mobilen Servicerobotern, bei denen bislang auf einfachere, weniger leistungsfähige

Fahrwerke gesetzt wurde, beispielsweise den in Abschnitt 1.3 erwähnten PAL TIAGo oder F&P Lio.

Davon unabhängig sind Antriebsmodule mit zwei Rädern aufgrund der höheren für die Fahrbewegung zur Verfügung stehenden Motorleistung immer dann vorteilhaft, wenn besonders schwere Lasten transportiert werden sollen. Wird diese Last alleine durch die Antriebsmodule getragen, wird durch das zweite Rad und das Abrollen bei Lenkbewegungen die Belastung des Untergrunds verringert und die Standzeit der Radbandagen erhöht. Kommen dagegen zusätzliche passive Rollen zum Einsatz, die einen Teil der Last tragen, kann die benötigte Motorleistung leichter aufgebracht werden, wenn beispielsweise nur zwei Antriebsmodule zum Einsatz kommen. Auch bei fahrerlosen Transportfahrzeugen, die Anhängelasten schleppen, ist die zusätzliche Motorleistung von Vorteil, beispielsweise beim eingangs genannten MiR Hook 250. Von der niedrigen Bauhöhe der Antriebsmodule mit zwei Rädern können dagegen Unterfahrschlepper profitieren, die möglichst flach sein müssen, um auch niedrige Lasten unterfahren zu können.

Antriebsmodule mit zwei Rädern bieten sich darüber hinaus für empfindliche Böden an, vor allem beim Einsatz auf Teppichböden. Insbesondere bei schwereren Roboterplattformen besteht die Gefahr, dass Antriebsmodule mit einem Rad durch Drehen des Rades auf der Stelle den Boden beschädigen.

6 Zusammenfassung und Ausblick

6.1 Zusammenfassung

Mobile Roboter, die im Umfeld des Menschen eingesetzt werden können, haben großes Potenzial, Arbeitskräfte zu entlasten und dem Fachkräftemangel entgegenzuwirken, indem sie kollaborativ mit dem Menschen zusammenarbeiten oder unterstützende Aufgaben übernehmen. Um sich in für Menschen gemachten Umgebungen zu bewegen, sind omnidirektionale Fahrwerke mit ihrer außerordentlichen Manövrierfähigkeit ein deutlicher Vorteil. Obwohl derzeit vielfach mobile Plattformen mit Spezialrädern wie Mecanum- und Allseitenrädern für diese Aufgabe eingesetzt werden, können nur gelenkte Standardräder die Anforderungen der komplexen Einsatzumgebungen vollständig erfüllen, die oft durch unebenen Boden und Hindernisse wie Teppichkanten oder Aufschwelle geprägt sind. Viele der derzeit in der Literatur zu findenden Fahrwerke mit gelenkten Standardrädern sind jedoch nur unzureichend hinsichtlich ihres Bauraums optimiert. Auch verfügen sie in der Regel nicht über eine Federung zur Entkopplung des Aufbaus von Bodenunebenheiten. Darüber hinaus erlauben nur wenige Fahrwerke ein unbegrenztes Drehen des Rades um die Lenkachse, was eine Voraussetzung für dynamische Fahrmanöver ist. Ziel dieser Arbeit war daher die systematische Untersuchung, mit Hilfe welcher konstruktiven Lösungen besonders kompakte Antriebsmodule mit Standardrädern gebaut werden können, die über eine Federung und über einen unbegrenzten Lenkwinkel verfügen. Weiterhin bestand das Ziel darin, Varianten solcher Antriebsmodule zu entwickeln, aufzubauen und in der Praxis zu evaluieren.

Aus der Analyse des Stands der Technik ergab sich, dass der auffälligste Unterschied im Aufbau verschiedener Fahrwerke in der Verwendung von einem oder zwei Rädern je Antriebseinheit besteht. Zudem unterscheiden sich die Konstruktionen durch die Anordnung der Motoren und der daraus resultierenden Anzahl von Getriebestufen, um die Motorbewegung zum Rad zu leiten. Um die Bauraumaussnutzung verschiedener Fahrwerke qualitativ bewerten zu können, wurde ein Kriterium entwickelt, das die Bauhöhe und den

Platzbedarf bei der Drehung des Antriebsmoduls um die Hochachse ins Verhältnis zum Raddurchmesser setzt.

Im Rahmen einer Anforderungsanalyse wurden über die oben genannten Schwächen bestehender Fahrwerke hinaus Anforderungen an die zu entwickelnden Antriebsmodule definiert und in Forderungen sowie unterschiedlich priorisierte Wünsche aufgeteilt. Zu nennen sind hier unter anderem Anforderungen an die Baugröße, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen, aber auch in Hinblick auf die funktionale Sicherheit und eine einfache Regelung der Antriebe. Die Anforderungen wurden zudem danach gruppiert, an welchem Punkt der Entwicklung eines Antriebsmoduls eine Validierung möglich und sinnvoll ist. Durch einen Abgleich der Anforderungen mit dem aktuellen Stand der Technik wurden erste Ansätze für die Verbesserung existierender Konstruktionen ausgemacht.

Im nächsten Schritt erfolgte der Konzeptions- und Konstruktionsprozess für die Neuentwicklung von Antriebsmodulen. Zunächst wurden anhand einer Funktionsstruktur die wesentlichen Komponenten eines Antriebsmoduls ermittelt. Anschließend wurden für diese Komponenten Lösungsprinzipien identifiziert und diese auf ihre Vor- und Nachteile hin analysiert. Insbesondere wurden Gestaltungs- und Anordnungsvarianten für den Fahr- und Lenkantrieb eines Antriebsmoduls untersucht. Anschließend wurde eine rechnerische Auslegung der Motoren durchgeführt. Es zeigte sich, dass vor allem Konstruktionen, bei denen Motoren in der Radnabe untergebracht sind, das Potenzial haben, besonders kompakt zu sein.

Anhand des so aufgestellten morphologischen Kastens wurden zwei Lösungskonzepte gebildet, von denen eine auf einem Antriebsmodul mit einem Rad und eine auf einem Antriebsmodul mit zwei Rädern beruht. Beide Lösungskonzepte wurden anschließend als 3D-CAD-Modell konstruiert und dabei um weitere Designentscheidungen ergänzt. Danach wurden die beiden Detailkonstruktionen hinsichtlich derjenigen in der Anforderungsanalyse aufgestellten Forderungen und Wünschen validiert, für die eine Evaluierung bereits zu diesem Zeitpunkt sinnvoll möglich war. Es konnte nachgewiesen werden, dass beide Antriebsmodule die zuvor definierten Forderungen vollständig erfüllen. Auch die überwiegende Mehrheit der Wünsche wurde vollständig oder fast vollständig erfüllt, so dass alle Voraussetzungen für Fertigung und Aufbau der Antriebsmodule gegeben waren. Insbesondere konnte gezeigt werden, dass beide Antriebsmodulkonstruktionen deutlich weniger

Bauraum beanspruchen als vergleichbare Fahrwerke aus dem Stand der Technik, auch wenn letztere beispielsweise ohne eine Federung oder einen Schleifring deutlich einfacher aufgebaut sind. Damit wurde ein zentrales Ziel der Arbeit erreicht. Ein Vergleich mit den Abmessungen existierender mobiler Roboter für den Einsatz in menschlicher Umgebung wie die in der Einleitung genannten Beispiele PAL TIAGo, F&P Lio, MiR Hook 250 und Bosch APAS zeigt darüber hinaus, dass die entwickelten Antriebsmodule klein genug wären, um auch in Plattformen dieser Größe eingesetzt zu werden.

Beide Antriebsmodule wurden anschließend gefertigt, aufgebaut und in Betrieb genommen. Dabei wurden unter anderem die Regler für die Fahr- und Lenkbewegung programmiert und parametrisiert. Das Antriebsmodul mit einem Rad wurde zunächst einem generellen Funktionstest unterzogen, indem es in zwei hierzu aufgebauten Testplattformen zum Einsatz kam. Anschließend wurden weitere Versuche durchgeführt, um die verbleibenden, in der Anforderungsanalyse festgelegten Forderungen und Wünsche zu evaluieren. Auch hier ergab sich, dass die verbleibende Forderung und die überwiegende Mehrzahl der Wünsche erfüllt wurde. Da das Antriebsmodul mit einem Rad in den darauffolgenden Jahren in Kleinserie gefertigt wurde und in mehreren Forschungsplattformen zum Einsatz kam, konnte auch die langfristige Tauglichkeit im Praxiseinsatz nachgewiesen werden.

Zur Bewertung der Funktionstauglichkeit des Antriebsmoduls mit zwei Rädern wurde ein Prüfstand mit verschiedenen, zu einem Parcours kombinierten Untergründen aufgebaut. Zudem wurde eine einfache Dreiradplattform für Tests auf dem Boden konstruiert. Beide Hilfsmittel wurden anschließend im Rahmen praktischer Tests zur Bewertung der verbleibenden Anforderungen verwendet. Auch hier wurde die verbleibende Forderung sowie fast alle Wünsche voll erfüllt. Ausgehend von den derzeitigen Erfahrungen beim Einsatz über mehr als ein Jahr wird davon ausgegangen, dass auch für dieses Antriebsmodul eine langfristige Tauglichkeit gegeben ist.

Zum Abschluss der Evaluierung wurden die beiden Antriebsmodule gegenübergestellt. Hier wurde festgestellt, dass beide Bauformen individuelle Stärken und Schwächen haben, jedoch keine konstruktive Lösung grundsätzlich besser ist. So eignen sich Antriebsmodule mit zwei Rädern vor allem dann, wenn hohe Leistungen benötigt werden, besonders flache Antriebsmodule konstruiert werden sollen oder eine Roboterplattform auf empfindlichen Untergründen fahren soll. Antriebsmodule mit einem Rad stellen dagegen weniger hohe

Ansprüche an die Spielfreiheit der Getriebe und die Leistungsfähigkeit der Regelung und bieten daher mehr Potenzial, kostengünstige Antriebsmodule zu entwickeln.

6.2 Ausblick

Mit der in dieser Arbeit durchgeführten Anforderungsanalyse, der Ermittlung und Bewertung von Lösungsprinzipien sowie der rechnerischen Auslegung der Motoren wurde eine Grundlage geschaffen, um Antriebsmodule qualifiziert zu konzipieren und systematisch vorteilhafte Lösungsalternativen auszuwählen. Diese Grundlage steht auch über die in dieser Arbeit entwickelten Antriebsmodule hinaus für zukünftige Entwicklung von Fahrwerken zur Verfügung. Anforderungen an ein neu zu gestaltendes Fahrwerk mögen sich dabei deutlich unterscheiden, beispielsweise im Fall von Antriebsmodulen für extrem flache Roboterplattformen oder eine Roboterplattform mit deutlich höherer Traglast. Dennoch können die dieser Arbeit getroffenen Annahmen als Ausgangsbasis genutzt und dann entsprechende Modifikationen bei der Gewichtung und Quantifizierung der Anforderungen vorgenommen werden.

Der Fokus lag in dieser Arbeit auf der Entwicklung von Antriebsmodulen, die in geringen Stückzahlen, beispielsweise für den Forschungseinsatz hergestellt werden. Eine Optimierung der Konstruktion für eine Massenfertigung stand dagegen nicht im Vordergrund. Mit rund 8000 € pro Modul sind die Materialkosten für beide Antriebsmodule derzeit noch relativ hoch. Sollte in der Zukunft eine Markteinführung als Produkt in großen Stückzahlen geplant werden, ergibt sich ein Anknüpfungspunkt für weitere Forschungsarbeiten mit dem Ziel, eine möglichst kostengünstige Fertigung zu ermöglichen und das Design der Antriebsmodule auch hinsichtlich organisatorischer Fragestellungen und einer optimalen Handhabung über alle Produktlebensphasen zu optimieren. Hierzu wären zusätzliche Erfahrungen beim Einsatz der Antriebsmodule mit zwei Rädern in einem längerfristigen Praxiseinsatz von Vorteil, um beispielsweise auch bewerten zu können, welche der in dieser Arbeit aufgestellten Anforderungen gegebenenfalls im Nachhinein noch abgeschwächt werden könnten, um weitere Kosten zu sparen. Bei einer weiteren Optimierung der Antriebsmodule mit einem Rad könnten zudem einige Änderungen vorgenommen werden, die bei dem Antriebsmodul mit zwei Rädern schon zu Verbesserungen geführt haben, beispielsweise die Verwendung

eines Absolutwertgebers an der Lenkachse zur Verbesserung der Wiederholgenauigkeit des Lenkwinkels.

Ausgehend von der Annahme, dass modular ausgeführte Antriebseinheiten zukünftig verstärkt als Zukaufteil in verschiedene mobile Roboterplattformen eingebaut werden, spielt auch die einfache softwareseitige Integration eine wichtige Rolle, die in dieser Arbeit lediglich am Rande gestreift wurde. In der Middleware ROS finden sich bereits heute frei verfügbare Plattformregler, die bei der koordinierten Ansteuerung mehrerer Antriebsmodule in einem Fahrwerk brauchbare Ergebnisse liefern und mit vertretbarem Aufwand für jedes Fahrwerk adaptiert werden können. Dennoch bieten sich hier durchaus weitere Forschungsansätze, um die softwareseitige Inbetriebnahme und Konfiguration mobiler Plattformen mit gelenkten Standardrädern noch einfacher und intuitiver zu gestalten, um so die Nutzung in weiteren mobilen Robotern noch attraktiver zu machen.

Ein weiteres Thema, das nicht im Fokus dieser Arbeit stand, ist die optimale Auslegung der Federung und Dämpfung in den Antriebsmodulen, die natürlich in Abhängigkeit der von den Antriebsmodulen getragenen Lasten und der jeweiligen Anwendung und der damit verbundenen Anforderungen und zu erwartenden Bodenbeschaffenheiten erfolgen muss. Im ersten Schritt sollte dazu eine möglichst genaue Modellierung der Federeigenschaften angestrebt werden, wie dies heutzutage bereits für die Fahrwerke von Kraftfahrzeugen der Fall ist. Aufbauend darauf könnten dann in der Simulation günstige Parametereigenschaften identifiziert werden.

Literatur

- 2006/42/EG** *Richtlinie 2006/42/EG des europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Mai 2006 über Maschinen und zur Änderung der Richtlinie 95/16/EG.*
Fassung vom 09.06.2006.
URL: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=CELEX%3A32006L0042>
Zugriff am: 27.11.2021
- ABM Greiffenberger 2021** ABM Greiffenberger Antriebstechnik GmbH, 2021. *Antriebe für mobile Anwendungen.*
Marktredwitz, URL: <https://www.abm-antriebe.de/produkte/antriebe-fu%CC%88-mobile-anwendungen>
Zugriff am: 28.11.2021
- AMAZONEN-Werke 2021** AMAZONEN-Werke H. Dreyer GmbH & Co. KG, 2021. *BoniRob – Forschung zur Feldrobotik.*
Hasbergen-Gaste, URL: <https://amazone.de/de-de/agritechnica/neuheiten-details/autonome-landmaschinen-praezisionstechnologien-und-controlled-row-farming-998082>
Zugriff am: 27.11.2021
- Andreasson et al. 2015** Andreasson, Henrik; Bouguerra, Abdelbaki; Cirillo, Marcello; Dimitrov, Dimitar N.; Driankov, Dimiter; Karlsson, Lars; Lilienthal, Achim J.; Pecora, Federico; Saارينen, Jari P.; Sherikov, Alexander; Stoyanov, Todor, 2015. *Autonomous Transport Vehicles: Where We Are and What Is Missing.*
IEEE Robotics & Automation Magazine **22** (1), 2015, S. 64–75.
DOI: 10.1109/MRA.2014.2381357
- Andymark Inc. 2021** Andymark Inc., 2021. *Sverve & Steer Module.*
Kokoma, IN, USA, URL: <https://www.andymark.com/products/swerve-and-steer>
Zugriff am: 23.11.2021
- Asfour et al. 2006** Asfour, Tamim; Regenstien, Kristian; Azad, Pedram; Schröder, J.; Bierbaum, Alexander; Vahrenkamp, Nikolaus; Dillmann, Rüdiger, 2006. *ARMAR-III: An Integrated Humanoid Platform for Sensory-Motor Control.*
In: IEEE (Hrsg.): *2006 6th IEEE-RAS International Conference on Humanoid Robots.*
Genua, Italien, 04.12.2006–06.12.2006, S. 169–175.
ISBN: 978-1-4244-0199-4

- ASR A1.8** *Technische Regeln für Arbeitsstätten: Verkehrswege.*
Fassung vom 18.05.2018.
URL: <https://www.baua.de/DE/Angebote/Rechtstexte-und-Technische-Regeln/Regelwerk/ASR/ASR-A1-8.html>
Zugriff am: 13.11.2021
- Baumgarten et al. 2018** Baumgarten, Simon; Jacobs, Theo; Graf, Birgit, 2018.
The Robotic Service Assistant – Relieving the Nursing Staff of Workload.
In: VDMA, VDE, ITG, IFR (Hrsg.): *ISR 2018: 50th International Symposium on Robotics.*
München, 20.06.2018–21.06.2018, S. 119–122.
ISBN: 978-3-8007-4699-6
- Beitz et al. 2001** Beitz, Wolfgang; Grote, Karl-Heinrich (Hrsg.), 2001.
Taschenbuch für den Maschinenbau. 20., neubearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin: Springer.
ISBN: 978-3-5406-7777-2
- Blickle Räder+Rollen 2020** Blickle Räder+Rollen GmbH u. Co. KG, 2020.
Kompetenz in Polyurethan.
Rosenfeld, URL: <https://www.blickle.de/service/downloads>
Zugriff am: 13.11.2021
- Bohren et al. 2011** Bohren, Jonathan; Rusu, Radu Bogdan; Jones, E. Gil; Marder-Eppstein, Eitan; Pantofaru, Caroline; Wise, Melonee; Mosenlechner, Lorenz; Meeussen, Wim; Holzer, Stefan, 2011.
Towards Autonomous Robotic Butlers: Lessons Learned with the PR2.
In: IEEE (Hrsg.): *2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA).*
Shanghai, China, 09.05.2011–13.05.2011, S. 5568–5575.
ISBN: 978-1-6128-4385-8
- Bosch Rexroth 2020** Bosch Rexroth AG, 2020.
Bosch APAS.
Lohr am Main, URL:
<https://apps.boschrexroth.com/microsites/apas/de.html>
Zugriff am: 28.11.2021
- Boston Dynamics 2021** Boston Dynamics, Inc., 2021.
Atlas.
Waltham, MA, USA, URL:
<https://www.bostondynamics.com/atlas>
Zugriff am: 28.11.2021

- Byrne et al. 2009** Byrne, Nicole; Conry, Michael; Fernandez, Steven; Holley, Brandon, 2009.
FIRST Robotics Optimized Drive Train System.
Boston, MA, USA, Northeastern Univ., Projektbericht, 2009.
URL:
https://technodocbox.com/Computer_Peripherals/67528296-First-robotics-optimized-drive-train-system.html
Zugriff am: 27.11.2021
- Byun et al. 2002** Byun, Kyung-Seok; Kim, Sung-Jae; Song, Jae-Bok, 2002.
Design of a four-wheeled omnidirectional mobile robot with variable wheel arrangement mechanism.
In: IEEE (Hrsg.): *2002 IEEE International Conference on Robotics & Automation (ICRA)*.
Washington, DC, USA, 11.05.2002–15.05.2002, S. 720–725.
ISBN: 978-0-7803-7272-6
- Campion et al. 1996** Campion, Guy; Bastin, Georges; D'Andrea-Novel, Brigitte, 1996.
Structural properties and classification of kinematic and dynamic models of wheeled mobile robots.
IEEE Transactions on Robotics and Automation **12** (1), 1996, S. 47–62.
DOI: 10.1109/70.481750
- Carey 2005** Carey, Nick, 2005.
Establishing Pedestrian Walking Speeds.
Portland, OR, USA, State Univ., Forschungsbericht, 2005.
URL: https://www.westernite.org/datacollectionfund/2005/psu_ped_summary.pdf
Zugriff am: 15.02.2021
- Chamberland et al. 2010** Chamberland, Simon; Beaudry, Eric; Clavier, Lionel; Kabanza, Froduald; Michaud, Francois; Lauria, Michel, 2010.
Motion Planning for an Omnidirectional Robot with Steering Constraints.
In: IEEE (Hrsg.): *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*.
Taipeh, Taiwan, 18.10.2010–22.10.2010, S. 4305–4310.
ISBN: 978-1-4244-6675-7
- Chen et al. 2002** Chen, Peng; Mitsutake, Shinichiro; Isoda, Takashi; Shi, Tielin, 2002.
Omni-directional robot and adaptive control method for off-road running.
IEEE Transactions on Robotics and Automation **18** (2), 2002, S. 251–256.
DOI: 10.1109/TRA.2002.999654

- Cherubini et al. 2019** Cherubini, Andrea; Passama, Robin; Navarro, Benjamin; Sorour, Mohamed; Khelloufi, Abdellah; Mazhar, Osama; Tarbouriech, Sonny; Zhu, Jihong; Tempier, Olivier; Crosnier, André; Fraise, Philippe; Ramdani, Sofiane, 2019. A collaborative robot for the factory of the future: BAZAR. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* **23** (1), 2019, S. 3643–3659. DOI: 10.1007/s00170-019-03806-y
- Collums et al. 2006** Collums, Jacob; Schwartz Eric, 2006. Gnuman: An Interactive Omni-Directional Anthropomorphic Robot. In: Florida International University (Hrsg.): *Florida Conference on Recent Advances in Robotics (FCRAR)*. Miami, FL, USA, 25.05.2006–26.05.2006, 4 Seiten
- Connette 2013** Connette, Christian, 2013. *Kinematische Modellierung und Regelung omnidirektionaler, nicht-holonomer Fahrwerke*. Stuttgart: Fraunhofer. Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung 12. Stuttgart, Univ., Diss., 2013. ISBN: 978-3-8396-0564-6
- DIN 18040-1** DIN 18040-1:2010. *Planungsgrundlagen - Teil 1: Öffentlich zugängliche Gebäude*
- DIN EN 61140** DIN EN 61140:2007. *Schutz gegen elektrischen Schlag - Gemeinsame Anforderungen für Anlagen und Betriebsmittel*
- DIN EN 61800-5-2** DIN EN 61800-5-2:2017. *Elektrische Leistungsantriebssysteme mit einstellbarer Drehzahl - Teil 5-2: Anforderungen an die Sicherheit - Funktionale Sicherheit*
- DIN EN ISO 12100** DIN EN ISO 12100:2011. *Sicherheit von Maschinen - Allgemeine Gestaltungsleitsätze - Risikobeurteilung und Risikominderung*
- DIN EN ISO 13482** DIN EN ISO 13482:2014. *Roboter und Robotikgeräte - Sicherheitsanforderungen für persönliche Assistenzroboter*
- DIN EN ISO 13854** DIN EN ISO 13854:2020. *Sicherheit von Maschinen - Mindestabstände zur Vermeidung des Quetschens von Körperteilen*
- ebm-papst 2021a** ebm-papst St. Georgen GmbH & Co. KG, 2021. *ArgoDrive*. St. Georgen, URL: <https://www.ebmpapst.com/de/de/kampagnen/produkt-kampagnen/motoren-und-antriebssysteme/argodrive.html> Zugriff am: 28.11.2021

- ebm-papst 2021b** ebm-papst St. Georgen GmbH & Co. KG, 2021.
Whitepaper Kompakt, verschleißBarm & omnidirektional: Wie neuartige Antriebskonzepte eine neue Generation von omnidirektionalen Fahrerlosen Transportfahrzeugen ermöglichen.
St. Georgen, URL: https://whitepaper.industr.com/ebm-papst2?sc_ref_id=3701476571&sc_usergroup=&utm_source=newsletter&utm_medium=AUDEP&utm_campaign=2021-47-328
Zugriff am: 28.11.2021
- Endo et al. 2005** Endo, Tatsuro; Nakamura, Yoshihiko, 2005.
An Omnidirectional Vehicle on a Basketball.
In: IEEE (Hrsg.): *International Conference on Advanced Robotics (ICAR)*.
Seattle, WA, USA, 18.07.2005–20.07.2005, S. 573–578.
ISBN: 978-0-7803-9177-2
- Ether 2010** Ether, 2010.
Mecanum force vector analysis.
Manchester, NH, USA, URL:
<https://www.chiefdelphi.com/t/paper-mecanum-and-omni-kinematic-and-force-analysis/106153>
Zugriff am: 28.11.2021
- Feldhusen et al. 2013** Feldhusen, Jörg; Grote, Karl-Heinrich (Hrsg.), 2013.
Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung. 8., vollständig überarbeitete Auflage. Berlin: Springer Vieweg.
ISBN: 978-3-6422-9568-3
- Ferrière et al. 1998** Ferrière, Laurent; Raucant, Benoît, 1998.
ROLLMOBS, a new universal wheel concept.
In: IEEE (Hrsg.): *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*.
Leuven, Belgien, 16.05.1998–20.05.1998, S. 1877–1882.
ISBN: 0-7803-4300-X
- Fraunhofer IPA 2021** Fraunhofer Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, 2021.
rob@work.
Stuttgart, URL: <https://www.care-o-bot.de/de/rob-work.html>
Zugriff am: 28.11.2021
- FTA Fahrzeugtechnik 2015** FTA Fahrzeugtechnik GmbH, 2015.
Räder + Rollen: Rad-Material-Beschreibungen.
Bad Säckingen, URL: <https://www.fta.info>
Zugriff am: 28.11.2021

- Fuchs et al. 2009** Fuchs, Matthias; Borst, Christian; Robuffo-Giordano, Paolo; Baumann, Andreas; Krämer, Erich; Langwald, Jörg; Gruber, Robin; Seitz, Nikolaus; Plank, Georg; Kunze, Klaus; Burger, Robert; Schmidt, Florian; Wimböck, Thomas; Hirzinger, Gerd, 2009.
Rollin' Justin - Design considerations and realization of a mobile platform for a humanoid upper body.
In: IEEE (Hrsg.): *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*.
Kobe, Japan, 12.05.2009–17.05.2009, S. 4131–4137.
ISBN: 978-1-4244-2788-8
- Goris 2005** Goris, Kristof, 2005.
Autonomous mobile robot mechanical design.
Brüssel, Belgien, Freie Univ., Diplomarbeit, 2005.
URL: http://mech.vub.ac.be/multibody/final_works/ThesisKristofGoris.pdf
Zugriff am: 27.11.2021
- Graf 2020** Graf, Birgit, 2020.
Assistenzroboter für die Pflege.
Zeitschrift für Gerontologie und Geriatrie **53** (7), 2020, S. 608–614.
DOI: 10.1007/s00391-020-01782-7
- Guedes et al. 2012** Guedes, Magno; Santana, Pedro; Deusdado, Pedro; Mendonca, Ricardo; Marques, Francisco; Henriques, Nuno; Lourenco, Andre; Correia, Luis; Barata, Jose; Flores, Luis, 2012.
ARES-III: A versatile multi-purpose all-terrain robot.
In: IEEE (Hrsg.): *IEEE 17th Conference on Emerging Technologies & Factory Automation (ETFA)*.
Krakau, Polen, 17.09.2012–21.09.2012, 8 Seiten.
ISBN: 978-1-4673-4735-8
- Hägele et al. 2011** Hägele, Martin; Blümlein, Nikolaus; Kleine, Oliver, 2011.
Wirtschaftlichkeitsanalysen neuartiger Servicerobotik - Anwendungen und ihre Bedeutung für die Robotik-Entwicklung: Eine Analyse der Fraunhofer-Institute IPA und ISI im Auftrag des BMBF. 1. Auflage. München: Fraunhofer-Gesellschaft
- Holmberg et al. 2017** Holmberg, Robert A.; Zevenbergen, John W.; Fischer, Mark, 2017.
Motor system for vehicle steering and locomotion.
Patentschrift US 9582001 B1
- ISO 8373** ISO 8373:2012.
Robots and robotic devices - Vocabulary

- Jacobs et al. 2014** Jacobs, Theo; Hesse, Maximilian; Verl, Alexander, 2014. Evaluation of wheel mechanisms for omnidirectional robot undercarriages.
In: VDI (Hrsg.): *ISR/Robotik 2014, Joint Conference of 45th International Symposium on Robotics and 8th German Conference on Robotics*.
München, 03.06.2014–06.06.2014, S. 190–196.
ISBN: 978-3-8007-3601-0
- Kanjanawanishkul 2015** Kanjanawanishkul, Kiattisin, 2015. Omnidirectional wheeled mobile robots: wheel types and practical applications.
International Journal of Advanced Mechatronic Systems **6** (6), 2015, S. 289–302.
DOI: 10.1504/IJAMECHS.2015.074788
- Kelo Robotics 2020** Kelo Robotics GmbH, 2020.
Kelo Drives.
Augsburg, URL:
<https://www.kelo-robotics.com/technologies/#kelo-drives>
Zugriff am: 28.11.2021
- Kittmann et al. 2015** Kittmann, Ralf; Fröhlich, Tim; Schäfer, Johannes; Reiser, Ulrich; Weißhardt, Florian; Haug, Andreas, 2015. Let me Introduce Myself: I am Care-O-bot 4, a Gentleman Robot.
In: Diefenbach, Sarah; Henze, Niels; Pielot, Martin (Hrsg.): *Mensch und Computer 2015*.
Stuttgart, 06.06.2015–09.09.2015, S. 223–232.
ISBN: 978-3-1104-4393-6
- Klein et al. 2017** Klein, Barbara; Graf, Birgit; Schlömer, Inga Franziska; Roßberg, Holger; Röhricht, Karin; Baumgarten, Simon, 2017. *Robotik in der Gesundheitswirtschaft: Einsatzfelder und Potenziale*. 1. Auflage. Heidelberg: medhochzwei Verlag.
ISBN: 978-3-8621-6658-9
- Komori et al. 2016** Komori, Masaharu; Matsuda, Kippei; Terakawa, Tatsuro; Takeoka, Fumi; Nishihara, Hideaki; Ohashi, Hiroo, 2016. Active omni wheel capable of active motion in arbitrary direction and omnidirectional vehicle.
Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing **10** (6), 2016, S. 1–20.
DOI: 10.1299/jamdsm.2016jamdsm0086
- Könemann et al. 2009** Könemann, Matthias; ten Hompel, Michael, 2009. Der variable Fahrtrieb: Eine neue Lösung für die Gestaltung von FTF-Fahrwerken.
In: Scheid, Wolf-Michael (Hrsg.): *5. Fachkollegium der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Technische Logistik (WGTL)*.
Ilmenau, 01.10.2009–02.10.2009, S. 95–108.
ISBN: 978-3-9394-7356-5

- Lauria et al. 2006** Lauria, Michel; Nadeau, Isabelle; Lepage, Pierre; Morin, Yan; Giguere, Patrick; Gagnon, Frederic; Letourneau, Dominic; Michaud, Francois, 2006.
Design and Control of a Four Steered Wheeled Mobile Robot.
In: IEEE (Hrsg.): *IECON 2006: 32nd Annual Conference on IEEE Industrial Electronics*.
Paris, Frankreich, 06.11.2006–10.11.2006, S. 4020–4025.
ISBN: 978-1-4244-0135-2
- Lee et al. 2013** Lee, Hyunseok; Jang, Hongseok; Na, Yeongmin; Park, Jongkyu, 2013.
Fabrication of omni-directional driving system using unconstrained steel ball.
In: The Far East and Oceanic Fracture Society (Hrsg.): *9th International Conference on Fracture & Strength of Solids*.
Jeju, Korea, 09.06.2013–13.06.2013, 6 Seiten
- Ma et al. 2012** Ma, Shugen; Ren, Chao; Ye, Changlong, 2012.
An omnidirectional mobile robot: Concept and analysis.
In: IEEE (Hrsg.): *IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (ROBIO)*.
Guangzhou, China, 11.12.2012–14.12.2012, S. 920–925.
ISBN: 978-1-4673-2125-9
- Maxon Motor 2017** Maxon Motor AG, 2017.
Omnidirectional robot for the Eurobot Contest.
Sachseln, Schweiz, URL: <https://drive.tech/en/stream-content/omnidirectional-robot-for-the-eurobot-contest>
Zugriff am: 28.11.2021
- Meyer 2011** Meyer, Sibylle, 2011.
Mein Freund der Roboter: Servicerobotik für ältere Menschen - eine Antwort auf den demographischen Wandel? Berlin:
VDE-Verl. AAL-Schriftenreihe 4.
ISBN: 978-3-8007-3342-2
- Mišėikis et al. 2020** Mišėikis, Justinas; Caroni, Pietro; Duchamp, Patricia; Gasser, Alina; Marko, Rastislav; Mišėikiene, Nelija; Zwilling, Frederik; de Castelbajac, Charles; Eicher, Lucas; Früh, Michael, 2020.
Lio - A Personal Robot Assistant for Human-Robot Interaction and Care Applications.
IEEE Robotics and Automation Letters **5** (4), 2020, S. 5339–5346.
DOI: 10.1109/LRA.2020.3007462
- Mobile Industrial Robots 2021** Mobile Industrial Robots A/S, 2021.
MiR Hook 250.
Odense, Dänemark, URL: <https://www.mobile-industrial-robots.com/solutions/mir-applications/mir-hook-250/>
Zugriff am: 12.01.2022

- Moore & Flann 2000** Moore, Kevin L.; Flann, Nicholas S., 2000. A six-wheeled omnidirectional autonomous mobile robot. *IEEE Control Systems Magazine* **20** (6), 2000, S. 53–66. DOI: 10.1109/37.887449
- Mori et al. 2002** Mori, Yoshikazu; Nakano, Eiji; Takahashi, Takayuki, 2002. Mechanism, Control and Design Methodology of the Nonholonomic Quasi-Omnidirectional Vehicle 'ODV9'. *The International Journal of Robotics Research* **21** (5-6), 2002, S. 511–525. DOI: 10.1177/027836402321261931
- Müller et al. 2019** Müller, Rainer; Franke, Jörg; Henrich, Dominik; Kuhlentötter, Bernd; Raatz, Annika; Verl, Alexander (Hrsg.), 2019. *Handbuch Mensch-Roboter-Kollaboration*. 1. Auflage. München: Hanser. ISBN: 978-3-4464-5376-0
- Nagendran et al. 2014** Nagendran, Arjun; Crowther, William; Turner, Martin; Lanzon, Alexander; Richardson, Robert, 2014. Design, control, and performance of the 'weed' 6 wheel robot in the UK MOD grand challenge. *Advanced Robotics* **28** (4), 2014, S. 203–218. DOI: 10.1080/01691864.2013.865298
- Neobotix 2021** Neobotix GmbH, 2021. *Fahr-Dreh-Modul*. Heilbronn, URL: <https://www.neobotix-roboter.de/produkte/roboterkomponenten/fahr-dreh-modul> Zugriff am: 28.11.2021
- Oftadeh et al. 2013** Oftadeh, Reza; Aref, Mohammad M.; Ghabcheloo, Reza; Mattila, Jouni, 2013. Mechatronic Design of a Four Wheel Steering Mobile Robot with Fault-Tolerant Odometry Feedback. In: *The International Federation of Automatic Control (Hrsg.): 6th IFAC Symposium on Mechatronic Systems*. Hangzhou, China, 10.04.2013–12.04.2013, S. 663–669. ISBN: 978-3-9028-2331-1
- Open Robotics 2021** Open Robotics, 2021. *ROS - Robot Operating System*. Mountain View, CA, USA, URL: <https://www.ros.org/> Zugriff am: 28.11.2021
- Owen-Hill 2018** Owen-Hill, Alex, 2018. *Mobile Collaborative Robots: The Next Big Thing*. Lévis, QC, Kanada, URL: <https://blog.robotiq.com/mobile-collaborative-robots-the-next-big-thing> Zugriff am: 28.11.2021

- PAL Robotics 2021** PAL Robotics, 2021.
TIAGo.
Barcelona, Spanien, URL: <https://pal-robotics.com/robots/tiago/>
Zugriff am: 12.01.2022
- Park et al. 2016** Park, Susan; Lee, Yong-Jun; Ryoo, Young-Jae;
Byun, Kyung Seok, 2016.
Active Steerable Driving Mechanism Using Two In-Wheel
Motors for Omnidirectional Motion of Robotic Mobile Platform.
In: Hokkai-Gakuen University (Hrsg.): *Joint 8th International
Conference on Soft Computing and Intelligent Systems and
17th International Symposium on Advanced Intelligent Systems*.
Sapporo, Japan, 25.08.2016–28.08.2016, S. 382–385.
ISBN: 978-1-5090-2678-4
- Pedersen et al. 2007** Pedersen, Martin Holm; Jensen, Jens Lund, 2007.
Autonomous Agricultural Robot: towards robust autonomy.
Aalborg, Dänemark, Univ., Masterarbeit, 2007.
URL:
<https://projekter.aau.dk/projekter/files/9927960/master.pdf>
Zugriff am: 27.11.2021
- Pin & Killough 1994** Pin, Francois G.; Killough, Stephen M., 1994.
A new family of omnidirectional and holonomic wheeled
platforms for mobile robots.
IEEE Transactions on Robotics and Automation **10** (4), 1994, S.
480–489.
DOI: 10.1109/70.313098
- qfix robotics 2013** qfix robotics GmbH, 2013.
Omnidrive Module.
Senden, URL: <http://www.qfix-robotics.de/>
Zugriff am: 27.07.2019
- RÄDER-VOGEL 2020** RÄDER-VOGEL RÄDER- UND ROLLENFABRIK GMBH & CO. KG,
2020.
Technische Information VULKOLLAN® 93 Shore A.
Hamburg, URL:
[https://www.raedervogel.de/service/downloads/standard-
radwerkstoffe-technische-informationen](https://www.raedervogel.de/service/downloads/standard-radwerkstoffe-technische-informationen)
Zugriff am: 14.11.2021
- Reiser et al. 2009** Reiser, Ulrich; Connette, Christian; Fischer, Jan; Kubacki, Jens;
Bubeck, Alexander; Weisshardt, Florian; Jacobs, Theo;
Parlitz, Christopher; Hägele, Martin; Verl, Alexander, 2009.
Care-O-bot® 3 - Creating a product vision for service robot
applications by integrating design and technology.
In: IEEE (Hrsg.): *IEEE/RSJ International Conference on Robots
and Intelligent Systems (IROS)*.
St. Louis, MO, USA, 11.10.2009–13.10.2009, S. 1992–1998.
ISBN: 978-1-4244-3804-4

- Robotics Online 2019** Robotics Online, 2019.
Collaborative Robots and Mobile Robots Will Unlock New Levels of Productivity.
Ann Arbor, MI, USA, URL:
<https://www.robotics.org/blog-article.cfm/Collaborative-Robots-and-Mobile-Robots-Will-Unlock-New-Levels-of-Productivity/135>
Zugriff am: 28.11.2021
- Schnabel o.J.** Schnabel, Patrick, o.J.
Elektronik Kompendium: Lithium-Ionen-Akkus.
Ludwigsburg, URL: <https://www.elektronik-kompendium.de/sites/bau/0810281.htm>
Zugriff am: 28.11.2021
- Schweizer 2021** Schweizer, Anton, 2021.
Formelsammlung und Berechnungsprogramme Maschinen- und Anlagenbau.
Friedrichshafen, URL: https://www.schweizer-fn.de/stoff/reibwerte/reibwerte_sonstige.php#rollreibung
Zugriff am: 28.11.2021
- Sharifi et al. 2016** Sharifi, Mostafa; Young, Matthew Samuel; Chen, XiaoQi; Clucas, Don, 2016.
Mechatronic Design and Development of an Omnidirectional Mobile Robot for Automation of Primary Production.
In: The University of Auckland (Hrsg.): *International Conference on Innovative Design and Manufacturing (ICIDM).*
Auckland, Neuseeland, 24.01.2016–26.01.2016, 7 Seiten
- Siciliano et al. 2016** Siciliano, Bruno; Khatib, Oussama (Hrsg.), 2016.
Springer Handbook of Robotics. 2. Auflage. Berlin: Springer.
ISBN: 978-3-3193-2550-7
- SPARC 2016** SPARC The Partnership for Robotics in Europe, 2016.
Robotics 2020 Multi-Annual Roadmap: For Robotics in Europe.
Brüssel, Belgien, URL:
<https://www.eu-robotics.net/sparc/about/roadmap/index.html>
Zugriff am: 22.11.2021
- Staab 2009** Staab, Harald, 2009.
Ein Radfahrwerk mit passiver Federung für mobile Roboterassistenten. Heimsheim: Jost-Jetter Verlag. IPA-IAO
Forschung und Praxis 479.
Stuttgart, Univ., Diss., 2008.
ISBN: 978-3-9398-9038-6

- Stückler et al. 2009** Stückler, Jörg; Gräve, Kathrin; Kläß, Jochen; Muszynski, Sebastian; Schreiber, Michael; Tischler, Oliver; Waldukat, Ralf; Behnke, Sven, 2009.
Dynamaid: Towards a personal robot that helps with household chores.
In: Willow Garage (Hrsg.): *RSS Workshop on Mobile Manipulation in Human Environments*.
Seattle, WA, USA, 28.06.2009, 7 Seiten
- Szöke et al. 2006** Szöke, Ágoston; Isele, Jörg, 2006.
Lateral-offset-steering drive modules of the KASPER robot.
In: VDI (Hrsg.): *ROBOTIK 2006: 4th German Conf. on Robotics*.
München, 15.05.2006–17.05.2006, S. 173–174.
ISBN: 978-3-1809-1956-0
- Tadakuma et al. 2008** Tadakuma, Kenjiro; Tadakuma, Riichiro; Nagatani, Keiji; Yoshida, Kazuya; Iagnemma, Karl, 2008.
Crawler Mechanism with Circular Section to Realize a Sideling Motion.
In: IEEE (Hrsg.): *2008 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*.
Nizza, Frankreich, 22.09.2008–26.09.2008, S. 2422–2428.
ISBN: 978-1-4244-2058-2
- Team 211 2014** Team 211 LLC, 2014.
Revolution Pro Swerve/Crab drive module.
Grand Blanc, MI, USA, URL: <http://www.team221.com/>
Zugriff am: 28.11.2021
- Terakawa et al. 2018** Terakawa, Tatsuro; Komori, Masaharu; Matsuda, Kippei; Mikami, Shinji, 2018.
A Novel Omnidirectional Mobile Robot with Wheels Connected by Passive Sliding Joints.
IEEE/ASME Transactions on Mechatronics **23** (4), 2018, S. 1716–1727.
DOI: 10.1109/TMECH.2018.2842259
- Universal Robots 2021** Universal Robots (Germany) GmbH, 2021.
Kollaborierende Roboter - Cobots.
München, URL: <https://www.universal-robots.com/de/>
Zugriff am: 28.11.2021
- VDI Richtlinie 2221-1** VDI Richtlinie 2221-1:2019.
Entwicklung technischer Produkte und Systeme - Modell der Produktentwicklung
- VDI Richtlinie 2510** VDI Richtlinie 2510:2005.
Fahrerlose Transportsysteme (FTS)
- VDI-Richtlinie 2225-3** VDI-Richtlinie 2225-3:1998.
Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren - Technisch-wirtschaftliche Bewertung

- Verl et al. 2014** Verl, Alexander; Lechler, Armin, 2014. Steuerung aus der Cloud. In: Bauernhansl, Thomas (Hrsg.): *Industrie 4.0 in Produktion, Automatisierung und Logistik*. Wiesbaden: Springer Vieweg, S. 235–247. ISBN: 978-3-658-04681-1
- Wheelift Systems 2021** Wheelift Systems Group, 2021. *Multi-axle, Heavy Capacity, Tandem Operating Transporters*. Waverly, IA, USA, URL: <http://www.wheelift.com>
Zugriff am: 14.11.2021
- Wilhelm 2007** Wilhelm, Alexander, 2007. *Design of a Mobile Robotic Platform with Variable Footprint*. Waterloo, ON, Kanada, Univ., Masterarbeit, 2007. URL: <https://uwspace.uwaterloo.ca/handle/10012/3338>
Zugriff am: 27.11.2021
- WM-BW 2018** Ministerium für Wirtschaft, Arbeit und Wohnungsbau Baden-Württemberg, 2018. *Städtebauliche Lärmfibel Online: Hinweise für die Bauleitplanung*. Stuttgart, URL: <https://www.staedtebauliche-laermfibel.de>
Zugriff am: 14.11.2021
- Wood et al. 2003** Wood, Carl G.; Perry, Trent; Cook, Douglas; Maxfield, Russell; Davidson, Morgan E., 2003. Mid-sized omnidirectional robot with hydraulic drive and steering. *Unmanned Ground Vehicle Technology* **5083**, 2003, S. 93–100. DOI: 10.1117/12.497169
- World Robotics SR 2020** Müller, Christopher; Graf, Birgit; Pfeiffer, Kai; Bieller, Susanne; Kutzbach, Nina; Röhricht, Karin (Hrsg.), 2020. *World Robotics 2020 - Service Robots*. Frankfurt am Main: VDMA Services GmbH. ISBN: 978-3-8163-0740-2
- World Robotics SR 2021** Müller, Christopher; Graf, Birgit; Pfeiffer, Kai (Hrsg.), 2021. *World Robotics 2021 - Service Robots*. Frankfurt am Main: VDMA Services GmbH. ISBN: 978-3-8163-0747-1

