

Identifikation und Regelung eines riemengetriebenen 6-Achs-Roboters

Identification and Control of a Belt-Driven 6-Axis-Robot

Wissenschaftliche Arbeit zur Erlangung des Grades
M.Sc.
an der TUM School of Engineering and Design

Themensteller Prof. Dr.-Ing. Alin Albu-Schäffer
Lehrstuhl für Sensorbasierte Robotersysteme und
intelligente Assistenzsysteme

Betreuer Dr.-Ing. Johannes Engelsberger

Eingereicht von Adrian Prinz

Eingereicht am 06.02.2024, in Garching bei München

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Problemstellung	1
1.2	Ziel der Arbeit und Vorgehensweise	1
1.3	Stand der Wissenschaft und Technik	2
1.3.1	Nachgiebige Roboter	2
1.3.1.1	Roboter mit aktiv geregelter Nachgiebigkeit	3
1.3.1.2	Roboter mit intrinsischer Nachgiebigkeit	5
1.3.2	Zahnriemengetriebe und deren Übertragungsverhalten	6
1.4	Beschreibung des betrachteten riemengetriebenen Roboters	9
1.4.1	Aufbau des Roboter-Systems	9
1.4.2	Aufbau des Roboter-Antriebssystems	11
1.4.3	Gesamt-Systemarchitektur und verwendete Komponenten	20
2	Grundlagen der Robotik	23
2.1	Roboter Kinematik	23
2.1.1	Verwendete Notationen in dieser Arbeit	23
2.1.2	Geometrische Repräsentation eines Roboters	23
2.1.3	Direkte Kinematik	27
2.1.4	Inverse Kinematik – geschlossene Lösung für den betrachteten Roboter	27
2.1.5	Räumliche Geschwindigkeiten – Jacobi Matrix	32
2.2	Roboter Dynamik	33
2.2.1	Potentielle und kinetische Energie	33
2.2.2	Beschreibung der Bewegungsgleichung - Lagrange Mechanik	34
2.2.3	Inverse und direkte Dynamik	34
2.3	Regelung eines Roboters	36
2.3.1	Regelung eines Industrieroboters	36
2.3.2	Regelung eines Leichtbauroboters	37
2.3.2.1	PD-Lageregler mit Gravitationskompensation	38
2.3.2.2	PDplus-Bahnfolgeregler	38
3	Drehmomentenregelung eines riemengetriebenen Einzelgelenks	39
3.1	Modellbildung des riemengetriebenen Einzelgelenks	40

3.2	Aufbau des Einzelgelenkversuchsstands	44
3.3	Analyse des Übertragungsverhaltens des Zahnriemengetriebes	49
3.3.1	Konfigurationen des Versuchsstands	49
3.3.2	Messdatenerfassung und Filterung	50
3.3.3	Analyse des mechanischen Übertragungsverhaltens – Frequenz- analyse	55
3.3.4	Analyse der Effizienz – Reibungsdrehmomente	60
3.3.5	Analyse der Steifigkeit – Steifigkeitskurve	64
3.4	Identifikation von Versuchsstands- und Modellparametern	72
3.5	Entwicklung einer Drehmomentenregelung	78
3.5.1	Abtriebsdrehmoment über das skalierte stromgeregelte Motor- drehmoment	78
3.5.2	Skaliertes Motordrehmoment mit Reibungskompensation	82
3.5.3	Drehmomentenregelung über die relative Verdrehung und die Getriebesteifigkeit mit Dynamik-Kompensation	85
3.5.4	Drehmomentenregelung über die Messung der Riemenspannung mit Dynamik-Kompensation – Zusatz	94
3.5.5	Wahl der Abtriebsdrehmomentenregelung für die Roboterregelung	99
4	Regelung des riemengetriebenen 6-Achs-Roboters	104
4.1	Modellbildung des riemengetriebenen 6-Achs-Roboters	105
4.1.1	Modellbildung des 6-Achs-Roboters	105
4.1.2	Verifikation des Robotermodells - Energieerhaltung	107
4.1.3	Erweiterung des Robotermodells um das Modell des Riemenge- triebes	107
4.2	Impedanz-Regelung des Roboters	108
4.3	Test der Bahnfolgegenauigkeit des geregelten Roboters	110
5	Zusammenfassung und Ausblick	115
5.1	Zusammenfassung	115
5.2	Ausblick	117
	Literatur und Quellen	118
	Anhang	128
A	Erklärung	129
B	Versuchsstandsdokumentation	130
B.1	Versuchsstandsplatine – Platinen-Layout: Layer 1 bis 4	130

B.2	Versuchsstandsplatine – Schaltplan	131
B.3	Zeichnung des Einzelgelenks	132
C	Parameter des betrachteten Roboters	133
D	Zusatz-Experiment: Statische Wiederholgenauigkeit	134
E	Haupteigenschaften und Kosten des Gesamtsystems	137
F	Datenblatt – DFA68M024037-A	138

1 Einleitung

1.1 Problemstellung

Eine große Steifigkeit, Kraft sowie schnelle und genaue Bewegungen sind Eigenschaften, die mit klassischen Robotern oft in Verbindung gebracht werden. Sei es in der industriellen Fertigung, der Logistik, dem Gesundheitswesen oder der Medizin, so werden neuartige Roboter vermehrt in Interaktion mit der Umgebung oder gar dem Menschen eingesetzt, um diesen weiter zu entlasten oder dessen Fähigkeiten zu erweitern. Eine solche Interaktionsfähigkeit fordert ein nachgiebiges, taktileres und vor allem sicheres Verhalten des Roboters; Eigenschaften die dem klassischen, steifen und schweren Industrieroboter nicht zuzusprechen sind.

Leichtbauroboter mit Soft-Robotics-Eigenschaften [1] weisen durch eine hohe Leistungsdichte, geringes Gewicht und eine geregelte oder intrinsische Nachgiebigkeit, die zur Interaktionsfähigkeit notwendigen Eigenschaften auf. Um eine Nachgiebigkeit durch eine Regelung oder mechanisch (intrinsisch) zu erreichen, werden häufig Kraft-Drehmomenten-Sensoren oder energiespeichernde Mechaniken in Verbindung mit hochübersetzenden Getrieben eingesetzt. Diese Ansätze unterscheiden sich wesentlich in deren Robustheit und der zu erreichenden Genauigkeiten. Der zusätzlichen Sensorik oder der mechanischen Komplexität gehen relativ hohe Produktionskosten einher, wodurch ein möglicher Einsatzbereich beschränkt wird.

1.2 Ziel der Arbeit und Vorgehensweise

In Vorarbeit zu dieser Arbeit wurde ein riemengetriebener Sechs-Achs-Roboter entwickelt. Für diesen Roboter soll, im Rahmen dieser Arbeit, eine Bahnfolgeregelung mit nachgiebigem Verhalten entwickelt werden. Dabei soll die geringe Hysterese und intrinsische Nachgiebigkeit der eingesetzten Riemengetriebe so genutzt werden, dass eine Interaktionsfähigkeit, bei möglichst vergleichbarer Performanz, ohne zusätzliche Sensorik oder komplexer Mechanik und somit geringeren Produktionskosten erreicht wird. Mit dem Ziel die Verfügbarkeit und den potentielle Einsatzbereich von nachgiebigen Robotern zu erweitern.

Die zu entwickelnde Nachgiebigkeits- und Bahnfolgeregelung kann in eine Gesamt-Roboterregelung (high-level) und eine dieser unterlagerten Einzelgelenk-Drehmomentenregelung (low-level) aufgeteilt werden. Für die Entwicklung der Einzelgelenk-

Drehmomentenregelung wird ein Simulations-Modell sowie ein Versuchsstand eines einzelnen zweistufigen Riemengetriebes aufgebaut, wie es in dem betrachteten Roboter verbaut ist. Mithilfe dieser werden spezifische Eigenschaften und Parameter des Getriebes identifiziert sowie drei verschiedene Drehmomentregler entwickelt und untersucht, welche auf den folgenden drehmomentabhängigen Größen basieren:

- **Motorstrom:** Vorsteuerung des Motordrehmoments mit Kompensationen
- **Riemensteifigkeit:** Bestimmung und -regelung über die Riemensteifigkeit
- **Riemenspannung:** Bestimmung und -regelung über die Riemenspannung

Für die Gesamtregelung des Roboters wird ein PD- und ein PDplus-Regler in Verbindung mit dem als geeignetsten herausgestellten Drehmomentenregler an einem Robotermodell entwickelt, am Roboter implementiert und deren Performanz anhand einer Test-Trajektorie untersucht.

1.3 Stand der Wissenschaft und Technik

Die in dieser Arbeit behandelte Thematik ist vor allem den folgenden drei Bereichen der Forschung zuzuordnen: nachgiebige Regelung von Leichtbaurobotern, intrinsisch nachgiebige Roboter und dem Übertragungsverhalten von Zahnriemengetrieben. Im Folgenden wird der grundlegende Stand der Wissenschaft der einzelnen Bereiche erfasst und darauf folgend der in Vorarbeit entstandene riemengetriebene Roboter detailliert beschrieben.

1.3.1 Nachgiebige Roboter

Die Herausforderung bei der Entwicklung von Leichtbaurobotern mit Soft-Robotics-Eigenschaften ist, neben einem geringen Gewicht und einer hohen Leistungs-Dichte des Antriebssystems, vor allem die Interaktion mit der Umgebung durch eine gezielte Nachgiebigkeit des Roboters. So kann der Roboter beispielsweise bei der feinfühligem Montage von Komponenten, wirkende Kräfte erkennen/aufbringen und so unter anderem Ungenauigkeiten ausgleichen, Kollisionen erkennen oder durch den Menschen mittels direktem Kontakt im Raum geführt werden. Um eine solche Nachgiebigkeit zu erreichen, werden besonders zwei Ansätze verfolgt [1]:

- **Aktive Nachgiebigkeitsregelung:** Messen der beim Kontakt auftretenden Kräfte und entsprechendes Regeln des Motors um Nachgiebigkeit zu erreichen
- **Intrinsische Nachgiebigkeit:** Hardware-seitiges Nachempfinden der Nachgiebigkeit von biologischen Muskeln

Systeme mit aktiver Nachgiebigkeitsregelung stellen den Status-Quo der auf dem Markt erhältlichen Systeme dar. Systeme mit intrinsischer Nachgiebigkeit sind hingegen noch Gegenstand der Forschung.

1.3.1.1 Roboter mit aktiv geregelter Nachgiebigkeit

Zum Erreichen einer hohen Leistungsdichte werden in Leichtbaurobotern meist Getriebe mit hohen Untersetzungsverhältnissen eingesetzt, wodurch diese in den meisten Fällen nur wenig zurücktreibbar sind – kaum intrinsisch nachgiebig. Eine aktiv geregelte Nachgiebigkeit wird dadurch erreicht, dass extern auf den Roboter einwirkende Kräfte und Momente durch einen Drehmomentensensor in jedem Gelenk oder durch einen mehrachsigen Sensor am Endeffektor gemessen werden und durch die entsprechende Steuerung des jeweiligen Gelenkmotors eine Nachgiebigkeit eingestellt wird [2]. Die Interaktion mit der Umgebung, des eigentlich kaum zurücktreibbaren Systems, wird so durch eine aktive softwaregesteuerte Nachgiebigkeit erreicht [1].

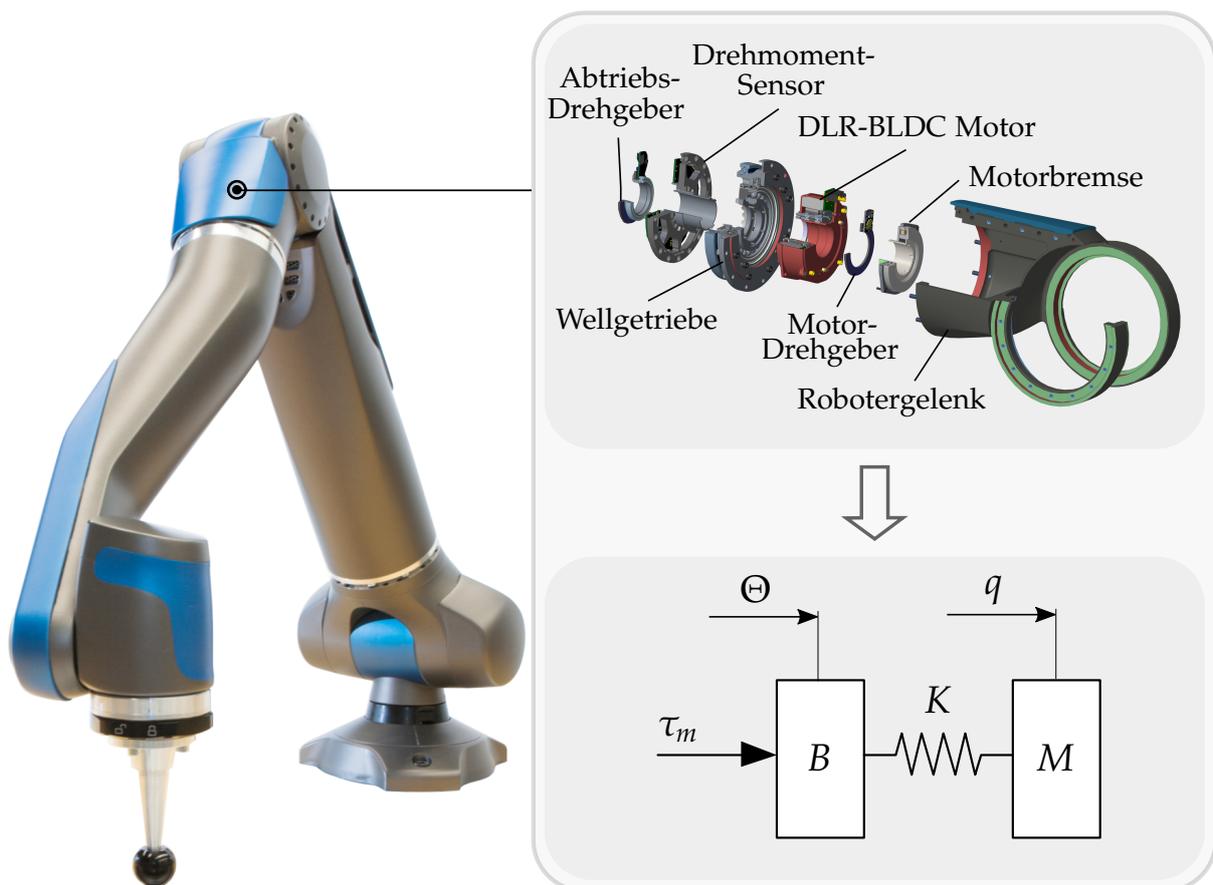


Abb. 1.1: Aufbau eines Leichtbauroboter-Gelenks – SARA. Geändert aus [3]

Der Aufbau eines Leichtbauroboter-Gelenks, für die aktive Nachgiebigkeitsregelung, ist in Abbildung 1.1 an SARA (Safe Autonomous Robotic Assistant), der nächsten

Generation des DLR-Leichtbauroboters, gezeigt. SARA ist ein vollintegriertes System, einschließlich der Motorsteuerungen, Motoren, Bremsen, Wellgetriebe, Lagerung, Positionssensoren am An- und Abtrieb sowie Drehmomentensensoren am jeweiligen Abtrieb [3]. Der Leichtbauroboter weist eine maximale Reichweite von 1250 mm, ein Gewicht von 22,6 kg, sieben Achsen und eine Nutzlast von 12 kg auf. Durch die Drehmomentensensorik wird eine Kraftauflösung von 0,1 N erreicht.

In der nachfolgenden Tabelle 1.1 sind weitere, ähnlich aufgebaute Leichtbauroboter mit Soft-Robotics-Eigenschaften aufgelistet: LBR-III (DLR, Oberpfaffenhofen-Weßling Deutschland) [4] und [5], UR5e (Universal-Robot GmbH, Odense, Dänemark) [6], Franka Production 3 (Franka Emika GmbH, München, Deutschland) [7], LBR iiwa 7 R800 und LBR iiwa 14 R820 (KUKA AG, Augsburg, Deutschland) [8].

Tabelle 1.1: Vergleich der Haupteigenschaften von erhältlichen Leichtbaurobotern

Name	Reichweite /mm	DOF	Traglast /kg	Roboter /kg	Steuerung /kg	Whl-Gngk./mm
LWR III	936	7	14	14	-	0,1
UR5e	850	6	5	20,6	12	0,03
Franka P3	855	7	3	17,8	7	0,1
LBR iiwa 7	800	7	7	22,3	23	0,1
LBR iiwa 14	820	7	14	29,5	23	0,15

Das prinzipielle Konzept einer aktiven Nachgiebigkeitsregelung, im Folgenden „Impedanz-Regelung“ genannt, beruht darauf, dass sich der Roboter bei extern einwirkenden Kräften in gewünschter Raumrichtung, wie ein Masse-Feder-Dämpfer-System – eine Impedanz – verhält, wodurch zugleich eine freie Bewegung im Raum und das Ausüben von Kräften auf starre Körper erreicht werden kann [9]. Für einen steifen Roboter kann eine stabile Impedanz-Regelung beispielsweise durch einen einfachen motorpositions-basierten PD-Lageregler [10], einen „PDplus“-Regler, einen Inversdynamik-Ansatz (auch „Feedback-Linearisierung“ oder „Computed-Torque-Control“ genannt) [11], in Kombination mit einer Gravitationskompensation erreicht werden.

Der beschriebene typische Aufbau eines Leichtbauroboters, führt, verglichen zu steifen Industrierobotern, zu geringen, jedoch nicht zu vernachlässigenden Elastizitäten im Antriebsstrang. Diese stellen bei der Regelung eine wesentliche Herausforderung dar, da sie zu ungedämpften Oszillationen und Instabilität führen können [12]. Ansätze der Impedanz-Regelung steifer Roboter sind daher nicht direkt auf elastische übertragbar oder führen zu einer nicht zufriedenstellenden Performanz [13],[14],[15].

Vor allem im Bereich der Positions- und Bahnfolgeregelung (Tracking-Control) von elastischen Robotern bestehen verschiedenste Ansätze [16]. Entkopplungsansätze durch

invertieren der Dynamik – wie bei steifen Robotern verbreitet – ermöglichen ein lineares Verhalten des geschlossenen Systems, asymptotische Stabilität und die theoretisch beste Performanz [13]. Die relativ komplexe Dynamik elastischer Roboter, setzt dabei ein genaues Modell sowie hohe Ableitungen der abtriebsseitigen Position voraus, was sich in der Praxis als herausfordernd erweist.

Ist der Roboter hinreichend steif, kann der Ansatz der „Singular Perturbation“ verwendet werden, um erprobte Regler für steife Roboter, auf den Fall der elastischen anzuwenden [17]. Dabei besteht die Annahme einer schnellen inneren Drehmomentenregelung, welche Sollwerte von einer langsameren äußeren Impedanz-Regelung erhält [18].

Die klassische rein motorseitige Positions- und Geschwindigkeitsrückführung, kann ein elastisches Verhalten im Antriebsstrang nicht erfassen und abtriebsseitige Oszillationen können so nicht unterdrückt werden. Wird die Rückführung durch die Messung des nicht-kollokierten abtriebsseitigen Drehmoments ergänzt, kann ein nachgiebiges Verhalten und eine aktive Unterdrückung von Oszillationen erreicht werden [2],[9]. Passivitätsbasierte Ansätze erlauben es, allein mit der Motorposition, dem gemessenen Abtriebsdrehmoment und deren ersten Ableitung, ein robustes Verhalten gegenüber Modellungenauigkeiten sowie dem Kontakt mit unbekannter Umgebung zu erreichen [16].

Aktuelle Ansätze verfolgen das Konzept der „Änderung der Koordinaten“ (change of coordinates), welche die elastische Natur des Roboters bewahren und gleichzeitig ein gewünschtes abtriebsseitiges Bahnfolgeverhalten erreichen [19]. Dieser Ansatz wird in [3] auf den Fall des Leichtbauroboters mit Drehmomenten-Sensoren erweitert.

1.3.1.2 Roboter mit intrinsischer Nachgiebigkeit

In der Forschung ist ein grundlegendes Umdenken, weg von Impedanz-geregelten mechanisch möglichst steifen Gelenken, hin zu mechanisch nachgiebigen Robotern zu beobachten – intrinsische Nachgiebigkeit [20]. Entgegen der aktiv geregelten Nachgiebigkeit wird bei diesem Ansatz, eine solche durch die Hardware selbst umgesetzt. Dabei wird versucht die Elastizität der menschlichen Muskeln, Sehnen und Bänder nachzuempfinden, wodurch die Auswirkung von externen stoßartigen Anregungen auf den Roboter vermindert wird. Bei relativ steifen Robotern mit hoch untersetzten Getrieben, limitiert die hohe reflektierte Trägheit (i^2) sowie geringe Rücktreibbarkeit die externe dynamische Belastbarkeit [21].

Eine intrinsische Nachgiebigkeit kann beispielsweise durch die Verwendung von elastischen Federn im Antriebsstrang erreicht werden – Serial Elastic Actuators [21], welche

einen Teil der in das System eingeführten kinetischen Energie elastisch speichern. So ist ein solches System nicht nur weniger anfällig im Falle einer Kollision, sondern die kurzzeitig gespeicherten Energie kann zusätzlich genutzt werden, um die eigentliche Dynamik des Antriebssystems zu übertreffen, wodurch unter anderem eine Effizienzsteigerung [22] sowie neue Anwendungsgebiete ermöglicht werden können – beispielsweise Hämmern oder Werfen [1]. Zudem wird eine geringere reflektierte Trägheit und eine genauere und robustere Impedanz-Regelung [21], bei verminderter Kontakt-Steifigkeit und Regelbandbreite [23] ermöglicht.

Der Aufbau eines intrinsisch nachgiebigen Systems sei am Beispiel des Hand-Arm-Systems: „HASY“ des DLR gezeigt [20], welches in Abbildung 1.2 dargestellt ist. Bei diesem System handelt es sich um einen Roboterarm, einschließlich einer Hand als Teil eines humanoiden Roboters. Dabei wird eine Nachgiebigkeit der Gelenke durch elastische Feder-Elemente im Antriebsstrang erreicht, deren Steifigkeit durch einen zusätzlichen Motor adaptiert werden kann.

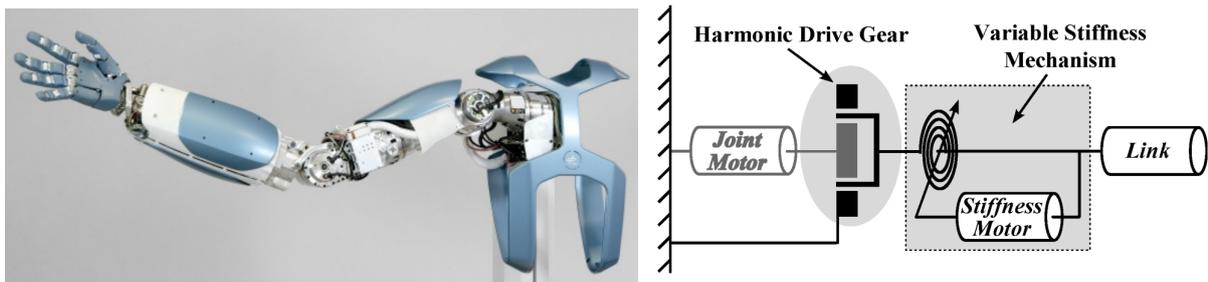


Abb. 1.2: Aufbau und Skizze des intrinsisch nachgiebigen Hand-Arm-Systems des DLR [20]

Die Regelung von intrinsisch nachgiebigen Robotern findet Anschluss an jene der elastischen Leichtbaurobotern, mit Einbeziehung nicht-kollozierter abtriebsseitiger Messgrößen [16], [24], [25]. So wird der zuvor genannte aktuelle Ansatz der Änderung der Koordinaten [3], vor allem bei intrinsisch nachgiebigen Robotern verfolgt, wobei asymptotisch stabile Bahnfolge mit aktiver Dämpfung des Abtriebs erreicht wird [19], [26], [27].

1.3.2 Zahnriemengetriebe und deren Übertragungsverhalten

Zahnriemen, auch als Synchronriemen bezeichnet, werden den Zugmittelgetrieben zugeordnet. Sie werden in vielseitigen Anwendungen zur effizienten rotatorischen oder linearen Leistungsübertragung verwendet, bei der die Verzahnung die Umfangskraft formschlüssig über das elastische Zugmittel als Zugkraft, von der Antriebs- zur Abtriebswelle überträgt [28]. Dabei lässt sich durch unterschiedliche Umfänge der Riemenscheiben eine Unter- oder Übersetzung der Drehzahl/ Geschwindigkeit

respektive dem Drehmoment/ Kraft erzielen. Die Wellen können parallel, unter einem Winkel und relativ großer Distanzen zueinander liegen.

Der prinzipielle Aufbau eines Zahnriemens ist in der folgenden Abbildung 1.3, anhand einer Weiterentwicklung des HTD (High-Torque-Drive) mit Halbrundprofil dargestellt:

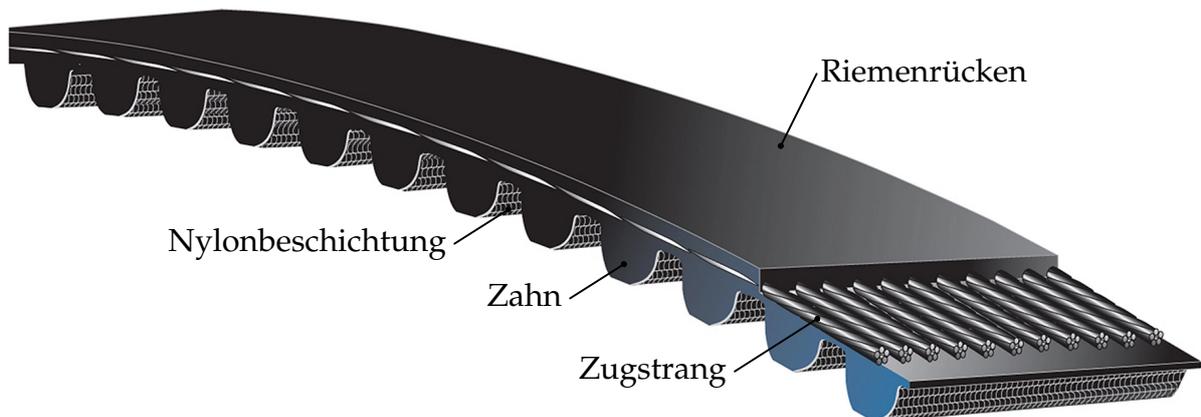


Abb. 1.3: Aufbau eines Zahnriemens: Gates PowerGrip GT3 3MGT. *Basiert auf* [29]

Der Formschluss der, mit einer reibungsminimierenden Nylonbeschichtung versehenen, Elastomerzähne mit der Riemenscheibe erlaubt die Einleitung der Umfangskraft in das elastische Zugmittel. In dieses sind Zugstränge aus Glas-, Aramid-, Stahl- oder Kohlenstofffasern eingebettet, welche den wesentlichen Teil der Zugkraft übertragen.

Bei dem in dieser Arbeit betrachteten Roboter werden Zahnriemen zur Übertragung des Drehmoments des Antriebsmotors verwendet. Dabei ist hinsichtlich der Regelung des abtriebsseitigen Drehmoments besonders das Übertragungsverhalten der Zahnriemen bei variierender Belastung von Interesse.

Aufgrund des weitverbreiteten Einsatzes von Zahnriemengetrieben, bestehen zahlreiche Untersuchungen sowie Simulationsansätze zu deren Übertragungsverhalten. Viele dieser Ansätze haben gemein, dass die Leistungsübertragung eines Zahnriemens als eine Mischform aus Kraft- und Formschluss zu betrachten ist, wobei mögliche Formungenauigkeiten der Zähne, das elastische Verhalten der Zugstränge und Zahnflanken zu einem komplexen Steifigkeitsverlauf führen [30]. In [31] wird durch die Untersuchung des Drehmoment-Verdrehwinkel-Verhältnisses eines Referenz-Zahnriemengetriebes herausgestellt, dass sich bei Lastumkehr ein von der Vorspannkraft, der Teilungsdifferenz sowie der Last abhängiges, nicht-lineares dreistufiges Übertragungsverhalten ergibt.

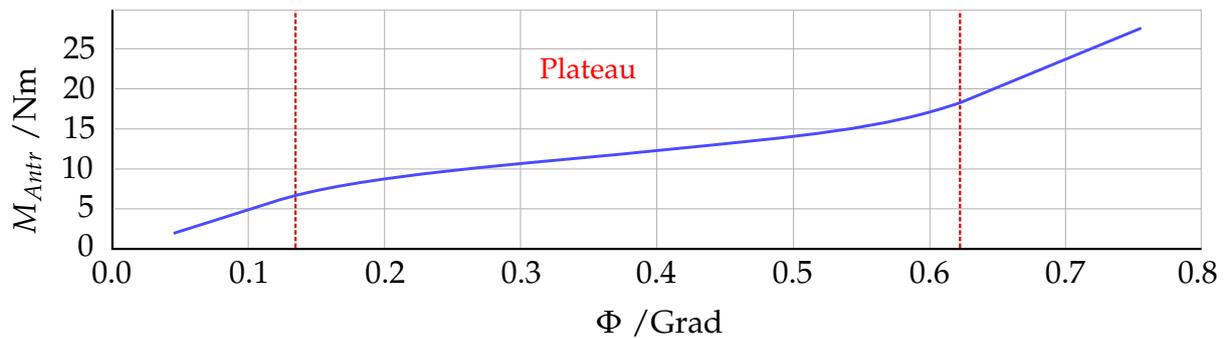
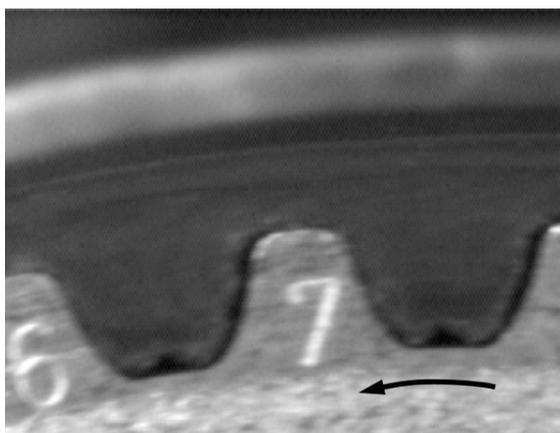
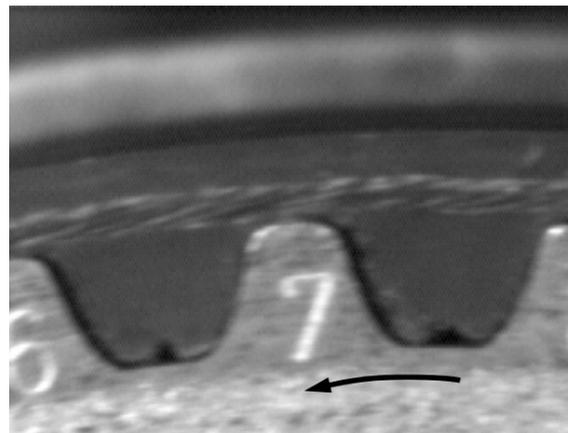


Abb. 1.4: Steifigkeitskurve eines Zahnriemens nach Lastumkehr. *Angelehnt an* [31]

Das nach Lastumkehr vorliegende Übertragungsverhalten ist anhand der Steifigkeitskurve in Abbildung 1.4 dargestellt. Diese weist drei Bereiche mit einem mittigen Plateau auf, in welchem die Steifigkeit signifikant kleiner ist. Unterhalb des Plateaus, bei niedrigen übertragenden Drehmomenten, ist eine konstante Steigung zu erkennen. In dieser Phase wird die Umfangskraft hauptsächlich reibschlüssig am Zahnfußgrund, bedingt durch die Umschlingung der Riemenscheibe, durch den Riemen übertragen. Das Plateau wird infolge der Überschreitung des durch den Reibschluss übertragbaren Drehmoments hervorgerufen. Weist der Zahnriemen ein Spiel in den Zahnflanken auf, kommt es bei Lastumkehr zu einer Ausgleichsbewegung – Rutschen – der Zahnflanke, bis dieses ausgeglichen ist. Liegt die Zahnflanke des Riemens und der Riemenscheibe in Belastungsrichtung aneinander, stellt sich eine lineare Steifigkeit ein – oberhalb des Plateaus [31]. Ein solcher Flankenwechsel tritt lastabhängig und bei Lastumkehr auf, wie in der folgenden Abbildung 1.5 zu erkennen.



(a) Zahnriemenflanke links ($M_{an} = 5 Nm$)



(b) Zahnriemenflanke rechts ($M_{an} = 11 Nm$)

Abb. 1.5: Lastabhängige Zahnflankenanlage [31]

Wie an der Steifigkeitskurve zu erkennen, erstreckt sich dieser Effekt über einen weiten Bereich der übertragenden Drehmomente. Daher ist dieser für das Erreichen einer präzisen Drehmoment- und Drehzahlübertragung nicht zu vernachlässigen.

1.4 Beschreibung des betrachteten riemengetriebenen Roboters

Grundlegend für das Verständnis der in dieser Arbeit entwickelten Regelung, wird in diesem Abschnitt das in Vorarbeit entwickelte Roboter-System beschrieben. Dazu wird dieses zunächst im Ganzen, daraufhin das Antriebssystem des Roboters im Detail und letztlich die Gesamtarchitektur sowie die verwendeten Komponenten betrachtet. Die Beschreibungen entlehnen einer vorangegangenen Arbeit des Autors.

1.4.1 Aufbau des Roboter-Systems

Das Roboter-System setzt sich zusammen aus den drei Hauptkomponenten: riemengetriebener Sechs-Achs-Roboterarm, Robotersteuerung und einem Bedienelement. Diese sind in Abbildung 1.6 skizzenhaft dargestellt.

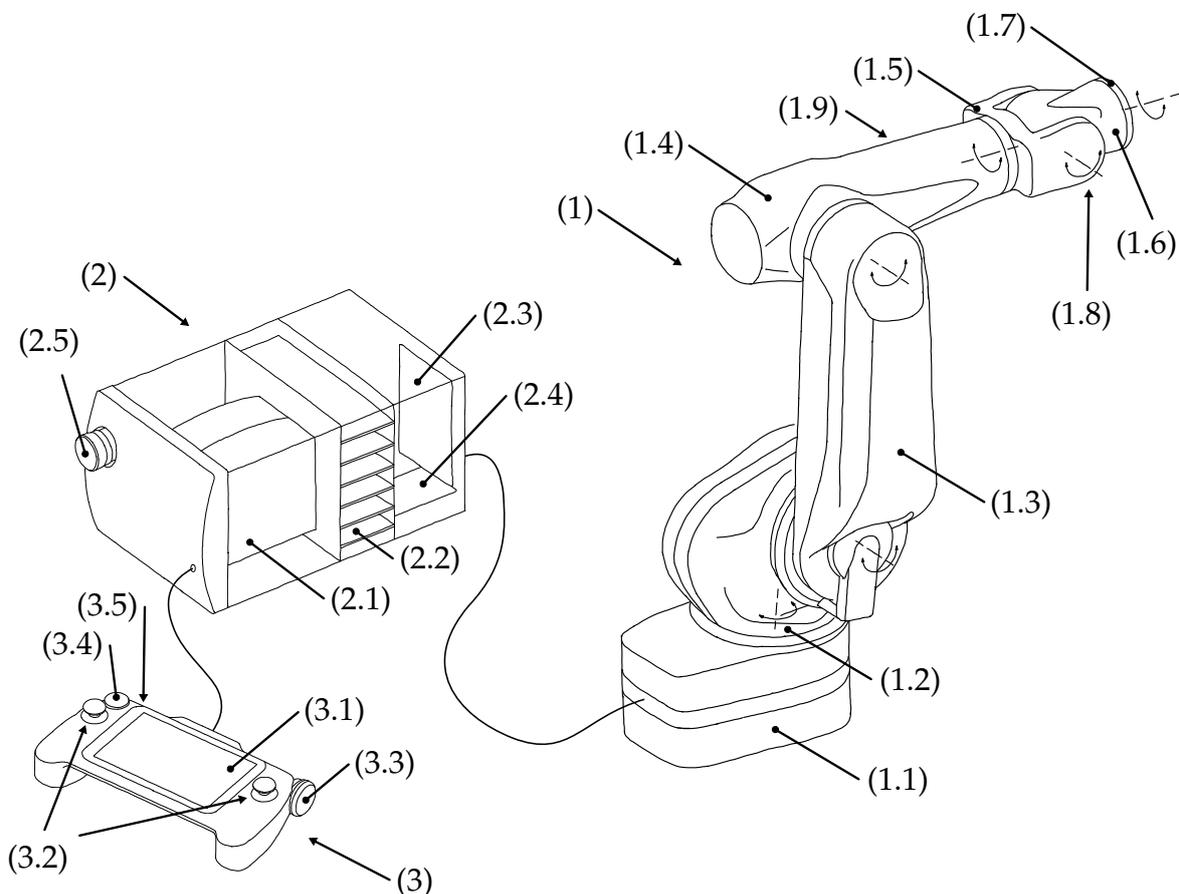


Abb. 1.6: Komponenten des entwickelten Roboter-Systems: (1) Roboterarm: (1.1) Grundgestell, (1.2) Karussell, (1.3) Schwinge, (1.4) Arm, (1.5) Handgelenk, (1.6) Hand, (1.7) Flansch, (1.8) Sensorschnittstelle, (1.9) Leistungsanschluss; (2) Robotersteuerung: (2.1) Netzteile, (2.2) Motorsteuerungen, (2.3) low-level Regeleinheit, (2.4) high-level Regeleinheit, (2.5) E-Stopp1; (3) Bedienelement: (3.1) Display, (3.2) Joy-Sticks, (3.3) E-Stopp2, (3.4) Drehgeber, (3.5) Taster,

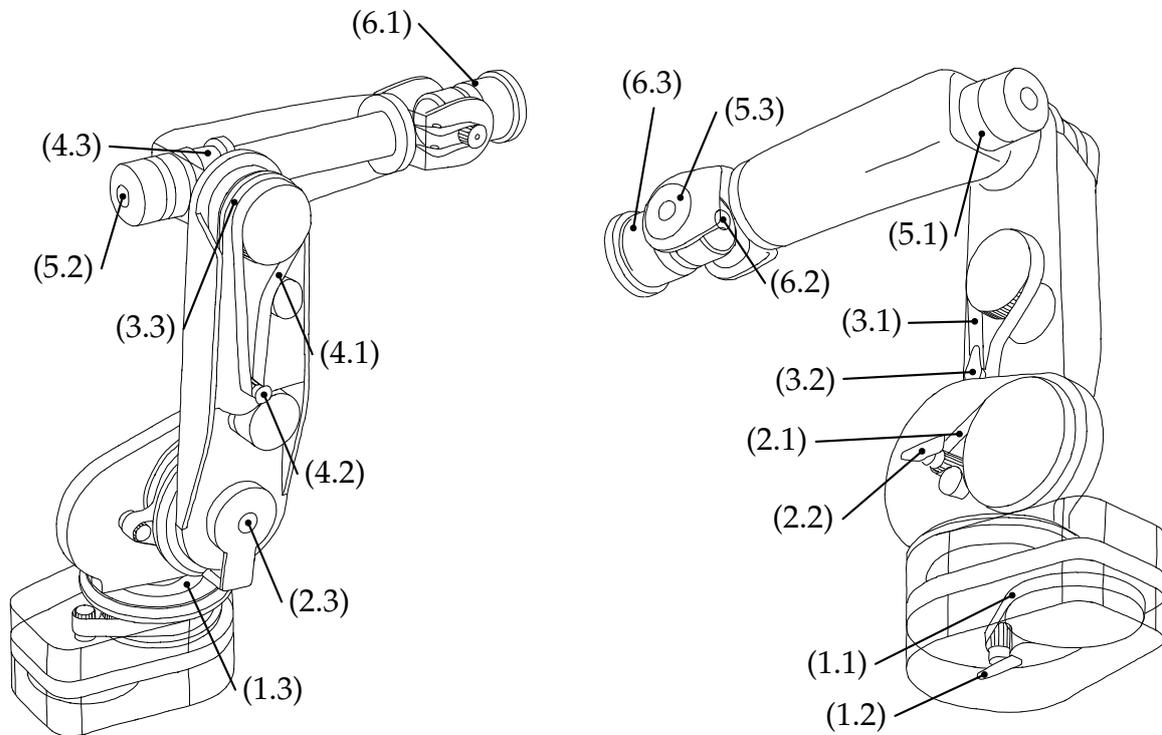
Der sechssachsige **Roboterarm** (Abb. 1.6 (1)) setzt sich zusammen aus dem Grundgestell, dem Karussell, der Schwinge, dem Arm, dem Handgelenk, der Hand und dem Flansch. Das Grundgestell (Abb. 1.6 (1.1)) ist im Bezugsarbeitsraum fixiert und nicht beweglich. Die Verbindung zum Karussell (Abb. 1.6 (1.2)) bildet die erste Rotationsachse. Das Karussell ist mittels der zweiten Rotationsachse mit der Schwinge (Abb. 1.6 (1.3)) verbunden. Die Rotation des Arms (Abb. 1.6 (1.4)), relativ zur Schwinge, wird durch die dritte Achse erreicht. In dieser Konfiguration sind die ersten drei Rotationsachsen im Wesentlichen für die Positionierung des Tool-Center-Points (TCP – Schnittpunkt der letzten drei Achsen) im Bezugsarbeitsraum verantwortlich. Die letzten drei Rotationsachsen werden durch die Verbindungen von Arm/Handgelenk (Abb. 1.6 (1.5)), Handgelenk/Hand (Abb. 1.6 (1.6)) sowie Hand/Flansch (Abb. 1.6 (1.7)) gebildet. Diese Achsen treffen sich alle in einem Punkt. Daher sind diese wesentlich für die Orientierung des TCP im Bezugsarbeitsraum verantwortlich. Diese Konfiguration wird auch als anthropomorph bezeichnet [32]. Der Flansch ermöglicht die mechanische Anbindung von Werkzeugen oder Greifer-Systemen. Zusätzlich ist eine Sensorschnittstelle (Abb. 1.6 (1.8)) sowie ein Leistungsanschluss (Abb. 1.6 (1.9)) in der Hand respektive dem Arm vorgesehen.

Die **Robotersteuerung** (Abb. 1.6 (2)) dient der Leistungsbereitstellung (Abb. 1.6 (2.1)), Motorregelung und Bewegungsregelung. Alle im Roboter erfassten Sensordaten werden mittels eines Kommunikationsbus zu einer zentralen low-level Regeleinheit (Abb. 1.6 (2.3)) in der Robotersteuerung übermittelt, welche für die Bewegungsregelung und Ablaufsteuerung verantwortlich ist. Die low-level Regeleinheit regelt die Bewegung der Antriebsmotoren über sechs einzelne, in der Robotersteuerung befindliche, Motorsteuerungen (Abb. 1.6 (2.2)), welche über einen Kommunikationsbus miteinander verbunden sind. Eine zusätzliche high-level Regeleinheit (Abb. 1.6 (2.4)) dient der Kommunikation mit externen Geräten sowie Peripherie und ermöglicht erweiterte Funktionen für die Bewegungs- und Ablaufsteuerung.

Für die Anzeige von Daten im Betrieb des Roboter-Systems sowie die direkte Eingabe von Befehlen des Nutzers ohne Zusatzgerät (bspw. PC), dient ein **Bedienelement** (Abb. 1.6 (3)). Dieses ist mittels eines weiteren Kommunikationsbus mit der low-level Regeleinheit in der Robotersteuerung verbunden. Es verfügt neben einem Display (Abb. 1.6 (3.1)) über weitere Eingabelemente: zwei Joy-Sticks (Abb. 1.6 (3.2)), einem E-Stopp-Schalter (Abb. 1.6 (3.3)), einem Drehgeber (Abb. 1.6 (3.4)) und zwei Tastern (Abb. 1.6 (3.5)).

1.4.2 Aufbau des Roboter-Antriebssystems

Der konzeptionelle Aufbau des Roboter-Antriebssystems ist in der Abbildung 1.7 anhand von zwei Ansichten des Roboterarms skizziert.



(a) Ansicht des Roboters von schräg rechts oben (b) Ansicht des Roboters von schräg links unten

Abb. 1.7: Antriebssystem-Komponenten des Roboterarms: ((1.1), (2.1), (3.1), (4.1)) Zweistufiges Zahnriemengetriebe, ((5.1) und (6.1)) Wellgetriebe, ((1.2), (2.2) bis (6.2)) BLDC-Motor mit Inkremental-Drehgeber, ((1.3), (2.3) bis (6.3)) Absolut-Drehgeber

Die ersten vier Achsen des Roboters werden durch zweistufige Zahnriemengetriebe (Abb. 1.7 (1.1), (2.1) bis (4.1)) und die fünfte sowie sechste Achse durch Wellgetriebe in Verbindung mit BLDC-Motoren angetrieben (Abb. 1.7 (5.1) und (6.1)). Bei den ersten drei Achsen sind die zwei Stufen der Zahnriemengetriebe in der jeweiligen Roboterkomponente (Grundgestell, Karussell und Schwinge) integriert. Die beiden Stufen des Zahnriemengetriebes der vierten Achse (Schwinge/Arm (Abb. 1.7 (4.1)) sind aufgeteilt. Dabei befindet sich die erste Stufe in der Schwinge und die zweite wird durch das dritte Gelenk geleitet und mittels eines umgelenkten Zahnriemens und einer Welle auf das Handgelenk übertragen. Der Antrieb der Motortriebseinheit der fünften Achse (Abb. 1.7 (5.1) und (5.2)) wird mit einer, durch den Arm geführten, Welle durch das vierte Gelenk geleitet und durch einen umgelenkten Zahnriemen auf die Hand übertragen. Die sechste Achse (Abb. 1.7 (6.1) bis (6.3)) ist eine vollständig integrierte Einheit.

Alle Antriebseinheiten der Achsen haben gemein, dass sie motorseitig über einen inkrementellen Drehgeber (Abb. 1.7 (1.2), (2.2) bis (6.2)) verfügen, welcher jeweils für die Kommutierung der Antriebsmotoren verwendet wird. Zudem verfügt jede Achse über einen abtriebsseitigen absoluten Drehgeber (Abb. 1.7 (1.3), (2.3) bis (6.3)). Dieser ermöglicht die direkte und absolute Messung des relativen Drehwinkels, der durch die gemeinsame Achse verbundenen Körper.

Grundgestell

Der Aufbau des zweistufigen Zahnriemengetriebes des Grundgestells ist in Abbildung 1.8 anhand einer Darstellung ohne Abdeckungen veranschaulicht.

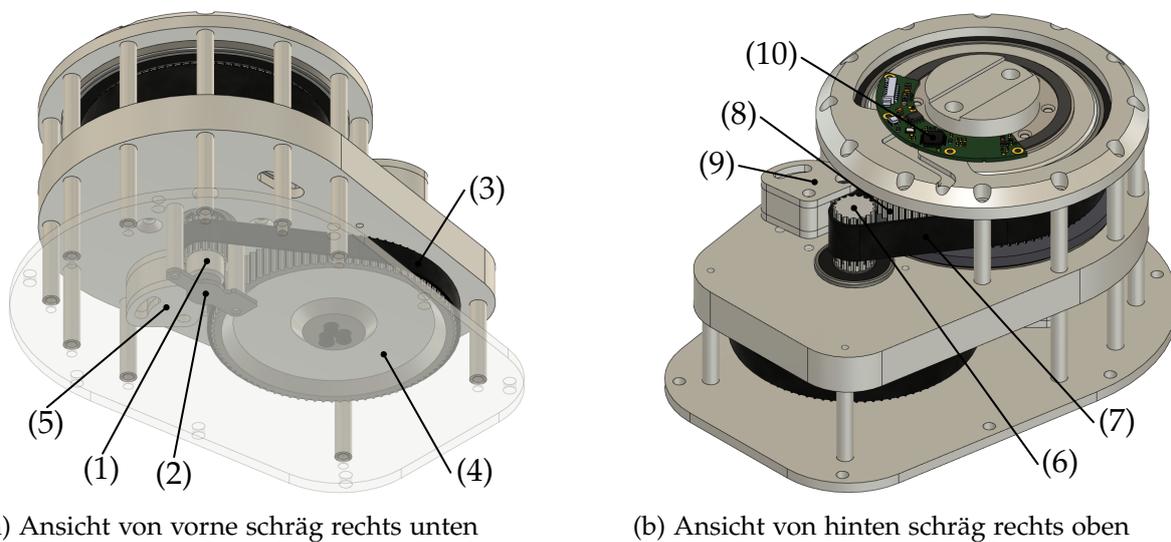


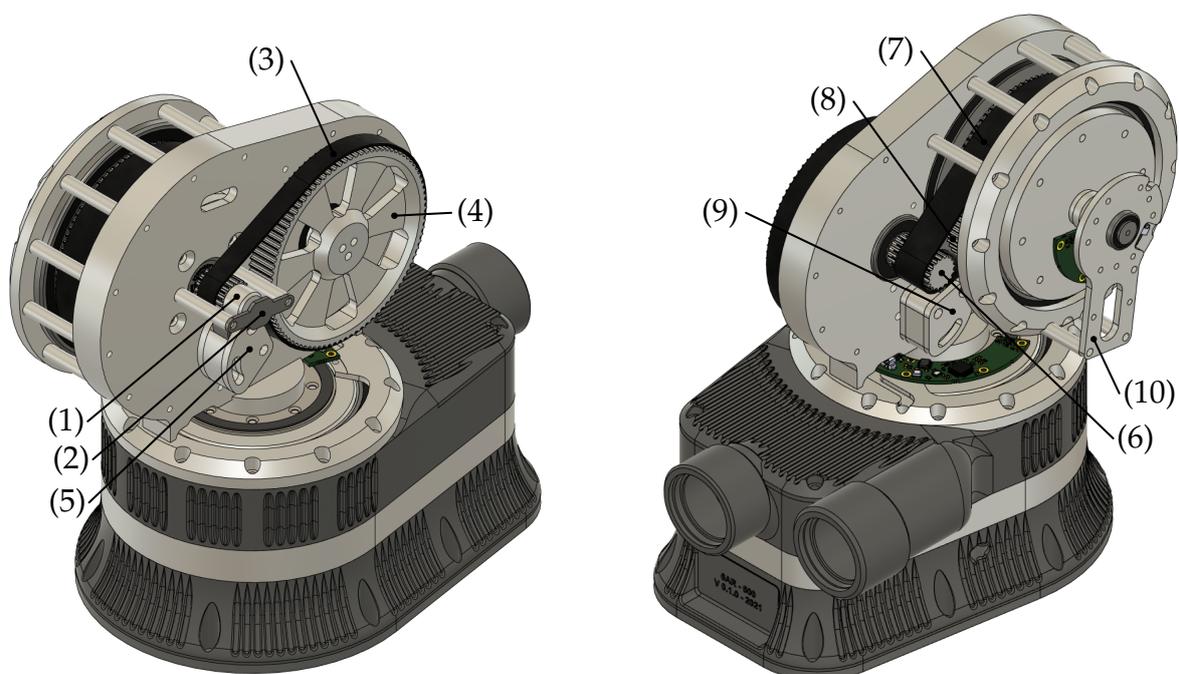
Abb. 1.8: Struktur-Komponenten des konstruierten Grundgestells des Roboterarms: (1) Motorwelle-Zahnriemenscheibe; (2) Motor-Drehgeber; (3) Zahnriemen (Übersetzungs-Stufe 1 – ÜS1); (4) große Zahnriemenscheibe (ÜS1); (5) Riemenspanner (ÜS1); (6) kleine Zahnriemenscheibe (ÜS2); (7) Zahnriemen (ÜS2); (8) große Zahnriemenscheibe (ÜS2); (9) Riemenspanner (ÜS2) und (10) Absolut-Drehgeber

Der Antriebsmotor ((1) in Abb. 1.8) sitzt auf der Oberseite der Mittel-Platte innerhalb der großen Zahnriemenscheibe ($z = 90$; (8) in Abb. 1.8) der zweiten Übersetzungsstufe des Zahnriemengetriebes. Auf der Motorwelle ist eine kleine Zahnriemenscheibe ($z = 17$) befestigt, welche die Drehbewegung des Motors über einen 9 mm breiten 3M-GT3 Zahnriemen des Herstellers Gates ((3) in Abb. 1.8) auf die erste große Zahnriemenscheibe ((4) in Abb. 1.8) überträgt. Diese ist mittels zwei eingepresster Rillenkugellager in der Mittel-Platte gelagert. Die zweite kleine Zahnriemenscheibe ((6) in Abb. 1.8) ist starr durch einen Reibschluss mit der ersten großen verbunden und dient der Übertragung der Drehbewegung auf die zweite große Antriebszahnriemenscheibe mittels eines 15 mm 3M-GT3 Zahnriemens ((7) in Abb. 1.8). Dieser

ist aufgrund des in der zweiten Stufe größeren Drehmoments breiter gewählt. Die Zahnriemen werden jeweils mittels eines Riemenspanners ((5) und (9) in Abb. 1.8) vorgespannt, welcher über zwei Rillenkugellager mit Anlaufbund verfügt. Der magnetische inkrementelle Drehgeber ((2) in Abb. 1.8) – für die Motorkommutierung – ist über der Motorwelle positioniert und wird durch zwei Aluminium Hülssen auf Abstand gehalten. Ein diametral-magnetisierter Samarium-Kobalt-Magnet (hohe Temperatur-Beständigkeit und Magnetisierungsgüte), dessen Bewegung durch den Drehgeber erfasst wird, ist in die kleine Zahnriemenscheibe auf der Motorwelle integriert. Der 20-bit Absolut-Ring-Drehgeber ((10) in Abb. 1.8) ist auf dem Lagerhaltering und der großen Abtriebszahnriemenscheibe fixiert.

Karussell

In Abbildung 1.9 ist das Karussell zur näheren Betrachtung des Zahnriemengetriebes ohne Abdeckungen dargestellt.



(a) Ansicht von vorne schräg rechts oben

(b) Ansicht von hinten schräg rechts oben

Abb. 1.9: Strukturkomponenten des konstruierten Karussells des Roboterarms: (1) Motorzahnriemenscheibe; (2) Motor-Drehgeber; (3) Zahnriemen (ÜS1); (4) große Zahnriemenscheibe (ÜS1); (5) Riemenspanner (ÜS1); (6) kleine Zahnriemenscheibe (ÜS2); (7) Zahnriemen (ÜS2); (8) große Zahnriemenscheibe (ÜS2); (9) Riemenspanner (ÜS2) und (10) Absolut-Drehgeber

Der Aufbau des zweistufigen Zahnriemengetriebes des Karussells ist dem des Grundgestells in den Komponenten und Abmaßen identisch. Lediglich die zweite große Abtriebszahnriemenscheibe ((8) in Abb. 1.9) ist anders gestaltet, um die nachfolgende

Schwinge aufzunehmen. Der 19-bit Absolut-Drehgeber wird zudem durch einen separaten Halter fixiert ((10) in Abb. 1.9).

Bei dem Grundgestell und dem Karussell weist die große Zahnriemenscheibe beider Stufen jeweils eine Zähnezahl von $z = 90$ und die kleine $z = 17$ auf. Demnach ergibt sich ein Gesamt-Übersetzungsverhältnis von $i = (90/17)^2 \approx 28,028$.

Schwinge

Zur Veranschaulichung der beiden Antriebssysteme in der Schwinge, ist diese in Abbildung 1.10 ohne Abdeckungen in drei Ansichten gezeigt.

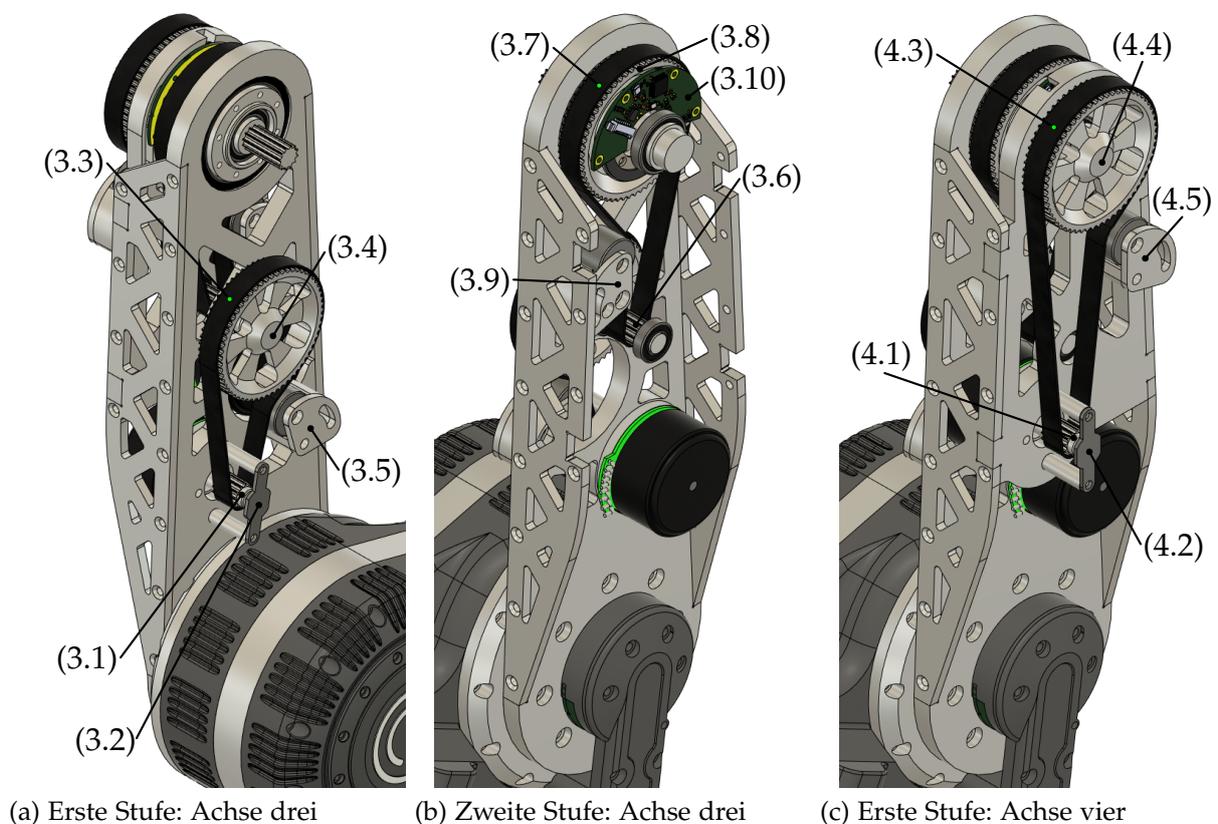


Abb. 1.10: Struktur-System-Komponenten der konstruierten Schwinge des Roboterarms: (3.1) Motorwelle-Zahnriemenscheibe (Achse 3); (3.2) Motor-Drehgeber; (3.3) Zahnriemen (ÜS1); (3.4) große Zahnriemenscheibe (ÜS1); (3.5) Riemenspanner (ÜS1); (3.6) kleine Zahnriemenscheibe (ÜS2); (3.7) Zahnriemen (ÜS2); (3.8) große Zahnriemenscheibe (ÜS2); (3.9) Riemenspanner (ÜS2); (3.10) Absolut-Drehgeber (Achse 3); (4.1) Motorwelle-Zahnriemenscheibe (A4); (4.2) Motor-Drehgeber; (4.3) Zahnriemen (ÜS1); (4.4) große Zahnriemenscheibe (ÜS1) und (4.5) Riemenspanner (ÜS1)

In Ansicht 1.10a ist die nach innen gerichtete Seite der Zentral-Platte der Schwinge gezeigt. Auf dieser Seite ist die erste Stufe des Zahnriemengetriebes der dritten Achse positioniert. Diese setzt sich aus dem Antriebsmotor mit der ersten kleinen Zahnrie-

menscheibe ($z = 9$) ((3.1) in Abb. 1.10a), dem inkrementellen Drehgeber ((3.2) in Abb. 1.10a), dem 3M-GT3-9 Zahnriemen ((3.3) in Abb. 1.10), der großen Zahnriemenscheibe ($z = 60$) ((3.4) in Abb. 1.10a) und dem Riemenspanner ((3.5) in Abb. 1.10a) zusammen. Die Welle des Antriebsmotor ist durch die Zentral-Platte gesteckt. Die erste große Zahnriemenscheibe und die mit dieser verbundenen zweiten kleinen Zahnriemenscheibe ((3.6) in Abb. 1.10b) sind in der Zentral-Platte und der Stütz-Platte gelagert.

Die zweite Stufe des Getriebes der dritten Achse ist in Ansicht 1.10b zu sehen. Die Komponenten der zweiten Getriebestufe gleichen prinzipiell der ersten Stufe. Die zweite große Zahnriemenscheibe ((3.8) in Abb. 1.10b) bildet den Abtriebsflansch des Getriebes. Dieser ist zum einen durch ein Rillenkugellager in der Zentral-Platte und zum anderen durch zwei Rillenkugellager auf der Durchgangswelle der ersten großen Zahnriemenscheibe ((4.4) in Abb. 1.10c) des Antriebs der vierten Achse gelagert. Der Abnehmer des 19-bit Absolut-Drehgebers ((3.10) in Abb. 1.10a) der dritten Achse ist an der Stütz-Platte und der Magnetring des Absolut-Drehgebers auf der zweiten großen Zahnriemenscheibe des Getriebes der dritten Achse fixiert.

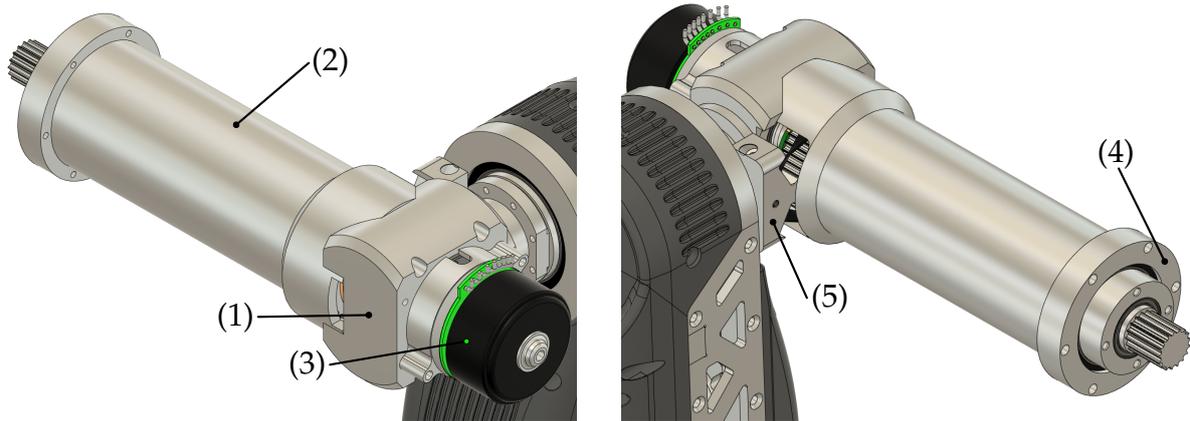
Der Antriebsmotor ((4.1) in Abb. 1.10c) der vierten Achse ist an der Stützplatte montiert. Auf der Welle des Antriebsmotors ist die kleine Zahnriemenscheibe der ersten Getriebestufe fixiert. Die kleine Zahnriemenscheibe der zweiten Getriebestufe ist Teil der bereits erwähnten Durchgangswelle und bildet die Schnittstelle zur Übertragung der Drehbewegung der vierten Achse auf die nachfolgende Roboterarm-Komponente.

Die Integration beider Antriebe der dritten und vierten Achse dient vor allem der Massenverteilung. Denn so wird der Massenmittelpunkt, der in der kinematischen Kette aufeinander folgenden Komponenten, geometrisch näher an die zweite Achse gebracht. Diese stellt das Gelenk dar, welches am stärksten durch die Gewichtskraft beeinflusst wird. Dadurch werden die notwendigen Antriebsdrehmomente der Gelenke verringert.

Die kleinen Zahnriemenscheiben der dritten Achse weisen jeweils eine Zähnezahl von $z = 9$ und die großen $z = 60$ auf. Dadurch ergibt sich ein Gesamt-Übersetzungsverhältnis von $i = (60/9)^2 = 44, \overline{44}$. Die kleinen Zahnriemenscheiben der vierten Achse weisen jeweils eine Zähnezahl von $z = 12$ und die großen $z = 60$ auf. Dadurch ergibt sich ein Gesamt-Übersetzungsverhältnis von $i = (60/12)^2 = 25$.

Arm

Die Abbildung 1.11 zeigt den Arm ohne Abdeckungen. Darin ist zu erkennen, dass die Struktur des Arms grundlegend aus dem Arm-Träger ((1) in Abb. 1.11) und dem Arm-Rohr ((2) in Abb. 1.11) besteht. Der Arm-Träger ermöglicht die zur dritten Achse



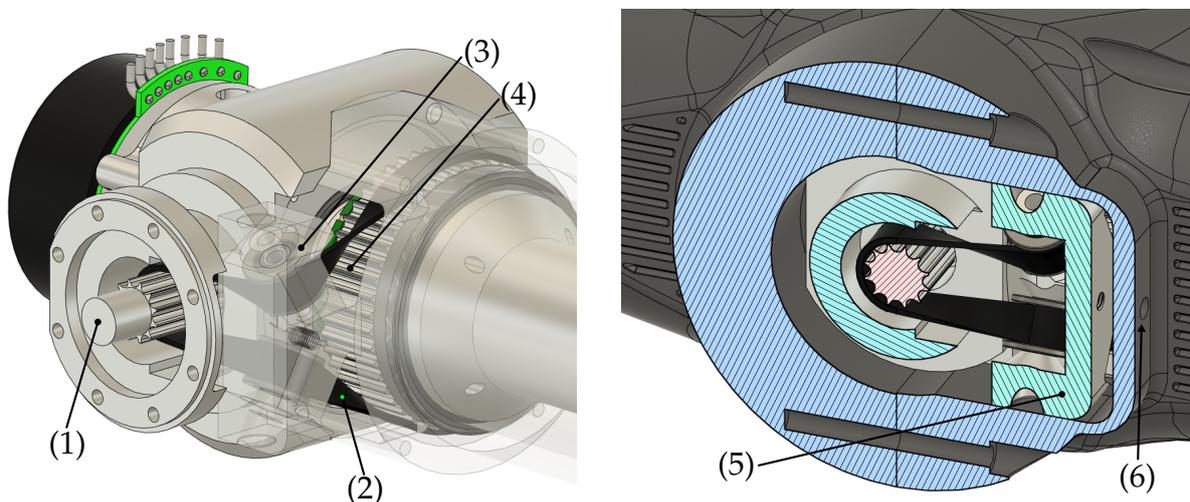
(a) Ansicht von hinten schräg links oben

(b) Ansicht von vorne schräg links oben

Abb. 1.11: Struktur-Komponenten des konstruierten Arms des Roboters: (1) Armträger; (2) Armrohr; (3) Antriebsmotor; (4) Lagerhalterung und (5) Zahnriemenumlenkrollenhalter und Riemenspanner

orthogonal stehende Aufnahme des Arm-Rohrs sowie die Umlenkung ((5) in Abb. 1.11) des Zahnriemens der zweiten Stufe des vierten Gelenk-Getriebes. Zusätzlich integriert er die Aufnahme des Antriebsmotors ((3) in Abb. 1.11), des Wellgetriebes und des 18-bit Absolut-Drehgebers der vierten Achse.

Die Umlenkung und zweite Stufe des Getriebes der vierten Achse ist in Abbildung 1.12 im Detail in zwei Ansichten dargestellt.



(a) Ansicht von vorne schräg links oben

(b) Schnittansicht von vorne schräg links oben

Abb. 1.12: Detailansicht der Zahnriemenumlenkung des konstruierten Arms des Roboters: (1) Abtrieb der ersten Stufe des Zahnriemengetriebes der vierten Achse; (2) umgelenkter Zahnriemen der vierten Achse (ÜS2); (3) Zahnriemenumlenkrollen; (4) große Zahnriemenscheibe der vierten Achse (ÜS2); (5) Zahnriemenumlenkrollenhalter/ Riemenspanner und (6) Bohrung der Riemenspann-Schraube

Der Abtrieb der ersten Stufe des Zahnriemengetriebes der vierten Achse ((1) in Abb. 1.12), als Teil der mechanischen Schnittstelle der Schwinge, ist orthogonal zu der Drehachse des vierten Gelenks orientiert. Dies wird in der zweiten Stufe des Getriebes durch die Umlenkung des Zahnriemens ((2) in Abb. 1.12) auf die große Zahnriemenscheibe der vierten Achse ((4) in Abb. 1.12) ausgeglichen und zugleich eine Übersetzung realisiert.

Um den vorwiegend rotations-symmetrischen Aufbau des Arms detaillierter beschreiben zu können, ist der Arm in Abbildung 1.13 im Längs-Querschnitt gezeigt.

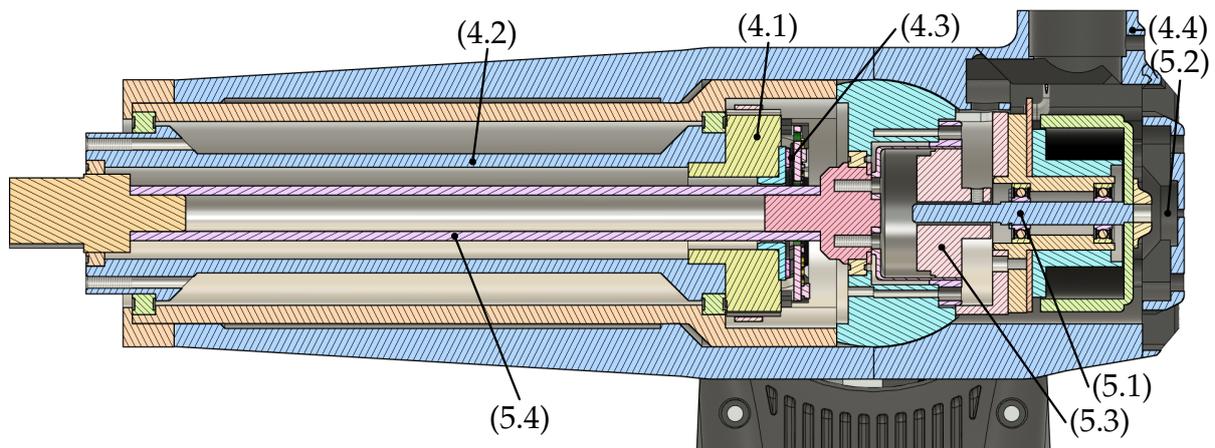


Abb. 1.13: Komponenten des konstruierten Arms des Roboters im Längs-Querschnitt: (5.1) Motor (Achse 5); (5.2) Motor-Drehgeber; (5.3) Wellgetriebe; (5.4) Abtriebswelle des Wellgetriebes (Achse 5); (4.1) große Zahnriemenscheibe (Achse 4 – ÜS2); (4.2) Abtriebswelle der vierten Achse; (4.3) Absolut-Drehgeber (Achse 4) und (4.4) Well-schlauch-Anschluss von Schwinge

Die zuvor beschriebene große Zahnriemenscheibe ((4.1) in Abb. 1.13) der zweiten Stufe des Zahnriemengetriebes der vierten Achse, auf welche der Zahnriemen umgelenkt wird, wird durch eine Hohlwelle ((4.2) in Abb. 1.13) entlang des Arm-Rohrs geführt. Diese Welle bildet die mechanische Schnittstelle zu dem nachfolgenden Handgelenk. Der Magnet-Ring des 18-bit Absolut-Drehgebers ((4.3) in Abb. 1.13) der vierten Achse ist an der großen Zahnriemenscheibe fixiert. Die Ausleseeinheit des Absolut-Drehgebers ist mittels eines additiv gefertigten Halters mit dem Arm-Träger verbunden. Der Antriebsmotor ((5.1) in Abb. 1.13) wird durch einen Aluminium-Halter zu dem zylindrischen Ring mit Innenverzahnung (Circular-Spline) des Wellgetriebes ((5.3) in Abb. 1.13) ausgerichtet, welcher wiederum über dessen Außendurchmesser zum Arm-Träger zentriert ist. Der Abtrieb des Wellgetriebes (Flex-Spline) ist über ein Drehteil fest im Arm-Träger gelagert. Das Drehteil ist mit einer Hohlwelle ((5.4) in Abb. 1.13) verschraubt, welche die Drehbewegung entlang des Arms auf die Zahnriemenscheibe der mechanischen Schnittstelle der fünften Achse überträgt.

Der inkrementelle Drehgeber ((5.2) in Abb. 1.13) des Antriebmotors der fünften Achse ist in dem geschlitzten Deckel der hinteren Arm-Abdeckung fixiert.

Handgelenk

Die Struktur und Funktionsweise des Handgelenks ist in Abbildung 1.14 in zwei Ansichten ersichtlich.

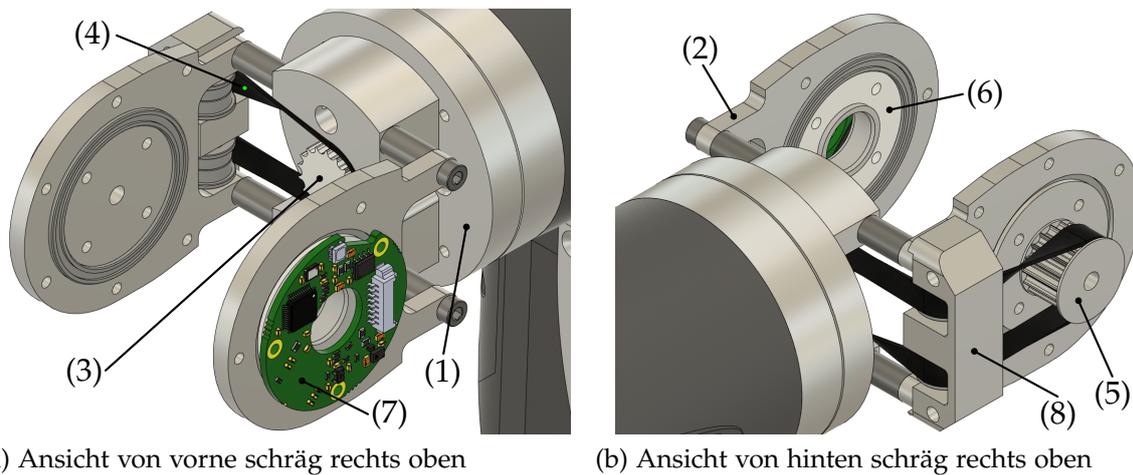


Abb. 1.14: Antriebssystem-Komponenten des Handgelenks des konstruierten Roboterarms: (1) Handgelenk-Grundträger; (2) Handgelenk-Seitenwangen; (3) Abtriebs-Zahnriemenscheibe (Achse 5); (4) umgelenkter Zahnriemen (A5); (5) Zahnriemenscheibe (A5); (6) Zentrier-Platten als mechanische Schnittstellen (beidseitig) der Hand; (7) Absolut-Drehgeber (A5) und (8) Umlenk-Rollen und -Halte

Die mechanische Schnittstelle der vierten Achse des Arms wird durch den Handgelenk-Grundträger ((1) in Abb. 1.14) adaptiert. Dieser ermöglicht die orthogonale Stellung der fünften zur vierten Achse durch zwei Seitenwangen ((2) in Abb. 1.14), welche durch jeweils zwei Abstandshülsen auf genauem Abstand zum Hauptträger gehalten werden.

Die Hand wird durch jeweils ein Rillenkugellager in jeder Seitenwange des Handgelenks gelagert und mittels einer Zentrier-Platte ((5) und (6) in Abb. 1.14) mit diesen verbunden. Dadurch ergibt sich eine geschlossene Struktur, wodurch die Steifigkeit im Vergleich zu einer C-Struktur (lose Seitenwangen-Lagerung) erhöht. Die Zentrierplatten (6) in Abb. 1.14 dienen der Aufnahme des Magnetings des 18-bit Absolut-Drehgebers ((7) in Abb. 1.14) der fünften Achse sowie der Kabeldurchführung. Die Zentrier-Platte (5) in Abb. 1.14 dient dem Antrieb des Gelenks der fünften Achse und somit dem Antrieb der Hand.

Die Bewegung der Zahnriemenscheibe ((3) in Abb. 1.14), als Antrieb des Getriebes der fünften Achse, wird mithilfe eines 3M-GT3-6 Zahnriemens ((4) in Abb. 1.14) auf die Zentrierplatte über zwei Rollen ((8) in Abb. 1.14) umgelenkt. Da die Antriebs- und

Abtriebszahnscheibe die gleiche Zähnezah aufweisen, verläuft der Riemen parallel und die Umlenkrollen sind koaxial. Der Umlenkrollenhalter ((8) in Abb. 1.14) gleitet auf der Seitenwange und ist translatorisch parallel zur vierten Achse geführt. Diese Verschiebung erlaubt es den Zahnriemen mittels zweier Schrauben in den Bohrungen (3) in Abbildung 1.14 vorzuspannen. Die Welle, welche die Umlenkrollen in den Halter führt, hat direkten Kontakt mit der Seitenwange. So wird gewährleistet, dass die Vorspannungs- und Betriebskraft im Zahnriemen direkt in die Struktur geleitet wird. Da der Kontaktpunkt nahe der Abstandshülse liegt, wird ein durch den Riemen auf die Struktur wirkendes mögliches zusätzliches Biegemoment minimiert.

Hand

Zur Veranschaulichung des internen Aufbaus der Hand, ist diese in der folgenden Abbildung 1.15 im Längs-Querschnitt gezeigt.

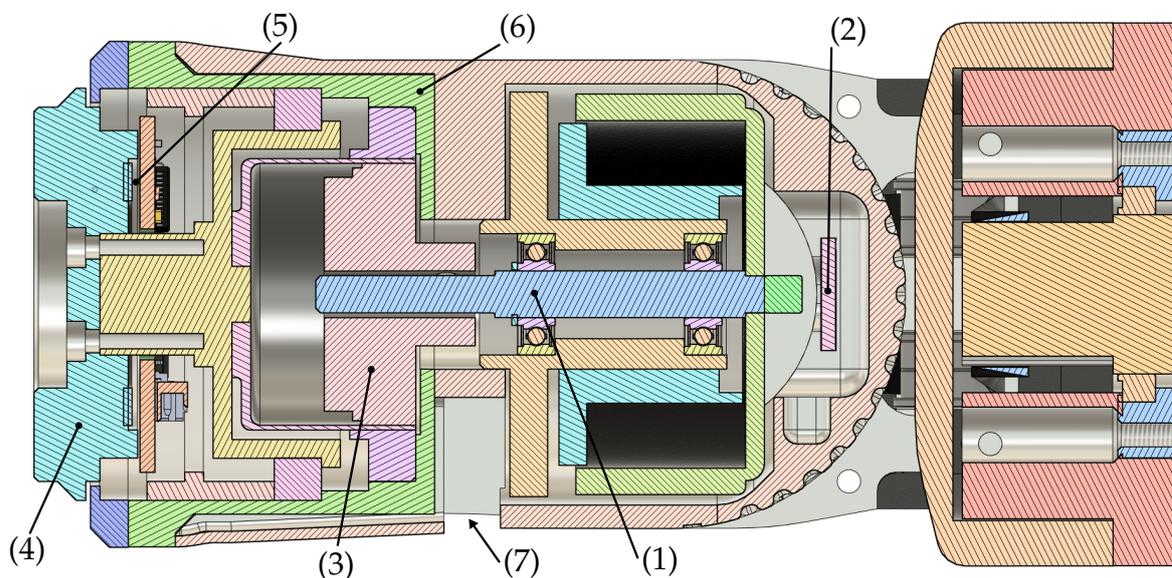


Abb. 1.15: Komponenten der konstruierten Hand des Roboterarms in Längsschnitt-Ansicht: (1) Motor (Achse 6); (2) Motor-Drehgeber; (3) Wellgetriebe; (4) Endeffektor-Flansch; (5) Absolut-Drehgeber; (6) Getriebe-Gehäuse und (7) Endeffektor-Schnittstellen-Stecker

Die zwischen den Seitenwangen des Handgelenks positionierte Hand ist eine integrierte Einheit, bestehend aus einem additiv gefertigtem Aluminium Gehäuse, einem Getriebe und Antriebsmotor. Das Getriebe wird als vormontierte Einheit bestehend aus Abtriebs-Flansch, Lagerung, 18-bit Absolut-Drehgeber ((3) und (4) in Abb. 1.15) und Wellgetriebe, von vorne in dem Grundkörper montiert. Der Antriebsmotor ((1) in Abb. 1.15) stellt die schwerste Komponente des Baugruppe dar. Dieser ist daher möglichst nah an der Rotationsachse des fünften Gelenks positioniert. Der Motor ist mit dem Mittel-Steg des Arm-Gehäuses verschraubt. Die Motowelle ist durch den Mittel-Steg gesteckt und treibt die ovale Antriebsscheibe ((3) in Abb. 1.15) des Wellgetriebes (Wave

Generator) an. Der inkrementelle Drehgeber ((2) in Abb. 1.15), der für die Motorkommutierung verwendet wird, befindet sich in dem Deckel des Arm-Gehäuses.

Die Wellgetriebe der fünften und sechsten Achse weisen ein Übersetzungsverhältnis von $i = 41$ auf.

1.4.3 Gesamt-Systemarchitektur und verwendete Komponenten

Die konkreten Komponenten des Roboter-Systems sowie deren Verbindungen einschließlich der Leistungs- und Informationsflüsse sind in der nachfolgenden Abbildung 1.16 veranschaulicht.

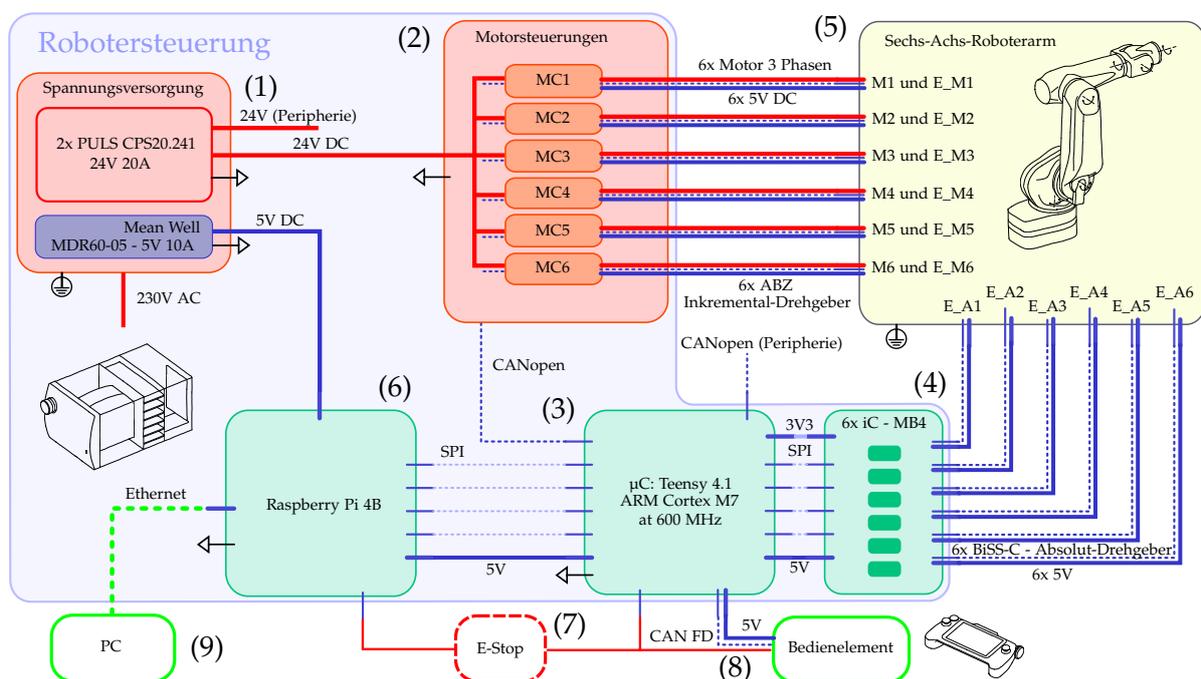


Abb. 1.16: Architektur des Gesamtsystems: (1) Spannungsversorgung ; (2) Motorsteuerungen; (3) low-level Steuerungseinheit; (4) Kommunikationsschnittstelle der Absolute-Drehgeber; (5) Motoren und Sensoren des Roboterarms; (6) high-level Steuerungseinheit; (7) Not-Aus Schalter; (8) Bedienelement und (9) PC (optional)

Der Roboterarm (s. Abb. 1.16: (5) M1 bis M6) umfasst die Komponenten: Antriebsmotoren, die motorseitigen Drehgeber und Absolute-Drehgeber am Abtrieb der Getriebe.

Tabelle 1.2: Grund-Spezifikation der ausgewählten Antriebsmotoren

Benennung	n_{nenn}	T_{nenn}	k_M	i_{max}	m
Nanotec DF45L024048-A2	4840 min^{-1}	13 Ncm	$3,69 \text{ Ncm/A}$	9,9 A	0,15 kg
Nanotec DFA68M024037-A	3700 min^{-1}	29 Ncm	$5,4 \text{ Ncm/A}$	17 A	0,47 kg

Bei den Antriebsmotoren der ersten beiden Achsen handelt es sich um **Außenläufer-**

BLDC-Motoren mit einem Außendurchmesser von 68 mm. In der dritten bis sechsten Achse kommen Außenläufer-BLDC-Motoren mit einem Außendurchmesser von 42 mm zum Einsatz. Die Motorspezifikationen sind in der Tabelle 1.2 aufgeführt.

Für die Kommutierung der Motoren (s. Abb. 1.16: (5) E_M1 bis E_M6) werden **inkrementelle 13 bit Magnet-Drehgeber** AS5047U der Firma AMS mit entwickelter Platine verwendet, welche direkt mit der jeweiligen Motorsteuerung in der Robotersteuerung verbunden sind.

Für die Winkelerfassung am jeweiligen Getriebeabtrieb werden **magnetische Absolut-Drehgeber** (s. Abb. 1.16: (5) E_A1 bis E_A6) der Firma RLS eingesetzt. Diese weisen je nach Gelenk, baugrößen- und kinematikbedingt, unterschiedliche Auflösungen auf. Der eingesetzte Drehgeber im ersten Gelenk (s. Abb. 1.16: (5) E_A1) verfügt über eine Auflösung von 20 bit, im zweiten und dritten 19 bit und im vierten bis sechsten Gelenk 18 bit.

Die Absolut-Drehgeber verfügen, für den Datenaustausch mit der low-level Steuerungseinheit (s. Abb. 1.16: (3)), über eine **BiSS-C Schnittstelle**. Die BiSS-C Schnittstelle basiert auf einer differentiellen Übertragung nach dem RS422 Standard und verlangen daher nach entsprechenden Transceivern auf der Sende- und Empfangsseite, um mit der low-level Steuerungseinheit kommunizieren zu können. Dazu werden integrierte Schaltungen iC-MB4 (s. Abb. 1.16: (4)) der Firma iC-Haus eingesetzt. Diese dienen zum einen als RS422-Transceiver und zum anderen als BiSS-C Master, wodurch ein Auslesen der Daten, nach entsprechender Konfiguration, über SPI von Seiten der low-level Steuerungseinheit möglich ist.

Als **low-level Steuerungseinheit** kommt ein Teensy 4.1 zum Einsatz. Dabei handelt es sich um einen performanten (Cortex M7 – 600 MHz) **Mikrocontroller**, welcher, neben weiteren vielen Schnittstellen, vor allem über drei integrierte CAN-Controller verfügt. Diese werden durch CAN-Transceiver ergänzt und für die Kommunikation der low-level Steuerungseinheit mit den Motorsteuerungen (**CANopen**), dem Bedienelement (s. Abb. 1.16: (8)) (CAN-FD) und externer Peripherie (CANopen) verwendet.

Für erweiterte Bewegungssteuerung oder Peripherie ist ein Raspberry Pi 4B (s. Abb. 1.16: (6)) als **high-level Steuerungseinheit** vorgesehen. Dieser kommuniziert mit der low-level Steuerungseinheit via SPI und mittels Ethernet mit einem PC. Dies erlaubt es beispielsweise den Roboter direkt über ein MATLAB Programm auf dem PC (s. Abb. 1.16: (9)) respektive Raspberry Pi zu steuern.

Als **Leistungsversorgung** (s. Abb. 1.16: (1)) werden zwei 24V Schaltnetzteile (CPS20.241)

mit einem jeweiligen Maximalstrom von 20 A der Firma PULS verwendet. Diese werden mit parallel geschalteten DC-Link Kondensatoren mit den Motorsteuerungen verbunden. Die Spannungsversorgung aller Kleinspannungskomponenten wird über ein 5V Schaltnetzteil (MDR60-05) der Firma MeanWell realisiert. Zur Sicherheit des Benutzers ist zudem ein Leitungsschutz- und FI-Kombi-Schaltgerät verbaut.

Tabelle 1.3: Bezeichnungen der Komponenten des Gesamt-Systems aus Abb. 1.16

Nr.	Beschreibung	Benennung	Anz.	Hersteller
(1)	24V Spannungsversorgung 1	CPS20.241 24V20A	2	PULS
(1)	5V Spannungsversorgung 2	MDR60-05 5V10A	1	MeanWell
(2)	Motor-Controller	CL4-E-1-12-5VDI	6	Nanotec
(3)	low-level Mikrocontroller	Teensy 4.1	1	PJCR
(4)	BiSS-C Master to SPI	iC-MB4	6	iC-Haus
(5)	BLDC-Motor 1 (M1) und (M2)	DFA68M024037-A	2	Nanotec
(5)	BLDC-Motor 3 (M1) bis (M6)	DF45L024048-A2	4	Nanotec
(5)	Inkremental-Drehgeber für Motor	AS5047U	6	AMS
(5)	Absolut-Drehgeber (E_A1)	MB064 + MRA064	1	RLS
(5)	Absolut-Drehgeber (E_A2) u. (E_A3)	MB039 + MRA039	2	RLS
(5)	Absolut-Drehgeber (E_A4) bis (E_A6)	MB029 + MRA029	3	RLS
(6)	high-level Controller	Raspberry Pi 4B	1	Rasp. Pi

Die wesentlichen System-Komponenten sind in Tabelle 1.3 zusammengefasst. Das Roboter-Gesamtsystem ist in der nachfolgenden Abbildung 1.17 gezeigt.



Abb. 1.17: Rendering des Roboter-Gesamtsystems

2 Grundlagen der Robotik

In diesem Kapitel werden die in dieser Arbeit verwendeten Methoden zur Beschreibung der Kinematik, Dynamik und Regelung eines Roboters erläutert. Dies stellt die theoretische Basis für die in den folgenden Kapiteln entwickelten Modelle und Regelungen dar und ist daher an dem betrachteten riemengetriebenen Roboter orientiert.

2.1 Roboter Kinematik

Für die Modellierung und das gezielte Beeinflussen des Verhaltens eines Roboters, ist es grundlegend die Lage und Orientierung (Pose), Geschwindigkeit und weitere Ableitungen dessen Körper und interessierende Punkte auf diesen im Raum sowie relativ zueinander zu beschreiben – Kinematik .

Der betrachtete Roboter setzt sich aus $N = 6$ steifen beweglichen Körpern zusammen, welche, von einer unbeweglichen Basis ausgehend, mit sechs rotatorischen Gelenken seriell verbunden sind, wodurch dieser sechs Freiheitsgraden (6DOF) aufweist. Die Kinematik des Roboters wird im dreidimensionalen Raum beschrieben.

2.1.1 Verwendete Notationen in dieser Arbeit

Zur Bestimmung der kinematischen Größen des Roboters werden diese in Matrix-Vektorform notiert. Dabei wird ein (Orts-)Vektor r eines Punktes k in einem Koordinatensystem KS_j , dargestellt in einem Referenz-Koordinatensystem KS_i , wie folgt beschrieben:

$${}^i r_{j,k} . \quad (2.1)$$

Eine Matrix für die Rotation oder homogene Transformation eines Koordinatensystems KS_i in ein anderes Koordinatensystem KS_j , wird definiert durch:

$${}^i R_j \quad \text{und} \quad {}^i T_j . \quad (2.2)$$

2.1.2 Geometrische Repräsentation eines Roboters

Die Geometrie des Roboters kann durch ein frei gewähltes Koordinatensystem in jedem seiner N Körper beschrieben werden. Um die Position und Lage eines einzelnen Körpers respektive dessen Koordinatensystems relativ zu einem Bezugskordinatensystem zu beschreiben, sind im dreidimensionalen Raum allgemein drei Rotationen

und drei Translationen und somit sechs Koordinaten vonnöten. Für den gesamten Roboter ergeben sich demnach $6N$ Koordinaten zur Bestimmung aller Körper, relativ zu einem Bezugskoordinatensystem.

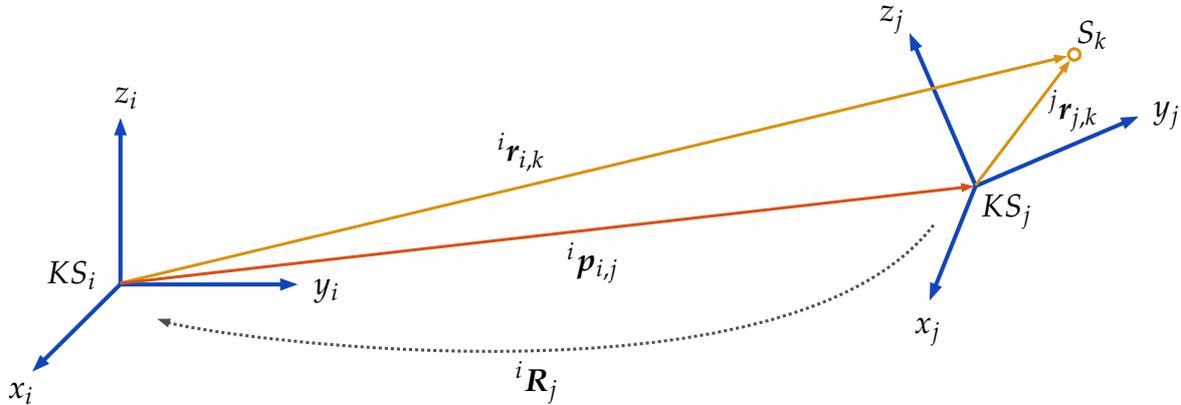


Abb. 2.1: Rotation und homogene Transformation

Um einen interessierenden Punkt S_k (siehe Abbildung 2.1), repräsentiert durch seinen Ortsvektor ${}^j r_{j,k}$ in einem Koordinatensystem KS_j , in einem anderen Koordinatensystem KS_i darzustellen, kann eine homogene Transformation genutzt werden. Dafür ist vorausgesetzt, dass die Orientierung ${}^i R_j$ und Position ${}^i p_{i,j}$ des Ursprungs des Koordinatensystems KS_j relativ zum Koordinatensystem KS_i bekannt ist. Der Vektor ${}^j r_{j,k}$ wird durch Multiplikation (von rechts) mit der Rotationsmatrix ${}^i R_j$ in das Koordinatensystem KS_i rotiert und durch Vektoraddition dessen mit dem Vektor ${}^i p_{i,j}$ verschoben (Translation). Der Vektor ${}^j r_{j,k}$ dargestellt in KS_i ergibt sich demnach zu:

$${}^i r_{i,k} = {}^i R_j {}^j r_{j,k} + {}^i p_{i,j}. \quad (2.3)$$

Diese Gleichung kann wie folgt zusammengefasst notiert werden:

$$\begin{pmatrix} {}^i r_{i,k} \\ 1 \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} {}^i R_j & {}^i p_{i,j} \\ \mathbf{0}^\top & 1 \end{pmatrix}}_{{}^i T_j} \begin{pmatrix} {}^j r_{j,k} \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (2.4)$$

Dabei entspricht die Matrix ${}^i R_j$ der Rotationsmatrix bestehend aus den Einheitsvektoren von KS_j relativ zu KS_i und die Matrix ${}^i T_j$ der homogenen Transformationsmatrix. Die Transformationsrichtung kann jeweils durch die Inversion der Matrix erreicht werden und im Falle der orthogonalen Rotationsmatrix zudem durch das Transponieren dieser:

$${}^j R_i = {}^i R_j^{-1} = {}^i R_j^\top \quad \text{und} \quad {}^j T_i = {}^i T_j^{-1}. \quad (2.5)$$

Für eine Transformation über mehrere Koordinatensysteme hinweg, werden die Matrizen miteinander multipliziert:

$${}^iR_k = {}^iR_j {}^jR_k \quad \text{und} \quad {}^iT_k = {}^iT_j {}^jT_k. \quad (2.6)$$

Da die Körper des Roboters durch Gelenke miteinander verbunden sind, ergeben sich Zwangsbedingungen zwischen den sonst freien, für die Beschreibung der Lage und Orientierung notwendigen, $6N$ Koordinaten. Die so abhängigen Koordinaten lassen sich durch eine minimale Menge an unabhängigen Koordinaten beschreiben, welche auch als generalisierten Koordinaten bezeichnet werden [33]. Bei einem Roboter entsprechen diese den N Gelenkvariablen q . Die geometrische Anordnung des Roboters lässt sich demnach durch $5N$ feste Parameter und N Gelenkvariablen repräsentieren.

Durch eine gezielte Wahl der Koordinatensysteme der seriell verbundenen Körper, im Bezug zu deren verbindenden Gelenk und einer definierten Folge an Rotationen und Translationen, kann die Geometrie des Roboters durch $4N$ anstatt $6N$ Koordinaten beschrieben werden. Dies ist in der Konvention nach Denavit-Hartenberg [34] definiert.

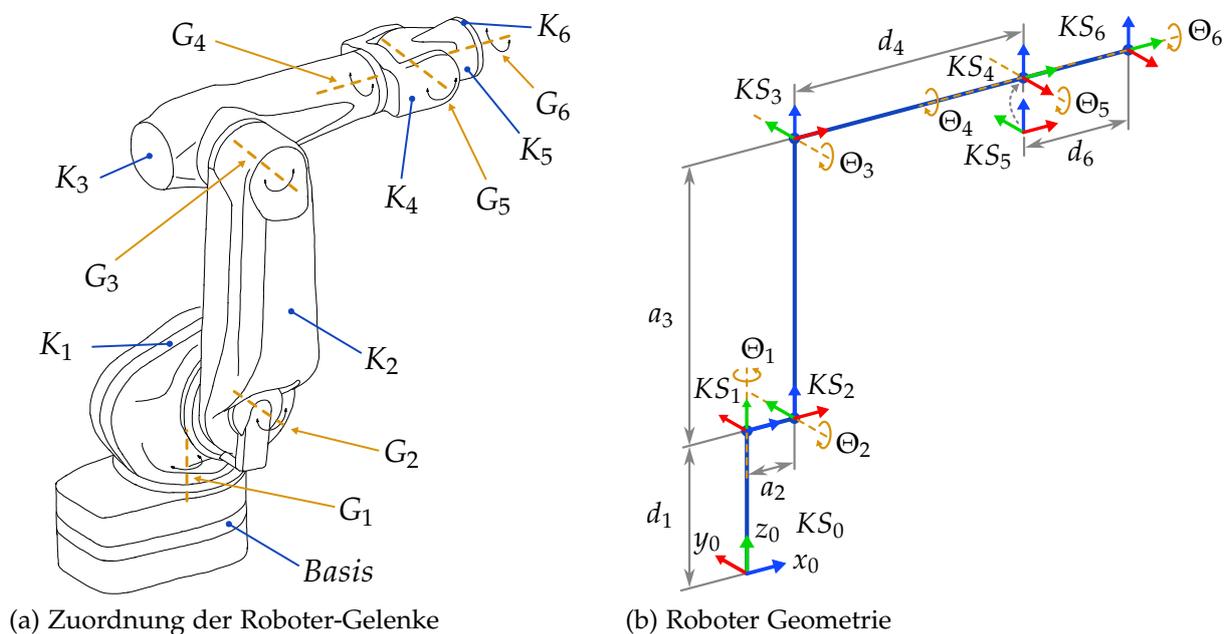


Abb. 2.2: Gelenkzuordnung und geometrische Repräsentation des betrachteten Roboters

In dieser Arbeit wird die nach Khalil und Dombre [35] modifizierte DH-Konvention verwendet. Bei dieser werden die sich bewegenden Körper $K_{i...N}$, von der festen *Basis* (KS_0) ausgehend aufsteigend nummeriert – siehe Abbildung 2.2a. Der Körper K_i wird

relativ zum vorangehenden Körper K_{i-1} definiert, wobei der Ursprung des Koordinatensystems KS_i im Körper K_i liegt. Das Gelenk G_i ist zwischen den Körpern K_{i-1} und K_i angeordnet. Die z_i -Achse des Koordinatensystems KS_i wird in die Rotationsachse des Gelenks G_i und die x_{i-1} -Achse entlang der gemeinsamen Normalen der z_{i-1} - und z_i -Achse gelegt.

Die Transformation von einem Körper-Koordinatensystem KS_{i-1} zum nachfolgenden KS_i wird dabei durch eine Rotation mit α_i um die x_{i-1} -Achse, einer Translation der Strecke a_i entlang der x_{i-1} -Achse, eine Rotation mit Θ_i beziehungsweise der Gelenkvariablen q_i um die z_i -Achse sowie einer Translation der Strecke d_i entlang der z_i -Achse beschrieben – DH-Parameter.

Tabelle 2.1: Denavit-Hartenberg-Parameter nach Khalil und Dombre des betrachteten Roboters

i	α_i	a_i	d_i	Θ_i
1	0	0	d_1	q_1
2	$-\frac{\pi}{2}$	a_2	0	q_2
3	0	a_3	0	q_3
4	$-\frac{\pi}{2}$	0	d_4	q_4
5	$\frac{\pi}{2}$	0	0	q_5
6	$-\frac{\pi}{2}$	0	d_6	q_6

Die so gestaltete geometrische Repräsentation des betrachteten Roboters, ist in Abbildung 2.2b veranschaulicht und die dazugehörigen DH-Parameter in Tabelle 2.1 aufgeführt.

Der Konvention entsprechend, kann die beschriebene Folge von Rotationen und Translationen, zur Transformation des Koordinatensystems KS_{i-1} zum nachfolgenden KS_i , einzeln als homogene Transformation dargestellt und durch Matrix-Multiplikation (vgl. Gleichung 2.6) zu einer gesamtheitlichen homogenen Transformation zusammengefasst werden:

$$\begin{aligned}
 {}^{i-1}T_i &= \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{\alpha_i} & -s_{\alpha_i} & 0 \\ 0 & s_{\alpha_i} & c_{\alpha_i} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & a_i \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} c_{\Theta_i} & -s_{\Theta_i} & 0 & 0 \\ s_{\Theta_i} & c_{\Theta_i} & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \\
 &= \begin{pmatrix} \cos \Theta_i & -\sin \Theta_i & 0 & a_i \\ \sin \Theta_i \cos \alpha_i & \cos \Theta_i \cos \alpha_i & -\sin \alpha_i & -\sin \alpha_i d_i \\ \sin \Theta_i \sin \alpha_i & \cos \Theta_i \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & \cos \alpha_i d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \tag{2.7}
 \end{aligned}$$

2.1.3 Direkte Kinematik

Bei der gezielten Beeinflussung des Verhaltens des Roboters ist besonders die Lage und Orientierung des Endeffektor-Koordinatensystems KS_{EE} relativ zu einem festen Arbeitsraum Koordinatensystem von Interesse. Die direkte Kinematik beschreibt die Bestimmung der Endeffektor- oder einer anderen gewünschten Pose, basierend auf den geometrischen Parametern und Gelenkwinkeln des Roboters. Dies kann durch die zuvor beschriebene Repräsentation des Roboters und der Verkettung der homogenen Transformation nach der DH-Konvention erreicht werden.

Um beispielsweise die Pose des letzten Körper-Koordinatensystems KS_6 des Roboters (siehe Abbildung 2.2), relativ zu dem Basis-Koordinatensystems KS_0 zu bestimmen, wird die homogene DH-Transformationsmatrix aus Gleichung 2.7 zwischen allen Körpern aufgestellt und wie folgt kombiniert:

$${}^0T_6(\alpha_{1..6}, a_{1..6}, q_{1..6}, d_{1..6}) = {}^0T_1 {}^1T_2 {}^2T_3 {}^3T_4 {}^4T_5 {}^5T_6. \quad (2.8)$$

Auf diese Weise kann, mit den bekannten DH-Parametern α , a , d sowie den Gelenkvariablen q aller Gelenke des Roboters (s. Tabelle 2.1), durch eine einzelne homogene Transformation 0T_6 von KS_0 zu KS_6 transformiert werden.

2.1.4 Inverse Kinematik – geschlossene Lösung für den betrachteten Roboter

In der Anwendung des Roboters wird für das Ausführen einer gewissen Tätigkeit meist eine Trajektorie des Endeffektors in Arbeitsraum-Koordinaten vorgegeben. Dazu sind alle Gelenke des Roboters so zu konfigurieren, dass sich die gewünschte Endeffektor-Pose zum entsprechenden Zeitpunkt einstellt. Die Transformation einer gegebenen Pose im Bezugskoordinatensystem zu den Gelenkvariablen q , mit bekannten geometrischen Größen des Roboters, wird als inverse Kinematik bezeichnet. Entgegen der direkten Kinematik mit der Transformation 0T_6 , sind bei der inversen Kinematik nichtlineare Gleichungen zu lösen, welche mehrere oder auch keine Lösung vorweisen können [36].

Das Problem der inversen Kinematik kann prinzipiell durch numerische Verfahren für eine beliebige Roboter-Kinematik gelöst werden. Der betrachtete Roboter weist sechs Gelenke und sechs Freiheitsgrade auf und erfüllt zwei Bedingungen eines anthropomorphen oder Ellebogen-Roboters [37][38]:

- drei aufeinanderfolgende Rotationsachsen sind parallel
- drei aufeinanderfolgende Rotationsachsen bilden ein sphärisches Gelenk,

daher kann für diesen, eine geschlossene Lösung definiert werden, welche eine effizientere Berechnung erlaubt. Dabei wird das räumliche Problem geometrisch so zerlegt, dass sich Punkte oder Orientierungen durch Funktionen mit einer reduzierten Zahl an Gelenkvariablen darstellen lassen, welche durch algebraische Methoden gelöst werden können [32].

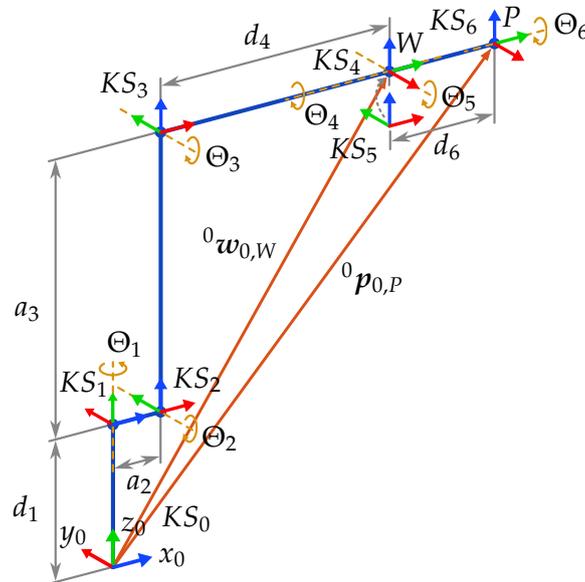


Abb. 2.3: Inverse Kinematik: geometrische Annahmen des betrachteten Roboters

In dieser Arbeit wird eine Endeffektor-Pose im Ursprung P des sechsten Koordinatensystems KS_6 vorgegeben (s. Abbildung 2.3). Der anthropomorphe Aufbau des Roboters, erlaubt es, die Lage der vorgegebenen Endeffektor-Pose durch die ersten drei Gelenke und deren Orientierung durch die letzten drei Gelenke zu bestimmen. Für die Herleitung der geschlossenen Lösung der inversen Kinematik wird dazu der Schnittpunkt der letzten drei Gelenkachsen $\Theta_{4..6}$ betrachtet, welcher im Folgenden als Handgelenkspunkt W bezeichnet wird. Dieser entspricht dem Punkt P , verschoben um die Strecke d_6 entlang des z_6 -Einheitsvektors ${}^0_z e_6$ des sechsten Koordinatensystems KS_6 . Im Bezugskordinatensystem KS_0 ist dieser wie folgt definiert:

$${}^0\mathbf{w}_{0,W} = {}^0\mathbf{p}_{0,P} - d_6 {}^0_z e_6. \quad (2.9)$$

Die Bestimmung der gesuchten Gelenkvariablen wird demnach in die nachfolgenden zwei Schritte zerlegt:

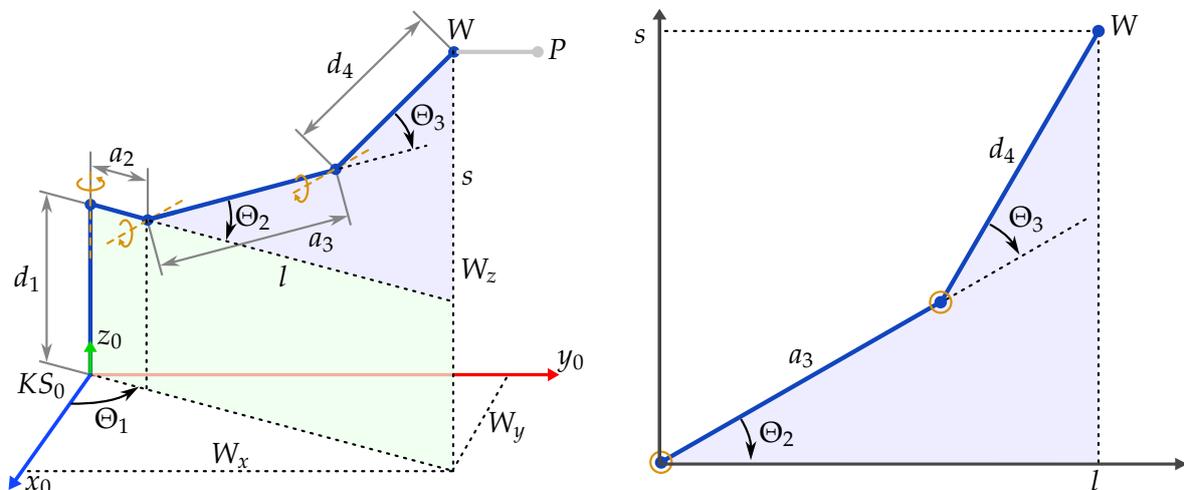
Schritt 1: Θ_1 bis Θ_3 geometrisch bestimmen, um zum Punkt W zu gelangen.

Schritt 2: Θ_4 bis Θ_6 aus der Rotation ${}^3R_6 = {}^1R_3^T {}^0R_6$ bestimmen.

Die homogene Transformation 0T_6 ist dabei als bekannt anzunehmen und somit auch 0R_6 sowie ${}^0p_{0,P}$, da diese einer Pose des KS_6 zu einem Zeitpunkt der gegebenen Trajektorie entsprechen.

Schritt 1 – Bestimmen der ersten drei Gelenkvariablen

In einem ersten Schritt werden die Gelenkvariablen der ersten drei Gelenke $\Theta_{1...3}$ geometrisch anhand der Lage des Handgelenkpunkts W bestimmt. Dazu wird der Roboter als planarer Zweigelenkenroboter mit $\Theta_{2,3}$ betrachtet, welcher im Basiskoordinatensystem KS_0 um das Gelenk G_1 mit Θ_1 rotiert wird – siehe Abbildung 2.4a.



(a) Geometrische Aufteilung der Lage-Bestimmung (b) Planarer Zweigelenkenroboter

Abb. 2.4: Inverse Kinematik: Bestimmen der ersten drei Gelenkvariablen

Die Lage des Handgelenkpunkts W kann als Projektion auf die Koordinatenachsen von KS_0 beschrieben werden:

$${}^0w_{0,W} = ({}^0_xw_{0,W} \quad {}^0_yw_{0,W} \quad {}^0_zw_{0,W})^T. \quad (2.10)$$

Aus dem Verhältnis der Strecken $W_x = {}^0_xw_{0,W}$ und $W_y = {}^0_yw_{0,W}$ lässt sich Θ_1 direkt über den Tangens bestimmen:

$$\Theta_1 = \arctan\left(\frac{W_y}{W_x}\right). \quad (2.11)$$

Um zusätzlich den Quadranten zu bestimmen, kann dazu auch die arctan2-Funktion verwendet werden, woraus sich zwei Lösungen für Θ_1 ergeben:

$$\Theta_1 = \arctan 2(W_y, W_x) \quad \text{oder} \quad \Theta_1 = \arctan 2(-W_y, -W_x). \quad (2.12)$$

Die Gelenkvariablen Θ_2 und Θ_3 werden mittels des planaren Zweigelenkroboters in Abbildung 2.4b ermittelt. In diesem wird die Lage des Handgelenkpunktes W durch die Strecken l und s beschrieben, welche über bekannte Größen definiert werden können. Die Strecke l kann über die Strecken W_x und W_y sowie die Strecke a_2 bestimmt werden:

$$l = \sqrt{W_x^2 + W_y^2} - a_2 . \quad (2.13)$$

Die Strecke s kann über den Betrag der z -Komponente von W : $W_z = {}^0_z w_{0,W}$ sowie die Strecke d_1 bestimmt werden:

$$s = W_z - d_1 . \quad (2.14)$$

Aus der direkten Kinematik des planaren Zweigelenkroboters von KS_2 zum Punkt W , können zwei weitere Gleichungen für die Strecken l und s in Abhängigkeit der Gelenkvariablen, unter Berücksichtigung deren Drehrichtung, aufgestellt werden:

$$l = a_3 \cos(-\Theta_2) + d_4 \cos(-\Theta_2 - \Theta_3) \quad (2.15)$$

$$s = a_3 \sin(-\Theta_2) + d_4 \sin(-\Theta_2 - \Theta_3) \quad (2.16)$$

Durch Quadrieren und Addieren von Gleichung 2.15 und 2.16 kann, unter der Berücksichtigung der trigonometrische Identitäten, nach Θ_3 aufgelöst werden:

$$\Theta_3 = -\arccos\left(\frac{l^2 + s^2 - a_3^2 - d_4^2}{2 a_3 d_4}\right) \quad (2.17)$$

Mit der trigonometrische Identität: $\cos^2 + \sin^2 = 1$ beziehungsweise $\sin = \sqrt{1 - \cos^2}$ und dem Zusammenhang $\tan = \sin / \cos$, kann die arctan2-Funktion für Θ_3 angewendet werden, woraus sich zwei Lösungen für Θ_3 ergeben [32]:

$$\Theta_3 = -\arctan\left(\frac{l^2 + s^2 - a_3^2 + d_4^2}{2 a_3 d_4}, \pm \sqrt{1 - \left(\frac{l^2 + s^2 - a_3^2 + d_4^2}{2 a_3 d_4}\right)^2}\right) . \quad (2.18)$$

Das Einsetzen von Θ_3 aus Gleichung 2.17 in Gleichung 2.15 und 2.16 ermöglicht es nach Θ_2 aufzulösen. Mit der arctan2-Funktion ergibt sich daraus [32]:

$$\Theta_2 = \arctan 2(s, l) - \arctan 2(d_4 \sin \Theta_3, a_3 + d_4 \cos \Theta_3) . \quad (2.19)$$

Damit sind die ersten drei Gelenkvariablen $\Theta_{1...3}$ durch Gleichung 2.12, 2.19 und 2.18 beschrieben. Dabei bestehen zwei Lösungen für Θ_1 sowie jeweils zwei voneinander abhängige für Θ_2 und Θ_3 . Daher ergeben sich insgesamt vier Lösungen für die Bestimmung der Lage des Handgelenkpunktes W .

Schritt 2 – Bestimmen der letzten drei Gelenkvariablen

In einem zweiten Schritt werden die letzten drei Gelenkvariablen $\Theta_{4...6}$ des sphärischen Gelenks im Handgelenkspunkt W bestimmt.

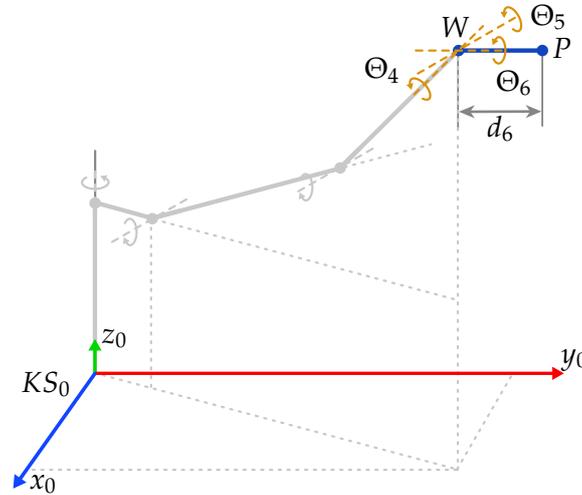


Abb. 2.5: Inverse Kinematik: Bestimmen der letzten drei Gelenkvariablen

Wie in Abbildung 2.5 ersichtlich, entspricht die aus der gewünschten Pose 0T_6 hervorgehende Rotation des Handgelenks 0R_6 , der Ausgangsrotation 0R_3 , die aus der Geometrie der ersten drei Gelenke resultiert, zuzüglich der Handgelenksrotation 3R_6 . Diese lässt sich demnach wie folgt beschreiben:

$${}^3R_6 = {}^0R_3^T {}^0R_6. \quad (2.20)$$

Mithilfe der DH-Konvention können die Rotationsmatrizen 0R_3 und 3R_6 aufgestellt werden. Mit den zuvor bestimmten Gelenkvariablen $\Theta_{1...3}$, ist 0R_3 bekannt. 3R_6 ist in Abhängigkeit der letzten drei Gelenkvariablen $\Theta_{4...6}$ definiert. Demnach bildet Gleichung 2.20 ein Gleichungssystem, welches nach den gesuchten Gelenkvariablen $\Theta_{4...6}$ aufgelöst werden kann [32]:

$$\Theta_4 = \arctan 2 \left(\pm \sqrt{1 - (r_{13} s_{\Theta_1} - r_{23} c_{\Theta_1})^2}, r_{13} s_{\Theta_1} - r_{23} c_{\Theta_1} \right) \quad (2.21)$$

$$\Theta_5 = \arctan 2 \left(\mp (r_{13} c_{\Theta_1} + r_{23} s_{\Theta_1}) s_{\Theta_{1+2}} \mp r_{33} c_{\Theta_{2+3}}, \pm (r_{13} c_{\Theta_1} + r_{23} s_{\Theta_1}) c_{\Theta_{2+3}} \mp r_{23} s_{\Theta_{2+3}} \right) \quad (2.22)$$

$$\Theta_6 = \arctan 2 \left(\pm (r_{12} s_{\Theta_1} + r_{22} c_{\Theta_1}), \pm (r_{11} s_{\Theta_1} - r_{21} c_{\Theta_1}) \right). \quad (2.23)$$

Die Abkürzungen r_{ab} entsprechen den Einträgen der bekannten Rotationsmatrix 0R_6 . Somit sind alle Gelenkvariablen von Θ_1 bis Θ_6 , basierend auf einer gewünschten Pose 0T_6 , bestimmt. Aus den Abhängigkeiten der Gelenkvariablen ergeben sich maximal acht mögliche Lösungen für die inverse Kinematik des betrachteten Roboters.

2.1.5 Räumliche Geschwindigkeiten – Jacobi Matrix

Neben der Lage und Orientierung bestimmter Punkte des Roboters relativ zu einem globalen Bezugskoordinatensystem, ist für eine gezielte Beeinflussung dessen Verhaltens ebenso die zeitliche Änderung dieser in Abhängigkeit jener der Gelenkvariablen von Interesse.

Die räumliche Geschwindigkeit eines Körperkoordinatensystems KS_i im globalen Bezugskoordinatensystem KS_0 , wird durch eine lineare Geschwindigkeit ${}^0v_{0,i}$ und einer Winkelgeschwindigkeit ${}^0\omega_{0,i}$ beschrieben. Diese können in einem Vektor der räumlichen Geschwindigkeit ${}^0v_{0,i}$ zusammengefasst werden [39]:

$${}^0v_{0,i} = \begin{pmatrix} {}^0v_{0,i} \\ {}^0\omega_{0,i} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} {}^0\dot{p}_{i-1,i} + {}^0\omega_{i-1,i} \times {}^0p_{i-1,i} \\ {}^0\omega_{i-1,i} + \dot{q}_i {}^0e_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_{k=0}^i \frac{\partial {}^0p_{0,i}}{\partial q_k} \dot{q}_k \\ \sum_{k=0}^i \dot{q}_k {}^0e_k \end{pmatrix}. \quad (2.24)$$

Die lineare Geschwindigkeit ${}^0v_{0,i}$ setzt sich zusammen aus der Geschwindigkeit des vorangehenden Körpers in der Kette und der Geschwindigkeit, die sich aus deren relativen Winkelgeschwindigkeit und Lage ergibt. Die Winkelgeschwindigkeit ${}^0\omega_{0,i}$ entspricht jener des vorangehenden Körpers in der Kette und der Winkelgeschwindigkeit, die aus der Gelenkgeschwindigkeit des gemeinsamen Gelenks resultiert.

Die lineare Geschwindigkeit eines Punktes mit dem Index j , definiert in einem Körperkoordinatensystem KS_i im globalen Bezugskoordinatensystem KS_0 , entspricht der linearen Geschwindigkeit des Körperkoordinatensystems und der linearen Geschwindigkeit, die sich aus dessen Winkelgeschwindigkeit und der relativen Lage des Punktes im Körperkoordinatensystem ergibt:

$${}^0v_{0,i} = {}^0\dot{p}_{0,i} + {}^0\omega_{0,i} \times {}^0p_{i,j}. \quad (2.25)$$

Die Linear- und Winkelgeschwindigkeit eines Körpers oder Punktes kann demnach, ausgehend von dem festen globalen Bezugskoordinatensystem KS_0 , sukzessive gebildet werden.

Die Abbildung der Gelenkgeschwindigkeiten $\dot{\Theta}$ beziehungsweise \dot{q} auf die räumlichen Geschwindigkeiten wird durch die Jacobimatrix J erreicht:

$${}^0v_{0,i} = {}^0J_i \dot{q} = \begin{pmatrix} {}^0J_i \\ {}^0v_i \\ {}^0\omega_i \end{pmatrix} \dot{q}. \quad (2.26)$$

Die Jacobimatrix J mit der Dimension $6 \times N$ setzt sich aus jener der linearen ${}_vJ$ und Jacobimatrix der Winkelgeschwindigkeit ${}_\omega J$ zusammen [39]. Deren Definition kann direkt aus Gleichung 2.24 entnommen werden.

2.2 Roboter Dynamik

Mit der Kinematik ist die Bewegung des Roboters durch die Lage, Orientierung und deren zeitlichen Änderung beschrieben. Mit dem Roboter als physisches System resultieren die kinematischen Größen aus dem Einwirken von Kräften und Momenten auf dessen Körper. Dieser Zusammenhang wird durch die Dynamik beschrieben, welche die Bestimmung kinematischer Größen des Roboters unter dem Einfluss dynamischer Größen (Simulation) oder umgekehrt erlaubt.

Im Folgenden wird beschrieben, wie die Dynamik des Roboters, basierend auf der zuvor beschriebenen Kinematik, bestimmt werden kann. Dazu wird zunächst die kinetische und potentielle Energie betrachtet. Aus diesen wird mittels des Lagrange Formalismus die Bewegungsgleichung als Abhängigkeit der Gelenkdrehmomente und der generalisierten Gelenkvariablen aufgestellt und deren einzelnen Komponenten bestimmt.

2.2.1 Potentielle und kinetische Energie

Die kinetische Energie ${}_{kin}E$ eines linear im Raum bewegten Körpers kann allgemein durch dessen Masse und Geschwindigkeit: $E_{kin} = \frac{1}{2}m v^2$ beschrieben werden. Die Geschwindigkeit der Roboterkörper im festen globalen Bezugskoordinatensystem KS_0 weist, wie zuvor beschrieben, eine lineare, wie auch eine Winkelkomponente auf. Die kinetische Energie der Roboterkörper setzt sich demnach aus der Energie zusammen, die aus der linearen und der rotatorischen Bewegung derer Massen hervorgeht:

$${}_{kin}E_i = \frac{1}{2} m_i {}^0\dot{\mathbf{p}}_{0,CoM_i}^\top {}^0\dot{\mathbf{p}}_{0,CoM_i} + \frac{1}{2} {}^0\boldsymbol{\omega}_{0,i}^\top {}^0_{CoM_i}\mathbf{I}_i {}^0\boldsymbol{\omega}_{0,i}. \quad (2.27)$$

Dabei entspricht m_i der Masse und ${}^0_{CoM_i}\mathbf{I}_i$ dem Trägheitstensor des Körpers K_i . Letzterer ist meist relativ zum Massenmittelpunkt (CoM_i) des betrachteten Körpers definiert: ${}^i_{CoM_i}\mathbf{I}_i$. Da die Energie des Roboters im festen globalen Bezugskoordinatensystem KS_0 beschrieben wird, ist der Trägheitstensor wie folgt in diesem darzustellen:

$${}^0_{CoM_i}\mathbf{I}_i = {}^0\mathbf{R}_i {}^i_{CoM_i}\mathbf{I}_i ({}^0\mathbf{R}_i)^\top. \quad (2.28)$$

Die gesamte kinetische Energie des Roboters entspricht der Summe der kinetischen Energien aller Körper. Werden die linearen ${}^0\dot{\mathbf{p}}_{0,CoM_i}^\top$ und rotatorischen Geschwindigkeiten ${}^0\boldsymbol{\omega}_{0,i}^\top$ durch die entsprechend definierte Jacobi-Matrix dargestellt, kann die gesamte

kinetische Energie in Abhängigkeit der Gelenkvariablen q dargestellt werden:

$${}_{kin}E = \frac{1}{2} \dot{q}^T \left(\sum_{i=1}^N m_i {}^0 J_{CoM_i}^T {}^0 J_{CoM_i} + {}^0 J_{CoM_i}^T {}^0 R_i {}^i_{CoM_i} I_i ({}^j R_i)^T {}^0 J_{CoM_i}^T \right) \dot{q}. \quad (2.29)$$

Die potentielle Energie ist durch die Gravitationskonstante g und die Lage der Masse, relativ zu deren Mittelpunkt, im Bezugskoordinatensystem KS_0 definiert:

$${}_{pot}E_i = -m_i {}^0 g^T {}^0 \dot{p}_{0, CoM_i} \quad (2.30)$$

Die gesamte potentielle Energie wird ebenso durch die Summation der potentiellen Energien der einzelnen Körper erreicht:

$${}_{pot}E = \sum_{i=1}^N {}_{pot}E_i. \quad (2.31)$$

2.2.2 Beschreibung der Bewegungsgleichung - Lagrange Mechanik

Für die Beschreibung des Zusammenhangs der kinematischen und dynamischen Größen durch eine Bewegungsgleichung, bietet es sich an, diese abhängig von den generalisierten Gelenkvariablen darzustellen. Dazu kann der Lagrange-Formalismus:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial q} = \tau \quad (2.32)$$

verwendet werden, welcher auf der Energieerhaltung des Systems basiert. Mit der kinetischen und potentiellen Energie folgt die Lagrange-Funktion:

$$\mathcal{L} = {}_{kin}E - {}_{pot}E. \quad (2.33)$$

Daraus ergeben sich die Gelenkdrehmomente τ des Roboters, abhängig von den Gelenkvariablen q und deren Ableitungen:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial {}_{kin}E}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial {}_{kin}E}{\partial q} + \frac{\partial {}_{pot}E}{\partial q} = \tau. \quad (2.34)$$

2.2.3 Inverse und direkte Dynamik

Durch Einsetzen von Gleichung 2.29 und 2.31 in Gleichung 2.34 und Aufteilen der einzelnen Komponenten, kann die Bewegungsgleichung im Gelenkraum in kanonischer

Form aufgestellt werden:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{g}(\mathbf{q}) = \boldsymbol{\tau}_m + \boldsymbol{\tau}_{ext} = \boldsymbol{\tau} . \quad (2.35)$$

Diese beschreibt die Gelenkdrehmomente des Roboters, resultierend aus den beschleunigten Massen mit der quadratischen, positiv definiten Massenmatrix \mathbf{M} , den Coriolis- und Zentripetaltermen: \mathbf{C} sowie den gravitationsbedingtem Drehmomenten \mathbf{g} . Dieser Zusammenhang wird auch als inverse Dynamik bezeichnet und wird beispielsweise in der Regelung eines Roboters zur Vorsteuerung verwendet.

Gleichermaßen werden die Gelenkbeschleunigungen wie folgt beschrieben:

$$\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{M}(\mathbf{q})^{-1}(\boldsymbol{\tau}_m + \boldsymbol{\tau}_{ext} - \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} - \mathbf{g}(\mathbf{q})) . \quad (2.36)$$

Diese Form wird auch als direkte Dynamik bezeichnet und findet vor allem in der Simulation des Verhaltens des Roboters Anwendung.

Die Massematrix \mathbf{M} kann über die Definition der gesamten kinetischen Energie:

$${}_{kin}E = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{M} \dot{\mathbf{q}} \quad (2.37)$$

und Gleichung 2.29 gefunden werden. Die Coriolis- und Centripetal-Matrix \mathbf{C} lässt sich mittels der kovarianten Ableitung der Massenmatrix nach den generalisierten Gelenkvariablen bestimmen:

$$\mathbf{C}_{ijk}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} = \sum_{k=1}^N \Gamma_{ijk}(\mathbf{q})\dot{q}_k . \quad (2.38)$$

Mit den Christoffelsymbolen definiert als:

$$\Gamma_{ijk}(\mathbf{q}) = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial m_{ij}}{\partial q_k} + \frac{\partial m_{ik}}{\partial q_j} - \frac{\partial m_{jk}}{\partial q_i} \right) . \quad (2.39)$$

Der Gravitationsvektor \mathbf{g} entspricht der partiellen Ableitung der potentiellen Energie nach den Gelenkvariablen:

$$\mathbf{g}(\mathbf{q}) = \frac{\partial {}_{pot}E}{\partial \mathbf{q}} . \quad (2.40)$$

Die Beschreibung der Dynamik des Roboters entlehnt [39][40].

2.3 Regelung eines Roboters

Bei der Regelung eines Roboters wird grundsätzlich zwischen einer Regelung im Gelenk- oder Arbeitsraum unterschieden. Im Arbeitsraum werden die betrachteten Abweichungen der Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung des Endeffektors von der vorgegebenen Solltrajektorie im kartesischen berechnet und beispielsweise mit der inversen Kinematik in entsprechende gelenkseitige Ausgleichsbewegung umgerechnet. Im Gelenkraum wird die Trajektorie direkt in Gelenkkoordinaten vorgegeben oder umgerechnet und die Abweichungen dort eingeregelt.

In diesem Abschnitt wird der typische Aufbau einer im Gelenkraum beschriebenen Lage-/Bahnfolgeregelung eines Industrieroboters und der einer Impedanz-Bahnfolgeregelung eines drehmomentgeregelten Leichtbauroboters beschrieben. Letztere bildet die Basis für die in den folgenden Kapitel entwickelten Regelungen des betrachteten riemengetriebene Roboters.

2.3.1 Regelung eines Industrieroboters

Eine bei Industrierobotern häufig verwendete Lage-/Bahn-Regelung ist als Kaskade eines motorseitigen Positions- Θ , Drehzahl- $\dot{\Theta}$ und Motorstromreglers sowie einer Drehzahlvorsteuerung aufgebaut. Die Regler sind dabei unabhängig in jedem Gelenk implementiert.

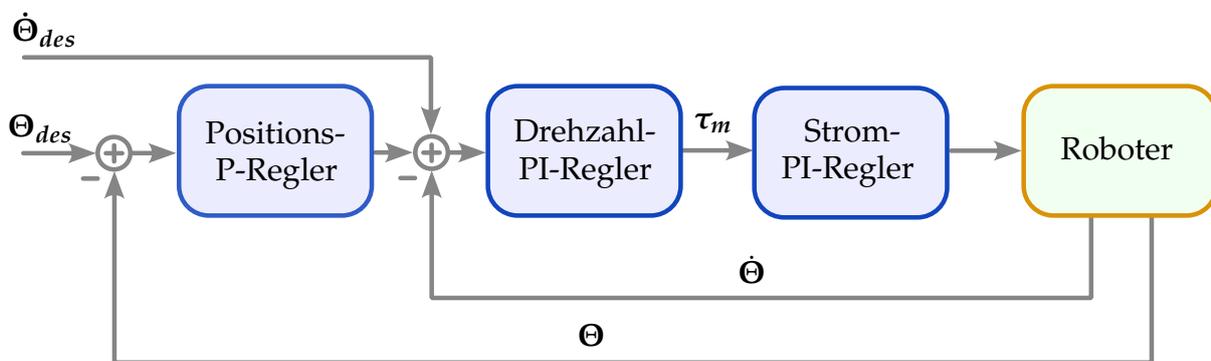


Abb. 2.6: Struktur einer typischen kaskadierten Regelung eines Industrieroboters

Diese vergleichsweise simple zu implementierende Regelung – wie in Abbildung 2.6 gezeigt – weist eine für die meisten Industrieanwendungen zufriedenstellende Steifigkeit sowie Positioniergenauigkeit auf, wobei diese fern des physikalisch Möglichen agiert. Voraussetzung dafür ist ein Roboter mit steifer Struktur und Gelenken, da jegliche Dynamik des Roboters nicht berücksichtigt ist.

2.3.2 Regelung eines Leichtbauroboters

Wie eingängig beschrieben werden Leichtbauroboter meist dort eingesetzt wo der konventionelle Industrieroboter nicht eingesetzt werden kann. Dies umfasst vor allem Aufgaben bei denen der Roboter mit seiner Umgebung dynamisch, feinfühlig und sicher interagieren soll. Diese Soft-Robotics-Eigenschaften werden neben der Struktur des Leichtbauroboters besonders durch dessen Regelung erreicht, welche sich von der des Industrieroboters unterscheidet.

Die Elastizität der Robotergelenke – auch bei Industrierobotern – führt bei einer motorseitigen (kollokierte Variablen) Regelung zu Positionsabweichungen am Abtrieb, welche durch die Gravitationskraft und das Eigengewicht sowie der Nutzlast der Roboters hervorgerufen werden. Zudem führen die Elastizitäten bei schnellen Bewegungen mit hohen Beschleunigungen, zu ungewünschten Oszillationen der Gelenkabtriebe. Diese Effekte verstärken sich je elastischer das Robotergelenk ist. Im Falle des Leichtbauroboters stellt dies die wesentlichen Herausforderung in der Regelung dar.

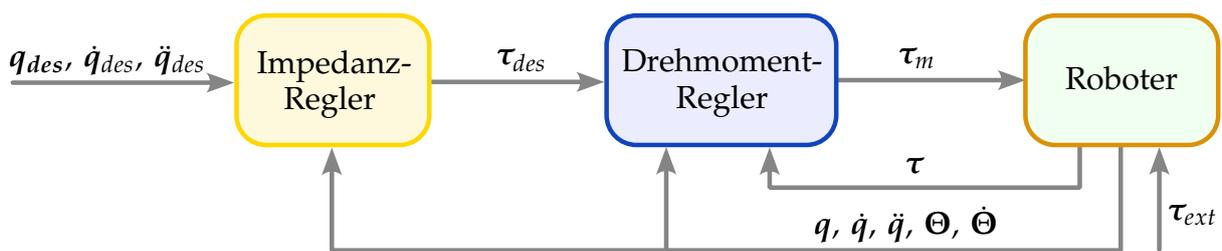


Abb. 2.7: Struktur einer Regelung eines Leichtbauroboters

Wie in Abschnitt 1.3.1 am Leichtbauroboter SARA des DLR erläutert, wird zur Beherrschung dieser Herausforderungen das Abtriebsdrehmoment in jedem Gelenk gemessen und geregelt. Dies erlaubt neben der aktiven Kompensation der auftretenden Oszillationen, Gelenkreibung sowie der gravitationsbedingten Positionsabweichung, vor allem eine Impedanz-Regelung, welche wesentlich die Interaktionsfähigkeit bestimmt. Zusätzlich können so die für die gewünschte Trajektorie notwendigen Drehmomente, basierend auf dem Dynamik-Modell des Roboters, vorgesteuert und die Bahnfolgegenauigkeit des Leichtbauroboters deutlich verbessert werden. Eine solche Reglerstruktur ist in Abbildung 2.7 dargestellt. Der Impedanz-Regler kann dabei verschieden ausgeführt werden. Die zwei in dieser Arbeit betrachteten Ansätze sind der PD-Lageregler mit Gravitationskompensation und der PDplus-Bahnfolgeregler.

2.3.2.1 PD-Lageregler mit Gravitationskompensation

Der PD-Lageregler mit Gravitationskompensation stellt die einfachste Form eines Impedanz-Reglers dar. Dessen Regelgesetz ergibt sich wie folgt:

$$\boldsymbol{\tau} = -\mathbf{K}(\boldsymbol{q} - \boldsymbol{q}_{des}) - \mathbf{D} \dot{\boldsymbol{q}} + \boldsymbol{g}(\boldsymbol{q}) . \quad (2.41)$$

Mit diesem wird das notwendige Gelenkdrehmoment $\boldsymbol{\tau}$ anhand der Positionsabweichung vom Sollwert $\tilde{\boldsymbol{q}} = (\boldsymbol{q} - \boldsymbol{q}_{des})$ multipliziert mit dem Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} , der Gelenkgeschwindigkeit $\dot{\boldsymbol{q}}$ multipliziert mit dem Dämpfungsmatrix \mathbf{D} und dem Gravitationsvektor $\boldsymbol{g}(\boldsymbol{q})$ bestimmt. Dieser hat eine einfache Implementierung, ein geringes notwendiges Modellwissen, ein Einstellen einer gewünschten Gelenksteifigkeit und eine hohe Robustheit zueigen.

2.3.2.2 PDplus-Bahnfolgeregler

Wird der beschriebene PD-Lageregler um eine dynamische Vorsteuerung und eine Geschwindigkeitsregelung erweitert wird dieser als PDplus-Regler bezeichnet, dessen Regelgesetz wie folgt lautet:

$$\boldsymbol{\tau} = \mathbf{M}(\boldsymbol{q})\ddot{\boldsymbol{q}}_{des} + \mathbf{C}(\boldsymbol{q}, \dot{\boldsymbol{q}})\dot{\boldsymbol{q}}_{des} + \boldsymbol{g}(\boldsymbol{q}) - \mathbf{K}\tilde{\boldsymbol{q}} - \mathbf{D}\dot{\tilde{\boldsymbol{q}}} . \quad (2.42)$$

Die erwähnte dynamische Vorsteuerung wird mit der in der Dynamik des Roboters beschriebenen Bewegungsgleichung (s. Gleichung 2.35) aufgestellt. Dazu wird die Masse-, Coriolismatrix und der Gravitationsvektor in Abhängigkeit der gemessenen Gelenkwinkel \boldsymbol{q} sowie Gelenkgeschwindigkeiten $\dot{\boldsymbol{q}}$ und die entsprechenden Drehmomente über die Sollgrößen $\dot{\boldsymbol{q}}_{des}$ sowie $\ddot{\boldsymbol{q}}_{des}$ berechnet. Der PDplus-Regler ermöglicht dadurch eine Folge von Trajektorien, globale exponentielle Stabilität sowie das Einstellen einer gewünschten Gelenksteifigkeit. Im Vergleich mit dem häufig eingesetzten Ansatz der Feedback-Linearisierung, ist der PDplus-Regler robuster und erhält die natürliche Massenträgheit. Jedoch führt dieser zu keiner entkoppelten Dynamik und weist eine geringer theoretische Performanz auf.

3 Drehmomentenregelung eines riemengetriebenen Einzelgelenks

Für die dynamische Regelung eines Roboters werden die Abtriebsdrehmomente in jedem Gelenk basierend auf der Dynamik des Gesamtroboters vorgegeben. Demnach ist die Regelgüte des Abtriebsdrehmoments eines jeden Gelenks für die Performanz einer solchen Regelung entscheidend.

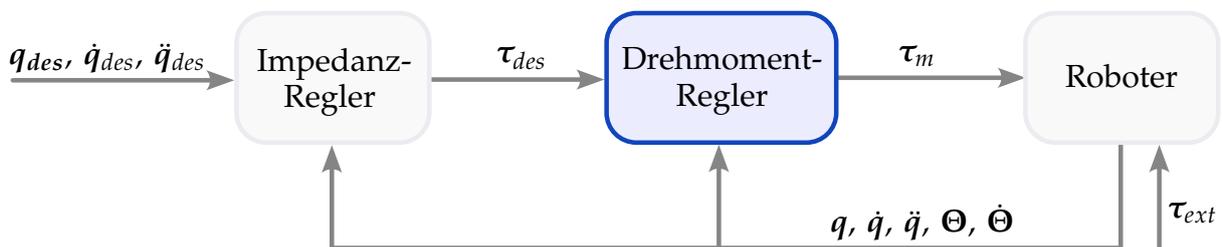


Abb. 3.1: Struktur der Regelung des betrachteten Roboters – Drehmomentenregelung

Bei dem betrachteten Roboter können die Abtriebsdrehmomente τ nicht direkt mit Sensoren gemessen werden, wie in Abbildung 3.1 dargestellt. Ohne der direkten Messung können Abweichungen des Abtriebsdrehmoments durch interne oder externe Einflüsse des Getriebes nicht erfasst werden. Um die Abweichungen zu vermindern, werden in diesem Kapitel drei Ansätze für die Entwicklung der Einzelgelenk-Drehmomentenregelung betrachtet. In einem ersten Ansatz wird das stromgeregelte Motordrehmoment τ_m , am Eingang des Getriebes, entsprechend der Getriebeübersetzung skaliert und durch eine Reibungskompensation ergänzt. In einem zweiten wird das Abtriebsdrehmoment über die Getriebebesteifigkeit und die relative Verdrehung des Getriebeein- Θ und -Ausgangs q ermittelt und geregelt. Als Zusatz wird mit einer erweiterten Sensorik die Riemenspannung gemessen und darauf basierend eine Drehmomentenregelung entwickelt.

Grundlegend für die Entwicklung der Drehmomentenregler wird im Folgenden zunächst ein Simulations-Modell des zweistufigen Zahnriemengetriebes entwickelt. Daraufhin wird das Übertragungsverhalten des tatsächlichen Getriebes an einem dafür entwickelten Versuchsstand in verschiedenen Tests analysiert. Mit den daraus gewonnenen Erkenntnissen wird das Getriebemodell erweitert und die Modellparameter identifiziert. Mithilfe des Modells werden die Drehmomentenregler hergeleitet sowie getestet und letztlich deren Performanz an dem aufgebauten Versuchsstand evaluiert.

3.1 Modellbildung des riemengetriebenen Einzelgelenks

Der für die Modellierung angenommene Aufbau des im betrachteten Roboter verbauten riemengetriebenen Einzelgelenks, wie in Abschnitt 1.4 erläutert, ist in der folgenden Abbildung 3.2 gezeigt.

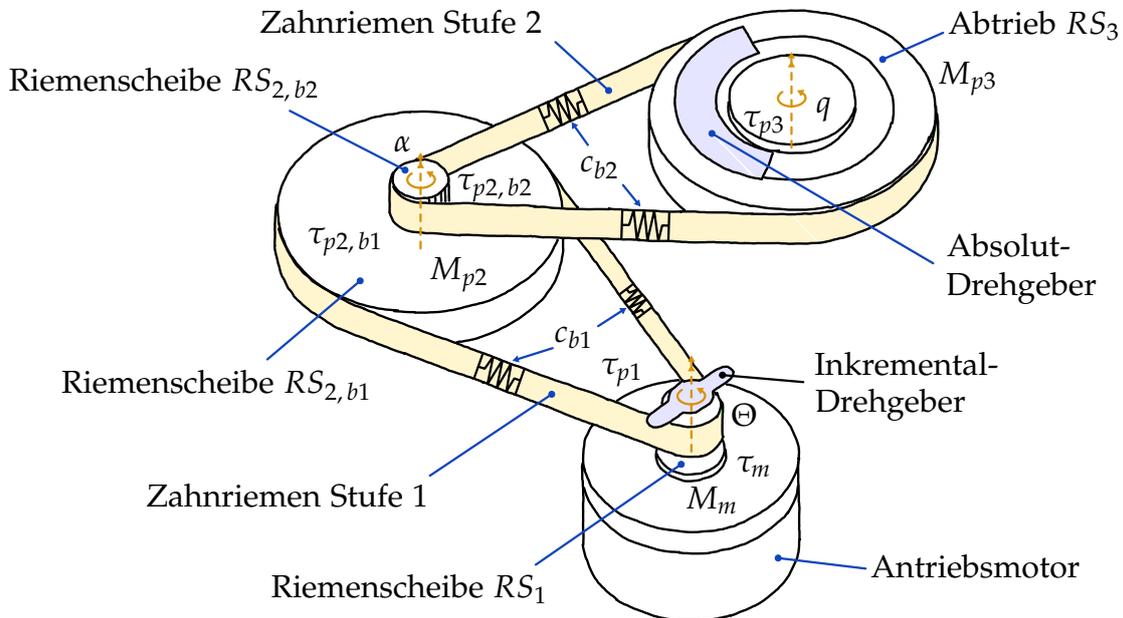


Abb. 3.2: Aufbau des zweistufigen Zahnriemengetriebes – Modellbildung

Der Rotor des Antriebsmotors ist mit der Riemenscheibe RS₁ verbunden. Diese ist über den Zahnriemen der ersten Stufe mit der großen Riemenscheibe RS_{2,b1} elastisch gekoppelt, welche mit der kleinen Riemenscheibe RS_{2,b2} verbunden ist. Diese ist mit dem Zahnriemen der zweiten Stufe, mit dem Abtrieb RS₃ elastisch gekoppelt. Die Motorposition Θ wird von einem Inkremental-Drehgeber und die Abtriebsposition q von einem Absolut-Drehgeber erfasst. Die Position der zweiten Riemenscheibe α wird nicht erfasst. Die Massen der Riemenscheiben sind mit $M_m = M_{p1} + B$ (Riemenscheiben- und Rotormasse), M_{p2} und M_{p3} bezeichnet. Die Drehmomente werden in jeder einzelnen Riemenscheiben τ_{p1} , $\tau_{p2,b1}$, $\tau_{p2,b2}$, τ_{p3} beziehungsweise dem Antriebsmotor τ_m betrachtet. Die Steifigkeit der Riemen wird als linear mit dem jeweiligen Steifigkeitsfaktor c_{b1} und c_{b2} angenommen.

Für die Herleitung der Dynamik des Getriebes werden die beiden Getriebestufen zunächst einzeln betrachtet, wie in Abbildung 3.3 an der ersten Stufe gezeigt. Dabei wird angenommen, dass die Kraftübertragung von der Riemenscheibe auf den Riemen ideal ist. Die aus den Drehmomenten und den Radien r_p der Riemenscheiben resultierenden Umfangskräfte F werden demnach direkt entsprechend der linearen Riemensteifigkeit durch den jeweiligen Trum (nichtaufliegende Riemenbereiche) des Riemen übertragen.

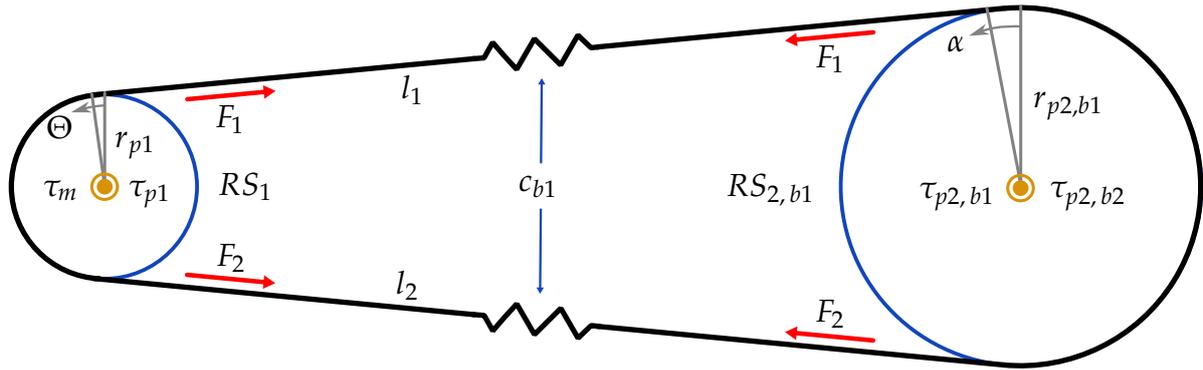


Abb. 3.3: Aufbau der ersten Stufe des Zahnriemengetriebes – Modellbildung

Die lastabhängige Länge der Trume wird mit l_1 respektive l_2 bezeichnet. Es wird zusätzlich angenommen, dass die aus dem Sollbetrieb hervorgehenden Umfangskräfte die Vorspannkkräfte der Riemen nicht übersteigen, sodass ein Trum nie vollkommen entlastet wird.

Die Länge der belasteten oder unbelasteten Trume kann über die Ausgangslängen $l_{1,def}$ und $l_{2,def}$ sowie der Bogenlängen, die aus einer Verdrehung der Riemenscheiben entsprechend der Riemenscheibendurchmesser hervorgeht, bestimmt werden:

$$l_1 = l_{1,def} + r_{p1} \Theta - r_{p2,b1} \alpha \quad (3.1)$$

$$l_2 = l_{2,def} - r_{p1} \Theta + r_{p2,b1} \alpha . \quad (3.2)$$

Die Riemenkräfte ergeben sich aus der Riemensteifigkeit und der jeweiligen Längenabweichung zur Nullkraftlänge $l_{1,0}$ und $l_{2,0}$:

$$F_1 = c_{b1} (l_1 - l_{1,0}) \quad (3.3)$$

$$= c_{b1} (l_{1,def} - l_{1,0}) + c_{b1} r_{p1} \Theta - c_{b1} r_{p2,b1} \alpha \quad (3.4)$$

$$F_2 = c_{b1} (l_2 - l_{2,0}) \quad (3.5)$$

$$= c_{b1} (l_{2,def} - l_{2,0}) - c_{b1} r_{p1} \Theta + c_{b1} r_{p2,b1} \alpha . \quad (3.6)$$

Angenommen: $l_{1,def} = l_{2,def}$ und $l_{1,0} = l_{2,0}$, so ergibt sich für die Drehmomente der Riemenscheibe RS_1 und $RS_{2,b1}$:

$$\tau_{p1} = (F_2 - F_1) r_{p1} \quad (3.7)$$

$$= 2 r_{p1} c_{b1} (r_{p2,b1} \alpha - r_{p1} \Theta) \quad (3.8)$$

$$\tau_{p2,b1} = (F_1 - F_2) r_{p2,b1} \quad (3.9)$$

$$= 2 r_{p2,b1} c_{b1} (-r_{p2,b1} \alpha + r_{p1} \Theta) . \quad (3.10)$$

In jeder Getriebestufe lässt sich das Übersetzungsverhältnis i entsprechend der Durchmesser-
messerverhältnisse der Riemenscheiben bestimmen:

$$i_1 = \frac{r_{p2,b1}}{r_{p1}} \quad \text{und} \quad i_2 = \frac{r_{p3}}{r_{p2,b2}} . \quad (3.11)$$

Damit können Gleichung 3.8 und 3.10 jeweils zusammengefasst werden, indem ein
neuer Steifigkeitsfaktor k eingeführt wird:

$$\tau_{p1} = \underbrace{2 c_{b1} r_{p1}^2}_{k_{b1}} (-\Theta + i_1 \alpha) \quad (3.12)$$

$$= k_{b1} (-\Theta + i_{b1} \alpha) \quad (3.13)$$

$$\tau_{p2,b1} = k_{b1} (i_{b1} \Theta - i_{b1}^2 \alpha) . \quad (3.14)$$

Für die zweite Stufe wird analog vorgegangen. Daraus ergibt sich für die Drehmomente
der Riemenscheibe $RS_{2,b2}$ und RS_3 :

$$\tau_{p2,b2} = k_{b2} (-\alpha + i_{b2} q) \quad (3.15)$$

$$\tau_{p3} = k_{b2} (i_{b2} \alpha - i_{b2}^2 q) . \quad (3.16)$$

Die Bewegungsgleichungen der Riemenscheiben, werden anhand der jeweilig beschleunigten
Masse und der Drehmomentenbilanz einschließlich der viskosen Reibungsdrehmomente
 $\tau_{fric} = \omega k_{fric}$ beschrieben:

$$M_m \ddot{\Theta} = \tau_m + \tau_{p1} - \tau_{m,fric} \quad (3.17)$$

$$M_{p2} \ddot{\alpha} = \tau_{p2,b1} + \tau_{p2,b2} - \tau_{p2,fric} \quad (3.18)$$

$$M_{p3} \ddot{q} = \tau_{p3} - \tau_{p3,fric} . \quad (3.19)$$

Durch Einsetzen der Drehmomentgleichungen 3.13 bis 3.16 sowie der viskosen Reibungsdrehmomente
in die Bewegungsgleichungen 3.17 bis 3.19, ergeben sich die folgenden drei Gleichungen für die
Beschreibung der Dynamik des zweistufigen Riemengetriebes:

$$M_m \ddot{\Theta} = \tau_m - k_{b1} \Theta - k_{fric,m} \dot{\Theta} + k_{b1} i_{b1} \alpha \quad (3.20)$$

$$M_{p2} \ddot{\alpha} = k_{b1} i_{b1} \Theta - (k_{b1} i_{b1}^2 + k_{b2}) \alpha - k_{fric,p2} \dot{\alpha} + k_2 i_2 q \quad (3.21)$$

$$M_{p3} \ddot{q} = k_{b2} i_{b2} \alpha - k_{b2} i_{b2}^2 q - k_{fric,p3} \dot{q} . \quad (3.22)$$

Für die Simulation des Systems wird in dieser Arbeit Matlab Simulink verwendet. Dafür bietet es sich an die hergeleiteten Bewegungsgleichungen 3.20 bis 3.22 in einem Signalflussplan darzustellen.

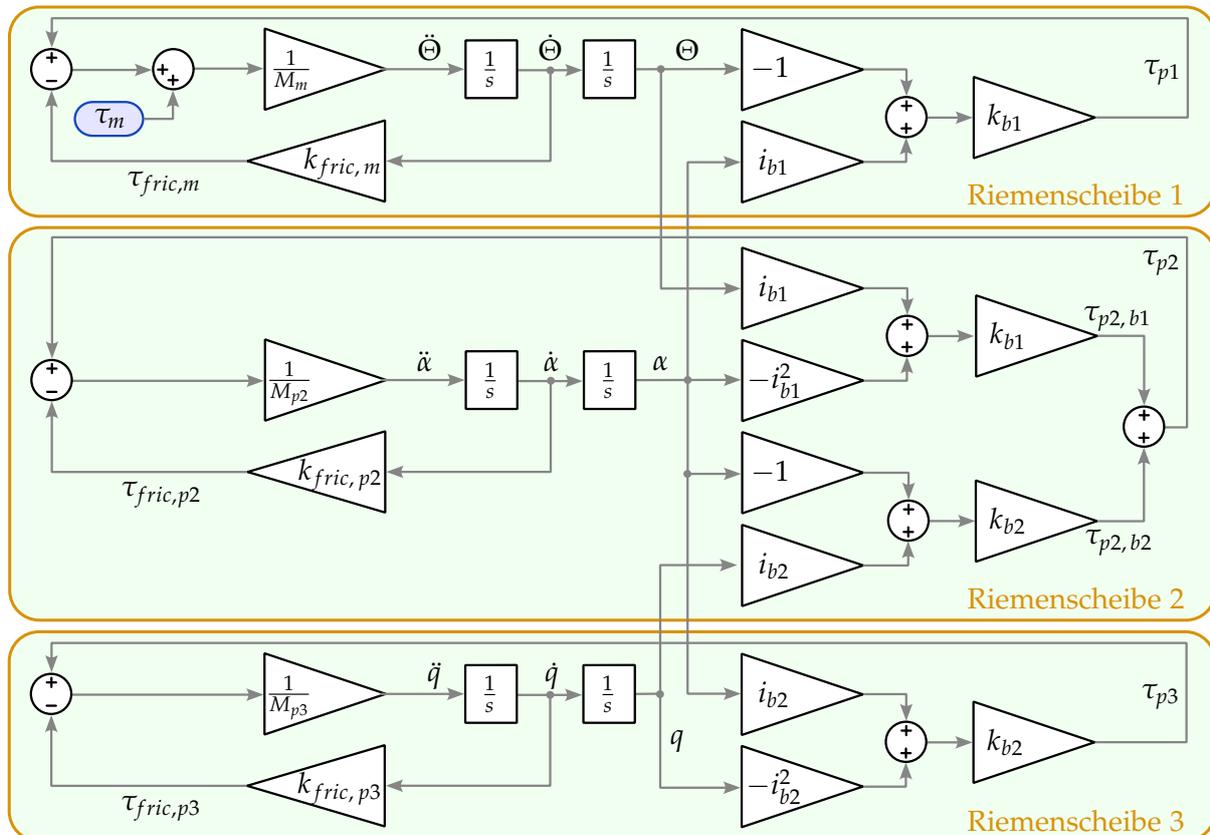


Abb. 3.4: Modellbildung – Signalflussplan des zweistufigen Zahnriemengetriebes

Der in Matlab Simulink implementierte Signalflussplan des zweistufigen Zahnriemengetriebes ist in Abbildung 3.4 veranschaulicht. Das Motordrehmoment τ_m stellt den Eingang des Systems dar. Die Dynamik des unterlagerten Motorstromreglers, mittels Feld-orientierter-Regelung, weist eine wesentlich geringere Zeitkonstante als das betrachtete System auf, aufgrund dessen wird dieser hier nicht betrachtet und als ideale Drehmomentenquelle betrachtet. In der Simulation ist dabei zu beachten, dass die Soll-Motordrehmomente stetig sind. Zur Parametrierung der Riemenscheibenmassen werden diese aus der Getriebekonstruktion entnommen. Die Steifigkeitsfaktoren k_{b1} und k_{b2} werden über die Herstellerangaben der Riemen und die Wirkdurchmesser der Riemenscheiben vorbestimmt. Die Funktion des Modells sowie die tatsächlichen Werte der Steifigkeits- und Reibungskoeffizienten werden anhand eines Einzelgelenkversuchsstands ermittelt, dessen Aufbau nachfolgend erläutert wird.

3.2 Aufbau des Einzelgelenkversuchsstands

Die Funktion einer entwickelten Drehmomentenregelung eines einzelnen Gelenks ist am betrachteten Roboter nur umständlich zu bemessen, da die einzelnen Gelenke über keine direkten Drehmomentensensoren verfügen und ein einzelnes Gelenk kaum isoliert betrachtet werden kann. Daher wird ein Einzelgelenkversuchsstand entwickelt. Dieser erlaubt es durch zusätzliche Sensorik und eine variabel einstellbare Last, die Eigenschaften eines einzelnen Gelenks detailliert zu untersuchen sowie entwickelte Regler zu testen und deren Performanz zu bewerten.

Für die detaillierte Untersuchung des Übertragungsverhaltens des Getriebes in verschiedenen Betriebszuständen sowie der Entwicklung etwaiger Drehmomentenregler, wird der Aufbau des zuvor beschriebenen zweistufigen Zahnriemengetriebes erweitert. Dabei werden die folgenden Anforderungen an den entwickelten Versuchsstand gestellt:

- Messen aller Riemenscheibenpositionen: Θ, α, q
- Messen des Abtriebsdrehmoments: τ_{p3}
- variabel einstellbare Abtriebslast
- optionales Festsetzen des Abtriebs
- Einstellbarkeit der Riemenspannung
- Messen der Riemenspannung durch Sensieren der Riemenspanner
- Adaption der Roboter-Leistungsversorgung- und -Motorsteuerung
- Zentrale Steuerung: Automatische Testzyklen mit Speicherung aller Daten

Für den Aufbau des Versuchsstands wird ein bestehender modularer Motorversuchsstand des DLR adaptiert. Dieser besteht aus einem festverschraubten Schienensystem auf welches verschiedene Objektträger montiert werden können. Diese erlauben die Montage verschieden dimensionierter Messwellen zur Drehmomentenmessung, einer Wirbelstrombremse zum Aufbringen variabler Lasten sowie feststehende Wellen, die das Sperren des Abtriebs erlauben. Die einzelnen Komponenten und Objektträger sind dabei so konstruiert, dass jegliche Rotationsachsen kollinear sind. Die genaue Ausrichtung zueinander wird durch eine Schwalbenschwanzführung in der Schiene und Klemmelemente in den Objektträgern erreicht.

Diesen konstruktiven Vorgaben entsprechend, wird das zweistufige Zahnriemengetriebe in solcher Weise entwickelt, dass es auf einem Objektträger montiert werden

kann und die Rotationsachse der Abtriebswelle kollinear mit denen der anderen auf der Schiene montierten Elemente ist.

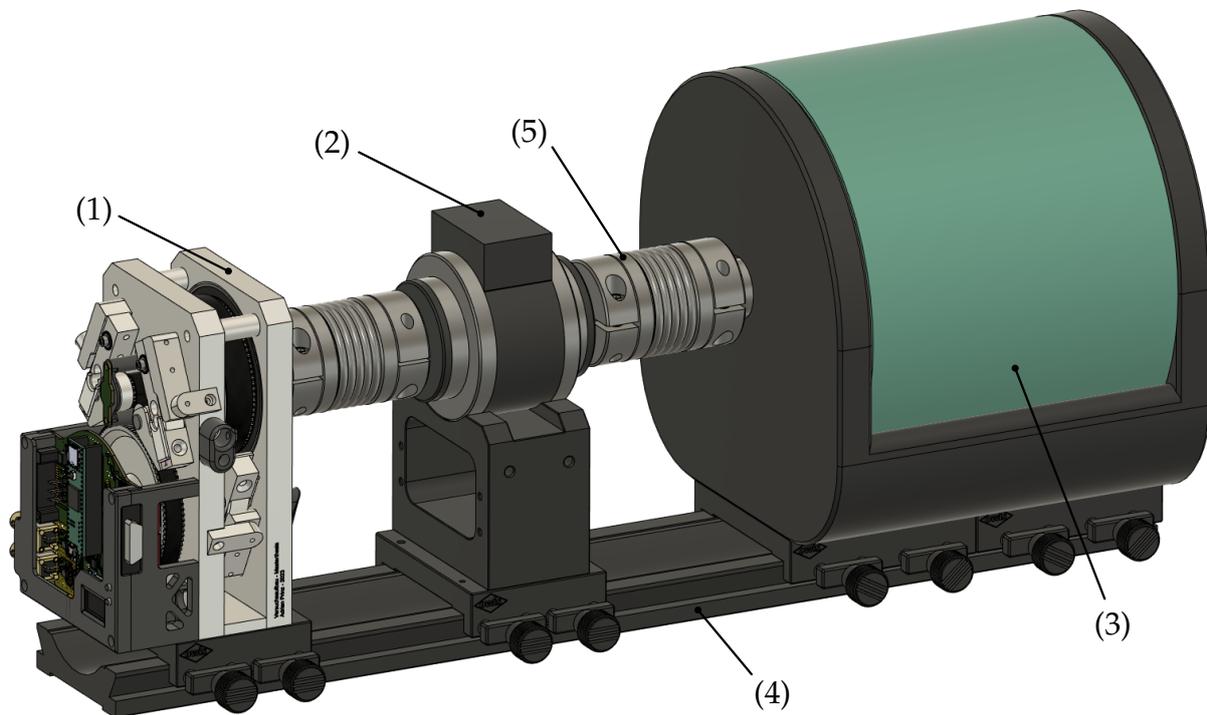
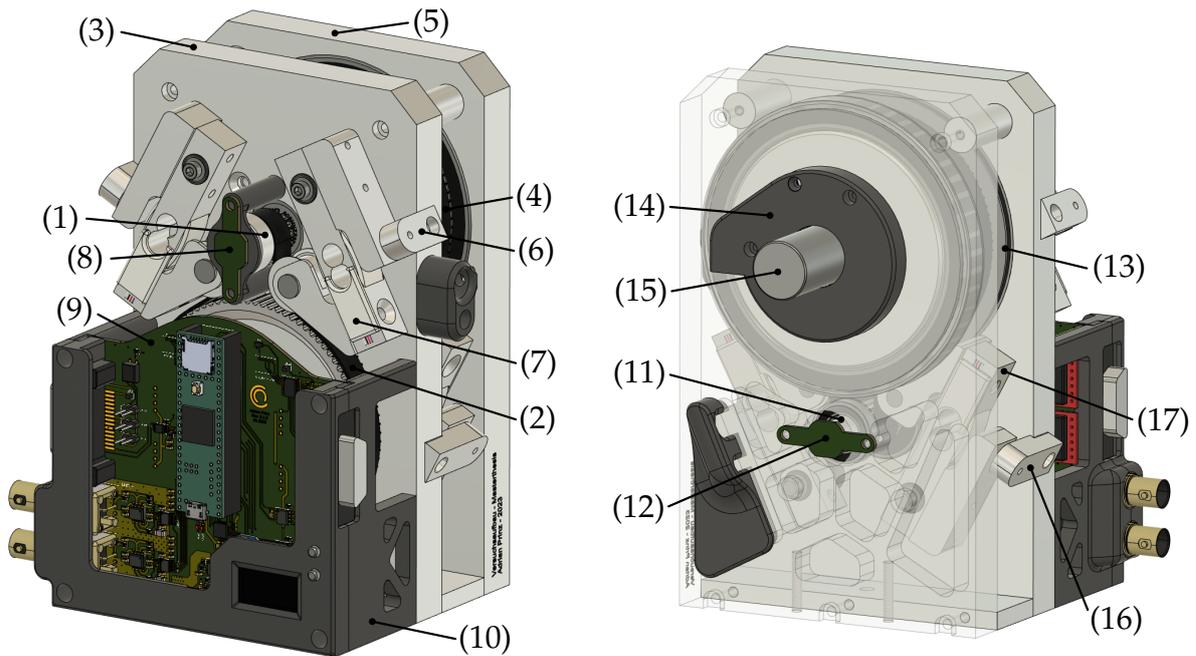


Abb. 3.5: Gesamtaufbau des Einzelgelenkversuchsstands: (1) Zweistufiges Zahnriemen-Getriebe, (2) Messwelle 50 Nm, (3) Wirbelstrombremse, (4) Schienensystem und (5) Metallbalgkupplung

Der Gesamtaufbau des Einzelgelenkversuchsstands ist in Abbildung 3.5 veranschaulicht. Das für den Versuchsstand entwickelte zweistufige Zahnriemengetriebe (Abb. 3.5 (1)) ist mittels eines Objektträgers auf dem Schienensystem (Abb. 3.5 (4)) montiert. Für die Messung des Drehmomentes am Getriebeabtrieb wird eine Messwelle (Abb. 3.5 (2), MAGTROL TMHS 310/131 [41]) mit einem maximalen Drehmoment von 50 Nm eingesetzt. Diese erlaubt es das Drehmoment zwischen deren Eingangs- und Ausgangswelle unabhängig von der Drehzahl zu messen – frei drehende Welle. Die Eingangswelle der Messwelle ist über eine Metallbalgkupplung (Abb. 3.5 (5)), als Fluchtungsausgleich, mit dem Getriebeabtrieb gekoppelt und deren Gehäuse über einen Objektträger auf der Schiene fixiert. Zur Aufbringung einer variablen Last wird die Wirbelstrombremse (Abb. 3.5 (3)) eingesetzt, deren Welle mit einer Metallbalgkupplung mit der Ausgangswelle der Messwelle gekoppelt und deren Gehäuse wiederum mit auf der Schiene fixiert ist.

Bei dem Zahnriemengetriebe, welches in der folgenden Abbildung 3.6 dargestellt ist, wird der gleiche Motor, die gleichen Riemenscheiben (Abb. 3.6 (1), (2), (11)) und



(a) Rückansicht des Zahnriemengetriebes

(b) Vorderansicht des Zahnriemengetriebes

Abb. 3.6: Aufbau des zweistufigen Zahnriemengetriebe des Versuchsstands: (1) kleine Riemenscheibe Stufe 1, (2) große Riemenscheibe Stufe 1, (3) Halteplatte 1, (4) Abtriebslager, (5) Halteplatte 2, (6) 2x Riemenstansschraube S1, (7) 2x Riemenstansner mit DMS und Laufrolle S1, (8) Inkremental-Drehgeber, (9) zentrale Platine, (10) Halterahmen, (11) kleine Riemenscheibe Stufe 2, (12) Inkremental-Drehgeber mittlere Riemenscheibe, (13) große Riemenscheibe S2, (14) Absolut-Drehgeber, (15) Abtriebswelle, (16) 2x Riemenstansschraube S2, (17) 2x Riemenstansner mit DMS und Laufrolle S2

(13)), Riemen sowie der 13-bit Inkremental- ((8)) und 19-bit Absolut-Drehgeber (Abb. 3.6 (14)) verwendet, wie bei dem in Abschnitt 1.4 beschriebenen zweiten Gelenk des betrachteten Roboters. Zusätzlich wird die Position der mittleren Riemenscheibe durch einen inkrementellen 13-bit Drehgeber (Abb. 3.6 (12)) erfasst. Die Hauptstruktur des Getriebes wird durch die beiden Halteplatten (Abb. 3.6 (3)) und (Abb. 3.6 (5)) gebildet, welche die Lagerungen (Abb. 3.6 (4)) der Riemenscheiben, Halterung aller Komponenten sowie die Verbindung mit dem Objektträger des Schienensystems ermöglichen. Die erste und zweite Riemenstufe verfügt jeweils über zwei symmetrisch angeordnete Riemenstansner (Abb. 3.6 (7) und (17)), welche sich mittels einer Stansschraube (Abb. 3.6 (6) und (16)) einstellen lassen. Dabei rotieren die Riemenstansner jeweils um einen mit Wälzlager gelagerten Drehpunkt. Die Laufrollen der Riemenstansner laufen auf dem Riemenrücken. Der mittlere Teil des Riemenstansners ist mit zwei Dehnungsmessstreifen ausgestattet, die es ermöglichen, die auf die Laufrolle wirkende Normalkraft des Riemen mittels einer Auswerteelektronik zu messen und so die Riemenstansnung zu ermitteln. Die Funktionsweise der Riemenstansner wird im Abschnitt der Drehmomentenregelung 3.5.4 detailliert erläutert.

Die einzelnen Komponenten des Versuchsstand werden von einer entwickelten zentralen Platine gesteuert. Die Funktionen der Platine umfassen das Einstellen des drehzahl- und stromabhängigen Bremsdrehmoments der Wirbelstrombremse mittels eines externen Netzteils (EA-PSI 980-60 DT), der Messung des drehmoment-proportionalen Analogsignals der Messwellen-Elektronik (MEGATROL Model 6400), das Erfassen aller Sensorwerte des Getriebes, die Ansteuerung des Getriebemotors über die externe Leistungs- und Motorelektronik des Roboters und das Anzeigen von Versuchsstanddaten auf einem Display. Die zentrale Platine (Abb. 3.6 (9)) ist mittels eines Halterahmens (Abb. 3.6 (10)) auf der Rückseite des Zahnriemengetriebes montiert.

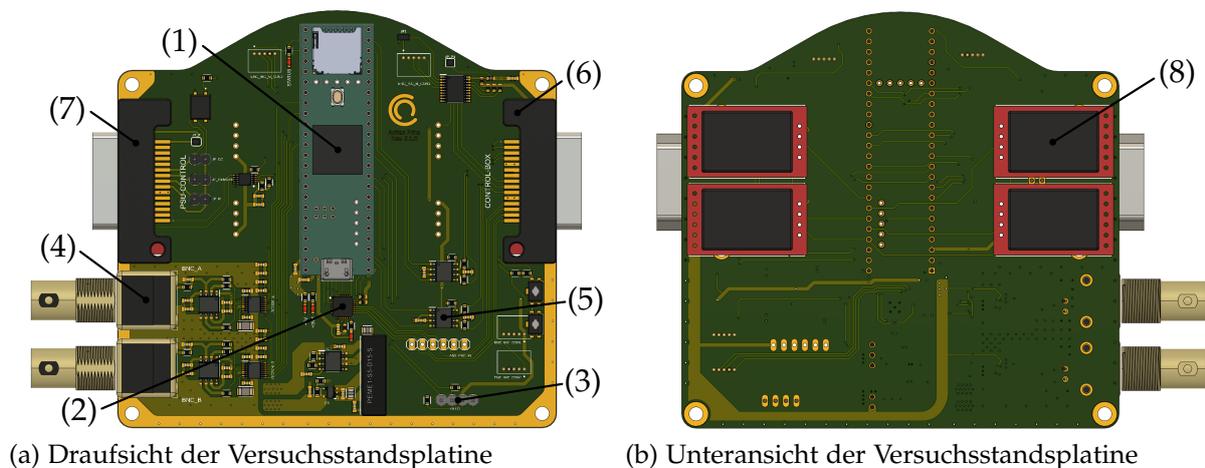


Abb. 3.7: Zentrale Platine des Versuchsstands: (1) Mikrocontroller, (2) Absolut-Drehgeber-Transceiver, (3) Inkremental-Drehgeber-Spannungswandler, (4) 2x BNC-Stecker, (5) 2x CAN-Transceiver, (6) D-Sub-Buchse für die Robotersteuerung, (7) D-Sub-Buchse für das Wirbelstrombremsen-Netzteil, (8) 4x ADC der DMS

Die Platine des Versuchsstand ist in Abbildung 3.7 als Rendering gezeigt – Layout und Schaltplan in Anhang B.1 und B.2. Das Mikrocontroller-Modul (Abb. 3.7 (1)), welches auch in der Robotersteuerung verwendet wird, umfasst einen Cortex M7, CAN-Controller, wie auch einen SD-Kartensteckplatz, welcher zur Speicherung der Versuchsdaten genutzt wird. Der 19-bit Absolut-Drehgeber am Abtrieb des Getriebes wird mittels eines BiSS-C Transceivers (Abb. 3.7 (2)) ausgelesen. Die 13-bit Inkremental-Drehgeber der ersten und zweiten Riemenscheibe werden durch den Motorcontroller beziehungsweise vom Mikrocontroller ausgewertet. Zur Anzeige von Versuchsstanddaten wird ein OLED-Display (Abb. 3.7 (3)) verwendet. Die Messwelle zur Drehmomentmessung ist mit einer externen Zusatzelektronik verbunden, welche ein drehmoment-proportionales $\pm 10V$ Analogsignal ausgibt. Dieses Signal wird über eine Analog-Digital-Wandler mit Vorverstärker und Analogfilter gemessen und in das entsprechende Signal umgerechnet. Die Verbindung der Analogsignale mit der externen Elektronik der Messwelle ist für eine störungsarme Übertragung mit Koaxialkabeln und zwei

BNC-Steckern (Abb. 3.7 (4)) umgesetzt. Die Motorsteuerung in der Robotersteuerung ist über eine CAN-Interface (Abb. 3.7 (5)) mit dem Mikrocontroller verbunden. Das CAN-Interface, das Motordrehgeber-Signal sowie die Versorgungsspannung der Platine sind über einen D-Sub-Stecker (Abb. 3.7 (6)) mit der Robotersteuerung verbunden. Die Motorphasen sind mit einem zusätzlichen Kabel und Stecker für hohe Ströme mit der Robotersteuerung verbunden. Der Strom der Wirbelstrombremse wird über ein externes Netzteil gesteuert. Dieses wird über den Mikrocontroller mittels eines mehrkanaligen Digital-Analog-Wandlers, eines Halbleiterrelais sowie Jumper-Pins konfiguriert und ist über eine zweite D-Sub-Buchse verbunden.

Der Versuchsstandmotor kann über den Mikrocontroller und die Motorsteuerung drehzahl- oder stromgeregelt betrieben werden. Der entsprechende Sollwert wird über ein TX-PDO (Process data objects – CiA 402 [42]) über das CAN-Interface zur Motorsteuerung gesendet. Der Mikrocontroller erhält die Motorposition (gezählte Inkremente) und den Motorstrom (i_q) über ein RX-PDO. Der Strom der Wirbelstrombremse kann in einem Bereich von 0 bis 10A mit einer Auflösung von 12-bit eingestellt werden. Der Analog-Digital-Wandler, zum Auslesen des Drehmomentsignals, weist eine Auflösung von 16-bit auf. Mit der verwendeten Messwelle ($\pm 50\text{Nm}$ max.) wird eine reale Drehmomentenauflösung von 50mNm erreicht.

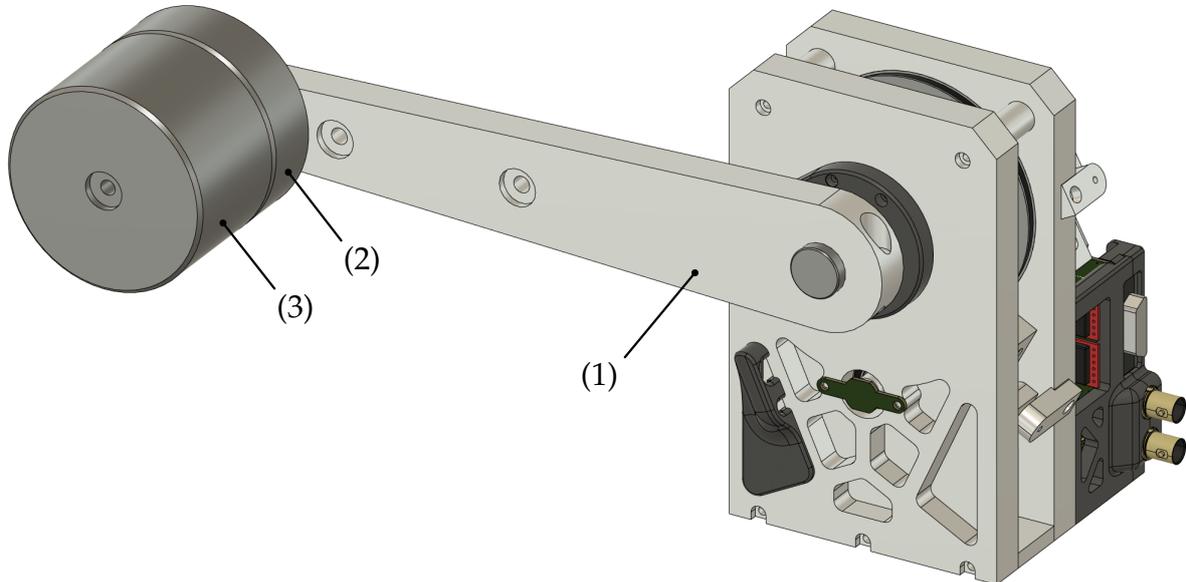


Abb. 3.8: Versuchsaufbau mit Hebel und Gewichten: (1) Hebel, (2) 1kg Gewicht, (3) 2kg Gewicht

Um das Verhalten des Zahnriemengetriebes mit einer gravitationsbeeinflussten Last testen zu können, wird ein Hebel (Abb. 3.8 (1)) verwendet. An diesen kann ein 1kg, 2kg oder beide Gewichte mit einem effektiven Hebelarm von 125mm, 200mm oder 250mm montiert werden. Der Hebelarm wiegt 0,5kg.

3.3 Analyse des Übertragungsverhaltens des Zahnriemengetriebes

Für die Gesamtregelung des Roboters ist das Drehmoment am Abtrieb des Zahnriemengetriebes von wesentlicher Bedeutung. Die Stellgröße der Drehmomentenregelung ist jedoch der Motorstrom, welcher am Eingang des Getriebes gestellt wird. Daher ist für die Entwicklung der Drehmomentenregelung die Kenntnis über das Übertragungsverhalten des Getriebes, vor allem dessen Reibung und Steifigkeit, grundlegend.

Zur Analyse des Übertragungsverhaltens werden verschiedene Tests durchgeführt, bei welchen das Verhalten des Getriebes bei geregelter Eingangsdrehzahl oder -drehmoment des Motors unter Wirken einer Bremslast oder bei eingespanntem Abtrieb untersucht wird. Dazu werden zunächst die beiden Versuchskonfigurationen beschrieben sowie gezeigt, welche Messdaten erfasst und wie dieser gefiltert werden. Daraufhin wird die Durchführung der einzelnen Tests erläutert und anhand dieser das Übertragungsverhalten analysiert.

3.3.1 Konfigurationen des Versuchsstands

Die Tests werden in einer **dynamischen** und **statischen Konfiguration** durchgeführt.

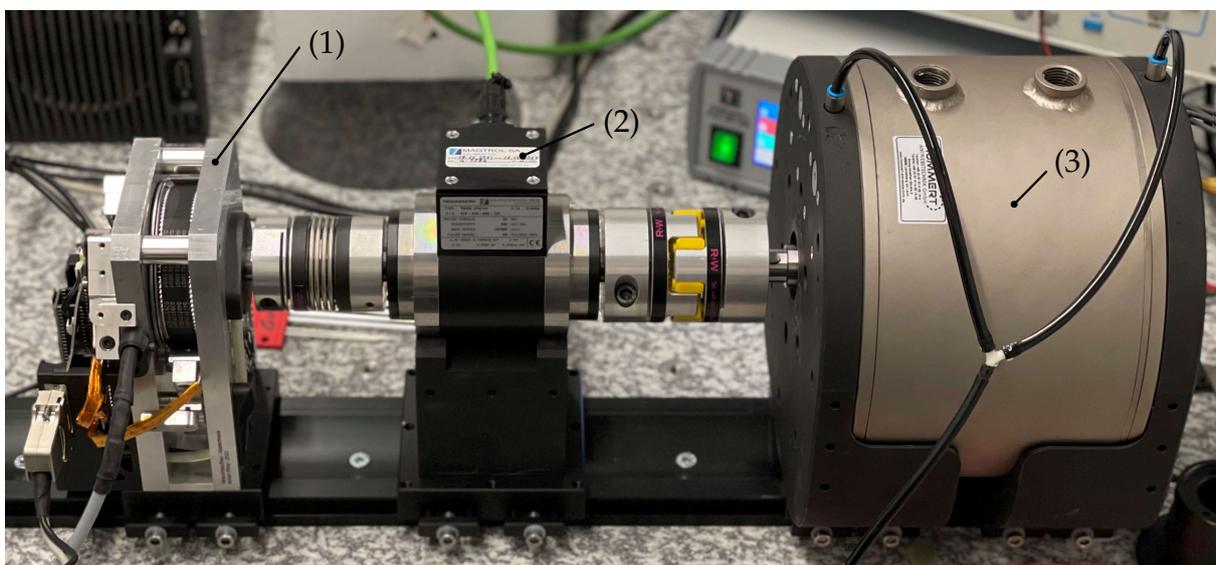


Abb. 3.9: Dynamische Konfiguration – Realer Versuchsaufbau mit Wirbelstrombremse: (1) Zahnriemengetriebe, (2) Messwelle, (3) Wirbelstrombremse

Für die Untersuchung des dynamischen Übertragungsverhaltens wird eine externe Last durch die Wirbelstrombremse aufgebracht – siehe Abbildung 3.9, deren Bremsdrehmoment durch Vorgabe deren Wicklungsstroms variabel eingestellt werden kann. Das Bremsdrehmoment ist dabei zusätzlich abhängig von der Drehzahl des Bremsenrotors. Die Bremse bringt im Stillstand daher kaum ein Bremsdrehmoment auf.

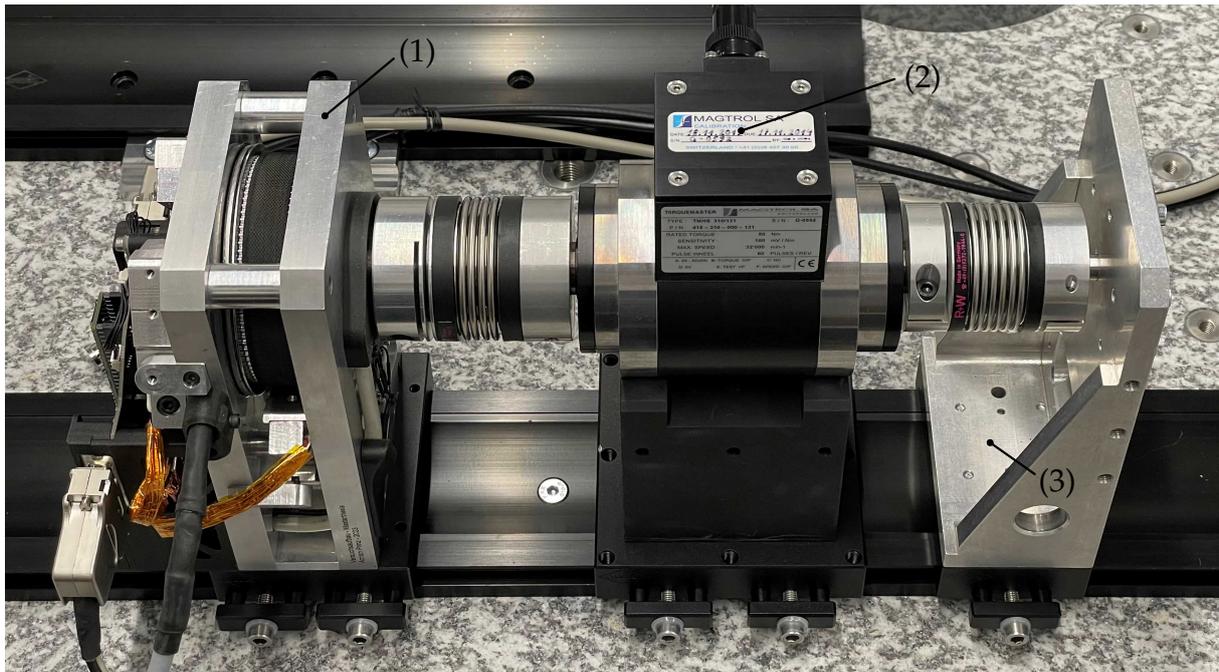


Abb. 3.10: Statische Konfiguration – Realer Versuchsaufbau mit fixiertem Abtrieb: (1) Zahnriemengetriebe, (2) Messwelle, (3) fixierte Welle

Die Untersuchung des statischen Übertragungsverhaltens wird mit eingespanntem Abtrieb der Messwelle durchgeführt. Dazu wird eine auf einem Objektträger montierte feste Welle (Abb. 3.10 (3)) genutzt. Diese Konfiguration bietet sich besonders an, um die Übertragung des Drehmoments vom Motor zum Getriebeabtrieb zu untersuchen.

3.3.2 Messdatenerfassung und Filterung

Zur Bestimmung des Übertragungsverhaltens des Getriebes wird die Abhängigkeit der Zustände des Getriebes betrachtet. Dazu werden manche Zustände, beispielsweise das Antriebsdrehmoment, gezielt beeinflusst und die Änderung der anderen aufgezeichnet. Die so erhobenen Messdaten sollen möglichst die Beschreibung signifikanter dynamischer Prozesse des Getriebes erlauben. Bei der Auswahl der signifikanten Zustände wird sich an dem in Abschnitt 3.1 hergeleiteten Modell des Getriebes orientiert. Dementsprechend werden die Positionen Θ , α und q der drei Riemenscheiben, das Motordrehmoment τ_m , welches in annehmbarer Näherung über den Motorstrom und die Motorkonstante k_m bestimmt wird, das durch die Messwelle gemessene Abtriebsdrehmoment $\tau_{out,MS}$ sowie die Messwerte der Dehnmessstreifen d_{DMS} der vier Riemenspanner aufgezeichnet. Dabei wird die Motorposition sowie das Motordrehmoment über den CAN-Bus von der Motorsteuerung in der Robotersteuerung und die restlichen Messgrößen direkt von dem Mikrocontroller ausgelesen. Eine Testreihe ist so aufgebaut, dass das Getriebe automatisch nacheinander in verschiedene Betriebszu-

stände gesetzt wird und die Messdaten aufgezeichnet werden. Ein Betriebszustand, im Folgenden als Betriebspunkt k definiert, wird in den folgenden Tests durch ein jeweiliges Dupel aus einer vorgegebenen Motordrehzahl oder eines Motordrehmoments und, im Falle eines dynamischen Tests, durch ein bestimmten Bremsstrom definiert. Dabei werden in einem Test beispielsweise Motordrehzahlen von $\dot{\Theta} = (-10, -5, 0, 5, 10) \frac{rad}{s}$ und Bremsströme von $I_{WB} = (0, 2, 4, 6, 8, 10) A$ vorgegeben, woraus sich demnach $k = 5 \cdot 6 = 30$ Betriebspunkte ergeben.

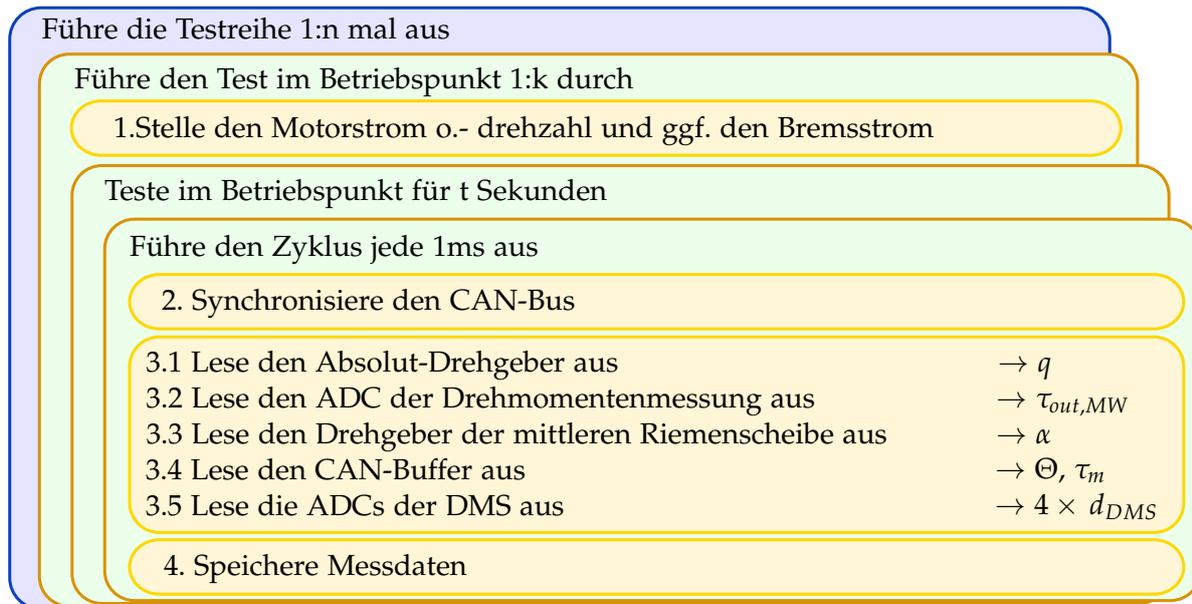


Abb. 3.11: Ablauf eines Tests zur Messdatenerfassung

Der programmierte Ablauf einer Testreihe ist in Abbildung 3.11 gezeigt. Ein gesamter Test wird n -mal wiederholt, um eine statistische Signifikanz erreichen zu können. In einem Test werden die k Betriebspunkte durchlaufen, wobei die Reihenfolge der Dupel randomisiert ist, um Hystereseeffekte zu minimieren. Die Betriebspunkte werden vor dem Durchlaufen der Zyklen gesetzt (Abb. 3.11 (1.)). In einem Betriebspunkt wird für eine Zeit t ein Zyklus mit einer Frequenz von 1kHz durchlaufen, welche der Regelfrequenz des Roboters entspricht. Bei der Datenerfassung ist besonders auf die Synchronisation der Daten zu achten. Daher beginnt ein Zyklus mit der Synchronisation des CAN-Bus (Abb. 3.11 (2.)). Dabei lädt die Motorsteuerung nach Erhalt der SYNCH-Nachricht die Sensordaten in einen Buffer und sendet diese an den Mikrocontroller. Die SYNCH-Nachricht ist eine kurze CAN-Nachricht ohne Daten (0x80), um die Übermittlung kurz zu halten. Die Übertragungsdauer beträgt bei den verwendeten Baudrate von 1 Mbit/s etwa $25 \mu s$. Das Versenden der Nachricht wird durch den CAN-Controller des Mikrocontroller übernommen, daher wird parallel die Erfassung der Absolut-Drehgeber-Daten (Abb. 3.11 (3.1)) über einen dedizierten Pin (Getsens-Pin) initiiert. Die Datenakquise des Absolut-Drehgebers dauert durchschnittlich etwa $20 \mu s$.

So werden die Motorposition und Abtriebsposition auf $5 \mu\text{s}$ synchron erfasst. Dies ist besonders wichtig für den Drehmomentenregler der auf der Riemensteifigkeit basiert. Die restlichen Daten werden sequentiell ausgelesen (Abb. 3.11 (3.2) bis (3.5)) und auf der Micro-SD-Karte gespeichert (Abb. 3.11 (4.)).

Um die Funktion der Messwerterfassung zu überprüfen und die Güte der Messwerte zu beurteilen, wird der Rotor der Wirbelstrombremse in einem ersten Test ohne Vorgabe eines Bremsstroms oder Motordrehmoments händisch bewegt. Lediglich zu Beginn des Test wird ein Motordrehmoment-Impuls aufgebracht, um sicherzustellen, dass die interne Motorstromregelung der Motorsteuerung initialisiert ist.

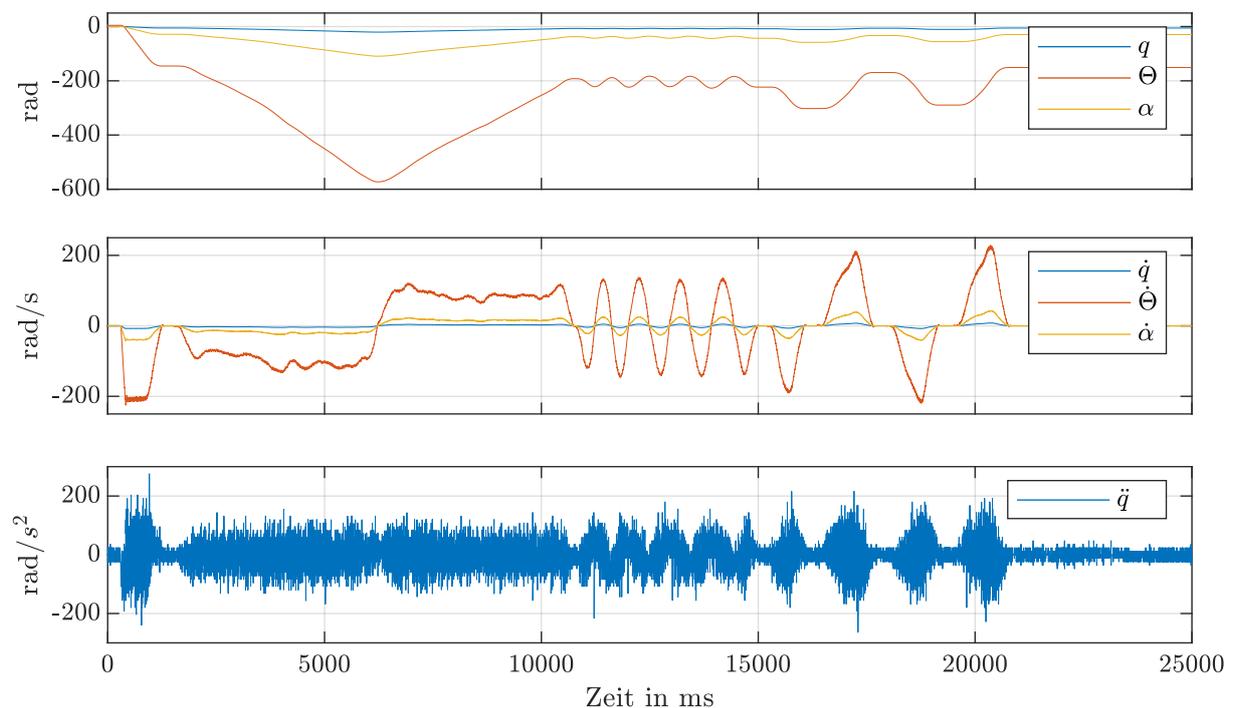


Abb. 3.12: Test der Messdatenerfassung – Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung

Die erfassten Positionen der Riemenscheiben sind in Abbildung 3.12 veranschaulicht. Für die Analyse sowie die Entwicklung der Drehmomentenregelungen sind neben den Positionen zudem deren Ableitungen von Interesse. Daher werden die Positionen durch einfaches Differenzieren der Positionssignale, in die Geschwindigkeitssignale umgerechnet (s. Abbildung 3.12). Dabei ist ein erhöhtes Rauschen vor allem bei der Motorgeschwindigkeit $\dot{\Theta}$ zu erkennen. Dieses ist auf mechanische Effekte und den Quantisierungseffekt der inkrementellen Messung des Drehgebers und den übersetzungsbedingt höheren Betrag der Drehzahl zurückzuführen. Für die Berechnung der Dynamik des Roboters, wie im folgenden Kapitel 4 erläutert, wird zusätzlich die Beschleunigung des Abtriebs \ddot{q} benötigt, welche ebenso in Abbildung 3.12 dargestellt ist. Die zweifache Differenzierung des Positionssignals führt dabei zu einem starken

Rauschen. Um das Beschleunigungssignal des Abtriebs in der Regelung nutzbar zu machen wird dieses gefiltert. Dazu wird eine stückweise polynomiale Regression zweiten Grades über eine gewisse Anzahl gewichteter Messwerte des Positionssignals bestimmt und durch Ableitung des so erhaltenen Polynoms die Beschleunigung berechnet.

Das für das Filter betrachtete Polynom zweiten Grades und dessen ersten beiden Ableitungen sind wie folgt definiert:

$$y(x) = p_1 x^2 + p_2 x + p_3 \tag{3.23}$$

$$\dot{y}(x) = 2 p_1 x + p_2 \tag{3.24}$$

$$\ddot{y}(x) = 2 p_1 . \tag{3.25}$$

Mit der Anzahl n betrachteter Messwerte y_i zum Zeitpunkt x_i

$$\underbrace{\begin{pmatrix} x_i^2 & x_i & 1 \\ x_{i-1}^2 & x_{i-1} & 1 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{i-n}^2 & x_{i-n} & 1 \end{pmatrix}}_V \underbrace{\begin{pmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \end{pmatrix}}_p = \underbrace{\begin{pmatrix} y_i \\ y_{i-1} \\ \vdots \\ y_{i-n} \end{pmatrix}}_y, \tag{3.26}$$

können die Koeffizienten p mit der Methode der kleinsten Quadrate berechnet werden:

$$p = (V^T V)^{-1} V^T y . \tag{3.27}$$

Da die vergangenen $n - 1$ Messwerte den aktuellen Messwert weniger beeinflussen, werden die Messwerte zusätzlich mit der Diagonalmatrix W gewichtet:

$$p = (V^T W V)^{-1} V^T W y . \tag{3.28}$$

Da die Zeitintervalle von x stets die gleichen sind, kann die gesamte Matrix in Gleichung 3.28 vorberechnet werden. Die gefilterten Ableitungen werden mit den Parametern p eingesetzt in Gleichung 3.24 und 3.25 für den aktuellen Zeitpunkt berechnet.

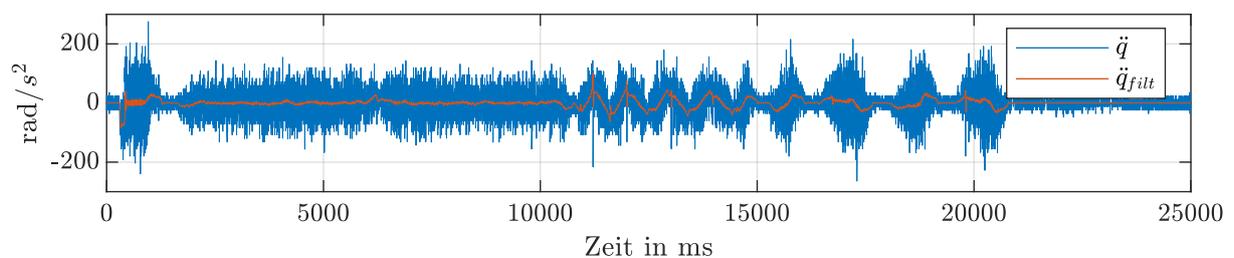


Abb. 3.13: Test der Messdatenerfassung – Beschleunigung am Abtrieb

Die Funktion des Filters ist in Abbildung 3.13 anhand des gefilterten Beschleunigungssignals des Abtriebs \ddot{q}_{filt} gezeigt. Das PT2-ähnliche Verhalten des Filters ist dabei über die Anzahl der betrachteten Messwerte $n = 20$ und die Gewichtungsmatrix $W = I(n, n - 1, \dots, 1)^T$ auf das Systemverhalten eingestellt.

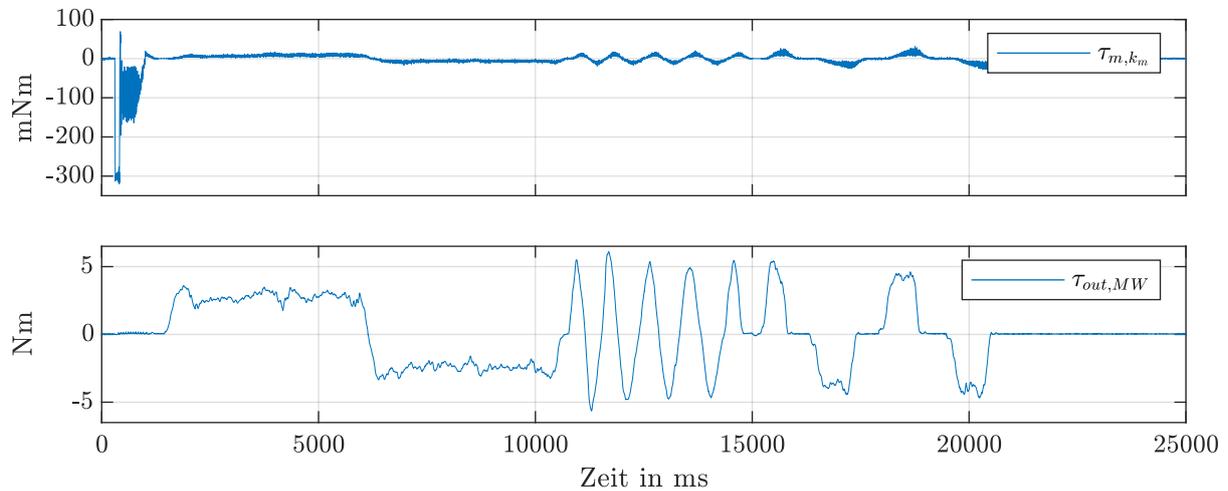


Abb. 3.14: Test der Messdatenerfassung – Motor- und Abtriebsdrehmoment

Die erfassten Werte des Motordrehmoments und des Abtriebsdrehmoments sind in Abbildung 3.14 gezeigt. Die Sensitivität der Messwelle kann direkt an dieser eingestellt werden. Der analoge Tiefpassfilter ist auf eine Grenzfrequenz von 1kHz eingestellt.

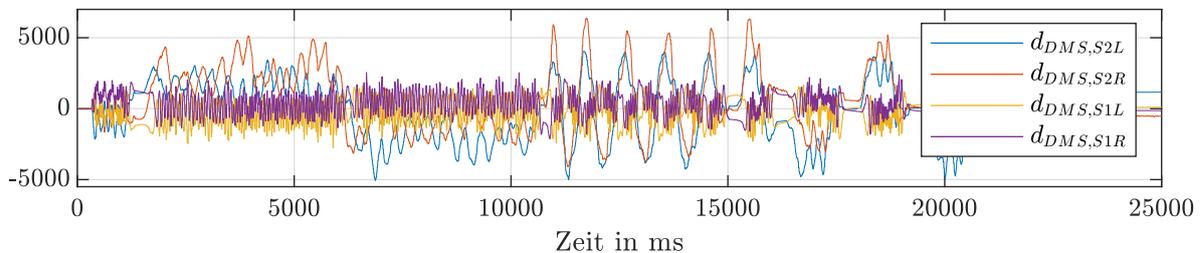


Abb. 3.15: Test der Messdatenerfassung – Messwerte der Riemenspanner-DMS

Die erfassten Messwerte der Dehnmessstreifen an den Riemenspannern sind in Abbildung 3.15 dargestellt. Bei diesen ist zu erkennen, dass die Messwerte der beiden DMS der zweiten Getriebestufe $d_{DMS,S2L}$ und $d_{DMS,S2R}$ in Abhängigkeit des gemessenen Abtriebsdrehmoment (s. Abbildung 3.14) stehen.

Gesondert lassen die gezeigten Messdaten eine erste Abschätzung auf das Reibungsdrehmoment des Getriebes bei rückwärtigem Antreiben zu. Im Bereich von 7000 ms bis 10000 ms ist die Drehzahl des Abtriebs annähernd konstant, dabei ist ein ebenso konstantes Abtriebsdrehmoment von etwa 2,5 Nm zu erkennen.

3.3.3 Analyse des mechanischen Übertragungsverhaltens – Frequenzanalyse

Zunächst wird die Mechanik des Getriebes hinsichtlich der Übertragungsgenauigkeit und -Gleichmäßigkeit bei statisch geregelten Motordrehzahlen und Bremsströmen in der **dynamischen Konfiguration** des Versuchsstands untersucht. Wie zuvor beschrieben, werden dazu nacheinander Dupel aus einer Drehzahl und einem gestellten Strom der Wirbeltstrombremse gestellt, deren Betrag sukzessive erhöht wird. Die Regelung der Motordrehzahl erlaubt es eine einheitliche Rasterung aller Motordrehzahlen und Abtriebsdrehmomenten des Getriebes zu erstellen, wohingegen ein geregeltes Motordrehmoment, bei geringen Strömen beziehungsweise Drehmomenten der Wirbelstrombremse zu einem wiederholten Erreichen der Grenzdrehzahl des Motors führen würde.

In der nachfolgend betrachteten Testreihe wird die Motordrehzahl von -2400 bis 0 rpm und 0 bis 2400 rpm in 100 rpm Inkrementen betrachtet. Bei jeder Drehzahl wird ein Test mit einem Bremsstrom von 0 A bis 8 A in $0,5$ A Inkrementen durchgeführt. Daraus ergeben sich $k = (25 + 25) \cdot 17 = 850$ Betriebspunkte, welche in zufälliger Reihenfolge angefahren werden. Die gesamte Testreihe wird $n = 3$ mal durchlaufen.

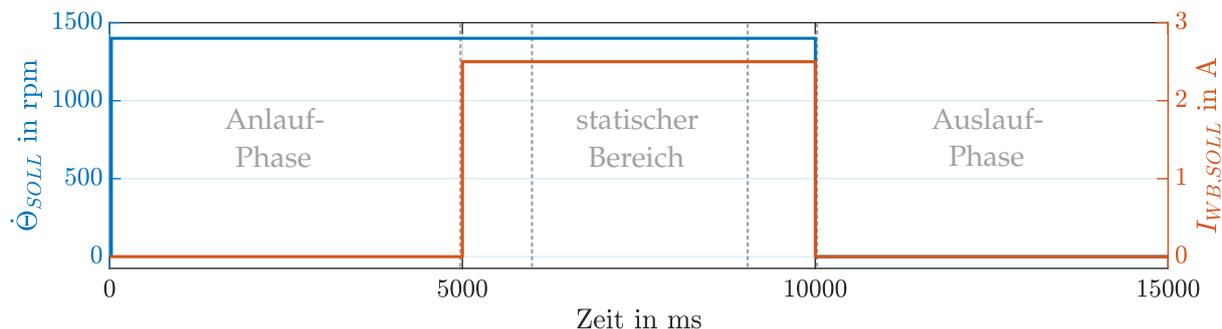


Abb. 3.16: Ablauf eines Tests in einem Betriebspunkt: Soll-Motordrehzahl und Soll-Bremsstrom

Wie am Beispiel in Abbildung 3.16 zu erkennen, besteht ein Test in einem Betriebspunkt aus vier Phasen. In der Anlauf-Phase (0 ms bis 4999 ms) wird die Soll-Motordrehzahl $\dot{\theta}_{SOLL} = 1400$ rpm gestellt und dem System fünf Sekunden Zeit gegeben diese einzuregeln. In der fünf Sekunden langen Test-Phase (5000 ms bis 9999 ms) wird der Bremsstrom $I_{WB,SOLL} = 2,5$ A gestellt. Dabei wird der mittlere Bereich von 6000 ms bis 8999 ms im Folgenden als statischer Bereich bezeichnet. In diesem wird angenommen, dass das System eingeschwungen ist. Darauf folgt eine Auslauf-Phase (10000 ms bis 14999 ms) in welcher die Drehzahl und der Bremsstrom auf Null gesetzt werden. Letztlich folgt eine Warte-Phase (nicht in Abb. 3.16 gezeigt) von 30 Sekunden, bis der nächste Betriebspunkt angefahren wird. Dadurch werden thermische Einflüsse von Test zu Test beziehungsweise über die Gesamtdauer der Testreihe hinweg minimiert.

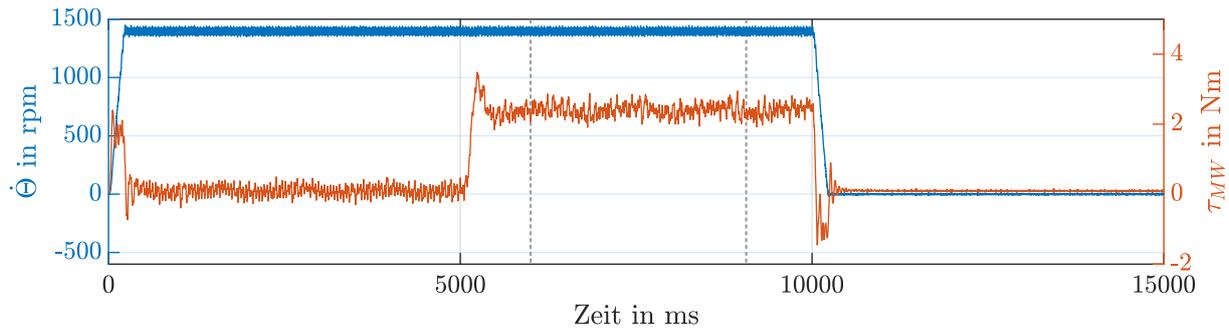


Abb. 3.17: Testergebnis im Betriebspunkt: Soll-Motordrehzahl und Soll-Bremstrom

Die Messwerte werden in den ersten drei Phasen aufgezeichnet. Das Ergebnis des beispielhaft betrachteten Betriebspunkt ist in Abbildung 3.16 zu sehen. Daran sind erste Eigenschaften des Getriebes zu erkennen.

Die tatsächliche Motordrehzahl $\dot{\Theta}$ ist in der Anlauf-Phase nach etwa 200 ms eingeregelt und schwankt danach mit etwa ± 40 rpm um die Soll-Motorgeschwindigkeit $\dot{\Theta}_{SOLL} = 1400$ bis Ende der Test-Phase. Der gesetzte Strom der Wirbelstrombremse führt zu einem drehzahlabhängigen und richtungsunabhängigen Bremsdrehmoment am Abtrieb des Getriebes. Dieses wird durch die Messwelle gemessen und ist daher in Abbildung 3.16 dargestellt. In den ersten 200 ms ist das zur Beschleunigung des Rotor-Trägheitsmoments der Wirbelstrombremse $M_{WB} = 0.0636 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$ aufgebrauchte Drehmoment zu erkennen. In der Test-Phase (5000 ms bis 9999 ms) wird der Bremsstrom eingeschaltet. Dies ist durch den Anstieg des Abtriebsmoment auf etwa 2,5 Nm zu erkennen. Die Drehzahl wird durch das Zuschalten des Bremsstroms kaum beeinflusst. Im Bereich der eingeregeltten Drehzahl ist zu beobachten, dass das Abtriebsdrehmoment mit einer Amplitude von $\pm 0,5$ Nm um einen Mittelwert schwankt.

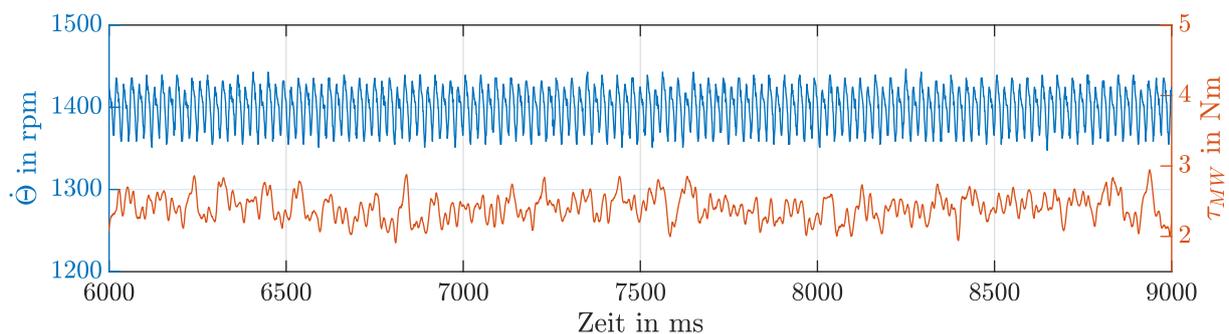


Abb. 3.18: Testergebnis im statischen Bereich des Betriebspunktes: Soll-Motordrehzahl und Soll-Bremstrom

In Abbildung 3.18 sind die Schwankungen der Drehzahl und des Drehmoments im statischen Bereich (6000 ms bis 8999 ms) im Detail zu erkennen. Die Schwankungen sind nicht alleinig auf eine Rauschverstärkung durch Differenzierung des Motorpo-

sitionssignals oder ein Messrauschen der Messwelle zurückzuführen, da diese eine deutlich kleiner Amplitude aufweisen. Es ist zu beobachten, dass sich die Form der Schwankungen zu wiederholen scheint.

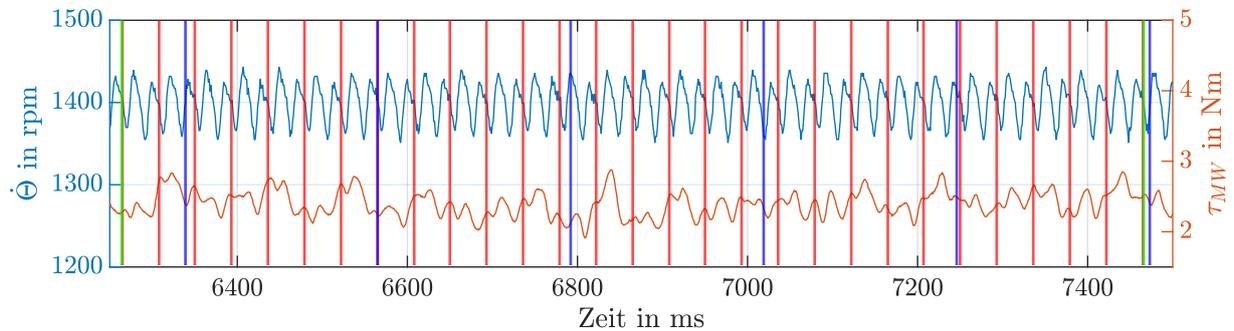


Abb. 3.19: Untersuchung der Messwertschwankungen anhand der Umlaufperioden der Riemenscheiben – Vertikale Linien: (rot) Motorriemenscheibe, (blau) mittlere Riemenscheibe, (grün) Abtriebsriemenscheibe

Zur Veranschaulichung der Abhängigkeit der Schwankungen werden die Umlaufperioden der Riemenscheiben (0 bis 2π rad) als vertikale Linien über die Messwerte im Zeitbereich (6250 ms bis 7500 ms) in Abbildung 3.19 gelegt. Bei den Drehzahlschwankungen ist zu erkennen, dass die prägnanteste Periode zweifach pro Periode der Motorposition (rote vertikale Linien) auftritt. Ebenso sind Drehmomentspitzen am Abtrieb in Abhängigkeit der Periode der Motorposition herauszustellen.

Um den Zusammenhang der Schwankungen und der Systemfrequenzen detailliert zu untersuchen, werden die Signale mittels einer Fourier-Transformation in den Frequenzbereich überführt.

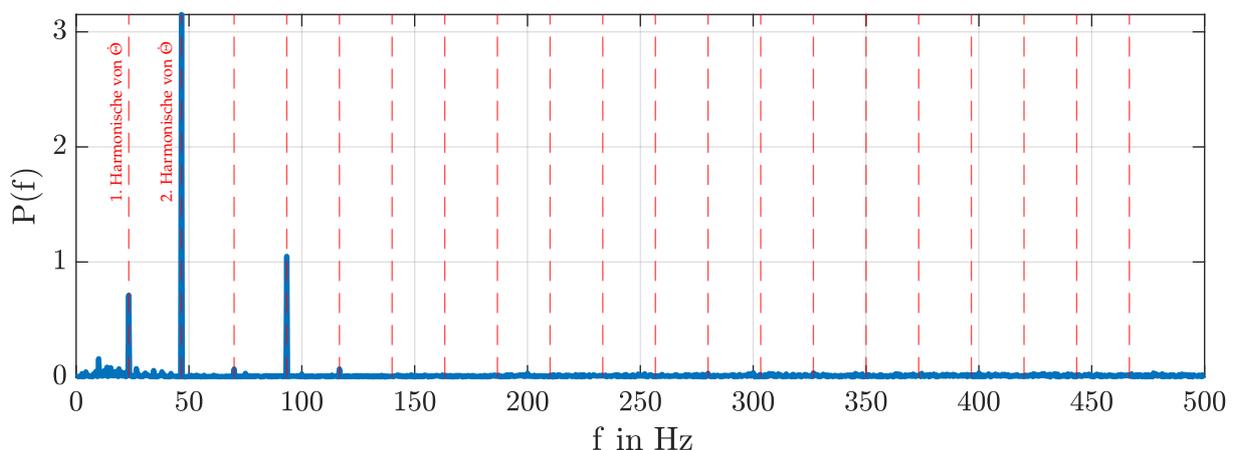


Abb. 3.20: Einseitiges Amplituden Spektrum des zur Null gemittelten Motordrehzahlsignals $\dot{\Theta}$ im Bereich 6000 bis 8999 ms bei $\dot{\Theta}_{SOLL} = 1400$ rpm

Dazu wird das Motordrehzahlsignal im mittleren Bereich der Test-Phase (6000 bis

8999 ms) betrachtet. Dieses wird zur Null gemittelt, da die Verschiebung des Signals zu niedrigen Frequenzanteilen im Spektrum führt, die hier nicht von Interesse sind. Das Ergebnis der Fourier-Transformation ist in Abbildung 3.20 ersichtlich. Darin sind zusätzlich die Harmonischen der Motordrehfrequenz $\omega_m = 1400 \frac{1}{\text{min}} \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 23,3 \frac{1}{\text{s}}$ als rote Strichlinien dargestellt. Die Abhängigkeit der Schwankungen von der Motordrehzahl selbst, sind deutlich anhand der ausgeprägten Amplituden bei der ersten, zweiten und vierten Harmonischen der Motordrehzahl zu erkennen. Zudem ist eine Amplitude bei einer Frequenz von 10 Hz zu beobachten, dies entspricht der zwölften Harmonischen der Abtriebsdrehfrequenz $\omega_{out} = 1400 \frac{1}{\text{min}} \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \frac{1}{i_{b1} + i_{b2}} = 0,8325 \frac{1}{\text{s}}$.

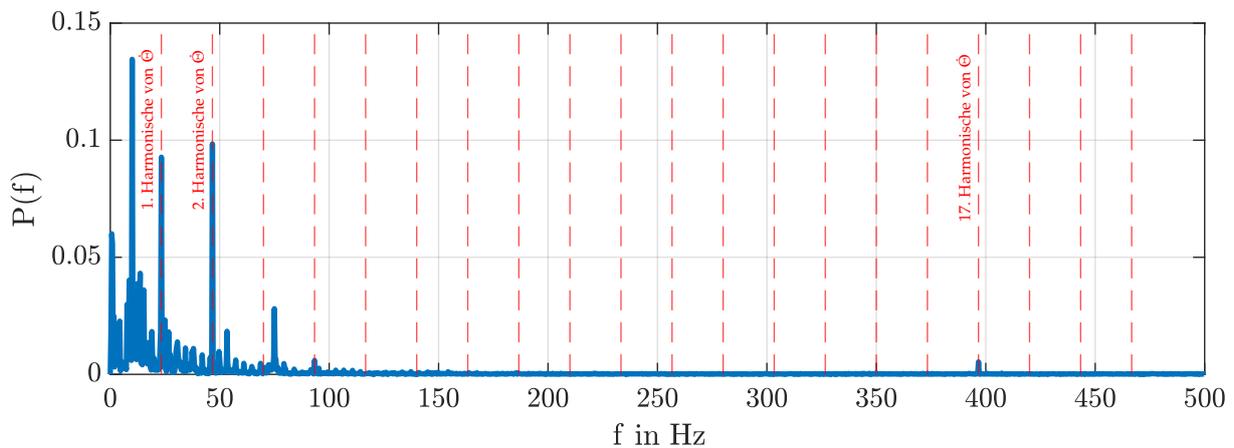


Abb. 3.21: Einseitiges Amplituden Spektrum des zur Null gemittelten Abtriebsdrehmomentsignals τ_{MW} im Bereich 6000 bis 8999 ms bei $I_{WB,SOLL} = 2,5 \text{ A}$

Noch deutlicher prägt sich der Zusammenhang bei der Betrachtung des Abtriebsdrehmomentsignals im Frequenzbereich aus. Dieses wird dazu ebenso im mittleren Bereich der Test-Phase betrachtet und zur Null gemittelt. Das Ergebnis der Fourier-Transformation des Signals ist in Abbildung 3.21 gezeigt. Wiederum sind die Harmonischen der Motordrehzahl als Strichlinien über die Frequenz aufgetragen. Wie bei der Betrachtung des Motordrehzahlsignals sind zwei Amplituden bei den ersten beiden Harmonischen der Motordrehfrequenz zu erkennen. Zusätzlich sind zwei Amplituden bei der 17-ten Harmonischen der Drehfrequenz des Motors ($23,3 \text{ Hz} \cdot 17 = 396,6 \text{ Hz}$) und der mittleren Riemenscheibe ($4,407 \text{ Hz} \cdot 17 = 74,93 \text{ Hz}$) herauszustellen, dabei sei angemerkt, dass die kleinen Riemenscheiben jeweils eine Zähnezah von 17 aufweisen. Zusätzlich sind zwei Amplituden bei der ersten und zwölften Harmonischen ($0,8325 \text{ Hz}$ und $0,8325 \text{ Hz} \cdot 12 = 10 \text{ Hz}$) der Abtriebsdrehfrequenz zu nennen.

Die bisherige Analyse des Übertragungsverhaltens wurden in einem Betriebspunkt durchgeführt. Um die Abhängigkeit des betrachteten Übertragungsverhalten bei verschiedenen Motordrehzahlen und jeweils verschiedenen Bremsströmen beziehungsweise

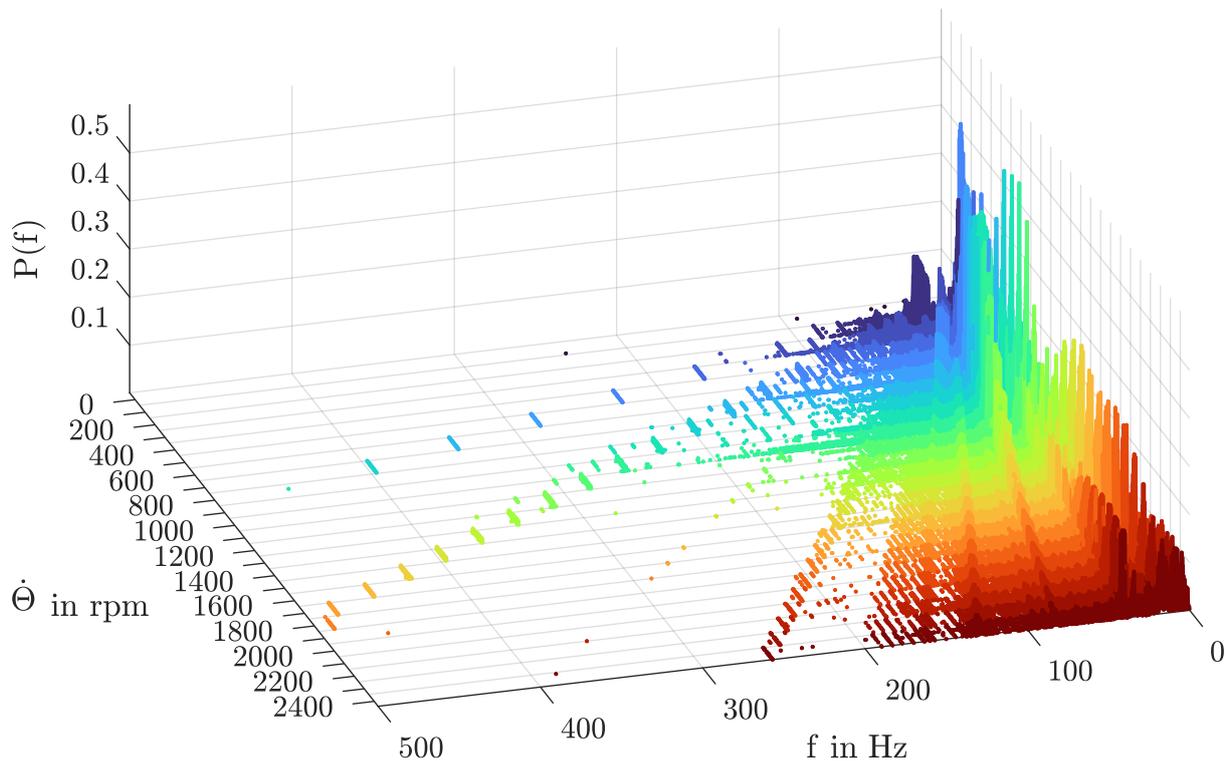


Abb. 3.22: Spektrogramm der Abtriebsdrehmomente τ_{MW} über alle Motordrehzahlen $\dot{\Theta}$ und Bremsströme

se Lasten am Abtrieb zu untersuchen, wird die zuvor beschriebene Transformation in den Frequenzbereich des Abtriebsdrehmoments für jedes Dupel aus positiver Motordrehzahl (0 rpm bis 2400 rpm in 100 rpm Inkrementen) und jedem Bremsstrom (0 A bis 8 A in 0,5 A Inkrementen) durchgeführt. Daraus ergibt sich das in Abbildung 3.22 dargestellte Spektrogramm. Darin ist jedem Drehzahl-Inkrement eine Farbe zugeordnet und die jeweiligen Bremsstrom-Inkrementen in diesem dargestellt.

Aus dem Spektrogramm ist ersichtlich, dass die zuvor beschriebenen Eigenschaften, der jeweiligen Frequenz entsprechend, im gesamten Spektrum auftreten und systematischen Charakter haben. Die unterschiedlichen Bremsströme und die einhergehenden Abtriebsdrehmomente bei jeder Drehzahl, beeinflussen das Übertragungsverhalten nur gering. Es ist zudem zu erkennen, dass die Amplitude der Schwankungen bei einer Motordrehzahl von 800 rpm am höchsten ist und bei geringerer oder höherer abnimmt.

Als Resultat aus dieser Analyse geht hervor, dass das im Versuchsstand aufgebaute zweistufige Zahnriemengetriebe bei geregelter Motordrehzahl Schwankungen in dem Abtriebsdrehmoment aufweist, woraus sich ebenso Schwankungen in der Drehzahl ergeben. Die Schwankungen sind anhand der Betrachtung des Abtriebsdrehmomentensignals im Frequenzbereich auf einen mechanischen Ursprung zurückzuführen. So lassen prägnante Amplituden der Drehmomentenschwankungen im Vielfachen der

Drehfrequenzen der Riemenscheiben darauf schließen, dass die einzelnen Riemenscheiben eine mehr oder weniger ausgeprägte Exzentrizität aufweisen. Dabei sind einzelne Amplituden zudem den Zähnezahlen (17-te Harmonische) und Drehfrequenzen der kleinen Riemenscheiben zuzuordnen. Dies lässt vermuten, dass das Ablaufen des Riemens besonders auf den kleinen Riemenscheiben zu einer ungleichmäßigen Übertragung des Drehmoments führt.

3.3.4 Analyse der Effizienz – Reibungsdrehmomente

Für die zu entwickelnde Drehmomentenregelung ist vor allem die Effizienz des Zahnriemengetriebes von Interesse. Diese wird maßgeblich durch innere Reibungen der einzelnen Lagerungen und der Interaktion des Riemens mit den Riemenrädern bestimmt. Die Effizienz beschreibt demnach das Verhältnis des Motordrehmoments am Eingang des Getriebes zu dem Abtriebsdrehmoment bei unterschiedlichen Drehzahlen.

Zur Untersuchung der Effizienz werden die Signale der Motordrehzahl, des Motorstroms beziehungsweise des Motordrehmoments sowie des Abtriebsdrehmoments der zuvor betrachteten Testreihe mit $k = 850$ Betriebspunkten als Mittelwerte betrachtet, welche jeweils im mittleren Bereich der Test-Phase gebildet werden. Dies erlaubt es, eine zeitlich unabhängige – quasi-statische – Aussage treffen zu können.

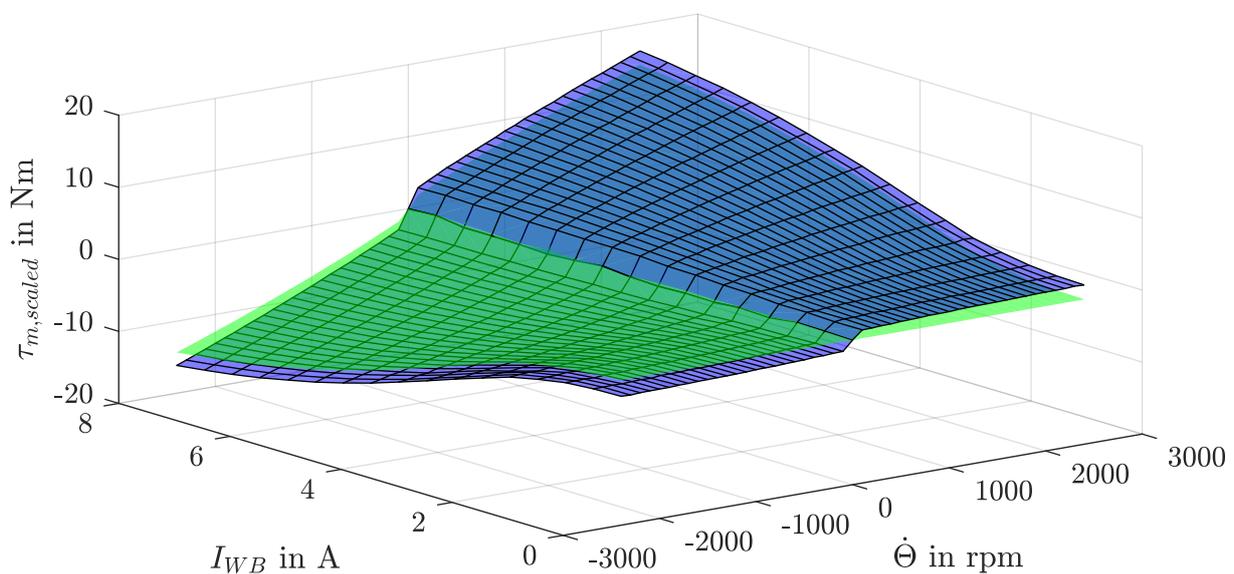


Abb. 3.23: Skaliertes Motordrehmoment (blau) $\tau_{m,scaled}$ mit Abtriebsdrehmoment (grün) $\tau_{out,MW}$ als Referenz im Raster aller gemittelten Motordrehzahlen $\dot{\Theta}$ und Bremsströme I_{WB}

In Abbildung 3.23 ist das, entsprechend der Getriebeübersetzung $i_{ges} = i_{b1} i_{b2}$, skalierte Motordrehmoment (blau) $\tau_{m,scaled}$ sowie das Abtriebsdrehmoment $\tau_{out,MW}$ (grün) über den Motordrehzahlen $\dot{\Theta}$ und den Bremsströmen I_{WB} aufgetragen. Das Motor-

drehmoment wird dabei über den erfassten Motorstrom und die Motorkonstante k_m berechnet – motor-interne Verluste werden dabei vernachlässigt. Die Motorkonstante kann in dem aufgebauten Versuchsstand nicht isoliert bestimmt werden. Daher wird die Herstellerangabe für diese herangezogen (siehe Anhang F) und so angepasst, dass der jeweilige Abstand des skalierten Motordrehmoments zum Abtriebsdrehmoment bei jedem Bremsstrom möglichst gleich ist. Es ergibt sich eine Motorkonstante von $k_m = 0,054 \frac{\text{Nm}}{\text{A}} \cdot 1,15 = 0,0621 \frac{\text{Nm}}{\text{A}}$. Dieses Vorgehen ersetzt keine exakte Bestimmung der Motorkonstante, es hat sich jedoch als zufriedenstellende Näherung herausgestellt. Aus dem Verlauf der Abtriebsdrehmomente ist ersichtlich, dass das Bremsdrehmoment eine nicht-lineare Abhängigkeit zum Bremsstrom und eine direkte Proportionalität zur Drehzahl aufweist. Bei kleinen Drehzahlen lassen sich mit der Wirbelstrombremse in diesem Versuchsstand daher keine hohen Drehmomente abbilden, wodurch der gesamte Betrachtungsbereich eingeschränkt wird.

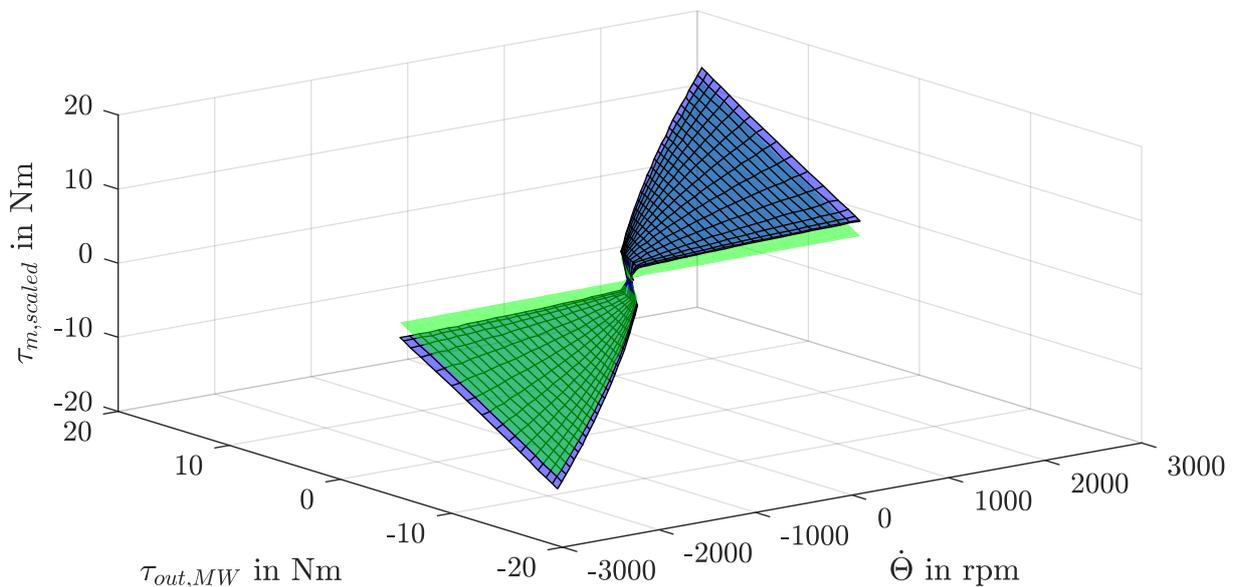


Abb. 3.24: Skaliertes Motordrehmoment (blau) $\tau_{m, scaled}$ mit Abtriebsdrehmoment (grün) $\tau_{out, MW}$ als Referenz im Raster aller gemittelten Motordrehzahlen $\dot{\Theta}$ und Abtriebsdrehmomente $\tau_{out, MW}$

Die Einschränkung des Betrachtungsbereich wird in Abbildung 3.24 deutlich. Darin sind die skalierten Motordrehmomente (blau) sowie die Abtriebsdrehmomente (grün) $\tau_{out, MW}$ über den Motordrehzahlen $\dot{\Theta}$ und den Abtriebsdrehmomenten $\tau_{out, MW}$ aufgetragen. Bei maximalem Bremsstrom von $I_{WB} = 8$ A ergibt sich bei einer Motordrehzahl von $\dot{\Theta} = 100$ rpm ein Abtriebsdrehmoment von $\tau_{out, MW} = 1,7$ Nm und bei $\dot{\Theta} = 2400$ rpm ein Abtriebsdrehmoment von $\tau_{out, MW} = 14,4$ Nm. Dies entspricht skaliert etwa 200 % des Motor-Nenn Drehmoments bei 65 % der Motor-Nenn Drehzahl von $\dot{\Theta}_{m, nenn} = 3700$ rpm. Die Abtriebsdrehmomente über sich selbst aufgetragen bilden eine Referenzebene. Bei einer angenommen idealen Effizienz des Getriebes –

keine internen Reibungen – würde die aufgebrachten Motordrehmomente mit der Referenzebene übereinstimmen.

In der Abbildung 3.24 ist ersichtlich, dass die skalierten Motordrehmomente über die gesamten Drehzahlen und Abtriebsdrehmomente hinweg betragsmäßig über der Referenzebene liegen. Demnach wird ein Anteil des Drehmoments am Eingang des Getriebes nicht auf den Ausgang übertragen. Wie zuvor beschrieben, ist dies hauptsächlich auf die Reibung im Getriebe zurückzuführen.

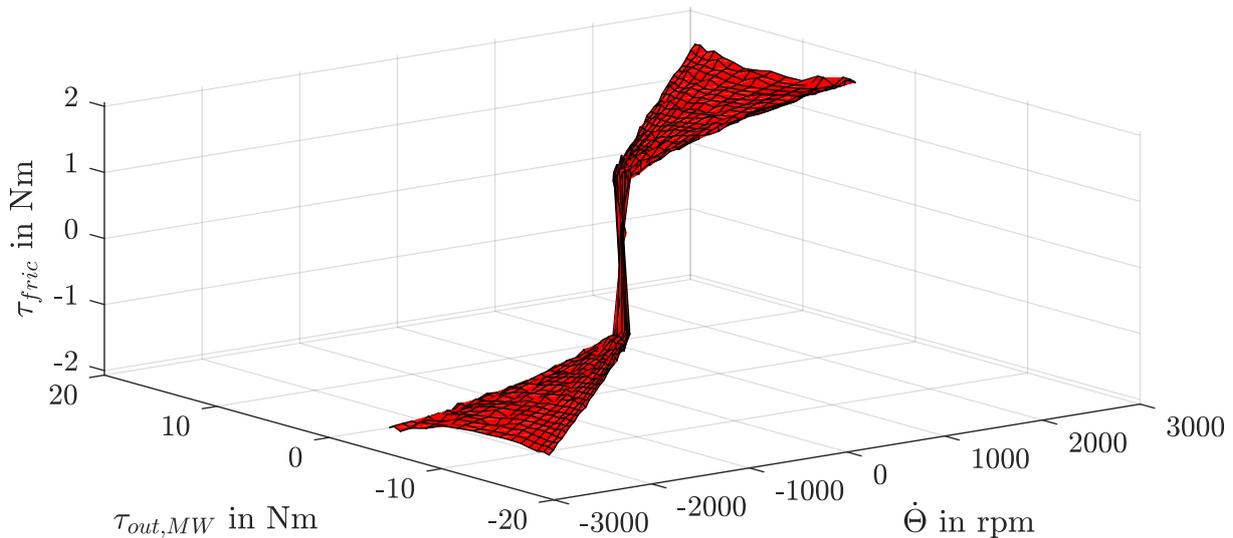


Abb. 3.25: Differenz aus skaliertem Motor- und Abtriebsdrehmoment im Raster aller gemittelten Motordrehzahlen $\dot{\Theta}$ und Abtriebsdrehmomente $\tau_{out,MW}$

Durch Bilden der jeweiligen Differenz aus Eingangs- und Ausgangsdrehmoment des Getriebes, können die internen Reibungsdrehmomente $\tau_{fric} = \tau_{m,scaled} - \tau_{out,MW}$ herausgestellt werden. Diese sind in Abbildung 3.25 über den Motordrehzahlen $\dot{\Theta}$ und den Abtriebsdrehmomenten $\tau_{out,MW}$ aufgetragen.

Im Stillstand ohne Bremsdrehmoment ist, wie zu erwarten, kein Reibungsdrehmoment zu erkennen $\tau_{fric} = 0$ Nm. Im Bereich bis zu einer Motordrehzahl von $\dot{\Theta} = 100$ rpm springt das Reibungsdrehmoment auf $\tau_{fric} = 1$ Nm. Von dort aus steigt das Reibungsdrehmoment linear bis es bei einer Motordrehzahl von $\dot{\Theta} = 2400$ rpm den Maximalwert von $\tau_{fric} = 2$ Nm erreicht. Dies entspricht einer Steigung von $k_{fric} = 0,5 \frac{mNm}{rpm}$. Mit ansteigendem Abtriebsdrehmoment $\tau_{out,MW}$ nimmt das Reibdrehmoment über den gesamten Drehzahlbereich bis $\tau_{out,MW} = 8$ Nm leicht ab und steigt bis $\tau_{out,MW} = 14,4$ Nm wieder an. Dabei beträgt der maximale Betrag der vom Abtriebdrehmoment abhängigen Abweichung $\tau_{fric,vari} = 0,3$ Nm. Die Beobachtungen sind für eine positive und negative Motordrehzahl symmetrisch.

Aus den beschriebenen Beobachtungen zufolge, steht die Effizienz des Zahnriemengetriebes in Abhängigkeit der Motordrehzahl wie auch dem Abtriebsdrehmoment.

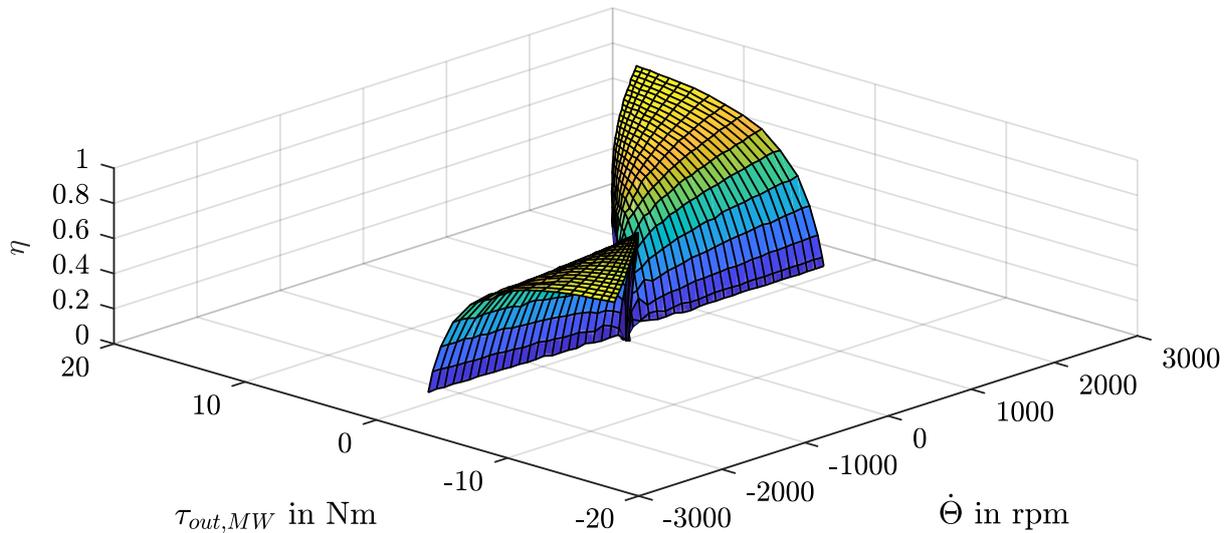


Abb. 3.26: Getriebe Effizienz im Raster aller gemittelten Motordrehzahlen $\dot{\Theta}$ und Abtriebsdrehmomente $\tau_{out,MW}$

Die Effizienz in jedem Betriebspunkt wird, wie zuvor erwähnt, durch das Verhältnis des Eingangs- und Ausgangsdrehmoments gebildet: $\eta = \frac{\tau_{m,scaled}}{\tau_{out,MW}}$. Dieses ist in Abbildung 3.26 gezeigt. Es ist zu erkennen, dass der nahezu konstante Sprung des Reibungsmoments für Motordrehzahlen $|\dot{\Theta}| > 0$ zu einer kleinen Effizienz des Getriebes bei kleinen Abtriebsdrehmomenten führt. Bei einer mittleren Motordrehzahl von $\dot{\Theta} = 1200$ rpm und einem Abtriebsdrehmoment von $\tau_{out,MW} = 2$ Nm wird eine Effizienz von $\eta = 0,57$ erreicht. Die maximale Effizienz im betrachteten Bereich ergibt sich bei der maximalen Motordrehzahl und maximalem Abtriebsdrehmoment zu $\eta = 0,88$. Die Effizienz weist in beide Drehrichtungen keinen nennenswerten Unterschied auf.

Als Resultat aus dieser Analyse geht die Annahme der Motorkonstante sowie das Reibungsdrehmoment und die Effizienz des Zahnriemengetriebes in allen betrachteten Betriebspunkten hervor. Das Reibungsmoment setzt sich aus einem Sprung bei Motordrehzahlen $|\dot{\Theta}| > 0$ und einem mit der Geschwindigkeit linear ansteigenden Anteil zusammen. Dabei ist anzumerken, dass vor allem der Sprung des Reibungsdrehmoments auf die abtriebsseitige Lagerung zurückzuführen ist. Bei dieser handelt es sich um ein axiales Nadelkugellager und ein radiales beidseitig abgedichtetes (2RS) Dünnringkugellager mit relativ großen mittleren Abrolldurchmessern von $d_{Roll} = 70$ mm, welche beim händischen Bewegen während der Montage deutliches Reibungsdrehmoment aufweisen. Zusätzlich ist eine Abhängigkeit der Reibungsdrehmomente von der Vorspannung der Riemen zu beobachten. Dies ist auf ein anteiliges Reibungsdrehmoment zurückzuführen, welches durch die Umschlingung und das Ein- und Auslaufen der Riemen auf den Riemenscheiben hervorgerufen wird.

3.3.5 Analyse der Steifigkeit – Steifigkeitskurve

Wie im Abschnitt 1.3.1 beschrieben, führen die verwendeten Getriebe in den Gelenken von Leichtbaurobotern zu Elastizitäten, welche bei der Regelung zu berücksichtigen sind. Die Zahnriemengetriebe des betrachteten Roboters weisen konstruktionsbedingt eine wesentlich geringere Steifigkeit, im Vergleich zu den in Leichtbaurobotern häufig verwendeten Wellgetrieben auf. Daher beeinflussen diese umso mehr das Verhalten der Regelung. Aus diesem Grund wird die Steifigkeit des Zahnriemengetriebes am Versuchsstand untersucht. Zudem dient diese Untersuchung als Grundlage für den im nachfolgenden Abschnitt 3.5 entwickelten steifigkeitsbasierten Drehmomentenregler.

Die Steifigkeit des Getriebes kann durch die lastabhängige relative Verdrehung zwischen dem Getriebeeingang und -Ausgang definiert werden. Zur Untersuchung dieser, wird im Versuchsstand die relative Verdrehung zwischen dem Motorpositionssignal Θ und dem Abtriebspositionssignal q bei einem geregelten Motordrehmoment mit fest eingespanntem Abtrieb (**statischen Konfiguration** vgl. Abschnitt 4.3) betrachtet. Das Motordrehmoment wird dabei nicht in mehreren Tests, jeweils auf einen statischen Wert, sondern in einem kontinuierlichem Test durch die interessierenden Betriebspunkte bewegt. Die Steifigkeit wird letztlich durch das Verhältnis des erfassten Abtriebsdrehmoments und der relativen Verdrehung bestimmt.

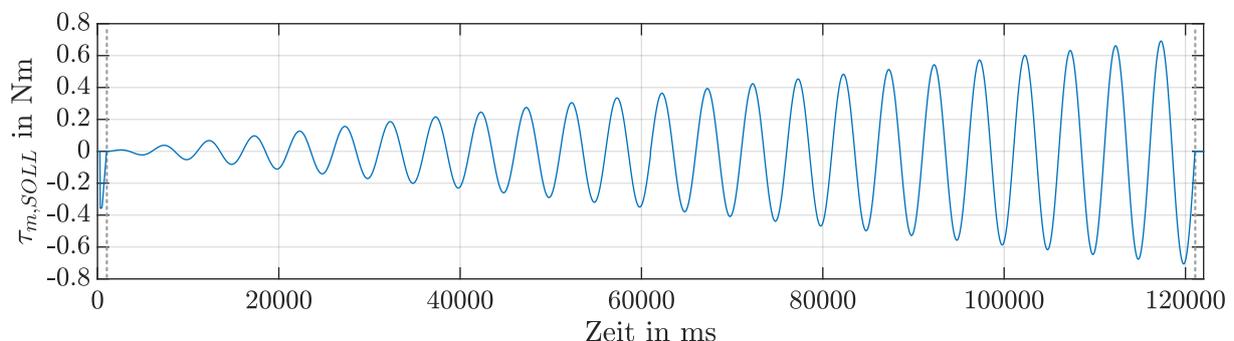


Abb. 3.27: Testablauf für Soll-Motordrehmoment mit eingespanntem Abtrieb: Sinus mit $f_{Sin} = 0,2$ Hz und einem Amplitudensweep mit $P_{Sin}(t) = 0,00595$ Nm/s

In einem ersten Test wird für das Motordrehmoment ein Sinus mit niedriger Frequenz $f_{Sin} = 0,2$ Hz vorgegeben – siehe Abbildung 3.27, dessen Amplitude linear mit der Zeit erhöht wird, sodass am Ende des Tests bei $t = 121000$ ms am Abtrieb ein Soll-Drehmoment von $\tau_{out,SOLL}(t = 121000) = 20$ Nm erreicht wird. Dazu wird die zeitabhängige Amplitude wie folgt bestimmt: $P(t) = 20 \text{ Nm} / (120 \text{ s} (i_{b1} i_{b2})) = 0,00595 \text{ Nm/s}$. Der niederfrequente Sinus bietet dabei einen stetigen Verlauf ohne Sprünge, um die Anregung etwaiger Dynamik zu vermindern. Zu Beginn des Tests wird in der Anlauf-Phase (0 ms bis 1000 ms) zusätzlich ein negativer Motordrehmomentimpuls vorgegeben. Bei

diesem springt die Motordrehmomentvorgabe bei $t = 300$ ms auf das Nenndrehmoment des Motors, dieses wird bis $t = 500$ ms gehalten und dann bis $t = 1000$ ms linear auf einen Betrag von null gesenkt. Durch diesen Sprung wird in den folgenden Tests jeweils gewährleistet, dass sich das Getriebe in einem vergleichbaren Ausgangszustand befindet und Hystereseeffekte vermindert werden.

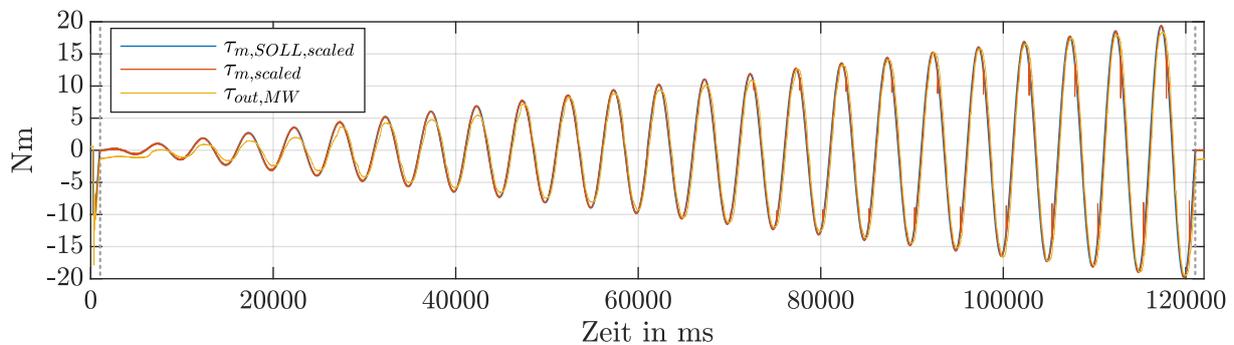


Abb. 3.28: StA 1: Vergleich des Abtriebs- zum skalierten Motor- und Soll-Motordrehmoment

In Abbildung 3.28 (StA 1: Steifigkeitsanalyse 1) ist das sich ergebene Abtriebsdrehmoment $\tau_{out,scaled}$ sowie das mit der Getriebegesamtübersetzung $i_{ges} = i_{b1} i_{b2}$ auf die Abtriebsseite skalierte Motordrehmoment $\tau_{m,scaled}$, im Vergleich zum vorgegebenen skalierten SOLL-Motordrehmoment $\tau_{m,SOLL,scaled}$, gezeigt. Das erfasste Motordrehmoment weist zu dem Soll-Motordrehmoment eine quadratische Mittelwertabweichung (RMSE – Root Mean Square Error) von $RMSE_{\tau_m} = 0,0036$ Nm auf. Daraus ist ersichtlich, dass der unterlagerte Motorstromregler der Motorsteuerung die vorgegebenen Werte präzise regelt. Das Abtriebsdrehmoment weist zu dem skalierten Soll-Motordrehmoment eine quadratische Mittelwertabweichung von $RMSE_{\tau_{out}} = 1,13$ Nm auf. Diese Abweichung deckt sich mit den vorangegangenen Untersuchungen der Reibungsdrehmomente bei Drehzahlen ungleich null. Bei hohen Drehmomenten ist zudem ein Sprung im Motordrehmoment nach Erreichen des lokalen Maximums zu beobachten.

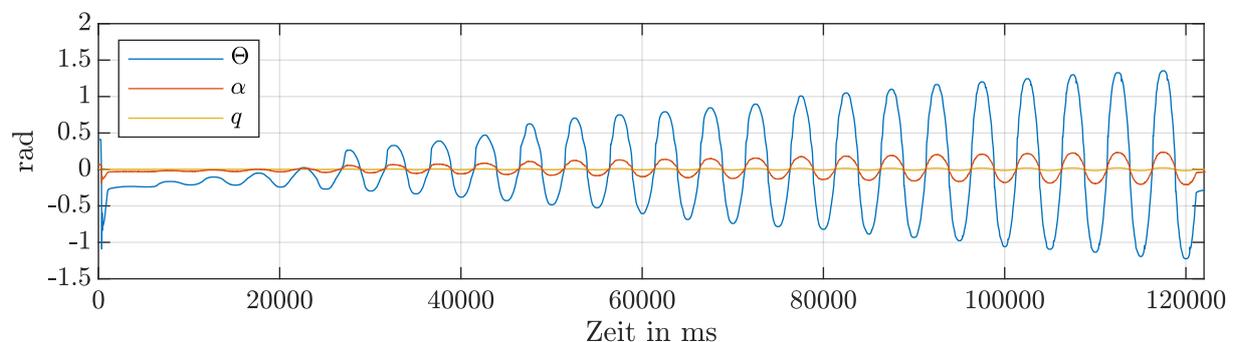


Abb. 3.29: StA 1: Positionssignale der Riemenscheiben

Wie zu erwarten, führen die anliegenden Drehmomente zur elastischen Verformung

der Zahnriemen, welche in den Positionssignalen der Riemenscheiben ersichtlich ist – Abbildung 3.29. Es fällt auf, dass die Motorposition am stärksten in Abhängigkeit der Drehmomente variiert und sich die Positionen der mittleren und Abtriebsriemenscheibe entsprechend der jeweiligen Übersetzung zu ändern scheinen. Zusätzlich ist eine Verschiebung der anfänglichen ($t = 1000$ ms) Nulllagen der einzelnen Positionen zu erkennen, welche durch vorangegangene Tests hervorgerufen werden.

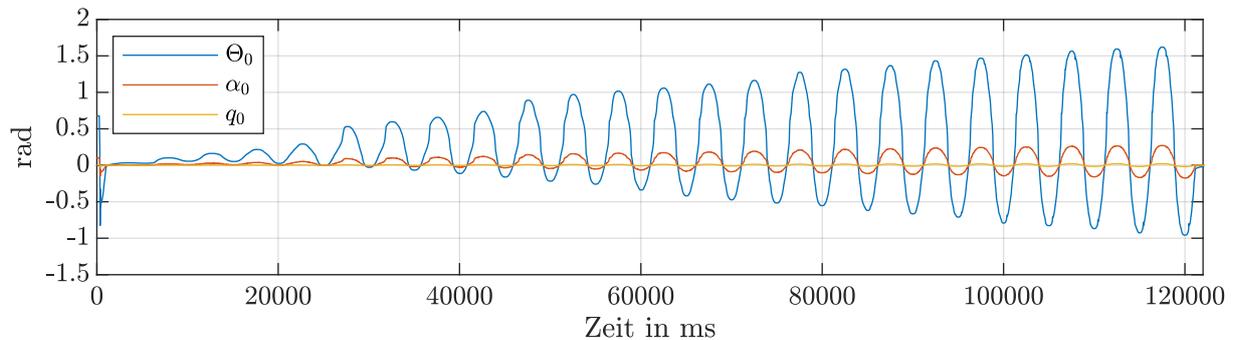


Abb. 3.30: StA 1: Null-verschobene Positionssignale der Riemenscheiben

Die Steifigkeit wird über das Verhältnis der Verdrehung und dem anliegenden Drehmoment beschrieben, demzufolge ist bei keinem anliegenden Drehmoment ebenso keine Verdrehung zu erwarten. Daher werden die Positionssignale der Riemenscheiben an einer wesentlich unbelasteten Stelle $\tau_m \approx \tau_{out,MW} \approx 0$ in die Nulllage verschoben, sodass sich aus diesen in diesem Punkt keine relative Verdrehung ergibt. Als Referenzpunkt wird dazu das Ende des anfänglichen Motordrehmomentimpulses bei $t = 1000$ ms herangezogen, wie in Abbildung 3.30 ersichtlich.

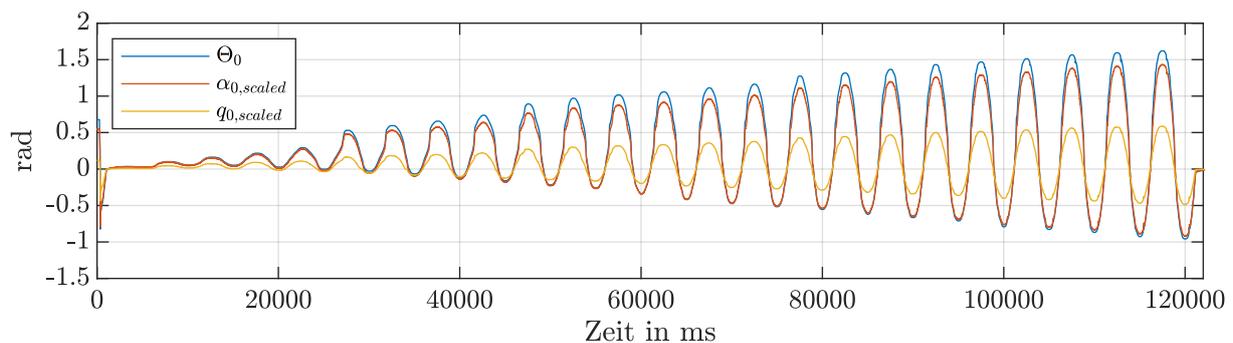


Abb. 3.31: StA 1: Null-verschobene und skalierte Positionssignale der Riemenscheiben

Wird das Verhältnis der Positionssignale in Abhängigkeit der Belastung direkt betrachtet, würde sich aufgrund der Untersetzung die Verdrehung zwischen der mittleren Riemenscheibe und dem Abtrieb, aus Sicht der Motorriemenscheibe, weniger stark ausprägen. Um eine einheitliche Aussage über die Steifigkeiten treffen zu können, werden die Positionssignale auf die Motorseite skaliert. Dazu wird das Positionssignal der mittleren Riemenscheibe entsprechend dem Übersetzungsverhältnis der ersten

Riemenstufe skaliert $\alpha_{0,scaled} = \alpha_0 i_{b1}$ und das Abtriebspositionssignal mittels der Gesamtübersetzung $q_{0,scaled} = q_0 i_{b1} i_{b2}$, wie in Abbildung 3.31 gezeigt. Darin lässt sich die Abhängigkeit der Positionen und des anliegenden Drehmoments erkennen.

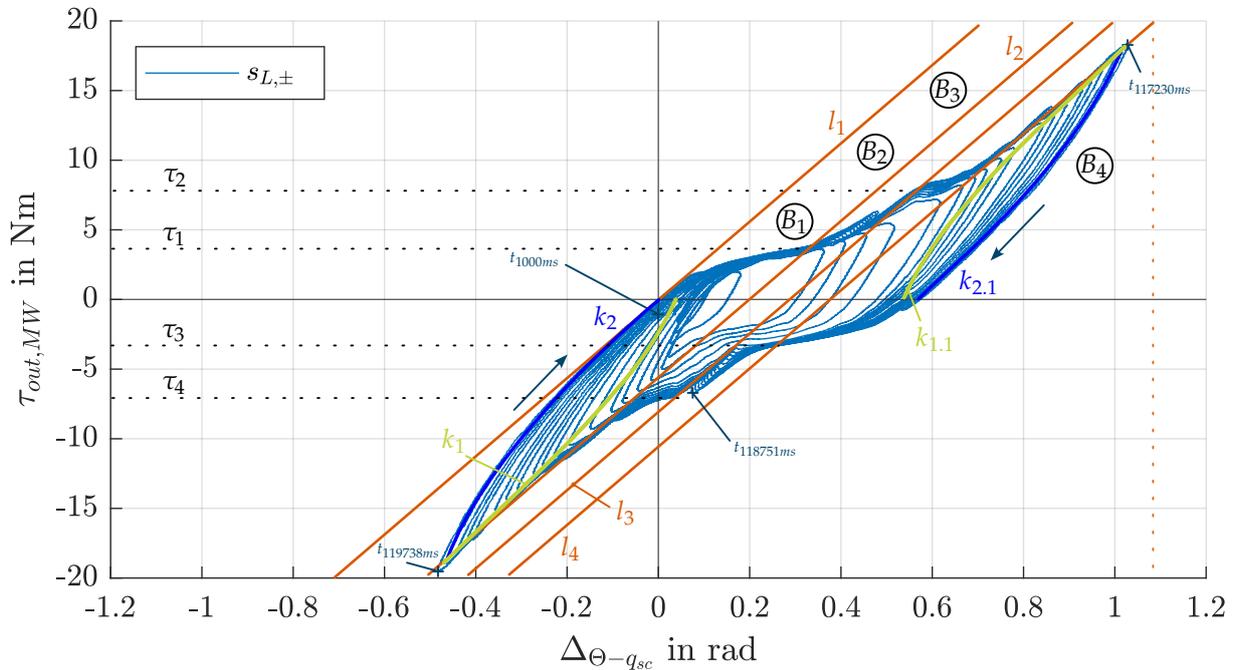


Abb. 3.32: StA 1: Aufbau der Steifigkeitskurve - links anliegend

Durch Auftragen der Abtriebsdrehmomente $\tau_{out,MW}$ über den relativen Verdrehungen der in die Null verschobenen Motorposition und der skalierten Abtriebsposition $\Delta\Theta_{-q_{sc}} = \Theta_0 - q_{0,scaled}$, ergibt sich die, in Abbildung 3.32 dargestellte, Steifigkeitskurve. Für die Zuordnung der mit der Zeit ansteigenden Amplituden des Abtriebsmoments $\tau_{out,MW}$, kann in der Steifigkeitskurve ein Umlaufen dieser im Uhrzeigersinn angenommen werden. Dies ist beispielsweise anhand der gekennzeichneten Zeitpunkte $t_{117230ms}$ und $t_{118751ms}$ zu erkennen. Die Kurve beginnt in dem Zeitpunkt t_{1000ms} .

In der Modellbildung des Zahnriemengetriebes, in Abschnitt 3.1, wurde eine lineare Steifigkeit der beiden Zahnriemen angenommen, welche sich entsprechend der seriellen Verschaltung und der Übersetzung zu einer linearen Gesamtsteifigkeit des Getriebes ergibt. Die korrespondierende lineare Gesamtsteifigkeit ist in Abbildung 3.32 als Linie l_1 dargestellt, welche durch den Ursprung geht und eine Steigung von $c_{ges} = 28,37 \text{ Nm/rad}$ aufweist. Die tatsächliche Steifigkeitskurve entspricht keiner rein linearen Steifigkeit. Diese setzt sich aus mehreren Teilbereichen mit unterschiedlichen Steigungen zusammen, welche punktsymmetrisch zu einem Punkt sind. Dieser Symmetriepunkt ist aus dem Ursprung des Diagramms um 0.3 rad nach rechts verschoben. Wie im Abschnitt 1.3.2 beschrieben, kann es bei Zahnriemengetrieben zu einem Spiel zwischen den Zähnen des Riemen und der Riemenscheibe kommen, welches durch

geometrische Ungenauigkeiten und durch eine geringe Anzahl im Eingriff befindlicher Zähne hervorgerufen wird. Dieses Flankenspiel führt bei Lastwechsel und Überschreitung des umschlingungsbedingten Reibschlusses zwischen Riemen und Riemenscheibe zu einem Rutschen bis das Spiel ausgeglichen ist, die aktive Flanke anliegt und wieder eine formschlüssige Übertragung vorliegt. Aus diesem Prozess ergibt sich eine dreistufige Steifigkeitskurve mit einem mittleren Plateau niedriger Steifigkeit (vgl. Abbildung 1.4 in Abschnitt 1.3.2). Dieser Prozess ist auch bei der erstellten Steifigkeitskurve in Abbildung 3.32 zu beobachten.

Durch den zuvor beschriebenen negativen Motordrehmomentimpuls zu Beginn des Tests (siehe Abbildung 3.27), werden die Flanken der Zahnriemen und Zahnriemenscheiben auf eine bestimmte aktive Seite bewegt. Im Falle eines negativen initialen Motordrehmomentimpulses, ist, die im Folgenden als „links“ bezeichnete Flanke die Anliegende. Dies ist in der Steifigkeitskurve anhand der Verschiebung des Symmetriepunktes zu erkennen. Die linke Seite der Kurve liegt nahe des Diagrammursprungs – Null-Verschiebung der Positionssignale. Liegt ein negatives Abtriebsdrehmoment von beispielsweise $\tau_{out,MW} = -19 \text{ Nm}$ vor, liegt die aktive Flanke bereits an und das Drehmoment führt zu einer relativen Verdrehung $\Delta_{\Theta-q_{scl}}$, welche bis zum Erreichen des Drehmoments, der Kurve k_1 (s. Abb. 3.32) folgt. Diese Kurve entspricht der seriellen Verschaltung der natürlichen linearen Steifigkeit der Zahnriemenzugstränge entsprechend Linie l_2 und der nichtlinearen drehmomentsabhängigen Steifigkeit der Elastomerzähne beider Riemen. Demnach führen, bei Anlage der linken Flanke, alle negativen Drehmomente zu der Steifigkeitslinie l_2 . Wird das negative Drehmoment wieder auf Null gesenkt, ergibt sich beispielsweise eine Steifigkeitskurve entsprechend k_2 . Dabei wirkt der anteilige umschlingungsbedingte Reibschluss, zwischen Riemen und Riemenscheibe, der rückwärtigen Bewegung entgegen. Aufgrund dessen geht die relative Verdrehung nicht exakt zurück in den Ursprung – Hysterese.

Wird aus der links anliegenden Nulllage heraus beispielsweise ein positives Drehmoment auf $\tau_{out,MW} = 18 \text{ Nm}$ gesteigert, verläuft die Steifigkeitskurve bis $\tau_{out,MW} = 2 \text{ Nm}$ entsprechend der linearen Steifigkeit. Im Bereich B_1 (s. Abb. 3.32) zwischen $\tau_{out,MW} = 2 \text{ Nm}$ und $\tau_{out,MW} = 4 \text{ Nm}$ sinkt die Steifigkeit stark ab. Bis zu einem Drehmoment von $\tau_{out,MW} = 8 \text{ Nm}$ erreicht die Steifigkeit im Bereich B_2 wieder die linearen Riemengesamtsteifigkeit, fällt danach wieder etwas ab und nähert sich letztlich der linearen Riemengesamtsteifigkeit im Bereich B_3 . Das Abfallen der Steifigkeit in Bereich B_1 und nach Bereich B_2 entspricht dem zuvor beschriebenen mittleren Plateau des Flankenwechsels, welches aus dem jeweiligen Rutschen der Riemen in den kleinen Zahnriemenscheiben resultiert – geringe Anzahl an Zähnen im Eingriff. Das Rutschen im Bereich B_1 ist der zweiten kleinen Zahnriemenscheibe der mittleren Riemenscheibe zuzuordnen, da dieses aufgrund der höheren anliegenden Drehmoments zuerst auftritt.

Das Rutschen im zweiten Bereich B_2 ist demnach der Motorriemenscheibe zuzuordnen. Das Rutschen ist auch anhand der zuvor gezeigten, über die Zeit aufgetragenen, Drehmomente und Positionen zu erkennen.

Ist das Drehmoment $\tau_{out,MW} = 18 \text{ Nm}$ erreicht und sinkt wieder auf Null, ergibt sich der Steifigkeitsverlauf $k_{2.1}$ im vierten Bereich B_4 . Es wird deutlich, dass die relative Verdrehung nach dem Anliegen des positiven Drehmoments und Absenken auf Null, aus der Nulllage auf $\Delta_{\Theta-q_{scl},+20:0}(\tau_{out,MW} = 0) = 0,55 \text{ rad}$ verschoben ist.

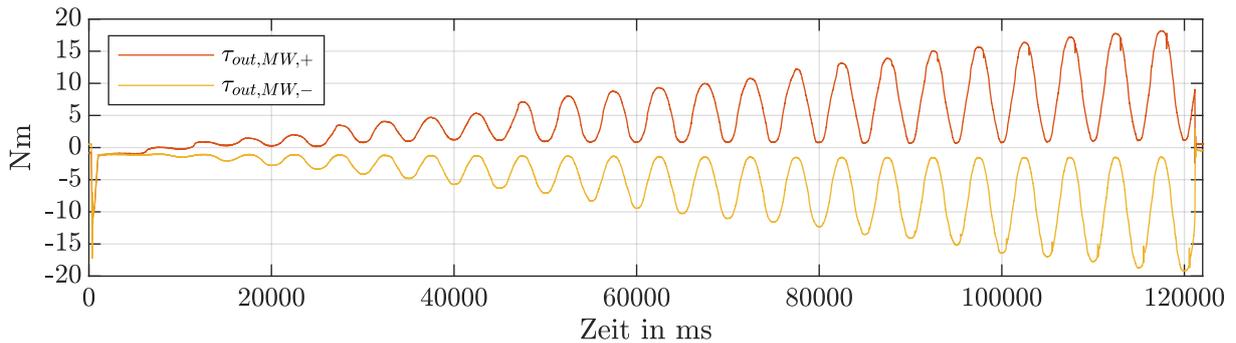


Abb. 3.33: StA 2: Abtriebsdrehmoment bei positivem und negativem Sinus als Soll-Drehmoment

Der Effekt der anliegenden Flanke und dem Rutschen bei Lastwechsel lässt sich durch einen zweiten Test verdeutlichen. Bei diesem werden in zwei Durchgängen die mit der Zeit gesteigerten Drehmomentamplituden mit Sinus-Verlauf auf die positive beziehungsweise negative Hälfte beschränkt, wie es in Abbildung 3.33 gezeigt ist.

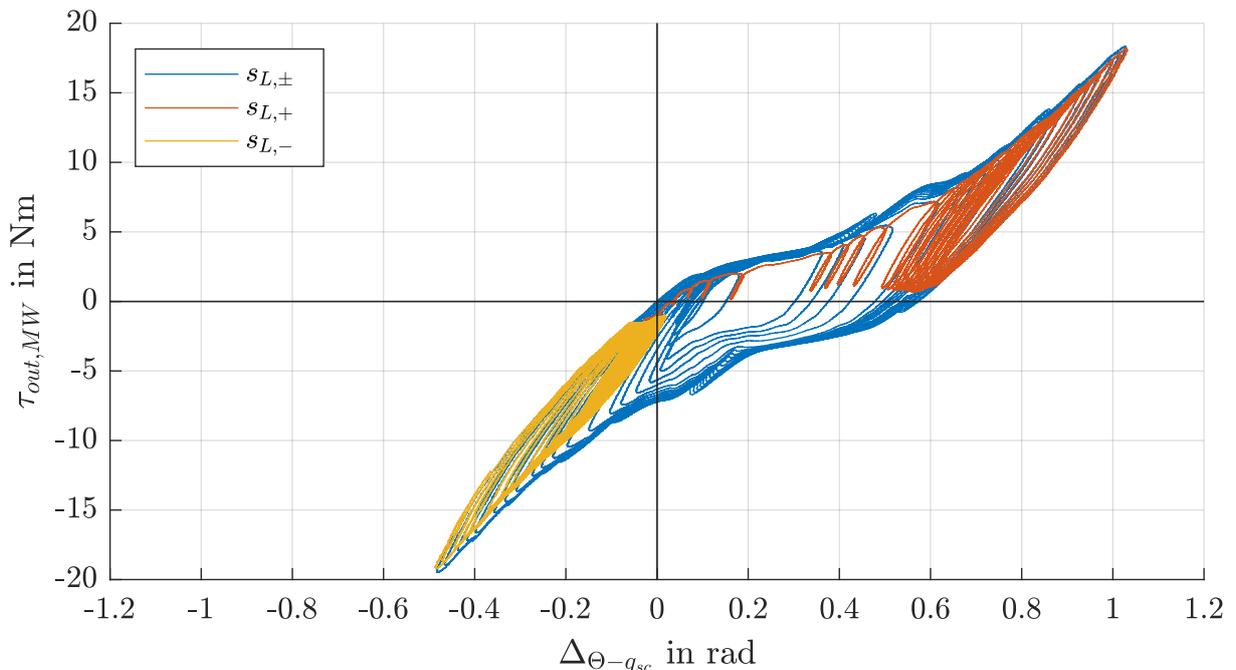


Abb. 3.34: StA 2: Steifigkeitskurven mit pos. und neg. Sinus-Drehmoment - links anliegend

Die negativen Amplituden im ersten Durchgang ergeben die in Abbildung 3.34 ersichtliche Steifigkeitskurve $s_{L,-}$, bei welcher es zu keinem Flankenwechsel kommt – negativer Initial-Motordrehmomentimpuls. Im zweiten Durchgang, mit positiven Amplituden, ergibt sich die Steifigkeitskurve $s_{L,+}$. Bei dieser kommt es zu einem Flankenwechsel, die rechte Flanke bleibt jedoch die aktive, entgegen des zuerst betrachteten Tests $s_{L,\pm}$.

In einem dritten Test wird der Unterschied der Steifigkeitskurve mit initial rechts anliegender Flanke verdeutlicht.

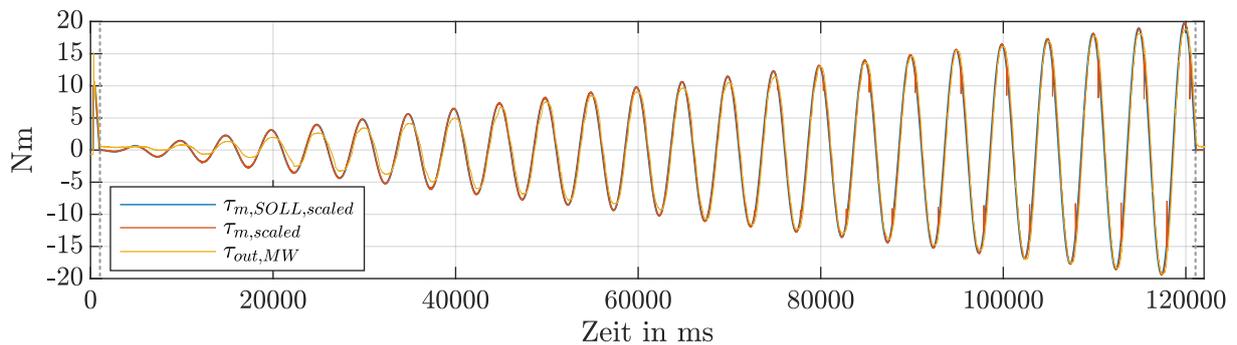


Abb. 3.35: StA 3: Vergleich des Abtriebs- zum skalierten Motor- und Soll-Motordrehmoment

Dazu wird der im ersten Test vorgegebene Drehmomentverlauf invertiert. Daraus folgt ein positiver initialer Motordrehmomentimpuls und ein negierter Sinus mit zeitabhängiger Amplitude: $\tau_{m,SOLL,scaled} = -\sin(2\pi t/5000) t/6$. Der Verlauf sowie das Abtriebs- und skalierte Motordrehmoment sind in Abbildung 3.35 dargestellt.

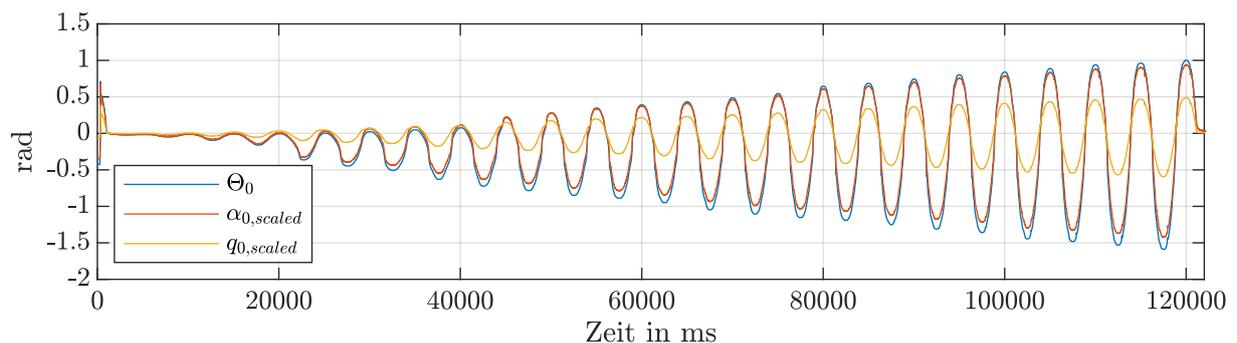


Abb. 3.36: StA 3: Null-verschobene und skalierte Positionssignale der Riemenscheiben

Die sich daraus ergebenden skalierten und verschobenen Positionssignale der Riemenscheiben sind in Abbildung 3.36 gezeigt. Diese sind, wie im ersten Test, nach dem initialen Motordrehmomentimpuls bei $t = 1000$ ms zur Null verschoben. Bei den verschobenen Positionssignalen fällt im Vergleich zu denen aus dem ersten Test (s. Abb. 3.31) auf, dass diese wie gespiegelt zur x-Achse erscheinen.

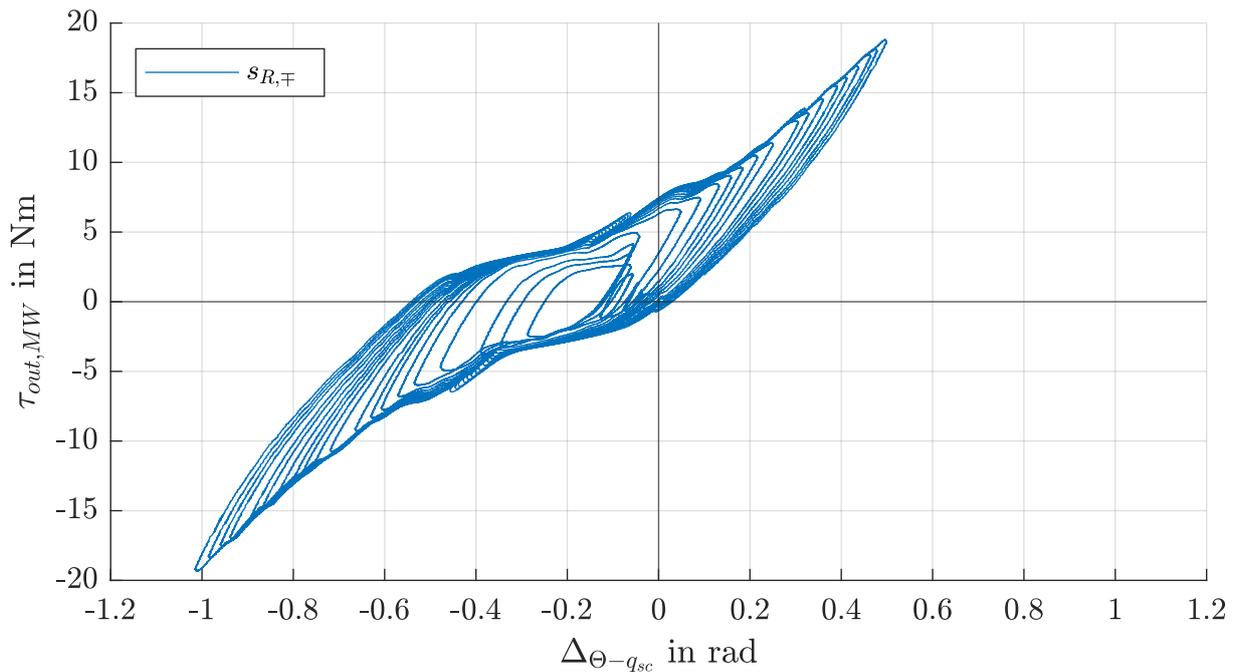


Abb. 3.37: StA 3: Steifigkeitskurve - rechts anliegend

Die sich aus dem dritten Test ergebene Steifigkeitskurve ist in Abbildung 3.37 gezeigt. Es ist ersichtlich, dass die Steifigkeitskurve im Vergleich zur erst betrachteten, auf der rechten Seite im Ursprung des Diagramms liegt. Dabei entspricht dies nicht einer Verschiebung der ersten Kurve, sondern einer Rotation um den Ursprung. Die Steifigkeitsverläufe und Zusammenhänge sind jedoch unverändert.

Als Resultat aus dieser Analyse geht der Verlauf der Getriebesteifigkeit als das Verhältnis der relativen Verdrehung des Getriebeeingangs und -Ausgangs zu einem anliegenden Drehmoment am Abtrieb hervor. Der Verlauf der Getriebesteifigkeit ist abhängig von der Richtung der Drehmomentenänderung sowie von dem Ausgangspunkt. Dabei ist besonders die Initialisierung der zugrundeliegenden Positionssignale hinsichtlich des Null-Drehmoments und der aktiven Flanke der Zahnriemen und Zahnriemenscheiben von Bedeutung. Liegt die aktive Flanke an, wird ein annähernd linearer Steifigkeitsverlauf mit einer Steigung von $k_{ges} = 28,37 \text{ Nm/rad}$ erreicht. Bei einem Lastwechsel ist ein zweistufiges Rutschen bei Überschreitung eines jeweiligen Grenzdrehmoments zu beobachten, welches sich in lokal niedrigeren Steifigkeiten äußert. Liegt die gewechselte Flanke an, gleicht deren Steifigkeitsverlauf dem der vorherigen. Zudem führen die in der vorherigen Analyse herausgestellten inneren Reibungen zu Hysterese, welche sich zum einen in verlorenen Bewegungen und zum anderen in nur wenig deterministischem Verhalten, besonders in sich schnell ändernden Bereichen, auswirkt.

3.4 Identifikation von Versuchsstands- und Modellparametern

Für die Entwicklung, Parametrierung sowie ersten Tests der Drehmomentenregelung, wird das in Abschnitt 3.1 erläuterte Modell des Zahnriemengetriebes herangezogen. Damit das Verhalten des Modells möglichst dem des Versuchsstands entspricht, werden die aus den vorangegangenen Analysen herausgestellten Reibungseigenschaften und die bestimmte lineare Riemensteifigkeit des Getriebes möglichst genau auf das Modell übertragen. Das analysierte mechanische Übertragungsverhalten sowie das nichtlineare Verhalten der Steifigkeit, wird nicht in das Modell übertragen. Diese werden bei der Implementierung der Drehmomentenregelung gesondert betrachtet.

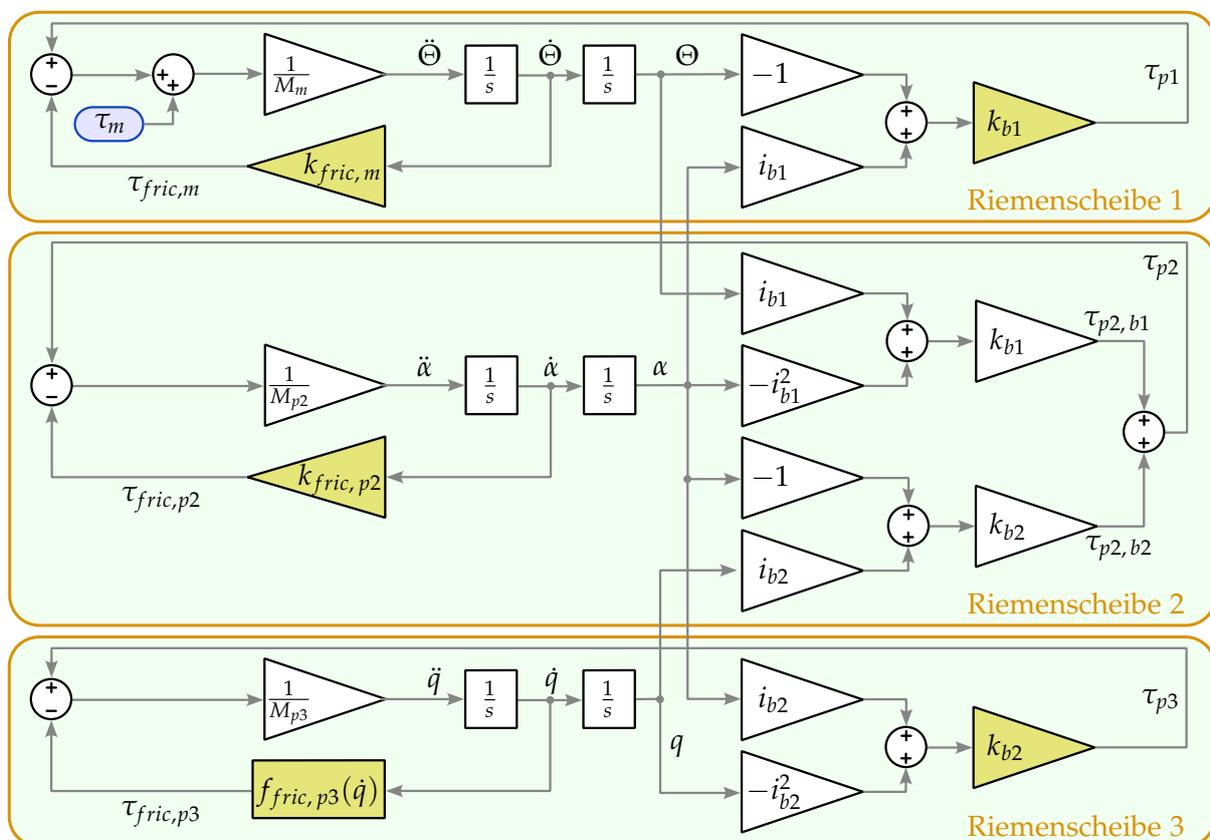


Abb. 3.38: Modellparameter – Adaptierter Signalflussplan des Zahnriemengetriebes

Die Modellparameter sind im angepassten Signalflussplan des Zahnriemengetriebes in Abbildung 3.38 gezeigt. Dabei handelt es sich um die erweiterten Steifigkeiten des ersten k_{b1} und zweiten k_{b2} Riemens, den viskosen Reibungskoeffizienten der Motorriemenscheibe $k_{fric,m}$ und jener der mittleren Riemenscheibe $k_{fric,p2}$ sowie der erweiterten Reibungsfunktion des Abtriebslagers $f_{fric,p3}(\dot{q})$. Die Massen der Riemenscheiben M_m (inkl. des Rotors), M_{p2} und M_{p3} sowie die Masse des Bremsrotors sind aus dem CAD übernommen – siehe Anhang C. Die Übersetzungen $i_{b1} = i_{b2} = 90 \text{ z} / 17 \text{ z}$ sind bekannt.

Aus der beschriebenen Analyse der Getriebesteifigkeit geht die anteilige lineare Gesamtsteifigkeit $k_{ges} = 28,37 \text{ Nm/rad}$ der beiden seriell geschalteten Riemen hervor. Diese lineare Steifigkeit wird für das Getriebemodell angenommen. In dem Modell wird die Steifigkeit der einzelnen Riemen über den jeweiligen Koeffizienten k_{b1} und k_{b2} beschrieben, welche sich aus der ermittelten Gesamtsteifigkeit bestimmen lassen. Dafür ist die Gesamtsteifigkeit des Getriebemodells in Abhängigkeit der beiden Parameter zu beschreiben. Die Abhängigkeit kann anhand der in Abschnitt 3.1 hergeleiteten Drehmomentgleichungen 3.13 bis 3.16 der einzelnen Riemenscheiben bestimmt werden. Der Übersichtlichkeit halber, werden diese nachfolgend noch einmal aufgelistet:

$$\tau_{p1} = -k_{b1} \Theta + i_1 k_{b1} \alpha \quad (3.29)$$

$$\tau_{p2,b1} = i_{b1} k_{b1} \Theta - i_{b1}^2 k_{b1} \alpha \quad (3.30)$$

$$\tau_{p2,b2} = -k_{b2} \alpha + i_{b2} k_{b2} q \quad (3.31)$$

$$\tau_{p3} = i_{b2} k_{b2} \alpha - i_{b2}^2 k_{b2} q \quad (3.32)$$

Die mittlere Riemenscheibe mit der Position α und den beiden Drehmomenten $\tau_{p2,b1}$ sowie $\tau_{p2,b2}$, stellt die Verbindung zwischen der ersten und zweiten Riemenstufe dar. Für die Betrachtung der Gesamtsteifigkeit wird angenommen, dass sich das System in der Ruhelage befindet und die Summe der Drehmomente der mittleren Riemenscheibe demnach gleich Null ist: $\tau_{p2,b1} = -\tau_{p2,b2}$. Mit dieser Annahme können Gleichung 3.30 und 3.31 gleichgesetzt werden:

$$k_{b1} (i_{b1} \Theta - i_{b1}^2 \alpha) = -k_{b2} (-\alpha + i_{b2} q) . \quad (3.33)$$

Daraus ergibt sich α in Abhängigkeit von Θ und q :

$$\alpha = \frac{k_{b1} i_{b1}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} \Theta + \frac{k_{b2} i_{b2}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} q . \quad (3.34)$$

Durch Einsetzen von α aus Gleichung 3.34 in Gleichung 3.32:

$$\begin{aligned} \tau_{p3} &= i_{b2} k_{b2} \frac{k_{b1} i_{b1}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} \Theta + i_{b2} k_{b2} \frac{k_{b2} i_{b2}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} q - i_{b2}^2 k_{b2} q \\ &= \frac{k_{b1} k_{b2} i_{b1} i_{b2}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} (\Theta - i_{b1} i_{b2} q) = k_{ges} \Delta_{\Theta - q_{scl}} , \end{aligned} \quad (3.35)$$

ergibt sich das Abtriebsdrehmoment τ_{p3} in Abhängigkeit der relativen Verdrehung des Getriebeeingangs und -Ausgangs mit Θ und dem skalierten $q_{scl} = i_{b1} i_{b2} q$, wodurch eben gerade die lineare Gesamtsteifigkeit des Getriebemodells mit dem Gesamtsteifigkeitskoeffizienten k_{ges} definiert ist.

Um aus dem Gesamtsteifigkeitskoeffizienten die Steifigkeitskoeffizienten der beiden Riemen zu bestimmen, wird das Verhältnis $^{3/2}k_{b1} = k_{b2}$ angenommen, da der erste Riemen zwei Drittel so breit ist wie der zweite. Mit k_{ges} aus Gleichung 3.35 ergeben sich die Steifigkeitskoeffizienten der beiden Riemen wie folgt:

$$k_{b1} = k_{ges} \frac{3/2 + i_{b1}^2}{3/2 i_{b1} i_{b2}} \quad (3.36)$$

$$k_{b2} = k_{ges} \frac{3/2 + i_{b1}^2}{i_{b1} i_{b2}} . \quad (3.37)$$

Entsprechend der bestimmten Werte ergeben sich die folgenden Koeffizienten: $k_{b1} = 20Nm/rad$ und $k_{b2} = 30Nm/rad$.

Für die Bestimmung der Reibungskoeffizienten beziehungsweise eines Reibungsmodells, wird die Effizienzanalyse in Abschnitt 3.3.4 betrachtet. Aus dieser geht hervor, dass das Getriebe einen Sprung des Reibungsdrehmoments außerhalb der Ruhelage und ein mit der Drehzahl linear ansteigendes Reibungsdrehmoment aufweist. Der Sprung in der Reibung wurde im Wesentlichen auf das Abtriebslager zurückgeführt. Dieser kann durch ein Coulomb-Reibungsmodell dargestellt werden:

$$\tau_{fric,clmb} = k_{clmb} \tanh(\beta_{clmb} \dot{q}) . \quad (3.38)$$

Bei diesem wird der Sprung aus der Ruhelage durch die tanh-Funktion erreicht, deren Endwert über den Koeffizienten k_{clmb} beschrieben wird. Der Koeffizient β_{clmb} beeinflusst mit welcher Steigung der Sprung aus der Ruhelage geschieht. Dadurch ergibt sich ein erweiterter Nullbereich wodurch Vibrationen um die Null sowie un stetige Sprünge vermieden werden.

Die viskose Reibung entspricht einer linearen Funktion mit dem Koeffizienten k_{visk} , welcher die Steigung angibt. Daraus ergibt sich für die kombinierte Reibungsfunktion (s. Abb. 3.38) des Abtriebs:

$$f_{fric,p3}(\dot{q}) = \tau_{fric,p3} = k_{visk,p3} \dot{q} + k_{clmb,p3} \tanh(\beta_{clmb,p3} \dot{q}) . \quad (3.39)$$

Basierend auf den in Abschnitt 3.3.4 ermittelten Reibungsdrehmoment über den gesamten Drehzahlbereich und der Annahme, dass die Coloumb-Reibung wesentlich am Abtrieb vorliegt, werden die Koeffizienten der Abtriebsreibungsfunktion wie folgt gewählt: $k_{visk,p3} = 0,112 Nm s/rad$, $k_{clmb,p3} = 1 Nm s/rad$ und $\beta_{clmb,p3} = 15$.

Die parametrisierte Reibungsfunktion $\tau_{fric,visk+clmb}$ sowie die einzelne viskose $\tau_{fric,visk}$

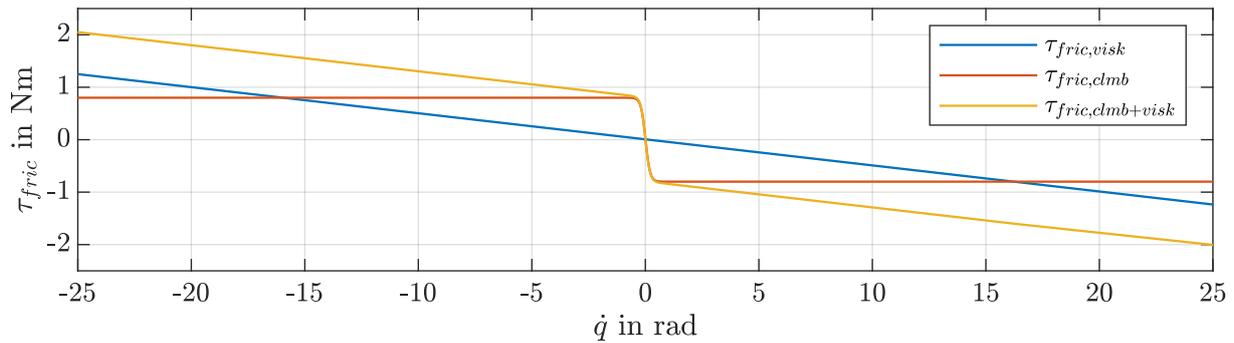


Abb. 3.39: Modellparameter – Reibungsmodell des Getriebeabtriebs

und Coulomb-Reibung $\tau_{fric,clmb}$ des Abtriebs ist in Abbildung 3.39 gezeigt. Zur Validierung des Getriebemodells, Optimierung der bestimmten Koeffizienten und der Schätzung der zwei Reibungskoeffizienten der Motorriemenscheibe sowie der mittleren Riemenscheibe, wird das Modell vorparametriert und alle Modellparameter mittels der „Matlab-Simulink Parameter-Estimation-Toolbox“ [43] geschätzt. Das Getriebemodell wird mit dem in einem Test erfassten Motordrehmomentsignal als Eingang simuliert und die Systemparameter in jedem Simulationsdurchgang dahingehend optimiert, dass das Abtriebsdrehmoment, die Abtriebsposition sowie die -Geschwindigkeit der Tests möglichst mit den simulierten übereinstimmen. Dazu wurden zwei Tests in der **dynamischen Konfiguration** des Versuchstands mit zeitlich variablem Motordrehmoment und konstantem Bremsstrom durchgeführt.

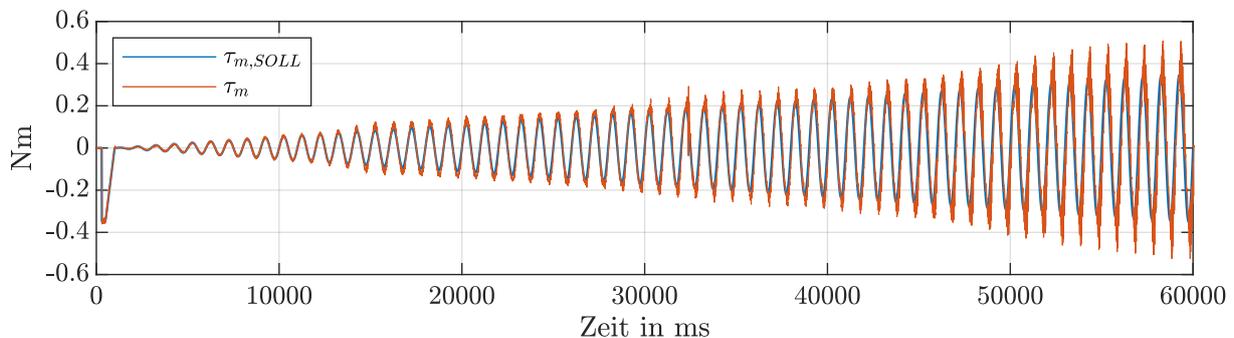


Abb. 3.40: Modellparameter-Identifikation – Motordrehmoment des ersten Tests

Im ersten 60 Sekunden langen Test wird ein Sinus-Motordrehmoment mit einer Frequenz von $f_{T1} = 1$ Hz und einer mit der Zeit erhöhten Amplitude $P_{T1}(t) = t/150 Nm/s$ vorgegeben. Das Soll-Motordrehmoment $\tau_{m,SOLL}$ und das erfasste Motordrehmoment τ_m sind in Abbildung 3.40 ersichtlich. Da der Test mit frei drehendem Abtrieb durchgeführt wird, ist der Einfluss des zuvor untersuchten mechanischen Übertragungsverhalten und den einhergehenden Drehmomentschwankungen zu beobachten.

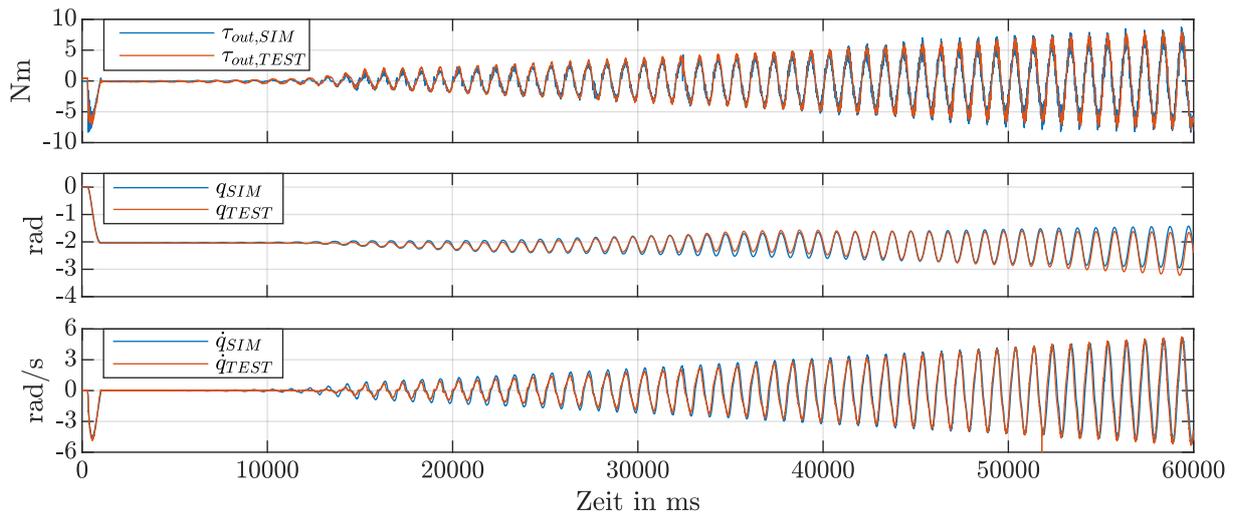


Abb. 3.41: Modellparameter-Identifikation – Erfasste Signale des ersten Tests

Das erfasste Motordrehmoment wird als Eingang des Getriebemodells (vgl. Abbildung 3.38) genutzt und die Parameter mit der Parameter-Estimation-Toolbox optimiert. Daraus ergeben sich die Reibungskoeffizienten der Motor- und mittleren Riemenscheibe zu $k_{fric,m} = 1e-4$ und $k_{fric,p2} = 6e-4$. Das mit optimierten Parametern simulierte Abtriebsdrehmoment $\tau_{out,SIM}$, die Abtriebsposition q_{SIM} sowie die Abtriebsgeschwindigkeit \dot{q}_{SIM} ist in Abbildung 3.41 den im Test erfassten Signalen gegenübergestellt. Für die Vergleichbarkeit der Signale wird die mittlere quadratische Abweichung (RMSE) betrachtet. Das Abtriebsdrehmoment weist einen RMSE von $RMSE_{T1,\tau} = 0,522$, die Abtriebsposition einen von $RMSE_{T1,q} = 0,092$ und die Abtriebsgeschwindigkeit einen von $RMSE_{T1,\dot{q}} = 0,261$ auf.

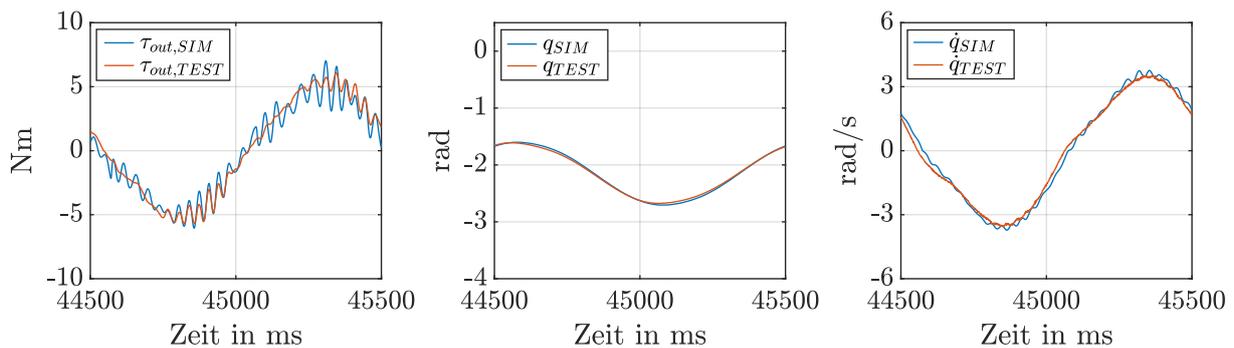


Abb. 3.42: Modellparameter-Identifikation – Detailansicht der erfassten Signale des ersten Tests

Für eine genauere Betrachtung der Übereinstimmung der erfassten Signale mit den simulierten, sind diese in Abbildung 3.42 in einer Periode im Zeitraum von 44500 ms bis 45500 ms gezeigt. Beim Abtriebsdrehmoment fällt auf, dass die ersichtlichen hochfrequenten Schwingungen in der Simulation eine größere Amplitude aufweisen. Die Schwingungen sind auf die Eigenfrequenz der mittleren Riemenscheibe zurück-

zuführen, welche durch das erfasste Motordrehmoment als Eingang der Simulation verstärkt werden.

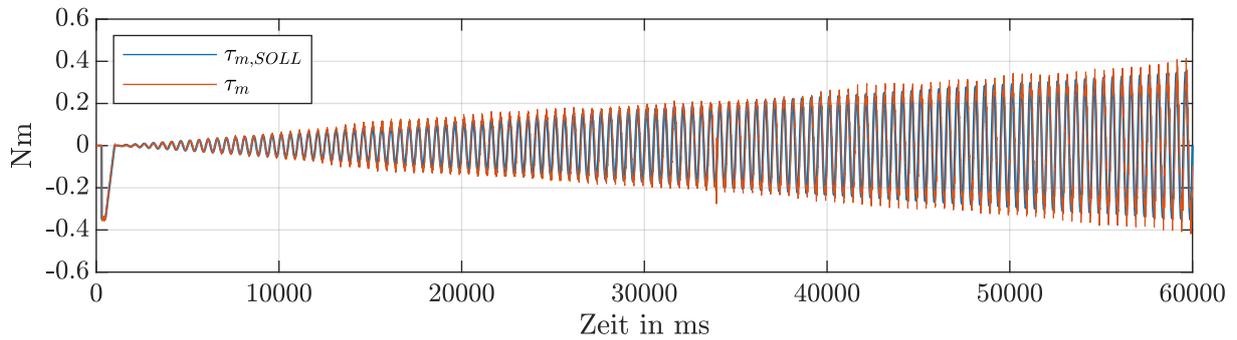


Abb. 3.43: Modellvalidierung – Motordrehmoment des zweiten Tests

Für die Validierung des Modells, wird das Modellverhalten mit dem realen Verhalten anhand eines zweiten Tests bei doppelter Frequenz des Motordrehmoments betrachtet. Das vorgegebene und erfasste Motordrehmoment sind in Abbildung 3.43 ersichtlich.

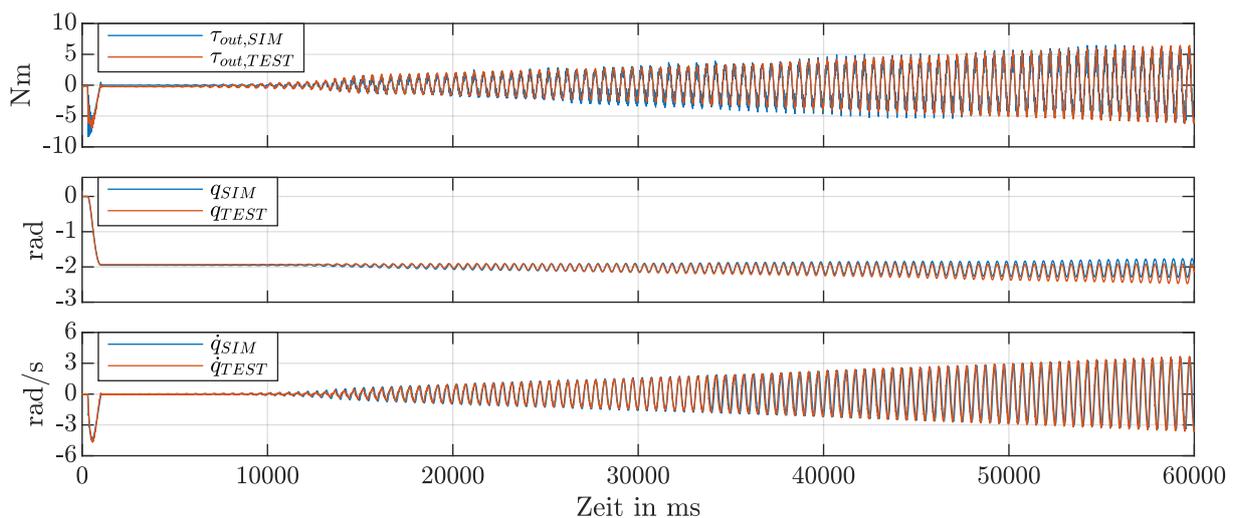


Abb. 3.44: Modellvalidierung – Erfasste Signale des zweiten Tests

Entsprechend des ersten Tests werden die Ergebnisse des Tests und der Simulation in Abbildung 3.44 miteinander verglichen. Das Abtriebsdrehmoment weist einen RMSE von $RMSE_{T2,\tau} = 0,595$, die Abtriebsposition einen von $RMSE_{T2,q} = 0,067$ und die Abtriebsgeschwindigkeit einen von $RMSE_{T2,\dot{q}} = 0,241$ auf. Es wird deutlich, dass das Modell bei einer erhöhten Frequenz vergleichbare Ergebnisse wie im ersten Test erzielt.

Als Resultat aus der Identifikation der Modellparameter geht hervor, dass das Getriebe-Modell mit den ermittelten und optimierten Parametern eine hinreichende Genauigkeit für die Entwicklung der Drehmomentregler aufweist.

3.5 Entwicklung einer Drehmomentenregelung

Aus den vorangegangenen Analysen geht hervor, dass die Übertragung des Motordrehmoments, als Stellgröße sowie Eingang des Zahnriemengetriebes, auf den Getriebeabtrieb, wesentlich durch interne Reibungen sowie die vergleichbar geringe Steifigkeit beeinflusst wird. Gegenüber der bei Leichtbaurobotern häufig eingesetzten hochübersetzten Getriebe kommt hinzu, dass aufgrund der geringen Übersetzung des Zahnriemengetriebes, das Trägheitsmoment des Motorrotors nicht dominant gegenüber der reflektierten Trägheitsmomente im System ist, da diese quadratisch zur Getriebeübersetzung eingehen – Spong-Annahme (Energieerhaltung). Diese Faktoren tragen dazu bei, dass das Abtriebsdrehmoment des Getriebes signifikant durch das dynamische Verhalten des Getriebes selbst beeinflusst wird. Dadurch ergeben sich ungewünschte Oszillationen und Abweichungen des Abtriebsdrehmoments. Um diese Effekte möglichst zu minimieren, wird bei den nachfolgend entwickelten Einzelgelenk-Drehmomentenreglern die Dynamik des Getriebes berücksichtigt.

Der Drehmomentenregler wird sukzessive hergeleitet und erweitert. Die Performanz wird dabei jeweils anhand von simulierten und am Versuchsstand durchgeführten, statischen und dynamischen Tests evaluiert.

3.5.1 Abtriebsdrehmoment über das skalierte stromgeregelte Motordrehmoment

Als Ausgangspunkt wird das Abtriebsdrehmoment zunächst über das, entsprechend der Getriebeübersetzung skalierte, stromgeregelte Motordrehmoment gesteuert.

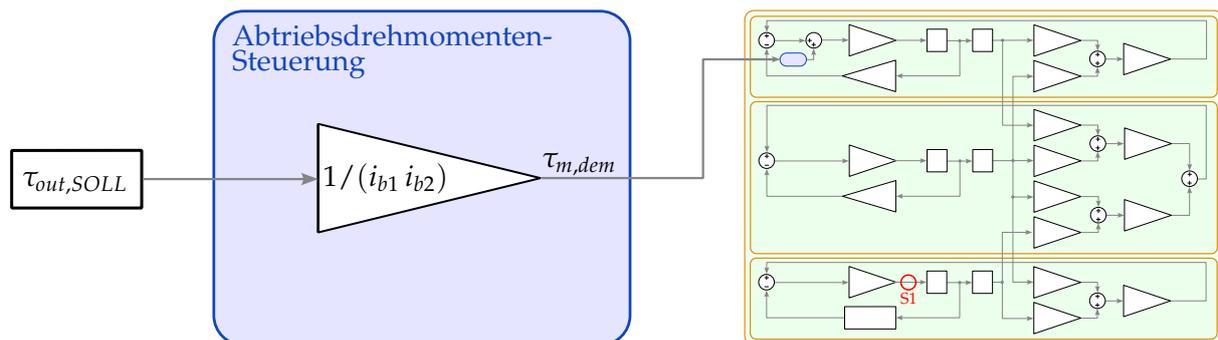


Abb. 3.45: Steuerung – Signalflussplan: Skaliertes Motordrehmoment

Der Aufbau der Steuerung des Abtriebsdrehmoments ist in Abbildung 3.45 veranschaulicht. Das Soll-Abtriebsdrehmoment $\tau_{out,SOLL}$ wird durch die Getriebeübersetzung $i_{ges} = i_{b1} i_{b2}$ auf die Motorseite skaliert. Daraus ergibt sich das gestellte Motordrehmoment $\tau_{m,des} = \tau_{out,SOLL} / i_{ges}$, welches den Eingang des Modells des zweistufigen Zahnriemengetriebes darstellt.

Die Funktion der Steuerung und deren nachfolgenden Erweiterungen, wird anhand simulierter und am Versuchsstand durchgeführter Tests evaluiert. Dabei wird die Güte des Abtriebsdrehmoments τ_{out} , hinsichtlich der Soll-Vorgabe $\tau_{out,SOLL}$, bei eingespanntem und freiem Abtrieb mit der Wirbelstrombremse getestet, welche im Folgenden als statische und dynamische Tests beschrieben werden. Die Testergebnisse der Simulation und der durchgeführten Tests wird dabei zusammen betrachtet, um mögliche Unterschiede herausstellen zu können.

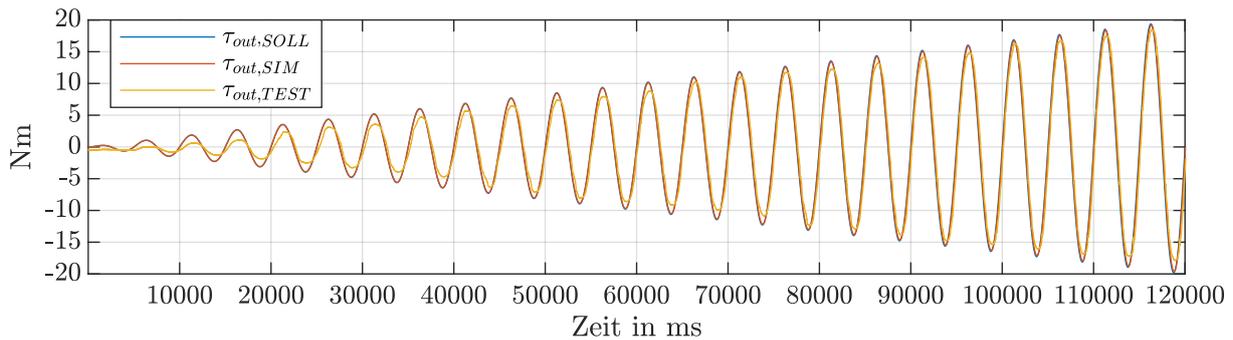


Abb. 3.46: Steuerung – Statischer Test mit 0.2 Hz Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment

In einem ersten statischen Test, wird für das Soll-Abtriebsdrehmoment, wie bei der Analyse des Übertragungsverhaltens, ein Sinus mit fester Frequenz und einer mit der Zeit erhöhter Amplitude vorgegeben. Das Soll-Abtriebsdrehmoment $\tau_{out,SOLL}$, das simulierte Abtriebsdrehmoment $\tau_{out,SIM}$ sowie das am Versuchsstand erfasste $\tau_{out,TEST}$, sind zusammen in Abbildung 3.46 ersichtlich. Dabei ist auffällig, dass das Soll-Abtriebsdrehmoment in der Simulation trotz simpler Steuerung mittels skaliertem Motordrehmoment, nahezu deckungsgleich erreicht wird. Das erfasste Abtriebsdrehmoment $\tau_{out,TEST}$ weist dahingegen eine kontinuierliche Abweichung über den gesamten Amplitudenbereich auf.

Die geringe Abweichung des gesteuerten Abtriebsdrehmoments ist im Fall eines eingespannten Abtriebs und langsamer sowie stetiger Anregung zu erwarten, da der Einfluss jeglicher dynamischen Prozesse sowie Reibungen in diesem Fall marginal ist. Der Unterschied des am Versuchsstand erfassten Abtriebsdrehmoments ist darauf zurückzuführen, dass die Messwelle hinter dem Abtrieb sitzt und sich daher vor allem die Coulomb-Reibung des Abtriebs auf die Messung auswirkt. Im Falle der Simulation ist die Abtriebsbeschleunigung, an der Stelle S1 in Abbildung 3.45, gleich $\ddot{j} = 0$ gesetzt und demnach die Reibung des Abtriebs $\tau_{fric,p3} = 0$.

Das zweistufige Zahnriemengetriebe bildet mit den drei Massen, den Riemen als Feder sowie der Reibung ein Feder-Masse-Dämpfer-System sechster Ordnung. Wird ein solches System mit dessen Eigenfrequenzen angeregt, führt dies zu einem Aufschwin-

gen und folglich starken Oszillationen. Um diesen Effekt bei dem Modell und dem Prüfstand zu untersuchen, werden in einem weiteren statischen Test, Sprünge mit schrittweise erhöhter Amplitude als Abtriebsdrehmoment $\tau_{out,SOLL}$ vorgegeben, da solche theoretisch alle Frequenzen des Systems anregen.

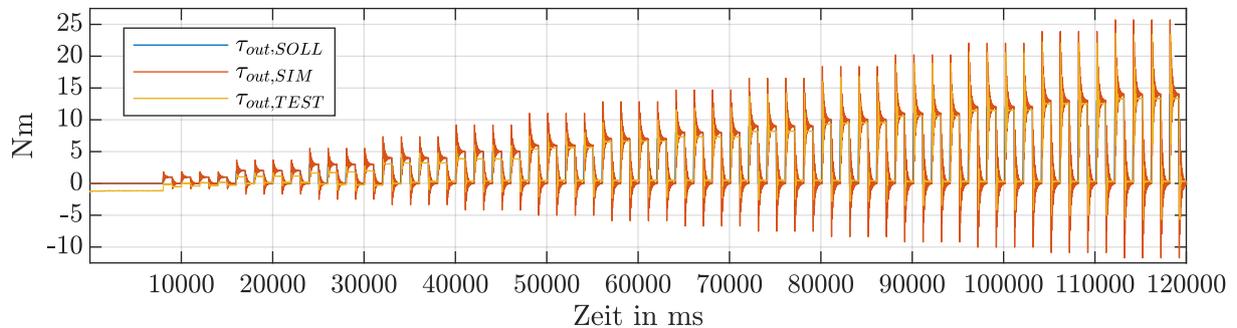


Abb. 3.47: Steuerung – Statischer Test mit Schritt-Soll-Abtriebsdrehmoment

Das Resultat der Simulation und des Tests ist in Abbildung 3.47 gezeigt. Darin ist sowohl im Modell wie auch am Versuchsstand ein deutliches Überschwingen des Abtriebsdrehmoments zum Sollwert zu erkennen. Bei der Simulation ist die Schwingung nach etwa 1 s abgeklungen und der Sollwert wird sehr genau erreicht. Die beim Test beobachtete Schwingung klingt nach etwa 0.5 s ab und der Sollwert wird mit einer Abweichung kleiner 5% der Amplitude erreicht. Das schnellere Abklingen der Schwingung sowie das nicht exakte Erreichen des Sollwerts ist wiederum auf die Position der Messwelle und dem Wirken der Abtriebsreibung im Versuchsstand zu erklären.

Für die dynamische Regelung des Roboters ist besonders der Verlauf des Drehmoments bei freiem Abtrieb von Interesse. Dazu wird das gesteuerte Abtriebsdrehmoment in einem dynamischen Test untersucht.

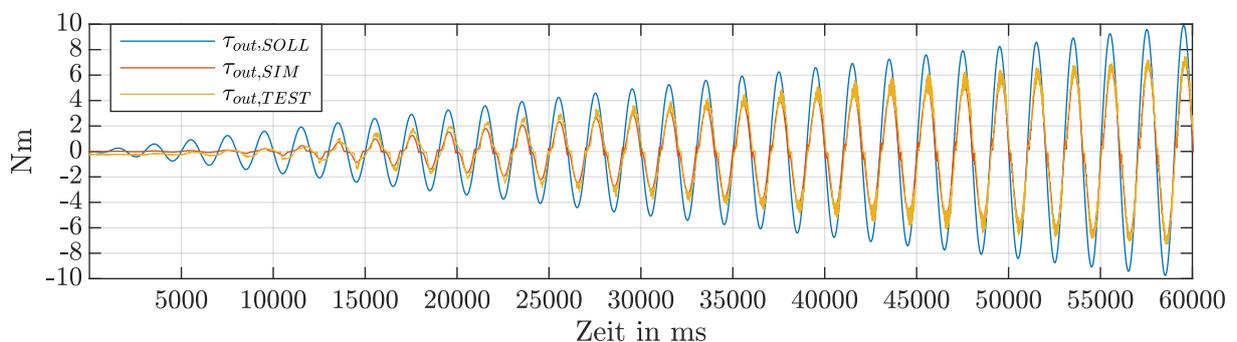


Abb. 3.48: Steuerung – Dynamischer Test mit 1 Hz Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment

Der dynamische Test entspricht wiederum einem Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment mit einer Frequenz von 1 Hz und einer mit der Zeit erhöhten Amplitude von 0 bis ± 10

Nm, wie in Abbildung 3.48 dargestellt. Die Wirbelstrombremse wird als Abtriebslast mit einem konstanten Bremsstrom von 5 A betrieben. Dabei ist anzumerken, dass das Trägheitsmoment des Bremsrotors in etwa dem Trägheitsmoment des betrachteten Roboters im ersten Gelenk in halb gestreckter horizontaler Lage entspricht.

Bei diesem Test ist eine konstante Abweichung des Abtriebsdrehmoments, in der Simulation wie auch am Versuchsstand zu erkennen. Zudem ist eine Phasenverschiebung der Abtriebsdrehmoment zum Sollwert ersichtlich. Der Istwert läuft dem Sollwert nach. Im Bereich des Nulldurchgangs ist ein Knick im Drehmomentverlauf zu beobachten. Die konstante Abweichung zum Sollwert ist vor allem der dynamischen Bewegung einhergehenden Reibung des Abtriebs zuzuschreiben. Diese Reibung führt zugleich zu dem Knick nahe des Nulldurchgangs, wobei sich deren Betrag sprunghaft umkehrt.

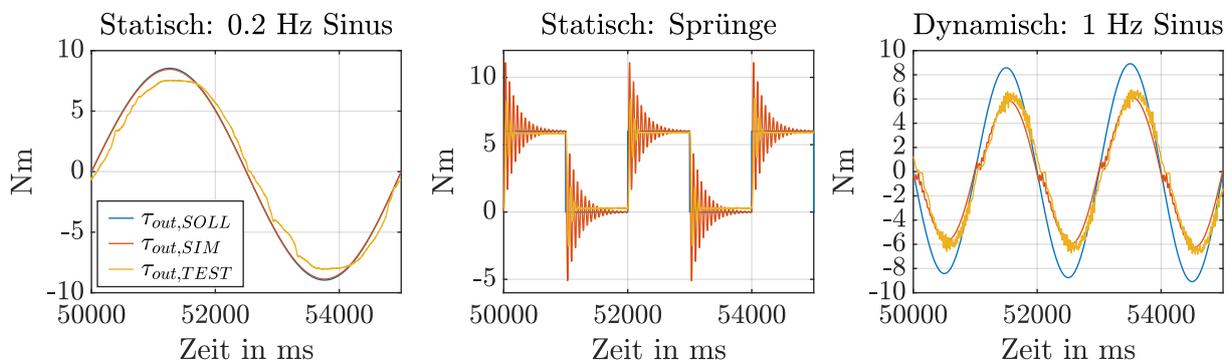


Abb. 3.49: Steuerung – Detailansicht der vorherigen Tests

Für eine detaillierte Ansicht sind die drei betrachteten Tests im Bereich 50000 ms bis 54500 ms in Abbildung 3.49 veranschaulicht.

Im ersten Test ist bei dem am Versuchsstand erfassten Drehmomentsignal, entgegen der Simulation, zusätzlich eine Phasenverschiebung zu erkennen. Dabei ist zu beachten, dass sich der ergebene Verdrehbereich der gesamten Messkette des Versuchsstands, inklusive Messwelle, wesentlich größer ist und dies zu einem größeren Bewegungsbereich führt – dynamisch.

Bei den Schwingungen im zweiten Test, ist eine Ähnlichkeit der Simulation und Versuchsdaten zu erkennen. Die Frequenz der Schwingung ist auf die mittlere Riemenscheibe zurückzuführen. Diese wird durch den Sprung im Drehmoment angeregt und klingt daraufhin passiv ab. Der Abtrieb hingegen ist fest und die Motorriemenscheibe wird aktiv durch den Motor drehmomentengeregt. Die Schwingung der mittleren Riemenscheibe wird lediglich über deren Lagerung und die Riemen gedämpft. In der Detailansicht des dritten Tests werden die zuvor beschriebenen mechanischen Eigenschaften des Getriebes in Form von Oberschwingungen auf dem Abtriebsdrehmomentsignal deutlich.

3.5.2 Skaliertes Motordrehmoment mit Reibungskompensation

Wird das Abtriebsdrehmoment über das skalierte stromgeregelte Motordrehmoment vorgesteuert, führt dies vor allem bei den dynamischen Tests zu Abweichungen. Diese setzen sich aus der Dynamik des Getriebes und der internen Reibungen zusammen, wobei die Reibungen zu der wesentlichen Abweichung des Betrags des Abtriebsdrehmoments führt. Daher liegt es nahe, die aus der Analyse hervorgehenden Kenntnisse über die Reibung des Getriebes zu nutzen und den Einfluss der Reibung zu kompensieren. Dazu werden die Bewegungsgleichungen 3.17 bis 3.19 des aufgestellten Modells des Zahnriemengetriebes betrachtet. Diese sind nachfolgend, erweitert um die Reibungsfunktion $f_{fric,p3}$ des Abtriebs, gezeigt:

$$M_m \ddot{\Theta} = \tau_m + \tau_{p1} - k_{fric,m} \dot{\Theta} \quad (3.40)$$

$$M_{p2} \ddot{\alpha} = \tau_{p2,b1} + \tau_{p2,b2} - k_{fric,p2} \dot{\alpha} \quad (3.41)$$

$$M_{p3} \ddot{q} = \tau_{p3} - f_{fric,p3}(\dot{q}) . \quad (3.42)$$

Diesem zufolge, wird das Reibungsdrehmoment von dem Gesamtdrehmoment der jeweiligen Riemenscheibe abgezogen. Eine Kompensation dieser Reibungsdrehmomente kann durch eine motorseitige Vorsteuerung erreicht werden. Dabei werden die einzelnen Reibungsdrehmomente in Abhängigkeit der Reibungskoeffizienten und der Riemenscheibengeschwindigkeiten berechnet, über die jeweilige Getriebeübersetzung skaliert und auf das Motordrehmoment addiert.

Die Reibungskoeffizienten der Motor- $k_{fric,m}$ und der mittleren Riemenscheibe $k_{fric,p2}$ sowie die Reibungsfunktion des Abtriebs $f_{fric,p3}$, sind aus der Modellparameter-Identifikation bekannt. Die Geschwindigkeit der Motor- $\dot{\Theta}$ und Abtriebsriemenscheibe \dot{q} werden durch die Differenzierung des Positionssignals berechnet. Die Geschwindigkeit der mittleren Riemenscheibe $\dot{\alpha}$ wird im Roboter nicht durch einen Drehgeber erfasst. Diese wird daher über die Riemensteifigkeiten und der Motor- und Abtriebsgeschwindigkeit bestimmt. Dazu wird die Riemenscheibengeschwindigkeit in einem quasi-statischen Zustand (konstante Geschwindigkeit) betrachtet. Dieser Zustand liegt vor, wenn die Riemenscheibe nicht beschleunigt wird und sich die Drehmomente $\tau_{p2,b1} = -\tau_{p2,b2}$ aufheben. Entsprechend Gleichung 3.33 ergibt sich daraus α_{qs} . Durch ableiten dieses, ergibt sich $\dot{\alpha}_{qs}$ wie folgt:

$$\dot{\alpha}_{qs} = \frac{k_{b1} i_{b1}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} \dot{\Theta} + \frac{k_{b2} i_{b2}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} \dot{q} . \quad (3.43)$$

Durch die vereinfachte Annahme der quasi-stationären Geschwindigkeit $\dot{\alpha}_{qs}$, werden durch die Eigendynamik der Riemenscheibe verursachte Bewegungen nicht erfasst

und diese demnach auch nicht kompensiert.

Die zuvor betrachtete Steuerung des Abtriebsdrehmoments mit dem gestellten Motordrehmoment $\tau_{m,des} = \tau_{out,SOLL} / i_{ges}$, wird um die skalierten Reibungsdrehmomente erweitert. Mit der Reibungsfunktion des Abtriebs aus Gleichung 3.39 ergibt sich für das Motordrehmoment mit Reibungskompensation:

$$\begin{aligned} \tau_{m,des} = & \tau_{out,SOLL} / (i_{b1} i_{b2}) + k_{fric,m} \dot{\Theta} + \\ & i_{b1} k_{fric,p2} \left(\frac{k_{b1} i_{b1}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} \dot{\Theta} + \frac{k_{b2} i_{b2}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} \dot{q} \right) + \\ & i_{b1} i_{b2} \left(k_{visk,p3} \dot{q} + k_{clmb,p3} \tanh(\beta_{clmb,p3} \dot{q}) \right). \end{aligned} \quad (3.44)$$

Der erweiterte Signalflussplan ist in Abbildung 3.50 gezeigt.

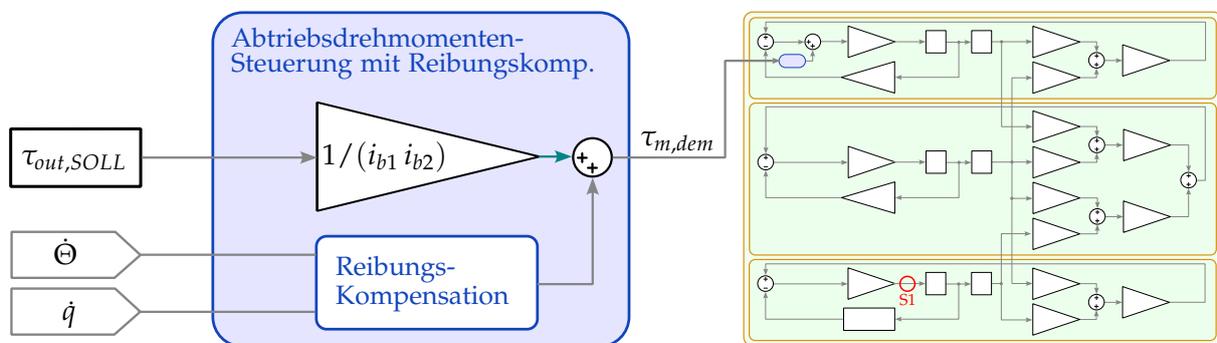


Abb. 3.50: Steuerung RK – Signalflussplan: Skaliertes Motordrehmoment mit Reibungskomp.

In statischen Tests am Versuchsstand hat sich herausgestellt, dass die Reibungskompensation zu einem verminderten Abklingen angeregter Schwingungen führt. Im Falle des Modells wurde dadurch jegliches Abklingen beseitigt, sodass sich nach Sprüngen im Drehmoment eine Schwingung mit konstanter Amplitude einstellt - Energieerhaltung. Daher wird die Funktion der Erweiterung der Steuerung mit der Reibungskompensation an einem dynamischen Test überprüft.

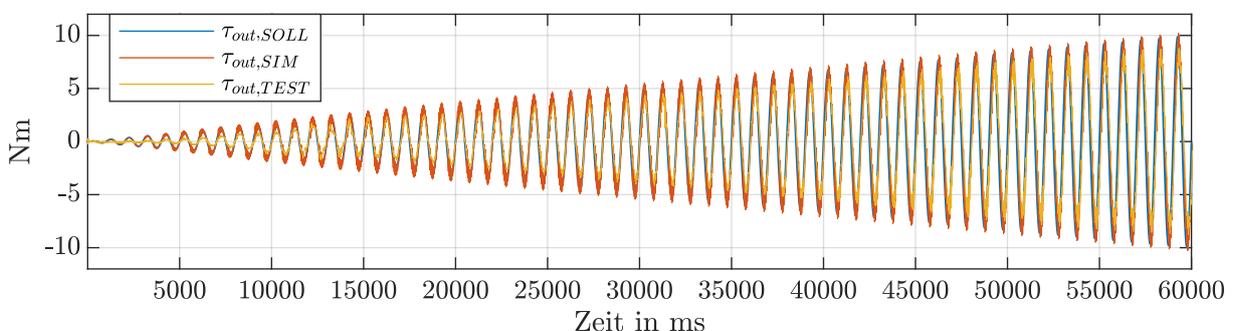


Abb. 3.51: Steuerung RK – Dynamischer Test mit 1 Hz Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment

Dazu wurde, wie zuvor, ein Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment mit einer Frequenz von 1 Hz und einer mit der Zeit gesteigerten Amplitude von 0 bis 10 Nm. vorgegeben. Wie in Abbildung 3.51 zu erkennen, wird die Amplitude des Abtriebsdrehmoment sowohl im Modell wie auch am Versuchsstand mit einer geringen Abweichung erreicht. Wobei das am Versuchsstand erfasste Signal etwas unterhalb der Soll-Amplitude liegt.

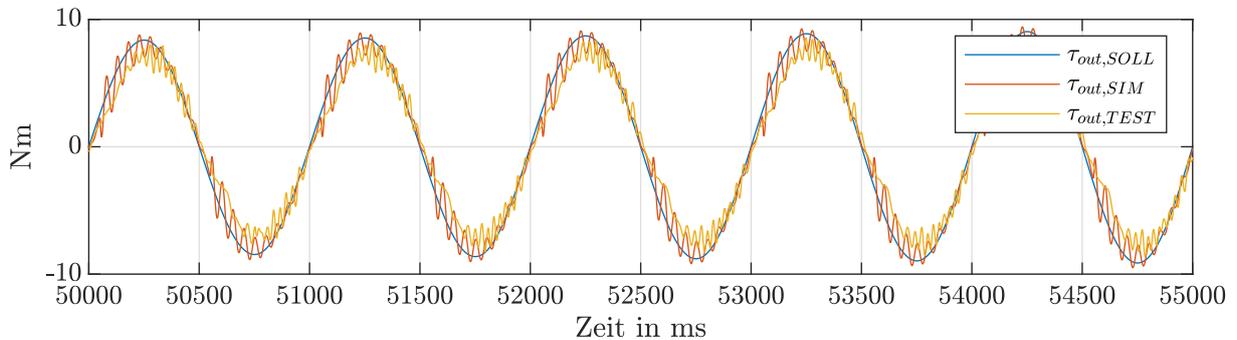


Abb. 3.52: Steuerung RK – Detailansicht des dynamischen Tests

Bei detaillierter Betrachtung der Ergebnisse im Zeitraum von 50000 ms bis 55000 ms in Abbildung 3.52 fällt auf, dass die beiden Signale nach Durchqueren der Nulllage keinen Knick oder Versatz aufweisen wie in dem Fall ohne Reibungskompensation. Zugleich weisen diese größere Schwingungsamplituden außerhalb der Nulllage auf, welche durch die ungedämpfte Dynamik der mittleren Riemenscheibe zu erklären sind.

Zur Verdeutlichung der Reibungskompensation wird ein zusätzlicher Test mit einem Hebel anstelle der Wirbelstrombremse am Antrieb der Messwelle durchgeführt. Dabei wird ein Soll-Abtriebsdrehmoment von $\tau_{out,SOLL} = 0$ Nm vorgegeben. Dieser Aufbau erlaubt es die Funktion der Reibungskompensation mit händischem Bewegen des Abtriebs und so extern aufgebrachten Drehmomenten zu testen. Die Abtriebsdrehmomente werden dabei mit der Messwelle erfasst.

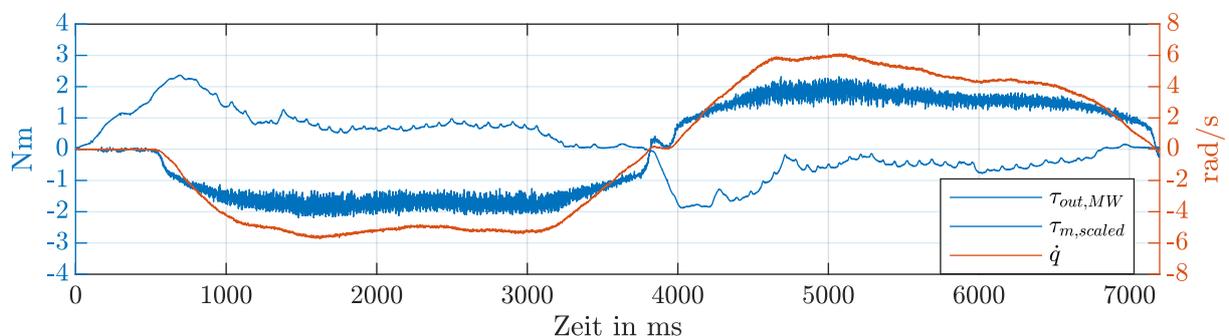


Abb. 3.53: Steuerung RK – Handgeführter Test der Reibungskompensation

Das in dem Test erfasste Abtriebsdrehmoment $\tau_{out,MW}$, die Abtriebsgeschwindigkeit \dot{q}

sowie das skalierte Motordrehmoment $\tau_{m,scaled}$ sind in Abbildung 3.53 veranschaulicht. Es ist zu beobachten, dass sich bei einer annähernd konstanten Geschwindigkeit im Bereich von 1500 ms bis 2500 ms und 5000 ms bis 6000 ms ein mittleres Abtriebsdrehmoment von etwa $\tau_{out,MW_{1.5:2.5}} = 0.5$ Nm einstellt. Dies entspricht in etwa der Amplituden-Abweichung wie sie im dynamischen Test zu beobachten ist. Zudem ist angemerkt, dass das Motordrehmoment vergleichsweise starke hochfrequente Schwingungen aufweist.

3.5.3 Drehmomentenregelung über die relative Verdrehung und die Getriebesteifigkeit mit Dynamik-Kompensation

Mit der Steuerung des Abtriebsdrehmoments des Getriebes über die Skalierung des Motordrehmoments und Kompensation der Reibung, wird der Betrag des Abtriebsdrehmoments in den gezeigten Tests mit geringer Abweichung erreicht. Jedoch führt die Kompensation der Reibung zur Anregung der schwach gedämpften inneren Dynamik des Getriebes und somit zu Schwingungen, welche mit dem gewählten Ansatz nur schwer zu unterdrücken sind.

Wie zuvor beschrieben, können Oszillationen beziehungsweise Schwingungen durch die Messung des Drehmoments am Getriebeabtrieb erfasst und so kompensiert oder vermindert werden. Basierend auf der Analyse der Steifigkeit des Zahnriemengetriebes in Abschnitt 3.3.5, liegt es daher nahe, den Zusammenhang der relativen Verdrehung des Getriebeeingangs und -Ausgangs sowie der Getriebesteifigkeit zu nutzen, um das Abtriebsdrehmoment zu bestimmen und zu regeln.

Dazu wird zunächst eine lineare Steifigkeit der Riemen angenommen und wie in der Parameter-Identifikation der Zusammenhang zwischen dem Abtriebsdrehmoment τ_{p3} und der Antriebs- Θ und Abtriebsposition q über die Gesamtsteifigkeit entsprechend Gleichung 3.35 bestimmt:

$$\begin{aligned} \tau_{p3} &= i_{b2} k_{b2} \alpha - i_{b2}^2 k_{b2} q \quad \text{mit} \quad \alpha = \frac{k_{b1} i_{b1}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} \Theta + \frac{k_{b2} i_{b2}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} q \\ \tau_{p3} &= i_{b2} k_{b2} \frac{k_{b1} i_{b1}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} \Theta + i_{b2} k_{b2} \frac{k_{b2} i_{b2}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} q - i_{b2}^2 k_{b2} q \\ &= \frac{k_{b1} k_{b2} i_{b1} i_{b2}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} (\Theta - i_{b1} i_{b2} q) . \end{aligned} \quad (3.45)$$

Da die Position α der mittleren Riemenscheibe am Roboter nicht erfasst werden kann, wird wiederum vereinfachend angenommen, dass sich die Drehmomente an der mittleren Riemenscheibe aufheben $\tau_{p2,b1} = -\tau_{p2,b2}$, woraus sich entsprechend α ergibt.

Durch zweifaches Ableiten des Abtriebsdrehmoments nach Gleichung 3.45 folgt:

$$\dot{\tau}_{p3} = \frac{k_{b1} k_{b2} i_{b1} i_{b2}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} (\dot{\Theta} - i_{b1} i_{b2} \dot{q}) \quad (3.46)$$

$$\ddot{\tau}_{p3} = \frac{k_{b1} k_{b2} i_{b1} i_{b2}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} (\ddot{\Theta} - i_{b1} i_{b2} \ddot{q}) . \quad (3.47)$$

Die zweite Ableitung des Abtriebsdrehmoments $\ddot{\tau}_{p3}$ ist demnach abhängig von der Antriebsbeschleunigung $\ddot{\Theta}$ sowie der Abtriebsbeschleunigung \ddot{q} . Die Antriebsbeschleunigung beschreibt mit der Masse der ersten Riemenscheibe und des Motorrotors M_m das Antriebsdrehmoment. Dieses ist entsprechend der Modellbildung durch die folgende Bewegungsgleichung des Antriebs beschreibbar:

$$M_m \ddot{\Theta} = \tau_m - k_{b1} \Theta - k_{fric,m} \dot{\Theta} + k_{b1} i_{b1} \alpha .$$

Diese wird nach der Antriebsbeschleunigung umgestellt und zunächst ohne der Reibung $\tau_{fric,p1} = k_{fric,m} \dot{\Theta}$ betrachtet:

$$\ddot{\Theta} = -\frac{k_{b1}}{M_m} \Theta + \frac{k_{b1} i_{b1}}{M_m} \alpha + \frac{1}{M_m} \tau_m . \quad (3.48)$$

Durch Einsetzen von α in Gleichung 3.48, ergibt sich das Antriebsdrehmoment in Abhängigkeit der An- und Abtriebsposition sowie dem Motordrehmoment τ_m :

$$\ddot{\Theta} = \frac{k_{b1} k_{b2}}{M_m (k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2)} (-\Theta + i_{b1} i_{b2} q) + \frac{1}{M_{p1}} \tau_m . \quad (3.49)$$

Die so bestimmte Abtriebsbeschleunigung aus Gleichung 3.49 wird in die zweite Ableitung des Abtriebsdrehmoments $\ddot{\tau}_{p3}$ nach Gleichung 3.47 eingesetzt:

$$\ddot{\tau}_{p3} = \frac{k_{b1}^2 k_{b2}^2 i_{b1} i_{b2}}{M_m (k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2)^2} (-\Theta + i_{b1} i_{b2} q) + \quad (3.50)$$

$$\frac{k_{b1} k_{b2} i_{b1} i_{b2}}{M_m (k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2)} \tau_m - \frac{k_{b1} k_{b2} i_{b1}^2 i_{b2}^2}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} \ddot{q} . \quad (3.51)$$

Mit Gleichung 3.45, 3.46 und 3.51 ist das Abtriebsdrehmoment und dessen ersten zwei Ableitungen in Abhängigkeit der gemessenen An- und Abtriebsposition, -Geschwindigkeit, Abtriebsbeschleunigung und dem Motordrehmoment beschrieben.

Um aus den ermittelten Zusammenhängen eine Regelung für das Abtriebsdrehmoment zu entwickeln, ist das Motordrehmoment τ_m als Stellgröße in Abhängigkeit zu

dem geforderten Soll-Abtriebsdrehmoment und dessen ersten beiden Ableitungen zu bestimmen. Dazu wird ein allgemeiner Ansatz für einen PD-Regler gewählt:

$$K_p (\tau_{out,SOLL} - \tau) + K_d (\dot{\tau}_{out,SOLL} - \dot{\tau}) + (\ddot{\tau}_{out,SOLL} - \ddot{\tau}) = 0 . \quad (3.52)$$

Die zuvor bestimmten Abtriebsdrehmomente und Ableitungen τ_{p3} , $\dot{\tau}_{p3}$ und $\ddot{\tau}_{p3}$ werden in Gleichung 3.52 für τ , $\dot{\tau}$ und $\ddot{\tau}$ eingesetzt und die Gleichung nach der Stellgröße τ_m aufgelöst. Daraus ergibt sich das Regelgesetz:

$$\tau_m = K_p \left(\tau_{out,SOLL} - \underbrace{\frac{k_{b1} k_{b2} i_{b1} i_{b2}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2}}_{k_{ges}} (\Theta - i_{b1} i_{b2} q) \right) \quad (3.53a)$$

$$+ K_d \left(\dot{\tau}_{out,SOLL} - \frac{k_{b1} k_{b2} i_{b1} i_{b2}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} (\dot{\Theta} - i_{b1} i_{b2} \dot{q}) \right) \quad (3.53b)$$

$$+ \ddot{\tau}_{out,SOLL} \frac{M_m (k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2)}{k_{b1} k_{b2} i_{b1} i_{b2}} \quad (3.53c)$$

$$+ \frac{k_{b1} k_{b2}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} (\Theta - i_{b1} i_{b2} q) \quad (3.53d)$$

$$+ \ddot{q} M_m i_{b1} i_{b2} . \quad (3.53e)$$

Die Gleichungen 3.53a und 3.53b entsprechen dem PD-Regler, bei welchem die Regeldifferenz über einen Soll- und IST-Wertvergleich bestimmt und über einen Koeffizienten gewichtet wird. Für die IST-Wertbestimmung des Abtriebsdrehmoments beziehungsweise dessen Ableitung ergibt sich wie zuvor ein Vorfaktor, welcher der Gesamtsteifigkeit k_{ges} des Getriebes entspricht. Die Gleichungen 3.53c bis 3.53e entsprechen der Vorsteuerung der Getriebedynamik, welche sich auf die Masse der ersten Riemenscheibe beschränkt. Die Gleichung 3.53d entspricht der Kompensation jeglicher externer Drehmomente und Gleichungen 3.53e kompensiert das Drehmoment, welches aus der Beschleunigung der Masse M_m hervorgeht. Dieser Wert kann zusätzlich mit einem Faktor zwischen 0 und 1 skaliert werden.

Das Regelgesetz wird zusätzlich mit den zuvor bestimmten Reibungsdrehmomenten:

$$\tau_{fric,p1}(\dot{\Theta}) = k_{fric,p1} \dot{\Theta} \quad (3.54)$$

$$\tau_{fric,p2}(\dot{\Theta}, \dot{q}) = k_{fric,p1} \frac{k_{b1} i_{b1}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} \dot{\Theta} + \frac{k_{b2} i_{b2}}{k_{b2} + k_{b1} i_{b1}^2} \dot{q} \quad (3.55)$$

$$\tau_{fric,p3}(\dot{q}) = \tau_{fric,p3} = k_{visk,p3} \dot{q} + k_{clmb,p3} \tanh(\beta_{clmb,p3} \dot{q}) \quad (3.56)$$

erweitert. Dabei ist zu beachten, dass das Reibungsdrehmoment der mittleren Riemen-

scheibe durch die Drehmomentenbestimmung erfasst wird, die Reibungsdrehmomente am An- und Abtrieb jedoch nicht. Daher werden die Reibungsdrehmomente der ersten Riemenscheibe und der Abtriebsriemenscheibe in der Drehmomentenbestimmung und dessen Ableitung entsprechend abgezogen. Die Vorsteuerung des ermittelten Abtriebsdrehmoments kürzt sich demnach mit der Reibungskompensation des An- und Abtriebs. Daraus ergibt sich das Regelgesetz mit Berücksichtigung der Reibungsdrehmomente wie folgt:

$$\tau_m = K_p \left(\tau_{out,SOLL} - k_{ges}(\Theta - i_{b1} i_{b2} q) - i_{b1} i_{b2} \tau_{fric,p1} - \tau_{fric,p3} \right) \quad (3.57a)$$

$$+ K_d \left(\dot{\tau}_{out,SOLL} - k_{ges}(\dot{\Theta} - i_{b1} i_{b2} \dot{q}) - i_{b1} i_{b2} \dot{\tau}_{fric,p1} - \dot{\tau}_{fric,p3} \right) \quad (3.57b)$$

$$+ \ddot{\tau}_{out,SOLL} \frac{M_m}{k_{ges}} \quad (3.57c)$$

$$+ \frac{k_{ges}}{i_{b1} i_{b2}} (\Theta - i_{b1} i_{b2} q) - \tau_{fric,p1}(\dot{\Theta}) - \frac{\tau_{fric,p3}(\dot{q})}{i_{b1} i_{b2}} + \ddot{q} M_m i_{b1} i_{b2} \quad (3.57d)$$

$$+ \tau_{fric,p1}(\dot{\Theta}) + \frac{\tau_{fric,p2}(\dot{\Theta}, \dot{q})}{i_{b1}} + \frac{\tau_{fric,p3}(\dot{q})}{i_{b1} i_{b2}} . \quad (3.57e)$$

Mit dem Regelgesetz in Gleichung 3.57 wird demnach ein Motordrehmoment am Eingang des Getriebes in solcher Weise vorgegeben, dass das über die Getriebesteifigkeit und relative Verdrehung bestimmte Abtriebsdrehmoment und dessen Ableitungen auf entsprechend vorgegebene Soll-Werte geregelt wird. Das Verhalten der Regelung kann dabei über die Koeffizienten K_p und K_d eingestellt werden.

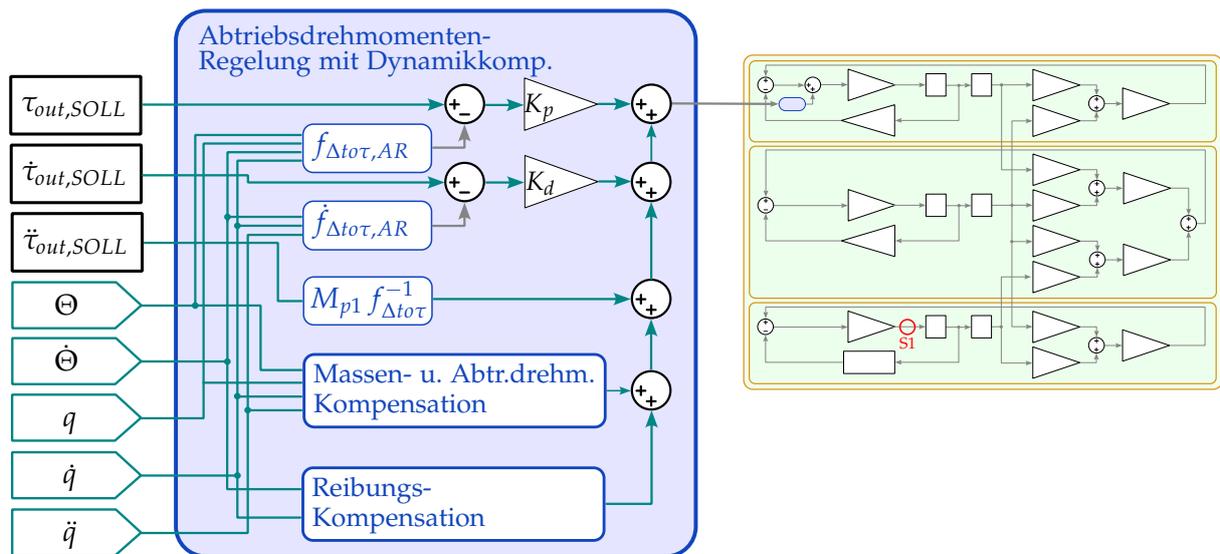


Abb. 3.54: Δ -Regelung – Signalflussplan: Drehmomentregelung und Dynamik-Kompensation

Der Signalflussplan der Abtriebsdrehmomentenregelung, im Folgenden als Δ -Regelung bezeichnet, ist in Abbildung 3.54 gezeigt. Darin sind die einzelnen Bestandteile von Teilgleichung 3.57a bis 3.57e als einzelne Blöcke dargestellt.

Die Funktion der Regelung, wird wie in den vorherigen Ansätzen, anhand von statischen und dynamischen Test untersucht. In einem ersten Test wird dazu ein Soll-Abtriebsdrehmoment als Sinus mit einer Frequenz von 0,2 Hz, einer mit der Zeit ansteigenden Amplitude von 0 bis ± 20 Nm und mit einer Gesamtdauer von 120 s vorgegeben. Wobei am Versuchsstand wiederum ein initialer Motordrehmomentimpuls aufgebracht wird, um Hystereseeffekte zu minimieren, wie in der Steifigkeitsanalyse in Abschnitt 3.3.5 erläutert.

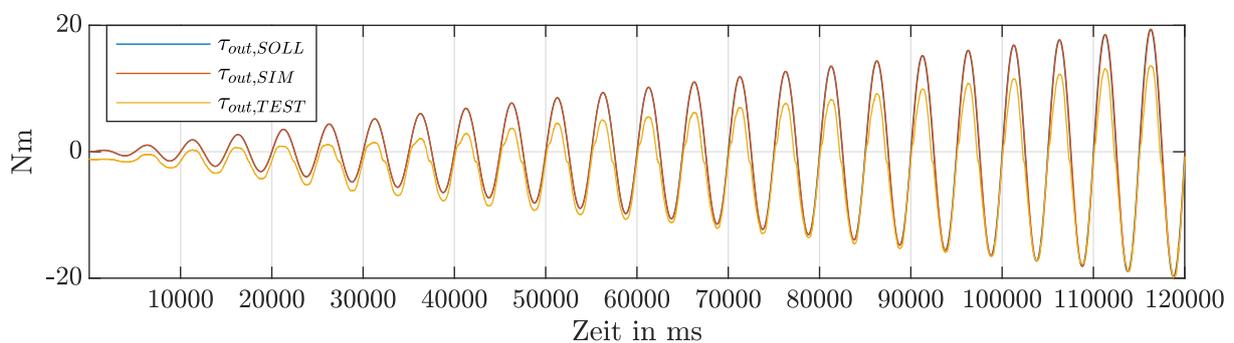
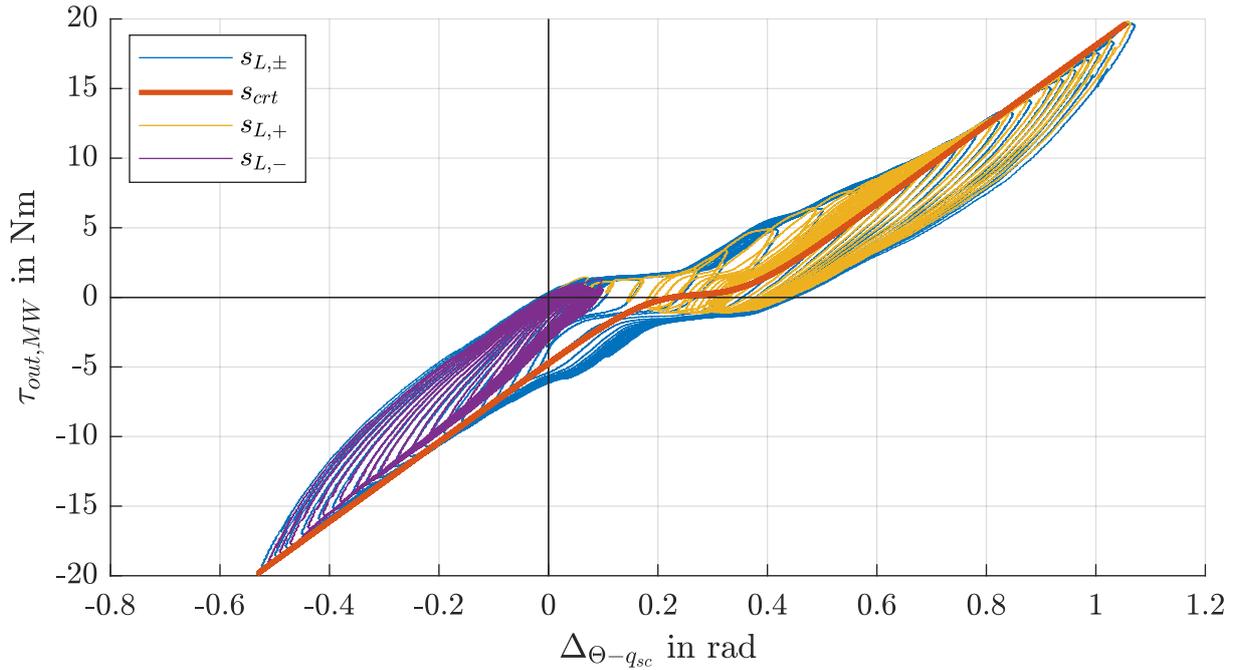


Abb. 3.55: Δ -Regelung – Statischer Test mit 0.2 Hz Sinus-Soll-Abtriebsdr. – nicht korrigiert

Das Ergebnis des ersten Tests in der Simulation und am Versuchsstand ist in Abbildung 3.55 zu erkennen. Darin wird deutlich, dass das in der Simulation geregelte Abtriebsdrehmoment $\tau_{out,SIM}$ weitestgehend deckungsgleich mit dem Soll-Abtriebsdrehmoment ist. Das Simulationsergebnis weist eine mittlere quadratische Abweichung von $RMSE_{SIM,\Delta} = 0,001$ auf. Bei dem am Versuchsstand erfassten Abtriebsdrehmoment $\tau_{out,TEST}$, ist eine Amplitudenabweichung von etwa 2 Nm für positive Drehmomente zu erkennen. Negative Drehmomente werden mit geringer Abweichung eingeregelt. Demnach weist die Regelung in dem betrachteten Test am Versuchsstand eine größere Abweichung auf, als die Steuerung des Abtriebsdrehmoments.

Dies ist auf das zuvor beschriebene Rutschen beim Lastwechsel zu erklären. Anhand des initialen Motordrehmomentimpulses (in der Abbildung nicht dargestellt), wird für die Messung der relativen Verschiebung die An- und Abtriebsposition zu Null verschoben. Mit einem negativen initialen Impuls wird die linke Flanke als die aktive betrachtet, deren Lastrichtung den negativen Drehmomenten entspricht – siehe Abschnitt 3.3.5 für die detaillierte Erklärung. Kommt es zu einem Richtungswechsel der Last und somit zu einem Rutschen, wird das tatsächliche Drehmoment als ein höheres erfasst und daher ein tatsächlich niedrigeres eingeregelt.

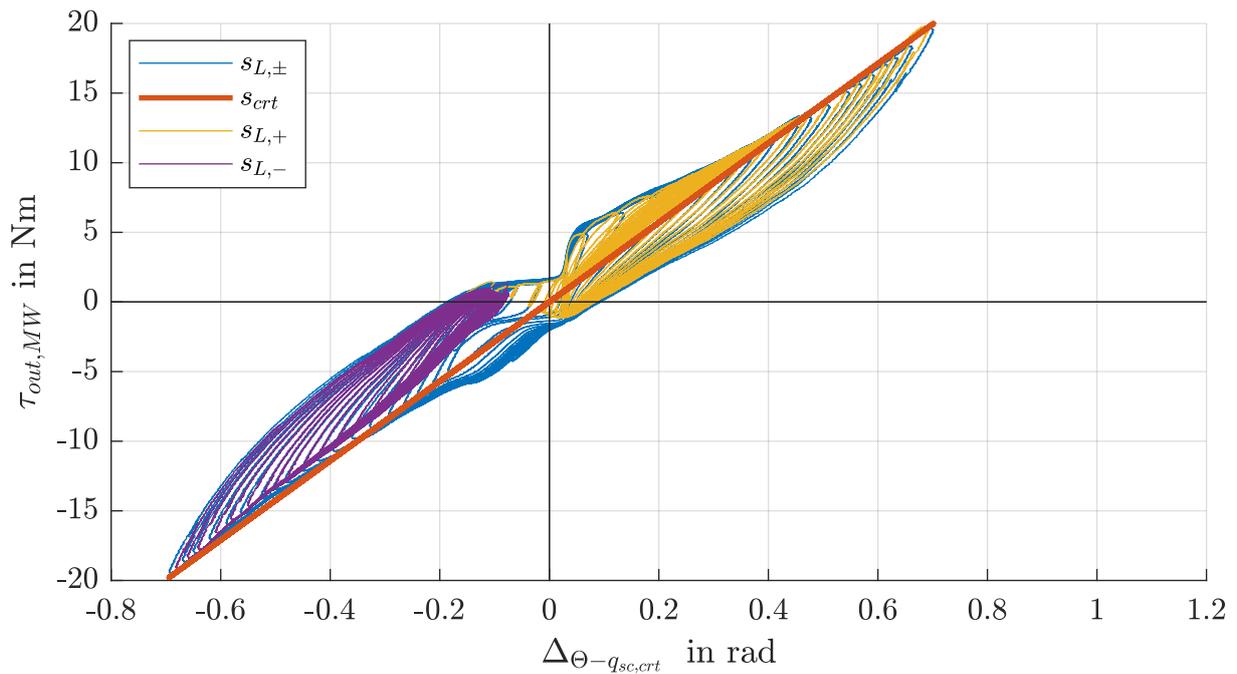

 Abb. 3.56: Δ -Regelung – Nicht korrigierte Hysteresekurve

In Abbildung 3.56 ist der beschriebene Effekt anhand der Steifigkeitskurve des Tests zu erkennen. In Richtung der negativen Drehmomente folgt das Verhältnis des Abtriebsdrehmoments $\tau_{out,MW}$ und der relativen Verdrehung $\Delta_{\Theta-q_{sc}}$ annähernd der linearen Steifigkeit (eine Gerade mit der Steigung k_{ges} durch den Ursprung). Für positive Drehmomente ist diese Linie verschoben. Die bislang linear angenommene Getriebesteifigkeit ist in Abbildung 3.56, entsprechend der Verschiebung durch das Rutschen, als die Kurve s_{crt} dargestellt. Dabei handelt es sich um die lineare Steifigkeit, welche mit der nachfolgenden Sigmoid-Funktion f_{sgmd} korrigiert wird:

$$s_{crt} = k_{ges} \left(\Delta_{\Theta-q_{sc}} - 0.07 + \underbrace{(-0.1 \tanh(9 (\Delta_{\Theta-q_{sc}} - 0.3)) - 0.2)}_{f_{sgmd}} \right). \quad (3.58)$$

Mittels der Sigmoid-Funktion wird das Rutschen der Riemen durch einen sanften Sprung in der Steifigkeitskurve dargestellt. Die Funktion ist dabei so parametrisiert, dass die sich ergebene korrigierte Steifigkeit möglichst den Mittelwert der tatsächlichen Steifigkeit abbildet. Dies stellt eine Vereinfachung des tatsächlich doppelt auftretenden Rutschens dar. An der Steifigkeitskurve in Abbildung 3.56 ist zudem zu erkennen, dass die Reibungskompensation zu einer Verschmälerung der Kurve und damit zu einer geringeren Gesamthysterese führt (vgl. Abschnitt 3.3.5). Eine ideal kompensierte Reibung würde einer einfachen Kurve entsprechen.

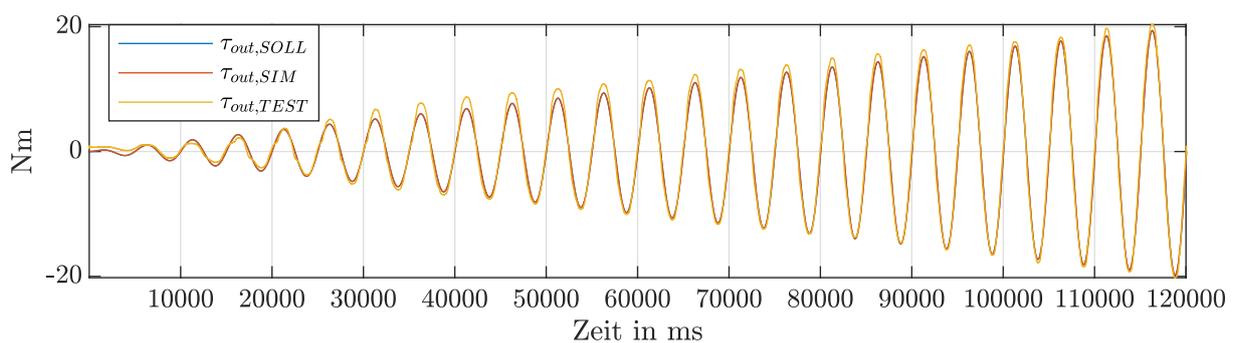
Um die Implementierung der korrigierten Steifigkeitskurve in den Regler zu vereinfachen wird stattdessen die Messung der relativen Verdrehung $\Delta_{\Theta-q_{sc}}$ durch die Sigmoid-


 Abb. 3.57: Δ -Regelung – Korrigierte Hysteresekurve

Funktion korrigiert:

$$\Delta_{\Theta-q_{sc,crt}} = \Delta_{\Theta-q_{sc}} + f_{sgmd} \cdot \quad (3.59)$$

Die Steifigkeitskurve mit korrigierter relativer Verdrehung $\Delta_{\Theta-q_{sc,crt}}$ ist in Abbildung 3.57 gezeigt. Es ist zu erkennen, dass die vorherige Steifigkeitskurve durch die Korrektur entlang der x -Achse gestaucht wird, sodass sich als mittlere Steifigkeit eine Gerade mit der Gesamtsteifigkeit k_{ges} als Steigung ergibt. Die Gerade entspricht der korrigierten Kurve s_{srt} aus Gleichung 3.58, projiziert auf die korrigierte relative Verdrehung.


 Abb. 3.58: Δ -Regelung – Statischer Test mit 0.2 Hz Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment – korrigiert

Der vorherige Test, mit dem Sinus als Soll-Abtriebsdrehmoments, wurde mit der korrigierten relativen Verdrehung $\Delta_{\Theta-q_{sc,crt}}$ wiederholt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 3.58 dargestellt. Darin ist eine geringere Abweichung der Drehmomentamplituden im positiven Bereich zu erkennen. Im Bereich von 30000 bis 60000 ms ist eine Überstei-

gung des positiven Soll-Abtriebsdrehmoment zu erkennen. Dies ist der vereinfachten Annahme der mittleren Steifigkeit geschuldet. Im Bereich von 2 bis 8 Nm weist die eigentliche Steifigkeitskurve aus Abbildung 3.57 bei der gleichen relativen Verdrehung höhere tatsächliche Drehmomente auf. Daher wird in diesem Bereich das tatsächliche Drehmoment kleiner bestimmt und daher ein größeres Drehmoment eingeregelt.

Im zweiten statischen Test werden positive Abtriebsdrehmomente in Schritten von 0 bis 14 Nm vorgegeben, um die Sprungantwort des geregelten Systems zu untersuchen.

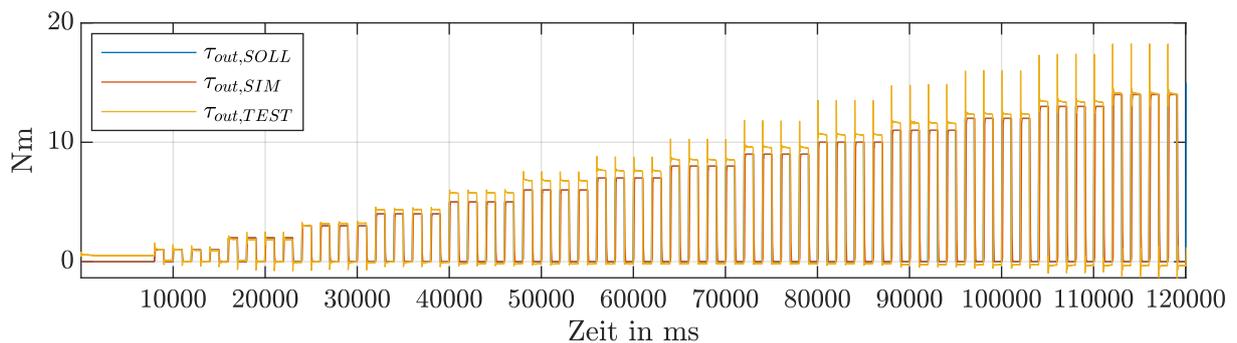


Abb. 3.59: Δ -Regelung – Statischer Test mit Schritt-Soll-Abtriebsdrehmoment

Wie in Abbildung 3.59 ersichtlich, werden die Drehmomentenschritte in der Simulation kritisch gedämpft und nahezu ohne stationärer Abweichung erreicht, was dem angestrebten Verhalten entspricht. In den Ergebnissen des Versuchsstands ist bei den Sprüngen größer 8 Nm ein Überschwingen des Abtriebsdrehmoments nach Erreichen dieses zu erkennen, welches nach einer Periode abklingt. Zudem ist ein stationärer Fehler von etwa 0,6 Nm zu beobachten. Das Überschwingen ist auf eine unzureichende Dämpfung des Reglers oder zusätzlicher Elastizitäten in der Messkette des Versuchsstands zurückzuführen, welche nicht durch den Regler erfasst werden.

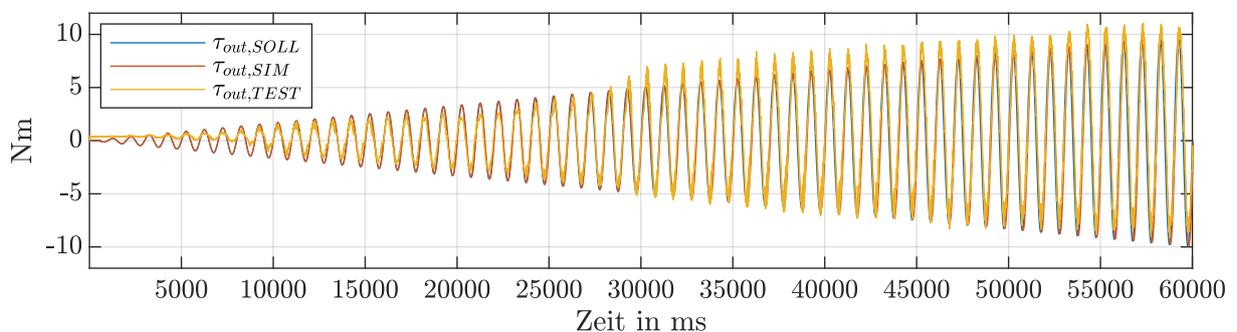


Abb. 3.60: Δ -Regelung – Statischer Test mit 1 Hz Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment

Die Ergebnisse des dynamischen Tests mit einem Soll-Abtriebsdrehmoment als Sinus

mit einer Frequenz von 1 Hz und einer mit der Zeit erhöhten Amplitude von 0 bis 10 Nm, sind in Abbildung 3.60 gezeigt. Es fällt auf, dass bei einer Soll-Drehmomentamplitude kleiner 2 Nm kaum negative Abtriebsdrehmomente gestellt werden. Zudem ist wie zuvor ein Sprung der Amplitude bei positiven Drehmomenten beim Überschreiten der 5 Nm zu erkennen. In diesem Bereich weist das geregelte Abtriebsdrehmoment außerdem Schwingungen auf.

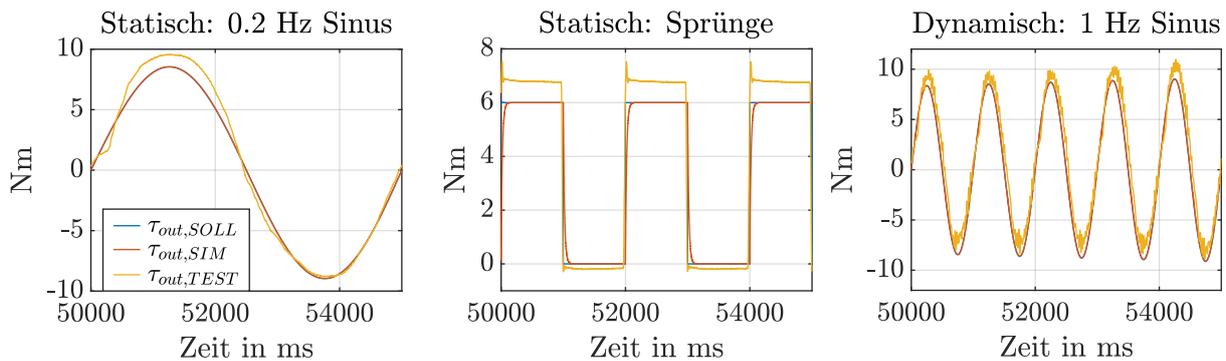


Abb. 3.61: Δ -Regelung – Detailansicht der vorherigen Tests

In der detaillierten Ansicht der drei Tests im Bereich 50000 bis 55000 ms, in Abbildung 3.61, sind die im dynamischen Test beschriebenen Oberschwingungen zu erkennen. Diese weisen, im Vergleich mit dem Test der Steuerung mit Reibungskompensation, eine etwa ein Drittel so große Amplitude auf. In allen drei Tests der Δ -Regelung mit korrigierter relativer Verdrehung ist eine Überschreitung des Soll-Abtriebsdrehmoments bei positiven Drehmomenten zu beobachten. Dies ist, wie zuvor erwähnt, durch die vereinfachte Annahme der mittleren Steifigkeit zu erklären.

Wie schon bei der vorgesteuerten Reibungskompensation im vorherigen Ansatz betrachtet, wird in einem zusätzlichen Test die Reibungskompensation der Δ -Regelung mit einem händisch bewegten Hebel am Abtrieb der Messwelle untersucht.

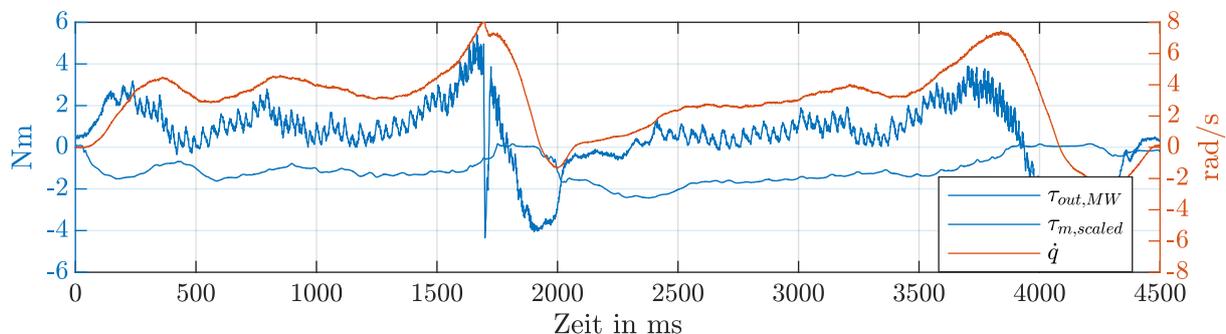


Abb. 3.62: Δ -Regelung – Handgeführter Test der Reibungskompensation

Dazu wird das Soll-Abtriebsdrehmoment auf $\tau_{out,SOLL} = 0$ Nm gesetzt. Das Abtriebs-

drehmoment wird demnach gezielt auf null geregelt. In Abbildung 3.62 ist zu erkennen, dass bei einer annähernd konstanten Abtriebsgeschwindigkeit \dot{q} im Bereich 500 bis 1500 ms ein mittleres Abtriebsdrehmoment von etwa 1 Nm anliegt. Dies entspricht einem höheren Wert im Vergleich zur vorgesteuerten Reibungskompensation im vorherig betrachteten Ansatz. Das Abtriebsdrehmoment weist jedoch deutlich geringere Oberschwingungen auf, welche durch die Δ -Regelung, wie am skalierten Motordrehmoment zu erkennen, aktiv vermindert werden. Der abrupte Anstieg der Abtriebsgeschwindigkeit im Bereich 500 bis 1500 ms wird durch ein nicht ideal kompensiertes Rutschen und einer einhergehenden Abweichung der Drehmomentenbestimmung hervorgerufen. Dadurch wird die komplexe Abhängigkeit der Δ -Regelung von der Korrektur der Steifigkeitskurve sowie dem initialen Verschieben der An- und Abtriebspositionen bei einem wissentlichen Null-Abtriebsdrehmoment verdeutlicht. Sind diese nicht korrekt oder ändern sich über die Nutzungsdauer, führt dies zu signifikanten Abweichungen des Ergebnisses.

3.5.4 Drehmomentenregelung über die Messung der Riemen Spannung mit Dynamik-Kompensation – Zusatz

Wie in der Beschreibung des Versuchsstands in Abschnitt 3.2 gezeigt, sind dessen Riemen spanner der ersten und zweiten Stufe des Zahnriemengetriebes mit Dehnmessstreifen (DMS) versehen, welche das Messen der auf die Spannrolle wirkenden Kraft erlauben.

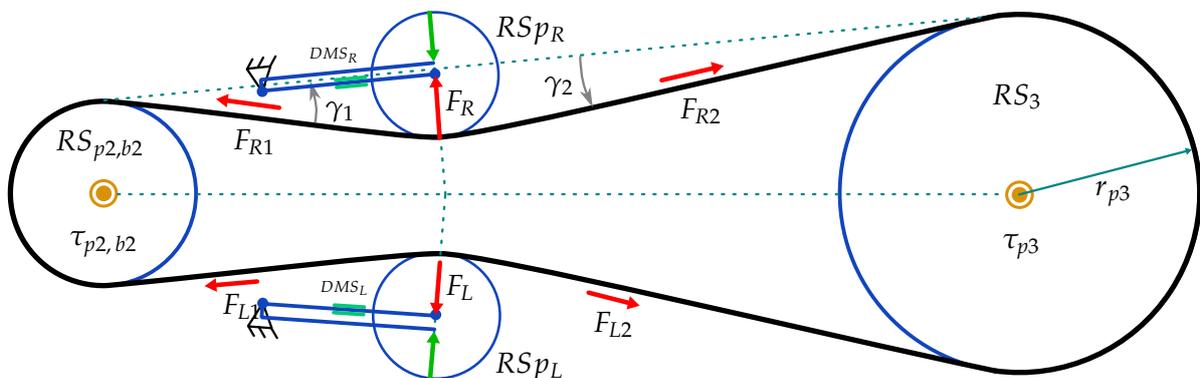


Abb. 3.63: DMS-Regelung – Funktionsprinzip der Riemen Spannungsmessung

Die Konfiguration der Riemen spanner ist in Skizze 3.63 am Abtrieb des Getriebes gezeigt. Die Riemen spanner RS_{pR} und RS_{pL} sind symmetrisch zur Mittelachse der beiden Riemenrollen $RS_{p2,b2}$ und RS_{p3} angebracht. Dabei ist der Berührungspunkt der Spannrollen und dem Riemen so gewählt, dass der Riemen auf beiden Seiten der Spannrolle mit dem gleichen Winkel $\gamma_1 = \gamma_2$ zur Tangente der beiden Riemenrollen verläuft.

Angenommen die große Riemenscheibe RS_{p3} ist festgestellt und es liegt ein positives Drehmoment an der kleinen Riemenscheibe an, so wirkt auf beiden Seiten der Spannrolle eine Kraft F_{R1} beziehungsweise F_{R2} im Riemen. Da diese nicht entlang der Tangente der Riemenscheiben verläuft, wirkt entsprechend des Winkels γ eine Normalkraft F_R auf die Spannrolle. Die Spannrolle ist an einem Hebel gelagert, welcher in einem Punkt auf dem Gehäuse rotatorisch gelagert ist. Der Drehpunkt des Hebels ist dabei so gewählt, dass die freie Bewegung der Spannrolle kollinear zur Normalkraft verläuft, um Zwangskräfte zu minimieren. Der Hebel ist doppelt ausgeführt, sodass die Spannkraft zwischen Hebel und Gehäuse mittels einer Stellschraube wiederum kollinear zur Normalkraft aufgebracht wird. Auf dem unteren Teil des Hebels sind auf der Zug- und Druckseite die Dehnmessstreifen angebracht, welche durch eine Differenzenbildung der jeweiligen erfassten spannungsbasierten Widerstandsänderung der DMS, die Messung der wirkenden Kraft im Spannrollenmittelpunkt erlaubt. Aus der gemessenen Normalkraft lässt sich über den Winkel γ (hier $\gamma = 30^\circ$) auf die Riemenzugkraft schließen. Diese entspricht der Tangentialkraft an den Riemenscheiben. Demnach kann über den Durchmesser der Riemenscheibe das anliegende Drehmoment berechnet werden. Durch die gezeigten Nichtlinearitäten der Riemensteifigkeit sowie geometrische Ungleichmäßigkeiten, ist die Normalkraft nicht direkt proportional zum Drehmoment. Durch die symmetrische Anordnung der beiden Riemenspanner, heben sich die Nichtlinearitäten in deren Mittelwert jedoch auf.

Um dieses Konzept zu verdeutlichen, werden die Messwerte der DMS des ersten Tests der Analysen, bei konstant geregelten Drehzahlen und Bremsströmen, betrachtet.

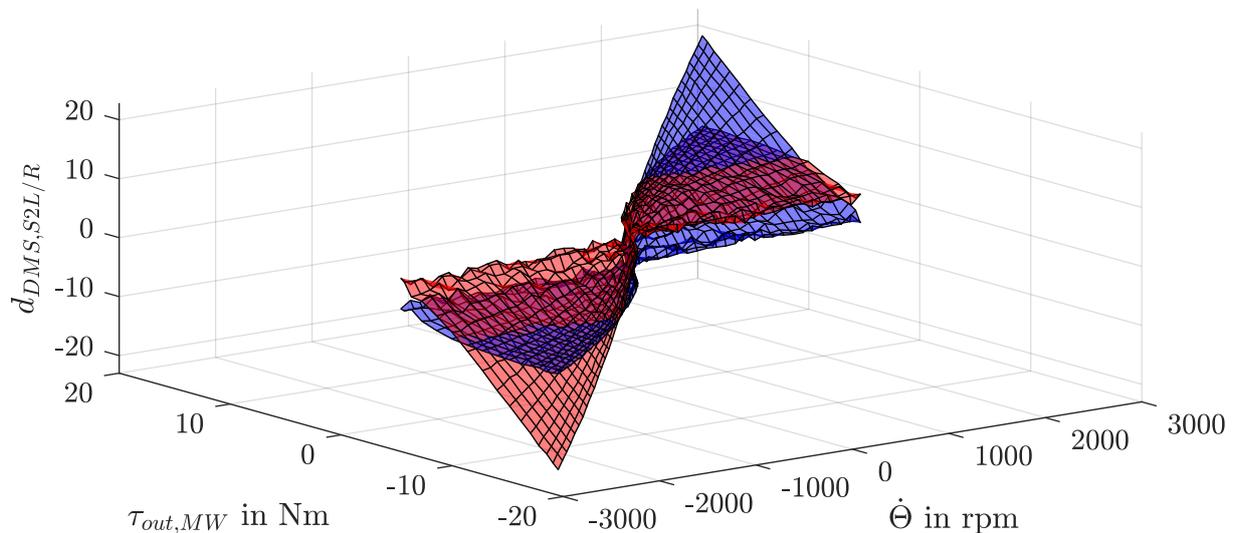


Abb. 3.64: DMS-Regelung – DMS-Messwerte des linken (blau) und rechten (rot) Riemenspanners am Abrieb über dem Raster aus Geschwindigkeit und Abtriebsdrehmoment

In Abbildung 3.64 sind die über den mittleren Bereich der Test-Phase gemittelten

Messwerte des linken (blau) und rechten (rot) DMS am Getriebeabtrieb über den Motordrehzahlen von -2400 bis 2400 rpm und den erfassten Abtriebsdrehmomenten aufgetragen. Bei den Messwerten ist eine jeweilige Abhängigkeit zum Abtriebsdrehmoment zu erkennen. Diese sind nichtlinear und jeweils für positive und negative Drehmomente unterschiedlich. Vor allem im niedrigen Drehmomentenbereich sind zudem Schwankungen der Messwerte zu erkennen.

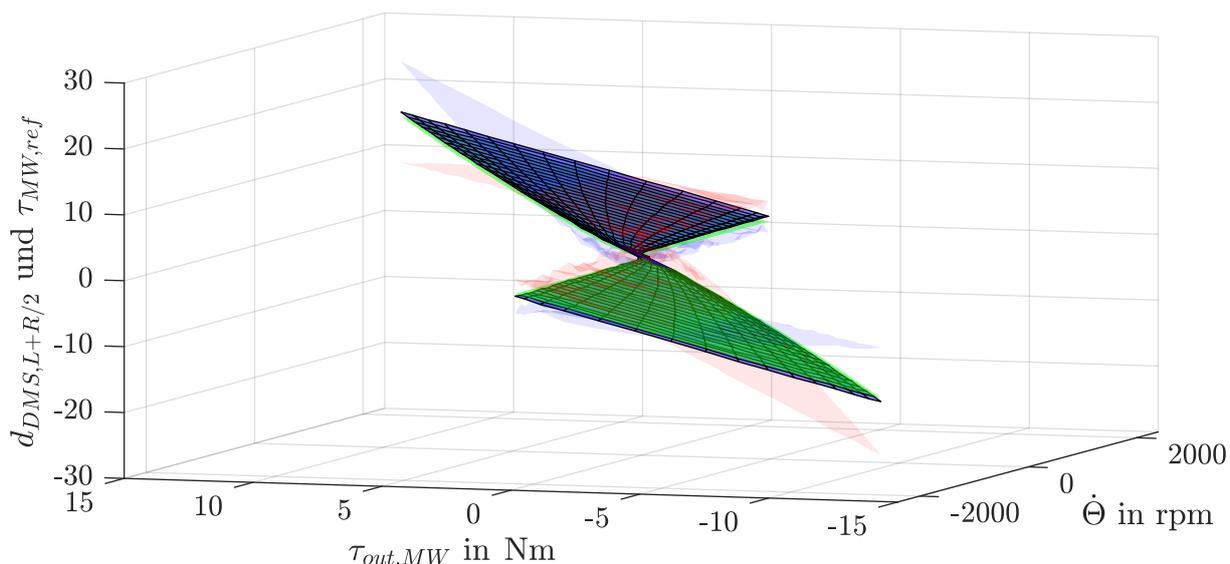


Abb. 3.65: DMS-Regelung – Abtriebsdrehmoment (grün) verglichen zur Mittelebene aus den DMS-Messwerten des linken und rechten Riemenspanners am Abtrieb über dem Raster aus Geschwindigkeit und Abtriebsdrehmoment

Wird der Mittelwert der DMS-Messwerte in jedem Betriebspunkt gebildet, heben sich die Nichtlinearitäten auf. Dies ist in Abbildung 3.65 veranschaulicht. Die jeweiligen Mittelwerte sind zusammen mit dem Abtriebsdrehmoment im Raster der Motordrehzahl und dem Abtriebsdrehmoment aufgetragen. Das Abtriebsdrehmoment über dem Abtriebsdrehmoment aufgetragen, bildet dabei eine Referenzebene (grün). Die Mittelwerte der DMS-Messwerte werden mit einem gemeinsamen Koeffizienten (hier $k_{DMS} = 0,011765 \text{ Nm}$) so skaliert, dass der Abstand der entstehenden Ebene zur Referenzebene minimiert wird. Dabei wird deutlich, dass die entstehende Ebene einen nahezu konstanten Abstand von $0,5 \text{ Nm}$ zum tatsächlich gemessenen Drehmoment erreicht. Demzufolge ist es möglich das Abtriebsdrehmoment über die skalierten Mittelwerte der DMS-Messwerte zu bestimmen. Der symmetrische Aufbau der Riemenpanner erlaubt es, den Skalierungsfaktor direkt durch die Messungen und ohne geometrische Berechnung zu ermitteln. Aufgrund der fertigungsbedingten Schwankungen der verwendeten DMS und deren Auswertelektronik, ist eine rein geometrische Bestimmung des Skalierungsfaktors kaum möglich.

Mit der Bestimmung des Abtriebsdrehmoments über die DMS-Messwerte wird eine Drehmomentenregelung basierend auf dem Aufbau der Δ -Regelung entwickelt. Dabei wird die Bestimmung des Abtriebsdrehmoments über die Getriebesteifigkeit durch die Bestimmung über die DMS ersetzt.

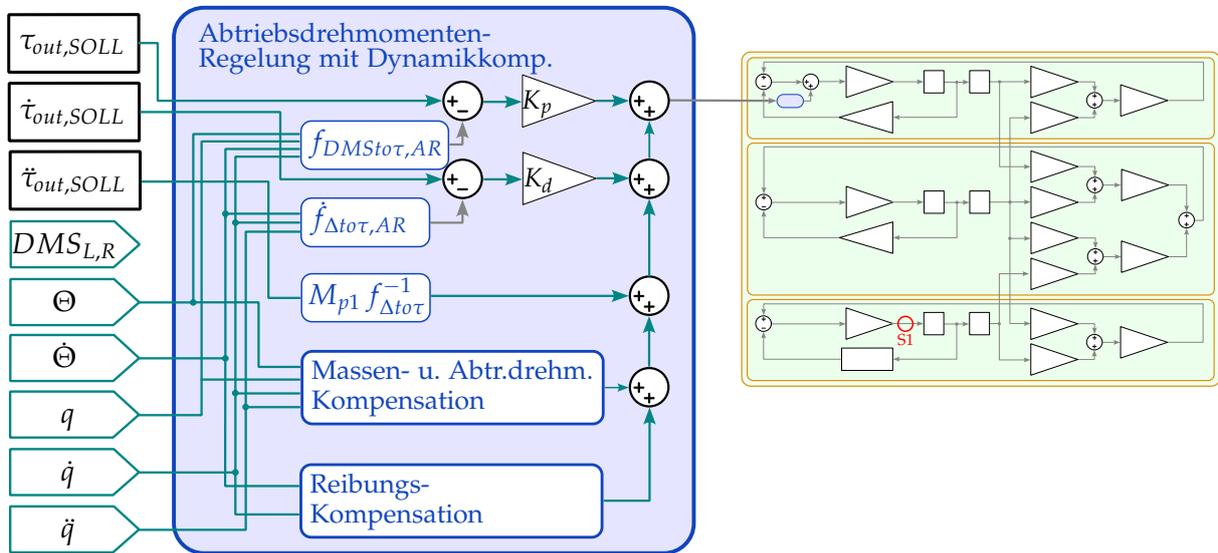


Abb. 3.66: Δ -Regelung – Signalflussplan: Drehmomentregelung und Dynamik-Kompensation

Der Signalflussplan der entwickelten DMS-Regelung ist in Abbildung 3.66 gezeigt. Der proportionale Regler wird über K_p eingestellt. Der differentielle Regler entspricht dem des Δ -Reglers, da dieser entgegen der Messfrequenz von 100 Hz der DMS, eine von 1 kHz aufweist. Das zuvor beobachtete Rutschen und die Initialisierung der Δ -Regelung ist wegen des relativen Verhaltens der Geschwindigkeitsdifferenz kein Umstand. Die Vorsteuerungen werden von der Δ -Regelung übernommen.

Die Funktion des Reglers wird in einem statischen Test am Versuchsstand getestet. Dabei wird ein Abtriebsdrehmoment als Sinus mit einer Frequenz von 0,2 Hz und einer mit der Zeit gesteigerter Amplitude von 0 bis ± 20 Nm vorgegeben.

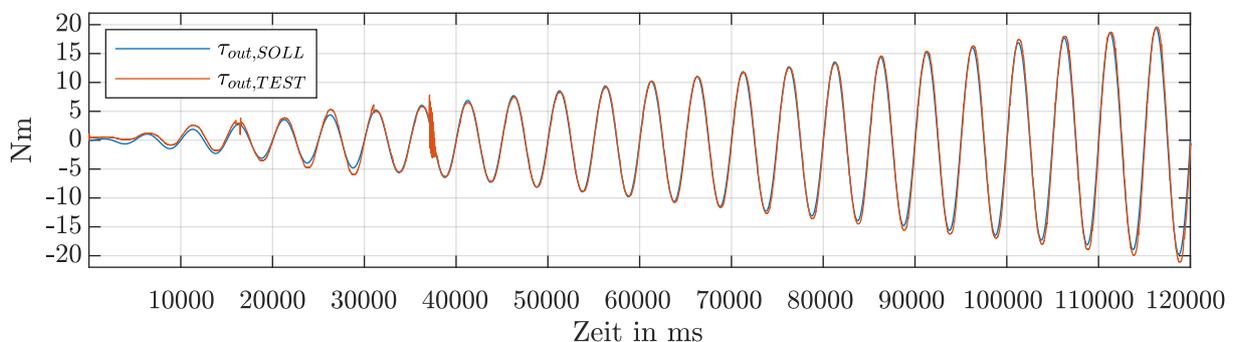


Abb. 3.67: DMS-Regelung – Statischer Test mit 0.2 Hz Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment

In Abbildung 3.67 ist das erfasste Abtriebsdrehmoment und das Soll-Abtriebsdrehmoment des ersten Tests der DMS-Regelung am Versuchsstand dargestellt. Darin ist zu erkennen, dass das geregelte Drehmoment dem Soll-Drehmoment über den gesamten Drehmomentbereich mit einer geringen Abweichung gleicht. Zum Zeitpunkt bei 37000 ms ist eine kurzzeitige Schwingung zu erkennen, welche auf einen nicht erfassten Messwert der DMS-Auswertelektronik zurückzuführen ist.

In einem zweiten statischen Test werden positive Drehmomentenschritte als Soll-Abtriebsdrehmoment vorgegeben.

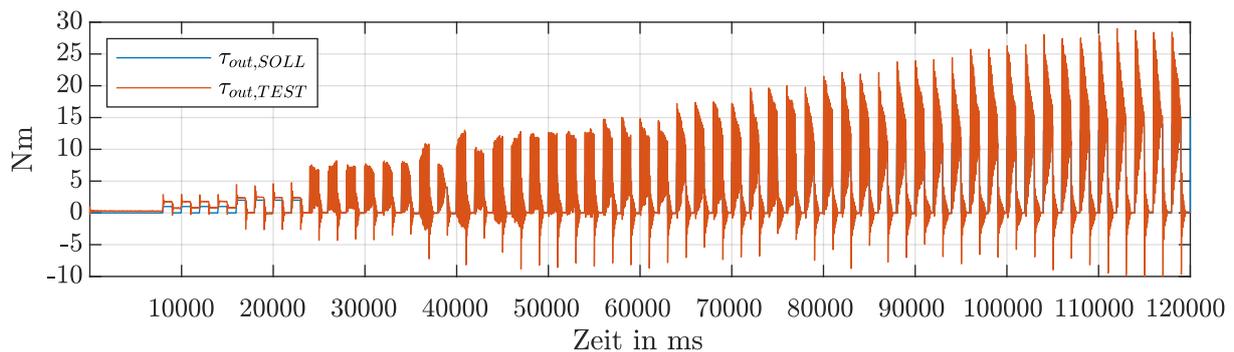


Abb. 3.68: DMS-Regelung – Statischer Test mit Schritt-Soll-Abtriebsdrehmoment

Das Ergebnis des zweiten Tests ist in Abbildung 3.68 zu erkennen. Die Sprünge im Drehmoment führen zu starken Schwingungen des Abtriebsdrehmoments, welche nur langsam abklingen. Dies ist im Wesentlichen auf die geringe Abtastfrequenz der DMS-Auswertelektronik von 100 Hz zurückzuführen, da die zu beobachteten Schwingungen eine höhere Frequenz aufweisen, werden diese durch den Regler nicht erfasst.

Zusätzlich wird das dynamische Verhalten der DMS-Regelung in einem Test mit Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment mit einer Frequenz von 1 Hz und Amplituden von 0 bis ± 10 Nm betrachtet.

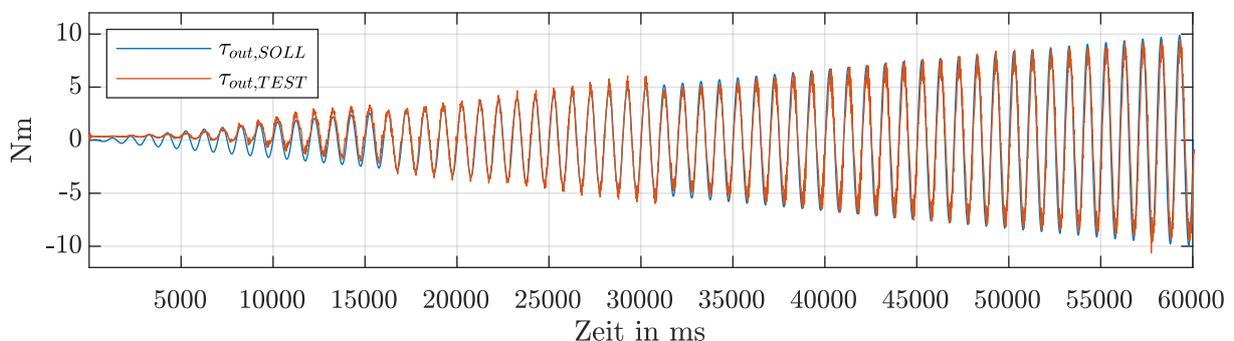


Abb. 3.69: DMS-Regelung – Dynamischer Test mit 1 Hz Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment

Bei den in Abbildung 3.69 gezeigten Ergebnissen des dritten Tests, ist eine relativ

geringe Abweichung der geregelten Amplituden über den gesamten Bereich zu erkennen. Dabei fällt auf, dass die geregelten Amplituden bis 4 Nm ansteigen, dann etwas abfallen und bis 5 Nm wieder ansteigen. Die Amplituden der zu erkennenden Oberwellen ist mit denen der Δ -Regelung vergleichbar.

In einem letzten Test wird das Getriebe mit einem Hebel am Abtrieb der Messwelle händisch bewegt und das Soll-Abtriebsdrehmoment möglichst auf 0 Nm geregelt.

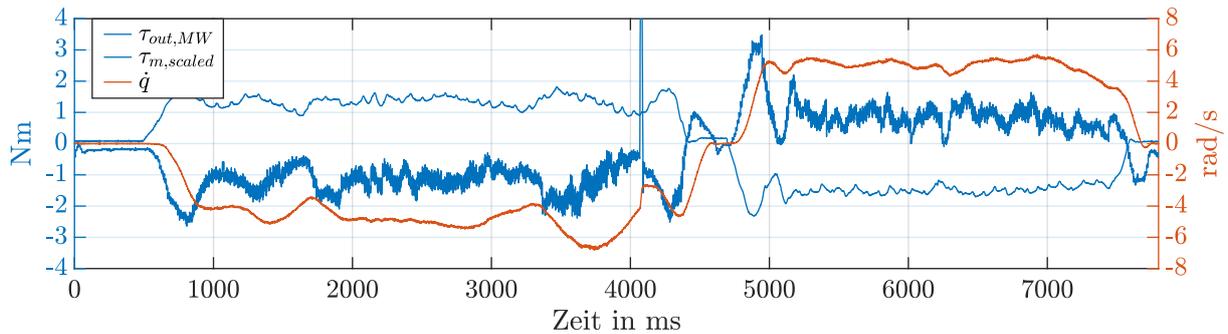


Abb. 3.70: DMS-Regelung – Handgeführter Test der Reibungskompensation

Wie in Abbildung 3.70 zu erkennen, ist das Abtriebsdrehmoment bei konstanter Abtriebsdrehzahl \dot{q} im Bereich von 2000 bis 3000 ms nahezu konstant auf einem Wert von 1,3 Nm. Dieser Wert liegt höher als bei den zuvor betrachteten Ansätzen. Jedoch bietet die DMS-Regelung das gleichmäßigste Drehmoment.

3.5.5 Wahl der Abtriebsdrehmomentenregelung für die Roboterregelung

Wie eingangs beschrieben, dienen die gezeigten Ansätze der Regelung des Abtriebsdrehmoments eines einzelnen Gelenks des Roboters. Im nachfolgenden Kapitel wird die Gesamtregelung des Roboters beschrieben. Dafür ist ein Regelungsansatz auszuwählen.

Der zuletzt gezeigte Ansatz der DMS-Regelung zeigt ein hohes Potential für eine präzise und kostengünstige Drehmomentenregelung. Durch eine Anpassung der Auswerteelektronik und eine Erhöhung der Abtastrate auf 1 kHz kann die Regelungsperformance weiter verbessert werden. Die mit DMS versehenen Riemenspanner sind in dem betrachteten Roboter jedoch nicht verbaut und kommen für die Gesamtregelung daher nicht in Frage.

Der zuerst betrachtete Ansatz der Steuerung des Soll-Abtriebsdrehmoments über die Skalierung entsprechend der Getriebeübersetzung auf das Motordrehmoment, wurde durch eine Reibungskompensation erweitert. Dieser Ansatz zeigt bei statischen und dynamischen Tests eine zufriedenstellende Amplitudengenauigkeit des Abtriebdreh-

moments, jedoch führt die Reibungskompensation zu erhöhten Oberschwingungen. Diese sind auf ungedämpfte Eigenbewegungen der mittleren Riemenscheibe zurückzuführen.

Durch die Analyse der Getriebesteifigkeit konnte der Ansatz der Δ -Regelung hergeleitet werden. Dieser erlaubt, das Abtriebsdrehmoment über die relative Verdrehung zwischen Getriebean- und -Abtrieb sowie die Getriebesteifigkeit zu bestimmen. Mit der Korrektur der, durch ein Rutschen der Zahnriemen hervorgerufene, nichtlineare Steifigkeitskurve, ermöglicht die Δ -Regelung bei statischen wie auch dynamischen Tests eine hohe Amplitudengenauigkeit sowie Dämpfung der Getriebe internen Schwingungen. Dabei ist es notwendig die relative Verdrehung, hinsichtlich eines wissentlichen Null-Abtriebsdrehmoments, zu initialisieren. Von dieser Initialisierung ist zudem die Korrektur der nichtlinearen Steifigkeitskurve abhängig. Diese zwei Faktoren machen die Implementierung der Δ -Regelung am Roboter, mit der gewählten Vorgehensweise, nicht praktikabel. Daher wird diese nicht für die Gesamtregelung verwendet.

Es bietet sich daher an, den Ansatz der Steuerung mit Reibungskompensation und der Δ -Regelung zu kombinieren. Dazu wird der proportionale Regler des Abtriebsdrehmoments mit der Bestimmung des Drehmoments über die relative Verdrehung, durch die Steuerung und Skalierung entsprechend der Getriebeübersetzung ersetzt. Dabei ermöglicht der aktive differenzielle Teil der Δ -Regelung – nachfolgend als $\dot{\Delta}$ -Regelung bezeichnet, die Unterdrückung der bei der Steuerung zuvor betrachteten Oberschwingungen, ohne auf eine korrekte Initialisierung angewiesen zu sein.

Das Regelgesetz der Kombination der Abtriebsdrehmomenten-Steuerung mit Skalierung, entsprechend der Getriebeübersetzung und $\dot{\Delta}$ -Regelung, ergibt sich zu:

$$\tau_m = \tau_{out,SOLL} \frac{1}{i_{b1} i_{b2}} \tag{3.60a}$$

$$+ K_d \left(\dot{\tau}_{out,SOLL} - k_{ges} (\dot{\Theta} - i_{b1} i_{b2} \dot{q}) - i_{b1} i_{b2} \dot{\tau}_{fric,p1} - \dot{\tau}_{fric,p3} \right) \tag{3.60b}$$

$$+ \ddot{\tau}_{out,SOLL} \frac{M_m}{k_{ges}} \tag{3.60c}$$

$$+ \ddot{q} M_m i_{b1} i_{b2} \tag{3.60d}$$

$$+ \tau_{fric,p1}(\dot{\Theta}) + \frac{\tau_{fric,p2}(\dot{\Theta}, \dot{q})}{i_{b1}} + \frac{\tau_{fric,p3}}{i_{b1} i_{b2}}(\dot{q}) . \tag{3.60e}$$

Bei dem Regelgesetz handelt es sich prinzipiell um eine reine Versteuerung des Soll-Abtriebsdrehmoments $\tau_{out,SOLL}$ und dessen zweite Ableitung $\ddot{\tau}_{out,SOLL}$, in Kombination mit der $\dot{\Delta}$ -Regelung, welche der Regelung der Abtriebsdrehmomentenänderung beziehungsweise -Geschwindigkeit entspricht.

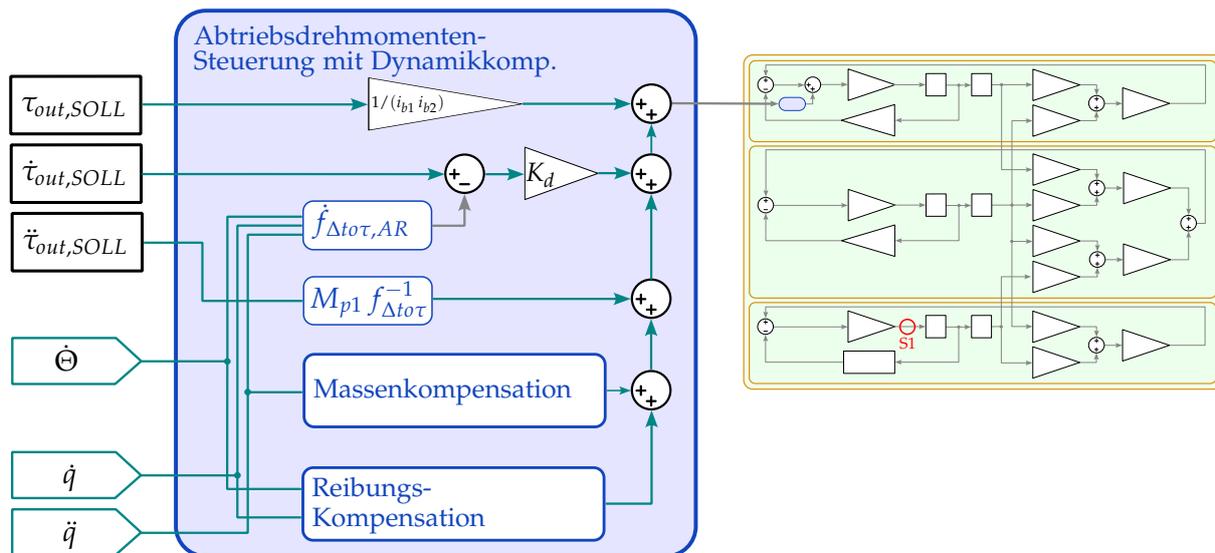


Abb. 3.71: Steuerung RK $\dot{\Delta}$ – Signalflussplan: Drehmomentensteuerung, $\dot{\Delta}$ -Regelung und Dynamik-Kompensation

Der entsprechende Signalflussplan ist in Abbildung 3.71 gezeigt.

Die Steuerung des Abtriebsdrehmoments hat vor allem in dem zuvor betrachteten statischen Test, mit vorgegebene Schritten des Soll-Abtriebsdrehmoment zu starken langsam abklingenden Schwingungen geführt, welche durch die hinzugefügte Reibungskompensation verstärkt wurden. Dieser Test wird mit der kombinierten Steuerung wiederholt.

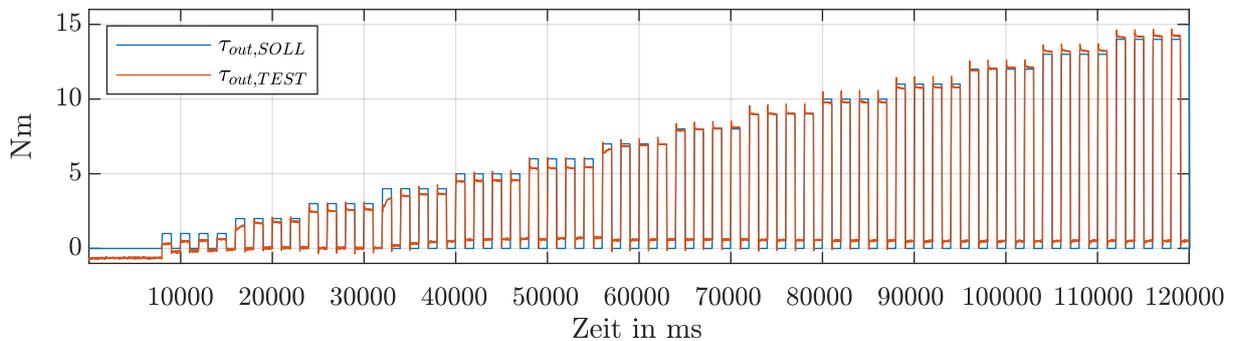


Abb. 3.72: Steuerung RK $\dot{\Delta}$ – Statischer Test mit Schritt-Soll-Abtriebsdrehmoment

Das Ergebnis des Tests ist in Abbildung 3.72 ersichtlich. Wie zuvor, werden die Drehmomentschritte in kurzer Zeit eingestellt. Durch den Anteil der $\dot{\Delta}$ -Regelung wird ein Überschwingen in diesem Fall jedoch weitestgehend vermindert.

Um die Robustheit der erweiterten Steuerung zu testen, wird mit dieser ein PD-Lage-regler des Abtriebs q im Versuchsstand implementiert. Durch händisches Aufbringen eines externen Drehmoments über einen an dem Abtrieb der Messwelle befestigten

Hebel, soll durch den Regler die Abtriebsposition möglichst gehalten werden. Durch Anpassen der Regelparameter soll so die maximal erreichbare Steifigkeit am Abtrieb ermittelt werden.

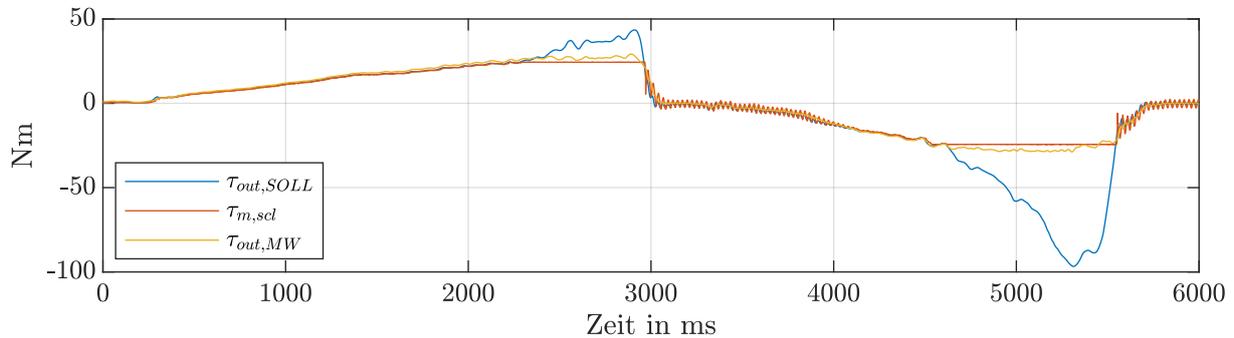


Abb. 3.73: Steuerung RK $\dot{\Delta}$ – Testverlauf der maximalen Steifigkeit eines PD-Lagereglers

In Abbildung 3.73 ist das von dem PD-Lageregler vorgegebene Soll-Abtriebsdrehmoment $\tau_{out,SOLL}$, das skalierte Motordrehmoment $\tau_{m,scl}$ sowie das erfasste Abtriebsdrehmoment $\tau_{out,MQ}$ des Steifigkeitstests gezeigt. Das Abtriebsdrehmoment wird händisch in beide Richtungen langsam bis zur skalierten Motordrehmomentbegrenzung von 30 Nm erhöht.

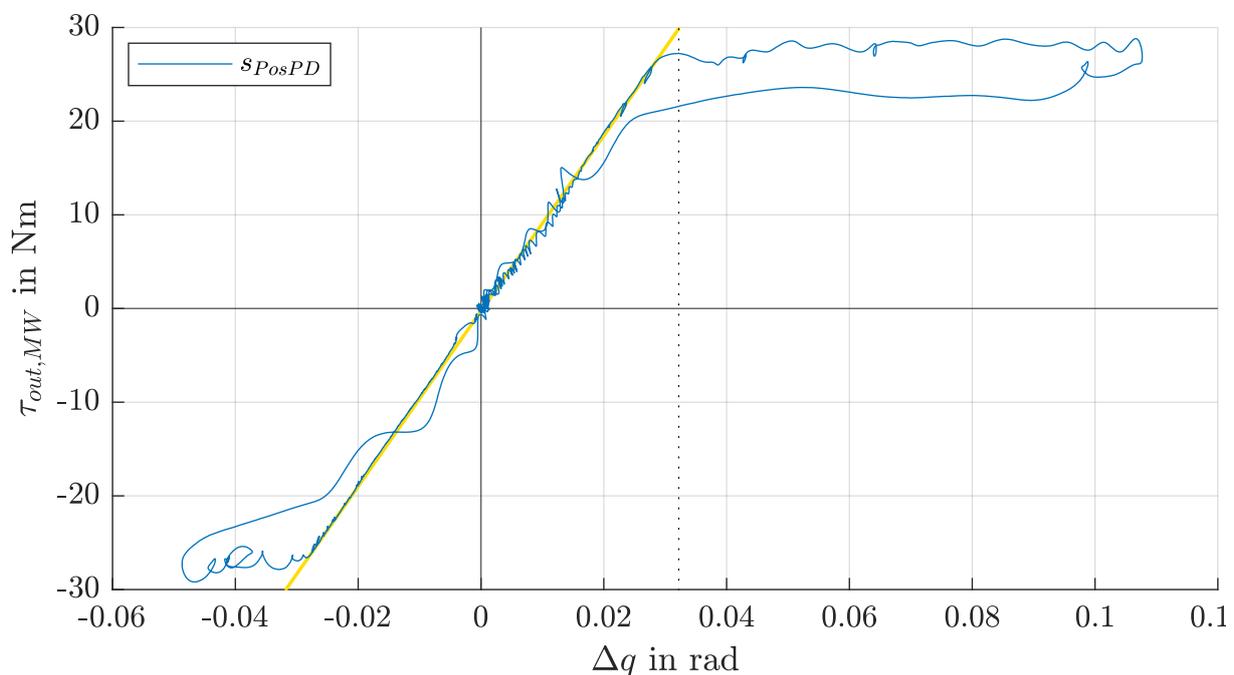


Abb. 3.74: Steuerung RK $\dot{\Delta}$ – Steifigkeitskurve des Steifigkeitstests eines PD-Lagereglers

Die sich ergebene Steifigkeitskurve des Abtriebs ist in Abbildung 3.74 dargestellt. Die Steifigkeit entspricht dem Verhältnis der Abweichung der Abtriebsposition Δq von

der Soll-Position und dem erfassten Abtriebsdrehmoment $\tau_{out_{MW}}$. Der Steifigkeitsverlauf weist beim Erhöhen des externen Drehmoments einen linearen Verlauf in beide Richtungen auf. Beim Erreichen des begrenzten Maximaldrehmoments nimmt die Steifigkeit stark ab und kehrt bei der Entlastung zum Ausgangszustand zurück. Mit dem an der Stabilitätsgrenze parametrisierten Regler, wird eine maximale geregelte Abtriebssteifigkeit von $s_{q,max} = 30/0,032 \approx 940 \text{ Nm/rad}$ erreicht. Dies entspricht dem 33-fachen der zuvor identifizierten natürlichen Steifigkeit des zweistufigen Zahnriemengetriebes. Der gleiche Test wurde ohne dem differentiellen Teil der $\dot{\Delta}$ -Regelung, mit der Δ -Regelung selbst sowie der DMS-Regelung, durchgeführt. Dabei wurde maximal ein Fünftel der gezeigten Steifigkeit erreicht bevor die Regler instabil wurden.

4 Regelung des riemengetriebenen 6-Achs-Roboters

In diesem Abschnitt wird basierend auf der zuvor entwickelten Drehmomentenregelung eines einzelnen Gelenks, die Gesamtregelung des betrachteten Roboters beschrieben. Für die Gesamtregelung wird ein Impedanz-Regler entwickelt, welcher das Regeln einer im Gelenkraum vorgegebenen Pose sowie das Folgen einer Trajektorie und zugleich ein nachgiebiges Verhalten des Roboters ermöglicht.

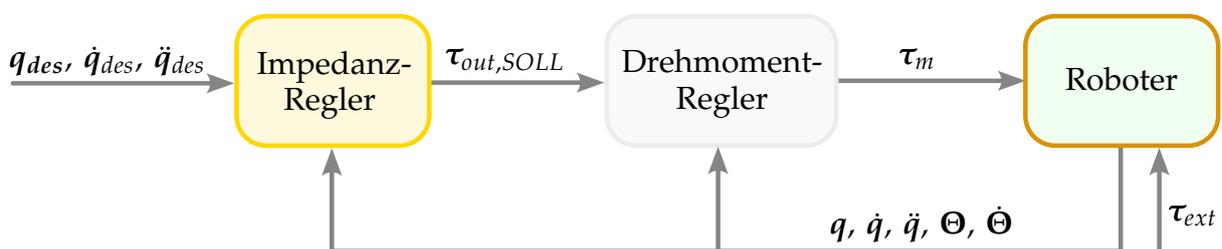


Abb. 4.1: Struktur der Regelung des betrachteten Roboters – Impedanzregelung

Wie in Abbildung 4.1 ersichtlich, ist der zuvor entwickelte Drehmomentenregler eines jeden Gelenks der Impedanz-Regelung untergeordnet. Basierend auf den Soll-Positionen, -Geschwindigkeiten und -Beschleunigungen der einzelnen Gelenke, werden die Soll-Drehmomente $\tau_{out,SOLL}$ als Eingang der Drehmomentenregler durch den Impedanz-Regler bestimmt. Die Impedanz-Regelung stellt dabei ein zentrales Regelungskonzept dar, welches die Messgrößen des gesamten Roboters berücksichtigt. Der Roboter selbst wird als starrer Roboter betrachtet, wobei die Getriebedynamik, wie zuvor beschrieben, in der Drehmomentenregelung eines jeden Einzelgelenks berücksichtigt ist.

Für die Entwicklung der Gesamtregelung des Roboters wird nachfolgend zunächst die Entwicklung eines Simulationsmodells des riemengetriebenen Roboters, entsprechend der zuvor in Abschnitt 2.2.2 definierten Dynamik, beschrieben. Mithilfe dieses Modells wird daraufhin ein PDplus-Regler als Impedanz-Regelung entwickelt und dessen Performanz letztlich in Tests evaluiert.

4.1 Modellbildung des riemengetriebenen 6-Achs-Roboters

Bei der Modellbildung des Roboters wird zunächst die Dynamik des starren Roboters beschrieben und diese in einem zweiten Schritt durch das Modell des Zahnriemenge-triebes ergänzt.

4.1.1 Modellbildung des 6-Achs-Roboters

Das Modell des betrachteten Roboters basiert auf der direkten Dynamik aus Abschnitt 2.2.2, welche wie folgt definiert ist:

$$\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{M}(\mathbf{q})^\top (\boldsymbol{\tau}_{out} + \boldsymbol{\tau}_{ext} - \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} - \mathbf{g}(\mathbf{q})) . \quad (4.1)$$

Diese beschreibt die Beschleunigung der generalisierten Gelenkvariablen $\ddot{\mathbf{q}}$ in Abhän-gigkeit der auf die Robotergelenke wirkenden Drehmomente. Um mittels Gleichung 4.1 die direkte Dynamik des betrachteten Roboters darstellen zu können, ist die Massematrix \mathbf{M} , die Coriolis- und Zentripetalmatrix \mathbf{C} und der Gravitationsvektor \mathbf{g} des Roboters zu bestimmen.

Die Massematrix wird über die Gleichung der kinetischen Energie des gesamten Roboters bestimmt:

$${}_{kin}\mathbf{E} = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^\top \mathbf{M} \dot{\mathbf{q}} \quad (4.2)$$

$$= \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^\top \left(\sum_{i=1}^N m_i {}^0\mathbf{J}_{CoM_i}^\top {}^0\mathbf{J}_{CoM_i} + {}^0\mathbf{J}_{CoM_i}^\top {}^0\mathbf{R}_i {}^i\mathbf{I}_{CoM_i} ({}^j\mathbf{R}_i)^\top {}^0\mathbf{J}_{CoM_i}^\top \right) \dot{\mathbf{q}} . \quad (4.3)$$

Dabei ist m_i die Masse und ${}^i\mathbf{I}_{CoM_i}$ der Trägheitstensor der einzelnen Roboterkörper. Diese werden direkt aus der CAD-Konstruktion übernommen, wobei eine gewisse Abweichung zu den tatsächlichen Werten zu erwarten ist. Der Trägheitstensor ist meist im Massenmittelpunkt des einzelnen Körpers bestimmt und wird daher über die Rotationsmatrix ${}^0\mathbf{R}_i$ in das globale Koordinatensystem KS_0 transformiert. Die Rotationsmatrix ${}^0\mathbf{R}_i$ ergibt sich, wie in Abschnitt 2.1 beschrieben, aus der direkten Kinematik des Roboters und den entsprechend gewählten DH-Parametern. Für die kinetische Energie werden die räumlichen Geschwindigkeiten der Massenmittelpunkte der Körper im globalen Koordinatensystem betrachtet. Diese werden mittels der entsprechenden Jacobi-Matrizen ${}^0\mathbf{J}_{CoM_i}$ beziehungsweise ${}^0\mathbf{J}_{CoM_i}$ in Abhängigkeit der generalisierten Koordinaten berechnet. Die Coriolis- und Zentripetalmatrix kann wie

folgt über die Massematrix berechnet werden:

$$C_{ijk}(q, \dot{q})\dot{q} = \sum_{k=1}^N \Gamma_{ijk}(q)\dot{q}_k \quad \text{mit} \quad \Gamma_{ijk}(q) = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial m_{ij}}{\partial q_k} + \frac{\partial m_{ik}}{\partial q_j} - \frac{\partial m_{jk}}{\partial q_i} \right) \quad (4.4)$$

Der Gravitationsvektor g ergibt sich durch die partielle Ableitung der potentiellen Energie nach den Gelenkvariablen:

$$g(q) = \frac{\partial_{pot} E}{\partial q} \quad \text{mit} \quad pot E = \sum_{i=1}^N -m_i {}^0g^T {}^0\dot{p}_{0,CoM_i} \cdot \quad (4.5)$$

Die Denavit- und Hartenberg-Parameter des betrachteten Roboters sind in der folgenden Tabelle 4.1 aufgelistet.

Tabelle 4.1: Gewählte Denavit-Hartenberg-Parameter des betrachteten Roboters

i	α_i in rad	a_i in m	d_i in m	Θ_i in rad
1	0	0	0,1515	q_1
2	$-\frac{\pi}{2}$	0,032	0	q_2
3	0	0,24	0	q_3
4	$-\frac{\pi}{2}$	0	0,2175	q_4
5	$\frac{\pi}{2}$	0	0	q_5
6	$-\frac{\pi}{2}$	0	0,0675	q_6

Die Vektoren und Matrizen der Kinematik und Dynamik werden aufgrund deren Umfangs hier nicht aufgelistet.

Der Signalflussplan des Roboters ohne der Gelenkdynamik ist in Abbildung 4.2 gezeigt.

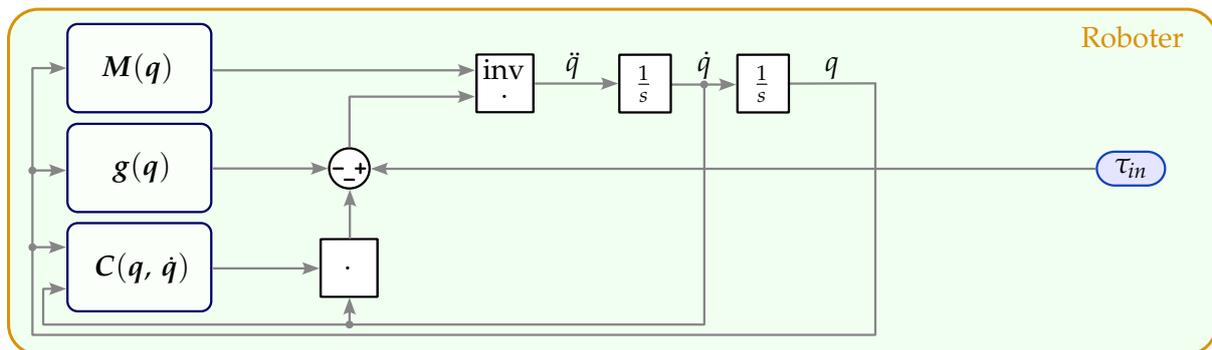


Abb. 4.2: Signalflussplan des Robotermodells

Über das Eingangsdrehmoment der jeweiligen Gelenke τ_{in} werden demnach die Gelenkvariablen und deren Ableitungen q , \dot{q} und \ddot{q} über die direkte Dynamik bestimmt. Die Größen sind hier als Vektoren der Dimension 6×1 dargestellt.

4.1.2 Verifikation des Robotermodells - Energieerhaltung

Um die Gültigkeit des Modell und der einzelnen Komponenten zu überprüfen, wird die Symmetrie der Massematrix mit der Bedingung:

$$M = M^T \quad (4.6)$$

sowie die Bedingung:

$$\dot{q}^T \left(\frac{d}{dt} M - 2C \right) \dot{q} \quad (4.7)$$

getestet. Das Modell erfüllt diese Bedingungen. Dabei ist besonders die Wahl der Massen und Trägheitstensoren entscheidend, da diese geschlossen gültig sein müssen. Zudem wird das Modell mit dem Roboter in horizontal gestreckter Start-Konfiguration unter Gravitationseinfluss ohne Gelenkreibung simuliert und die Energieerhaltung überprüft.

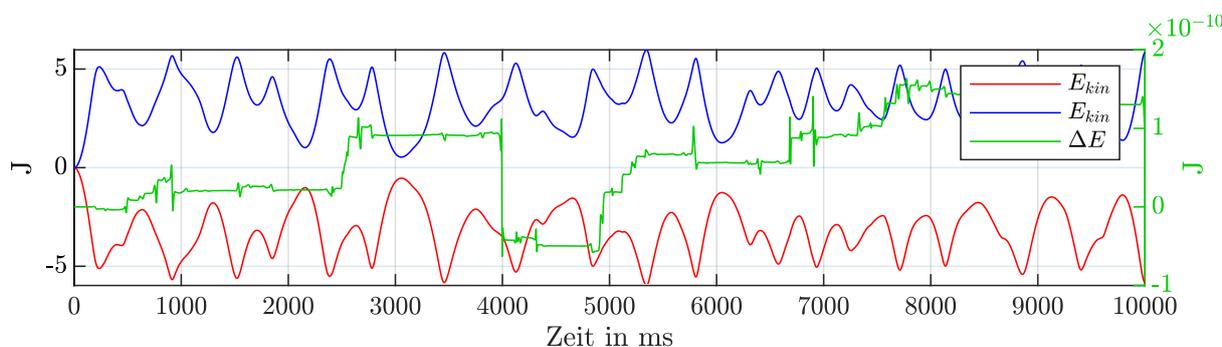


Abb. 4.3: Verifikation des Robotermodells - Energieerhaltung bei Simulation ohne Reibung

Der Test der Energieerhaltung des Modells ist in Abbildung 4.3 veranschaulicht. Dabei wird die Differenz ΔE der kinetischen und potentiellen Energie des Roboters betrachtet. Es ist zu erkennen, dass die Energie über die Simulationsdauer von 10000 ms erhalten bleibt und das Modell demnach gültig ist.

4.1.3 Erweiterung des Robotermodells um das Modell des Riemengetriebes

Für die Simulation des Verhaltens des Roboters ist vor allem die Elastizität der Zahnriemengetriebe in den Gelenken von Interesse, da diese gegenüber einem starr angenommenen Roboter, die Bahnfolgegenauigkeit wesentlich beeinflussen. Daher wird das Roboter-Modell in den ersten vier Gelenken und das in Abschnitt 3.1 beschriebene Modell des zweistufigen Zahnriemengetriebes erweitert. Das Modell ist so aufgebaut, dass die einzelnen Variablen als Skalar oder als Vektor angenommen werden können. Daher kann dieses, nach Anpassung der Getriebeübersetzungen und Massen in der dritten und vierten Achse, direkt in das Modell des Roboters eingefügt werden.

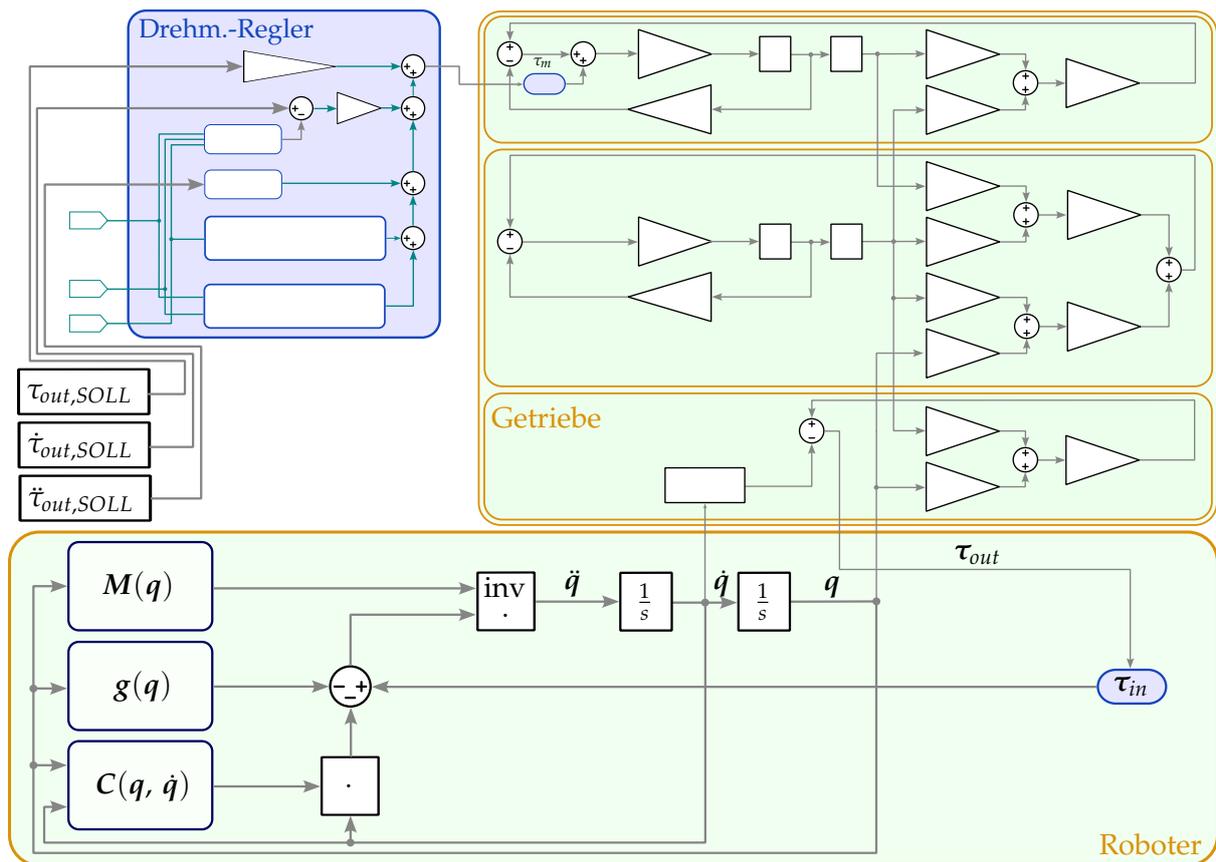


Abb. 4.4: Signalflussplan des Robotermodells erweitert um das Zahnriemengetriebemodell

Der Signalflussplan des Robotermodells mit dem jeweiligen Modell des Getriebes ist in Abbildung 4.4 mit dem im vorherigen Kapitel entwickelten Drehmomentenregler dargestellt. Der Eingang in das Gesamtmodell sind nun lediglich die Soll-Abtriebsdrehmomente $\tau_{out,SOLL}$ und deren ersten beiden Ableitungen der einzelnen Gelenke. Das Robotermodell und das Getriebemodell sind über das Ausgangsdrehmoment τ_{out} des Getriebes und die Abtriebspositionen q sowie Abtriebsgeschwindigkeit \dot{q} des Roboters miteinander verbunden. Dabei wird das Massenträgheitsmoment der Abtriebsriemenscheibe des Getriebes vernachlässigt, da dieses um mindestens zwei Ordnungen kleiner ist als das der verbundenen Roboterkörper. Das Reibungsmodell des Getriebeabtriebs bleibt bestehen.

4.2 Impedanz-Regelung des Roboters

Für den betrachteten Roboter wird eine Impedanz-Regelung entwickelt, welche das Folgen einer definierten Bahn im Raum erlaubt. Wie in Abschnitt 2.3 erläutert, lässt sich die simpelste Form der Impedanz-Regelung durch einen PD-Lageregler erreichen. Mit diesem wird das Abtriebsdrehmoment τ eines jeden Gelenks proportional zum

Lagefehler $\tilde{q} = q - q_{SOLL}$ entsprechend eines Koeffizienten K_p gestellt. Dieser wird durch einen Dämpfungsterm ergänzt, welcher in Abhängigkeit des Koeffizienten K_d die Geschwindigkeit des Gelenkabtriebs \dot{q} auf Null regelt. Im stationären Fall wird ein Lagefehler des Roboters hauptsächlich durch dessen Eigengewicht hervorgerufen, aufgrund dessen wird das im Robotermodell beschriebene Gravitationsdrehmoment g in der Regelung berücksichtigt. Daraus ergibt sich der PD-Lageregler wie folgt:

$$\tau = -K_p \tilde{q} - K_d \dot{q} + g(q) . \quad (4.8)$$

Wird der PD-Lageregler durch eine Geschwindigkeitsregelung erweitert, kann dessen Bahnfolgegenauigkeit deutlich verbessert werden. Daraus ergibt sich:

$$\tau = -K_p \tilde{q} - K_d \dot{\tilde{q}} + g(q) . \quad (4.9)$$

Die Bahnfolgegenauigkeit des PD-Reglers bleibt jedoch abhängig von der gewählten Steifigkeit. Demnach ist zwischen dieser und der Nachgiebigkeit zu wählen.

Die Dynamik des Roboters ist im Wesentlichen durch die Massen-, Zentripetal- sowie Corioliskräfte beziehungsweise Drehmomente beschrieben. Um bei dynamischen Bewegungen eine möglichst genaue Bahnfolgegenauigkeit zu erreichen, bietet es sich demnach an, diese Drehmomente in der Regelung zu berücksichtigen. Dies wird erreicht, indem die zustandsabhängige Massenmatrix $M(q)$ und Coriolis-, Zentripetal-Matrix $C(q, \dot{q})$, abhängig von den Soll-Größen berechnet und vorgesteuert werden. Wird diese Vorsteuerung mit dem zuvor beschriebenen PD-Regler ergänzt, wird von dem PDplus-Regler gesprochen, welcher wie folgt definiert ist:

$$\tau = M(q)\ddot{q}_{SOLL} + C(q, \dot{q})\dot{q}_{SOLL} + g(q) - K_p \tilde{q} - K_d \dot{\tilde{q}} . \quad (4.10)$$

Der Signalflussplan des PDplus-Reglers ist in der folgenden Abbildung 4.5 gezeigt.

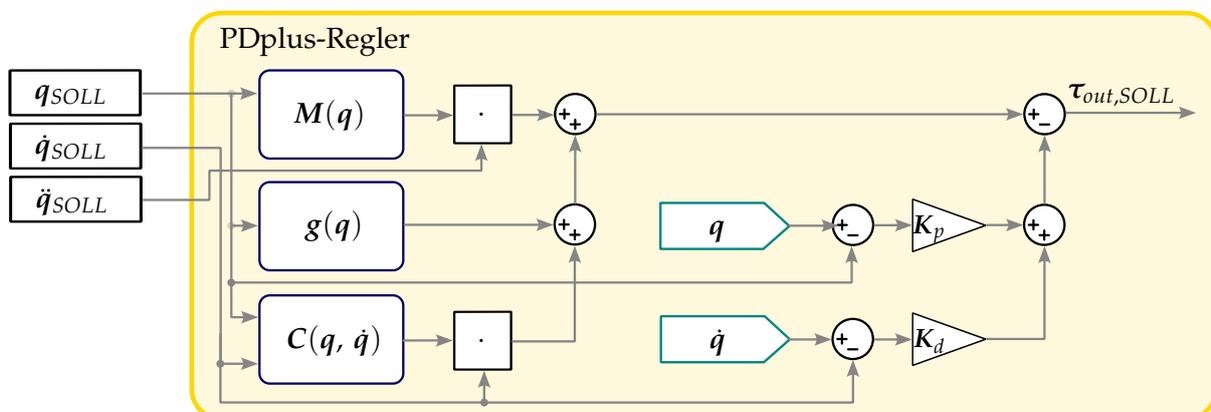


Abb. 4.5: Signalflussplan des PDplus-Reglers

Der PDplus-Regler ermöglicht, bei idealem Modell, eine theoretisch ideale Bahnfolge. Dies erlaubt es, die Steifigkeit des PD-Reglers entsprechend der gewünschten Nachgiebigkeit einzustellen, ohne die Bahnfolgegenauigkeit zu beeinflussen.

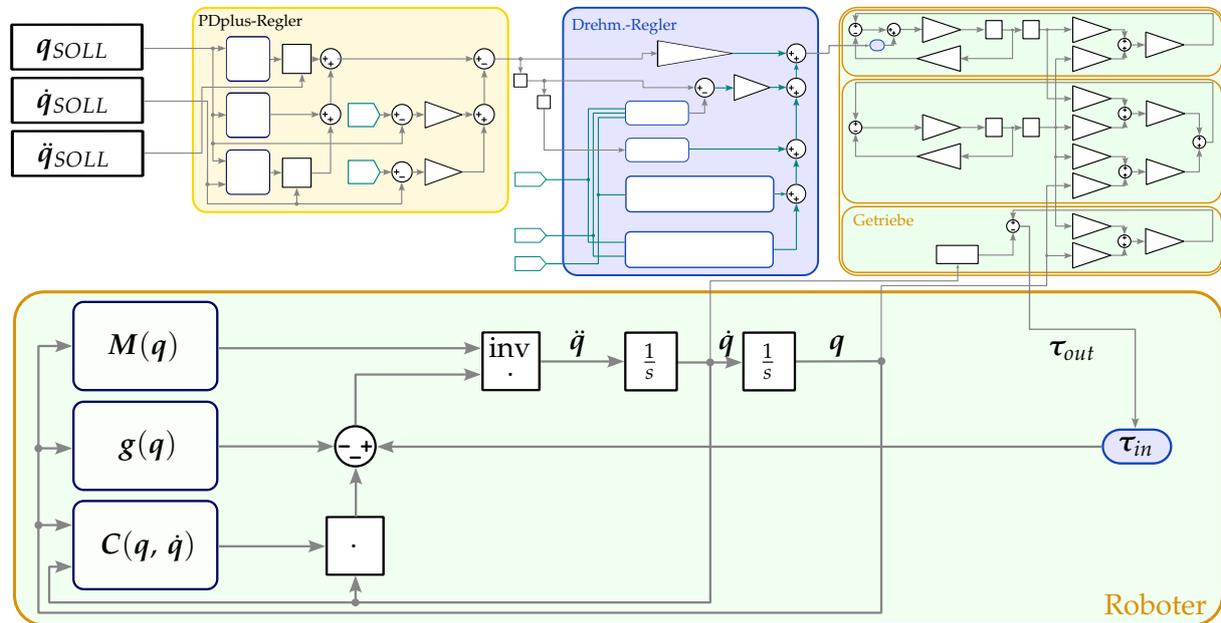


Abb. 4.6: Signalflussplan des Robotermodells mit Getriebemodell und PDplus-Regler

Die Kombination des Robotermodells, Getriebemodells mit der Drehmomentenregelung und dem PDplus als Impedanz- und Bahnfolgeregler ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Die vorgegebene Trajektorie im Gelenkraum stellt den Eingang der Gesamtregelung dar. Diese setzt sich aus der Position q_{SOLL} , Geschwindigkeit \dot{q}_{SOLL} und Beschleunigung \ddot{q}_{SOLL} der einzelnen Gelenke zu jedem Zeitpunkt zusammen. Mit Einbeziehung der Gelenkabtriebspositionen und deren Ableitungen, wird die Trajektorie durch den PDplus-Regler in ein Soll-Abtriebsdrehmoment $\tau_{out,SOLL}$ eines jeden Gelenks umgerechnet. Dieses wird zweifach differenziert und somit $\tau_{out,SOLL}$, $\dot{\tau}_{out,SOLL}$ und $\ddot{\tau}_{out,SOLL}$ an die Drehmomentenregelung in jedem Gelenk vorgegeben. Durch diese wird das Soll-Motordrehmoment τ_m eines jeden Motors bestimmt und am realen Roboter durch die Motorsteuerungen gestellt. Mithilfe des Modells werden die Regler des tatsächlichen Roboters vorparametriert.

4.3 Test der Bahnfolgegenauigkeit des geregelten Roboters

Die Bahnfolgegenauigkeit des Roboters wird durch die Abweichung der erfassten Gelenkpositionen und -Geschwindigkeiten von deren Sollwerten bestimmt. Dazu wird in mehreren Tests eine Trajektorie in jedem Gelenk vorgegeben. Im ersten Test wird

eine PD-Regelung mit Geschwindigkeitsregler und Gravitationskompensation entsprechend dem Regelgesetz 4.9 für die Bahnfolge implementiert. In einem zweiten Test wird die PD-Regelung um die dynamische Vorsteuerung, entsprechende der gezeigten PDplus-Regelung mit dem Regelgesetz 4.10, erweitert und die Ergebnisse miteinander verglichen. Die Koeffizienten der PD-Regelung bleibt dabei unverändert.

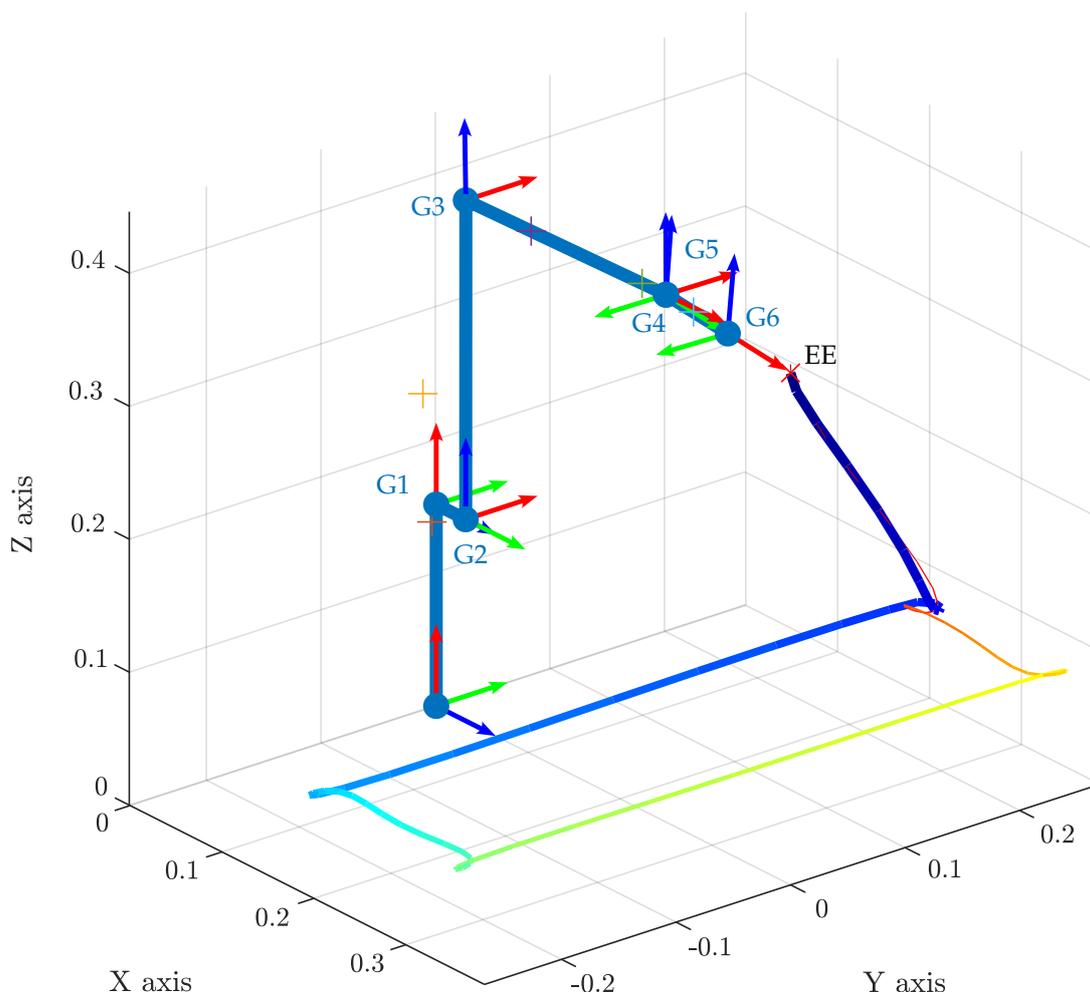


Abb. 4.7: Test der Gesamtregelung – Test-Trajektorie im Arbeitsraum

Die für die Tests erstellte Trajektorie ist in Abbildung 4.7 ersichtlich. Diese entspricht einer Trajektorie des Endeffektorpunktes *EE* im Arbeitsraum, welche sich aus einer Kombination von mehreren linearen Passagen zusammensetzt. Die Trajektorie ist so gestaltet, dass die linearen Abschnitte mit räumlichen Schleifen ineinander übergehen, um die maximale Gelenkbeschleunigungen zu minimieren. Die Gelenkgeschwindigkeiten liegen dabei unterhalb der jeweiligen halben Maximalgeschwindigkeit. Die Trajektorie wird letztlich mithilfe der inversen Kinematik in eine jeweilige Gelenktrajektorie transformiert, welche dem Eingang der Regelung entsprechen.

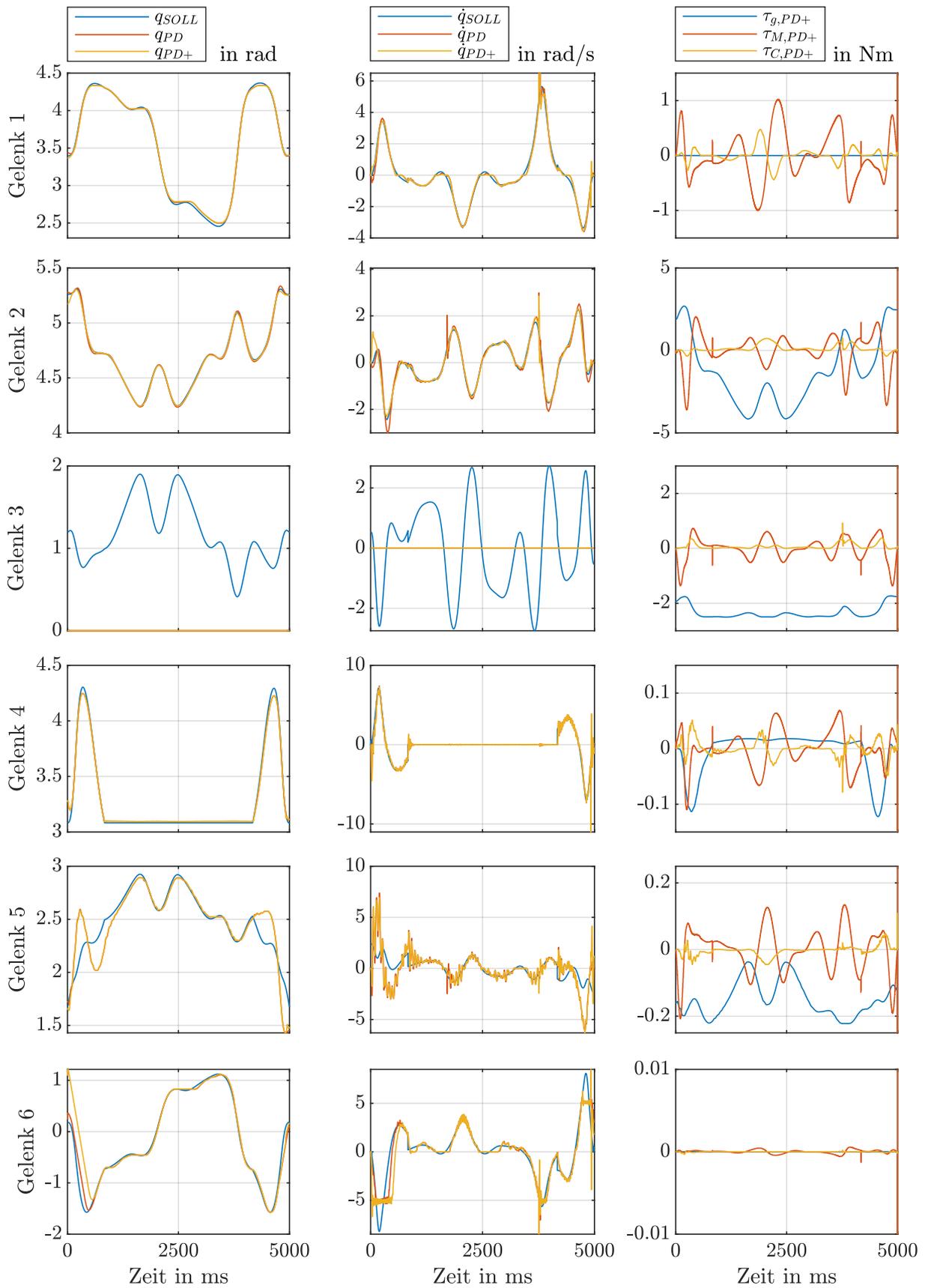


Abb. 4.8: Test der Gesamtregelung – Vergleich der erfassten Positionen, Geschwindigkeiten des PD- und PDplus-Reglers sowie die Dynamik-Drehmomente des Roboters

Die Ergebnisse der beiden Tests sind in Abbildung 4.8 dargestellt. Darin sind die jeweiligen Soll-Positionen und -Geschwindigkeiten eines jeden Gelenks sowie die erfassten tatsächlichen Werte der Tests mit PD- und PDplus-Regelung gezeigt. Zusätzlich sind die in jedem Zeitschritt der Regelung berechneten und vorgesteuerten Dynamik-Drehmomente $\tau_{g,PD+}$, $\tau_{M,PD+}$ und $\tau_{C,PD+}$ der PDplus-Regelung aufgeführt. Dabei ist anzumerken, dass die dritte Achse des Roboters in diesen Tests nicht funktionsfähig war.

Es ist ersichtlich, dass in jeder Achse für beide Regelungsansätze eine Bahnfolge erreicht wird. Bei der PD-Regelung ist deren Genauigkeit, wie erwartet, von den gewählten Parametern abhängig. So lässt sich mit kleinen gewählten Koeffizienten ein nachgiebiges Verhalten mit geringer Bahnfolgegenauigkeit und mit hohen gewählten Koeffizienten eine hohe Genauigkeit bei geringer Nachgiebigkeit einstellen. Bei der vierten und fünften Achse ist bei beiden Regelungen eine große Abweichung vor allem bei hohen Soll-Geschwindigkeiten zu erkennen. Dies ist auf die kinematische Kopplung der beiden Gelenke zurückzuführen – siehe Abschnitt 1.4.

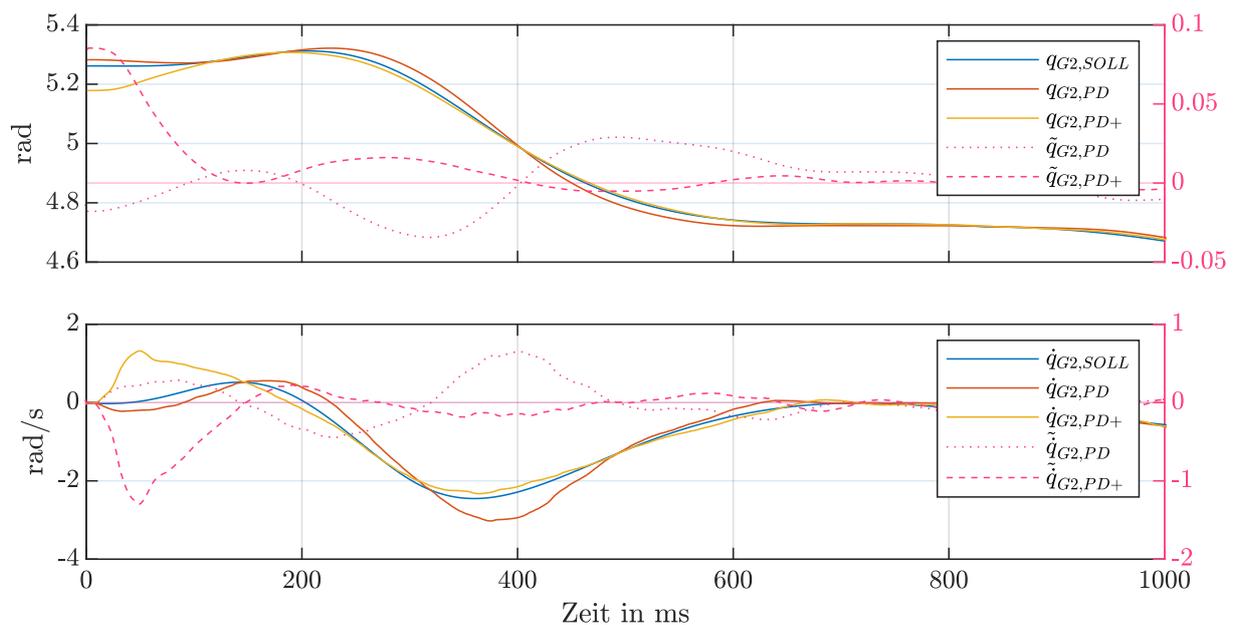


Abb. 4.9: Test der Gesamtregelung – detaillierter Vergleich der erfassten Positionen, Geschwindigkeiten des PD- und PDplus-Reglers der zweiten Achse

Hinsichtlich des Vergleichs der Bahnfolgegenauigkeit der beiden Regelungen, wird ein detaillierter Bereich des zweiten Gelenks betrachtet, welcher in Abbildung 4.9 ersichtlich ist. Darin sind die Soll-Positionen und -Geschwindigkeiten sowie die tatsächlichen Werte der beiden Regelungen und die jeweiligen Abweichungen $\tilde{q}_{G2} = q_{G2,SOLL} - q_{G2}$ und $\dot{\tilde{q}}_{G2} = \dot{q}_{G2,SOLL} - \dot{q}_{G2}$ gezeigt. Bei der PD-Regelung ist eine Abweichung von bis zu ± 0.04 rad der Position und der Geschwindigkeit bei schnellen Sollwertänderungen

zu erkennen. Bei der PDplus-Regelung werden diese durch die Vorsteuerung der Dynamik-Drehmomente kompensiert, woraus eine wesentlich höhere Bahnfolgegenauigkeit von ± 0.01 rad auf der gesamten Trajektorie resultiert. Demnach können die Parameter der PD-Reglers der PDplus-Regelung weniger steif bei vergleichbarer Bahnfolge gewählt und somit eine Nachgiebigkeit bei gleichzeitiger vergleichbarer Bahnfolgegenauigkeit erreicht werden. Die Bahnfolgegenauigkeit der PDplus-Regelung kann dabei durch die Parametrierung der unterlagerten Drehmomentenregler in jedem Gelenk sowie der genauen Kalibrierung des Dynamikmodells zu dem tatsächlichen Roboter weiter verbessert werden.

Neben der nachgiebigen Bahnfolgeregelung von beliebigen Trajektorien mittels einer PDplus-Regelung, wurde durch die Gravitations- und Reibungskompensation zusätzlich ein freies händisches Positionieren des Roboters erreicht. Außerdem war in den Tests zu beobachten, dass die vergleichsweise geringe Hysterese und niedrige Übersetzung der Zahnriemengetriebe zu einer intrinsischen Nachgiebigkeit des Roboters führt, welche in Kombination mit der Impedanz-Regelung ein robustes Verhalten des Roboters gegenüber äußeren Einwirkungen ergeben. Hinsichtlich der stationären Wiederholgenauigkeit des Roboters sind dieser Arbeit vorangegangene Tests zu erwähnen, in welchen, mit einem in Abschnitt 2.3.1 beschriebener kaskadierter Regler mit PI-Geschwindigkeitsregler, eine räumliche Wiederholgenauigkeit von 0,04 mm in verschiedenen Posen, über 40 Messungen hinweg, in einem Zeitraum von 10 min. erreicht wurde – siehe Anhang D. Die Punkt zu Punkt Wiederholgenauigkeit lag dabei unterhalb von 0,002 mm.

5 Zusammenfassung und Ausblick

5.1 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurden für einen in Vorarbeit entwickelten riemengetriebenen Sechs-Achs-Roboter verschiedene Methoden der Gelenkdrehmomentenregelung beziehungsweise -Steuerung mit Dynamik- sowie Reibungskompensation und darauf basierend eine Bahnfolgeregelung mit nachgiebigem Verhalten entwickelt und evaluiert. Für die Gelenkdrehmomentenregelung am Roboter, wurden lediglich die im Roboter verbauten an- und abtriebsseitigen Drehgeber und der von der Motorsteuerung gemessene Motorstrom verwendet, um die sonst in der Praxis meist notwendigen Kraft- oder Drehmomentensensoren zu ersetzen und so die Produktionskosten zu senken – siehe auch Anhang E.

Für die Entwicklung der Gelenkdrehmomentenregelung wurde ein Modell eines der im Roboter verbauten zweistufigen Zahnriemengetriebe hergeleitet sowie ein Einzelgelenk-Versuchsstand entwickelt. Der Versuchsstand ermöglichte es mittels eines zusätzlichen Drehmomenten-Messwelle am Abtrieb sowie einer Wirbelstrombremse, die Abtriebsdrehmomente bei gestelltem Motordrehmoment und Lastdrehmoment zu erfassen. So konnte das Übertragungsverhalten des Getriebes analysiert werden.

Dabei wurde zunächst das mechanische Übertragungsverhalten anhand einer Frequenzanalyse bei verschiedenen Motordrehzahlen und Abtriebslasten untersucht. Es hat sich herausgestellt, dass das Abtriebsdrehmoment Schwankungen aufweist, welche auf mechanische Ungenauigkeiten des Getriebes sowie Eigenfrequenzen der Riemen-scheiben und Riemen zurückzuführen sind.

Basierend auf den gleichen Tests, wurde die Effizienz sowie die innere Reibung des Getriebes untersucht. Dazu wurde das erfasste Abtriebsdrehmoment über dem gesamten Drehzahlbereich des Motors mit dem auf den Getriebeabtrieb skalierten Motordrehmoment und der einhergehenden Motorkonstante verglichen. Die Motorkonstante wurde dabei so angepasst, dass das skalierte Motordrehmoment im gesamten Drehzahlbereich möglichst dem Abtriebsdrehmoment entspricht. Daraus ging das drehzahlabhängige Reibungsdrehmoment des Getriebes hervor. Dieses setzt sich aus einem coulombschen und viskosen Teil zusammen. Die Coulomb-Reibung lies sich vor allem auf die Abtriebslagerung des Getriebes zurückführen.

Grundlegend für die Entwicklung der Drehmomentenregelung, wurde die Steifigkeit des Getriebes am Versuchsstand mit eingespanntem Abtrieb untersucht. Dabei hat sich

eine nichtlineare Steifigkeitskurve herausgestellt, welche durch ein beim Lastwechsel auftretendes lastabhängiges Rutschen der Riemen, vor allem in den kleinen Riemenscheiben sowie die innere Reibung als Hysterese hervorgerufen wird. Anhand der Steifigkeitskurve lies sich eine lineare natürliche Gesamtsteifigkeit der seriell verschalteten Riemen bestimmen.

Anhand der in der Analyse des Getriebes identifizierten Eigenschaften und einer zusätzlichen Parameter-Identifikation anhand von Referenztests, wurden die Parameter des zuvor hergeleiteten Getriebemodells bestimmt und validiert.

Mithilfe des Modells wurden die verschiedenen Abtriebsdrehmomentenregelungen beziehungsweise -Steuerungen entwickelt. Dabei wurde das Abtriebsdrehmoment zunächst über das entsprechend der Getriebeübersetzung skalierte stromgeregelte Motordrehmoment gesteuert und das Verhalten in statischen und dynamischen Tests untersucht, wobei ungedämpfte Oszillationen und Amplitudenabweichungen des Abtriebsdrehmoments zu beobachten waren. Die einfache Steuerung wurde in einem nächsten Schritt durch eine Reibungskompensation ergänzt, welche auf dem zuvor identifizierten Reibungsmodell basiert. Dadurch wurden die Amplitudenabweichungen bei dynamischen Tests vermindert, die Oszillationen jedoch verstärkt. Um diese aktiv zu vermindern, wurde eine Abtriebsdrehmomentenregelung mit Dynamik-Kompensation basierend auf dem Robotermodell, der zuvor identifizierten Getriebe-steifigkeit und der relativen Verdrehung des Getriebeein- und -Ausgangs entwickelt. Dabei wurde die Getriebesteifigkeit zunächst als lineare Gesamtsteifigkeit angenommen, was zu einer einseitigen Abweichung des geregelten Abtriebsdrehmoments, in Abhängigkeit der Initialisierung der Positionsmessungen, führte. Dies wurde auf das Rutschen der Riemen und der einhergehenden Verschiebung der Steifigkeitskurve zurückgeführt. Diese Verschiebung wurde durch eine Korrektur-Funktion ausgeglichen, sodass die korrigierte relative Verdrehung eine annähernd lineare Steifigkeitskurve ergab. Damit wurde eine zufriedenstellende Drehmomentenregelung mit deutlich verminderten Oszillationen im Statischen und Dynamischen erreicht. Die Initialisierung und Korrektur der Steifigkeitskurve haben sich jedoch als sensibel und in der betrachteten Art als nicht praktikabel herausgestellt. Durch eine zusätzliche Sensierung mit Dehnmessstreifen an den Riemenspannern des Versuchsstands, war es möglich, das Abtriebsdrehmoment zu bestimmen und damit eine Drehmomentenregelung zu entwickeln. Mit dieser wurde eine hohe stationäre Genauigkeit erreicht. Jedoch war die Regelfrequenz durch die verwendete Auswertelektronik begrenzt, wodurch es bei dynamischer Anregung zu starken ungedämpften Schwingungen kam.

Für die Bahnfolgeregelung des Roboters wurde letztlich eine Kombination aus der Steuerung mit dem skalierten Motordrehmoment und dem differenziellen Teil des auf der Getriebesteifigkeit basierenden Drehmomentenreglers sowie der Dynamik-

und Reibungskompensation verwendet. Mit dieser wurde eine zufriedenstellende Genauigkeit, Verminderung von Oszillationen und eine Robustheit erreicht, welche anhand eines Tests der geregelten maximalen Abtriebssteifigkeit untersucht wurde. Die Bahnfolgeregelung mit nachgiebigem Verhalten, wurde an einem entwickelten Gesamtsystemmodell entwickelt. Dieses bestand aus der direkten Dynamik des Roboters, den jeweiligen drehmomentengeregelten Zahnriemengetrieben und der eigentlichen Impedanz-Regelung. Als Impedanz-Regler wurde ein PD-Regler mit Gravitationskompensation und eine PDplus-Regler implementiert, mithilfe des Modells vorparametriert und deren Bahnfolgegenauigkeit letztlich anhand einer definierten Trajektorie am Roboter getestet und verglichen. Dabei wurde mit dem PDplus-Regler eine zufriedenstellende (Aufgaben abhängig) Bahnfolgegenauigkeit bei einstellbarer Nachgiebigkeit erreicht. Zusätzlich wurde durch die Drehmomentenregelung und die Gravitationskompensation ein freies händisches Positionieren des Roboters ermöglicht. Außerdem weist der Roboter aufgrund der geringen Hysterese der Zahnriemengetriebe eine intrinsische Nachgiebigkeit auf, welche in Kombination mit der Impedanz-Regelung ein robustes Verhalten des Roboters gegenüber äußerem Einwirken ergibt, was im Laufe der Tests vermehrt auf die Probe gestellt wurde.

5.2 Ausblick

Die Drehmomentenregelung mittels der relativen Verdrehung und der Getriebesteifigkeit hat prinzipiell ein vielversprechendes Verhalten gezeigt. Die Initialisierung der dafür notwendigen Positionsmessungen gegenüber eines wissentlichen Null-Abtriebsdrehmoments, haben sich jedoch als herausfordernd herausgestellt. Der komplexe Verlauf der Steifigkeitskurve wurde lediglich durch eine simple Korrektur-Funktion angenähert. Durch eine genaue Identifikation der Steifigkeitskurve, in Abhängigkeit deren Historie, kann die Regelung weiter verbessert werden. Dazu würde es sich beispielsweise anbieten, die Steifigkeitskurve mittels eines Neuronalen-Netzes zu lernen. Die Initialisierung beziehungsweise die genaue Lage der Flanken hinsichtlich des Riemenspiels, ist im Betrieb kontinuierlich zu überprüfen, um einen stabilen Betrieb der Regelung gewährleisten zu können. Wesentliche Verbesserungen können prinzipiell durch die Verminderung des Spiels in dem Getriebe durch geeignete Wahl des Riemenscheibenprofils sowie eine geringere Reibung am Getriebeabtrieb erreicht werden. So könnte insgesamt eine performante Regelung des Abtriebsdrehmoments ohne zusätzliche Sensorik erreicht werden. Die geringen Kosten, der am Versuchsstand eingesetzten Dehnmessstreifen, zur Bestimmung des Abtriebsdrehmoments, zeigen zusätzlich großes Potential. Durch Anpassen deren Auswertelektronik und Erhöhung der Regelungsfrequenz kann dieser Ansatz weiter verbessert werden.

Literatur und Quellen

- [1] A. Albu-Schäffer, „Von drehmomentgeregelten Roboterarmen zum intrinsisch nachgiebigen humanoiden Roboter“, in *Roboter in der Gesellschaft: Technische Möglichkeiten und menschliche Verantwortung*, M. Woopen Christianeand Jannes, Hrsg. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019, S. 1–14, ISBN: 978-3-662-57765-3. DOI: 10.1007/978-3-662-57765-3_1. Adresse: https://doi.org/10.1007/978-3-662-57765-3_1.
- [2] G. Hirzinger, N. Sporer, A. Albu-Schaffer u. a., „DLR’s torque-controlled light weight robot III-are we reaching the technological limits now?“, in *Proceedings 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation (Cat. No.02CH37292)*, Bd. 2, 2002, 1710–1716 vol.2. DOI: 10.1109/ROBOT.2002.1014788.
- [3] M. Iskandar, C. Ott, O. Eiberger, M. Keppler, A. Albu-Schäffer und A. Dietrich, „Joint-Level Control of the DLR Lightweight Robot SARA“, S. 8903–8910, Okt. 2020.
- [4] DLR. „LBR III“. (2023), Adresse: <https://www.dlr.de/rm/en/desktopdefault.aspx/tabid-12464/#gallery/29161> (besucht am 25. 11. 2023).
- [5] A. Albu-Schäffer, S. Haddadin, C. Ott, A. Stemmer, T. Wimböck und G. Hirzinger, „The DLR Lightweight Robot – Design and Control Concepts for Robots in Human Environments“, *INDUSTRIAL ROBOT-AN INTERNATIONAL JOURNAL*, Jg. 34, S. 376–385, Aug. 2007. DOI: 10.1108/01439910710774386.
- [6] G. Universal Robots. „UR5“. (2023), Adresse: <https://www.universal-robots.com/de/produkte/ur5-roboter/> (besucht am 25. 11. 2023).
- [7] G. Franka Emika. „Franka Production 3 - Datasheet: Arm and Control“. (2023), Adresse: https://download.franka.de/Franka-Production-3_Datasheet.pdf (besucht am 25. 11. 2023).
- [8] A. KUKA. „LBR iiwa 7 R800“. (2023), Adresse: https://www.kuka.com/-/media/kuka-downloads/imported/6b77eecacfe542d3b736af377562ecaa/db_lbr_iiwa_de.pdf?rev=e5c0c450b4fb4ae996%208149c574bb%205a16&hash=72E5B7A39C06FDC258EB5A72CADA4847 (besucht am 25. 11. 2023).
- [9] N. Hogan, „Impedance Control: An Approach to Manipulation“, in *1984 American Control Conference*, 1984, S. 304–313. DOI: 10.23919/ACC.1984.4788393.

- [10] P. Tomei, „A simple PD controller for robots with elastic joints“, *IEEE Transactions on Automatic Control*, Jg. 36, Nr. 10, S. 1208–1213, 1991. DOI: 10.1109/9.90238.
- [11] F. Lewis, D. Dawson und C. Abdallah, „Robot Manipulator Control: Theory and Practice (2nd ed.)“, in 2. CRC Press, 2003, S. 188–208, ISBN: 9780203026953. DOI: 10.1201/9780203026953.
- [12] A. De Luca und W. Book, „Robots with Flexible Elements“, in *Springer Handbook of Robotics*, B. Siciliano und O. Khatib, Hrsg. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008, S. 287–319, ISBN: 978-3-540-30301-5. DOI: 10.1007/978-3-540-30301-5_14. Adresse: https://doi.org/10.1007/978-3-540-30301-5_14.
- [13] M. W. Spong, „Modeling and Control of Elastic Joint Robots“, *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control-transactions of The Asme*, Jg. 109, S. 310–319, 1987. Adresse: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:119935441>.
- [14] L. Tian und A. Goldenberg, „Robust adaptive control of flexible joint robots with joint torque feedback“, in *Proceedings of 1995 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Bd. 1, 1995, 1229–1234 vol.1. DOI: 10.1109/ROBOT.1995.525448.
- [15] B. Brogliato, R. Ortega und R. Lozano, „Global tracking controllers for flexible-joint manipulators: a comparative study“, *Automatica*, Jg. 31, Nr. 7, S. 941–956, 1995, ISSN: 0005-1098. DOI: [https://doi.org/10.1016/0005-1098\(94\)00172-F](https://doi.org/10.1016/0005-1098(94)00172-F). Adresse: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S000510989400172F>.
- [16] A. Albu-Schäffer, C. Ott und G. Hirzinger, „A Unified Passivity-based Control Framework for Position, Torque and Impedance Control of Flexible Joint Robots“, *The International Journal of Robotics Research*, Jg. 26, Nr. 1, S. 23–39, 2007. DOI: 10.1177/0278364907073776. eprint: <https://doi.org/10.1177/0278364907073776>. Adresse: <https://doi.org/10.1177/0278364907073776>.
- [17] C. Ott, A. Albu-Schaffer und G. Hirzinger, „Comparison of adaptive and nonadaptive tracking control laws for a flexible joint manipulator“, in *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, Bd. 2, 2002, 2018–2024 vol.2. DOI: 10.1109/IRDS.2002.1044052.
- [18] C. Ott, A. Albu-Schaffer, A. Kugi und G. Hirzinger, „On the Passivity-Based Impedance Control of Flexible Joint Robots“, *IEEE Transactions on Robotics*, Jg. 24, Nr. 2, S. 416–429, 2008. DOI: 10.1109/TR0.2008.915438.
- [19] M. Keppler, D. Lakatos, C. Ott und A. Albu-Schäffer, „Elastic Structure Preserving (ESP) Control for Compliantly Actuated Robots“, *IEEE Transactions on Robotics*, Jg. 34, Nr. 2, S. 317–335, 2018. DOI: 10.1109/TR0.2017.2776314.

- [20] M. Grebenstein, A. Albu-Schäffer, T. Bahls u. a., „The DLR hand arm system“, in *2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 2011, S. 3175–3182. DOI: 10.1109/ICRA.2011.5980371.
- [21] G. Pratt und M. Williamson, „Series elastic actuators“, in *Proceedings 1995 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Human Robot Interaction and Cooperative Robots*, Bd. 1, 1995, 399–406 vol.1. DOI: 10.1109/IROS.1995.525827.
- [22] A. R. McNeill, *Elastic mechanisms in animal movement / R. McNeill Alexander*. eng. Cambridge University Press, 1988, ISBN: 0521341604.
- [23] S. Eppinger und W. Seering, „Understanding bandwidth limitations in robot force control“, in *Proceedings. 1987 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Bd. 4, 1987, S. 904–909. DOI: 10.1109/ROBOT.1987.1087932.
- [24] R. Ortega, R. Kelly und A. Loria, „A class of output feedback globally stabilizing controllers for flexible joints robots“, *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Jg. 11, Nr. 5, S. 766–770, 1995. DOI: 10.1109/70.466606.
- [25] L. Zollo, A. De Luca und B. Siciliano, „Regulation with on-line gravity compensation for robots with elastic joints“, in *IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2004. Proceedings. ICRA '04. 2004*, Bd. 3, 2004, 2687–2692 Vol.3. DOI: 10.1109/ROBOT.2004.1307466.
- [26] M. Keppler, D. Lakatos, C. Ott und A. Albu-Schäffer, „A passivity-based approach for trajectory tracking and link-side damping of compliantly actuated robots“, in *2016 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, 2016, S. 1079–1086. DOI: 10.1109/ICRA.2016.7487239.
- [27] M. Keppler, D. Lakatos, C. Ott und A. Albu-Schäffer, „A passivity-based controller for motion tracking and damping assignment for compliantly actuated robots“, in *2016 IEEE 55th Conference on Decision and Control (CDC)*, 2016, S. 1521–1528. DOI: 10.1109/CDC.2016.7798482.
- [28] H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch und J. Voßiek, „Riemengetriebe“, in *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013, S. 589–618, ISBN: 978-3-658-02327-0. DOI: 10.1007/978-3-658-02327-0_16. Adresse: https://doi.org/10.1007/978-3-658-02327-0_16.
- [29] Gates. „Gates Zahenriemen PowerGrip GT3 3MGT“. (2023), Adresse: <https://www.gates.com/de/de/search.p.9356-000000-000000.v.9400-53361.html> (besucht am 27.11.2023).

- [30] G. Gerbert, H. Johnsson, U. Persson und G. Stensson, „Load Distribution in Timing Belts“, *Journal of Mechanical Design*, Jg. 100, Nr. 2, S. 208–215, Apr. 1978, ISSN: 0161-8458. DOI: 10.1115/1.3453902. eprint: https://asmedigitalcollection.asme.org/mechanicaldesign/article-pdf/100/2/208/5808661/208_1.pdf. Adresse: <https://doi.org/10.1115/1.3453902>.
- [31] R. Librentz, „Das Übertragungsverhalten von Synchronriemengetrieben“, Verfügbar unter: <https://d-nb.info/980016169/34>, Diss., Technischen Universität Berlin, Feb. 2006.
- [32] K. Waldron und J. Schmiedeler, „Kinematics“, in *Springer Handbook of Robotics*, B. Siciliano und O. Khatib, Hrsg. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008, S. 9–33, ISBN: 978-3-540-30301-5. DOI: 10.1007/978-3-540-30301-5_2. Adresse: https://doi.org/10.1007/978-3-540-30301-5_2.
- [33] T. K. Kane und D. A. Levinson, *Dynamics, Theory and Applications*, eng. McGraw Hill, 1985, S. 37, ISBN: 0070378460.
- [34] J. Denavit und R. S. Hartenberg, „A Kinematic Notation for Lower-Pair Mechanisms Based on Matrices“, *Journal of Applied Mechanics*, Jg. 22, Nr. 2, S. 215–221, Juni 1955. DOI: 10.1115/1.4011045.
- [35] W. Khalil und E. Dombre, „Modeling, Identification and Control of Robots“, *Applied Mechanics Reviews*, Jg. 56, Nr. 3, S. 37–38, Mai 2003. DOI: 10.1115/1.1566397. Adresse: <https://doi.org/10.1115/1.1566397>.
- [36] J. Duffy, *Analysis of Mechanisms and Robot Manipulators*. Wiley, 1980, ISBN: 978-0-470-27002-8. Adresse: <https://books.google.de/books?id=CD9SAAAAMAAJ>.
- [37] D. L. Pieper, „The Kinematics of Manipulation under Computer Control“, Verfügbar unter: <https://apps.dtic.mil/sti/tr/pdf/AD0680036.pdf>, Diss., Stanford University, Okt. 1968.
- [38] M. T. Mason, *Mechanics of Robotic Manipulation*. The MIT Press, Juni 2001, ISBN: 978-0-262-25662-9. DOI: 10.7551/mitpress/4527.001.0001. Adresse: <https://doi.org/10.7551/mitpress/4527.001.0001>.
- [39] M. Spong, S. Hutchinson und M. Vidyasagar, *Robot Modeling and Control*. Wiley, 2005, ISBN: 9780471649908.
- [40] R. Featherstone und D. E. Orin, „Dynamics“, in *Springer Handbook of Robotics*, B. Siciliano und O. Khatib, Hrsg. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008, S. 35–65, ISBN: 978-3-540-30301-5. DOI: 10.1007/978-3-540-30301-5_3. Adresse: https://doi.org/10.1007/978-3-540-30301-5_3.

- [41] MAGTROL. „Magtrol Reihe TM 300 Bedienungsanleitung“. (2023), Adresse: https://www.magtrol.com/germany/wp-content/uploads/tm_manual_de.pdf (besucht am 13.01.2024).
- [42] can-cia. „CANopen-CiA402“. (2023), Adresse: <https://www.can-cia.org/can-knowledge/canopen/cia402/> (besucht am 13.01.2024).
- [43] M. Inc., *Parameter Estimation R2023b*, Natick, Massachusetts, United States, 2023. Adresse: <https://www.mathworks.com>.

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1.1	Aufbau eines Leichtbauroboter-Gelenks – SARA	3
Abb. 1.2	Aufbau und Skizze des intrinsisch nachgiebigen Hand-Arm-Systems des DLR	6
Abb. 1.3	Aufbau eines Zahnriemens: Gates PowerGrip GT3 3MGT	7
Abb. 1.4	Steifigkeitskurve eines Zahnriemens nach Lastumkehr	8
Abb. 1.5	Lastabhängige Zahnflankenanlage	8
Abb. 1.6	Komponenten des entwickelten Roboter-Systems	9
Abb. 1.7	Antriebssystem-Komponenten des Roboterarms	11
Abb. 1.8	Struktur-Komponenten des Grundgestells des konstruierten Roboter- arms	12
Abb. 1.9	Struktur-Komponenten des Karussells des konstruierten Roboterarms	13
Abb. 1.10	Struktur-Komponenten der Schwinge des konstruierten Roboterarms	14
Abb. 1.11	Struktur-Komponenten des konstruierten Arms des Roboters	16
Abb. 1.12	Detailansicht der Zahnriemenumlenkung des konstruierten Arms des Roboters	16
Abb. 1.13	Komponenten des konstruierten Arms des Roboters im Längs-Quer- schnitt	17
Abb. 1.14	Antriebssystem-Komponenten des Handgelenks des konstruierten Roboterarms	18
Abb. 1.15	Komponenten der konstruierten Hand des Roboterarms in Längs- schnitt-Ansicht	19
Abb. 1.16	Architektur des Gesamtsystems	20
Abb. 1.17	Rendering des Roboter-Gesamtsystems	22
Abb. 2.1	Rotation und homogene Transformation	24
Abb. 2.2	Gelenkzuordnung und geometrische Repräsentation des betrachteten Roboters	25
Abb. 2.3	Inverse Kinematik: geometrische Annahmen des betrachteten Roboters	28
Abb. 2.4	Inverse Kinematik: Bestimmen der ersten drei Gelenkvariablen	29
Abb. 2.5	Inverse Kinematik: Bestimmen der letzten drei Gelenkvariablen	31
Abb. 2.6	Struktur einer typischen kaskadierten Regelung eines Industrieroboters	36
Abb. 2.7	Struktur einer Regelung eines Leichtbauroboters	37

Abb. 3.1	Struktur der Regelung des betrachteten Roboters – Drehmomententregelung	39
Abb. 3.2	Aufbau des zweistufigen Zahnriemengetriebes – Modellbildung . . .	40
Abb. 3.3	Aufbau der ersten Stufe des Zahnriemengetriebes – Modellbildung .	41
Abb. 3.4	Modellbildung – Signalflussplan des zweistufigen Zahnriemengetriebes	43
Abb. 3.5	Gesamtaufbau des Einzelgelenkversuchsstands	45
Abb. 3.6	Aufbau des zweistufigen Zahnriemengetriebe des Versuchsstands . .	46
Abb. 3.7	Zentrale Platine des Versuchsstands	47
Abb. 3.8	Versuchsaufbau mit Hebel und Gewichten	48
Abb. 3.9	Dynamische Konfiguration – Realer Versuchsaufbau mit Wirbelstrombremse	49
Abb. 3.10	Statische Konfiguration – Realer Versuchsaufbau mit fixiertem Abtrieb	50
Abb. 3.11	Ablauf eines Tests zur Messdatenerfassung	51
Abb. 3.12	Test der Messdatenerfassung – Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung	52
Abb. 3.13	Test der Messdatenerfassung – Beschleunigung am Abtrieb	53
Abb. 3.14	Test der Messdatenerfassung – Motor- und Abtriebsdrehmoment . . .	54
Abb. 3.15	Test der Messdatenerfassung – Messwerte der Riemenspanner-DMS .	54
Abb. 3.16	Ablauf eines Tests in einem Betriebspunkt: Soll-Motordrehzahl und Soll-Bremsstrom	55
Abb. 3.17	Testergebnis im Betriebspunkt: Soll-Motordrehzahl und Soll-Bremsstrom	56
Abb. 3.18	Testergebnis im statischen Bereich des Betriebspunktes: Soll-Motordrehzahl und Soll-Bremsstrom	56
Abb. 3.19	Untersuchung der Messwertschwankungen anhand der Umlaufperioden der Riemenscheiben – Vertikale Linien: (rot) Motorriemenscheibe, (blau) mittlere Riemenscheibe, (grün) Abtriebsriemenscheibe	57
Abb. 3.20	Einseitiges Amplituden Spektrum des zur Null gemittelten Motordrehzahlsignals $\dot{\Theta}$ im Bereich 6000 bis 8999 ms bei $\dot{\Theta}_{SOLL} = 1400$ rpm	57
Abb. 3.21	Einseitiges Amplituden Spektrum des zur Null gemittelten Abtriebsdrehmomentsignals τ_{MW} im Bereich 6000 bis 8999 ms bei $I_{WB,SOLL} = 2,5$ A	58
Abb. 3.22	Spektrogramm der Abtriebsdrehmomente τ_{MW} über alle Motordrehzahlen $\dot{\Theta}$ und Bremsströme	59
Abb. 3.23	Skaliertes Motordrehmoment (blau) $\tau_{m,scaled}$ mit Abtriebsdrehmoment (grün) $\tau_{out,MW}$ als Referenz im Raster aller gemittelten Motordrehzahlen $\dot{\Theta}$ und Bremsströme I_{WB}	60

Abb. 3.24	Skaliertes Motordrehmoment (blau) $\tau_{m,scaled}$ mit Abtriebsdrehmoment (grün) $\tau_{out,MW}$ als Referenz im Raster aller gemittelten Motordrehzahlen $\dot{\Theta}$ und Abtriebsdrehmomente $\tau_{out,MW}$	61
Abb. 3.25	Differenz aus skaliertem Motor- und Abtriebsdrehmoment im Raster aller gemittelten Motordrehzahlen $\dot{\Theta}$ und Abtriebsdrehmomente $\tau_{out,MW}$	62
Abb. 3.26	Getriebe Effizienz im Raster aller gemittelten Motordrehzahlen $\dot{\Theta}$ und Abtriebsdrehmomente $\tau_{out,MW}$	63
Abb. 3.27	Testablauf für Soll-Motordrehmoment mit eingespanntem Antrieb: Sinus mit $f_{Sin} = 0,2$ Hz und einem Amplitudensweep mit $P_{Sin}(t) = 0,00595$ Nm/s	64
Abb. 3.28	StA 1: Vergleich des Abtriebs- zum skalierten Motor- und Soll-Motordrehmoment	65
Abb. 3.29	StA 1: Positionssignale der Riemenscheiben	65
Abb. 3.30	StA 1: Null-verschobene Positionssignale der Riemenscheiben	66
Abb. 3.31	StA 1: Null-verschobene und skalierte Positionssignale der Riemenscheiben	66
Abb. 3.32	StA 1: Aufbau der Steifigkeitskurve - links anliegend	67
Abb. 3.33	StA 2: Abtriebsdrehmoment bei positivem und negativem Sinus als Soll-Drehmoment	69
Abb. 3.34	StA 2: Steifigkeitskurven mit pos. und neg. Sinus-Drehmoment - links anliegend	69
Abb. 3.35	StA 3: Vergleich des Abtriebs- zum skalierten Motor- und Soll-Motordrehmoment	70
Abb. 3.36	StA 3: Null-verschobene und skalierte Positionssignale der Riemenscheiben	70
Abb. 3.37	StA 3: Steifigkeitskurve - rechts anliegend	71
Abb. 3.38	Modellparameter – Adaptierter Signalflussplan des Zahnriemengetriebes	72
Abb. 3.39	Modellparameter – Reibungsmodell des Getriebeabtriebs	75
Abb. 3.40	Modellparameter-Identifikation – Motordrehmoment des ersten Tests	75
Abb. 3.41	Modellparameter-Identifikation – Erfasste Signale des ersten Tests . .	76
Abb. 3.42	Modellparameter-Identifikation – Detailansicht der erfassten Signale des ersten Tests	76
Abb. 3.43	Modellvalidierung – Motordrehmoment des zweiten Tests	77
Abb. 3.44	Modellvalidierung – Erfasste Signale des zweiten Tests	77
Abb. 3.45	Steuerung – Signalflussplan: Skaliertes Motordrehmoment	78
Abb. 3.46	Steuerung – Statischer Test mit 0.2 Hz Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment	79
Abb. 3.47	Steuerung – Statischer Test mit Schritt-Soll-Abtriebsdrehmoment . . .	80
Abb. 3.48	Steuerung – Dynamischer Test mit 1 Hz Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment	80

Abb. 3.49	Steuerung – Detailansicht der vorherigen Tests	81
Abb. 3.50	Steuerung RK – Signalflussplan: Skaliertes Motordrehmoment mit Reibungskomp.	83
Abb. 3.51	Steuerung RK – Dynamischer Test mit 1 Hz Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment	83
Abb. 3.52	Steuerung RK – Detailansicht des dynamischen Tests	84
Abb. 3.53	Steuerung RK – Handgeführter Test der Reibungskompensation . . .	84
Abb. 3.54	Δ -Regelung – Signalflussplan: Drehmomentregelung und Dynamik-Kompensation	88
Abb. 3.55	Δ -Regelung – Statischer Test mit 0.2 Hz Sinus-Soll-Abtriebsdr. – nicht korrigiert	89
Abb. 3.56	Δ -Regelung – Nicht korrigierte Hysteresekurve	90
Abb. 3.57	Δ -Regelung – Korrigierte Hysteresekurve	91
Abb. 3.58	Δ -Regelung – Statischer Test mit 0.2 Hz Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment – korrigiert	91
Abb. 3.59	Δ -Regelung – Statischer Test mit Schritt-Soll-Abtriebsdrehmoment . .	92
Abb. 3.60	Δ -Regelung – Statischer Test mit 1 Hz Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment	92
Abb. 3.61	Δ -Regelung – Detailansicht der vorherigen Tests	93
Abb. 3.62	Δ -Regelung – Handgeführter Test der Reibungskompensation	93
Abb. 3.63	DMS-Regelung – Funktionsprinzip der Riemenspannungsmessung .	94
Abb. 3.64	DMS-Regelung – DMS-Messwerte des linken (blau) und rechten (rot) Riemenspanners am Abrieb über dem Raster aus Geschwindigkeit und Abtriebsdrehmoment	95
Abb. 3.65	DMS-Regelung – Abtriebsdrehmoment (grün) verglichen zur Mittelebene aus den DMS-Messwerten des linken und rechten Riemenspanners am Abrieb über dem Raster aus Geschwindigkeit und Abtriebsdrehmoment	96
Abb. 3.66	Δ -Regelung – Signalflussplan: Drehmomentregelung und Dynamik-Kompensation	97
Abb. 3.67	DMS-Regelung – Statischer Test mit 0.2 Hz Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment	97
Abb. 3.68	DMS-Regelung – Statischer Test mit Schritt-Soll-Abtriebsdrehmoment	98
Abb. 3.69	DMS-Regelung – Dynamischer Test mit 1 Hz Sinus-Soll-Abtriebsdrehmoment	98
Abb. 3.70	DMS-Regelung – Handgeführter Test der Reibungskompensation . .	99
Abb. 3.71	Steuerung RK $\dot{\Delta}$ – Signalflussplan: Drehmomentensteuerung, $\dot{\Delta}$ -Regelung und Dynamik-Kompensation	101
Abb. 3.72	Steuerung RK $\dot{\Delta}$ – Statischer Test mit Schritt-Soll-Abtriebsdrehmoment	101

Abb. 3.73	Steuerung RK $\dot{\Delta}$ – Testverlauf der maximalen Steifigkeit eines PD-Lagereglers	102
Abb. 3.74	Steuerung RK $\dot{\Delta}$ – Steifigkeitskurve des Steifigkeitstests eines PD-Lagereglers	102
Abb. 4.1	Struktur der Regelung des betrachteten Roboters – Impedanzregelung	104
Abb. 4.2	Signalflussplan des Robotermodells	106
Abb. 4.3	Verifikation des Robotermodells - Energieerhaltung bei Simulation ohne Reibung	107
Abb. 4.4	Signalflussplan des Robotermodells erweitert um das Zahnriemengetriebemodell	108
Abb. 4.5	Signalflussplan des PDplus-Reglers	109
Abb. 4.6	Signalflussplan des Robotermodells mit Getriebemodell und PDplus-Regler	110
Abb. 4.7	Test der Gesamtregelung – Test-Trajektorie im Arbeitsraum	111
Abb. 4.8	Test der Gesamtregelung – Vergleich der erfassten Positionen, Geschwindigkeiten des PD- und PDplus-Reglers sowie die Dynamik-Drehmomente des Roboters	112
Abb. 4.9	Test der Gesamtregelung – detaillierter Vergleich der erfassten Positionen, Geschwindigkeiten des PD- und PDplus-Reglers der zweiten Achse	113
Abb. C.1	Parameter des Roboters – Komponenten des Roboters	133
Abb. D.1	Versuchsaufbau zur Messung der statischen Wiederholgenauigkeit . .	134
Abb. D.2	Mess-Posen in X-, Y- und Z-Richtung	135
Abb. D.3	Verlauf der räumlichen Mess-Abweichung in Z-Richtung	136

Anhang

A Erklärung

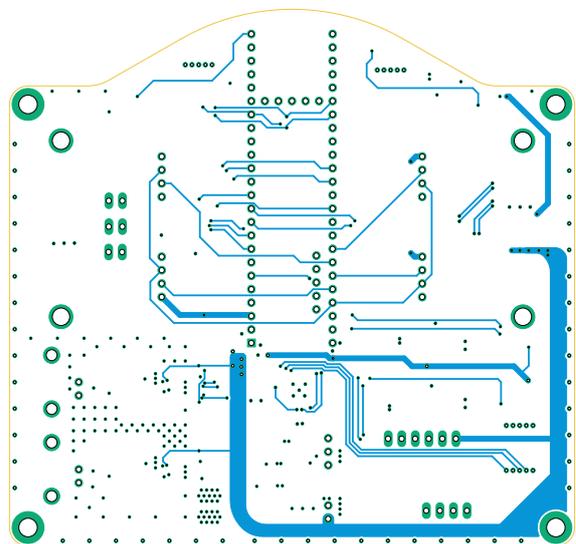
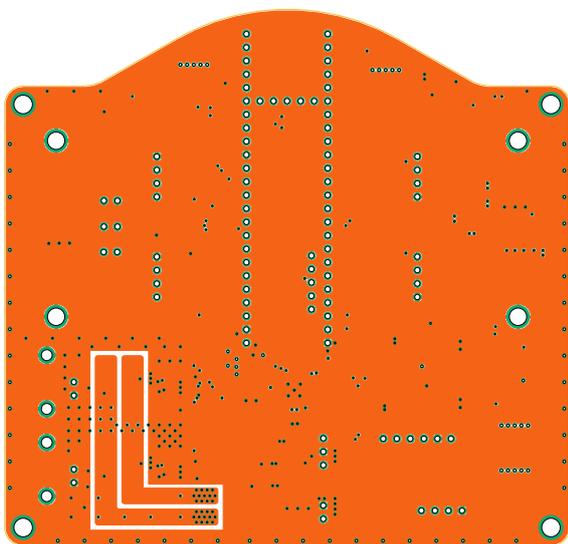
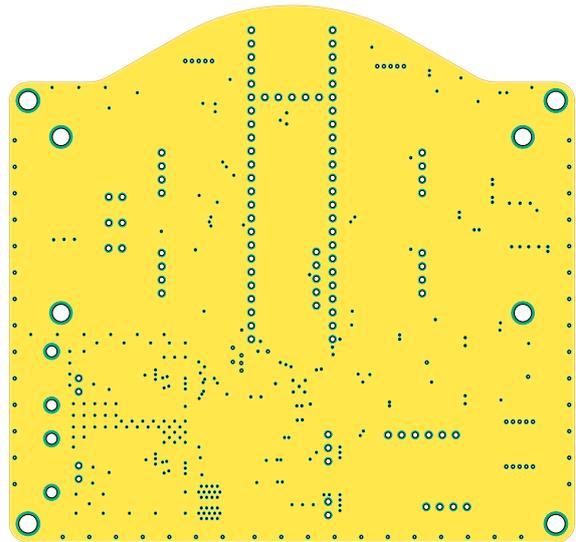
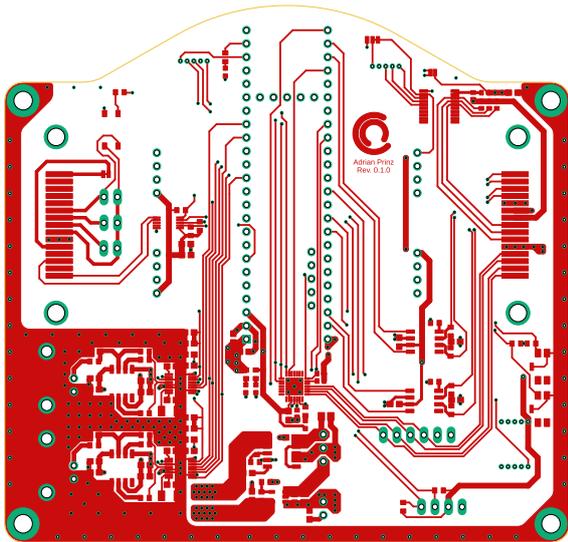
Ich versichere hiermit, dass ich die von mir eingereichte Abschlussarbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe.

Garching bei München, den 06.02.2024

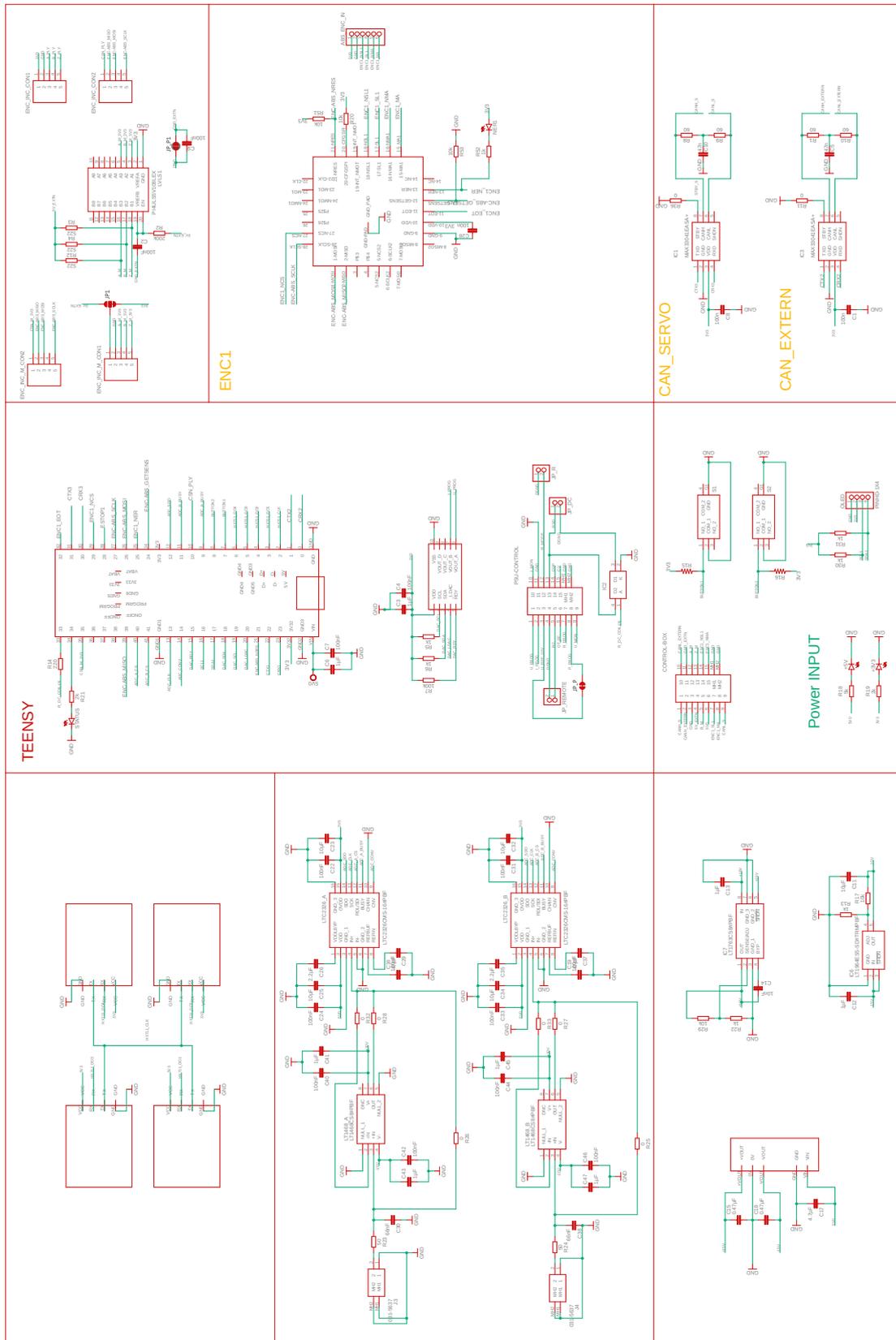

Adrian Prinz

B Versuchsstandsdocumentation

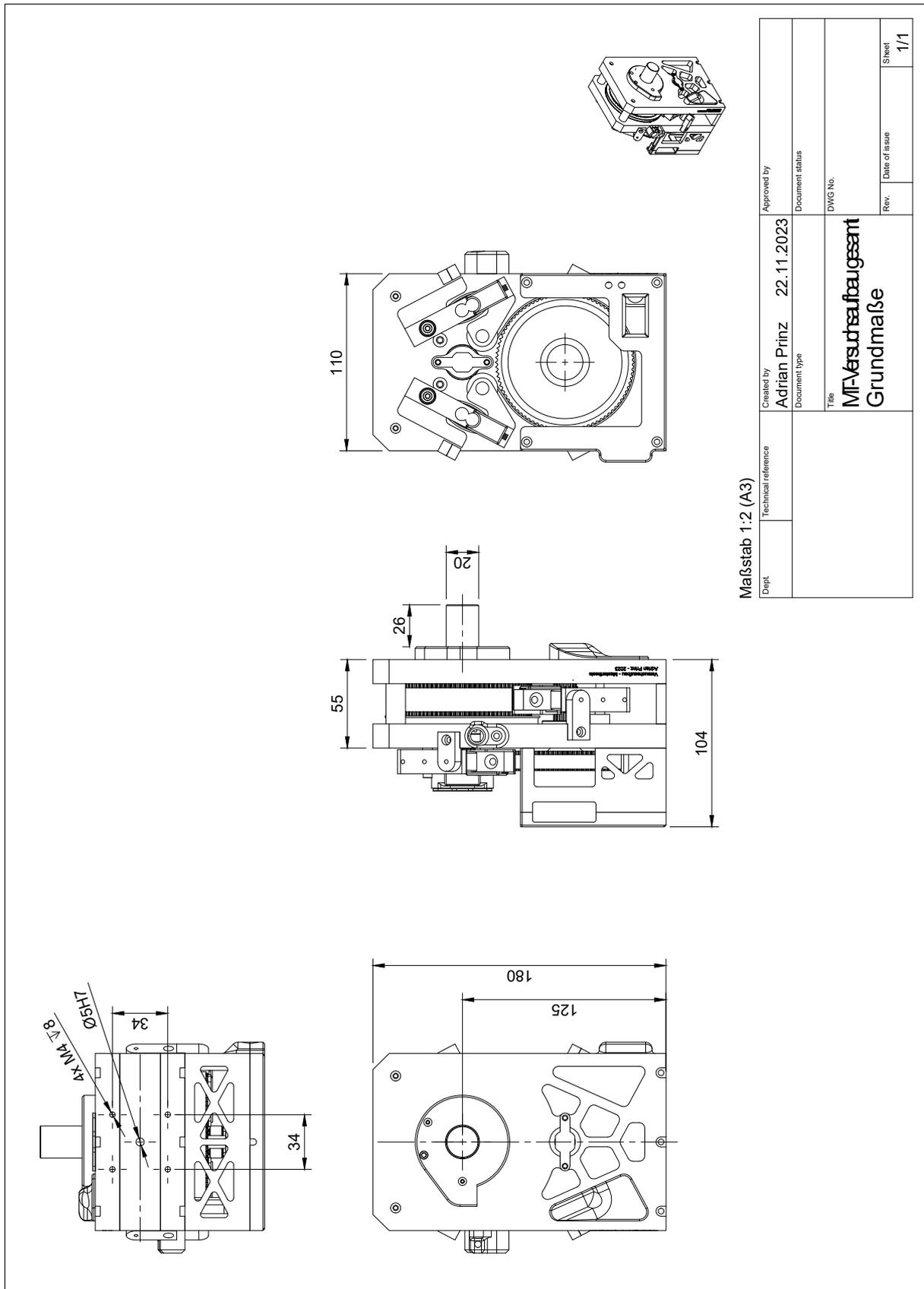
B.1 Versuchsstandsplatine – Platinen-Layout: Layer 1 bis 4



B.2 Versuchsstandsplatine – Schaltplan



B.3 Zeichnung des Einzelgelenks



Maßstab 1:2 (A3)

Dept.	Technical reference	Created by Adrian Prinz	Approved by
		Document type DWG No.	Document status
		Title MF-Verschraubungsgesamt Grundmaße	
		Rev.	Date of Issue
			Sheet 1/1

C Parameter des betrachteten Roboters

In der folgenden Tabelle sind die Positionen der Massenmittelpunkte der Roboterkomponenten relativ zum Basiskoordinatensystem, die Massen der Komponenten sowie die Diagonaleinträge deren Trägheitstensen aufgelistet.

Tabelle C.1: Positionen der Massenmittelpunkte der Roboterkomponenten relativ zum Basis-Koordinatensystem, Massen und Diagonaleinträge der Trägheitstensen

Komponente	$X_{CoM,0}$ in mm	$Y_{CoM,0}$ in mm	$Z_{CoM,0}$ in mm	m in kg	I_{xx} in g mm ²	I_{yy} in g mm ²	I_{zz} in g mm ²
1	13,91	147,94	15,05	2,072	2,614e6	4,579e6	5,414e6
2	33,28	275,47	64	1,516	9,164e6	1,422e6	9,461e6
3	71,07	391,33	0,97	1,153	7,141e5	4,885e6	4,842e6
4	223,37	391,6	0,92	0,263	2,312e5	2,888e5	1,641e5
5	263,62	391,68	0,8	0,448	1,758e5	2,806e5	2,577e5
6	313,33	391,5	0	0,028	6173	3257	3344

Die entsprechenden Komponenten des Roboters sind in der nachfolgenden Abbildung C.1 gezeigt.



Abb. C.1: Parameter des Roboters – Komponenten des Roboters

D Zusatz-Experiment: Statische Wiederholgenauigkeit

In einem zusätzlichen Experiment, das im Vorfeld dieser Arbeit durchgeführt wurde, ist die erreichbare Wiederholgenauigkeit des Roboters mit kaskadierter Regelung (P-PI-PI) in allen drei Raumrichtungen in einem Punkt untersucht worden.

In dem Experiment wird der betrachtete Roboterarm, die Robotersteuerung, das Bedienelement sowie der Labortisch verwendet. Zur Bestimmung der Wiederholgenauigkeit der Gelenkwinkel, werden die im Roboterarm verbauten Absolut-Drehgeber verwendet. Zusätzlich wird zur Bestimmung einer räumlichen Wiederholgenauigkeit ein Fühlhebelmessgerät (SWISSTAST S D38/0,002/0-100-0) eingesetzt.

Versuchsaufbau

Der geplante und tatsächliche Aufbau des Experiments ist in der nachfolgenden Abbildung D.1 gezeigt.

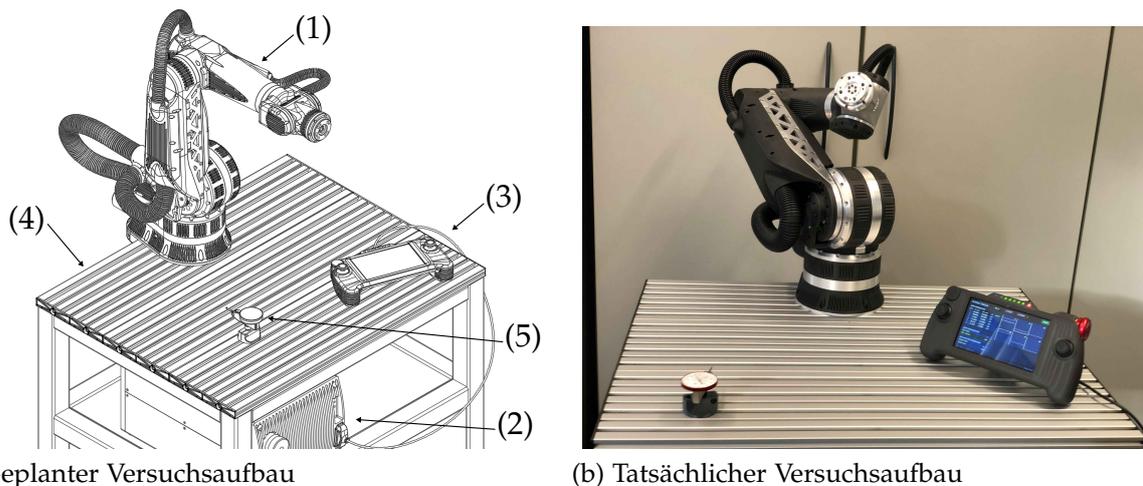


Abb. D.1: Versuchsaufbau zur Messung der statischen Wiederholgenauigkeit: (1) Roboterarm, (2) Robotersteuerung, (3) Bedienelement, (4) Labor-Tisch und (5) Fühlhebelmessgerät

Ablauf des Versuchs

Der Versuch wurde entsprechend des nachfolgenden Ablaufs durchgeführt:

1. Fühlhebelmessgerät auf die Aufspannplatte aufspannen (um die X-, Y- oder Z-Richtung zu erfassen)
2. Mess-Pose der Roboter-Gelenke so definieren, dass der Flansch des Roboterarms den Messhebel des Fühlhebelmessgeräts erreicht

3. Nullen der Anzeige des Fühlhebelmessgeräts
4. Definition einer Rückzug-Pose aller Achse bei der alle Gelenke um mindestens 20 Grad von der Mess-Pose wegbewegt werden
5. Anfahren des Fühlhebelmessgerätes mittels Taste am Bedienelement starten
6. Ablesen des Fühlhebelmessgerät-Messwerts sowie der Messwerte der Absolut-Drehgeber vom Bedienelement jedes Gelenks, nach 5 s warten
7. Anfahren der Rückzug-Pose mittels Taste am Bedienelement
8. Wiederholen (ab Punkt 5) des Mess-Schemas: 40 mal jeweils in X-, Y- und Z-Richtung

Die Mess-Posen sind in der folgenden Abbildung D.2 gezeigt.

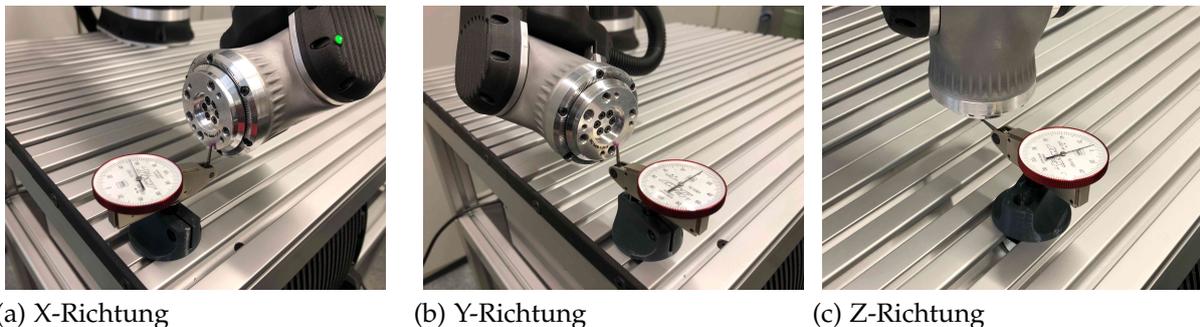


Abb. D.2: Mess-Posen in X-, Y- und Z-Richtung

Ableitung der Ergebnisse aus den Messwerten

Zur Auswertung der Mess-Ergebnisse, werden zunächst die mit dem Fühlhebelmessgerät erfassten Abweichungen in X-, Y- und Z-Richtung betrachtet. Die Messung in Z-Richtung stellt dabei die wesentlichen Merkmale dar, aufgrund dessen deren Verlauf in der folgenden Grafik D.3 gezeigt wird. Die Abweichungen von der Nulllage in der X-, Y- und Z-Richtung haben ein anfänglichen Drift gemein. Dieser äußert sich in einer zunächst stark zunehmenden Abweichung, deren Steigung nach etwa der Hälfte der Messungen abschwächt und der Messwert um einen fixen Wert schwankt.

Die Breite des Bereichs der Abweichung, bei der Messung in X-Richtung beträgt $10\ \mu\text{m}$, in Y-Richtung $16\ \mu\text{m}$ und in Z-Richtung $44\ \mu\text{m}$. Demnach tritt die größte Abweichung in Z-Richtung auf.

Des Weiteren werden die maximalen Abweichungen der erfassten absoluten Gelenkwinkel der ersten drei Achsen sowie deren Standardabweichung betrachtet. Zum

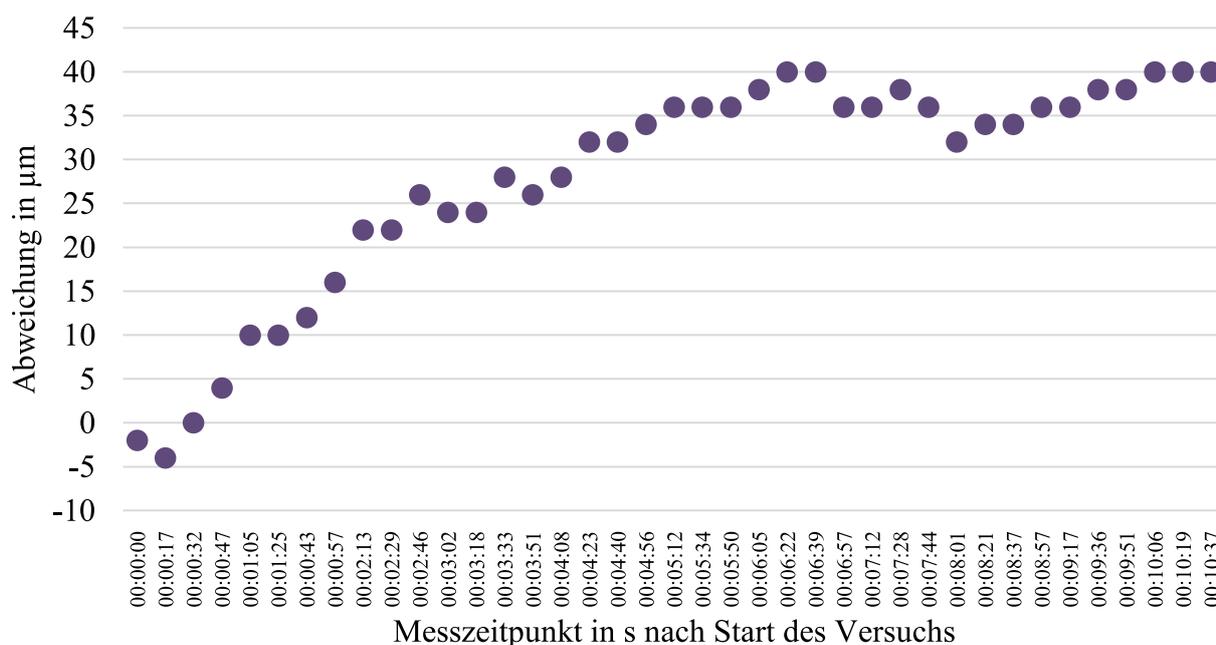


Abb. D.3: Verlauf der räumlichen Mess-Abweichung in Z-Richtung

Vergleich der Abweichungen werden die jeweiligen Extrema und Standardabweichungen der Messungen der drei Achsen in den betrachteten Mess-Richtungen ermittelt. Die Werte für die Messung in Z-Richtung sind in Tabelle D.1 zusammengefasst.

Tabelle D.1: Abweichungen der Gelenk-Winkel der ersten drei Achsen – Messung in Z-Richtung

	Achse1	Achse2	Achse3
Maximale obere Abweichung/deg	0,0044	0,0039	0,0038
Maximale untere Abweichung/deg	0,0035	0,0026	-0,001
Standard-Abweichung	0,00016	0,00025	0,001

Dabei fällt besonders auf, dass die Standardabweichung der dritten Achse am höchsten ist. Zudem fällt bei dem Verlauf der Abweichungen der erfassten Absolut-Winkel auf, dass kein Drift wie bei der zuvor betrachteten Raum-Abweichung in X-, Y-, Z-Richtung zu erkennen ist. Dies lässt auf eine thermische Ausdehnung der Roboter-Arm-Komponenten schließen, da eine solche nicht durch die Absolut-Drehgeber erfasst wird.

E Haupteigenschaften und Kosten des Gesamtsystems

Um eine Vergleichbarkeit mit den in Abschnitt 1.3 in Tabelle 1.1 beschriebenen Systemen zu schaffen, werden in der nachfolgenden Tabelle E.1 die tatsächlichen Haupteigenschaften des entwickelten Roboter-Systems in gleicher Darstellungsweise aufgeführt:

Tabelle E.1: Haupteigenschaften des entwickelten Roboter-Systems

Name	Reichweite /mm	DOF	Traglast /kg	Roboter /kg	Steuerung /kg	Wiederhol- Genauigkeit/mm
6AR	557	6	2	5	4	0,05

Daraus ergibt sich ein Traglast-Eigengewicht-Verhältnis von 2:5 (1:2,5), insofern das Gewicht einer externen Steuerung nicht dazu gezählt wird. Das Eigengewicht kann durch Optimierung der Komponenten weiter reduziert werden – etwa 30%.

Für die Betrachtung der Herstellbarkeit und Skalierbarkeit des Gesamtsystems, werden nachfolgend in Tabelle E.2 die Kosten der Hauptkomponenten des Prototypen sowie geschätzte Staffel-Preise einer Kleinserie aufgezeigt.

Tabelle E.2: Kosten-Übersicht des Prototypen und Skalierung

Komponenten-Gruppe	Kosten/€ ges.	Kosten/€ ges. bei 10	Kosten/€ ges. bei 100
Dreh-Fräs-Teile	2000	1200	400
Gehäuse-Teile	100	60	30
Antriebsmotoren	500	450	350
Abs.-Drehgeber	1300	1200	800
Getriebe	200	150	50
Struktur-Teile	30	20	10
Motorsteuerungen	850	750	550
Netzteile	500	450	350
Hauptplatine	100	80	40
Gehäuseteile	10	8	5
Elektronik-Komponenten	100	90	60
Stück-Kosten	5690	4458	2645

Für die Herstellungskosten der Dreh- und Frästeile werden Schätzwerte angenommen, da jegliche Bauteile in eigener Herstellung entstanden sind. Zusätzlich ist zu erwähnen, dass in Hinblick auf eine Produktion in größerer Stückzahl, Änderungen an der Konstruktion, neben dem Herstellungs- und vor allem den Montage-Aufwand, die Gesamtkosten wesentlich reduzieren können.

