

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Lehrstuhl für Mikrotechnik und Medizingerätetechnik

Ansteuerverfahren eines neuartigen piezoelektrischen
Stellantriebs für den Einsatz in der Robotik

Roland J. Zeichfußl

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen
Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. B. Lohmann

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr. rer. nat. T. C. Lüth
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Vogel-Heuser

Die Dissertation wurde am 11.02.2011 bei der Technischen Universität München
eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 04.10.2011 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand in einer Kooperation der Siemens AG mit dem Lehrstuhl für Mikrotechnik und Medizingerätetechnik der Technischen Universität München. An dieser Stelle möchte ich allen Beteiligten für ihre Unterstützung sowie den Organisatoren der Siemens Generation21 für die Förderung durch das Ernst von Siemens Promotionsstipendium danken.

Mein besonderer Dank gilt dem Lehrstuhlinhaber, Herrn Prof. Dr. Tim C. Lüth, für die fachliche Betreuung.

Meinen Kollegen in der Siemens AG, Herrn Dr. Andreas Kappel, Herrn Dr. Bernhard Gottlieb und Herrn Carsten Wallenhauer, sowie den Studenten und externen Mitarbeitern Herrn Sven Herzig, Herrn Tim Glaßner und Herrn Michael Eggerdinger danke ich besonders für ihre Unterstützung und praktischen Hilfeleistungen.

Ebenso bedanke ich mich bei den Kollegen am Lehrstuhl für Mikrotechnik und Medizingerätetechnik, Herrn Johannes Rucha, für seine Vorarbeiten auf diesem Gebiet, Herrn Markus Vogl und Herrn Tobias Kraus.

Besonders herzlich möchte ich meinen Eltern, meinem Bruder und meiner Frau für ihr Verständnis und ihre Unterstützung bei der Erstellung der Arbeit danken.

Formelverzeichnis






















Formelzeichen

| | | |
|-----|------------------------------|-------------------------------|
| A | $[m^2]$ | Fläche |
| b | $[m]$ | Breite |
| C | $[F]$ | elektrische Kapazität |
| D | $\left[\frac{m}{V}\right]$ | piezoelektrischer Koeffizient |
| E | $[Pa]$ | Elastizitätsmodul |
| e | $[-]$ | Einheitsvektor |
| F | $[N]$ | Kraft |
| f | $[Hz]$ | Frequenz |
| G | $[Pa]$ | Schubmodul |
| g | $[-]$ | Gewichtungsfunktion |
| h | $[m]$ | Auslenkung (Hub) |
| I | $[m^4]$ | Flächenträgheitsmoment |
| i | $[-]$ | Übersetzungsverhältnis |
| k | $\left[\frac{N}{m}\right]$ | Steifigkeit |
| l | $[m]$ | Länge |
| M | $[Nm]$ | Drehmoment |
| n | $\left[\frac{rad}{s}\right]$ | Drehzahl |

| | | |
|-----------|---------------------------------|--|
| Q | $[N]$ | Querkraft |
| q | $[C]$ | Ladung |
| r | $[m]$ | Radius |
| s | $[m]$ | Abstand (Strecke) |
| t | $[s]$ | Zeit |
| U | $[V]$ | konstante elektrische Spannung |
| u | $[V]$ | variable elektrische Spannung |
| v | $[-]$ | Verhältnis |
| w | $[m]$ | Durchbiegung (Balkentheorie) |
| x | $[m]$ | Koordinate |
| y | $[m]$ | Koordinate |
| Z | $[mAs]$ | Maßgröße für die Zentrierung der Kinematik |
| φ | $[rad]$ | Winkel in PAD-Kinematik bzgl. x-Koordinate |
| γ | $[rad]$ | Phasenlage einer Fehlerquelle |
| κ | $\left[\frac{Nm}{rad} \right]$ | Rotationssteifigkeit |
| μ | $[-]$ | Schubmodul |
| ρ | $[rad]$ | Amplitude zur Korrektur einer Fehlerquelle |

Indizes

| | |
|---|--|
| $\overset{\cdot\cdot\cdot}{\cdot\cdot\cdot} 33$ | Koeffizient in Polarisationsrichtung (Piezoelektrizität) |
| $\overset{\cdot\cdot\cdot}{\cdot\cdot\cdot} a$ | Wert der Aktoreinheit (Aktor und Rohrfeder) |
| $\overset{\cdot\cdot\cdot}{\cdot\cdot\cdot} au$ | außen |

| | |
|--|---|
|  <i>ampl</i> | Amplitude |
|  <i>bieg</i> | Wert durch Biegung der Aktoreinheiten |
|  <i>dej</i> | Wert bei Dejustage der PAD-Kinematik |
|  <i>el</i> | elektrisch |
|  <i>ell</i> | Wert der ellipsenähnlichen Wälzkreisdeformation |
|  <i>err</i> | Fehler |
|  <i>ers</i> | Wert einer Ersatzgröße |
|  <i>exz</i> | Wert der Exzentrizität |
|  <i>ges</i> | Gesamtwert |
|  <i>in</i> | innen |
|  <i>hyst</i> | Wert der Hysterese |
|  <i>komp</i> | Wert der Kompensation der Hysterese |
|  <i>konst</i> | Konstantspannungsanteil (Offset) |
|  <i>längs</i> | Wert aus Längssteifigkeit |
|  <i>max</i> | Maximalwert |
|  <i>mitt</i> | Mittelwert |
|  <i>mess</i> | Wert der Ladungsmessschaltung |
|  <i>p</i> | Wert des Aktors (Prüfling) |
|  <i>q</i> | Wert der Ladungsmessung |
|  <i>r</i> | Wert der Rohrfeder |
|  <i>rad</i> | radial |

| | |
|--|--|
| $\overset{\cdot\cdot\cdot}{\underset{\cdot\cdot\cdot}{reg}}$ | Wert am Reglerausgang |
| $\overset{\cdot\cdot\cdot}{\underset{\cdot\cdot\cdot}{rot}}$ | Wert der rotatorischen Ringbewegung |
| $\overset{\cdot\cdot\cdot}{\underset{\cdot\cdot\cdot}{tang}}$ | tangential |
| $\overset{\cdot\cdot\cdot}{\underset{\cdot\cdot\cdot}{tors}}$ | Wert der Torsionssteifigkeit der PAD-Kinematik |
| $\overset{\cdot\cdot\cdot}{\underset{\cdot\cdot\cdot}{scher}}$ | Wert durch Scherung der Aktoreinheiten |
| $\overset{\cdot\cdot\cdot}{\underset{\cdot\cdot\cdot}{sen}}$ | Wert des Sensors |
| $\overset{\cdot\cdot\cdot}{\underset{\cdot\cdot\cdot}{soll}}$ | Sollwert |
| $\overset{\cdot\cdot\cdot}{\underset{\cdot\cdot\cdot}{st}}$ | Wert des Aktors (Stellglied) |
| $\overset{\cdot\cdot\cdot}{\underset{\cdot\cdot\cdot}{trans}}$ | Wert der translatorischen Ringbewegung |
| $\overset{\cdot\cdot\cdot}{\underset{\cdot\cdot\cdot}{w}}$ | Wert der Abtriebswelle |
| $\overset{\cdot\cdot\cdot}{\underset{\cdot\cdot\cdot}{x}}$ | Wert in Richtung der x-Koordinate |
| $\overset{\cdot\cdot\cdot}{\underset{\cdot\cdot\cdot}{y}}$ | Wert in Richtung der y-Koordinate |

Inhaltsverzeichnis

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 1. | Anwendung von Stellantrieben | 11 |
| 1.1 | Technische Anforderungen | 11 |
| 1.2 | Wirtschaftliche Bedeutung | 12 |
| 2. | Stand der Technik von Stellantrieben in der Robotik | 15 |
| 2.1 | Historische Entwicklung | 15 |
| 2.2 | Motoren und Getriebe | 15 |
| 2.3 | Motorsteuerungen und Leistungselektronik | 17 |
| 2.4 | Regelung | 17 |
| 2.5 | Drehgleichförmigkeit | 19 |
| 2.6 | Stand der Forschung | 19 |
| 2.7 | Nachteile und Grenzen konventioneller Stellantriebe | 24 |
| 3. | Wirkprinzip von PAD-Motoren | 25 |
| 3.1 | Die untersuchte Motorbauform | 25 |
| 3.2 | Bisherige Leistungsdaten | 27 |
| 4. | Verbesserung der Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit von PAD-Motoren | 29 |
| 4.1 | Eigener Ansatz | 29 |
| 4.2 | Abgrenzung | 29 |
| 4.3 | Erwartete Leistungsdaten | 30 |
| 4.4 | Vorgehensweise | 30 |
| 5. | Quantifizierung der Ursachen für Drehungleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit | 31 |
| 5.1 | Einfluss der Aktoren | 31 |
| 5.2 | Steifigkeiten in der Kinematik | 42 |
| 5.3 | Dejustage der Kinematik | 46 |
| 5.4 | Unrundheit der Wälzkreise | 46 |
| 5.5 | Reproduzierbarkeit der Drehbewegung | 51 |
| 6. | Modellierung und Strategien zur Kompensation | 53 |

| | | |
|------------|---|------------|
| 6.1 | Idealisiertes Motormodell | 53 |
| 6.2 | Motormodell mit Ringrotation..... | 62 |
| 6.3 | Motormodell mit Dejustage und Exzentrizität der Welle..... | 76 |
| 6.4 | Motormodell mit Wälzkreisunrundheiten..... | 81 |
| 6.5 | Vergleich der Fehlerquellen | 87 |
| 7. | Verifikation durch Messung | 89 |
| 7.1 | Bestimmung der Parameter..... | 89 |
| 7.2 | Verbesserung der Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit..... | 92 |
| 7.3 | Abhängigkeit von der Drehrichtung | 98 |
| 7.4 | Abhängigkeit vom Lastmoment | 101 |
| 8. | Sensorlose Verfahren..... | 105 |
| 8.1 | Sensorlose Bestimmung der Parameter | 105 |
| 8.2 | Verbesserung der Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit..... | 112 |
| 8.3 | Abhängigkeit von der Temperatur..... | 115 |
| 8.4 | Geschlossene Regelschleife als Ausblick | 117 |
| 9. | Versuchsaufbauten | 119 |
| 9.1 | Versuchsaufbau zur Messung der Hysterese | 119 |
| 9.2 | Versuchsaufbau zur Erfassung der Ringbewegung | 121 |
| 9.3 | Motorprüfstand | 122 |
| 10. | Zusammenfassung | 125 |

1. Anwendung von Stellantrieben

Längst haben Stellantriebe in vielen Bereichen des alltäglichen Lebens Einzug gehalten und verrichten meist unauffällig ihren Dienst. Auch in der Luft- und Raumfahrt oder der Medizintechnik finden sie Verwendung und bilden eine wichtige Grundlage für die Robotik. Sie sind meist als Rotations- und selten als Linearantriebe ausgeführt. Am weitesten verbreitet sind elektrische Servo- und Schrittmotoren.

1.1 Technische Anforderungen

Stellantriebe werden für die unterschiedlichsten Aufgaben eingesetzt. Dementsprechend variieren die Anforderungen sehr stark. Häufig lassen sich aber folgende Trends feststellen (Stölting und Kallenbach, 2006):

- hohe Positioniergenauigkeit,
- hohes Leistungsgewicht,
- hoher Wirkungsgrad,
- hohe Drehgleichförmigkeit,
- Überlastbarkeit,
- lange Lebensdauer,
- passende Bauform,
- Robustheit gegen Umwelteinflüsse.

Antriebe für die Robotik liegen bzgl. ihrer Leistung üblicherweise im Bereich von 10 W bis 10 kW. Um eine hohe Systemdynamik zu erreichen, sind hier besonders geringe Trägheitsmomente in Kombination mit hohen Drehmomentdichten notwendig. Daneben steht auch die Forderung nach hoher absoluter Positioniergenauigkeit im Vordergrund, da dadurch erst eine Kosten sparende Offline-Programmierung sowie eine hohe Betriebssicherheit ermöglicht wird. Antriebe in der Robotik müssen einen großen Geschwindigkeitsbereich abdecken und auch bei niedrigen Drehzahlen eine hohe Drehgleichförmigkeit erzielen (Sciavicco und Siciliano, 2005). Da Roboter oftmals unter Last in einer Position verharren müssen oder bestimmte Achsen nur sehr langsam bewegt werden, sind Antriebe wünschenswert, die in diesen Situationen kaum Leistung aufnehmen. Eine aktive Dämpfung, wie sie für hochdynamisch betriebene, schwingungsfähige Positioniersysteme notwendig ist, erfordert eine präzise Messung des Drehmoments.

Je nach Anwendungsgebiet können die Anforderungen an Stellantriebe auch sehr speziell sein. So werden in der Automatisierungstechnik zur Aufrechterhaltung des Produktionsflusses zunehmend Methoden für eine vorausschauende Instandhaltung (engl. predictive maintenance) gefordert, so dass wichtige Komponenten bereits vor einem Ausfall getauscht werden können. In der Medizintechnik sind beispielsweise der Betrieb in starken Magnetfeldern, Strahlenresistenz oder eine feinfühlig Drehmomentmessung wichtig. Häufige Anforderungen in der Luft- und Raumfahrt sind ein geringes

Gewicht, schnelles Ansprechverhalten und das Halten einer Position ohne Energieverbrauch.

1.2 Wirtschaftliche Bedeutung

Der Weltmarkt für elektrische Antriebe in der Klasse unter 700 Watt beträgt im Jahr 2008 schätzungsweise 15,1 Mrd. US-Dollar. Mit einem erwarteten Zuwachs von mehr als drei Prozent pro Jahr wird 2012 ein Umsatz von 17,0 Mrd. US-Dollar erreicht. Es entfallen derzeit ca. 5,0 Mrd. US-Dollar auf Antriebe, die nicht zum untersten Preissegment gehören und von Drehmoment und Leistung mit der in dieser Arbeit untersuchten Motorklasse vergleichbar sind. Diese setzen sich entsprechend Abb. 1.1 aus Servo-, DC- und Schrittmotoren zusammen.¹

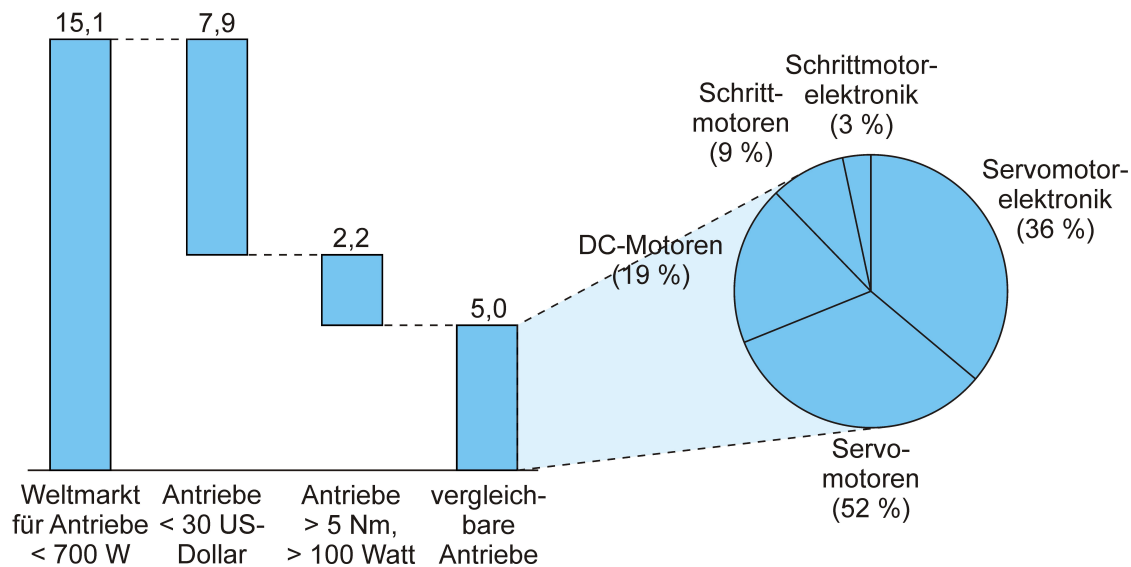


Abb. 1.1: Weltmarkt für elektrische Kleinantriebe für das Jahr 2008 in Mrd. US-Dollar

Diese Aufstellung beinhaltet dabei keine mechanischen Komponenten, wie Drehgeber, Getriebe oder Bremsen, die ganz oder teilweise durch den piezoelektrischen Ringmotor ersetzt werden können.

Die steigende Nachfrage nach besonders hochwertigen Stellantrieben wird den adressierten Markt noch schneller vergrößern. So wird die weltweite Medizintechnikbranche ihren Umsatz von 214 Mrd. US-Dollar im Jahr 2006 um schätzungsweise 24% auf 265 Mrd. US-Dollar im Jahr 2011 steigern. Deutschland trug als wichtigster Medizintechnikmarkt in Europa 25,3 Mrd. US-Dollar bei.² Der weltweite Markt für Industrieroboter betrug 2006 5,8 Mrd. US-Dollar bzw. 112 Tsd. Einheiten. Es wird

¹ basierend auf Marktanalysen „IMS Research 2006“ und „IMS Research 2007“ der Global Industry Analysts Inc., 2007 (Quelle: Siemens AG)

² laut Marktanalyse „Global Health Care Equipment & Supplies“ der Datamonitor Group, 2007

angenommen, dass bis 2010 jährlich 4,2 % mehr Roboter abgesetzt werden. Bei den Service-Robotern wird sich der weltweite Bestand von 3,6 Mio. Stück im Jahr 2006 bis zum Ende des Jahres 2010 sogar mehr als verdoppeln.³

³ laut Marktanalyse "World Robotics 2007" des IFR Statistical Department, VDMA Robotics and Automation, 2007

2. Stand der Technik von Stellantrieben in der Robotik

Um die unterschiedlichen Antriebskonzepte in der Robotik vergleichen zu können, ist es notwendig, die Systeme ganzheitlich zu betrachten. Dies umfasst außer dem eigentlichen Motor, die Steuerung, die Leistungsstellglieder und gegebenenfalls weitere mechanische Komponenten wie Positionssensoren, Getriebe oder Haltevorrichtungen.

2.1 Historische Entwicklung

Das erste und noch immer wichtigste Anwendungsgebiet der Robotik ist die Fertigungstechnik. Als Geburtsstunde gilt das Jahr 1954, in dem George C. Devol ein Patent mit dem Titel „Programmed Article Transfer“ anmeldete. Zusammen mit Joseph Engelberger gründete er daraufhin Unimation Inc., den ersten Robotikhersteller der Welt. Im Jahr 1961 wurde der erste Industrieroboter mit dem Namen „Unimate“ in einem Werk der General Motors Inc. in Betrieb genommen. Er wurde wie die meisten Roboter zu Beginn der Entwicklung hydraulisch angetrieben (Nof, 1999). Der erste vollständig mit Elektromotoren ausgestattete Roboter war das Modell IRB-6 der schwedischen Firma ASEA und war ab 1973 kommerziell verfügbar. Der Selective Compliance Assembly Robot Arm (kurz SCARA), eine antropomorphe Roboterkinematik, die auch heutzutage eine weite Verbreitung aufweist, wurde 1978 von Hiroshi Makino erfunden. Sie wird meist durch direkt in den Gelenken untergebrachte Elektromotoren angetrieben (Rosheim, 1994).

In den 80er Jahren setzte sich der elektrische Servo- und Schrittmotor in der Robotik durch und verdrängte mit Ausnahme von Schwerlastrobotern und Spezialanwendungen die hydraulische Aktorik (Nof, 1999). Das Harmonic-Drive-Getriebe, das bereits 1955 von Walter Musser erfunden worden war, fand eine weite Verbreitung. Im Jahr 1988 wurde die erste parallele Roboterkinematik von Reymond Clavel entwickelt. Einen wichtigen Meilenstein in der jüngsten Vergangenheit markiert der Leichtbauroboter der KUKA AG, der in Zusammenarbeit mit dem Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt entwickelt worden ist. Es handelt sich dabei um den ersten Roboter mit serieller Kinematik, der ein Tragkraft-zu-Eigengewicht-Verhältnis von größer als Eins aufweisen kann. Er wird von eigens entwickelten permanenterregten Synchronmotoren mit Harmonic-Drive-Getrieben gesteuert und ist seit 2006 erhältlich (Hägele et al., 2008).

2.2 Motoren und Getriebe

Abb. 2.1 zeigt eine systematische Gliederung aller wichtigen Elektromotoren, die auf elektromagnetischer Induktion basieren. In der Robotik werden bei geringer Leistungsanforderung überwiegend permanenterregte Gleichstrommotoren eingesetzt. In kostengünstigen Systemen werden die Motoren mechanisch, in hochwertigen Systemen elektronisch kommutiert. Der eisenlose Glockenankermotor als Spezialform des Gleichstrommotors wird gerne verwendet, da er kein Rastmoment aufweist und damit eine hohe Drehgleichförmigkeit bietet. Bei höheren Leistungen sind vektorgeregelte Synchronmaschinen weit verbreitet. Schrittantriebe bilden eine spezielle Untergruppe unter den Synchronmaschinen und weisen einen Permanentmagnet-, Reluktanz- oder

Hybridläufer auf. Sie können rein gesteuert betrieben werden, benötigen dann aber aufgrund der geringen Dämpfung eine lange Einschwingzeit. Für dynamische und präzise Anwendungen müssen sie geregelt betrieben werden (Scheinman und McCarthy, 2008).

| Elektromagnetische Motoren | | | |
|--|---|---|---|
| selbstgeführt | | fremdgeführt | |
| mechanisch | elektronisch | synchron | asynchron |
| <u>Gleichstrom:</u> Nebenschluss-Reihenschlussmotor, fremderregter, permanenterregter Gleichstrommotor <u>Wechselstrom (1~):</u> Universalmotor | <u>Wechselstrom (1~):</u> Magnetläufermotor (Blockstrom- oder Sinusstromtechnik), Reluktanzmotor | <u>Wechselstrom (1~):</u> Magnet-Reluktanz-, Hybridschrittmotor <u>Wechselstrom (3~):</u> Synchronmotor mit Magnetläufer oder Hybridläufer | <u>Wechselstrom (1~):</u> Kondensatormotor, Spaltpolmotor <u>Wechselstrom (3~):</u> Asynchronmotor mit Käfigläufer |

Abb. 2.1: Übersicht über wichtige elektromagnetische Motoren nach Stöltzing und Kallenbach (2006)

Neben den elektromagnetischen Motoren werden nach wie vor auch hydraulische Motoren eingesetzt, die typischerweise mit Proportionalventilen betrieben werden. Insbesondere Linearantriebe können einfach realisiert werden. Sie bieten hohe Leistungsdichten, benötigen jedoch aufwändige Versorgungseinrichtungen. Aufgrund von Leckagen sind sie fehleranfällig und wartungsintensiv. Pneumatische Antriebe werden meist mit schaltenden Ventilen zwischen zwei mechanischen Endanschlägen betrieben. Da sie verhältnismäßig ineffizient arbeiten und aufgrund von Komprimierbarkeitsfehler schwer zu regeln sind, ist ein Betrieb mit Proportionalventilen auf wenige Anwendungen beschränkt. Sie werden beispielsweise unter rauen Umweltbedingungen oder in explosionsgefährdeten Umgebungen eingesetzt (Sciavicco und Siciliano, 2005).

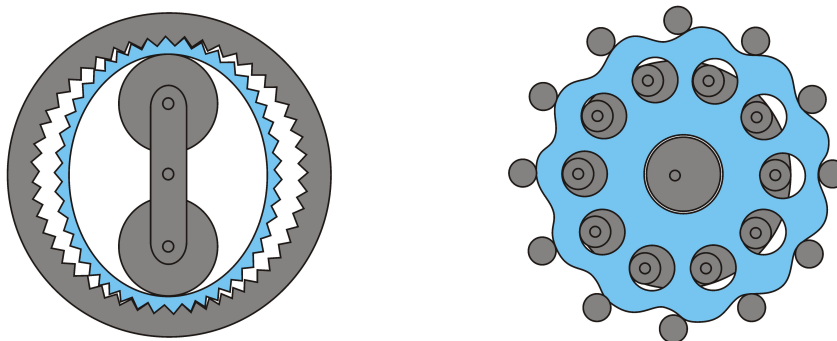


Abb. 2.2: Funktionsprinzip des Harmonic-Drive-Getriebes und des Zykloidgetriebes

Elektromagnetische Motoren benötigen als Stellantriebe häufig eine Untersetzung, da ihr Abtriebsdrehmoment für typische Aufgaben zu klein ist. Zum Einsatz kommen vorwiegend Stand- und Umlaufrädergetriebe. Um eine hohe Steifigkeit und ein geringes Spiel zu gewährleisten, sind ein sorgfältiges Design und eine präzise Fertigung

notwendig. Eine weitere Getriebebauform, die zunehmend Verbreitung findet, ist das Harmonic-Drive-Getriebe. Es basiert auf einem Exzenter, der einen deformierbaren, verzahnten Ring in eine ebenfalls verzahnte Hohlwelle drückt (s. Abb. 2.2). Dieses Prinzip erlaubt hohe Untersetzungen bei geringem Bauraumbedarf und Getriebeispiel. Zur Übertragung von sehr hohen Drehmomenten dienen Zykloidgetriebe. Bei dieser Bauform wälzt sich eine Kurvenscheibe, die von einem Exzenter angetrieben wird, über feststehende Bolzen ab (s. ebenfalls Abb. 2.2). Bei speziellen Bauraumbedingungen oder zur Selbsthemmung werden auch schrägverzahnte Getriebe eingesetzt (Scheinman und McCarthy, 2008).

2.3 Motorsteuerungen und Leistungselektronik

Motorsteuerungen und Leistungselektronik in der Robotik unterscheiden sich im Allgemeinen nicht von anderen Stellantriebssystemen. Aufgrund der vielfältigen Möglichkeiten der digitalen Regelung und des stetig fallenden Preises für integrierte Schaltkreise dominieren Motorsteuerungen auf Basis von Mikrocontrollern den Markt; insbesondere die Integration von Modulen für Kommunikation und Pulsweitenmodulation, Sensorschnittstellen und Speicherbausteine ermöglichten sowohl kostengünstige, als auch hochwertige Motorsteuerungen (Stölting und Kallenbach, 2006). Applikations-spezifische integrierte Schaltkreise (engl. ASICs), die für andere Anwendungen mit sehr großen Stückzahlen, wie z. B. im Automobil oder in Haushaltsgeräten, entwickelt worden sind, werden ebenso eingesetzt. Darüber hinaus gibt es integrierte Schaltkreise für Schrittmotoren, mit denen die Motoren im Voll-, Halb- und Mikroschritt betrieben werden können. Seit einigen Jahren zeichnet sich bei Stellantrieben ein Trend zu hardwarenah programmierbaren Bausteinen in besonders leistungsfähigen oder kundenspezifischen Antrieben ab (Krah und Kallenbach, 2008; Bose, 2009). Ursächlich hierfür ist vor allem die gesteigerte Leistungsfähigkeit durch parallel ablaufende Prozesse und die freie Konfigurierbarkeit der Hardware, die die Kosten bei kleinen Stückzahlen erheblich senkt.

Als leistungselektronische Stellglieder werden nur gelegentlich bei kleinen Leistungen Transistoren im linearen Verstärkungsbereich eingesetzt. In der Regel werden schnelle Transistoren, insbesondere MOSFETs (engl. metal-oxide-semiconductor field-effect transistors) und IGBTs (engl. insulated gate bipolar transistor) verwendet, die nur schaltend und damit verlustarm im Sättigungsbereich betrieben werden (Bose, 2009). Es kommen fast ausschließlich Ein-, Zwei- oder Vierquadrantensteller für Gleichstrommotoren und ein- bzw. dreiphasige Wechselrichter für Wechselstrommotoren zum Einsatz. Schrittmotoren für den unipolaren Betrieb verfügen über einen Mittelabgriff der Windungen, wobei jede Teilwicklung über einen Leistungsschalter gestellt wird. Bei höherwertigen Antrieben ist jede Phase mit einer Vollbrücke ausgestattet (Stölting und Kallenbach, 2006).

2.4 Regelung

Hohe Präzision und Antriebssteifigkeit erreichen nur geregelte Systeme. Als Sensoren dienen inkrementale oder absolute Drehwinkelgeber und Resolver, die getriebeantriebs-

seitig montiert sind. Zur weiteren Steigerung der Genauigkeit sind in einigen Fällen die Sensoren getriebeabtriebsseitig angebracht. Wegen ihrer einfachen Regelbarkeit wurden früher überwiegend Gleichstrommotoren eingesetzt. Diese waren aufgrund des Verschleißes an den Bürsten wartungsaufwendig und in ihrer Lebensdauer beschränkt. Abb. 2.3 zeigt einen typischen Positionsregelkreis für eine Gleichstrommaschine mit Lagegeber.

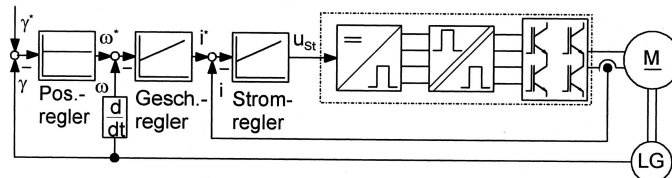


Abb. 2.3: Typische Positionsregelung eines Gleichstrommotors mit unterlagerter Drehzahl- und Stromregelung (Quelle: Stölting und Kallenbach, 2006)

Durch den Fortschritt in der Leistungselektronik und Mikroprozessortechnik fand die von Hasse und Blaschke eingeführte feldorientierte Regelung (engl. field-oriented control) von Asynchron- und Synchronmaschinen, auch Vektorregelung genannt, eine weite Verbreitung. Sie zeichnet sich dadurch aus, dass die Strangströme numerisch in drehmoment- und flusserzeugende Komponenten aufgeteilt werden und die Regelung dadurch wie bei der Gleichstrommaschine erfolgen kann (Leonhard, 2001; Schröder, 2001). Dadurch wurden nicht nur die zuvor eingesetzten Frequenzumrichter verdrängt, sondern es wurde auch der Gleichstrommotor als Servoantrieb in vielen Bereichen durch den Synchronmotor ersetzt. Abb. 2.4 zeigt die Positionsregelung einer Synchronmaschine mit der Umrechnung des dreiphasigen Koordinatensystems des Ständers in das zweiphasige Bezugskordinatensystem, das über den Rotorwinkel in das Koordinatensystem des Rotors hin- bzw. rücktransformiert wird.

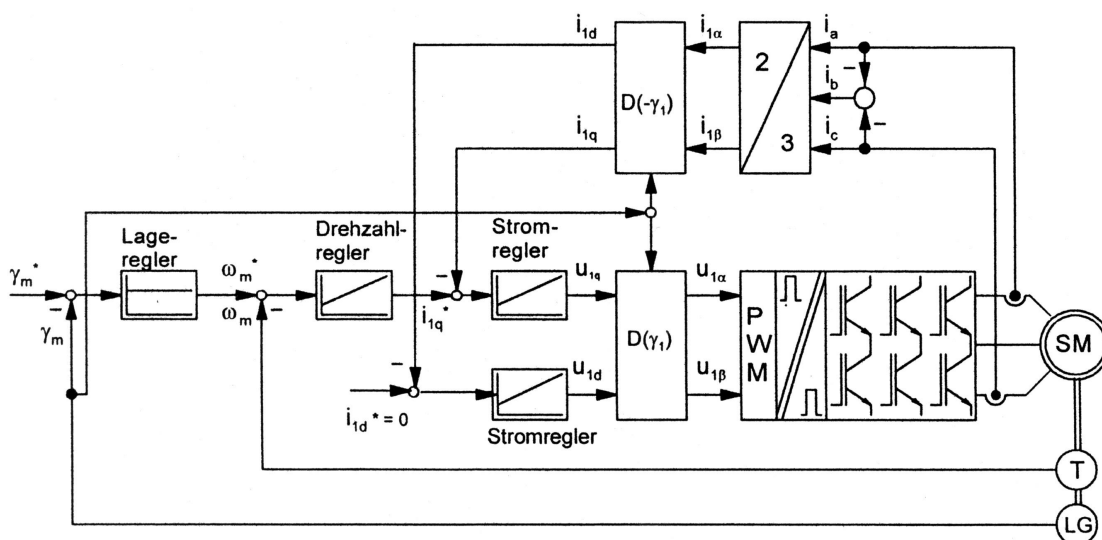


Abb. 2.4: Typische Positionsregelung einer Synchronmaschine auf Basis der Vektorregelung (Quelle: Stölting und Kallenbach, 2006)

Gesteuerte Systeme wie der Schrittmotor sind grundsätzlich kostengünstiger und kompakter, da sie ohne Mess- und Regeleinrichtungen auskommen. Sie weisen durch ihr Prinzip eine gute Positioniergenauigkeit auf (Schröder, 2000). In einigen Fällen werden auch steuerbare Systeme geregelt betrieben, um die Vorteile beider Systeme zu kombinieren.

2.5 Drehgleichförmigkeit

Das Gleichlaufverhalten konventioneller elektromagnetischer Motoren ist seit jeher im Interesse zahlreicher Untersuchungen. Besonders bei Roboterkinematiken, deren Steifigkeit im Verhältnis zur Last oder dem Eigengewicht gering ist, müssen die Antriebe eine möglichst hohe Drehgleichförmigkeit aufweisen, um die Anregung von Strukturschwingungen zu vermeiden (Sciavicco, 2005, Scheinman und McCarthy, 2008). Drehzahlgeregelte Systeme sind im Allgemeinen unempfindlicher gegenüber Drehmomentschwankungen als ungeregelte Systeme, da der Regler diese größtenteils kompensieren kann. Die Kompensation erfordert jedoch agile Regler, die auch auf Störungen empfindlich reagieren und hohe pulsierende Ströme verursachen, die den Motor und die Leistungselektronik belasten.

Bei elektromagnetischen Motoren wird Ungleichlauf durch schwankende elektromagnetische Momente, magnetische Rastmomente und Reluktanzmomente verursacht. Durch konstruktive Maßnahmen, insbesondere die Schrägung der Nuten oder eine asymmetrische Wicklungsanordnung, kann der Drehmoment- bzw. Drehzahlfehler typischerweise bis auf einige Prozent verringert werden (Kempkes, 1991; Jahns und Soong 1996). Glockenankermotoren eignen sich für gleichförmige Drehbewegungen besonders gut, da ihr eisenloser Anker keine Rastmomente erzeugt. Die Motoren sind jedoch aufgrund der selbsttragenden Wicklung nur bis zu einer Leistungsgrenze von wenigen Hundert Watt herstellbar und der effektiv größere Luftspalt vermindert die Magnetflussdichte und damit die erzielbare Leistungsdichte. Des Weiteren sind nicht alle Motortypen für eine hohe Drehgleichförmigkeit geeignet. So bieten Reluktanzmotoren zwar hohe Dynamik und sind im Betrieb äußerst robust; ihr Drehmoment hingegen ist stark pulsierend und schlecht regelbar. Das Wirkprinzip reagiert empfindlich auf Asymmetrien.

2.6 Stand der Forschung

Die folgenden Themen sind Gegenstand aktueller Forschung und können einen wesentlichen Beitrag zur Verbesserung von Stellantrieben leisten.

2.6.1 Permanentmagnete

Die Weiterentwicklung permanentmagnetischer Materialien, wie z. B. Samarium-Kobalt- oder Neodym-Eisen-Magnete, die hohe Energiedichten aufweisen und thermisch höher belastbar sind, stehen im Interesse der Forschung (Stölting und Kallenbach, 2006). Zudem werden die Kosten durch verbesserte Verfahren zur mechanischen Bearbeitung und Aufmagnetisierung weiter gesenkt. Dadurch können

permanent- und hybriderregte Motoren, insbesondere der bürstenlose Gleichstrommotor und die Permanentmagnetsynchronmaschine, in ihren Drehmoment- und Leistungsdichten weiter verbessert werden. Sie verfügen über die höchsten Wirkungsgrade und die geringsten Trägheitsmomente unter den elektromagnetischen Motoren.

2.6.2 Direktantriebe

Als Direktantriebe (engl. torque motor) bezeichnet man elektromagnetische Motoren, die aufgrund ihrer speziellen Auslegung vergleichsweise hohe Drehmomente und niedrige Drehzahlen aufweisen und daher ohne Getriebe an die Last gekoppelt werden können. Sie basieren im Allgemeinen auf permanenterregten Synchronmotoren mit sehr hoher Polpaarzahl. Durch Verwendung von hochenergetischen Magneten und durch Gewichtsoptimierung der Rotoren entstehen vergleichsweise dynamische Antriebe. In der Robotik bieten Axialflussmaschinen aufgrund ihrer Geometrie Vorteile bzgl. Bauraum und Effizienz gegenüber Radialflussmaschinen (Aghili et al., 2007; Bose, 2009). Die Scheibenläufer erzeugen jedoch hohe axiale Kräfte, die durch geeignete Lager gestützt oder über einen zweiten Stator kompensiert werden. Abb. 2.5 zeigt eine Axialflussmaschine mit beidseitigem Stator, bei dem die Permanentmagnete über einen faserverstärkten Kunststoff in der Welle fixiert sind.

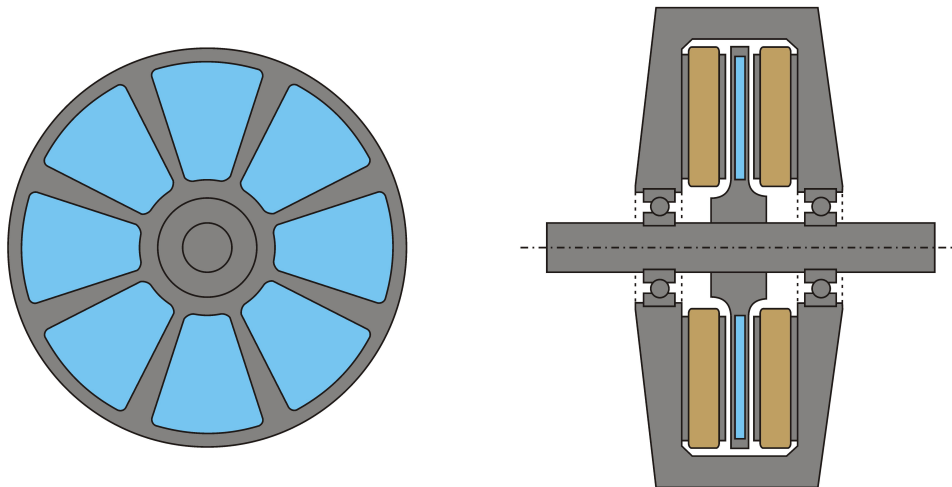


Abb. 2.5: Seitenansicht der Welle und Schnittbild der gesamten Axialflussmaschine mit beidseitigem Stator nach Knörzer und von König (2000)

Aufgrund der mit der Polpaarzahl zunehmenden Fertigungskosten sind Direktantrieben wirtschaftliche Grenzen gesetzt. Zudem erscheint eine Miniaturisierung problematisch, so dass einigermaßen drehmomentstarke Motoren erst über 100 W verfügbar sind. Drehmomentschwankungen haben in Direktantrieben eine stärkere Auswirkung auf die Arbeitsmaschine, da sie nicht durch einen schnell rotierenden Rotor geglättet werden.

2.6.3 Motorsteuerungen

Im Fokus aktueller Arbeiten steht die Optimierung der Effizienz des gesamten Antriebs, z. B. durch eine Steuerung oder Regelung der felderzeugenden Stromkomponente, um

den Motor im Minimum zwischen magnetischen Verlusten und ohmschen bzw. Wirbelstromverlusten betreiben zu können. Des Weiteren wird versucht, Motoren und Leistungselektronik thermisch optimal auszunutzen (Lorenz, 2006). Die Integration der Messwiderstände in die Leistungshalbleitermodule verbessert die Qualität der Strommessung und ermöglicht die Diagnose von Fehlern im Antrieb (Lorenz, 2006; Bose, 2009). Derartige Antriebe werden als „self-sensing“ bezeichnet. Sie ersetzen Sensoren für magnetischen Fluss, Drehzahl und Drehmoment und erhöhen damit die Zuverlässigkeit der Gesamtsysteme. Die Möglichkeit, das Lastmoment gegenüber der Abtriebsseite genau zu bestimmen, wird durch die häufig notwendigen Getriebe erheblich verschlechtert.

2.6.4 Sensorlose Regelung

Bei der sensorlosen Regelung wird die Rotorlage eines elektromagnetischen Motors nicht über einen Drehgeber bzw. Resolver gemessen, sondern durch einen Beobachter aus den Motorströmen geschätzt. Da damit der mechanische Sensor mitsamt elektrischem Anschluss entfallen kann, sind derartige Antriebe kostengünstiger in der Herstellung und robuster im Betrieb. Eine Filterung der Messsignale ist bei der sensorlosen Regelung nicht mehr erforderlich, was den Phasenversatz für die Regelung verringert und somit die Dynamik des Antriebs erhöht. Die Verfahren zur sensorlosen Regelung eignen sich vor allem für die Drehzahlregelung von permanenterregten Motoren, kann aber auch auf Hybrid- und Reluktanzmotoren angewendet werden, z. B. (Brösse, 1998). Über ihr Funktionsprinzip können sie in verschiedene Gruppen eingeteilt werden (Schönfeld und Hofmann, 2005).

Die erste Gruppe basiert auf Beobachtern, wie den Luenberger-Beobachter, das Kalman-Filter oder die Modell-Referenz-Adaption (MRAS), die über die elektromotorische Kraftrückwirkung (Gegen-EMK) des Motors die Drehzahl bestimmen. Eine zweite Gruppe an Verfahren nutzt die Schwankung der Motorinduktivität aus, die sich aus der jeweiligen Zahn-Nutgeometrie ergibt. Diese beiden Methoden funktionieren im Stillstand und aufgrund von Messrauschen und Diskretisierungsfehlern auch bei niedrigen Drehzahlen nicht (Schröder, 2001). Zur Lageregelung des Rotors sind sie somit nicht geeignet. Sind keine hohen Anforderungen an die Genauigkeit gestellt, so kann der Motor bei geringen Drehzahlen bis hinab zum Stillstand wie ein Schrittmotor gesteuert betrieben werden. Die dritte Gruppe an Verfahren injiziert Testsignale in den Motor und ermittelt aus der richtungsabhängigen Sättigung der Motorinduktivität oder aus bewusst in die Motorgeometrie eingefügten Asymmetrien die Lage des Rotors. Da diese Verfahren auch im Stillstand arbeiten, kann damit eine Lageregelung des Rotors vorgenommen werden. Klepsch (1995) regelt auf diese Art einen permanenterregten Synchronservomotor und Aicher (2004) einen Hybridschrittmotor.

Begrenzt durch Messungenauigkeiten und Parameteränderungen des Motors über Temperatur und Lebensdauer lassen sich Auflösung von etwa 3 bis 6 elektrische Grad erreichen. Nachteilig sind die benötigte hohe Rechenleistung sowie Ungenauigkeit bei geringer Drehzahl und im Stillstand (Schröder, 2001; Bose, 2009).

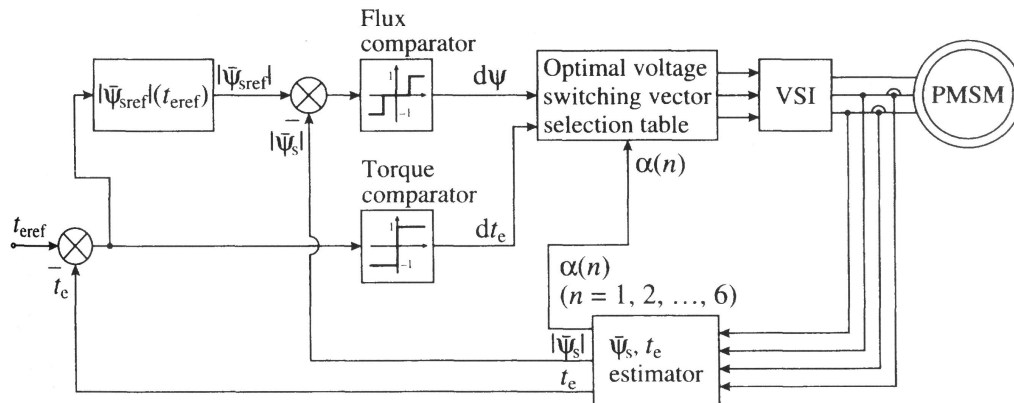


Abb. 2.6: Direkte Drehmomentregelung einer permanentenerregten Synchronmaschine (Quelle: Vas, 1998)

Eine spezielle Form der Vektorregelung von Drehfeldmaschinen ist die von Depenbrock, Takahashi und Noguchi nahezu zeitgleich veröffentlichte Methode der direkten Drehmomentregelung (engl. direct torque control). Sie bietet eine weitere Verbesserung der Dynamik und kann besonders vorteilhaft als sensorlose Regelung eingesetzt werden (Vas, 1998). Sie basiert auf einer Schätzung von Drehmoment und magnetischem Fluss. Wenn einer der beiden Größen weiter vom Sollwert abweicht als erlaubt, werden die Transistoren in der Brückenschaltung derart angesteuert, dass der Fehler so schnell wie möglich in das Toleranzband zurückkehrt (s. Abb. 2.6). Die erste kommerziell verfügbare Servomotorsteuerung mit direkter Drehmomentregelung ACSM1 stammt von der Firma ABB und ist erst seit 2007 auf dem Markt. Nachteilig gegenüber der konventionellen Vektorregelung sind das stärker pulsierende Drehmoment sowie zusätzliche Wirbelstromverluste (Bose, 2009).

2.6.5 Piezoelektrische Motoren

Bisher entwickelte Piezomotoren werden aufgrund ihrer geringen Leistung und Effizienz nur in Mikropositioniersystemen eingesetzt, z. B. in einer Forschungsarbeit (Jungnickel, 2004) oder kommerziell verfügbar in einem Hexapod der Physik Instrumente GmbH (Scheinman und McCarthy, 2008). Sie müssen im Allgemeinen geregelt betrieben werden, da sie eine reibschlüssige Kraftübertragung aufweisen. Durch ihr Wirkprinzip, das entweder eine resonante Anregung der piezoelektrischen Aktoren erfordert oder auch nicht-resonant ausgeführt sein kann, lassen sie sich in unterschiedliche Klassen einteilen (s. Abb. 2.7).

| Piezoelektrische Motoren | | | |
|----------------------------------|-------------------------------------|----------------------------|---------------------------|
| resonant | | nicht-resonant | |
| Modenschwinger | Wanderwellen | Schreit'antriebe | Trägheitsantriebe |
| Monomodens-, Bimodenschwinger | Ringförmige Welle, lineare Welle | Klemm-Vorschub- Prinzip | Reib-Vorschub- Prinzip |

Abb. 2.7: Übersicht über konventionelle piezoelektrische Motoren

Im Jahr 2006 wurde eine neue Art von piezoelektrischem Motor, der Piezoelectric Actuator Drive (kurz PAD), erstmals präsentiert (Kappel et al., 2006; Kappel et al., 2008b). Ihr Funktionsprinzip und die daraus resultierenden Vorteile werden in Kap. 3 ausführlich beschrieben. PAD-Motoren bilden als formschlüssige Rotationsantriebe eine eigene Klasse von piezoelektrischen Motoren. Der einzige neben dem PAD bekannte formschlüssige Rotationsantrieb, der kontinuierlich im Eingriff ist, wird von (Barth, 2000) beschrieben. Bei diesem Ansatz drücken mehrere Finger, die über piezoelektrische Stapelaktoren bewegt werden, den flexiblen Innenring eines Harmonic-Drive-Getriebes in die Verzahnung einer äußeren Hohlwelle. Diese rollen dadurch aufeinander ab (s. Abb. 2.8).

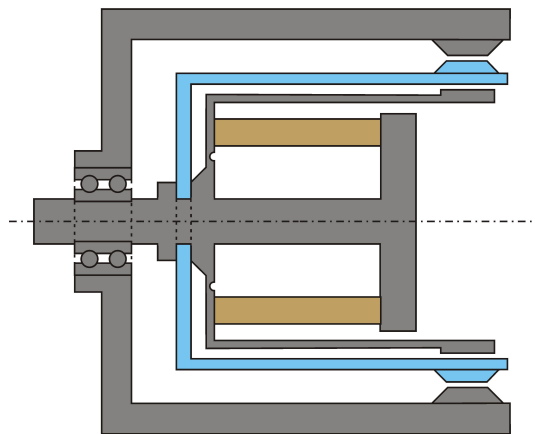


Abb. 2.8: Formschlüssiger piezoelektrischer Rotationsantrieb auf Basis des Harmonic Drive nach Barth (2000)

Bei den Motorsteuerungen handelt es sich um individuell angepasste Hardware, da sich piezoelektrische Motoren in ihrer Betriebsweise untereinander und zu herkömmlichen Antrieben stark unterscheiden. Durch den hohen Anspruch an die Leistungselektronik von piezoelektrischen Aktoren haben sich dort mehrere Konzepte etabliert. Analoge Endstufen wie Klasse AB und B haben höchste Signalgüte; jedoch weisen sie einen schlechten Wirkungsgrad auf, da sie die Blindleistung der Aktoren dissipieren. Eine in der Effizienz gesteigerte Endstufe der Klasse B zeigen Wallenhauer et al. (2009). Reine Schaltendstufen werden häufig für den Betrieb von piezoelektrischen Aktoren eingesetzt (Reineke, 1998; Knauss, 1999; Bachmeier et al., 2002). Sie bieten die höchste Effizienz bei geringen Abmessungen, bedürfen jedoch einer Filterung, die den Oberwellengehalt ausreichend reduziert. Seit geraumer Zeit werden Hybridendstufen eingesetzt, die eine hohe Signalgüte bei mäßigen Verlusten und Bauteilaufwand bieten. Sie basieren auf Schaltendstufen, die über eine analoge Ausgangsstufe verfügen, um die Spannungswelligkeit zu verringern. Bekannt sind beispielsweise eine Halbbrücke mit ausgangsseitigem, potentialfreien Klasse-B-Verstärker (Stiebel et al., 1999) oder Schaltendstufen mit einer kapazitiv angekoppelten Analogendstufe (Bachmeier et al., 2006).

2.7 Nachteile und Grenzen konventioneller Stellantriebe

Elektromagnetische Motoren sind in ihrer Entwicklung weit fortgeschritten. Die wissenschaftlichen Beiträge in jüngster Vergangenheit zeigen größtenteils nur marginale Verbesserungen (Bose, 2009). Während sich einige Eigenschaften von elektromagnetischen Motoren durch geeignete Auslegung und den Einsatz hochwertiger Komponenten verbessern lassen, so gibt es auch Eigenschaften für die technische Grenzen gelten.

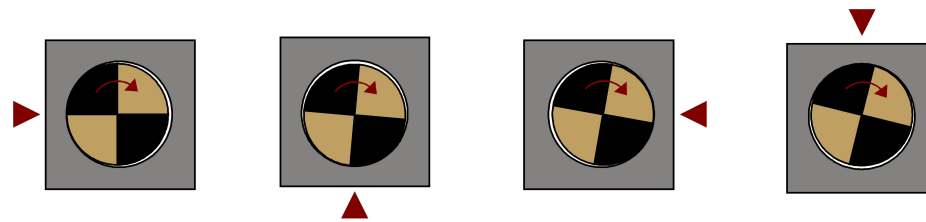
Servomotoren, die über hochwertige Getriebe oder präzise getriebeabtriebsseitige Lagegeber verfügen, erreichen eine hohe Positioniergenauigkeit, sind jedoch teuer und fehleranfällig. Sensorlos geregelte Motoren können diese Genauigkeiten nicht erreichen, da die Verfahren ein beschränktes Auflösungsvermögen sowie Probleme bei niedrigen Drehzahlen und im Stillstand aufweisen. Rein gesteuerte Antriebe sind unter wechselnder Last sehr ungenau, da die Steifigkeit der elektromechanischen Kopplung begrenzt ist und beliebig große Polpaarzahlen technisch nicht umsetzbar sind. Positioniergenauigkeit kann hier nur durch möglichst spielfreie und stark übersetzte Getriebe erzielt werden. Ebenso ist das Auflösungsvermögen bei gesteuerten Antrieben oder Antrieben mit großem Getriebeispiel stark eingeschränkt. Letztendlich werden die Herstellungskosten für präzise Servoantriebe auf hohem Niveau bleiben, da sie mehrere mechanisch hochwertige Komponenten benötigen. Eine technische Grenze ist dem Drehmoment- und Leistung-Gewicht-Verhältnis eines Servosystems gesetzt, da ein leistungsfähiger Motor zum größten Teil aus Kupfer und Eisen bestehen muss und zudem über einen Drehgeber und gegebenenfalls über ein Getriebe und eine Bremse verfügt. Eine ausreichende Dynamik erreichen elektromagnetische Motoren nur durch hohe Motorleistungen und Überlastbarkeit. Die Leistungsfähigkeit von Permanentmagneten stellt jedoch eine technische Beschränkung für eine weitere Reduktion der Trägheitsmomente und der thermischen Überlastbarkeit dar.

Hydraulische und pneumatische Antriebe bieten hohe Leistungsdichten, werden aber aufgrund ihrer Wartungsanfälligkeit und geringen Effizienz keine zunehmende Verbreitung finden. Die derzeit verfügbaren piezoelektrischen Motoren erreichen eine hohe Dynamik und ausreichende Drehmomente, können aber das Leistungsvermögen der Aktoren nicht effektiv und mit hoher Wiederholgenauigkeit in eine Drehbewegung umsetzen.

3. Wirkprinzip von PAD-Motoren

PAD-Antriebe basieren auf einem Antriebsring, der durch mindestens zwei piezoelektrische Aktoren auf einer Kreisbahn bewegt wird (Kappel et al., 2006). Der Ring umschließt eine Motorwelle, die an der Innenseite des Rings reibschlüssig oder formschlüssig über eine Mikroverzahnung abrollt (s. Abb. 3.1).

Wirkprinzip mit reibschlüssiger Kraftübertragung



Wirkprinzip mit formschlüssiger Kraftübertragung

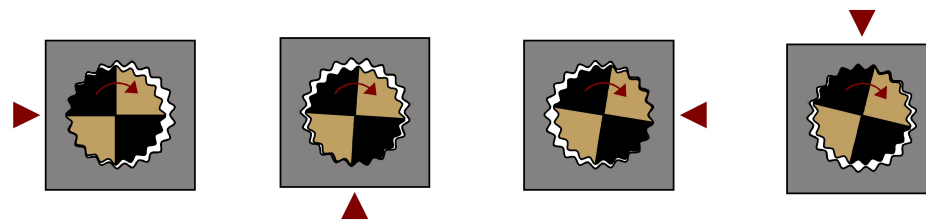


Abb. 3.1: Wirkprinzip von PAD-Motoren

Diese Kinematik erlaubt eine Vielzahl an Varianten bezüglich eingesetzter Aktoren und deren Anordnung, Material und Herstellungsverfahren sowie Entkopplung der betätigten Achsen. Kappel et al. (2008) zeigen unterschiedliche Ausführungen. Das Spektrum reicht von kostengünstigen Kinematiken aus Kunststoffspritzguß mit piezoelektrischen Biegewandlern über metallische Kinematiken mit zylindrischem Formfaktor bis hin zu den leistungsstärksten Varianten mit Stapelaktoren, die steif mit einem metallischen Ring verbunden sind.

3.1 Die untersuchte Motorbauform

In der vorliegenden Arbeit wird eine Kinematik untersucht, die von zwei orthogonal und außermittig angeordneten Stapelaktorpaaren angetrieben wird (s. Abb. 3.2). Die Aktoren eines Paares führen jeweils eine sinusförmige Auslenkung durch, die um 90° zueinander phasenversetzt ist. Durch die Richtung des Phasenversatzes ist die Drehrichtung vorgegeben. Die Entkopplung der beiden Achsen erfolgt durch elastische Biegung des jeweils anderen Aktorpaars. Die eingesetzten Aktoren der Fa. Epcos stammen aus dem Piezo-Common-Rail-Einspritzsystem PCR-2. Sie bestehen aus 350

übereinander gestapelten Schichten einer polykristallinen Blei-Zirkonat-Titanat-Keramik (kurz: PZT-Keramik), auf die jeweils eine dünne Schicht aus Silber und Palladium zur Kontaktierung aufgedampft wird. Durch elektrische Parallelschaltung der Schichten kann so die zum Betrieb notwendige Spannung trotz der notwendigen Feldstärken von 2 kV/mm auf einige Hundert Volt abgesenkt werden. Da der Aktor nur auf Druck beansprucht werden darf, aber für den Betrieb des PAD sowohl Druck- als auch Zugkräfte erforderlich sind, werden die Aktoren in einer elastischen Rohrfeder unter Vorspannung eingeschweißt. Diese Kombination wird im Folgenden als Aktoreinheit bezeichnet.

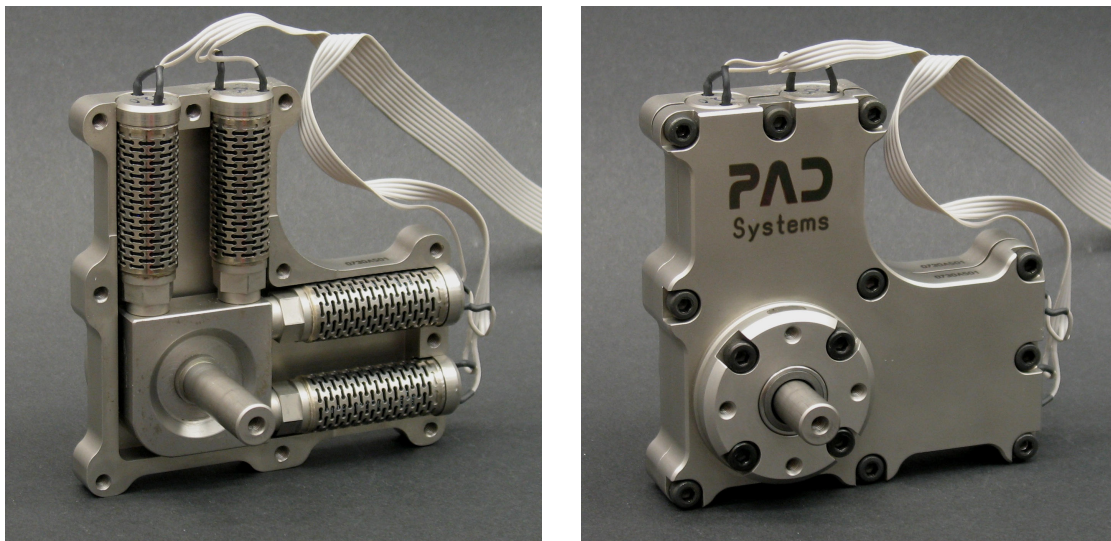


Abb. 3.2: Untersuchte Motorbauform mit leistungsstarken Stapelaktor-Paaren mit geöffnetem und geschlossenem Gehäuse

Antriebsring und Motorwelle bestehen aus pulvermetallurgischem Stahl, in die durch Räumen mit einem mikrostrukturiertem Werkzeug eine zyklidenähnliche Verzahnung aufgebracht worden ist (Liess, 2005). Das Verhältnis aus Drehmoment und Drehzahl kann durch andere Zahnzahlverhältnisse in bestimmten Grenzen angepasst werden. Die untersuchte Motorvariante weist 313 Zähne am Ring und 312 Zähne an der Welle auf (s. Abb. 3.3). Die Lagerung der Welle erfolgt durch zwei Nadellager, die jeweils in ein sog. Lagermodul mit Untermaß eingepresst werden, so dass sich ein spielfreier und steifer Kraftfluss ergibt (s. ebenfalls Abb. 3.3). Die Lagermodule sind über Schraubverbindungen radial verschiebbar mit den beiden Gehäusehalbschalen verbunden. Die Halbschalen selbst werden wiederum miteinander verschraubt und an deren Enden die Aktoreinheiten schließlich derart geklemmt, dass die Mittellage des Rings weitestgehend zentrisch zur Motorwelle ausgerichtet ist. Für die Untersuchungen in dieser Arbeit werden drei baugleiche PAD-Motoren aufgebaut. Im Folgenden werden sie mit B505, B506 und B507 bezeichnet.

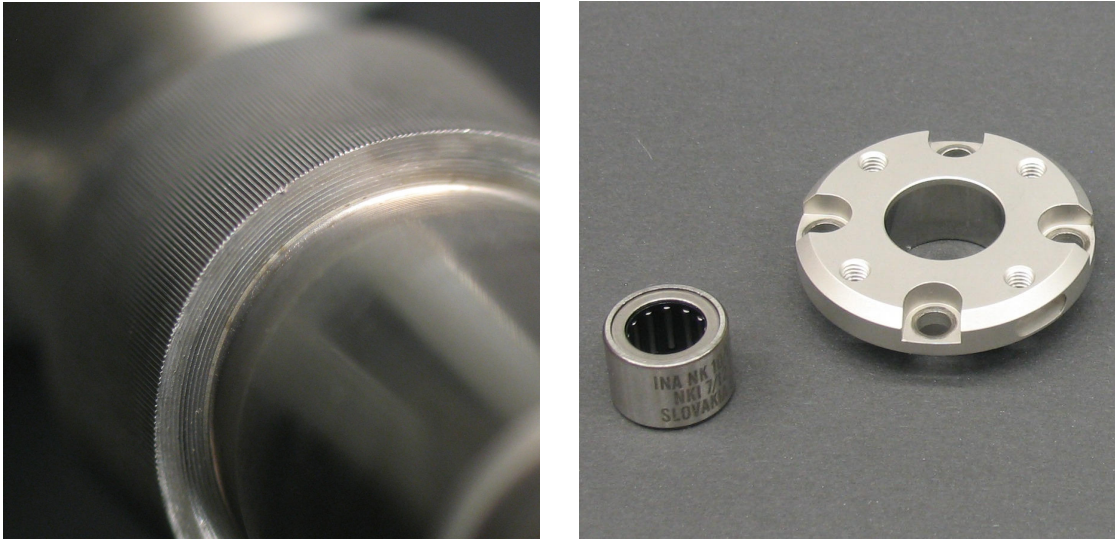


Abb. 3.3: Zykloidische Mikroverzahnung auf der Welle (links) und verwendete Nadellager mit Lagermodul (rechts)

3.2 Bisherige Leistungsdaten

Durch ihr neuartiges Wirkprinzip bietet die PAD-Technologie bereits einige prinzipbedingte Vorteile (s. auch Tab. 3.1). So ermöglicht das statische Wirkprinzip in Kombination mit den kapazitiven Aktoren das leistungslose Halten einer Position. Dadurch kann eine eventuell notwendige Haltevorrichtung entfallen. Im Allgemeinen ist ebenso ein Getriebe überflüssig, da der verfügbare Drehzahlbereich bereits für viele Stellaufgaben geeignet ist (Kappel et al., 2006). Drehmomente können durch eine Auswertung der Krafrückwirkung auf die Aktoren präzise gemessen werden (Wallenhauer et al., 2007). Zudem können die Krafrückwirkungen für Diagnosezwecke eingesetzt werden. Zeichfußl et al. (2009a) stellen ein Verfahren dar, das die zentrische Ausrichtung von Antriebsring und Motorwelle messen und dementsprechend ausregelt. Durch die hohe Antriebssteifigkeit und die Übersetzung der Kinematik erzielen PAD-Antriebe im rein gesteuerten Betrieb eine hohe Wiederholgenauigkeit. Sie liegt im Bereich weniger zehn Winkelsekunden und wird damit viele der verbreiteten Stellantriebe in der gleichen Leistungs- und Kostenklasse übertreffen (Rucha et al., 2006). Kleinste Winkelauflösungen im Bereich unter einer Winkelsekunde können durch hochaufgelöste Ansteuerspannungen erreicht werden.

Als Maß für die Dynamik eines Motors wird häufig das Verhältnis aus Motornennmoment zu Trägheitsmoment herangezogen. Der untersuchte PAD-Motor übertrifft mit etwa 600 krad/s^2 elektromagnetische Motoren um ein Vielfaches. Ein bei elektromagnetischen Motoren eventuell notwendiges Getriebe würde das Trägheitsmoment des Motors sogar quadratisch auf die Abtriebsseite übertragen. Durch diese enorme hohe Dynamik werden neue Anwendungsmöglichkeiten für Stellantriebe eröffnet.

Tab. 3.1: Leistungsdaten der untersuchten Motorbauform

| | |
|------------------------------|---------------------|
| Maximales Drehmoment | 5 Nm |
| Maximale Drehzahl (Dauer) | 40 U/min |
| Maximale Drehzahl (Kurzzeit) | 60 U/min |
| Maximale Leistung (Kurzzeit) | 31,4 W |
| Maximaler Wirkungsgrad | 35 % |
| Winkelauflösung | < 1" |
| Wiederholgenauigkeit | < ± 20" |
| Start-/Stopp-Zeit | < 1ms |
| Abtriebssteifigkeit | 2100 Nm/rad |
| Gewicht | 750 g |
| Hauptabmessungen | 95 mm/ 95 mm/ 37 mm |

Hardwarenah programmierbare FPGAs (engl. field programmable gate arrays) können durch hohe Taktraten und zahlreiche Ausgänge mehrere PAD-Antriebe gleichzeitig ansteuern. Durch die hohe Antriebssteifigkeit und den rein gesteuerten Betrieb weisen die Motoren eine hervorragende Synchronisierbarkeit auf (Zeichfußl et al., 2008). Hohe mechanische Leistungen und gute Gesamtwirkungsgrade können mit reinen Schaltendstufen erreicht werden, wie Zeichfußl et al. (2009b) zeigen. Dieser Endstufentyp setzt die Signale der Motorsteuerung trotz hohem Blindleistungsanteil präzise und effizient in Leistungssignale um. Unter Nutzung der gesamten Spannungsamplitude von -30 V bis +200 V kann ein Drehmoment von maximal 5 Nm erzielt werden. Dieses ist durch das statische Wirkprinzip von der Drehzahl unabhängig (Kappel et al., 2008). Die maximale Drehzahl ist durch die Verlustleistung in den Aktoren beschränkt und beträgt ohne zusätzliche Kühlung 40 Umdrehungen pro Minute. Bei maximalem Drehmoment liegt die Effizienz des Antriebs bei etwa 35% (Zeichfußl et al., 2009b) und damit nur geringfügig unterhalb der Effizienz von typischen elektromagnetischen Kleinmotoren mit Getrieben. Durch das viel geringere Trägheitsmoment der PAD-Antriebe und das verlustlose Halten einer Position fällt die Gesamtenergiebilanz bei dynamischen Stellvorgängen oder Stellvorgängen mit langen Stillstandszeiten wesentlich besser aus. Das Drehmoment-Gewicht-Verhältnis liegt bei 6,2 Nm/kg und das Leistung-Gewicht-Verhältnis bei 41 W/kg. Im Vergleich zu herkömmlichen Systemen können darüber hinaus Getriebe, Drehgeber und gegebenenfalls Haltevorrichtungen entfallen.

Unglücklicherweise sind gleichförmige Drehgeschwindigkeit und hohe absolute Positioniergenauigkeit keine inhärenten Eigenschaften dieses Wirkprinzips. Die zugrunde liegende Kinematik reagiert empfindlich auf Montage- und Fertigungstoleranzen. Zudem weisen die eingesetzten Aktoren nichtlineares Verhalten auf und unterliegen ihrerseits ebenso herstellungsbedingten Toleranzen.

4. Verbesserung der Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit von PAD-Motoren

Durch die genannten Vorteile übertreffen PAD-Motoren konventionelle Stellantriebe in zahlreichen Anwendungen. Insbesondere in der Robotik können sie einen großen Fortschritt ermöglichen. Voraussetzung dafür ist, dass ihre Drehgleichförmigkeit und absolute Positioniergenauigkeit deutlich gesteigert werden, um die Anregung von Strukturschwingungen zu vermeiden und eine angemessene Präzision zu erreichen.

4.1 Eigener Ansatz

In der vorliegenden Arbeit werden Methoden entwickelt, die die Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit von PAD-Motoren durch die elektrische Ansteuerung verbessern. Dabei wird darauf geachtet, dass die Verfahren sowohl im unbelasteten, als auch im belasteten Betrieb eine Verbesserung erzielen und das maximale Drehmoment der Antriebe dadurch nicht abnimmt. Hierzu notwendige mechanische Sensoren, wie Drehwinkelgeber oder Abstandssensoren, sollen nur bei einer einmaligen Kalibration zum Einsatz kommen und im späteren Betrieb nicht mehr benötigt werden.

Des Weiteren werden Ansteuerverfahren entwickelt, die mechanischer Sensoren gänzlich entbehren und stattdessen die Rückwirkung auf die piezoelektrischen Aktoren auswerten. Dies wird den Herstellprozess wesentlich vereinfachen, da die individuelle Kalibration entfallen kann und damit auch keine exemplarspezifischen Daten erfasst und verarbeitet werden müssen. Darüber hinaus ist zu erwarten, dass auch verschleißbedingte Veränderungen über die gesamte Lebensdauer eines PAD-Antriebs hinweg kompensiert werden können. In Analogie zu elektromagnetischen Motoren, bei denen die Strangströme oder die an nicht bestromten Wicklungen induzierte Spannung zur Bestimmung der Rotorlage genutzt werden, werden derartige Verfahren auch hier als sensorlos bezeichnet.

4.2 Abgrenzung

Da sich die Toleranzen bei den eingesetzten spanabhebenden Fertigungsverfahren bereits im Bereich unter einem Mikrometer befinden, ist seitens der Mechanik mit keiner signifikanten Verbesserung zu rechnen. Präzisere Fertigungsverfahren würden die Herstellungskosten wesentlich erhöhen und den wirtschaftlichen Einsatz des PAD-Motors stark einschränken. Diese Arbeit beschränkt sich daher auf die elektrische Ansteuerung.

Bisher wurden PAD-Motoren nur mit rein sinusförmigen Spannungssignalen angesteuert (Wallenhauer et al., 2007; Kappel et al., 2008b). Lediglich die Ausrichtung der Kinematik wurde über den Konstantspannungsanteil nachjustiert (Rucha, 2009). Ein Versuch, die Nichtlinearität der Aktoren über eine Vorsteuerung der Spannungssignale zu kompensieren, scheiterte. Zur Bestimmung dieser Vorsteuerung wurde die Auslenkung eines unbelasteten Aktors aufgezeichnet, was den Betrieb im PAD-Motor nicht ausreichend wiedergibt. Außerdem wurde versucht, die Drehungleichförmigkeit durch

eine exemplarspezifische Vorsteuerung zu beseitigen. Da diese Vorsteuerung bisher nur im unbelasteten Betrieb des Motors ermittelt wurde, trat unter Last eine unverändert hohe Drehungleichförmigkeit auf. Unabhängig davon erfordert diese Methode einen großen Speicherbedarf in jeder Motorsteuerung.

4.3 Erwartete Leistungsdaten

Derzeit kann der Gleichlauffehler über $\pm 10\%$ liegen; der absolute Winkelfehler kann sich auf zehn Winkelminuten aufsummieren (Rucha et al., 2006; Rucha, 2009). In dieser Arbeit möchte ich beide Kenngrößen bis an die Grenze der mechanischen Reproduzierbarkeit verbessern, d. h. im Vergleich zu elektromagnetischen Motoren erwarte ich eine ähnlich hohe Gleichlaufgüte von typischerweise wenigen Prozent. Die absolute Positioniergenauigkeit soll dabei Schrittmotoren deutlich übertreffen und in der Größenordnung von hochwertigen Industrie-Servomotoren bei einigen zehn Winkelsekunden liegen.

4.4 Vorgehensweise

Zur Erzielung einer hohen Drehgleichförmigkeit müssen zu Beginn die Fehlerquellen identifiziert werden. Grundsätzlich können diese in Positionierfehler der Aktoren und Übertragungsfehler der Kinematik eingeteilt werden. Um sie bestmöglich voneinander zu unterscheiden, werden in dieser Arbeit die Fehlereinflüsse der Aktoren weitestgehend eliminiert, so dass beim Betrieb der PAD-Motoren die Übertragungsfehler der Kinematik nicht maskiert werden. Hierzu werde ich in einer speziell entwickelten Messvorrichtung mehrere Aktoren in unterschiedlichen Betriebspunkten charakterisieren und deren Fehler geeignet kompensieren. Die Übertragungsfehler der Kinematik werde ich daraufhin für mehrere Motoren experimentell ermitteln. Eine Nachbildung aller ermittelten Effekte in Modellen wird es ermöglichen, gezielt Korrekturingriffe zu entwickeln, die auch unter Drehmoment den Gleichlauf erhöhen und das maximal erreichbare Drehmoment nicht verringern. Die für die Korrektur notwendigen Parameter werde ich einerseits mit mechanischen Sensoren messen und andererseits aus den Rückwirkungen auf die Aktoren schätzen. Dabei geben die Modelle Aufschluss darüber, wie sich die einzelnen Fehlerquellen auswirken. Die Implementierung und Erprobung der Algorithmen wird anschließend auf einem Rapid-Control-Prototyping-System (kurz RCP-System) durchgeführt. Die erzielte Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit sowie das maximale Drehmoment werden messtechnisch erfasst und mit den Ausgangswerten verglichen werden.

5. Quantifizierung der Ursachen für Drehungleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit

Rucha (2009) charakterisierte einen PAD-Motor hinsichtlich unterschiedlichster Größen und Mechanismen. Unter Anderem wurden das darstellbare Drehmoment, das dynamische Verhalten und die Antriebssteifigkeit messtechnisch erfasst. Bezüglich der Drehgleichförmigkeit wurde der Einfluss der Aktoren abgeschätzt und die Ringbewegung und der Winkelfehler für einen Motor im lastfreien Fall gemessen und interpretiert.

Im Folgenden werde ich das Verhalten der Aktoren im Detail untersuchen sowie die Auswirkung ihrer geometrischen Anordnung auf die Ringbewegung messen. Ferner werde ich aus der Ringbewegung und dem Winkelfehler der Welle die Wälzkreise der Verzahnungen und die Reproduzierbarkeit des Bewegungsablaufs ermitteln. Insbesondere durch ein mathematisches Verfahren zur Trennung der Einflüsse von Ring und Welle kann auch auf die Fehlerursachen geschlossen werden. Der Vergleich von drei baugleichen PAD-Motoren stellt die Allgemeingültigkeit der Ergebnisse sicher. Die Reihenfolge der aufgeführten Effekte richtet sich dabei nach dem Wirkprinzip des Motors, d. h. von den Aktoren über die Kinematik und die Verzahnung auf die Abtriebswelle. Die Größe der einzelnen Effekte hingegen hängt vom individuellen Motor ab und wird in Kap. 6 vergleichend abgeschätzt.

5.1 Einfluss der Aktoren

Die wesentlichen Einflüsse der Aktoren auf die Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit des Motors sind der nichtlineare, gedächtnisbehaftete Zusammenhang zwischen elektrischen und mechanischen Größen sowie produktionsbedingte Unterschiede in der absoluten Auslenkung der Aktoren.

Ersteres ist durch die Verwendung von piezoelektrischen Keramiken bedingt, deren Kristallstruktur über sogenannte Domänen verfügt, deren Polarisationsrichtungen sich durch ein äußeres elektrisches Feld dauerhaft ausrichten lassen. Im Gegensatz zur induzierten Polarisation, bei der sich die Polarisation der Elementarzellen nur während eines äußeren elektrischen Feldes ausrichtet, erzeugt dieser Effekt vergleichsweise große Auslenkungen. Der Zusammenhang zwischen elektrischen und mechanischen Größen setzt sich aus einer ferroelektrischen und ferroelastischen Hysterese sowie einer zeitabhängigen Drift zusammen und ist von vielen Parametern abhängig, wie Betriebsfrequenz, mechanischer Spannung oder Temperatur. Das Verhalten von piezoelektrischen Keramiken wurde in zahlreichen Arbeiten untersucht (z. B. Reiländer, 2003; Kuhn, 2008). Die Messergebnisse und Modellbeschreibungen gestalten sich im Allgemeinen äußerst umfangreich, wenn das Verhalten der Aktoren detailliert nachgebildet wird. Eine derart präzise Nachbildung des Aktorverhaltens ist rechen- und speicheraufwendig und damit nur in seltenen Fällen wirtschaftlich sinnvoll einsetzbar. Wie in Abschnitt 6.5 abgeschätzt wird, tragen die Unzulänglichkeiten von piezoelektrischen Aktoren nur einen Teil zur Drehungleichförmigkeit der PAD-Motoren bei. Um eine Verhältnismäßigkeit aus Aufwand und erzielbarer Verbesserung des

Gleichlaufs zu gewährleisten, beschränkt sich diese Arbeit auf die Kompensation der Hysterese zwischen Spannung und Auslenkung bzw. Kraft für einen ausgewählten Betriebspunkt. Die zeitabhängige Drift ist in Bezug auf Drehgleichförmigkeit vernachlässigbar. Für höchste Positionierengenauigkeit müsste diese jedoch zusätzlich kompensiert werden.

5.1.1 Hysterese

Zur grundlegenden Beschreibung von piezoelektrischen Aktoren werden die linearen piezoelektrischen Gleichungen herangezogen. In der hier gewählten Darstellung sind die Auslenkung h_p und die Ladung im Aktor q_p in Abhängigkeit von der anliegenden Spannung u_p und der angreifenden Lastkraft F_p angegeben. Für die Auslenkung h_p gilt

$$h_p = -\frac{1}{k_p} F_p + D_{33,p} u_p, \quad (5.1)$$

wobei k_p die Federsteifigkeit und $D_{33,p}$ der piezoelektrische Koeffizient des Aktors ist. Die Ladung q_p ergibt sich mit der Aktorkapazität C_p zu

$$q_p = C_p u_p - D_{33,p} F_p. \quad (5.2)$$

Der gedächtnisbehaftete, nichtlineare Zusammenhang zwischen den Zustandsgrößen h_p , q_p , u_p und F_p bleibt in dieser Beschreibung vernachlässigt. De facto sind aber die Größen k_p , $D_{33,p}$ und C_p nicht konstant, sondern von mehreren Parametern abhängig. Zwei einfache Versuche machen deutlich, dass diese Größen zudem unterschiedlich starke Hysteresen aufweisen. Zum Einen wird die Auslenkung eines einzelnen Aktors gegenüber der anliegenden Spannung aufgezeichnet, ohne dass auf den Aktor eine Kraft wirkt (freie Auslenkung). Zum Anderen wird der Aktor durch eine möglichst steife Einspannung an seiner Auslenkung gehindert (blockierter Zustand) und die Kraft gegenüber der Spannung gemessen. Wie in Abb. 5.1 ersichtlich ist die Hysterese zwischen Ansteuerspannung und mechanischer Reaktion in der freien Auslenkung wesentlich größer. Ursächlich hierfür ist die größere Anzahl an Domänen, die sich während eines Zyklus ausrichten können.

Das Bewegungsprofil der Aktoren im PAD-Motor ist wesentlich komplexer als bisher untersuchte Lastprofile, wie z. B. eine konstante Lastkraft oder eine hookesche Feder (Reiländer, 2003). In einem PAD-Motor durchlaufen die Aktoren eine sinusförmige Auslenkung in der Größenordnung von wenigen zehn Mikrometern. Sie befinden sich daher weder in freier Auslenkung, noch in vollständig blockiertem Zustand. Ein Lastmoment auf den Motor bewirkt zudem eine Phasenverschiebung zwischen Auslenkung und Kraft. Es ist also davon auszugehen, dass die Hysterese in freier Auslenkung nicht auf den Betrieb der Aktoren in PAD-Antrieben übertragbar ist.

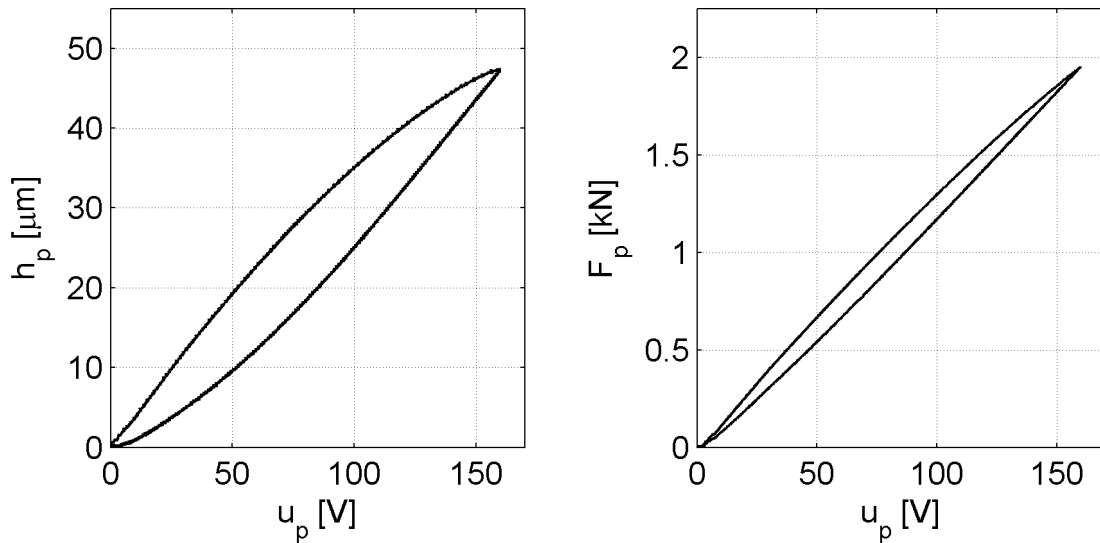


Abb. 5.1: Typische Hysterese zwischen Spannung und Weg in freier Auslenkung bzw. Spannung und Kraft im blockierten Zustand

Eine derartige Last kann praktisch nur durch einen Prüfstand nachgebildet werden, der über eine aktiv geregelte Lastquelle verfügt. Dabei ist es jedoch nicht notwendig, den gesamten Arbeitsbereich des Aktors abzudecken. Die maximal möglichen Unterschiede in Auslenkung und Kraft sind durch den Betrieb im PAD-Motor derart eingeschränkt, dass bereits ein weiterer Aktor der gleichen Baugröße in Serie mit einer geeignet dimensionierten Feder ausreicht, um alle möglichen Arbeitspunkte abzudecken. Diese umfassen sinusförmige Auslenkungen von $\pm 10 \mu\text{m}$ bis $\pm 25 \mu\text{m}$ und Kräfte von 0 N bis $\pm 600 \text{ N}$ mit einem Phasenversatz von maximal -50° bis $+50^\circ$. Der Spannungsbereich an dem zu vermessenden Aktor, im Folgenden Prüfling genannt, kann dabei von etwa 100 V bis 200 V variieren.

Abb. 5.2 zeigt eine schematische Darstellung der in dieser Arbeit verwendeten Anordnung. In Anlehnung an die beiden Summanden in Gl. (5.1) wird ein Aktor jeweils als Serienschaltung einer Feder mit einer über die Spannung eingepprägten Ausdehnung dargestellt. Der Hub h_p und die Kraft F_p des Prüflings werden messtechnisch erfasst.

Eine Beschreibung der mechanischen Umsetzung des Aufbaus ist in Kap. 9 geben.

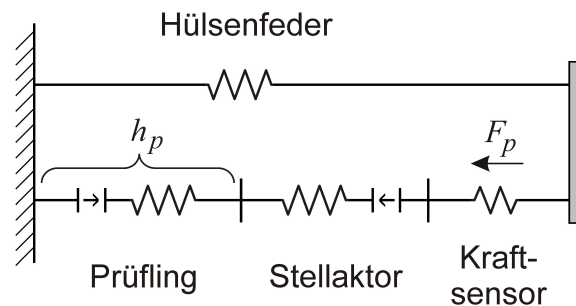


Abb. 5.2: Messaufbau zur Bestimmung der Hysterese eines Aktors mit variabler Last

Diese Versuchsanordnung bietet prinzipiell vielerlei Möglichkeiten zur Charakterisierung eines Aktors; an dieser Stelle wird sie dazu verwendet, eine Ansteuerung zu bestimmen, bei der sowohl die Auslenkung als auch die Kraft sinusförmig sind, so dass beim Einsatz im PAD-Motor eine möglichst hohe Drehgleichförmigkeit erreicht wird. Die Aktoren in einem PAD-Motor wurden bisher mit rein sinusförmigen Spannungssignalen betrieben, d. h.

$$u_p = U_{\text{ampl}} \sin(\varphi_{el}) + U_{\text{konst}} \cdot \quad (5.3)$$

Dabei ist U_{ampl} die Spannungsamplitude und φ_{el} der elektrische Ansteuerwinkel. Um Schäden durch ständig wechselnde Polarisierung in der piezoelektrischen Keramik zu vermeiden, werden die Aktoren zusätzlich mit einer Offsetspannung U_{konst} beaufschlagt. Somit können sie unipolar oder semipolar, d. h. mit geringfügig negativer Spannung, betrieben werden. Typischerweise beträgt die Spannungsamplitude U_{ampl} 100 V und der Konstantspannungsanteil U_{konst} 100 V. Es ist offensichtlich, dass mit dieser Ansteuerung keine sinusförmige Bewegung erreicht werden kann.

Eine Ladungsregelung, die eine hohe Linearität zwischen Ansteuerung und Auslenkung erzeugen könnte, ist nicht anwendbar, da sie durch die unvermeidliche Drift einer Ladungsmessung nicht dauerhaft stabil arbeitet. Die wesentlichen Eigenschaften der PAD-Antriebe, nahezu beliebig langsam zu drehen sowie eine vorgegebene Position zu halten, würden verloren gehen. Stattdessen werden die Aktoren weiterhin spannungsgeregelt betrieben, wobei das Signal derart vorgesteuert wird, dass die Hysterese bestmöglich kompensiert wird.

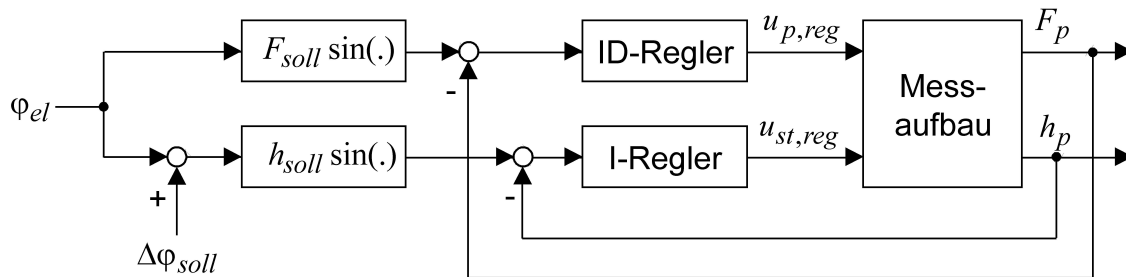


Abb. 5.3: Regelstruktur zur Erzeugung eines sinusförmigen Kraft- und Auslenkungsverlaufs am Prüfling

Um diese ideale Vorsteuerung für unterschiedliche Arbeitspunkte schnell und zuverlässig zu bestimmen, wird von mir ein Regelkreis nach Abb. 5.3 eingesetzt. Der Stellaktor mit seiner Spannung $u_{st,reg}$ wird in einer geschlossenen Regelschleife derart betrieben, dass der Prüfling eine sinusförmige Auslenkung mit der Amplitude h_{soll} durchführt. Währenddessen sorgt ein weiterer Regelkreis mit einer höheren Dynamik dafür, dass der Prüfling dabei eine sinusförmige Kraft mit der Amplitude F_{soll} erzeugt. Die Spannung $u_{p,reg}$ am Ausgang dieses Reglers beschreibt daraufhin die ideale Vorsteuerung. Währenddessen kompensiert der Stellaktor die Hysteresekurven von beiden

Aktoren sowie die Nichtlinearitäten im Aufbau und stellt durch den verbleibenden Hub die Betriebspunkte am Prüfling sicher. Im Folgenden wird nun der Betrieb eines PAD-Motors bei konstanter Drehzahl simuliert, d. h. der Ansteuerwinkel

$$\varphi_{el}(t) = 2\pi f_p t \quad (5.4)$$

nimmt mit der Zeit linear zu, womit f_p die Frequenz der sinusförmigen Sollsignale ist. Ein Phasenversatz wird durch Verschieben der Sollsignale um $\Delta\varphi_{soll}$ erzeugt.

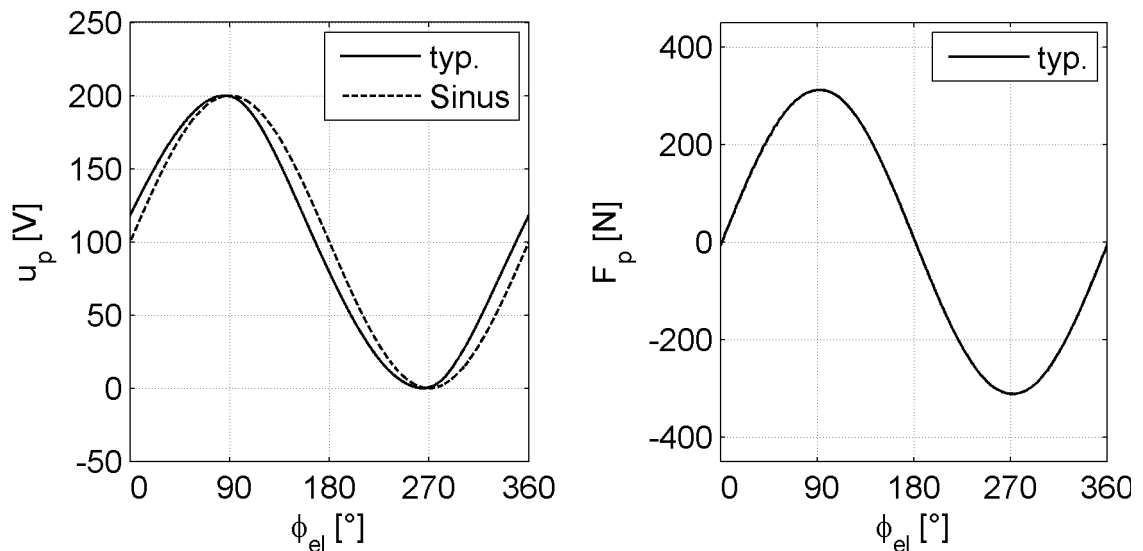


Abb. 5.4: Spannungs- und Kraftverlauf am Prüfling im typischen Arbeitspunkt und Vergleich zu einer ideal sinusförmigen Ansteuerung

Abb. 5.4 zeigt das Ergebnis einer Messung in einem möglichst typischen Betriebspunkt. Die Auslenkungsamplitude des Prüflings, die im PAD-Motor dem Bahnradius der Ringbewegung entspricht, wird zu $\pm 20 \mu\text{m}$ gewählt. Der Nullpunkt der Wegmessung wird stets auf die Auslenkung bei dem Konstantspannungsanteil U_{konst} festgelegt, so dass sich der Prüfling gleich weit ausdehnen und kontrahieren kann. Er beträgt bei diesen Messungen 100 V. Bei dem untersuchten Aktor, im Folgenden A1 genannt, und einer konstanten Betriebsfrequenz f_p von 10 Hz muss damit eine Kraftamplitude von $\pm 310 \text{ N}$ vorgegeben werden, damit die Spannung am Prüfling während einer Periode 0 V bis 200 V beträgt. Auslenkung und Kraft sind in Phase und bilden somit den unbelasteten Betrieb des PAD-Motors nach. Der maximale Fehler der Kraftregelung F_{err} ist in allen untersuchten Betriebspunkten gering und liegt unter $\pm 10 \text{ N}$. Ebenso beträgt der Fehler der Wegregelung h_{err} weniger als $\pm 0,4 \mu\text{m}$. Nichtsdestotrotz werden die verbleibenden Fehler während der Messung aufgezeichnet und auf die ideale Vorsteuerung addiert. Unter Annahme eines konstanten piezoelektrischen Koeffizienten $D_{33,p}$ und Aktorstifigkeit k_p folgt für die Vorsteuerung

$$u_p = u_{p,reg} + \frac{F_{err}}{k_p D_{33,p}} + \frac{h_{err}}{D_{33,p}}. \quad (5.5)$$

Um Messrauschen und hochfrequente Regelschwingungen aus den gemessenen Signalen zu eliminieren und eine Mittelung über mehrere Perioden vorzunehmen, werden alle Signale in den Fourierraum transformiert und anschließend wieder aus den Koeffizienten bis zur 20. Oberschwingung synthetisiert.

Der ideale Verlauf der Spannungsvorsteuerung hängt von zahlreichen Parametern ab. Im Folgenden soll nun deren Einfluss gemessen und bewertet werden. Da die Unterschiede zwischen den Kurven nur wenige Volt betragen, wird nicht der Absolutwert der Vorsteuerung, sondern die sich ergebende Phasendifferenz $\Delta\varphi_{hyst}$ im Vergleich zu einer sinusförmigen Vorsteuerung dargestellt. Hierzu wird die ermittelte Vorsteuerung u_p durch die Offsetspannung U_{konst} und die Spannungsamplitude U_{ampl} normiert und über den Arcussinus in den Winkel φ_{hyst} umgerechnet. Es gilt

$$\varphi_{hyst} = \text{asin}\left(\frac{u_p - U_{konst}}{U_{ampl}}\right) \quad \text{bzw.} \quad \varphi_{hyst} = \pi - \text{asin}\left(\frac{u_p - U_{konst}}{U_{ampl}}\right) \quad (5.6)$$

zur stetigen Fortsetzung im fallenden Abschnitt des Spannungsverlaufs.

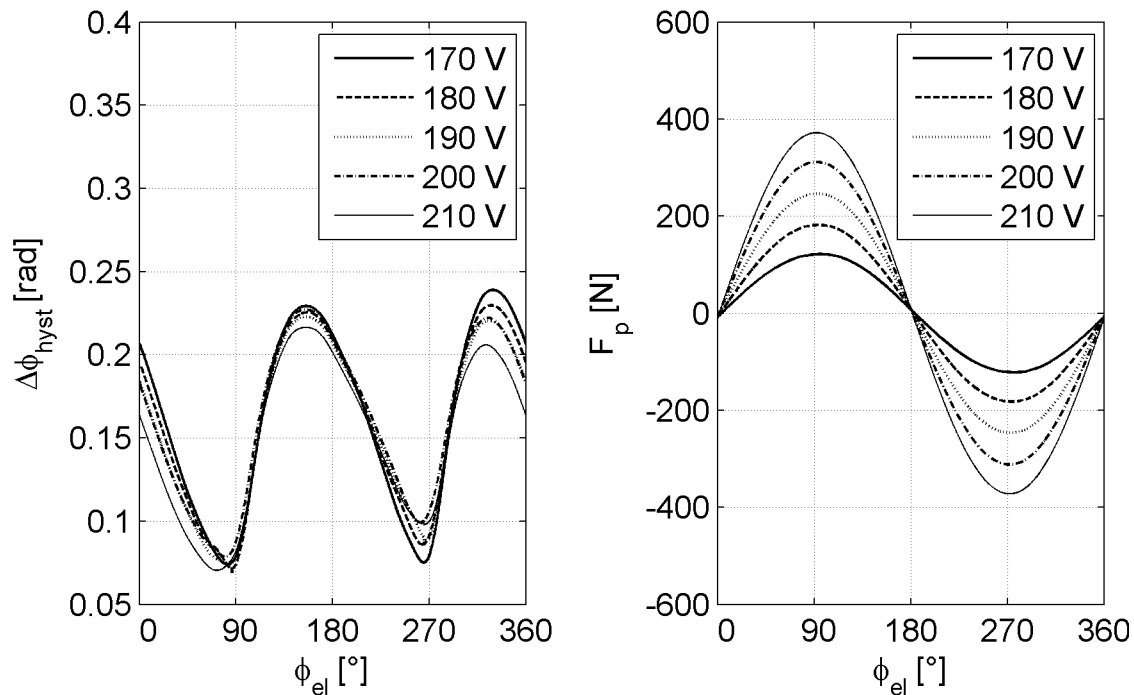


Abb. 5.5: Phasendifferenz der Vorsteuerung im Vergleich zur sinusförmigen Ansteuerung und Kraftverlauf bei Variation der Spannungsamplitude (und unverändertem Hub)

Die Phasendifferenz entsteht aus diesem Winkel φ_{hyst} und dem Winkel der sinusförmigen Ansteuerung φ_{el} nach

$$\Delta\varphi_{hyst} = \varphi_{hyst} - \varphi_{el} \quad (5.7)$$

Zu Beginn wird die Abhängigkeit von der Spannungsamplitude untersucht. Dazu wird die Soll-Kraftamplitude F_{soll} derart abgesenkt oder erhöht, so dass die Gesamtspannungsamplitude am Prüfling jeweils in Schritten von 10 V von 170 V bis 210 V variiert. Abb. 5.5 zeigt, dass eine Änderung der Spannungsamplitude die Form der idealen Vorsteuerung beeinflusst. Ein Unterschied von 10 V kann bereits eine Differenz von bis zu 0,02 rad verursachen. Im Durchschnitt eilt die Vorsteuerung der sinusförmigen Ansteuerung um 0,16 rad voraus. Selbstverständlicherweise nimmt die Kraftamplitude ebenso wie die Spannungsamplitude zu bzw. ab.

Als Nächstes wird die Auslenkung des Aktors in Schritten von 2 μm von 14 μm bis 22 μm variiert. Die Spannungsamplitude bleibt durch Anpassung der Kraftamplitude unverändert auf 200 V. Die Phasendifferenz der idealen Vorsteuerung $\Delta\varphi_{hyst}$ kann sich bereits bei einer Abweichung von 2 μm wiederum um bis zu 0,02 rad unterscheiden (s. Abb. 5.6). Die Kraftamplitude nimmt entsprechend dem linearen Aktormodell bei geringerer Auslenkung zu.

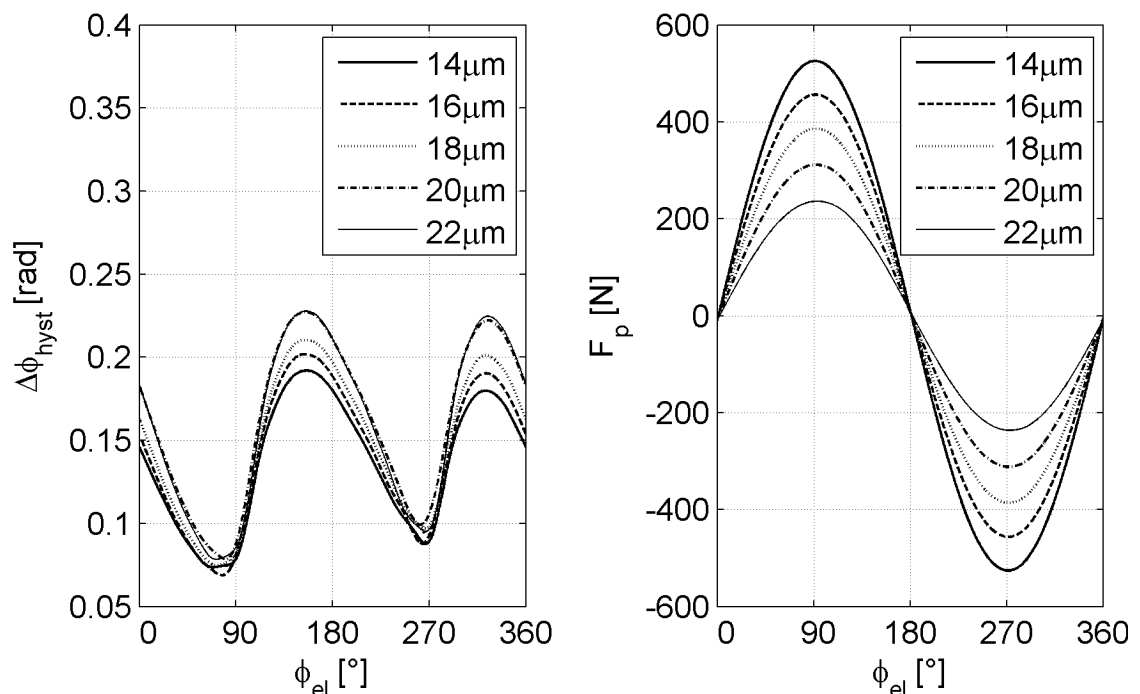


Abb. 5.6: Phasendifferenz der Vorsteuerung im Vergleich zur sinusförmigen Ansteuerung und Kraftverlauf bei Variation des Hubs (und unveränderter Spannungsamplitude)

Über den mechanischen Phasenversatz $\Delta\varphi_{soll}$ kann ein Last- bzw. Antriebsmoment auf den Motor nachgebildet werden. Eine Veränderung hat wiederum Einfluss auf die Spannungsamplitude. Dieser Effekt kann bereits anhand der linearen piezoelektrischen Gleichungen (5.1) und (5.2) nachvollzogen werden. Da PAD-Antriebe aber typischerweise mit konstanter Spannungsamplitude betrieben werden, wird die Kraftamplitude verändert, so dass die Spannungsamplitude gleich bleibt. Ein Phasenversatz von $\pm 50^\circ$ entspricht in etwa dem Maximalmoment der untersuchten Motorbauform. Die gemessenen Spannungsverläufe u_p weisen durch den mechanischen Phasenversatz auch eine zusätzliche, von der Steifigkeit des Aktors abhängige Phasendifferenz auf. Um die Abweichungen zueinander besser betrachten zu können, werden die aufgezeichneten Spannungsverläufe gegenüber dem elektrischen Ansteuerwinkel φ_{el} derart zurückverschoben, dass sie sich bestmöglich decken. Die auf diese Weise ermittelten Phasendifferenzen $\Delta\varphi_{hyst}$ in Abb. 5.7 zeigen, dass sich die Form der Spannungsverläufe unter dem Einfluss des mechanischen Phasenversatzes verändert.

Die Kraftamplitude wird bei positiven Lastwinkeln deutlich größer und bei negativen Lastwinkeln kleiner. Diese bisher noch nie untersuchte Eigenheit der Hysterese, sich bei phasenversetzt angreifender Auslenkung zu verändern, ist der Grund für das niedrige Maximaldrehmoment im antreibenden Betrieb bzw. höhere Maximaldrehmoment im bremsenden Betrieb eines PAD-Motors.

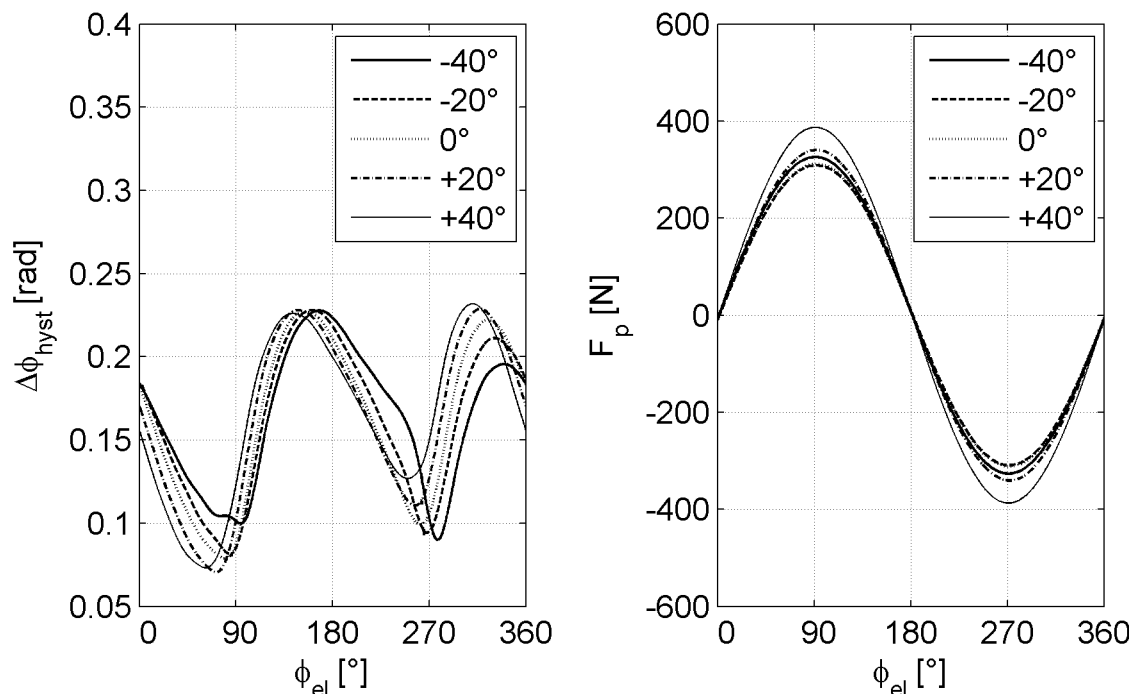


Abb. 5.7: Phasendifferenz der Vorsteuerung im Vergleich zur sinusförmigen Ansteuerung und Kraftverlauf bei Variation des mechanischen Phasenversatzes (und unveränderter Spannungsamplitude)

Da die piezoelektrische Hysterese eine Folge der zeitabhängigen Ausrichtung der Domänen in der piezoelektrischen Keramik ist, ist auch die Hysterese selbst zeitabhängig. Die Dynamik der vorgestellten Regelung ist durch die begrenzte Bandbreite der Endstufe und den Einsatz von einfachen linearen Reglern auf einige 10 Hz beschränkt. Daher kann an dieser Stelle lediglich eine Verringerung der Frequenz von 10 Hz auf 1 Hz und 0,1 Hz vorgenommen werden. Es ist bereits bekannt, dass bei niedrigen Frequenzen mehr Domänen ihre Ausrichtung ändern können und daher eine höhere Auslenkungs- bzw. Kraftamplitude auftritt. Des Weiteren kann festgestellt werden, dass die ideale Vorsteuerung bei niedrigeren Frequenzen näher an die ideale Sinusform rückt, d. h. die Domänen haben mehr Zeit sich auszurichten und eine Vorsteuerung muss daher weniger stark ausgeprägt sein (vgl. Abb. 5.8). Die Abweichungen von dem typischen Arbeitspunkt sind groß genug, dass eine Vorsteuerung nur bedingt auf andere Frequenzen übertragbar ist.

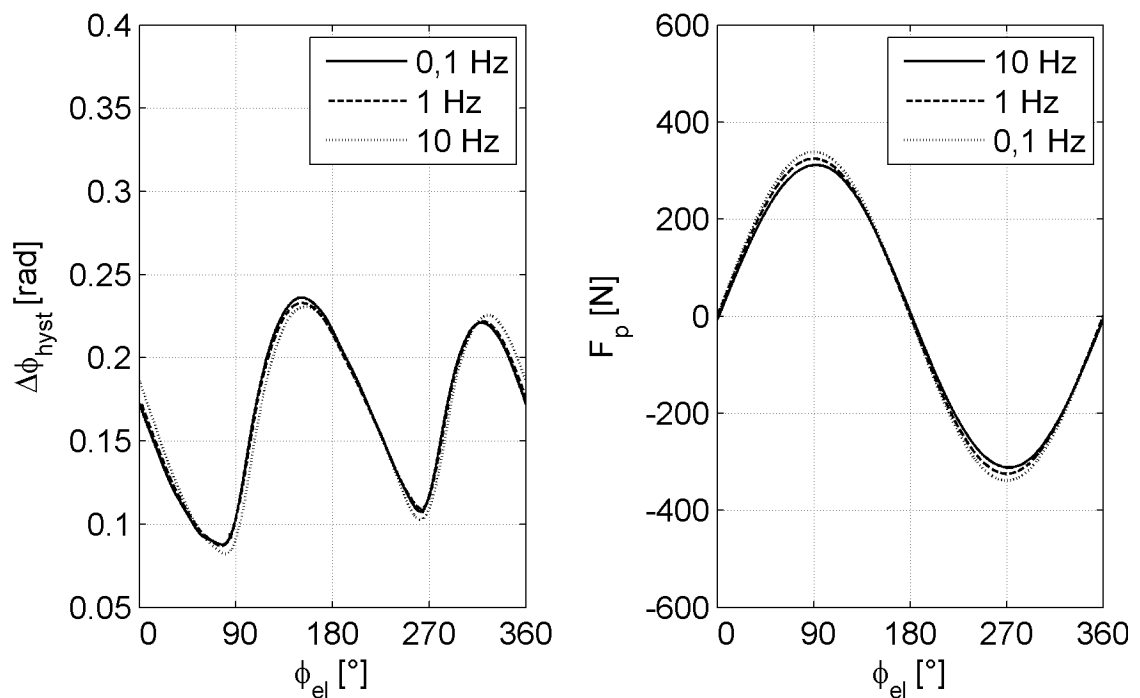


Abb. 5.8: Phasendifferenz der Vorsteuerung im Vergleich zur sinusförmigen Ansteuerung und Kraftverlauf bei Variation der Frequenz (und unveränderter Spannungsamplitude)

Nachdem nun alle wichtigen Einflussfaktoren auf die ideale Vorsteuerung eines Aktors untersucht worden sind, wird nun der Einfluss des individuellen Aktors selbst gemessen. Für die folgende Betrachtung werden zwei weitere Aktoren, A2 und A3, zufällig ausgewählt und in dem oben aufgezeigten, typischen Arbeitspunkt betrieben. Da sich die Aktoren durch ihren piezoelektrischen Koeffizienten $D_{33,p}$ unterscheiden, werden die Soll-Kraftamplituden entsprechend angepasst, um die gleiche Spannungsamplitude zu erzielen. Abb. 5.9 zeigt, dass sich die Phasendifferenzen der idealen Spannungsverläufe zueinander stark unterscheiden. Derart große Abweichungen würden die Vermessung der Hysterese eines jeden einzelnen Aktors erfordern.

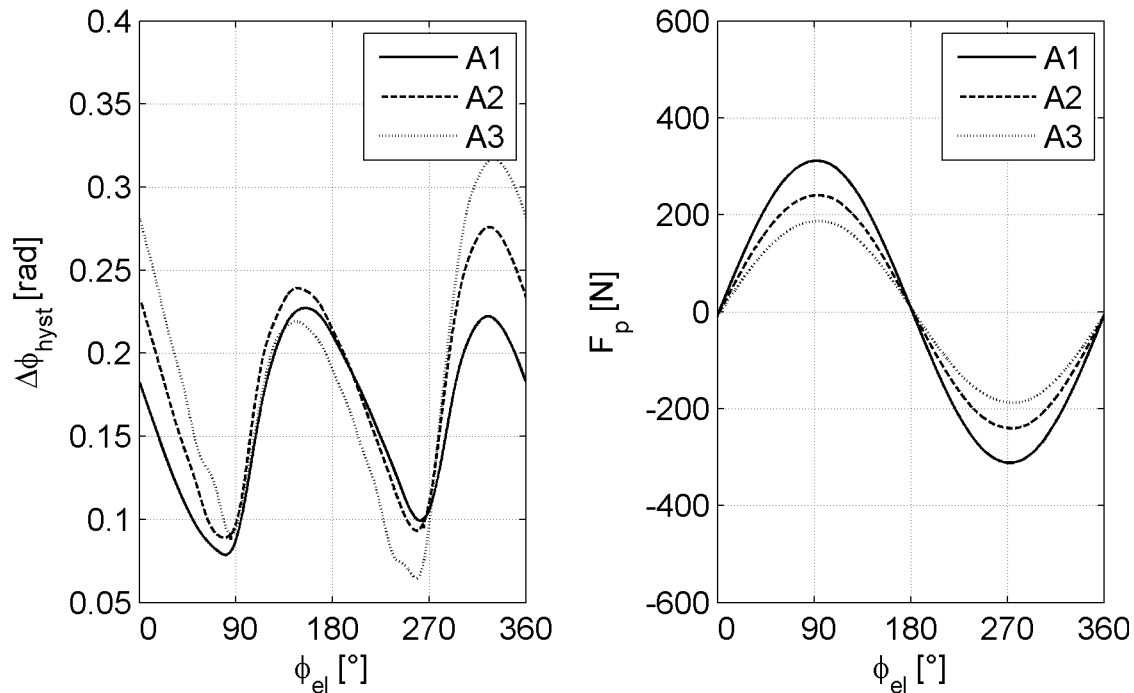


Abb. 5.9: Phasendifferenz der Vorsteuerung im Vergleich zur sinusförmigen Ansteuerung und Kraftverlauf bei Variation der Frequenz (und unveränderter Spannungsamplitude)

Werden die Aktoren jedoch nicht zufällig ausgewählt, sondern besitzen sie einen ähnlich großen piezoelektrischen Koeffizienten $D_{33,p}$, so sind die Abweichungen wesentlich geringer. In Abb. 5.10 ist das Ergebnis der Messung mit den Aktoren A4 und A5 dargestellt, bei denen die Kraftamplitude mit 290 N bzw. 335 N nur geringfügig von 310 N abweicht. Unter Annahme einer konstanten Aktorsteifigkeit von 41 N/ μm würde dies einen Hubunterschied von -0,49 μm bzw. +0,61 μm in der freien Auslenkung bedeuten.

Diese beiden Messungen zeigen, dass die Form der Hysterese grundsätzlich in jedem Aktor gleich ist; lediglich die unterschiedlichen piezoelektrischen Koeffizienten $D_{33,p}$ verursachen eine Abweichung der idealen Spannungsverläufe. Die Messungen mit Variation der Spannungsamplitude (Abb. 5.5) und der Auslenkungsamplitude (Abb. 5.6) bestätigen dies, da eine geringere Spannungsamplitude oder eine höhere Auslenkungsamplitude, ähnlich wie ein kleinerer piezoelektrischer Koeffizient, die Kraft des Aktors verringern und damit eine starke Abweichung von der sinusförmigen Ansteuerung verursachen. Die Charakterisierung und der Einfluss der Hubunterschiede selbst werden im folgenden Abschnitt und in Kap. 6 dargestellt.

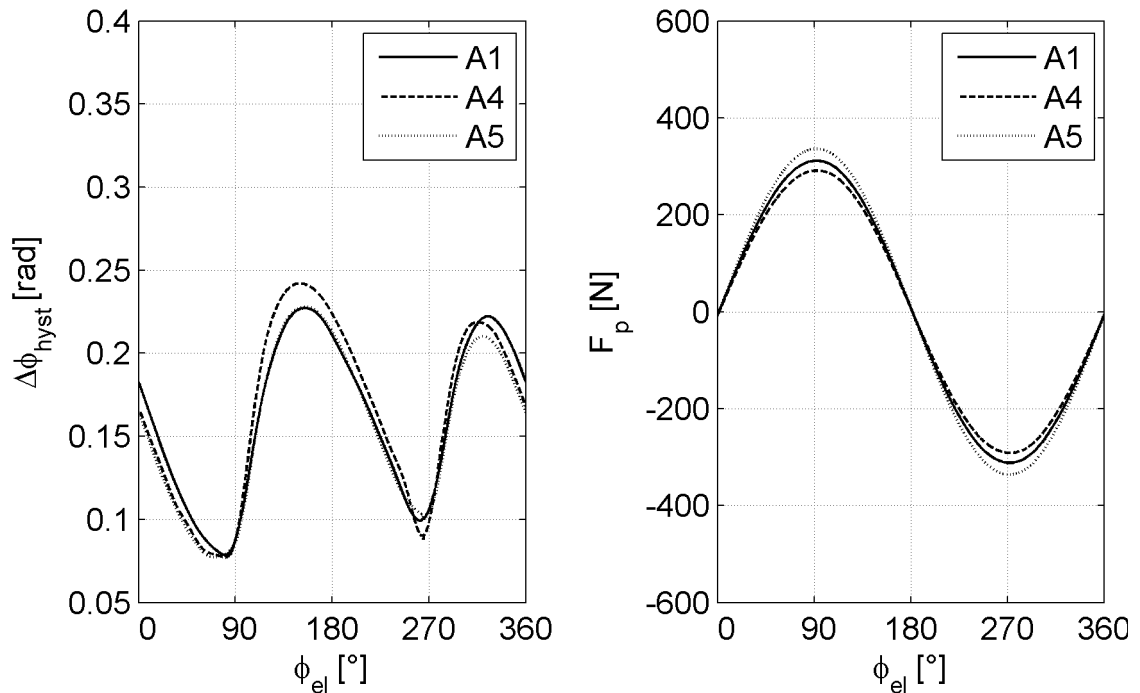


Abb. 5.10: Phasendifferenz der Vorsteuerung im Vergleich zur sinusförmigen Ansteuerung und Kraftverlauf bei Variation der Frequenz (und unveränderter Spannungsamplitude)

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Vorsteuerung im typischen Arbeitspunkt nicht auf andere Spannungs-, Auslenkungsamplituden oder Frequenzen übertragbar ist. Ein Phasenversatz zwischen Kraft und Auslenkung in der für den Betrieb eines PAD-Motors typischen Größenordnung erzeugt ebenfalls deutliche Abweichungen. Den größten Einfluss auf die Vorsteuerung hat die Wahl der Aktoren. Nur wenn die Aktoren sich in ihrer freien Auslenkung um weniger als $0,5 \mu\text{m}$ unterscheiden, sind die Differenzen kleiner als $0,01 \text{ rad}$.

5.1.2 Hubunterschiede

Hubunterschiede ergeben sich im Wesentlichen durch Toleranzen in der Herstellung der Aktoren, die für ihre eigentliche Funktion als Stelleinheit in Einspritzventilen akzeptabel sind, jedoch bei der Verwendung in PAD-Antrieben zu Drehzahlschwankungen und Positionierungengenauigkeiten führen können. Weitere Schwankungen können sich durch Toleranzen der Rohrfedern und des Verschweißungsprozesses ergeben. Abb. 5.11 zeigt die statistische Verteilung der auf ganze Mikrometer gerundeten maximalen freien Auslenkungen einer Charge der eingesetzten Aktoreinheiten. Werden zwei Aktoren zufällig ausgewählt, kann also deren Hubdifferenz bis zu 15 % betragen.

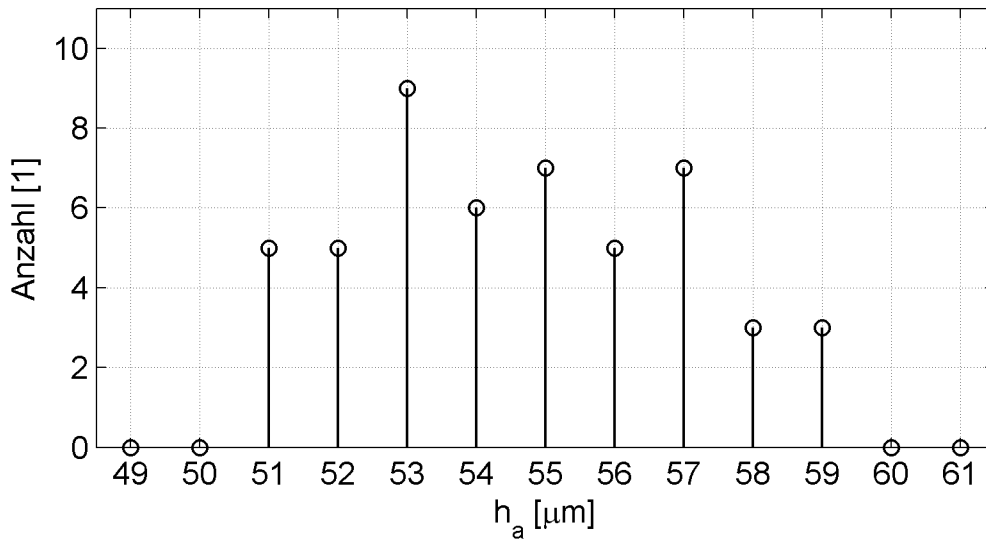


Abb. 5.11: Unterschiede in der absoluten Auslenkung von 50 zufällig ausgewählten Aktoreinheiten bei 200 V

5.2 Steifigkeiten in der Kinematik

Zur Bestimmung der in der Kinematik wirkenden Steifigkeiten werde ich die Ringbewegung in den PAD-Motoren messtechnisch erfassen. Dies geschieht über drei kapazitive Sensoren, von denen zwei Sensoren die Translation in x- und y-Richtung messen, während der dritte außermittig die Bewegung in x-Richtung und damit die Rotation des Rings erfasst (s. Abb. 5.12). Des Weiteren zeichne ich die Drehbewegung der Welle über einen hochpräzisen Drehwinkelgeber auf.

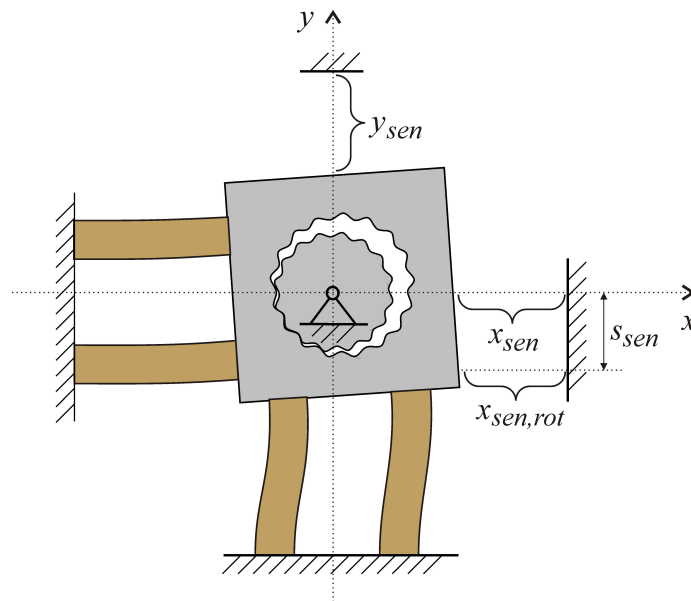


Abb. 5.12: Sensorenanordnung zur Messung der translatorischen und rotatorischen Ringbewegung

Die Ansteuerung der Motoren und die Auswertung der Messdaten erfolgt durch ein RCP-System. Als Leistungsverstärker werden effizienzgesteigerte Analogendstufen eingesetzt, da diese eine äußerst hohe Signalgüte bieten. Eine Beschreibung des Versuchsaufbaus ist in Kap. 9 gegeben.

5.2.1 Steifigkeit der Ringbewegung

Die Antriebssteifigkeit der PAD-Motoren ist an sich keine Fehlerquelle, sondern, wie auch bei anderen Stellantrieben, eine unvermeidbare Nachgiebigkeit, wenn der Motor mit einer Last beaufschlagt wird. Während sie sich bei konventionellen Servosystemen vor allem aus der Getriebesteifigkeit und der Nachgiebigkeit der Regelung zusammensetzt, ist sie bei gesteuert betriebenen Schrittmotoren vor allem durch die begrenzten Kräfte der elektromagnetischen Kopplung bedingt. Zur Verifikation der Modelle in Kap. 6 werden nun unterschiedliche Steifigkeitswerte ermittelt.

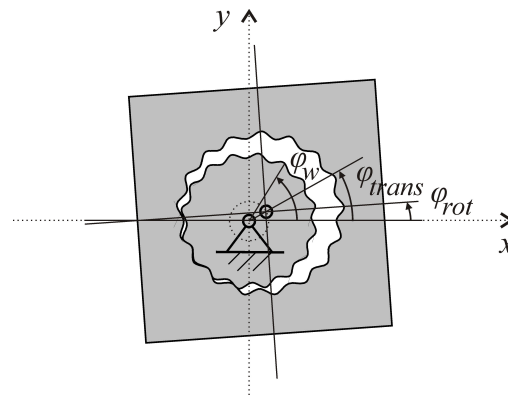


Abb. 5.13: Gemessene Winkel der Ring- und Wellenbewegung

Bei PAD-Motoren setzt sich die Antriebssteifigkeit aus mehreren Komponenten zusammen, die auch einzeln gemessen werden können. Hierzu werden die in Abb. 5.13 gezeigten Winkel aus den Sensorwerten ermittelt. Der Winkel zwischen der Position des Ringmittelpunkts und der x-Achse wird mit φ_{trans} bezeichnet. Er berechnet sich aus dem Arcustangens der Bewegung des Rings in y- und x-Richtung

$$\varphi_{trans} = \text{atan} \left(\frac{y_{sen} - \bar{y}_{sen}}{x_{sen} - \bar{x}_{sen}} \right) \quad (5.8)$$

bzw. aus dessen stetiger Fortsetzung. Dabei sind y_{sen} und x_{sen} die gemessenen Abstände zwischen Ring und Referenzfläche in y- bzw. x-Richtung. \bar{y}_{sen} und \bar{x}_{sen} sind deren Mittelwerte während einer Ringbewegung. Wird der Motor nun mit einem Drehmoment belastet, so bewegt sich der Ring weiter auf seiner Kreisbahn um die Welle. Diese Bewegung wird mit dem Übersetzungsverhältnis von translatorischer Ringbewegung auf die Wellenumdrehung i_{trans} übertragen. Dieses Verhältnis beträgt am realen Motor 312:1. Der Beitrag zur Nachgiebigkeit des PAD-Motors

$$\kappa_{trans} = \frac{i_{trans} \Delta M_w}{\Delta \varphi_{trans}} \quad (5.9)$$

errechnet sich aus dem Quotient eines Drehmomentunterschieds an der Welle ΔM_w und einem Winkelunterschied, der sich an der Welle allein durch diesen Effekt einstellen würde. Dieser wird dabei aus dem Übersetzungsverhältnis i_{trans} und $\Delta \varphi_{trans}$ bestimmt.

Ein äußeres Drehmoment wirkt nicht nur auf die translatorische Bewegung des Rings, sondern zwingt den Ring auch zu einer Rotation. Mit der Gültigkeit der Kleinwinkel-näherung folgt für den Winkel dieser Rotation

$$\varphi_{rot} = \frac{x_{sen} - x_{sen,rot}}{s_{sen}}, \quad (5.10)$$

wobei x_{sen} der mittig gemessene Abstand zwischen Ring und Referenzfläche und $x_{sen,rot}$ der außermittig gemessene Abstand ist. s_{sen} sei der Abstand der beiden Sensoren. Der Winkel φ_{rot} ist mit der Welle über das Übersetzungsverhältnis i_{rot} von 312:313 gekoppelt. Der Beitrag zur gesamten Antriebssteifigkeit berechnet sich zu

$$\kappa_{rot} = \frac{i_{rot} \Delta M_w}{\Delta \varphi_{rot}}. \quad (5.11)$$

Der sich unter Drehmoment an der Welle einstellende Winkel $\Delta \varphi_w$ wird über den Drehgeber gemessen. Er gibt die tatsächliche Antriebssteifigkeit

$$\kappa_w = \frac{\Delta M_w}{\Delta \varphi_w} \quad (5.12)$$

wieder.

Tab. 5.1: Steifigkeit der translatorischen und rotatorischen Bewegung des Antriebsrings sowie der Motorwelle

| Motor | Steifigkeit an der Welle [kNm/rad] | | |
|-------|------------------------------------|----------------|------------|
| | κ_{trans} | κ_{rot} | κ_w |
| B505 | 3,3 | 32,2 | 1,2 |
| B506 | 3,6 | 32,8 | 1,9 |
| B507 | 2,7 | 33,4 | 1,4 |

Tab. 5.1 zeigt abschließend die ermittelten Steifigkeiten für die drei untersuchten PAD-Motoren. Es ist ersichtlich, dass eine Parallelschaltung der Steifigkeiten κ_{trans} und

κ_{rot} nicht ausreicht, um die tatsächliche Steifigkeit an der Welle κ_w zu bestimmen. Ein dritter Effekt verringert die Gesamtsteifigkeit noch zusätzlich. Es handelt sich dabei um die radiale Bewegung des Antriebsrings, wenn durch ein äußeres Drehmoment die Verzahnung von Ring und Welle gegeneinander verschoben werden. Dieser Effekt wird für die Modellierung nicht benötigt und daher nicht genauer quantifiziert.

5.2.2 Unregelmäßige Steifigkeit am Ringumfang

Die Steifigkeit eines Aktorpaars, die sich bei einer Parallelverschiebung der Aktorenden ergibt, ist verhältnismäßig gering, aber nicht vernachlässigbar. Dieser Effekt wurde von Rucha (2009) als Schersteifigkeit bezeichnet und anhand eines Motors analysiert. Mit einer nicht rotationssymmetrischen Anordnung der Aktoren am Ringumfang, wie es bei der vorgestellten Motorbauform der Fall ist, führt die Schersteifigkeit zu einer unerwünschten Rotation des Antriebsrings in der Bewegungsebene. An dieser Stelle werden nun die drei PAD-Motoren daraufhin verglichen. Alle Aktoren in einem Motor werden so gewählt, dass sie sich in ihrer freien Auslenkung um maximal $\pm 0,5 \mu\text{m}$ unterscheiden. Dadurch wird der Einfluss, den die Aktorhübe auf die Ringrotation haben, weitestgehend beseitigt.

Der Winkel der Ringrotation φ_{rot} wird gegenüber dem elektrischen Ansteuerwinkel φ_{el} aufgezeichnet, der unter Vernachlässigung anderer Fehlerquellen dem Winkel der translatorischen Ringbewegung φ_{trans} entspricht (s. auch Abschnitt 6.1).

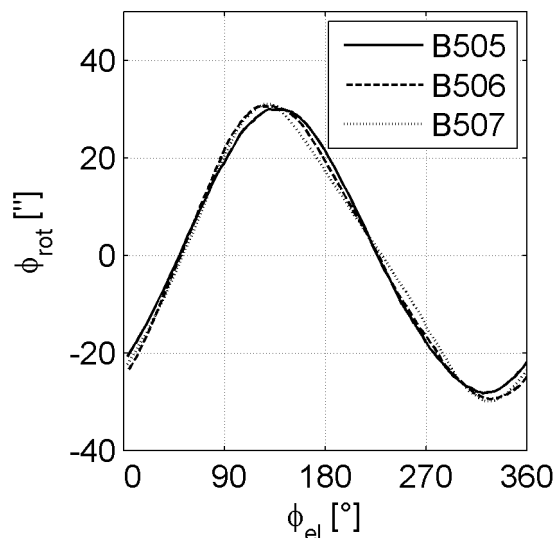


Abb. 5.14: Über mehrere Perioden gemittelte Rotation des Antriebsrings

Während einer Translation des Antriebsrings um die Welle neigt sich der Antriebsring somit einmal in die positive und einmal in die negative Richtung. Die Amplitude beträgt durchschnittlich $30''$ (s. Abb. 5.14). Die Phasenlage ist entsprechend dem symmetrischen Aufbau des Motors um 45° verschoben, so dass die Nulldurchgänge auf

der diagonalen Symmetrieachse des Motors liegen. Extremal wird die Rotation, wenn sich der Ring auf der zur Symmetrieachse orthogonalen Achse befindet.

5.3 Dejustage der Kinematik

Als Dejustage der Kinematik bezeichne ich eine fehlerhafte Ausrichtung des Antriebsrings zur Motorwelle, bei der der Mittelpunkt der Ringbewegung nicht mit der Rotationsachse der Welle übereinstimmt. Im Wesentlichen gibt es zwei verschiedene Ursachen für eine Dejustage. Zum Einen können Antriebsring und Motorwelle exzentrisch zueinander montiert sein. Bei der händischen Ausrichtung mit anschließender Klemmung der Aktorendkappen durch Verschraubungen im Motorgehäuse liegen die erreichbaren Toleranzen bei einigen Mikrometern, was bereits zu einer erheblichen Drehzahlschwankung führen kann. Zum Anderen kann sich eine Dejustage durch Veränderung der Motortemperatur ergeben, da sich die thermischen Ausdehnungskoeffizienten des piezoelektrischen Aktors mit der Rohrfeder und des Stahlgehäuses unterscheiden.

Eine Dejustage der Kinematik kann mit Wegsensoren nicht direkt gemessen werden, da das Abrollen des Rings auf der Welle auch im dejustierten Fall zu einer zentrischen Kreisbahn führt. Stattdessen gibt die Geschwindigkeit der Bewegung die Information über den Justagezustand wieder. Bei bekannter Ringrotation kann auch aus der Geschwindigkeitsmodulation der Welle die Justage abgeschätzt werden. Alternativ kann über die Krafrückwirkung auf die Aktoren auf den Justagezustand des PAD-Motors geschlossen werden, da eine Dejustage auch eine über die Ringperiode schwankende Anpresskraft bewirkt. Wenn nicht auf die hysteresebefahenen, sensorischen Eigenschaften der Aktoren zurückgegriffen werden soll, müssten separate Sensoren in den Kraftfluss der Aktoren eingebracht werden. Die dazu notwendigen mechanischen Veränderungen der Motoren wären äußerst aufwändig und eine Verallgemeinerung der Ergebnisse nicht möglich. Zudem kann nicht davon ausgegangen werden, dass bei kostengünstig in Serie gefertigten PAD-Motoren hochwertige Kraftsensoren integriert werden können.

Daher wird der Justagezustands der untersuchten PAD-Motoren nicht an dieser Stelle, sondern erst in Kap. 7 indirekt über die erzielbare Drehgleichförmigkeit bestimmt. In Kap. 8 wird ein auf Zeichfüßl et al. (2009a) zurückgehendes Verfahren vorgestellt, dass die inhärente Kraftmessung der Aktoren zur Zentrierung nutzt.

5.4 Unrundheit der Wälzkreise

Die Fourieranalyse des Winkelfehlers eines PAD-Motors in (Rucha, 2009) liefert erste Informationen über dessen Zusammensetzung; aus den auftretenden Frequenzen lassen sich jedoch nur Vermutungen über die Ursachen der Fehler anstellen. Es wird nun von mir ein Verfahren vorgestellt, das periodische Fehler des Rings, der Welle und nichtperiodische Fehler trennen kann. Dadurch kann die Ursache präzise wiedergegeben werden, und das Verfahren führt zu einer wesentlichen Reduktion der zur Beschreibung eines individuellen Motors notwendigen Informationen. Diese Parameter werden in

Kap. 6 in detaillierten Motormodellen und zur anschließenden Kompensation im Versuch verwendet. Zudem können Rückschlüsse über die Qualität des Herstellprozesses für die Mikroverzahnung getroffen werden.

Das Verfahren zur Trennung der Fehlereinflüsse basiert auf der Tatsache, dass sich die reproduzierbaren Fehler mit unterschiedlichen Periodizitäten wiederholen. So tritt bei einer Umdrehung der Abtriebswelle ein Fehler des Rings 312 mal in der gleichen Ringposition auf. Währenddessen wiederholt sich ein Fehler der Welle 313 mal pro Umdrehung. Durch Mittelung einer gemessenen Größe über alle 312 Ringtranslationen ergibt sich also der Einfluss des Rings, da alle Fehleranteile mit anderen Periodizitäten sich selbst auslöschen. Statistische Fehler werden ebenso auf ein Minimum reduziert. Mittelt man den Fehler über die 313 Abrollvorgänge der Welle, so werden alle 313-periodischen Fehler gemittelt und die 312-periodischen Ringeinflüsse entfallen. Abb. 5.15 zeigt dieses Verfahren anhand einer fiktiven Messung eines Motors, bei dem das Übersetzungsverhältnis lediglich 3:1 beträgt.

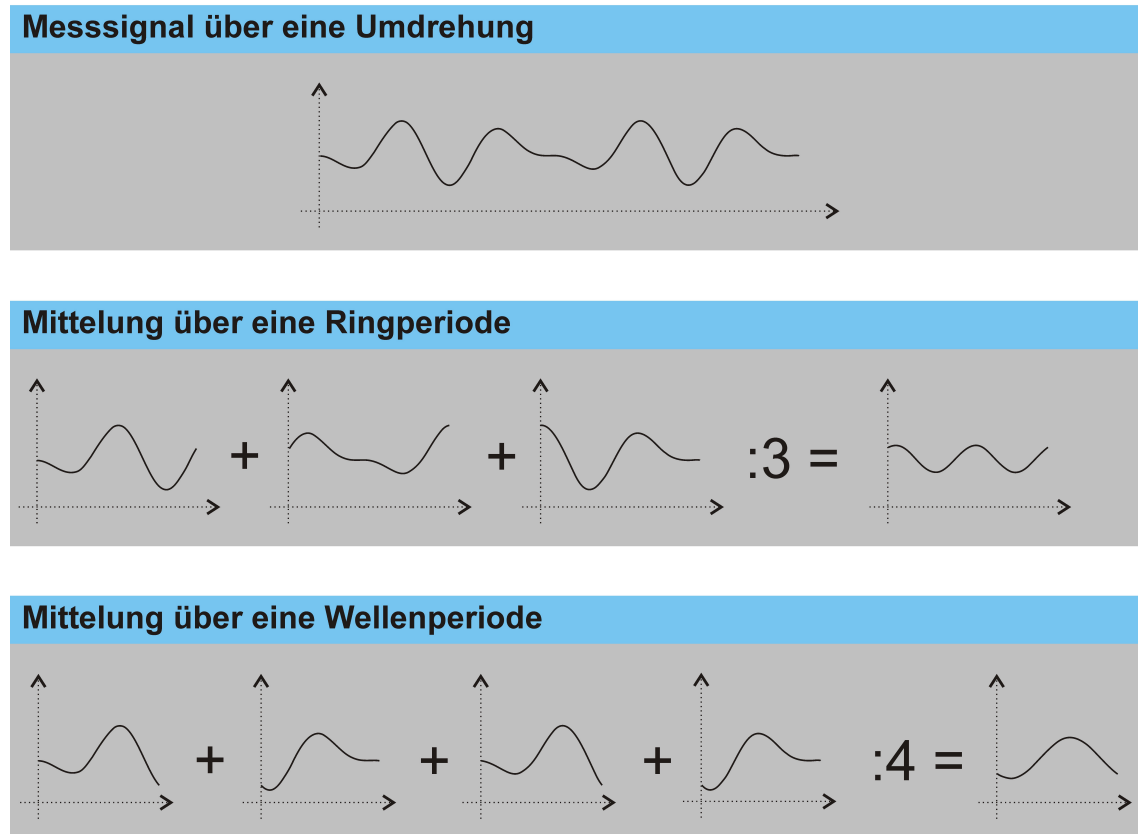


Abb. 5.15: Trennung der Fehlereinflüsse von Ring und Welle durch geeignete Mittelung

Ebenso können die Fehler von Ring und Welle wieder zu einer Fehlerkurve über eine ganze Wellenumdrehung synthetisiert werden. Hierzu ergänze ich die berechneten Mittelwerte entsprechend ihrer Periodizität auf eine ganze Umdrehung und addiere sie anschließend (s. Abb. 5.16). Damit der Gleichanteil des Gesamtsignals erhalten bleibt, eliminiere ich ihn aus einem der beiden Mittelwerte.

Die gemessene Größe ist durch das Verfahren nicht festgelegt. So können die Bewegung des Rings, die Kräfte auf den Ring oder der Fehler an der Abtriebswelle als Rohdaten dienen. Im Folgenden wird das Verfahren auf den Bahnradius r der Ringbewegung angewandt. Dadurch können die realen Wälzkreise der Verzahnungen

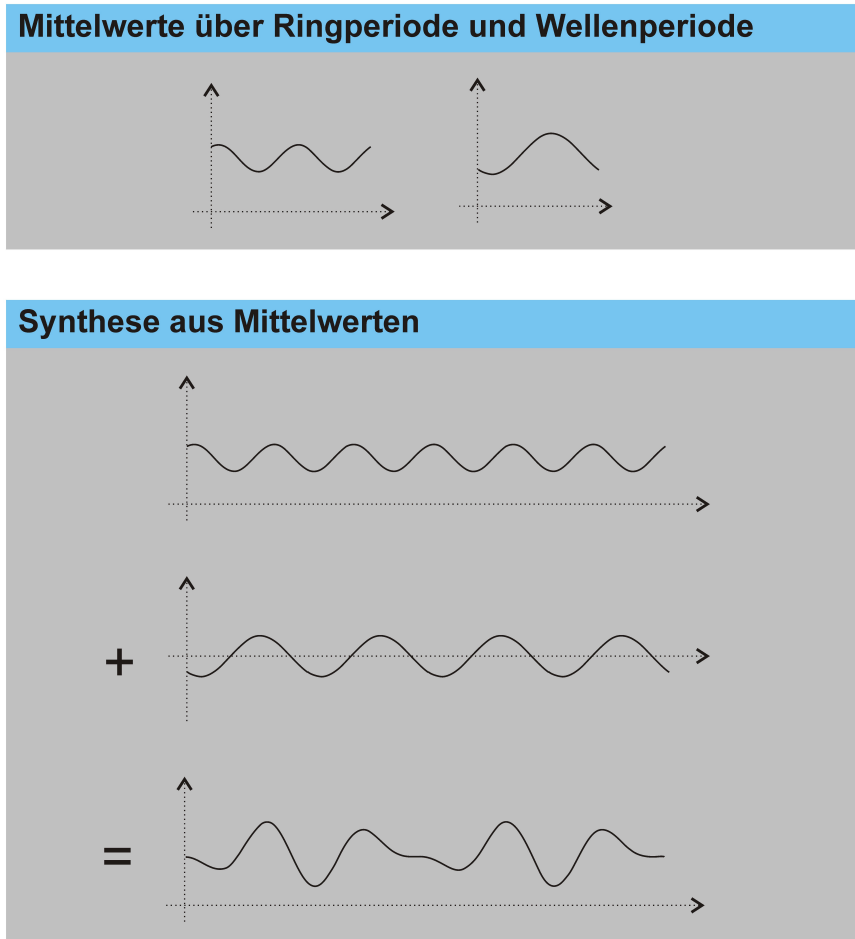


Abb. 5.16: Verfahren zur Synthese des Messsignals aus den Mittelwerten

identifiziert werden. Die Messung der Ringbewegung erfolgt wiederum über die in Abschnitt 5.2 beschriebene Sensoranordnung. Der Radius, den der Antriebsring gegenüber der Rotationsachse der Welle beschreibt, errechnet sich aus der mittelwertfreien Bewegung des Antriebsrings in x- bzw.y-Richtung nach

$$r = \sqrt{(x_{sen} - \bar{x}_{sen})^2 + (y_{sen} - \bar{y}_{sen})^2} . \quad (5.13)$$

x_{sen} und y_{sen} sind dabei wiederum die gemessenen Abstände des Rings zu einer Referenzfläche bzw. \bar{x}_{sen} und \bar{y}_{sen} deren Mittelwerte während einer Ringbewegung (s. Abb. 5.13). Da die Steifigkeit des Motorgehäuses nicht unendlich hoch ist, muss bei dieser Messung auf eine möglichst konstante Anpresskraft geachtet werden, um das

Ergebnis nicht zu verfälschen. Ohne Kenntnis der genauen Wälzkreise kann die Anpresskraft zumindest durch eine zentrische Ausrichtung von Antriebsring und Motorwelle nivelliert werden. Unter Vorwegnahme der Erkenntnisse aus Kap. 6 wird zur Sicherstellung der bestmöglichen Zentrierung die Hysterese der Aktoren und die Ringrotation durch eine Vorsteuerung bestmöglich eliminiert, so dass ein 1-periodischer Winkelfehler nur durch eine fehlerhafte Ausrichtung entstehen kann und durch Anpassen des mittleren Spannungsniveaus an den Aktoren beseitigt wird.

5.4.1 Wälzkreise der Ringe

Wird der Bahnradius der Ringbewegung r mit dem oben vorgestellten Verfahren über eine Ringperiode gemittelt, so kann daraus die Form des Ringwälzkreises abgelesen werden. Abb. 5.17 stellt das Ergebnis für die drei untersuchten Motoren anschaulich in einem Polardiagramm dar. Es ist deutlich zu erkennen, dass zwei Motoren eine ausgeprägte 2-periodische Modulation des Wälzkreisradius aufweisen. Durch eine Fourieranalyse kann die 2-periodische Komponente auf $0,20\ \mu\text{m}$ für B505, $0,91\ \mu\text{m}$ für B506 und $1,06\ \mu\text{m}$ für B507 beziffert werden. Komponenten höherer Ordnung weisen einen Betrag von weniger als $0,20\ \mu\text{m}$ auf.

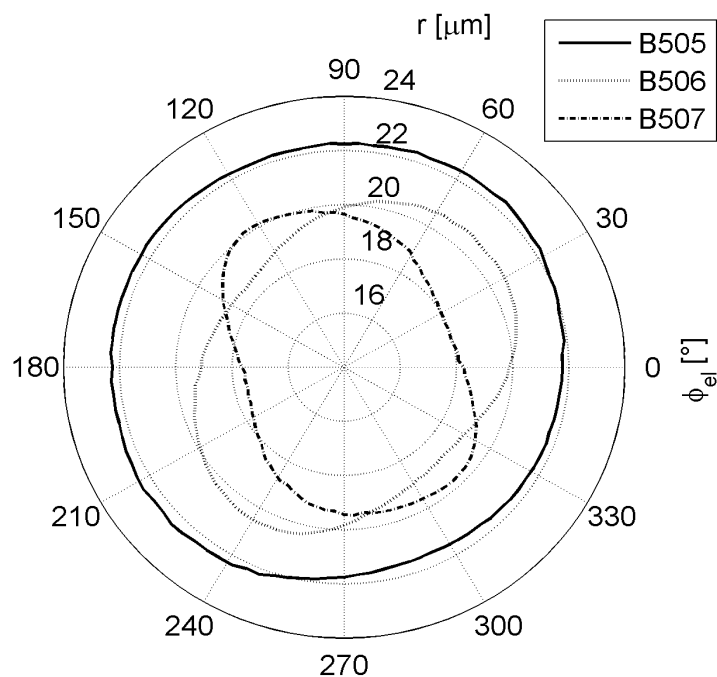


Abb. 5.17: Über Ringperiode gemittelter Bahnradius der Ringbewegung

Die Ursache für die 2-periodische Modulation kann eine ellipsenähnliche Unrundheit des Ringwälzkreises sein, die durch einen nicht optimalen Räumvorgang der Verzahnung entstanden ist. Prinzipiell liegt auch die Vermutung nahe, dass Ring und Welle nicht orthogonal zueinander montiert sind. Insbesondere könnten die Nadellager durch

Toleranzen der Rechtwinkligkeiten nicht orthogonal zur Bewegungsebene des Rings ausgerichtet sein.

5.4.2 Wälzkreise der Wellen

Nach dem beschriebenen Verfahren wird nun der Bahnradius der Ringbewegung r für die drei PAD-Motoren über 313 Wellenperioden gemittelt. Das Ergebnis ist durch die Rotation der Welle um den 313. Teil gestaucht und wird dementsprechend auf 360° gestreckt. Abb. 5.18 gibt somit die Wälzkreise der Wellen in den drei untersuchten Motoren wieder. Trotz der Tatsache, dass die Motorwellen mit höchster Genauigkeit gedreht und mit präzise gefertigten Werkzeugen geräumt werden, weichen die Mittelpunkte der Wälzkreise von den Rotationsachsen ab, die durch die Lagerlaufflächen festgelegt sind. Diese Exzentrizität gibt die 1-periodische Komponente der Fouriertransformation wieder. Sie liegt für B505 bei $0,40 \mu\text{m}$, für B506 bei $0,99 \mu\text{m}$ und für B507 bei $0,56 \mu\text{m}$. Komponenten zweiter und höherer Ordnung liegen deutlich unter $0,20 \mu\text{m}$.

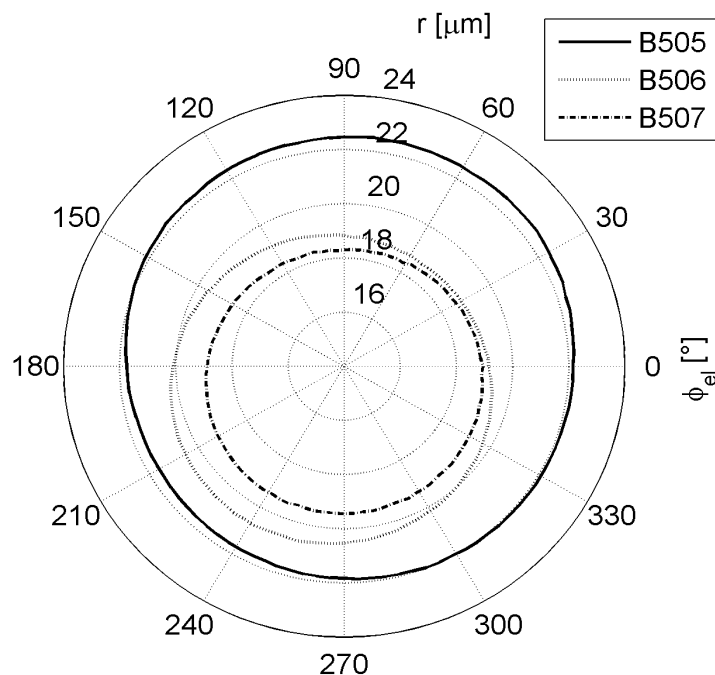


Abb. 5.18: Über Wellenperiode gemittelter Bahnradius der Ringbewegung

5.4.3 Rekonstruktion der Ringbewegung

Bildet man die Differenz aus tatsächlicher und synthetisierter Kurve, so bleiben die Fehleranteile übrig, die weder periodisch zur Ring- noch zur Wellenbewegung sind. Dies können beispielsweise Fehler sein, die durch unregelmäßige Zahntiefen auf Ring und Welle nur in bestimmten Winkelstellungen auftreten. Des Weiteren handelt es sich um Einflüsse der Lagerung, die sich in nicht ganzzahligen Verhältnissen zur Abroll-

bewegung wiederholen, sowie Abrieb und Schmutz im Abrollbereich der Verzahnung oder der Lagerung (Rucha, 2009).

Vorab ermittle ich, wie hoch die Reproduzierbarkeit der Ringbewegung grundsätzlich ist. Hierzu wird die Ringbewegung in allen Motoren über fünf ganze Umdrehungen der Welle aufgezeichnet. Vergleicht man diese nun mit der Ringbewegung, die sich bei einer Mittelung über die fünf einzelnen Umdrehungen ergibt, so zeigen sich geringfügige Abweichungen. Tab. 5.2 gibt die maximale Abweichung Δr_{max} und mittlere Abweichung Δr_{mitt} wieder. Messrauschen und andere hochfrequente Einflüsse werden durch eine Abtrennung der Frequenzen oberhalb von 1 kHz beseitigt.

Tab. 5.2: Abweichung des Bahnradius von dem über fünf Umdrehungen gemittelten Bahnradius

| Motor | Abweichung des Radius [μm] | |
|-------|---|-------------------|
| | Δr_{max} | Δr_{mitt} |
| B505 | 3,49 | 0,40 |
| B506 | 3,27 | 0,40 |
| B507 | 3,48 | 0,47 |

Im Allgemeinen weicht die Ringbewegung also nur um etwa 0,4 μm von der über mehrere Umdrehungen gemittelten Bewegung ab. Nur in sehr wenigen und schmalen Winkelbereichen beträgt die Abweichung mehr als 2 μm . Stellt man die Ringbewegung einer nach dem oben beschriebenen Verfahren synthetisierten Kurve gegenüber, so lässt sich die Ringbewegung im Mittel- und im Maximalwert sogar besser vorhersagen (s. Tab. 5.3). Diese noch bessere Rekonstruierbarkeit ist offensichtlich dadurch bedingt, dass die Mittelung über fünf Umdrehungen nicht repräsentativ genug ist. Mit dem vorgestellten Verfahren kann ich also bereits aus fünf Umdrehungen die wesentlichen Informationen über die Ringbewegung extrahieren.

Tab. 5.3: Abweichung des Bahnradius von der rekonstruierten Ringbewegung

| Motor | Abweichung des Radius [μm] | |
|-------|---|-------------------|
| | Δr_{max} | Δr_{mitt} |
| B505 | 3,04 | 0,35 |
| B506 | 3,18 | 0,35 |
| B507 | 3,22 | 0,37 |

Da bei dem Verfahren nahezu kein Informationsverlust auftritt, kann darüber hinaus davon ausgegangen werden, dass alle wesentlichen Fehlerquellen im Bahnradius des Rings periodisch zur Ring- oder Wellenbewegung sind.

5.5 Reproduzierbarkeit der Drehbewegung

Nachdem nun zahlreiche Fehlerquellen identifiziert worden sind, werde ich abschließend ermitteln, welche Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit durch

eine geeignete Ansteuerung bestenfalls erreicht werden kann. Dazu wird der Wellenwinkel bei einem Betrieb mit konstanter Frequenz über fünf Umdrehungen aufgezeichnet und die Differenz mit dem aus den fünf Umdrehungen gebildeten Mittelwert des Wellenwinkels gebildet. Tab. 5.4 zeigt die maximale Abweichung $\Delta\varphi_{w,max}$ und die mittlere Abweichung $\Delta\varphi_{w,mitt}$. Des Weiteren wird durch Ableiten die Drehzahldifferenz gegenüber dem Durchschnitt ermittelt. Es lässt sich eine maximale Abweichung Δn_{max} und eine mittlere Abweichung Δn_{mitt} in Bezug auf die Sollzahl n_{soll} angeben.

Tab. 5.4: Reproduzierbarkeit der Wellenbewegung von der über fünf Umdrehungen gemittelten Wellenbewegung

| Motor | Reproduzierbarkeit des Winkels ["] | | Reproduzierbarkeit der Drehzahl [%] | |
|-------|------------------------------------|--------------------------|-------------------------------------|------------------------------------|
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mitt}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ |
| B505 | 13,1 | 3,9 | 11,1 | 1,0 |
| B506 | 13,8 | 3,4 | 6,6 | 0,9 |
| B507 | 14,7 | 3,8 | 10,7 | 1,0 |

Bei den untersuchten PAD-Motoren mit Nadellagern ist im Mittel eine Reproduzierbarkeit des Winkels von etwa 5" und der Drehzahl von etwa 1% zu erwarten. Die nicht reproduzierbaren Fehler werden im Wesentlichen durch die Lagerung verursacht. Eine Kompensation erscheint äußerst schwierig, da die Lage der einzelnen Nadeln nur durch Reibschluss an die Wellenbewegung gekoppelt ist. Die Grenzen für PAD-Motoren mit diesem Lagertyp sind somit aufgezeigt.

6. Modellierung und Strategien zur Kompensation

Nun werde ich die im vorherigen Kapitel aufgezeigten Ursachen für Ungleichlauf und Positionierfehler in Modellen nachbilden, um geeignete Kompensationsverfahren entwickeln und testen zu können. In Kap. 8 werden diese Modelle erneut herangezogen, um auch die Auswirkungen auf die Ladungsverläufe in den Aktoren vorherzusagen und daraus sensorlose Kompensationsverfahren abzuleiten. Die Modelle dienen ebenso dem tiefen Verständnis der Funktionsweise von PAD-Motoren und können die mechanische Auslegung zukünftiger Bauformen unterstützen. Einen Überblick über die Fehlerquellen und zugehörige Simulationsmodelle gibt Abb. 6.1.

| Reproduzierbare Fehlerquellen | | | |
|--|--|--|--|
| Aktorfehler | Kinematikfehler | Ausrichtungsfehler | Verzahnungsfehler |
| <ul style="list-style-type: none"> • Hysterese → Motormodell mit hysteresebehafteten Aktoren (Abschnitt 6.1.1) • Hubunterschiede orthog. Richtung → Idealisiertes Motormodell (Abschnitt 6.1.4) gleiche Richtung → Motormodell mit Ringrotation (Abschnitt 6.2.1) | <ul style="list-style-type: none"> • unregelmäßige Steifigkeit am Ringumfang → Motormodell mit Ringrotation (Abschnitt 6.2.4) | <ul style="list-style-type: none"> • Dejustage → Motormodell mit Dejustage (Abschnitt 6.3.1) • Exzentrizität der Welle → Motormodell mit Exzentrizität der Welle (Abschnitt 6.3.4) | <ul style="list-style-type: none"> • Wälzkreisunrundheiten Unrundheit des Ringwälzkreises → Motormodell mit Wälzkreisunrundheiten (Abschnitt 6.4.1) |

Abb. 6.1: Überblick über Fehlerquellen und zugehörige Simulationsmodelle

6.1 Idealisiertes Motormodell

Das folgende idealisierte Modell des Motors stellt nur eine äußerst grobe Näherung des realen Motorverhaltens dar. Es wird an dieser Stelle eingeführt, um das gewünschte Motorverhalten darzustellen; alle nachfolgenden Modelle bauen hierauf auf. Es leitet sich von dem von Kappel et al. (2008a) vorgestellten, idealisierten Modell ab. Da jede Fehlerquelle durch eine geeignete Ansteuerung eliminiert werden soll, ist es zulässig, sie separat zu betrachten. Es wird darauf verzichtet, alle modellierten Eigenschaften am Ende der Arbeit in einem umfassenden Modell zusammenzuführen, da damit die Separierbarkeit der einzelnen Effekte verloren gehen und zudem ein unnötig komplexes und rechenintensives Modell entstehen würde. Da das Gleichlaufverhalten des Motors von Frequenzen bestimmt ist, die unterhalb der mechanischen Eigenfrequenz der Kinematik liegen, werden sämtliche Modelle im statischen Zustand berechnet. Ihre Gültigkeit reicht aufgrund der hohen Steifigkeit und den geringen bewegten Massen bis in den Kilohertz-Bereich.

Das idealisierte Modell besteht aus einer zentrisch gelagerten Welle, die von dem Ring umgeben wird. Die Entkopplung der beiden Achsen und das Verhindern einer Ringrotation erfolgt durch ideale Führungen (s. Abb. 6.2).

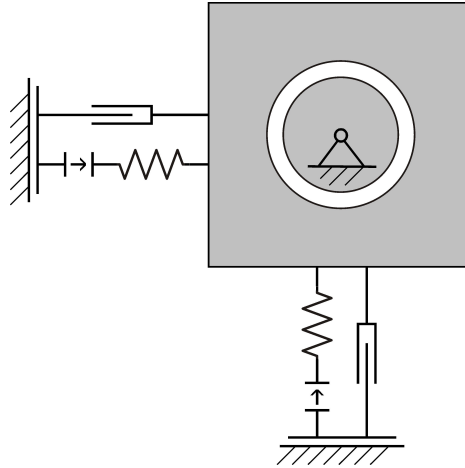


Abb. 6.2: Schematische Darstellung des idealisierten Motormodells

Als Aktormodell werden die linearen piezoelektrischen Grundgleichungen (4.1) und (4.2) verwendet. Die hysteresebedingten Nichtlinearitäten werden vorerst vernachlässigt. Bezieht man den Einfluss der Rohrfeder in diese Gleichungen mit ein, gilt für die Auslenkung in x- und y-Richtung

$$h_x = -\frac{1}{k_a} F_x + D_{33,a} u_x \quad (6.1)$$

$$h_y = -\frac{1}{k_a} F_y + D_{33,a} u_y,$$

wobei nun k_a die Federrate und $D_{33,a}$ der piezoelektrische Koeffizient der gesamten Aktoreinheit ist. F_x und F_y sind die entgegen wirkenden Kräfte und u_x und u_y die an den Aktoren anliegenden Spannungen. Die Federrate der Aktoreinheit k_a kann aus der Parallelschaltung der Federrate des Aktors k_p und der Rohrfeder k_r nach

$$k_a = k_p + k_r \quad (6.2)$$

berechnet werden. Außerdem kann an dieser Stelle berücksichtigt werden, dass die Steifigkeit von Motorgehäuse und Lagerung nicht unendlich hoch ist. Gl. (6.1) wird zu

$$h_x = -\frac{1}{k_{ges}} F_x + D_{33,a} u_x \quad (6.3)$$

$$h_y = -\frac{1}{k_{ges}} F_y + D_{33,a} u_y,$$

wenn die Steifigkeit der Aktoreinheit k_a durch die Gesamtsteifigkeit im Kraftfluss k_{ges} ersetzt wird. Sie beträgt nach (Rucha, 2009) 66 N/ μm für ein Paar von Aktoreinheiten, d. h. 33 N/ μm je Aktoreinheit, und ist damit etwa 25 % geringer als im idealen Fall. Der piezoelektrische Koeffizient der Aktoren reduziert sich durch die zusätzliche Steifigkeit der Rohrfeder k_r auf

$$D_{33,a} = \frac{k_p}{k_p + k_r} D_{33,p}, \quad (6.4)$$

wobei k_p die Steifigkeit und $D_{33,p}$ der piezoelektrische Koeffizient des Aktors ohne Rohrfeder sind. Für die Rückwirkung auf die Ladung in den Aktoren gilt

$$q_x = C_p u_x - D_{33,a} F_x$$

$$q_y = C_p u_y - D_{33,a} F_y. \quad (6.5)$$

Dabei ist C_p die Großsignalkapazität eines Aktors.

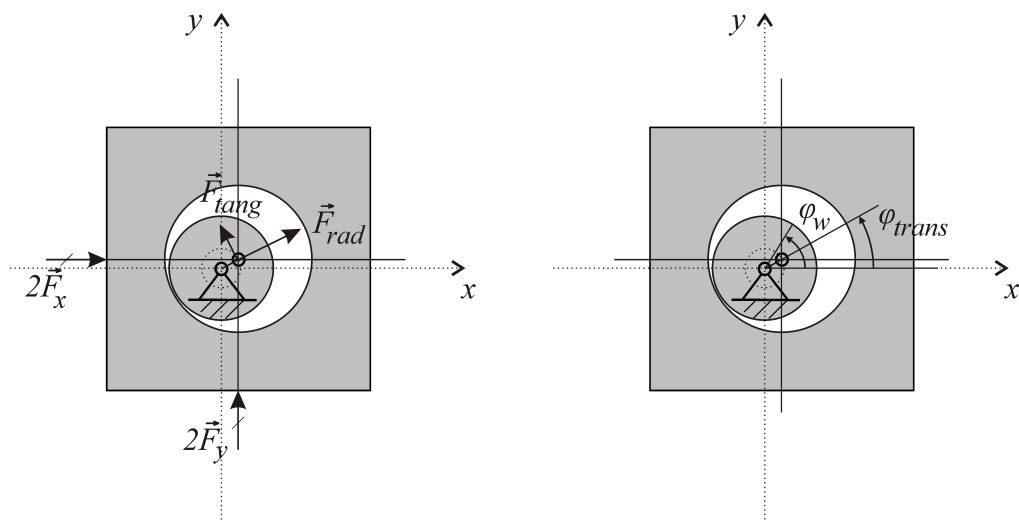


Abb. 6.3: Kräfte und Winkel im idealisierten Motormodell

Im regulären Betrieb des Motors wird der Ring stets an die Welle gepresst, d. h. die Normalkraft des Rings auf die Welle ist größer als Null. Damit ist die Bewegungs-

möglichkeit des Rings auf eine reine Kreisbahn mit konstantem Radius r beschränkt (s. Abb. 6.3).

Für die Auslenkung der Aktoren gilt somit

$$\begin{aligned} h_x &= r \cos \varphi_{trans} \\ h_y &= r \sin \varphi_{trans} \end{aligned} \quad (6.6)$$

Der Winkel zwischen der Position des Ringmittelpunkts und der x-Achse wird mit φ_{trans} bezeichnet. An dieser Stelle wird von einer zentrischen Montage der Ring-Welle-Kinematik ausgegangen.

Die Mikroverzahnung wird in allen Modellen als ausreichend fein angenommen, so dass diese als abrollende Wälzkreise mit dem festen Übersetzungsverhältnis i_{trans} der Verzahnung modelliert werden kann. Dadurch ergibt sich die Abhängigkeit des Winkels der Welle gegenüber der x-Achse φ_w von φ_{trans} als

$$\varphi_{trans} + i_{trans}\varphi_w = 0. \quad (6.7)$$

Das Drehmoment an der Abtriebswelle M_w wird dementsprechend mit

$$M_w = i_{trans}M_{trans} \quad (6.8)$$

auf den Ring übertragen. M_{trans} ist dabei das der translatorischen Ringbewegung entgegen wirkende Moment.

Um den sich einstellenden Winkel der Abtriebswelle zu berechnen, muss die Gleichgewichtsbedingung des mechanischen Systems erfüllt sein, d. h. das durch die Last verursachte Moment auf den Ring M_{trans} muss gleich den tangential auf die Kreisbahn des Rings mit Radius r wirkenden Kräften F_{tang} sein:

$$M_{trans} = F_{tang} r \quad (6.9)$$

In diesem Modell wird ein Radius r von 20 μm angenommen. Die tangentielle Kraft

$$F_{tang} = \vec{e}_{tang} \cdot \vec{F}_a = \begin{pmatrix} -\sin \varphi_{trans} \\ \cos \varphi_{trans} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 2F_x \\ 2F_y \end{pmatrix} \quad (6.10)$$

errechnet sich aus dem Skalarprodukt des tangentialen Einheitsvektors \vec{e}_{tang} mit der Kraft der Aktoren in vektorieller Form \vec{F}_a . Die Komponenten dieses Vektors sind die

Kräfte der Aktoren in x-Richtung F_x bzw. y-Richtung F_y . Die optimale Ansteuerung dieses idealisierten Modells sind rein sinus- bzw. cosinusförmige Spannungskurven

$$\begin{aligned} u_x &= U_{ampl} \cos(\varphi_{el}) \\ u_y &= U_{ampl} \sin(\varphi_{el}), \end{aligned} \quad (6.11)$$

die nur von dem elektrischen Ansteuerwinkel φ_{el} abhängen. Die Amplitude dieser Spannung betrage U_{ampl} . Die konstante Offsetspannung U_{konst} , die für den unipolaren bzw. semipolaren Betrieb der Aktoren notwendig ist, ist für die Modellierung unerheblich, da diese durch geeignete Montage des Motors in die Zentrierung bereits miteingeht.

Im unbelasteten Betrieb ist der elektrische Ansteuerwinkel φ_{el} und der Winkel der Ringposition φ_{trans} identisch. Durch eine äußeres Moment M_w entsteht nach Gl. (6.7) mit (6.11) ein Phasenversatz beider Größen von

$$\Delta\varphi_{trans} = \varphi_{el} - \varphi_{trans} = -\text{asin}\left(\frac{M_w}{2k_{ges}i_{trans}rD_{33,a}U_{ampl}}\right) \quad (6.12)$$

mit der Gesamtsteifigkeit im Kraftfluss k_{ges} , dem Übersetzungsverhältnis der translatorischen Ringbewegung i_{trans} , dem Bahnradius r , dem piezoelektrischen Koeffizienten eines Aktors $D_{33,a}$ und der Amplitude der Spannung an den Aktoren U_{ampl} . Der Ring eilt somit entgegen den Aktorstefigkeiten auf der Kreisbahn vor bzw. nach (s. auch Wallenhauer et al., 2007). Damit weicht mit zunehmendem Lastmoment die Ringposition und mit entsprechender Untersetzung die Wellenposition von der elektrisch vorgegebenen Position ab. Die sich daraus ergebende Torsionssteifigkeit des Motors beträgt zahlenmäßig an der Abtriebswelle

$$\kappa_{trans} = \frac{M_w i_{trans}}{\Delta\varphi_{trans}} \approx 2k_{ges}i_{trans}^2 r D_{33,a} U_{ampl} = 3,4 \frac{\text{kNm}}{\text{rad}}. \quad (6.13)$$

Sie stimmt mit den in Kap. 5 experimentell ermittelten Werten für die drei PAD-Antriebe zwischen 2,7 und 3,6 kNm/rad überein. Über den direkten piezoelektrischen Effekt kann dieses Prinzip für eine sensorlose Messung des Drehmoments genutzt werden (Wallenhauer et al., 2007).

Abb. 6.4 zeigt den resultierenden Winkelfehler von konstant 115" über eine Ringtranslation bei 2 Nm Abtriebsmoment.

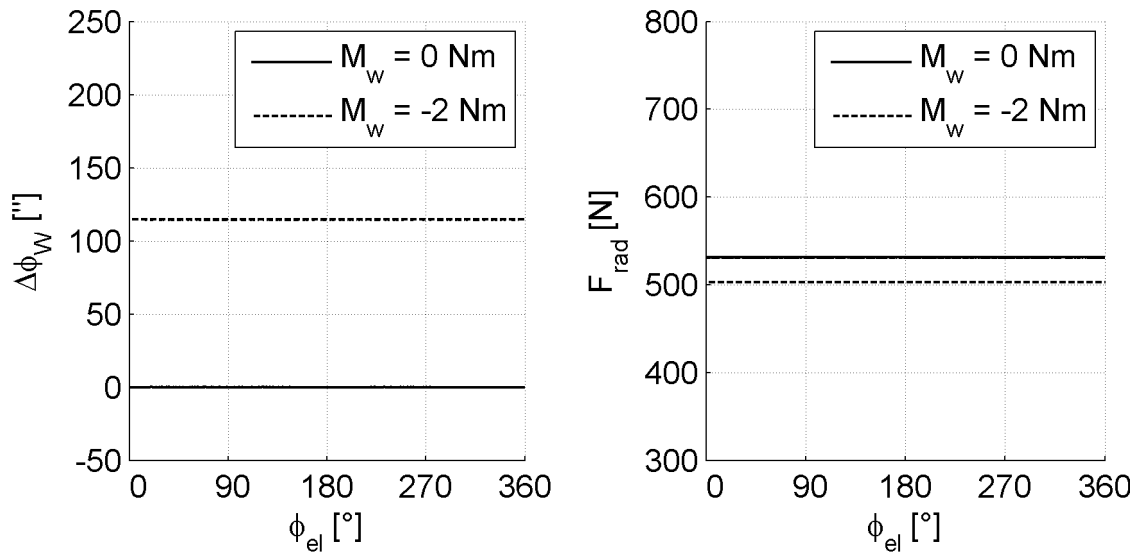


Abb. 6.4: Verlauf des Winkelfehlers und der Anpresskraft im idealisierten Modell

Des Weiteren ist die Anpresskraft als wichtige Kenngröße für das erreichbare Drehmoment eines Motors dargestellt. Sie kann über den radialen Einheitsvektor \vec{e}_{rad} und den Aktorkräften in vektorieller Form \vec{F}_a zu

$$\begin{aligned}
 F_{rad} &= \vec{e}_{rad} \cdot \vec{F}_a = \begin{pmatrix} \cos \varphi_{trans} \\ \sin \varphi_{trans} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 2F_x \\ 2F_y \end{pmatrix} \\
 &= 2k_{ges} \left(\sqrt{1 - \left(\frac{M_w}{2k_{ges} i_{trans} r D_{33,a} U_{ampl}} \right)^2} D_{33,a} U_{ampl} - r \right) \quad (6.14)
 \end{aligned}$$

berechnet werden. Sie nimmt mit zunehmendem Lastmoment ab und beträgt 531 N im unbelasteten Zustand bzw. 503 N bei Belastung mit 2 Nm.

6.1.1 Motormodell mit hysteresebehafteten Aktoren

Der durch die piezoelektrische Hysterese verursachte Auslenkungsfehler wurde von Rucha (2009) in der freien Bewegung eines Aktors erfasst und in einem Modell ohne Motorwelle zu einer fiktiven Ringbewegung überlagert. Die in Kap. 5 bestimmten Vorsteuerungen, bei denen Auslenkung und Kraft der Aktoren sinusförmig sind, bilden hingegen den Betrieb der Aktoren im PAD-Motor exakt nach. Damit kann ich nun die Auswirkungen der Hysterese auf die Drehgleichförmigkeit präzise bestimmen und deren Kompensation durch eine Vorsteuerung nachgebildet.

Hierzu ändere ich das idealisierte Motormodell derart ab, dass ein durch die piezoelektrische Hysterese verursachtes Nacheilen der Auslenkung bzw. Kraft der Aktoren gegenüber der elektrischen Ansteuerung eingefügt werden kann. Dessen Betrag

entspricht in etwa der Phasendifferenz, die die in Kap. 5 bestimmten Vorsteuerungen aufweisen, um die Hysterese zu korrigieren. Somit müssen lediglich die Ansteuerungen für die linearen Aktormodelle aus Gl. (6.11) auf

$$\begin{aligned} u_x &= U_{\text{ampl}} \cos\left(\varphi_{el} - \Delta\varphi_{\text{hyst},x}\left(\varphi_{el} + \frac{\pi}{2}\right)\right) \\ u_y &= U_{\text{ampl}} \sin\left(\varphi_{el} - \Delta\varphi_{\text{hyst},y}\left(\varphi_{el}\right)\right) \end{aligned} \quad (6.15)$$

erweitert werden. Dabei bezeichnen U_{ampl} die Amplitude der Spannung an den Aktoren und φ_{el} den elektrischen Ansteuerwinkel. $\Delta\varphi_{\text{hyst},x}$ bzw. $\Delta\varphi_{\text{hyst},y}$ die vom jeweiligen Ansteuerwinkel abhängigen Phasendifferenzen der Aktoren der x- bzw. y-Achse. Da das Modell an dieser Stelle keinen rotatorischen Freiheitsgrad des Rings beinhaltet, müssen sich die Aktoren innerhalb eines Paares identisch verhalten.

6.1.2 Ergebnis

Im Folgenden werden die Phasenversätze $\Delta\varphi_{\text{hyst}}$ der Aktoren A1, A4 und A5 herangezogen, die sie in ihrer freien Auslenkung kaum unterscheiden und damit auch in den Vorsteuerungen sehr ähnlich sind. Dabei weist der Aktor A4 aufgrund seiner $0,5 \mu\text{m}$ geringeren Auslenkung im Betrieb eine etwas größere Hysterese auf, während der Aktor A5 mit einer $0,6 \mu\text{m}$ größeren Auslenkung eine etwas kleinere Hysterese zeigt. Ferner wird die Ansteuerfrequenz bei den zugrunde liegenden Messungen auf 20 Hz erhöht, da die Messungen an den Motoren anschließend bei dieser Frequenz durchgeführt werden.

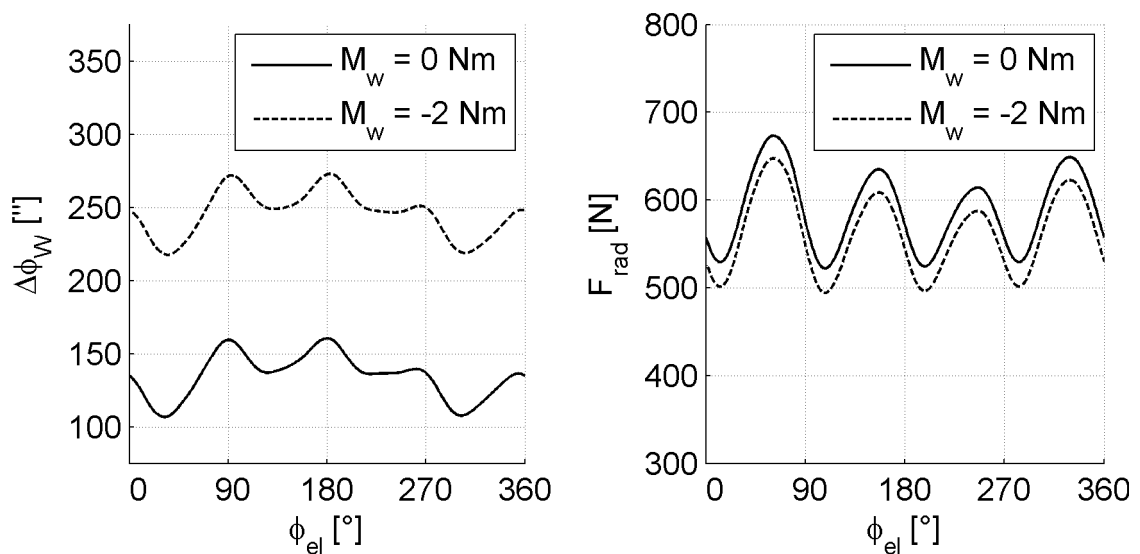


Abb. 6.5: Verlauf des Winkelfehlers und der Anpresskraft bei hysteresebehafteten Aktoren

Abb. 6.5 zeigt exemplarisch den Verlauf von Winkelfehler und Anpresskraft, wenn die Phasendifferenz der Aktoren der x-Achse identisch mit dem des Aktors A4 bzw. der y-Achse mit des Aktors A5 ist. Neben einem konstanten Schleppfehler, der bereits im

unbelasteten Fall etwa $134''$ beträgt, schwankt der Winkel in einem Bereich von $53''$. Ausgeprägt ist vor allem der 4-periodische Anteil, der sich erheblich stärker als niederfrequenterer Anteile auf die zu erwartende Drehzahlschwankung auswirkt. Die Anpresskraft F_{rad} variiert mit bis zu 150 N . Das Minimum der Anpresskraft im unbelasteten Zustand liegt mit 523 N jedoch nur geringfügig unter dem Wert im idealisierten Modell. Folglich ergibt sich durch die Hysterese sowie die Anordnung der Aktoren in dieser Motorbauform nicht zwangsläufig eine Reduktion des maximalen Drehmoments.

6.1.3 Kompensation

Wie in Abschnitt 5.1.1 gezeigt worden ist, ändert sich die Form der Hysterese nicht, wenn der PAD-Motor mit konstanter Frequenz und konstanter Spannungsamplitude betrieben wird. Es wird nun untersucht, ob auch mit den zwischen den Aktoren A1, A4 und A5 vorhandenen, geringen Abweichungen die Hysterese mit einer einzigen Vorsteuerung kompensiert werden kann. Für die praktische Umsetzung ist dies besonders vorteilhaft, da dann in den Motorsteuerungen keine exemplarspezifischen Daten gespeichert werden müssen. Bei einem Betrieb mit konstanter Spannungsamplitude bleibt lediglich die Abhängigkeit von der Frequenz bestehen.

Die für den untersuchten Betriebspunkt notwendige Vorsteuerung $\Delta\varphi_{komp}$ bilde ich aus dem Mittelwert der Phasendifferenzen der Aktoren A1, A4 und A5, um Parameterstreuungen und Messfehler zu minimieren und eine möglichst repräsentative Vorsteuerung zu erhalten. Die Ansteuervorschrift aus Gl. (6.11) wird im Modell auf

$$u_x = U_{ampl} \cos\left(\varphi_{el} - \Delta\varphi_{hyst,x}(\varphi_{el} + \frac{\pi}{2}) + \Delta\varphi_{komp}(\varphi_{el} + \frac{\pi}{2})\right) \quad (6.16)$$

$$u_y = U_{ampl} \sin\left(\varphi_{el} - \Delta\varphi_{hyst,y}(\varphi_{el}) + \Delta\varphi_{komp}(\varphi_{el})\right)$$

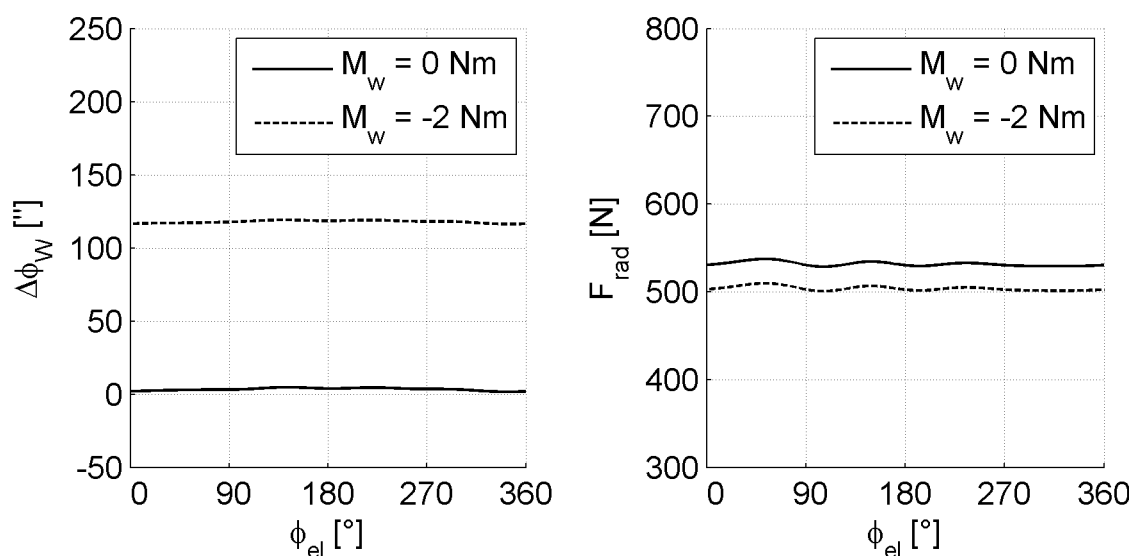


Abb. 6.6: Verlauf des Winkelfehlers und der Anpresskraft bei Spannungsvorsteuerung von hysteresebehafteten Aktoren

ergänzt. Folglich wird der Einfluss der Phasendifferenzen $\Delta\varphi_{hyst,x}$ und $\Delta\varphi_{hyst,y}$ in diesem Modell nicht perfekt, aber sehr gut kompensiert (s. Abb. 6.6). Die Abweichungen liegen im Bereich weniger Winkelsekunden bzw. Newton.

Bei den in Kap. 7 und 8 folgenden Versuchen wird dieselbe Vorsteuerung $\Delta\varphi_{komp}(\varphi_{el})$ eingesetzt. Es wird beim Aufbau der Motoren darauf geachtet, dass sich die eingesetzten Aktoren in ihrer Auslenkung bzw. Hysterese von den Aktoren A1, A4 und A5 möglichst wenig unterscheiden, um eine ähnlich gute Kompensation zu erreichen.

6.1.4 Motormodell mit Hubunterschieden der Achsen

Werden die Aktoren eines Motors ohne vorherige Vermessung zufällig gewählt, so treten typischerweise Unterschiede in den Leerlaufauslenkungen der Aktoren im Bereich von 3 μm auf. Durch das idealisierte Modell kann untersucht werden, wie viel Einfluss dieser Unterschied auf Positionsfehler und Anpresskraft hat, wenn die Hübe innerhalb eines Aktorpaars gleich, zwischen den beiden Achsen jedoch unterschiedlich sind. Es wird nun angenommen, dass die Aktoren der x-Achse eine um 1,5 μm größere, und der y-Achse um 1,5 μm kleinere freie Auslenkung ausweisen.

6.1.5 Ergebnis

Der Winkelfehler unter Drehmoment und die Anpresskräfte bleiben im Mittel gleich. Jedoch erzeugen die unterschiedlichen Auslenkungen der Aktorpaare eine 2-periodische Modulation von Winkelfehler und Anpresskraft in Höhe von $\pm 18''$ bzw. $\pm 51 \text{ N}$ (s. Abb. 6.7). Die Phasenlage dieser Modulation wird durch den drehmomentabhängigen Phasenversatz zwischen elektrischem Ansteuerwinkel φ_{el} und translatorischer Ringposition φ_{trans} verschoben.

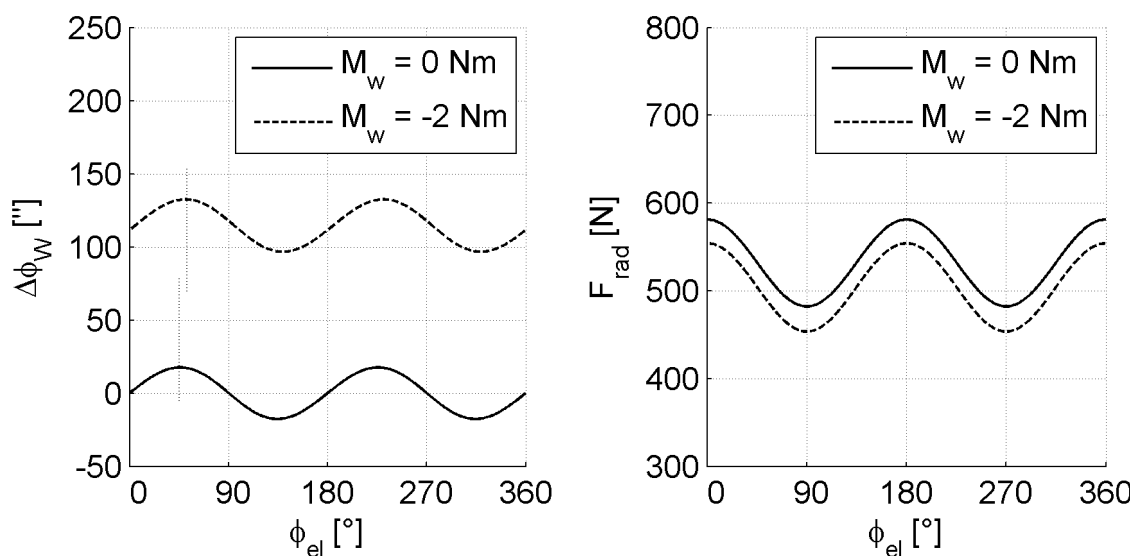


Abb. 6.7: Verlauf des Winkelfehlers und der Anpresskraft bei Hubunterschieden der Achsen

6.1.6 Kompensation

Hubunterschiede werden bereits bei der Montage der Motoren weitestgehend ausgeschlossen, indem mehrere Aktoren auf ihre Leerlaufhöhe vermessen und nur möglichst ähnliche Aktoren in einem Motor verbaut werden. Bei Aktoren, die einen bekannten Hubunterschied aufweisen, könnten die Spannungsamplituden noch dementsprechend korrigiert werden. Der Vertrauensbereich einer mit üblichen Labormessmitteln durchführbaren Messung liegt bei etwa $\pm 0,5 \mu\text{m}$. Daher werden für die untersuchten Motoren nur Aktoren verwendet, die sich in ihrer gemessenen Auslenkung um weniger als $1 \mu\text{m}$ unterscheiden. Es wird darauf verzichtet, die verbleibenden Abweichungen elektronisch zu korrigieren, da diese den Vertrauensbereich der Charakterisierung verlassen. Somit ist mit einem Winkelfehler von höchstens $\pm 7''$ zu rechnen.

Ohne vorherige Vermessung oder ohne zusätzliche Sensoren könnten Hubunterschiede nur schwer von anderen Effekten, wie beispielsweise einem elliptischen Ringwälzkreis, unterschieden werden. Eine Kompensation würde dadurch erheblich erschwert werden.

6.2 Motormodell mit Ringrotation

Die Vermeidung der Rotation des Antriebsrings sowie die Entkopplung der beiden Achsen erfolgt bei der betrachteten Motorbauform selbstverständlich nicht durch ideale Führungen. Der Rotationsfreiheitsgrad wird durch außermittige Angriffspunkte sowie durch die Biegesteifigkeit der realen Aktoren eingeschränkt. Die Entkopplung erfolgt durch elastische Verformung der Aktorpaare in Querrichtung. Bei genauerer Betrachtung ist jedoch ersichtlich, dass die Rotationssteifigkeit der Ringaufhängung begrenzt ist. Somit haben Drehmoment, Aktorhubunterschiede innerhalb einer Achse und die nicht ideale Entkopplung der Achsen eine Rotation des Rings zur Folge. Daher werde ich an dieser Stelle zwei Modelle erstellen, welche eine Rotation des Antriebsringes erlauben.

Von Gottlieb (2004) wurde erstmals der Ansatz gewählt, die Torsionssteifigkeit von PAD-Antrieben über die Balkentheorie zu berechnen. Die auftretende Längsstauchung der Aktoren, die die Torsionssteifigkeit deutlich verringert, wurde vernachlässigt sowie die Auswirkung auf die Drehbewegung der Welle nicht betrachtet. Außerdem wurde ein dynamisches Simulationsmodell des Motors erstellt, bei dem eine Ringtorsion vereinfacht durch eine Abstützung der gesamten Kinematik über eine einzelne Drehfeder abgebildet wurde (Rucha, 2009). Das Modell vernachlässigt zudem eine exakte Beschreibung der am Ring angreifenden Kräfte. Die Berechnung der zu erwartenden Ringrotation wurde nur für den lastfreien Fall und ohne Berücksichtigung der Biegesteifigkeit der Aktoren durchgeführt. Diese Einschränkungen müssen aufgehoben werden, um Drehungleichförmigkeiten, insbesondere auch unter Lastmoment, realitätsnah betrachten zu können.

6.2.1 Ringrotation durch Hubunterschiede innerhalb der Achsen

Zu Beginn soll das Verhalten der räumlich ausgedehnten Aktoren mit diskreten mechanischen Elementen nachgebildet werden. Als Achse der Rotation wähle ich den Mittelpunkt des Rings. Er kann in sehr guter Näherung mit dem Wellenmittelpunkt gleichgesetzt werden, da deren Abstand im Bereich weniger zehn Mikrometer vernachlässigbar gegenüber zu den makroskopischen Hebelverhältnissen von einigen zehn Millimetern ist. Im Vergleich zum idealisierten Motormodell wird zunächst eine Rotation des Ringes durch Entfernen der Parallelführungen und Einfügen von entsprechenden Lagern am Ring ermöglicht. Die außermittige Anordnung der Aktoren stellt nun eine endliche Torsionssteifigkeit für den Ring dar. Sie wird dadurch vergrößert, dass sich bei einer Rotation des Ringes die Lage und Orientierung der Aktorendflächen verändert. Dieser Effekt wird von mir als Torsionsfeder nachgebildet, welche den Ring über Parallelführungen gegenüber der Umgebung abstützt. Eine schematische Darstellung der Anordnung ist in Abb. 6.8 illustriert.

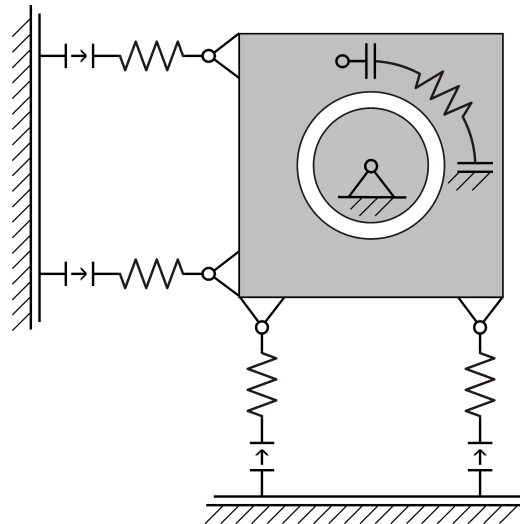


Abb. 6.8: Schematische Darstellung des Motormodells mit Rotationsfreiheitsgrad des Rings

Die im vorangegangenen Kapitel experimentell ermittelten Werte für die Torsionssteifigkeit möchte ich nun theoretisch überprüfen. Die Piezoelemente greifen um s_{tang} nach außen versetzt an (s. Abb. 6.10) und erzeugen durch ihre Längssteifigkeit k_p eine Torsionssteifigkeit von

$$\kappa_{p,längs} = 4k_p s_{tang}^2 = 21,7 \frac{\text{kNm}}{\text{rad}}. \quad (6.17)$$

Die Rohrfedern mit einer Längssteifigkeit von k_r liefern

$$\kappa_{r,längs} = 4k_r s_{tang}^2 = 1,7 \frac{\text{kNm}}{\text{rad}}. \quad (6.18)$$

In Summe beträgt die Torsionssteifigkeit $\kappa_{l\ddot{a}ngs}$, die sich durch die Stauchung der Aktoreinheiten in Längsrichtung ergibt, 23,4 kNm/rad.

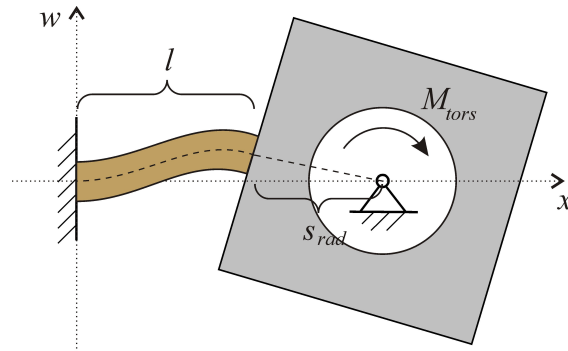


Abb. 6.9: Balkentheorie zur Torsionsteifigkeit eines Aktors

Die Torsionssteifigkeit durch Verformung der Aktoren wird im Folgenden durch die Balkentheorie hergeleitet (s. Abb. 6.9). Für die ortsabhängige Verschiebung eines schubstarrten Balkens, d. h. unter den Bernoullischen Annahmen, gilt

$$w_{bieg}'''(x) = \frac{Q(x)}{EI}, \quad (6.19)$$

wobei $Q(x)$ die ortsabhängige Querkraft, E das Elastizitätsmodul und I das Flächenträgheitsmoment der quadratischen Grundfläche ist. Da der Aktor aufgrund seines Verhältnisses von Breite zu Länge von ca. 1:4 jedoch als schubweicher Balken einzuordnen ist, sollte zudem noch die Verschiebung durch reine Scherung berechnet und addiert werden. Sie beträgt allgemein

$$w_{scher}'(x) = \frac{Q(x)}{GA}, \quad (6.20)$$

wobei G das Schubmodul und A die Querschnittsfläche ist. Für die gesamte Verformung gilt:

$$w(x) = w_{bieg}(x) + w_{scher}(x) \quad (6.21)$$

Der Querkraftverlauf $Q(x)$ ist von dem Abstand zum Torsionsmoment M_{tors} , der Länge l und dem radialen Abstand s_{rad} abhängig und beträgt

$$Q(x) = \frac{M_{tors}}{l + s_{rad} - x} \quad \text{für } 0 < x \leq l. \quad (6.22)$$

Die Randbedingungen sind entsprechend Abb. 6.9 gegeben als

$$w(0) = 0 \quad w'(0) = 0 \quad w'(l) = -\frac{w(l)}{s_{rad}}. \quad (6.23)$$

Die Lösung dieses Randwertproblems lautet für die erste Ableitung, die unter Annahme der Kleinwinkelnäherung dem Torsionswinkel entspricht:

$$w'(x) = \frac{M_{tors}}{EI} \left((l + s_{rad}) \ln(l + s_{rad} - x) - x \ln(l + s_{rad} - x) + \right. \\ \left. + \frac{\left(2 \frac{EI}{GA} + (l + s_{rad})^2 \right) \ln(l + s_{rad}) - \left(2 \frac{EI}{GA} + s_{rad}^2 \right) \ln(s_{rad}) + \frac{1}{2} l^2}{l^2 + 2ls_{rad}} x \right. \\ \left. - (l + s_{rad}) \ln(l + s_{rad}) - \frac{EI}{GA(l + s_{rad})} \right) + \frac{M_{tors}}{GA(l + s_{rad} - x)}. \quad (6.24)$$

Die Torsionssteifigkeit des Ringes durch die Deformation von vier Piezoelementen kann zahlenmäßig angegeben werden als

$$\kappa_{p, ges} = 4 \frac{M_{tors}}{w'(l)} = 11,2 \frac{\text{kNm}}{\text{rad}}. \quad (6.25)$$

Da die Rohrfedern nicht aus Vollmaterial sind, die Aussparungen jedoch klein gegenüber den Abmessungen, wird ein Ersatzelastizitätsmodul $E_{r, ers}$ derart berechnet, dass eine gleich große Rohrfeder aus Vollmaterial dieselbe Längssteifigkeit aufweisen würde:

$$E_{r, ers} = \frac{k_r l}{A_r} = 4,6 \text{ GPa}. \quad (6.26)$$

Hierbei sind k_r die Längssteifigkeit einer Rohrfeder, l die Länge und A_r die Querschnittsfläche. Die Torsionssteifigkeit durch Verformung der vier Rohrfedern kann somit auf

$$\kappa_{r, ges} = 4 \frac{M_{tors}}{w'(l)} = 2,1 \frac{\text{kNm}}{\text{rad}} \quad (6.27)$$

geschätzt werden. Die Torsionssteifigkeit κ_{ges} , die sich aus der Verformung der Aktoreinheiten ergibt und in diesem Modell der separaten Torsionsfeder entspricht, beträgt somit 13,3 kNm/rad. Die gesamte Rotationssteifigkeit des Rings liegt bei 36,7 kNm/rad

und ist nur geringfügig größer, als die in Kap. 5 für die drei PAD-Motoren experimentell bestimmten Steifigkeiten zwischen 32,2 und 33,4 kNm/rad. Die Ursache liegt in weiteren nicht modellierten Elastizitäten im Kraftfluss.

Die translatorisch und rotatorisch auf den Ring wirkenden Momente sind mit dem Lastmoment über die Getriebefunktion der PAD-Antriebe miteinander verkoppelt. Während bisher nach Gl. (6.7) und Gl. (6.8) ein einfaches Untersetzungsgetriebe zwischen Ringtranslation und Abtriebswelle gegeben war, wirkt nun auf beide eine Rotation des Ringes. Dieses Verhalten ist ähnlich zu Planeten- oder Differentialgetrieben, bei denen auch drei Rotationsbewegungen über ein Getriebe miteinander verkoppelt sind.

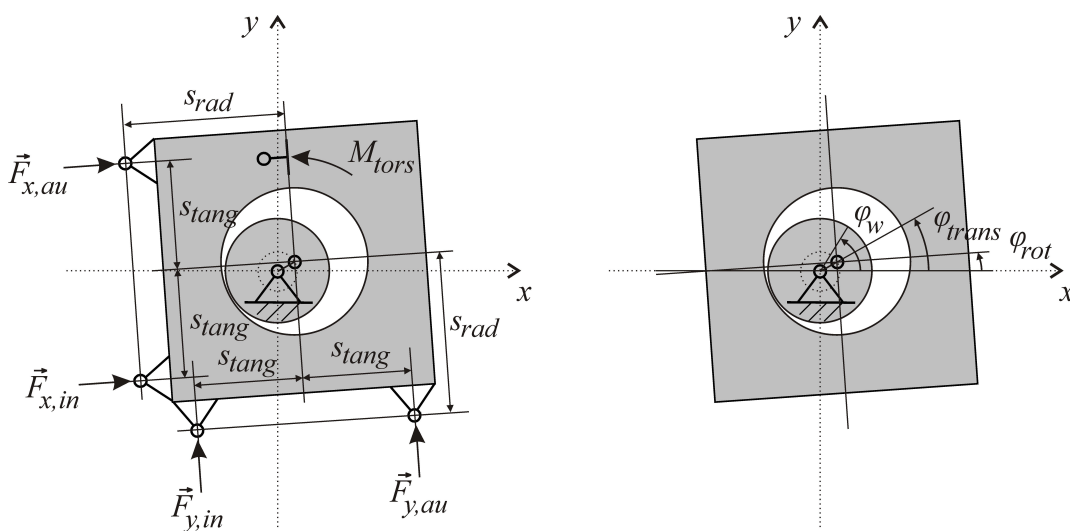


Abb. 6.10: Kräfte, Momente und Winkel im Motormodell mit Rotationsfreiheitsgrad des Rings

Die drei Rotationsbewegungen beim PAD-Motor werden durch die Winkel der translatorischen Ringbewegung φ_{trans} , der rotatorischen Ringbewegung φ_{rot} und dem Winkel der Abtriebswelle φ_w beschrieben. Alle drei Winkel sind in Bezug auf die x-Achse gegen den Uhrzeigersinn festgelegt (s. Abb. 6.10). Entsprechend den Übersetzungsverhältnissen i_{trans} und i_{rot} und den Drehrichtungen muss

$$\frac{1}{i_{trans}} \varphi_{trans} + \varphi_w = \frac{1}{i_{rot}} \varphi_{rot} \quad (6.28)$$

gelten. Die zugehörigen Drehmomente M_{trans} , M_{rot} und M_w werden mit den Übersetzungsverhältnissen derart übertragen, dass der Energieerhaltungssatz bzw. dessen Integral gilt:

$$\varphi_{trans} M_{trans} + \varphi_{rot} M_{rot} + \varphi_w M_w = 0 \quad (6.29)$$

Es ergeben sich drei Gleichungen

$$M_{trans} = -\frac{i_{rot}}{i_{trans}} M_{rot}$$

$$M_{rot} = -\frac{1}{i_{rot}} M_w \quad (6.30)$$

$$M_w = i_{trans} M_{trans} ,$$

von denen nur zwei Gleichungen linear unabhängig sind und für die Berechnung benötigt werden.

Um nun wieder die sich einstellenden Winkel zu berechnen, müssen die angreifenden Momente in Abhängigkeit der Winkel bekannt sein. Das translatorisch auf den Ring wirkende Moment setzt sich aus den Kräften der vier einzelnen Aktoren

$$M_{trans} = r F_{tang} = r (\vec{e}_{tang} \cdot \vec{F}_a) = r \left(\begin{pmatrix} -\sin \varphi_{trans} \\ \cos \varphi_{trans} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_{x,in} + F_{x,au} \\ F_{y,in} + F_{y,au} \end{pmatrix} \right) \quad (6.31)$$

zusammen (s. auch Abb. 6.10). Dabei ist r wiederum der Radius der Ringbahn und F_{tang} die tangentielle Kraft auf den Ring, die sich aus dem Produkt von tangentiellm Einheitsvektor und Kraft der Aktoren in vektorieller Form \vec{F}_a zusammensetzt. Die Kraft des inneren Aktors in x-Richtung wird durch $F_{x,in}$, die des äußeren durch $F_{x,au}$ beschrieben; analog dazu $F_{y,in}$ und $F_{y,au}$ für die y-Richtung.

Das hinzugekommene rotatorische Moment M_{rot} entsteht aus den vier außermittig angreifenden Aktoren und der rotatorischen Steifigkeit:

$$M_{rot} = -s_{tang} F_{x,au} + s_{tang} F_{x,in} - s_{tang} F_{y,in} + s_{tang} F_{y,au} - \kappa_{ges} \varphi_{rot} \quad (6.32)$$

s_{tang} ist dabei der Abstand der Aktoren zur Ringmitte, κ_{ges} die gesamte Rotationssteifigkeit und φ_{rot} der Winkel der rotatorischen Ringbewegung.

Die Auslenkungen der Aktoren hängen in diesem Modell nicht nur von der Position des Ringmittelpunkts, sondern auch von dem Winkel φ_{rot} ab. Die Auslenkungen des inneren und äußeren Aktors in x- bzw. y-Richtung muss damit unterschieden werden:

$$h_{x,in} = r \cos \varphi_{trans} + s_{tang} \sin \varphi_{rot} \quad h_{x,au} = r \cos \varphi_{trans} - s_{tang} \sin \varphi_{rot}$$

$$h_{y,in} = r \sin \varphi_{trans} - s_{tang} \sin \varphi_{rot} \quad h_{y,au} = r \sin \varphi_{trans} + s_{tang} \sin \varphi_{rot} . \quad (6.33)$$

Mit dem Radius der Ringbahn r und dem Winkel der translatorischen Ringbewegung φ_{trans} wird dabei nach wie vor die Position des Ringmittelpunkts ausgedrückt. Über den Abstand der Aktoren zur Ringmitte s_{tang} und den Winkel der rotatorischen Ringbewegung φ_{rot} wird nun die Auswirkung einer Rotation des Antriebsrings berücksichtigt.

6.2.2 Ergebnis

Die beschreibenden Gleichungen in Abschnitt 6.2.1 sind, abgesehen von einigen Sonderfällen, analytisch nur sehr aufwendig zu lösen. Für die folgenden Betrachtungen wird daher ein algebraischer Lösungsalgorithmus implementiert, der bei gegebenen Ansteuerwinkel und Lastmoment die mechanischen Winkel φ_{trans} , φ_{rot} und φ_w ermittelt, so dass alle angreifenden Momente im Gleichgewicht sind.

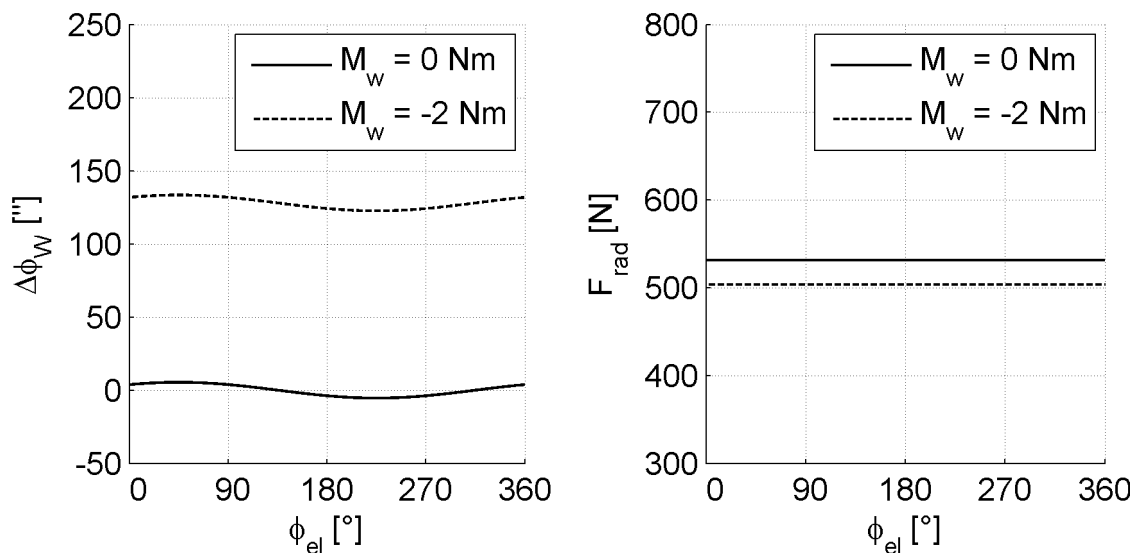


Abb. 6.11: Verlauf des Winkelfehlers und der Anpresskraft bei Hubunterschieden innerhalb der Achsen

Es wird angenommen, dass der innere x-Aktor und der äußere y-Aktor eine um $1,5 \mu\text{m}$ größere bzw. der äußere x-Aktor und der innere y-Aktor eine um $1,5 \mu\text{m}$ kleinere freie Auslenkung aufweisen. Dies führt zu einer periodischen Rotation des Rings von $5''$, die sich auf die Abtriebswelle überträgt (s. Abb. 6.11). Durch die nun endliche Rotationssteifigkeit des Rings gibt die Abtriebswelle im Vergleich zum idealisierten Motormodell im Mittel um weitere $13''$ auf $128''$ nach. Die Anpresskräfte bleiben unverändert.

6.2.3 Kompensation

Der sich ergebende Winkelfehler ist im Vergleich zu anderen Fehlerquellen verhältnismäßig klein. Wie in Abschnitt 6.1.6 dargestellt, werden die Aktoren der untersuchten Motoren in ihrer maximalen Auslenkung bereits auf weniger als $\pm 0,5 \mu\text{m}$ vorausgewählt. Damit liegt der zu erwartende Fehler selbst im ungünstigen Fall bei nur $2''$. Von einer weiteren Korrektur der Aktorauslenkungen kann abgesehen werden.

6.2.4 Ringrotation durch unregelmäßige Steifigkeit der Kinematik

Bisher wurde davon ausgegangen, dass die Enden der Aktorpaare beliebig leicht parallel gegeneinander verschoben werden können. Leider setzt die räumliche Ausdehnung der Aktoren einen Widerstand entgegen, der ebenfalls zu einer Rotation des Ringes führt. Diesen Effekt bezeichne ich im Folgenden als Schersteifigkeit der Aktorpaare und modelliere ihn durch eine außermittig am Ring angreifende Feder, die sich gegenüber der Umgebung abstützt (s. Abb. 6.12). Sie besitzt die Steifigkeit k_{scher} und wirkt orthogonal um s_{rad} versetzt auf den Ring. Ihre Größe leite ich, ähnlich der Torsionssteifigkeit, anhand der Balkentheorie her (s. Abb. 6.13).

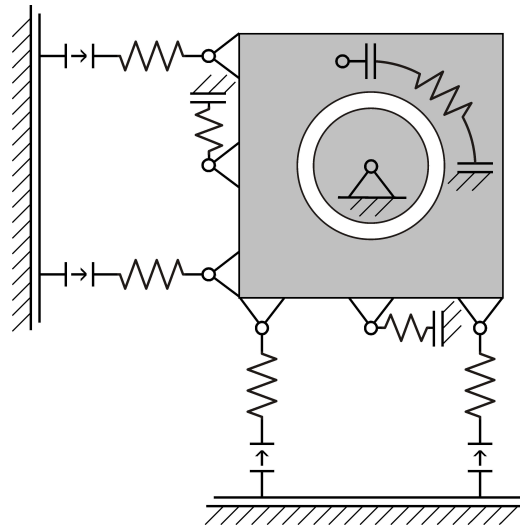


Abb. 6.12: Schematische Darstellung des Motormodells mit Rotationsfreiheitsgrad des Rings und Schersteifigkeit der Aktoren

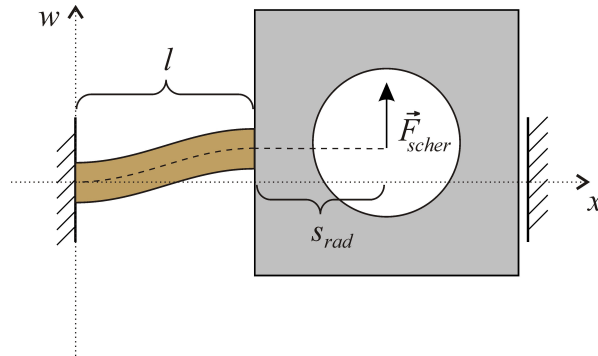


Abb. 6.13: Balkentheorie zur Schersteifigkeit eines Aktors

Die Verformung setzt sich wiederum nach Gl. (6.19) mit (6.21) zusammen. Die auf den Balken wirkende Querkraft $Q(x)$ beträgt über die betrachtete Länge l des Aktors nun stets

$$Q(x) = F_{scher} \quad \text{für } 0 < x \leq l. \quad (6.34)$$

Die Randbedingungen sind entsprechend Abb. 6.13 gegeben als

$$w(0) = 0 \quad w'(0) = 0 \quad w'(l) = 0. \quad (6.35)$$

Die Lösung dieses Randwertproblems lautet

$$w(x) = -\frac{F_{scher}}{6EI} x^3 + \frac{F_{scher}l}{4EI} x^2 + \frac{F_{scher}}{GA} x \quad (6.36)$$

mit dem Elastizitätsmodul E , dem Flächenträgheitsmoment I , dem Schubmodul G und der Querschnittsfläche A . Die Schersteifigkeit eines einzelnen Aktors ist nun der Quotient aus Scherkraft F_{scher} und Auslenkung am Aktorende $w(l)$. Die Schersteifigkeit eines Aktorpaars k_{scher} setzt sich zusammen aus der Steifigkeit eines Piezoelementepaares

$$k_{p,scher} = 2 \frac{F_{scher}}{w(l)} = 3,7 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} \quad (6.37)$$

und die über das Ersatzelastizitätsmodul der Rohrfedern $E_{r,ers}$ berechnete Schersteifigkeit eines Rohrfederpaars

$$k_{r,scher} = 2 \frac{F_{scher}}{w(l)} = 1,1 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}. \quad (6.38)$$

Da die Schersteifigkeit als außermittig angreifende Federelemente abgebildet wird, muss die in Abschnitt 6.2.1 berechnete Torsionssteifigkeit κ_{ges} um den Betrag

$$\kappa_{scher} = 2(k_{p,scher} + k_{r,scher})s_{rad}^2 = 8,4 \frac{\text{kNm}}{\text{rad}} \quad (6.39)$$

auf 4,9 kNm/rad verringert werden.

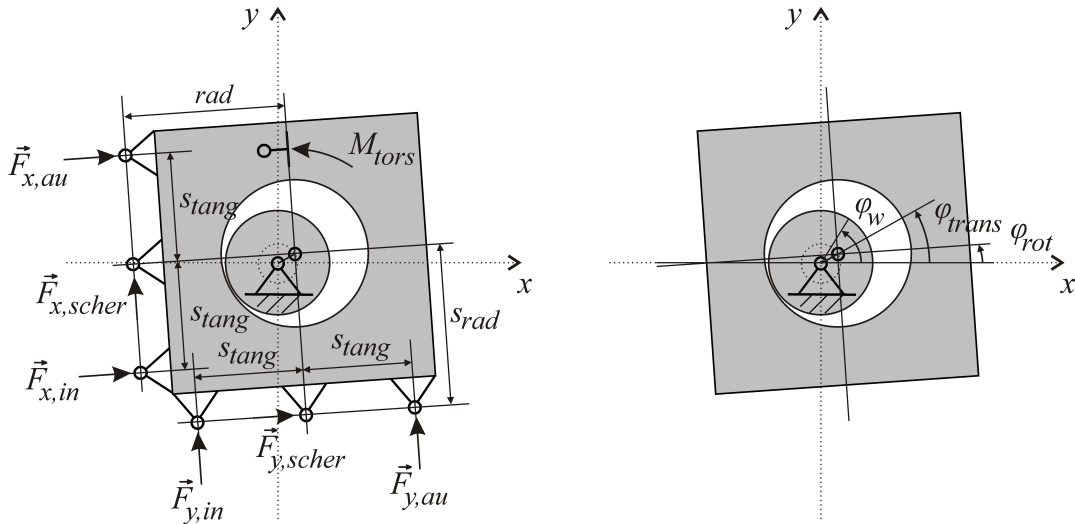


Abb. 6.14: Kräfte, Momente und Winkel im Motormodell mit Rotationsfreiheitsgrad des Rings und Schersteifigkeit der Aktoren

Das translatorisch angreifende Moment nach Gl. (6.31) kann nun mit den Kräften der Schersteifigkeitsfederelemente auf

$$\begin{aligned} M_{trans} &= rF_{tang} = r(\vec{e}_{tang} \cdot \vec{F}_a) \\ &= r \left(\begin{pmatrix} -\sin \varphi_{trans} \\ \cos \varphi_{trans} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_{x,in} + F_{x,au} - h_{x,scher}k_{scher} \\ F_{y,in} + F_{y,au} - h_{y,scher}k_{scher} \end{pmatrix} \right) \end{aligned} \quad (6.40)$$

ergänzt werden (s. Abb. 6.14). Diese berechnen sich deren Auslenkung $h_{x,scher}$ bzw. $h_{y,scher}$ und deren Steifigkeit k_{scher} . Zu dem rotatorischen Moment M_{rot} nach Gl. (6.32) kommen die um s_{rad} versetzten Schersteifigkeiten ebenfalls hinzu:

$$\begin{aligned} M_{rot} &= -s_{tang}F_{x,au} + s_{tang}F_{x,in} - s_{tang}F_{y,in} + s_{tang}F_{y,au} \\ &\quad - \kappa_{ers}\varphi_{rot} - h_{x,scher}k_{scher}s_{rad} + h_{y,scher}k_{scher}s_{rad} \end{aligned} \quad (6.41)$$

Die Auslenkungen der Aktoren hängen in diesem Modell wie in Abschnitt 6.2.1 beschrieben von der Position des Ringmittelpunkts φ_{trans} und dem Rotationswinkel φ_{rot} ab. Für die Auslenkungen der Schersteifigkeitsfederelemente gilt:

$$\begin{aligned} h_{x,scher} &= r \cos \varphi_{trans} + s_{rad} \sin \varphi_{rot} \\ h_{y,scher} &= r \sin \varphi_{trans} - s_{rad} \sin \varphi_{rot} \end{aligned} \quad (6.42)$$

6.2.5 Ergebnis

Die Schersteifigkeiten führen zu einer 1-periodischen Rotation des Antriebsrings in Höhe von $\pm 27''$. Die Modulation ist aufgrund der diagonalen Symmetrie des Antriebs um 45° versetzt. Als zweitrangiger Effekt führt die Rotation des Rings ebenfalls zu einer Störung der translatorischen Bewegung, da hier die Kraftgrundwelle durch eine phasenversetzte 1-periodische Modulation überlagert wird. Daraus ergibt sich eine 2-periodische Modulation von φ_{trans} mit $0,4^\circ$ bzw. an der Abtriebswelle φ_w von $5''$. Drehmoment führt zu einer Verschiebung der Phasenlage von beiden Modulationen (s. Abb. 6.15).

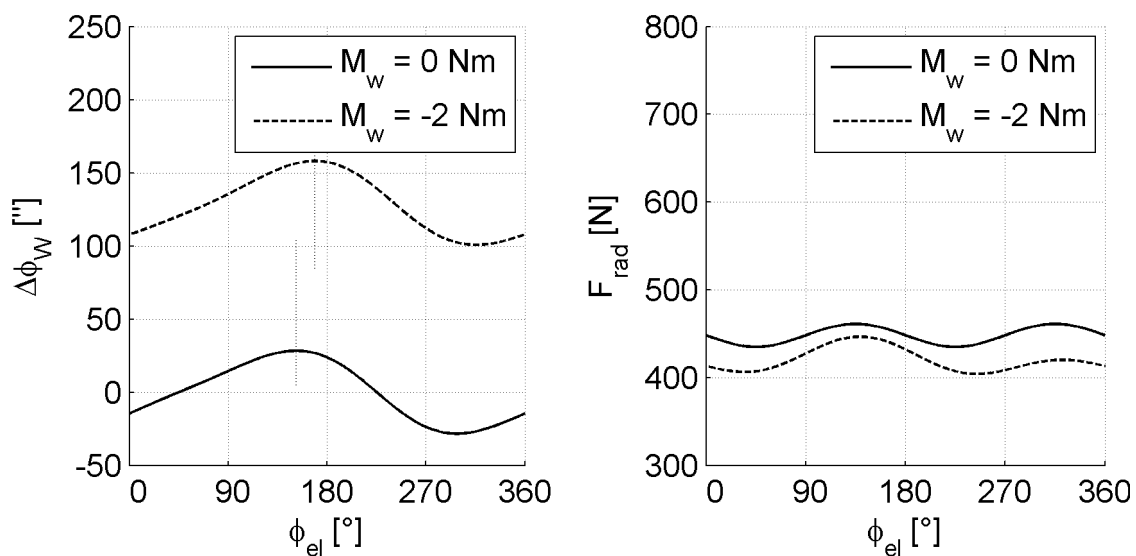


Abb. 6.15: Verlauf des Winkelfehlers und der Anpresskraft im Motormodell mit unregelmäßiger Steifigkeit

Die zusätzliche Steifigkeit in Richtung der Aktorauslenkungen führt insgesamt zu einer leichten Reduktion der Anpresskräfte. Auch hier zeigt sich im Wesentlichen eine 2-periodische Modulation durch den Eingriff einer 1-periodischen Störung im Kraftverlauf der Aktoren.

6.2.6 Kompensation

Um die Ringrotation durch die unregelmäßig über den Ringumfang verteilten Steifigkeiten zu kompensieren, gibt es mehrere Alternativen. In den ersten beiden Varianten möchte ich versuchen, mit einer gegenphasigen translatorischen Ringbewegung die Rotation des Rings an der Welle aufzuheben; die letzteren beiden Varianten verhindern die Rotation des Rings direkt.

Eine sehr einfach umsetzbare Methode ist die Anhebung des Konstantspannungsanteils an den Aktoren um U_{scher} . Für die Spannungen an den beiden Aktorpaaren gilt damit

$$u_x = U_{ampl} \cos(\varphi_{el}) + U_{scher} \quad (6.43)$$

$$u_y = U_{ampl} \sin(\varphi_{el}) + U_{scher},$$

wobei U_{ampl} wiederum die Spannungsamplitude und φ_{el} der Winkel der elektrischen Ansteuerung ist. Dies führt insgesamt dazu, dass der Ring stärker in den positiven x/y-Quadranten gedrückt wird und damit dort schneller bzw. im negativen x/y-Quadranten langsamer abläuft. Dadurch erreiche ich eine 1-periodische Modulation des Wellenwinkels, die ihr Maximum bei 135° und ihr Minimum bei 315° hat. Nachdem ein Lastdrehmoment sowohl bei der Ringverkipfung als auch bei dieser Art der Korrektur einen Phasenversatz bewirkt, ist sie weitgehend davon unabhängig. Der geringe 2-periodische Fehler bleibt bestehen. Das Ergebnis bei Anhebung um 2,8 V bzw. $0,8 \mu\text{m}$ zeigt Abb. 6.16. Der große Nachteil an dieser Kompensationsstrategie ist der hohe Verlust an Anpresskraft durch die periodische Modulation von über 70 N.

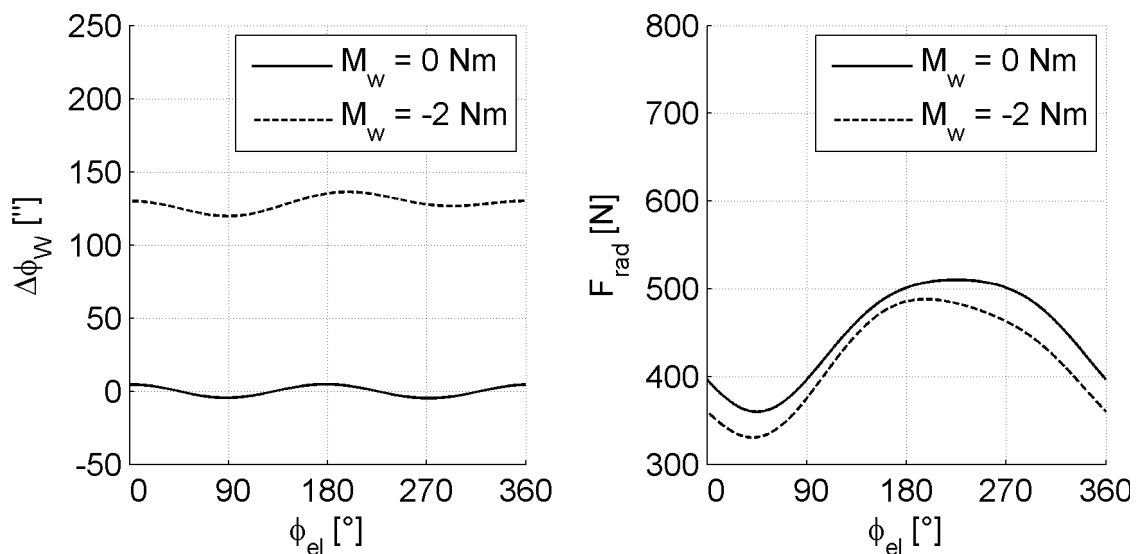


Abb. 6.16: Verlauf des Winkelfehlers und der Anpresskraft bei Korrektur der Ringrotation durch Offsetspannungen

Die Überlagerung einer 1-periodischen Phasenmodulation mit der Amplitude ρ_{scher} und geeigneter Phasenlage

$$u_x = U_{ampl} \cos\left(\varphi_{el} + \rho_{scher} \sin\left(\varphi_{el} + \frac{7}{4}\pi\right)\right) \quad (6.44)$$

$$u_y = U_{ampl} \sin\left(\varphi_{el} + \rho_{scher} \sin\left(\varphi_{el} + \frac{7}{4}\pi\right)\right)$$

führt ebenfalls zu einer 1-periodischen Modulation der Ringtranslation, die den 1-periodischen Anteil der Ringrotation kompensiert. Diese Ansteuerung wird bei

anliegendem Drehmoment nicht verschoben, weswegen die Qualität der Kompensation mit zunehmendem Drehmoment sinkt. In Abb. 6.17 ist das Ergebnis der Korrektur mit 0,04 rad dargestellt. Vorteilhaft ist, dass die Anpresskräfte praktisch unbeeinflusst hoch bleiben. Zudem wird keine unabhängige Ansteuerung der Aktoren eines Paares benötigt, was insbesondere den Aufwand für die Leistungselektronik senken kann.

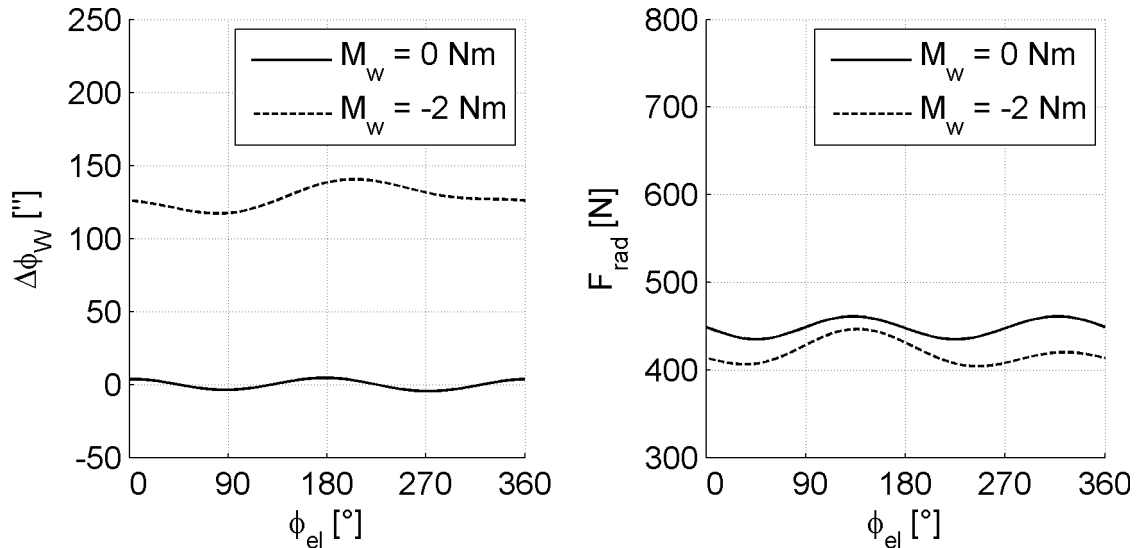


Abb. 6.17: Verlauf des Winkelfehlers und der Anpresskraft bei Korrektur der Ringrotation durch eine 1-periodische Phasenmodulation

Ein direkter Eingriff auf die Rotationsbewegung des Rings ist die Anpassung der Amplituden der Aktoren innerhalb eines Paares. Dazu müssen die inneren Aktoren um v_{scher} stärker und die äußeren um v_{scher} schwächer angesteuert werden. Die Spannung an den innen liegenden Aktoren wird mit $u_{x,in}$ in der x-Achse und $u_{y,in}$ in der y-Achse bzw. an den außen liegenden Aktoren mit $u_{y,in}$ und $u_{y,au}$ bezeichnet:

$$\begin{aligned} u_{x,in} &= (1 + v_{scher}) U_{ampl} \cos(\varphi_{el}) & u_{x,au} &= (1 - v_{scher}) U_{ampl} \cos(\varphi_{el}) \\ u_{y,in} &= (1 + v_{scher}) U_{ampl} \sin(\varphi_{el}) & u_{y,au} &= (1 - v_{scher}) U_{ampl} \sin(\varphi_{el}) \end{aligned} \quad (6.45)$$

Abb. 6.18 zeigt das Ergebnis mit einem v_{scher} von 12%. Im unbelasteten Fall verschwindet der Winkelfehler gänzlich, da die Ringrotation nahezu optimal kompensiert wird. Unter Drehmoment stellt sich allerdings ein Fehler ein, da die Phasenlage der Korrektur im Vergleich zur Ringrotation nicht verschoben wird. Leider kann für einen möglichst wirtschaftlichen Betrieb der PAD-Motoren, d. h. zur Erzielung eines möglichst hohen Maximaldrehmoments, die Amplitude der Aktoren nicht um derart große Beträge erhöht bzw. abgesenkt werden. Würde man eine solche Reserve in der maximalen Auslenkung der Aktoren vorhersehen, wäre der Motor verhältnismäßig schwach.

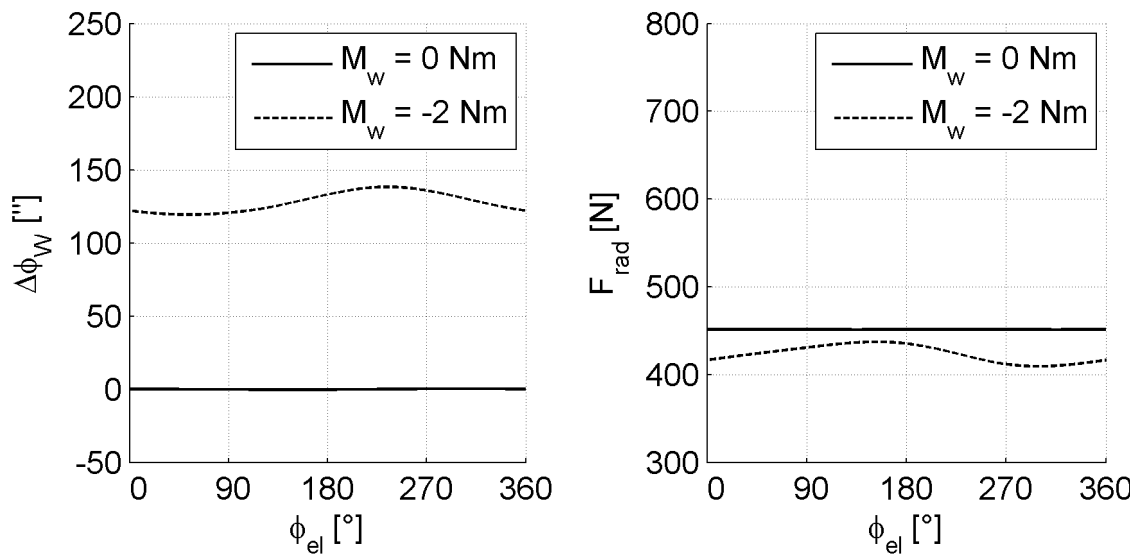


Abb. 6.18: Verlauf des Winkelfehlers und der Anpresskraft bei Korrektur der Ringrotation durch Reduktion der Amplituden der äußeren Aktoren

Der Ring kann nicht nur durch Anpassung der Amplituden rotiert werden, sondern auch durch einen Phasenversatz γ_{scher} zwischen den Aktoren eines Paares. Für die Ansteuerung der jeweiligen Aktor gilt dann:

$$\begin{aligned} u_{x,in} &= U_{ampl} \cos(\varphi_{el} + \gamma_{scher}) & u_{x,au} &= U_{ampl} \cos(\varphi_{el} - \gamma_{scher}) \\ u_{y,in} &= U_{ampl} \sin(\varphi_{el} - \gamma_{scher}) & u_{y,au} &= U_{ampl} \sin(\varphi_{el} + \gamma_{scher}) \end{aligned} \quad (6.46)$$

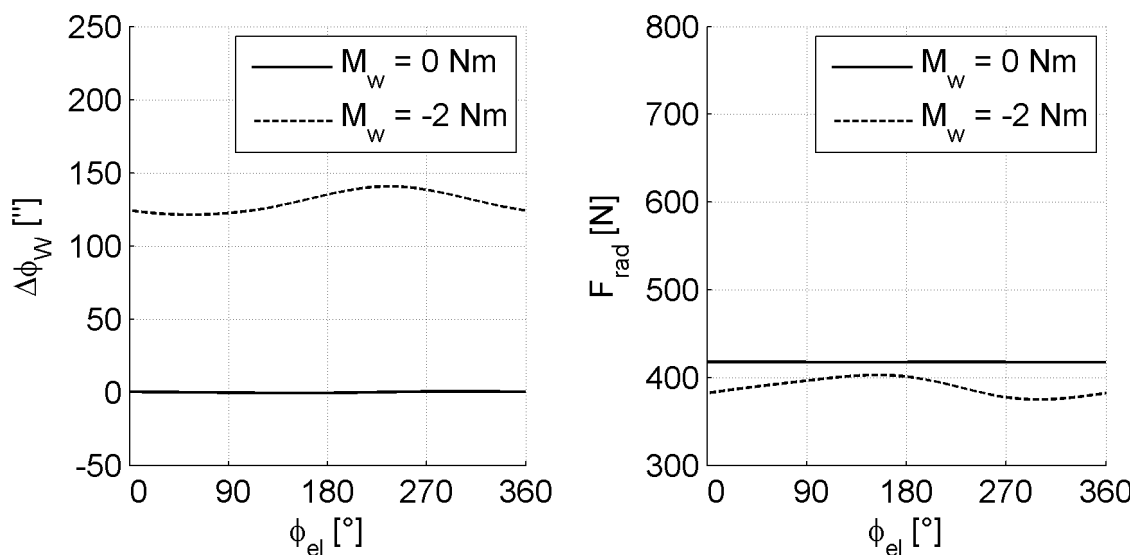


Abb. 6.19: Verlauf des Winkelfehlers und der Anpresskraft bei Korrektur der Ringrotation durch Phasenversatz innerhalb der Achsen

Wie bei der Korrektur über die Amplituden ist auch hier die Kompensation im unbelasteten Fall optimal, unter Drehmoment entsteht eine 1-periodische Modulation (s. Abb. 6.19). Das beste Ergebnis wird bei einem Phasenversatz γ_{scher} von 0,12 rad erreicht. Die Anpresskräfte bei dieser Variante bleiben nahezu unverändert hoch. Für die Versuche in Kap. 7 werde ich deshalb diese Variante zur Korrektur der Ringrotation auswählen.

6.3 Motormodell mit Dejustage und Exzentrizität der Welle

Zwei Mechanismen mit sehr ähnlichen Auswirkungen sind die Dejustage der Kinematik und die Exzentrizität der Motorwelle. Während bei einer Dejustage der Mittelpunkt der Ringbewegung konstant vom Mittelpunkt bzw. der Rotationsachse der Welle abweicht, sind bei einer Exzentrizität der Wellenmittelpunkt und die Rotationsachse der Welle nicht identisch. Damit bewegt sich der Wellenmittelpunkt selbst auf einer Kreisbahn um die Rotationsachse.

Nachfolgend erstelle ich die Modelle für eine Dejustage und für eine Exzentrizität der Motorwelle. Unabhängig von ihrer Ursache können sie durch eine Ergänzung im idealisierten Motormodell abgebildet werden. Hierfür müssen die Aktorauslenkungen h_x und h_y , die im idealisierten Fall eine zentrische Kreisbahn ergeben, entsprechend angepasst werden.

6.3.1 Motormodell mit Dejustage

Um eine Dejustage im idealisierten Motormodell nachzubilden, muss lediglich die Kreisbahn, auf der sich der Ring bzw. die Aktorenden bewegen, um einen konstanten Betrag verschoben werden (s. Abb. 6.20). Gl. (6.6) wird somit durch die Dejustage in x-Richtung $h_{dej,x}$ und in y-Richtung $h_{dej,y}$ auf

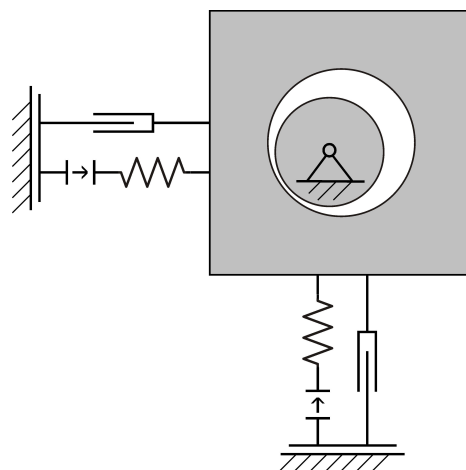


Abb. 6.20: Schematische Darstellung des Motormodells mit einer Dejustage der Kinematik

$$\begin{aligned} h_x &= r \cos \varphi_{trans} + h_{dej,x} \\ h_y &= r \sin \varphi_{trans} + h_{dej,y} \end{aligned} \quad (6.47)$$

ergänzt.

Ein Parallelversatz der Aktoren innerhalb eines Paares bewirkt eine konstante Rotation des Antriebsringes. Abgesehen von einer damit verbundenen Dejustage des gesamten Paares hat dieser Effekt praktisch keine Auswirkung auf das Motorverhalten und wird daher nicht näher untersucht.

6.3.2 Ergebnis

Im unbelasteten Betrieb des Motors kann der sich einstellende Winkelfehler analytisch bestimmt werden. Aus den Gln. des idealisierten Motormodells (6.8) mit (6.11) und der erweiterten Gl. für die Ringbahn (6.47) folgt für den Winkelfehler

$$\Delta \varphi_{trans} = \varphi_{el} - \varphi_{trans} = \frac{\sqrt{h_{dej,x}^2 + h_{dej,y}^2}}{D_{33,a} U_{ampl}} \sin \left(\varphi_{trans} + \operatorname{atan} \left(\frac{h_{dej,y}}{h_{dej,x}} \right) \right), \quad (6.48)$$

d. h. es entsteht eine 1-periodische Modulation, deren Größe und Phasenlage von der Dejustage in x- und y-Richtung $h_{dej,x}$ und $h_{dej,y}$, dem piezoelektrischen Koeffizienten $D_{33,a}$ und der Spannungsamplitude U_{ampl} abhängt.

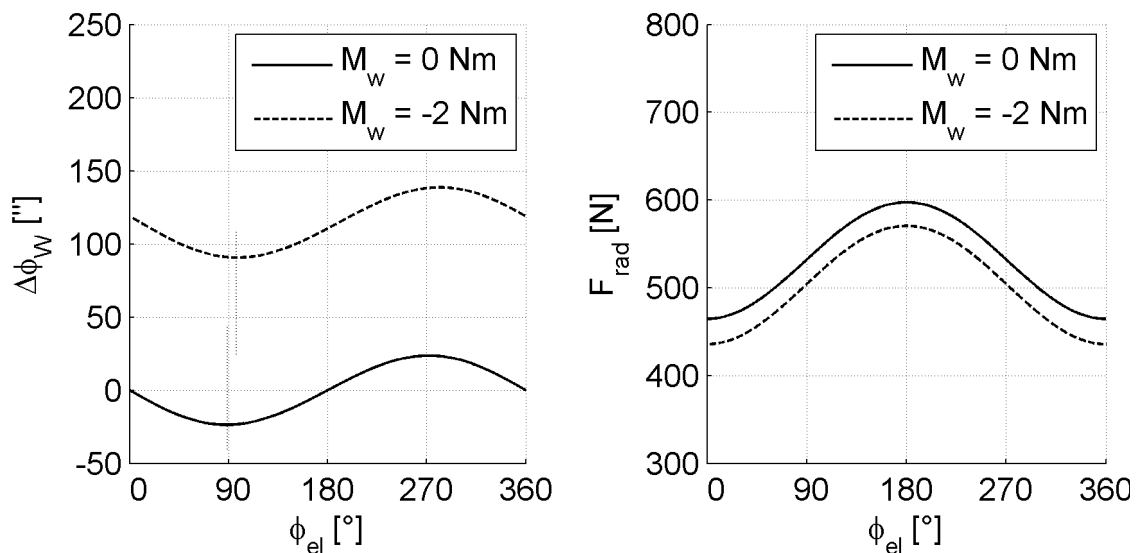


Abb. 6.21: Verlauf des Winkelfehlers und der Anpresskraft im Modell mit Dejustage

Mit einem algebraischen Lösungsalgorithmus kann auch die Auswirkung bei einem extern wirkenden Lastmoment bestimmt werden. Abb. 6.21 zeigt den Winkelfehler und die Anpresskraft bei einer geringen Verschiebung in positive x-Richtung von $1 \mu\text{m}$. Im

Winkelfehler entsteht bereits eine Modulation mit einer Amplitude von 22". Die Anpresskraft moduliert mit 89 N.

6.3.3 Kompensation

Für die in diesem Abschnitt beschriebene Vorsteuerung wird von einer gleich bleibenden Dejustage ausgegangen. Um eine thermisch bedingte Dejustage auszugleichen, werde ich in Kap. 8 ein sensorloses Verfahren aufzeigen.

Prinzipiell gibt es mehrere Möglichkeiten zur Kompensation einer Dejustage. Beispielsweise kann der Winkelfehler durch eine 1-periodische Vorsteuerung nach

$$\begin{aligned} u_x &= U_{ampl} \cos(\varphi_{el} - \rho_{dej} \sin(\varphi_{el} + \gamma_{dej})) \\ u_y &= U_{ampl} \sin(\varphi_{el} - \rho_{dej} \sin(\varphi_{el} + \gamma_{dej})) \end{aligned} \quad (6.49)$$

kompensiert werden. Dabei ist wie zuvor U_{ampl} die Spannungsamplitude und φ_{el} der Winkel der elektrischen Ansteuerung. Die Amplitude dieser Vorsteuerung beträgt

$$\rho_{dej} = \frac{\sqrt{h_{dej,x}^2 + h_{dej,y}^2}}{D_{33,a} U_{ampl}} \quad (6.50)$$

und die Phase γ_{dej} liegt bei

$$\gamma_{dej} = \text{atan}\left(\frac{h_{dej,y}}{h_{dej,x}}\right). \quad (6.51)$$

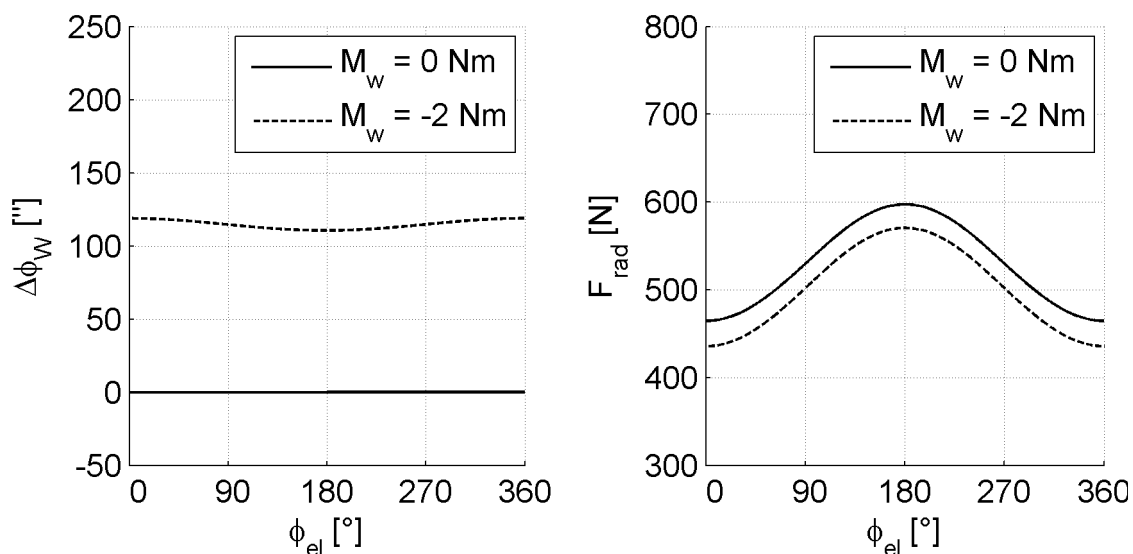


Abb. 6.22: Verlauf des Winkelfehlers und der Anpresskraft bei Korrektur der Dejustage durch eine 1-periodische Phasenmodulation

Bei der angenommenen Dejustage von $1 \mu\text{m}$ in die positive x-Richtung beträgt die Amplitude ρ_{dej} zahlenmäßig $0,0357$ rad und die Phase γ_{dej} Null. Abb. 6.22 zeigt, dass damit der Winkelfehler im unbelasteten Zustand eliminiert wird. Nichtsdestotrotz bleibt die starke Modulation der Anpresskraft bestehen, weshalb sich dieses Verfahren insgesamt weniger gut eignet.

Naheliegender ist auch die dauerhafte Anhebung oder Absenkung des Konstantspannungsanteils an den Aktoren um den Betrag $U_{dej,x}$ bzw. $U_{dej,y}$:

$$\begin{aligned} u_x &= U_{ampl} \cos \varphi_{el} + U_{dej,x} \\ u_y &= U_{ampl} \sin \varphi_{el} + U_{dej,y} \end{aligned} \quad (6.52)$$

Dadurch kann die Kreisbahn des Rings wieder zurück auf die Rotationsachse der Welle versetzt werden. Aus den Dejustagen $h_{dej,x}$ und $h_{dej,y}$ können über den piezoelektrischen Koeffizienten direkt die notwendigen Spannungen

$$U_{dej,x} = \frac{h_{dej,x}}{D_{33,a}} \quad (6.53)$$

$$U_{dej,y} = \frac{h_{dej,y}}{D_{33,a}}$$

berechnet werden. Diese Art der Kompensation ist ideal, d. h. solange die Amplituden der Aktoren durch die Offsetspannungen nicht abgesenkt werden müssen, kann das ideale Verhalten aus Abb. 6.4 wieder erreicht werden. Deshalb wird im Folgenden diese Methode angewandt.

6.3.4 Motormodell mit Exzentrizität

Eine Exzentrizität der Abtriebswelle wird durch eine vom Abtriebswellenwinkel φ_w abhängige Verschiebung in x- und y-Richtung modelliert (s. auch Abb. 6.23). Im Gegensatz zu Gl. (6.47) wird die Kreisbahn des Rings bzw. der Aktorenden nicht um einen konstanten Betrag, sondern in Abhängigkeit von der Wellenstellung auf einer Kreisbahn mit Radius r_{exz} und Phasenlage γ_{exz} verschoben:

$$\begin{aligned} h_x &= r \cos \varphi_{trans} + r_{exz} \cos(\varphi_w + \gamma_{exz}) \\ h_y &= r \sin \varphi_{trans} + r_{exz} \sin(\varphi_w + \gamma_{exz}) \end{aligned} \quad (6.54)$$

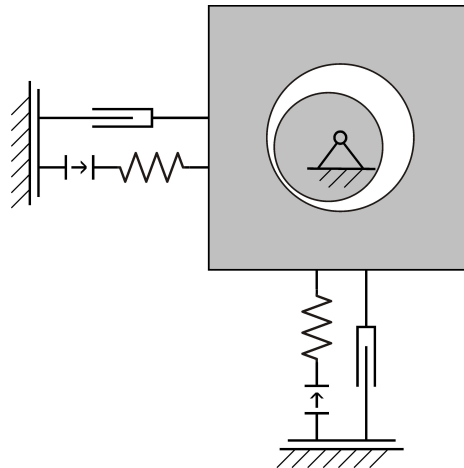


Abb. 6.23: Schematische Darstellung des Motormodells mit einer Exzentrizität der Welle

6.3.5 Ergebnis

Die durch eine Exzentrizität der Welle verursachte Modulation weist eine Periodizität von 313/312 auf. Da diese Periodizität im Gegensatz zur Dejustage kein ganzzahliges Vielfaches der Ringtranslation ist, verschiebt sich die Modulation in jeder Periode, so dass nach einer Wellenumdrehung der Phasenversatz exakt 2π beträgt. Abb. 6.24 zeigt die Winkelfehler- und Anpresskraftverläufe für drei nicht unmittelbar aufeinanderfolgende Ringtranslationen.

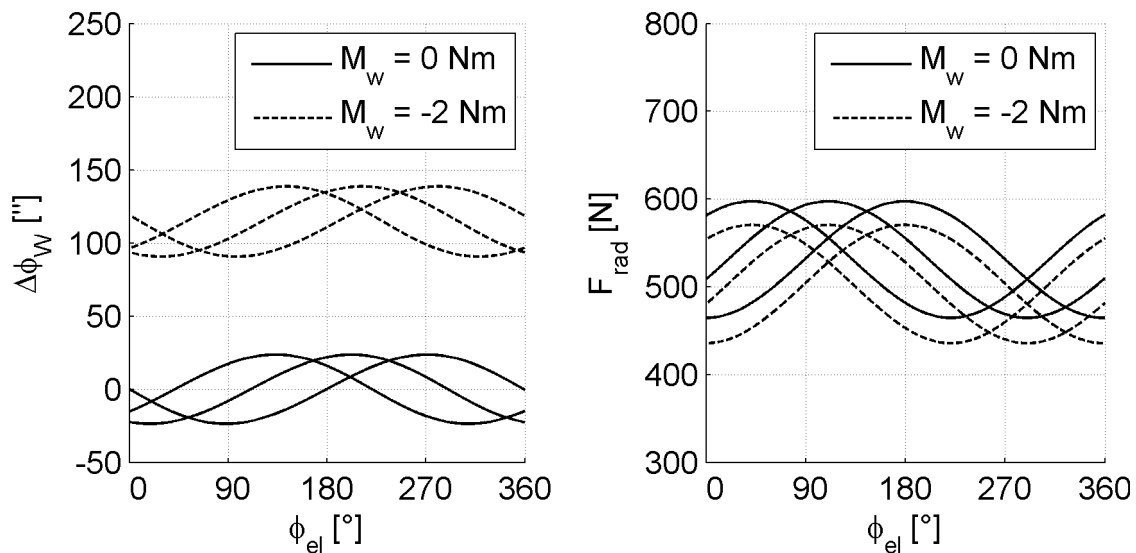


Abb. 6.24: Verlauf des Winkelfehlers und der Anpresskraft im Modell mit Exzentrizität für drei ausgewählte Zyklen

6.3.6 Kompensation

Wie bei einer der Dejustage der Kinematik ist es auch hier möglich, über eine Vorsteuerung mit dem erwarteten Winkelfehler die Drehgleichförmigkeit zu verbessern.

Da aber die hohe Anpresskraftmodulation ebenso nicht korrigiert wird, wird auf diese Variante nicht näher eingegangen. Für eine bestmögliche Korrektur müssen vielmehr der Mittelpunkt der Ringbewegung und der Wellenmittelpunkt ständig aufeinander liegen. Im Fall der Exzentrizität der Welle wird dies erreicht, indem der Mittelpunkt der Ringbewegung der kreisförmigen Bahn des Wellenmittelpunkts folgen muss. Für die Spannungen muss daher

$$\begin{aligned} u_x &= U_{\text{ampl}} \cos \varphi_{el} + U_{\text{exz}} \cos(\varphi_w + \gamma_{\text{exz}}) \\ u_y &= U_{\text{ampl}} \sin \varphi_{el} + U_{\text{exz}} \sin(\varphi_w + \gamma_{\text{exz}}) \end{aligned} \quad (6.55)$$

gelten, wobei U_{exz} die zur Korrektur notwendige Spannungsamplitude und γ_{exz} die Phasenlage beschreibt. Wiederum kann über den piezoelektrischen Koeffizienten $D_{33,a}$ von der Größe der zu korrigierenden Exzentrizität auf die Spannungsamplitude über

$$U_{\text{exz}} = \frac{r_{\text{exz}}}{D_{33,a}} \quad (6.56)$$

geschlossen werden. Stimmen Amplitude und Phasenlage exakt mit der tatsächlichen Exzentrizität überein, so ist diese Kompensation wiederum ideal.

6.4 Motormodell mit Wälzkreisunrundheiten

Die untersuchten Verzahnungspaare weisen wie in Abschnitt 5.4 beschrieben vor allem eine Exzentrizität der Welle und eine ellipsenähnliche Unrundheit des Ringes auf. Die Amplituden anderer Wälzkreisunrundheiten sind vernachlässigbar klein. Daher beschränken sich die nachfolgenden Berechnungen auf die 2-periodische Radiusmodulation des Rings (s. Abb. 6.25), wobei die Methodik ebenso auf andere Periodizitäten oder auf eine Unrundheit der Welle übertragbar ist.

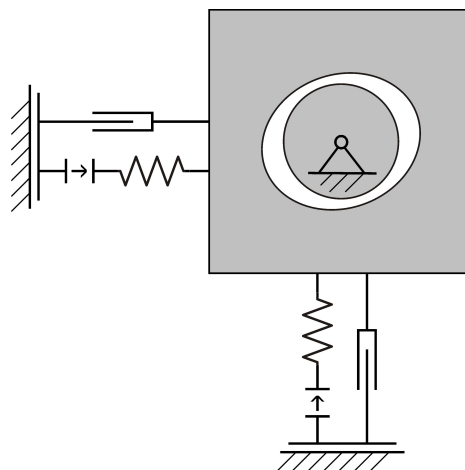


Abb. 6.25: Schematische Darstellung des Motormodells mit einer Unrundheit des Ringwälzkreises

6.4.1 Motormodell mit ellipsenähnlicher Unrundheit des Ringwälzkreises

Wälzkreisunrundheiten sind die logische Fortsetzung einer Dejustage der Kinematik und einer Exzentrizität der Welle. Während eine ausreichend kleine Dejustage dasselbe wie eine 1-periodische Radiusmodulation des Ringes darstellt, ist eine Exzentrizität gleich einer 1-periodischen Radiusmodulation der Welle. Da bei den untersuchten Motoren eine 2-periodische Radiusmodulation des Rings teilweise stark ausgeprägt ist, beschränke ich die nachfolgende Modellierung auf diesen Spezialfall. Nichtsdestotrotz ist das prinzipielle Vorgehen zu Unrundheiten mit höheren Ordnungen oder Unrundheiten der Wellenwälzkreise gleich.

Im Vergleich zum idealisierten Modell ist der Ringwälzkreis nun nicht ideal rund, sondern ellipsenähnlich. Für kleine Abweichungen vom idealen Kreis ist eine 2-periodische Variation des Radius über den Umfang nahezu identisch mit einer elliptischen Bahn. Da die gemessenen Radiusvariationen klein gegenüber den Radien der Wälzkreise sind, kann angenommen werden, dass die Krümmung des Ringes trotzdem an keiner Stelle kleiner als die Krümmung der Welle ist, d. h. der Ring läuft in einem stetigen Kontakt auf der Welle ab. Der Ringmittelpunkt beschreibt folglich eine Bahn mit dem winkelabhängigen Radius

$$r(\varphi_{trans}) = r_{mitt} + r_{ell} \cos(2(\varphi_{trans} - \gamma_{ell})), \quad (6.57)$$

wobei r_{mitt} der mittlere Radius, r_{ell} die Amplitude der Radiusvariation, φ_{trans} der Winkel der translatorischen Ringbewegung und γ_{ell} die Lage der Radiusvariation gegenüber der x-Achse ist. Für die Auslenkung der Aktoren gilt anstatt Gl. (6.6) des idealisierten Motormodells nun

$$\begin{aligned} h_x &= r_{mitt} \cos \varphi_{trans} + \frac{r_{ell}}{2} (\cos(-\varphi_{trans} + 2\gamma_{ell}) + \cos(3\varphi_{trans} - 2\gamma_{ell})) \\ h_y &= r_{mitt} \sin \varphi_{trans} + \frac{r_{ell}}{2} (\sin(-\varphi_{trans} + 2\gamma_{ell}) + \sin(3\varphi_{trans} - 2\gamma_{ell})). \end{aligned} \quad (6.58)$$

Um die Gleichgewichtslage und Anpresskraft bestimmen zu können, müssen der tangentielle und radiale Einheitsvektor an der Ellipsenbahn berechnet werden. Durch Ableitung von Gl. (6.58) nach φ_{trans} erhält man die x- und y-Komponente der Tangente

$$\begin{aligned} h_x' &= -r_{mitt} \sin \varphi_{trans} + \frac{r_{ell}}{2} (\sin(-\varphi_{trans} + 2\gamma_{ell}) - 3 \sin(3\varphi_{trans} - 2\gamma_{ell})) \\ h_y' &= r_{mitt} \cos \varphi_{trans} + \frac{r_{ell}}{2} (-\cos(\varphi_{trans} - 2\gamma_{ell}) + 3 \cos(3\varphi_{trans} - 2\gamma_{ell})), \end{aligned} \quad (6.59)$$

aus denen durch Normierung der tangentielle Einheitsvektor

$$\vec{e}_{tang} = \begin{pmatrix} \frac{h_x'}{\sqrt{h_x'^2 + h_y'^2}} \\ \frac{h_y'}{\sqrt{h_x'^2 + h_y'^2}} \end{pmatrix} \quad (6.60)$$

gebildet werden kann. Dieser ersetzt den tangentialen Einheitsvektor \vec{e}_{tang} im idealisierten Modell in Gl. (6.9) und (6.10). Der radiale Einheitsvektor \vec{e}_{rad} zur Bestimmung der Anpresskraft entsteht durch Rotation des tangentialen Einheitsvektors \vec{e}_{tang}

$$\vec{e}_{rad} = \begin{pmatrix} \frac{h_y'}{\sqrt{h_x'^2 + h_y'^2}} \\ -\frac{h_x'}{\sqrt{h_x'^2 + h_y'^2}} \end{pmatrix} \quad (6.61)$$

und verallgemeinert die Berechnung der Anpresskraft in Gl. (6.14). Mit den Gln. (6.3), (6.7) und (6.8) des idealisierten Modells ist die Beschreibung vollständig.

Darüber hinaus ist bei einer Unrundheit der Wälzkreise das Verhältnis aus der Position des Rings φ_{trans} und der zurückgelegten Bogenlänge nicht konstant. Es wird angenommen, dass die Verzahnung derart gestreckt bzw. gestaucht ist, so dass der Winkelfehler dadurch nicht größer wird. Ein schräg durch den Ring geführtes Räumwerkzeug erzeugt eine derartige Verzahnung. Sind die Zähne jedoch äquidistant auf dem deformierten Wälzkreis, so entsteht ein zusätzlicher Winkelfehler, der eine stärkere Kompensation erfordern würde.

6.4.2 Ergebnis

Der tangentialen Einheitsvektor steht bei einer unrunder Ringbahn nicht mehr senkrecht zum Bewegungsmittelpunkt. Dies hat zur Folge, dass ideal kreisförmige Aktorkräfte ein 2-periodisch schwankendes translatorisches Moment M_{trans} erzeugen, das bei einer konstanten Last zu einem 2-periodischen Winkelfehler führt. Ebenso weist die Anpresskraft eine 2-periodische Modulation auf. Abb. 6.26 zeigt den Winkelfehler und die Anpresskraft bei einer Radiusvariation r_{ell} von $0,5 \mu\text{m}$ und einer Phasenlage γ_{ell} von Null. Bei dieser Simulation wird davon ausgegangen, dass die Verzahnung geeignet gestreckt bzw. gestaucht ist.

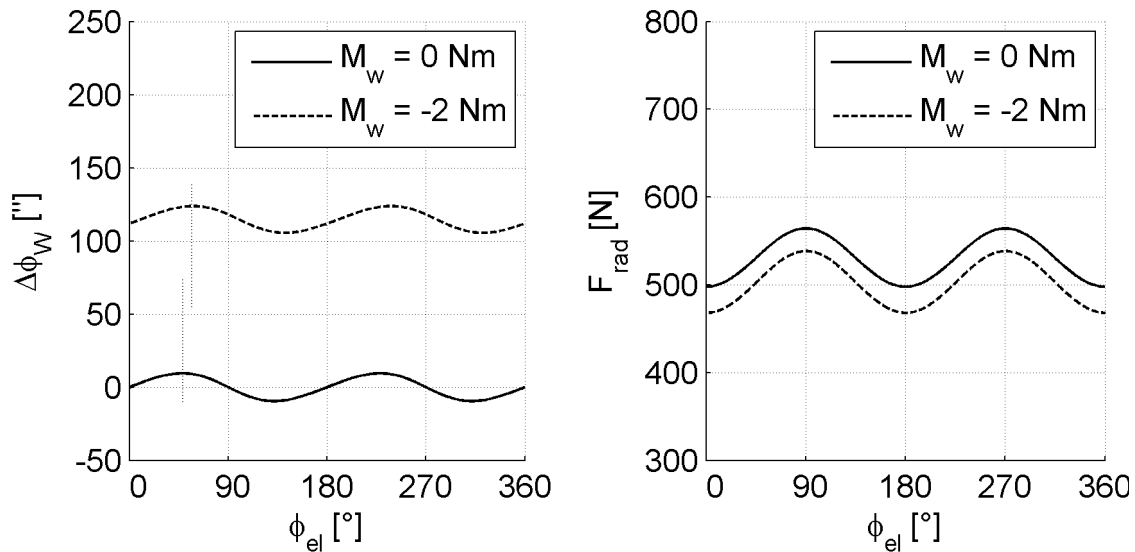


Abb. 6.26: Verlauf des Winkelfehlers und der Anpresskraft im Modell mit 2-periodischer Radiusvariation

6.4.3 Kompensation

Im Gegensatz zu einer Dejustage oder Exzentrizität reicht es an dieser Stelle nicht, den Ring auf seiner unrunder Bahn zu bewegen. Wie aus der Modellierung bereits ersichtlich, wird sowohl die Radial- als auch Tangentialkraft auf die Welle verändert, d. h. es muss sowohl die Anpresskraft durch eine 2-periodische Modulation der Amplitude der Aktoren, als auch der Winkelfehler durch eine 2-periodische Vorsteuerung kompensiert werden.

Anhand der Größe der Radiusvariation soll nun eine geeignete Vorsteuerung bestimmt werden. Die konstante Spannungsamplitude U_{ampl} modulierte ich entsprechend der Amplitude der Radiusvariation r_{ell} und deren Phasenlage γ_{ell} . Die Amplitude der Radiusvariation r_{ell} rechne ich dabei über den piezoelektrischen Koeffizienten $D_{33,a}$ in eine Spannung um:

$$\begin{aligned}
 u_x &= \left(U_{ampl} + \frac{r_{ell}}{D_{33,a}} \cos(2(\varphi_{el} - \gamma_{ell})) \right) \cos(\varphi_{el}) \\
 u_y &= \left(U_{ampl} + \frac{r_{ell}}{D_{33,a}} \cos(2(\varphi_{el} - \gamma_{ell})) \right) \sin(\varphi_{el})
 \end{aligned} \tag{6.62}$$

Je nach Amplitude und Phasenlage kann dies zu einer Vergrößerung des notwendigen Spannungshubs führen. Die ungünstigste Lage liegt vor, wenn das Maximum des Radius in Richtung der x- oder y-Achse liegt. Bei den gemessenen typischen Abweichungen von $\pm 0,5 \mu\text{m}$ wären etwa 2 V notwendig; im Regelfall ist der zusätzlich erforderliche Hub kleiner.

Zusätzlich kompensiere ich den Winkelfehler über eine 2-periodische Modulation

$$\begin{aligned} u_x &= \left(1 + \frac{r_{ell}}{D_{33,a}} \cos(2(\varphi_{el} - \gamma_{ell})) \right) U_{ampl} \cos(\varphi_{el} + \rho_{ell} \sin(2(\varphi_{el} - \gamma_{ell}))) \\ u_y &= \left(1 + \frac{r_{ell}}{D_{33,a}} \cos(2(\varphi_{el} - \gamma_{ell})) \right) U_{ampl} \sin(\varphi_{el} + \rho_{ell} \sin(2(\varphi_{el} - \gamma_{ell}))), \end{aligned} \quad (6.63)$$

deren Amplitude ρ_{ell} für den unbelasteten Fall analytisch hergeleitet werden kann. Nach Einsetzen des tangentialen Einheitsvektor aus (6.59) und (6.60) in das Momentengleichgewicht aus Gl. (6.9) und (6.10) folgt

$$\begin{aligned} 0 &= r_{mitt} D_{33,a} U_{ampl} \sin(\varphi_{el} - \varphi_{trans}) + 2r_{mitt} r_{ell} \sin(2\varphi_{trans} - 2\varepsilon) \\ &+ \frac{r_{ell}}{2} D_{33,a} U_{ampl} \sin(-\varphi_{el} - \varphi_{trans} + 2\gamma_{ell}) + r_{ell}^2 \sin(4\varphi_{trans} - 4\gamma_{ell}) \\ &+ \frac{3}{2} r_{ell} D_{33,a} U_{ampl} \sin(\varphi_{el} - 3\varphi_{trans} + 2\gamma_{ell}). \end{aligned} \quad (6.64)$$

Der Phasenversatz zwischen elektrischer Ansteuerung und Winkel der Ringposition $\Delta\varphi_{trans}$ berechne ich durch die Substitution $\Delta\varphi_{trans} = \varphi_{el} - \varphi_{trans}$ und die Kleinwinkelnäherung für $\Delta\varphi_{trans}$, die im unbelasteten Fall zulässig ist. Zur weiteren Vereinfachung kann angenommen, dass r_{ell} klein gegenüber dem mittleren Radius r_{mitt} und dem Aktorhub $D_{33,a} U_{ampl}$ ist. Daraus ergibt sich eine rein 2-periodische Modulation:

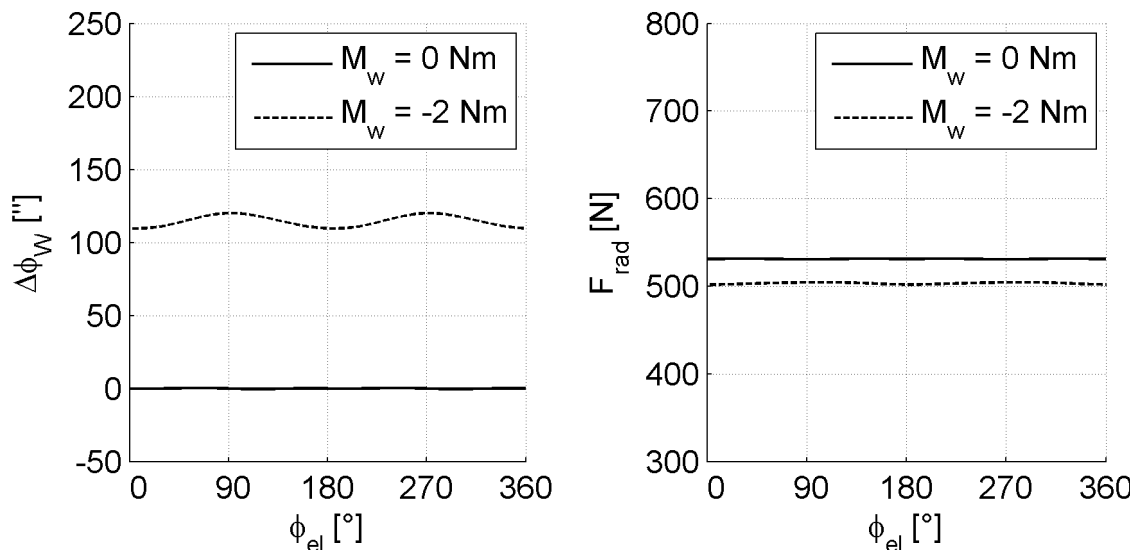


Abb. 6.27: Verlauf des Winkelfehlers und der Anpresskraft bei Korrektur der 2-periodischen Radiusvariation

$$\Delta\varphi_{trans} = \frac{(2r_{ell}D_{33,a}U_{ampl} - 2r_{mitt}r_{ell})}{r_{mitt}D_{33,a}U_{ampl}} \sin(2(\varphi_{el} - \gamma_{ell})) \quad (6.65)$$

Bei der angenommenen Radiusvariation r_{ell} von 0,5 μm beträgt der maximale Fehler 0,0143 rad in der translatorischen Ringbewegung und 9" an der Abtriebswelle. Abb. 6.27 zeigt die erfolgreiche Kompensation des Winkelfehlers für den unbelasteten Fall. Durch den lastabhängigen Phasenversatz ist die Korrektur unter Last wiederum nicht mehr optimal.

Für den Fall, dass die Zähne äquidistant auf den Ring aufgebracht sind, soll nun der zusätzliche Winkelfehler berechnet werden. Dazu wird die Bogenlängendifferenz zwischen der deformierten Bahn und einer idealen Kreisbahn abgeschätzt. Die Bogenlänge einer Kurve erhält man allgemein aus dem Integral der x- und y-Komponente der Tangente h_x' und h_y' entlang des Parameters der Kurve, in diesem Fall der Winkel der Ringposition φ_{trans} :

$$l_{ell} = \int_0^{\varphi_{trans}} \sqrt{h_x'^2 + h_y'^2} d\varphi_{trans}, \quad (6.66)$$

Durch Einsetzen der Komponenten der deformierten Kreisbahn aus Gl. (6.59) und unter der Annahme, dass r_{ell}^2 vernachlässigbar klein gegenüber dem mittleren Radius r_{mitt} und dem Aktohub $D_{33,a}U_{ampl}$ ist, erhält man

$$l_{ell} = \int_0^{\varphi_{trans}} \sqrt{r_{mitt}^2 + r_{mitt}r_{ell}(-4\sin^2(\varphi_{trans} - \gamma_{ell}) + 2)} d\varphi_{trans}. \quad (6.67)$$

Ergänzt man die Wurzel mit einem vernachlässigbar kleinen Term zu einem quadratischen Ausdruck, so kann die Wurzel gezogen werden und es ergibt sich

$$l_{ell} = r_{mitt}\varphi_{trans} - \frac{r_{ell}}{2} \sin(2(\varphi_{trans} - \gamma_{ell})). \quad (6.68)$$

Die numerische Berechnung des Integrals zeigt, dass diese Näherung sehr gut mit der exakten Lösung übereinstimmt. Zudem verschwindet der Fehler, der durch den insgesamt längeren Umfang der deformierten Bahn gegenüber der Kreisbahn bei größeren Stellwegen entstehen würde; die Verzahnung sorgt in jedem Fall dafür, dass kein derartiger Fehler auftreten kann. Der Differenzwinkel aus tatsächlich zurückgelegter und auf der idealen Kreisbahn zurückgelegter Bogenlänge lautet

$$\Delta\varphi = \frac{l_{ell} - r_{mitt} \varphi_{trans}}{r_{mitt}} = -\frac{r_{ell}}{2r_{mitt}} \sin(2(\varphi_{trans} - \gamma_{ell})). \quad (6.69)$$

An der Welle entsteht über das ideale Übersetzungsverhältnis ein Fehler, der um das i_{trans} -fache kleiner ist. Somit würde sich bei einer Radiusvariation r_{ell} von $0,5 \mu\text{m}$ die Amplitude des Winkelfehlers um weitere $8''$ auf insgesamt $17''$ erhöhen.

6.5 Vergleich der Fehlerquellen

Somit sind für alle auftretenden Effekte Modelle und Kompensationsmaßnahmen aufgezeigt worden. Tab. 6.1 gibt zusammenfassend deren erwartete Größe und Auswirkung auf den Winkelfehler wieder, wenn davon ausgegangen wird, dass sich die Aktoren in ihrer Auslenkung um maximal $1 \mu\text{m}$ unterscheiden.

Tab. 6.1: Abschätzung der Fehlerquellen bei Vorauswahl der Aktoren

| Fehlerursache | Typ. Größe | Periodizität | Winkelfehler |
|-------------------------------------|---------------------|--------------|--------------|
| Hysterese der Aktoren | s. 6.1.1 | 4, 1 und 3 | $53''$ |
| Hubunterschiede der Aktoren (Achse) | $0 - 1 \mu\text{m}$ | 2 | $0 - 12''$ |
| Hubunterschiede der Aktoren (Paar) | $0 - 1 \mu\text{m}$ | 1 | $0 - 4''$ |
| Unregelmäßige Steifigkeit | s. 6.2.4 | 1 und 2 | $54''$ |
| Dejustage der Kinematik | $0 - 3 \mu\text{m}$ | 1 | $0 - 66''$ |
| Exzentrizität der Motorwelle | $0 - 1 \mu\text{m}$ | 313/312 | $0 - 22''$ |
| Elliptizität des Antriebsrings | $0 - 1 \mu\text{m}$ | 2 | $0 - 17''$ |

Dabei müssen sich jedoch die einzelnen Fehleranteile nicht zwangsläufig addieren. Weisen zwei Fehler dieselbe Periodizität und entgegengesetzte Phasenlage auf, so können sich ihre Einflüsse auf die Drehgleichförmigkeit aufheben. Beispielsweise kann, wie in Abschnitt 6.2.6 gezeigt, die unregelmäßige Steifigkeit der Kinematik durch eine Dejustage ausgeglichen werden. Die Anpresskraft bleibt aber damit nicht konstant. Zur Erhöhung der Drehgleichförmigkeit müssen daher stets alle Fehlerquellen, die die gleiche Periodizität aufweisen, kompensiert werden.

7. Verifikation durch Messung

Zur Überprüfung der in Kap. 6 vorgeschlagenen Korrekturstrategien werde ich nun die drei charakterisierten Motoren auf ihre Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit hin untersuchen. Damit sich die Fehlerursachen gegenseitig möglichst wenig beeinflussen und somit separierbar bleiben, möchte ich die Einflüsse der Aktoren weitestgehend ausschließen. Hierzu wurden zahlreiche Aktoreinheiten in ihrer freien Auslenkung vermessen und für den Aufbau der untersuchten Motoren nur diejenigen Aktoreinheiten verwendet, die sich in ihrer Auslenkung je Motor um maximal $\pm 0,5 \mu\text{m}$ unterscheiden. Des Weiteren liegt die absolute Auslenkung bei allen verwendeten Aktoren in einem engen Fenster von $59,5 \mu\text{m}$ bis $62,5 \mu\text{m}$, so dass ich stets dieselbe in Abschnitt 5.1.1 ermittelte Vorsteuerung verwenden kann, bei der Auslenkung und Kraft im Betrieb sinusförmig sein werden. Die verbleibenden Fehlerarten beschränken sich somit auf eine Dejustage der Kinematik, die unregelmäßige Steifigkeit am Ringumfang, eine Exzentrizität der Welle und eine ellipsenähnliche Unrundheit des Ringwälzkreises.

Anfangs bestimme ich die zur Korrektur notwendigen Parameter. Mit diesen Parametersätzen werden daraufhin die erzielbare Drehgleichförmigkeit und absolute Positioniergenauigkeit ermittelt. Hierzu verwende ich das in Kap. 9 beschriebene RCP-System. Es übernimmt neben der Messdatenerfassung zugleich die Ansteuerung der Motoren und setzt die Kompensationsmaßnahmen um. Die Messungen erfolgen bei einer Betriebsfrequenz f_p von 20 Hz, die einer Solldrehzahl n_{soll} von 3,85 U/min entspricht. Der Konstantspannungsanteil an den Aktoren U_{konst} wird von 100 V auf 90 V gesenkt, um für die Korrekturverfahren eine ausreichende Spannungsreserve im positiven sowie im negativen Bereich zur Verfügung zu stellen. Es ist dadurch mit keiner signifikanten Veränderung der piezoelektrischen Hysterese zu rechnen. Anschließend wird die Robustheit der Kompensationsmethoden gegenüber der Drehrichtung der PAD-Motoren sowie der Einfluss eines externen Lastmoments bestimmt. Durch die Vorsteuerung der Hysterese in einem einzigen, ausgewählten Betriebspunkt besteht zwar eine Abhängigkeit von der Frequenz, jedoch sind alle verbleibenden Fehlerarten aufgrund der hohen Steifigkeit der Kinematik bis in den Kilohertz-Bereich davon unabhängig. Weiterhin verändert die Umgebungstemperatur die Justage der Kinematik, weshalb alle Versuche stets bei Raumtemperatur und mit einer konstanten Drehfrequenz im thermisch relaxierten Zustand durchgeführt werden. Durch die sensorlosen Verfahren, die im Kap. 8 vorgestellt werden, kann auch diese Temperaturabhängigkeit eliminiert werden.

7.1 Bestimmung der Parameter

Um die für die individuellen Fehler notwendigen Parameter zur Kompensation zu bestimmen, gibt es grundsätzlich mehrere Möglichkeiten. Naheliegender ist es, an die PAD-Motoren einen Drehwinkelgeber zu applizieren und die Parameter so zu verändern, dass eine bestmögliche Drehgleichförmigkeit erreicht wird. Nachdem die Parameter für jeden Motor erfasst worden sind, ist beim späteren Einsatz des Motors der Drehwinkelgeber nicht mehr erforderlich.

Um den Erfolg einer Maßnahme zu bewerten, wird die Abweichung vom mittleren Winkelfehler $\Delta\varphi_{w,mitt}$ betrachtet, da dieser unabhängig von einer meist nicht optimal gewählten Startposition ist. Als Maßgröße dient die über eine Periode gemittelte Abweichung von dem mittleren Winkelfehler. Einen Sonderfall bildet die Ringrotation, da diese dieselbe Periodizität wie eine Dejustage aufweist. Daher wird mit kapazitiven Sensoren die Ringrotation separat erfasst und geeignet kompensiert. Dabei ändern sich natürlich auch die Offsetspannungen $U_{dej,x}$ und $U_{dej,y}$, bei denen der Motor die höchste Drehgleichförmigkeit aufweist. Es ist davon auszugehen, dass der Motor in diesem Fall besser zentriert wird. Eine weitere Ausnahme bildet die Spannungsamplitude U_{ell} , die zur Korrektur eines ellipsenähnlichen Ringwälzkreises notwendig ist. Sie hat praktisch keinerlei Einfluss auf die Drehgleichförmigkeit und wird deshalb über das maximal erreichbare Drehmoment bestimmt. Dazu belaste ich die PAD-Motoren in einem Prüfstand bis zum Übersprung der Verzahnung.

Tab. 7.1: Parameter für höchste Drehgleichförmigkeit

| Motor B505 | |
|---------------|---|
| Korrektur | Parameter |
| Dejustage | $U_{dej,x} = +4,0 \text{ V}$, $U_{dej,y} = -1,5 \text{ V}$ |
| Ringrotation | $U_{dej,x} = +6,0 \text{ V}$, $U_{dej,y} = +1,0 \text{ V}$, $\gamma_{scher} = 0,13 \text{ rad}$ |
| Exzentrizität | $U_{exz} = 1,5 \text{ V}$, $\gamma_{exz} = 1/16 \pi$ |
| Elliptizität | $U_{ell} = 0,0 \text{ V}$, $\rho_{ell} = 0,00 \text{ rad}$, $\gamma_{ell} = \text{bel.}$ |

| Motor B506 | |
|---------------|---|
| Korrektur | Parameter |
| Dejustage | $U_{dej,x} = -0,5 \text{ V}$, $U_{dej,y} = +0,5 \text{ V}$ |
| Ringrotation | $U_{dej,x} = +2,5 \text{ V}$, $U_{dej,y} = +2,5 \text{ V}$, $\gamma_{scher} = 0,13 \text{ rad}$ |
| Exzentrizität | $U_{exz} = 4,0 \text{ V}$, $\gamma_{exz} = 2/16 \pi$ |
| Elliptizität | $U_{ell} = 0,0 \text{ V}$, $\rho_{ell} = 0,09 \text{ rad}$, $\gamma_{ell} = 18/16 \pi$ |

| Motor B507 | |
|---------------|---|
| Korrektur | Parameter |
| Dejustage | $U_{dej,x} = 0,0 \text{ V}$, $U_{dej,y} = +4,0 \text{ V}$ |
| Ringrotation | $U_{dej,x} = +2,0 \text{ V}$, $U_{dej,y} = +7,0 \text{ V}$, $\gamma_{scher} = 0,13 \text{ rad}$ |
| Exzentrizität | $U_{exz} = 2,5 \text{ V}$, $\gamma_{exz} = 0/16 \pi$ |
| Elliptizität | $U_{ell} = 2,0 \text{ V}$, $\rho_{ell} = 0,09 \text{ rad}$, $\gamma_{ell} = 4/16 \pi$ |

Es wird erwartet, dass mit diesen Parametern die besten Ergebnisse erreicht werden, da die Fehlerursachen selbst nicht gemessen werden müssen und auch die Kompensation verbleibender Aktorfehler möglich ist. Jedoch ist mit einer geringeren Robustheit gegenüber der Drehrichtung zu rechnen, wenn sich das Vorzeichen der hysteresebedingten Phasendifferenz ändert. Tab. 7.1 zeigt die ermittelten Werte. Die Offsetspannungen $U_{dej,x}$ und $U_{dej,y}$ liegen in einem Bereich von -1,5 V bis +7,0 V, d. h. die Mittelpunktslage des Rings konnte bei der Montage auf einige Mikrometer genau justiert werden. Wird die Ringrotation kompensiert, so sind die Offsetspannungen zur Korrektur der Dejustage stets etwa 2,5 V größer, was das Modell in Abschnitt 6.2.4 bereits vorhersieht. Entsprechend den Messungen in Kap. 5 liegen bei den Motoren unterschiedlich stark ausgeprägte Exzentrizitäten der Wellen vor. Bei Motor B506 ist die zur Korrektur notwendige Amplitude U_{exz} mit 4,0 V am größten. Des Weiteren können bei den beiden Motoren mit ausgeprägter Elliptizität der Ringwäzkreise, B506 und B507, durch 2-periodische Geschwindigkeitsmodulationen deutlich höhere Drehgleichförmigkeiten erreicht werden. Eine Steigerung des erzielbaren Drehmoments über eine 2-periodische Modulation der Spannungsamplitude ließ sich bei Motor B507 erreichen.

Aufgrund der genannten Nachteile und dem mit diesem iterativen Verfahren verbundenen höheren Zeitaufwand schlage ich eine weitere Methode zur Bestimmung der Parameter vor. Dabei werden die in Kap. 5 aus der Messung der Ringbewegung ermittelten Werte über die Modelle aus Kap. 6 in entsprechende Parameter umgerechnet. Letztendlich wird die Gültigkeit der Modelle erst durch die auf diese Weise bestimmten Parameter sichergestellt. Einen Sonderfall bildet hier die Dejustage, da diese sich nicht auf die Form der Ringbahn, sondern lediglich auf die Geschwindigkeit der Ringbewegung und die Anpresskraft des Rings niederschlägt. Daher können die Offsetspannungen wiederum nur über die Drehgleichförmigkeit bestimmt werden. Um die Richtungsabhängigkeit zu minimieren, berechne ich den Mittelwert aus den Offsetspannungen für beide Drehrichtungen.

Tab. 7.2 zeigt, dass sich die so bestimmten Parameter kaum von den Parametern für die höchste Drehgleichförmigkeit unterscheiden. Die Offsetspannungen für die entgegengesetzte Drehrichtung weichen mit maximal 1,0 V nur geringfügig ab, was darauf hindeutet, dass die Hysterese der Aktoren weitestgehend kompensiert worden ist. Die zur Vermeidung der Ringrotation notwendige Phasenverschiebung zwischen den Aktoren γ_{scher} ist mit 0,13 rad nur minimal größer, als der in der Simulation ermittelte Wert von 0,12 rad. Größe und Phasenlage der Exzentrizität der Motorwelle stimmen sehr gut mit den Werten aus Tab. 7.1 überein. Die aus der Elliptizität der Ringbewegung abgeleitete 2-periodische Modulation ist bei den Motoren B506 und B507 etwas zu gering; nichtsdestotrotz stimmt die Phasenlage gut überein. Es kann also angenommen werden, dass bei einer Unrundheit des Ringwäzkreises die Zähne auf dem Ring nicht äquidistant sind und damit die Geschwindigkeitsmodulation verstärken.

Tab. 7.2: Parameter aus Messung der Ringbewegung

| Motor B505 | |
|---------------|---|
| Korrektur | Parameter |
| Dejustage | $U_{dej,x} = +4,0 \text{ V}$, $U_{dej,y} = -0,5 \text{ V}$ |
| Ringrotation | $U_{dej,x} = +5,0 \text{ V}$, $U_{dej,y} = +1,5 \text{ V}$, $\gamma_{scher} = 0,12 \text{ rad}$ |
| Exzentrizität | $U_{exz} = 1,5 \text{ V}$, $\gamma_{exz} = 19/16 \pi$ |
| Elliptizität | $U_{ell} = 0,5 \text{ V}$, $\rho_{ell} = 0,00 \text{ rad}$, $\gamma_{ell} = 0/16 \pi$ |

| Motor B506 | |
|---------------|---|
| Korrektur | Parameter |
| Dejustage | $U_{dej,x} = -0,5 \text{ V}$, $U_{dej,y} = +0,5 \text{ V}$ |
| Ringrotation | $U_{dej,x} = +2,5 \text{ V}$, $U_{dej,y} = +3,5 \text{ V}$, $\gamma_{scher} = 0,12 \text{ rad}$ |
| Exzentrizität | $U_{exz} = 3,5 \text{ V}$, $\gamma_{exz} = 3/16 \pi$ |
| Elliptizität | $U_{ell} = 3,5 \text{ V}$, $\rho_{ell} = 0,02 \text{ rad}$, $\gamma_{ell} = 15/16 \pi$ |

| Motor B507 | |
|---------------|---|
| Korrektur | Parameter |
| Dejustage | $U_{dej,x} = +0,5 \text{ V}$, $U_{dej,y} = +5,0 \text{ V}$ |
| Ringrotation | $U_{dej,x} = +1,5 \text{ V}$, $U_{dej,y} = +8,0 \text{ V}$, $\gamma_{scher} = 0,12 \text{ rad}$ |
| Exzentrizität | $U_{exz} = 2,0 \text{ V}$, $\gamma_{exz} = 0/16 \pi$ |
| Elliptizität | $U_{ell} = 4,0 \text{ V}$, $\rho_{ell} = 0,03 \text{ rad}$, $\gamma_{ell} = 5/16 \pi$ |

7.2 Verbesserung der Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit

Der Erfolg der einzelnen Kompensationsmaßnahmen wird nun für alle drei Motoren bestimmt. Zur Ergänzung ziehe ich zusätzlich die maximale Abweichung vom mittleren Winkelfehler $\Delta\varphi_{w,max}$ heran. Sie stellt eine obere Grenze dar und ist zur Bewertung der Drehgleichförmigkeit nur bedingt geeignet, da sie nur eine einzige Winkelposition repräsentiert, bei der sich alle Fehler am stärksten addieren. Auch für die Solldrehzahl n_{soll} bestimme ich die mittlere und die maximale Abweichung Δn_{mitt} und Δn_{max} . Da im gesamten Betriebsbereich des PAD-Motors dynamische Effekte vernachlässigt werden können, werden die beiden Werte anteilig in Prozent angegeben und sind damit wie die Positionsfehler von der Drehzahl weitestgehend unabhängig.

Zur Bestimmung der absoluten Positioniergenauigkeit führe ich eine automatisierte Messung durch, bei der der PAD-Motor mit einer im Mittel konstanten Frequenz, aber zufällig langen Pausen und Rotationszeiten betrieben wird. Dabei werden 150 verschiedene Positionen angefahren. Der Wellenwinkel φ_w wird nach jeweils 250 ms Stillstand gemessen, um Drifteffekte der Aktoren weitgehend abklingen zu lassen. Im Vergleich zur Abweichung von dem mittleren Winkelfehler, der während des Betriebs mit konstanter Drehgeschwindigkeit aufgezeichnet wird, kommt hier eine positionsabhängige Drift der Aktoren hinzu. Diese verschlechtert tendenziell das Ergebnis, da sie eine zusätzlich statistische Streuung der Positionswinkel verursacht. Nichtsdestotrotz ist dieser Effekt, wie später gezeigt wird, im Vergleich zu den anderen Fehlerquellen verhältnismäßig gering.

Abb. 7.1 zeigt exemplarisch die statistische Verteilung der Positionierfehler für den Motor B505 beim Betrieb mit rein sinusförmigen Spannungen. Sie weist eine breite Streuung sowie einen durch die piezoelektrische Hysterese verursachten konstanten Winkelfehler von im Mittel 146" auf. Die maximale Abweichung $\Delta\varphi_{w,max}$ beträgt 214". Nach Korrektur aller Fehler erziele ich die in Abb. 7.2 dargestellte Verteilung, die nun erheblich schmaler und symmetrisch zum Ursprung ist. Die mittlere Abweichung $\Delta\varphi_{w,mitt}$ reduziert sich auf 9", die maximale Abweichung $\Delta\varphi_{w,max}$ liegt bei nur noch 27". In den nachfolgenden Tabellen werden der Übersichtlichkeit halber nur noch diese beiden Werte angegeben.

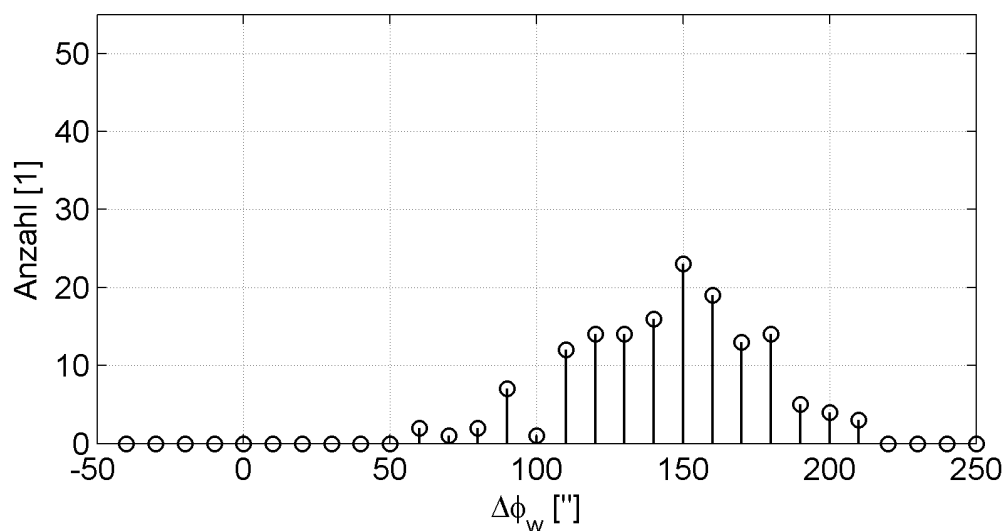


Abb. 7.1: Statistische Verteilung des Winkelfehlers von 150 Positioniervorgängen des Motors B505 im unkorrigierten Betrieb (auf 10" gerundet)

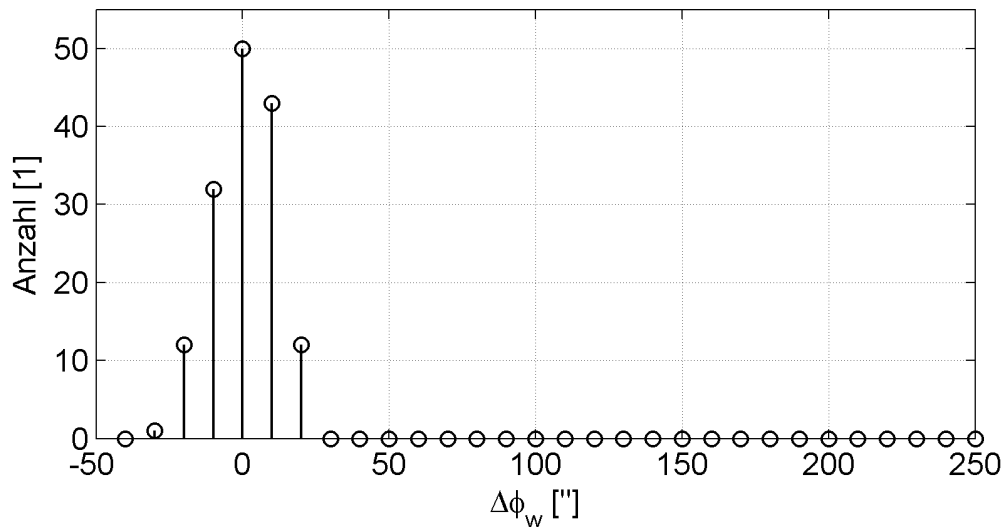


Abb. 7.2: Statistische Verteilung des Winkelfehlers von 150 Positioniervorgängen des Motors B505 nach Korrektur mit Parametersatz für höchste Drehgleichförmigkeit

Eine Nebenbedingung für den Erfolg einer Kompensationsmaßnahme ist die Beibehaltung oder ggf. auch Steigerung des maximalen Drehmoments. Dieses ist prinzipiell auch von der Drehrichtung, der Richtung des Lastmoments und der Winkelstellung abhängig. An dieser Stelle beschränkt sich die Betrachtung auf das maximale Drehmoment M_{max} , das im motorischen Betrieb über eine ganze Umdrehung erreicht werden konnte.

Tab. 7.3 und Tab. 7.4 zeigen die Ergebnisse für die beiden Parametersätze. Bei sinusförmiger Ansteuerung beträgt der Drehzahlfehler bei den Motoren bis zu 15 %. Der absolute Positionierfehler summiert sich bei B506 und B507 sogar auf über 1° . Bei Verwendung der Parameter für höchste Drehgleichförmigkeit kann ich durch alle Maßnahmen den Drehzahlfehler auf durchschnittlich 1 % und den Positionierfehler auf $9''$ bis $17''$ senken. Die Abweichung vom mittleren Fehler während einer konstanten Drehbewegung liegt bei nur noch $10''$ bis $12''$. Wie in Kap. 5 gezeigt worden ist, sind mit der verwendeten Wellenlagerung bestenfalls ein mittlerer Drehzahlfehler von 1 % und eine Abweichung vom mittleren Fehler von $5''$ erreichbar. Bei Verwendung der Parameter, die aus der Messung der Ringbewegung bestimmt worden sind, zeigen sich dieselben Tendenzen; die Verbesserungen sind jedoch etwas kleiner.

Tab. 7.3: Schrittweise Verbesserung der Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit bei Verwendung der Parameter für höchste Drehgleichförmigkeit

| Motor B505 | | | | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|-------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|-------------------------|-------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Soll Drehzahl [%] | | Abweichung von Sollposition ["] | | Drehm. [Nm] |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mit}}{n_{soll}}$ | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | M_{max} |
| Unkorrigiert | 82 | 28 | 9,3 | 2,9 | 214 | 146 | 4,0 |
| Hysterese | 69 | 24 | 7,0 | 2,6 | 64 | 22 | 3,9 |
| Dejustage | 39 | 12 | 4,2 | 1,3 | 40 | 13 | 3,9 |
| Ringrotation | 46 | 12 | 4,4 | 1,3 | 40 | 15 | 3,6 |
| Exzentrizität | 37 | 10 | 3,9 | 1,0 | 27 | 9 | 3,7 |
| Elliptizität | 37 | 10 | 3,9 | 1,0 | 27 | 9 | 3,7 |

| Motor B506 | | | | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|-------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|-------------------------|-------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Soll Drehzahl [%] | | Abweichung von Sollposition ["] | | Drehm. [Nm] |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mit}}{n_{soll}}$ | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | M_{max} |
| Unkorrigiert | 125 | 48 | 14,8 | 5,2 | 450 | 335 | 4,3 |
| Hysterese | 124 | 48 | 14,8 | 5,2 | 110 | 46 | 4,2 |
| Dejustage | 123 | 47 | 14,8 | 5,2 | 113 | 47 | 4,2 |
| Ringrotation | 127 | 47 | 14,6 | 5,2 | 104 | 47 | 4,3 |
| Exzentrizität | 104 | 44 | 12,0 | 4,9 | 96 | 43 | 4,5 |
| Elliptizität | 44 | 12 | 4,2 | 1,3 | 49 | 13 | 4,5 |

| Motor B507 | | | | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|-------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|-------------------------|-------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Soll Drehzahl [%] | | Abweichung von Sollposition ["] | | Drehm. [Nm] |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mit}}{n_{soll}}$ | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | M_{max} |
| Unkorrigiert | 141 | 49 | 14,6 | 4,7 | 430 | 257 | 3,0 |
| Hysterese | 121 | 47 | 14,6 | 4,4 | 131 | 50 | 2,8 |
| Dejustage | 90 | 35 | 10,7 | 3,9 | 115 | 38 | 3,2 |
| Ringrotation | 91 | 36 | 10,1 | 3,9 | 105 | 43 | 3,3 |
| Exzentrizität | 76 | 35 | 8,8 | 3,9 | 89 | 41 | 3,5 |
| Elliptizität | 44 | 12 | 4,4 | 1,3 | 48 | 17 | 3,5 |

Tab. 7.4: Schrittweise Verbesserung der Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit bei Verwendung der Parameter aus der Messung

| Motor B505 | | | | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|-------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|---------------------------------|-------------------------|-------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Soll Drehzahl [%] | | Abweichung von Sollposition ["] | | Drehm. [Nm] |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | M_{max} |
| Unkorrigiert | 82 | 28 | 9,3 | 2,9 | 214 | 146 | 4,0 |
| Hysterese | 69 | 24 | 7,0 | 2,6 | 64 | 22 | 3,9 |
| Dejustage | 42 | 12 | 4,2 | 1,3 | 38 | 14 | 3,8 |
| Ringrotation | 46 | 14 | 4,4 | 1,3 | 45 | 16 | 3,6 |
| Exzentrizität | 41 | 12 | 4,2 | 1,0 | 30 | 11 | 3,7 |
| Elliptizität | 41 | 12 | 4,2 | 1,0 | 30 | 11 | 3,7 |

| Motor B506 | | | | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|-------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|---------------------------------|-------------------------|-------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Soll Drehzahl [%] | | Abweichung von Sollposition ["] | | Drehm. [Nm] |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | M_{max} |
| Unkorrigiert | 125 | 48 | 14,8 | 5,2 | 450 | 335 | 4,3 |
| Hysterese | 124 | 48 | 14,8 | 5,2 | 110 | 46 | 4,2 |
| Dejustage | 126 | 49 | 15,6 | 5,5 | 105 | 47 | 4,3 |
| Ringrotation | 125 | 46 | 15,3 | 5,2 | 110 | 45 | 4,3 |
| Exzentrizität | 103 | 44 | 11,7 | 4,9 | 99 | 42 | 4,4 |
| Elliptizität | 97 | 40 | 10,4 | 4,4 | 95 | 40 | 4,3 |

| Motor B507 | | | | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|-------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|---------------------------------|-------------------------|-------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Soll Drehzahl [%] | | Abweichung von Sollposition ["] | | Drehm. [Nm] |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | M_{max} |
| Unkorrigiert | 141 | 49 | 14,6 | 4,7 | 430 | 257 | 3,0 |
| Hysterese | 121 | 47 | 14,6 | 4,4 | 131 | 50 | 2,8 |
| Dejustage | 96 | 42 | 10,4 | 3,6 | 101 | 36 | 3,3 |
| Ringrotation | 94 | 42 | 10,1 | 3,9 | 104 | 40 | 3,4 |
| Exzentrizität | 78 | 40 | 9,4 | 3,9 | 86 | 41 | 3,5 |
| Elliptizität | 63 | 24 | 6,2 | 2,3 | 72 | 27 | 3,4 |

Die Korrektur der piezoelektrischen Hysterese erfolgt noch unabhängig von den verwendeten Parametersätzen und ist daher in beiden Tabellen identisch. Der Winkelfehler reduziert sich durch diese Maßnahme geringfügig. Deutlicher ist der Rückgang des Drehzahlfehlers, da sich hier die hohe Periodizität des Winkelfehlers stärker auswirkt. Der durch die Hysterese verursachte konstante Winkelfehler bei der Positionierung wird eliminiert, was sich in einer enormen Verbesserung der absoluten Positioniergenauigkeit äußert. Leider geht diese Korrektur mit einem leichten Rückgang des maximal erreichbaren Drehmoments einher. Dies ist jedoch kein Indiz für die Fehlerhaftigkeit der Maßnahme, da, wie durch das Simulationsmodell in Abschnitt 6.1.2 gezeigt wurde, die piezoelektrische Hysterese die Anpresskraft in mehreren Winkelstellungen sogar erhöht. Verursacht eine weitere Fehlerquelle an einer dieser Stellen eine Verringerung der Anpresskraft führte dies noch zu keiner Minderung des maximalen Drehmoments, solange die Hysterese nicht exakt kompensiert wird. An eben dieser Stelle tritt nach der Kompensation das Minimum der Anpresskraft auf, was eine Verringerung des Drehmoments zur Folge hat.

Die Anpassung der Offsetspannung zur Korrektur einer Dejustage verbessert sowohl deutlich Drehzahlfehler als auch Positionierfehler und geht in fast allen Fällen mit einer Steigerung des maximalen Drehmoments einher. Durch die Korrektur der Ringrotation kann an dieser Stelle keine Verbesserung der Drehzahl- und Positionierfehler erwartet werden, da die 1-periodische Geschwindigkeitsmodulation, die sich durch die Ringrotation auf die Welle überträgt, auch durch eine geeignete Wahl der Offsetspannung korrigiert wird. Der Erfolg der Maßnahme zeigt sich erst in einer Erhöhung des erzielten Drehmoments bei den Motoren B506 und B507, weil die Kinematik durch die geänderten Offsetspannungen nun genauer zentriert ist. Wie ich später in Abschnitt 7.4 zeige, liegt der wesentliche Vorteil der Korrektur der Ringrotation darin, dass sich die Drehgleichförmigkeit unter Lastmoment wesentlich erhöht. In Abb. 7.3 ist die nach der Kompensation verbleibende Ringrotation dargestellt. Eine weitere Reduzierung ist mit den vorgestellten Maßnahmen nicht möglich, da die Phasenlage des Residuums nicht mehr mit der Korrektur übereinstimmt. Ursächlich für diese Abweichung ist die vereinfachende Modellierung eines Aktorpaars mit zwei Längs- und einer Quersteifigkeit. In der Realität setzt sich die Schersteifigkeit aus der räumlich ausgedehnten Struktur eines Aktorpaars zusammen und weist offensichtlich ein nichtlineares Verhalten auf. Dadurch wird klar, dass sich im unbelasteten Fall der maximale Fehler durch diese Maßnahme auch um wenige Winkelsekunden erhöhen kann.

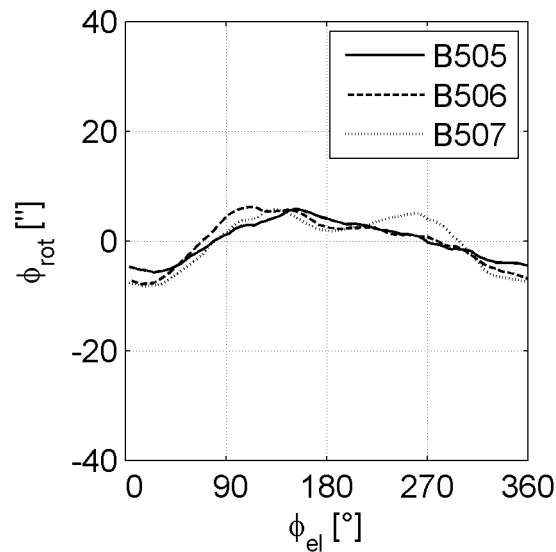


Abb. 7.3: Über mehrere Perioden gemittelte Rotation des Antriebsrings nach Korrektur durch Phasenversatz zwischen den Ansteuersignalen eines Aktorpaars

Der Ausgleich einer Exzentrizität des Wellenwälzkreises durch eine überlagerte kreisförmige Nachführung des Rings führt durchwegs zu einer Verbesserung der Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit. Nachdem die Periodizität dieses Fehlers kein ganzzahliges Vielfaches der Ringbewegung ist, besteht auch kein Zusammenhang zu anderen Kompensationsmaßnahmen. In allen Fällen wird dadurch das Drehmoment um 0,1 bis 0,2 Nm gesteigert. Die Korrektur der ellipsenähnlichen Ringwälzkreise bringt bei den Motoren B506 und B507, die eine starke Unrundheit aufweisen, einen hohen Gewinn an Drehgleichförmigkeit. Auch mit den aus der Messung der Wälzkreise bestimmten Parametern erreiche ich eine deutliche Verbesserung.

7.3 Abhängigkeit von der Drehrichtung

Unter den identifizierten Fehlerursachen weist lediglich die Hysterese der piezoelektrischen Aktoren eine Richtungsabhängigkeit auf. Durch einfaches Umkehren der Vorsteuerung bei einem Richtungswechsel kann diese Abhängigkeit aufgehoben werden. Wird die Hysterese jedoch nicht vollständig kompensiert, so kann sich dadurch die Drehgleichförmigkeit ändern. Wurden die Parameter für die Kompensationsalgorithmen aus der Drehbewegung in eine Richtung bestimmt, so ist mit einer leichten Verschlechterung zu rechnen.

Tab. 7.5: Schrittweise Verbesserung der Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit in der entgegengesetzten Drehrichtung bei Verwendung der Parameter für höchste Drehgleichförmigkeit

| Motor B505 | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|-------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Solldrehzahl [%] | |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mit}}{n_{soll}}$ |
| | | | | |
| Unkorrigiert | 75 | 24 | 6,8 | 2,3 |
| Hysterese | 72 | 22 | 6,8 | 2,1 |
| Dejustage | 44 | 15 | 5,7 | 1,6 |
| Ringrotation | 52 | 18 | 5,5 | 1,8 |
| Exzentrizität | 61 | 16 | 6,8 | 1,6 |
| Elliptizität | 61 | 16 | 6,8 | 1,6 |

| Motor B506 | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|-------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Solldrehzahl [%] | |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mit}}{n_{soll}}$ |
| | | | | |
| Unkorrigiert | 132 | 48 | 13,5 | 5,5 |
| Hysterese | 131 | 48 | 13,3 | 5,5 |
| Dejustage | 128 | 48 | 13,0 | 5,5 |
| Ringrotation | 131 | 47 | 13,0 | 5,2 |
| Exzentrizität | 109 | 44 | 11,4 | 4,9 |
| Elliptizität | 58 | 15 | 6,5 | 1,6 |

| Motor B507 | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|-------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Solldrehzahl [%] | |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mit}}{n_{soll}}$ |
| | | | | |
| Unkorrigiert | 102 | 43 | 10,9 | 3,6 |
| Hysterese | 104 | 43 | 10,9 | 3,6 |
| Dejustage | 98 | 29 | 9,6 | 3,1 |
| Ringrotation | 102 | 32 | 10,1 | 3,1 |
| Exzentrizität | 94 | 28 | 9,6 | 2,9 |
| Elliptizität | 91 | 27 | 9,1 | 2,9 |

Tab. 7.6: Schrittweise Verbesserung der Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit in der entgegengesetzten Drehrichtung bei Verwendung der Parameter aus der Messung

| Motor B505 | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|--------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Solldrehzahl [%] | |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mitt}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ |
| Unkorrigiert | 75 | 24 | 6,8 | 2,3 |
| Hysterese | 72 | 22 | 6,8 | 2,1 |
| Dejustage | 44 | 13 | 5,2 | 1,3 |
| Ringrotation | 52 | 16 | 5,7 | 1,6 |
| Exzentrizität | 51 | 14 | 5,7 | 1,6 |
| Elliptizität | 51 | 14 | 5,7 | 1,6 |

| Motor B506 | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|--------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Solldrehzahl [%] | |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mitt}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ |
| Unkorrigiert | 132 | 48 | 13,5 | 5,5 |
| Hysterese | 131 | 48 | 13,3 | 5,5 |
| Dejustage | 126 | 48 | 11,2 | 3,6 |
| Ringrotation | 128 | 46 | 10,4 | 3,9 |
| Exzentrizität | 109 | 43 | 8,6 | 3,6 |
| Elliptizität | 96 | 35 | 7,5 | 2,1 |

| Motor B507 | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|--------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Solldrehzahl [%] | |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mitt}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ |
| Unkorrigiert | 102 | 43 | 10,9 | 3,6 |
| Hysterese | 104 | 43 | 10,9 | 3,6 |
| Dejustage | 94 | 26 | 8,8 | 2,9 |
| Ringrotation | 107 | 28 | 10,9 | 3,1 |
| Exzentrizität | 101 | 25 | 8,6 | 2,9 |
| Elliptizität | 96 | 24 | 8,8 | 2,6 |

Tab. 7.5 zeigt, dass die Abweichung vom mittleren Fehler von bisher 10" bis 12" auf 15" bis 27" steigt. Insbesondere die Korrektur von Dejustage und Elliptizität des Ringwälzkreises ist weniger effizient. Sie beseitigt in der ursprünglichen Drehrichtung ebenso 1- und 2-periodische Fehler der Hysterese, die in der entgegengesetzten Drehrichtung bei einer nicht optimalen Vorsteuerung nicht mehr kompensiert werden. Der Übersichtlichkeit halber wird in den nachfolgenden Untersuchungen die absolute Positioniergenauigkeit nicht mehr angegeben. Das erzielbare Drehmoment weicht nur um maximal 0,1 Nm von dem Wert in der ursprünglichen Drehrichtung ab und wird ebenso nicht aufgeführt.

Für den Fall, dass die Parameter drehrichtungsunabhängig aus der Messung der Ringbewegung gewonnen wurden, muss mit einer Richtungsumkehr nicht zwangsläufig eine Verschlechterung der Drehgleichförmigkeit eintreten. Die nicht kompensierten Fehleranteile der Hysterese können auch andere nicht kompensierte Fehler aufheben. Tab. 7.6 bestätigt diese Annahme. Während bei Motor B505 eine geringfügige Verschlechterung eintritt, wird bei Motor B506 eine Verbesserung erreicht; der Motor B507 weist bei einer unveränderten mittleren Abweichung eine etwas erhöhte maximale Abweichung auf.

7.4 Abhängigkeit vom Lastmoment

Die von mir vorgeschlagenen Kompensationsmaßnahmen sind, soweit dies für den einzelnen Effekt praktikabel war, unabhängig von dem angreifenden Lastmoment. Trotzdem kann sich durch den Phasenversatz zwischen Ansteuerung und mechanischer Position bei einigen Maßnahmen ein zusätzlicher Fehler ergeben, wenn sich die Kompensationsmaßnahme in ihrer Phasenlage mit dem Lastwinkel nicht geeignet verändert. Zudem bewirkt ein äußeres Drehmoment eine Verringerung der Anpresskraft, was bei den meisten Fehlerquellen eine Verstärkung der Drehungleichförmigkeit zur Folge hat.

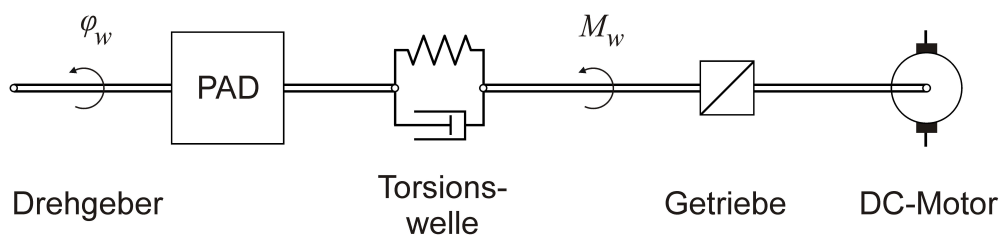


Abb. 7.4: Schematische Darstellung des Prüfstands

Daher prüfe ich den Erfolg der Kompensationsmaßnahmen auch unter Last. Der in Kap. 9 beschriebene Prüfstand beinhaltet neben dem hochpräzisen Drehgeber eine Gleichstrommaschine, die über eine Torsionswelle angekoppelt ist und als Belastungseinheit für den PAD-Motor dient (s. auch Abb. 7.4).

Tab. 7.7: Schrittweise Verbesserung der Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit unter Last bei Verwendung der Parameter für höchste Drehgleichförmigkeit

| Motor B505 | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|--------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Solldrehzahl [%] | |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mitt}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ |
| | | | | |
| Unkorrigiert | 115 | 35 | 12,2 | 3,4 |
| Hysterese | 84 | 28 | 7,8 | 2,6 |
| Dejustage | 127 | 52 | 12,5 | 4,9 |
| Ringrotation | 140 | 53 | 13,0 | 5,2 |
| Exzentrizität | 133 | 55 | 12,7 | 5,2 |
| Elliptizität | 133 | 55 | 12,7 | 5,2 |

| Motor B506 | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|--------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Solldrehzahl [%] | |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mitt}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ |
| | | | | |
| Unkorrigiert | 154 | 53 | 17,7 | 6,0 |
| Hysterese | 154 | 55 | 16,4 | 6,0 |
| Dejustage | 149 | 55 | 16,4 | 6,0 |
| Ringrotation | 144 | 52 | 15,3 | 5,7 |
| Exzentrizität | 118 | 48 | 13,0 | 5,5 |
| Elliptizität | 95 | 33 | 9,4 | 3,6 |

| Motor B507 | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|--------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Solldrehzahl [%] | |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mitt}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ |
| | | | | |
| Unkorrigiert | 174 | 52 | 16,9 | 5,2 |
| Hysterese | 145 | 58 | 17,4 | 5,7 |
| Dejustage | 116 | 36 | 11,7 | 3,6 |
| Ringrotation | 106 | 35 | 11,4 | 3,9 |
| Exzentrizität | 87 | 30 | 8,8 | 3,6 |
| Elliptizität | 63 | 25 | 7,3 | 2,9 |

Tab. 7.8: Schrittweise Verbesserung der Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit unter Last bei Verwendung der Parameter aus der Messung

| Motor B505 | | | | |
|-----------------------------|-------------------------------------|--------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Solldrehzahl [%] | |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mitt}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ |
| | | | | |
| Unkorrigiert | 115 | 35 | 12,2 | 3,4 |
| Hysterese | 84 | 28 | 7,8 | 2,6 |
| Dejustage | 138 | 51 | 12,5 | 5,2 |
| Ringrotation | 133 | 49 | 12,5 | 4,7 |
| Exzentrizität | 124 | 48 | 11,7 | 4,7 |
| Elliptizität | 124 | 48 | 11,7 | 4,7 |

| Motor B506 | | | | |
|-----------------------------|-------------------------------------|--------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Solldrehzahl [%] | |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mitt}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ |
| | | | | |
| Unkorrigiert | 154 | 53 | 17,7 | 6,0 |
| Hysterese | 154 | 55 | 16,4 | 6,0 |
| Dejustage | 152 | 55 | 17,2 | 6,5 |
| Ringrotation | 150 | 53 | 15,6 | 5,7 |
| Exzentrizität | 121 | 49 | 13,0 | 5,5 |
| Elliptizität | 114 | 44 | 12,2 | 4,9 |

| Motor B507 | | | | |
|-----------------------------|-------------------------------------|--------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Solldrehzahl [%] | |
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mitt}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ |
| | | | | |
| Unkorrigiert | 174 | 52 | 16,9 | 5,2 |
| Hysterese | 145 | 58 | 17,4 | 5,7 |
| Dejustage | 114 | 35 | 11,2 | 3,6 |
| Ringrotation | 99 | 35 | 10,4 | 3,9 |
| Exzentrizität | 81 | 32 | 8,6 | 3,6 |
| Elliptizität | 83 | 18 | 7,5 | 2,1 |

Eine geeignete Regelung stellt durch einen getriebeabtriebsseitigen Drehmomentsensor ein konstantes Lastmoment M_w ein, das aufgrund der flexiblen Ankopplung von der Drehzahlschwankung des PAD-Motors praktisch nicht gestört wird. Die Ergebnisse bei einer konstanten Belastung von 2 Nm zeigt Tab. 7.7.

Grundsätzlich ist die Drehungleichförmigkeit nun etwas höher. Die durchschnittliche Abweichung vom mittleren Fehler $\Delta\varphi_{w, \text{mitt}}$ liegt bei den drei Motoren zwischen 35" und 53" anstatt zwischen 28" und 49". Die maximale Abweichung $\Delta\varphi_{w, \text{max}}$ erhöht sich auf 115" bis 174" anstatt 82" bis 141". Die Korrektur der piezoelektrischen Hysterese verbessert die Drehgleichförmigkeit ähnlich wie im unbelasteten Fall. Lediglich bei Motor B507 scheint sich die Vorsteuerung ungünstig mit anderen Fehlerquellen zu überlagern, so dass eine minimale Vergrößerung des Drehzahlfehlers auftritt. Die Korrektur der Dejustage durch Anpassen der Offsetspannung führt im belasteten Fall bei zwei der drei Motoren zu einer Verbesserung. Die Kompensation der Ringrotation, die sich im unbelasteten Fall neutral verhielt, verringert hier, wie erwartet, den Winkelfehler um einige Winkelsekunden. Weitgehend unbeeinflusst von dem Lastmoment erweist sich die Korrektur der Wellenexzentrizität sowie des ellipsenähnlichen Ringwälzkreises, was sich durch eine ebenso große Steigerung der Drehgleichförmigkeit äußert. Bei Verwendung der Parameter aus der Charakterisierung der Motoren ergibt sich ein ähnliches Bild (s. Tab. 7.8). Aufgrund der weniger präzise kompensierten Fehler sind die Abweichungen in Winkel und Drehzahl insgesamt geringfügig größer.

8. Sensorlose Verfahren

Für die bisher aufgezeigten Methoden zur Bestimmung der motorspezifischen Parametersätze verwendete ich Drehgeber oder kapazitive Abstandssensoren. Wenn ich nun diese mechanischen Sensoren durch ein elektronisches Verfahren ersetze, das aus der Kraftrückwirkung auf die piezoelektrischen Aktoren die notwendigen Parameter bestimmt, wird sich der Herstellprozess wesentlich vereinfachen und eine Speicherung der Parameter in der Ansteuerelektronik nicht mehr notwendig sein. Es ist ferner anzunehmen, dass auch über die Lebensdauer hinweg eine Veränderung der Verzahnung durch Verschleiß korrigiert werden kann.

Von den identifizierten Fehlerquellen sind die piezoelektrische Hysterese sowie die Ringrotation bei Motoren dieser Bauform identisch und können durch allgemeingültige Vorsteuerungen bereits kompensiert werden. Eine Dejustage, Exzentrizität der Welle oder ellipsenähnliche Unrundheit des Ringwälzkreises sind vom jeweiligen Exemplar abhängig und müssen daher in einem Regelkreis korrigiert werden. Zu Beginn entwickle ich jeweils ein Verfahren, mit dem die zur Korrektur notwendigen Motorparameter aus den Ladungssignalen bestimmt werden können. Hierzu wird das zugehörige Motormodell mit dem idealisierten Modell verglichen. Die Motormodelle aus Kap. 6 beinhalten dabei bereits den direkten piezoelektrischen Effekt, der durch Gl. (5.2) gegeben ist. Die Drehgleichförmigkeit, die durch den auf diese Weise ermittelte Parametersatz erzielt werden kann, wird wie im vorangegangenen Kapitel messtechnisch erfasst. Anschließend zeige ich, dass die bei dieser Motorbauform vorhandene Temperaturabhängigkeit damit praktisch eliminiert werden kann. Das Schließen der Regelschleife muss dabei nicht zwangsläufig über einen elektronischen Regler erfolgen, da sich die Parameter eines Motors, wenn überhaupt, nur sehr langsam ändern. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Ausblick gegeben, wie diese Verfahren auch im laufenden Betrieb des Motors eingesetzt werden könnten.

8.1 Sensorlose Bestimmung der Parameter

Zur Bestimmung der Ladung auf den piezoelektrischen Aktoren ist eine geeignete Messschaltung notwendig. Ein grundlegendes Problem, das stets in Verbindung mit der Messung einer Ladung auftritt, ist die Drift. Es ist per se nicht möglich, über eine beliebig lange Zeit eine im Absolutwert korrekte Messung durchzuführen, da unbekannte und sich verändernde Leckströme Ladungen ableiten, die nicht erfasst werden können. Eine Methode, Ladungen driftarm und präzise zu messen, ist die Serienschaltung einer weiteren Kapazität (s. Abb. 8.1). Ist diese Kapazität C_{mess} groß gegenüber der Aktorkapazität C_p , so ist der Spannungsabfall an der Messschaltung U_q gering gegenüber der Aktorspannung. In der verwendeten Schaltung ist die Kapazität C_{mess} als Tantalkondensator mit 1.000 μF ausgeführt. Durch die unvermeidbare Drift könnten im Betrieb auch negative Spannung anliegen, weshalb eine über einen definierten Widerstand angeschlossene Konstantspannungsquelle die mittlere Spannung am Kondensator auf typischerweise 2,5 V anhebt. Der Widerstand R_{mess} wird mit 10

$k\Omega$ so gewählt, dass er klein genug im Verhältnis zu den Leckströmen, aber die resultierende Zeitkonstante mit 63 s ausreichend groß im Vergleich zu den in der Messung auftretenden Effekten ist. Für die nachfolgend entwickelten Methoden steht mit der Spannung U_q nach Abklingen des Einschwingvorgangs ein Abbild des Wechselanteils der Ladung zur Verfügung.

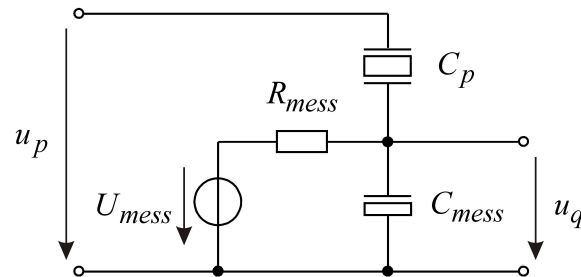


Abb. 8.1: Schaltung zur Messung der Ladung in den piezoelektrischen Aktoren

Eine weitere Erschwernis bei der Bestimmung der Kräfte aus den Ladungen ist die piezoelektrische Hysterese. Diese liegt nicht nur, wie in Kap. 5 ausführlich dargestellt, zwischen der Spannung, sondern auch der Ladung und den mechanischen Größen vor. Daher zeichnete ich für den ausgewählten Betriebspunkt bei 20 Hz neben der idealen Vorsteuerung der Spannung auch die sich dabei einstellenden Ladungsverläufe mit der gezeigten Messschaltung auf. Während zur folgenden Herleitung die Ladungsverläufe mit ideal sinusförmigen Kurven verglichen werden, werden beim Test im RCP-System die aufgezeichneten Ladungsverläufe als Referenz genutzt.

8.1.1 Parameter für Dejustage

Um die Parameter für eine Dejustage $U_{dej,x}$ und $U_{dej,y}$ zu bestimmen, ziehe ich das idealisierte Motormodell mit der in Abschnitt 6.3.1 entwickelten Erweiterung heran. In diesem Modell sind die Ladungen auf den beiden Aktoren eines Paares identisch und werden daher in der Darstellung addiert. Abb. 8.2 zeigt die Ladungsverläufe auf den x-Aktoren während einer Ringtranslation. Dabei wird der zentrierte Zustand mit jeweils einer Dejustage in x- und y-Richtung verglichen. Zur besseren Darstellbarkeit sind die Dejustage $h_{dej,x}$ bzw. $h_{dej,y}$ mit $5\ \mu\text{m}$ verhältnismäßig hoch.

In ausgezeichneten Winkelpositionen ergeben sich messbare Unterschiede. Zeichfüßl et al. (2009a) stellt ein Verfahren vor, mit dem die Dejustage anhand der Verschiebung der Nulldurchgänge festgestellt werden konnte. Da die realen Ladungsverläufe auch durch andere Fehlerquellen und Messungenauigkeiten beeinflusst werden, versuche ich nun, eine höhere Robustheit zu erzielen. Hierzu wird der Ladungsverlauf über die ganze Periode zur Auswertung miteinbezogen. Abb. 8.3 zeigt die Differenz der Ladungsverläufe Δq_x im Detail. Sie ähnelt einer cosinusförmigen Kurve, wenn die Dejustage in der betrachteten Achse vorliegt, und einer sinusförmigen Kurve, wenn die Dejustage

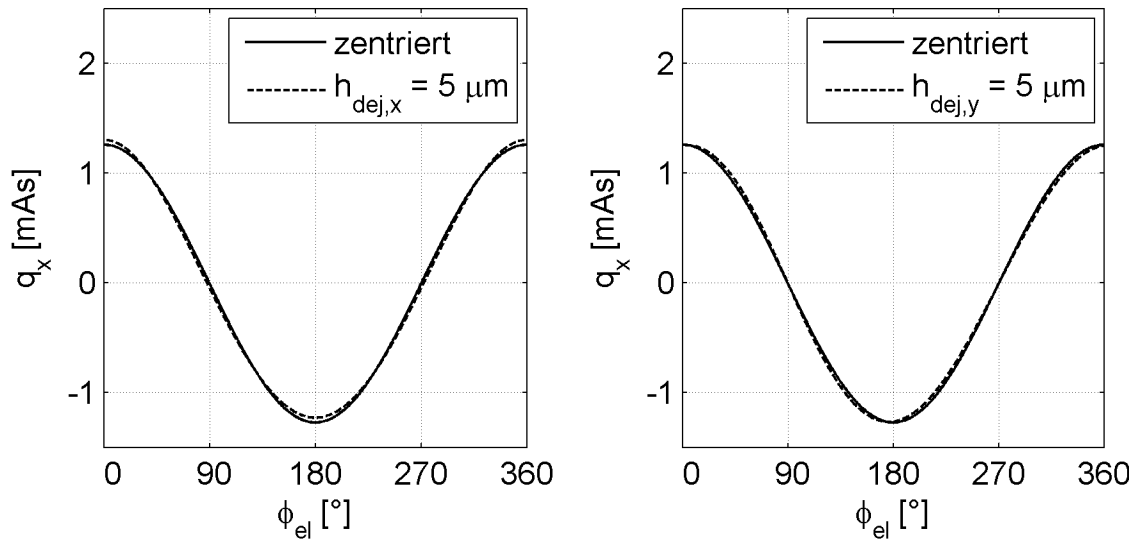


Abb. 8.2: Verlauf der Ladung auf den x-Aktoren bei einer Dejustage von jeweils $5 \mu\text{m}$ in x-Richtung und y-Richtung

in der zur betrachteten Achse orthogonalen Richtung liegt. Da diese Differenz in einer Periode jedoch eine unterschiedliche große Relevanz für die Dejustage besitzt, führe ich eine cosinusförmige Gewichtungsfunktion

$$g = \cos(2\varphi_{el}) \quad (8.1)$$

ein, die den Ladungsunterschied an aussagekräftigen Stellen stärker bewertet und an irrelevanten Stellen über die Nulldurchgänge ausblendet. Sie hängt allein vom Winkel der elektrischen Ansteuerung φ_{el} ab.

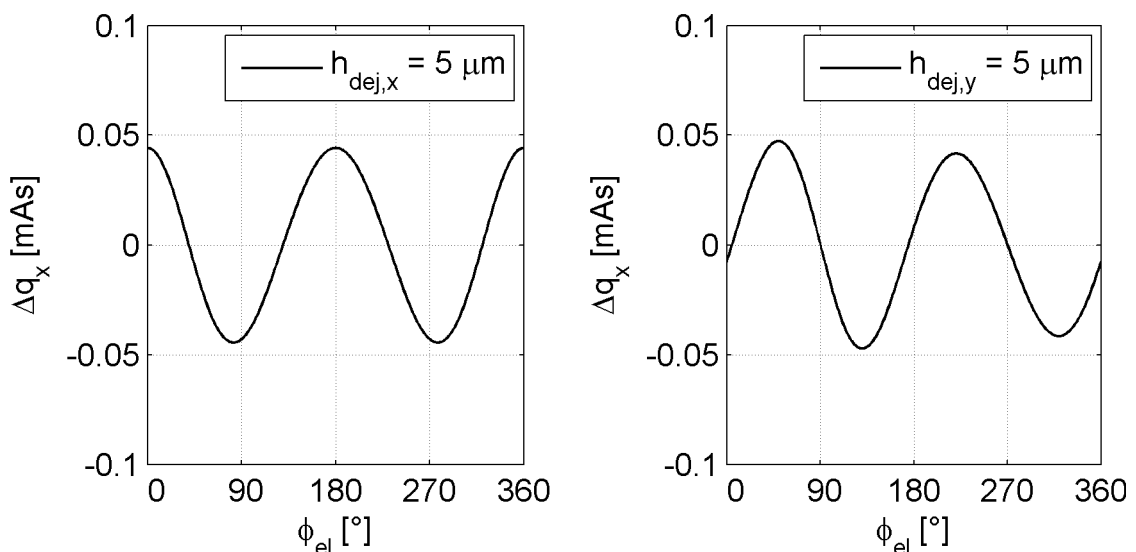


Abb. 8.3: Differenz der Ladung auf den x-Aktoren gegenüber zentriertem Zustand bei einer Dejustage in x-Richtung und y-Richtung

Multipliziert man diese Gewichtungsfunktion mit der Differenz der Ladungsverläufe auf den x-Aktoren Δq_x , erhält man für die beiden Dejustage-Situation die in Abb. 8.4 gezeigten Verläufe.

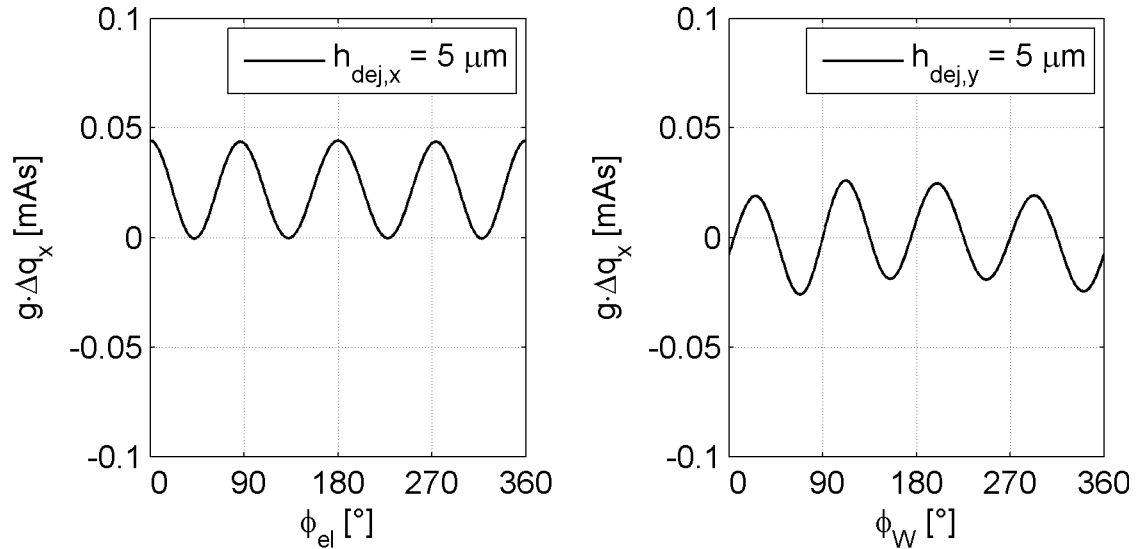


Abb. 8.4: Produkt aus Gewichtungsfunktion und Ladungsdifferenz zur Detektion einer Dejustage in x-Richtung

Es wird deutlich, dass bei einer Dejustage in x-Richtung die mit g bewertete Ladungsdifferenz auf den x-Aktoren im Mittel größer als Null ist. Daher gibt die Maßgröße

$$Z_x = \int_0^{2\pi} g \Delta q_x d\phi_{el} \quad (8.2)$$

die Größe und Richtung einer Dejustage in x-Richtung an. Währenddessen erhält man bei einer Dejustage in y-Richtung einen nahezu mittelwertfreien Verlauf. Damit ist sichergestellt, dass die Maßgröße davon unabhängig ist. Analog kann die Maßgröße

$$Z_y = \int_0^{2\pi} g \Delta q_y d\phi_{el} \quad (8.3)$$

für eine Dejustage in y-Richtung angegeben werden. Dabei ist es nicht notwendig, den absoluten Wert der Maßgrößen genau zu erfassen. Es genügt die Erkenntnis, dass bei einem Z größer Null die Offsetspannungen der zugehörigen Achse solange angehoben werden müssen, bis Z auf Null gesunken ist, bzw. bei einem Z kleiner Null die Offsetspannungen dementsprechend abgesenkt werden müssen. Im justierten Zustand sind die Maßgrößen Z_x und Z_y gleich Null.

8.1.2 Parameter für Exzentrizität

Zur Bestimmung einer Exzentrizität der Motorwelle kann ich dieselben Maßgrößen wie bei einer Dejustage heranziehen, da eine Exzentrizität nichts Anderem als einer vom Wellenwinkel abhängigen Dejustage der Kinematik entspricht. Trägt man also bei einem Motor mit exzentrischer Welle die Maßgrößen Z_x und Z_y für die 312 Translationen einer ganzen Wellenumdrehung auf, beschreiben sie eine cosinus- und sinusförmige Kurve. Diese bilden die Kreisbahn ab, auf der sich der Ringmittelpunkt der Welle während der Wellenumdrehung bewegt. Im zentrierten Zustand sind sie darüber hinaus mittelwertfrei. Abb. 8.5 zeigt das Ergebnis einer Simulation mit dem Modell aus Abschnitt 6.3.4 bei einer Exzentrizität von $5\ \mu\text{m}$. Die Phasenlage beträgt in diesem Beispiel Null Grad, d. h. zu Beginn der Simulation befindet sich der Wellenmittelpunkt auf der positiven x-Achse.

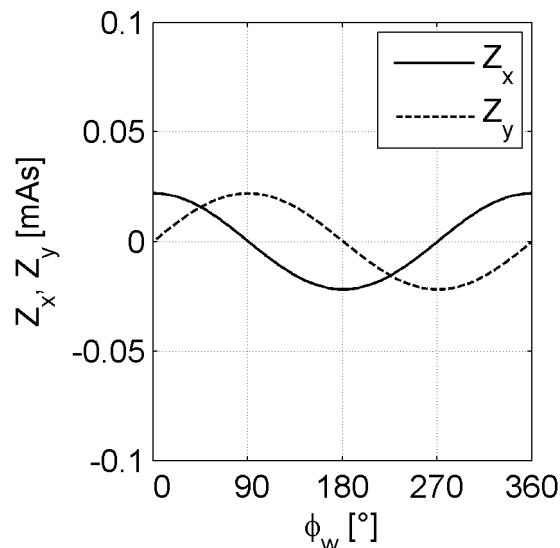


Abb. 8.5: Verlauf der Maßgrößen über eine Wellenumdrehung bei einer Exzentrizität der Welle

Um die für eine Korrektur der Exzentrizität notwendige Phasenlage γ_{exz} numerisch zu erhalten, berechnet man mit Hilfe der Arcustangens-Funktion den Winkel von Z_x und Z_y und bildet die Differenz zum Wellenwinkel ϕ_w .

$$\gamma_{exz} = \text{atan2}(Z_y, Z_x) - \phi_w \quad (8.4)$$

Da der Winkel der Motorwelle bei diesem sensorlosen Verfahren nicht zur Verfügung steht, kann stattdessen in guter Näherung der auf den Wellenwinkel übersetzte elektrische Ansteuerwinkel $-i_{trans}\varphi_{el}$ verwendet werden. Somit erhalte ich unabhängig vom Beginn der Messung und dem momentanen Wellenwinkel eine auf die Ansteuerung bezogene Phasenlage γ_{exz} . Um Störeinflüsse zu minimieren, wird die Phasenlage über eine ganze Wellenumdrehung gemittelt. Im Modell entspricht dieser

Wert dann auf 1° genau der tatsächlichen Phasenlage der Exzentrizität. Die Höhe der Spannung U_{exz} wird nun solange angehoben, bis der Betrag

$$Z = \sqrt{Z_x^2 + Z_y^2}, \quad (8.5)$$

der durch die Maßgrößen Z_x und Z_y beschrieben wird, gegen Null geht. Damit sind die beiden Parameter zur Korrektur der Exzentrizität bekannt.

8.1.3 Parameter für Wälzkreisunrundheiten

Grundsätzlich können alle Formen von Wälzkreisunrundheiten detektiert werden. Da bei der vorliegenden Motorbauform jedoch nur eine ellipsenähnliche Unrundheit des Ringwälzkreises auftaucht, beschränke ich die nachfolgenden Betrachtungen hierauf. Die notwendigen Parameter sind die Phasenlage der Ellipse γ_{ell} sowie deren Amplitude r_{ell} in Mikrometer. Mit dem Modell aus Abschnitt 6.4.1 rechne ich später diese Amplitude in die zur Korrektur notwendige Spannungsamplitude U_{ell} und Geschwindigkeitsmodulation ρ_{ell} um.

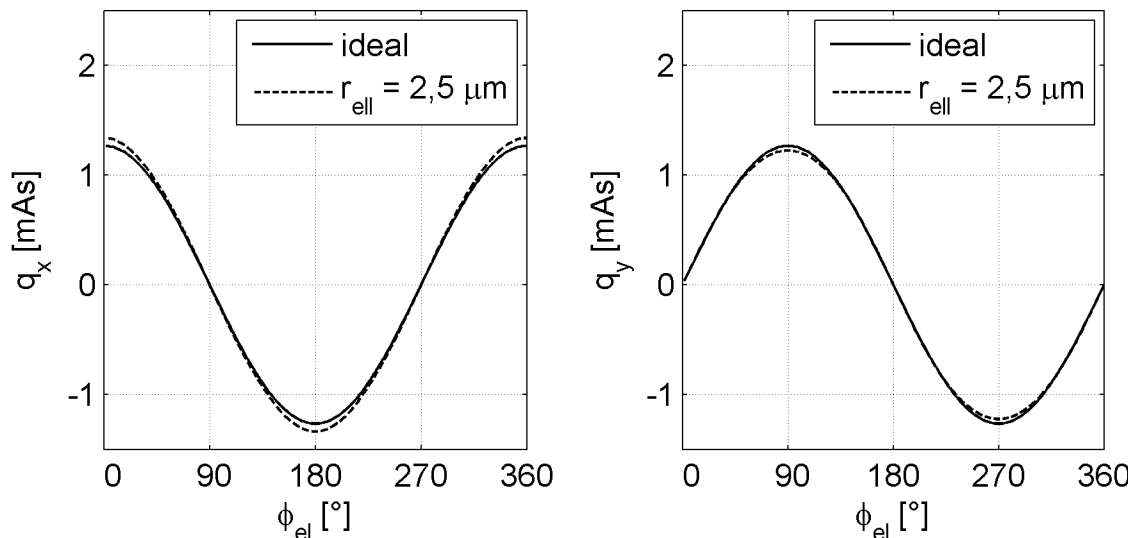


Abb. 8.6: Verlauf der Ladung auf den Aktoren bei einer ellipsenähnlichen Unrundheit des Ringwälzkreises von $2,5 \mu\text{m}$

Abb. 8.6 zeigt exemplarisch einen Verlauf der Ladungen auf den beiden Aktorpaaren, wenn das Maximum der Ellipse in Richtung der x-Achse liegt. Die Amplitude der Unrundheit ist wiederum zur besseren Darstellbarkeit mit $2,5 \mu\text{m}$ verhältnismäßig groß gewählt. Trägt man nun q_y über q_x auf erhält man anstatt eines Kreises eine ellipsenähnliche Form (s. Abb. 8.7).

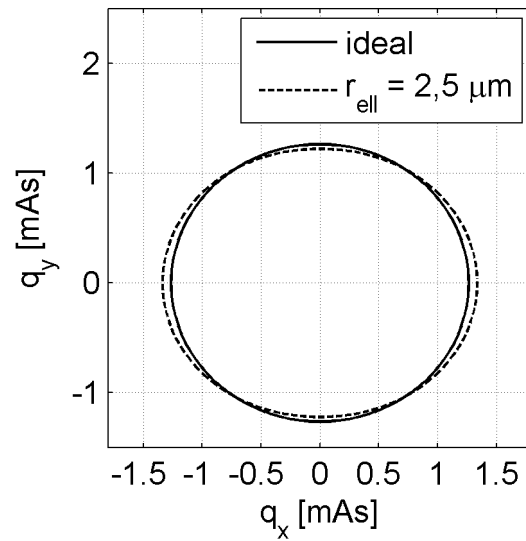


Abb. 8.7: Verlauf des Radius der Ladungen auf den Aktoren bei einer ellipsenähnlichen Unrundheit des Ringwälzkreises von $2,5 \mu\text{m}$

Den Radius dieser Form kann ich allgemein über

$$q_r = \sqrt{q_x^2 + q_y^2} \quad (8.6)$$

angeben. Die Differenz der beiden Radien bezeichne ich mit Δq_r . Eine Aussage über die Größe der Elliptizität gibt nun der 2-periodische Anteil in dieser Differenz wieder (s. Abb. 8.8).

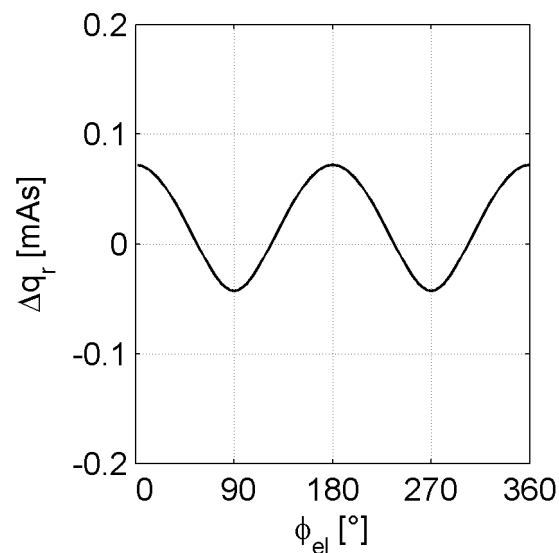


Abb. 8.8: Verlauf der Differenz der Ladungsradien zwischen ellipsenähnlicher Unrundheit des Ringwälzkreises von $2,5 \mu\text{m}$ und ideal rundem Wälzkreis

Bei einem ideal kreisrunden Ringwalkkreis wäre die Differenz stets Null. Der Mittelwert dieser Kurve wird durch den fehlenden Gleichanteil in den Ladungsverlaufen verursacht, ist aber für die Betrachtung irrelevant. Mit einer Fourieranalyse kann die Lage und Größe dieses 2-periodischen Anteils bestimmt werden, auch wenn der Verlauf durch höherfrequente Anteile oder Messrauschen gestört ist. Die beiden Fourierkoeffizienten erhält man, in dem man die Cosinusfunktion bzw. Sinusfunktion des elektrischen Ansteuerwinkels φ_{el} mit dem Radius des Ladungssignal q_r multipliziert und über eine Ringperiode integriert:

$$\Delta q_{r,x} = 2 \int_0^{2\pi} \cos(2\varphi_{el}) q_r d\varphi_{el} \quad \text{und} \quad \Delta q_{r,y} = 2 \int_0^{2\pi} \sin(2\varphi_{el}) q_r d\varphi_{el} \quad (8.7)$$

Der Betrag $\sqrt{\Delta q_{r,x}^2 + \Delta q_{r,y}^2}$ ist ein Maß für die Elliptizität. Er liegt beim vorliegenden Beispiel bei 0,056 mAs. Daraus ergibt sich eine Empfindlichkeit von 0,022 mAs je Mikrometer Elliptizität. Wie in der Modellierung in Abschnitt 6.4.1 gezeigt wurde, muss eine Elliptizität von 1 μm mit einer Amplitudenmodulation U_{ell} von 3,5 V und einer Geschwindigkeitsmodulation ρ_{ell} von 0,028 rad korrigiert werden. Die Phasenlage ist gegeben durch

$$\gamma_{ell} = \text{atan2}(\Delta q_{r,y}, \Delta q_{r,x}). \quad (8.8)$$

8.2 Verbesserung der Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit

Für die drei untersuchten Motoren ergeben die vorgestellten Verfahren die in Tab. 8.1 genannten Werte. Im Vergleich zu den aus der Charakterisierung der Motoren bestimmten Werten weichen die Parameter für die Dejustage mit einigen Volt ab. Nach Korrektur der Ringrotation sind die ermittelten Offsetspannungen erwartungsgemäß etwas größer. Die Werte für die Exzentrizitäten stimmen in Größe und Phasenlage äußerst gut überein. Umgerechnet über den piezoelektrischen Koeffizienten $D_{33,a}$ betragen die Abweichungen stets weniger als 0,3 μm . Mit Ausnahme von Motor B505, der in der gemessenen Ringbewegung keine Elliptizität aufweist, stimmen auch die Größen und Phasenlagen der ellipsenähnlichen Walkkreisunrundheiten gut überein. Bei Motor B505 wird eine Elliptizität von 0,5 μm geschätzt, die Abweichungen bei den anderen beiden Motoren betragen unter 0,3 μm und 22,5°.

Generell ist zu beobachten, dass die Offsetspannungen und die Phasenlagen für eine Exzentrizität der Welle und eine Elliptizität des Ringwalkkreises gut übereinstimmen, wenn die Abweichungen verhältnismäßig groß und damit deutlicher detektierbar sind. Ursächlich für die Abweichungen sind offensichtlich die unterschiedlichen Aktorkapazitaten, die bei einer Paarung der Auslenkung auf weniger als $\pm 0,5 \mu\text{m}$ verbleiben; sie können sich insbesondere in der Schätzung der der 1- und 2-periodischen Fehlerarten, d. h. der Justage und der Elliptizität des Ringwalkkreises, niederschlagen.

Tab. 8.1: Parameter aus sensorloser Auswertung

| Motor B505 | |
|---------------|--|
| Korrektur | Parameter |
| Dejustage | $U_{dej,x} = -2,0 \text{ V}$, $U_{dej,y} = -0,5 \text{ V}$ |
| Ringrotation | $U_{dej,x} = -1,0 \text{ V}$, $U_{dej,y} = 0,0 \text{ V}$, $\gamma_{scher} = 0,12 \text{ rad}$ |
| Exzentrizität | $U_{exz} = 2,0 \text{ V}$, $\gamma_{exz} = 14/16 \pi$ |
| Elliptizität | $U_{ell} = 2,5 \text{ V}$, $\rho_{ell} = 0,02 \text{ rad}$, $\gamma_{ell} = 22/16 \pi$ |

| Motor B506 | |
|---------------|---|
| Korrektur | Parameter |
| Dejustage | $U_{dej,x} = +1,0 \text{ V}$, $U_{dej,y} = -3,0 \text{ V}$ |
| Ringrotation | $U_{dej,x} = +2,5 \text{ V}$, $U_{dej,y} = -1,5 \text{ V}$, $\gamma_{scher} = 0,12 \text{ rad}$ |
| Exzentrizität | $U_{exz} = 4,5 \text{ V}$, $\gamma_{exz} = 3/16 \pi$ |
| Elliptizität | $U_{ell} = 3,5 \text{ V}$, $\rho_{ell} = 0,02 \text{ rad}$, $\gamma_{ell} = 17/16 \pi$ |

| Motor B507 | |
|---------------|---|
| Korrektur | Parameter |
| Dejustage | $U_{dej,x} = +1,0 \text{ V}$, $U_{dej,y} = +5,0 \text{ V}$ |
| Ringrotation | $U_{dej,x} = +2,5 \text{ V}$, $U_{dej,y} = +4,0 \text{ V}$, $\gamma_{scher} = 0,12 \text{ rad}$ |
| Exzentrizität | $U_{exz} = 2,0 \text{ V}$, $\gamma_{exz} = 2/16 \pi$ |
| Elliptizität | $U_{ell} = 4,0 \text{ V}$, $\rho_{ell} = 0,03 \text{ rad}$, $\gamma_{ell} = 3/16 \pi$ |

Mit diesem Parametersatz führe ich nun die gleichen Versuche wie mit den beiden über Sensoren bestimmten Parametersätzen durch, um die erzielbare Verbesserung aufzuzeigen (s. Tab. 8.2). Die Kompensation der Hysterese und die sich daraus ergebenden Werte für Drehzahl- und Positionierfehler bleiben unverändert. Bei der Korrektur der Dejustage gibt es sowohl Verbesserungen als auch Verschlechterungen, was aufgrund der unpräzise geschätzten Parameter in einem gewissen Rahmen zu erwarten ist. Die Vorsteuerung der Ringrotation mit gleichzeitiger Anpassung der Offsetspannung verändert die Drehgleichförmigkeit und absolute Positioniergenauigkeit in diesem unbelasteten Zustand entsprechend der Erwartung nur minimal. Die Kompensation der Exzentrizität und Elliptizität bei dem Motor B505 verursacht eine leichte Verschlechterung von knapp einem Prozent in der Drehgleichförmigkeit bzw. wenigen Winkelsekunden in der Positioniergenauigkeit. Bei B506 und B507, die tendenziell größere Fehler aufweisen, kann mit beiden Maßnahmen die durchschnittliche Drehgleichförmigkeit um mehr als 1 % und die absolute Genauigkeit um 10 bzw. 6" gesteigert werden.

Tab. 8.2: Schrittweise Verbesserung der Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit bei Verwendung der sensorlos bestimmten Parameter

Motor B505

| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Soll Drehzahl [%] | | Abweichung von Sollposition ["] | | Drehm. [Nm] |
|--------------------------|----------------------------------|-------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|---------------------------------|-------------------------|-------------|
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | M_{max} |
| Unkorrigiert | 82 | 28 | 9,3 | 2,9 | 214 | 146 | 4,0 |
| Hysterese | 69 | 24 | 7,0 | 2,6 | 64 | 22 | 3,9 |
| Dejustage | 88 | 34 | 7,8 | 3,1 | 82 | 30 | 3,9 |
| Ringrotation | 96 | 42 | 9,1 | 3,6 | 82 | 37 | 3,7 |
| Exzentrizität | 101 | 42 | 9,9 | 3,9 | 91 | 40 | 3,9 |
| Elliptizität | 112 | 41 | 11,4 | 4,2 | 99 | 40 | 3,8 |

Motor B506

| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Soll Drehzahl [%] | | Abweichung von Sollposition ["] | | Drehm. [Nm] |
|--------------------------|----------------------------------|-------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|---------------------------------|-------------------------|-------------|
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | M_{max} |
| Unkorrigiert | 125 | 48 | 14,8 | 5,2 | 450 | 335 | 4,3 |
| Hysterese | 124 | 48 | 14,8 | 5,2 | 110 | 46 | 4,2 |
| Dejustage | 140 | 51 | 14,8 | 5,5 | 130 | 50 | 4,2 |
| Ringrotation | 141 | 51 | 15,0 | 5,5 | 136 | 52 | 4,3 |
| Exzentrizität | 106 | 47 | 12,0 | 5,2 | 107 | 48 | 4,5 |
| Elliptizität | 97 | 40 | 10,4 | 4,4 | 97 | 42 | 4,5 |

Motor B507

| Schrittweise Korrekturen | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Soll Drehzahl [%] | | Abweichung von Sollposition ["] | | Drehm. [Nm] |
|--------------------------|----------------------------------|-------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|---------------------------------|-------------------------|-------------|
| | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mit}$ | M_{max} |
| Unkorrigiert | 141 | 49 | 14,6 | 4,7 | 430 | 257 | 3,0 |
| Hysterese | 121 | 47 | 14,6 | 4,4 | 131 | 50 | 2,8 |
| Dejustage | 106 | 35 | 10,1 | 3,6 | 103 | 38 | 3,3 |
| Ringrotation | 108 | 37 | 12,7 | 4,2 | 114 | 43 | 3,2 |
| Exzentrizität | 97 | 36 | 11,4 | 3,9 | 106 | 39 | 3,4 |
| Elliptizität | 87 | 28 | 10,1 | 2,9 | 92 | 37 | 3,2 |

Ogleich auch nicht jede einzelne Kompensationmaßnahme zu einer Verbesserung führt, können insgesamt alle drei Motoren stabilisiert werden, d. h. große mechanische Fehler werden richtig erkannt und ausreichend korrigiert. So wird die maximale Drehzahlabweichung von zu Beginn 9,3 bis 14,8 % bei allen Motoren unter 11,4 % und der maximale Positionierfehler von 214 bis 450" auf unter 99" gesenkt werden. Naturgemäß können die über mechanische Sensoren ermittelten Korrekturen nicht übertroffen werden.

8.3 Abhängigkeit von der Temperatur

Die vorgestellte Motorbauform zeichnet sich durch ein hohes Blockiermoment im Ruhezustand aus. Ein derartiges Verhalten zeigen nur PAD-Motoren, deren Aktoranordnung nicht rotationssymmetrisch zum Ringmittelpunkt ist (Zeichfußl et al., 2009a). Jedoch reagieren eben diese Motorbauformen empfindlich auf Temperaturänderungen, wenn die thermischen Ausdehnungskoeffizienten der Aktoreinheit und des Motorgehäuses nicht identisch sind. Dadurch verschieben sich bei einer Erwärmung oder Abkühlung der Mittelpunkt der Ringbewegung und die Rotationsachse der Welle relativ zueinander. Bei einem Unterschied von 10 ppm/°C und einer effektiven Aktorlänge l_a von 30 mm beträgt die Dejustage bereits 0,3 µm je Grad Celsius. Bereits ab einer Abweichung von 20 °C zur Raumtemperatur führen die Motoren keine kontinuierliche Drehbewegung mehr aus, da die Auslenkung des Rings nicht mehr die Höhe der Zähne auf der Welle übersteigt. Der maximale Drehzahlfehler kann kurz vor Erreichen dieser Grenze über 50 % betragen. Dasselbe Problem tritt auch bei der einfachsten Motorbauform auf, bei der lediglich zwei orthogonale Aktoren den Antriebsring bewegen.

Eine thermisch bedingte Dejustage kann grundsätzlich durch Verwendung von Materialien vermieden werden, deren thermische Ausdehnungskoeffizienten die Längenänderung der Aktoreinheiten ausgleichen. Leider handelt es sich dabei um spezielle Legierungen, die sich mechanisch nur sehr schwer bearbeiten lassen. Eine Alternative wären Motoren mit rotationssymmetrischer Aktoranordnung. Diese weisen aber ein deutlich verringertes Blockiermoment auf und verändern unter Temperatureinfluss die Vorspannkraft der Aktoren. Abhilfe schafft hier das in Abschnitt 8.1.1 gezeigte Verfahren, mit dem durch die Auswertung der Ladungsverläufe auch eine thermisch verursachte Dejustage erkannt und ausgeglichen werden kann. Während ich damit bei Raumtemperatur die mechanische Zentrierung nur bei einem der drei Motoren verbessern konnte, ist bei einer verhältnismäßig großen, thermisch bedingten Dejustage mit einer deutlichen Stabilisierung der Drehgleichförmigkeit zu rechnen.

In folgendem Versuch werde ich das vorgestellte Verfahren zur Bestimmung der Offsetspannungen benutzen und die Drehgleichförmigkeit der Motoren bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen aufzeichnen. Ferner eliminiere ich wiederum die Hysterese und die Ringrotation durch eine geeignete Vorsteuerung. Weitere Korrekturverfahren werden hier beiseite gelassen, um das Ergebnis nicht zu beeinflussen. Ausgehend von einer Raumtemperatur von etwa 25 °C, bei der die Temperatur des

Motorgehäuses aufgrund der Eigenerwärmung der Aktoren etwa 30 °C beträgt, wird die Temperatur in 10 °C Schritten erhöht bzw. erniedrigt. Tab. 8.3 zeigt die Ergebnisse.

Tab. 8.3: Drehgleichförmigkeit und Positioniergenauigkeit bei Verwendung der sensorlos bestimmten Offsetspannung unter Temperatureinfluss

| Motor B505 | | | | | | |
|------------------------|------------------------------|-------------|-------------------------------------|--------------------------|-------------------------------------|------------------------------------|
| Gehäuse- temperatur | Geschätzte Offsetspg. [V] | | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Soll Drehzahl [%] | |
| | $U_{dej,x}$ | $U_{dej,y}$ | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mitt}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ |
| 10 °C | -41 | -42 | 98 | 36 | 9,6 | 3,4 |
| 20 °C | -22 | -23 | 103 | 36 | 9,6 | 3,6 |
| 30 °C (RT) | -11 | -10 | 96 | 42 | 9,1 | 3,6 |
| 40 °C | 3 | 1 | 93 | 40 | 8,3 | 3,6 |
| 50 °C | 13 | 11 | 98 | 42 | 9,1 | 3,6 |

| Motor B506 | | | | | | |
|------------------------|------------------------------|-------------|-------------------------------------|--------------------------|-------------------------------------|------------------------------------|
| Gehäuse- temperatur | Geschätzte Offsetspg. [V] | | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Soll Drehzahl [%] | |
| | $U_{dej,x}$ | $U_{dej,y}$ | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mitt}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ |
| 10 °C | -30 | -35 | 129 | 50 | 14,8 | 5,5 |
| 20 °C | -19 | -24 | 141 | 51 | 14,3 | 5,5 |
| 30 °C (RT) | -8 | -11 | 141 | 51 | 15,1 | 5,5 |
| 40 °C | 8 | 3 | 147 | 52 | 15,1 | 5,7 |
| 50 °C | 18 | 13 | 148 | 52 | 14,8 | 5,7 |

| Motor B507 | | | | | | |
|------------------------|------------------------------|-------------|-------------------------------------|--------------------------|-------------------------------------|------------------------------------|
| Gehäuse- temperatur | Geschätzte Offsetspg. [V] | | Abweichung von mittl. Fehler ["] | | Abweichung von Soll Drehzahl [%] | |
| | $U_{dej,x}$ | $U_{dej,y}$ | $\Delta\varphi_{w,max}$ | $\Delta\varphi_{w,mitt}$ | $\frac{\Delta n_{max}}{n_{soll}}$ | $\frac{\Delta n_{mitt}}{n_{soll}}$ |
| 10 °C | -29 | -28 | 117 | 37 | 10,7 | 4,2 |
| 20 °C | -17 | -16 | 111 | 37 | 11,4 | 4,2 |
| 30 °C (RT) | -8 | -6 | 108 | 37 | 12,7 | 4,2 |
| 40 °C | 7 | 9 | 102 | 32 | 11,7 | 3,4 |
| 50 °C | 17 | 19 | 106 | 33 | 12,7 | 3,6 |

Durch diese Maßnahme können die Motoren über den gesamten Temperaturbereich ihre Drehgleichförmigkeit bis auf wenige Winkelsekunden bzw. wenige Zehntel Prozent beibehalten. Um die 40 °C Temperaturdifferenz auszugleichen, werden je nach Motor zwischen 46 und 52 V an zusätzlichem Aktohub benötigt.

8.4 Geschlossene Regelschleife als Ausblick

Die in diesem Kapitel aufgezeigten sensorlosen Verfahren zur Verbesserung der Drehgleichförmigkeit und absoluten Positioniergenauigkeit sind momentan noch dadurch eingeschränkt, dass sie nur in einem ausgewählten Betriebspunkt und bei einer kontinuierlichen Drehbewegung angewendet werden können. Um Veränderungen über die gesamte Lebensdauer hinweg zu korrigieren, sind somit – obgleich auch keine mechanischen Sensoren notwendig sind – regelmäßige Kalibrierfahrten erforderlich. Da ein Stellantrieb in der Robotik typischerweise intermittierend betrieben wird, ist es wünschenswert, auch in diesem Fall die Parameter für die Kompensationsstrategien zu extrahieren. Hierzu müssen die Verfahren durch Algorithmen ergänzt werden, die auch aus diesen kurzen Signalabschnitten die Parameter rekonstruieren. Werden diese in den Kompensationsmaßnahmen fortlaufend angepasst, entsteht eine geschlossene Regelschleife nach Abb. 8.9. Da sich die Parameter nur sehr langsam ändern, erscheint eine zuverlässige Dektection nach dem jetzigen Kenntnisstand auch bei kurzen, störungsbehafteten Signalen als durchführbar.

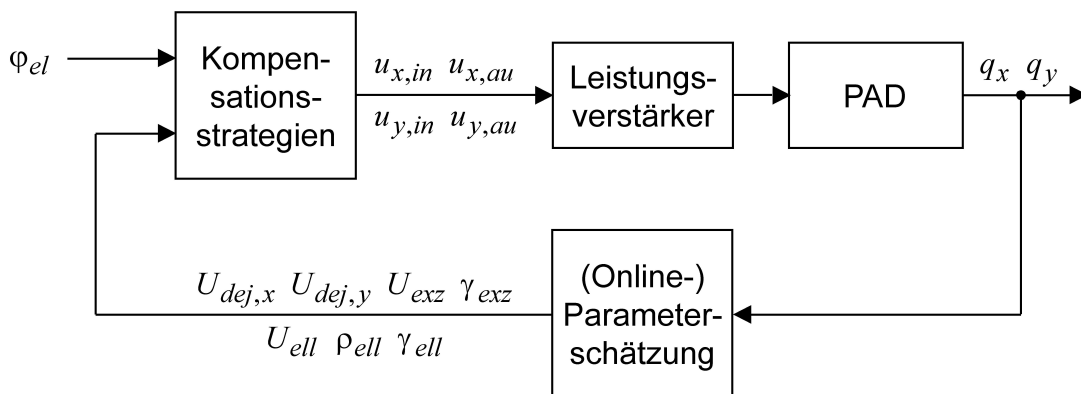


Abb. 8.9: Geschlossene Regelschleife mit Online-Schätzung der zur Verbesserung der Drehgleichförmigkeit notwendigen Parameter

9. Versuchsaufbauten

Der Versuchsaufbau zur Messung der Hysterese der piezoelektrischen Aktoren, der Prüfstand zur Charakterisierung der PAD-Motoren mit der Sensorik zur Erfassung der Ringbewegung sowie die für die Verifikation verwendete Belastungseinheit mit hochpräzisem Drehgeber werden im Folgenden beschrieben.

9.1 Versuchsaufbau zur Messung der Hysterese

Die Vorrichtung zur Messung der Hysterese besteht aus einer Feder in Form eines geschlitzten Rohres, in der ich zwei Aktoren unter Vorspannung betreiben kann. Dazu verfügt die Hülsenfeder über eine feste und eine über ein Feingewinde bewegliche Endkappe, über die ich eine beliebige Vorspannung einstellen kann. Die Auslenkung des Prüflings wird durch zwei außermittig angebrachte, kapazitive Sensoren gemessen. Diese bieten aufgrund ihres großen Messfleckdurchmessers eine hohe Unempfindlichkeit gegenüber Oberflächenrauigkeiten. Sie sind auf dem beweglichen Mittelstück zwischen beiden Aktoren montiert und auf den gegenüberliegenden Balken ausgerichtet. Durch Mittelwertbildung erhalte ich trotz unvermeidbarer Kippbewegung der Aktorendflächen eine präzise Aussage über die Auslenkung des Aktors entlang seiner Mittelachse. Der piezoelektrische Sensor für die Messung der Kraft am Prüfling kann aufgrund der Serienschaltung an einer beliebigen Stelle im Kraftfluss untergebracht werden. In dieser Vorrichtung befindet er sich hinter dem Stellaktor auf der Seite der festen Endkappe.

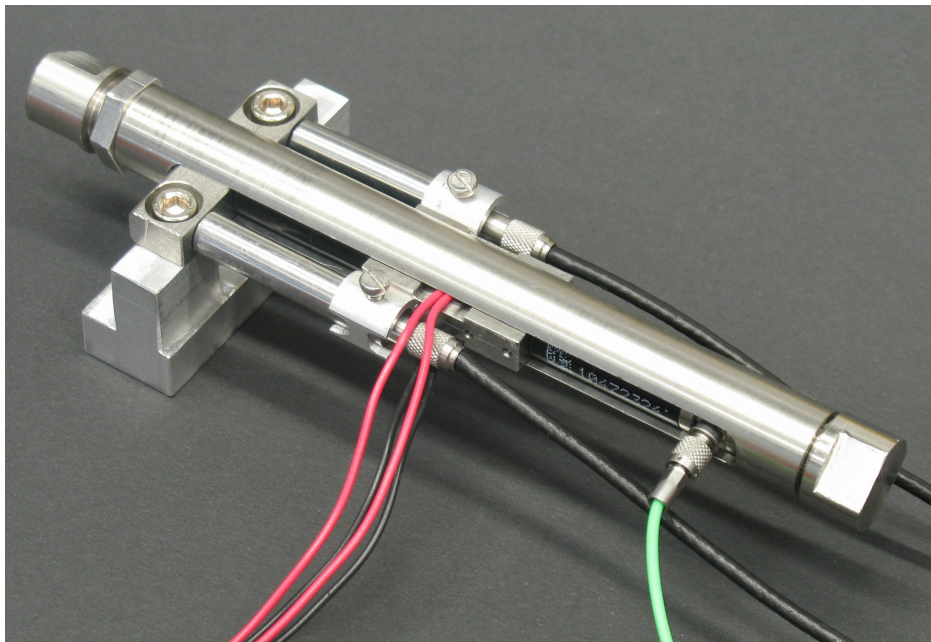


Abb. 9.1: Hysterese-Messvorrichtung mit Prüfling, Wegsensoren, Stellaktor und Kraftsensor

Die Steifigkeit der Rohrfeder ist derart ausgelegt, dass bei dem in Kap. 5 genannten typischen Arbeitspunkt des Prüflings von $\pm 20 \mu\text{m}$ Hub und $\pm 310 \text{ N}$ Kraft der Stellaktor theoretisch in Ruhe bleibt. Dazu werden die linearen piezoelektrischen Gleichungen aus Gln. 5.1 und 5.2 zugrunde gelegt. Eine Zusammenfassung der technischen Daten gibt Tab. 9.1.

Tab. 9.1: Technische Daten zum Hysterese-Versuchsaufbau

| Mechanischer Aufbau und Regelung | |
|---|--------------------------------|
| Steifigkeit der Hülsenfeder | ca. $80 \text{ N}/\mu\text{m}$ |
| Vorspannung bei mittlerer Auslenkung | 1700 N |
| Betriebsbereich | 0 – 20 Hz |
| Maximaler Regelfehler (Weg) | $< \pm 0,4 \mu\text{m}$ |
| Maximaler Regelfehler (Kraft) | $< \pm 10 \text{ N}$ |
| Kapazitives Wegmesssystem: Micro-Epsilon capaNCDT 600 | |
| Sensortyp | S 601-0,5 |
| Sensordurchmesser | 8 mm |
| Messbereich (metallisches Messobjekt) | 0,5 mm |
| Nichtlinearität (gesamter Messbereich) | $\pm 1,0 \mu\text{m}$ |
| Auflösung im quasi-statischen Betrieb | $0,02 \mu\text{m}$ |
| Piezoelektrisches Kraftmesssystem: Kistler 5011B10Y50 | |
| Sensortyp | 9001A |
| Steifigkeit des Sensors | $1 \text{ kN}/\mu\text{m}$ |
| Empfindlichkeit des Sensors | $4,3 \text{ pC/N}$ |
| Messbereich | 0 – 7500 N |
| Nichtlinearität (gesamter Messbereich) | $< \pm 0,05\%$ |

Für die Regelungen und Messungen in diesem sowie in den nachfolgenden Experimenten setze ich ein RCP-System der Fa. dSpace ein. Als Software verwende ich ControlDesk in Kombination mit der Programmierumgebung MATLAB/Simulink. Die Leistungsverstärkung übernehmen präzise, effizienzgesteigerte Analogendstufen nach Wallenhauer et al. (2009). Tab. 9.2 gibt einen Überblick über die Leistungsfähigkeit des Systems.

Tab. 9.2: Technische Daten zu RCP-System und Leistungsverstärker

| RCP-System: dSpace DS1005 und 2x DS2201 | |
|---|----------------|
| Rechner | PowerPC 750 |
| A/D-Wandler (je 20 Kanäle) | 12 Bit |
| Spannungsbereich | ± 10 V |
| Eingangsimpedanz | 100 k Ω |
| Offseterror | ± 2 LSB |
| Gainerror | $\pm 0,5$ % |
| D/A-Wandler (je 20 Kanäle) | 12 Bit |
| Spannungsbereich | ± 10 V |
| Ausgangsimpedanz | 0,2 Ω |
| Offseterror | ± 5 mV |
| Gainerror | $\pm 0,5$ % |
| Erzielbare Abtastfrequenz | 10 kHz |

| Effizienzgesteigerte Analogendstufen | |
|--------------------------------------|-----------------|
| Spannungsbereich | -20 V bis 220 V |
| Maximaler Ausgangsstrom | ± 1 A |
| Verstärkung | 50:1 |
| THD (unter 50 Hz) | $< \pm 0,2$ % |

9.2 Versuchsaufbau zur Erfassung der Ringbewegung

Zur Messung der Ringbewegung wurden in die Gehäuse der untersuchten Motoren Langlöcher gefräst. Mittig zu den Aktorpaaren wurde jeweils ein kapazitiver Sensor des in Tab. 9.1 aufgeführten Typs befestigt, um die translatorische Bewegung des Antriebsringes zu messen. Ein weiterer, um 12,4 mm nach außen versetzter Sensor wird genutzt, um zusätzlich die Rotation zu erfassen (s. Abb. 9.2).

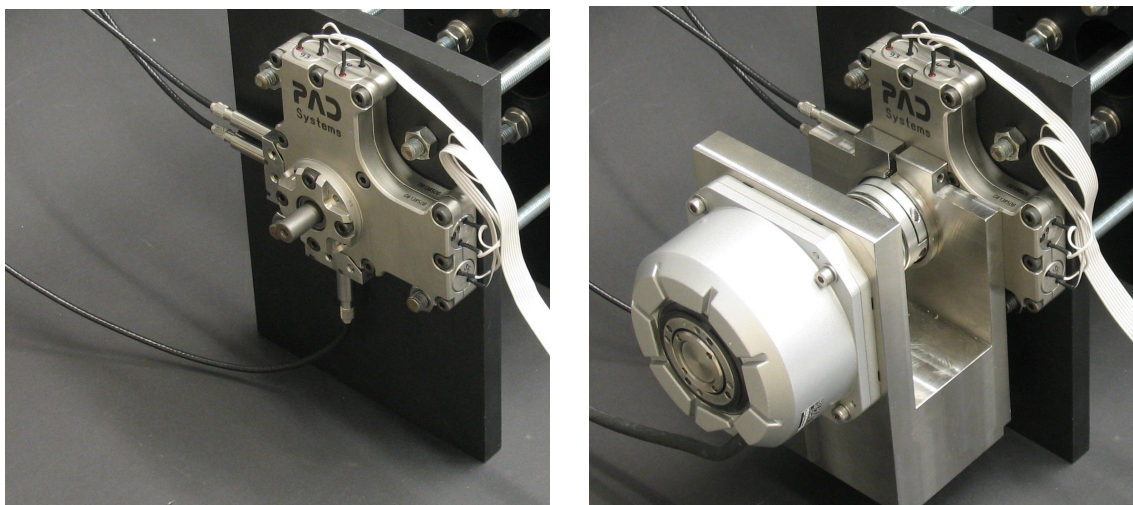


Abb. 9.2: PAD-Motor mit am Gehäuse befestigten Abstandssensoren zur Erfassung der Ringbewegung und Drehwinkelgeber zur Erfassung des Wellenwinkels

9.3 Motorprüfstand

Der Motorprüfstand basiert auf einer Belastungseinheit nach Glaßner (2008). Er beinhaltet eine permanenterregte Gleichstrommaschine, deren maximales Drehmoment über ein Getriebe auf $\pm 15 \text{ Nm}$ erhöht wird. Um Drehzahlschwankungen beider Motoren voneinander zu entkoppeln, sind die beiden Motoren durch eine flexible Kunststoffwelle miteinander verbunden (s. Abb. 9.3). Um die erforderliche Genauigkeit zu erzielen, beinhaltet der Prüfstand einen präzisen, getriebeabtriebsseitig montierten Drehmomentsensor und eine Drehmomentregelung, die auf eine hohe stationäre Genauigkeit ausgelegt wurde. Als Regelungsstruktur wurde eine Kaskade aus Strom-, Drehzahl- und Drehmomentregelung gewählt, die die Zeitkonstanten und Nicht-linearitäten des Systems durch separate Regelungen kompensiert. Dadurch können trotz verbleibender Drehzahlschwankungen Drehmomente mit einer Genauigkeit von $\pm 50 \text{ mNm}$, d. h. $0,2 \%$ des gesamten Betriebsbereichs, eingeprägt werden.

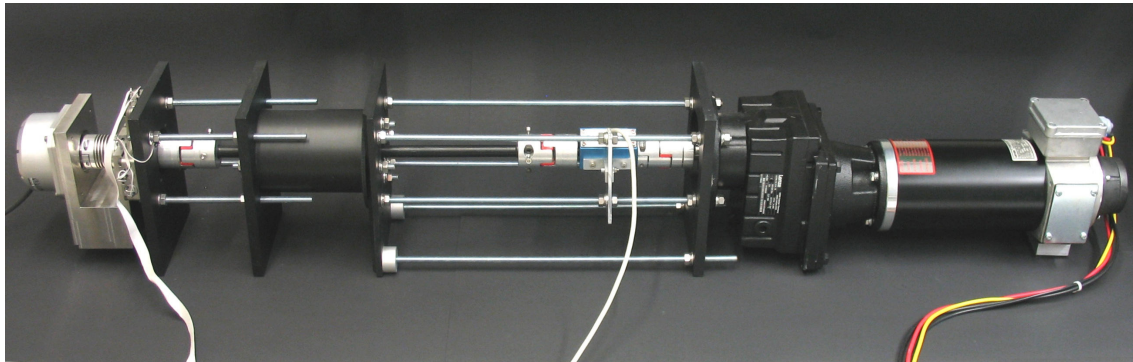


Abb. 9.3: Prüfstand mit präzisen Drehwinkelgeber, Prüfmotor, Torsionswelle, Drehmoment-sensor, Getriebe und Gleichstrommaschine (v. l. n. r.)

Zur exakten Messung der Lage der Motorwelle wird ein Inkrementalgeber der Fa. Heidenhain vom Typ RCN 228 eingesetzt, der über einen Vorverstärker an das RCP-System angeschlossen wird. Die Kalibration der Signalamplituden erfolgt im RCP-System. Zur Vermeidung von Messfehlern ist der Drehwinkelgeber auf der von der Belastungseinheit abgewandten Seite montiert. Eine steife Balgkupplung gleicht unvermeidbare Ausrichtungsfehler aus.

Tab. 9.3: Technische Daten zum Motorprüfstand

| | |
|--|---------------|
| Belastungseinheit | |
| Drehzahlbereich | 0 – 60 U/min |
| Drehmomentbereich | ± 15 Nm |
| Max. Regelfehler (stationär) | ± 50 mNm |
| Steifigkeit der Torsionswelle | 4,5 Nm/rad |
| Nennspannung des DC-Motors | 12 V |
| Max. Ankerstrom des DC-Motors | 27 A |
| Nennzahl des DC-Motors | 3000 U/min |
| Nennmoment des DC-Motors | 1,72 Nm |
| Getriebeübersetzung | 1:8,9 |
| Drehwinkelgeber: Heidenhain RCN 228 | |
| Strichzahl | 16384 |
| Interpolation | Sinus/Cosinus |
| Messfehler (laut Messprotokoll) | < ± 2'' |
| Maximales Anlaufdrehmoment | < 0,08 Nm |
| Steifigkeit der Balgkupplung | 8200 Nm/rad |

10. Zusammenfassung

Der piezoelektrische Stellantrieb PAD verfügt über außergewöhnliche Eigenschaften, durch die er sich hervorragend für die Robotik eignet. Er weist unter anderem eine hohe Drehmomentdichte, eine hohe Abtriebssteifigkeit und eine enorme Dynamik auf. Jedoch ist im Vergleich zu konventionellen Antriebssystemen die Drehgleichförmigkeit gering, so dass Strukturschwingungen angeregt werden können. Des Weiteren ist die absolute Positioniergenauigkeit mäßig, obwohl die PAD-Motoren eine äußerst hohe Wiederholgenauigkeit bieten. Ursächlich sind Nichtlinearitäten der Aktoren, Fertigungstoleranzen der Aktoren und der Verzahnungen sowie Montageungenauigkeiten. Einer weiteren Verbesserung der Mechanik sind technische und wirtschaftliche Grenzen gesetzt, da die Größenordnung der Fehlerursachen bereits im Bereich weniger Mikrometer liegt. Daher werden in der vorliegenden Arbeit Ansteuerverfahren entwickelt, die die Fehlerursachen kompensieren und damit die Drehgleichförmigkeit und absolute Positioniergenauigkeit erheblich verbessern. Eine besondere Schwierigkeit liegt darin, dass die Fehlerursachen voneinander unabhängig sind und in einer ähnlichen Größenordnung liegen. Sie müssen somit durch unterschiedliche Maßnahmen präzise korrigiert werden. Es wird gezeigt, dass sich mit diesen Ansteuerverfahren der Drehzahlfehler bis auf wenige Prozent senken und die absolute Genauigkeit bis nah an die von diesem Motortyp erreichbare Wiederholgenauigkeit von wenigen zehn Winkelsekunden steigern lässt.

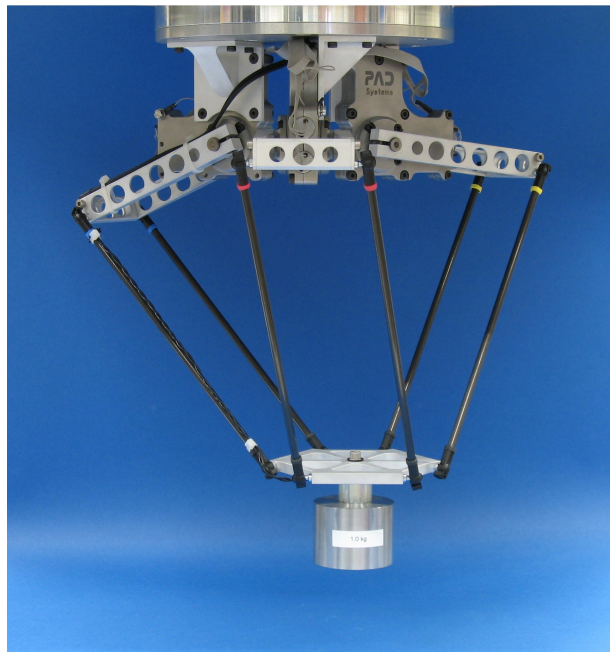


Abb. 10.1: Von drei PAD-Motoren angetriebene Delta3-Kinematik bewegt ein Massestück

In Kap. 3 erläutere ich zu Beginn das Funktionsprinzip und den mechanischen Aufbau der PAD-Motoren. Deren besondere Eigenschaften und Leistungsdaten werden von mir aufgeführt. Es folgt eine Beschreibung des eigenen Ansatzes in Kap. 4. In Kap. 5 identifiziere ich dann nachweislich alle wesentlichen Fehlerquellen. Die Hysterese der

piezoelektrischen Aktoren erfasse ich in einem speziellen Prüfstand, der über eine aktiv geregelte Last den Betrieb im Motor simuliert. Unterschiede in der absoluten Auslenkung der Aktoren werden in einer Reihenmessung ermittelt und durch eine geeignete Vorauswahl weitestgehend ausgeschlossen. Danach bestimme ich die Fehlerquellen in der PAD-Kinematik von drei ausgewählten Motoren. Hierzu wird die Bewegung der Antriebsringe aufgezeichnet, da diese alle notwendigen Informationen beinhaltet. Durch ein neuartiges Berechnungsverfahren können die Fehler von Antriebsring und Motorwelle einfach getrennt werden.

Anschließend erstelle ich in Kap. 6 Simulationsmodelle, die den PAD-Motor mit den Fehlerquellen abbilden. Auf Basis dieser Modelle werden die Ansteuerverfahren entwickelt und untersucht. Dabei achte ich darauf, dass die Anpresskraft der Aktoren möglichst hoch bleibt, um das erreichbare Motormoment nicht zu senken. Einige Effekte, wie die Auswirkungen der piezoelektrischen Hysterese oder die Dejustage der Kinematik, können bereits mit einem stark vereinfachten mechanischen Modell nachvollzogen werden. Um auch einen rotatorischen Freiheitsgrad des Antriebsrings nachzubilden, berechne ich mit Hilfe der klassischen Balkentheorie die Verformung der piezoelektrischen Aktoren und ergänze das Modell mit entsprechenden Federelementen. Eine weitere Version des Modells berücksichtigt unrunde Wälzkreise, indem das Kräftegleichgewicht in der Kinematik verallgemeinert ausgedrückt wird. Neben der Entwicklung von Ansteuerverfahren können aus diesen Modellen auch Regeln für den zukünftigen Entwurf von PAD-Motoren abgeleitet werden.

Den Nachweis für die Gültigkeit der Modelle erbringe ich in Kap. 7. Dazu werden die am besten geeigneten Ansteuerverfahren von mir ausgewählt und in einem RCP-Prüfstand umgesetzt. Die für die Kompensation notwendigen, motorindividuellen Parameter werden aus der Charakterisierung der Motoren bzw. der erzielbaren Drehgleichförmigkeit ermittelt. Der maximale Drehzahlfehler von bis zu 15 % konnte bei allen drei Motoren im ersten Fall bis auf 4% und im zweiten Fall sogar bis auf 1 % gesenkt werden. Der durchschnittliche Positionierfehler, der je nach Motor bis zu $0,1^\circ$ betrug, lag nach der Kompensation bei weniger als $0,01^\circ$ bzw. $0,005^\circ$. Die Robustheit der Ansteuerverfahren gegenüber der Drehrichtung und gegenüber einem Lastmoment weise ich zusätzlich nach. Um bereits bei der Montage auf mechanische Sensoren verzichten zu können, werden in Kap. 8 Verfahren entwickelt, die stattdessen die elektrischen Größen beobachten. Naturgemäß lassen sich mit sensorlosen Methoden nicht die Genauigkeiten von mechanisch ermittelten Parametern erreichen. Jedoch konnten damit die Motoren thermisch stabilisiert und Fehler in den Verzahnungswälzkreisen bis auf wenige Zehntel Mikrometer genau gemessen und kompensiert werden. Die Arbeit endet mit einem Überblick über die verwendeten Versuchsaufbauten in Kap. 9.

Literaturverzeichnis

- Aghili, Farhad; Hollerbach, John M.; Buehler, Martin (2007): A Modular and High-Precision Motion Control System With an Integrated Motor, in IEEE Transactions on Mechatronics, Vol. 12, Nr. 3, Juni 2007, S. 317-329
- Aicher, Peter (2004): Winkelrekonstruktion und sensorlose Regelung von Hybridschrittmotoren, Dissertation, Technische Universität München
- Bachmeier, Georg; Fischer, Bernhard; Kappel, Andreas; Olivieri, Enrico (2002): Converter Mounting, Patent WO 03/028196, Veröffentlichung am 17. Sep. 2002
- Bachmeier, Georg; Gottlieb, Bernhard; Kappel, Andreas; Schwebel, Tim; Tump, Christian; Wallenhauer, Carsten (2006): Hybride Ansteuerschaltung, Offenlegungsschrift DE 10 2004 052 248 A1, Veröffentlichung am 18. Mai 2006
- Barth, Oliver (2000): Harmonic piezodrives – miniaturized servo motor, in Mechatronics, Elsevier, Vol. 10, Nr. 4, S. 545-554
- Bose, Bimal K. (2009): Power Electronics and Motor Drives Recent Progress and Perspective, in IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 56, Nr. 2, Feb. 2009, S. 581-588
- Brösse, Andreas (1998): Sensorloser Betrieb eines geschalteten Reluktanzmotors mittels Kalman-Filter, Dissertation, Rhein-Westfälische Technische Hochschule Aachen
- Glaßner, Tim (2008): Aufbau und Betrieb eines Drehmomentprüfstandes für einen piezoelektrischen Stellantrieb (PAD), Diplomarbeit, Hochschule München
- Gottlieb, Bernhard (2004): Weiterentwicklung eines Piezo Ringmotors (PRM) für hohe Drehmomente auf Basis analytischer Berechnungen zur Biegebeanspruchung der piezoelektrischen Vielschicht- (Multilayer) Aktoren (PMA) in der Antriebseinheit des PRM, interner Bericht der Siemens AG, Dienststelle CT PS 8, München
- Hägele, Martin; Nilsson, Klas; Pires, J. Norberto (2008): Industrial Robotics, in Springer Handbook of Robotics, Siciliano, Bruno; Khatib, Oussama (Hrsg.), Springer-Verlag, Berlin, S. 963-985

- Jahns, Thomas M.; Soong, Wen L. (1996): Pulsating Torque Minimizing Techniques for Permanent-Magnet AC Motor Drives—A review, in IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 43, Nr. 2, Apr. 1996, S.321-330
- Jungnickel, Uwe (2004): Miniaturisierte Positioniersysteme mit mehreren Freiheitsgraden auf der Basis monolithischer Strukturen, Dissertation, Technische Universität Darmstadt
- Kappel, Andreas; Gottlieb, Bernhard; Schwebel, Tim; Wallenhauer, Carsten (2006): PAD – Piezoelectric Actuator Drive, in Proceedings of the 10th International Conference on New Actuators (Actuator 2006), Bremen, S. 457-460
- Kappel, Andreas; Gottlieb, Bernhard; Wallenhauer, Carsten (2008a): Piezoelektrischer Stellantrieb (PAD), in at – Automatisierungstechnik, Nr. 56, 2008, Oldenbourg Wissenschaftsverlag, S. 128-135
- Kappel, Andreas; Gottlieb, Bernhard; Wallenhauer, Carsten; Zeichfüßl, Roland; Vogl, Markus; Kraus, Tobias; Lüth, Tim (2008b): PAD – A Scalable Drive Technology, in Proceedings of the 11th International Conference on New Actuators (Actuator 2008), Bremen, S. 558-561
- Kempkes, Joachim (1991): Verbesserungsmöglichkeiten und Bewertung der Rundlaufeigenschaften von permanenterregten Synchronservomotoren, Dissertation, Rhein-Westfälische Technische Hochschule Aachen
- Klepsch, Thorsten (1995): Sensorlose Lageregelung permanenterreger Synchronservomotoren, Dissertation, Rhein-Westfälische Technische Hochschule Aachen
- Knauss, Uwe (1999): Circuit for the Dynamic Control of Ceramic Solid-State Actuators, Patent WO 99/56327, Veröffentlichung am 19. Apr. 1999
- Knörzer, Karl-Heinz; von König, Herbert (2000): Elektrische Axialflussmaschine, Patent EP 1 203 436 B2, Veröffentlichung am 4. Aug. 2000
- Krah, Jens O.; Klarenbach, Christoph (2008): FPGA based Field Oriented Current Controller for High Performance Servo Drives, in Proceedings of the Power Conversion Intelligent Motion Conference (PCIM 2008)
- Kuhnen, Klaus (2008): Kompensation komplexer gedächtnisbehafteter Nichtlinearitäten in Systemen mit aktiven Materialien, Habilitationsschrift, Universität des Saarlandes, Shaker Verlag Aachen
- Leonhard, Werner (2001): Control of Electrical Drives, 3. Ausgabe, Springer-Verlag, Berlin

- Liess, Helmar (2005): Untersuchung von Laser-, Funkenerosions- und Räumverfahren zur Herstellung zyklodischer Mikroverzahnungen, Dissertation, Technische Universität München
- Lorenz, Robert D.: Future Motor Drive Issues and Their Evolution, in Proceedings of the 12th Power Electronics and Motion Control Conference (EPE-PEMC 2006), Portoroz (Slowenien), S. 683-688
- Nof, Shimon Y. (1999): Handbook of Industrial Robotics, 2. Auflage, John Wiley & Sons Inc., New York
- Reineke, Jörg (1998): Method and Device for Charging and Discharging a Piezoelectric Element, Patent WO 99/07026, Veröffentlichung am 24. Apr. 1998
- Reiländer, Udo (2003): Das Großsignalverhalten piezoelektrischer Aktoren, Dissertation, Technische Universität München
- Rosheim, Mark E. (1994): Robot Evolution - The Development of Anthrobotics, John Wiley & Sons Inc., New York
- Rucha, Johannes; Liess, Helmar; Heinzl, Joachim; Kappel, Andreas; Schwebel, Tim; Gottlieb, Bernhard; Wallenhauer, Carsten; Lüth, Tim (2006): Applicability of a piezoelectric actuator drive as a sensorless high precision drive, in Proceedings of the 10th International Conference on New Actuators (Actuator 2006), Bremen, S. 636-639
- Rucha, Johannes (2009): Charakterisierung eines formschlüssigen Piezorotationsmotors zur Anwendung als sensorloser Präzisionsantrieb (PAD), Dissertation, Technische Universität München
- Schönfeld, Rolf; Hofmann, Wilfried (2005): Elektrische Antriebe und Bewegungssteuerungen: von der Aufgabenstellung zur praktischen Realisierung, VDE-Verlag, Berlin
- Schröder, Dierk (2000): Elektrische Antriebe – Grundlagen, 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin
- Schröder, Dierk (2001): Elektrische Antriebe – Regelung von Antriebssystemen, 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin
- Scheinman, Victor; McCarthy, J. Michael (2008): Mechanisms and Actuation, in Springer Handbook of Robotics, Siciliano, Bruno; Khatib, Oussama (Hrsg.), Springer-Verlag, Berlin, S. 67-84
- Sciavicco, Lorenzo; Siciliano Bruno (2005): Modelling and Control of Robot Manipulators, 2. Auflage, Springer-Verlag, London

- Stiebel, Christoph; Würtz, Thomas; Janocha, Hartmut (1999): Analogverstärker mit Energierückgewinnung zur Ansteuerung von piezoelektrischen Aktoren, in Tagungsband der SPS/IPC/Drives 1999, Nürnberg, S. 693-702
- Stölting, Hans-Dieter; Kallenbach, Eberhard (2006): Handbuch Elektrische Kleinantriebe, 3. Auflage, Hanser Verlag, München
- Vas, Peter (1998): Sensorless Vector and Direct Torque Control, Oxford University Press, Oxford
- Wallenhauer, Carsten; Gottlieb, Bernhard; Kappel, Andreas; Schwebel, Tim; Rucha, Johannes; Lüth, Tim (2007): Accurate Load Detection Based on a New Piezoelectric Drive Principle Employing Phase-Shift Measurement, in IEEE Journal of Micromechanical Systems, Vol. 16, Nr. 2, April 2007, S. 344-350
- Wallenhauer, Carsten; Kappel, Andreas; Gottlieb, Bernhard; Schwebel, Tim; Lüth, Tim (2009): Efficient class-B analog amplifier for a piezoelectric actuator drive, in Mechatronics, Elsevier, Feb. 2009, Vol. 19, Issue 1, S. 56-64
- Zeichfußl, Roland; Gottlieb, Bernhard; Wallenhauer, Carsten; Kappel, Andreas; Vogl, Markus; Kraus, Tobias; Lüth, Tim (2008): Synchronously Controlled Piezoelectric Actuator Drives (PAD) as Motors of a Delta-3 Robot, in Proceedings of the 11th International Conference on New Actuators (Actuator 2008), Bremen, S. 125 - 128
- Zeichfußl, Roland; Gottlieb, Bernhard; Wallenhauer, Carsten; Herzig, Sven; Kappel, Andreas; Lüth, Tim (2009a): A Method for Auto-Adjustment of a New Piezoelectric Drive, in Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics (ICM 2009), Malaga, Spanien
- Zeichfußl, Roland; Gottlieb, Bernhard; Wallenhauer, Carsten; Kappel, Andreas (2009b): A Powerful and Efficient Switch-Mode Power Stage for a New Piezoelectric Drive, in Conference Proceedings of the Power Conversion Intelligent Motion Europe 2009 (PCIM 2009), Nürnberg

Anhang

Elektrische und mechanische Konstanten in den Modellen

| | | |
|--|-------------|------------------------|
| Breite des piezoelektrischen Aktors | b_p | 6,8 mm |
| Kapazität des piezoelektrischen Aktors (Großsignal) | C_p | 7,3 μF |
| Piezoelektrische Koeffizient der Aktoreinheit (Großsignal) | $D_{33,a}$ | 0,28 $\frac{\mu m}{V}$ |
| Übersetzungsverhältnis translatorisch | i_{trans} | 312 : 1 |
| Übersetzungsverhältnis rotatorisch | i_{rot} | 312 : 313 |
| Gesamte Längssteifigkeit im Kraftfluss einer Aktoreinheit | k_{ges} | 33 $\frac{N}{\mu m}$ |
| Längssteifigkeit des piezoelektrischen Aktors | k_p | 41 $\frac{N}{\mu m}$ |
| Längssteifigkeit der Rohrfeder | k_r | 3,25 $\frac{N}{\mu m}$ |
| Länge des piezoelektrischen Aktors | l_p | 30,0 mm |
| Typischer Bahnradius des Rings | r | 20 μm |
| Außenradius der Rohrfeder | r_{au} | 7,0 mm |
| Innenradius der Rohrfeder | r_{in} | 6,5 mm |
| Tangentialer Abstand der Aktoren zum Ringmittelpunkt | s_{tang} | 11,5 mm |
| Radialer Abstand der Aktoren zum Ringmittelpunkt | s_{rad} | 29,5 mm |
| Querkontraktionszahl der Aktors (Schätzung) | μ_p | 0,3 |
| Querkontraktionszahl der Rohrfeder (Schätzung) | μ_r | 0,3 |

Abgeleitete Größen in den Modellen

| | | |
|--|--|----------------------------------|
| Grundfläche des piezoelektrischen Aktors (quadratisch) | $A_p = b_p^2$ | $46,2 \text{ mm}^2$ |
| Grundfläche der Rohrfeder (hohlzylinderförmig) | $A_r = (r_a^2 - r_i^2)\pi$ | $21,2 \text{ mm}^2$ |
| Elastizitätsmodul des piezoelektrischen Aktors (aus Längssteifigkeit) | $E_p = \frac{k_p l_p}{A_p}$ | $26,6 \cdot 10^9 \text{ Pa}$ |
| Ersatzelastizitätsmodul der Rohrfeder (aus Längssteifigkeit) | $E_{r,ers} = \frac{k_r l_p}{A_r}$ | $4,6 \cdot 10^9 \text{ Pa}$ |
| Schubmodul des piezoelektrischen Aktors | $G_p = \frac{E_p}{2(1 + \mu_p)}$ | $10,2 \cdot 10^9 \text{ Pa}$ |
| Ersatzschubmodul der Rohrfeder | $G_{r,ers} = \frac{E_{r,ers}}{2(1 + \mu_r)}$ | $1,8 \cdot 10^9 \text{ Pa}$ |
| Flächenträgheitsmoment der Grundfläche des piezoelektrischen Aktors | $I_p = \frac{a_p^4}{12}$ | $0,18 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$ |
| Flächenträgheitsmoment der Rohrfeder | $I_r = \frac{r_a^4 - r_i^4}{4}\pi$ | $0,48 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$ |