

Masterarbeit

Reibradantrieb für ein Regalfahrzeug

Modellierung, Simulation und Regelung

Eingereicht an der
Technischen Universität Graz
und durchgeführt am
Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik
in Zusammenarbeit mit der Firma
KNAPP AG
von

Johannes Thomann

Betreuung:

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. tit.Univ.-Prof. Anton Hofer
Dipl.-Ing. (FH) Dr.techn. Sonja Moschik

Co-Betreuung:

Dipl.-Ing. Dr.techn. Jürgen Fabian (Institut für Fahrzeugtechnik)

Externe Betreuung:

Dipl.-Ing. Roland Koholka (KNAPP AG)

Graz, im September 2013

Danksagung

Die vorliegende Masterarbeit wurde am Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik der Technischen Universität Graz in Zusammenarbeit mit dem Unternehmen KNAPP AG mit Sitz in Hart bei Graz durchgeführt.

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen Personen bedanken, die mich im Zuge dieser Arbeit tatkräftig unterstützt haben und mir mit konstruktiven Ratschlägen und Diskussionen zur Seite standen. Besonderer Dank gilt dabei:

Meiner Betreuung seitens der Universität bzw. des Instituts für Regelungs- und Automatisierungstechnik durch Frau Dr. Sonja Moschik und Herrn Prof. Anton Hofer, welche mir dankenswerterweise diese Arbeit angeboten hatten. Sie unterstützten mich durch zahlreiche und interessante Anregungen sowie durch ihre fachkundige Betreuung, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Ein weiterer Dank gilt auch Herrn Dr. Jürgen Fabian (Institut für Fahrzeugtechnik), welcher diese Arbeit mit seinen fachlichen Hinweisen unterstützt hat.

Weiters möchte ich mich bei der freundlichen Unterstützung seitens der Firma KNAPP AG bedanken. Allen voran Dipl.-Ing. Roland Koholka, Dipl.-Ing. Christian Koppensteiner und Dipl.-Ing. Günther Kreuzer, die ihre Zeit für intensive und informative Gespräche opferten und mir den Spielraum für individuelle Ideen und arbeitsspezifische Anpassungen gaben.

Zum Schluss möchte ich mich noch bei allen Freunden, Kommilitonen und KollegInnen des Dynamobauzeichensaals, aber vor allem bei meiner Familie herzlich bedanken, die mir durch ihre tatkräftige Unterstützung während des Studiums und im Laufe dieser Arbeit den Rücken stärkten.

Graz, im September 2013

Johannes Thomann

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

.....

(Datum)

.....

(Unterschrift)

Statutory declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....

(date)

.....

(signature)

Kurzfassung

Die vorliegende Masterarbeit beschäftigt sich mit der Modellbildung, Simulation und Evaluierung möglicher Regelungsalgorithmen für einen Reibradantrieb eines Regalfahrzeugs (OSR ShuttleTM, KNAPP AG, Hart bei Graz).

Beim OSR-Shuttle-System handelt es sich um ein halbautomatisches Kleinteilelager basierend auf der Shuttle-Technologie. In jeder Regalebene übernimmt ein schienengeführtes Shuttle (Wagen) den horizontalen Transport des Transportgutes. Für den vertikalen Transport ist ein Lift am Regalende zuständig. Dieses Kommissioniersystem, welches zum Ein- und Auslagern von Waren in Durchlauf- bzw. Hochregallagern eingesetzt wird, funktioniert nach dem Ware-zur-Person-Prinzip.

Die Besonderheit dieses Regalsystems ist die Entkopplung der horizontalen und vertikalen Bewegungen. Dies hat den Vorteil, dass Transportaufträge in horizontaler Richtung parallel abgearbeitet werden können, sofern sie in verschiedenen Ebenen liegen.

Das mit einem bürstenlosen Gleichstrommotor (BLDC) angetriebene Shuttle wird mittels Schienenschleifleitungen versorgt und über Wireless Local Area Network (WLAN) angesteuert. Im Gegensatz zu den Vorgänger-Shuttles, welche über einen Zahnriemenantrieb verfügten, erfolgt nun die Kraftübertragung anhand des Rad-Schiene-Kontakts bzw. Reibradantriebs.

Als zentrales, Durchsatz bestimmendes Element des Lagersystems soll das Shuttle in Bezug auf Fahreigenschaften verbessert und optimiert werden. Dazu wird ein mathematisches Modell für das dynamische Verhalten des Regalfahrzeugs erstellt. Dieses Modell dient einerseits als Grundlage für den Reglerentwurf und bildet andererseits die Voraussetzung für Simulationsstudien des Systems. Bei der erstellten Lage- bzw. Positionsregelung handelt es sich um eine Kaskadenstruktur mit drei ineinander geschachtelten Regelschleifen (Strom-, Drehzahl- und Positionsregler). Abschließend werden die erstellten Regler mit Hilfe von Simulationen und Tests verifiziert und bewertet.

Für den zukünftigen Weiterentwicklungsprozess des OSR-Shuttles können anhand des entworfenen Modells und Reglerkonzepts bestimmte Eigenschaften sowie Verhalten vorab kostengünstig und schnell simuliert bzw. erprobt werden.

Abstract

This master thesis focuses on the modelling, simulation, and evaluation of possible control algorithms for the friction-wheel drive of a storage and retrieval vehicle (OSR ShuttleTM, KNAPP AG, Hart bei Graz).

The OSR Shuttle System is a semi-automatic small-parts warehouse based on shuttle technology. On every racking, a rail-bound shuttle (wagon) is applied to the horizontal transportation of goods. A lift at the end of the racks is responsible for vertical transportation. This picking and storage system, which is utilised for the storing and transfer of goods in high-bay or flow racks, operates according to the 'goods-to-person' principle. The distinctive feature of this storage system is the decoupling of the horizontal and vertical movements. The advantage of this is that transportation tasks in a horizontal direction can be carried out simultaneously, as long as they are on different levels. The brushless DC motor powered shuttle is provided with rail grinding wires and controlled over a Wireless Local Area Network (WLAN). In contrast to the predecessor shuttles, which were equipped with a tooth belt drive, the power transmission now takes place with the aid of the rail-wheel contact or friction-wheel drive.

As the central, throughput-determining element of the storage system, the shuttle should be improved and optimised in relation to its traction and driving performance. Therefore a mathematical model is created to describe the dynamics characteristic and behaviour of the shuttle. This model serves as the basis for a model-based control unit design and can be used for simulation studies of the system. A cascade structure is applied to the position control of the storage and retrieval vehicle. Three lower-level control loops are nested within each other, the current, the rotation speed and the position controller. Finally the designed controllers are verified and evaluated with the help of simulations and tests. For further development of the OSR shuttle, certain features and properties can be quickly and cost effectively simulated or tested in advance with the aid of the created model and the proposed control concept.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	VII
Abstract	IX
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Ziel der Arbeit	2
1.3 Aufbau der Arbeit	3
2 Grundlagen und Stand der Technik	5
2.1 Einführung in die Logistik	5
2.1.1 Ziele und Funktionen der Logistik	6
2.1.2 Warehouse Management und Lagerverwaltung	6
2.1.3 Materialfluss- und Fördersysteme	6
2.1.4 Lagersysteme	7
2.1.5 Kommissioniersysteme	9
2.2 Aktueller Stand bei KNAPP	10
2.3 Beschreibung des OSR-Shuttle-Systems	11
2.3.1 Grundprinzip und Funktionsweise	11
2.3.2 Aufbau und technische Daten	11
2.3.3 Systemeigenschaften und Kundenanforderungen	15
2.3.4 Chronologische Entwicklung	16
2.3.5 Einsatzbereiche	17
2.4 Analogien zur Kraftfahrzeugtechnik	18
2.4.1 Reifen und Reifendynamik	18
2.4.2 Fahrzeuglängsdynamik	27
2.5 Bürstenlose Gleichstrommotoren	29
2.5.1 Aufbau und Ausführungsformen	29
2.5.2 Kraft- und Drehmomentbildung	30
2.5.3 Funktionsweise, Ansteuerung und Kommutierung	33
3 Modellbildung des BLDC-Motors	35
3.1 Annahmen und Vereinfachungen	35
3.2 Mathematisches Modell	36
3.2.1 Bürstenloser Gleichstrommotor	36
3.2.2 Ansteuerung und Kommutierung	39

3.3	Implementierung in MATLAB/Simulink	43
3.3.1	Block: <i>BLDC-Motor</i>	44
3.3.2	Block: <i>Ansteuerung</i>	45
3.3.3	Block: <i>Auswertung</i>	46
3.4	Simulation und Verifizierung des Modells	47
3.5	Untersuchungen und Nachteile	50
4	Modellbildung des OSR-Shuttles	51
4.1	Annahmen und Vereinfachungen	51
4.2	Mathematisches Modell	52
4.2.1	Antriebsmotor	52
4.2.2	Getriebe	53
4.2.3	Shuttle-Längsdynamik	54
4.2.4	Gesamtmodell	56
4.3	Implementierung in MATLAB/Simulink	58
4.3.1	Antriebsmotor	58
4.3.2	Shuttle-Antriebsachse	59
4.3.3	Gesamtes OSR-Shuttle-Modell	60
5	Ermittlung der Modellparameter	63
5.1	Einführung und technische Hintergründe	63
5.2	Antriebsmotor	65
5.2.1	Bekannte Motorparameter	65
5.2.2	Elektrische Parameter	65
5.2.3	Drehzahl-Spannungskennlinie	66
5.2.4	Motorreibung	67
5.3	Getriebe	69
5.3.1	Übersetzungsverhältnis	69
5.3.2	Massenträgheitsmomente und Reibung	70
5.4	Shuttle-Antriebsachse	71
5.4.1	Massenträgheitsmomente	71
5.4.2	Reibung der Antriebsachse	73
5.5	OSR-Shuttle und Fahrzeuglängsdynamik	74
5.5.1	Fahrzeugmasse	74
5.5.2	Reifenradius	74
5.5.3	Fahrwiderstände	75
5.5.4	Reifencharakteristik	76
6	Simulation und Verifizierung des OSR-Shuttle-Modells	79
6.1	Einführung	79
6.2	Antriebsmotor	79
6.2.1	Drehzahluntersuchungen	80
6.2.2	Abweichungen, Ursachenforschung und Problemlösung	81
6.2.3	Vergleich von BLDC-Motor-Modell und GM-Modell	84
6.3	Shuttle-Antriebsachse	85
6.4	Gesamtes OSR-Shuttle-Modell	86

6.4.1	Geschwindigkeits- und Schlupfuntersuchungen	86
6.4.2	Anpassung des Reifenmodells	89
6.4.3	Mathematische Modelle mit Parameterwerten	91
7	Reglerentwürfe	93
7.1	Linearisierung und Vereinfachung des Modells	93
7.1.1	Allgemeine Vereinfachungen	94
7.1.2	Schlupf- und Reifenlängskraft-Linearisierung	94
7.2	Lineares OSR-Shuttle-Modell	96
7.3	Modellbasierte Reglerentwürfe	98
7.3.1	Entwurf des Stromreglers	100
7.3.2	Entwurf des Drehzahlreglers	103
7.3.3	Entwurf des Geschwindigkeitsreglers	106
7.3.4	Entwurf des Positionsreglers	108
7.3.5	Automatisierter PI-Regler-Entwurf	112
8	Implementierung, Simulation und Verifizierung des Regelkreises	113
8.1	Implementierung in MATLAB/Simulink	113
8.1.1	Stromregelkreis	113
8.1.2	Drehzahlregelkreis	114
8.1.3	Positions- bzw. Gesamtregelkreis	114
8.2	Simulationsstudien und Reglertests	117
8.2.1	Testen des Stromreglers	117
8.2.2	Testen des Drehzahlreglers	121
8.2.3	Testen des Positionsreglers	125
8.2.4	Vergleich mit aktueller OSR-Shuttle-Regelung	130
8.2.5	Schlussfolgerung	136
8.3	Implementierungshilfe für Shuttle-Firmware	137
9	Zusammenfassung und Ausblick	143
9.1	Zusammenfassung	143
9.2	Verbesserungspotential und Ausblick	144
Abbildungsverzeichnis		XV
Tabellenverzeichnis		XIX
Anhang A: Zusammenfassung der Modellparameter		XXI
Anhang B: Bestandteile/Zusammenschaltung des Gesamtreglers		XXIII
Anhang C: Datenblätter		XXV
Abkürzungs- und Symbolverzeichnis		XXXI
Literaturverzeichnis		XXXVII

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motivation

Die Logistik gewinnt zunehmend an Bedeutung und ist ein wesentlicher Schlüsselfaktor zur Innovation, Erfolg und Wettbewerbsfähigkeit eines Unternehmens. Entstanden ist der Begriff jedoch nicht erst im 20. oder 21. Jahrhundert, sondern bereits die Römer verfügten im Militärwesen über logistische Strategien.

Heute werden effiziente inner- und außerbetriebliche logistische Netzwerke im Bereich der Wirtschaft, des Handels und der Industrie gefordert. Aufgrund der Wirtschaftsglobalisierung, der Liberalisierung des Handels und der Märkte, des E-Business, der fortschreitenden Informations- und Kommunikationstechnologie sowie der Kundenindividualisierung sind solche Netzwerke existentiell notwendig. Sie verknüpfen die geografisch verteilten Rohstoffvorkommen mit den weltweit verstreuten Produktionsstandorten als auch deren Absatzmärkte und lenken deren Materialfluss.

Da sich Unternehmen in einem sehr dynamischen Umfeld (Veränderung von Kunden, Konkurrenz, Logistikdienstleistern, Märkten, usw.) befinden, ist es für deren Erfolg und Konkurrenzfähigkeit notwendig bestehende logistische Netzwerke bzw. Prozesse zu beobachten, analysieren und optimieren. Ein Verbesserungspotential gibt es vor allem an den Knoten der Netzwerke, genau dort wo Güter entgegengenommen, zeitweilig eingelagert oder weitergeleitet werden. Die dort anfallende Lagerung und Kommissionierung stellt eine arbeitsintensive und vor allem kostenverursachende Aufgabe der Intralogistik dar. Sie garantiert jedoch Lieferbereitschaft, Terminzuverlässigkeit und somit Wettbewerbsvorteile und Konkurrenzfähigkeit. [4, 22, 40]

Die österreichische Firma KNAPP AG stellt logistische Systemlösungen aller Art der Intralogistik für andere Unternehmen her. Speziell das von ihnen entwickelte OSR-Shuttle-System, ein halbautomatisches Kommissioniersystem basierend auf der Shuttle-Technologie, ist Teil dieser Arbeit und wird im Kapitel 2.3 genauer beschrieben. Die Abkürzung OSR steht für die Begriffe Order, Storage und Retrieval, die soviel bedeuten wie Bestellen, Lagern und Kommissionieren.

Besonderheiten solcher Shuttle-Systeme sind ihre Flexibilität und Skalierbarkeit. Durch eine Entkopplung des horizontalen und vertikalen Materialflusses im Regal ist eine parallele Arbeitsweise möglich. Das Vorgänger-Shuttle verfügte über einen Omega-Zahnriemenan-

trieb (formschlüssige Kraftübertragung), der im aktuellen OSR-Shuttle durch einen schienengeführten Reibradantrieb (reibschlüssige Kraftübertragung) ersetzt wurde. Gründe für diese Weiterentwicklung sind: Auf den Zahnriemen kann nun verzichtet werden, der einerseits mit hohen Anschaffungskosten verbunden war und dessen Verschleiß andererseits beträchtliche Wartungsarbeiten verursachte. Durch die mechanischen Schwingungen des Riemens war die Regallänge begrenzt. Das Wegfallen des Zahnriemes reduziert auch Kosten in der Regalkonstruktion bei gleichen Anforderungen an die Biegebeanspruchung. Ein nicht unwesentlicher Grund für die Weiterentwicklung liegt in der Anwendung bzw. Nutzung des Gesamtsystems. Beispielsweise wird bei einer Kommissionierung ein hoher Güterdurchsatz gefordert, bei einer Lagerung der kostengünstige Lagerplatz. Um Kommissionierung sowie Lagerung effizient zu halten und dennoch eine hohe Flexibilität zu gewährleisten, besteht die Idee des nicht mehr regalebenenengebundenen Reibrad-Shuttles darin, über das Liftsystem in andere Ebenen zu wechseln. Durch zusätzliche Shuttles kann die Durchsatzleistung je nach Bedarf erweitert werden. [13, 24, 25]

Als Antriebsmotor des OSR-Shuttles dient ein bürstenloser Gleichstrommotor (BLDC), der über Schienenschleifleitungen versorgt wird. Durch das Wegfallen der Kohlebürsten aufgrund der elektrischen Kommutierung sind solche Motoren wartungs- und reparaturärmer als bürstenbehaftete Motoren. Den weiteren Vorteilen stehen jedoch Kosten für zusätzliche Sensorik und elektronische Ansteuerung gegenüber.

Das im Zuge dieser Arbeit zu erstellende Modell ist von großer Bedeutung, da es einerseits die elektromechanischen Komponenten des Shuttles abbildet und somit dessen Fahrverhalten. Andererseits dient es als Grundlage für Simulationen, modellbasierten Reglerentwürfen und Optimierung des Fahrverhaltens. Mit Hilfe des Modells können kostengünstig und schnell verschiedene Varianten und Grenzbereiche erprobt werden, welche mit einem Prototyp oft nicht möglich sind. Weiters lassen sich durch Simulationen Versuchsbedingungen und -durchführungen auf einfachste Weise reproduzieren.

1.2 Ziel der Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit erfolgt eine Analyse und Optimierung der Fahreigenschaften des OSR-Shuttles, besonders bei auftretendem Schlupf (z.B. durch Verschmutzung der Fahrschiene, durch zu hohes Antriebsmoment, usw.).

Zunächst wird ein mathematisches Modell erstellt, welches die elektromechanischen Komponenten des Shuttles möglichst genau abbildet sowie dessen dynamisches Verhalten beschreibt. Für die Modellparameterbestimmungen und die Verifizierung des Modells steht ein realer Shuttle-Prototyp für Testläufe und Messungen zur Verfügung. Mit Hilfe des Modells können nun einerseits modellbasierte Reglerentwürfe und andererseits Simulationsstudien des Gesamtsystems durchgeführt werden.

Für die Lage- bzw. Positionsregelung des Regalfahrzeugs wird ein Kaskadenregelkreis verwendet, welcher drei ineinander geschachtelte Regelschleifen (Positions-, Drehzahl- und Stromregler) beinhaltet. Dadurch soll sich eine Optimierung des Fahrverhaltens und eine Verbesserung der Positioniergenauigkeit ergeben. Abschließende Simulationen und Reglertests sollen das entworfene Reglerkonzept evaluieren bzw. bewerten.

Außerdem wird untersucht, ob eine Zusatzinformation über die genaue Drehzahl der Antriebsräder notwendig ist bzw. eine Verbesserung des Fahrverhaltens ermöglicht. Beispielsweise kann ähnlich der Antriebs-Schlupf-Regelung (ASR) beim Kraftfahrzeug mit rutschigen Stellen besser umgegangen werden. Unter Umständen könnten diese Stellen detektiert und somit ein Verschmutzungsgrad der Fahrschienen „gemessen“ werden.

1.3 Aufbau der Arbeit

Im folgenden Kapitel 2 erfolgt eine Einführung in die Grundlagen und den Stand der Technik. Dabei werden für die Arbeit relevante Themen angeschnitten, wie Einführung in die Logistik, Beschreibung des OSR-Shuttle-Systems, Analogien zur Kraftfahrzeugtechnik und Einleitung in die bürstenlosen Gleichstrommotoren.

Im 3. Kapitel wird ein komplexes mathematisches Modell eines bürstenlosen Gleichstrommotors, welcher als OSR-Shuttle-Antriebsmotor dient, entworfen. Dabei wird das erstellte Modell zunächst simuliert und anschließend verifiziert sowie auf deren Weiterverwendung hin untersucht.

Kapitel 4 widmet sich dem Modellentwurf des OSR-Shuttles mit Reibradantrieb, das als Grundlage für die weiteren Kapitel dient. Der Entwurf des Gesamtmodells erfolgt schrittweise mit Hilfe einzelner Teilmodelle, wie Antriebsmotor, Shuttle-Antriebsachse und Rad-Schiene-Kontakt (Reifenmodell).

Im Abschnitt des 5. Kapitels werden die unbekanntenen Modellparameter durch Versuche und Messungen, die an realen Messaufbauten sowie am Shuttle-Prototyp durchgeführt wurden, ermittelt. Bereits vorhandene Parameter werden auf Richtigkeit hin überprüft.

In Kapitel 6 werden die einzelnen Teilmodelle und das Gesamtmodell anhand der ermittelten Modellparameter simuliert. Die Simulationsergebnisse werden mit realen Messergebnissen verglichen. Dabei werden die Modelle verifiziert und Anpassungen der Parameter sowie Modellierungen diverser Effekte vorgenommen.

Im Kapitel 7 werden Regelungsstrategien zur Positionierung des OSR-Shuttles und zu einer möglichen Verbesserung der Fahrdynamik entworfen. Das nichtlineare Gesamtmodell wird zunächst vereinfacht bzw. linearisiert und dient anschließend als Grundlage für modellbasierte Reglerentwürfe mittels Frequenzkennlinienverfahren.

Kapitel 8 beinhaltet die Implementierung der entworfenen Regler und zeigt diverse Simulationsstudien der Teilregelkreise sowie des gesamten Regelkreises. Anhand der Ergebnisse werden die Anforderungen an die Regelkreise überprüft. Abschließend wird eine Implementierungshilfe der entworfenen Regler für die Shuttle-Firmware erarbeitet.

Im abschließenden 9. Kapitel werden die durchgeführten Arbeiten zusammengefasst und die erzielten Ergebnisse diskutiert. Darüber hinaus werden Verbesserungsvorschläge und zukünftige Ausblicke der Arbeit aufgezeigt.

Kapitel 2

Grundlagen und Stand der Technik

In diesem Kapitel erfolgt eine Einführung in die theoretischen Grundlagen und Begriffe der vorliegenden Arbeit. Dabei werden folgende Themengebiete behandelt: Einführung in die Logistik sowie deren Definitionen, aktuelle Produkt- und Systemlösungen bei KNAPP AG, detaillierte Beschreibung des OSR-Shuttle-Systems, hilfreiche Analogien zwischen OSR-Shuttle und einem Kraftfahrzeug und Einführung in die bürstenlosen Gleichstrommotoren.

2.1 Einführung in die Logistik

Die Logistik stellt heute für diverse Bereiche der Industrie und Wirtschaft einen wesentlichen Schlüsselfaktor zum Erfolg eines Unternehmens dar [4]. Jedoch entstand Logistik nicht erst in der heutigen Zeit, Güterströme bzw. Fernhandel gab es bereits in der Zeit vor Christus. Das römische Reich lieferte im Militärwesen die Anfänge der Lehren und Methoden der Logistik [22]. Erst ab Mitte des 20. Jahrhunderts gewann die Logistik durch Anwendung der theoretischen Überlegungen des Militärs Einzug in die Wirtschaft [28]. In den letzten 30 bis 40 Jahren erfuhr die Logistik eine rasante Entwicklung und zählt heute zu den bedeutendsten Branchen der Industrie [4].

Logistik ist die wissenschaftliche Lehre von der Planung, Steuerung, Kontrolle und Optimierung der Material-, Personen-, Energie- und Informationsflüsse in Systemen, Netzen und Prozessen und beruht auf drei Säulen (Abbildung 2.1). [20, 26]

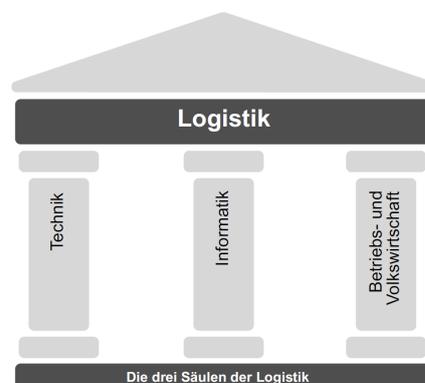


Abbildung 2.1: Fundamentale Säulen der Logistik [22]

- **Technik** (technische Komponente des Materialflusses),
- **Informatik** (Elemente des Informationsflusses),
- **Betriebs- und Volkswirtschaft** (ökonomische Komponente).

Logistische Prozesse beschreiben Lagerungs- (Zeitüberbrückung) und Transportprozesse (Raumüberbrückung) sowie das Ein-/Auslagern (Umschlag) und das Kommissionieren. Mehrere Prozesse bilden ein logistisches System, das die Struktur eines Netzwerkes mit Knoten (Produktions- bzw. Lagerstandorte) und Verbindungen (Transportwege) hat. [4]

2.1.1 Ziele und Funktionen der Logistik

Es wird versucht die Kosten der logistischen Prozesse zu minimieren und ihre Leistung zu maximieren [4]. Dabei gilt es, die richtigen Güter und Materialien, zum richtigen Zeitpunkt, am richtigen Standort, in der richtigen Anzahl und Menge, mit einer bestimmten Qualität, zu einem minimalen Preis bereitzustellen [26].

Um diese Zielsetzungen einzuhalten, gilt es folgende Funktionen zu optimieren: [4]

- Funktionen für den Material- und Güterfluss, wie transportieren, lagern, kommissionieren, verpacken, steuern,
- Funktionen für den Daten- und Informationsfluss, wie erfassen, speichern, übertragen, verarbeiten, ausgeben,
- Führungsfunktionen, wie planen, bewerten, entscheiden, beobachten, kontrollieren.

Weiters weisen Logistik und Umwelt ein gegenseitiges Wechselspiel auf: Zum einen unterstützt die Logistik durch Entsorgungsaufgaben (Recycling) den Umweltschutz. Zum anderen entstehen viele Nachteile, wie Flächennutzung, Energiebedarf, Emissionen von Schadstoffen, Lärm und Abfall. Die negativen Auswirkungen der ökonomischen Ziele stehen somit in Konflikt mit den ökologischen Zielen. [4]

2.1.2 Warehouse Management und Lagerverwaltung

Um eine effiziente inner- als auch außerbetriebliche Logistik zu betreiben, bedarf es entsprechender Verwaltung sowie der Steuerung und Optimierung logistischer Systeme.

Ein Lagerverwaltungssystem dient zur Verwaltung von Warenbeständen (Mengen) und den dazugehörigen Standorten (Lagerorte). Außerdem kann auch die Verwaltung von Ressourcen (Arbeitskräfte, Förder- und Lagertechnik) Bestand dieses Systems sein. [20, 21]

2.1.3 Materialfluss- und Fördersysteme

Aufgabe eines Materialflusssystems ist es, Güter zu lagern, zu transportieren, zusammenzuführen und zu verteilen. Egal in welchem Bereich der Logistik das System Anwendung findet, es ist immer das zentrale Element zwischen betrieblicher Organisation und physischer, fördertechnischer Umsetzung. [22]

Unter Fördertechnik versteht man technische und organisatorische Systeme des Materialflusses um Güter innerhalb eines Betriebes (Intralogistik) zu bewegen [3]. Außerhalb des Betriebes spricht man hingegen bereits von Verkehrsmitteln. Fördermittel lassen sich in zwei Gruppen unterteilen: [21]

- **Stetigförderer:** Sie arbeiten kontinuierlich und sind meistens an festen Standorten installiert. Außerdem besitzen sie eine hohe Förderleistung und produzieren einen stetigen Förderstrom. Beispiele dafür sind: Rollen-, Band- und Kettenförderer.
- **Unstetigförderer:** Sie transportieren je nach Bedarf einzelne Güter von einem Punkt zum anderen. Eingesetzt werden sie vor allem an Auf- und Abgabepunkten, zum Transportieren größerer Gewichte und zum Überbrücken von langen Distanzen. Beispiele sind: Flurförderzeuge, Stapler, Regalbediengeräte (RBG) und Krane.

2.1.4 Lagersysteme

Neben dem Transport (Raumüberbrückung) zählt die Lagerung (Zeitüberbrückung) zu den wichtigsten Aufgaben eines Materialflusssystems. Unter den Begriffen „Lagerung“ bzw. „Lagerprozess“ versteht man das Einlagern, die Lagerung und das Auslagern von Gütern in Form von Rohstoffen, Zwischenprodukten oder Fertigwaren. Laut Definition ist lagern das geplante Verweilen der Güter für einen längeren Zeitraum im Materialfluss oder am selben Standort (Lager). Dass es sich hierbei nicht nur um eine kostenverursachende und wertschöpfungslose Zeitüberbrückung handelt, zeigen folgende Gründe: [4, 22, 26]

- Garantie von hoher Lieferbereitschaft, Termинуverlässigkeit und Flexibilität,
- preisgünstiger Einkauf von Rohstoffen durch kostenoptimierte Bestellmengen,
- Unabhängigkeit gegenüber Schwankungen des Beschaffungsmarktes und der saisonalen Schwankungen im Absatzverhalten,
- Sicherstellung der Auslastung kostenintensiver Produktionsanlagen.

Den vielen Vorteilen stehen allerdings die aufzuwendenden Lagerkosten gegenüber. Durch einen Kompromiss zwischen angestrebter Lieferbereitschaft und entstehenden Kosten wird versucht, einen optimalen Lagerbestand zu erreichen. [4, 22]

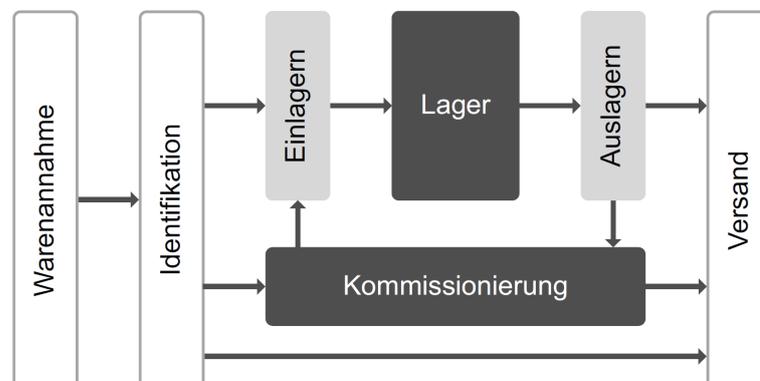


Abbildung 2.2: Grundfunktionen von Lagersystemen [22]

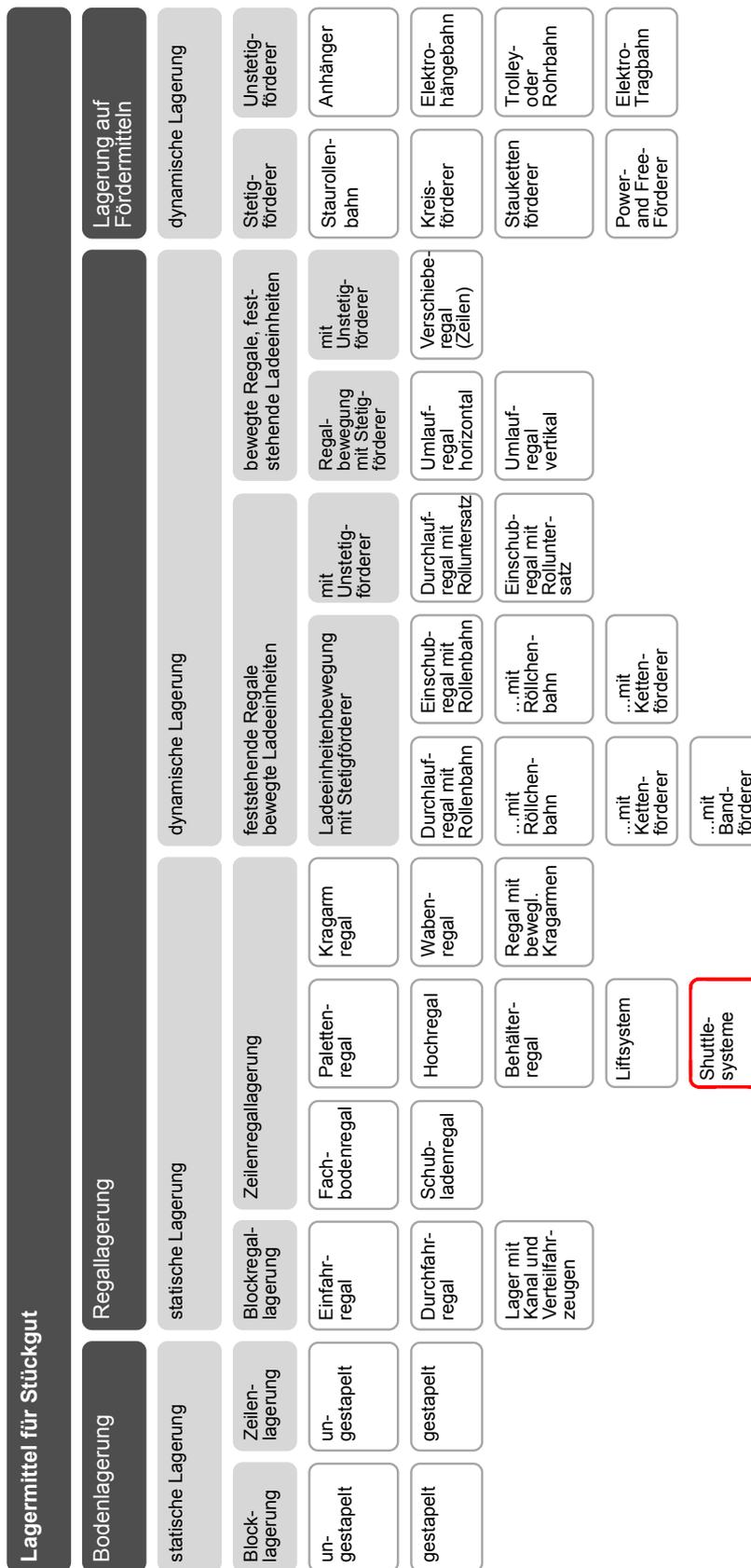


Abbildung 2.3: Übersicht und Einteilung von Lagerbauarten für Stückgut [22]

Unabhängig von Bauart und Ausführung weist jedes Lagersystem identische Grundfunktionen für die Bewältigung des Materialflusses auf (Abbildung 2.2). Darüber hinaus lassen sich Lager nach verschiedenen Eigenschaften klassifizieren. Eine Einteilung nach Bauarten ist in Abbildung 2.3 schematisch dargestellt. Das OSR-Shuttle der Firma KNAPP AG fällt dabei in die Kategorie der „Shuttle-Systeme“ und ist farblich gekennzeichnet.

2.1.5 Kommissioniersysteme

Unter Kommissionierung versteht man das Zusammenstellen von vorgegebener Ware (Teilmengen) aus einem bereitgestellten Artikelsortiment (Gesamtmenge) zu einem Auftrag. Beispielsweise gilt es für die Produktion die passenden Rohmaterialien zu kommissionieren, für einen Montagevorgang die erforderlichen Halbfabrikate, im Distributionslager für einen Auftrag die entsprechenden Fertigprodukte oder für einen Versandhauskunden die richtigen Artikel bereitzustellen. Dabei besteht ein Kommissionierprozess aus folgenden Grundfunktionen: [4, 20, 26]

- **Bereitstellen** der zu kommissionierenden Waren in Bereitstellungseinheiten,
- **Entnahme** der gewünschten Menge aus den Bereitstellungseinheiten,
- **Abgabe** in einen Kommissionierbehälter, Förder- oder Transportsystem,
- **Zusammenführen** der Entnahmemengen an einem Auftragsammelplatz,
- **Beschickung** der Bereitstellplätze mit Nachschub.

Abschließend sei hinsichtlich der Lager- und Kommissioniersysteme erwähnt, dass eine strikte Trennung der beiden Systeme gar nicht sinnvoll erscheint. Laut [26] geschieht die Trennung lediglich anhand der entnommenen Warenmengen: Werden logistische Einheiten so entnommen, wie sie eingelagert worden sind, so spricht man von einem Lagersystem. In einem Kommissioniersystem findet jedoch eine Vereinzelnung der Waren statt, sodass von der bereitgestellten Gesamtmenge nur bedarfsgerechte Teilmengen entnommen werden. Im Allgemeinen findet bei jeder Lagerung ein Auslagern bzw. Entnehmen statt und bei jeder Kommissionierung ein Bereitstellen bzw. Lagern [40].

Zukünftig wird versucht ein System zu entwickeln, welches eine Lagerung in Kombination mit einer Kommissionierung beinhaltet. Je nach Anwendungsfall kann es durchsatzoptimiert (vorwiegend Kommissionierung) oder bezüglich des Lagerplatzes kostenoptimiert (vorwiegend Lagerung) ausgelegt werden. [4]

2.2 Aktueller Stand bei KNAPP

Hinweis: Abbildungen und Informationen des Kapitels 2.2 stammen, falls nicht anders gekennzeichnet von firmeninternen Unterlagen [24, 25] des Unternehmens KNAPP AG.



Abbildung 2.4: KNAPP-Firmenhauptsitz in Hart bei Graz [24, 25]

Das Unternehmen KNAPP AG mit dem Hauptsitz in Hart bei Graz (Österreich) bietet zahlreiche Systemlösungen im Bereich der Lagerlogistik und Lagerautomation an. Das Unternehmen wurde 1952 gegründet und besitzt aktuell 20 Niederlassungen mit insgesamt ca. 2200 Mitarbeitern (Stand: Mai 2013) weltweit. Die Leistungen des Unternehmens reichen von der Entwicklung über die Inbetriebnahme bis hin zur Nachbetreuung für Neugestaltungen sowie Modernisierungen von Systemen und Anlagen der Intralogistik. Die Produktpalette von KNAPP AG umfasst dabei im Groben folgende Technologien:

- Materialfluss-Systeme, Fördertechnik und Sortierlösungen,
- Lagerlogistik-Software (Materialflusssteuerung, Lagerverwaltung, usw.),
- manuelle, halbautomatische und automatische Kommissioniersysteme,
- Ware-zur-Person-Lösungen mittels Shuttle-Technologie,
- automatische Kleinteilelager (AKL) und Regalbediengeräte (RBG).

Zum Einsatz kommen obige Systemlösungen in Branchen der Industrie, des Handels und der Wirtschaft: Pharmabereich, Tabakwarenbereich, Drogerie- und Kosmetikbranche, Audio- und Videoindustrie, Büroartikel- und Werkzeugteilemarkt, Brauerei- und Getränkeindustrie, Textil- und Bekleidungsbranche, bei diversen Logistikdienstleistern, usw.

Aufbauend auf den ca. 10 Jahren Erfahrung hat KNAPP AG die Shuttle-Technologie und somit das OSR-Shuttle weiterentwickelt, wobei zurzeit weltweit über 10 000 Regalfahrzeuge in mehr als 150 OSR-Shuttle-Systemen im Einsatz sind. Dieses halbautomatische Kommissionier- und Lagersystem ist Kern dieser Arbeit und wird deshalb im Kapitel 2.3 genauer beschrieben.

2.3 Beschreibung des OSR-Shuttle-Systems

Hinweis: Abbildungen und Informationen des Kapitels 2.3 stammen, falls nicht anders gekennzeichnet von firmeninternen Unterlagen [24, 25] des Unternehmens KNAPP AG.

Im Allgemeinen sind Shuttle-Systeme statische Lager, bei denen die Regale zeilenförmig angeordnet sind und von eigenständigen Fahrzeugen (Shuttles) in jeder Ebene bedient werden. Der Transport zwischen den Lagerebenen und die Anbindung an die Vorzone übernimmt ein vertikaler Lift. Solche Systeme sind hochdynamisch, modular aufgebaut, skalierbar und im Bereich der automatischen Kleinteilelager einzuordnen. Durch ihre Eigenschaft der Autonomie sind sie eine Alternative zu gassengebundenen Geräten (z.B. RBG) und können Bedarfsspitzen sowie wechselnde Kapazitätsanforderungen durch ihre Flexibilität bewältigen (z.B. Anpassung der Anzahl von Shuttles). Die gewichtsoptimierten Shuttle-Fahrzeuge werden über Schienenschleifleitungen versorgt und mit Hilfe von Elektromotoren angetrieben. Die Kommunikation zwischen Leitrechnern und Shuttles erfolgt mittels WLAN. [22]

2.3.1 Grundprinzip und Funktionsweise

Das OSR-Shuttle-System beliefert den Kommissionierplatz oder die Versandstation mit Produkten bzw. Behältern in der richtigen Reihenfolge. Dabei bewegt ein Ebenenbediengerät (EBG) bzw. das OSR-Shuttle pro Ebene die Behälter mit den einzelnen Produkten in horizontaler Richtung. Ein Lift am vorderen Ende des Regals bringt die Lagerbehälter vom Pufferplatz zur Fördertechnik und zurück. Auf einem Fördertechnik-Rundlauf (Loop) werden die Lagerbehälter zu einem Kommissionierplatz (Pick-it-Easy-Arbeitsplatz) gebracht und gelangen anschließend wieder zurück. Somit werden nach dem Ware-zur-Person-Prinzip Artikel in bzw. auf Ladungsträgern der Bedienperson dynamisch bereitgestellt.

2.3.2 Aufbau und technische Daten

Das OSR-Shuttle-System der Firma KNAPP AG besteht im Wesentlichen aus folgenden sechs Komponenten (Abbildung 2.5):

- ① Regalsystem für Ladegut,
- ② Ebenenbediengeräte (EBG) bzw. OSR-Shuttles für Horizontaltransport,
- ③ Liftsystem für Vertikaltransport,
- ④ Fördertechnik-Rundlauf,
- ⑤ Vorzone mit Ladehilfsmittel (LHM),
- ⑥ Ware-zur-Person-Multifunktionsarbeitsplatz bzw. Pick-it-Easy-Arbeitsplatz.

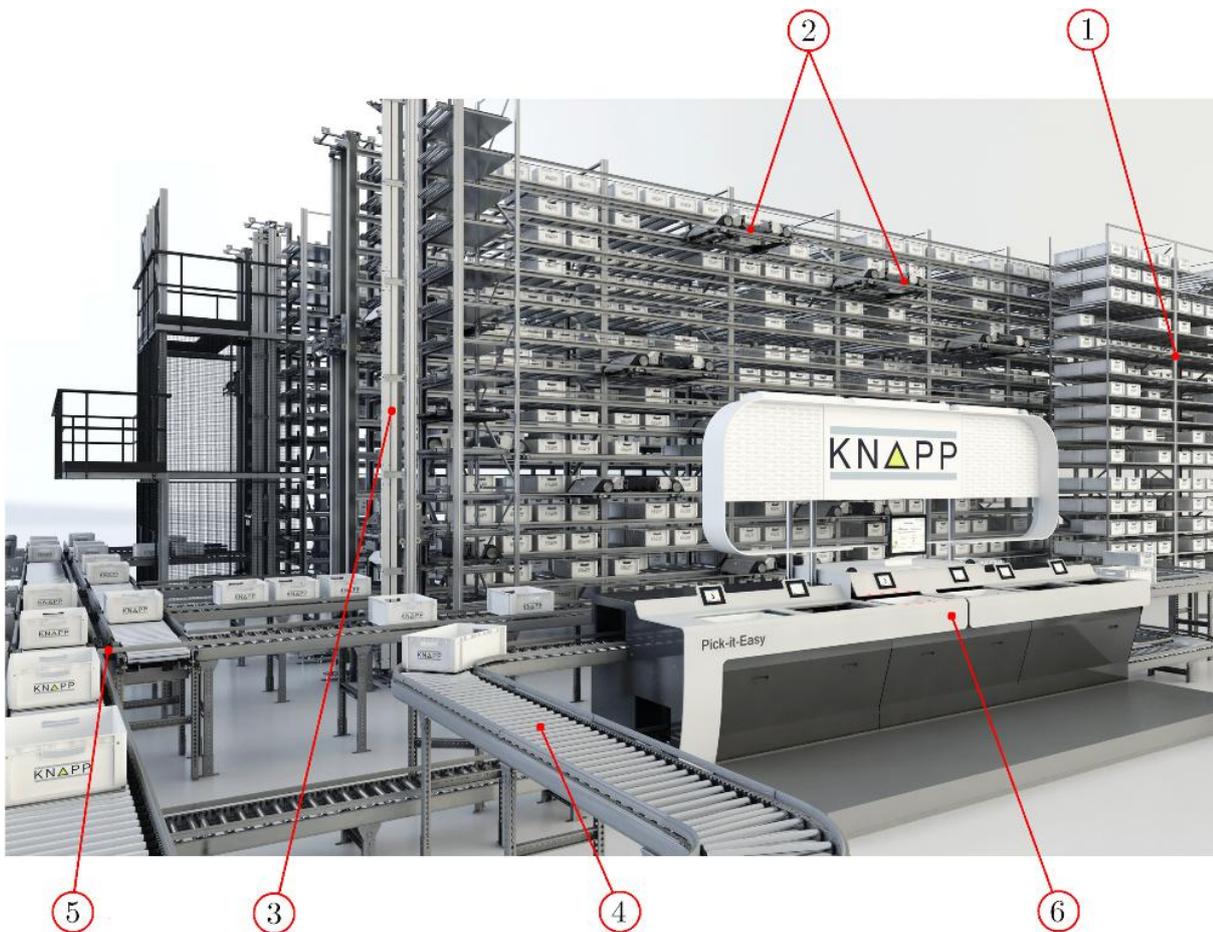


Abbildung 2.5: Prinzipieller Aufbau des OSR-Shuttle-Systems nach [24, 25]

Regalsystem

Besonderheit dieses Systems ist die Entkopplung der horizontalen und der vertikalen Bewegungen. Die Ladehilfsmittel (LHM) können einfach- oder bis zu 4-fach-tief in den statischen Regalen gelagert werden. Das Regalsystem besitzt eine modulare Bauweise und kann beliebig erweitert werden. Die Anzahl der Ebenen bestimmt die Höhe des Regals (wobei unterschiedliche Ebenenhöhen möglich sind) und die Anzahl der Module die Regallänge. Ein OSR-Regal inklusive Lift wird als Gasse bezeichnet.

Eine weitere wichtige Komponente des Regalsystems sind die multifunktionalen Fahr-schienen (Abbildung 2.6(a)), die dabei mehrere Aufgaben erfüllen: Tragen und Führen des Shuttles, Versorgung des Shuttles durch Schienenschleifleitungen sowie Positionserfassung bzw. Synchronisierung durch entsprechende Markierungen. [22]

Shuttles

Die OSR-Shuttles sind für die Ein- und Auslagerung der Ladehilfsmittel zuständig. Die Lastaufnahme und Entladung des Shuttles erfolgt über Teleskoparme (Abbildung 2.6(c)). Die Shuttles können sich unabhängig voneinander horizontal in den einzelnen Regalebe-

nen (Abbildung 2.6(b)) bewegen, wodurch eine parallele Arbeitsweise möglich ist. Je nach Variante kann das Shuttle mit bis zu 50 kg beladen werden.

OSR-Shuttles älterer Generationen verfügen über einen Omega-Zahnriemenantrieb und sind somit fix an eine Ebene gebunden. Das aktuelle Shuttle mit Reibradantrieb hingegen ist auf eine MultiLevel-Anwendung vorbereitet und könnte je nach Bedarf über das Liftsystem in andere Ebenen wechseln [13].

Liftsystem

Das Liftsystem sorgt für die vertikale Bewegung der LHM am Kopf jeder Regalgasse (Abbildung 2.6(d)). Der Lift transportiert die LHM vom Regal zur Vorzone und wieder zurück. Der Verfahrbereich des Liftes ist im Vergleich zu den Shuttles kurz. Ein Puffer zwischen Shuttle und Vertikalförderer sorgt für einen kontinuierlichen Materialfluss. Unabhängige Lifteinheiten und verschiedene Liftvarianten (Twin- und Quadlift) ermöglichen einen hohen Durchsatz als auch eine Sortierung/Sequenzierung der ausgelagerten Waren.

Ladehilfsmittel (LHM)

Anhand der Ladehilfsmittel (Abbildung 2.6(e)) werden Güter transportiert. Dabei wird zwischen LHM mit tragender Funktion (Palette), umschließender Funktion (Gitterboxpalette) sowie tragender, umschließender und abschließender Funktionen (Container) unterschieden [20].

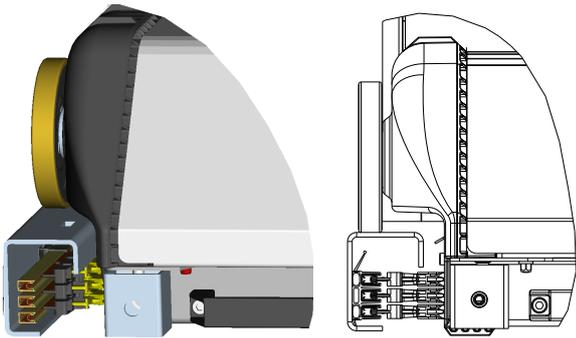
Vorzone

Eine Hochleistungsfördertechnik am Kopf des Regalsystems befördert die vom Liftsystem kommenden ausgelagerten Behälter in die angeschlossenen Pick-it-Easy-Arbeitsplätze. Im Allgemeinen befinden sich diese Kommissionierplätze nicht direkt am Fördertechnik-Rundlauf (Loop), sondern die LHM werden entsprechend angesteuert und gelangen über eine kleine Pufferstrecke dorthin (Abbildung 2.6(f)). Bereits abgearbeitete Behälter gelangen vom Kommissionierplatz über die Vorzone, das Liftsystem und die OSR-Shuttles wieder zurück ins Regal.

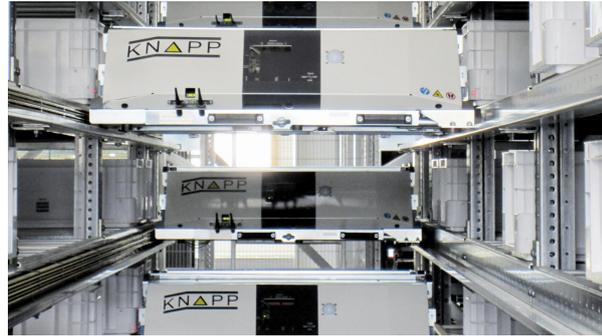
Pick-it-Easy-Arbeitsplatz

An diesem ergonomischen Multifunktionsarbeitsplatz (Abbildung 2.6(g)) erfolgt die Auftragszusammenstellung. Ladehilfsmittel (LHM) werden automatisch den Ware-zur-Person-Arbeitsplätzen zugeführt und wieder abtransportiert, ohne dass Laufwegzeiten entstehen. Ein Einsatz von Waagen, Lichtgittern und Leuchtanzeigen zur Benutzerführung (Pick-by-Light) garantiert hohe Leistungen und fehlerfreies Arbeiten.

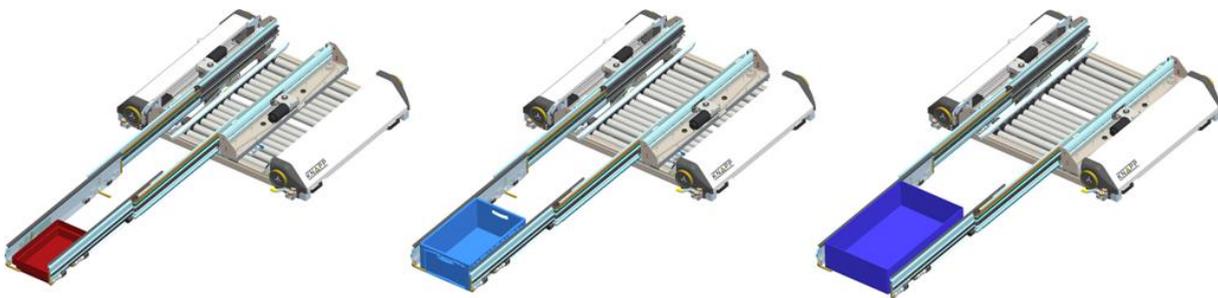
Für die unterschiedlichsten Einsatzbereiche gibt es verschiedene Arbeitsplätze die branchenspezifisch optimiert wurden: Pick-it-Easy Pack (für Liege- und Hängewaren), Pick-it-Easy Fashion (für Bekleidungsbranche), Pick-it-Easy Tray (für Lebensmittel), Pick-it-Easy Health (für Pharmabereich bzw. leichte Artikel), usw.



(a) Fahrchiene mit Synchronisationsmarkierungen und Schienenschleifleitungen



(b) OSR-Shuttles im Reibradantrieb



(c) OSR-Shuttle mit flexiblen und mehrfachtiefen Teleskoparm für unterschiedliche Behälterabmessungen



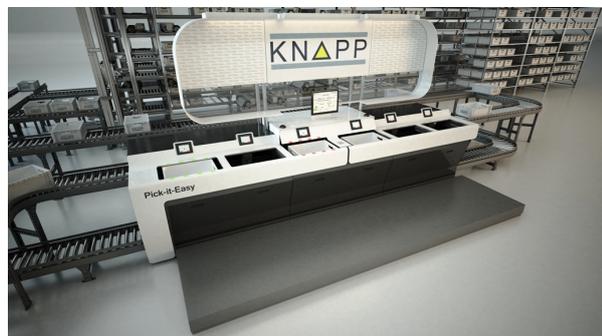
(d) Liftsystem mit Regalgassen



(e) Diverse Ladehilfsmittel (LHM)



(f) Vorzone mit Fördertechnik & Regalsystem



(g) Pick-it-Easy-Arbeitsplatz

Abbildung 2.6: Verschiedene Komponenten des OSR-Shuttle-Systems [24, 25]

2.3.3 Systemeigenschaften und Kundenanforderungen

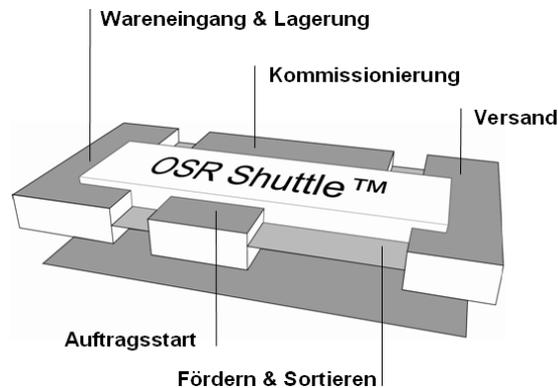


Abbildung 2.7: Bildung eines Gesamtsystems mittels OSR-Shuttle [24, 25]

Anstatt in einem logistischen System für jeden Bereich eigene Technologien zu verwenden, verschmelzen getrennte Lagerbereiche ineinander und bilden mit dem OSR-Shuttle ein Gesamtsystem (Abbildung 2.7). Dabei ergeben sich folgende Kundenanforderungen:

- **Flexibel und skalierbar:** Durch die modulare Bauweise kann das System individuell um Gassen und Ebenen erweitert werden. Regalgassen können dicht an dicht angeordnet werden, wodurch sich eine optimale Flächen- und Volumenausnutzung ergibt. Zudem kann das OSR-Shuttle mit diversen LHM umgehen und diese einfach- oder mehrfachtief lagern.
- **Dynamisch und effizient:** Aufgrund der parallelen Arbeitsweise der Shuttles und der leistungsstarken Liftsysteme wird eine höhere Kommissionierleistung erzielt als bei konventionellen RBG-Systemen. Durch die geringen bewegten Massen, Energierückgewinnung sowie Optimierung der Transportwege kann der Energieverbrauch gesenkt werden.
- **Nachhaltigkeit:** Folgendes Beispiel zeigt einen Vergleich des OSR-Shuttles mit einem Stand-der-Technik-RBG hinsichtlich des Energieverbrauches:
 - 1 OSR-Shuttle-Gasse & 6 RGB-Gassen (notwendig um Durchsatz zu erreichen),
 - Durchsatzleistung von 600 Ein- und Auslagerungen pro Stunde,
 - Betriebsstunden von 16 h pro Tag,
 - 250 Tage pro Jahr,
 - Kapazitätsauslastung von 80 %.

Das OSR-Shuttle benötigt dafür ca. 15 200 kWh, das entspricht in etwa 6,1 t CO₂ pro Jahr. Ein RBG hingegen hat dafür einen Energieverbrauch von ca. 202 800 kWh, das entspricht in etwa 81,9 t CO₂ pro Jahr. Um diese Mengen an CO₂ zu kompensieren, werden für das OSR-Shuttle ca. 616 und für das RBG ca. 8173 Bäume benötigt, das folgende Waldflächen entsprechen würde (Abbildung 2.8).



Abbildung 2.8: Notwendige Waldflächen um CO₂-Ausstoß zu kompensieren [24, 25]

- **Zuverlässig und sicher:** Durch die entkoppelten Bewegungen, der parallelen Arbeitsweise sowie der redundanten Liftsysteme wird eine hohe Verfügbarkeit des Systems erzielt. Aufgrund von begehbaren Ebenen im Regal und Servicebühnen ist eine einfache und sichere Wartung oder Störungsbehebung durch Austausch von Komponenten („plug&work“) möglich, ohne das gesamte System stillzulegen.

2.3.4 Chronologische Entwicklung

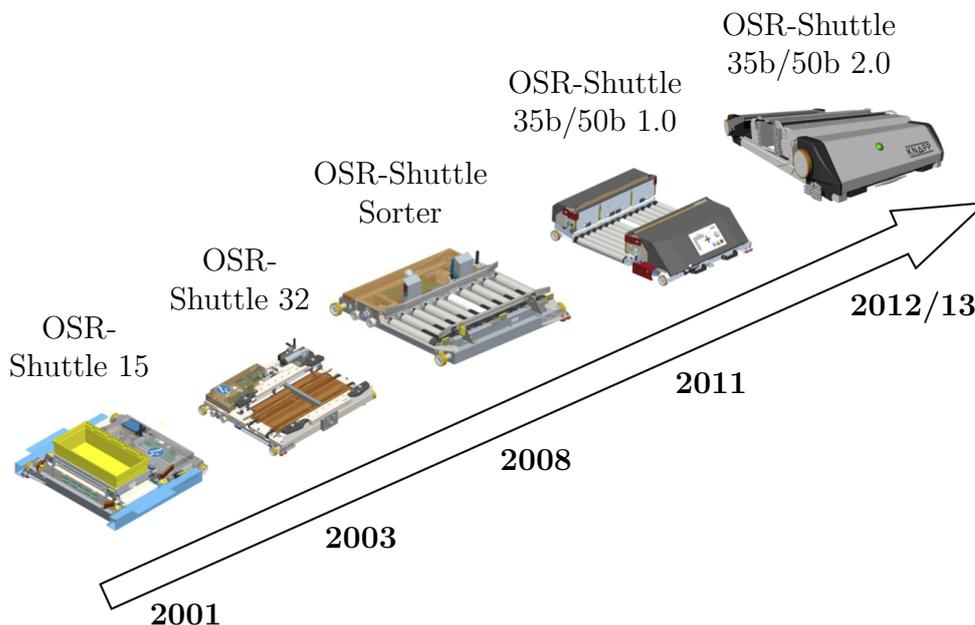


Abbildung 2.9: Chronologische Entwicklung des OSR-Shuttles [24, 25]

- **OSR-Shuttle 15 (2001):** Shuttle mit Omega-Zahnriemenantrieb und einfachtiefer Lagerung für OSR-Trays mit einem Maximalgewicht von 15 kg.
- **OSR-Shuttle 32 (2003):** Shuttle mit einfachtiefer Lagerung für OSR-Trays mit einem Maximalgewicht von 32 kg.

- **OSR-Shuttle Sorter (2008):** Spezielles OSR-Shuttle für Durchlaufregale.
- **OSR-Shuttle 35b/50b 1.0 (2011):** Shuttle mit ein- oder mehrfachtiefer Lagerung für Behälter, Trays, Kartone, u.ä. mit einem Maximalgewicht von 35 kg bzw. 50 kg. Kann ähnlich dem „Sorter“ in Durchlaufregalern verwendet werden.
- **OSR-Shuttle 35b/50b 2.0 (2012/13):** Durch verstellbare Teleskoparme ist das aktuelle Shuttle flexibel, was die Abmessungen der LHM betrifft. Anstatt des Omega-Zahnriemenantriebs (wie beim Vorgänger-Shuttle) verfügt es über einen Reibradantrieb und ist somit auf die MultiLevel-Anwendung vorbereitet.

2.3.5 Einsatzbereiche

Das OSR-Shuttle kann in sehr vielen Anwendungsbereichen eingesetzt werden, die sich durch folgende Hauptfunktionen unterteilen lassen:

- Kommissionierung und Auslagerung zur Auftragszusammenstellung,
- Einlagerung neuer Produkte in freie Regalplätze,
- Zulagerung von neuen, identischen Produkten zu bereits gelagerten,
- Verdichtung und Zusammenführung identischer Artikel zu einem Regalplatz,
- Inventur des gesamten Warenbestandes.

Das OSR-Shuttle sowie ein Regalbediengerät besitzen Einsatzbereiche, wo sie effizienter arbeiten als andere Technologien (Abbildung 2.10). Ziel und Hauptmotivation in der Shuttle-Entwicklung ist es den Übergangsbereich (farbig gekennzeichnet) auch optimal abdecken zu können. Dies kann einerseits durch eigene Technologien und andererseits durch das OSR-Shuttle mit Reibradantrieb und MultiLevel-Anwendung erreicht werden.

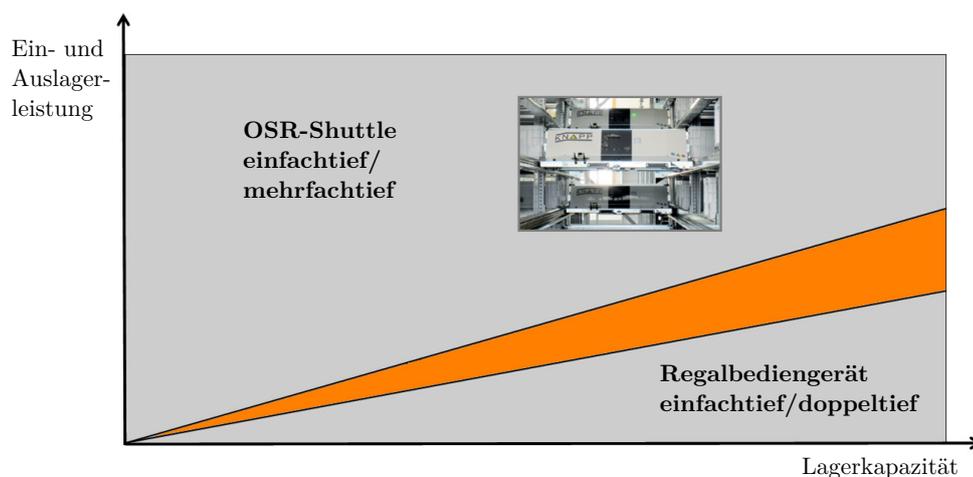


Abbildung 2.10: Optimale Einsatzbereiche für OSR-Shuttle und RBG [24, 25]

2.4 Analogien zur Kraftfahrzeugtechnik

Zwischen dem OSR-Shuttle mit Reibradantrieb und einem Kraftfahrzeug gibt es nützliche Analogien und Zusammenhänge hinsichtlich der Fahrzeugdynamik. In diesem Abschnitt erfolgt eine kurze Einführung in die Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik, insbesondere in die Reifen- und Fahrzeugdynamik in longitudinaler Richtung.

Die Fahrzeugdynamik befasst sich mit den Wechselwirkungen zwischen Kräften und Bewegungen am Fahrzeug und beschreibt das dynamische Zusammenspiel von Fahrzeug und dessen Umgebung. Dabei wird zwischen „gelenkten“ (KFZ) und „spurgeführten“ Fahrzeugen (Schienen-Fahrzeuge) unterschieden. Da sich das OSR-Shuttle schienengeführt fortbewegt, sind die „spurgeführten“ Fahrzeuge für die vorliegende Arbeit von Bedeutung. Aufgrund der geraden Fahrschienen in den Regalebenen ist auch nur die Längsdynamik ausschlaggebend. [16]

2.4.1 Reifen und Reifendynamik

Das Rad wurde ca. 3500 v. Chr. von sumerischen Kulturen (Mesopotamien) erfunden. Der heutige Luftreifen entstand hingegen erst 1845 und wurde von Robert William Thomson entwickelt. Das Rad spielt im Rad-Schiene-System eine wichtige Rolle. Es überträgt alle Kräfte und Momente der längs- und querdynamischen Vorgänge und ist für Fahrverhalten, Sicherheit und Komfort verantwortlich. Die Kraftübertragung zwischen Rad und Fahrbahn erfolgt über die Radaufstandsfläche, auch „Reifen-Latsch“ genannt. [17, 29]

Bei der Bereifung des OSR-Shuttles handelt es sich um speziell entwickelte Industrieräder bestehend aus einer Polyamid-Felge mit Vollgummibeschichtung (Polyurethan), welche im Spritzgussverfahren hergestellt werden. Obwohl sich der Aufbau des Shuttle-Rades deutlich von dem eines Luftreifens unterscheidet, können dennoch grundlegende Ansätze, sowie auftretende Effekte aus der Theorie der Reifendynamik übernommen werden.

Aufgaben, Funktionen und Anforderungen

Da ein Reifen den Kontakt zwischen Fahrzeug und Fahrbahn bzw. Schiene herstellt, hat er bestimmte Aufgaben und Funktionen zu erfüllen: [17]

- Gewährleistung der erforderlichen Längs- und Querkräfte für stabile Fahrzustände bei diversen Bedingungen (trockene/nasse Fahrbahn, Schnee, Eis, usw.),
- Bereitstellung eines Rückstellmoments in Kurvenfahrt (Feedback an den Fahrer),
- Ausgleich von Fahrbahnunebenheiten (Komforteigenschaft).

Am OSR-Shuttle spielen die letzten beiden Punkte keine Rolle, da zum einen keine Kurven gefahren werden und zum anderen kein komfortfördernder Fahrer existiert. Eine größere Rolle spielen jedoch die gewünschten Anforderungen: Neben der zu erfüllenden Tragkraft sollen die Räder eine lange Laufzeit und dabei eine hohe Abriebfestigkeit aufweisen. Ein vorzeitiger Verschleiß aufgrund unterschiedlicher Beanspruchungen oder die Entstehung von Rissen und Abriebresten, welche die Fahrschiene verschmutzen, gilt es zu vermeiden. Weiters werden nicht so hohe Geschwindigkeiten gefordert, wie bei einem KFZ. Ein geringer Rollwiderstand würde jedoch auch am OSR-Shuttle Energie einsparen.

Radbewegungen und Schlupfdefinitionen

Hinweis: Folgende Betrachtungen für den ebenen Fall gelten zum größten Teil für die Beschreibung der dynamischen Vorgänge in Längsrichtung. Durch entsprechende Anpassung der beteiligten Komponenten haben sie jedoch auch Gültigkeit für andere Richtungen.

Am **idealen/starren Rad** können folgende Bewegungen unterschieden werden [30]:

- *Rollen:* Reine Drehung um Momentanpol¹, der zugleich Kontaktpunkt ist,
- *Gleiten:* Keine Drehung des Rades, sondern reine translatorische Bewegung,
- *Wälzen:* Gleichzeitiges Auftreten von Rollen und Gleiten, wobei Momentanpol und Kontaktpunkt nicht mehr übereinstimmen.

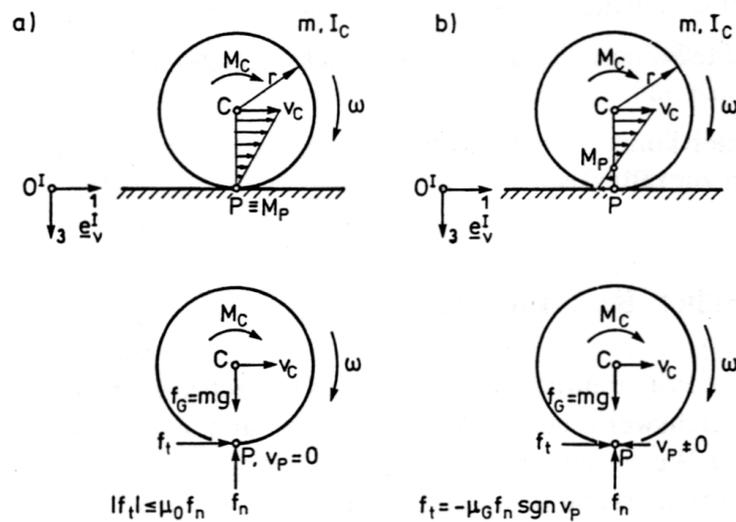


Abbildung 2.11: Bewegungszustände eines starren Rades auf starrem Untergrund [30]:

- a) kinematisches Rollen,
b) wälzen (kombiniertes Rollen und Gleiten).

Im **Fall a)** in Abbildung 2.11 ist der Kontaktpunkt P des Rades zugleich der Momentanpol M_P (reines Rollen). Dabei gilt zwischen Schwerpunktschwindigkeit v_C und Winkelgeschwindigkeit ω folgende Rollbedingung:

$$v_C = \omega \cdot r \quad (2.1)$$

Durch das Coulomb'sche Haftreibungsgesetz mit dem Haftreibungskoeffizienten μ_0 kann der Zusammenhang zwischen der am Rad wirkenden Normalkraft f_n und Tangentialkraft f_t folgendermaßen beschrieben werden:

$$|f_t| \leq \mu_0 \cdot f_n \quad \text{mit} \quad f_n > 0 \quad (2.2)$$

¹ Eine überlagerte Bewegung aus Translation und Rotation kann mit Hilfe des Momentanpols M_P als reine rotatorische Bewegung um diesen Punkt beschrieben werden [16, 17].

Im **Fall b)** in Abbildung 2.11 kommt es neben dem Rollen zu einem zusätzlichen Gleiten zwischen Rad und Fahrbahn (auch Wälzen genannt). Dort liegt der Momentanpol M_P nicht mehr im Kontaktpunkt P. Dabei beschreibt der Starrkörperschlupf ψ das Verhältnis von Gleitgeschwindigkeit $v_P = v_C - \omega \cdot r$ zu Schwerpunktschwindigkeit v_C :

$$\psi = \frac{v_P}{v_C} = \frac{v_C - \omega \cdot r}{v_C} \quad (2.3)$$

Nach dem Coulomb'schen Gleitreibungsgesetz gilt nun folgender Zusammenhang:

$$f_t = -\mu_G \cdot f_n \cdot \text{sign}(v_P) \quad (2.4)$$

Der Gleitreibungskoeffizient μ_G ist kleiner als der Haftreibungskoeffizient μ_0 . Das bedeutet, dass im Allgemeinen die Haftreibung größer als die Gleitreibung ist. Die Kraft f_t ist im Fall a) eine Reaktionskraft und im Fall b) eine dissipative, eingeprägte Kraft. Die vorhandene Reibung dient im Fall a) als Haftreibungskraft zur Beschleunigung des Rades (bis zu einem bestimmten Punkt) und im Fall b) als Gleitreibungswiderstand. [30]

Für die verfügbaren Kontaktkräfte spricht man beim **realen/deformierbaren Rad** eher von Kraftschluss als von Reibung. Der Rad-Schiene-Kontakt ist hier nicht mehr punkt- oder linienförmig, sondern flächenförmig. Es wird angenommen, dass die Kontaktpartner (Rad-Schiene) nur im Kontaktbereich elastisch, ansonsten starr sind. [16, 30]

Mit Hilfe des Bürstenmodells (Abbildung 2.12) können die komplexen physikalischen Vorgänge in der Kontaktfläche beschrieben werden. Beim Abrollvorgang einer zylindrischen Bürste unter gleichmäßiger Normalkraft ist zu beobachten, dass die Bürstenhaare am Einlauftrand der Kontaktfläche haften, sich während des Durchlaufens zunehmend verbiegen bis sie am Auslauftrand wiederum rückgleiten und entspannen.

Abbildung 2.12 a) zeigt die entstehenden Kraftverhältnisse, wenn man die Bürstenhaare gedanklich durch Blattfedern ersetzt. Der gesamte Kontaktbereich EA lässt sich in eine Haftzone EG und eine Gleitzone GA unterteilen. Die einzelnen tangentialen Kraftanteile (Haft- und Gleitreibungskräfte) ergeben in Summe eine Gesamttangentialkraft. Im Allgemeinen findet gleichzeitiges Haften und Gleiten statt, das zu einer Relativgeschwindigkeit zwischen den Kontaktpartnern führt. Der dabei entstehende Schlupf kann in zwei Komponenten unterteilt werden, die wiederum in Summe einen Gesamtschlupf ergeben: [30]

- Formänderungs- oder Mikroschlupf durch elastische Verformung,
- Starrkörperschlupf (Gleichung 2.3) durch Verletzung der Rollbedingung.

In Abbildung 2.12 b) sind die Verhältnisse bei gleichem Haftreibungs- und Gleitreibungskoeffizienten ($\mu_G = \mu_0$) dargestellt. Die Normaldruckverteilung p ergibt sich im Bereich EA nach der Hertz'schen Theorie [15]. Die Schubspannungsverteilung τ entsteht in der Gleitzone GA nach dem Gleitreibungsgesetz proportional zur Normaldruckverteilung $\tau = \mu_0 \cdot p$. In der Haftzone EG ergeben sich hingegen kleinere Werte. Durch Integration über die gesamte Kontaktfläche ergibt sich aus der Normaldruckverteilung p die Normalkraft f_n und aus der Schubspannungsverteilung τ die Tangentialkraft f_t . [30]

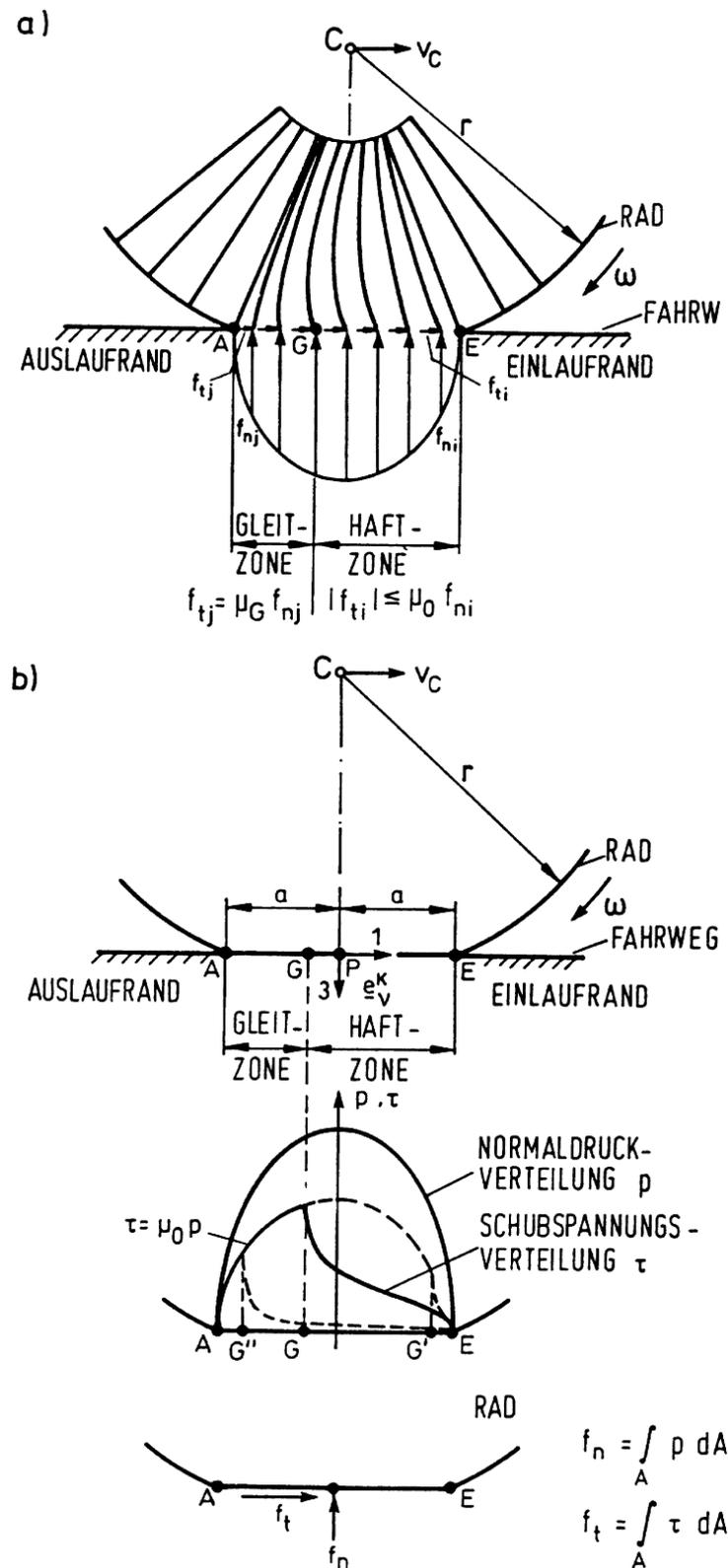


Abbildung 2.12: Kontaktverhältnisse beim rollenden elastischen Rad mit Reibung [30]:
 a) diskretes ebenes Ersatzsystem (Bürstenmodell),
 b) kontinuierliches ebenes Ersatzsystem.

Die Position des Grenzpunktes G zwischen Haft- und Gleitzone wird hauptsächlich vom Starrkörperschlupf ψ bestimmt. Je größer der Schlupf ist, desto näher liegt der Punkt G am Einlaufrand (G' in Abbildung 2.12 b)) und die Schubspannung τ bzw. die übertragende Kraft f_t wird größer. Bei kleinem Schlupf verschiebt sich der Punkt G in Richtung Auslaufrand (G'' in Abbildung 2.12 b)), die Haftzone vergrößert sich bzw. Schubspannung τ und Kraft f_t werden kleiner. Im Extremfall (Schlupf $\psi = 0$) nimmt die Haftzone die gesamte Kontaktfläche ein (G \equiv A), die Schubspannung τ verschwindet und es gilt $f_t = 0$. Die übertragene Kraft f_t wird also größer, je mehr Gleitzone durch Verkleinerung der Haftzone entsteht. Eine weitere Schlupfvergrößerung ab einem bestimmten Wert führt jedoch zu keiner Vergrößerung der Kraft f_t . [30]

Dieses Bürstenmodell nach [30] dient als einfaches Ersatzmodell für die prinzipielle Entstehung der Reifen-Längskraft-Charakteristik. Durch die Annahme von $\mu_G = \mu_0$ wird jedoch nicht zwischen Haft- und Gleitreibung unterschieden und somit ist nicht erklärbar, wie das in der Realität vorhandene Maximum in der charakteristischen Kurve entsteht. Hierfür sei auf [2] verwiesen. Dieses Maximum gibt an, welche maximalen Antriebs- bzw. Bremskräfte $F_{x,\max}$ vom Rad auf die Fahrbahn übertragen werden können und wird mit Hilfe des Reibungskoeffizienten bzw. Kraftschlussbeiwertes μ_{\max} und der Reifenaufstandskraft bzw. Normalkraft F_z wie folgt angegeben: [17, 39]

$$\mu_{\max} = \frac{F_{x,\max}}{F_z} \quad (2.5)$$

Eine Möglichkeit, die am Rad verfügbaren Kräfte bei jeweiligem Schlupf zu charakterisieren, bietet die Kraftschluss- bzw. Reibwert-Schlupf-Kurve in der Literatur auch als μ -Schlupf-Kurve bekannt. In Abbildung 2.13 ist das Verhältnis $\mu(s)$ in Abhängigkeit des Längsschlupfs s bei unterschiedlichen Fahrbahnbedingungen dargestellt.

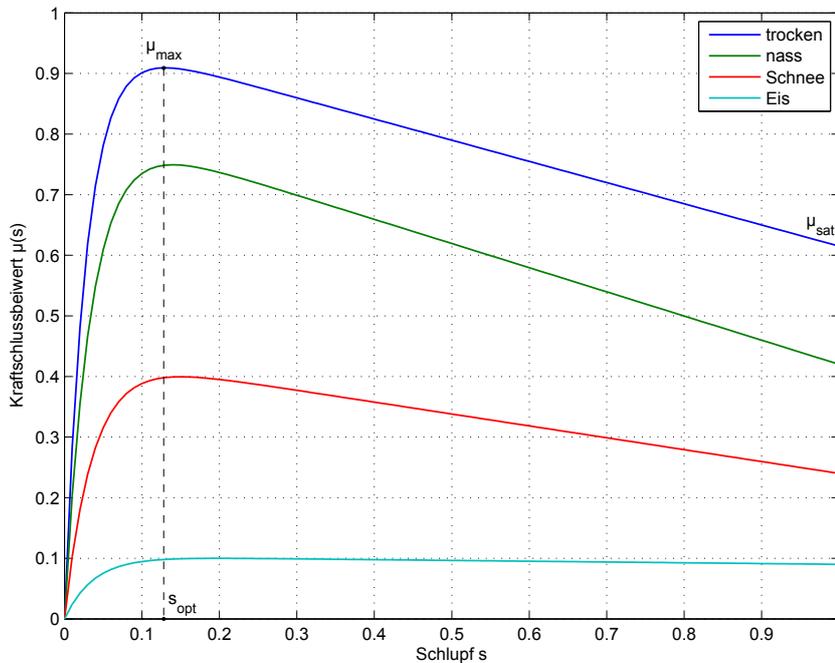


Abbildung 2.13: Kraftschluss-Schlupf-Kurve bei verschiedenen Fahrbahnzuständen [11]

In Abbildung 2.14 ist die Reifen-Längskraft-Charakteristik $F_x = F_x(s, F_z)$ bei konstanter Aufstandskraft F_z dargestellt, welche sich in drei Bereiche unterteilen lässt: [16, 39]

- Linearer-Kraft-Schlupfbereich (komplettes Haften der Profiltelchen),
- Übergangsbereich (Profiltelche beginnen zunehmend zu gleiten),
- Gleitbereich (alle Profiltelchen gleiten).

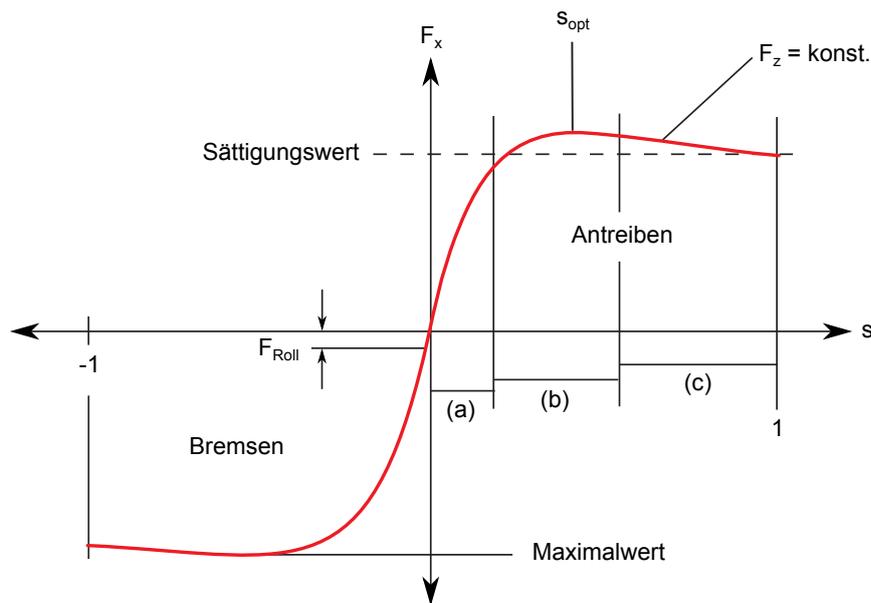


Abbildung 2.14: Reifen-Längskraft-Charakteristik mit Rollwiderstand F_{Roll} [16]

Sicherheitssysteme, wie ABS (Anti-Blockier-System) und ASR (Antriebs-Schlupf-Regelung) sorgen dafür, dass der Schlupf im Bereich der höchsten Reifen-Längskraft-Übertragung (Bereich (a) bis Grenzschlupf bzw. optimalen Schlupf s_{opt}) bleibt und es somit nicht zum Gleiten (blockierendes/durchdrehendes Rad) kommt [11]. Beim Grenzschlupf s_{opt} stehen die maximalen Antriebs- bzw. Bremskräfte zur Verfügung.

Der Längsschlupf s spielt in den dynamischen Vorgängen zwischen Rad und Schiene eine wesentliche Rolle. In dieser Arbeit werden die Schlupfdefinitionen nach [16, 17] verwendet und sind in Tabelle 2.1 übersichtlich zusammengefasst. Dabei wird zwischen folgenden Fällen unterschieden:

- Kein Schlupf (frei rollendes Rad),
- Antriebsschlupf s_A (angetriebenes Rad bzw. im Grenzfall - durchdrehendes Rad),
- Bremsschlupf s_B (gebremstes Rad bzw. im Grenzfall - blockierendes Rad).

Tabelle 2.1: Schlupfdefinitionen in Längsrichtung [17]

Kein Schlupf	Bremschlupf		Antriebsschlupf	
$v_C = \omega \cdot r_e$	$ v_C > \omega \cdot r_e$		$ v_C < \omega \cdot r_e$	
rollendes Rad	gebremstes Rad	block. Rad	angetriebenes Rad	durchdreh. Rad
$s_A = 0$			$s_A = \frac{\omega \cdot r_e - v_C}{ \omega r_e}$	$s_A = 1$
$s_B = 0$	$s_B = \frac{\omega \cdot r_e - v_C}{ v_C }$	$s_B = -1$		

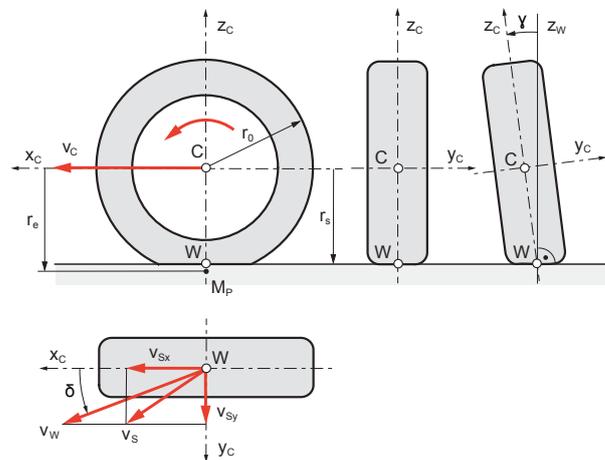


Abbildung 2.15: Kinematische Beziehungen am deformierbaren Rad [17]

Symbolbezeichnungen der Abbildung 2.15:

- | | |
|---------------------------------|---|
| r_0 ... undeformierter Radius | W ... Radaufstandspunkt |
| r_s ... statischer Radius | M_P ... Momentanpol |
| r_e ... dynamischer Radius | ω ... Radwinkelgeschwindigkeit |
| γ ... Sturzwinkel | v_C ... translatorische Radlängsgeschw. |
| δ ... Schräglaufwinkel | v_{S_x} ... Schlupfgeschw. in Längsrichtung |
| | v_{S_y} ... Schlupfgeschw. in Querrichtung |

Der effektive (dynamische) Reifenradius r_e ist für die Schlupfdefinitionen von großer Bedeutung, denn er beschreibt die Lage des Momentanpols M_P des frei rollenden Rades [16, 17]. Dabei gilt: $r_s \leq r_e \leq r_0$. Mit Hilfe des M_P können die überlagerten Radbewegungen aus Translation und Rotation als reine Rotation um diesen Punkt aufgefasst werden, d.h. das Rad dreht sich in jedem Zustand um diesen Momentanpol. Folgende Abbildung 2.16 zeigt die veränderlichen Lagen des Momentanpols und die daraus resultierenden longitudinalen Geschwindigkeiten eines Rades.

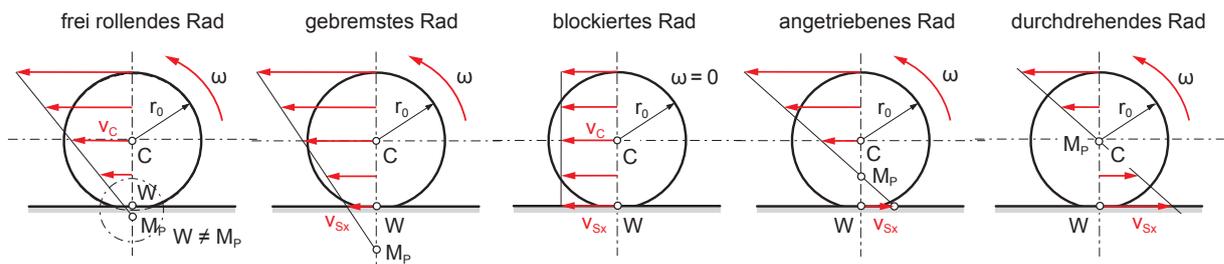


Abbildung 2.16: Längsgeschwindigkeiten sowie Lagen des Momentanpols [17]

Reifenwiderstände

Beim Abrollen eines deformierbaren Rades kommt es zu diversen Verlusten und Reifenwiderständen, die sich folgendermaßen zusammensetzen:

- Rollwiderstand,
- Schallwiderstand, vor allem bei nasser Fahrbahn,
- Lager- und Bremsreibung,
- Spurwiderstand (anti-parallele Radführung), Luft- sowie Kurvenwiderstand.

Der Rollwiderstand entsteht durch die visko-elastische Verformung des Reifens beim Abrollen. Er beschreibt die Kraft, die erforderlich ist um ein frei rollendes Rad in Bewegung zu halten. Beim Einlaufen in den Latsch wird der Reifen eingedrückt. Beim Auslaufen geht diese Eindrückung zwar in die ursprüngliche Lage zurück, jedoch nicht verlustlos. Die Verlustarbeit durch das Walken bzw. Verformen wird in Wärme umgewandelt. [17]

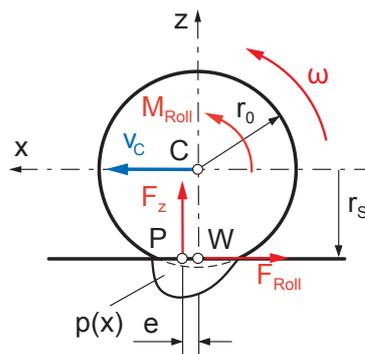


Abbildung 2.17: Entstehung des Rollwiderstandes am frei rollenden Rad [17]

Durch das Ein- und Ausfedern kommt es zu einer unsymmetrischen Druckverteilung $p(x)$ im Latsch (Abbildung 2.17). Die Normalkraft F_z , die um die Exzentrizität e versetzt wirkt, verursacht eine Rollwiderstandskraft F_{Roll} , die mit Hilfe des Momentengleichgewichts bzgl. des Punktes C und des Rollwiderstandsbeiwertes a_R beschrieben werden kann: [17]

$$F_{\text{Roll}} \cdot r_s = F_z \cdot e \quad \longrightarrow \quad F_{\text{Roll}} = \frac{e}{r_s} \cdot F_z \quad \longrightarrow \quad F_{\text{Roll}} = a_R \cdot F_z \quad (2.6)$$

Hinweis: Die restlichen Reifenwiderstände sind sehr minimal und werden bei einer messtechnischen Modellparameterbestimmung, wie sie in dieser Arbeit durchgeführt wird, gemeinsam mit anderen Verlusten mitmodelliert.

Reifenkontaktkräfte

Reifenkennfelder charakterisieren die auftretenden Reifenkontaktkräfte zwischen Rad und Fahrbahn in Abhängigkeit diverser Einflussgrößen (Schlupf, Schräglaufwinkel, Aufstandskraft, usw.) [17]. Die Reifenlängskraft F_x (longitudinale Richtung) hängt vom Längsschlupf s und der Aufstandskraft F_z ab (Abbildung 2.18(a)). Für die fahrdynamischen Betrachtungen des OSR-Shuttles ist nur diese Reifenkraft von Bedeutung. Die Reifenquerkraft F_y (laterale Richtung) ist abhängig vom Schräglaufwinkel δ (Winkel zwischen Reifenstellung und Geschwindigkeitsvektor) und der Normalkraft F_z (Abbildung 2.18(b)). In allgemeinen fahrdynamischen Vorgängen (Antreiben und Bremsen bei Kurvenfahrt) überlagern sich Reifenlängs- und Reifenquerkräfte und bilden eine einhüllende Kurve, den sogenannten Kamm'schen Kreis (Abbildung 2.18(c)). [17]

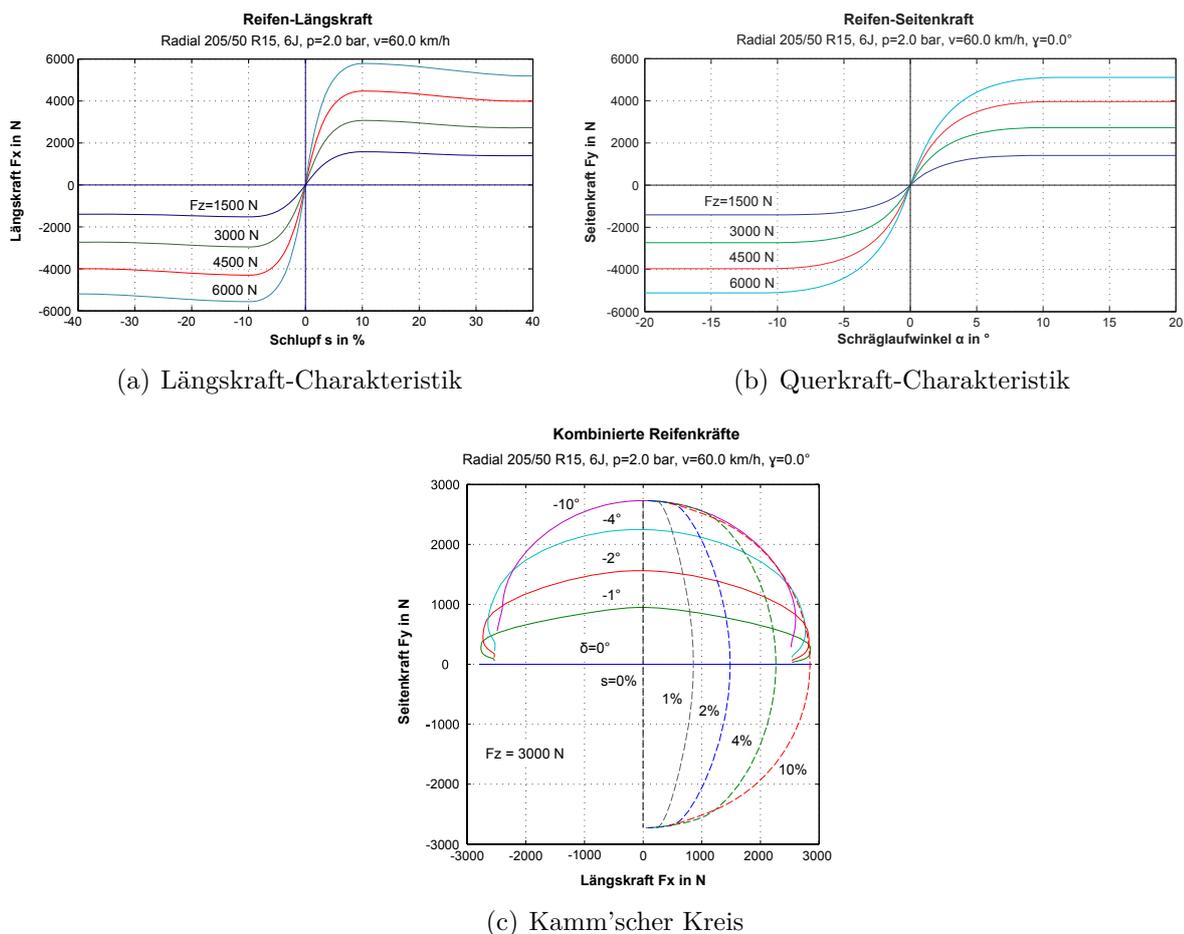


Abbildung 2.18: Längs-, Quer- und kombinierte Kräfte am Reifen [17]

Reifenmodelle

Für Fahrdynamik-Simulationen werden Reifenmodelle benötigt, die aus kinematischen Größen, wie Schlupf und Schräglaufwinkel die dynamischen Größen, wie Reifenkräfte und -momente berechnen. Sie beschreiben den Zusammenhang zwischen Kraftschluss und Schlupf. Dabei wird zwischen folgenden Reifenmodellen unterschieden: Physikalische Modelle beruhen auf physikalischen Effekten (Adhäsions- und Deformationsmechanismen) und erleichtern die Interpretierbarkeit der Ergebnisse. Solche Modelle sind sehr rechenaufwändig und somit für Simulationen eher unbrauchbar. Empirische Modelle sind hingegen schnell und leicht handhabbar, benötigen allerdings Prüfstandsmesswerte des Reifens, an die die Kurvenverläufe angenähert werden. Das empirisch-mathematische Reifenmodell *TMSimple* bzw. *Magic-Tyre-Formula* von Pacejka, das auf trigonometrischen Funktionen basiert, hat sich in der Praxis bewährt und wird folgendermaßen beschrieben: [16, 29]

$$Y = K \cdot \sin \left[B \cdot \left(1 - e^{-\frac{|X|}{A}} \right) \cdot \text{sign}(X) \right] \quad (2.7)$$

$$K = Y_{\max} \quad B = \pi - \arcsin \left(\frac{Y_{\infty}}{Y_{\max}} \right) \quad A = \frac{1}{dY_0} \cdot K \cdot B$$

Mit Hilfe der Koeffizienten K , B und A wird das Modell möglichst gut an die typische Reifen-Längskraft-Charakteristik (Abbildung 2.14 und 2.18(a)) angenähert. Dabei symbolisieren Y die gesuchte Reifenlängskraft F_x , Y_{\max} den Maximalwert der Längskraft, Y_{∞} den Sättigungswert bei $X = 1$, dY_0 die Anfangssteigung (physikalisch: Reifenfedersteifigkeit in Längsrichtung) und X den Schlupf s .

Eine weitere Möglichkeit zur empirischen Reifen-Modellierung stellt das *Burckhard-Modell* (siehe [11]) dar, welches auf exponentiellen Funktionen basiert. Dabei wird der Zusammenhang zwischen Kraftschlussbeiwert $\mu(s)$ und Schlupf s approximiert (Abbildung 2.13):

$$\mu(s) = C_1 \cdot (1 - e^{-C_2 \cdot s}) - C_3 \cdot s \quad (2.8)$$

2.4.2 Fahrzeuglängsdynamik

Fahrwiderstände

Die wichtigsten Fahrwiderstände sind im folgenden Abschnitt mathematisch beschrieben:

- **Rollwiderstand:** Das Rollwiderstandsmoment M_{Roll} entsteht aufgrund des Abrollens und wird anhand des dynamischen Radradius r_e , des Rollwiderstandsbeiwertes a_R , der Radaufstandskraft $m_{V,H} \cdot g$ sowie des Fahrbahnsteigungswinkels β berechnet. Die Indexzusätze „V“ und „H“ symbolisieren dabei Vorder- und Hinterachse.

$$M_{\text{Roll},V} = M_{\text{Roll},H} = r_e \cdot a_R \cdot m_{V,H} \cdot g \cdot \cos \beta \quad (2.9)$$

- **Luftwiderstand:** Die Luftwiderstandskraft F_{Luft} ist auf den Druckwiderstand der Luftströmung zurückzuführen und wird anhand des Luftwiderstandsbeiwertes c_W , der druck- und temperaturabhängigen Luftdichte ρ_L , der Anströmungsfläche A_L und der Fahrgeschwindigkeit v beschrieben.

$$F_{\text{Luft}} = 0,5 \cdot c_W \cdot \rho_L \cdot A_L \cdot v|v| \quad (2.10)$$

- **Steigungswiderstand:** Bei Steigung und Gefälle kommt es abhängig vom Fahrzeuggewicht $m \cdot g$ und Steigungswinkel β zu einer Steigungswiderstandskraft F_{Steig} . Beim OSR-Shuttle ist dieser Fahrwiderstand nicht vorhanden.

$$F_{\text{Steig}} = m \cdot g \cdot \sin \beta \quad (2.11)$$

Bewegungsgleichungen

Mit Hilfe des 2. Newton'schen Axioms und den Momentensatz von Euler (Drallsatz) können für das „freigeschnittene“ Fahrzeug bzw. Einspurmodell (Abbildung 2.19) folgende translatorische und rotatorische Bewegungsgleichungen aufgestellt werden.

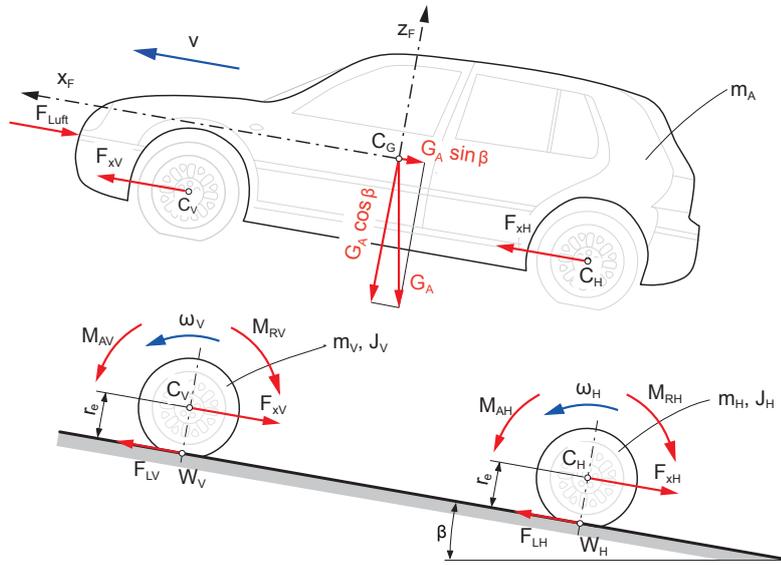


Abbildung 2.19: Wirkende Kräfte/Momente am „freigeschnittenen“ Fahrzeug [16]

- **Aufbau - Fahrzeug**

$$m_A \cdot \dot{v} = F_{xV} + F_{xH} - F_{\text{Luft}} - F_{\text{Steig}} \quad (2.12)$$

- **Vorderachse**

$$m_V \cdot \dot{v} = F_{LV} - F_{xV} \quad (2.13)$$

$$J_V \cdot \dot{\omega}_V = M_{AV} - M_{RV} - r_e \cdot F_{LV} \quad (2.14)$$

- **Hinterachse**

$$m_H \cdot \dot{v} = F_{LH} - F_{xH} \quad (2.15)$$

$$J_H \cdot \dot{\omega}_H = M_{AH} - M_{RH} - r_e \cdot F_{LH} \quad (2.16)$$

Hinweis: Das an den Rädern wirkende Antriebsmoment M_A wird in den meisten Fällen durch einen getriebeübersetzten Motor erzeugt. Deshalb enthalten die auf die Räder reduzierten Massenträgheitsmomente in Gleichung (2.14) und (2.16) zusätzlich die Trägheitsmomente des Motors, des Getriebes bzw. der Achsen.

2.5 Bürstenlose Gleichstrommotoren

In diesem Kapitel 2.5 erfolgt eine Einführung in die Eigenschaften und Funktionsweise des bürstenlosen Gleichstrommotors (brushless direct current motor, BLDC-Motor), der als Antriebsmotor des OSR-Shuttles dient.

BLDC-Motoren gewinnen zunehmend an Bedeutung und werden im Bereich der Automatisierungstechnik, Medizin-, Mess- und Informationstechnik, Automobilindustrie, Luft- und Raumfahrttechnik sowie im Freizeit-Modellbau eingesetzt [41].

Gewöhnliche Gleichstrommotoren besitzen beispielsweise den Vorteil eines glatten Drehmomentverlaufes, einer linearen Drehzahl-Drehmomentabhängigkeit oder einer einfachen Regelung ohne komplexer Hardware. Demgegenüber stehen jedoch der Verschleiß und die regelmäßigen Wartungen aufgrund der Kohlebürsten zur Kommutierung. Weitere negative Eigenschaften sind: Entstehung von Bürstenfeuer, Erhitzen der Bürsten bei hohen Drehzahlen, Verschmutzung durch Kohlestaub, Lärm usw. [5]

Ein BLDC-Motor kann hierbei Abhilfe schaffen, denn die Kommutierung erfolgt nicht elektromechanisch über Bürsten, sondern rein elektrisch über trapez- oder sinusförmige Spannungen bzw. Ströme. Die Kommutierung sorgt dafür, dass Strom und magnetisches Feld dieselbe Richtung aufweisen. Somit ist der Kommutator eine Art „Inverter“, der die eingespeiste Gleichspannung in eine Wechselgröße wandelt. Der Begriff bürstenloser „Gleichstrommotor“ kann deshalb irreführend sein [35]. Folgende Vorteile dieses Motors gegenüber eines bürstenbehafteten Gleichstrommotors seien an dieser Stelle erwähnt: [41]

- Längere Lebensdauer und geringere Wartung,
- Geräuscharmer Betrieb,
- Hohe Dynamik und hoher Wirkungsgrad,
- Bessere Geschwindigkeits-Drehmoment-Charakteristik,
- Hoher Geschwindigkeitsbereich erzielbar,
- Geringe Baugröße trotz hohem Drehmoment.

2.5.1 Aufbau und Ausführungsformen

Bürstenlose Gleichstrommotoren sind permanenterregte Synchronmotoren. Das bedeutet, dass das Magnetfeld von Rotor und Stator dieselbe Frequenz besitzen. Abbildung 2.20 zeigt den Längsschnitt eines BLDC-Motors. Der Rotor besteht aus Permanentmagneten, die für eine konstante Erregung sorgen. Die Polpaaranzahl kann dabei variieren, wobei die Pole Nord (N) und Süd (S) abwechselnd angeordnet sind. Der Stator kann mit einem ein-, zwei-, drei- oder mehrphasigen Wicklungssystem ausgeführt sein. Das dreisträngige System in Sternschaltung ist das Gebräuchlichste und ist auch im Shuttle-Antriebsmotor vorhanden. Für die elektrische Kommutierung wird die Rotorposition benötigt. Diese Positionsbestimmung kann entweder sensorbehaftet oder sensorlos erfolgen. Bei der sensorgesteuerten Kommutierung wird sie mit Hilfe von Hall- oder optischen Sensoren ermittelt. Bei der sensorlosen Ansteuerung erfolgt die Rotorlagendetektion indirekt über

die induzierte Gegenspannung in der jeweils unbestromten Wicklung. Dafür ist jedoch eine Mindestdrehzahl von Nöten, denn unter dieser Drehzahl kann der Motor nur „blind“ angesteuert werden. [10, 41]

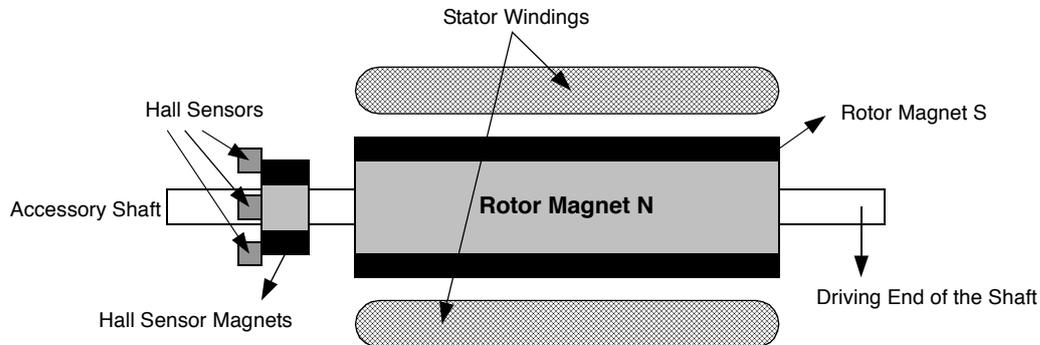


Abbildung 2.20: Längsschnitt eines bürstenlosen Gleichstrommotors [41]

Im Allgemeinen lassen sich Innenläufer-, Außenläufer- und Scheibenläuferausführungen (internal rotor, external rotor, discrotor) unterscheiden, welche entweder nutenbehaftete oder nutenlose Wicklungen besitzen können. [35]

2.5.2 Kraft- und Drehmomentbildung

Das physikalische Prinzip der Energieumwandlung ist bei allen elektrischen Maschinen dasselbe. Für ein fundamentales Verständnis der Feldtheorie, der physikalischen Effekte zur Momentenbildung und Spannungsinduktion sowie der verschiedenen Wechselwirkungen innerhalb der Maschine, sei an dieser Stelle auf [1, 9, 33] hingewiesen.

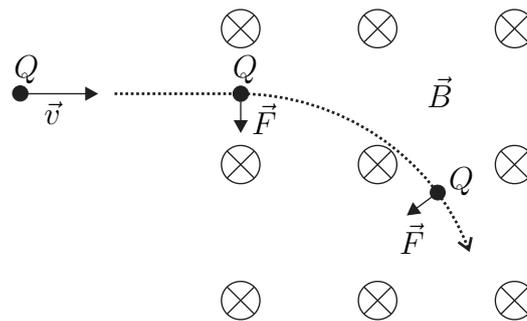


Abbildung 2.21: Kraftwirkung bewegter Ladungen Q im Magnetfeld [33]

Kraftentstehung: Bewegen sich n_Q Ladungsträger Q in einem Magnetfeld \vec{H} mit der Geschwindigkeit \vec{v} , so erfahren sie eine Kraftwirkung \vec{F} , die sogenannte Lorentz-Kraft (Abbildung 2.21). Der lineare Zusammenhang $\vec{B} = \mu_M \vec{H}$ gilt jedoch nicht immer, deshalb wird die Lorentz-Kraft in Abhängigkeit der magnetischen Flussdichte \vec{B} angegeben [33]:

$$\vec{F} = n_Q \cdot Q \cdot \vec{v} \times \vec{B} \quad (2.17)$$

Die resultierende Kraft \vec{F} ist ungleich Null solange Geschwindigkeits- und Magnetfeldvektor nicht parallel zueinander sind. Stehen beide senkrecht zueinander, so erreicht der Betrag ein Maximum und die Kraft \vec{F} ist am größten.

Drehmomentbildung: Eine Leiterschleife der Länge l ist in einem Radius r beweglich zur Achse gelagert. Aufgrund der bewegten Teilladung dQ im Leiterstück dl und des senkrechtstehenden magnetischen Feldes B kommt es zu einer Kraftwirkung dF [32]:

$$dF = dQ \cdot B \cdot v \quad (2.18)$$

Anhand der Beziehung für die Ladungsträgergeschwindigkeit v

$$v = \frac{dl}{dt} \quad (2.19)$$

und der Definition der Stromstärke I in einem elektrischen Leiter

$$I = \frac{dQ}{dt} \quad (2.20)$$

ergibt sich durch Integration von Gleichung (2.18) über die Leiterlänge l , folgende für das Drehmoment M verantwortliche Kraft F . Die magnetische Flussdichte B ist konstant, da Permanentmagneten das Erregerfeld im BLDC-Motor erzeugen.

$$F = I \cdot B \cdot l \quad (2.21)$$

Die Anzahl der Windungen N muss noch berücksichtigt werden, da Gleichung (2.21) nur auf Basis einer Leiterschleife aufgestellt wurde. Für das erzeugte Drehmoment M , das über die Drehmomentkonstante k_t proportional dem Strom I ist, gilt folgendes:

$$M = N \cdot F \cdot r = N \cdot I \cdot B \cdot l \cdot r = k_t \cdot I \quad (2.22)$$

Spannungsinduktion: Durch eine Bewegung der Leiterschleife im magnetischen Feld kommt es zu einer Spannungsinduktion (generatorisches Prinzip). Diese induzierte Spannung wirkt der „Quellspannung“ entgegen und wird auch als Gegen-EMK (Gegen-Elektromotorische Kraft) bezeichnet. Diese Kraft, die auf die Ladung dQ wirkt, kann wiederum mit Gleichung (2.18) beschrieben werden. Nach dem Kräftegleichgewicht zwischen elektrischer Kraft und Lorentz-Kraft resultiert für die elektromotorische Kraft EMK [32]:

$$\text{EMK} = B \cdot l \cdot v \quad (2.23)$$

Durch den Zusammenhang der Geschwindigkeiten

$$v = \omega \cdot r \quad (2.24)$$

kann die induzierte elektromotorische Kraft EMK folgendermaßen angeschrieben werden. Dabei stellt die Generator-Spannungskonstante k_e die Proportionalität zwischen induzierter Spannung und Drehzahl ω dar:

$$\text{EMK} = N \cdot B \cdot l \cdot r \cdot \omega = k_e \cdot \omega \quad (2.25)$$

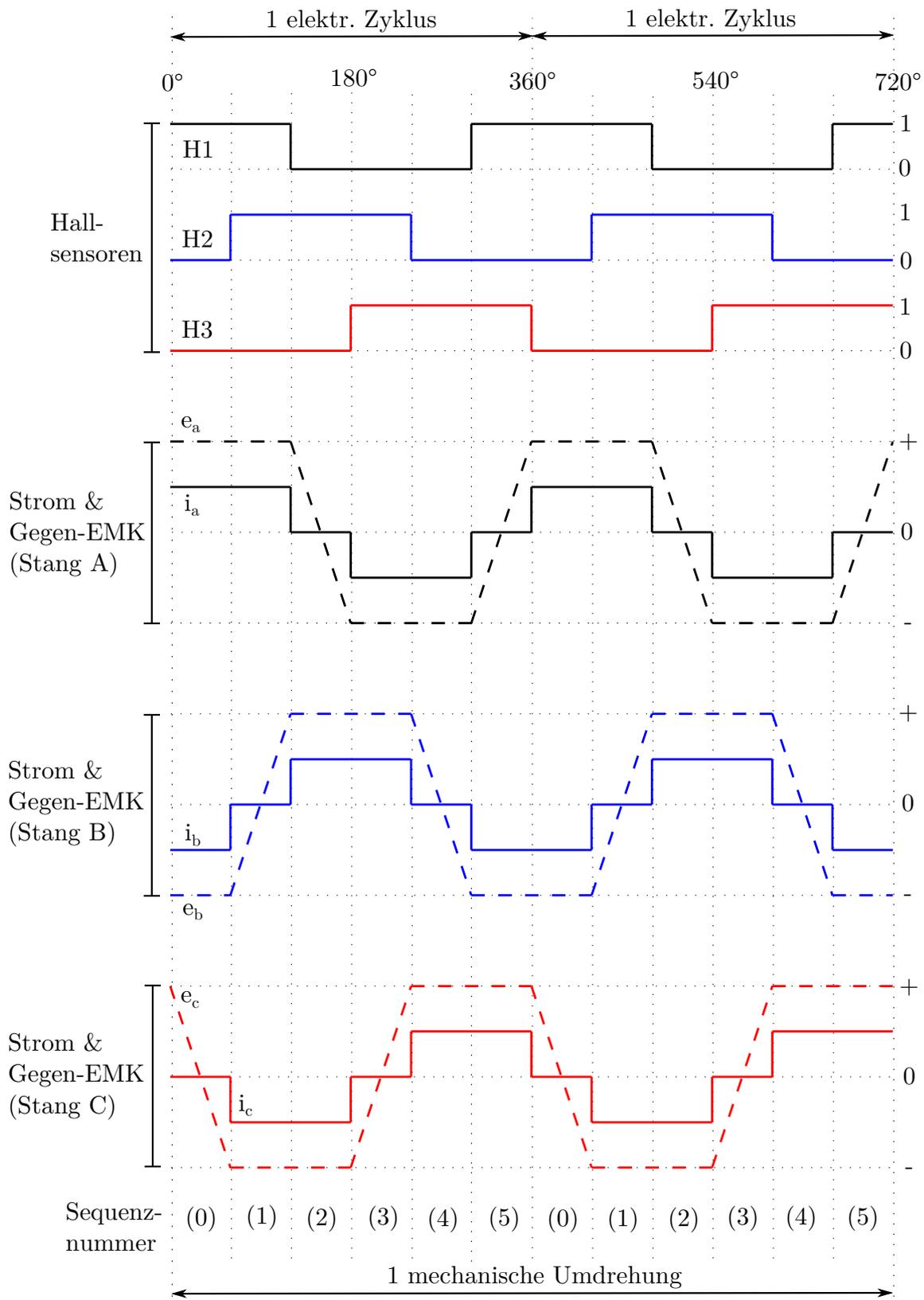


Abbildung 2.22: Hall-Sensorsignale (H1, H2, H3) sowie ideale Verläufe von Gegen-EMK (e_a , e_b , e_c) und Ströme (i_a , i_b , i_c) bei Polpaarzahl $P = 2$ nach [5, 10]

2.5.3 Funktionsweise, Ansteuerung und Kommutierung

Die Kommutierung bei BLDC-Motoren erfolgt im Gegensatz zu bürstenbehafteten Motor nicht mechanisch sondern elektrisch. Man unterscheidet zwei Arten: Motoren mit trapez- oder sinusförmiger Kommutierung. Wie der Name schon verrät, wird bei einer trapez-/sinusförmigen Kommutierung in den Statorwicklungen eine trapez-/sinusförmige Gegenspannung induziert. Für einen stetigen Drehmomentverlauf ist ein rechteck- oder sinusförmiger Stromverlauf von Nöten. Nachteil der sinusförmigen Kommutierung ist das notwendige Wissen der exakten Rotorposition zu jedem Zeitpunkt, welches einer sehr komplexen Software und Hardware bedarf. [5, 35, 41]

Aufgrund der trapezförmigen Kommutierung des Shuttle-Antriebsmotors wird diese Kommutierungsart im Rahmen dieser Arbeit genauer behandelt und anschließend im BLDC-Motor-Modell implementiert. Die Kommutierung ist in Sequenzen unterteilt, wobei in jeder Sequenz jeweils nur zwei der drei Phasenwicklungen „bestromt“ werden (Blockkommutierung). Aufgrund des Wechselspiels zwischen dem durch die Statorspulen erzeugten Magnetfeld und den Permanentmagneten kommt es zur Drehmomentbildung. Sind beide Magnetfelder senkrecht zueinander, erreicht das Drehmoment ein Maximum. [5, 41]

Welche zwei der drei Wicklungen stromführend sind, ist abhängig von der jeweiligen Rotorposition. Beispielsweise wechselt ein Positionssensor alle 60° (elektrischer Winkel) sein Signal und liefert eine entsprechende Binärzahl. Signale der Positionssensoren (H1, H2, H3) sowie ideale Verläufe von Gegen-EMK (e_a, e_b, e_c) und Phasenströme (i_a, i_b, i_c) sind in Abbildung 2.22 dargestellt.

Nach sechs Schritten ist ein elektrischer Zyklus vollständig (6-Schritte-Kommutierung). Der Zusammenhang zwischen elektrischem Zyklus und mechanischer Rotorumdrehung erfolgt über die Polpaarzahl P . Ein Motor mit Polpaarzahl $P = 2$ benötigt beispielsweise für eine vollständige mechanische Umdrehung 720° elektrische Rotation. [41]

$$\varphi_m = \frac{1}{P} \cdot \varphi_e = \frac{2}{p_p} \cdot \varphi_e \quad (2.26)$$

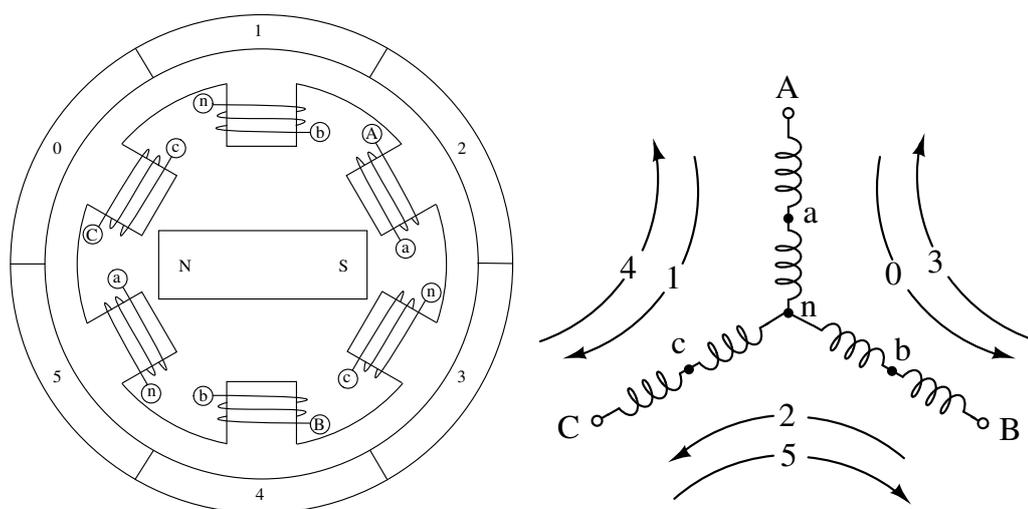


Abbildung 2.23: Querschnitt (links) und Kommutierungsschritte (rechts) [5, 10]

Abbildung 2.23 (links) zeigt einen vereinfachten Querschnitt eines dreisträngigen BLDC-Motors. Die Statorwicklungen bestehen aus sechs Spulen (A, a, B, b, C, c), wobei die Spulen A mit a, B mit b und C mit c in Serie geschaltet sind. Daraus ergeben sich drei Paare, die im Sternpunkt (n) miteinander verbunden sind. Die rechte Seite der Abbildung 2.23 erklärt die Reihenfolge der Kommutierungsschritte (60°-Schritte) zur richtigen Bestromung der einzelnen Phasen.

Abhängig von der ermittelten Rotorposition werden die Schalter (S1, S2, ..., S6) in der Ansteuerungselektronik (Abbildung 2.24) nach Tabelle 2.2 entsprechend geschaltet, um ein drehendes Statorfeld zu erzeugen und den Rotor in Bewegung zu setzen.

Die Schalter im „6-Schritte-Inverter“ sind üblicherweise MOSFETs, Bipolartransistoren mit isolierter Gate-Elektrode (IGBT) oder gewöhnliche Bipolar-Transistoren [41]. Die Dioden dienen als Freilaufdioden und ermöglichen ein schnelles Schalten der Ströme [32]. Außerdem garantieren sie bei geöffneter Schalterstellung dennoch einen Stromfluss.

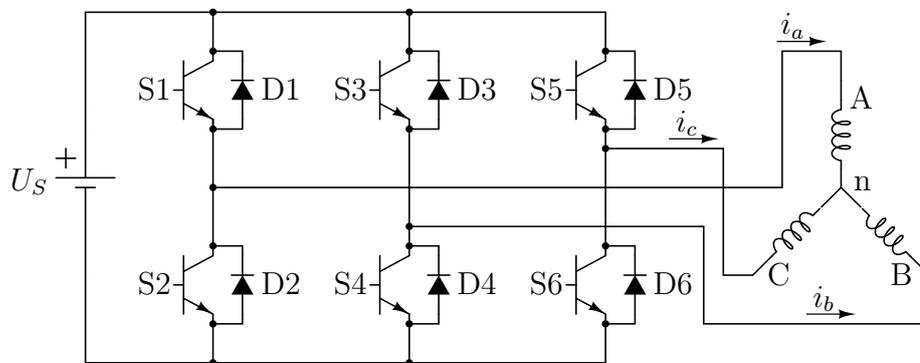


Abbildung 2.24: Brückenschaltung für Blockkommutierung des BLDC-Motors [5, 10]

In Tabelle 2.2 sind die Kommutierungsschritte, die Hall-Sensorsignale, die Schalterstellungen der Ansteuerungselektronik sowie die Strangstromrichtungen aufgelistet. Diese sequenzielle Abarbeitung eines elektrischen Zyklus wird dabei kontinuierlich wiederholt.

Tabelle 2.2: Schaltsequenzen/Kommutierungsschritte eines BLDC-Motors [5, 10]

Elektrischer Winkel	Sequenznummer	Hall-Sensor			geschlossene Schalter		Strangströme		
		H1	H2	H3			A	B	C
0° – 60°	0	1	0	0	S1	S4	+	-	aus
60° – 120°	1	1	1	0	S1	S6	+	aus	-
120° – 180°	2	0	1	0	S3	S6	aus	+	-
180° – 240°	3	0	1	1	S3	S2	-	+	aus
240° – 300°	4	0	0	1	S5	S2	-	aus	+
300° – 360°	5	1	0	1	S5	S4	aus	-	+

Kapitel 3

Modellbildung des BLDC-Motors

In diesem Abschnitt wird ein mathematisches Modell eines bürstenlosen Gleichstrommotors erstellt. Zunächst erfolgt der Modellentwurf des Motors und dessen Kommutierung. Anschließend werden die einzelnen Teilsysteme in MATLAB/Simulink implementiert. Zum Schluss wird das Gesamtmodell des Motors mit Hilfe von realen Parametern (aus dem jeweiligen Datenblatt) simuliert und verifiziert. Zudem wird es hinsichtlich der Einfachheit, Effizienz und Weiterverwendung für das Gesamtmodell des OSR-Shuttles untersucht.

3.1 Annahmen und Vereinfachungen

Um den Entwurf zu erleichtern und das Modell übersichtlich und möglichst einfach zu halten, werden folgende Annahmen und Vereinfachungen getroffen [9, 32, 33]:

- Vernachlässigung auftretender Verluste, wie Eisenverluste (Hysteresese- und Wirbelstromverluste) aufgrund von Ummagnetisierungen,
- Nichtberücksichtigung von thermischen Verlusten durch Maschinenerwärmung,
- kein Auftreten von Dämpfungs- (Wirbelstrombremse) und Sättigungseffekten,
- diverse Reibungsverluste des Motors werden zusammengefasst modelliert,
- Spulen bzw. Wicklungen in den Strängen werden als ideal angenommen und sind symmetrisch sowie unabhängig von der Rotorposition,
- Vernachlässigung der Gegeninduktivitäten zwischen den einzelnen Phasenspulen [31], die sich aufgrund der Strombeziehung im Sternpunkt aufheben,
- konstruktionsbedingte und mathematische Vereinfachungen, wie symmetrischer Aufbau des Motors, zusammengefasste Spulenpaare und gleichmäßiger Luftspalt zwischen Stator und Rotor.

3.2 Mathematisches Modell

Das Aufstellen des mathematischen Modells zur Beschreibung eines bürstenlosen Gleichstrommotors wird in zwei Abschnitte unterteilt: Im ersten Teil erfolgt die Modellierung des Motors an sich und im zweiten dessen Kommutierung bzw. Ansteuerung.

Hinweis: Als fundamentale Grundlagen für die nun folgenden Entwürfe des BLDC-Motor-Modells dienen [5, 32, 38].

3.2.1 Bürstenloser Gleichstrommotor

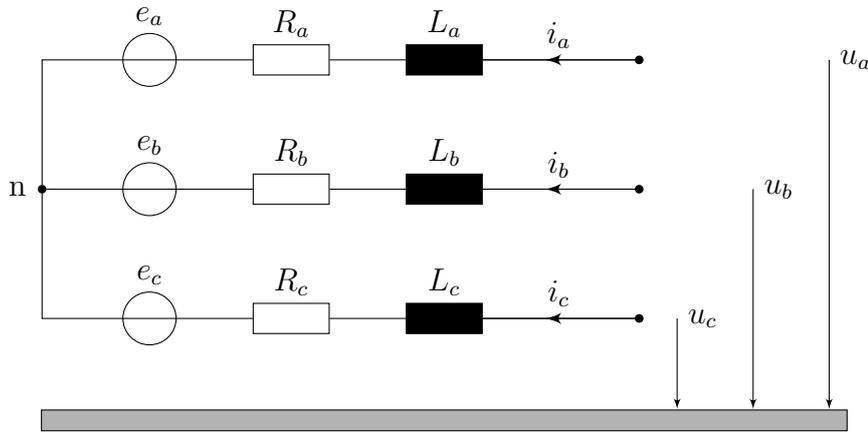


Abbildung 3.1: Elektrisches Ersatzschaltbild eines BLDC-Motors in Sternschaltung nach [32]

Mit Hilfe des elektrischen Ersatzschaltbildes (Abbildung 3.1) können für einen dreiphasigen Motor mit Sternpunkt n folgende Strang-Spannungsgleichungen aufgestellt werden:

$$u_a = R_a \cdot i_a + L_a \cdot \frac{di_a}{dt} + e_a \quad (3.1)$$

$$u_b = R_b \cdot i_b + L_b \cdot \frac{di_b}{dt} + e_b \quad (3.2)$$

$$u_c = R_c \cdot i_c + L_c \cdot \frac{di_c}{dt} + e_c \quad (3.3)$$

Durch das Zusammenfassen der Widerstände ($R = R_a = R_b = R_c$) und Induktivitäten ($L = L_a = L_b = L_c$) lassen sich folgende verkettete Spannungsbeziehungen angeben:

$$u_{ab} = R \cdot (i_a - i_b) + L \cdot \frac{d}{dt}(i_a - i_b) + e_a - e_b \quad (3.4)$$

$$u_{bc} = R \cdot (i_b - i_c) + L \cdot \frac{d}{dt}(i_b - i_c) + e_b - e_c \quad (3.5)$$

$$u_{ca} = R \cdot (i_c - i_a) + L \cdot \frac{d}{dt}(i_c - i_a) + e_c - e_a \quad (3.6)$$

Symbolbezeichnung: (u_{ab}, u_{bc}, u_{ca}) sind verkettete Phase-zu-Phase-Spannungen, (i_a, i_b, i_c) die Phasenströme und (e_a, e_b, e_c) die Gegen-EMK (induzierte Spannungen) je Phase.

Mit Hilfe des Momentensatzes von Euler (Drallsatz) kann die mechanische Drehbewegung durch Gleichung (3.7) beschrieben werden. Gleichung (3.8) beschreibt hingegen den Zusammenhang zwischen elektrischer und mechanischer Winkelgeschwindigkeit:

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{M_e - M_L - M_R}{J} \quad (3.7)$$

$$\frac{d\varphi_e}{dt} = P \cdot \omega_m = \frac{p_p}{2} \cdot \omega_m \quad (3.8)$$

Dabei bezeichnet ω_m die mechanische Winkelgeschwindigkeit, M_e das elektrische Drehmoment, M_L ein eventuell vorhandenes Lastmoment, M_R das Reibmoment, J das Massenträgheitsmoment aller drehenden Teile, φ_e den elektrischen Winkel, P die Polpaarzahl und p_p die Anzahl der Pole. Das Motorreibmoment M_R (Gleichung (3.9)) wird mit Hilfe der viskosen bzw. drehzahlproportionalen Reibung (1. Term) und der Coulomb'schen Reibung (2. Term) modelliert. k_{RC} symbolisiert dabei den Reibungskoeffizienten der viskosen Reibung und k_{RC} jenen der Coulomb'schen Reibung.

$$M_R = k_{RV} \cdot \omega_m + k_{RC} \cdot \text{sign}(\omega_m) \quad (3.9)$$

Das elektrische Drehmoment M_e sowie die Gegen-Elektromotorische Kraft (Gegen-EMK) sind abhängig vom elektrischen Winkel φ_e . Wie bereits im Abschnitt 2.5 *Bürstenlose Gleichstrommotoren* erwähnt und in Abbildung 2.22 ersichtlich, besitzen die Gegen-EMK trapezförmige Verläufe mit einer Phasenverschiebung von jeweils 120° . Folgende Gleichung beschreibt nach Tabelle 1 in [38] den gewünschten trapezförmigen Kurvenverlauf für eine elektrische Periode und dient als Formfunktion:

$$F(\varphi_e) = \begin{cases} 1 & \text{für } 0 \leq \varphi_e < \frac{2\pi}{3} \\ 5 - \frac{6}{\pi} \cdot \varphi_e = 1 - \frac{6}{\pi} \left(\varphi_e - \frac{2\pi}{3} \right) & \text{für } \frac{2\pi}{3} \leq \varphi_e < \pi \\ -1 & \text{für } \pi \leq \varphi_e < \frac{5\pi}{3} \\ \frac{6}{\pi} \cdot \varphi_e - 11 = -1 + \frac{6}{\pi} \left(\varphi_e - \frac{5\pi}{3} \right) & \text{für } \frac{5\pi}{3} \leq \varphi_e < 2\pi \end{cases} \quad (3.10)$$

Mit Hilfe der Formfunktion $F(\varphi_e)$ und deren jeweils um 120° phasenverschobenen Funktionen können nun folgende Gleichungen für die Gegen-Elektromotorischen Kräfte in den jeweiligen Phasen angegeben werden (k_e bezeichnet die Generator-Spannungskonstante):

$$e_a = \frac{k_e}{2} \cdot \omega_m \cdot F_a(\varphi_e) = \frac{k_e}{2} \cdot \omega_m \cdot F(\varphi_e) \quad (3.11)$$

$$e_b = \frac{k_e}{2} \cdot \omega_m \cdot F_b(\varphi_e) = \frac{k_e}{2} \cdot \omega_m \cdot F\left(\varphi_e - \frac{2\pi}{3}\right) \quad (3.12)$$

$$e_c = \frac{k_e}{2} \cdot \omega_m \cdot F_c(\varphi_e) = \frac{k_e}{2} \cdot \omega_m \cdot F\left(\varphi_e - \frac{4\pi}{3}\right) \quad (3.13)$$

Das elektrische Drehmoment M_e kann auch mit Hilfe obiger Trapezfunktionen beschrieben werden (k_t bezeichnet die Drehmomentkonstante):

$$M_e = \frac{k_t}{2} \cdot \left[F(\varphi_e) \cdot i_a + F\left(\varphi_e - \frac{2\pi}{3}\right) \cdot i_b + F\left(\varphi_e - \frac{4\pi}{3}\right) \cdot i_c \right] \quad (3.14)$$

$$M_e = \frac{e_a \cdot i_a + e_b \cdot i_b + e_c \cdot i_c}{\omega_m} \quad (3.15)$$

Gleichung (3.15) stellt eine weitere Möglichkeit dar, das elektrische Drehmoment zu berechnen. Hierfür muss der Motor allerdings exakt angesteuert werden und die Phasenströme bzw. Gegen-EMK in Phase laufen. [12]

Hinweis: In den Gleichungen (3.11) bis (3.13) sowie (3.14) handelt es sich bei der Generator-Spannungs-Konstante k_e und der Drehmomentkonstante k_t um Phasenwerte, da bei deren Berechnungen alle drei Phasenanteile verwendet werden. In den meisten Fällen beziehen sich die vom Motorhersteller angegebenen Konstanten jedoch auf Phase-zu-Phase-Werte und müssen deshalb halbiert werden.

Für die Implementierung in MATLAB/Simulink werden nun die Gleichungen (3.4) bis (3.7) in ein Zustandsraummodell dargestellt. Zuvor bedarf es jedoch kleiner Anpassungen: Aufgrund der Linearkombination der Spannungsgleichungen (3.4) bis (3.6) und der Strombeziehung (3.16) im Sternpunkt n

$$i_a + i_b + i_c = 0 \quad \longrightarrow \quad i_c = -i_a - i_b \quad (3.16)$$

kann die Spannungsgleichung u_{ca} (Gleichung (3.6)) eliminiert werden und in den beiden anderen Gleichungen der jeweilige Phasenstrom durch (3.16) ersetzt werden:

$$u_{ab} = R \cdot (i_a - i_b) + L \cdot \frac{d}{dt}(i_a - i_b) + e_a - e_b \quad (3.17)$$

$$u_{bc} = R \cdot (i_a + 2i_b) + L \cdot \frac{d}{dt}(i_a + 2i_b) + e_b - e_c \quad (3.18)$$

Abschließend werden nun die elektrischen Spannungsgleichungen (3.17) und (3.18) bzw. die mechanische Gleichung (3.7) durch entsprechendes Umformen in Matrixschreibweise bzw. als Zustandsraummodell dargestellt. Für das Motorreibmoment M_R (Gleichung (3.9)) wird nur der lineare Term (viskose Reibung) herangezogen.

$$\frac{d\mathbf{x}(t)}{dt} = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) \quad (3.19)$$

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ \omega_m \\ \varphi_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{R}{L} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{R}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{k_{RV}}{J} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ \omega_m \\ \varphi_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2}{3L} & \frac{1}{3L} & 0 \\ -\frac{1}{3L} & \frac{1}{3L} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{J} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{ab} - e_{ab} \\ u_{bc} - e_{bc} \\ M_e - M_L \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

Der Zustandsvektor \mathbf{x} und der Ausgangsvektor \mathbf{y} sind folgendermaßen definiert:

$$\mathbf{x} = [i_a \quad i_b \quad \omega_m \quad \varphi_m]^T \quad (3.21)$$

$$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \\ \omega_m \\ \varphi_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ \omega_m \\ \varphi_m \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

3.2.2 Ansteuerung und Kommutierung

Wie bereits unter Kapitel 2.5.3 *Funktionsweise, Ansteuerung und Kommutierung* beschrieben, wird der BLDC-Motor mit Hilfe einer Blockkommutierung angesteuert. Das bedeutet, dass in jedem Kommutierungsschritt jeweils nur zwei der drei Wicklungen bestromt werden. Die nicht benutzte dritte Wicklung könnte im sensorlosen Betrieb zur Rotorpositionsbestimmung verwendet werden. Der Shuttle-Antriebsmotor wird jedoch sensorbehaftet kommutiert und die Rotorpositionsmessung erfolgt über Hall-Sensoren.

Abbildung 3.2 zeigt die möglichen elektrischen Netzwerk-Konfigurationen der Ansteuerungsschaltung (Abbildung 2.24) in jedem Kommutierungsschritt (60° -Intervall) bei entsprechenden Schalterstellungen nach Tabelle 2.2. Dabei ist zu beachten, dass diese Konfigurationen nur für eine Stromrichtung des unbestromten Stranges gültig sind. Die Freilaufdioden bestimmen jeweils die Stromrichtung durch die Brückenschaltung.

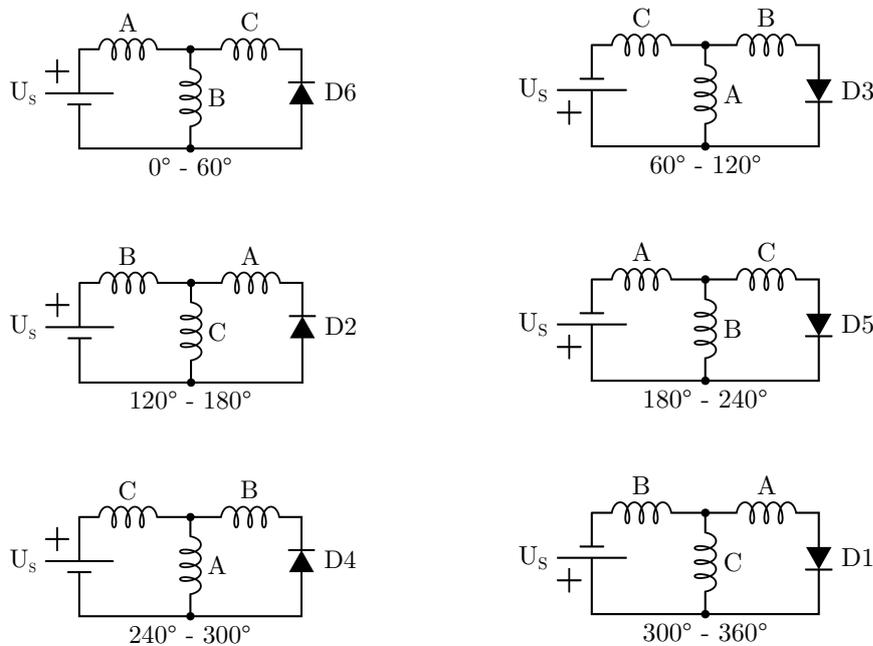
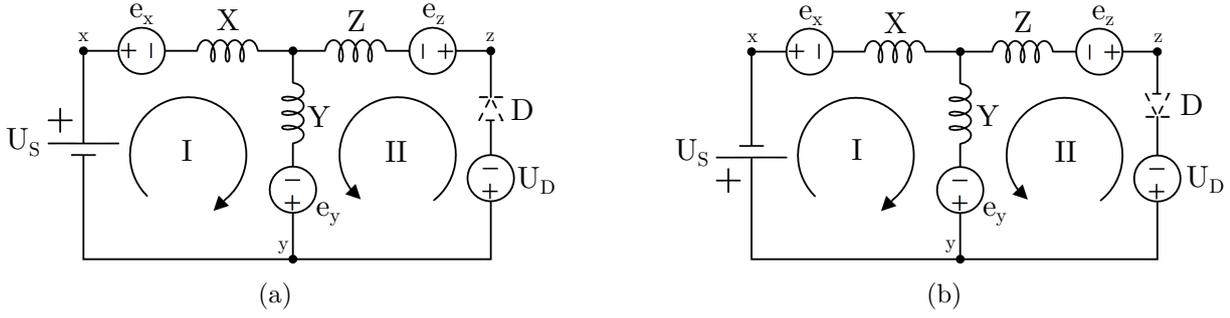


Abbildung 3.2: Netzwerk-Konfigurationen für jeden Kommutierungsschritt [5]


Abbildung 3.3: Mögliche Netzwerk-Topologien aus Abbildung 3.2 [5]

Im Allgemeinen können die verketteten Spannungen für Abbildung 3.3(a) folgendermaßen berechnet werden. Dabei symbolisiert i^* den Strom der inaktiven Phase.

$$i^* > 0 \quad \longrightarrow \quad \begin{cases} u_{xy} = U_S \\ u_{yz} = 0 \\ u_{zx} = -U_S \end{cases} \quad (3.23)$$

$$i^* = 0 \quad \longrightarrow \quad \begin{cases} u_{xy} = U_S \\ u_{yz} = \frac{1}{2}(-U_S + e_x + e_y - 2e_z) \\ u_{zx} = \frac{1}{2}(-U_S - e_x - e_y + 2e_z) \end{cases} \quad (3.24)$$

$$i^* < 0 \quad \longrightarrow \quad \begin{cases} u_{xy} = U_S \\ u_{yz} = -U_S \\ u_{zx} = 0 \end{cases} \quad (3.25)$$

Für das Netzwerk in Abbildung 3.3(b) gilt:

$$i^* > 0 \quad \longrightarrow \quad \begin{cases} u_{xy} = -U_S \\ u_{yz} = U_S \\ u_{zx} = 0 \end{cases} \quad (3.26)$$

$$i^* = 0 \quad \longrightarrow \quad \begin{cases} u_{xy} = -U_S \\ u_{yz} = \frac{1}{2}(U_S + e_x + e_y - 2e_z) \\ u_{zx} = \frac{1}{2}(U_S - e_x - e_y + 2e_z) \end{cases} \quad (3.27)$$

$$i^* < 0 \quad \longrightarrow \quad \begin{cases} u_{xy} = -U_S \\ u_{yz} = 0 \\ u_{zx} = U_S \end{cases} \quad (3.28)$$

Die Bezeichnungen X, x, Y, y, Z, z sowie die induzierten Spannungen e_x, e_y, e_z werden für jedes Kommutierungsintervall entsprechend nach Abbildung 3.2 durch A, a, B, b, C, c bzw. e_a, e_b, e_c ersetzt.

Die Ausgangsspannungen des Inverters und somit Eingänge des Zustandsraummodells sind die Differenzen der verketteten Phase-zu-Phase-Spannungen und der dazugehörigen Gegen-EMKs: $(u_{ab} - e_{ab})$ bzw. $(u_{bc} - e_{bc})$. Sie sind nicht nur von der Brückenversorgungsspannung U_S und dem elektrischen Winkel φ_e , der das Kommutierungsintervall bestimmt abhängig, sondern auch von den Gegen-EMK (e_a, e_b, e_c) und den Phasenströmen (i_a, i_b, i_c). Dabei spielt auch die Richtung der Freilaufdioden eine wesentliche Rolle.

Mit Hilfe der Netzwerk-Topologien in Abbildung 3.3 bzw. der Gleichungen (3.23) bis (3.28) können nun für jeden Kommutierungsschritt Spannungsgleichungen aufgestellt werden. Die berechneten Ergebnisse sind in Tabelle 3.1 übersichtlich zusammengefasst. Folgendes Berechnungsbeispiel für den ersten Kommutierungsschritt ($0^\circ - 60^\circ$) soll die prinzipielle Vorgehensweise demonstrieren:

Aus Abbildung 3.2 (Fall: $0^\circ - 60^\circ$) wird ersichtlich, dass für diesen Kommutierungsschritt die Netzwerk-Topologie in Abbildung 3.3(a) und somit die Gleichungen (3.23), (3.24) und (3.25) in Frage kommen:

$$i_c > 0 \quad \longrightarrow \quad \begin{cases} u_{ab} - e_{ab} = u_{ab} - (e_a - e_b) = U_S - e_a + e_b \\ u_{bc} - e_{bc} = u_{bc} - (e_b - e_c) = -e_b + e_c \\ u_{ca} - e_{ca} = u_{ca} - (e_c - e_a) = -U_S + e_a - e_c \end{cases} \quad (3.29)$$

$$i_c = 0 \quad \longrightarrow \quad \begin{cases} u_{ab} - e_{ab} = u_{ab} - (e_a - e_b) = U_S - e_a + e_b \\ u_{bc} - e_{bc} = u_{bc} - (e_b - e_c) = \frac{1}{2}(-U_S + e_a - e_b) \\ u_{ca} - e_{ca} = u_{ca} - (e_c - e_a) = \frac{1}{2}(-U_S + e_a - e_b) \end{cases} \quad (3.30)$$

Besitzt der Strom im nicht aktiven Strang jedoch eine andere Richtung, so fließt er nicht durch Diode 6, sondern durch Diode 5. In diesem Fall gilt:

$$i_c < 0 \quad \longrightarrow \quad \begin{cases} u_{ab} - e_{ab} = u_{ab} - (e_a - e_b) = U_S - e_a + e_b \\ u_{bc} - e_{bc} = u_{bc} - (e_b - e_c) = -U_S - e_b + e_c \\ u_{ca} - e_{ca} = u_{ca} - (e_c - e_a) = e_a - e_c \end{cases} \quad (3.31)$$

Neben dieser Art der Ansteuerung bzw. Phasenspannungsberechnung gibt es noch weitere Methoden, die im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht genauer behandelt werden. Dazu sei auf folgende Literatur [5] verwiesen.

Tabelle 3.1: Berechnung der Phasen-Eingangsspannungen für BLDC-Motor-Modell [5]

Elektrischer Winkel	Strombedingung	$u_{ab} - e_{ab}$	$u_{bc} - e_{bc}$	$u_{ca} - e_{ca}$
$0^\circ - 60^\circ$	$i_c > 0$	$U_S - e_a + e_b$	$-e_b + e_c$	$-U_S + e_a - e_c$
	$i_c = 0$	$U_S - e_a + e_b$	$\frac{1}{2}(-U_S + e_a - e_b)$	$\frac{1}{2}(-U_S + e_a - e_b)$
	$i_c < 0$	$U_S - e_a + e_b$	$-U_S - e_b + e_c$	$e_a - e_c$
$60^\circ - 120^\circ$	$i_b > 0$	$U_S - e_a + e_b$	$-e_b + e_c$	$-U_S + e_a - e_c$
	$i_b = 0$	$\frac{1}{2}(U_S - e_a + e_c)$	$\frac{1}{2}(U_S - e_a + e_c)$	$-U_S + e_a - e_c$
	$i_b < 0$	$-e_a + e_b$	$U_S - e_b + e_c$	$-U_S + e_a - e_c$
$120^\circ - 180^\circ$	$i_a > 0$	$-U_S - e_a + e_b$	$U_S - e_b + e_c$	$e_a - e_c$
	$i_a = 0$	$\frac{1}{2}(-U_S + e_b - e_c)$	$U_S - e_b + e_c$	$\frac{1}{2}(-U_S + e_b - e_c)$
	$i_a < 0$	$-e_a + e_b$	$U_S - e_b + e_c$	$-U_S + e_a - e_c$
$180^\circ - 240^\circ$	$i_c > 0$	$-U_S - e_a + e_b$	$U_S - e_b + e_c$	$e_a - e_c$
	$i_c = 0$	$-U_S - e_a + e_b$	$\frac{1}{2}(U_S + e_a - e_b)$	$\frac{1}{2}(U_S + e_a - e_b)$
	$i_c < 0$	$-U_S - e_a + e_b$	$-e_b + e_c$	$U_S + e_a - e_c$
$240^\circ - 300^\circ$	$i_b > 0$	$-e_a + e_b$	$-U_S - e_b + e_c$	$U_S + e_a - e_c$
	$i_b = 0$	$\frac{1}{2}(-U_S - e_a + e_c)$	$\frac{1}{2}(-U_S - e_a + e_c)$	$U_S + e_a - e_c$
	$i_b < 0$	$-U_S - e_a + e_b$	$-e_b + e_c$	$U_S + e_a - e_c$
$300^\circ - 360^\circ$	$i_a > 0$	$-e_a + e_b$	$-U_S - e_b + e_c$	$U_S + e_a - e_c$
	$i_a = 0$	$\frac{1}{2}(U_S + e_b - e_c)$	$-U_S - e_b + e_c$	$\frac{1}{2}(U_S + e_b - e_c)$
	$i_a < 0$	$U_S - e_a + e_b$	$-U_S - e_b + e_c$	$e_a - e_c$

Hinweis: Die Summe der drei Spalten in Tabelle 3.1 ergibt nach der Maschenregel immer Null. Für die Eingangsgrößen des BLDC-Motor-Modells werden die Phasenspannungsgleichungen der dritten Spalte nicht benötigt, da im Zuge der Zustandsraumdarstellung (Gleichung (3.20)) diese Spannungsbeziehung des dritten Stranges (3.6) eliminiert bzw. ersetzt wurde.

3.3 Implementierung in MATLAB/Simulink

Nach der Erstellung des mathematischen Modells für den BLDC-Motor erfolgt nun dessen Implementierung im numerischen Berechnungsprogramm MATLAB bzw. dessen Simulationswerkzeug MATLAB/Simulink¹.

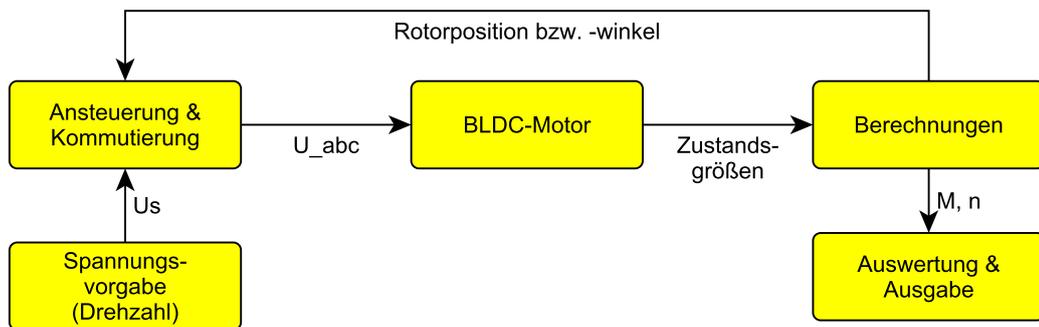


Abbildung 3.4: Informations- und Datenflussdiagramm des BLDC-Motor-Modells

Im Flussdiagramm des BLDC-Motor-Modells (Abbildung 3.4) wird eine Spannung proportional der Drehzahl vorgegeben, die bei der Ansteuerung/Kommutierung in eine dreiphasige Spannung (u_a, u_b, u_c) umgewandelt wird. Diese dient zur Speisung des Motors. Der BLDC-Motor liefert drei Phasenströme, die Winkelgeschwindigkeit und den Winkel, aus denen Drehmoment und Drehzahl ermittelt werden (Block: Berechnungen). Weiters wird die Rotorposition (Winkel) an die Ansteuerung/Kommutierung übergeben, um die korrekten Phasenspannungen zu generieren.

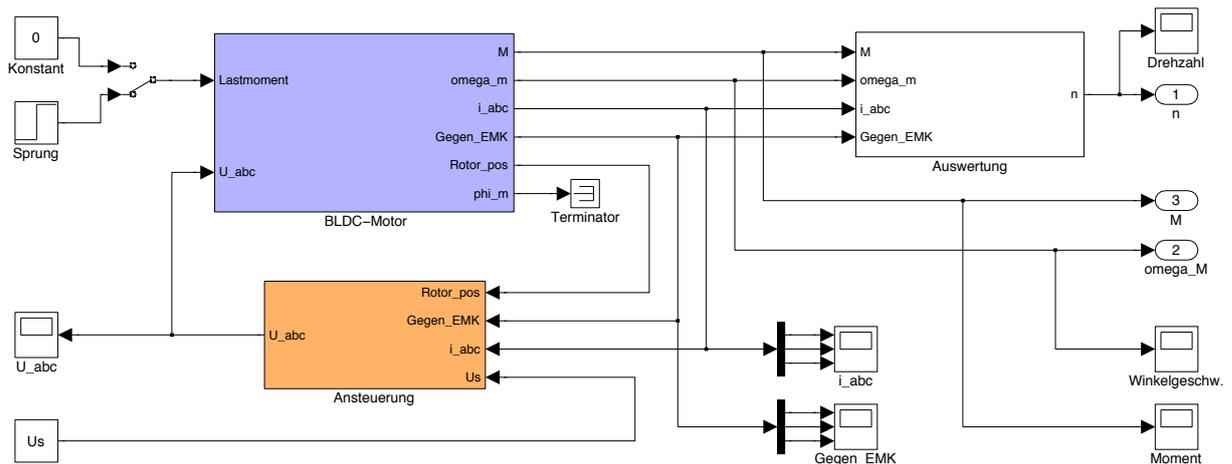


Abbildung 3.5: Simulink-Koppelplan: Gesamtes BLDC-Motor-Modell (oberste Ebene)

¹ MATLAB ist eine Software des Herstellers *The MathWorks* zur Lösung mathematischer Probleme mit Hilfe von numerischen Berechnungen in Matrizenform. Dabei wird die Softwareversion 7.9.0.529 (R2009b) verwendet. Für zeitgesteuerte Simulationen dient das Werkzeug *Simulink*.

Das Modell des bürstenlosen Gleichstrommotors wird nun anhand des Flussdiagramms in MATLAB/Simulink implementiert. Um die Übersicht weiterhin zu bewahren, wurde das Modell in Blöcke und Untersysteme unterteilt (Abbildung 3.5). Im folgenden Abschnitt erfolgt eine detailliertere Beschreibung der einzelnen Blöcke bzw. Untersysteme.

3.3.1 Block: *BLDC-Motor*

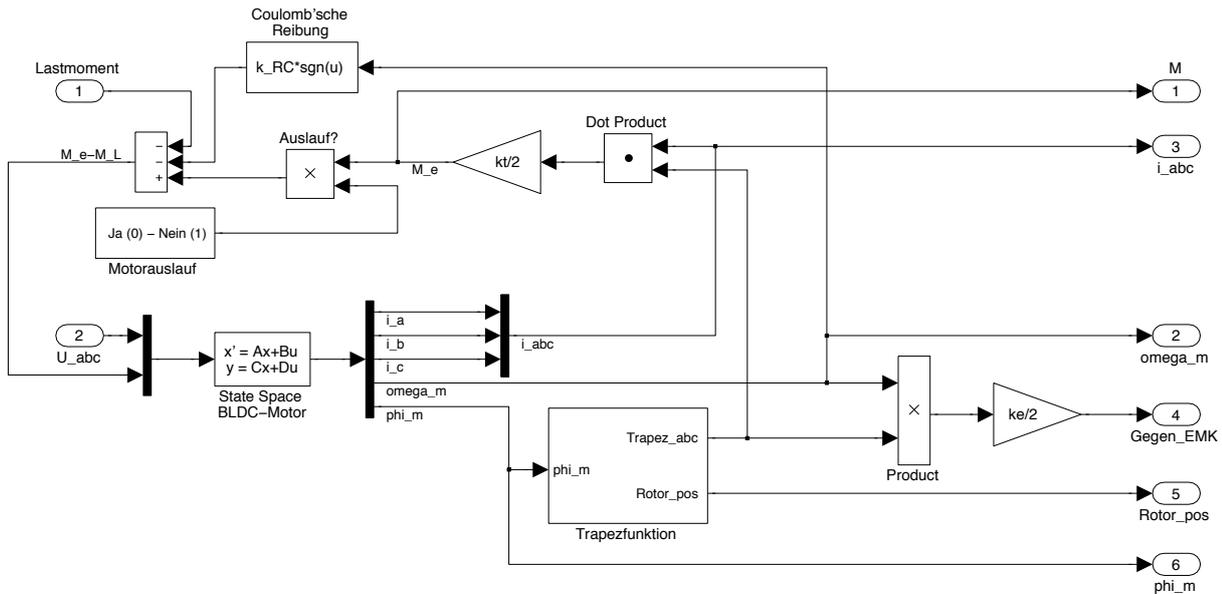


Abbildung 3.6: Simulink-Koppelplan: *BLDC-Motor*

Der Signalflussgraph des *BLDC-Motor*-Blockes (Abbildung 3.6) besteht aus zwei wesentlichen Komponenten: *State-Space BLDC-Motor* und *Trapezfunktion*, die als Grundlage für die Drehmoment- und Gegen-EMK-Berechnung dienen.

Untersystem: *State-Space BLDC-Motor*

In diesem Untersystem sind die elektromechanischen Differentialgleichungen in Form der Zustandsraumdarstellung (Gleichung (3.20)) umgesetzt. Als Eingangsgrößen werden die Phasenspannungen, welche vom Block *Ansteuerung* erzeugt werden und die Drehmomentdifferenz ($M_e - M_L$) aus elektrischen Moment und (wahlfreien) mechanischen Lastmoment dem System zugeführt. Nach Lösen der Zustandsdifferentialgleichungen resultieren folgende Ausgangsgrößen: Phasenströme (i_a, i_b, i_c), mechanische Winkelgeschwindigkeit ω_m und mechanischer Winkel φ_m der Motorwelle.

Untersystem: *Trapezfunktion*

Im Untersystem *Trapezfunktion* (Abbildung 3.7) werden die trapezförmigen Formfunktionen (F_a, F_b, F_c) und die Rotorposition ermittelt, welche für weitere Berechnungen notwendig sind. Die jeweiligen Größen werden mit Hilfe von „Lookup“-Tabellen und dem

elektrischen Winkel φ_e , der zuvor über die Polpaarzahl aus dem mechanischen Winkel φ_m bestimmt wurde, berechnet. Die Rotorposition (ganzzahlig von 1 bis 6) gibt den Kommutierungsschritt an und wird in weiterer Folge für die richtige Ansteuerung benötigt.

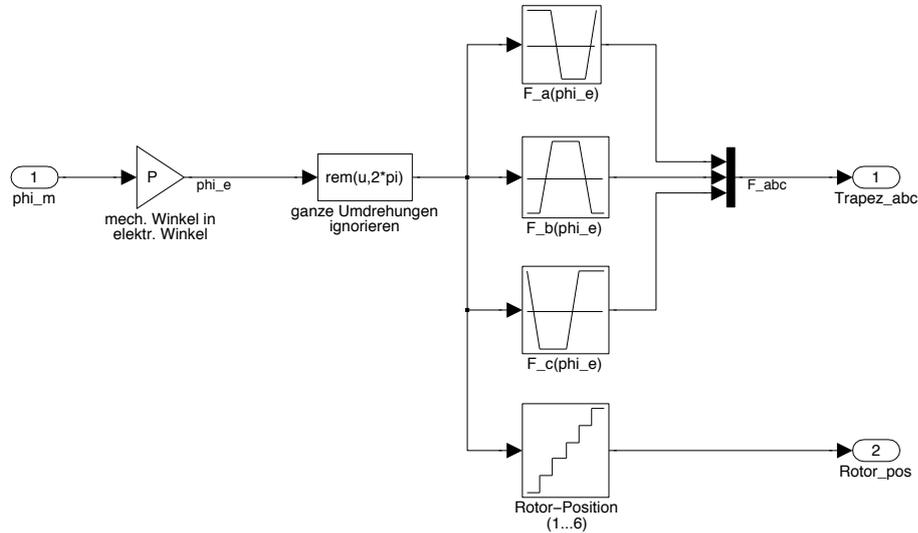


Abbildung 3.7: Simulink-Koppelplan: Trapezfunktion

Abschließend wird im *BLDC-Motor*-Block anhand der Generator-Spannungskonstante k_e , der mechanischen Winkelgeschwindigkeit ω_m und der ermittelten Trapezfunktionen die Gegen-EMK bzw. induzierte Spannungen (e_a , e_b , e_c) nach den Gleichungen (3.11) bis (3.13) berechnet. Mit Hilfe der Drehmomentkonstante k_t , den Phasenströmen (i_a , i_b , i_c) und den Trapezfunktionen (F_a , F_b , F_c) wird das elektrische Drehmoment M_e bestimmt.

3.3.2 Block: Ansteuerung

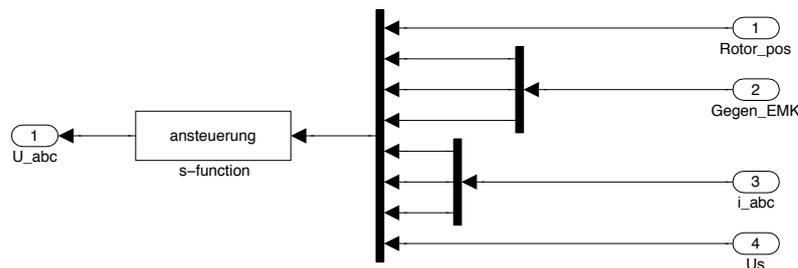


Abbildung 3.8: Simulink-Koppelplan: Ansteuerung

Der Simulink-Koppelplan in Abbildung 3.8 übernimmt die Aufgabe der elektrischen Ansteuerung bzw. Kommutierung des bürstenlosen Gleichstrommotors. Dabei wird die Spannungsvorgabe in eine dreiphasige Spannung umgewandelt, die abhängig von der Rotorposition richtig an die Phasen des Motors weitergeleitet wird.

Anhand der Rotorlage wird ein 60° -Kommutierungsintervall bestimmt und die notwendigen Phasenspannungen nach Tabelle 3.1 berechnet. Um diese aufwendigen Berechnungen und Bedingungsabfragen einigermaßen dynamisch zu simulieren, werden diese in Form einer „s-function“ mit hinterlegtem, bereits kompilierten C-Code implementiert.

3.3.3 Block: *Auswertung*

Im *Auswertungs*-Block (Abbildung 3.9) werden zum Schluss die ermittelten Zustands- und Ausgangsgrößen für eine grafische Auswertung aufbereitet. Mit Hilfe dieser Ergebnisse kann das BLDC-Motor-Modell untersucht und verifiziert werden.

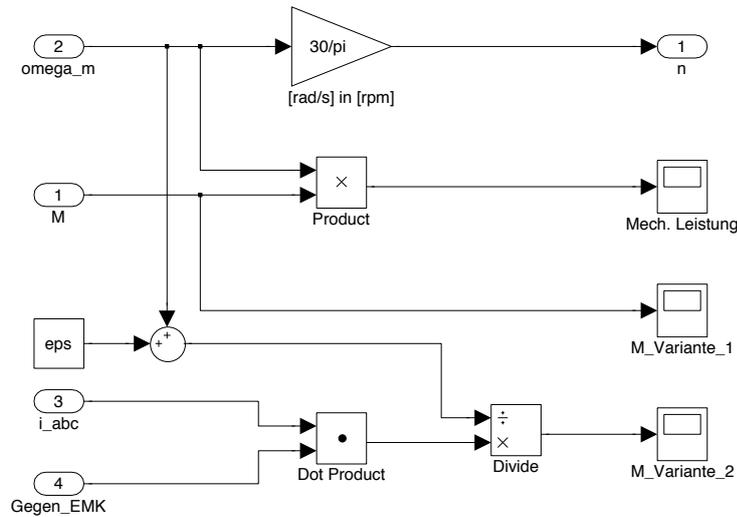


Abbildung 3.9: Simulink-Koppelplan: *Auswertung*

In diesem Block erfolgt eine Umrechnung der mechanischen Winkelgeschwindigkeit ω_m von rad/s in eine Drehzahl n mit der Einheit min^{-1} bzw. rpm:

$$n = \frac{\omega_m \cdot 60}{2\pi} = \frac{\omega_m \cdot 30}{\pi} \quad (3.32)$$

Das elektrische Moment M_e wird nach Gleichung (3.15) berechnet. Somit können zur Probe bzw. Verifizierung die beiden elektrischen Drehmomente miteinander verglichen werden. Abschließend erfolgt eine Berechnung der mechanischen Leistung nach folgender Beziehung [18]:

$$P_m(t) = M(t) \cdot \frac{d\varphi_m(t)}{dt} = M(t) \cdot \omega_m(t) \quad (3.33)$$

3.4 Simulation und Verifizierung des Modells

Das in MATLAB/Simulink implementierte BLDC-Motor-Modell wird simuliert und auf Richtigkeit hin überprüft. Um vorab eine schnelle Verifizierung durchführen zu können, werden Modellparameter aus einem Datenblatt (Anhang C.1 bzw. [27]) entnommen. Anschließend werden die Simulationsergebnisse mit den gegebenen Werten verglichen.

Tabelle 3.2: Motorparameter: Maxon EC-max 16 Brushless (Art.Nr.: 283826) [27]

Leistung	5	W
Nennspannung	6	V
Leerlaufdrehzahl	13 500	rpm
Leerlaufstrom	120	mA
Anhaltmoment	5,79	mNm
Anschlusswiderstand Phase-Phase	4,04	Ω
Anschlussinduktivität Phase-Phase	0,0634	mH
Generator-Spannungskonstante	0,408	mV/rpm
Drehmomentkonstante	3,9	mNm/A
Rotorträgheitsmoment	0,428	g cm ²
Mechanische Anlaufzeitkonstante	11,4	ms
Reibungskonstante (ermittelter Wert)	$3,48 \times 10^{-7}$	kg m ² /s
Anzahl der Pole	2	–

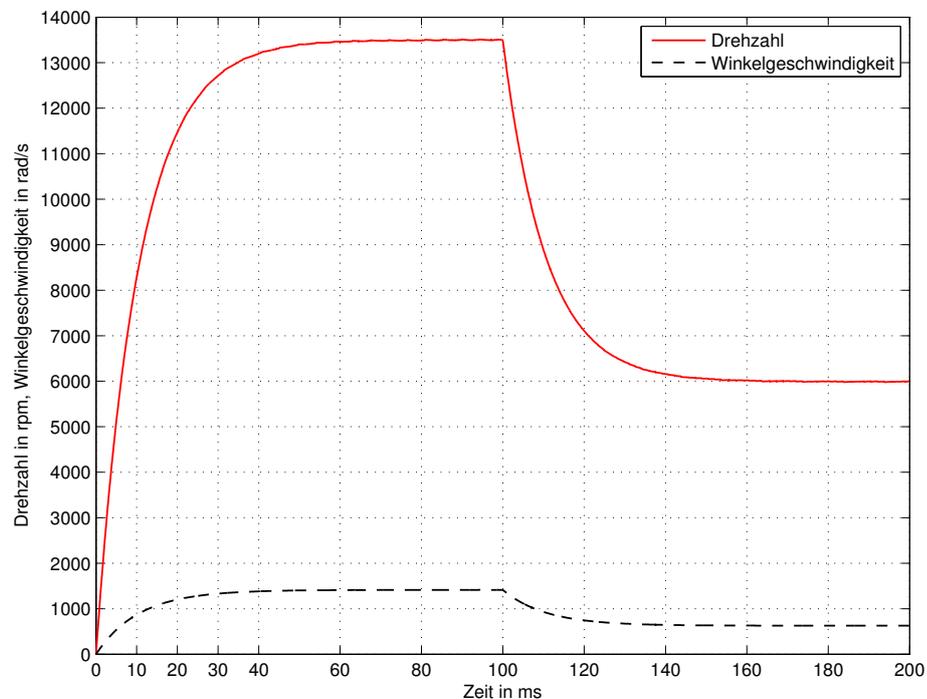


Abbildung 3.10: BLDC-Motor-Modell: Zeitlicher Drehzahlverlauf

Die Reibungskonstante k_{RV} (im Datenblatt nicht angeführt) wurde so bestimmt, dass die Leerlaufdrehzahl nicht überschritten wird. Der Reibungskoeffizient k_{RC} wurde auf Null gesetzt. Die Simulationszeit beträgt 200 ms und nach 100 ms wird ein Lastmoment von 3,19 mNm zugeschaltet. Als Versorgungsspannung U_S für die Ansteuerung/Kommutierung wird die Nennspannung gewählt.

In Abbildung 3.10 ist der zeitliche Drehzahlverlauf dargestellt. Die Leerlaufdrehzahl beträgt 13 550 rpm. Die mechanische Anlaufzeitkonstante (Zeit bis 63 % der Leerlaufdrehzahl erreicht sind) beträgt 10,5 ms. Es zeigt sich, dass diese Werte aus der Simulation sehr gut mit jenen aus Tabelle 3.2 übereinstimmen.

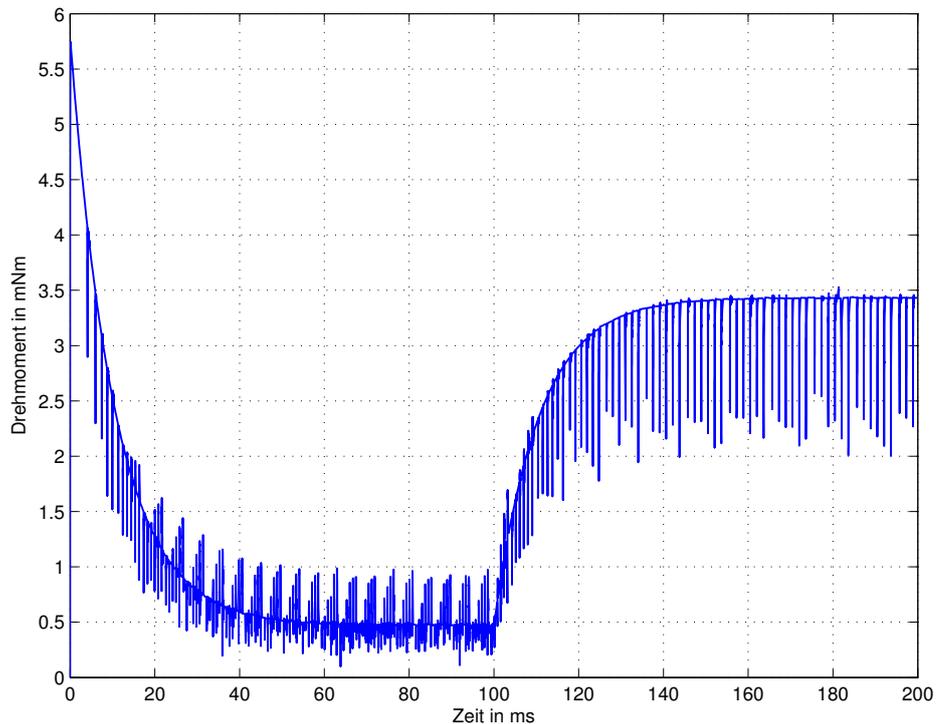


Abbildung 3.11: BLDC-Motor-Modell: Zeitlicher Drehmomentenverlauf

Mit steigender Drehzahl sinkt das Drehmoment (Abbildung 3.11) und beim Erreichen der stationären Drehzahl geht das Moment gegen Null. Lediglich das Reibmoment muss überwunden werden. Die schmalen Drehmomentausreißer sind auf mathematische/numerische Ursachen sowie auf das Umschalten zwischen den Kommutierungsschritten zurückzuführen und sind in Wirklichkeit aufgrund der Motorträgheit „gemittelt“ bzw. „nicht vorhanden“. Das Anhaltmoment von 5,74 mNm stimmt mit dem Wert aus dem Datenblatt überein. Abbildung 3.12 zeigt die Verläufe der einzelnen Phasenströme (i_a, i_b, i_c). Zu Beginn weist der Strom einen hohen Wert auf, der mit steigender Drehzahl bis zum Leerlaufstrom 120 mA abfällt. Nach Zuschaltung des Lastmoments steigt er bis zum stationären Strom von 0,9 A an. Diese Werte entsprechen jenen aus dem Datenblatt. Die Ströme besitzen fast einen rechteckigen Verlauf. Zum Zeitpunkt der Blockkommutierung entstehen aufgrund des Ein-/Ausschaltens der Phasenströme Ausreißer, die sich auf das Drehmoment auswirken. [5]

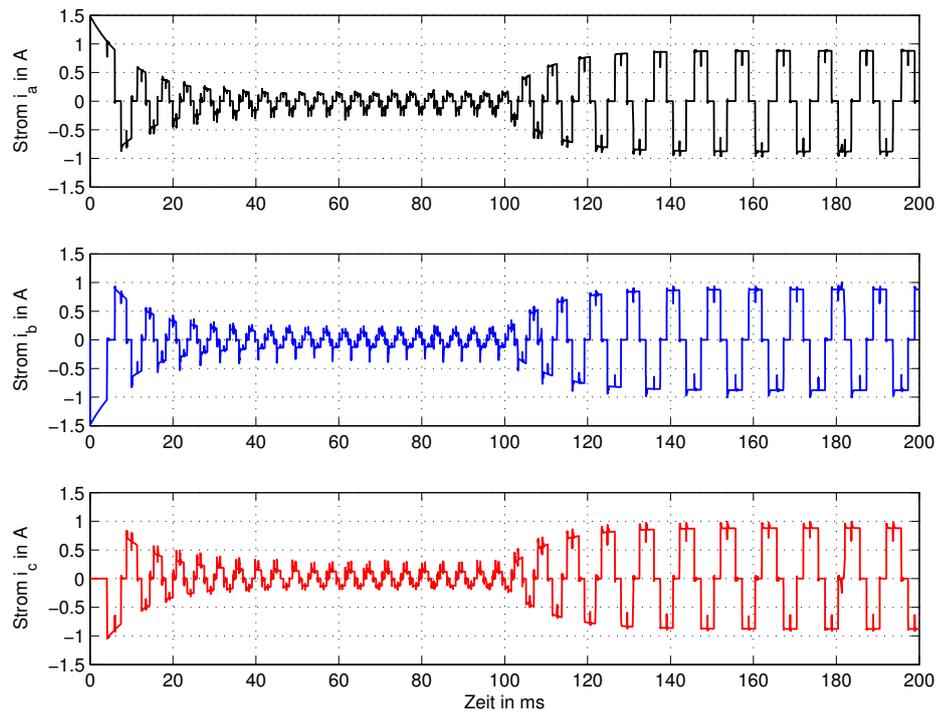


Abbildung 3.12: BLDC-Motor-Modell: Zeitliche Verläufe der Phasenströme

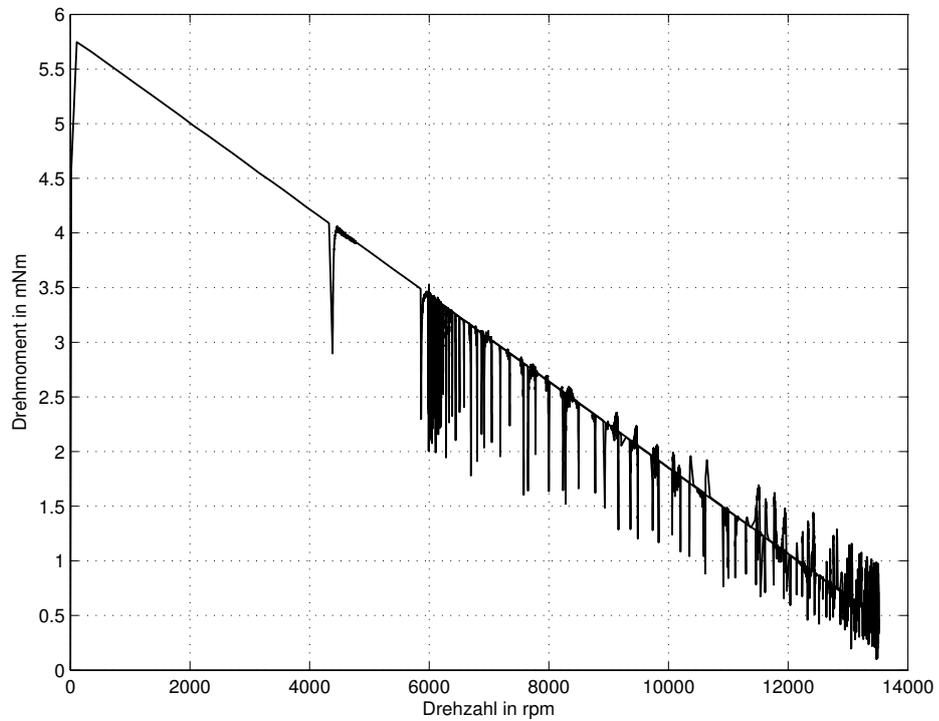


Abbildung 3.13: BLDC-Motor-Modell: Drehzahl-Drehmoment-Verlauf

Die Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie des BLDC-Motors (Abbildung 3.13) weist einen linearen Zusammenhang auf, ähnlich wie bei einem herkömmlichen Gleichstrommotor. Auch hier machen sich die Ausreißer im Drehmoment bemerkbar. Zudem wird festgestellt, dass der Wert des Anhaltemoments mit jenem aus dem Motordatenblatt korrespondiert.

3.5 Untersuchungen und Nachteile

Die Simulationsergebnisse des BLDC-Motor-Modells haben gezeigt, dass das erstellte mathematische Modell und dessen Funktionsweise korrekt sind. Die Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie ist linear und die Werte des Anhaltemoments sowie der Leerlaufdrehzahl und des Leerlaufstroms stimmen sehr gut mit jenen aus dem Datenblatt überein.

Jedoch besitzt das erstellte Motormodell einige Nachteile, die eine Weiterverwendung für die Modellbildung des OSR-Shuttles in Frage stellen:

- Das erstellte BLDC-Motor-Modell ist sehr komplex und umfangreich. Dies macht sich auch in der Größe des Simulink-Koppelplans bemerkbar.
- Die Ansteuerung/Kommutierung des Motors beinhaltet sehr viele Abfragen und Berechnungen, die in jedem Zeitschritt durchgeführt werden müssen. Obwohl diese als vorkompilierte C-Code „s-function“ implementiert sind, wird dennoch sehr viel Rechenzeit dafür benötigt.
- Das Motormodell ist nur ein Teil des Gesamtmodells für das OSR-Shuttle. Allein durch die hohe Rechenzeit des Motormodells würde bei einer Gesamtsimulation die Simulationszeit enorm wachsen (großes Verhältnis zwischen Motoranlaufzeit und Shuttle-Verfahrzeit).
- Für den modellbasierten Reglerentwurf wird ein einfaches Modell meist in Zustandsraumdarstellung bzw. als Übertragungsfunktion benötigt, somit ist dieses entworfene Modell eher unbrauchbar und sehr eingeschränkt einsetzbar.

Wünschenswert ist ein übersichtliches, einfaches und effizientes Modell, das dennoch die wichtigsten Eigenschaften und das Verhalten des Systems abbildet.

Aufgrund der genannten Nachteile des BLDC-Motor-Modells und der Ähnlichkeit zu einem gewöhnlichen Gleichstrommotor, ist es naheliegend den Antriebsteil für das OSR-Shuttle-Modell als Gleichstrommotor zu implementieren.

Kapitel 4

Modellbildung des OSR-Shuttles

In diesem Kapitel erfolgt die Erstellung eines mathematischen Modells für das OSR-Shuttle. Aufgrund der erwähnten Einschränkungen des BLDC-Motor-Modells wird dieses durch ein Gleichstrommotormodell ersetzt. Der Modellentwurf sieht den Antrieb mittels fremderregter Gleichstrommaschine, die Getriebeübersetzung und das längsdynamische Fahrverhalten des Shuttles vor. Das erstellte OSR-Shuttle-Modell dient als Grundlage für anschließende Arbeiten.

4.1 Annahmen und Vereinfachungen

Um die Einfachheit und Übersichtlichkeit beim Entwurf des OSR-Shuttle-Modells zu gewährleisten, werden bestimmte Annahmen und Vereinfachungen getroffen:

- Ersetzung des in Wirklichkeit vorhandenen bürstenlosen Gleichstrommotors durch ein einfaches, übersichtliches und dynamisches Gleichstrommaschinenmodell,
- Beseitigung der Nichtlinearitäten im Modell durch die Betriebsart „Fremderregte Gleichstrommaschine mit konstantem Erregerstrom“,
- motorseitiges Antriebsmoment wird durch ein ideales und verlustloses Getriebe mit bekannter Übersetzung auf die Shuttle-Antriebswelle übertragen,
- eine gleichmäßige Gewichtsverteilung am Shuttle sorgt für eine gleiche Radlast aller vier Shuttle-Räder; aufgrund der variierenden und unbekanntenen Beladung erfolgen zunächst nur Betrachtungen im unbeladenen und maximal beladenen Zustand,
- diverse Reibungen (Getriebereibung, Lagerreibung, Reibung der Schienenschleifleitungen usw.) werden als Gesamtreibung berücksichtigt,
- der Luftwiderstand ist von vielen Umgebungseinflüssen abhängig; aufgrund der geringen Fahrgeschwindigkeit und Anströmungsfläche wird er vernachlässigt,
- die durch Reifenverformung auftretende Federung/Dämpfung bzw. Vertikaldynamik ist sehr klein und daher vernachlässigbar,
- die unbekanntene Reifencharakteristik der Shuttle-Räder verhält sich ähnlich der eines KFZ-Reifens und wird anhand bekannter Reifenmodelle approximiert.

4.2 Mathematisches Modell

Die Erstellung des mathematischen Modells zur Beschreibung des fahrdynamischen Verhaltens des OSR-Shuttles wird in folgende Abschnitte unterteilt: Modellierung des Antriebs (Gleichstrommaschine), des Getriebes und der Fahrzeuginerpendynamik. Abschließend werden die einzelnen Teilsysteme zu einem Gesamtmodell zusammengeführt.

4.2.1 Antriebsmotor

Der Antriebsteil des Shuttles wird mit Hilfe einer Gleichstrommaschine modelliert. Für genauere Informationen über Aufbau und Funktionsweise herkömmlicher Gleichstrommaschinen wird auf [9, 33, 35] verwiesen. Als Grundlage für den mathematischen Modellentwurf des Antriebs dient folgendes elektromechanisches Ersatzschaltbild einer Gleichstrommaschine mit Anker- und Erregerkreis (Abbildung 4.1).

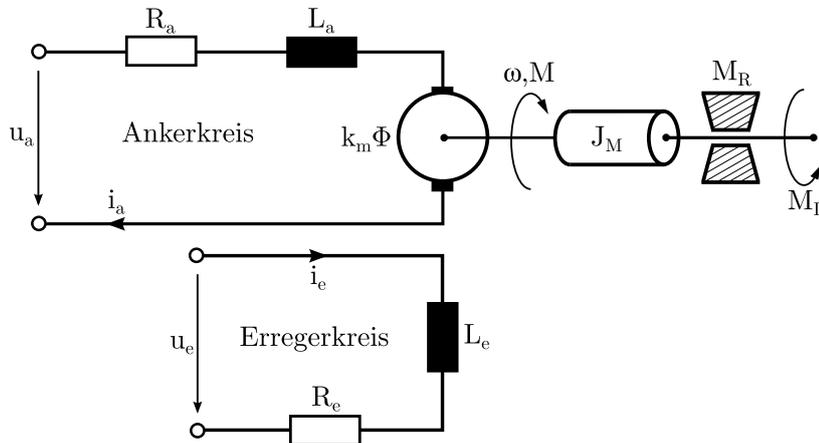


Abbildung 4.1: Elektromechanisches Ersatzschaltbild einer Gleichstrommaschine nach [18]

Mit Hilfe der Maschenregel und dem Momentensatz von Euler können folgende fünf elektromechanische Gleichungen aufgestellt werden [19]:

$$L_a \cdot \frac{di_a}{dt} = u_a - R_a \cdot i_a - k_m \cdot \Phi \cdot \omega \quad (4.1)$$

$$L_e \cdot \frac{di_e}{dt} = u_e - R_e \cdot i_e \quad (4.2)$$

$$\Phi = f(i_e) \quad (4.3)$$

$$M = k_m \cdot \Phi \cdot i_a \quad (4.4)$$

$$J_M \cdot \frac{d\omega}{dt} = M - M_R - M_L \quad (4.5)$$

Hierbei bezeichnen R_a und L_a den Widerstand und die Induktivität des Ankerkreises, R_e und L_e den Widerstand und die Induktivität des Erregerkreises, k_m die Maschinenkonstante, Φ den magnetischen Fluss, J das Massenträgheitsmoment des Rotors, M_R das Motorreibmoment und M_L ein vorhandenes Lastmoment.

Bei einer fremderregten Gleichstrommaschine mit konstantem Erregerstrom wird der magnetische Fluss in der Maschine $\Phi(t) = \Phi_0$ als konstant angenommen. Dadurch kann der Erregerkreis vollständig aus dem mathematischen Modell eliminiert werden. Wird für den Ankerkreis der Indexzusatz „a“ vernachlässigt, vereinfachen sich obige elektromechanischen Gleichungen zu:

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L} \cdot \left(-R \cdot i - k_m \cdot \Phi_0 \cdot \omega + u \right) \quad (4.6)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_M} \cdot \left(k_m \cdot \Phi_0 \cdot i - M_R - M_L \right) \quad (4.7)$$

Das Motorreibmoment M_R wird zunächst, ähnlich wie beim BLDC-Motor-Modell, als gemischte Reibung (viskose und Coulomb'sche Reibung) angesetzt. k_{RC} symbolisiert dabei den Reibungskoeffizienten der drehzahlabhängigen Reibung und k_{RV} jenen der Coulomb'schen Reibung.

$$M_R = k_{RV} \cdot \omega + k_{RC} \cdot \text{sign}(\omega) \quad (4.8)$$

4.2.2 Getriebe

Als Nächstes erfolgt die Modellierung bzw. Beschreibung der Getriebeübersetzung. Sie stellt die „Verbindung“ zwischen dem motorseitigen Antriebsteil und der Shuttle-Längsdynamik her. Beim Shuttle-Getriebe handelt es sich um ein Stirnrad-Hohlwellengetriebe mit Schrägverzahnung bei dem die Welle der Primärseite (Motorseite) parallel zur Welle der Sekundärseite verläuft. Zu den Aufgaben eines Getriebes zählt die Übertragung bzw. Wandlung von Drehzahlen, Drehmomenten und Massenträgheitsmomenten. Aufgrund der Energieerhaltung können für ein ideales/verlustloses Getriebe folgende Zusammenhänge aufgestellt werden: [18]

$$M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2 \quad (4.9)$$

$$M_2 = \alpha \cdot M_1 \quad (4.10)$$

$$\omega_2 = \frac{1}{\alpha} \cdot \omega_1 \quad (4.11)$$

Hierbei bezeichnen ω_1 und M_1 die primärseitige Drehzahl und das Antriebsmoment, ω_2 und M_2 die sekundärseitige Drehzahl und das Abtriebsmoment sowie α das Übersetzungsverhältnis.

Hinsichtlich des Getriebes ist zu beachten, dass die auf die Achsen reduzierten Massenträgheitsmomente auch die Anteile des rotierenden Antriebsstranges (vor allem die Massenträgheiten des Motors) enthalten. Die auf die Abtriebsseite bezogenen Massenträgheitsmomente sind abhängig von der Getriebeübersetzung α und können am Beispiel eines Vorderradantriebs (Abbildung 4.2) folgendermaßen ermittelt werden: [17]

$$J_V = 2 \cdot J_{RV} + J_A + J_G + \alpha^2 \cdot J_M \quad (4.12)$$

$$J_H = 2 \cdot J_{RH} \quad (4.13)$$

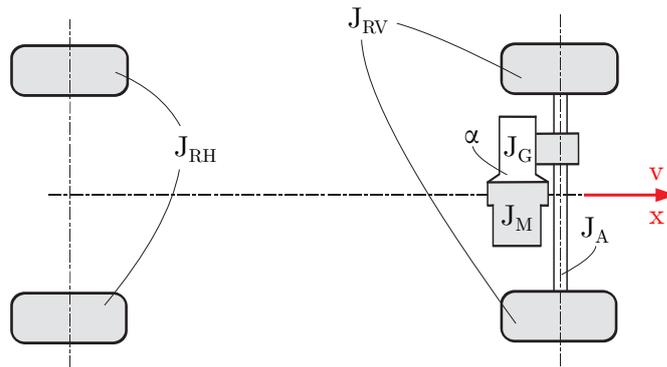


Abbildung 4.2: Zusammenhang der Massenträgheitsmomente [17]

4.2.3 Shuttle-Längsdynamik

In diesem Abschnitt erfolgt die mathematische Modellbildung der Fahrzeuglängsdynamik des OSR-Shuttles. Dabei wird auf den bereits modellierten Antriebs- und Getriebeteil vollständig verzichtet. Ein bestimmtes Antriebsmoment dient als Anregung bzw. Eingangsgröße dieses dynamischen Systems.

Für den Modellentwurf des OSR-Shuttles können nun die Analogien zur Kraftfahrzeugtechnik (Kapitel 2.4.2 Fahrzeuglängsdynamik) herangezogen werden. Ausgangslage bildet das „freigeschnittene“ Längsschnittmodell eines OSR-Shuttles mit Reibradtrieb (Abbildung 4.4). Der Antriebsteil (BLDC-Motor und Getriebe) sowie die Ansteuerungsplatine befinden sich im vorderen Teil des Shuttles. Das Antriebsmoment M_{AV} wirkt deshalb an den mit einer Starrachse verbundenen vorderen Antriebsrädern. Bewegt sich das OSR-Shuttle in die positive x-Richtung, so wird definitionsgemäß die Bewegungsrichtung vom Liftsystem ins Regal beschrieben (Abbildung 4.3). Das hintere bzw. frei-laufende Rad dient zur Positionserfassung. Aufgrund der Unterbringung des Antriebs im vorderen Shuttle-Teil kommt es zu einer geringen Verschiebung des Massenmittelpunktes aus dem absoluten Fahrzeugzentrum (maßstabsgetreu dargestellt). Dieser Aspekt wird jedoch im Zuge des Modellentwurfs nicht berücksichtigt.

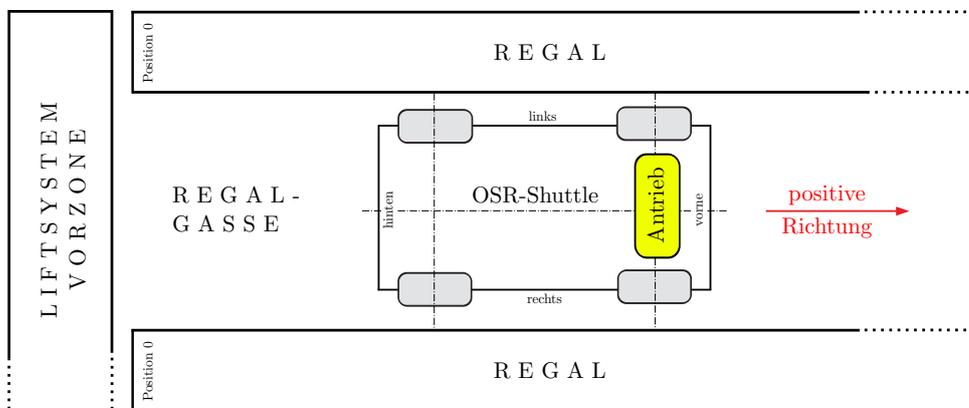


Abbildung 4.3: Definitionsgemäße Ausrichtung/Orientierung des OSR-Shuttle-Systems

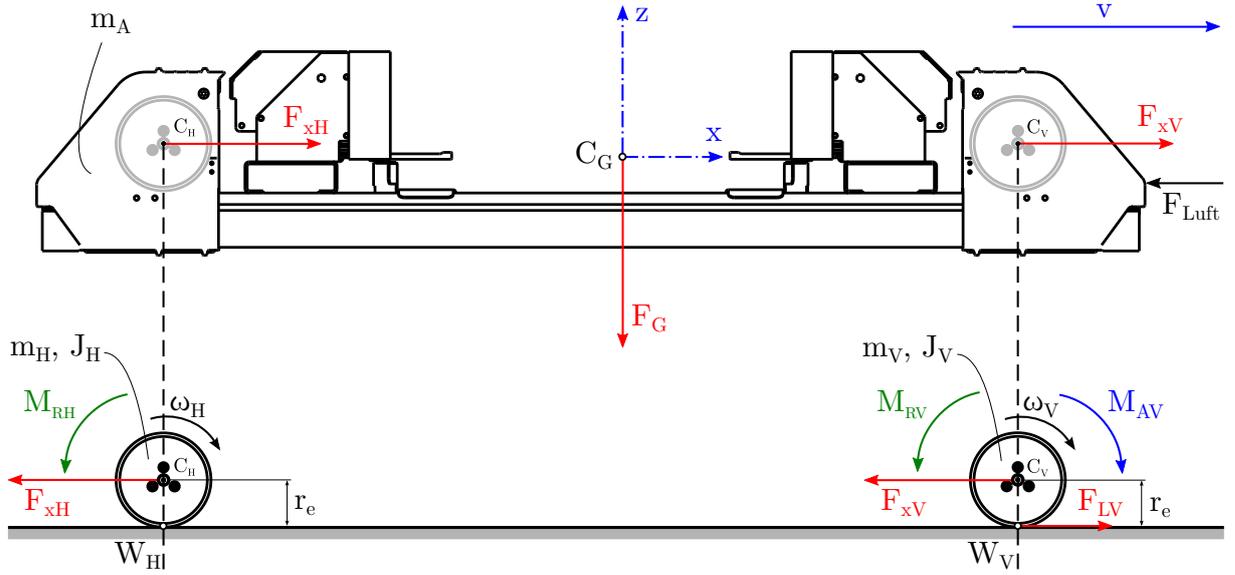


Abbildung 4.4: Wirkende Kräfte/Momente am OSR-Shuttle in Längsrichtung [24, 25]

Mit Hilfe des „freigeschnittenen“ OSR-Shuttles bzw. Einspurmodells (Abbildung 4.4) können folgende translatorische und rotatorische Bewegungsgleichungen für die Fahrzeuglängsdynamik angegeben werden. Dabei ist die linke und rechte Seite bereits zusammengesfasst. Zunächst werden die einzelnen Komponenten getrennt beschrieben:

- **Aufbau - Shuttle**

$$m_A \cdot \dot{v} = F_{xH} + F_{xV} - F_{Luft} \quad (4.14)$$

- **Vorderachse (Antrieb)**

$$m_V \cdot \dot{v} = F_{LV} - F_{xV} \quad (4.15)$$

$$J_V \cdot \dot{\omega}_V = M_{AV} - M_{RV} - r_e \cdot F_{LV} \quad (4.16)$$

- **Hinterachse**

$$m_H \cdot \dot{v} = -F_{xH} \quad (4.17)$$

$$J_H \cdot \dot{\omega}_H = -M_{RH} \quad (4.18)$$

Durch Zusammenfassen aller translatorischen Gleichungen zu einer Bewegungsgleichung heben sich die Hilfskräfte F_{xV} und F_{xH} auf und obige Gleichungen vereinfachen sich zu:

$$m_{ges} \cdot \dot{v} = F_{LV} - F_{Luft} \quad (4.19)$$

$$J_V \cdot \dot{\omega}_V = M_{AV} - M_{RV} - r_e \cdot F_{LV} \quad (4.20)$$

$$J_H \cdot \dot{\omega}_H = -M_{RH} \quad (4.21)$$

Die Gesamtmasse ergibt sich aus: $m_{ges} = m_A + m_H + m_V$. Gleichung (4.21) wird vernachlässigt, da sie einerseits entkoppelt ist und andererseits nur die Drehzahl der Antriebsräder sowie die Shuttle-Geschwindigkeit von Bedeutung sind. Das Antriebsmoment M_{AV} entspricht dem vom BLDC-Motor erzeugten und durch das Getriebe übersetzten Motormoment.

4.2.4 Gesamtmodell

Abschließend werden nun die getrennt entworfenen Teilmodelle zu einem mathematischen Gesamtmodell zusammengeführt. Folgende Explosionszeichnung der Antriebsachse (Abbildung 4.5) soll den Zusammenhang der einzelnen Komponenten des OSR-Shuttle-Modells verdeutlichen.

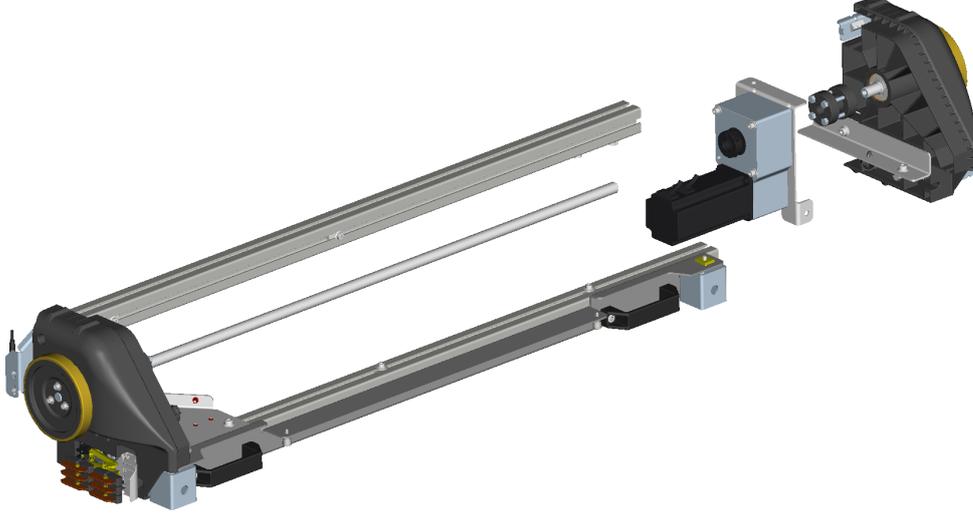


Abbildung 4.5: Teilkomponenten der OSR-Shuttle-Vorderachse: Antriebsmotor mit Getriebe, Starrachse mit Kupplungen, Radnaben und Antriebsräder [24, 25]

Für eine einheitliche Symbolbezeichnung werden beginnend vom Antriebsteil alle Gleichungen entsprechend umgeschrieben und die Indexzusätze „1“ und „2“ symbolisieren dabei die Primär- (Motorseite) und die Sekundärseite (Abtriebsseite).

Die beiden Gleichungen (4.6) und (4.7) des Gleichstrommaschinenmodells lassen sich durch Vernachlässigung des Lastmoments M_L folgendermaßen angeben:

$$L \cdot \frac{di}{dt} = -R \cdot i - k_m \cdot \Phi_0 \cdot \omega_1 + u \quad (4.22)$$

$$J_M \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = M_1 - M_R = k_m \cdot \Phi_0 \cdot i - k_{RV} \cdot \omega_1 - k_{RC} \cdot \text{sign}(\omega_1) \quad (4.23)$$

Der Zusammenhang zwischen motorseitiger Drehbewegung (4.23) und Bewegungsgleichung am Antriebsrad (4.20) wird durch das Getriebe hergestellt und kann durch die Beziehungen (4.10), (4.11) sowie (4.12) mit ($J_{\text{ges}} = J_V$) in eine gesamte rotatorische Bewegungsgleichung zusammengefasst werden. Dabei werden vorerst sämtliche Reibungen (Reifenrollwiderstand, übersetzte Motorreibung, usw.) durch ein Gesamtreibmoment $M_{R,\text{ges}}$ berücksichtigt.

$$\begin{aligned} J_{\text{ges}} \cdot \frac{d\omega_2}{dt} &= M_2 - r_e \cdot F_{LV} - M_{R,\text{ges}} = \\ &= \alpha \cdot M_1 - r_e \cdot F_{LV} - M_{R,\text{ges}} = \\ &= \alpha \cdot k_m \cdot \Phi_0 \cdot i - r_e \cdot F_{LV} - M_{R,\text{ges}} \end{aligned} \quad (4.24)$$

Mit Hilfe der elektromechanischen Gleichungen (4.19), (4.22) und (4.24) sowie der Umrechnung sämtlicher Größen auf die Sekundärseite kann das längsdynamische Fahrverhalten und somit das Gesamtmodell des OSR-Shuttles durch folgendes Differentialgleichungssystem angegeben werden. (Dabei wird die Größe ω_2 durch ω ersetzt/vereinfacht).

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L} \cdot \left[-R \cdot i - \alpha \cdot k_m \cdot \Phi_0 \cdot \omega + u \right] \quad (4.25)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_{\text{ges}}} \cdot \left[\alpha \cdot k_m \cdot \Phi_0 \cdot i - r_e \cdot F_{LV}(s, F_z) - M_{R,\text{ges}} \right] \quad (4.26)$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{m_{\text{ges}}} \cdot F_{LV}(s, F_z) \quad (4.27)$$

$$\frac{dx}{dt} = v \quad (4.28)$$

Die Zustandsgrößen des Systems haben folgende Bedeutung: i beschreibt den Strom im Antriebsmotor (Ankerstrom der Gleichstrommaschine), ω ist die Winkelgeschwindigkeit der Antriebsräder, v die translatorische Shuttle-Geschwindigkeit und x charakterisiert die aktuelle Position des OSR-Shuttles.

Wie bereits unter Kapitel 2.4 *Analogien zur Kraftfahrzeugtechnik* ausführlich beschrieben, spielt der Längsschlupf s sowie die Reifen-Längskraft-Charakteristik $F_{LV}(s, F_z)$ des Rad-Schiene-Kontakts eine wesentliche Rolle. Mit Hilfe der Größen ω und v sowie den Reifenradius r_e kann der Schlupf wie folgt berechnet werden:

$$s = \begin{cases} \frac{\omega \cdot r_e - v}{|\omega| r_e} & \text{für } |v| < |\omega| \cdot r_e & \text{(antreiben)} \\ \frac{\omega \cdot r_e - v}{|v|} & \text{für } |\omega| \cdot r_e < |v| & \text{(bremsen)} \end{cases} \quad (4.29)$$

Anhand des Reifenmodells *TMSimple* kann für den jeweiligen Reifenschlupf s die Reifenkraft F_{LV} , welche vom Antriebsrad auf die Schiene übertragen wird, bei gegebener Radlast F_z , berechnet und somit die Reifen-Längskraft-Charakteristik bestimmt werden:

$$F_{LV} = K \cdot \sin \left[B \cdot \left(1 - e^{-\frac{|s|}{A}} \right) \cdot \text{sign}(s) \right] \quad (4.30)$$

Das gesamte Reibmoment $M_{R,\text{ges}}$ des OSR-Shuttles (Gleichung (4.31)) wird mit Hilfe einer drehzahlabhängigen Reibung (1. Term), einer Coulomb'schen Reibung sowie eines Rollwiderstands $M_{R,\text{roll}}$ modelliert. Die Coulomb'sche Reibung sowie der Reifenrollwiderstand werden gemeinsam messtechnisch ermittelt und sind im 2. Term zusammengefasst.

$$M_{R,\text{ges}} = k_{RV,\text{ges}} \cdot \omega + r_e \cdot a_R \cdot m \cdot g \cdot \text{sign}(\omega) \quad (4.31)$$

4.3 Implementierung in MATLAB/Simulink

Nach dem Entwurf des mathematischen Modells zur Beschreibung des längsdynamischen Fahrverhaltens des OSR-Shuttles mit Reibradantrieb erfolgt nun deren Implementierung in MATLAB/Simulink.

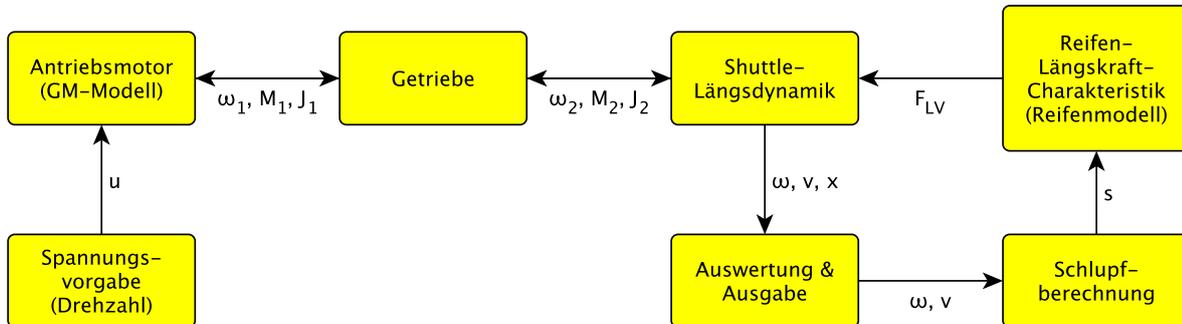


Abbildung 4.6: Informations- und Datenflussdiagramm des OSR-Shuttle-Modells

Im Flussdiagramm des OSR-Shuttle-Modells (Abbildung 4.6) wird eine Spannung proportional einer Drehzahl vorgegeben. Durch das Zusammenwirken der einzelnen Teilkomponenten (Antriebsmotor, Getriebe und Shuttle-Längsdynamik) resultieren daraus Zustandsgrößen, wie ω (Winkelgeschwindigkeit der Antriebsräder), v (Längsgeschwindigkeit des Shuttles) und x (Shuttle-Position), die entsprechend ausgewertet und für die Weiterverwendung aufbereitet werden. Die für die Längsdynamik notwendige Reifenlängskraft wird mit Hilfe eines Reifenmodells charakterisiert. Der vorhandene Reifenschlupf bestimmt die Größe dieser Längskraft, die vom Rad auf die Schiene übertragen wird.

Im nächsten Abschnitt erfolgt die Implementierung der einzelnen Komponenten, wie Antriebsmotor und Shuttle-Antriebsachse sowie die des OSR-Shuttle-Modells. Die Umsetzung der Teilmodelle erfolgt an dieser Stelle getrennt, da sie einerseits für die Modellparameterbestimmung (Kapitel 5 *Ermittlung der Modellparameter*) und andererseits für die schrittweise Verifizierung des Gesamtmodells (Kapitel 6 *Simulation und Verifizierung des OSR-Shuttle-Modells*) benötigt werden.

4.3.1 Antriebsmotor

Dieses Teilmodell beinhaltet das mathematische Modell des Antriebsmotors als fremderregte Gleichstrommaschine und wird durch folgende Gleichungen charakterisiert:

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L} \cdot \left(-R \cdot i - k_m \cdot \Phi_0 \cdot \omega + u \right) \quad (4.32)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_M} \cdot \left(k_m \cdot \Phi_0 \cdot i - k_{R1} \cdot \omega - k_{R2} \cdot \text{sign}(\omega) \right) \quad (4.33)$$

Im Strukturbild (Abbildung 4.7) sind die implementierten Bewegungsgleichungen des Antriebsmotors und deren Ergebnisauswertung dargestellt.

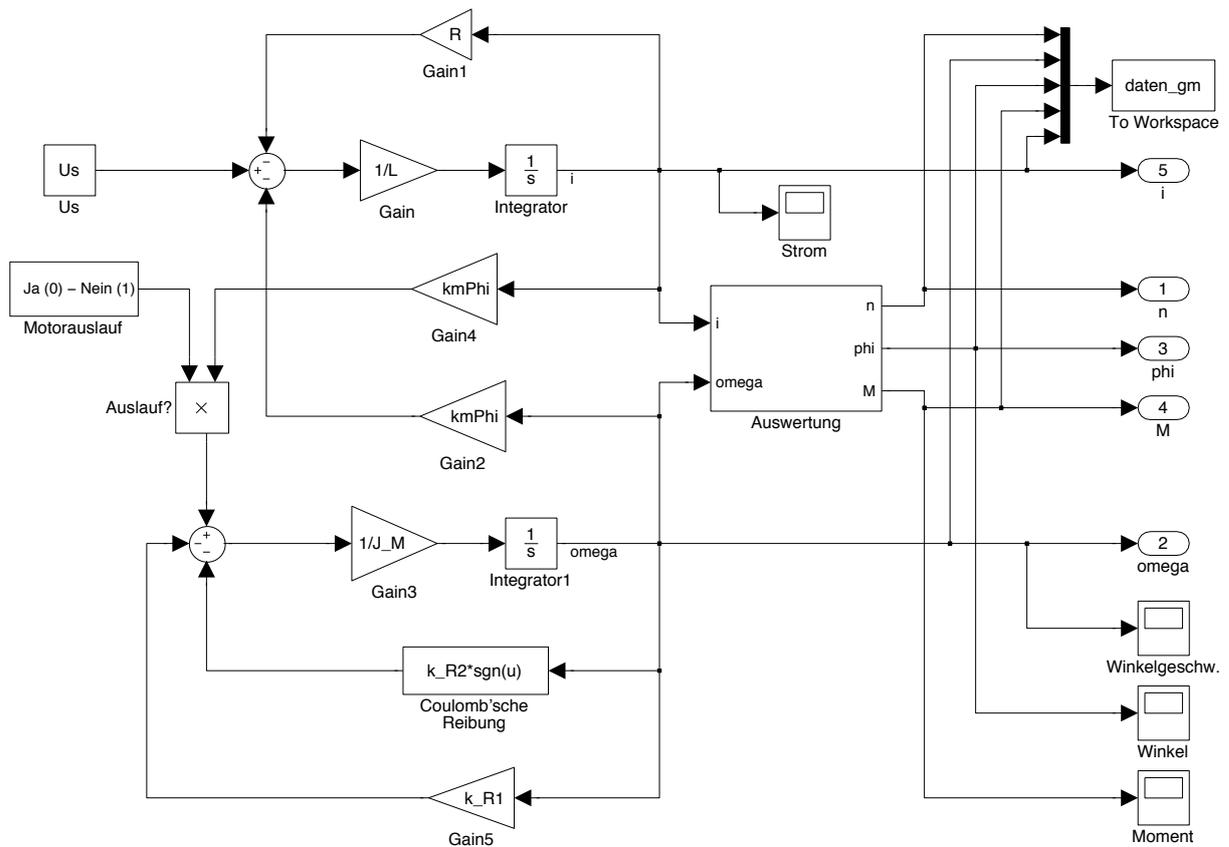


Abbildung 4.7: Simulink-Koppelplan: Modell des Antriebsmotors

Links in Abbildung 4.7 sind die verkoppelte elektrische und mechanische Differentialgleichung umgesetzt. Für die Simulation des Motorauslaufes kann das Antriebsmoment wegeschaltet werden. Das bedeutet, dass nur mehr Gleichung (4.33) aktiv ist und aufgrund der vorhandenen Reibung der Motor ausläuft. Auf der rechten Seite befinden sich jene Blöcke, die zur Auswertung und grafischen Darstellung der Simulationsergebnisse dienen. Im Untersystem *Auswertung* befinden sich die Umrechnung der mechanischen Winkelgeschwindigkeit ω von rad/s in eine Drehzahl n mit der Einheit min^{-1} bzw. rpm sowie die Berechnung des Motormoments M anhand der Maschinenkonstante $k_m \cdot \Phi_0$.

4.3.2 Shuttle-Antriebsachse

Dieses Teilmodell beschreibt die gesamte Shuttle-Antriebsachse, wie Antriebsmotor mit Getriebeübersetzung (Übersetzungsverhältnis α) sowie zusätzlicher Massenträgheitsmomente durch Starrachse, Radnaben und Räder (Gleichung 4.12). Folgende Gleichungen bilden die Drehbewegung der Antriebsachse ohne Rad-Schiene-Kontakt ab:

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L} \cdot \left(-R \cdot i - k_m \cdot \Phi_0 \cdot \alpha \cdot \omega + u \right) \quad (4.34)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_{\text{ges}}} \cdot \left(k_m \cdot \Phi_0 \cdot \alpha \cdot i - k_{R3} \cdot \omega - k_{R4} \cdot \text{sign}(\omega) \right) \quad (4.35)$$

Die Implementierung der Shuttle-Antriebsachse in MATLAB/Simulink entspricht grundsätzlich der des Antriebsmotors (Abbildung 4.7). Allerdings werden die Größen und Modellparameter nach den Gleichungen (4.34) und (4.35) entsprechend umbenannt, sowie Drehzahl ω und Drehmoment M aufgrund des vorhandenen Getriebes durch das Übersetzungsverhältnis α von der Antriebs- zur Abtriebsseite umgerechnet.

4.3.3 Gesamtes OSR-Shuttle-Modell

In diesem Abschnitt wird das gesamte mathematische Modell, welches das längsdynamische Fahrverhalten des OSR-Shuttles mit Reibradantrieb abbildet, implementiert (Abbildung 4.8). Als Grundlage zur Implementierung in MATLAB/Simulink dienen zum einen die mathematischen Bewegungsgleichungen (4.25) bis (4.28) und zum anderen das Flussdiagramm (Abbildung 4.6). Um das implementierte Modell übersichtlich zu halten, wird es in Blöcke und Untersysteme unterteilt, die nun im Einzelnen genauer beschrieben werden.

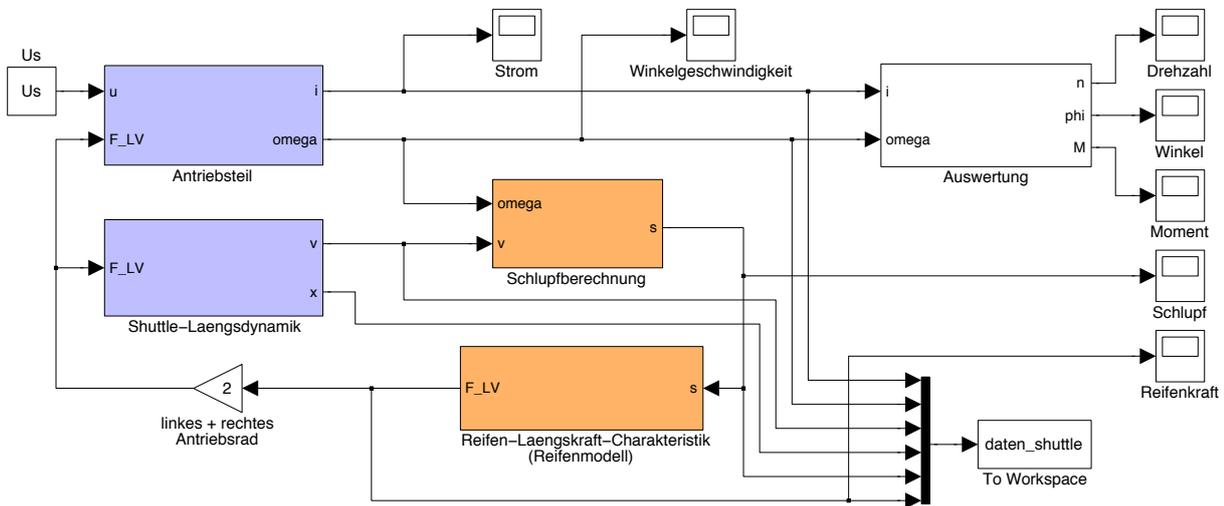


Abbildung 4.8: Simulink-Koppelplan: Gesamtes OSR-Shuttle-Modell (oberste Ebene)

Block: *Antriebsteil*

In diesem Block sind die einzelnen Komponenten des Antriebsmotors, der Getriebeübersetzung sowie der starren Antriebsachse modelliert. Anhand der Motorspannung u und der Reifenspannung F_{LV} für beide Räder wird der Motorstrom i und die Winkelgeschwindigkeit ω der Antriebsräder berechnet. Implementiert wurden dabei die Differentialgleichungen (4.25) und (4.26) aus dem gesamten OSR-Shuttle-Modell (Abbildung 4.9).

Block: *Shuttle-Längsdynamik*

Für die Beschreibung der längsdynamischen Shuttle-Bewegungen dienen die mechanischen Differentialgleichungen (4.27) und (4.28) des OSR-Shuttle-Modells. Anhand der Reifenspannung für beide Antriebsräder resultiert die translatorische Shuttle-Geschwindigkeit sowie die aktuelle Position des OSR-Shuttles.

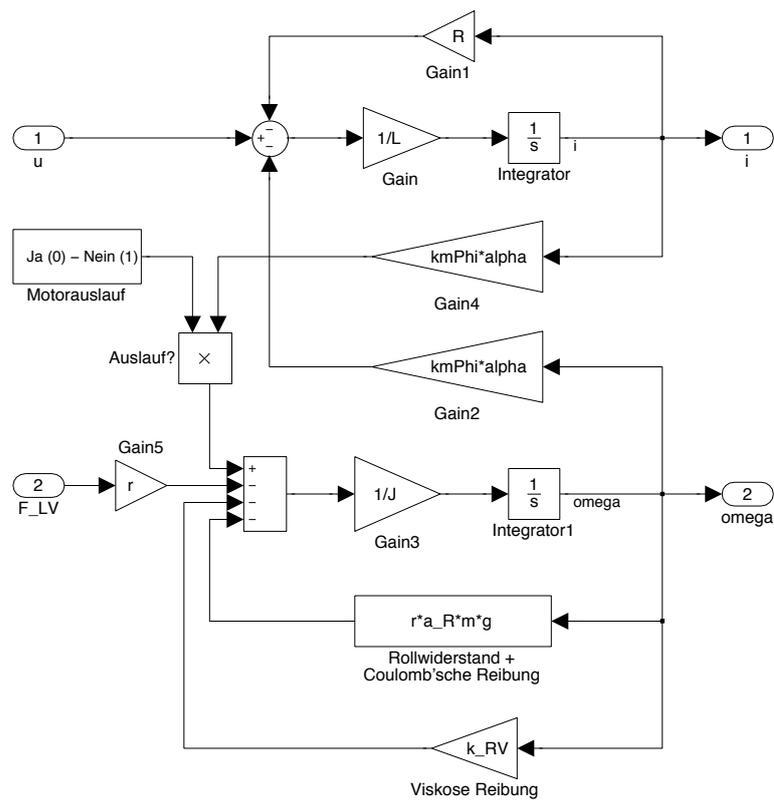


Abbildung 4.9: Simulink-Koppelplan: Antriebsteil

Block: Schlupfberechnung

Für die Berechnung des aktuellen Reifenschlupfs s wird die Winkelgeschwindigkeit ω der Antriebsräder als auch die Shuttle-Längsgeschwindigkeit v benötigt. Die implementierte Schlupfberechnung basiert auf Gleichung (4.29).

Block: Reifen-Längskraft-Charakteristik (Reifenmodell)

In diesem Block wird mit Hilfe des Reifenschlupfs s die Reifenkraft F_{LV} , die vom Antriebsrad auf die Fahrschiene übertragen wird, ermittelt. Für diese Berechnung wird das empirische Reifenmodell *TMSimple* (Gleichung (4.30)) verwendet.

Die resultierende Reifenlängskraft F_{LV} bezieht sich allerdings nur auf ein Antriebsrad. Für die gesamt wirkende Kraft muss aufgrund der Starrachse, das linke sowie das rechte Antriebsrad berücksichtigt und F_{LV} mit dem Faktor 2 multipliziert werden.

Block: Auswertung

Im *Auswertungs*-Block erfolgt die Auswertung der einzelnen Zustands- und Ausgangsgrößen. Die Ergebnisse dienen zur Untersuchung des implementierten OSR-Shuttle-Modells. Dabei wird die mechanische Winkelgeschwindigkeit ω der Antriebsräder von rad/s in min^{-1} bzw. rpm umgerechnet und der Radwinkel φ bestimmt. Weiters wird das erzeugte Moment $M = k_m \cdot \Phi_0 \cdot i$ und die mechanische Leistung $P_m = M \cdot \omega$ berechnet.

Kapitel 5

Ermittlung der Modellparameter

Nach dem Entwurf des mathematischen Gesamtmodells für ein OSR-Shuttle mit Reibradantrieb werden in diesem Kapitel dessen Modellparameter bestimmt. Die Ermittlung der benötigten Parameter wird in einzelne Teilmodelle unterteilt und erfolgt mit Hilfe von entsprechenden Messungen/Auswertungen diverser Versuche. Hierfür standen geeignete Messaufbauten und ein funktionstüchtiger Prototyp des OSR-Shuttles bei KNAPP AG zur Verfügung.

5.1 Einführung und technische Hintergründe

Die entworfenen Modelle sollen das reale Verhalten der elektromechanischen Komponenten am OSR-Shuttle möglichst gut, einfach und genau abbilden. Deshalb erfolgt die Identifikation der Modellparameter mit Hilfe von realen Mess- und Versuchsdaten. Dafür standen diverse Messaufbauten und ein Shuttle-Prototyp zur Verfügung. In diesem Kapitel 5.1 wird auf dessen technische Hintergründe genauer eingegangen.

Ähnlich wie bei der Modellbildung erfolgt auch bei der Parameterbestimmung eine schrittweise Betrachtung der einzelnen Teilmodelle, die sich folgendermaßen unterteilen lassen:

- Parameter hinsichtlich des Antriebsmotors,
- Getriebeübersetzung und andere Eigenschaften,
- Kenngrößen der Shuttle-Antriebsachse,
- Modellparameter bzgl. des OSR-Shuttles und der Fahrzeuglängsdynamik.

Für eine übliche Bestimmung der Motorparameter wird beispielsweise ein Prüfstand verwendet, bei dem zwei Motoren über eine Drehmomentmesswelle verbunden sind. Mit Hilfe des einen bekannten Motors können gewisse Drehzahl- oder Momentenverläufe vorgegeben werden, die eine vollständige Parametrierung des anderen Motors ermöglichen. Solch ein Messaufbau stand für den Shuttle-Antriebsmotor nicht zur Verfügung. Eine hinreichende Alternative wurde durch Drehzahlaufnahmen über die Zeit bei diversen Spannungssprüngen an den einzelnen Teilmodellen gefunden. Dabei werden die Ergebnisse der Messungen mit jenen der Modellsimulationen verglichen und die Parameter entsprechend angepasst. Folgende Messaufbauten wurden im Rahmen dieser Arbeit realisiert und standen zur Verfügung:

- **Antriebsmotor ohne Getriebe:** Messung der Rotordrehzahl durch Hall-Sensoren (werden für elektrische Kommutierung benötigt) sowie durch einen externen hochauflösenden Drehzahlgeber, der an die Motorwelle geflanscht wurde.
- **Antriebsmotor mit Getriebe:** Drehzahlmessung der Antriebsseite (Primärseite) durch Hall-Sensoren und der Abtriebsseite (Sekundärseite) durch aufgeflanschten hochauflösenden Drehzahlgeber.
- **Shuttle-Antriebsachse ohne Rad-Schiene-Kontakt:** Drehzahlaufnahme der Motorwelle durch Hall-Sensoren und Messung der Winkelgeschwindigkeit der Antriebsräder und somit Drehzahl der Achse durch einen extern angebrachten Encoder.
- **Prototyp des OSR-Shuttles mit Reibradantrieb:** Positions- und Geschwindigkeitsbestimmung durch hochauflösenden Drehzahlsensor am frei-laufenden Rad sowie indirekte Drehzahlmessung der Antriebsräder durch Hall-Sensoren, die ein entsprechend übersetztes Messsignal lieferten.

Damit die einzelnen Teilmodelle übereinstimmend und deren Messergebnisse miteinander „kompatibel“ sind, ist es wichtig, bei allen Messaufbauten dieselben Komponenten, wie Ansteuerungsplatine, Motor- und Getriebetyp sowie Sensoren zu verwenden.

Die Ansteuerungsplatine wurde von KNAPP AG entwickelt und beinhaltet eine Steuer-, Rechen- und Messeinheit. Der Mikroprozessor von Texas Instruments (*ARM Cortex-M3 LM3S9B92*) läuft intern mit 66 MHz und besitzt 32 bit. Weitere technische Details sind aus [36] zu entnehmen. Das digitale Schalten der Transistoren in der Brückenschaltung durch den Signalprozessor erzeugt eine pulsweitenmodulierte Spannung, mit welcher der BLDC-Motor angesteuert wird. Durch die konstante Periodendauer ($T_{\text{PWM}} = 50 \mu\text{s}$) entsteht bei einem variablen Tastverhältnis (engl. duty cycle) das Plusmuster der PWM. Außerdem erfolgt eine Messdatenerfassung bzw. -auswertung, welche Informationen über Shuttle-Geschwindigkeit und Position, diverse Drehzahlen sowie Motorstrom liefert. Bei der Drehzahlmessung sind folgende zwei inkrementale Sensortypen in Verwendung:

- **Hall-Sensor:** Notwendig für die elektrische Kommutierung, liefert 24 Zählimpulse pro Rotorumdrehung und beruht auf den sogenannten Hall-Effekt.
- **Externer hochauflösender Drehgeber:** Wird eigentlich zur Positions- und Geschwindigkeitsmessung des Shuttles am frei-laufenden Rad verwendet, kann jedoch für andere Messaufbauten entsprechend umgesteckt werden. Der Inkrementalgeber von Sick (*DBS36E-BBAL01024*) liefert pro Umdrehung 2048 Impulse [34].

Für die Drehzahlbestimmung der durchgeführten Versuche werden die Zählerstände der Drehzahlgeber herangezogen und mittels Differentiation (Differenzenquotient) pro Zeiteinheit ausgewertet. Anschließend werden die Ergebnisse anhand eines gleitenden Mittelwertfilters (engl. moving average filter) geglättet.

Die vorhandene Motorstrombestimmung erfolgt indirekt über eine Spannungsmessung an einem Shunt-Widerstand ($R_{\text{Shunt}} = 10 \text{ m}\Omega$), der sich im Fußpunkt der Brückenschaltung (zwischen Rückleitung zu Brückenversorgungsspannung und Masse) befindet. Die Ergebnisse werden bereits durch mehrere Tiefpässe gefiltert und durch die Signalprozessoreinheit ausgewertet.

5.2 Antriebsmotor

In diesem Kapitel 5.2 erfolgt die Ermittlung jener Modellparameter die den Antriebsmotor bzw. den bürstenlosen Gleichstrommotor betreffen. Bestimmte Motorparameter sind bereits durch das Motor-Datenblatt des Herstellers bekannt und können übernommen werden. Diese werden allerdings durch Messungen und Versuche auf Richtigkeit hin überprüft. Andere Motorparameter sind unbekannt und müssen erst durch entsprechende Versuche ermittelt werden.

Als Grundlage für die Parameteridentifikation dienen das mathematische Modell des Antriebsmotors als fremderregte Gleichstrommaschine (Gleichungen (4.32) und (4.33)) sowie der Messaufbau eines Antriebsmotors mit Getriebe bei KNAPP AG.

5.2.1 Bekannte Motorparameter

Beim Shuttle-Antriebsmotor handelt es sich um einen bürstenlosen Gleichstrommotor (BLDC-Motor), der über das österreichische Unternehmen ELRA vertrieben wird (Bezeichnung: *BL70L-48V*). In Tabelle 5.1 sind die bekannten Motorparameter aus dem mitgelieferten Datenblatt (Anhang C.2) aufgelistet.

Tabelle 5.1: Motorparameter: KNAPP BLDC-Motor BL70L-48V [24, 25]

Anschlusswiderstand (Phase-Phase)	$0,19 \pm 10 \%$	Ω
Anschlussinduktivität (Phase-Phase)	$0,8 \pm 20 \%$	mH
Mechanische Nennleistung	470	W
Nennspannung	48	V
Nennstrom	13	A
Nenn Drehzahl	3000	rpm
Nennmoment	1,5	Nm
Drehmoment bei Spitzenstrom: 40 A	4,5	Nm
Generator-Spannungskonstante	12	mV/rpm
Rotorträgheitsmoment	1,1	kg cm ²
Anzahl der Pole	8	–

5.2.2 Elektrische Parameter

Zur Kontrolle der angegebenen elektrischen Motorparameter werden der ohmsche Widerstand R und die Spuleninduktivität L messtechnisch überprüft. Dafür wurden mit Hilfe eines RLC-Meters (*Fluke PM6304 Programmable Automatic RLC Meter*) die Impedanz bzw. der ohmsche Widerstand und die Induktivität zwischen jeweils 2 Phasen bei verschiedenen Frequenzen f_s und einer Spannungsamplitude von 500 mV gemessen.

Es ist zu beachten, dass die verwendete Testfrequenz f_s nicht im Bereich der Eigenfrequenzen des Motors liegt und so das mechanische System zum Schwingen anregt. In folgender Tabelle 5.2 sind einige Messergebnisse übersichtlich zusammengefasst. Die Messwerte beziehen sich auf Phase-zu-Phase-Werte.

Tabelle 5.2: RLC-Messergebnisse bei verschiedenen Testfrequenzen

f_s in Hz		Phase A-B	Phase B-C	Phase C-A	Mittelwert
300	R in Ω	0,844	0,831	0,853	0,843
	L in μH	118,1	112,9	129,3	120,1
600	R in Ω	0,824	0,810	0,831	0,822
	L in μH	118,9	125,9	130,1	125,0
900	R in Ω	0,792	0,775	0,798	0,788
	L in μH	118,3	128,3	129,5	125,4
1200	R in Ω	0,752	0,737	0,750	0,746
	L in μH	117,4	132,4	128,4	126,1
1500	R in Ω	0,700	0,690	0,697	0,696
	L in μH	116,5	131,5	127,3	125,1
1800	R in Ω	0,642	0,632	0,635	0,636
	L in μH	115,5	130,8	126,2	124,2

Um einen Parameterwert für den ohmschen Widerstand R und die Spuleninduktivität L pro Phase zu bekommen, wurden die Messwerte arithmetisch gemittelt und anschließend halbiert. Die gemittelten Phase-zu-Phase-Werte von Widerstand/Induktivität ergeben:

$$R_{\text{Phase-Phase}} = 0,755 \Omega \quad \text{und} \quad L_{\text{Phase-Phase}} = 124,3 \mu\text{H}. \quad (5.1)$$

Die Mittelwerte der elektrischen Parameter pro Phase betragen:

$$R_{\text{Phase}} = 0,378 \Omega \quad \text{und} \quad L_{\text{Phase}} = 62,2 \mu\text{H}. \quad (5.2)$$

Durch einen Vergleich der resultierenden Messergebnisse mit den Werten aus dem Datenblatt (Tabelle 5.1) lässt sich vermuten, dass die Zahlenwerte für Widerstand und Induktivität im Datenblatt vertauscht sind. Diese Vermutung wird im Kapitel 6.2 mit Hilfe von Versuchen und Simulationen am Antriebsmotor überprüft.

5.2.3 Drehzahl-Spannungskennlinie

Für weitere Untersuchungen und Überprüfungen der Motorparameter wurden am Messaufbau mit Antriebsmotor ohne Getriebe stationäre Drehzahlen bei unterschiedlichen positiven sowie negativen Spannungssprüngen aufgenommen. Die Messergebnisse sind grafisch in Abbildung 5.1 dargestellt und beschreiben die Abhängigkeit zwischen angelegter Spannung und daraus resultierender Drehzahl.

Die Steigung der Drehzahl-Spannungskennlinie entspricht der gesuchten Motorkonstante $k_m \cdot \Phi_0$. Diese Motorkonstante wird auch als Drehmomentkonstante k_t oder Generator-Spannungskonstante k_e bezeichnet. Sie wird in jedem Punkt der Steigung berechnet und je nach Motorspannung dynamisch im Antriebsmotormodell verwendet. Das arithmetische Mittel über alle berechneten Werte ergibt dabei:

$$k_m \cdot \Phi_0 = k_t = k_e = 0,1188 \text{ N m/A} = 0,1188 \text{ V s} \quad (5.3)$$

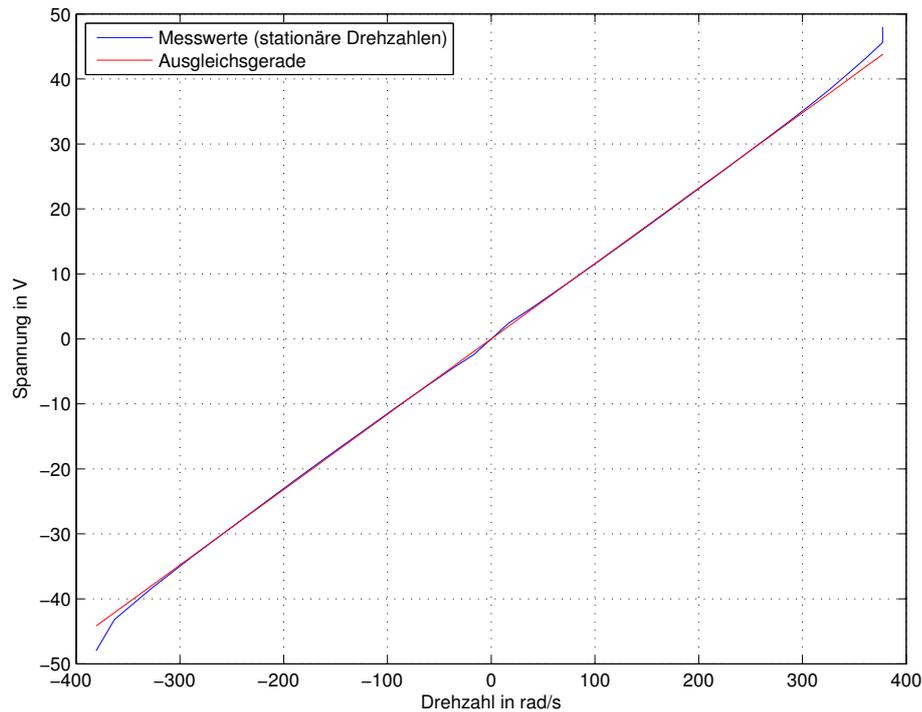


Abbildung 5.1: Drehzahl-Spannungskennlinie des Antriebsmotors

Durch Umrechnung der im Datenblatt angegebenen Generator-Spannungskonstante in SI-Einheiten ist zu erkennen, dass die ermittelte Konstante gut mit dieser übereinstimmt:

$$k_m \cdot \Phi_0 = k_t = k_e = 12 \text{ mV/rpm} \approx 0,1146 \text{ N m/A} = 0,1146 \text{ V s} \quad (5.4)$$

Die Kennlinie in Abbildung 5.1 weist über den gesamten Drehzahl- und Spannungsbereich einen nahezu linearen Zusammenhang auf. Diese Eigenschaft untermauert die getroffene und damit zulässige Annahme/Vereinfachung den Shuttle-Antriebsmotor (BLDC-Motor) als Gleichstrommaschinenmodell zu modellieren.

An den Randpunkten der Kennlinie (positive/negative Nennspannung) ist festzustellen, dass es aufgrund der PWM-Ansteuerung (kann im realen Verhalten nicht zu 100 % geöffnet werden) zu Abweichungen der Kennlinie kommt.

5.2.4 Motorreibung

Das dynamische Verhalten des Motors wird beträchtlich durch die Reibung beeinflusst, die somit eine wichtige Rolle im Zuge der Modellierung und deren Parameterbestimmung spielt. Da im Datenblatt allerdings keine Werte vorhanden sind, welche die Reibung charakterisieren, werden diverse Auslaufversuche am Motor durchgeführt.

Beim Auslaufversuch werden ausgehend vom stationären motorischen Leerlauf die Motorwicklungen (Ankerkreiswicklung bei Gleichstrommaschine) von der Versorgung getrennt und die Maschine läuft aus. Das bedeutet, dass kein Drehmoment mehr für die Rotation der Motorwelle vorhanden ist und die Drehzahl gegen Null abnimmt. Mathematisch

kann dieser Vorgang durch folgende mechanische Bewegungsgleichung einer Gleichstrommaschine beschrieben werden:

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{k_{R1}}{J_M} \cdot \omega - \frac{k_{R2}}{J_M} \cdot \text{sign}(\omega) = -c_1 \cdot \omega - c_2 \cdot \text{sign}(\omega) \quad (5.5)$$

Die gesuchten Koeffizienten c_1 und c_2 bzw. k_{R1} und k_{R2} werden so ermittelt, dass Gleichung (5.5) die messtechnisch erfassten Auslaufversuche möglichst genau beschreibt. Diese Ermittlung erfolgt durch eine *nichtlineare Regression* automatisiert in MATLAB. Die Lösungsfunktion obiger Differentialgleichung (5.5) wird mit Hilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate an die Messwerte angenähert. Dabei konnten für einen positiven (Abbildung 5.2) und negativen Motorauslaufversuch entsprechende Parameter gefunden werden:

$$c_{1,\text{pos}} = 0,9398 \text{ s}^{-1} \qquad c_{2,\text{pos}} = 374,2087 \text{ s}^{-2} \quad (5.6)$$

$$c_{1,\text{neg}} = 1,0819 \text{ s}^{-1} \qquad c_{2,\text{neg}} = 383,4362 \text{ s}^{-2} \quad (5.7)$$

$$c_{1,\text{mittel}} = 1,0108 \text{ s}^{-1} \qquad c_{2,\text{mittel}} = 378,8225 \text{ s}^{-2} \quad (5.8)$$

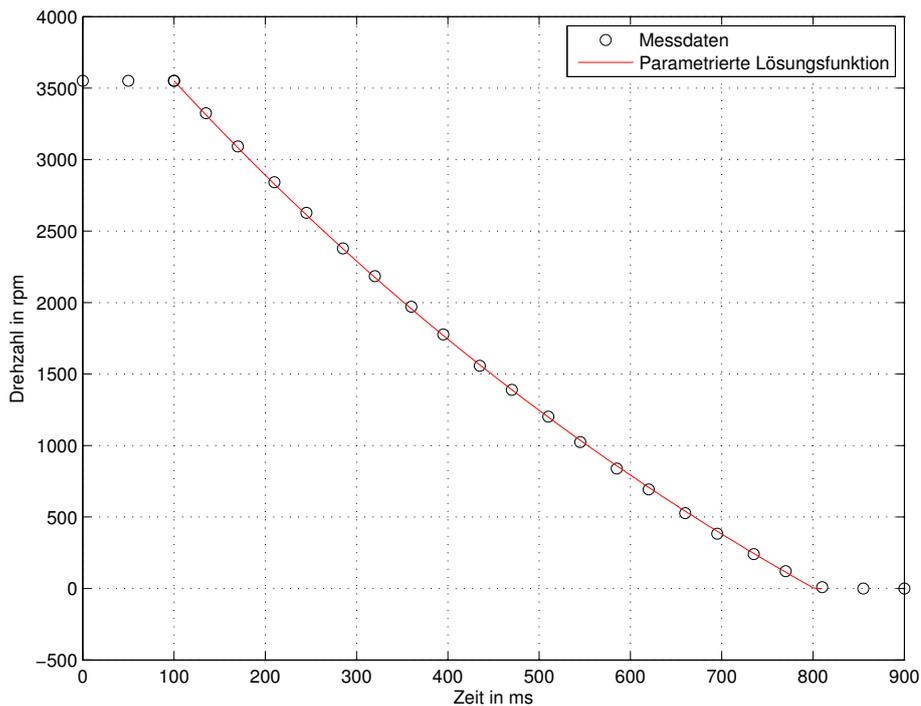


Abbildung 5.2: Positiver Auslaufversuch des Antriebsmotors

Für die Verwendung der ermittelten Koeffizienten c_1 und c_2 im Antriebsmotormodell müssen diese anhand des Massenträgheitsmoments J_M in die tatsächlichen Reibungskoeffizienten umgerechnet werden.

Die restlichen Motorparameter sind bekannt und können übernommen werden.

5.3 Getriebe

Folgendes Kapitel 5.3 beinhaltet die Bestimmung aller notwendigen Daten bzw. Parameter hinsichtlich der Getriebeübersetzung. Das Stirnrad-Hohlwellengetriebe mit Schrägverzahnung von ELRA (Anhang C.4, Bezeichnung: *SG160H-10:1*) besitzt laut Hersteller ein Übersetzungsverhältnis von $\alpha = 10$. Über die Massenträgheitsmomente der Antriebs- und Abtriebsseite sind jedoch keine Werte bekannt.

Als Ausgangslage für die Parameterbestimmung der Getriebeübersetzung dient der Messaufbau eines Antriebsmotors (BLDC-Motor) mit fest verbundenen Getriebe.

5.3.1 Übersetzungsverhältnis

Das dimensionslose Übersetzungsverhältnis α eines Getriebes beschreibt wie Drehzahl, Drehmoment als auch Massenträgheitsmomente der Antriebsseite auf die Abtriebsseite übertragen werden. Für ein ideales und verlustloses Getriebe ist es aufgrund der Bedingung $M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2$ folgendermaßen definiert:

$$\alpha = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{r_2}{r_1} \quad (5.9)$$

Dabei beschreibt ω die Drehzahl, M das Drehmoment und r den Radius des Zahnrades. Der Index „1“ symbolisiert die Antriebsseite (Motor-/Primärseite) und der Index „2“ die Abtriebsseite (Sekundärseite). Auch die vorhandenen Massenträgheitsmomente J werden entsprechend ihres Übersetzungsverhältnisses α gewandelt. Das auf die Antriebsseite (Primärseite) bezogene wirksame Trägheitsmoment errechnet sich aus:

$$J = \frac{J_2}{\alpha^2} + J_1 \quad (5.10)$$

Das auf die Abtriebsseite (Sekundärseite) bezogene wirksame Massenträgheitsmoment kann hingegen folgendermaßen bestimmt werden:

$$J = J_1 \cdot \alpha^2 + J_2 \quad (5.11)$$

Für die Überprüfung bzw. genauere Bestimmung des angegebenen Übersetzungsverhältnisses wurden in diversen Messversuchen (positive/negative Richtung) jeweils die stationären Drehzahlen der antreibenden Seite (über Hall-Sensoren des Motors) und der angetriebenen Seite (angeflanschter externer Drehgeber) aufgenommen. In Abbildung 5.3 sind die aufgenommenen Messergebnisse grafisch dargestellt.

Nach entsprechender Mittelwertfilterung konnte das Übersetzungsverhältnis durch Gleichung (5.9) erfolgreich überprüft bzw. bestimmt werden:

$$\alpha_{\text{pos}} = 10,0110 \quad (5.12)$$

$$\alpha_{\text{neg}} = 10,0168 \quad (5.13)$$

$$\alpha_{\text{mittel}} = 10,0139 \quad (5.14)$$

Eine weitere Möglichkeit zur Ermittlung von α stellt die Berechnung aus den Verhältnissen der einzelnen Radien dar. Hierfür müsste allerdings das Getriebe in seine Bestandteile zerlegt werden, um die einzelnen Radien der Zahnräder abmessen zu können.

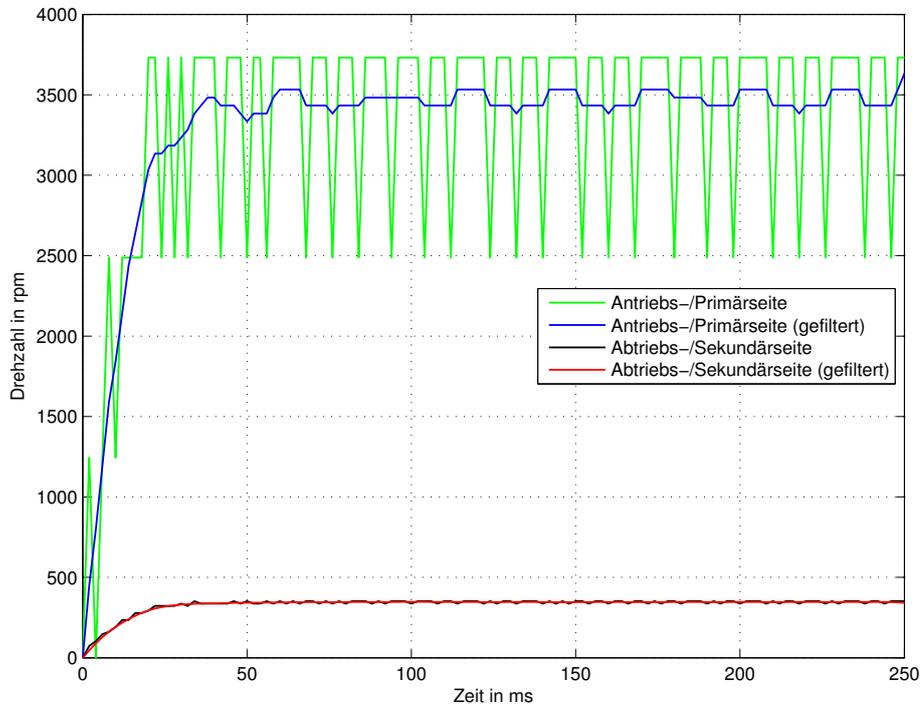


Abbildung 5.3: Drehzahlverlauf von An- und Abtriebsseite bei positiver Nennspannung

5.3.2 Massenträgheitsmomente und Reibung

Auch die Massenträgheitsmomente der Antriebs- und Abtriebsseite könnten so bestimmt werden. Mit Hilfe der bekannten Masse und der geometrischen Abmessungen der einzelnen Getriebebestandteile kann das jeweilige Trägheitsmoment mathematisch durch homogene Voll- oder Hohlzylinder angenähert werden.

Da ein grafischer Vergleich der Drehzahlverläufe von Antriebsmotor ohne bzw. mit Getriebeübersetzung keinen nennenswerten Unterschied aufweist, werden die Massenträgheitsmomente des Getriebes vorerst vernachlässigt. Auch hinsichtlich der Getriebereibung ist kein wesentlicher Unterschied festzustellen.

5.4 Shuttle-Antriebsachse

In diesem Abschnitt werden all jene Parameter ermittelt, welche die mechanischen Eigenschaften der Shuttle-Antriebsachse beschreiben. Das sind einerseits die Massenträgheitsmomente der einzelnen Komponenten der Antriebsachse (Abbildung 5.4) und andererseits die durch Antriebsmotor, Getriebe und Achslager verursachte Reibung.

Als Grundlage für die Parameteridentifikation dient zum einen das mathematische Modell der Shuttle-Antriebsachse (Gleichungen (4.34) und (4.35)) und zum anderen der Messaufbau mit Motor inklusive Getriebeübersetzung und zusätzlich rotierender Komponenten, wie Starrachse, Kupplungen, Radnaben und Antriebsräder ohne Rad-Schiene-Kontakt.

5.4.1 Massenträgheitsmomente

Das für das OSR-Shuttle-Modell notwendige Gesamtmassenträgheitsmoment J_{ges} beinhaltet nicht nur jenes des Motors und des Getriebes, sondern auch das der Antriebsachse. Hierfür wird die Antriebsachse in folgende Komponenten unterteilt (Abbildung 5.4):

- | | |
|----------------------------|---------------------------|
| ① Antriebswelle/Starrachse | ④ Antriebsrad |
| ② Kupplung/Spannsatz | ⑤ BLDC-Motor mit Getriebe |
| ③ Radnabe | |

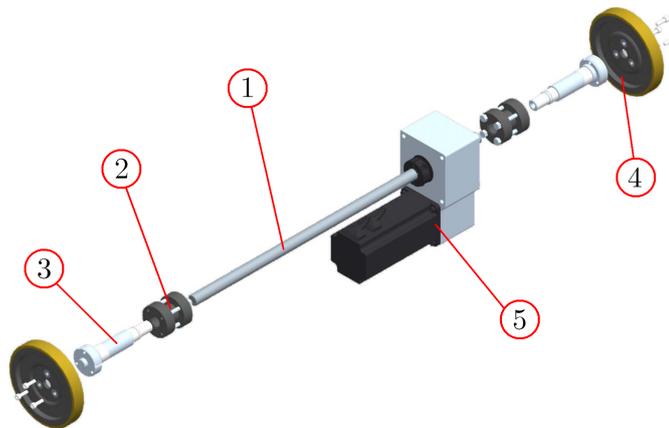


Abbildung 5.4: Komponenten der Shuttle-Antriebsachse (Vorderachse) nach [24, 25]

Anhand der bekannten Masse und der geometrischen Abmessungen der einzelnen Bestandteile kann das jeweilige Massenträgheitsmoment mit Hilfe folgender Gleichung (5.15) angenähert werden. Das Trägheitsmoment J eines homogenen Hohlzylinders mit dem inneren Radius r_1 , den Außenradius r_2 und der Masse m , welcher um seine Symmetrieachse rotiert, kann wie folgt berechnet werden:

$$J = \frac{r_1^2 + r_2^2}{2} \cdot m \quad (5.15)$$

Der Vollzylinder stellt dabei einen Grenzfall dar, bei dem der innere Radius r_1 Null ist. Anhand des anderen Grenzfalls ($r_1 = r_2$) kann ein Zylindermantel approximiert werden.

Antriebswelle/Starrachse

Die Antriebswelle besteht aus Stahl und kann mit Hilfe eines Vollzylinders ($r_1 = 0$ mm) angenähert werden. Sie besitzt über ihre gesamte Länge ($l = 682$ mm) einen Durchmesser von $\varnothing 17$ mm ($r_2 = 8,5$ mm) und wiegt $m = 1214$ g. Anhand von Gleichung (5.15) ergibt sich folgendes Massenträgheitsmoment:

$$J_1 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r_2^2 = 43\,855,75 \text{ g mm}^2 \cong 43,86 \times 10^{-6} \text{ kg m}^2 \quad (5.16)$$

Kupplung/Spannsatz

Die Kupplung oder Spannsatz verbindet die Antriebswelle mit der Radnabe. Sie besteht ebenfalls aus Stahl und wiegt $m = 515$ g. Sie wird anhand eines Hohlzylinders angenähert: Der Innenradius beträgt $r_1 = 8,5$ mm und der über die Länge ($l = 50$ mm) durchschnittlich vorhandene Außenradius $r_2 = 21$ mm. Daraus resultiert:

$$J_2 = \frac{r_1^2 + r_2^2}{2} \cdot m = 132\,161,88 \text{ g mm}^2 \cong 132,16 \times 10^{-6} \text{ kg m}^2 \quad (5.17)$$

Radnabe

An der Radnabe ist das Antriebsrad fix verschraubt und über den Spannsatz mit der Antriebswelle verbunden. Die Radnabe besteht aus Stahl und besitzt eine Masse von $m = 530$ g. Das Massenträgheitsmoment der Radnabe wird mit Hilfe eines Vollzylinders ($r_1 = 0$ mm) angenähert. Der über die Länge ($l = 133$ mm) durchschnittlich vorhandene Radius beträgt $r_2 = 12,3$ mm. Daraus ergibt sich ein Trägheitsmoment von:

$$J_3 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r_2^2 = 40\,091,85 \text{ g mm}^2 \cong 40,09 \times 10^{-6} \text{ kg m}^2 \quad (5.18)$$

Antriebsrad

Das Antriebsrad besteht aus einer Polyamid-Felge und einer Radbandage aus Polyurethan. Die Masse beträgt $m = 180$ g. Da die beiden Werkstoffe in etwa dieselbe Dichte besitzen, wird das Rad anhand eines Vollzylinders mit einem Innenradius von $r_1 = 0$ mm und einem Außenradius von $r_2 = 65$ mm angenähert:

$$J_4 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r_2^2 = 380\,250,00 \text{ g mm}^2 \cong 380,25 \times 10^{-6} \text{ kg m}^2 \quad (5.19)$$

Gesamtmassenträgheitsmoment der Antriebsachse

Für das Gesamtmassenträgheitsmoment J_{AA} der Antriebsachse ohne Motor und Getriebe werden nun die berechneten Trägheitsmomente der einzelnen Komponenten entsprechend ihrer Anzahl zusammengefasst:

$$J_{AA} = J_1 + 2 \cdot (J_2 + J_3 + J_4) = 1\,148\,863,21 \text{ g mm}^2 \cong 1,15 \times 10^{-3} \text{ kg m}^2 \quad (5.20)$$

5.4.2 Reibung der Antriebsachse

Für die Parametrierung der Reibung wurden positive und negative Auslaufversuche der Shuttle-Antriebsachse ohne Rad-Schiene-Kontakt mit Hilfe eines geeigneten Messaufbaus durchgeführt. Ähnlich wie bei der Bestimmung der Motorreibung wird ausgehend vom stationären Zustand die Versorgung getrennt und die Antriebsachse läuft aus. Ohne Antriebsmoment nimmt die Drehzahl aufgrund der vorhandenen Reibung bis zum Stillstand ab. Mathematisch kann das anhand folgender Bewegungsgleichung beschrieben werden:

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{k_{R3}}{J_{\text{ges}}} \cdot \omega - \frac{k_{R4}}{J_{\text{ges}}} \cdot \text{sign}(\omega) = -c_3 \cdot \omega - c_4 \cdot \text{sign}(\omega) \quad (5.21)$$

Die zu bestimmende Achsreibung enthält nicht nur Lagerreibung der Antriebsachse, sondern auch Getriebe- und übersetzte Motorreibung. Die gesuchten Koeffizienten c_3 und c_4 bzw. k_{R3} und k_{R4} werden erneut mit Hilfe einer *nichtlinearen Regression* so bestimmt, dass die Lösung der Differentialgleichung (5.21) die Auslaufversuche möglichst genau abbildet (Abbildung 5.5). Dabei konnten folgende Lösungen gefunden werden:

$$c_{3,\text{pos}} = 2,0022 \text{ s}^{-1} \quad c_{4,\text{pos}} = 89,3685 \text{ s}^{-2} \quad (5.22)$$

$$c_{3,\text{neg}} = 1,6218 \text{ s}^{-1} \quad c_{4,\text{neg}} = 94,6149 \text{ s}^{-2} \quad (5.23)$$

$$c_{3,\text{mittel}} = 1,8120 \text{ s}^{-1} \quad c_{4,\text{mittel}} = 91,9917 \text{ s}^{-2} \quad (5.24)$$

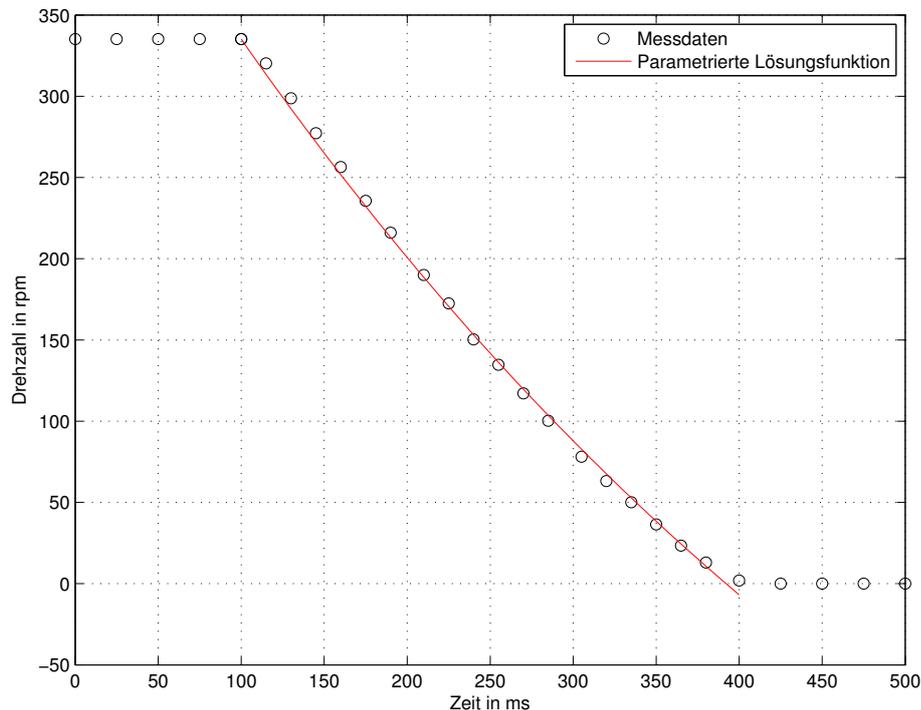


Abbildung 5.5: Positiver Auslaufversuch der Shuttle-Antriebsachse

Damit die Koeffizienten c_3 und c_4 im Shuttle-Antriebsachsenmodell verwendet werden können, müssen sie jedoch anhand des Massenträgheitsmoments $J_{\text{ges}} = J_M \cdot \alpha^2 + J_{\text{AA}}$ in die tatsächlichen Reibungskoeffizienten umgerechnet werden.

5.5 OSR-Shuttle und Fahrzeuglängsdynamik

Folgendes Kapitel 5.5 befasst sich mit der Ermittlung all jener Parameter, die einerseits die mechanischen Eigenschaften des OSR-Shuttles beschreiben und andererseits die Shuttle-Längsdynamik charakterisieren. Das Hauptaugenmerk liegt bei der Bestimmung der Fahrzeugmasse ohne/mit Beladung, des Reifenradius, der Fahrwiderstände und der Reifencharakteristik der Antriebsräder.

Hierfür werden diverse Abrollumfangsmessungen sowie Auslaufversuche am OSR-Shuttle mit Reibradantrieb durchgeführt. Als Grundlage der Parameteridentifikation dient zum einen das mathematische Gesamtmodell des OSR-Shuttles (Gleichung (4.25) bis (4.28)) und zum anderen der Messaufbau mittels Shuttle-Prototyp und Testregal.

5.5.1 Fahrzeugmasse

Die Masse des OSR-Shuttles ohne zusätzliche Beladung (Fahrzeugtara), das für Test- und Messfahrten bei KNAPP AG zur Verfügung steht, wurde abgewogen und beträgt:

$$m_{\min} = 137 \text{ kg} \quad (5.25)$$

An dieser Stelle sei erwähnt, dass das dynamische Systemverhalten erheblich von der Gesamtmasse m_{ges} abhängig ist. Durch eine maximal zulässige Beladung des Shuttles mit 50 kg ist die Shuttle-Masse durch $137 \text{ kg} \leq m_{\text{ges}} \leq 187 \text{ kg}$ begrenzt. Allerdings stellt die variierende und unbekannte Masse der Zuladung eine unvermeidliche Modellparameterschwankung dar. Vorerst wird nur zwischen einem unbeladenen ($m_{\min} = 137 \text{ kg}$) und beladenen ($m_{\max} = 187 \text{ kg}$) Zustand unterschieden.

5.5.2 Reifenradius

Tabelle 5.3: Dynamischer Reifenradius der OSR-Shuttle-Räder

Rad	vorne-re.	vorne-li.	hinten-re.	hinten-li.	Mittelw.
UNBELADEN (Shuttle ohne Beladung) - $m_{\text{ges}} = 137 \text{ kg}$					
Umdrehungen	28	26	27	26	-
Wegstrecke l_s in mm	11 565	10 745	11 120	10 715	-
Raddurchmesser in mm	131,4734	131,5477	131,0965	131,1804	131,3245
Radradius r_e in mm	65,7367	65,7738	65,5483	65,5902	65,6623
BELADEN (Shuttle mit max. Beladung) - $m_{\text{ges}} = 187 \text{ kg}$					
Umdrehungen	28	26	27	26	-
Wegstrecke l_s in mm	11 590	10 770	11 145	10 735	-
Raddurchmesser in mm	131,7576	131,8537	131,3912	131,4253	131,6070
Radradius r_e in mm	65,8788	65,9269	65,6956	65,7126	65,8035
DIFFERENZ zwischen beladenen/unbeladenen Zustand					
Δ Durchmesser in mm	0,2842	0,3060	0,2947	0,2449	0,2825
Δ Radradius r_e in mm	0,1421	0,1531	0,1473	0,1224	0,1412

Der effektive Reifenradius r_e beschreibt die Lage des Momentanpols M_P und ist von der Radaufstandskraft F_z abhängig, weshalb er auch als dynamischer Radius bezeichnet wird [16]. Anhand der messtechnischen Erfassung des Abrollumfangs U_e einer vollständigen Radumdrehung kann der Radradius näherungsweise wie folgt ermittelt werden:

$$U_e = 2\pi \cdot r_e \approx l_s \quad (5.26)$$

Das Shuttle wurde im Fahrzeugzentrum per Hand über die Gesamtlänge des Testregals geschoben und dabei die Radumdrehungen gezählt. Anschließend wurde die zurückgelegte Strecke l_s gemessen. Aufgrund der Reifenverformung durch Lastschwankung erfolgt eine Ermittlung im unbeladenen sowie beladenen Zustand. In Tabelle 5.3 sind die Messergebnisse übersichtlich zusammengefasst. Man erkennt, dass der Reifenradius r_e im unbeladenen Zustand größer ist als im beladenen. Theoretisch betrachtet, deformiert sich der Reifen bei Beladung stärker, woraus ein kleinerer Radius resultiert. Im realen Fall kommt es durch verschiedene Effekte auch bei einem frei rollenden Rad zu Schlupf. Offensichtlich hat der Radschlupf einen größeren Einfluss auf den Radradius als die schwankende Radlast F_z . Im unbeladenen Zustand ist der Schlupf physikalisch bedingt größer, dadurch kommt es bei gleichen Radumdrehungen zu weniger Fahrweg l_s als bei geringerem Schlupf.

5.5.3 Fahrwiderstände

Abhängig von den Fahrwiderständen wird das dynamische Fahrverhalten beeinflusst. Vor allem der Reifenrollwiderstand, aber auch der Luftwiderstand und diverse andere Reibungen spielen eine wesentliche Rolle. Sämtliche Fahrwiderstände werden anhand positiver und negativer Auslaufversuche am gesamten OSR-Shuttle im unbeladenen sowie beladenen Zustand (Zuladung von 50 kg) messtechnisch ermittelt. Der Auslaufversuch wird mit Hilfe folgender Bewegungsgleichung (hergeleitet durch Gleichung (4.26)) beschrieben:

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{k_{RV,ges}}{J_{Shuttle}} \cdot \omega - \frac{r_e \cdot a_R \cdot m_{ges} \cdot g}{J_{Shuttle}} \cdot \text{sign}(\omega) = -c_5 \cdot \omega - c_6 \cdot \text{sign}(\omega) \quad (5.27)$$

Das Gesamtmassenträgheitsmoment $J_{Shuttle}$ beinhaltet nicht nur das gesamte Trägheitsmoment der Antriebsachse inklusive Motor und Getriebe, sondern auch die umgerechnete translatorische Shuttle-Masse m_{ges} . Dies ist notwendig, da der Shuttle-Auslaufversuch (Gleichung (5.27)) einen rotatorischen Bewegungsablauf beschreibt.

$$J_{Shuttle} = J_{ges} + m_{ges} \cdot r_e^2 = J_M \cdot \alpha^2 + J_{AA} + m_{ges} \cdot r_e^2 \quad (5.28)$$

Die gesuchten Reibungskoeffizienten c_5 und c_6 enthalten nicht nur Roll- und Luftwiderstände, sondern auch die gesamten Reibungen des Antriebsteils, wie übersetzte Motorreibung, Getriebereibung und Lagerreibung der Starrachse. Sie werden anhand einer *nichtlinearen Regression* so bestimmt, dass die Bewegungsgleichung (5.27) und die Messergebnisse der Auslaufversuche möglichst genau übereinstimmen (Abbildung 5.6). Für die Verwendung der ermittelten Koeffizienten im OSR-Shuttle-Modell müssen sie durch Gleichung (5.27) entsprechend umgerechnet werden. Man beachte, dass durch diese messtechnische Parameteridentifikation der Rollwiderstandsbeiwert a_R nicht nur den reinen Rollwiderstand, sondern auch Anteile der Coulomb'schen Reibung beinhaltet.

Für den unbeladenen Zustand ($m_{\text{ges}} = 137 \text{ kg}$) wurden folgende Parameter gefunden:

$$c_{5,\text{pos}} = 0,0893 \text{ s}^{-1} \qquad c_{6,\text{pos}} = 4,2144 \text{ s}^{-2} \qquad (5.29)$$

$$c_{5,\text{neg}} = 0,0983 \text{ s}^{-1} \qquad c_{6,\text{neg}} = 3,9986 \text{ s}^{-2} \qquad (5.30)$$

$$c_{5,\text{mittel}} = 0,0938 \text{ s}^{-1} \qquad c_{6,\text{mittel}} = 4,1065 \text{ s}^{-2} \qquad (5.31)$$

Im beladenen Zustand ($m_{\text{ges}} = 187 \text{ kg}$) resultierte:

$$c_{5,\text{pos}} = 0,0647 \text{ s}^{-1} \qquad c_{6,\text{pos}} = 3,2774 \text{ s}^{-2} \qquad (5.32)$$

$$c_{5,\text{neg}} = 0,0485 \text{ s}^{-1} \qquad c_{6,\text{neg}} = 3,6057 \text{ s}^{-2} \qquad (5.33)$$

$$c_{5,\text{mittel}} = 0,0566 \text{ s}^{-1} \qquad c_{6,\text{mittel}} = 3,4415 \text{ s}^{-2} \qquad (5.34)$$

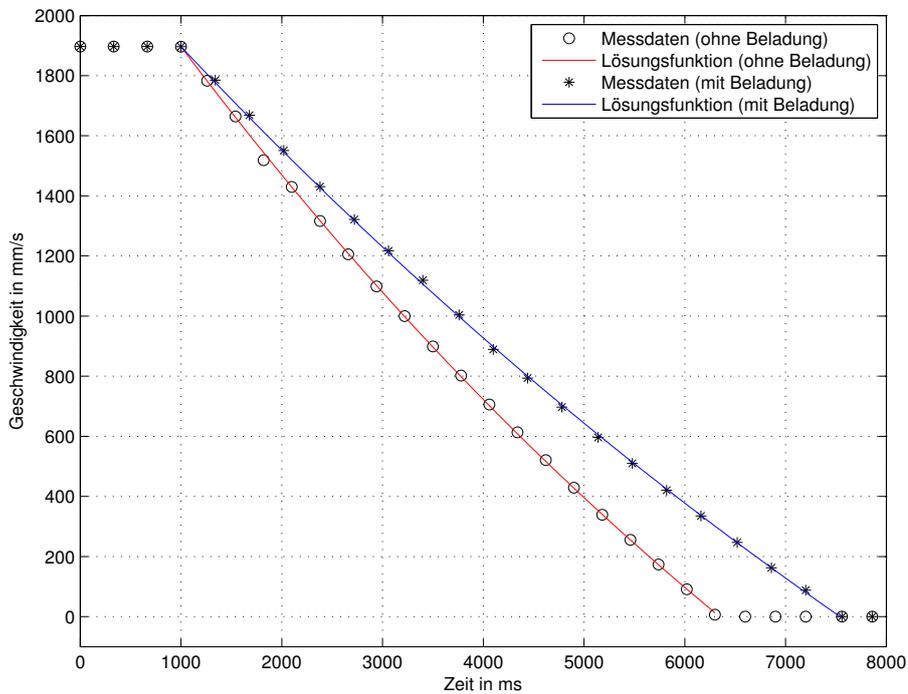


Abbildung 5.6: Positive Auslaufversuche des OSR-Shuttles (mit/ohne Beladung)

5.5.4 Reifencharakteristik

Der Rad-Schiene-Kontakt ist für die Längsdynamik des Shuttles von großer Bedeutung, weshalb die Reifencharakteristik durch ein geeignetes Reifenmodell (*TMSimple*) nachgebildet wurde. Dieses Modell bedarf einiger Parameter, die das Rad charakterisieren. Der Zusammenhang zwischen übertragbarer Reifenlängskraft F_{LV} und Schlupf s wird durch folgende Gleichung beschrieben und ist in Abbildung 5.7 grafisch dargestellt.

$$F_{LV} = K \cdot \sin \left[B \cdot \left(1 - e^{-\frac{|s|}{A}} \right) \cdot \text{sign}(s) \right] \qquad (5.35)$$

$$K = F_{LV,\text{max}} \qquad B = \pi - \arcsin \left(\frac{F_{LV,\infty}}{F_{LV,\text{max}}} \right) \qquad A = \frac{1}{dY_0} \cdot K \cdot B$$

Die gesuchten Modellparameter A , B und K lassen sich durch die freien Approximationsparameter $F_{LV,max}$, $F_{LV,\infty}$ und dY_0 bestimmen. Dabei symbolisieren $F_{LV,max}$ die maximale Längskraft, welche vom Rad auf die Fahrbahn übertragen werden kann und $F_{LV,\infty}$ dessen Sättigungswert bei Schlupf $s = \pm 1$. dY_0 entspricht der Anfangssteigung der Tangente und beschreibt physikalisch die Reifenfedersteifigkeit in Längsrichtung. Mit Hilfe dieser drei Kenndaten kann der Kurvenverlauf mathematisch approximiert werden.

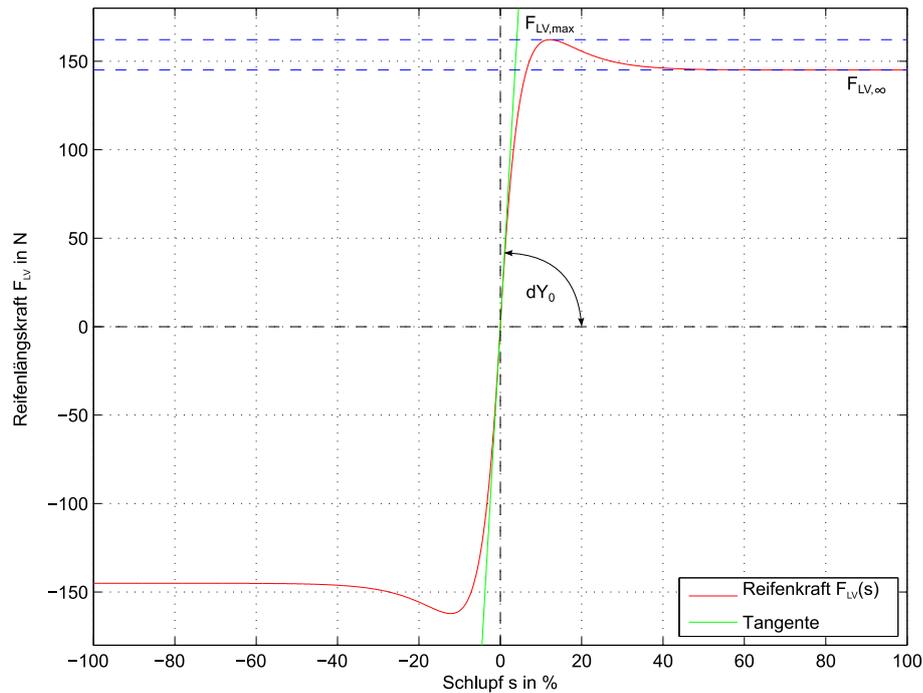


Abbildung 5.7: Reifen-Längskraft-Charakteristik anhand des Reifenmodells

Laut [7, 8] liegt der Reibungskoeffizient der Werkstoffpaarung Stahl und Polyurethan (Härte: 86 Shore A) bei $\mu_{max} = 0,35$ bis $0,55$. Durch folgende Beziehung kann die maximale Längskraft pro Antriebsrad je nach Beladung bestimmt werden. Der Faktor 3,73 kommt aufgrund des verschobenen Shuttle-Massenmittelpunktes zustande.

$$F_{LV,max} = \mu_{max} \cdot F_z = \mu_{max} \cdot \frac{m_{ges} \cdot g}{3,73} \approx \mu_{max} \cdot \frac{m_{ges} \cdot g}{4} \quad (5.36)$$

Die Sättigungskraft $F_{LV,\infty}$ wurde anhand von Kraftmessungen am Shuttle-Prototyp in Längsrichtung ermittelt. Dabei wurden im unbeladenen sowie beladenen Zustand die Antriebsräder mechanisch blockiert (Schlupf $s = -1$) und dabei die notwendige Längskraft gemessen, um das Shuttle über die Fahrschiene zu ziehen/gleiten. Unter Berücksichtigung der statischen Radlastverteilung durch die Schwerpunktlage resultierte dabei pro Rad:

$$F_{LV,\infty} \approx 145 \text{ N} \quad \mu_{\infty} \approx 0,4024 \quad (\text{unbeladen}) \quad (5.37)$$

$$F_{LV,\infty} \approx 205 \text{ N} \quad \mu_{\infty} \approx 0,4168 \quad (\text{beladen}) \quad (5.38)$$

Die Steigung der Tangente bzw. Längssteifigkeit dY_0 wurde so gewählt, dass das Kraftmaximum $F_{LV,max}$ bei einem Schlupf von $s = 8\%$ bis 15% liegt und beträgt $dY_0 = 4000 \text{ N}$.

Kapitel 6

Simulation und Verifizierung des OSR-Shuttle-Modells

In diesem Abschnitt werden die einzelnen Teilsysteme sowie das Gesamtmodell des OSR-Shuttle mit Hilfe der im vorherigen Kapitel ermittelten Modellparameter simuliert. Die Simulationsergebnisse werden anhand von Messversuchen mit der Realität verglichen und dienen zur Verifizierung der Modelle. Abweichungen und Ungenauigkeiten der Modelle werden durch Anpassungen der Parameter und zusätzlicher Modellierung von Effekten verbessert.

6.1 Einführung

Die im vorherigen Kapitel ermittelten Parameter sind im Anhang A - Tabelle A.1 zusammengefasst und dienen vorerst als Modellparameter für Simulationen und Verifikationen sämtlicher entworfenen Modelle. Einige Parameter sind allerdings hinfällig, da sie in übergeordneten Komponenten auch berücksichtigt bzw. mitmodelliert wurden. Für die Verifikation der einzelnen Teilmodelle werden sie dennoch benötigt.

Ähnlich wie bei der Parameteridentifikation wird zunächst der Antriebsmotor genauer untersucht. Hierfür stehen das Teilmodell des Antriebsmotors sowie Messversuche am BLDC-Motor zur Verfügung. Anschließend wird die gesamte Shuttle-Antriebsachse ohne Rad-Schiene-Kontakt simuliert. Die Simulationsergebnisse werden wiederum mit aufgenommenen Messungen verglichen. Abschließend erfolgen Simulationen des gesamten Shuttle-Modells. Diese Ergebnisse werden mit realen Shuttle-Testfahrten bewertet.

Anhand möglicher Abweichungen zwischen Mess- und Simulationsergebnissen werden die Modellparameter entsprechend angepasst und optimiert. Zusätzlich auftretende Effekte werden durch geeignete Modelle nachgebildet bzw. berücksichtigt.

6.2 Antriebsmotor

Für die Verifizierung des Teilmodells des Motors werden die Gleichungen (4.32) und (4.33) sowie der implementierte Simulink-Koppelplan (Abbildung 4.7) aus dem Kapitel 4 *Modellbildung des OSR-Shuttles* herangezogen und dabei diverse Simulationen durchgeführt. Die Ergebnisse werden mit Hilfe von Messungen am Motor verglichen und verifiziert.

6.2.1 Drehzahluntersuchungen

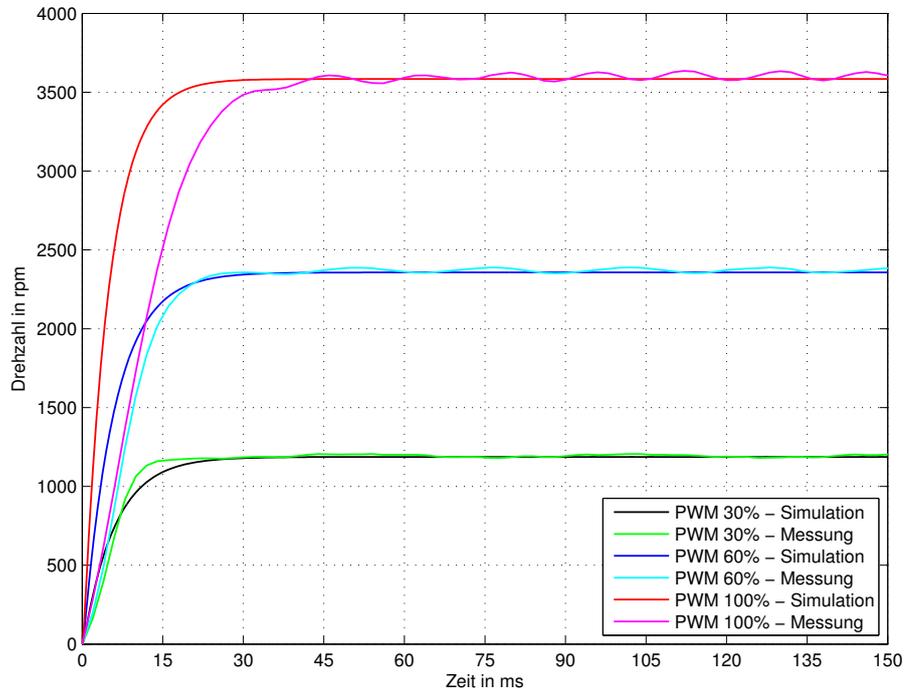


Abbildung 6.1: Positive Drehzahlverläufe des Antriebsmotors

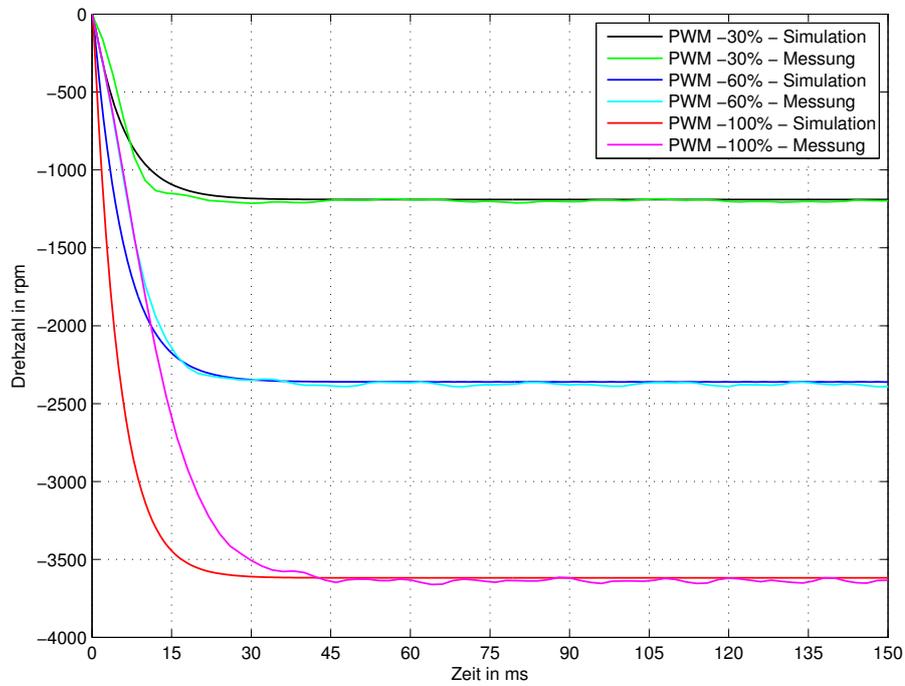


Abbildung 6.2: Negative Drehzahlverläufe des Antriebsmotors

Abbildung 6.1 und 6.2 zeigen die Drehzahlverläufe aus Messung und Simulation bei positiven sowie negativen Spannungssprüngen. Dabei wurde eine Simulationszeit von 150 ms gewählt und der PWM-Wert für die Motoransteuerung in eine äquivalente Spannung (Prozentanteil der Nennspannung von 48 V) umgerechnet. Der positive und negative Motorauslauf wird an dieser Stelle nicht nochmals explizit durchgeführt, da bereits im Zuge der Modellparameterbestimmung die Motorreibung so ermittelt wurde, dass Mess- und Simulationsergebnisse möglichst gut übereinstimmen (Abbildung 5.2).

6.2.2 Abweichungen, Ursachenforschung und Problemlösung

Aus Abbildung 6.1 und 6.2 ist zu erkennen, dass der Motor keine richtungsabhängigen Eigenschaften besitzt und somit positive sowie negative Drehzahlverläufe symmetrisch zueinander liegen. Bei einem Spannungssprung mit PWM 30 % stimmt das Modell des Antriebsmotors mit den gefundenen Parametern sehr gut mit den Messergebnissen überein. Bei höheren PWM-Werten (60 % bzw. 100 %) kommt es beim Drehzahlanlauf zu deutlichen Abweichungen zwischen Simulation und Messung. Die stationären Drehzahlen passen hingegen wieder sehr gut zusammen. Darüber hinaus ist in den Messergebnissen festzustellen, dass die Steigung der Drehzahlverläufe bei allen Spannungssprüngen annähernd gleich ist. Diese Eigenschaft weist das entworfene Motormodell (gewöhnliches Gleichstrommaschinenmodell) allerdings nicht auf. Um diese Problematik zu klären bzw. das Verhalten des realen Motors genauer zu untersuchen, wurden weitere Drehzahlverläufe bei Spannungssprüngen in 10 %-PWM-Schritten aufgenommen (Abbildung 6.3).

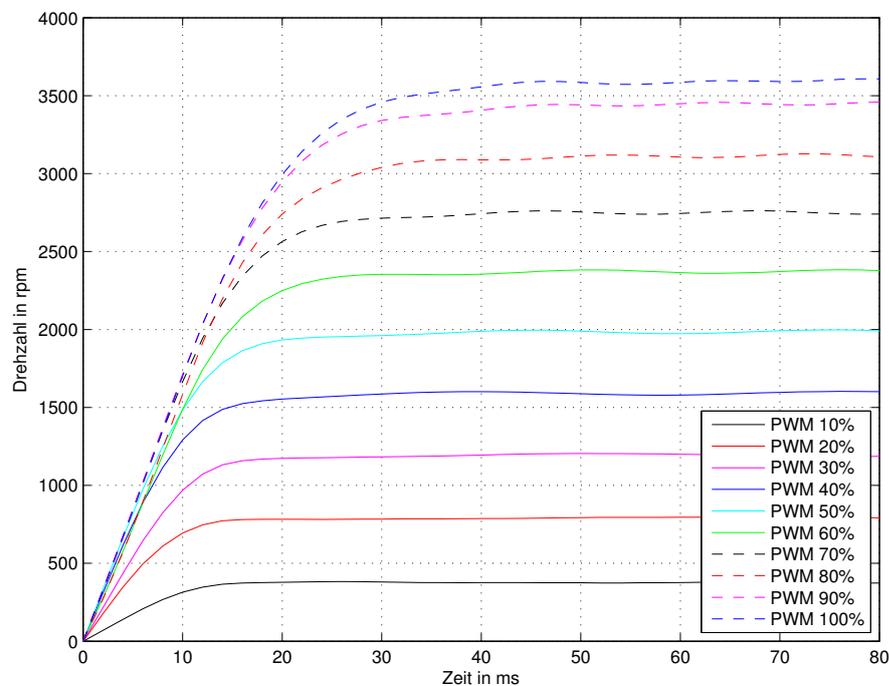


Abbildung 6.3: Gemessene positive Drehzahlverläufe in 10 %-PWM-Schritten

In Abbildung 6.3 ist zu erkennen, dass bis zum einem PWM-Wert von ca. 40% der Motor einen typischen und zu erwartenden Drehzahlverlauf aufweist. Mit zunehmender Spannung erhöht sich auch die Steigung des Drehzahlanlaufes. Ab einem PWM-Wert von ca. 50% ist jedoch kein wesentlicher Unterschied hinsichtlich des Anstiegs festzustellen. Auch die Messergebnisse für negative Umdrehungen weisen im Grunde (negatives Vorzeichen) denselben Verlauf wie jene für positive auf.

Anhand eines digitalen Speicheroszilloskops (*Teledyne LeCroy WaveSurfer 424*) wurden die Drehzahlverläufe bei diversen Spannungen genauer untersucht und eine Begrenzung festgestellt. Überschreitet der Strom im Einschaltvorgang des Motors eine gewisse Schwelle, so wird dies durch eine Überwachungseinheit (*Avago HCPL-788J*) detektiert und der Motoransteuerung mitgeteilt. Dadurch wird in die elektrische Kommutierung eingegriffen und es kommt zwischenzeitlich zu einem Aussetzen der PWM-Pulse. Durch diesen Eingriff in die Motoransteuerung resultiert bei einer Überschreitung ein niedrigerer mittlerer PWM-Wert als vorgegeben. Das hat einen begrenzten Strom- sowie Drehzahlanstieg zur Folge. Beim Erreichen der stationären Drehzahl geht der Strom fast auf Null zurück und der Motor wird wieder regulär angesteuert.

Dynamische Strombegrenzung

Bei dieser vorhandenen dynamischen Strombegrenzung handelt es sich um eine stromabhängige Spannungsbegrenzung. Um obige Problematik lösen zu können, wurde für das mathematische Modell des Antriebsmotors dieser Effekt bzw. diese Begrenzung mitmodelliert. Durch folgende MATLAB-Funktion wurde eine geeignete Methode gefunden, um die Spannung in Abhängigkeit des Motorstroms zu begrenzen.

Listing 6.1: MATLAB-Code: `varsat_strom.m`

```

1 function [out] = varsat_strom(in)
2 % VARSAT_STROM: Variable und dynamische Strombegrenzung des Antriebsmotors
3 % Die Eingangsspannung u wird so begrenzt, dass der Strom i unterhalb einer be-
4 % stimmten Schwelle liegt. Diese Schranke wird in jedem Schritt neu berechnet.
5
6     i = in(1);
7     u = in(2);
8
9     % Dynamische Grenze von umax bestimmen
10    umax = 200*exp(-0.15*abs(i))+5;
11
12    % Spannung u ggf. durch berechnetes umax begrenzen
13    if abs(u) <= umax
14        out(1) = u;
15    else
16        out(1) = umax*sign(u);
17    end
18
19    % Aktuellen Wert von umax ausgeben
20    out(2) = umax*sign(u);
21 end

```

Nach Implementierung der dynamischen Strombegrenzung ins Simulationsmodell wurden erneut Vergleiche der Drehzahlverläufe aus Messung und Simulation bei positiven Spannungssprüngen durchgeführt. Dessen Ergebnisse sind in Abbildung 6.4 grafisch dargestellt.

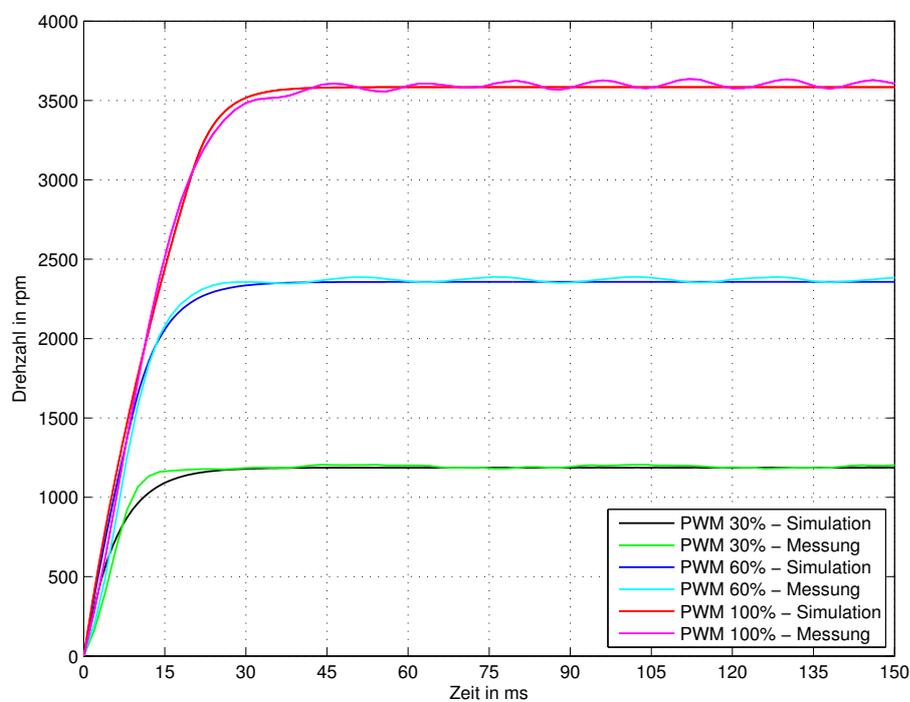


Abbildung 6.4: Motordrehzahlverläufe mit dynamischer Strombegrenzung

Durch die Berücksichtigung der vorhandenen dynamischen Strombegrenzung im mathematischen Modell des Antriebsmotors stimmen nun Mess- und Simulationsergebnisse bei unterschiedlichen Spannungssprüngen sehr gut überein. Auch bei negativen Drehzahlverläufen wurden nur minimale Drehzahlabweichungen festgestellt.

Bezüglich der Modellparameter R und L hat sich die Vermutung bei der Parameterbestimmung bestätigt, dass die im Motordatenblatt angegebenen Werte vertauscht sind. Für die neuen Modellparameter werden die Messwerte aus der RLC-Messung sowie die „richtigen“ Zahlenwerte aus dem Datenblatt gemittelt:

$$R = \frac{1}{2} \cdot (0,755 \Omega + 0,8 \Omega) = 0,7775 \Omega \quad (6.1)$$

$$L = \frac{1}{2} \cdot (124,3 \mu\text{H} + 190 \mu\text{H}) = 157,15 \mu\text{H} \quad (6.2)$$

Auch das Massenträgheitsmoment des Motors wurde minimal angepasst, damit Mess- und Simulationsergebnisse gut übereinstimmen. Dieser Wert wurde anhand einer *nichtlinearen Regression* (Methode der kleinsten Fehlerquadrate) ermittelt:

$$J_M = 0,1076 \times 10^{-3} \text{ kg m}^2 \quad J_{M,\text{alt}} = 0,1100 \times 10^{-3} \text{ kg m}^2 \quad (6.3)$$

6.2.3 Vergleich von BLDC-Motor-Modell und GM-Modell

Abschließend erfolgt im Zuge der Untersuchungen des Antriebsmotors ein grafischer Vergleich der Simulationsergebnisse zwischen BLDC-Motor-Modell und Gleichstrommaschinenmodell. Das komplexe und rechenzeitintensive BLDC-Motor-Modell wurde bereits im Kapitel 3 *Modellbildung des BLDC-Motors* entworfen. Dessen Einschränkungen und Nachteile führten dazu, den Shuttle-Antriebsmotor mittels eines einfachen und gewöhnlichen Gleichstrommaschinenmodells abzubilden.

In Abbildung 6.5 ist ersichtlich, dass die Simulationsergebnisse beider Motormodelle bei unterschiedlichen Spannungssprüngen sehr gut übereinstimmen. Auch für negative Drehzahlen wird eine ähnliche Genauigkeit erzielt. Diese zulässige Modellvereinfachung wurde bereits durch die lineare Drehzahl-Spannungskennlinie (Abbildung 5.1) bestätigt.

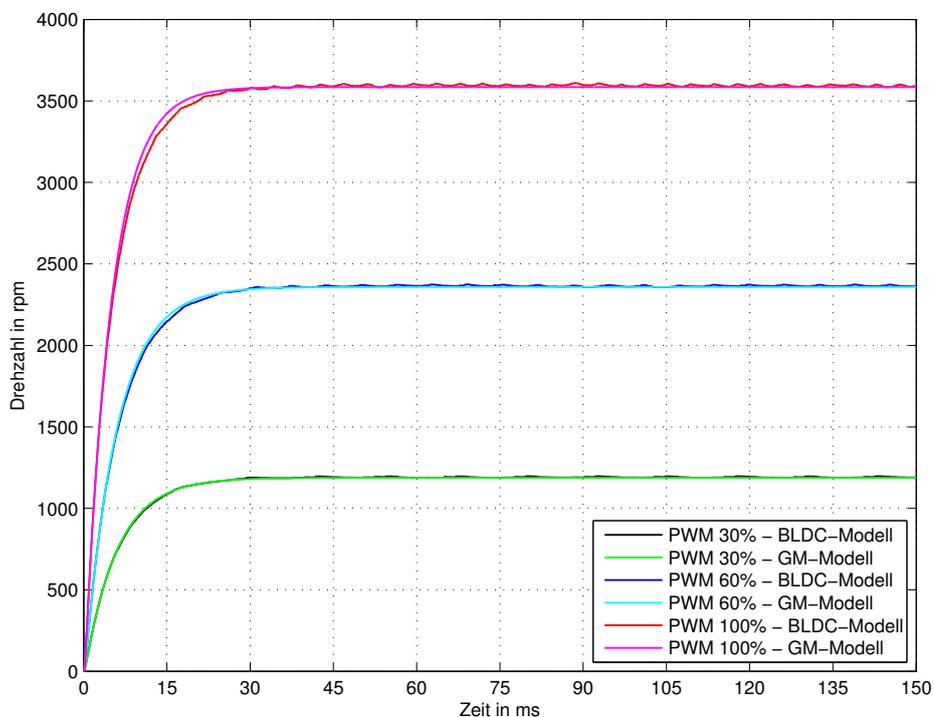


Abbildung 6.5: Drehzahlvergleiche zwischen BLDC-Motor-Modell und GM-Modell

Hinweis: Bei den durchgeführten Simulationen in Abbildung 6.5 wurde die entworfene dynamische Strombegrenzung ausgeschaltet bzw. war inaktiv. Außerdem wurde für die Maschinenkonstante $k_m \cdot \Phi_0$ kein konstanter Wert verwendet, sondern dieser je nach Spannung dynamisch aus der Drehzahl-Spannungskennlinie ermittelt.

6.3 Shuttle-Antriebsachse

Um das Teilmodell der Shuttle-Antriebsachse ohne Rad-Schiene-Kontakt zu verifizieren, werden die Bewegungsgleichungen (4.34) und (4.35) sowie der für die Achse modifizierte Simulink-Koppelplan aus Kapitel 4 *Modellbildung des OSR-Shuttles* verwendet. Dabei werden unterschiedliche Simulationen des Modells durchgeführt und dessen Ergebnisse mit realen Messungen verglichen.

Das mathematische Modell der Antriebsachse wurde ebenfalls mit der dynamischen Strombegrenzung des Motors erweitert. Die im vorherigen Kapitel ermittelten Modellparameter für Getriebeübersetzung, Reibung der Antriebsachse sowie zusätzlich rotierender Massen (Gesamtmassenträgheitsmoment) wurden übernommen.

Abbildung 6.6 zeigt den grafischen Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen bei positiven Spannungssprüngen und einer Simulationszeit von 150 ms. Auch die negativen Drehzahlverläufe von Simulation und Messung weisen ähnlich wie die positiven nur minimale Abweichungen auf.

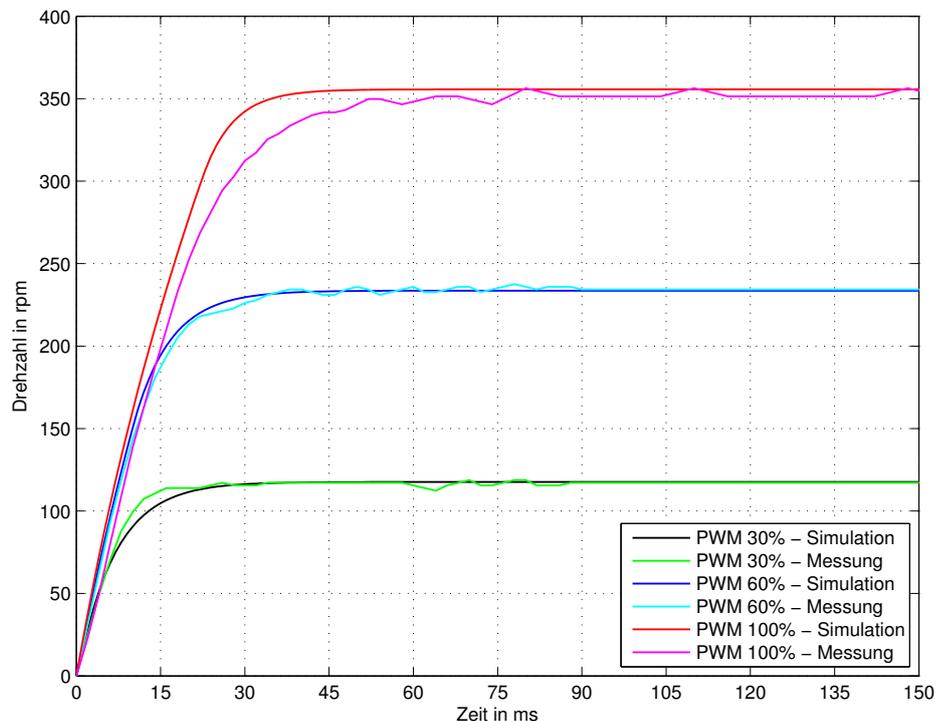


Abbildung 6.6: Positive Drehzahlverläufe der Shuttle-Antriebsachse

Auf die positiven sowie negativen Auslaufversuche der Antriebsachse wird an dieser Stelle verzichtet, da diese bereits im Zuge der Parameteridentifikation durchgeführt wurden (Abbildung 5.5). In diesem Abschnitt wird auch keine detaillierte Untersuchung wie beim Antriebsmotor durchgeführt, da sich die Antriebsachse ohne Rad-Schiene-Kontakt prinzipiell ähnlich verhält.

6.4 Gesamtes OSR-Shuttle-Modell

Nachdem die einzelnen Teilmodelle simuliert und verifiziert sowie etwaige Parameteranpassungen durchgeführt wurden, erfolgt nun die Simulation des gesamten OSR-Shuttle-Modells. Für eine Verifikation des mathematischen Gesamtmodells werden die Bewegungsgleichungen (4.25) bis (4.28) sowie der implementierte Simulink-Koppelplan (Abbildung 4.8) aus Kapitel 4 *Modellbildung des OSR-Shuttles* herangezogen. Die Simulationsergebnisse werden mit Hilfe von realen Messungen und Shuttle-Testfahrten verglichen. Die für den Antriebsmotor entworfene dynamische Strombegrenzung wird ebenfalls im Simulationsmodell berücksichtigt.

6.4.1 Geschwindigkeits- und Schlupfuntersuchungen

Für Untersuchungen des längsdynamischen Fahrverhaltens werden dem Antriebsmotor des Shuttle-Prototyps diverse Spannungssprünge vorgegeben. Dabei wird das OSR-Shuttle im Testregal beschleunigt und die Drehzahlen bzw. translatorischen Geschwindigkeiten der angetriebenen sowie der frei-laufenden Räder gemessen. Daraus resultiert für jeden Fahrzustand ein entsprechender Reifenschlupf. Die ermittelten Messergebnisse werden mit den Simulationsergebnissen des Shuttle-Modells verglichen.

Ähnlich wie beim Antriebsmotor- und Shuttle-Antriebsachsen-Modell erfolgen zunächst Untersuchungen hinsichtlich des Anlauf- bzw. Beschleunigungsvorganges. Anschließend wurde das OSR-Shuttle nach Erreichen der stationären Geschwindigkeiten mit einem PWM-Wert von 0% (d.h. Motorspannung $u = 0$) abgebremst.

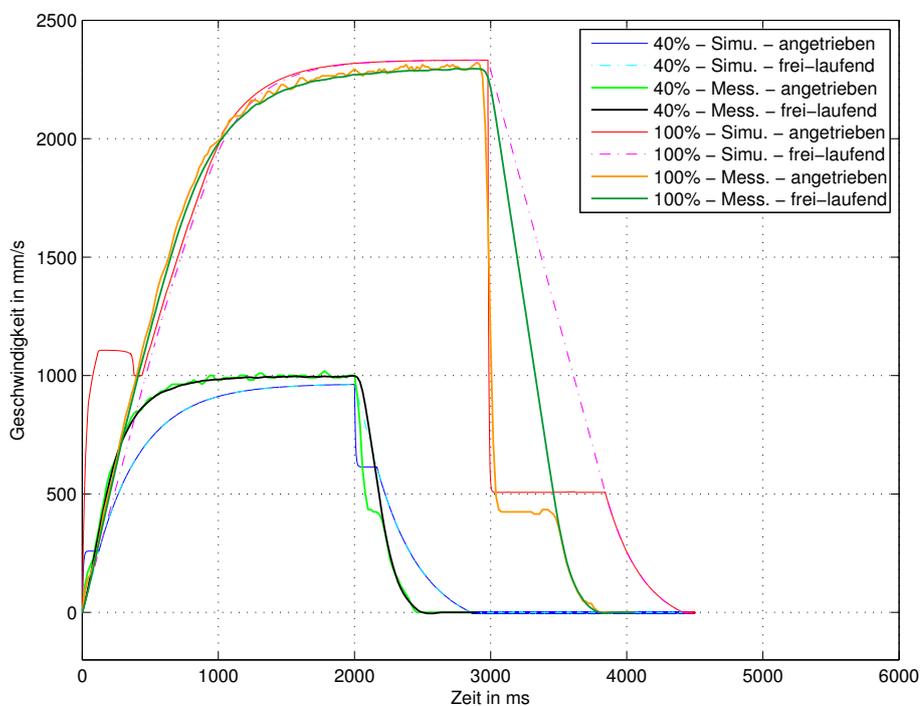


Abbildung 6.7: Beschleunigung inkl. Bremsen des OSR-Shuttles (unbelasteter Zustand)

In Abbildung 6.7 sind die translatorischen Geschwindigkeiten von angetriebenen sowie frei-laufenden Rädern bei unterschiedlichen Spannungssprüngen im unbeladenen Zustand ($m_{\text{ges}} = 137 \text{ kg}$) grafisch dargestellt. Dabei wurde eine Simulationszeit von 4500 ms gewählt und nach 2000 ms bzw. 3000 ms das Shuttle mit PWM 0 % abgebremst.

Der zu den Geschwindigkeitsverläufen passende Schlupf ist in Abbildung 6.8 abgebildet. Dabei wurde der auftretende Reifenschlupf für die Mess- sowie Simulationsergebnisse in jedem Zeitschritt nach Gleichung 4.29 berechnet.

Die Geschwindigkeits- sowie Schlupfverläufe für die entgegengesetzte Fahrtrichtung (negative Spannungssprünge) sind durch die Richtungsunabhängigkeit des Antriebssystems ähnlich wie die in positive Richtung und werden deshalb nicht grafisch dargestellt.

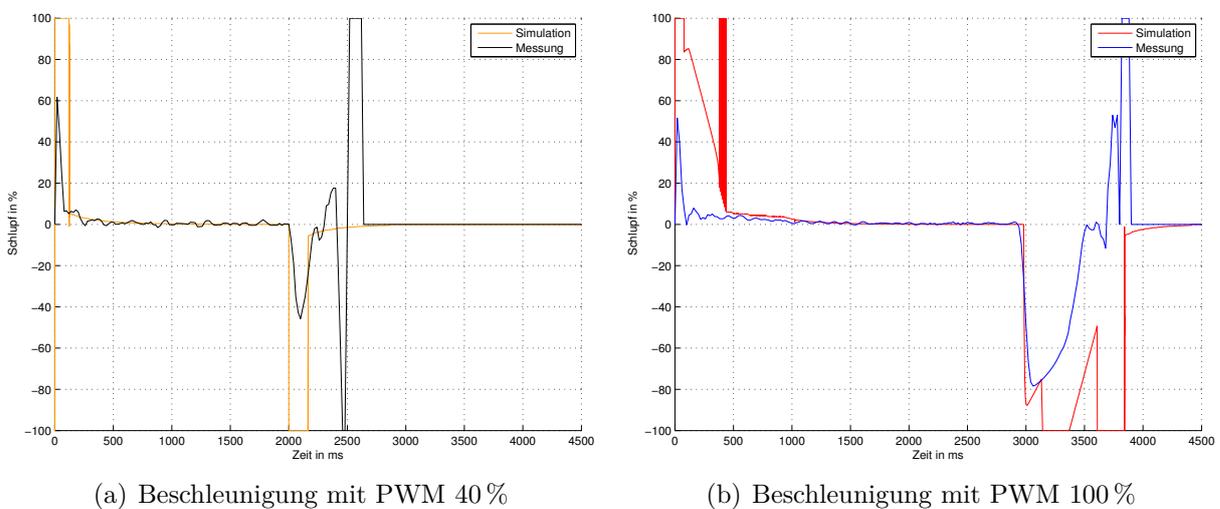


Abbildung 6.8: Zeitlicher Verlauf des Schlupfs (unbeladenes Shuttle)

Zu Beginn des Beschleunigungsvorganges kommt es aufgrund des Spannungssprunges zu einer schnellen Geschwindigkeitsänderung der Antriebsräder. Die Geschwindigkeit der frei-laufenden Räder eilt hinterher, wodurch eine Geschwindigkeitsdifferenz resultiert, welche sich auch im Schlupf widerspiegelt. Je größer der Spannungssprung ist, desto schneller könnte der Strom und somit das Antriebsmoment ansteigen. Dieses wird jedoch durch die dynamische Strombegrenzung im Antriebsmotor beschränkt. Deshalb ist auch nur ein unwesentlicher Unterschied in den Schlupfverläufen bei PWM 40 % und 100 % festzustellen. Gegen Ende des Beschleunigungsvorganges decken sich die Geschwindigkeitsverläufe der angetriebenen sowie frei-laufenden Räder und somit konvergiert der Schlupf für den stationären Zustand gegen Null. Das abschließende aktive Bremsen mit PWM 0 % und dessen physikalische Hintergründe werden im folgenden Unterkapitel beschrieben.

Mit den ermittelten Modellparametern sowie den verwendeten Reifenmodell stimmen Mess- und Simulationsergebnisse bereits sehr gut überein. Abweichungen lassen sich auf die unbekannte Rad-Schiene-Komponente zurückführen.

Abbildung 6.9 zeigt die Geschwindigkeitsverläufe des beladenen Shuttles ($m_{\text{ges}} = 187 \text{ kg}$) für diverse Spannungssprünge. Die Simulationszeit beträgt dabei 6000 ms und das Shuttle wurde nach 3000 ms bzw. 4000 ms mit PWM 0 % aktiv abgebremst.

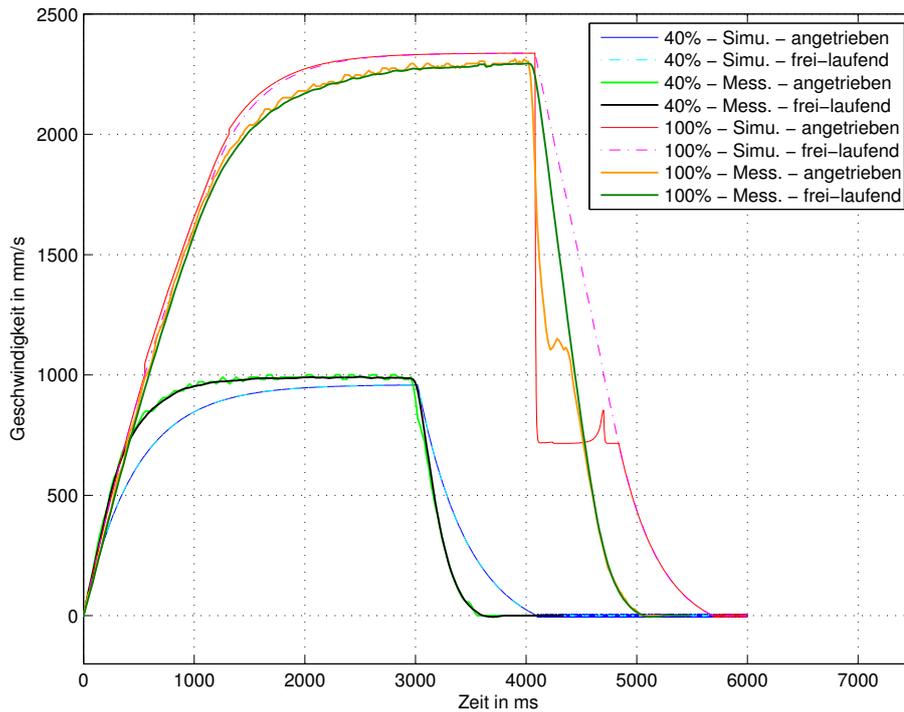
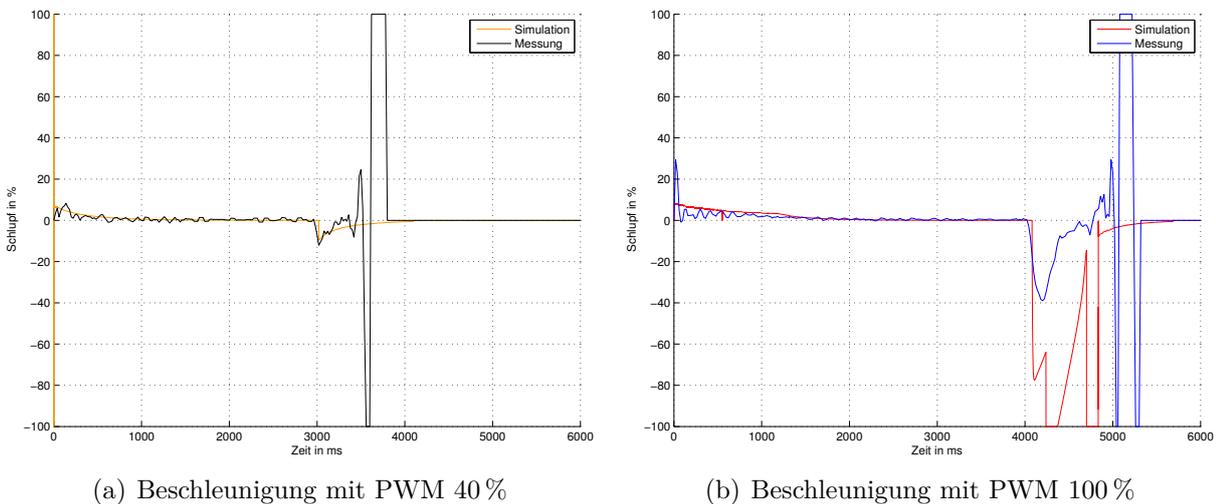


Abbildung 6.9: Beschleunigung inkl. Bremsen des OSR-Shuttles (beladener Zustand)

In Abbildung 6.10 sind die zeitlichen Verläufe des Reifenschlupfs grafisch dargestellt. Auch an dieser Stelle wird wiederum auf die Verläufe der negativen Fahrtrichtung verzichtet.



(a) Beschleunigung mit PWM 40 %

(b) Beschleunigung mit PWM 100 %

Abbildung 6.10: Zeitlicher Verlauf des Schlupfs (beladenes Shuttle)

Prinzipiell sehen die Geschwindigkeits- und Schlupfverläufe für den beladenen Zustand ähnlich wie die des unbeladenen Shuttles aus. Jedoch bei genauerer Betrachtung sind Unterschiede ausfindig zu machen: Die translatorischen Geschwindigkeitsverläufe der angetriebenen sowie der frei-laufenden Räder stimmen nicht nur im stationären Zustand,

sondern bereits im Beschleunigungsvorgang sehr gut überein. Diese geringe Geschwindigkeitsdifferenz macht sich auch im Schlupfverlauf bemerkbar. Es werden beim Beschleunigen im beladenen Zustand nicht so hohe Schlupfwerte erreicht wie im unbeladenen. Grund dafür sind die Eigenschaften des Rad-Schiene-Kontakts bzw. der Reifen-Längskraft-Charakteristik der Antriebsräder. Mit zunehmender Radaufstandskraft F_z können höhere Antriebs- und Bremskräfte vom Rad auf die Fahrschiene übertragen werden. Das bedeutet, dass bei gleichen Spannungssprüngen (Momentensprüngen) der Reifenschlupf im beladenen Zustand geringer ist als jener im unbeladenen.

Die Abweichungen zwischen Mess- und Simulationsergebnissen lassen sich wiederum auf die unbekanntere Reifencharakteristik zurückführen.

Aktiver Bremsvorgang

In den Abbildungen 6.7 und 6.9 ist außerdem zu erkennen, dass es beim aktiven Bremsen mit PWM 0% zu „Stufen“ in den Geschwindigkeitsverläufen der angetriebenen Räder kommt. Dieser Effekt bzw. dessen physikalische Hintergründe während des Abbremsvorganges werden in diesem Unterkapitel kurz beschrieben.

Im stationären Zustand bzw. bei gleichbleibender Geschwindigkeit besitzt das OSR-Shuttle eine bestimmte kinetische Energie. Wird nun dem Shuttle-Antriebsmotor eine Spannung von PWM 0% vorgegeben, kommt es zu einem Kurzschluss der Motorwicklungen über die Low-Side-Transistoren der Brückenschaltung. Durch diesen Wicklungskurzschluss und den vorhandenen Permanentmagneten am Rotor arbeitet nun der Motor generatorisch. Aufgrund der kinetischen Energie nimmt der Motor mechanische Leistung auf und induziert dabei eine Spannung, welche ein Gegenmoment verursacht, das der Drehbewegung der Antriebsräder entgegenwirkt. Da jedoch keine formschlüssige Verbindung zwischen Antriebsrad und Fahrschiene besteht, ist die Kraftübertragung begrenzt bzw. vom Rad-Schiene-Kontakt, dessen Kraftschlussbeiwert μ und der Radlast F_z abhängig. Die Antriebsräder werden nach dem Kurzschluss stark abgebremst bis sich ein Gleichgewicht („Stufe“) einstellt. Die Shuttle-Geschwindigkeit nimmt wesentlich langsamer ab, durch diese Abnahme sinkt jedoch die kinetische Energie und somit auch die mechanische Leistung, die vom Motor in ein Bremsmoment umgewandelt werden kann. Schlussendlich laufen die Shuttle-Geschwindigkeit und jene der Antriebsräder gemeinsam gegen Null aus.

Auslauf- bzw. Ausrollversuch

Positive sowie negative Auslauf- bzw. Ausrollversuche des OSR-Shuttles werden in diesem Kapitel nicht nochmals durchgeführt. Bereits im Zuge der Parameteridentifikation wurden sämtliche Reibungen, Fahrwiderstände und der Reifenrollwiderstand so bestimmt, dass Mess- und Simulationsergebnisse möglichst genau übereinstimmen (Abbildung 5.6).

6.4.2 Anpassung des Reifenmodells

In den Messungen und Simulationen hat sich gezeigt, dass für das fahrdynamische Verhalten des OSR-Shuttles vor allem der Rad-Schiene-Kontakt sowie die Reifen-Längskraft-Charakteristik eine wesentliche Rolle spielen. Diese wurde durch ein geeignetes Reifenmo-

dell nachgebildet bzw. angenähert. Hauptsächlich bei Beschleunigungs- und Bremsvorgängen zeigten sich Abweichungen in den Geschwindigkeits- und Schlupfverläufen. Um diese Ungenauigkeiten zu verbessern, wurden folgende neue Approximations-Parameter für das verwendete Reifenmodell gefunden:

$$\mu_{\max} = 0,5900 \quad (6.4)$$

$$\mu_{\infty} = 0,5015 \quad (6.5)$$

$$dY_0 = 5500 \text{ N} \quad (6.6)$$

In Abbildung 6.11 sind die translatorischen Geschwindigkeiten von den angetriebenen sowie frei-laufenden Rädern bei unterschiedlichen Spannungssprüngen im unbeladenen Zustand grafisch dargestellt. Weiters sind die Schlupfverläufe für PWM 100 % abgebildet. Die Simulationsergebnisse stammen bereits aus dem angepassten Reifenmodell.

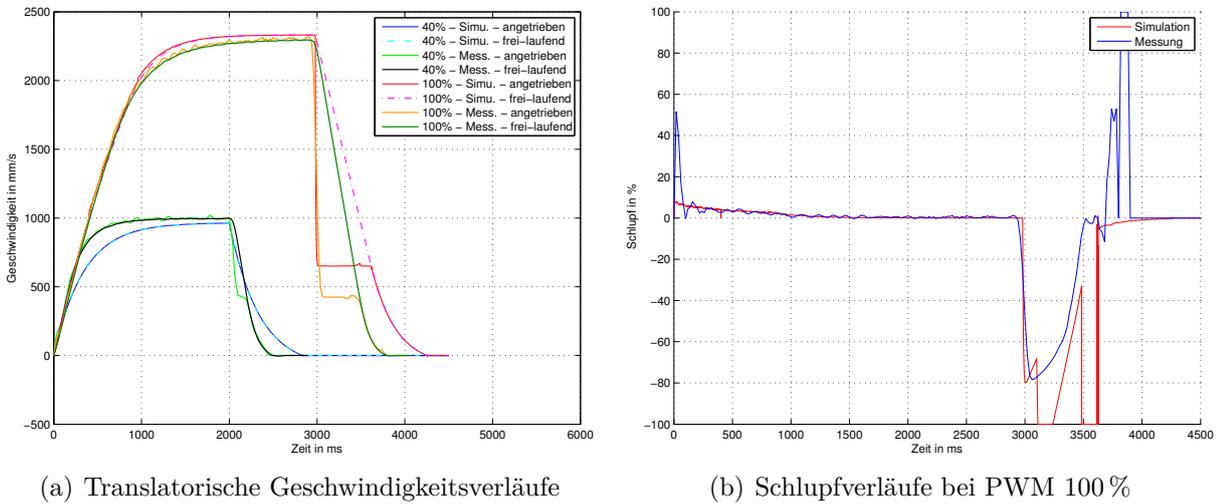


Abbildung 6.11: Zeitliche Verläufe mit angepasstem Reifenmodell (unbeladenes Shuttle)

Durch die Anpassung des Reifenmodells konnten vor allem im Beschleunigungsvorgang deutliche Verbesserungen erzielt werden, sodass Mess- und Simulationsergebnisse sehr gut übereinstimmen. Auch im Bremsvorgang laufen nun die Längsgeschwindigkeiten aus der Simulation schneller gegen Null.

In Abbildung 6.11 sind nur die Ergebnisse für den unbeladenen Zustand ($m_{\text{ges}} = 137 \text{ kg}$) dargestellt. Aufgrund der Reifencharakteristik kommt es bei zunehmender Radlast F_z , also im beladenen Zustand, zu einer verbesserten Kraftübertragung zwischen Rad und Schiene. Auf die grafische Darstellung dieser Kraft wird an dieser Stelle verzichtet.

In den durchgeführten Simulationen wurde festgestellt, dass das Gleichgewicht der Kraftübertragung beim Bremsen (Höhe der „Stufe“) durch das Reifenmodell, insbesondere durch den Kraftschlussbeiwert μ , stark beeinflusst werden kann. Je größer der Kraftschlussbeiwert ist, desto höher liegt diese „Stufe“. Zudem ist aufgefallen, dass im Laufe der Shuttle-Testfahrten die Antriebsräder sowie die Fahrschiene „eingefahren“ wurden bzw. einen zunehmend höheren Kraftschlussbeiwert und somit eine bessere Kraftübertragung aufwiesen. Diese für die Fahrdynamik positive Eigenschaft spiegelte sich in den zahlreichen Messversuchen und Shuttle-Testfahrten wieder.

6.4.3 Mathematische Modelle mit Parameterwerten

Für das gesamte mathematische Modell des OSR-Shuttles werden die im Kapitel 5 *Ermittlung der Modellparameter* ermittelten und im Kapitel 6 *Simulation und Verifizierung des OSR-Shuttle-Modells* angepassten Modellparameter in die nichtlinearen Differentialgleichungen (4.25) bis (4.28) eingesetzt.

Für den **unbeladenen** Zustand (Shuttle-Masse: $m_{\text{ges}} = 137 \text{ kg}$) resultiert:

$$\frac{di}{dt} = -4947,5024 \cdot i - 7569,4146 \cdot \omega + 6363,3471 \cdot u$$

$$\begin{aligned} \frac{d\omega}{dt} &= 99,5959 \cdot i - 4,7318 \cdot \omega - 207,1984 \cdot \text{sign}(\omega) \\ &\quad - 1168,7289 \cdot \sin \left[2,1256 \cdot \left(1 - e^{\frac{-|s|}{0,0822}} \right) \cdot \text{sign}(s) \right] \end{aligned}$$

$$\frac{dv}{dt} = 1,5517 \cdot \sin \left[2,1256 \cdot \left(1 - e^{\frac{-|s|}{0,0822}} \right) \cdot \text{sign}(s) \right]$$

$$\frac{dx}{dt} = v$$

Für den **beladenen** Zustand (Shuttle-Masse: $m_{\text{ges}} = 187 \text{ kg}$) resultiert:

$$\frac{di}{dt} = -4947,5024 \cdot i - 7569,4146 \cdot \omega + 6363,3471 \cdot u$$

$$\begin{aligned} \frac{d\omega}{dt} &= 99,5959 \cdot i - 3,8918 \cdot \omega - 236,7648 \cdot \text{sign}(\omega) \\ &\quad - 1598,7028 \cdot \sin \left[2,1256 \cdot \left(1 - e^{\frac{-|s|}{0,1121}} \right) \cdot \text{sign}(s) \right] \end{aligned}$$

$$\frac{dv}{dt} = 1,5517 \cdot \sin \left[2,1256 \cdot \left(1 - e^{\frac{-|s|}{0,1121}} \right) \cdot \text{sign}(s) \right]$$

$$\frac{dx}{dt} = v$$

Hinweis: Die Reifenlängskraft F_{LV} , die von den Antriebsrädern auf die Fahrschiene übertragen werden kann, wird über das Reifenmodell *TMSimple* (Gleichung (4.30)) ermittelt und ist bereits in den obigen Differentialgleichungen berücksichtigt. Der Reifenschlupf s wird für den aktuellen Fahrzustand folgendermaßen berechnet:

$$s = \begin{cases} \frac{\omega \cdot r_e - v}{|\omega| r_e} & \text{für } |v| < |\omega| \cdot r_e & \text{(antreiben)} \\ \frac{\omega \cdot r_e - v}{|v|} & \text{für } |\omega| \cdot r_e < |v| & \text{(bremsen)} \end{cases}$$

Kapitel 7

Reglerentwürfe

In diesem Kapitel erfolgen geeignete Reglerentwürfe zur Positionierung des OSR-Shuttles mit Reibradantrieb im Regal sowie einer möglichen Verbesserung des Fahrverhaltens. Als Grundlage zum modellbasierten Reglerentwurf dient das mathematische Gesamtmodell, welches im vorherigen Kapitel durch Versuche und Messungen verifiziert und angepasst wurde. Zunächst erfolgen Linearisierungen/Vereinfachungen des Modells und anschließend Reglerentwürfe mittels Frequenzkennlinienverfahren.

7.1 Linearisierung und Vereinfachung des Modells

Zur Beschreibung eines dynamischen Systems im Zeitbereich hat sich vor allem für modellbasierte Reglerentwürfe das *Zustandsraummodell* (engl. state space model) durchgesetzt. Insbesondere die Systemklasse von gewöhnlichen linearen Differentialgleichungen 1. Ordnung mit konstanten Koeffizienten ist für diese Arbeit von Bedeutung. Dieses lineare und zeitinvariante System (LZI-System) kann durch Matrixschreibweise folgendermaßen angegeben werden: [23]

$$\frac{d\mathbf{x}(t)}{dt} = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) \quad (7.1)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \mathbf{D}\mathbf{u}(t) \quad (7.2)$$

$\mathbf{x}(t)$...	Zustandsvektor ($n \times 1$)	\mathbf{A}	...	Systemmatrix ($n \times n$)
$\mathbf{u}(t)$...	Eingangsvektor ($m \times 1$)	\mathbf{B}	...	Eingangsmatrix ($n \times m$)
$\mathbf{y}(t)$...	Ausgangsvektor ($p \times 1$)	\mathbf{C}	...	Ausgangsmatrix ($p \times n$)
			\mathbf{D}	...	Durchgriffsmatrix ($p \times m$)

Ein weiteres Konzept zur Systembeschreibung stellt die *Übertragungsfunktion* dar, welche das Ein-/Ausgangsverhalten bei verschwindenden Anfangszuständen durch die Laplace-Transformation im Bild- bzw. Frequenzbereich beschreibt. Bei Mehrgrößensystemen spricht man von der Übertragungsmatrix $\mathbf{G}(s)$ anstatt von einer Übertragungsfunktion.

$$\mathbf{G}(s) := \left. \frac{\mathbf{y}(s)}{\mathbf{u}(s)} \right|_{\mathbf{x}(t=0)=\mathbf{0}} = \mathbf{C}(s\mathbf{E} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B} + \mathbf{D} \quad (7.3)$$

7.1.1 Allgemeine Vereinfachungen

Für den modellbasierten Reglerentwurf werden die nichtlinearen Bewegungsgleichungen des OSR-Shuttle-Modells in ein lineares Zustandsraummodell übergeführt. Dabei werden folgende Nichtlinearitäten vorab eliminiert bzw. weggelassen:

- Die Coulomb'sche Reibung sowie der Rollwiderstand werden nicht berücksichtigt,
- die entworfene dynamische Strombegrenzung wird deaktiviert bzw. ausgeschaltet,
- Shuttle-Räder werden als starr angenommen, wodurch sich für den gewichtsabhängigen Reifenradius ein konstanter Wert von $r_e = 65,7329$ mm ergibt,
- die Maschinenkonstante $k_m \cdot \Phi_0$ wird nicht wie bisher dynamisch aus der Drehzahl-Spannungskennlinie ermittelt, sondern als konstant angenommen. Dabei resultiert folgender Mittelwert: $k_m \cdot \Phi_0 = 0,1188$ Nm/A = 0,1188 V s.

7.1.2 Schlupf- und Reifenlängskraft-Linearisierung

Durch eine Linearisierung des Schlupfs und der Reifen-Längskraft-Charakteristik werden weitere Nichtlinearitäten des Modells umgangen. Dabei wird versucht, die Reifenkraft F_{LV} , welche vom Schlupf s abhängig ist, durch eine Linearkombination aus Shuttle-Geschwindigkeit v und Winkelgeschwindigkeit der Antriebsachse ω zu beschreiben. Hierfür wird zunächst die Kraft $F_{LV}(\omega \cdot r_e, v)$ in Abhängigkeit der translatorischen Geschwindigkeiten von angetriebenen und frei-laufenden Rad grafisch ermittelt (Abbildung 7.1). Als Grundlage für die Bestimmung dienen die Gleichungen (4.29) und (4.30).

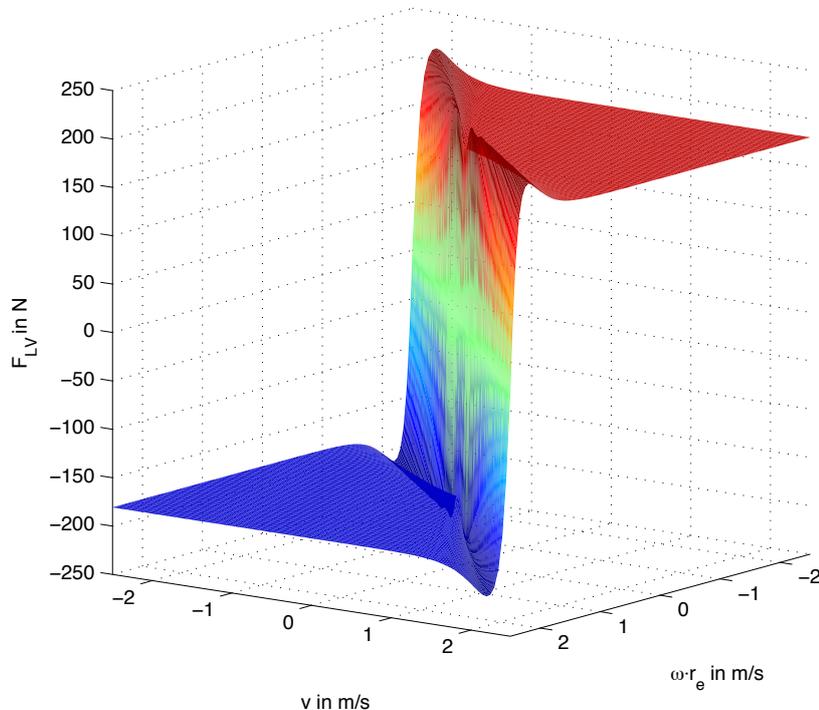


Abbildung 7.1: Dreidimensionale Reifen-Längskraft-Charakteristik (Reifenmodell)

Aus der zweidimensionalen Beziehung zwischen Reifenkraft und Schlupf (Abbildung 5.7) entsteht nun ein dreidimensionaler Zusammenhang. Wie aus Abbildung 7.1 zu erkennen ist, entspricht der lineare Bereich der zweidimensionalen Reifen-Längskraft-Charakteristik einer Ebene, welche für $F_{LV} = 0$ eine Schnittgerade mit der von $\omega \cdot r_e$ und v aufgespannten Fläche bildet. Jene Schnittgerade liegt in einem Winkel von 45° zur $\omega \cdot r_e$ - bzw. v -Achse. Abbildung 7.2 verdeutlicht diesen Zusammenhang aus einem anderen Blickwinkel.

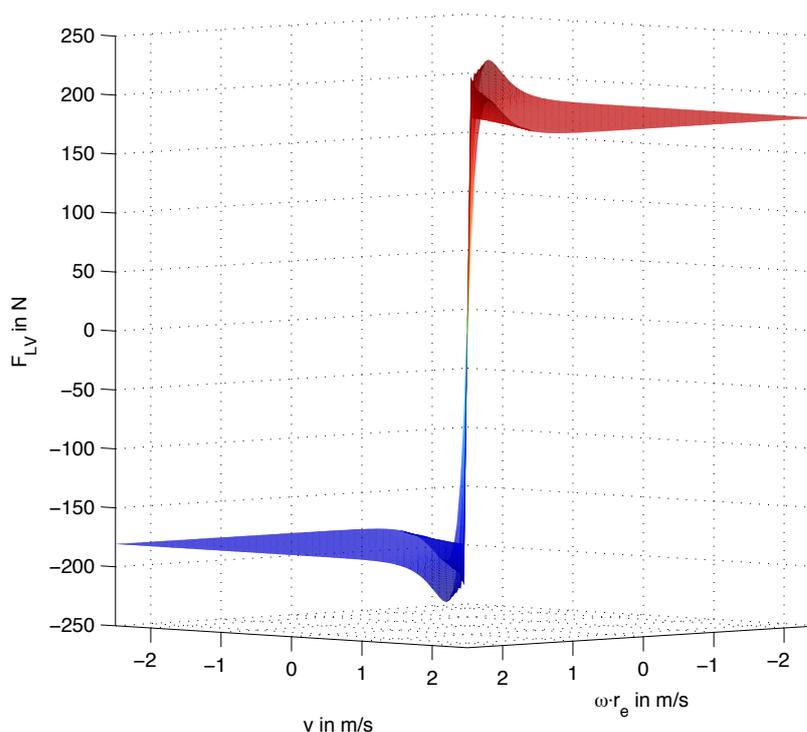


Abbildung 7.2: Reifencharakteristik zur Verdeutlichung der „linearen“ Ebene

Für die Schlupf- und Reifenlängskraft-Linearisierung wird nun der lineare Bereich mit Hilfe folgender Linearkombination bzw. Ebenengleichung angenähert. Der Koeffizient a_1 enthält bereits den Reifenradius r_e .

$$F_{LV}(\omega, v) \approx a_1 \cdot \omega + a_2 \cdot v \quad (7.4)$$

Die Ebenengleichung (7.4) wird durch die Beschreibung zweier Punkte bestimmt. Aus dem unbeladenen ($m_{\text{ges}} = 137 \text{ kg}$) und beladenen Zustand ($m_{\text{ges}} = 187 \text{ kg}$) sowie deren Mittelwertbildung resultieren folgende Koeffizienten:

$$a_{1,\text{unbeladen}} = 98,6471 \quad a_{2,\text{unbeladen}} = -1500,7268 \quad (7.5)$$

$$a_{1,\text{beladen}} = 103,0469 \quad a_{2,\text{beladen}} = -1567,6608 \quad (7.6)$$

$$a_{1,\text{mittel}} = 100,8470 \quad a_{2,\text{mittel}} = -1534,1938 \quad (7.7)$$

Hinweis: Der positive und negative Sättigungsbereich der Reifen-Längskraft-Charakteristik werden durch die beiden Flächen, die parallel zur $\omega \cdot r_e$ - v -Ebene liegen, beschrieben (Abbildung 7.1 und 7.2). Diese Eigenschaft geht jedoch durch obige Linearisierung verloren.

7.2 Lineares OSR-Shuttle-Modell

Nach den getroffenen Vereinfachungen/Linearisierungen können nun die nichtlinearen Bewegungsgleichungen (4.25) bis (4.28) des OSR-Shuttle-Modells durch lineare Differentialgleichungen ersetzt werden. (Die Indizes für J_{ges} , m_{ges} , r_e bzw. $k_{RV,\text{ges}}$ werden übersichtshalber weggelassen.)

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L} \cdot \left[-R \cdot i - \alpha \cdot k_m \cdot \Phi_0 \cdot \omega + u \right] \quad (7.8)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} \cdot \left[\alpha \cdot k_m \cdot \Phi_0 \cdot i - k_{RV} \cdot \omega - r \cdot (a_1 \cdot \omega + a_2 \cdot v) \right] \quad (7.9)$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} \cdot \left[a_1 \cdot \omega + a_2 \cdot v \right] \quad (7.10)$$

$$\frac{dx}{dt} = v \quad (7.11)$$

Obiges Zustandsraummodell wird nun in Matrizen Schreibweise angeschrieben:

$$\underbrace{\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i \\ \omega \\ v \\ x \end{bmatrix}}_{=:x} = \underbrace{\begin{bmatrix} -\frac{R}{L} & -\alpha \cdot \frac{k_m \cdot \Phi_0}{L} & 0 & 0 \\ \alpha \cdot \frac{k_m \cdot \Phi_0}{J} & -\frac{(k_{RV} + r \cdot a_1)}{J} & -\frac{r \cdot a_2}{J} & 0 \\ 0 & \frac{a_1}{m} & \frac{a_2}{m} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}}_{=:A} \underbrace{\begin{bmatrix} i \\ \omega \\ v \\ x \end{bmatrix}}_{=:x} + \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{1}{L} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}}_{=:B} u \quad (7.12)$$

Wählt man als Ausgangsvektor \mathbf{y} den Zustandsvektor \mathbf{x} so stellt das lineare Zustandsraummodell (7.12) ein Mehrgrößensystem mit einer Eingangsgröße u dar.

Im nächsten Schritt werden die im Kapitel 5 *Ermittlung der Modellparameter* ermittelten und im Kapitel 6 *Simulation und Verifizierung des OSR-Shuttle-Modells* angepassten Modellparameter ins LZI-System (7.12) eingesetzt.

Dadurch erhält man für das **unbeladene** Shuttle folgendes Zustandsraummodell:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i \\ \omega \\ v \\ x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -4947,5024 & -7569,4146 & 0 & 0 \\ 99,5959 & -547,6570 & 8259,4167 & 0 \\ 0 & 0,7201 & -10,9542 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i \\ \omega \\ v \\ x \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 6363,3471 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u$$

Für das **beladene** Shuttle resultiert folgendes lineare Differentialgleichungssystem:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i \\ \omega \\ v \\ x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -4947,5024 & -7569,4146 & 0 & 0 \\ 99,5959 & -571,0136 & 8627,7954 & 0 \\ 0 & 0,5511 & -8,3832 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i \\ \omega \\ v \\ x \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 6363,3471 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u$$

Nun erfolgt durch Anwendung der Laplace-Transformation ein zweckmäßiger Übergang in den Bildbereich und eine Aufstellung sämtlicher Teilübertragungsfunktionen nach Gleichung (7.3). Dabei ist zu beachten, dass die Matrix $(s\mathbf{E} - \mathbf{A})$ nicht singular ist. Außerdem werden für die Bestimmung der Übertragungsfunktionen nur die Differentialgleichungen (7.8) bis (7.10) herangezogen. Die letzte Differentialgleichung (7.11) stellt aus systemtechnischer Sicht nur mehr eine Integration der dritten Zustandsvariable v und somit einen nachgeschalteten Integrator dar.

$$G_1(s) = \frac{i(s)}{u(s)} = \tag{7.13}$$

$$\frac{s^2 \left(\frac{1}{L} \right) + s \left(\frac{k_{RV} + ra_1}{JL} - \frac{a_2}{Lm} \right) - \frac{k_{RV} a_2}{JLm}}{s^3 + s^2 \left(\frac{k_{RV} + ra_1}{J} + \frac{R}{L} - \frac{a_2}{m} \right) + s \left(\frac{\alpha^2 k_m^2 \Phi_0^2 + R(k_{RV} + ra_1)}{JL} - \frac{k_{RV} a_2}{Jm} - \frac{Ra_2}{Lm} \right) - \frac{a_2(\alpha^2 k_m^2 \Phi_0^2 + k_{RV} R)}{JLm}}$$

$$G_2(s) = \frac{\omega(s)}{u(s)} = \tag{7.14}$$

$$\frac{s \left(\frac{\alpha k_m \Phi_0}{JL} \right) - \frac{\alpha k_m \Phi_0 a_2}{JLm}}{s^3 + s^2 \left(\frac{k_{RV} + ra_1}{J} + \frac{R}{L} - \frac{a_2}{m} \right) + s \left(\frac{\alpha^2 k_m^2 \Phi_0^2 + R(k_{RV} + ra_1)}{JL} - \frac{k_{RV} a_2}{Jm} - \frac{Ra_2}{Lm} \right) - \frac{a_2(\alpha^2 k_m^2 \Phi_0^2 + k_{RV} R)}{JLm}}$$

$$G_3(s) = \frac{v(s)}{u(s)} = \tag{7.15}$$

$$\frac{\frac{\alpha k_m \Phi_0 a_1}{JLm}}{s^3 + s^2 \left(\frac{k_{RV} + ra_1}{J} + \frac{R}{L} - \frac{a_2}{m} \right) + s \left(\frac{\alpha^2 k_m^2 \Phi_0^2 + R(k_{RV} + ra_1)}{JL} - \frac{k_{RV} a_2}{Jm} - \frac{Ra_2}{Lm} \right) - \frac{a_2(\alpha^2 k_m^2 \Phi_0^2 + k_{RV} R)}{JLm}}$$

$$G_4(s) = \frac{x(s)}{u(s)} = G_3(s) \cdot \frac{1}{s} = \tag{7.16}$$

$$\frac{\frac{\alpha k_m \Phi_0 a_1}{JLm}}{s^4 + s^3 \left(\frac{k_{RV} + ra_1}{J} + \frac{R}{L} - \frac{a_2}{m} \right) + s^2 \left(\frac{\alpha^2 k_m^2 \Phi_0^2 + R(k_{RV} + ra_1)}{JL} - \frac{k_{RV} a_2}{Jm} - \frac{Ra_2}{Lm} \right) - s \left(\frac{a_2(\alpha^2 k_m^2 \Phi_0^2 + k_{RV} R)}{JLm} \right)}$$

7.3 Modellbasierte Reglerentwürfe

Nachdem nun ein lineares Modell des OSR-Shuttles vorliegt, werden Überlegungen zum modellbasierten Reglerentwurf sowie zur Regelkreisstruktur getroffen.

Die Regelung soll in der Lage sein, das OSR-Shuttle in der Regalebene an eine vorgegebene Position zu fahren. In das Gesamtsystem kann nur durch den Antriebsmotor aktiv eingegriffen werden, weshalb eine Drehzahl- bzw. Geschwindigkeitsregelung zweckmäßig ist. Außerdem ist eine Stromregelung notwendig, um gewisse Begrenzungen des Motors (vor allem thermische Überbeanspruchung) einzuhalten. Diese Umstände legen die Struktur eines Kaskadenregelkreises (Abbildung 7.3) nahe.

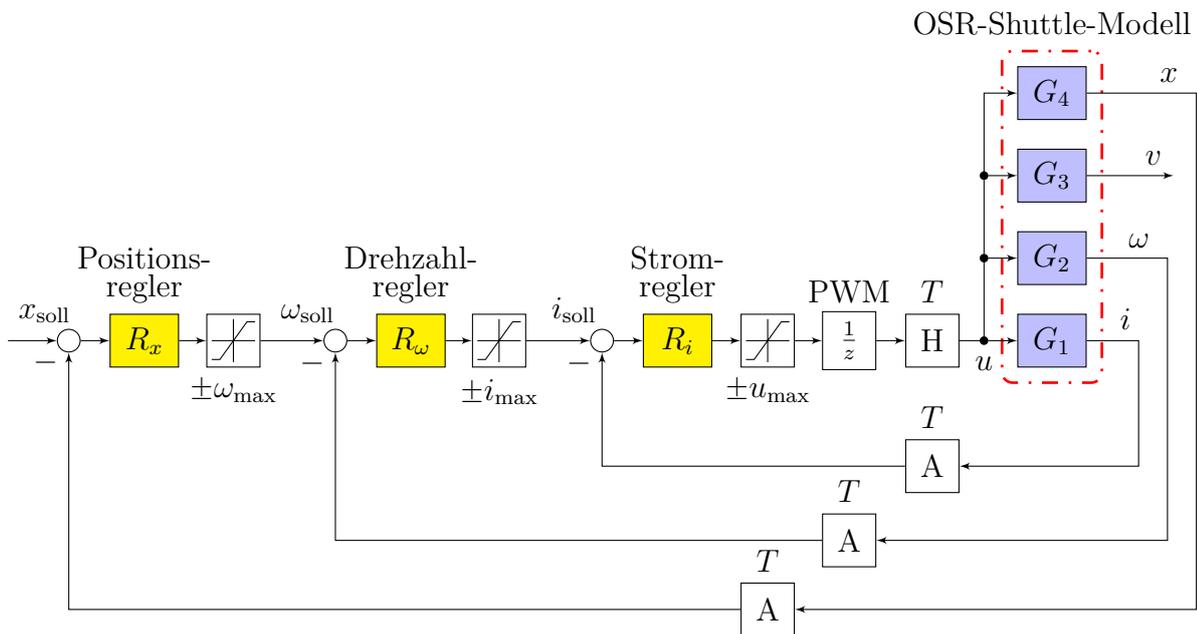


Abbildung 7.3: Digitaler Kaskadenregelkreis für die OSR-Shuttle-Positionierung

Das lineare OSR-Shuttle-Modell ist in den Teilübertragungsfunktionen G_1 bis G_4 unterteilt. In der innersten Regelschleife findet eine Stromregelung statt, die sich aus dem Stromregler R_i , der Spannungsbegrenzung $\pm u_{\max}$, der Pulsweitenmodulation (PWM) zur Generierung einer variablen Spannung u , dem Halteglied H , der Teilübertragungsfunktion G_1 sowie dem Abtastglied A zusammensetzt. Die PWM wird näherungsweise durch ein Totzeitglied modelliert. Für die Reglerentwürfe wird zunächst eine Verzögerung von einem Abtastschritt ($T = 1 \text{ ms}$) gewählt. In den Simulationen wird dann die tatsächliche PWM-Periodendauer von $T_{\text{PWM}} = 50 \mu\text{s}$ verwendet. Im überlagerten Drehzahlregelkreis erfolgt eine Strombegrenzung. Diese begrenzte Stellgröße dient als Sollgröße i_{soll} des Stromregelkreises. Die Drehzahlregelung besteht aus dem Regler R_ω , der Strombegrenzung $\pm i_{\max}$ und der Regelstrecke, die sich aus dem Stromregelkreis zusammensetzt. Die äußerste Regelschleife stellt eine Positionsregelung dar, bei der eine Begrenzung der Drehzahl der Antriebsräder vorgegeben werden kann. Sie besteht aus dem Positionsregler R_x , der Drehzahlbegrenzung $\pm \omega_{\max}$ sowie der Regelstrecke, die nun eine Zusammenschaltung mehrerer Teilübertragungsfunktionen und Regelkreisen beinhaltet.

Bei dieser Kaskadenstruktur ist zu beachten, dass der jeweils innere Regelkreis eine höhere Dynamik aufweisen soll als der äußere. Dadurch wird eine akzeptable Beschränkung der tatsächlichen Größen durch eine Begrenzung der Reglersollwerte gewährleistet. [19]

Sämtliche Regler werden in digitaler bzw. zeitdiskreter Form mit Hilfe des Frequenzkennlinienverfahrens (FKL-Verfahren) für Abtastsysteme entworfen. Die durch die Abtastung entstehenden z -Übertragungsfunktionen müssen über die bilineare Transformation (Gleichung (7.17)) in den q -Bereich transformiert werden, um eine Darstellung der Frequenzkennlinien (Bode-Diagramm) für gebrochen rationale Funktionen zu erhalten sowie die üblichen Methoden des FKL-Verfahrens anwenden zu können. Für ein genaueres Verständnis der Grundlagen dieser Entwurfsmethode sei hierbei auf [14] verwiesen.

$$G^\#(q) = G^*(z) \Big|_{z = \frac{1+q\frac{T}{2}}{1-q\frac{T}{2}}} \quad (7.17)$$

Beim FKL-Verfahren können Kenngrößen (\ddot{u}, t_r) der Sprungantwort des geschlossenen Regelkreises im Zeitbereich durch folgende Faustformeln in Eigenschaften (ϕ_r, Ω_c) des offenen Regelkreises $L(j\omega)$ im Frequenzbereich „übersetzt“ werden [14, 23]:

- Überschwingen \ddot{u} in % und Phasenreserve ϕ_r in $^\circ$ - Faustformel: $\phi_r + \ddot{u} \approx 70$
- Anstiegszeit t_r in s und Durchtrittsfrequenz Ω_c in rad/s - Faustformel: $\Omega_c \cdot t_r \approx 1,2$

Eine weitere Kenngröße stellt die bleibende Regelabweichung e_∞ dar, die in direkter Verbindung mit dem Verstärkungsfaktor V des offenen Regelkreises $L(s)$ steht. Je nach Anforderungen muss $L(s)$ nach Tabelle 6.1 in [14] einen entsprechenden integrierenden Charakter aufweisen. Für die Reglerentwürfe wird ein zeitdiskreter PI-Regler verwendet, wodurch eine stationäre Genauigkeit bei sprungförmigen Eingangs-/Führungsgrößen gegeben ist.

$$R^*(z) = \frac{c_1 \cdot z + c_0}{z - 1} = \underbrace{c_1}_{\text{P-Anteil}} + \underbrace{\frac{c_0 + c_1}{z - 1}}_{\text{I-Anteil}} \quad (7.18)$$

Folgende Differenzgleichung stellt eine weitere Realisierungsmöglichkeit des obigen Reglers dar. Hierbei bezeichnen T_N die Nachstellzeit, T die Abtastperiode, K_P den Proportionalitätsfaktor des P-Anteils und $K_{PI} = K_P/T_N$ die Verstärkung des PI-Reglers. [14]

$$u_k = u_{k-1} + K_P \cdot e_k + \left(\frac{K_P}{T_N} \cdot T - K_P \right) \cdot e_{k-1} \quad \text{mit} \quad e_k = r_k - y_k \quad (7.19)$$

Daraus resultiert folgende z -Übertragungsfunktion und durch einen Vergleich mit Gleichung (7.18) werden die Reglerkoeffizienten T_N und K_P durch c_0 und c_1 ausgedrückt:

$$R^*(z) = \frac{u(z)}{e(z)} = \frac{K_P \cdot z + K_P \cdot \left(\frac{T}{T_N} - 1 \right)}{z - 1} \quad (7.20)$$

$$T_N = \frac{c_1}{c_1 + c_0} \cdot T \quad \text{und} \quad K_P = c_1$$

Aufgrund des integrierenden Anteils der zu entwerfenden Regler kann es bei einer vorhandenen Stellgrößenbeschränkung $\pm u_{\max}$ zum Weiterwachsen des Reglerausganges bzw. der Stellgröße u_k kommen, obwohl der maximal mögliche Wert $|u_{\max}|$ bereits erreicht wurde. Dieser unerwünschte Effekt nennt sich *Windup-Effekt* („Aufwickeln des Integrators“). Deshalb ist eine sogenannte Anti-Windup-Maßnahme (Abbildung 7.4) notwendig, die dem Aufintegrieren beim Erreichen der Begrenzung entgegenwirkt. [6, 23]

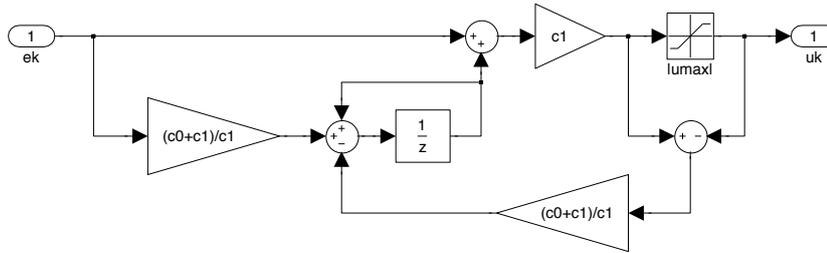


Abbildung 7.4: Zeitdiskreter PI-Regler mit Anti-Windup-Maßnahme

Die Anti-Windup-Koeffizienten können für einen PI-Regler wie folgt berechnet werden:

$$k_{AW} = \frac{c_0 + c_1}{c_1} \quad (7.21)$$

Hinweis: Da sich das unbeladene und beladene Shuttle-Modell (Kapitel 7.2 *Lineares OSR-Shuttle-Modell*) nur unwesentlich voneinander unterscheiden, erfolgen die Entwürfe zunächst für den unbeladenen Fall. Im nächsten Kapitel 8 *Implementierung, Simulation und Verifizierung des Regelkreises* wird untersucht, ob die für den unbeladenen Zustand entworfenen Regler auch für das beladene Shuttle Gültigkeit haben und ob der Regelkreis trotz dieser Modellparameterschwankung einwandfrei arbeitet.

7.3.1 Entwurf des Stromreglers

In diesem Kapitel 7.3.1 erfolgt der Reglerentwurf der innersten Regelschleife (Stromregelkreis). Dabei werden bestimmte „Wünsche“/Anforderungen an den Regelkreis gestellt, die durch obige Faustformeln bereits umgerechnet und in Tabelle 7.1 zusammengefasst sind.

Tabelle 7.1: Anforderungen an den Stromregelkreis

Abtastzeit T	1 ms
Spannungsbegrenzung $\pm u_{\max}$	± 48 V
Bleibende Regelabweichung e_{∞} bei sprungförmiger Führungsgröße	0
Durchtrittsfrequenz $\Omega_{c,i}$	$\approx 450 \dots 500$ rad/s
Phasenreserve $\phi_{r,i}$	$\approx 60^\circ$

In folgender Abbildung 7.5 ist die Regelkreisconfiguration für den Stromreglerentwurf gesondert dargestellt. Der Regler in der übergeordneten Schleife (Drehzahlregelkreis) liefert einen beschränkten Sollstrom ($i_{\text{soll},k}$). Überschreitet der vom Drehzahlregler geforderte Strom die Begrenzung, so beträgt der Stromsollwert $\pm i_{\text{max}}$ und der Stromregler sorgt dafür, dass der Strom im Antriebsmotor diesen Wert, unter Ausnahme eines kurzzeitig erlaubten Überschwingens, nicht überschreitet. Die Spannungsbegrenzung $\pm u_{\text{max}}$ wird im Entwurf nach dem Frequenzkennlinienverfahren nur indirekt durch die Wahl der Durchtrittsfrequenz $\Omega_{c,i}$ berücksichtigt.

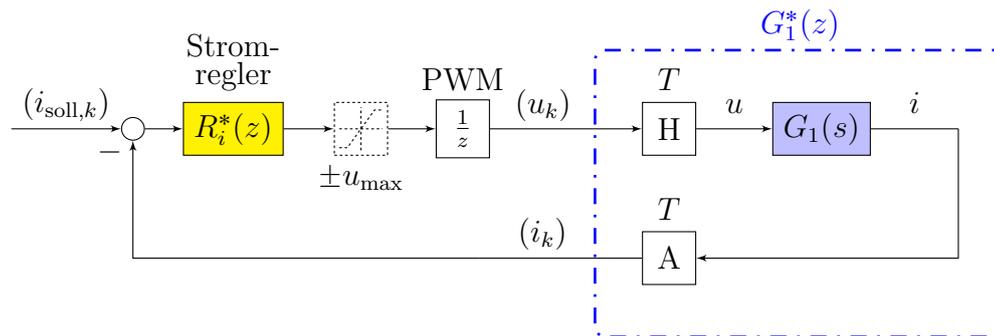


Abbildung 7.5: Digitaler Stromregelkreis

Für den Stromreglerentwurf wird die z -Übertragungsfunktion der Regelstrecke $P_1^*(z)$ benötigt, die sich durch Beziehung (7.22) ermitteln lässt. Dabei wird die Pulsweitenmodulation (PWM) durch ein zeitdiskretes Totzeitglied der Form z^{-1} berücksichtigt.

$$P_1^*(z) = z^{-1}G_1^*(z) \quad \text{mit} \quad G_1^*(z) = (1 - z^{-1})\mathcal{Z} \left\{ \frac{G_1(s)}{s} \right\} \quad (7.22)$$

Für die Strecke des Stromreglers ergeben sich folgende z - und q -Übertragungsfunktionen:

$$P_1^*(z) = \frac{1,1816(z-1)(z-0,558)}{z(z-0,9976)(z-0,4796)(z-0,00849)}$$

$$P_1^\#(q) = \frac{1,2352(q-2000)^2(q+567,4)(q+0,09308)}{(q+2000)(q+1966)(q+703,5)(q+2,43)}$$

Aus der Kenntnis der ermittelten Regelstrecke, der Anforderungen an den Regelkreis sowie der Struktur des Reglers lässt sich nun ein entsprechender Stromregler $R_i^\#(q)$ bzw. $R_i^*(z)$ nach dem FKL-Verfahren ermitteln. Dabei erfolgt der Entwurf automatisiert mit Hilfe der MATLAB-Funktion `auto_entwurf_pi_regler()` (Kapitel 7.3.5 *Automatisierter PI-Regler-Entwurf*). Alternativ kann auch das MATLAB-Reglerentwurfswerkzeug `sisotool` verwendet werden. Mit der Wahl der Durchtrittsfrequenz $\Omega_{c,i} = 500$ rad/s und der Phasenreserve $\phi_{r,i} = 60^\circ$ resultieren folgende q - bzw. z -Reglerübertragungsfunktionen:

$$R_i^\#(q) = \frac{0,3129q + 426,9044}{q} \quad R_i^*(z) = \frac{0,5263z - 0,0994}{z - 1} \quad (7.23)$$

Die Reglerkoeffizienten sowie die Koeffizienten der Anti-Windup-Maßnahme lauten für den zeitdiskreten Stromregler $R_i^*(z)$ somit:

$$c_{0,i} = -0,0994 \quad c_{1,i} = 0,5263 \quad k_{AW,i} = 0,8111$$

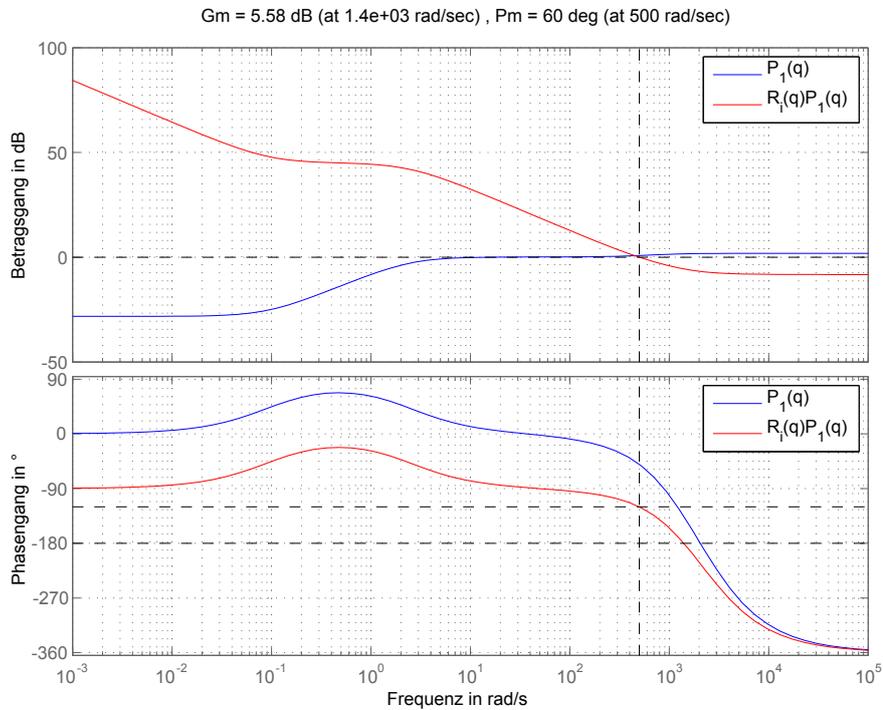


Abbildung 7.6: Bode-Diagramm des offenen Stromregelkreises

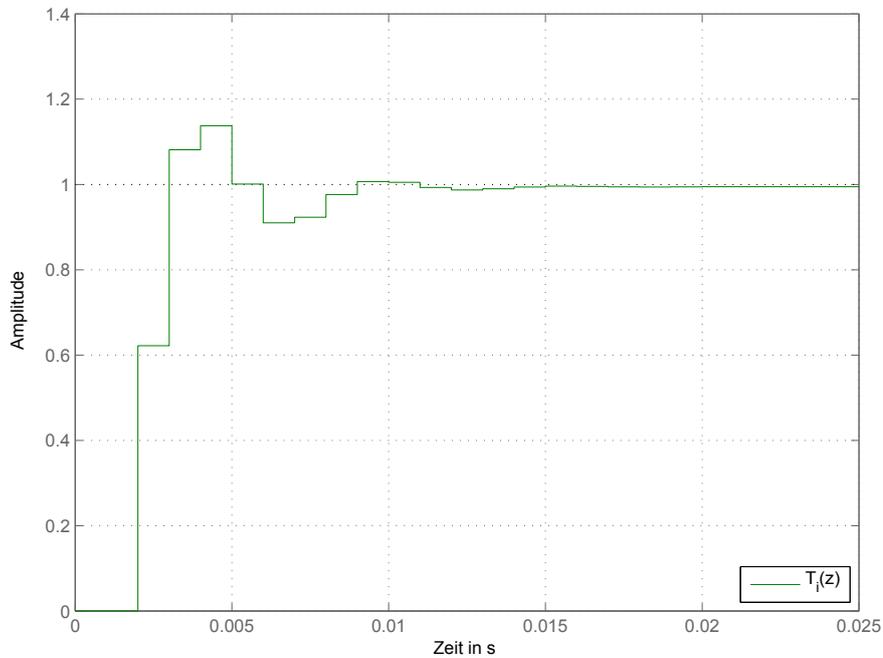


Abbildung 7.7: Zeitdiskrete Sprungantwort des Stromregelkreises

In Abbildung 7.6 ist das Bode-Diagramm der Regelstrecke $P_1^\#(q)$ und des offenen Stromregelkreises $L_i^\#(q) = R_i^\#(q)P_1^\#(q)$ dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass die Vorgaben der Durchtrittsfrequenz $\Omega_{c,i}$ und der Phasenreserve $\phi_{r,i}$ aus Tabelle 7.1 eingehalten werden. Dadurch ist die geforderte hohe Dynamik (Faustformel: $\Omega_{c,i} \cdot t_r \approx 1,2$) und ein geringes Überschwingen (Faustformel: $\phi_{r,i} + \ddot{u} \approx 70$) für den Stromregelkreis gegeben. Die zeitdiskrete Sprungantwort des geschlossenen Stromregelkreises (Abbildung 7.7) zeigt auch, dass die gewünschten Anforderungen, wie Anstiegszeit t_r , Überschwingen \ddot{u} und verschwindende Regelabweichung e_∞ erreicht werden.

7.3.2 Entwurf des Drehzahlreglers

Im folgenden Abschnitt erfolgt der Entwurf des Drehzahlreglers $R_\omega^*(z)$. Dieser ist für die Regelung der mittleren Schleife im Kaskadenregelkreis (Drehzahlregelung der Shuttle-Antriebsräder) zuständig. Für die Einhaltung der Stellgrößenbeschränkung wird gefordert, dass der Drehzahlregelkreis eine geringere Dynamik (kleinere Durchtrittsfrequenz) als der unterlagerte Stromregelkreis aufweist. Weitere Anforderungen und Kenngrößen des Regelkreises sind aus folgender Tabelle 7.2 zu entnehmen.

Tabelle 7.2: Anforderungen an den Drehzahlregelkreis

Abtastzeit T	1 ms
Strombegrenzung $\pm i_{\max}$	± 20 A
Bleibende Regelabweichung e_∞ bei sprungförmiger Führungsgröße	0
Durchtrittsfrequenz $\Omega_{c,\omega}$	$\approx 1/10 \cdot \Omega_{c,i} \approx 50$ rad/s
Phasenreserve $\phi_{r,\omega}$	$\approx 65^\circ$

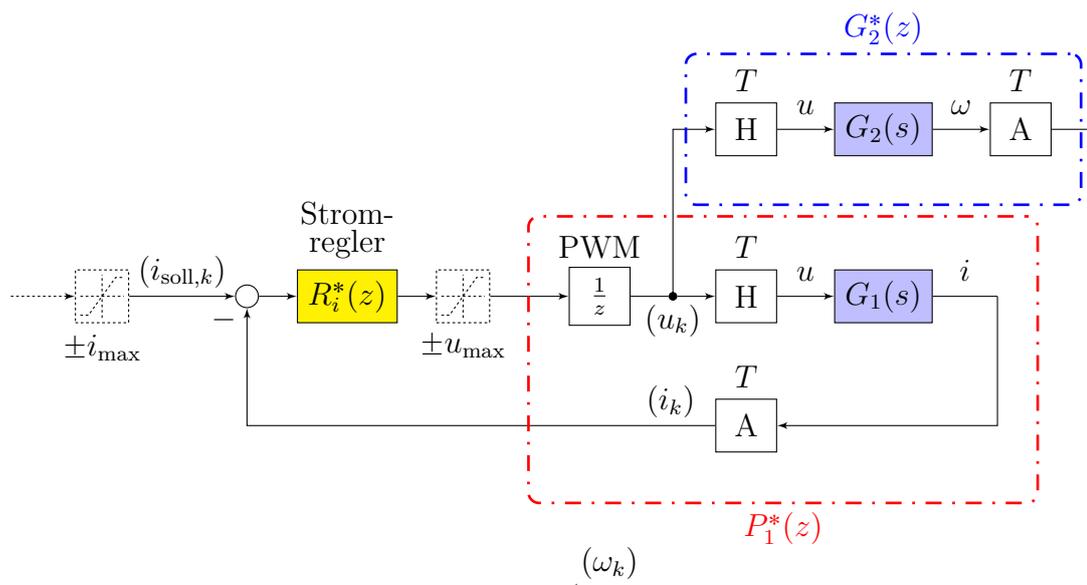


Abbildung 7.8: Regelstrecke beim Entwurf des Drehzahlreglers

Als Streckenübertragungsfunktion für den Drehzahlreglerentwurf dient nun die Zusammenschaltung mehrerer Teilübertragungsfunktionen. Die dabei zu betrachtende Regelstrecke $P_2^*(z)$ ist in Abbildung 7.8 schematisch dargestellt.

Unter Vernachlässigung der Spannungsbegrenzung $\pm u_{\max}$ kann die zeitdiskrete Übertragungsfunktion der Drehzahlregelstrecke folgendermaßen bestimmt werden:

$$P_2^*(z) = \frac{\omega(z)}{i_{\text{soll}}(z)} = \frac{R_i^*(z)z^{-1}G_2^*(z)}{1 + R_i^*(z)P_1^*(z)} \quad \text{mit} \quad G_2^*(z) = (1 - z^{-1})\mathcal{Z} \left\{ \frac{G_2(s)}{s} \right\} \quad (7.24)$$

Aufgrund von numerischen Ungenauigkeiten kommt es bei der Berechnung von Gleichung (7.24) zu keinem zufriedenstellenden Ergebnis. Durch entsprechende Kürzungen muss die tatsächlich vorhandene Streckenordnung hergestellt werden. Für die Regelstrecke $P_2^*(z)$ und $P_2^\#(q)$ resultieren Übertragungsfunktionen 5. Ordnung:

$$P_2^*(z) = \frac{0,041529(z - 0,9891)(z - 0,1889)(z + 0,1879)}{(z - 1)(z - 0,641)(z - 0,2398)(z^2 - 0,6049z + 0,4263)}$$

$$P_2^\#(q) = \frac{0,0096502(q + 2925)(q + 1365)(q - 2000)^2(q + 10,95)}{(q + 1226)(q + 437,5)(q + 0,09258)(q^2 + 1130q + 1,618 \times 10^6)}$$

Ähnlich wie beim Entwurf des Stromreglers wird auch für den modellbasierten Entwurf des Drehzahlreglers eine PI-Reglerstruktur verwendet und mit Hilfe der automatisierten MATLAB-Funktion `auto_entwurf_pi_regler()` berechnet. Anhand der bereits gekürzten Regelstreckenübertragungsfunktion $P_2^*(z)$ bzw. $P_2^\#(q)$ und den Anforderungen an den Regelkreis (Tabelle 7.2) kann der Drehzahlregler ermittelt werden. Bei einer geforderten Durchtrittsfrequenz von $\Omega_{c,\omega} = 50$ rad/s und einer Phasenreserve von $\phi_{r,\omega} = 65^\circ$ ergeben sich folgende Reglerübertragungsfunktionen im q - bzw. z -Bereich:

$$R_\omega^\#(q) = \frac{0,8626q + 276,4156}{q} \quad R_\omega^*(z) = \frac{0,2245z + 0,0520}{z - 1} \quad (7.25)$$

Die Reglerkoeffizienten sowie die Koeffizienten der Anti-Windup-Maßnahme lauten für den zeitdiskreten Drehzahlregler $R_\omega^*(z)$ wie folgt:

$$c_{0,\omega} = 0,0520 \quad c_{1,\omega} = 0,2245 \quad k_{\text{AW},\omega} = 1,2315$$

In Abbildung 7.9 ist das Bode-Diagramm der Drehzahlregelstrecke $P_2^\#(q)$ sowie des offenen Regelkreises $L_\omega^\#(q) = R_\omega^\#(q)P_2^\#(q)$ grafisch dargestellt. Man kann feststellen, dass die gewünschten Anforderungen an die Durchtrittsfrequenz $\Omega_{c,\omega}$ und die Phasenreserve $\phi_{r,\omega}$ (Tabelle 7.2) erfolgreich erreicht werden.

Auch die zeitdiskrete Sprungantwort (Abbildung 7.10) des geschlossenen Drehzahlregelkreises verdeutlicht nochmals die Einhaltung der geforderten Kenngrößen (erlaubtes leichtes Überschwingen \ddot{u} , längere Anstiegszeit t_r im Vergleich zur Sprungantwort des Stromregelkreises und eine verschwindende bleibende Regelabweichung e_∞).

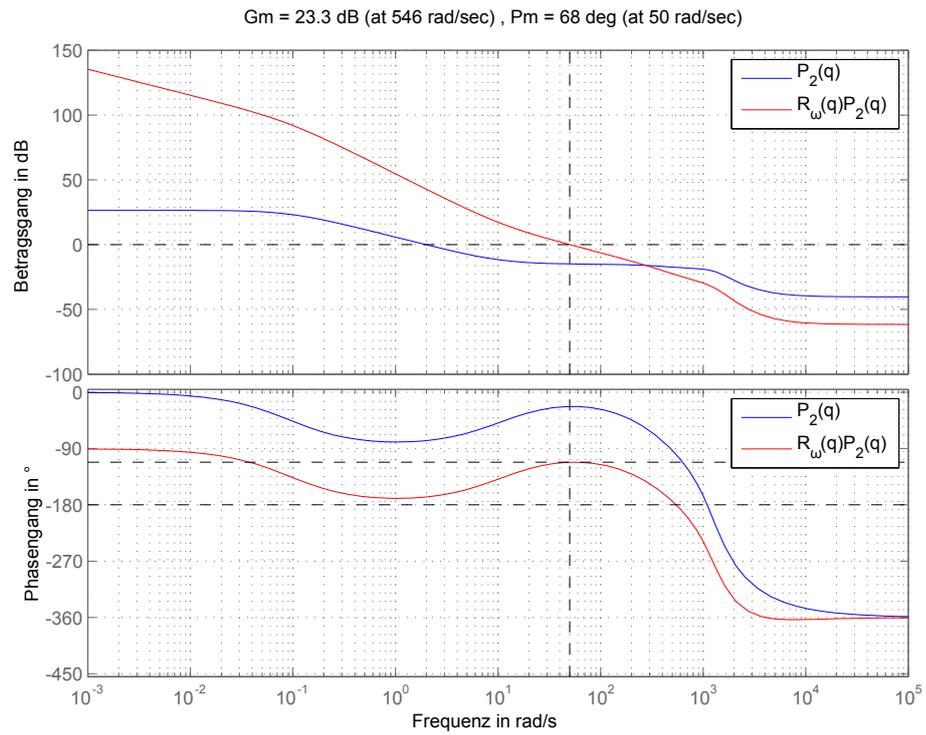


Abbildung 7.9: Bode-Diagramm des offenen Drehzahlregelkreises

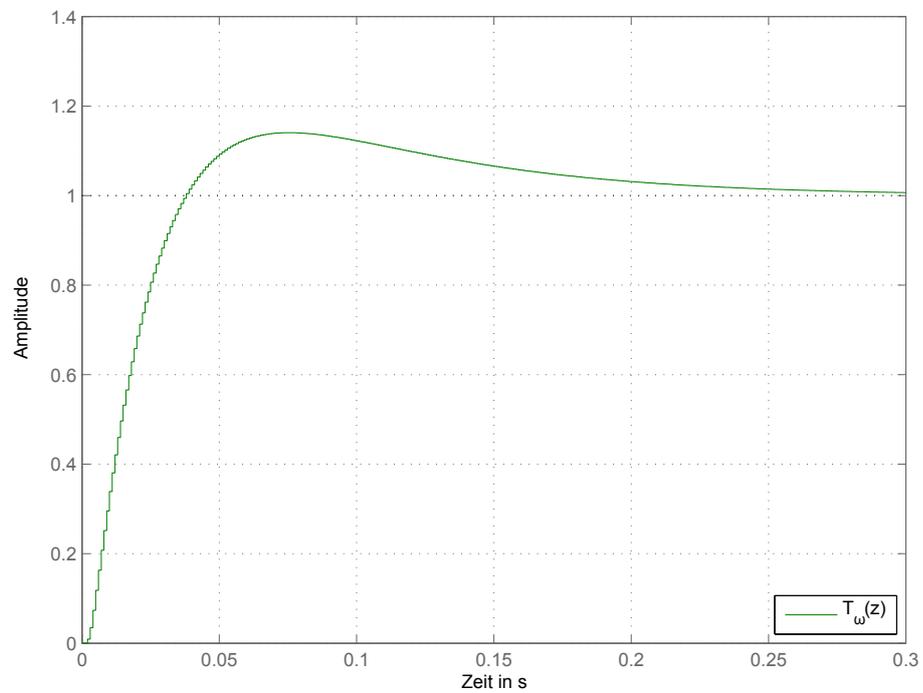


Abbildung 7.10: Zeitdiskrete Sprungantwort des Drehzahlregelkreises

7.3.3 Entwurf des Geschwindigkeitsreglers

Der Vollständigkeit halber erfolgt an dieser Stelle auch der Entwurf eines Geschwindigkeitsreglers $R_v(z)$. Dieser kann nach Bedarf den oben entworfenen Drehzahlregler $R_\omega(z)$ ersetzen und bildet nach Anpassung der entsprechenden Rückkopplung die mittlere Regelschleife im Kaskadenregelkreis (Abbildung 7.3). Sämtliche Anforderungen und Kenngrößen an den Geschwindigkeitsregelkreis sind in Tabelle 7.3 zusammengefasst.

Tabelle 7.3: Anforderungen an den Geschwindigkeitsregelkreis

Abtastzeit T	1 ms
Strombegrenzung $\pm i_{\max}$	± 20 A
Bleibende Regelabweichung e_∞ bei sprungförmiger Führungsgröße	0
Durchtrittsfrequenz $\Omega_{c,v}$	$\approx 1/10 \cdot \Omega_{c,i} \approx 50$ rad/s
Phasenreserve $\phi_{r,v}$	$\approx 65^\circ$

Analog zum Drehzahlreglerentwurf setzt sich auch hier die Regelstrecke aus mehreren Teilübertragungsfunktionen zusammen. Die für den Geschwindigkeitsreglerentwurf relevante Streckenübertragungsfunktion $P_3^*(z)$ ist in Abbildung 7.11 grafisch dargestellt.

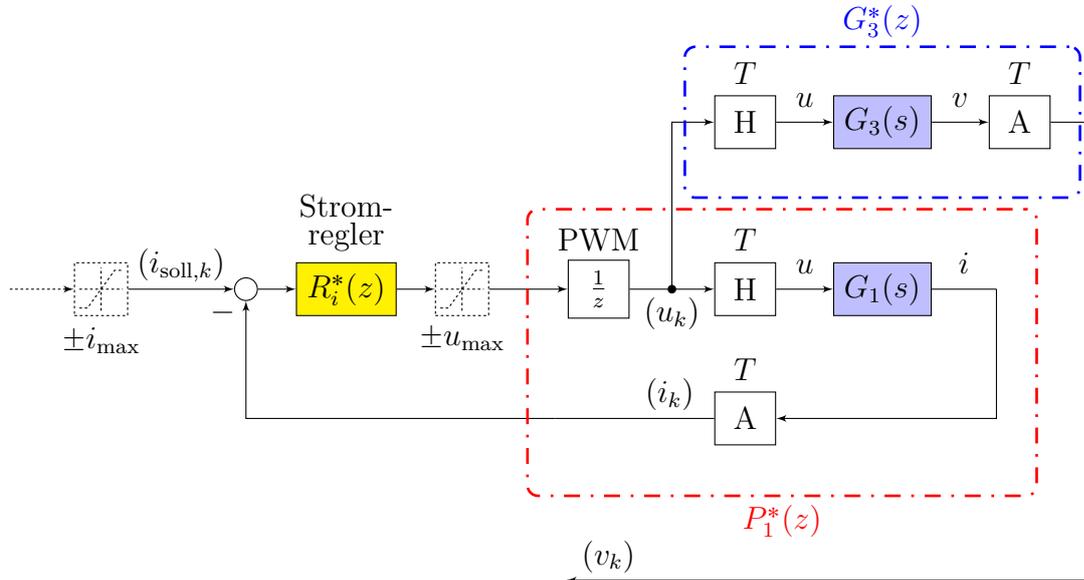


Abbildung 7.11: Regelstrecke beim Entwurf des Geschwindigkeitsreglers

Die zeitdiskrete Regelstrecke $P_3^*(z)$ zum Reglerentwurf sieht jener des Drehzahlreglers ähnlich und kann unter Vernachlässigung sämtlicher Begrenzungen folgendermaßen berechnet werden:

$$P_3^*(z) = \frac{v(z)}{i_{\text{soll}}(z)} = \frac{R_i^*(z)z^{-1}G_3^*(z)}{1 + R_i^*(z)P_1^*(z)} \quad \text{mit} \quad G_3^*(z) = (1 - z^{-1})\mathcal{Z} \left\{ \frac{G_3(s)}{s} \right\} \quad (7.26)$$

Nach entsprechenden Kürzungen bei der Berechnung der Geschwindigkeitsregelstrecke kann die tatsächlich vorhandene Ordnung von fünf hergestellt werden. Dabei ergeben sich folgende z - und q -Übertragungsfunktionen:

$$P_3^*(z) = \frac{1,3742 \times 10^{-5}(z + 1,443)(z - 0,1889)(z + 0,05218)}{(z - 1)(z - 0,641)(z - 0,2398)(z^2 - 0,6049z + 0,4263)}$$

$$P_3^\#(q) = \frac{-8,2964 \times 10^{-7}(q - 1,103 \times 10^4)(q - 2000)^2(q + 2220)(q + 1365)}{(q + 1226)(q + 437,5)(q + 0,09258)(q^2 + 1130q + 1,618 \times 10^6)}$$

Der Geschwindigkeitsreglerentwurf erfolgt wiederum automatisiert anhand der MATLAB-Funktion `auto_entwurf_pi_regler()`. Mit den gewünschten Kenngrößen aus Tabelle 7.3, wie Durchtrittsfrequenz $\Omega_{c,v} = 50$ rad/s und Phasenreserve $\phi_{r,v} = 65^\circ$ resultieren folgende q - bzw. z -Reglerübertragungsfunktionen:

$$R_v^\#(q) = \frac{380,5057q + 4924,8022}{q} \quad R_v^*(z) = \frac{382,9681z - 378,0433}{z - 1} \quad (7.27)$$

Die Reglerkoeffizienten sowie die Koeffizienten der Anti-Windup-Maßnahme lauten für den zeitdiskreten Geschwindigkeitsregler $R_v^*(z)$ folgendermaßen:

$$c_{0,v} = -378,0434 \quad c_{1,v} = 382,9681 \quad k_{AW,v} = 0,0129$$

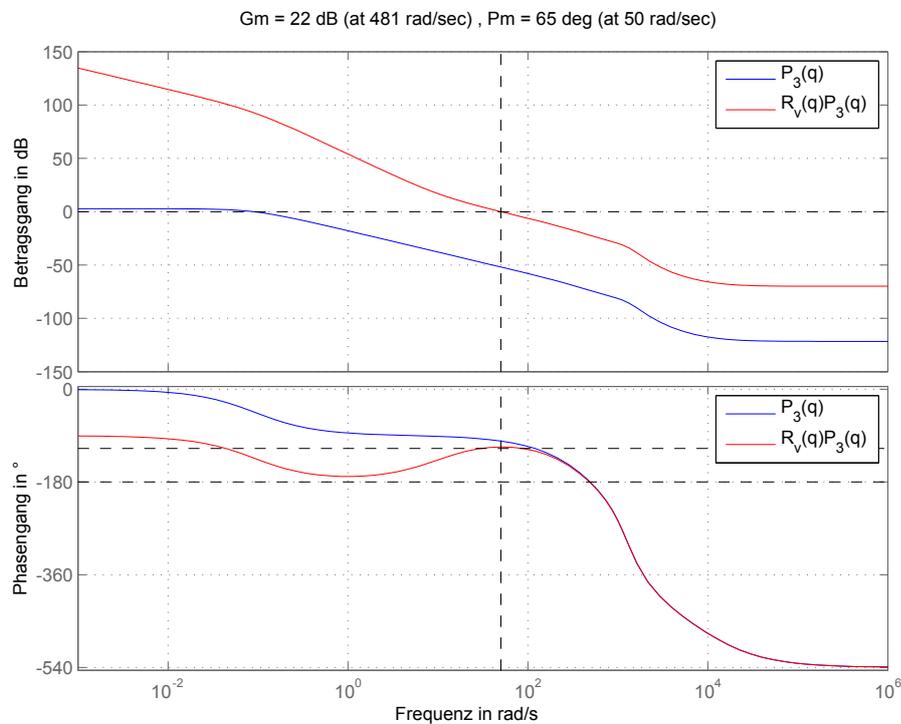


Abbildung 7.12: Bode-Diagramm des offenen Geschwindigkeitsregelkreises

Die logarithmischen Frequenzkennlinien in Abbildung 7.12 zeigen die Regelstrecke $P_3^\#(q)$ und den offenen Geschwindigkeitsregelkreis $L_v^\#(q) = R_v^\#(q)P_3^\#(q)$. Dabei kann man feststellen, dass die Anforderungen an die Durchtrittsfrequenz $\Omega_{c,v}$ und die Phasenreserve $\phi_{r,v}$ nach Tabelle 7.3 eingehalten werden.

Werden die Kenngrößen des offenen Kreises durch die Faustformeln des FKL-Verfahrens in Eigenschaften des geschlossenen Regelkreises umgerechnet, so ist zu erkennen, dass auch für die zeitdiskrete Sprungantwort (Abbildung 7.13) die Anforderungen erfüllt werden.

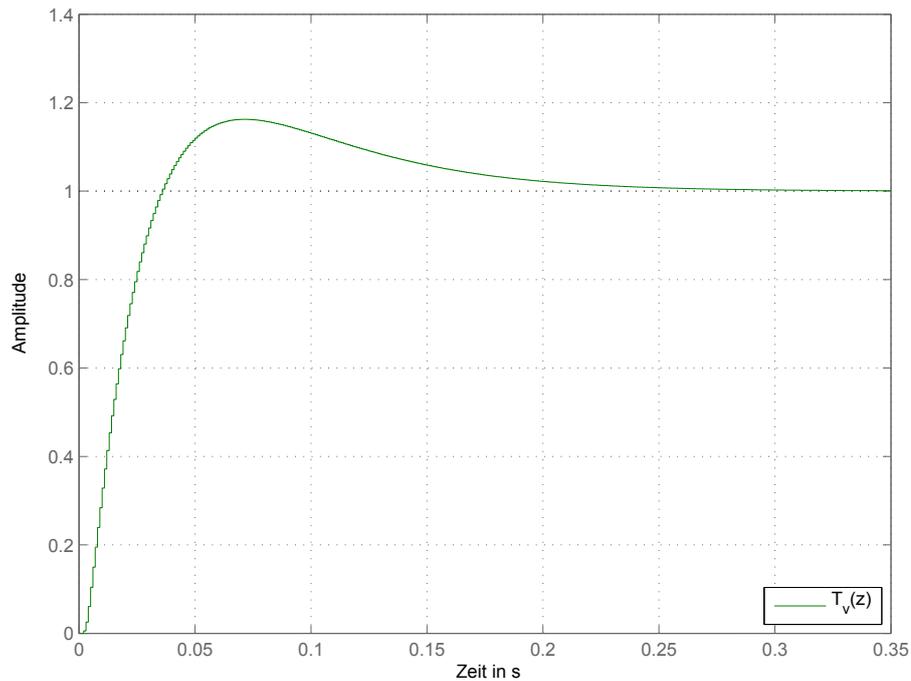


Abbildung 7.13: Zeitdiskrete Sprungantwort des Geschwindigkeitsregelkreises

7.3.4 Entwurf des Positionsreglers

Abschließend erfolgt der Reglerentwurf der äußersten Regelschleife, die den Positionsregelkreis beinhaltet. Dieser Regelkreis sollte aufgrund der vorhandenen Stellgrößenbeschränkung nochmals eine geringere Dynamik als die beiden inneren Regelschleifen aufweisen. Die geforderten Eigenschaften an den Regelkreis sind in Tabelle 7.4 aufgelistet.

Tabelle 7.4: Anforderungen an den Positionsregelkreis

Abtastzeit T	1 ms
Drehzahlbegrenzung $\pm\omega_{\max}$	± 35 rad/s
Geschwindigkeitsbegrenzung $\pm v_{\max}$	± 2 m/s
Bleibende Regelabweichung e_∞ bei sprungförmiger Führungsgröße	0
Durchtrittsfrequenz $\Omega_{c,x}$	$\approx 1/10 \cdot \Omega_{c,\omega} \approx 4$ rad/s
Phasenreserve $\phi_{r,x}$	$\approx 65 \dots 70^\circ$

Die für den Positionsreglerentwurf notwendige Regelstrecke $P_4^*(z)$ umfasst erneut eine Zusammenschaltung mehrerer Teilübertragungsfunktionen und bereits entworfener Regelkreise (Abbildung 7.14).

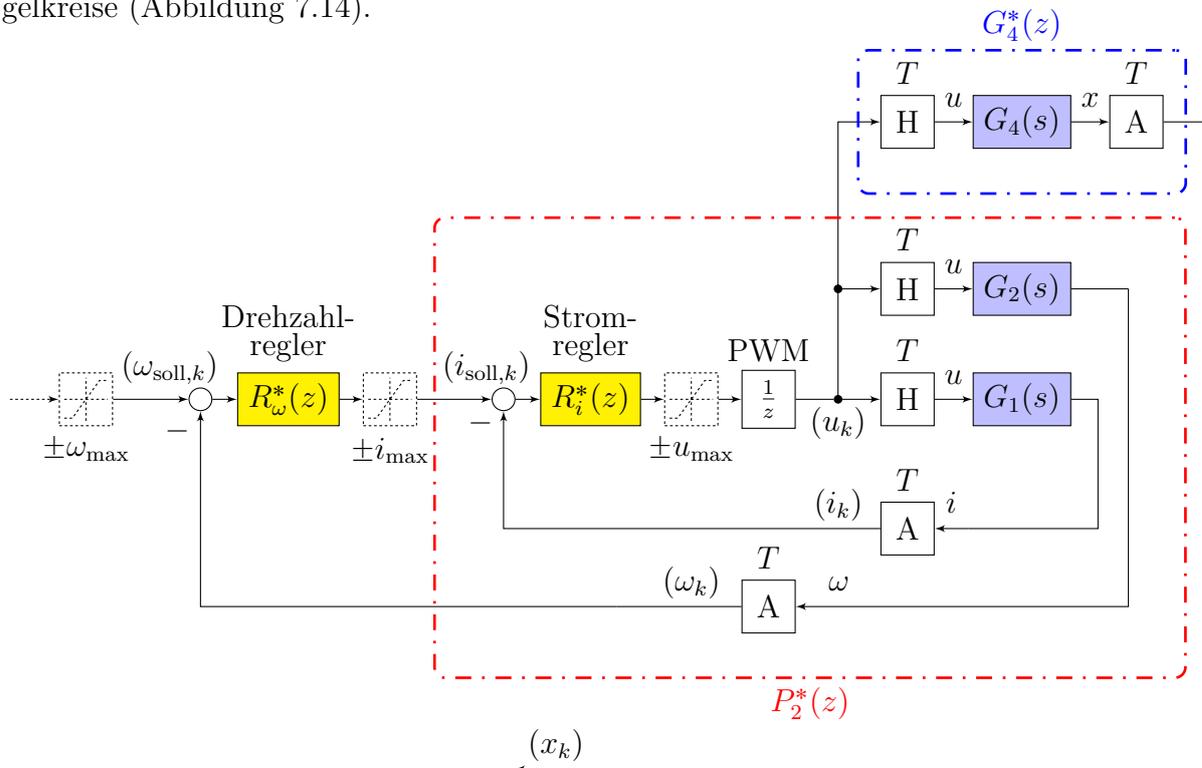


Abbildung 7.14: Regelstrecke für den Positionsreglerentwurf

Die nun folgenden Zwischenrechnungen und schematischen Abbildungen sollen die schrittweise Zusammenfassung der entsprechenden Teilübertragungsfunktionen sowie die Berechnung der zeitdiskreten Streckenübertragungsfunktion $P_4^*(z)$ veranschaulichen. Ausgehend von der innersten Regelschleife (Stromregelkreis) liegt das Interesse zunächst am Übertragungsverhalten zwischen $(i_{\text{soll},k})$ und (u_k) :

$$M_1^*(z) = \frac{u(z)}{i_{\text{soll}}(z)} = \frac{R_i^*(z)z^{-1}}{1 + R_i^*(z)z^{-1}G_1^*(z)} \quad (7.28)$$

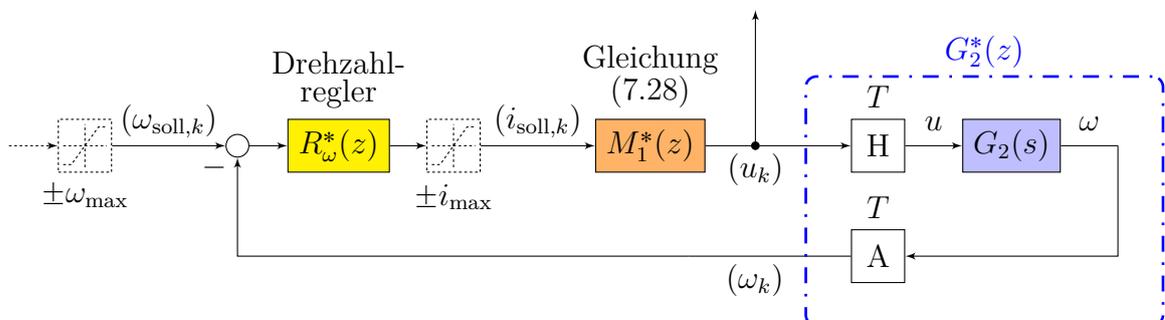


Abbildung 7.15: Drehzahlregelkreis mit zusammengefasstem Stromregelkreis

Im nächsten Schritt wird nun die mittlere Regelschleife (Drehzahlregelkreis) mit Hilfe der soeben berechneten Übertragungsfunktion $M_1^*(z)$ zusammengefasst (Abbildung 7.15). Dabei wird das Ein-/Ausgangsverhalten zwischen $(\omega_{\text{soll},k})$ und (u_k) berechnet:

$$M_2^*(z) = \frac{u(z)}{\omega_{\text{soll}}(z)} = \frac{R_\omega^*(z)M_1^*(z)}{1 + R_\omega^*(z)M_1^*(z)G_2^*(z)} \quad (7.29)$$

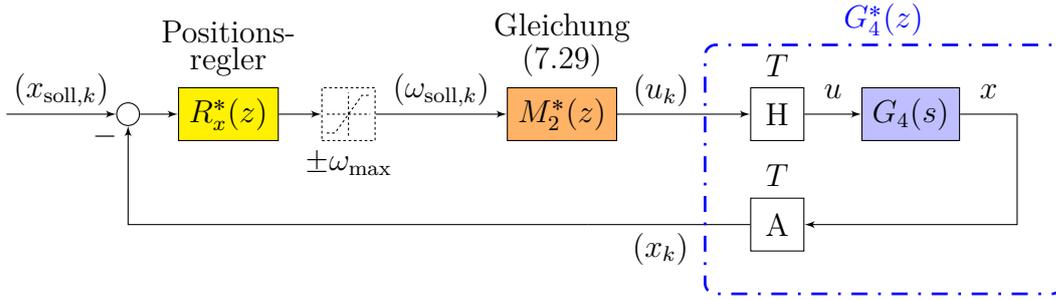


Abbildung 7.16: Positionsregelkreis mit zusammengefasstem Strom- und Drehzahlregelkreis

Abschließend erhält man den in Abbildung 7.16 dargestellten Positionsregelkreis und unter Vernachlässigung aller Stellgrößenbeschränkungen wird die Regelstrecke $P_4^*(z)$ wie folgt ermittelt:

$$P_4^*(z) = \frac{x(z)}{\omega_{\text{soll}}(z)} = M_2^*(z)G_4^*(z) \quad \text{mit} \quad G_4^*(z) = (1 - z^{-1})\mathcal{Z} \left\{ \frac{G_4(s)}{s} \right\} \quad (7.30)$$

Bereits bei den Berechnungen der Teilübertragungsfunktionen $M_1^*(z)$ und $M_2^*(z)$ wurde darauf geachtet, dass durch entsprechende Kürzungen die tatsächlich vorhandenen Ordnungen erreicht werden. Schlussendlich resultieren für die Positionsregelstrecke $P_4^*(z)$ und $P_4^\#(q)$ Übertragungsfunktionen 7. Ordnung:

$$P_4^*(z) = \frac{9,3539 \times 10^{-10}(z + 4,902)(z + 0,4064)(z + 0,2315)(z - 0,1889)(z + 0,02114)}{(z - 1)(z - 0,6961)(z - 0,9586)(z - 0,9845)(z - 0,2389)(z^2 - 0,6076z + 0,418)}$$

$$P_4^\#(q) = \frac{-5,8564 \times 10^{-11}(q + 4739)(q + 3205)(q + 2086)(q + 1365)(q - 2000)^2(q - 3025)}{q(q + 1229)(q + 358,4)(q + 42,24)(q + 15,66)(q^2 + 1149q + 1,6 \times 10^6)}$$

Für den Positionsregler wird zunächst ein PI-Regler anhand der automatisierten MATLAB-Funktion `auto_entwurf_pi_regler()` so ermittelt, dass er die Anforderungen an den Regelkreis nach Tabelle 7.4 möglichst genau erfüllt:

$$R_{x,\text{PI}}^\#(q) = \frac{60,8419q + 20,5012}{q} \quad R_{x,\text{PI}}^*(z) = \frac{60,8522z - 60,8317}{z - 1} \quad (7.31)$$

Die Reglerkoeffizienten sowie die Koeffizienten der Anti-Windup-Maßnahme lauten für den zeitdiskreten Positionsregler $R_{x,\text{PI}}^*(z)$ somit:

$$c_{0,x} = -60,8317 \quad c_{1,x} = 60,8522 \quad k_{\text{AW},x} = 0,0003$$

Da bereits die Positionsregelstrecke ein integrierendes Verhalten sowie die gewünschte Phasenreserve $\phi_{r,x}$ bei geforderter Durchtrittsfrequenz $\Omega_{c,x}$ aufweist, kann auch ein gewöhnlicher Proportional-Regler (P-Regler) mit positiver Verstärkung die Anforderungen aus Tabelle 7.4 erfüllen. Dabei resultieren folgende q - bzw. z -Übertragungsfunktionen:

$$R_{x,P}^{\#}(q) = 60 \quad R_{x,P}^*(z) = 60 \quad (7.32)$$

Hinweis: Bei einem P-Regler ist trotz vorhandener Stellgrößenbeschränkung keine Anti-Windup-Maßnahme nötig, da im Gegensatz zum PI-Regler kein I-Anteil zum Aufintegrieren des Regelfehlers vorhanden ist.

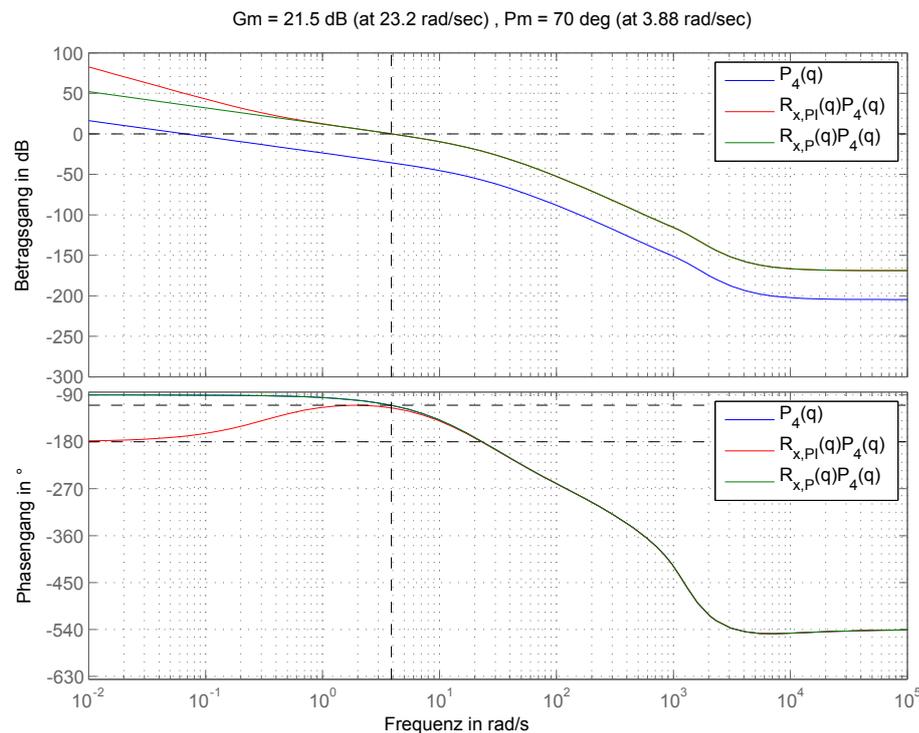


Abbildung 7.17: Bode-Diagramm des offenen Positionsregelkreises

Das Bode-Diagramm (Abbildung 7.17) zeigt die Regelstrecke $P_4^{\#}(q)$ sowie den offenen Regelkreis mit PI-Regler $L_{x,PI}^{\#}(q) = R_{x,PI}^{\#}(q)P_4^{\#}(q)$ bzw. mit P-Regler $L_{x,P}^{\#}(q) = R_{x,P}^{\#}(q)P_4^{\#}(q)$ als Positionsregler. Genauere Untersuchungen zeigen, dass sowohl durch den entworfenen PI- als auch P-Regler die Anforderungen an den Regelkreis (Tabelle 7.4) eingehalten und die gewünschte Durchtrittsfrequenz $\Omega_{c,x}$ sowie Phasenreserve $\phi_{r,x}$ erreicht werden.

Bei der zeitdiskreten Sprungantwort (Abbildung 7.18) sind jedoch Unterschiede zwischen den beiden Positionsregler $R_{x,PI}^*(z)$ und $R_{x,P}^*(z)$ festzustellen. Der Regelkreis mittels PI-Regler weist ein deutliches Überschwingen auf, das für die Positionierung des OSR-Shuttles inakzeptabel ist. Dies würde sich durch ein Vorbeifahren an die Sollposition zeigen. Zudem klingt bei $T_{x,PI}^*(z)$ der bleibende Regelfehler sehr langsam ab. Der Positionsregelkreis mittels P-Regler besitzt hingegen kein Überschwingen und eine verschwindende bleibende Regelabweichung e_{∞} , was eine exakte Shuttle-Positionierung bedeutet. Deshalb wird als Shuttle-Positionsregler der Proportional-Regler $R_{x,P}^*(z)$ weiterverwendet.

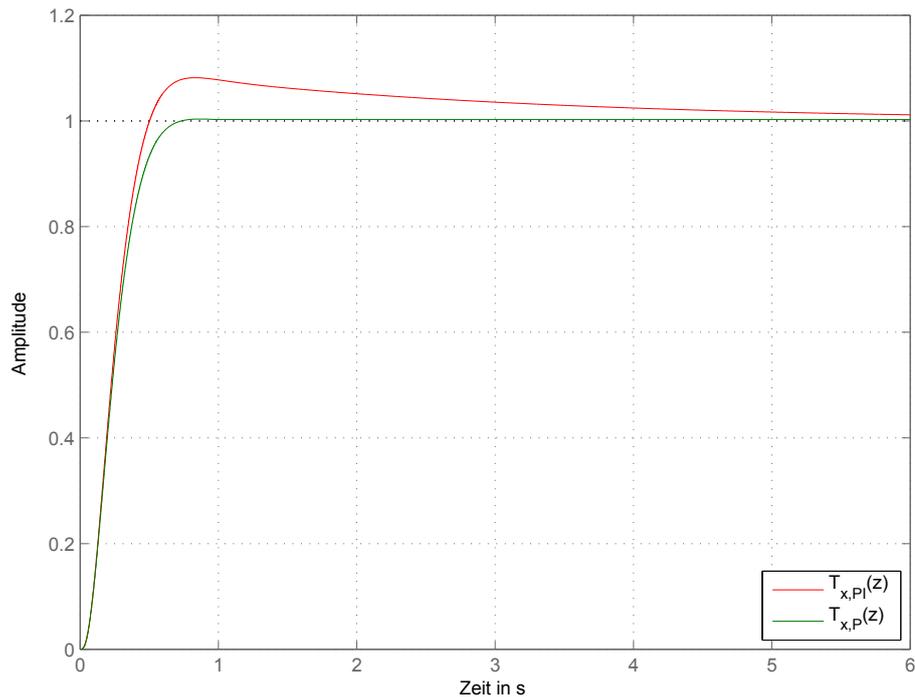


Abbildung 7.18: Zeitdiskrete Sprungantwort des Positionsregelkreises

7.3.5 Automatisierter PI-Regler-Entwurf

Um die Entwurfsaufgaben der einzelnen Regler (Voraussetzung, dass sie als PI-Regler angesetzt werden) zu erleichtern sowie zu beschleunigen, wird eine automatisierte Routine angewendet. Die dabei verwendete Funktion `auto_entwurf_pi_regler()`¹ ermittelt für die bekannte Reglerstruktur (Gleichung (7.18)) die entsprechenden Parameter der Reglerübertragungsfunktion. Als Übergabeparameter der MATLAB-Funktion dienen die q -Übertragungsfunktion der Regelstrecke sowie die geforderte Durchtrittsfrequenz Ω_c und Phasenreserve ϕ_r des offenen Regelkreis. Anhand dieser Daten wird nach einigen Überprüfungen nach Möglichkeit ein entsprechender PI-Regler berechnet.

Zunächst wird die Phasenkennlinie (Bode-Diagramm) der Regelstrecke inklusive des Integralanteils des Reglers bestimmt. Anschließend kann bei der geforderten Durchtrittsfrequenz Ω_c der notwendige Phasenhub (Erweiterung um Nennernullstelle) errechnet werden, um die erforderliche Phasenreserve ϕ_r zu erreichen. Schlussendlich erfolgt durch Bestimmung des Verstärkungsfaktors eine geeignete Anpassung der Betragskennlinie damit die gewünschte Durchtrittsfrequenz Ω_c tatsächlich erreicht wird.

¹ Diese MATLAB-Funktion wurde in einer Gruppenarbeit (J. Fuchs, C. Prattes, R. Seeber, J. Thoman) im Zuge der Lehrveranstaltung *Elektrische Antriebssysteme* (WS 2010/11) an der Technischen Universität Graz entworfen und im Rahmen dieser Arbeit weiterverwendet.

Kapitel 8

Implementierung, Simulation und Verifizierung des Regelkreises

Nach dem Entwurf sämtlicher Regler zur Positionierung des OSR-Shuttles erfolgt nun deren Implementierung, Simulation sowie Verifizierung. Die Teilregelkreise und der Gesamtkaskadenregelkreis werden in MATLAB/Simulink implementiert. Anschließend werden im Rahmen verschiedener Reglertests die implementierten Regelkreise simuliert und verifiziert. Schlussendlich wird eine Implementierungshilfe der entworfenen Regler für die Shuttle-Firmware erarbeitet.

8.1 Implementierung in MATLAB/Simulink

In diesem Abschnitt werden die einzelnen Teilregelkreise sowie der gesamte Kaskadenregelkreis zur Positionierung des OSR-Shuttles in MATLAB/Simulink implementiert. Im Allgemeinen werden die Regelkreise in folgende Blöcke unterteilt:

Zu Beginn erfolgt eine **Sollwertvorgabe** der jeweiligen Regelgröße, die mit dem aktuellen Messwert des elektromechanischen Systems verglichen wird. Der **Regler** ermittelt anschließend eine entsprechende Stellgröße, die der **Regelstrecke** (mathematisches Modell) zugeführt wird. Daraus resultieren die aktuellen Zustandsgrößen des Systems sowie die Regelgröße, die durch eine **Rückkopplung** dem Regler zurückgeführt wird.

Die Reglerentwürfe erfolgten modellbasiert mit Hilfe des linearen mathematischen Modells des OSR-Shuttles (Kapitel 7.2 *Lineares OSR-Shuttle-Modell*). Für die Implementierung und Simulation der Regelkreise wird jedoch das nichtlineare OSR-Shuttle-Modell inklusive Schlupfberechnung und Reifenmodell (Gleichung (4.25) bis (4.31)) verwendet.

8.1.1 Stromregelkreis

Zuerst wird der Regelkreis zur Stromregelung in MATLAB/Simulink implementiert (Abbildung 8.1). Der Sollstrom ($i_{\text{soll},k}$) wird in der Sollwertvorgabe als konstante oder sprunghafte Führungsgröße dem Regler vorgegeben. Beim Stromregler handelt es sich um einen zeitdiskreten PI-Regler (Gleichung (7.23)) mit Anti-Windup-Maßnahme nach Abbildung 7.4 aufgrund der vorhandenen Stellgrößenbeschränkung $\pm u_{\text{max}}$. Das zu regelnde elektromechanische System ist im nichtlinearen OSR-Shuttle-Modell (Abbildung 4.8) zusammengefasst.

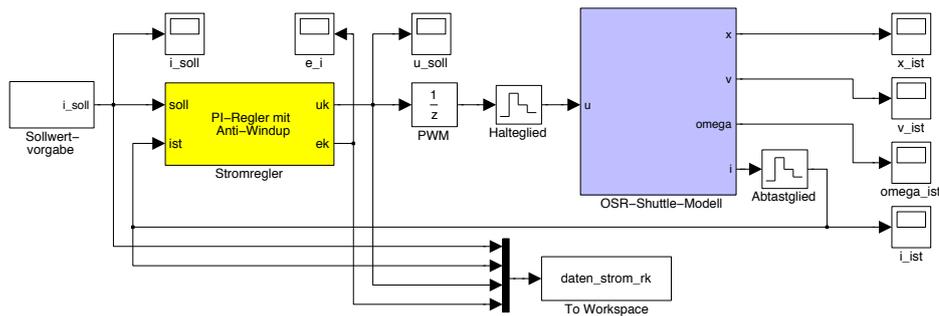


Abbildung 8.1: Simulink-Koppelplan: Stromregelkreis

8.1.2 Drehzahlregelkreis

Als Nächstes erfolgt die Implementierung des Drehzahlregelkreises (Abbildung 8.2). Sowohl der Drehzahlregler als auch der Geschwindigkeitsregler befinden sich in der mittleren Schleife des Kaskadenregelkreises. Auf die Implementierung des Geschwindigkeitsregelkreises wird an dieser Stelle verzichtet. Denn über die Drehzahl der Antriebsräder kann direkt in das elektromechanische System eingegriffen werden, weshalb eine Drehzahlregelung sinnvoller ist. In der Sollwertvorgabe wird eine konstante bzw. sprungförmige Drehzahl ($\omega_{soll,k}$) generiert, die dem Drehzahlregler zugeführt wird. Der zeitdiskrete PI-Regler aus Gleichung (7.25) besitzt infolge der vorhandenen Stellgrößenbeschränkung $\pm i_{max}$ erneut eine Anti-Windup-Maßnahme nach Abbildung 7.4. Als Regelstrecke dient wiederum das nichtlineare mathematische OSR-Shuttle-Modell (Abbildung 4.8). Die restlichen Blöcke beinhalten den bereits implementierten Stromregelkreis (Abbildung 8.1).

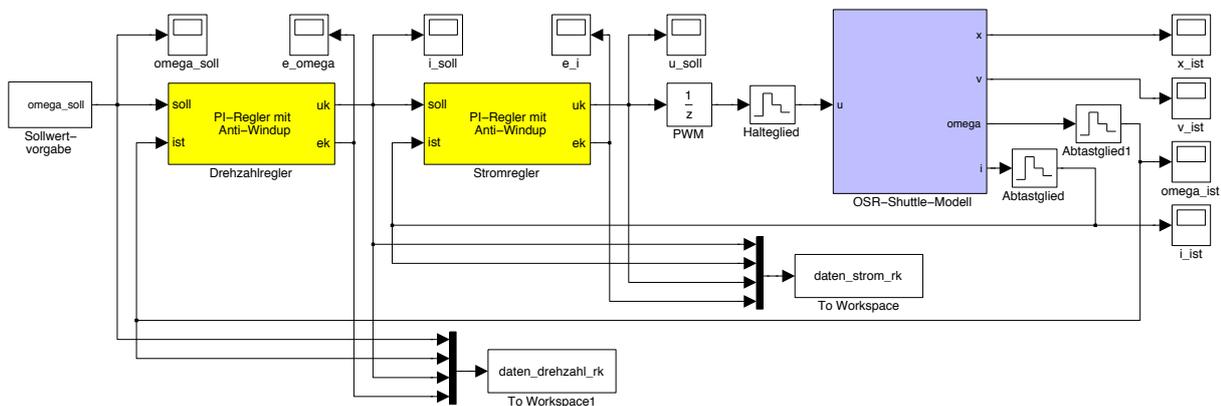


Abbildung 8.2: Simulink-Koppelplan: Drehzahlregelkreis

8.1.3 Positions- bzw. Gesamtregelkreis

Abschließend wird der Regelkreis zur Positions- und Lageregelung des OSR-Shuttles in der Regalebene implementiert (Abbildung 8.3). Für den Positions- bzw. Arbeitspunktwechsel wird in der Sollwertvorgabe ein entsprechender Referenzverlauf für die Sollposition ($x_{soll,k}$) ermittelt, welcher dem Drehzahlregler vorgegeben wird.

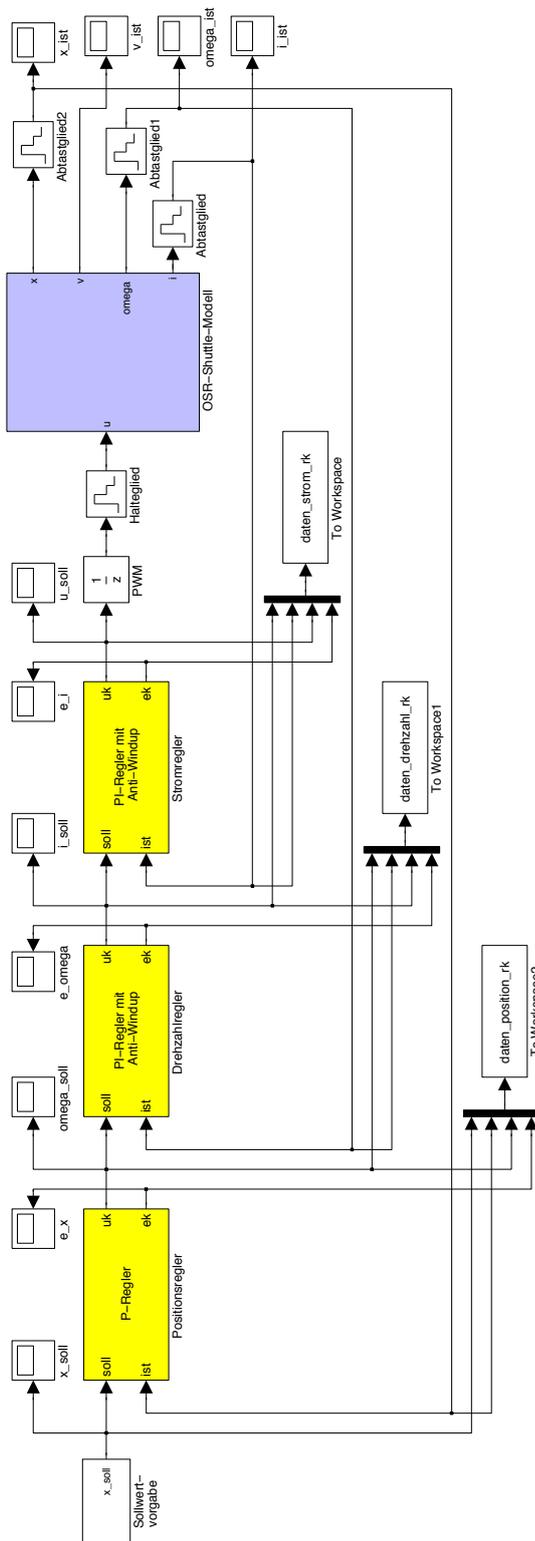


Abbildung 8.3: Simulink-Koppelplan: Positionsregelkreis

Beim Positionsregler handelt es sich um einen gewöhnlichen P-Regler (Gleichung (7.32)) mit beschränkter Stellgröße $\pm\omega_{\max}$. Das zu regelnde elektromechanische Gesamtsystem ist

in Abbildung 4.8 implementiert bzw. grafisch dargestellt. Die weiteren Blöcke beinhalten den bereits implementierten Drehzahlregelkreis (Abbildung 8.2).

Sollwertvorgabe für Positions- bzw. Arbeitspunktwechsel

Die Vorgabe des Sollwertes für die Shuttle-Position ($x_{\text{soll},k}$) erfolgt anhand einer polynomialen Referenz-Trajektorie, die im folgenden Abschnitt genauer beschrieben wird. Als Grundlage für die Berechnung des polynomialen Arbeitspunktwechsels dient [42]. Der Verlauf der Referenz-Trajektorie kann je nach Ordnung $n = 1, 2, \dots$ durch folgende Beziehung bestimmt werden. Die Koeffizienten a_i werden dabei ebenfalls aus [42] entnommen.

$$x_{\text{soll}}(t) = x_{\text{soll}}(0) + [x_{\text{soll}}(T_t) - x_{\text{soll}}(0)] \sum_{i=n+1}^{2n+1} a_i \left(\frac{t}{T_t}\right)^i \quad \text{mit } t \in [0, T_t] \quad (8.1)$$

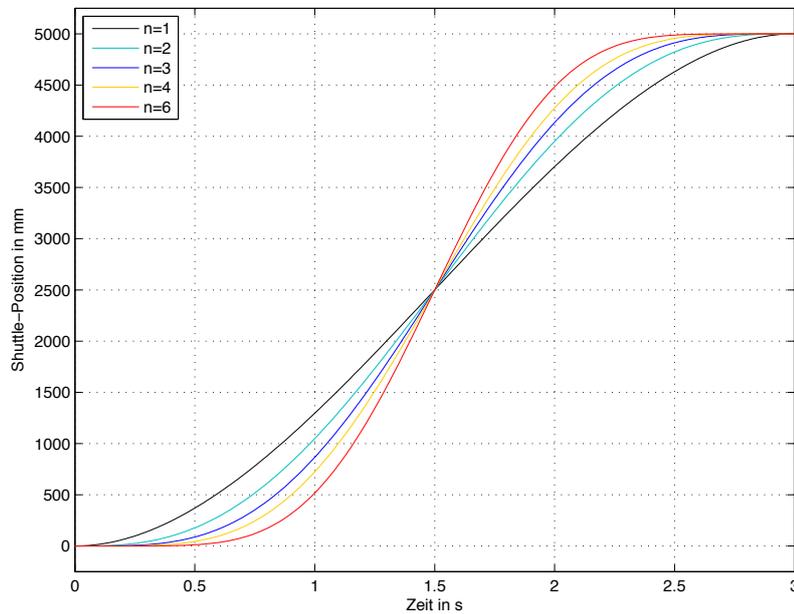


Abbildung 8.4: Polynomiale Referenz-Trajektorien zum Arbeitspunktwechsel

Abbildung 8.4 zeigt die ermittelten zeitkontinuierlichen Referenz-Trajektorien bei verschiedenen Ordnungen n im Bereich $t \in [0, T_t]$ mit einer Transitionszeit $T_t = 3$ für einen Positionswechsel von $x_{\text{soll}}(0) = 0$ nach $x_{\text{soll}}(T_t) = 5000$. Dabei ist zu erkennen, dass mit zunehmender Ordnung die Trajektorien einen steileren Verlauf aufweisen.

Hinweis: Für die Sollwertvorgabe des Positionsregelkreises wurde eine Ordnung von $n = 1$ gewählt (Gleichung (8.2)). Es ist zu beachten, dass ein akzeptabler Kompromiss zwischen Transitionszeit T_t und zu wechselnder Position $x_{\text{soll}}(T_t)$ aufgrund der begrenzten Shuttle-Beschleunigung gewählt werden muss. Darüber hinaus muss der Sollverlauf $x_{\text{soll}}(t)$ noch zeitdiskretisiert werden.

$$x_{\text{soll}}(t) = x_{\text{soll}}(T_t) \cdot \left[3 \cdot \left(\frac{t}{T_t}\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{t}{T_t}\right)^3 \right] \quad \text{mit } t \in [0, T_t], x_{\text{soll}}(0) = 0 \quad (8.2)$$

8.2 Simulationsstudien und Reglertests

Nachdem alle Teilregelkreise sowie der gesamte Kaskadenregelkreis zur Positionierung des OSR-Shuttles in MATLAB/Simulink realisiert sind, werden in diesem Kapitel 8.2 Simulationsstudien und Verifizierungen der entworfenen Regelkreise anhand der implementierten Simulink-Koppelpläne durchgeführt.

Zuerst wird der Regelkreis zur Stromregelung des Antriebsmotors genauer untersucht. Hierfür werden bei verschiedenen Sollwertvorgaben des Motorstroms die Simulationsergebnisse des Stromregelkreises ausgewertet. Als Nächstes erfolgen Untersuchungen hinsichtlich des Drehzahlregelkreises. Dabei wird mit Hilfe von Drehzahlvorgaben nicht nur der Drehzahlregler, sondern auch der unterlagerte Stromregler bewertet. Anschließend wird im Rahmen diverser Reglertests der gesamte Kaskadenregelkreis, der zur Lage- bzw. Positionsregelung dient, simuliert und verifiziert. Schlussendlich erfolgt eine Gegenüberstellung der in dieser Arbeit entworfenen Regelung und der bei KNAPP AG bereits existierenden Shuttle-Regelung. Dazu werden die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen der aktuellen Shuttle-Regelung verglichen. Dieser Vergleich ermöglicht es, Aussagen über eine etwaige Optimierung der Fahreigenschaften, eine Verbesserung der exakten Positionierung sowie eine Zeitersparnis im Positioniervorgang zu treffen.

Im Allgemeinen hat ein Regler die Aufgabe, auf eine Regelstrecke so Einfluss zu nehmen, dass deren Regelgröße der gewünschten Führungsgröße möglichst genau folgt und die unerwünschten Störgrößen weitgehend unterdrückt [14]. Zu diesen unerwünschten Störeinflüssen zählt auch eine Variation der Modellparameter, wie sie im Falle des OSR-Shuttles die variierende und unbekannte Masse darstellt. Deshalb ist die vom vorherigen Kapitel noch offene Frage zu klären, ob die für das unbeladene Shuttle entworfene Regelung auch für das maximal beladene Shuttle Gültigkeit hat und ob die entworfenen Regler trotz schwankender Shuttle-Masse einwandfrei arbeiten können. In den folgenden Tests wird nun zwischen dem unbeladenen und dem maximal beladenen Shuttle unterschieden:

$$\text{unbeladen} \longrightarrow m = 137 \text{ kg} \qquad \text{beladen} \longrightarrow m = 187 \text{ kg}$$

Bei den verschiedenen Simulationsversuchen sind folgende Werte für die Stellgrößenbeschränkungen eingestellt:

$$|u_{\max}| = 48 \text{ V} \qquad |i_{\max}| = 20 \text{ A} \qquad |\omega_{\max}| = 35 \text{ rad/s}$$

8.2.1 Testen des Stromreglers

Der Stromregler bildet mit dessen Regelstrecke den Stromregelkreis und somit die innerste Schleife des Kaskadenregelkreises. Für die Simulationen wird der Simulink-Koppelplan aus Abbildung 8.1 herangezogen. In folgender Versuchsreihe wird der Stromregler getestet, indem bei verschiedenen Sprüngen des Stromsollwertes ($i_{\text{soll},k}$) deren Simulationsergebnisse aufgezeichnet werden.

Versuch 1: $i_{\text{soll},k} = 0 \text{ A} \rightarrow +5 \text{ A} \rightarrow 0 \text{ A} \rightarrow -5 \text{ A} \rightarrow 0 \text{ A}$; $m = 137 \text{ kg}$

Im ersten Versuch wird durch Vorgabe eines bestimmten Sollstromprofils der Stromregelkreis getestet bzw. dessen Funktionalität überprüft. Dabei befindet sich das OSR-Shuttle-Modell im unbeladenen Zustand.

Der Sollverlauf ($i_{\text{soll},k}$) wechselt treppenförmig von 0 A auf +5 A und zurück auf 0 A sowie von 0 A auf -5 A und wieder zurück. Wie in Abbildung 8.5 ersichtlich ist, kann der Stromverlauf im Antriebsmotor, unter Ausnahme eines kurzzeitig erlaubten Überschwingens, dem gewünschten Sollverlauf sehr gut folgen. Die daraus resultierende Motorspannung ist in diesem Versuch so gering, dass die vorhandene Stellgrößenbeschränkung $\pm u_{\text{max}}$ nicht anspricht. Durch die Vorgabe eines bestimmten Motorstroms bewegt sich das OSR-Shuttle in der Regalebene. Das hat eine mechanische Drehbewegung der Antriebswelle zur Folge, wodurch es zu einer Spannungsinduktion kommt. Dieses Phänomen ist durch das Ansteigen bzw. Abfallen des Spannungsverlaufes bei konstantem Strom sichtbar.

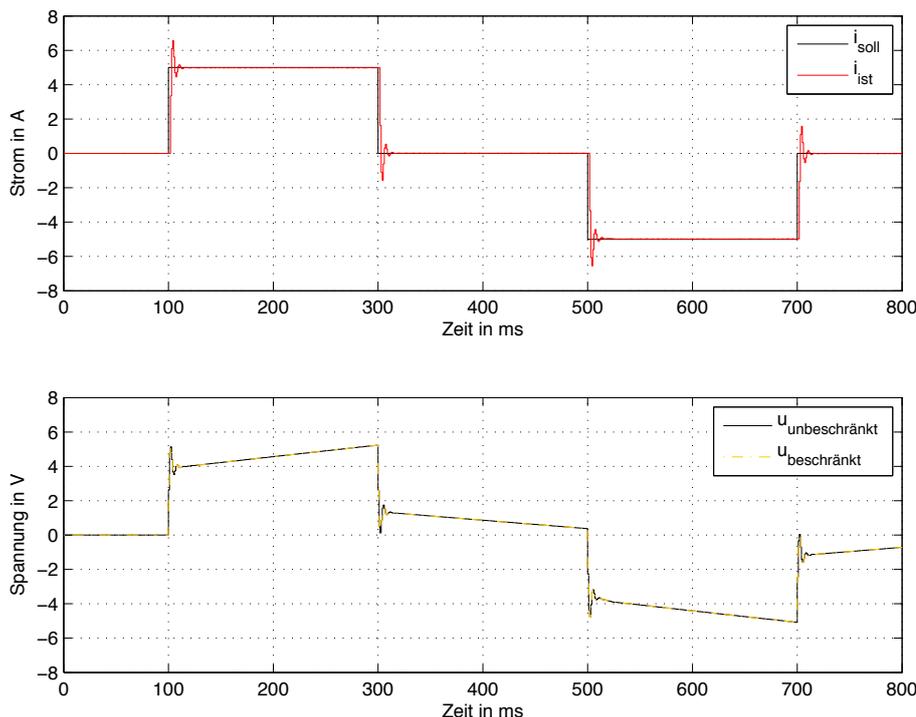


Abbildung 8.5: Simulationsergebnisse des Stromregelkreises (Versuch 1)

Versuch 2: $i_{\text{soll},k} = 0 \text{ A} \rightarrow +10 \text{ A}$; $m = 137 \text{ kg}$ bzw. 187 kg

Der zweite Versuch verdeutlicht den Unterschied zwischen dem unbeladenen und maximal beladenen OSR-Shuttle hinsichtlich der Stromregelung. Dieser Reglertest zeigt, ob die für den unbeladenen Zustand entworfene Stromregelung auch bei Zuladung des Shuttles einwandfrei arbeitet bzw. funktioniert. Dabei wird ein Sollstromsprung ($i_{\text{soll},k}$) von 0 A auf +10 A vorgegeben und die Simulationsergebnisse ausgewertet. Der Stromverlauf im Motor folgt gut dem Sollverlauf und ist stationär genau, jedoch ist ein leichtes Überschwingen beobachtbar. In den Stromverläufen ist kein Unterschied zwischen unbeladenem und beladenem Zustand festzustellen. Aufgrund der unterschiedlichen Shuttle-Masse bzw. des Massenträgheitsmoments ergibt sich ein geringer Unterschied in den Spannungsverläufen bei stationärem Strom (Abbildung 8.6). Weitere Simulationen haben gezeigt, dass sich die Verläufe für das unbeladene bzw. beladene Regalfahrzeug decken, wodurch die weiteren Versuche übersichtshalber nur mehr im unbeladenen Zustand durchgeführt werden.

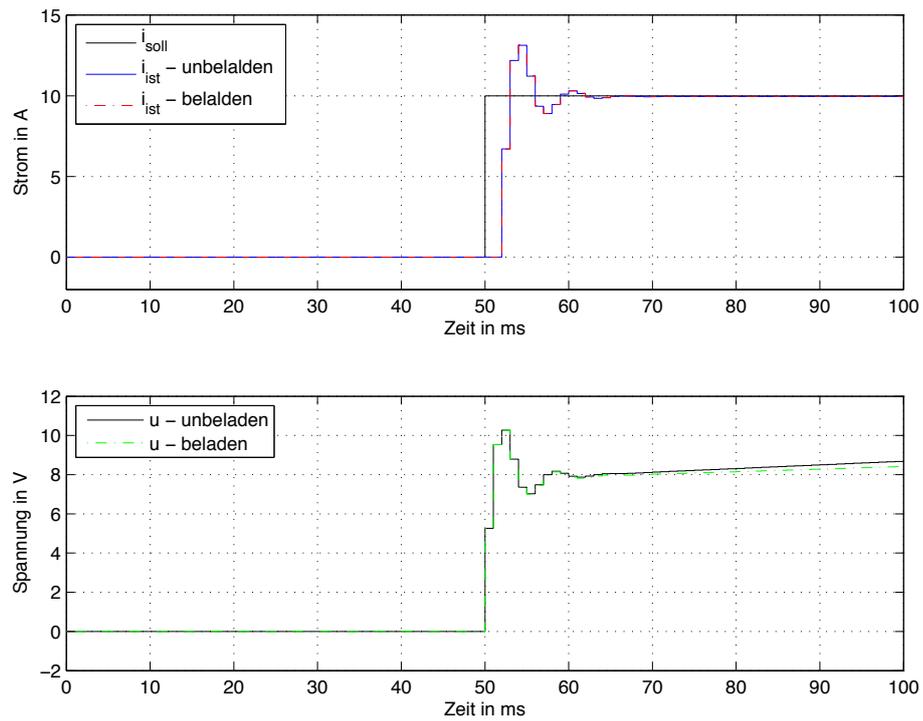


Abbildung 8.6: Simulationsergebnisse des Stromregelkreises (Versuch 2)

Versuch 3: $i_{\text{soll},k} = 0 \text{ A} \rightarrow +13 \text{ A} \rightarrow -13 \text{ A} \rightarrow 0 \text{ A}$; $m = 137 \text{ kg}$

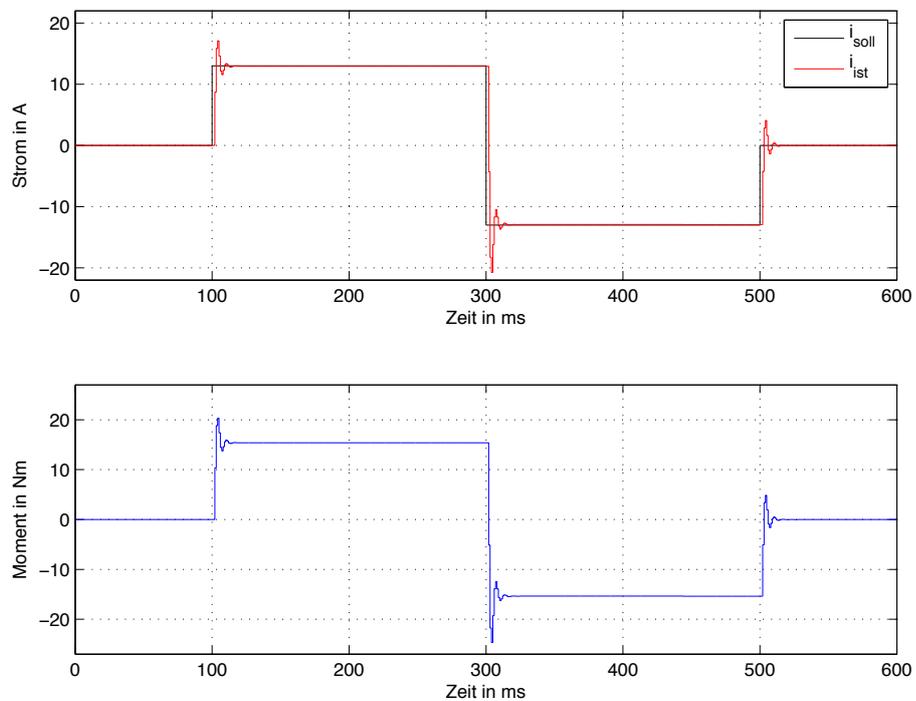


Abbildung 8.7: Simulationsergebnisse des Stromregelkreises (Versuch 3)

Im Versuch 3 erfolgt, zum Testen des Stromreglers erneut eine sprungförmige Sollwertvorgabe. Hierbei wird der Nennstrom des vorhandenen Antriebsmotors als Sollstrom gewählt. Der Sollverlauf ($i_{\text{soll},k}$) wechselt sprungartig von 0 A auf +13 A, danach auf -13 A und anschließend zurück auf 0 A. Bei Betrachtung von Abbildung 8.7 ist zu erkennen, dass der Stromverlauf wieder sehr gut dem Sollverlauf folgt. Außerdem ist das vom Nennstrom erzeugte Nennmoment grafisch dargestellt. Dabei handelt es sich um das auf die Antriebsachse übersetzte Motornennmoment bzw. Antriebsmoment des OSR-Shuttles. Ein Vergleich mit Tabelle 5.1 oder Anhang C.2 zeigt, dass die erzielten Simulationsergebnisse gut mit den angeführten Werten übereinstimmen.

Versuch 4: $i_{\text{soll},k} = 0 \text{ A} \rightarrow +30 \text{ A}$; $m = 137 \text{ kg}$

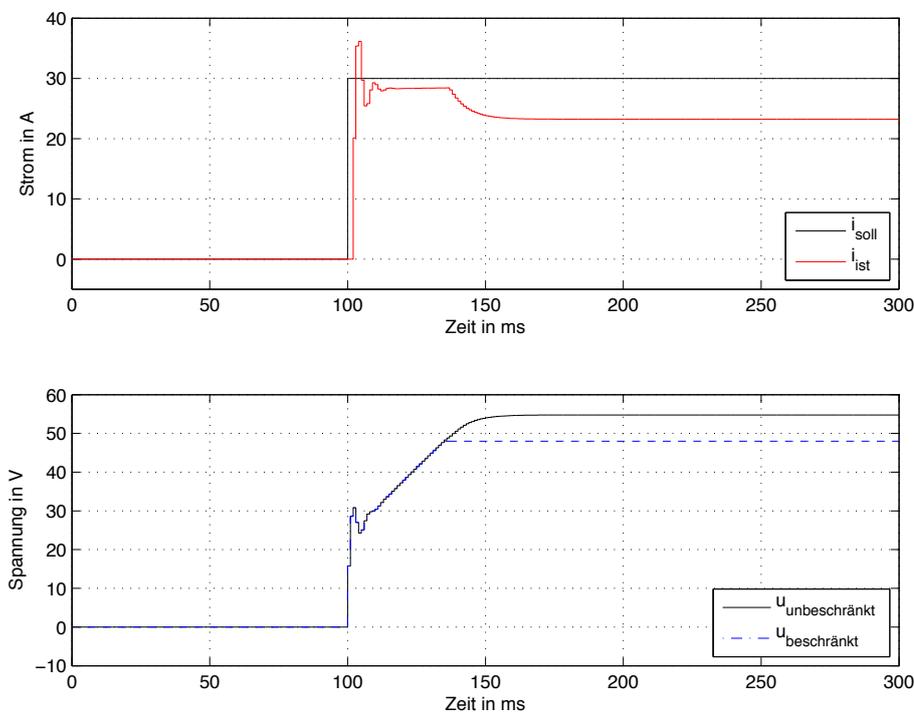


Abbildung 8.8: Simulationsergebnisse des Stromregelkreises (Versuch 4)

Als Abschluss dieser Versuchsreihe wird das Verhalten des Stromregelkreises bei Überschreitung der vorhandenen Stellgrößenbeschränkung von $\pm u_{\text{max}}$ überprüft. Hierfür wird als Sollverlauf des Stroms ein Sprung von 0 A auf +30 A verwendet. Wie in Abbildung 8.8 zu erkennen ist, folgt zunächst der Strom dem sprungförmigen Sollverlauf. Nach kurzzeitigem Überschwingen versucht der Stromregler durch eine weitere Erhöhung der Motorspannung die bleibende Regelabweichung zu kompensieren. Dies ist allerdings nur bedingt möglich, denn nach Erreichen der Stellgrößenbeschränkung bleibt die Spannung konstant auf den Wert $+u_{\text{max}}$. Die entworfene Anti-Windup-Maßnahme für den Stromregler (PI-Regler) verhindert ein Weiterwachsen der Stellgröße (Spannung $u_{\text{unbeschränkt}}$). Durch die Stromvorgabe kommt es hier wiederum zu einer mechanischen Drehbewegung der Antriebsachse. Der Stromverlauf sinkt mit Erreichen der stationären Drehzahl ab.

8.2.2 Testen des Drehzahlreglers

Der Drehzahlregelkreis stellt die mittlere Regelschleife der Kaskadenregelstruktur dar und ist in Abbildung 8.2 implementiert. In der nachfolgenden Versuchsreihe wird der Drehzahlregler getestet. Dabei erfolgen nach Vorgabe der Solldrehzahl ($\omega_{\text{soll},k}$) Aufzeichnungen der Sprungantworten im unbeladenen sowie beladenen Zustand des OSR-Shuttles. Außerdem werden auch die Simulationsergebnisse des unterlagerten Stromregelkreises ausgewertet.

Versuch 1: $\omega_{\text{soll},k} = 0 \text{ rad/s} \rightarrow +20 \text{ rad/s} \rightarrow 0 \text{ rad/s}$; $m = 137 \text{ kg}$ bzw. 187 kg

In diesem Versuch wird der überlagerte Drehzahlregelkreis im unbeladenen sowie im maximal beladenen Zustand getestet. Dafür erfolgt eine sprungförmige Sollwertvorgabe für die Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit der Antriebsräder, sowie eine grafische Auswertung sämtlicher Zustandsgrößen des OSR-Shuttles.

Der Solldrehzahlsprung ($\omega_{\text{soll},k}$) wechselt von 0 rad/s auf $+20 \text{ rad/s}$ und wieder zurück. Wie in Abbildung 8.9 zu sehen ist, hat die Winkelgeschwindigkeit (unbeladen sowie beladen) Schwierigkeit dem Sollverlauf zu folgen. Beim Sprung in die entgegengesetzte Richtung zeigt sich ein ähnliches Verhalten. Nach geringem Überschwingen erreicht die Drehzahl dennoch ihre stationäre Genauigkeit. Die daraus resultierenden Größen, wie die translatorische Geschwindigkeit und Position des Shuttles sind ebenfalls in Abbildung 8.9 grafisch dargestellt. Der begrenzte Drehzahlanstieg lässt sich durch die vorhandene Strombegrenzung bzw. Stellgrößenbeschränkung $\pm i_{\text{max}}$ begründen. Betrachtet man die Stromverläufe in Abbildung 8.10, so ist ersichtlich, dass einerseits der Stromverlauf sehr gut dem vorgegebenen Sollverlauf folgt und andererseits die Strombegrenzung im Drehzahlanstieg bzw. -abfall anspricht.

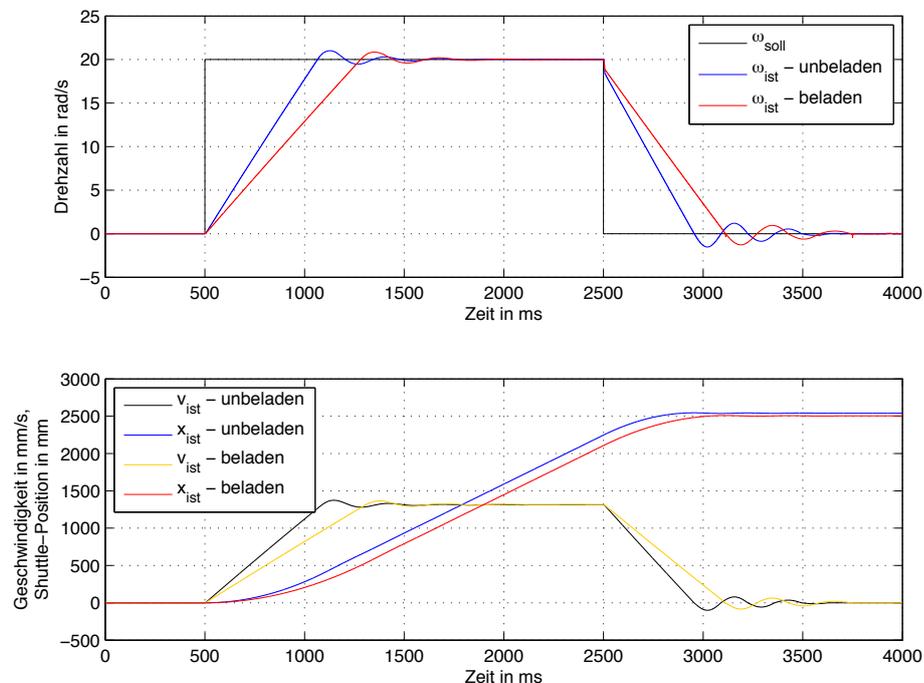


Abbildung 8.9: Simulationsergebnisse des Drehzahlregelkreises (Versuch 1a)

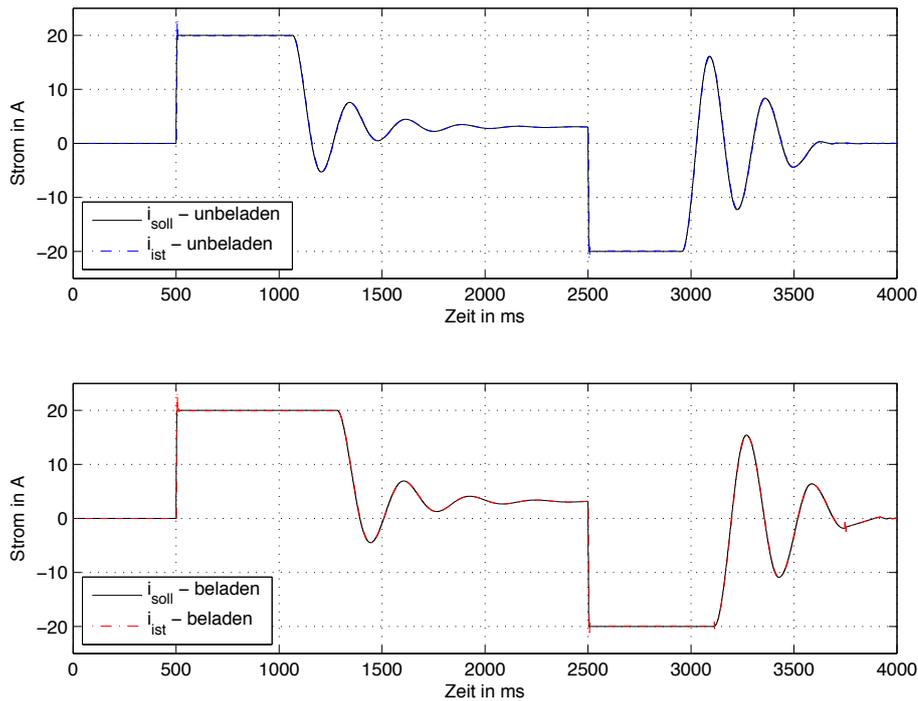


Abbildung 8.10: Simulationsergebnisse des Drehzahlregelkreises (Versuch 1b)

Versuch 2: $\omega_{\text{soll},k} = 0 \text{ rad/s} \rightarrow -20 \text{ rad/s} \rightarrow 0 \text{ rad/s}$; $m = 137 \text{ kg}$ bzw. 187 kg

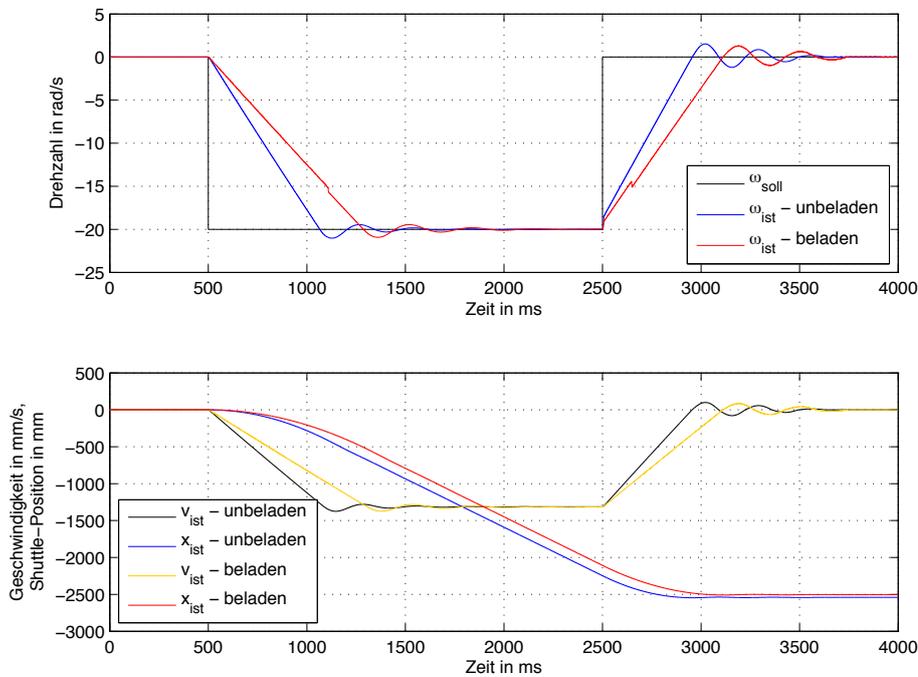


Abbildung 8.11: Simulationsergebnisse des Drehzahlregelkreises (Versuch 2a)

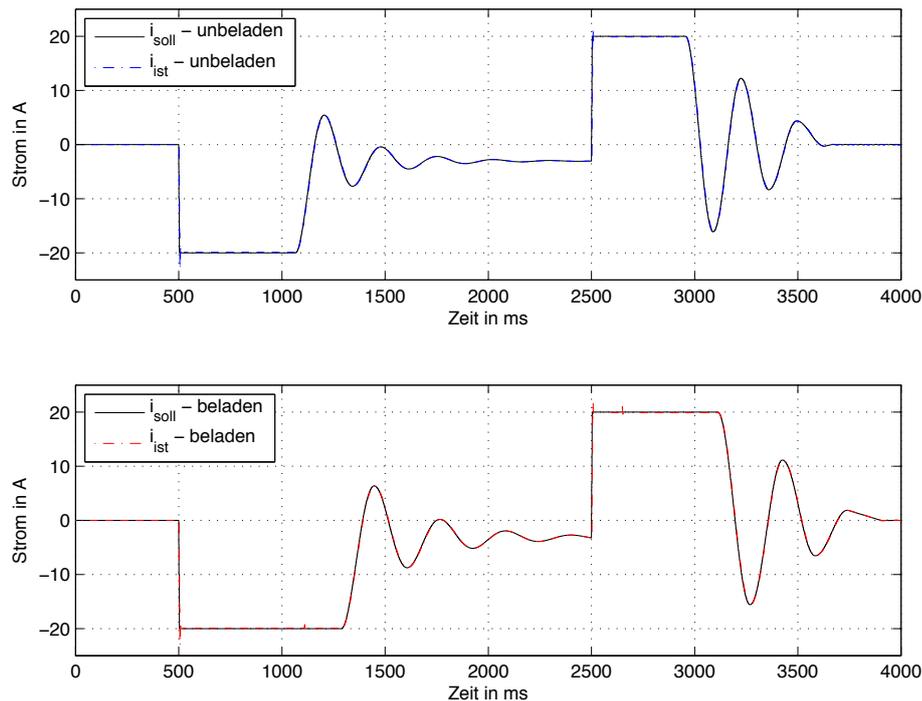


Abbildung 8.12: Simulationsergebnisse des Drehzahlregelkreises (Versuch 2b)

Im zweiten Versuch wird der überlagerte Drehzahlregelkreis mit dem unbeladenen bzw. beladenen OSR-Shuttle-Modell untersucht. Im Gegensatz zum ersten Versuch erfolgt hier die Drehzahlvorgabe ($\omega_{\text{soll},k}$) in die negative Richtung, von 0 rad/s auf -20 rad/s und wieder zurück. In den Verläufen des Stroms (Abbildung 8.12) ist wiederum zu erkennen, dass dieser durch die vorhandene Stellgrößenbeschränkung $\pm i_{\text{max}}$ limitiert ist und dadurch für den begrenzten Drehzahlanstieg bzw. -abfall in Abbildung 8.11 verantwortlich ist.

Versuch 3: $\omega_{\text{soll},k} = 0 \text{ rad/s} \rightarrow -20 \text{ rad/s} \rightarrow +20 \text{ rad/s} \rightarrow 0 \text{ rad/s}$; $m = 137 \text{ kg}$ bzw. 187 kg

In der letzten Auswertung dieser Versuchsreihe erfolgt für den Drehzahlreglertest abermals eine sprunghafte Sollwertvorgabe der Winkelgeschwindigkeit ($\omega_{\text{soll},k}$) von 0 rad/s auf -20 rad/s, direkt über den Nulldurchgang auf $+20$ rad/s und anschließend zurück auf 0 rad/s. In Abbildung 8.13 sind die Drehzahlverläufe sowie die resultierende Shuttle-Geschwindigkeit und Position grafisch dargestellt. Die Winkelgeschwindigkeit besitzt wiederum einen begrenzten Anstieg bzw. Abfall, kann aber dem Sollverlauf gut folgen. Auf die Simulationsergebnisse des unterlagerten Stromregelkreises wird an dieser Stelle verzichtet. Abbildung 8.14 zeigt die entsprechenden Verläufe des auftretenden Reifenschlupfs (ausgewählter Bereich; Werte außerhalb bedeuten $s = \pm 100\%$) sowie der vorhandenen Reifenlängskraft, die von einem Antriebsrad auf die Fahrschiene übertragen wird. Dabei ist zu beobachten, dass sich sowohl der Schlupf als auch die Reifenkraft bei sprunghafter Änderung der Drehzahl auch sprunghaft verändern. Wird die stationäre Drehzahl erreicht, so geht der Schlupf allmählich zu Null zurück. Gegen Ende der Simulation, wo sich die translatorische Geschwindigkeit der Antriebsräder und Shuttle-Geschwindigkeit decken, kommt es aufgrund von numerischen Problemen zu Extremwerten in der Schlupfberechnung, die

eine Reifenkraft verursachen. In Folge dessen kommt es zu abklingenden Schwingungen in der Winkelgeschwindigkeit der Antriebsräder und Shuttle-Geschwindigkeit.

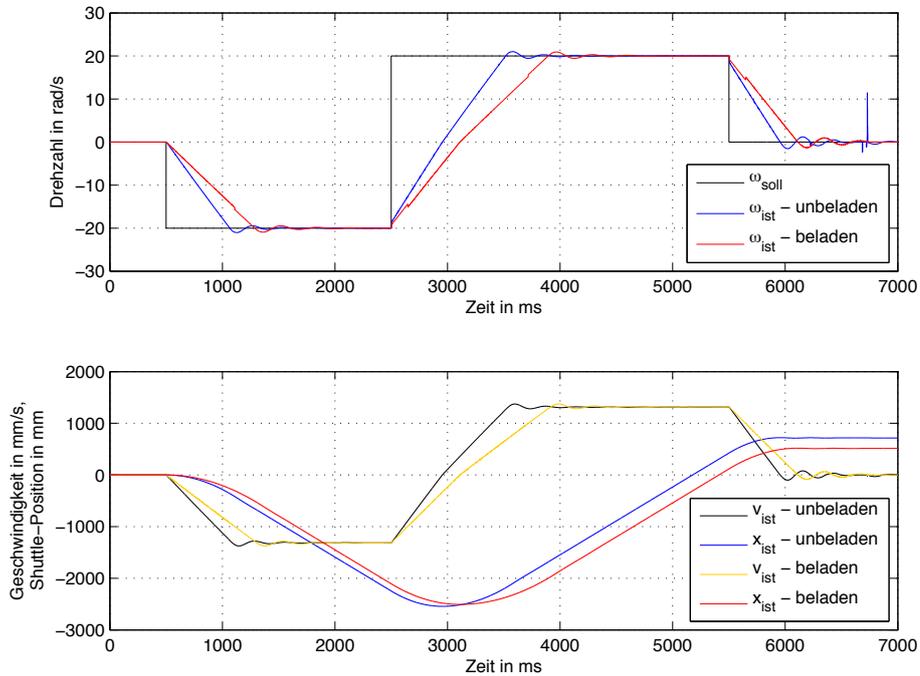


Abbildung 8.13: Simulationsergebnisse des Drehzahlregelkreises (Versuch 3a)

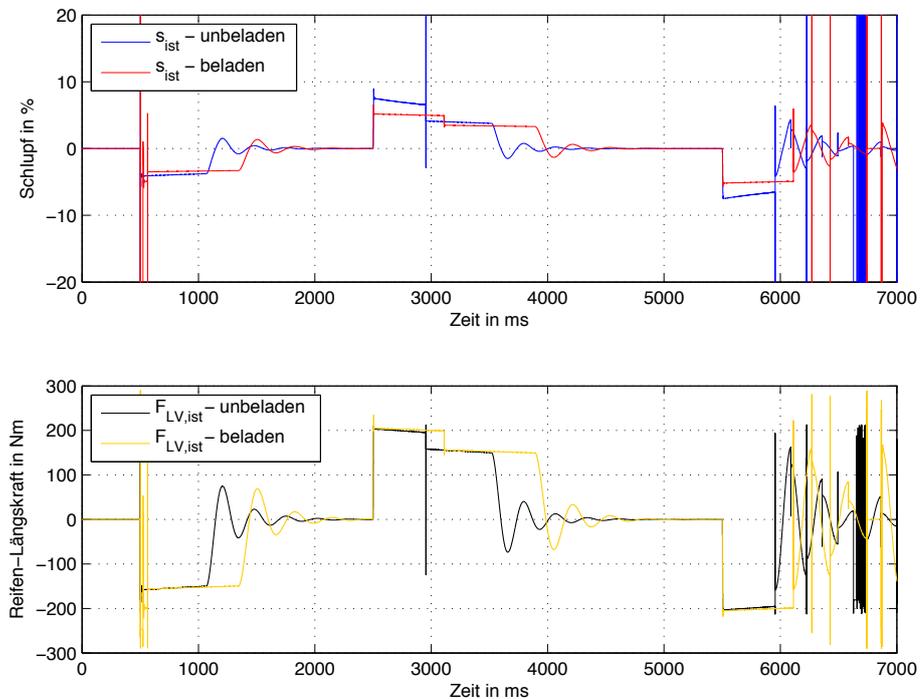


Abbildung 8.14: Simulationsergebnisse des Drehzahlregelkreises (Versuch 3b)

8.2.3 Testen des Positionsreglers

Die dritte und äußerste Regelschleife der Kaskade beinhaltet den Positionsregelkreis. Die folgenden Versuche zeigen die Ergebnisse der durchgeführten Simulationen. Dabei wird der Simulink-Koppelplan aus Abbildung 8.3 verwendet. Die Vorgabe des Sollwertes ($x_{\text{soll},k}$) zum Anfahren der jeweiligen Shuttle-Positionen im Regal geschieht über die Berechnung eines polynomialen Referenzverlaufes. Neben den Auswertungen des Positionsregelkreises werden auch die Simulationsergebnisse der beiden unterlagerten Regelkreise (Strom- und Drehzahlregler) untersucht. Darüber hinaus erfolgt auch in dieser Versuchsreihe eine Unterscheidung zwischen unbeladenem und maximal beladenem OSR-Shuttle.

Versuch 1: $x_{\text{soll},k} = 0 \text{ mm} \rightarrow +5000 \text{ mm}$; $T_t = 5 \text{ s}$; $m = 137 \text{ kg}$ bzw. 187 kg

Der erste Versuch zum Positionsreglertest zeigt einen Positioniervorgang, ausgehend von der Startposition 0 mm zur Zielposition $+5000 \text{ mm}$. Für diesen Arbeitspunktwechsel ($x_{\text{soll},k}$) wird ein polynomialer Referenzverlauf erster Ordnung ($n = 1$) mit einer Transitionszeit von $T_t = 5 \text{ s}$ gewählt. Abbildung 8.15 zeigt, dass die Shuttle-Position dem Sollverlauf nicht exakt folgen kann, jedoch am Ende ohne Überschwingen eine stationäre Genauigkeit erreicht, das einer exakten Positionierung entspricht. Weiters ist zu beobachten, dass sich die Positionsverläufe für den unbeladenen und beladenen Zustand decken.

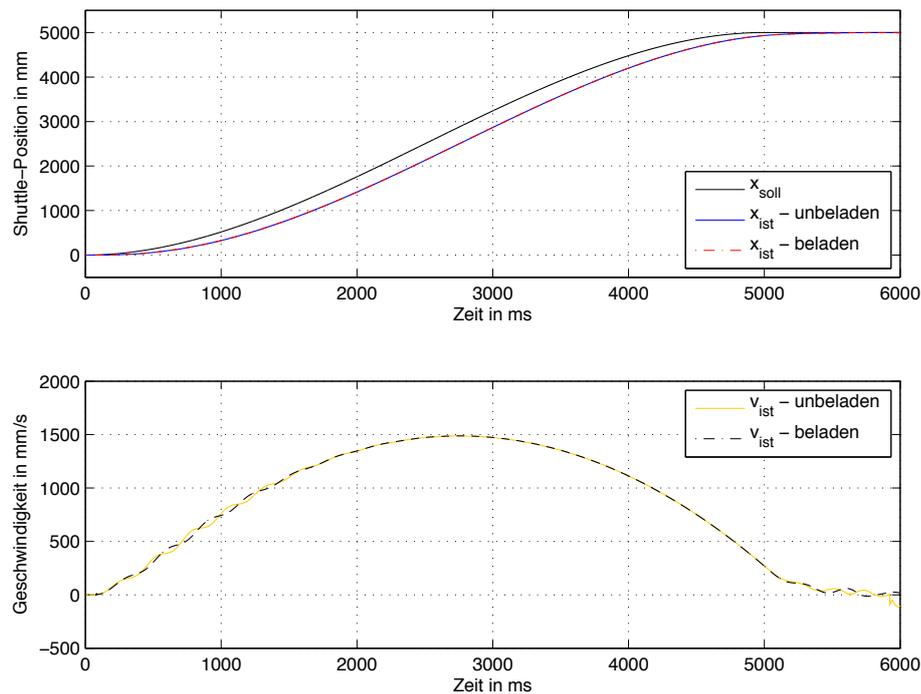


Abbildung 8.15: Simulationsergebnisse des Positionsregelkreises (Versuch 1a)

Durch eine entsprechende Wahl der Transitionszeit T_t weisen die Drehzahl- und Stromverläufe keine Begrenzungen auf (Abbildung 8.16). Der Schlupf und die Reifenlängskraft sind in Abbildung 8.17 dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass es zu Beginn des Beschleunigungsvorganges zu Schlupfwerten von $s = \pm 100\%$ kommt. Am Ende der Simulation kommt

es beim Bremsvorgang wiederum aufgrund von numerischen Problemen zu Extremwerten im Schlupf, die zu einer in Wirklichkeit nicht vorhandenen Reifenkraft führen.

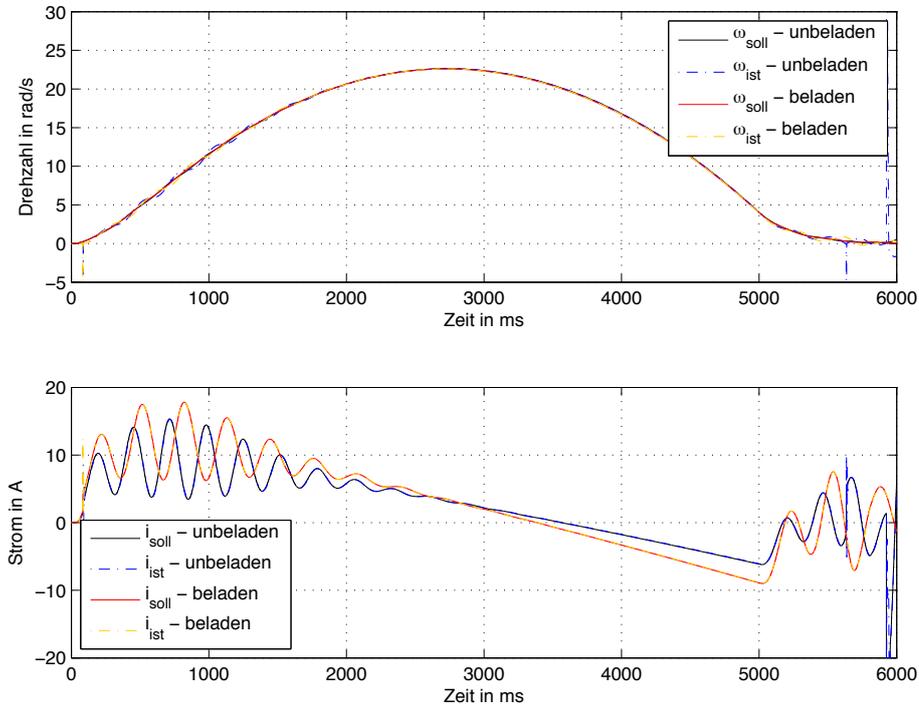


Abbildung 8.16: Simulationsergebnisse des Positionsregelkreises (Versuch 1b)

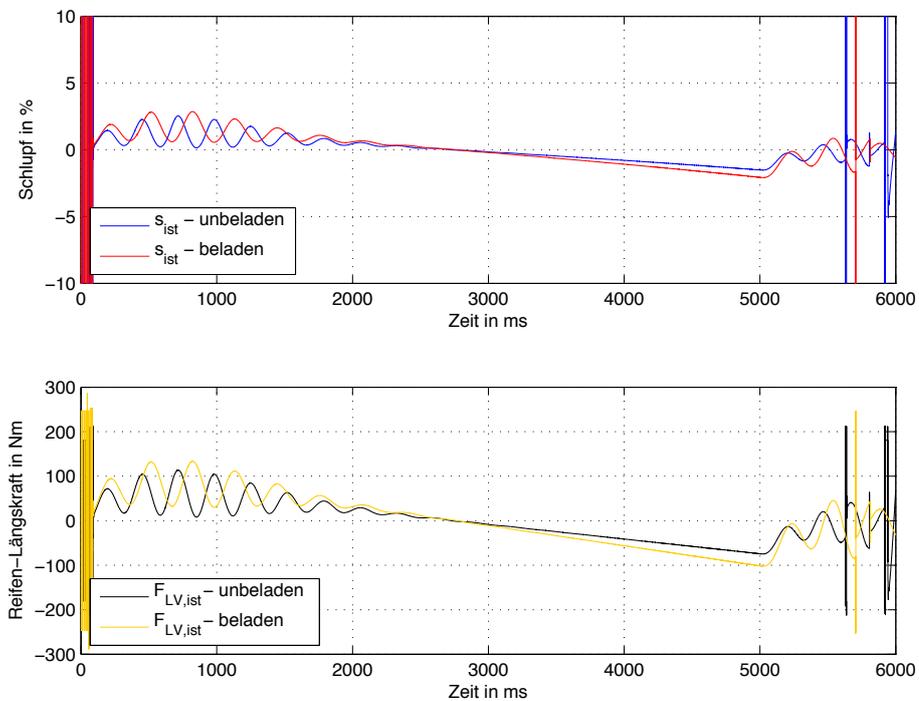


Abbildung 8.17: Simulationsergebnisse des Positionsregelkreises (Versuch 1c)

Versuch 2: $x_{\text{soll},k} = 0 \text{ mm} \rightarrow -5000 \text{ mm}$; $T_t = 3 \text{ s}$; $m = 137 \text{ kg}$

Folgender Versuch zeigt einen negativen Positioniervorgang, bei dem die Transitionszeit $T_t = 3 \text{ s}$ für die polynomiale Sollwertvorgabe ($x_{\text{soll},k}$) so gewählt wurde, dass die Verläufe von Strom und Drehzahl der Antriebsräder in Begrenzung sind. Durch die Anti-Windup-Maßnahmen des Strom- und Drehzahlreglers ist dennoch eine exakte Positionierung ohne Überschwingen gegeben (Abbildung 8.18). Diese Simulation wurde nur im unbeladenen Zustand durchgeführt und auf die Verläufe von Schlupf und Reifenlängskraft wird an dieser Stelle verzichtet.

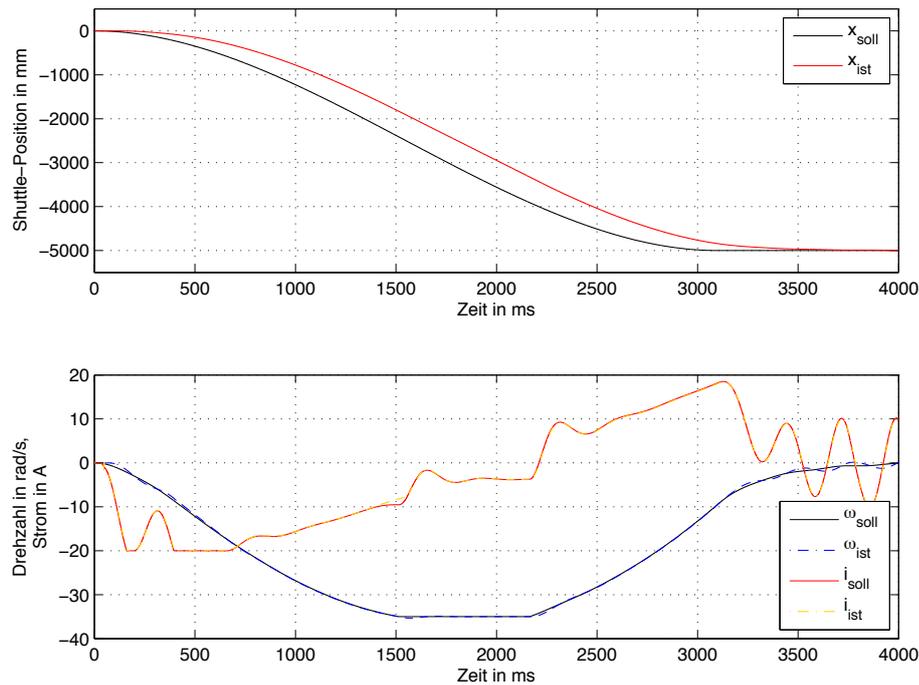


Abbildung 8.18: Simulationsergebnisse des Positionskreises (Versuch 2)

Versuch 3: $x_{\text{soll},k} = 0 \text{ mm} \rightarrow +40\,000 \text{ mm}$; $T_t = 27 \text{ s}$; $m = 137 \text{ kg}$ bzw. 187 kg

Ein weiterer Test des Positionskreises wird im dritten Versuch durchgeführt, der einen „längeren“ positiven Positioniervorgang zeigt. Ausgehend von der Startposition 0 mm erfolgt ein Arbeitspunktwechsel hin zur Wunschposition $+40\,000 \text{ mm}$. Für diesen Versuch wurde die Strombegrenzung von $\pm 20 \text{ A}$ auf $\pm 10 \text{ A}$ herabgesetzt.

In Abbildung 8.19 ist ersichtlich, dass die Shuttle-Position für den unbeladenen sowie beladenen Fall, einerseits dem polynomialen Sollverlauf ($x_{\text{soll},k}$) gut folgt und andererseits die stationäre Genauigkeit gewährleistet. Auch die resultierende Shuttle-Geschwindigkeit weist den erwarteten Verlauf auf. In Abbildung 8.20 sind die Simulationsergebnisse des unterlagerten Drehzahl- und Stromregelkreises abgebildet. Dabei ist zu erkennen, dass die Größen sowohl im unbeladenen als auch im beladenen Zustand den Sollverläufen gut folgen und die vorhandenen Stellgrößenbeschränkungen eingehalten werden.

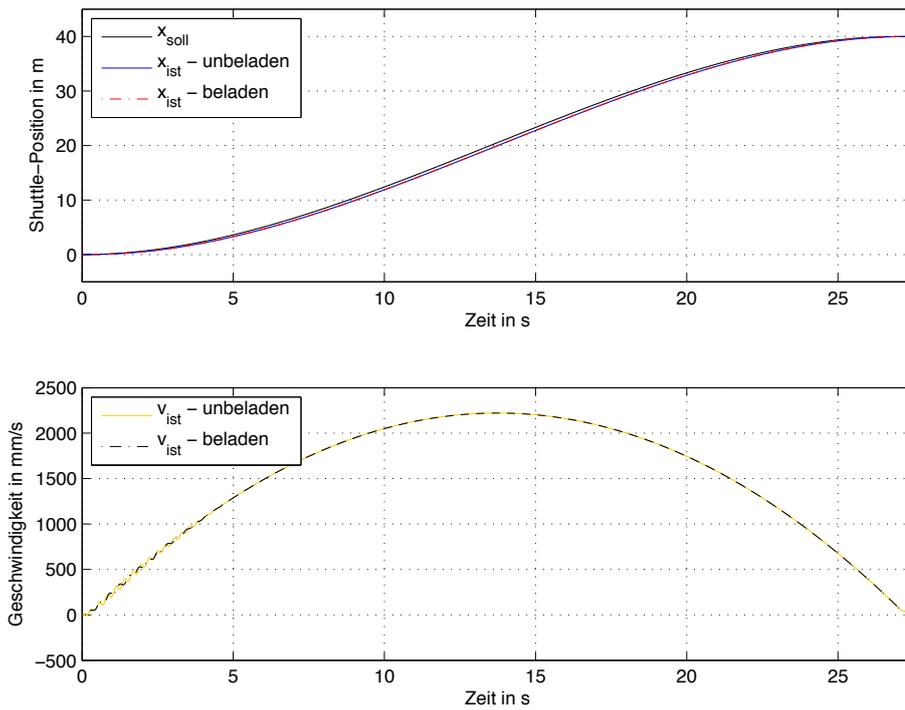


Abbildung 8.19: Simulationsergebnisse des Positionsregelkreises (Versuch 3a)

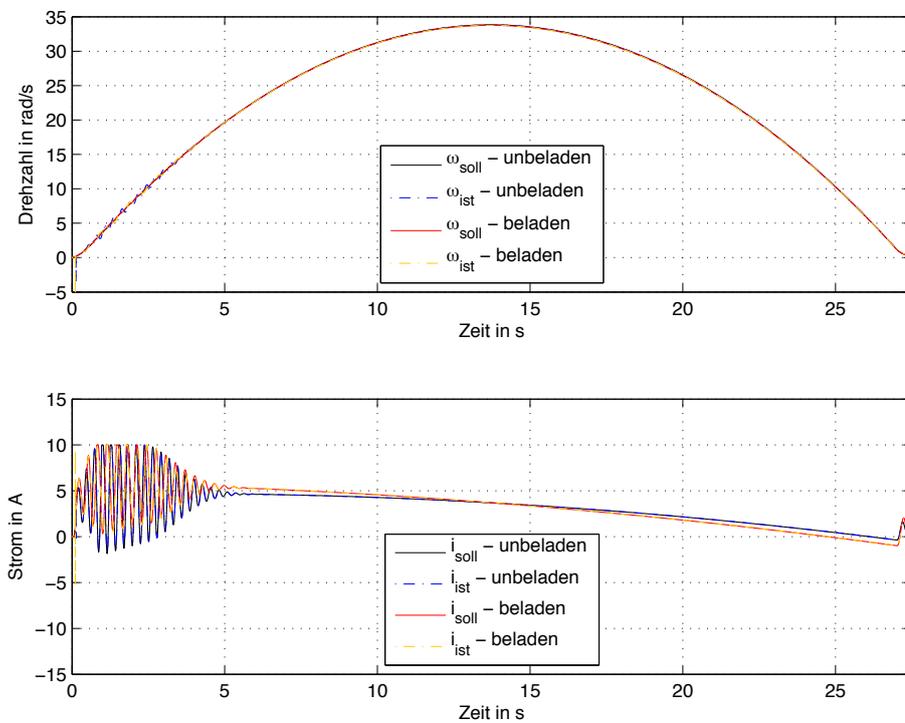


Abbildung 8.20: Simulationsergebnisse des Positionsregelkreises (Versuch 3b)

Versuch 4: $x_{\text{soll},k} = -3000 \text{ mm} \rightarrow +3000 \text{ mm}$; $T_t = 5,5 \text{ s}$; $m = 137 \text{ kg}$

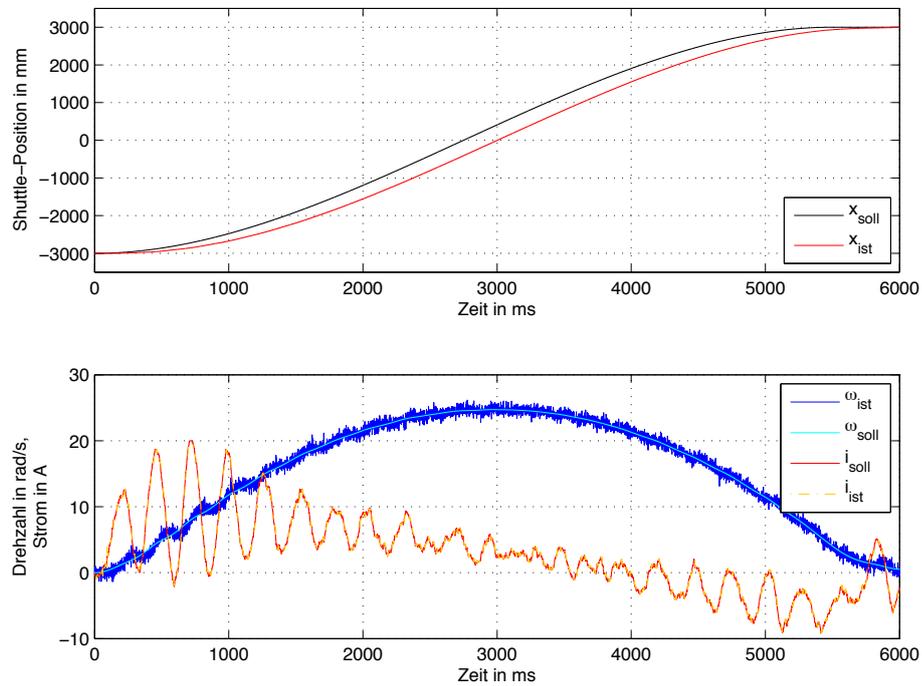


Abbildung 8.21: Simulationsergebnisse des Positionsregelkreises (Versuch 4a)

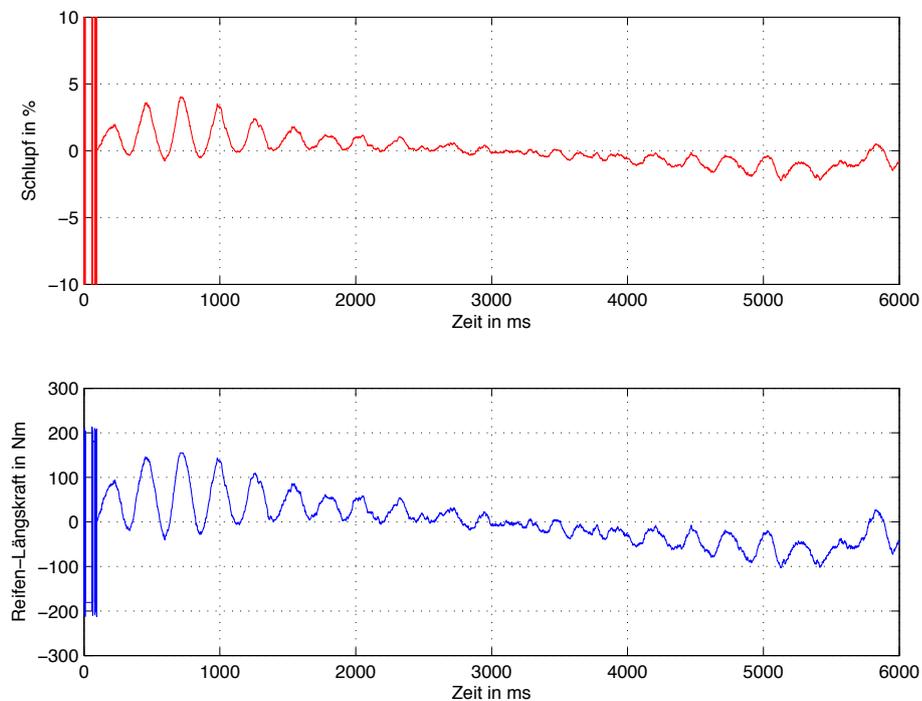


Abbildung 8.22: Simulationsergebnisse des Positionsregelkreises (Versuch 4b)

Im abschließenden und vierten Versuch wird der Positionsregler mit Hilfe eines Arbeitspunktwechsels über den Nulldurchgang untersucht. Dabei wird wieder die ursprüngliche Strombegrenzung von ± 20 A verwendet. Ausgehend von der Startposition bei -3000 mm erfolgt eine polynomiale Sollwertvorgabe ($x_{\text{soll},k}$) hin zur Zielposition $+3000$ mm. Zusätzlich wurde dem Messsignal der Winkelgeschwindigkeit der Antriebsräder additiv eine Störung aufgeschaltet. Bei der Störung handelt es sich um ein normalverteiltes, mittelwertfreies, gaußsches Zufallsrauschen mit einer Varianz von $\sigma^2 = 0,3$. Bei Betrachtung von Abbildung 8.21 ist ersichtlich, dass trotz Störung die Positionierung des Shuttles erfolgreich vonstatten geht. Auch die Verläufe von Drehzahl und Strom folgen den vorgegebenen Sollwerten. Abbildung 8.22 zeigt die Verläufe von Reifenschlupf und übertragener Reifenlängskraft. Zu Beginn der Beschleunigung sind wiederum die Schlupfwerte von $s = \pm 100\%$ zu beobachten. Außerdem ist eine Korrelation zwischen Motorstrom, erzeugtem und überetztem Antriebsmoment, Schlupf und Reifenlängskraft erkennbar.

8.2.4 Vergleich mit aktueller OSR-Shuttle-Regelung

Um die entworfene Lage- bzw. Positionsregelung des OSR-Shuttles besser bewerten und verifizieren zu können, erfolgt in diesem Abschnitt ein Vergleich mit der Realität. Dabei werden die Simulationsergebnisse des entworfenen Positionsregelkreises mit Messergebnissen der bereits existierenden Shuttle-Regelung bei gleichem Referenzverlauf der Sollposition grafisch verglichen. Der in Abbildung 8.3 implementierte Positionsregelkreis dient wiederum als Grundlage für die Simulationen.

Kurzbeschreibung der von KNAPP AG entworfenen Regelung

Das aktuell für das OSR-Shuttle mit Reibradantrieb verwendete, von KNAPP AG entwickelte und in der Firmware implementierte Reglerkonzept beinhaltet im Groben eine Stromüberwachung sowie eine Geschwindigkeits- und Positionsregelung.

Vorab erfolgt auf Hardware-Ebene eine Überwachung des Motorstroms und dessen Begrenzung auf Maximalstrom zum Schutz der Shuttle-Ansteuerungsplatine. Auf Software-Ebene befindet sich eine zusätzliche Stromüberwachung, die jedoch nicht so hochdynamisch anspricht, wie jene der Hardware. Diese ist vor allem für die Leistungsaufnahme und Versorgung über die Stromschiene verantwortlich. Der Geschwindigkeitsregler des Shuttles ist als PID-Regler realisiert, der Positionsregler hingegen als Zustandsautomat (engl. state machine). Abhängig von der Wunschposition bzw. der zu fahrenden Wegstrecke wird für den Geschwindigkeitsregler ein trapezförmiger Verlauf der Shuttle-Sollgeschwindigkeit berechnet (Abbildung 8.23). Die gleichmäßige Rampe in der Beschleunigungsphase wird anhand des Beschleunigungskonfigurationswertes und der Gesamtstrecke ermittelt. Die leicht geknickte Rampe im Bremsverhalten besitzt bei kleiner werdender Distanz zur Zielposition eine flachere Steigung, die vom Wert der Bremsverzögerung bestimmt wird. Diese Maßnahme soll ein Vorbeifahren an der Sollposition verhindern. Die Höhe des Trapezverlaufes wird durch die zu fahrende Gesamtstrecke sowie den Konfigurationswert für die Höchstgeschwindigkeit bestimmt. Im Nahbereich der Zielposition werden im Zustandsautomaten einige Abläufe abgearbeitet, die das exakte Positionieren ermöglichen. Außerdem laufen im Geschwindigkeits- sowie Positionsregler verschiedene Algorithmen, die auf spezifische

Eigenschaften und Kenngrößen, wie Shuttle-Typ, typenabhängige Geschwindigkeitsprofile, Richtung und Art der Positionierung, Versorgung bei sehr langen Stromschienen, bei Spannungsabfall und Unterspannungen usw. abgestimmt sind. [24]

Für die folgenden Vergleiche der entworfenen Kaskadenregelung mit der bereits bestehenden Shuttle-Regelung werden jeweils dieselben Zielpositionen bzw. die gewünschten Arbeitspunktwechsel vorgegeben und dabei die resultierenden Zustandsgrößen aufgezeichnet. Da das in den Messversuchen verwendete OSR-Shuttle schwerer ist, muss im Simulationsmodell die Shuttle-Masse entsprechend angepasst werden. Darüber hinaus gilt es auch, eine Anpassung der vorhandenen Stellgrößenbeschränkungen durchzuführen.

Versuch 1: $x_{\text{soll},k} = 0 \text{ mm} \rightarrow +11\,223,4 \text{ mm}$; $T_t = 7 \text{ s}$; $m = 195 \text{ kg}$

Im ersten Vergleich wird ein positiver Positioniervorgang, ausgehend von der Startposition 0 mm zur Zielposition +11 223,4 mm durchgeführt. Da die Messergebnisse, der implementierten Shuttle-Regelung bereits zur Verfügung standen, muss das Simulationsmodell bzw. der Kaskadenregelkreis den Versuchsbedingungen der Messungen angepasst werden. Das OSR-Shuttle ist beladen und dessen Masse m beträgt statt 187 kg nun 195 kg. Die Stellgrößenbeschränkungen, wie Strombegrenzung $\pm i_{\text{max}}$ als auch Drehzahlbegrenzung $\pm \omega_{\text{max}}$ werden von $\pm 20 \text{ A}$ auf $\pm 10 \text{ A}$ bzw. von $\pm 35 \text{ rad/s}$ auf $\pm 30,4 \text{ rad/s}$ herabgesetzt. Für den polynomialen Sollpositionsverlauf ($x_{\text{soll},k}$) wird eine Transitionszeit T_t von 7 s gewählt.

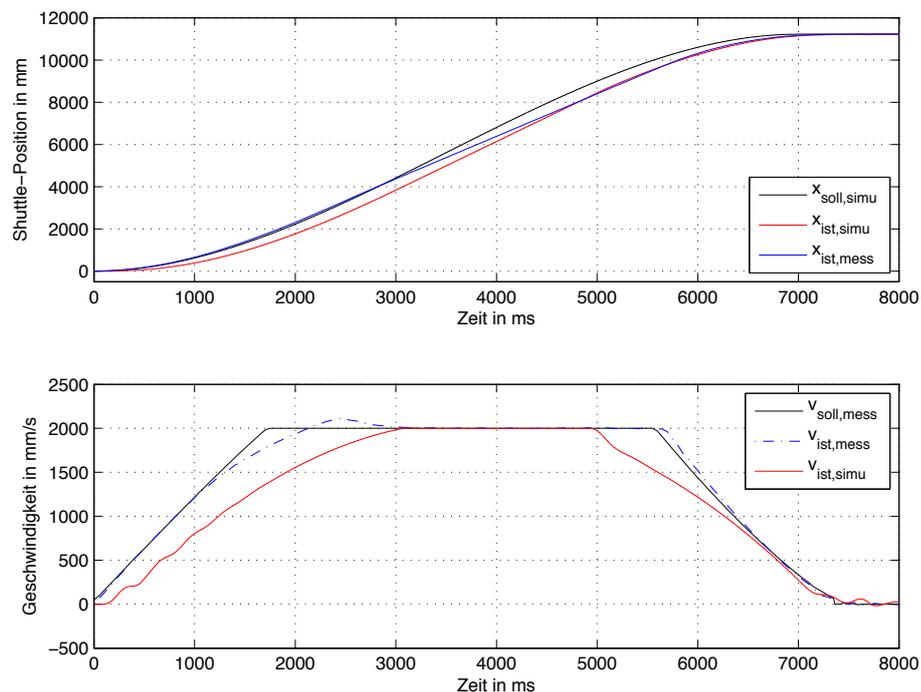


Abbildung 8.23: Vergleich Positionsregelkreis und bestehende Shuttle-Regelung (Versuch 1a)

In Abbildung 8.23 ist zu beobachten, dass die simulierte Shuttle-Position des Kaskadenregelkreises gut dem Sollverlauf folgt und eine stationäre Genauigkeit aufweist. Die gemessene Position ergibt sich aus dem vorgegebenen Sollverlauf des Geschwindigkeitsprofils und der Positionsregelung (siehe *Kurzbeschreibung der von KNAPP AG entworfenen*

Regelung). Es wird deutlich, dass sowohl die entworfene als auch die bereits vorhandene Regelung für diesen Arbeitspunktwechsel eine exakte Positionierung ermöglichen und dafür ungefähr gleich viel Zeit benötigen. In den translatorischen Geschwindigkeitsverläufen macht sich die umgerechnete Drehzahlbegrenzung $r \cdot \omega_{\max}$ bemerkbar. Bei Betrachtung von Abbildung 8.24 kann man deutlich erkennen, dass der simulierte Stromverlauf sehr gut dem Sollverlauf folgt und die vorhandene Strombegrenzung dabei einhält. Die resultierenden Größen der Stromregelung sind nur betragsmäßig dargestellt, da für den gemessenen Strom nur dessen Betragswert zur Verfügung stand. Außerdem sind auch die Simulationsergebnisse des unterlagerten Drehzahlregelkreises grafisch ausgewertet. Dabei sind die Drehzahlverläufe der Antriebsräder, für einen Vergleich mit der Shuttle-Geschwindigkeit, in eine translatorische Geschwindigkeit umgerechnet worden.

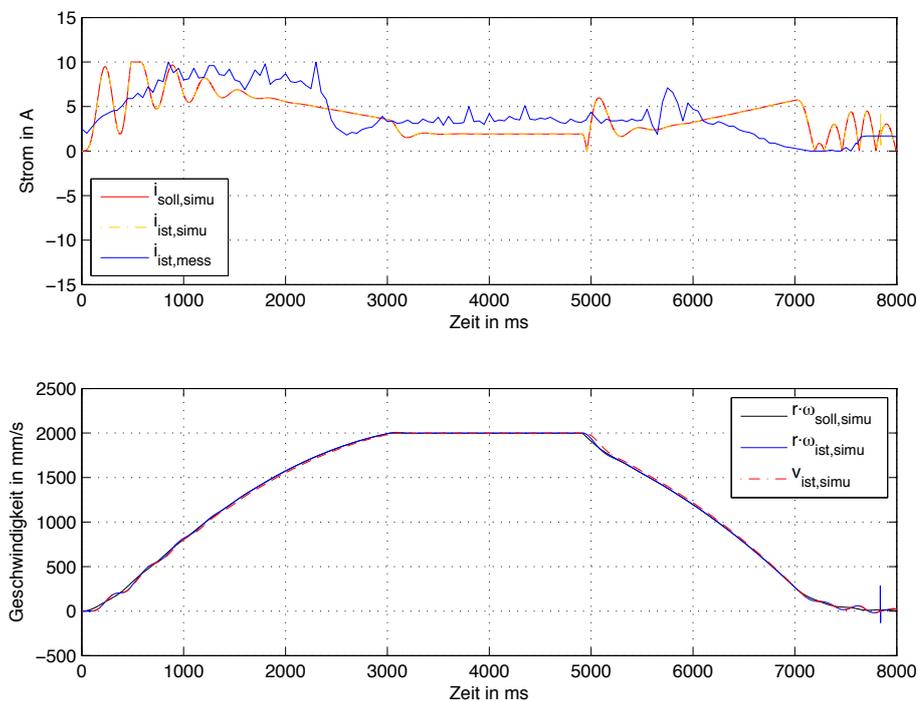


Abbildung 8.24: Vergleich Positionregelkreis und bestehende Shuttle-Regelung (Versuch 1b)

Versuch 2: $x_{\text{soll},k} = +19\,223,5 \text{ mm} \rightarrow +8000 \text{ mm}$; $T_t = 7 \text{ s}$; $m = 195 \text{ kg}$

In diesem Versuch erfolgt ein Arbeitspunktwechsel in die entgegengesetzte Richtung. Anhand der Startposition von $+19\,223,5 \text{ mm}$, der Ziel- bzw. Wunschposition von $+8000 \text{ mm}$ und der Transitionszeit T_t von 7 s wird der polynomiale Sollverlauf für die Position ($x_{\text{soll},k}$) ermittelt. Abbildung 8.25 zeigt, dass sowohl der simulierte als auch der gemessene Positionsverlauf zum gewünschten Arbeitspunktwechsel führen, eine exakte Positionierung gewährleisten und dabei die vorhandenen Stellgrößenbeschränkungen eingehalten werden. In Abbildung 8.26 sind wiederum die betragsmäßigen Stromverläufe, sowie ein Vergleich der translatorischen Geschwindigkeiten abgebildet. Hierbei ist festzustellen, dass die einzelnen Regelgrößen den entsprechenden Sollverläufen sehr gut folgen.

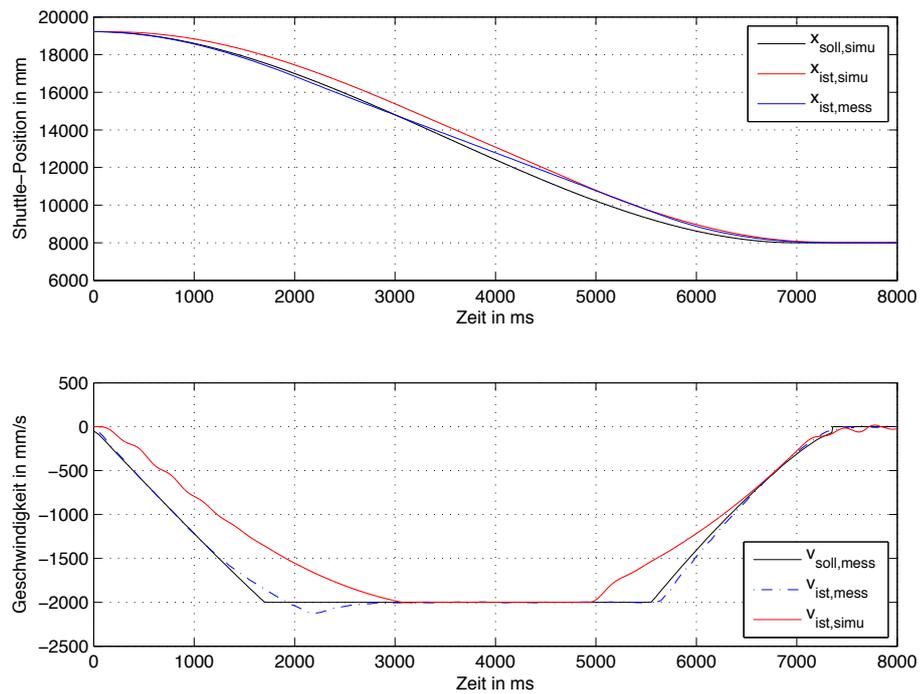


Abbildung 8.25: Vergleich Positionsregelkreis und bestehende Shuttle-Regelung (Versuch 2a)

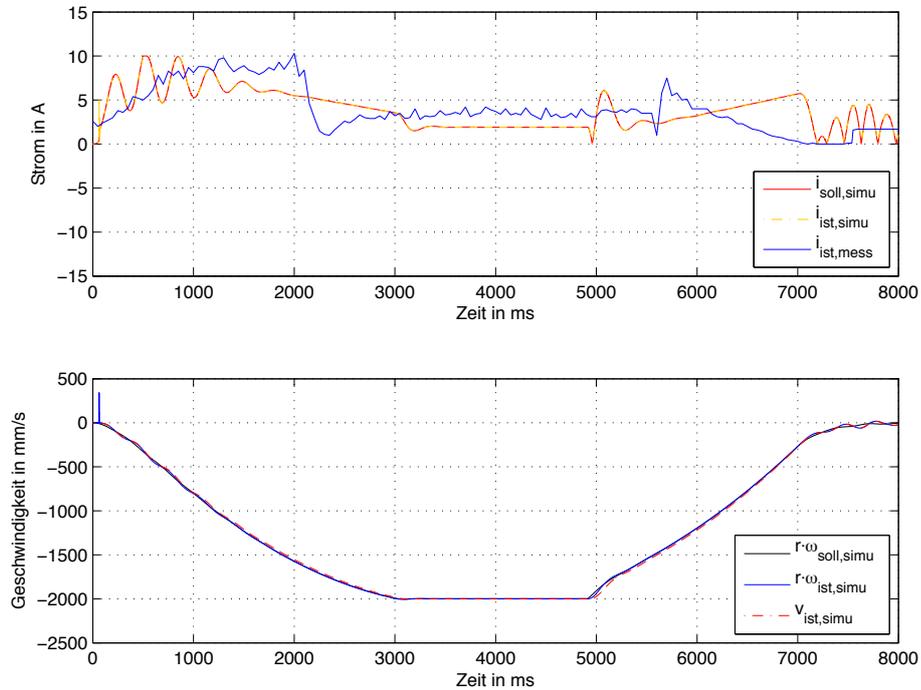


Abbildung 8.26: Vergleich Positionsregelkreis und bestehende Shuttle-Regelung (Versuch 2b)

Versuch 3: $x_{\text{soll},k} = +11\,223,4\text{ mm} \rightarrow 0\text{ mm}$; $m = 195\text{ kg}$

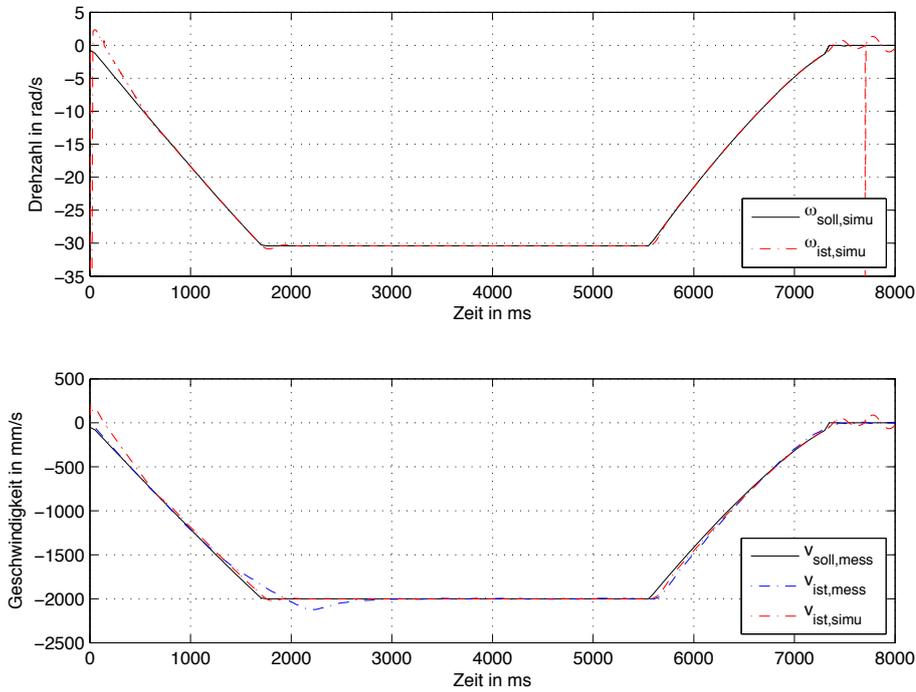


Abbildung 8.27: Vergleich Drehzahlregelkreis und bestehende Shuttle-Regelung (Versuch 3a)

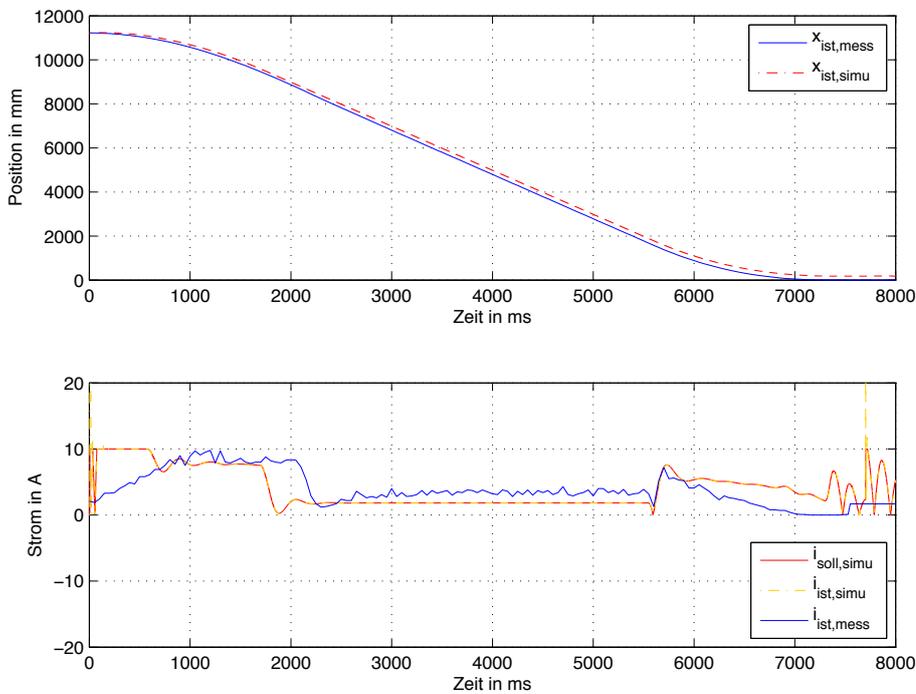


Abbildung 8.28: Vergleich Drehzahlregelkreis und bestehende Shuttle-Regelung (Versuch 3b)

Für die Simulationen des dritten Versuchs wird anstelle des Positionsregelkreises (Abbildung 8.3) der Drehzahlregelkreis (Abbildung 8.2) verwendet. Beim Positioniervorgang mit der bereits in der Shuttle-Firmware implementierten Regelung wird abhängig von der Zielposition ein Sollverlauf der translatorischen Geschwindigkeit bestimmt. Dieser Sollverlauf wird durch die Beziehung $v \approx r \cdot \omega$ in eine Winkelgeschwindigkeit umgerechnet und dient als Sollwertvorgabe ($\omega_{\text{soll},k}$) für den Drehzahlregelkreis. Dabei wurde der MATLAB/Simulink-Block *From Workspace* zur Hilfe genommen. Aus Abbildung 8.27 ist ersichtlich, dass die Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit der Antriebsräder dem vorgegebenen Sollverlauf folgen. Aufgrund des vorhandenen Reifenschlupfs kommt es jedoch beim Beschleunigen und Abbremsen zu geringen Abweichungen. Ein Vergleich der Geschwindigkeiten zeigt, dass der simulierte Verlauf im Gegensatz zum gemessenen Verlauf kein Überschwingen aufweist. In Abbildung 8.28 sind die dabei resultierenden Shuttle-Positionen dargestellt. Da in der Simulation keine aktive Positionsregelung vorhanden ist, kommt es zwischen Mess- und Simulationsergebnissen zu einer Abweichung der Zielposition. Außerdem weisen die Betragsverläufe des Stroms ein gewünschtes Verhalten auf.

Versuch 4: $x_{\text{soll},k} = +8000 \text{ mm} \rightarrow +17\,099,3 \text{ mm}$; $T_t = 5,5 \text{ s}$; $m = 195 \text{ kg}$

Im vierten und abschließenden Versuch werden die Simulationsergebnisse des Positionsregelkreises bei höheren Stellgrößenbeschränkungen mit den Messergebnissen verglichen. Dabei wurden für die Strom- bzw. Drehzahlbegrenzungen wieder die ursprünglichen Werte von $\pm 20 \text{ A}$ und $\pm 35 \text{ rad/s}$ verwendet. Als Sollwertvorgabe ($x_{\text{soll},k}$) dient ein polynomialer Arbeitspunktwechsel von $+8000 \text{ mm}$ zu $+17\,099,3 \text{ mm}$ in einer Zeit T_t von $5,5 \text{ s}$.

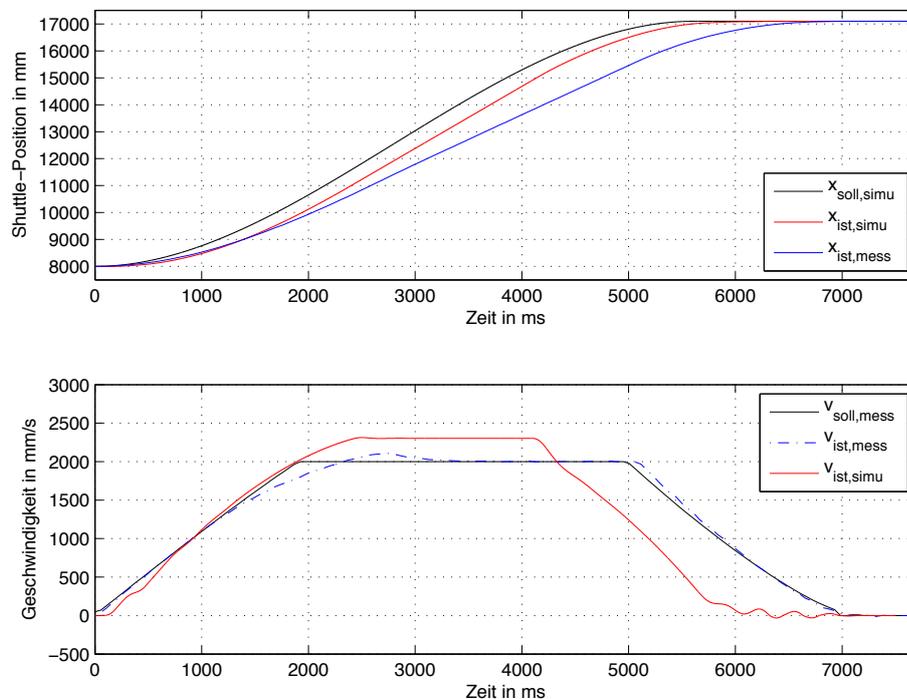


Abbildung 8.29: Vergleich Positionsregelkreis und bestehende Shuttle-Regelung (Versuch 4a)

Bei Betrachtung von Abbildung 8.29 ist zu beobachten, dass einerseits die simulierte Shuttle-Position dem gewünschten Sollverlauf gut folgt und andererseits eine stationäre Genauigkeit der Zielposition gegeben ist. Außerdem ist im Vergleich zur bestehenden Shuttle-Regelung und deren Messergebnissen eine Verbesserung hinsichtlich der Zeit, in der die Positionierung durchgeführt bzw. abgeschlossen ist, festzustellen. Vergleicht man die translatorischen Geschwindigkeitsverläufe, so kommt es aufgrund der Erhöhung der Drehzahlbegrenzung zu einer größeren Shuttle-Höchstgeschwindigkeit. Der gemessene Stromverlauf ist betragsmäßig, die simulierten Stromverläufe sind vorzeichenbehaftet in Abbildung 8.30 dargestellt. Man kann erkennen, dass die vom unterlagerten Stromregelkreis resultierende Regelgröße sehr gut dem vorgegebenen Sollverlauf folgt und dabei die vorhandene Strombegrenzung einhält. Auch bei Betrachtung der Simulationsergebnisse des unterlagerten Drehzahlregelkreises ist zu beobachten, dass sich Ist- und Sollverläufe gut decken und die vorhandene Begrenzung eingehalten wird.

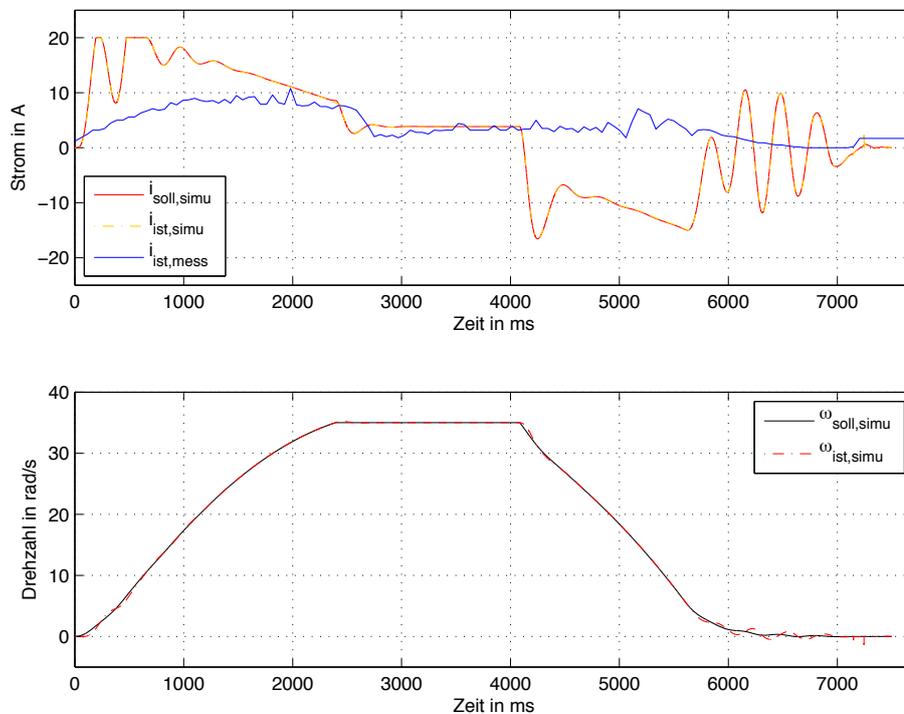


Abbildung 8.30: Vergleich Positionsregelkreis und bestehende Shuttle-Regelung (Versuch 4b)

8.2.5 Schlussfolgerung

Abschließend werden die durchgeführten Untersuchungen und Simulationsstudien kurz zusammengefasst, sowie deren Merkmale und erhaltene Erkenntnisse aufgezeigt.

Bei den Untersuchungen der jeweiligen Teilregelkreise und des gesamten Positionsregelkreises hat sich gezeigt, dass die für das unbeladene OSR-Shuttle entworfenen Regler (Kapitel 7.3 *Modellbasierte Reglerentwürfe*) auch bei maximaler Zuladung Gültigkeit haben. Die Stromverläufe der Stromreglertests weisen für den unbeladenen sowie beladenen Zustand keinen wesentlichen Unterschied auf. Beim Drehzahlreglertest hat sich die zusätz-

liche Shuttle-Masse im Beschleunigungs- und Bremsvorgang in der Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit der Antriebsräder bemerkbar gemacht. Zusammenfassend kann jedoch gesagt werden, dass die entworfene Kaskadenregelung, trotz Modellparametervariation und vorhandener Messsignalstörung, eine exakte Positionierung des Shuttles ermöglicht. Mit geeigneter Wahl der Zeit T_t für den polynomialen Arbeitspunktwechsel kann verhindert werden, dass die Zustandsgrößen für längere Zeit in deren Begrenzung verweilen. Die Vergleiche der entworfenen Positionsregelung mit der aktuell bei KNAPP AG eingesetzten Shuttle-Regelung zeigen bei Verwendung gleicher Stellgrößenbeschränkungen und im beladenen Zustand keine eindeutige Verbesserung bzw. Optimierung der Fahreigenschaften, jedoch ist bei beiden Regelungen eine exakte Positionierung sowie eine stationäre Genauigkeit gewährleistet. Die Simulationsstudien wurden zu einem Zeitpunkt durchgeführt, an dem die implementierte Shuttle-Regelung bereits optimiert und beim Kunden im Systemeinsatz war. Die Mess- und Simulationsergebnisse weisen ein ziemlich ähnliches Verhalten auf. Erst eine Erhöhung der Begrenzungen brachte eine zeitliche Verbesserung des Positioniervorganges. Das bedeutet, dass der Durchsatz der Positioniervorgänge bei Aufsummierung über einen längeren Zeitraum sowie einer größeren Wegstrecke erhöht wird. Aufgrund fehlender Messergebnisse konnte kein direkter Vergleich hinsichtlich des auftretenden Reifenschlupfs durchgeführt werden.

8.3 Implementierungshilfe für Shuttle-Firmware

Da nun sämtliche Regler bzw. Regelkreise simuliert und verifiziert wurden, erfolgt in diesem abschließenden Kapitel 8.3 die digitale Realisierung der einzelnen Regler sowie die Umsetzung des zeitdiskreten Kaskadenregelkreises (Abbildung 7.3) als gesamter Regelalgorithmus. Als Basis für die Implementierungshilfe dienen zunächst folgendes Blockschaltbild eines digitalen Regelkreises (Abbildung 8.31), sowie die schematische Darstellung des Regelalgorithmus und dessen Schnittstellen nach außen (Abbildung 8.32).

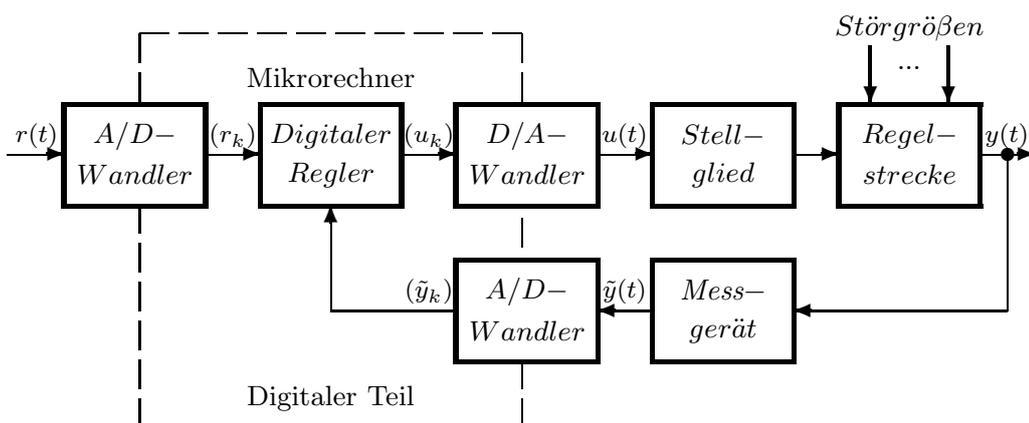


Abbildung 8.31: Vereinfachtes Blockschaltbild eines digitalen Regelkreises (Die strichlierte Linie kennzeichnet die Trennung zwischen digitalem und analogem Teil.) [14]

Die Vorteile eines digitalen Regelkreises sowie die der Regler-Implementierung auf einem Mikrorechner liegen auf der Hand: Zum einen kann programmieretechnisch gesehen eine Vielfalt an Reglern mit demselben Mikrorechner umgesetzt werden. Zum anderen ist das Reglerübertragungsverhalten nur softwaremäßig aufgeprägt und muss im Gegensatz zu den analogen Reglern bei Änderungen nicht hardwaremäßig angepasst werden. [14]

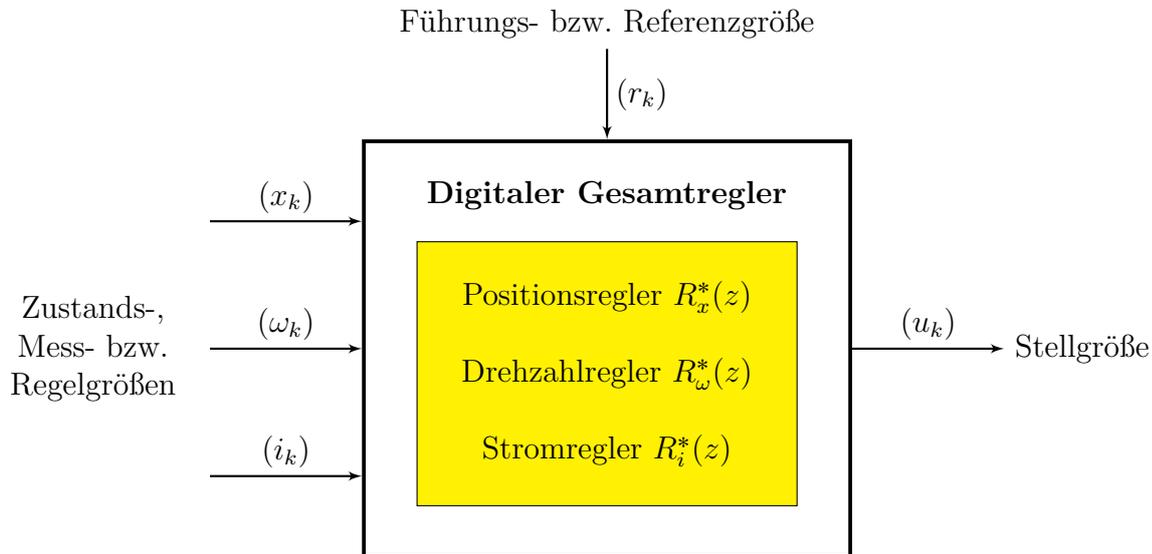


Abbildung 8.32: Schematische Darstellung des gesamten Regelalgorithmus

Die für die Shuttle-Positionsregelung relevanten zeitdiskreten Regler werden nun in einem digitalen Gesamtregler zusammengefasst (Abbildung 8.32). Dieser Gesamtregler kann anschließend auf einem Mikrorechner implementiert und als kompletter Regelalgorithmus bzw. Programmablauf ausgeführt werden. Da die entworfene Reglerstruktur als zeitdiskrete z -Übertragungsfunktion auf einem Mikrorechner meist nicht realisierbar ist, werden sämtliche Regler als lineare Differenzgleichungen mit konstanten Koeffizienten angegeben.

Positionsregler

$$R_x^*(z) = \frac{u_x(z)}{e_x(z)} = k_x = 60 \quad \longrightarrow \quad u_{x,k} = k_x \cdot e_{x,k} = 60 \cdot e_{x,k} \quad (8.3)$$

Drehzahlregler

$$R_\omega^*(z) = \frac{u_\omega(z)}{e_\omega(z)} = \frac{c_{1,\omega} \cdot z + c_{0,\omega}}{z - 1} = \frac{0,2245z + 0,0520}{z - 1} \quad \longrightarrow$$

$$u_{\omega,k} = u_{\omega,k-1} + c_{1,\omega} \cdot e_{\omega,k} + c_{0,\omega} \cdot e_{\omega,k-1} = u_{\omega,k-1} + 0,2245 \cdot e_{\omega,k} + 0,0520 \cdot e_{\omega,k-1} \quad (8.4)$$

Stromregler

$$R_i^*(z) = \frac{u_i(z)}{e_i(z)} = \frac{c_{1,i} \cdot z + c_{0,i}}{z - 1} = \frac{0,5263z - 0,0994}{z - 1} \longrightarrow$$

$$u_{i,k} = u_{i,k-1} + c_{1,i} \cdot e_{i,k} + c_{0,i} \cdot e_{i,k-1} = u_{i,k-1} + 0,5263 \cdot e_{i,k} - 0,0994 \cdot e_{i,k-1} \quad (8.5)$$

Alle Ein- und Ausgangsgrößen, welche über die Schnittstellen übertragen werden, liegen bereits in digitaler bzw. zeitdiskreter Form vor. Dabei symbolisiert k den k -ten bzw. aktuellen Abtastschritt. Auch die vorhandenen Stellgrößenbeschränkungen sowie die Anti-Windup-Maßnahmen der PI-Regler werden im folgenden Programmablauf berücksichtigt. Zum genauen Verständnis der einzelnen Berechnungsschritte im Programmablauf sei auf die Zusammenschaltung des Gesamtreglers im Anhang B - Abbildung B.1 verwiesen.

Listing 8.1: Programmablauf (Pseudocode) des digitalen Regelalgorithmus

```

1  % +-----
2  % | EINGANGSGRÖSSEN EINLESEN:
3  % +-----
4  % Führungs- bzw. Referenzgröße
5  xk_soll = rk;                % Sollverlauf der Shuttle-Position
6
7  % Mess- bzw. Regelgrößen
8  xk_ist = xk;                % Aktuelle Shuttle-Position
9  wk_ist = wk;                % Aktuelle Drehzahl der Antriebsräder
10 ik_ist = ik;                % Aktueller Stromwert des Antriebsmotors
11
12 % +-----
13 % | POSITIONSREGLER (P-Regler):
14 % +-----
15 ex_k = xk_soll - xk_ist;    % Vergleich v. Ist-/Sollwert
16 ux_k = kx*ex_k;
17
18 % Stellgrößenbeschränkung wmax
19 if abs(ux_k) <= wmax
20     wk_soll = ux_k;
21 else
22     wk_soll = wmax * sign(ux_k);
23 end
24
25 % +-----
26 % | DREHZAHLREGLER (PI-Regler):
27 % +-----
28 ew_k = wk_soll - wk_ist;    % Vergleich v. Ist-/Sollwert
29 uw1_k = uw1_k_alt + (c0w + c1w) * ew1_k_alt; % I-Anteil
30 uw2_k = c1w * ew_k;        % P-Anteil
31 uw_k = uw1_k + uw2_k;

```

```

32 % Stellgrößenbeschränkung imax
33 if abs(uw_k) <= imax
34     ik_soll = uw_k;
35     ew1_k = ew_k;
36 else
37     ik_soll = imax * sign(uw_k);
38     ew1_k = ew_k - kAWw * (uw_k - ik_soll);           % Anti-Windup-Maßnahme kAWw
39 end
40 % Werte für den nächsten Abtastschritt abspeichern
41 ew1_k_alt = ew1_k;
42 uw1_k_alt = uw1_k;
43
44 % +-----
45 % | STROMREGLER (PI-Regler):
46 % +-----
47 ei_k = ik_soll - ik_ist;                               % Vergleich v. Ist-/Sollwert
48 ui1_k = ui1_k_alt + (c0i + c1i) * ei1_k_alt;           % I-Anteil
49 ui2_k = c1i * ei_k;                                    % P-Anteil
50 ui_k = ui1_k + ui2_k;
51
52 % Stellgrößenbeschränkung umax
53 if abs(ui_k) <= umax
54     uk_soll = ui_k;
55     ei1_k = ei_k;
56 else
57     uk_soll = umax * sign(ui_k);
58     ei1_k = ei_k - kAWi * (ui_k - uk_soll);           % Anti-Windup-Maßnahme kAWi
59 end
60 % Werte für den nächsten Abtastschritt abspeichern
61 ei1_k_alt = ei1_k;
62 ui1_k_alt = ui1_k;
63
64 % +-----
65 % | STELLGRÖSSE AUSGEBEN:
66 % +-----
67 uk = uk_soll;

```

Listing 8.2: Initialisierung des Regelalgorithmus

```

1 % +-----
2 % | WERTE INITIALISIEREN:
3 % +-----
4 % Anfangswerte der Variablen, die zur Speicherung der aktuellen Werte für
5 % den nächsten Abtastschritt dienen
6 ew1_k_alt = 0;
7 uw1_k_alt = 0;
8 ei1_k_alt = 0;
9 ui1_k_alt = 0;

```

Variablenbezeichnungen und Reglerparameter

Die im Programmablauf (Listing 8.1 und 8.2) verwendeten Variablen haben nach Gleichung (8.3) bis (8.5) folgende Bedeutungen. Außerdem korrespondieren die aufgelisteten Bezeichnungen mit jenen in den Abbildungen aus dem Kapitel 7.3 *Modellbasierte Reglerentwürfe* und dem Anhang B *Bestandteile und Zusammenschaltung des Gesamtreglers*. Zusätzlich sind die Reglerparameter sowie Stellgrößenbeschränkungen angegeben.

rk ... r_k	
<hr/>	
xk_soll ... $x_{\text{soll},k} = r_k$	kx ... $k_x = 60$
xk ... x_k	
xk_ist ... $x_{\text{ist},k} = x_k$	
ex_k ... $e_{x,k}$	
ux_k ... $u_{x,k}$	wmax ... $\omega_{\text{max}} = 35 \text{ rad/s}$
<hr/>	
wk_soll ... $\omega_{\text{soll},k}$	c0w ... $c_{0,\omega} = 0,0520$
wk ... ω_k	c1w ... $c_{1,\omega} = 0,2245$
wk_ist ... $\omega_{\text{ist},k} = \omega_k$	kAWw ... $k_{\text{AW},\omega} = 1,2315$
ew_k ... $e_{\omega,k}$	
uw1_k ... $u_{\omega 1,k}$	
uw2_k ... $u_{\omega 2,k}$	
uw_k ... $u_{\omega,k}$	
ew1_k ... $e_{\omega 1,k}$	
ew1_k_alt ... $e_{\omega 1,k-1}$	
uw1_k_alt ... $u_{\omega 1,k-1}$	imax ... $i_{\text{max}} = 20 \text{ A}$
<hr/>	
ik_soll ... $i_{\text{soll},k}$	c0i ... $c_{0,i} = -0,0994$
ik ... i_k	c1i ... $c_{1,i} = 0,5263$
ik_ist ... $i_{\text{ist},k} = i_k$	kAWi ... $k_{\text{AW},i} = 0,8111$
ei_k ... $e_{i,k}$	
ui1_k ... $u_{i 1,k}$	
ui2_k ... $u_{i 2,k}$	
ui_k ... $u_{i,k}$	
ei1_k ... $e_{i 1,k}$	
ei1_k_alt ... $e_{i 1,k-1}$	
ui1_k_alt ... $u_{i 1,k-1}$	umax ... $u_{\text{max}} = 48 \text{ V}$
<hr/>	
uk_soll ... $u_{\text{soll},k}$	
uk ... $u_k = u_{\text{soll},k}$	

Hinweis: Abschließend sei erwähnt, dass zu Beginn obiger Programmablauf (Listing 8.1) mit Listing 8.2 initialisiert werden muss. Außerdem ist der Regelalgorithmus, abgesehen vom Pseudocode, nicht direkt einsetzbar: Einerseits muss noch geklärt werden wie das Einlesen der Führungs- und Messgrößen durch die A/D-Wandler sowie das Ausgeben der Stellgröße durch den D/A-Wandler zu erfolgen hat, andererseits muss dafür gesorgt werden, dass der Programmablauf vom Einlesen über die Berechnung bis hin zum Ausgeben periodisch innerhalb einer Abtastperiode T zyklisch wiederholt wird. Außerdem muss die ausgegebene Stellgröße über die Pulsweitenmodulation (PWM) in eine äquivalente Motorspannung umgerechnet werden. All diese Aspekte und deren Umsetzung sind abhängig von der vorhandenen Hardware, der gerätetechnischen Realisierung des Mikrorechners sowie dem verwendeten Rechner-Betriebssystem. [14]

Kapitel 9

Zusammenfassung und Ausblick

Das abschließende Kapitel beinhaltet eine Zusammenfassung der gesamten Arbeit, zeigt Möglichkeiten zur Verbesserung auf und gibt einen Ausblick für eine etwaige Weiterentwicklung bzw. Umsetzung dieser Arbeit.

9.1 Zusammenfassung

Das Ziel dieser vorliegenden Arbeit war es, eine Analyse und Optimierung der Fahreigenschaften des OSR-Shuttles mit Reibradantrieb durchzuführen. Hierfür stand ein funktionsfähiger Shuttle-Prototyp bei KNAPP AG zur Verfügung. Nach den einleitenden Grundlagen der einzelnen Themengebiete beschäftigt sich diese Arbeit mit der mathematischen Modellierung des Reibrad-Shuttles, welche die elektromechanischen Komponenten des Shuttles sowie den Rad-Schiene-Kontakt zwischen Antriebsrädern und Fahrschiene möglichst genau abbildet. Dieses OSR-Shuttle-Modell dient einerseits als Grundlage für den modellbasierten Reglerentwurf und bildet andererseits die Voraussetzung für Simulationen des Gesamtsystems. Für eine exakte und dynamische Lage- bzw. Positionsregelung des Shuttles im Regal wurde ein Kaskadenregelkreis entworfen. Abschließende Simulationsstudien und Testläufe verifizieren die entworfenen Regler und deren Funktionalität.

Durchgeführte Arbeiten und erzielte Ergebnisse

Zu Beginn dieser Arbeit wurden die theoretischen Grundlagen der Logistik sowie der Aufbau und die Funktionsweise des OSR-Shuttle-Systems beschrieben. Außerdem erfolgte eine Einführung in die Reifen- und Fahrzeugdynamik aus dem Bereich der KFZ-Technik. Dabei konnten nützliche Analogien für das Regalfahrzeug herangezogen werden. Darüber hinaus wurden der Shuttle-Antriebsmotor und dessen Funktionsprinzip genauer untersucht.

Als Nächstes wurde ein Modell des BLDC-Motors und dessen elektrische Kommutierung erstellt. Eine Implementierung in MATLAB/Simulink sowie anschließende Simulationen verifizierten das entworfene Modell. Nach abschließenden Untersuchungen und Analysen wurde offensichtlich, dass dieses komplexe und rechenzeitintensive Simulationsmodell für eine Weiterverwendung unbrauchbar ist. Abhilfe wurde durch ein gewöhnliches Gleichstrommaschinenmodell, das ein ähnliches dynamisches Verhalten besitzt, gefunden.

Nach getroffenen Annahmen erfolgt eine Modellbildung des OSR-Shuttles mit Reibrad-

antrieb. Der Modellentwurf wurde in Teilkomponenten, wie Antriebsmotor als Gleichstrommaschinenmodell, Getriebeübersetzung, Shuttle-Antriebsachse, Fahrzeuglängsdynamik und Rad-Schiene-Kontakt (Reifenmodell), durchgeführt. Auch die Parameteridentifikation erfolgte in Teilmodellen. Dabei wurden diverse Messversuche der jeweiligen Komponenten sowie Testfahrten mit einem Shuttle-Prototyp verwirklicht.

Mit Hilfe von Simulationsstudien wurden Anpassungen sowie eine Verifizierung des gesamten OSR-Shuttle-Modells durchgeführt. Durch Vergleiche von Simulations- und realen Messergebnissen konnten bestimmte Modellparameter noch angepasst und justiert werden. Aussagekräftige Ergebnisse wurden grafisch ausgewertet, untersucht und diskutiert. Eine Bestimmung des Verschmutzungsgrades der Fahrschiene, vor allem aus den Verläufen des Reifenschlupfs, konnte jedoch nicht hergeleitet werden.

Das entworfene OSR-Shuttle-Modell diente als Grundlage für modellbasierte Reglerentwürfe. Dabei wurde zunächst eine Linearisierung des Modells und anschließend Reglerentwürfe mit Hilfe des Frequenzkennlinienverfahrens für Abtastsysteme durchgeführt. Zur exakten Positionsregelung wurde ein Kaskadenregelkreis mit drei ineinander geschachtelten Regelschleifen (Strom-, Drehzahl- und Positionsregler) realisiert.

Anhand von Simulationen wurde die Funktionsweise bzw. Regelgüte der entworfenen Teilregelkreise sowie des Gesamtregelkreises untersucht und evaluiert. Die Reglertests sowie ein Vergleich mit der aktuell von KNAPP AG implementierten Shuttle-Regelung zeigten, dass die Vorgaben und gewünschten Anforderungen erfüllt werden. Außerdem kann die Regelung eine Modellparametervariation (unbekannte und variierende Shuttle-Masse) gut unterdrücken. Das bedeutet, dass die für den unbeladenen Fall entworfenen Regler auch bei maximaler Zuladung zuverlässig arbeiten. Ein möglicher Grund dafür ist das höhere Kraftübertragungsverhalten des Rad-Schiene-Kontakts bei größerer Fahrzeugmasse bzw. Radaufstandskraft. Abschließend wurde für das entworfene Regelungskonzept eine Implementierungshilfe für die OSR-Shuttle-Firmware erarbeitet.

9.2 Verbesserungspotential und Ausblick

In diesem Abschnitt werden wichtige Punkte und Aspekte, die im Laufe dieser vorliegenden Masterarbeit aufgetaucht sind, untersucht sowie deren etwaiges Verbesserungspotential für zukünftige Arbeitsschritte aufgezeigt.

Die Drehzahlmessung der Antriebsräder erfolgt über das übersetzte Hall-Sensorsignal, das zur elektrischen Kommutierung des BLDC-Motors benötigt wird. Die Auflösung des Hall-Sensors ist im Vergleich zum Inkrementaldrehgeber zur Positionsmessung schlecht. Eine Verwendung zweier gleich hochauflösender Drehzahlsensoren für das angetriebene sowie frei rollende Rad würde eine Verbesserung hinsichtlich der Messsignalqualität bringen. Außerdem werden zur Schlupfbestimmung die translatorischen Geschwindigkeiten beider Räder benötigt. Durch eine Verwendung hochauflösender Drehgeber könnten auch aussagekräftigere Ergebnisse für den tatsächlich auftretenden Reifenschlupf erzielt werden.

Messversuche bei verschiedenen Spannungssprüngen zeigten am Antriebsmotor, dass dessen Drehzahlanstieg mit zunehmender Motorspannung begrenzt ist. Diese dynamische Strombegrenzung verhindert eine thermische Überbeanspruchung des Motors und schützt die vorhandene Hardware. Durch diese Vorkehrung kommt es auch zu einer begrenzten Beschleunigung und somit indirekt zu einer Schlupfbegrenzung des OSR-Shuttles. Durch

die entworfene Kaskadenregelung bzw. den unterlagerten Stromregelkreis könnte trotz vorhandener Strombegrenzung der Beschleunigungsvorgang verbessert und das Shuttle im optimalen Schlupfbereich mit maximaler Kraftübertragung betrieben werden.

Der Rad-Schiene-Kontakt bzw. die Reifen-Längskraft-Charakteristik der Räder wurde mit Hilfe eines Reifenmodells aus der Kraftfahrzeugtechnik approximiert. Dessen Modellparameter wurden empirisch durch Anpassungen und Vergleiche von Simulations- und Messergebnissen ermittelt. Für eine messtechnische Parameterermittlung wird ein teurer und hoch präziser Reifenprüfstand benötigt. Das Antriebsrad ist der Schlüsselfaktor in diesem dynamischen System und eine genaue Kenntnis der Reifencharakteristik würde eine Optimierung der Fahreigenschaften sowie eine verbesserte Ausnutzung des optimalen Schlupfbereichs (maximal zur Verfügung stehende Reifenlängskräfte) bringen. Neben einer theoretischen Durchsatzsteigerung der Positioniervorgänge sind auch die Nachteile, wie größere Beanspruchung der Reifen, Abriebreste, verschmutzte Fahrschienen sowie wechselnde Umgebungseinflüsse (z.B. Temperatur), nicht außer Acht zu lassen.

Die variierende und unbekannte Shuttle-Masse stellt im Gesamtmodell eine Parameterschwankung und somit eine Störung des Regelkreises dar. Simulationsstudien haben gezeigt, dass das entworfene Reglerkonzept dennoch zuverlässig und robust arbeitet. Ein Zusatzwissen durch eine Schätzung der aktuell vorhandenen Masse könnte dennoch von Nutzen sein. Beispielsweise könnte die Verwendung einer Kennfeldregelung für eine Verbesserung der Robustheit und des Positionierdurchsatzes sorgen.

Das entworfene Reglerkonzept besitzt derzeit keine aktive Schlupfregelung, da die Simulationsergebnisse einen akzeptablen Verlauf darstellten. Eine zusätzliche Schlupfregelung mit Sollschlupfvorgabe könnte so realisiert werden, dass das OSR-Shuttle im optimalen Schlupfbereich bzw. in der Nähe des Grenzschlupfs betrieben wird, um eine maximale reibschlüssige Kraftübertragung zu gewährleisten. Dafür wird jedoch einerseits ein genauer Messwert des Schlupfs (hochauflösender Drehzahlgeber für Antriebsachse) benötigt und andererseits muss die Reifencharakteristik der Antriebsräder bekannt sein.

In den Reglertests konnten hinsichtlich des Reifenmodells (Rad-Schiene-Kontakt) und der numerischen Schlupfberechnung im Nahbereich der Zielposition sowie beim Wechseln in den Stillstand (Geschwindigkeit des angetriebenen und nicht angetriebenen Rades nahezu ident) Schwingungen in den Schlupf- und Geschwindigkeitsverläufen festgestellt werden. Diese Phänomene müssten in weiteren Schritten genauer untersucht und mit realen Versuchen abgeglichen werden. Darüber hinaus könnte durch eine tatsächliche Implementierung des entworfenen Reglerkonzepts in die Shuttle-Firmware, die zeitliche Verbesserung der Positionierung sowie Robustheit nicht nur simulationstechnisch verifiziert werden.

Die Verfah- bzw. Transitionszeit ist abhängig von der Wahl einer geeigneten Führungsgröße für den Sollpositionsverlauf. Der verwendete polynomiale Arbeitspunktwechsel ist nur eine Möglichkeit. Beispielsweise könnten durch Optimierungsaufgaben unter bestimmten Bedingungen optimale Verläufe für die Sollposition ermittelt und dadurch eine zeitliche Verbesserung des Positioniervorganges erzielt werden.

Abschließend sei ein weiteres Regelkonzept, das häufig für Lage- und Positionsregelungen zum Einsatz kommt, erwähnt und zwar die flachheitsbasierte Folgeregelung mit Vorsteuerung und Trajektorienplanung. Der bestehende Kaskadenregelkreis könnte zum Beispiel um die Eigenschaften der Flachheit erweitert werden, die unter Umständen das Störunterdrückungsverhalten sowie die Verfahrensweise bei Modellparametervariationen verbessert.

Abbildungsverzeichnis

2.1	Fundamentale Säulen der Logistik	5
2.2	Grundfunktionen von Lagersystemen	7
2.3	Übersicht und Einteilung von Lagerbauarten für Stückgut	8
2.4	KNAPP-Firmenhauptsitz in Hart bei Graz	10
2.5	Prinzipieller Aufbau des OSR-Shuttle-Systems	12
2.6	Verschiedene Komponenten des OSR-Shuttle-Systems	14
2.7	Bildung eines Gesamtsystems mittels OSR-Shuttle	15
2.8	Notwendige Waldflächen um CO ₂ -Ausstoß zu kompensieren	16
2.9	Chronologische Entwicklung des OSR-Shuttles	16
2.10	Optimale Einsatzbereiche für OSR-Shuttle und RBG	17
2.11	Bewegungszustände eines starren Rades auf starrem Untergrund	19
2.12	Kontaktverhältnisse beim rollenden elastischen Rad mit Reibung	21
2.13	Kraftschluss-Schlupf-Kurve bei verschiedenen Fahrbahnzuständen	22
2.14	Reifen-Längskraft-Charakteristik	23
2.15	Kinematische Beziehungen am deformierbaren Rad	24
2.16	Längsgeschwindigkeiten sowie Lagen des Momentanpols	25
2.17	Entstehung des Rollwiderstandes am frei rollenden Rad	25
2.18	Längs-, Quer- und kombinierte Kräfte am Reifen	26
2.19	Wirkende Kräfte/Momente am „freigeschnittenen“ Fahrzeug	28
2.20	Längsschnitt eines bürstenlosen Gleichstrommotors	30
2.21	Kraftwirkung bewegter Ladungen im Magnetfeld	30
2.22	Hall-Sensorsignale sowie ideale Verläufe am BLDC-Motor	32
2.23	BLDC-Motor-Querschnitt und Kommutierungsschritte	33
2.24	Brückenschaltung für Blockkommutierung des BLDC-Motors	34
3.1	Elektrisches Ersatzschaltbild eines BLDC-Motors in Sternschaltung	36
3.2	Netzwerk-Konfigurationen für jeden Kommutierungsschritt	39
3.3	Mögliche Topologien der diversen Netzwerk-Konfigurationen	40
3.4	Informations- und Datenflussdiagramm des BLDC-Motor-Modells	43
3.5	Simulink-Koppelplan: Gesamtes BLDC-Motor-Modell	43
3.6	Simulink-Koppelplan: <i>BLDC-Motor</i>	44
3.7	Simulink-Koppelplan: <i>Trapezfunktion</i>	45
3.8	Simulink-Koppelplan: <i>Ansteuerung</i>	45
3.9	Simulink-Koppelplan: <i>Auswertung</i>	46
3.10	BLDC-Motor-Modell: Zeitlicher Drehzahlverlauf	47
3.11	BLDC-Motor-Modell: Zeitlicher Drehmomentenverlauf	48

3.12	BLDC-Motor-Modell: Zeitliche Verläufe der Phasenströme	49
3.13	BLDC-Motor-Modell: Drehzahl-Drehmoment-Verlauf	49
4.1	Elektromechanisches Ersatzschaltbild einer Gleichstrommaschine	52
4.2	Zusammenhang der Massenträgheitsmomente	54
4.3	Definitionsgemäße Ausrichtung/Orientierung des OSR-Shuttle-Systems	54
4.4	Wirkende Kräfte/Momente am OSR-Shuttle in Längsrichtung	55
4.5	Teilkomponenten der OSR-Shuttle-Vorderachse	56
4.6	Informations- und Datenflussdiagramm des OSR-Shuttle-Modells	58
4.7	Simulink-Koppelplan: Modell des Antriebsmotors	59
4.8	Simulink-Koppelplan: Gesamtes OSR-Shuttle-Modell	60
4.9	Simulink-Koppelplan: <i>Antriebsteil</i>	61
5.1	Drehzahl-Spannungskennlinie des Antriebsmotors	67
5.2	Positiver Auslaufversuch des Antriebsmotors	68
5.3	Drehzahlverlauf von An- und Abtriebsseite	70
5.4	Komponenten der Shuttle-Antriebsachse	71
5.5	Positiver Auslaufversuch der Shuttle-Antriebsachse	73
5.6	Positive Auslaufversuche des OSR-Shuttles	76
5.7	Reifen-Längskraft-Charakteristik anhand des Reifenmodells	77
6.1	Positive Drehzahlverläufe des Antriebsmotors	80
6.2	Negative Drehzahlverläufe des Antriebsmotors	80
6.3	Gemessene positive Drehzahlverläufe in 10 %-PWM-Schritten	81
6.4	Motordrehzahlverläufe mit dynamischer Strombegrenzung	83
6.5	Drehzahlvergleiche zwischen BLDC-Motor-Modell und GM-Modell	84
6.6	Positive Drehzahlverläufe der Shuttle-Antriebsachse	85
6.7	Beschleunigung inkl. Bremsen des OSR-Shuttles (unbeladener Zustand)	86
6.8	Zeitlicher Verlauf des Schlupfs (unbeladenes Shuttle)	87
6.9	Beschleunigung inkl. Bremsen des OSR-Shuttles (beladener Zustand)	88
6.10	Zeitlicher Verlauf des Schlupfs (beladenes Shuttle)	88
6.11	Zeitliche Verläufe mit angepasstem Reifenmodell (unbeladenes Shuttle)	90
7.1	Dreidimensionale Reifen-Längskraft-Charakteristik	94
7.2	Reifencharakteristik zur Verdeutlichung der „linearen“ Ebene	95
7.3	Digitaler Kaskadenregelkreis für die OSR-Shuttle-Positionierung	98
7.4	Zeitdiskreter PI-Regler mit Anti-Windup-Maßnahme	100
7.5	Digitaler Stromregelkreis	101
7.6	Bode-Diagramm des offenen Stromregelkreises	102
7.7	Zeitdiskrete Sprungantwort des Stromregelkreises	102
7.8	Regelstrecke beim Entwurf des Drehzahlreglers	103
7.9	Bode-Diagramm des offenen Drehzahlregelkreises	105
7.10	Zeitdiskrete Sprungantwort des Drehzahlregelkreises	105
7.11	Regelstrecke beim Entwurf des Geschwindigkeitsreglers	106
7.12	Bode-Diagramm des offenen Geschwindigkeitsregelkreises	107
7.13	Zeitdiskrete Sprungantwort des Geschwindigkeitsregelkreises	108

7.14	Regelstrecke für den Positionsreglerentwurf	109
7.15	Drehzahlregelkreis mit zusammengefasstem Stromregelkreis	109
7.16	Positionsregelkreis mit zusammengefasstem Strom- und Drehzahlregelkreis	110
7.17	Bode-Diagramm des offenen Positionsregelkreises	111
7.18	Zeitdiskrete Sprungantwort des Positionsregelkreises	112
8.1	Simulink-Koppelplan: Stromregelkreis	114
8.2	Simulink-Koppelplan: Drehzahlregelkreis	114
8.3	Simulink-Koppelplan: Positionsregelkreis	115
8.4	Polynomiale Referenz-Trajektorien zum Arbeitspunktwechsel	116
8.5	Simulationsergebnisse des Stromregelkreises (Versuch 1)	118
8.6	Simulationsergebnisse des Stromregelkreises (Versuch 2)	119
8.7	Simulationsergebnisse des Stromregelkreises (Versuch 3)	119
8.8	Simulationsergebnisse des Stromregelkreises (Versuch 4)	120
8.9	Simulationsergebnisse des Drehzahlregelkreises (Versuch 1a)	121
8.10	Simulationsergebnisse des Drehzahlregelkreises (Versuch 1b)	122
8.11	Simulationsergebnisse des Drehzahlregelkreises (Versuch 2a)	122
8.12	Simulationsergebnisse des Drehzahlregelkreises (Versuch 2b)	123
8.13	Simulationsergebnisse des Drehzahlregelkreises (Versuch 3a)	124
8.14	Simulationsergebnisse des Drehzahlregelkreises (Versuch 3b)	124
8.15	Simulationsergebnisse des Positionsregelkreises (Versuch 1a)	125
8.16	Simulationsergebnisse des Positionsregelkreises (Versuch 1b)	126
8.17	Simulationsergebnisse des Positionsregelkreises (Versuch 1c)	126
8.18	Simulationsergebnisse des Positionsregelkreises (Versuch 2)	127
8.19	Simulationsergebnisse des Positionsregelkreises (Versuch 3a)	128
8.20	Simulationsergebnisse des Positionsregelkreises (Versuch 3b)	128
8.21	Simulationsergebnisse des Positionsregelkreises (Versuch 4a)	129
8.22	Simulationsergebnisse des Positionsregelkreises (Versuch 4b)	129
8.23	Vergleich Positionsregelkreis und Shuttle-Regelung (Versuch 1a)	131
8.24	Vergleich Positionsregelkreis und Shuttle-Regelung (Versuch 1b)	132
8.25	Vergleich Positionsregelkreis und Shuttle-Regelung (Versuch 2a)	133
8.26	Vergleich Positionsregelkreis und Shuttle-Regelung (Versuch 2b)	133
8.27	Vergleich Positionsregelkreis und Shuttle-Regelung (Versuch 3a)	134
8.28	Vergleich Positionsregelkreis und Shuttle-Regelung (Versuch 3b)	134
8.29	Vergleich Positionsregelkreis und Shuttle-Regelung (Versuch 4a)	135
8.30	Vergleich Positionsregelkreis und Shuttle-Regelung (Versuch 4b)	136
8.31	Vereinfachtes Blockschaltbild eines digitalen Regelkreises	137
8.32	Schematische Darstellung des gesamten Regelalgorithmus	138
B.1	Bestandteile und Zusammenschaltung des Gesamtreglers	XXIV

Tabellenverzeichnis

2.1	Schlupfdefinitionen in Längsrichtung	24
2.2	Schaltsequenzen/Kommutierungsschritte eines BLDC-Motors	34
3.1	Berechnung der Phasen-Eingangsspannungen für BLDC-Motor-Modell . . .	42
3.2	Motorparameter: Maxon EC-max 16 Brushless (Art.Nr.: 283826)	47
5.1	Motorparameter: KNAPP BLDC-Motor BL70L-48V	65
5.2	RLC-Messergebnisse bei verschiedenen Testfrequenzen	66
5.3	Dynamischer Reifenradius der OSR-Shuttle-Räder	74
7.1	Anforderungen an den Stromregelkreis	100
7.2	Anforderungen an den Drehzahlregelkreis	103
7.3	Anforderungen an den Geschwindigkeitsregelkreis	106
7.4	Anforderungen an den Positionsregelkreis	108
A.1	Zusammenfassung der Modellparameterwerte	XXI

Anhang A

Zusammenfassung der Modellparameter

In folgender Tabelle A.1 sind die ermittelten Parameter, die zur Simulation und Verifikation der Modelle sowie den Reglerentwürfen dienen, zusammengefasst.

Hinweis: Wurden bei bestimmten Kenngrößen mehrere Werte ermittelt, so ist der gemittelte Wert angegeben.

Tabelle A.1: Zusammenfassung der Modellparameterwerte

Bezeichnung	Wert	Einheit
Antriebsmotor (BLDC-Motor)		
Widerstand $R_{\text{Phase-Phase}}$	0,755	Ω
Widerstand R_{Phase}	0,378	Ω
Induktivität $L_{\text{Phase-Phase}}$	$124,3 \times 10^{-6}$	H
Induktivität L_{Phase}	$62,2 \times 10^{-6}$	H
Maschinenkonstante $k_m \cdot \Phi_0 = k_t = k_e$	0,1188	Nm/A, V s
Massenträgheitsmoment J_M	$0,1100 \times 10^{-3}$	kg m ²
Reibung c_1	1,0108	s ⁻¹
Reibung c_2	378,8225	s ⁻²
Visk. Reibungskoeffizient $k_{R1} = c_1 \cdot J_M$	$111,1917 \times 10^{-6}$	kg m ² /s
Coulomb'sche Reibung $k_{R2} = c_2 \cdot J_M$	$41,6705 \times 10^{-3}$	Nm
Getriebeübersetzung		
Übersetzungsverhältnis α	10,0139	–
Massenträgheitsmoment J_G	*	–
Getriebereibung	*	–
Shuttle-Antriebsachse		
Massenträgheitsmoment J_{AA}	$1,1489 \times 10^{-3}$	kg m ²
Gesamträgheitsmoment $J_{\text{ges}} = J_M \cdot \alpha^2 + J_{AA}$	$12,1795 \times 10^{-3}$	kg m ²
Reibung c_3	1,8120	s ⁻¹

Reibung c_4	91,9917	s^{-2}
Visk. Reibungskoeffizient $k_{R3} = c_3 \cdot J_{ges}$	$22,0694 \times 10^{-3}$	$kg\ m^2/s$
Coulomb'sche Reibung $k_{R4} = c_4 \cdot J_{ges}$	1,1204	Nm
OSR-Shuttle/Fahrzeu glängsdynamik (unbeladen)		
Shuttle-Fahrzeugmasse $m_{ges} = m_{min}$	137	kg
Reifenradius r_e	$65,6623 \times 10^{-3}$	m
Gesamtträgheitsmoment $J_{Shuttle} = J_{ges} + m_{ges} \cdot r_e^2$	$602,8601 \times 10^{-3}$	$kg\ m^2$
Reibung c_5	0,0938	s^{-1}
Reibung c_6	4,1065	s^{-2}
Visk. Reibungskoeffizient $k_{RV,ges} = c_5 \cdot J_{Shuttle}$	$56,5365 \times 10^{-3}$	$kg\ m^2/s$
Rollwiderstandsbeiwert a_R	0,0281	–
Max. Kraftschlussbeiwert μ_{max}	0,35 ... 0,55	–
Max. Reifenlängskraft $F_{LV,max}$	126,1 ... 198,2	N
Sättigungswert des Kraftschlussbeiwertes μ_{∞}	0,4024	–
Sättigungswert der Reifenlängskraft $F_{LV,\infty}$	145	N
Reifenfedersteifigkeit/Tangentensteigung dY_0	4000	N
Reifenmodellparameter A	0,0906	–
Reifenmodellparameter B	2,1256	–
Reifenmodellparameter K	170,5725	–
OSR-Shuttle/Fahrzeu glängsdynamik (beladen)		
Shuttle-Fahrzeugmasse $m_{ges} = m_{max}$	187	kg
Reifenradius r_e	$65,8035 \times 10^{-3}$	m
Gesamtträgheitsmoment: $J_{Shuttle} = J_{ges} + m_{ges} \cdot r_e^2$	$821,9083 \times 10^{-3}$	$kg\ m^2$
Reibung c_5	0,0566	s^{-1}
Reibung c_6	3,4415	s^{-2}
Visk. Reibungskoeffizient $k_{RV,ges} = c_5 \cdot J_{Shuttle}$	$46,4949 \times 10^{-3}$	$kg\ m^2/s$
Rollwiderstandsbeiwert a_R	0,0234	–
Max. Kraftschlussbeiwert μ_{max}	0,35 ... 0,55	–
Max. Reifenlängskraft $F_{LV,max}$	172,1 ... 270,5	N
Sättigungswert des Kraftschlussbeiwertes μ_{∞}	0,4168	–
Sättigungswert der Reifenlängskraft $F_{LV,\infty}$	205	N
Reifenfedersteifigkeit/Tangentensteigung dY_0	4000	N
Reifenmodellparameter A	0,1282	–
Reifenmodellparameter B	2,1258	–
Reifenmodellparameter K	241,1861	–

* ... kein Wert ermittelt - in übergeordneter Komponente berücksichtigt bzw. modelliert

Anhang B

Bestandteile und Zusammenschaltung des Gesamtreglers

Im folgenden Abschnitt werden die einzelnen Bestandteile des Gesamtreglers zur Positionierung des OSR-Shuttles sowie deren Zusammenschaltung grafisch verdeutlicht (Abbildung B.1). Der Gesamtregler beinhaltet einerseits den gesamten Kaskadenregelkreis und kann andererseits als ein Block mit bestimmten Ein- und Ausgangsgrößen aufgefasst werden.

Bestandteile des Kaskadenregelkreises sind:

- Positionsregler des OSR-Shuttles $R_x^*(z)$ - Gleichung (7.32),
- Drehzahlregler der Antriebsräder $R_\omega^*(z)$ - Gleichung (7.25),
- Stromregler des Antriebsmotors $R_i^*(z)$ - Gleichung (7.23).

Zu den **Eingangsgrößen** des Gesamtreglers zählen:

- Sollverlauf der Shuttle-Position ($x_{\text{soll},k}$),
- aktueller Messwert der Shuttle-Position (x_k),
- aktueller Messwert der Winkelgeschwindigkeit der Antriebsräder (ω_k),
- aktueller Stromwert des Antriebsmotors (i_k).

Die Spannung des Motors (u_k) bildet die **Ausgangs-** bzw. **Stellgröße** des Reglers.

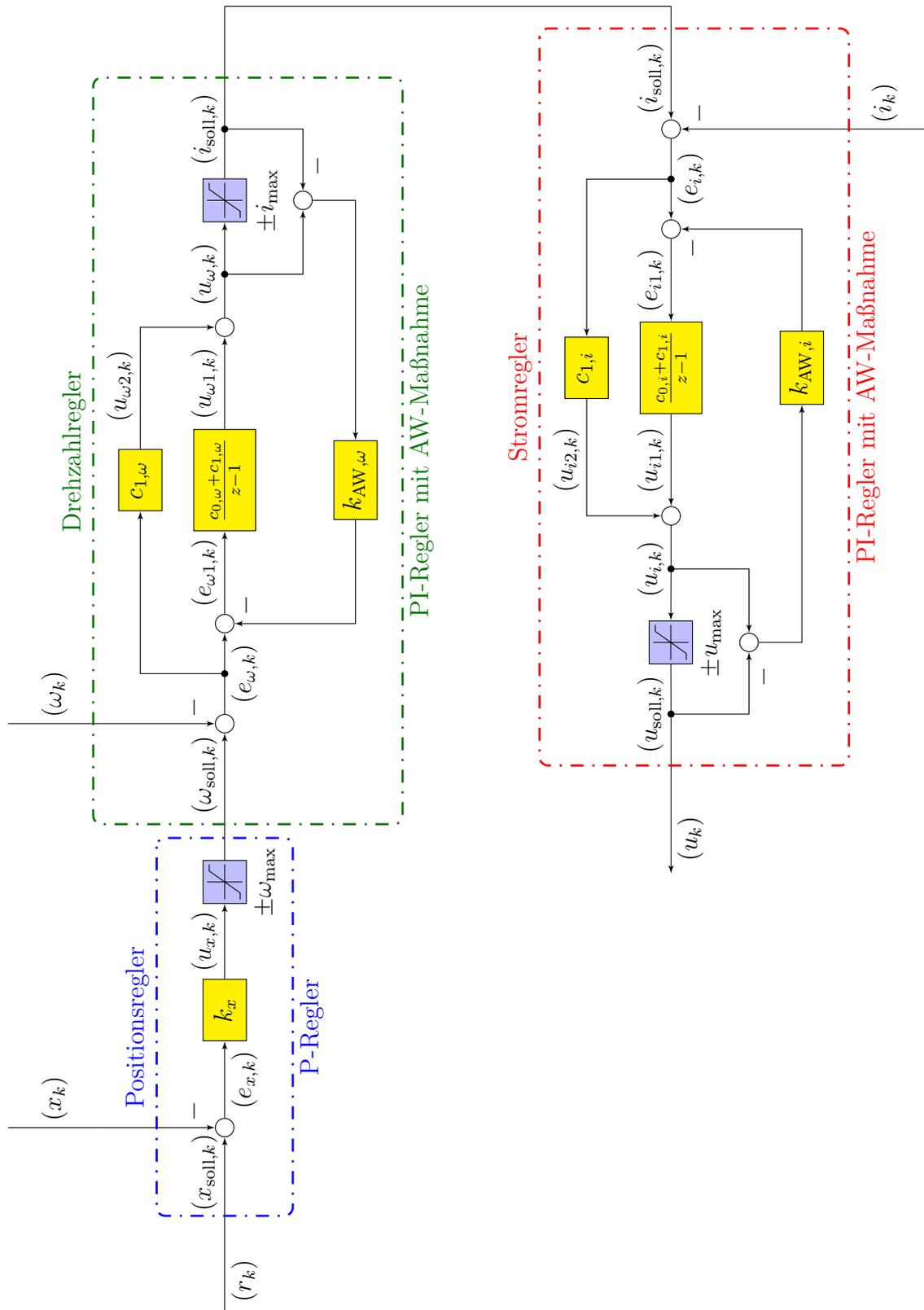


Abbildung B.1: Bestandteile und Zusammenschaltung des Gesamtreglers

Anhang C

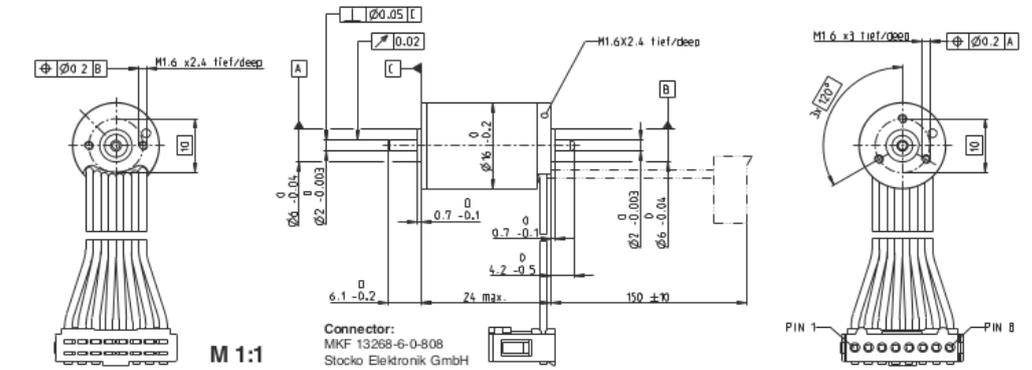
Datenblätter

Folgender Anhang beinhaltet diverse Datenblätter, die im Rahmen dieser Masterarbeit zur Verfügung standen:

- BLDC-Motor für Modellverifikation,
- OSR-Shuttle-Antriebsmotor,
- Shuttle-Antriebsmotor und Getriebe,
- Stirnrad-Hohlwellengetriebe.

C.1 BLDC-Motor für Modellverifikation

EC-max 16 Ø16 mm, brushless, 5 Watt

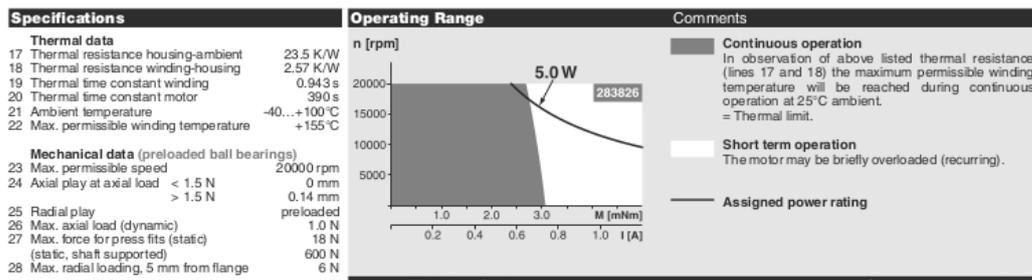


Connector:
MKF 13268-6-0-808
Stocco Elektronik GmbH

maxon EC-max

	Article Numbers			
	283825	283826	283827	283828
Stock program	■	■	■	■
Standard program	□	□	□	□
Special program (on request)	▨	▨	▨	▨

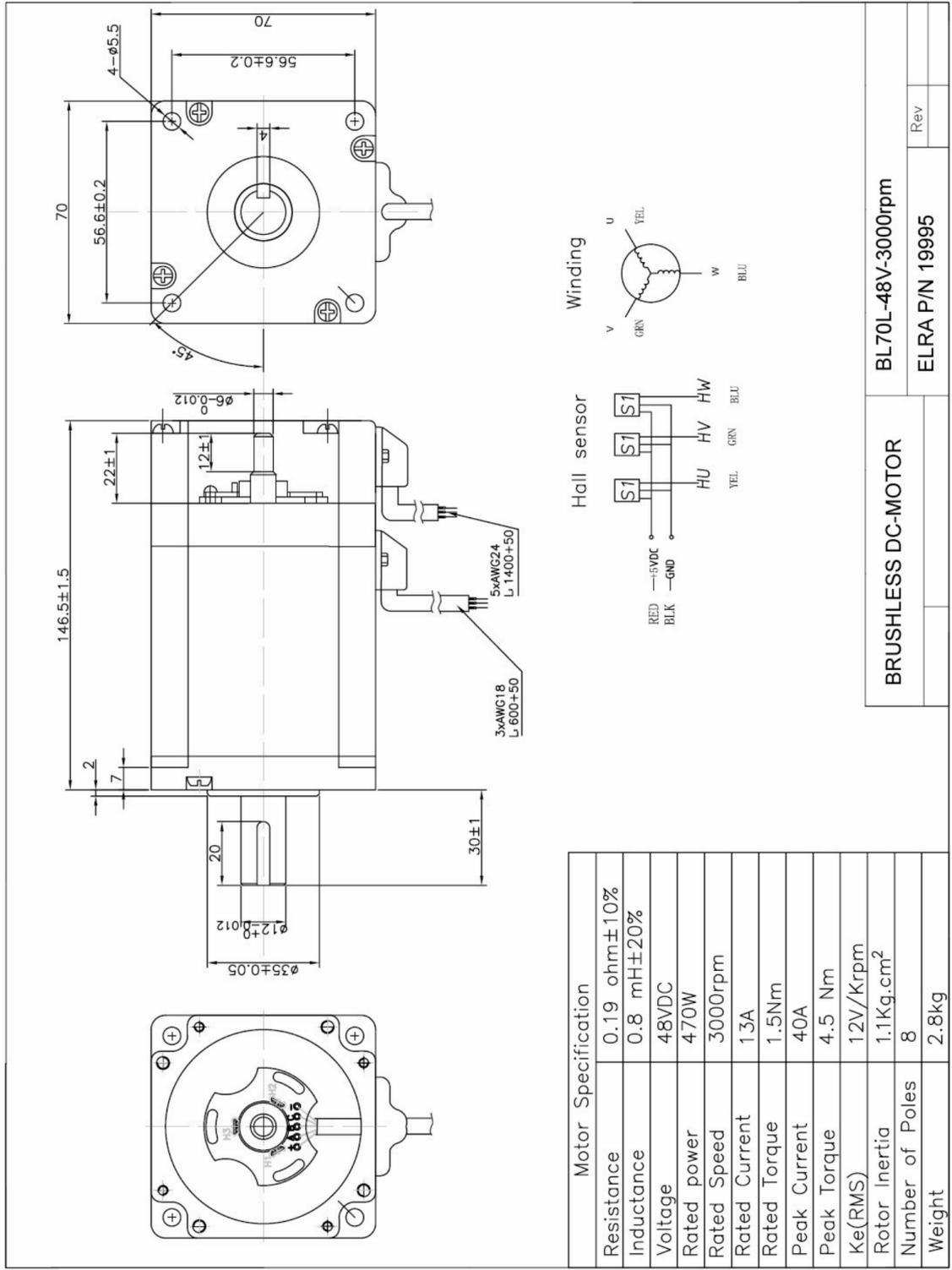
Motor Data		283825	283826	283827	283828
Values at nominal voltage					
1 Nominal voltage	V	4.5	6	9	12
2 No load speed	rpm	12800	13500	12600	13500
3 No load current	mA	148	120	72.4	60.2
4 Nominal speed	rpm	5210	5710	4930	5840
5 Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	3.31	3.19	3.28	3.23
6 Nominal current (max. continuous current)	A	1.18	0.901	0.573	0.456
7 Stall torque	mNm	5.82	5.79	5.64	5.95
8 Starting current	A	1.89	1.49	0.901	0.762
9 Max. efficiency	%	53	53	53	53
Characteristics					
10 Terminal resistance phase to phase	Ω	2.38	4.04	9.99	15.7
11 Terminal inductance phase to phase	mH	0.0396	0.0634	0.163	0.254
12 Torque constant	mNm/A	3.08	3.9	6.26	7.8
13 Speed constant	rpm/V	3100	2450	1530	1220
14 Speed/torque gradient	rpm/mNm	2390	2540	2440	2470
15 Mechanical time constant	ms	10.7	11.4	10.9	11.1
16 Rotor inertia	gcm ²	0.428	0.428	0.428	0.428



Other specifications	maxon Modular System	Overview on page 16 - 21
29 Number of pole pairs 30 Number of phases 31 Weight of motor Values listed in the table are nominal. Connection (Cable AWG 24) brown Motor winding 1 Pin 1 red Motor winding 2 Pin 2 orange Motor winding 3 Pin 3 yellow V _{LL} 3...24 VDC Pin 4 green GND Pin 5 blue Hall sensor 1 Pin 6 violet Hall sensor 2 Pin 7 grey Hall sensor 3 Pin 8 Wiring diagram for Hall sensors see p.27	1 Planetary Gearhead Ø16 mm 0.1 - 0.3 Nm Page 217 Planetary Gearhead Ø16 mm 0.2 - 0.6 Nm Page 218 Spindle Drive Ø16 mm Page 251/252	Encoder MR 128/256/512 CPT, 2/3 channels Page 271 Recommended Electronics: ESCON 50/5 Page 292 DECS 50/5 297 DEC 24/1 297 DEC Module 24/2 298 DEC 24/3 298 DES 50/5 306 EPOS2 24/2 312 EPOS2 Module 36/2 312 EPOS3 70/10 EtherCAT 319 Notes 20

May 2012 edition / subject to change

C.2 OSR-Shuttle-Antriebsmotor



C.3 Shuttle-Antriebsmotor und Getriebe



0SR35b
Reibradantrieb

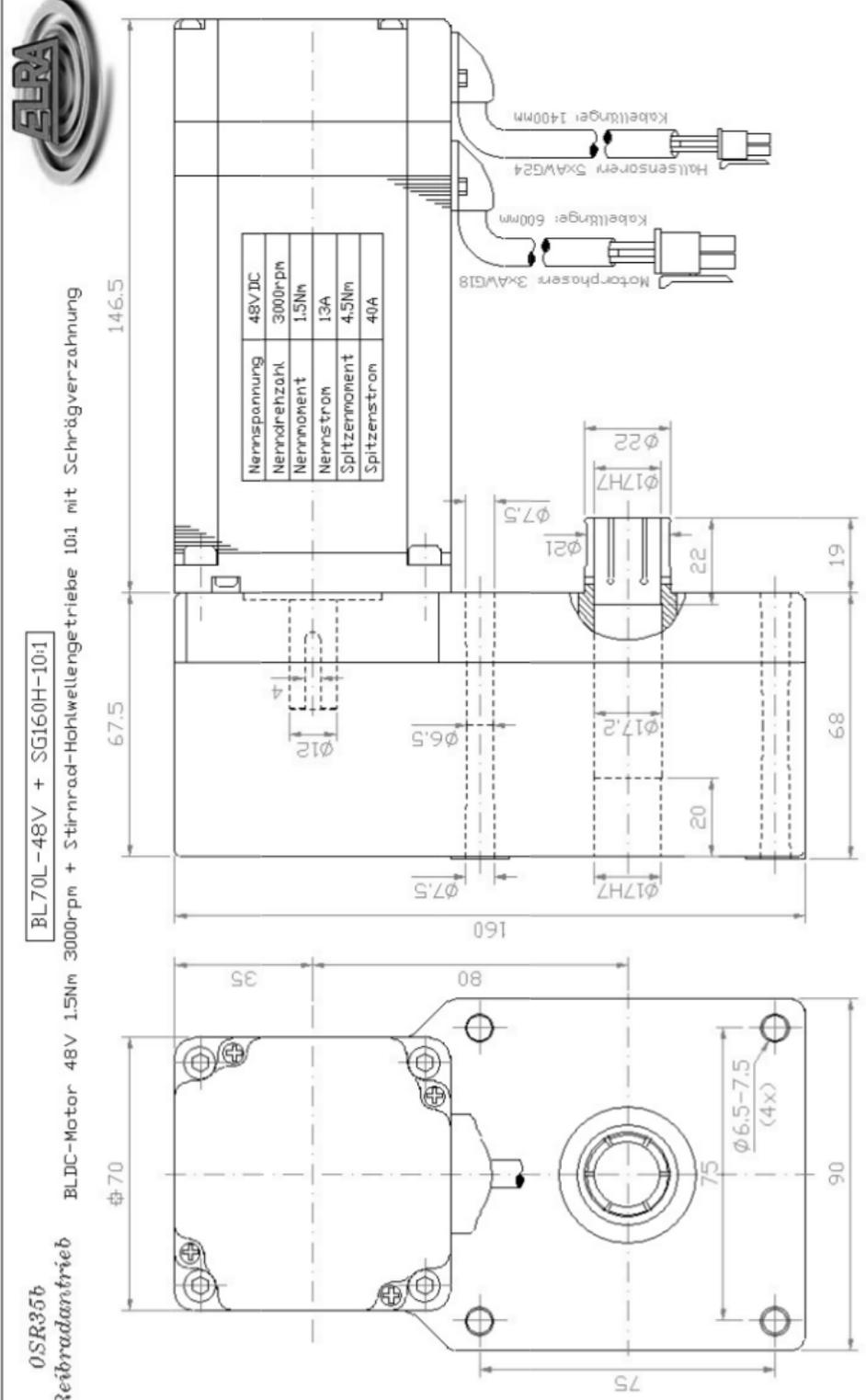
BL70L-48V + SG160H-10:1
BLDC-Motor 48V 1.5Nm 3000rpm + Stirnrad-Hohlwellengetriebe 10:1 mit Schrägverzahnung

Nennspannung	48VDC
Nennrehzahl	3000rpm
Nennmoment	1.5Nm
Nennstrom	1.3A
Spitzenmoment	4.5Nm
Spitzenstrom	4.0A

ELRA Nr. 19675



ELRA Antriebstechnik
Vertriebs GmbH, 3020 Wien
BIBIAN Nr. 2717
PR/RW 14.03.2012



Motorphasen 3xAVG18
Kabellänge: 600mm
Hallensoren 3xAVG24
Kabellänge: 1400mm

MOTORPHASEN



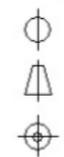
MOLEX MINI-FIT JR.
GEHÄUSE 3501-2045
KONTAKT 45750-1112

HALLSENSOREN



MOLEX MICRO-FIT 3.0
GEHÄUSE 43025-1400
KONTAKT 43030-0007

vorläufig!



H1	H2	H3	+SV/GND
g	g	g	+
5	6	7	8
STECKERBELEGUNG			
5	6	7	8

Ph1	Ph2	Ph3
g	g	g
5	6	7
STECKERBELEGUNG		
3	4	2

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Abkürzungen:

ABS	Anti-Blockier-System
AKL	automatisches Kleinteilelager
ASR	Antriebs-Schlupf-Regelung
BLDC-Motor . . .	brushless direct current motor (bürstenloser Gleichstrommotor)
CO ₂	carbon dioxide (Kohlenstoffdioxid)
EBG	Ebenenbediengerät
EMK	elektromotorische Kraft
FKL-Verfahren . .	Frequenzkennlinienverfahren
GM	Gleichstrommaschine
IGBT	insulated-gate bipolar transistor (Bipolartransistor)
KFZ	Kraftfahrzeug
LHM	Ladehilfsmittel
LZI-System	lineares zeitinvariantes System
MOSFET	metal-oxide-semiconductor field-effect transistor (Metall-Oxid-Halbleiter-Feldeffekttransistor)
N	magnetischer Nordpol
OSR	order, storage & retrieval (bestellen, lagern & kommissionieren)
P-Regler	Proportional-Regler
PI-Regler	Proportional-Integral-Regler
PID-Regler	Proportional-Integral-Differential-Regler
PWM	Pulsweitenmodulation
RBG	Regalbediengerät
RLC-Meter	resistance inductance capacitance meter (Impedanzmessgerät)
rpm	revolutions per minute (Umdrehungen pro Minute)
S	magnetischer Südpol
WLAN	wireless local area network (drahtloses lokales Netzwerk)

Formelzeichen und Symbole:

Symbol(e)	Beschreibung	Einheit
Allgemeine Bezeichnungen:		
A	Abtastglied	—
C	Radzentrum/-mittelpunkt	—
C _G	centre of gravity (Schwer-/Massenmittelpunkt)	—
D1...D6	Freilaufdiode der Brückenschaltung	—
EA	Kontaktfläche zwischen Punkt E und A	—
EG	Kontaktfläche zwischen Punkt E und G	—
GA	Kontaktfläche zwischen Punkt G und A	—
H	Halteglied	—
H1; H2; H3	Signal des Hallsensors	—
M _P	Momentanpol	—
P	Radaufstands-/Kontaktpunkt	—
S1...S6	Schalter der Brückenschaltung	—
W	Radaufstands-/Kontaktpunkt	—
n	Sternpunkt	—
Griechische Buchstaben:		
α	Getriebeübersetzungsverhältnis	—
β	Steigungswinkel	°
γ	Sturzwinkel	°
δ	Schräglaufwinkel	°
μ	Kraftschlussbeiwert	—
μ_0	Haftreibungskoeffizient	—
μ_∞	Kraftschlussbeiwert im Sättigungsbereich	—
μ_G	Gleitreibungskoeffizient	—
μ_M	magnetische Permeabilität/Leitfähigkeit	H/m = V s/(A m)
μ_{\max}	maximaler Kraftschlussbeiwert	—
ρ_L	Luftdichte	kg/m ³
σ	Standardabweichung	—
τ	Schubspannungsverteilung	N/m ²
ϕ_r	Phasenreserve	°
φ_e	elektrischer Winkel	°
φ_m	mechanischer Winkel	°
ψ	Starrkörperschlupf	—
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s
ω_m	mechanische Winkelgeschwindigkeit	rad/s
$\pm\omega_{\max}$	Begrenzung der Winkelgeschwindigkeit	rad/s
(ω_k)	zeitdiskrete Winkelgeschwindigkeit	rad/s

Symbol(e)	Beschreibung	Einheit
Ω_c	Durchtrittsfrequenz	rad/s
Lateinische Großbuchstaben:		
A	Parameter des <i>TMSimple</i> -Reifenmodells	–
A_L	Anströmungsfläche	m ²
\mathbf{A}	Systemmatrix	–
B	Parameter des <i>TMSimple</i> -Reifenmodells	–
\vec{B}	magnetische Flussdichte	T = Wb/m ²
\mathbf{B}	Eingangsmatrix	–
$C_1; C_2; C_3$	Parameter des <i>Burckhard</i> -Reifenmodells	–
\mathbf{C}	Ausgangsmatrix	–
\mathbf{D}	Durchgriffsmatrix	–
EMK	induzierte elektromotorische Kraft	V
\mathbf{E}	Einheitsmatrix	–
$F; f$	Kraft	N
$F_a; F_b; F_c$	trapezförmige Formfunktion	–
$F_x; F_L$	Reifenlängskraft	N
F_y	Reifenquerkraft	N
F_z	Reifenaufstands-/Normalkraft	N
F_G	Gewichtskraft	N
F_{Luft}	Luftwiderstandskraft	N
F_{Roll}	Reifenrollwiderstandskraft	N
F_{Steig}	Steigungswiderstandskraft	N
G_A	Gewichtskraft	N
$G(s)$	Übertragungsfunktion im s -Bereich	–
$\mathbf{G}(s)$	Übertragungsmatrix im s -Bereich	–
\vec{H}	magnetische Feldstärke	A/m
$I; i$	Stromstärke	A
$J; I_C$	Massenträgheitsmoment	kg m ²
$J_{A(A)}$	Massenträgheitsmoment der (Antriebs-)achse	kg m ²
J_G	Massenträgheitsmoment der Getriebeübersetzung	kg m ²
J_M	Massenträgheitsmoment des Motors	kg m ²
J_R	Massenträgheitsmoment des Shuttle-Rades	kg m ²
K	Parameter des <i>TMSimple</i> -Reifenmodells	N
K_P	Proportional-Anteil des PI-Reglers	–
K_{PI}	Verstärkungsfaktor des PI-Reglers	–
L	Induktivität	H
$L(s); L^\#(q)$	Übertragungsfunktion des offenen Regelkreises	–
$L_a; L_b; L_c$	Induktivität der Stränge a, b, c	H
M	mechanisches Drehmoment	Nm

Symbol(e)	Beschreibung	Einheit
M_e	elektrisches Drehmoment	Nm
$M_A; M_C$	Antriebsmoment	Nm
M_L	Lastmoment	Nm
M_R	Reibmoment	Nm
M_{Roll}	Rollwiderstandsmoment	Nm
N	Anzahl der Wicklungen/Windungen	–
P	Anzahl der Polpaare	–
P_m	mechanische Leistung	W
$P^*(z)$	Übertragungsfunktion der Regelstrecke im z -Bereich	–
$P^\#(q)$	Übertragungsfunktion der Regelstrecke im q -Bereich	–
Q	Ladungsträger	C = A s
R	ohmscher Widerstand	Ω
R_i	Stromregler	–
R_v	Geschwindigkeitsregler	–
R_x	Lage-/Positionsregler	–
R_ω	Drehzahl-/Winkelgeschwindigkeitsregler	–
$R^*(z)$	Übertragungsfunktion des Reglers im z -Bereich	–
$R^\#(q)$	Übertragungsfunktion des Reglers im q -Bereich	–
$R_a; R_b; R_c$	ohmscher Widerstand der Stränge a, b, c	Ω
T	Abtast-/Diskretisierungszeit	s
T_t	Transitionszeit für polynomialen Arbeitspunktwechsel	s
T_N	Nachstellzeit des PI-Reglers	s
T_{PWM}	Periodendauer der PWM	s
$T(s)$	Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises	–
$U; u$	Spannung	V
U_e	effektiver/dynamischer Radumfang	m
U_D	Diodenspannung	V
U_S	Brückenversorgungsspannung	V
V	Verstärkungsfaktor des offenen Regelkreises $L(s)$	–
<i>Lateinische Kleinbuchstaben:</i>		
$a_1; a_2$	Koeffizient der Reifenlängskraft-Linearisierung	–
a_R	Rollwiderstandsbeiwert	–
$c_{0,*}; c_{1,*}$	Koeffizient der Anti-Windup-Maßnahme	–
$c_1; c_3; c_5$	Parameter des mechanischen Auslaufversuchs	s ⁻¹
$c_2; c_4; c_6$	Parameter des mechanischen Auslaufversuchs	s ⁻²
c_W	Luftwiderstandsbeiwert	–
dY_0	Reifenfedersteifigkeit in Längsrichtung	N
e	Exzentrizität	m
$e(t)$	zeitkontinuierlicher Regelfehler	–

Symbol(e)	Beschreibung	Einheit
e_∞	bleibende Regelabweichung	–
$e_a; e_b; e_c$	Gegen-EMK der Stränge a, b, c	V
$(e_k); (e_{k-1})$	zeitdiskreter Regelfehler	–
f_n	Normalkraft	N
f_s	Frequenz	Hz
f_t	Tangentialkraft	N
g	Erdbeschleunigung	m/s ²
i^*	Stromstärke der inaktiven Phase	A
$i_a; i_b; i_c$	Stromstärke der Stränge a, b, c	A
$\pm i_{\max}$	Begrenzung der Stromstärke	A
(i_k)	zeitdiskrete Stromstärke	A
k	k -ter Abtastschritt	–
k_e	Generator-Spannungskonstante	V s
k_t	Drehmomentkonstante	Nm/A
$k_m \cdot \Phi_0$	Gleichstrommaschinenkonstante	Nm/A = V s
$k_{AW,*}$	Anti-Windup-Koeffizient	–
$k_{R1}; k_{R3}$	Reibungskoeffizient des Auslaufversuchs	kg m ² /s
$k_{R2}; k_{R4}$	Reibungskoeffizient des Auslaufversuchs	Nm
k_{RC}	Coulomb'sche Reibung	Nm
k_{RV}	viskoser/geschwindigkeitsabh. Reibungskoeffizient	kg m ² /s
l	Länge	m
l_s	zurückgelegte Strecke im OSR-Shuttle-Regal	m
m	Masse	kg
n	Drehzahl	rpm = min ⁻¹
n_Q	Anzahl der Ladungsträger	–
p	Normaldruckverteilung	N/m ²
p_p	Anzahl der Pole	–
r	Radius	m
$r(t)$	zeitkontinuierliche Führungsgröße	–
r_0	undeformierter Radradius	m
r_e	effektiver/dynamischer Radradius	m
r_s	statischer Radradius	m
$(r_k); (r_{k-1})$	zeitdiskrete Führungsgröße	–
s	Schlupf	–
s_A	Antriebsschlupf	–
s_B	Bremsschlupf	–
t	Zeit	s
t_r	Anstiegszeit der Sprungantwort von $T(s)$	s
\ddot{u}	Überschwingen der Sprungantwort von $T(s)$	%

Symbol(e)	Beschreibung	Einheit
$u(t)$	zeitkontinuierliche Stellgröße	–
$u_a; u_b; u_c$	Spannung der Stränge a, b, c	V
$u_{ab}; u_{bc}; u_{ca}$	verkettete Phase-Phase-Spannung	V
$u_{xy}; u_{yz}; u_{zx}$	verkettete Spannung zwischen Punkt x, y, z	V
$\pm u_{\max}$	Begrenzung der Spannung	V
$(u_k); (u_{k-1})$	zeitdiskrete Stellgröße	–
\mathbf{u}	Eingangs-/Stellgrößenvektor	–
$v; \vec{v}$	Geschwindigkeit	m/s
v_C	translatorische Schwerpunktschwindigkeit	m/s
v_P	translatorische Gleitgeschwindigkeit	m/s
v_{S_x}	Schlupfgeschwindigkeit in Längsrichtung	m/s
v_{S_y}	Schlupfgeschwindigkeit in Querrichtung	m/s
$\pm v_{\max}$	Begrenzung der translatorischen Geschwindigkeit	m/s
(v_k)	zeitdiskrete Geschwindigkeit	m/s
(x_k)	zeitdiskrete OSR-Shuttle-Position	m
\mathbf{x}	Zustandsvektor	–
$y(t)$	zeitkontinuierliche Regel-/Ausgangsgröße	–
$(y_k); (y_{k-1})$	zeitdiskrete Regel-/Ausgangsgröße	–
\mathbf{y}	Ausgangsvektor	–

Spezielle Indizes:

*alt	alter/nicht angepasster Wert
*AA	Antriebsachse
*beladen	OSR-Shuttle mit maximaler Beladung
*ges	gesamt
*H	Hinterachse
*max	maximal
*min	minimal
*mittel	gemittelter Wert
*neg	negativ
*opt	optimal
*Phase	Phasenwert
*Phase-Phase	Phase-zu-Phase-Wert
*pos	positiv
*sat	saturation (Sättigung)
*Shunt	Shunt-Widerstand
*Shuttle	das gesamte OSR-Shuttle betreffend
*soll	Sollwert
*unbeladen	OSR-Shuttle ohne Beladung
*V	Vorderachse

Literaturverzeichnis

- [1] ALBACH, Manfred: *Grundlagen der Elektrotechnik 1: Erfahrungssätze, Bauelemente, Gleichstromschaltungen*. Pearson Studium, 2008. – ISBN 978-3-827-37341-0
- [2] AMMON, Dieter ; ROLF, Gnadler ; MÄCKLE, Günther ; UNRAU, Hans-Joachim: Ermittlung der Reibwerte von Gummistollen zur genauen Parametrierung von Reifenmodellen. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift - Heft 7-8 - Jahrgang 106* (2004)
- [3] ARNOLD, Dieter: *Intralogistik - Potentiale, Perspektiven, Prognosen*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 2006. – ISBN 978-3-540-29657-7
- [4] ARNOLD, Dieter ; ISERMANN, Heinz ; KUHN, Axel ; TEMPELMEIER, Horst: *Handbuch Logistik*. Berlin, Heidelberg, New York, Barcelona, Hongkong, London, Mailand, Paris, Tokio: Springer Verlag, 2002. – ISBN 3-540-41996-9
- [5] BALDURSSON, Stefán: *BLDC Motor Modelling and Control - A Matlab/Simulink Implementation*. Technische Hochschule Chalmers, Göteborg (S), Diplomarbeit, 2005
- [6] BAUER, Robert: *Prozessautomatisierung - Vorlesungsskript*. Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik, TU Graz (A), SS 2010
- [7] BAYER MATERIALSCIENCE TPU TECHCENTER: *Datenblatt der Kunststoffbandage für die OSR-Shuttle-Räder: Desmopan 453*. Internetseite, Letzter Zugriff am 02.04.2013. – http://tpe-u.com/tpu/emea/de/products/desmopan/datasheets/Desmopan_453_DPS_041_ISO/docId-3016865/Desmopan_453_DPS_041_ISO.pdf
- [8] BAYER MATERIALSCIENCE TPU TECHCENTER: *Diverse Informationen zum Reibungsverhalten von Polyurethan-Kunststoffen*. Internetseite, Letzter Zugriff am 02.04.2013. – <http://tpe-u.com/tpu/emea/de/produkte/Reibung.html>
- [9] BOLTE, Ekkehard: *Elektrische Maschinen: Grundlagen, Magnetfelder, Wicklungen, Asynchronmaschinen, Synchronmaschinen, Elektronisch kommutierte Gleichstrommaschinen*. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2012. – ISBN 978-3-642-05484-6
- [10] BROWN, Ward: *Brushless DC Motor Control Made Easy*. Microchip Technology Inc., 2002
- [11] BURCKHARDT, Manfred: *Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme*. Würzburg: Vogel Business Media, 1993. – ISBN 978-3-802-30477-4

- [12] CHEN, Jiabin ; GUO, Youguang ; ZHU, Jianguo: Development of a High-Speed Permanent-Magnet Brushless DC Motor for Driving Embroidery Machines. In: *IEEE Transactions on Magnetics* Vol. 43 (11/2007), S. 4004–4009
- [13] DEMATIC GMBH: *Diverse Informationen und Unterlagen*. Internetseite, Letzter Zugriff am 01.02.2013. – <http://www.dematic.com>
- [14] GAUSCH, Felix ; HOFER, Anton ; SCHLACHER, Kurt: *Digitale Regelkreise - Ein einfacher Einstieg mit dem Programm μ LINSY*. R. Oldenbourg Verlag, 1991. – ISBN 3-486-21836-0
- [15] HERTZ, Heinrich: Über die Berührung fester elastischer Körper. In: *Journal für die reine angewandte Mathematik* 92 (1881), S. 156–171
- [16] HIRSCHBERG, Wolfgang ; WASER, Helmut M.: *Fahrzeugdynamik - Vorlesungsskript*. Institut für Fahrzeugtechnik, TU Graz (A), SS 2012
- [17] HIRSCHBERG, Wolfgang ; WASER, Helmut M.: *Kraftfahrzeugtechnik I und Kraftfahrzeugtechnik II - Vorlesungsskripten*. Institut für Fahrzeugtechnik, TU Graz (A), WS 2011/12 und SS 2012
- [18] HOFER, Anton: *Modellierung mechatronischer Systeme - Vorlesungsskript*. Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik, TU Graz (A), SS 2011
- [19] HOFER, Anton ; SEEBACHER, Roland: *Elektrische Antriebssysteme*. Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik und Institut für Elektrische Antriebstechnik und Maschinen, TU Graz (A), WS 2010/11
- [20] HOMPEL, Michael ten ; HEIDENBLUT, Volker: *Taschenlexikon Logistik - Abkürzungen, Definitionen und Erläuterungen der wichtigsten Begriffe aus Materialfluss und Logistik*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 2006. – ISBN 978-3-540-28581-6
- [21] HOMPEL, Michael ten ; SCHMIDT, Thorsten: *Warehouse Management - Organisation und Steuerung von Lager- und Kommissioniersystemen*. 3. Auflage. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 2008. – ISBN 978-3-540-74875-5
- [22] HOMPEL, Michael ten ; SCHMIDT, Thorsten ; NAGEL, Lars: *Materialflusssysteme - Förder- und Lagertechnik*. 3. Auflage. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 2007. – ISBN 978-3-540-73235-8
- [23] HORN, Martin ; DOURDOUMAS, Nicolaos: *Regelungstechnik: Rechnerunterstützter Entwurf zeitkontinuierlicher und zeitdiskreter Regelkreise*. Pearson Studium, 2006. – ISBN 978-3-827-37260-4
- [24] KNAPP AG: *Diverse Informationen, Grafiken und Unterlagen zum OSR-Shuttle-System*. November, 2012
- [25] KNAPP AG: *Diverse Informationen und Unterlagen*. Internetseite, Letzter Zugriff am 15.03.2013. – <http://www.knapp.com>

-
- [26] MARTIN, Heinrich: *Transport- und Lagerlogistik - Planung, Struktur, Steuerung und Kosten von Systemen der Intralogistik*. 8. Auflage. Wiesbaden: Vieweg & Teubner Verlag, 2011. – ISBN 978–3–834–81350–3
- [27] MAXON MOTOR AG: *BLDC-Motor-Datenblatt: Maxon EC-max 16 Brushless (Art.Nr.: 283826)*. Internetseite, Letzter Zugriff am 20.07.2012. – http://www.maxonmotor.com/medias/sys_master/8800984367134/12_163_EN.pdf
- [28] MORGENSTERN, Oskar: Note on the formulation of the theory of logistics. In: *Naval Research Logistics Quarterly Review* Vol. 2 (1955), S. 129–136
- [29] MUNDL, Reinhard: *Reifentechnik - Vorlesungsskript*. Institut für Fahrzeugtechnik, TU Graz (A), SS 2012
- [30] POPP, Karl ; SCHIEHLEN, Werner: *Fahrzeugdynamik: Eine Einführung in die Dynamik des Systems Fahrzeug-Fahrweg*. B. G. Teubner Verlag, 1993. – ISBN 978–3–519–02373–9
- [31] PROKOP, Libor ; CHALUPA, Leos: *3-Phase BLDC Motor Control with Sensorless Back EMF Zero Crossing Detection Using 56F80x*. Freescale Semiconductor (Application Note), 11/2005
- [32] RICHTER, Jens: *Systemmodellierung eines bürstenlosen Gleichstrommotors mit Drehzahlregelung*. HTW Berlin (D), Diplomarbeit, 2009
- [33] SCHRÖDER, Dierk: *Elektrische Antriebe - Grundlagen*. 4. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2009. – ISBN 978–3–642–02989–9
- [34] SICK: *Datenblatt des Inkremental-Encoders: DBS36E-BBAL01024*. Internetseite, Letzter Zugriff am 27.05.2013. – <http://www.mysick.com/saqqara/im0047073.pdf>
- [35] STÖLTING, Hans-Dieter ; KALLENBACH, Eberhard ; AMRHEIN, Wolfgang: *Handbuch Elektrische Kleinantriebe*. 4. Auflage. Carl Hanser Verlag, 2011. – ISBN 978–3–446–42392–3
- [36] TEXAS INSTRUMENTS: *Datenblatt des Mikroprozessors: ARM Cortex-M3 LM3S9B92*. Internetseite, Letzter Zugriff am 20.05.2013. – <http://www.ti.com/lit/ds/symlink/lm3s9b92.pdf>
- [37] TOMBERGER, Christoph: *Der Rad-Schiene Kraftschluss unter Berücksichtigung von Temperatur, fluiden Zwischenschichten und mikroskopischer Oberflächenrauheit*. TU Graz (A), Dissertation, 2009
- [38] TSAI, Ming-Fa ; QUY, Tran P. ; WU, Bo-Feng ; TSENG, Chung-Shi: Model Construction and Verification of a BLDC Motor Using MATLAB/SIMULINK and FPGA Control. In: *6th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications* (2011), S. 1797–1802
- [39] WALLENTOWITZ, Henning ; REIF, Konrad: *Handbuch - Kraftfahrzeugelektronik*. Wiesbaden: Vieweg & Sohn Verlag, 2006. – ISBN 978–3–528–03971–4

- [40] WISSER, Jens: *Der Prozess Lagern und Kommissionieren im Rahmen des Distribution Center Reference Model*. Universität Karlsruhe (D), Dissertation, 2009
- [41] YEDAMALE, Padmaraja: *Brushless DC (BLDC) Motor Fundamentals*. Microchip Technology Inc., 2003
- [42] ZEITZ, Michael: *Polynomiale Referenz-Trajektorien für Arbeitspunktwechsel*. Internetseite, Letzter Zugriff am 29.07.2013. – <http://www.isys.uni-stuttgart.de/lehre/systemdynamik/fls/Hilfsblaetter/PolyRefTrajektorien.pdf>