



Fakultät II – Informatik, Wirtschafts- und Rechtswissenschaften  
Department für Informatik

# **Modellierung und Validierung der Krafterzeugung mit Stick-Slip-Antrieben für nanorobotische Anwendungen**

Dissertation zur Erlangung des Grades eines  
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

von

**Dipl.-Ing. Christoph Edeler**

Gutachter:

**Prof. Dr.-Ing. habil. Sergej Fatikow**  
**Prof. Dr. rer. nat. habil. Valentin Popov**

Tag der Disputation: 16. November 2011



# Kurzzusammenfassung

Piezogetriebene, miniaturisierte Stick-Slip-Antriebe (Positionierer) sind in Forschung und Industrie weit verbreitet. Die Funktion der Antriebe kann in die Antriebsphase (Stick) und die Rückstellung des Aktors (Slip) unterteilt werden. Trotz des im Stellweg begrenzten Aktors können hierdurch theoretisch unendlich lange Verfahrswege bei hoher örtlicher Auflösung realisiert werden.

In dieser Arbeit wird eine neue Methode untersucht und charakterisiert, um Stick-Slip-Antriebe zusätzlich zur Funktion als Positionierer zur Ausübung definierter Kräfte zu nutzen. Die Methode basiert auf den Eigenschaften Stick-Slip-typischer Reibung, welche durch die Interaktion der Oberflächenrauigkeiten gekennzeichnet ist. Sie erlaubt das Einstellen praktisch beliebiger Kräfte. Die Größe der erzeugbaren Kraft hängt dabei von der mechanischen Vorspannung des Antriebs, der Amplitude des Ansteuersignals und der Beschaffenheit der Stick-Slip-Kontakte ab. Das bedeutet, die Kraft kann über das Ansteuersignal extern kontrolliert werden. Die Methode kommt ohne Sensorik aus und bietet daher ein großes Anwendungspotential.

Die Reibung zwischen Aktor und Antrieb nimmt eine Schlüsselposition zum Verständnis der Antriebe und damit der Krafterzeugung ein. Sie ist naturbedingt sehr komplex und kann nur in erster Näherung durch einfache Modelle beschrieben werden. Ein neues Reibmodell als Kernstück der Arbeit ist daher so gestaltet, dass sowohl die erzeugbaren Kräfte als auch andere wichtige Größen richtig dargestellt werden. Zusätzlich sind bestimmte Aspekte wie die Abhängigkeit der erzeugbaren Kräfte von den Materialeigenschaften Gegenstand der Betrachtung. Die Modellbildung wird durch Simulationen unterstützt, welche einen direkten Abgleich mit Messwerten erlauben.

Die Validierung wird anhand von zwei anwendungsnahen Szenarien durchgeführt. Zum einen wird die Methode auf piezogetriebene Roboter mit mehreren Freiheitsgraden übertragen, um beliebig im Raum angeordnete, vektorielle Kräfte zu erzeugen. Dies kann zum Beispiel für metrologische Zwecke komplexer geometrischer Strukturen von Interesse sein. Zum anderen wird die Erzeugung besonders kleiner Kräfte fokussiert, um die Anwendbarkeit auf der Mikro- und Nanoskala belegen zu können.



# Abstract

Piezo-actuated miniaturized Stick-Slip drives (positioners) are well known both in research and industry. The function of the drives can be subdivided into the phase of actuation (Stick) and the retraction of the actuator (Slip). Although the deflection of the actuator is limited, theoretically infinite motion can be realized, combined with high positioning resolution.

In this work a new method is investigated and characterized to use Stick-Slip drives not only for positioning purposes, but also for generation of well-defined forces. The method is based on the properties of the Stick-Slip friction, which is signified by the interaction of surface asperities. It allows generation of virtually arbitrary forces. The amount of force is defined by the drive's preload, the control signal's amplitude and the Stick-Slip contact conditions. Moreover, the force can be controlled externally using the excitation signal. The method is not in a need of any sensor and thus it inhibits a great application potential.

Friction between actuator and output plays a key role for understanding the drive and therefore the force generation process. Friction is a complex matter and can be modeled only approximative with simple models. A new friction model as result of this work is designed in such a way that all relevant parameters including the generated force can be represented. Additionally, some aspects are specially investigated, so the dependency of the forces on material conditions. The process of establishing the model is supported by simulations, which are justified permanently by measurements.

Validation is done with focus on two application-oriented scenarios. On the one hand the method is transferred to a robot exhibiting several degrees of freedom to generate arbitrary, vectorial forces in three dimensions. This can be of interest for metrology tasks of complex geometrical structures. On the other hand the generation of notably small forces is aimed for to demonstrate the exploitation of the micro- and nanoscale.



# Danksagung

Ich möchte mich bei allen Personen herzlich bedanken, die mich während der Doktorandenzeit begleitet und bei der Fertigstellung dieser Arbeit unterstützt haben. Dank gilt natürlich in erster Linie Herrn Prof. Dr.-Ing. Sergej Fatikow für die zuverlässige Betreuung und das stetige große Vertrauen in meine Arbeit.

Darüber hinaus danke ich auch meinem Zweitgutachter Prof. Dr. rer. nat. Valentin Popov der TU Berlin für seine hilfreichen Anmerkungen und die kritische Durchsicht dieser Dissertation.

Bei allen Kollegen der Abteilung für Mikrorobotik und Regelungstechnik möchte ich mich für das stets hervorragende Arbeitsklima bedanken und natürlich auch für jegliche Unterstützung. Hervorheben möchte ich Daniel Jasper und alle Kollegen der Gruppe „Automatisierte Nanorobotersysteme“, ohne die unsere Nanoroboter bei weitem nicht so weit entwickelt wären, und Frank Wegmann, der mir in der Werkstatt und auch bei anderen Anliegen immer eine unentbehrliche Hilfe war.

Ebenso danke ich Robert Tunnell, Thammo Lohrenscheit und Michael Lübke, welche mir im Rahmen ihrer studentischen Arbeiten bei meinem Forschungsthema zur Seite standen. Mein Dank gilt auch Andreas Haffert, dem Betreuer meiner Diplomarbeit, für die mentale Vorbereitung auf eine Promotion.

Für meine stete Motivation gerade auch in weniger guten Zeiten sorgten meine Liebsten Birgit, Annika und Greta. Ohne eure liebevolle familiäre Unterstützung wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen.

Nicht zuletzt meinen Eltern Zita und Bernd Edeler möchte ich Danke sagen: Für das frühe Vermitteln wichtiger Werte und für das Ermöglichen des Studiums als Voraussetzung für diese Promotion.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2. Stand der Forschung</b>	<b>3</b>
2.1. Das Stick-Slip-Prinzip . . . . .	3
2.1.1. Piezoaktorik . . . . .	6
2.2. Stick-Slip-Robotik zur Nanohandhabung . . . . .	9
2.2.1. Auswahl bisher realisierter Bauformen . . . . .	9
2.2.2. Eigener Ansatz (Ramona) . . . . .	15
2.2.3. Kommerzielle Bauformen . . . . .	24
2.2.4. Anwendungen . . . . .	27
2.3. Reibung und Kontaktmechanik . . . . .	31
2.4. Modellierung von Stick-Slip-Antrieben . . . . .	34
2.4.1. Das LuGre-Modell . . . . .	34
2.4.2. Das Elastoplastic-Modell . . . . .	39
2.5. Erzeugung definierter Kräfte auf kleinen Skalen . . . . .	41
2.6. Verwandte Verfahren der Krafterzeugung . . . . .	42
2.7. Fazit und Zielsetzung dieser Arbeit . . . . .	43
<b>3. Krafterzeugung mit Stick-Slip-Antrieben: Proof of concept</b>	<b>47</b>
3.1. Experimenteller Aufbau und Versuchsdurchführung . . . . .	47
3.2. Versuchsergebnisse . . . . .	50
3.2.1. Krafterzeugung . . . . .	50
3.2.2. Minimale Schrittamplitude (0-Amplitude) . . . . .	52
3.2.3. Normalkraft (Vorspannung) . . . . .	53
3.2.4. Charakteristik der Kraftmaxima . . . . .	54
3.2.5. Ansteuersignal . . . . .	55
3.2.6. Läufermasse . . . . .	57
3.2.7. Anfahren von Sollkräften . . . . .	57
3.2.8. Krafterzeugung mit kommerziellem Aktor . . . . .	59
3.3. Fazit . . . . .	61

---

<b>4. Theoretische Betrachtung der Stick-Slip-Reibung</b>	<b>65</b>
4.1. Einflüsse auf das Reibverhalten . . . . .	65
4.1.1. 0-Amplitude und Losbrechdistanz . . . . .	66
4.1.2. Übergang zwischen elastischen und plastischen Zuständen	72
4.1.3. Theoretische Herleitung der 0-Amplitude . . . . .	74
4.1.4. Die Energie im elastischen Verformungsanteil . . . . .	75
4.1.5. Normalkraft (Vorspannung) . . . . .	77
4.1.6. Werkstoffeigenschaften . . . . .	79
4.1.7. Rauheit der Oberflächen im Kontaktpunkt . . . . .	81
4.1.8. Ansteuersignal . . . . .	82
4.2. Parameter für die Krafterzeugung . . . . .	85
4.3. Parameter bisheriger Stick-Slip-Reibmodelle . . . . .	86
4.3.1. Asperitensteifigkeit $\sigma_0$ . . . . .	87
4.3.2. Asperitendämpfung $\sigma_1$ . . . . .	89
4.3.3. Viskoser Anteil $\sigma_2$ . . . . .	89
4.4. Nicht erfasste Randbedingungen . . . . .	90
4.4.1. Verschleiß . . . . .	90
4.4.2. Viskose Reibung . . . . .	91
4.4.3. Dynamik des Aktors . . . . .	91
4.4.4. Mechanische Randbedingungen . . . . .	95
4.4.5. Umgebungsbedingungen . . . . .	97
4.4.6. Sonstige . . . . .	98
4.5. Fazit . . . . .	99
<b>5. Modell der Krafterzeugung mit Stick-Slip-Antrieben (CEIM)</b>	<b>101</b>
5.1. Umsetzung auf Basis des Elastoplastic-Modells . . . . .	102
5.1.1. Mechanische Randbedingungen . . . . .	103
5.1.2. Implementierung in Matlab/Simulink . . . . .	104
5.2. Einschränkungen des Elastoplastic-Modells . . . . .	105
5.2.1. 0-Amplitude . . . . .	105
5.2.2. Vorspannung . . . . .	107
5.2.3. Läufermasse . . . . .	108
5.2.4. Simulation der generierbaren Kraft . . . . .	109
5.2.5. Fazit . . . . .	111
5.3. CEIM-Modell . . . . .	112
5.3.1. Reduktion auf wesentliche Eigenschaften . . . . .	112
5.3.2. Abhängigkeit der 0-Amplitude von der Vorspannung . . .	112
5.3.3. Abhängigkeit der generierten Kraft von der Vorspannung .	117
5.3.4. Energierückgewinnung . . . . .	119
5.3.5. Elimination des klassischen Reibkoeffizienten . . . . .	120

---

5.3.6.	Wiedergabe bisheriger Messreihen . . . . .	122
5.3.7.	Universalität des CEIM-Modells . . . . .	126
5.4.	Künftige Weiterentwicklungen . . . . .	127
5.4.1.	Vibrationen nach der Slip-Phase . . . . .	127
5.4.2.	Aktorhysterese und -steifigkeit . . . . .	128
5.4.3.	Kontaktmechanik im Punkt der Kraftausübung . . . . .	129
5.4.4.	Steifigkeit des Zielobjekts . . . . .	130
<b>6.</b>	<b>Validierung der Krafterzeugung</b>	<b>131</b>
6.1.	Experimentelle Randbedingungen . . . . .	131
6.2.	Erzeugung vektorieller Kräfte . . . . .	132
6.2.1.	Experimenteller Aufbau und Versuchsdurchführung . . . . .	132
6.2.2.	Versuchsergebnisse . . . . .	134
6.2.3.	Fazit . . . . .	136
6.3.	Erzeugung von Kräften auf kleinen Skalen . . . . .	137
6.3.1.	Experimenteller Aufbau und Versuchsdurchführung . . . . .	137
6.3.2.	Versuchsergebnisse . . . . .	139
6.3.3.	Simulation . . . . .	144
6.3.4.	Stick-Slip-Antrieb als Kraftnormal . . . . .	144
6.4.	Diskussion und Fazit . . . . .	145
<b>7.</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>149</b>
7.1.	Zusammenfassung . . . . .	149
7.2.	Ausblick . . . . .	151
<b>Anhang</b>		<b>153</b>
<b>A.</b>	<b>Datenblatt Halbkugeln Rubin Quick-Ohm</b>	<b>153</b>
<b>B.</b>	<b>Datenblatt Piezokeramik PIC151 Physik-Instrumente</b>	<b>155</b>
<b>C.</b>	<b>Python-Script zur automatisierten Kraftmessung</b>	<b>157</b>
<b>D.</b>	<b>Kalibrierdaten Kraftsensoren FemtoTools</b>	<b>163</b>
<b>E.</b>	<b>Vorspannung unter Berücksichtigung der Gravitation</b>	<b>165</b>
<b>F.</b>	<b>Daten des 0-Versuchs für die Simulation</b>	<b>169</b>
<b>G.</b>	<b>Datenblatt Cantilever Nanosensors</b>	<b>171</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>		<b>173</b>



# Abbildungsverzeichnis

2.1. Skizze eines Stick-Slip-Antriebs. . . . .	4
2.2. Vereinfachte Darstellung der Bewegungen von Platte und Körper in Abbildung 2.1. . . . .	5
2.3. Schematische Darstellung verschiedener Bauformen für piezoelek- trische Aktoren. . . . .	8
2.4. Schematische Darstellung verschiedener Stick-Slip-Bauformen aus der Forschung. Für weitere Informationen siehe Text. . . . .	10
2.5. Vergleich der Antriebsschemata von Rollbot und Ramona. . . . .	15
2.6. Antriebsprinzip eines Aktors von Ramona. . . . .	16
2.7. Piezoaktor für den Antrieb einer von drei Stahlkugeln von Ramona. . . . .	17
2.8. Platine von Ramona zur Aufnahme von drei Piezoaktoren. . . . .	18
2.9. Linearer Manipulator von Ramona. Links die Ansicht von oben, rechts schematische Darstellung. . . . .	19
2.10. Piezoaktoren Typ A und Typ B für den linearen Manipulator in Abbildung 2.9. . . . .	20
2.11. Skizze des Läufers mit Kontaktkräften ohne Reibung. . . . .	21
2.12. Gemessene Schrittweite abhängig von der Signalamplitude. . . . .	22
2.13. Gemessene Schrittweite abhängig von der Stick-Slip-Frequenz. . . . .	23
2.14. Bilder des Roboters Ramona. . . . .	23
2.15. Schematische Darstellung verschiedener Stick-Slip-Bauformen aus der Industrie. Für weitere Informationen siehe Text. . . . .	25
2.16. Schematische Darstellung des Aufbaus von Rabe zur Nanoinden- tation mittels Stick-Slip-Positionierern. . . . .	29
2.17. Von der Oberflächenrauheit zum LuGre-Modell: a) reale, raue Oberflächen im Kontakt, b) idealisierte Asperiten und c) die theo- retische einzelne Asperite im LuGre-Modell. . . . .	35
2.18. Simulierter Stick-Slip-Schritt und Messung jeweils mit Ansteuer- signal. . . . .	38
2.19. Charakteristik der $\alpha_{transition}()$ -Funktion. . . . .	40
3.1. Skizze des Stick-Slip-Versuchsstands. . . . .	48
3.2. Bilder des Stick-Slip-Versuchsstands. . . . .	49

---

3.3. Positions- und Kraftsignal bei rauen Oberflächen. . . . .	51
3.4. Positions- und Kraftsignal bei glatten Oberflächen. . . . .	52
3.5. Charakteristik der Kraft in Abhängigkeit von Amplitude und Vorspannung. . . . .	53
3.6. Wirkung der Vorspannung auf das Kraftmaximum. . . . .	54
3.7. Einfluss der Stick-Slip-Frequenz auf die Kraft. . . . .	56
3.8. Einfluss der Slewrates des Ansteuersignals auf die Kraft. . . . .	57
3.9. Anfahren von Sollkräften mit der Methode der Krafterzeugung. . . . .	58
3.10. Approximation der Amplitude aus logarithmischer Funktion der Kraft für die Vorspannung $0,25N$ . . . . .	59
3.11. Charakteristik der Krafterzeugung mit linearer Achse der Firma SmarAct (siehe Kapitel 2.2.3). . . . .	60
3.12. Krafterzeugung mit SmarAct-Achse bei verschiedenen Stick-Slip-Frequenzen. . . . .	61
4.1. Gemessene Schrittweite im Vergleich zur Simulation mit dem LuGre-Modell. . . . .	67
4.2. Bestimmung der 0-Amplitude mit der indirekten Methode. . . . .	68
4.3. Vergleich der 0-Amplituden beider Messmethoden. . . . .	69
4.4. Modifizierter Aktor (rechts) im Vergleich zum Typ B (links) aus Abbildung 2.10. . . . .	70
4.5. 0-Amplitude des modifizierten Aktors im Vergleich zum Aktor Typ B. . . . .	71
4.6. Veranschaulichung der Zustände, bei denen teilweise das Phänomen der 0-Amplitude entsteht. . . . .	72
4.7. Stick-Slip-Schritte mit jeweils Aluminium und Wolfram als Läufermaterial bei $1N$ Vorspannung. . . . .	77
4.8. Blockier-Vorspannung bei verschiedenen Elastizitätsmoduln des Läufers. Die zugehörigen Werkstoffe sind Tabelle 4.1 zu entnehmen. . . . .	78
4.9. Gemessene 0-Amplitude für verschiedene Läufermaterialien. . . . .	80
4.10. Gemessene Schrittweiten für verschiedene Slewrates. . . . .	83
4.11. Gemessene 0-Amplituden für verschiedene Slewrates bei geschichteter Stahloberfläche. . . . .	83
4.12. Gemessene 0-Amplituden für verschiedene Slewrates bei polierter Stahloberfläche. . . . .	84
4.13. Maximum der generierbaren Kraft über der Vorspannung für verschiedene Materialien. . . . .	86
4.14. Vergleich verschiedener Ansätze zur Herleitung von $\sigma_0$ . . . . .	88

4.15. Auslenkung der Piezoaktoren im Spektrum $5kHz - 1MHz$ . Die erste deutliche Resonanzüberhöhung liegt bei einer Frequenz von über $800kHz$ . . . . .	91
4.16. Auslenkung der Piezoaktoren bei sinusförmiger Anregung. . . . .	92
4.17. Finite-Elemente-Simulation der Auslenkung des Piezos bei $35mN$ Vorspannung pro Rubinhalkugel. . . . .	93
4.18. Schrittweiten bei unterschiedlicher Läufermasse und Gravitationsrichtung. . . . .	96
4.19. Generierbare Kraft in Abhängigkeit von der Läufermasse (Messung senkrecht zur Gravitation). . . . .	97
5.1. Modellierung des Läufers mit wirkenden Kräften. . . . .	102
5.2. Implementierung des Kräftegleichgewichts aus Gleichung 5.1 mit Simulink. $x$ bezeichnet die Läuferposition und $u$ die Aktorposition, wobei die Schreibweise ‚ $x\_pp$ ‘ $\ddot{x}$ bedeutet. . . . .	103
5.3. Implementierung der Berechnung von Asperitenauslenkung und -geschwindigkeit (Block ‚Reibung‘ in Abbildung 5.2). . . . .	104
5.4. Simulation der amplitudenabhängigen Schrittweite mit dem Elastoplastic-Modell. . . . .	105
5.5. Simulation unterschiedlicher Vorspannung mit dem Elastoplastic-Modell. . . . .	107
5.6. Einfluss der Läufermasse, simuliert (horizontale Läuferbewegung) und gemessen (vertikal in zwei Richtungen). . . . .	108
5.7. Simulation der Kraft während der Krafterzeugung. . . . .	109
5.8. Simulation der generierbaren Kraft in Abhängigkeit von $\sigma_0$ . . . . .	110
5.9. Simulation der generierbaren Kraft in Abhängigkeit von der Vorspannung. . . . .	111
5.10. Empirische Zusammenhänge zwischen $z_{ba}$ , $F_{Vorspannung}$ und einer Auswahl von drei Werten $E^{*f}$ . . . . .	113
5.11. Schrittweite der Läufermaterialien Hartmetall und Aluminium. . . . .	115
5.12. Vergleich von $z_{ba}$ und $u_x()$ für die Vorspannungen $0,1N$ und $5N$ . . . . .	116
5.13. Vergleich von $F_{gen}$ für Aluminium und Wolfram für die Vorspannung $0,25N$ . . . . .	118
5.14. Vergleich von $F_{gen}$ für Aluminium und Wolfram für die Vorspannung $1,5N$ . . . . .	119
5.15. Abhängigkeit der Schrittweite von der Stick-Slip-Frequenz. . . . .	120
5.16. Theoretische Werte für $\mu$ gemäß der Theorie der Schweißbrücken. . . . .	121
5.17. Simulation der Messung in Abbildung 3.5. . . . .	123
5.18. Simulation der Messung in Abbildung 3.6. . . . .	124
5.19. Simulation der Messung in Abbildung 3.7. . . . .	125

5.20. Simulation der Messung in Abbildung 4.18. . . . .	125
6.1. Skizzierte Draufsicht von Ramona mit Größen zur Herleitung der Kräfte im Punkt der Krafterzeugung $P_{Endeffektor}$ . . . . .	132
6.2. Bild des Roboters mit 6D-Kraftsensor. . . . .	133
6.3. Gefilterte Kraftsignale in X, Y, und Z. . . . .	134
6.4. Vergleich des Ist- und des Soll-3D-Kraftvektors (die Ist-Kräfte sind grau dargestellt). . . . .	135
6.5. Schema eines Stick-Slip-Antriebs für die Erzeugung kleiner Kräfte. . . . .	138
6.6. Bild des Stick-Slip-Antriebs für die Erzeugung kleiner Kräfte. . . . .	138
6.7. Kalibrierkurve des Antriebs aus Abbildung 6.6 mit einem Läufergewicht von 4,3mg. . . . .	139
6.8. Soll- und Istwertvergleich der Krafterzeugung unter Nutzung eines Titan-Halbrohrs. . . . .	140
6.9. Kalibrierung des Antriebs im Rasterelektronenmikroskop mit einem Läufergewicht von 2,3mg. . . . .	141
6.10. Links: Bild des Aufbaus im REM zur Messung der Cantileversteifigkeit, rechts: REM-Aufnahme von Cantileverspitze und Läufer vor der Messung. . . . .	142
6.11. Krafterzeugung im Rasterelektronenmikroskop mit einem Läufergewicht von 2,3mg und Ausgleichsgerade durch den Ursprung. . . . .	143
6.12. Kalibrierkurven mehrerer Kraftsensoren im Vergleich. . . . .	145
B.1. Technisches Datenblatt des Keramikherstellers PIceramic, Lindenstrasse, 07589 Lederhose. . . . .	155
D.1. Kalibrierkurve des Sensors FT-S270 Nr. 1334. . . . .	163
D.2. Kalibrierkurve des Sensors FT-S540 Nr. 2182. . . . .	163
E.1. Skizze des Läufers: a) mit Normal-, Reib und Gravitationskräften, b) geometrische Beschreibung und c) Einbausituation mit Bezeichnung der gemessenen Vorspannung. . . . .	165
G.1. Datenblatt Cantilever Firma Nanosensors. . . . .	171

# Tabellenverzeichnis

2.1. Eigenschaften der Bauformen von Piezoaktoren. . . . .	9
2.2. Vergleich Rollbot und Ramona. . . . .	24
2.3. Parameter des LuGre-Modells. . . . .	37
2.4. Zusätzliche Parameter des Elastoplastic-Modells im Vergleich zum LuGre-Modell in Tabelle 2.3. . . . .	41
4.1. Liste der verwendeten Läufermaterialien. . . . .	79
4.2. Auslenkung bei zunehmender Vorspannung. . . . .	94
5.1. Parameter der Simulation in Abbildung 5.4. . . . .	106
5.2. Wert und Einheit der Koeffizienten aus Gleichung 5.7 und 5.8. . .	114
5.3. Wert und Einheit der Koeffizienten aus Gleichung 5.12. . . . .	118
A.1. Daten Halbkugeln Rubin Quick Ohm. . . . .	153
A.2. AFM-Rauigkeitsmessung Rubinhalkugel. . . . .	153
E.1. Parameter zur Berechnung der Normalkräfte. . . . .	168
E.2. Berechnete Beträge der Normalkräfte. . . . .	168
F.1. Daten des 0-Versuchs (Simulation). . . . .	169



# Nomenklatur

Zeichen	Einheit	Name
$x$	$m$	Läuferposition
$u$	$m$	Aktorposition
$u_{max}$	$m$	maximale Aktorauslenkung (160nm)
$m$	$kg$	Läufermasse
$\vec{g}$	$\frac{m}{s^2}$	Erdbeschleunigung
$F_{Reibung}$	$N$	Reibkraft
$t$	$s$	Zeit
$L$	$m$	Länge eines Piezoaktors
$d_{33}$	$\frac{m}{V}$	piezoelektrischer Koeffizient
$n$		Anzahl der Piezoschichten
$U$	$V$	Elektrodenspannung
$\sigma_0$	$\frac{N}{m}$	Tangentiale Asperitensteifigkeit
$\sigma_1$	$\frac{Ns}{m}$	Dämpfung
$\sigma_2$	$\frac{Ns}{m}$	Beiwert viskoser Reibanteil
$z$	$m$	Asperitenauslenkung
$\dot{z}$	$m$	Geschwindigkeit der Asperitenauslenkung
$v_{diff}$	$\frac{m}{s}$	Relativgeschwindigkeit der Reibkörper
$g(v_{diff})$	$m$	Auslenkung aufgrund der Reibkraft
$F_v$	$N$	geschwindigkeitsabhängige Reibkraft
$F_{dynamisch}$	$N$	Dynamische Reibkraft (Stribeck)
$F_{statisch}$	$N$	Statische Reibkraft (Stribeck)
$v_{Stribeck}$	$\frac{m}{s}$	Stribeck-Geschwindigkeit
$F_{normal}$	$N$	Normalkraft
$\mu_{statisch}$		Statischer Reibbeiwert (Stribeck)
$\mu_{dynamisch}$		Dynamischer Reibbeiwert (Stribeck)
$\mu_{Coulomb}$		Dynamischer Reibbeiwert (Coulomb)

$F_{Coulomb}$	$N$	Dynamische Reibkraft (Coulomb)
$\alpha_{transition}(z_{ba}, \dots)$		Art der Verformung
$z_{ba}$	$m$	Losbrechdistanz, Grenze elastischer Verformung
$z_{ss}$	$m$	Gleitgrenze, ab hier plastische Verformung
$F_{gen}$	$N$	generierbare Kraft
$F_{gen,max}$	$N$	maximale generierbare Kraft
$Slewrates$	$\frac{V}{\mu s}$	Flankensteilheit des Slip-Signals
$Amplitude$	$\%$	Anteil von $u_{max}$
$a_{amp}$	$\frac{1}{mN}$	Koeffizient logarithmische Näherung
$b_{amp}$		Koeffizient logarithmische Näherung
$f$	$Hz$	Stick-Slip Schrittfrequenz
0-Amplitude	$\%$	Anteil an der Aktorauslenkung $u_{max}$
$s$	$m$	Stick-Slip-Schrittweite
$s_{Messung}$	$m$	gemessene Schrittweite
$s_{Rückschritt}$	$m$	gemessener Rückschritt
$s_0$ -Amplitude	$m$	gemessene und umgerechnete 0-Amplitude
$\Psi$		Plastizitätsindex
$E^*$	$\frac{kN}{mm^2}$	äquivalentes Elastizitätsmodul
$\nabla z$		quadratischer Mittelwert des Gradienten des Oberflächenprofils
$F_{Vorspannung,Block}$	$N$	Blockier-Vorspannung
$r_a$	$m$	Hertzscher Kugelradius
$\nu_1$		Querkontraktionszahl Material 1
$\nu_2$		Querkontraktionszahl Material 2
$E_1$	$\frac{kN}{mm^2}$	Elastizitätsmodul Material 1
$E_2$	$\frac{kN}{mm^2}$	Elastizitätsmodul Material 2
$c_{  ,ges}$	$\frac{N}{m}$	parallele (tangente) Oberflächensteifigkeit
$G$	$\frac{kN}{mm^2}$	Gleitmodul
$L_{asp}$		Anzahl der Asperiten
$\omega$	$\frac{1}{s}$	Kreisfrequenz
$c_{FM}$	$\frac{N}{m}$	Steifigkeit Feder-Masse-System
$f_{vibration}$	$Hz$	Frequenz der Vibrationen nach der Slip-Phase
$F_{piezo,block}$	$N$	Piezo-Blockierkraft
$F_{Feder}$	$N$	Kraft eines Zielobjektes
$F_{G,x}$	$N$	in X-Richtung wirkende Gravitationskraft

$\alpha$	<i>Grad</i>	Verkipfung des Antriebs
$c_{Objekt}$	$\frac{N}{m}$	Federkonstante des Zielobjekts
$x_{Feder}$	$m$	Verschiebung des Zielobjekts
$f_{zba}$		Umrechnungsfaktor $f_{zba} = \frac{z_{ss}}{z_{ba}}$
$a$	$1 \cdot 10^{-18} \frac{m^3}{N^2}$	Koeffizient Gleichung 5.7
$b$	$1 \cdot 10^{-9} \frac{m}{N}$	Koeffizient Gleichung 5.7
$c$	$1 \cdot 10^{-18} \frac{m^3}{N}$	Koeffizient Gleichung 5.7
$d$	$1 \cdot 10^{-18} m$	Koeffizient Gleichung 5.7
$E^{*l}$	$\frac{kN}{mm^2}$	logarithmisch approximierter $E^*$
$o$	$\frac{kN}{mm^2} \cdot \frac{1}{\ln\left(\frac{kN}{mm^2}\right)}$	Koeffizient Gleichung 5.8
$p$	$\frac{kN}{mm^2}$	Koeffizient Gleichung 5.8
$u_x(E^*, ..)$	$m$	Verschiebung beim Einsetzen vollst. Gleitens
$\sigma_0^*$	$\frac{N}{m}$	Approximation von $\sigma_0$
$a_s$	$\frac{1}{m \cdot \ln\left(\frac{kN}{mm^2}\right)}$	Koeffizient Gleichung 5.12
$b_s$	$\frac{1}{m}$	Koeffizient Gleichung 5.12
$c_s$	$\frac{N}{m \cdot \ln\left(\frac{kN}{mm^2}\right)}$	Koeffizient Gleichung 5.12
$d_s$	$\frac{N}{m}$	Koeffizient Gleichung 5.12
$\tau_{Scher}$	$\frac{N}{mm^2}$	Werkstoffkennwert
$\sigma_{Zug}$	$\frac{N}{mm^2}$	Werkstoffkennwert
$i_{mech.}$		Umrechnungsfaktor Vorspannung
$F_{Endeffektor}$	$N$	generierte Kraft Endeffektor
$F_{x,Endeffektor}$	$N$	generierte Kraft Endeffektor in x
$F_{y,Endeffektor}$	$N$	generierte Kraft Endeffektor in y
$F_{x,Ursprung}$	$N$	generierte Kraft Robotermitte in x
$F_{y,Ursprung}$	$N$	generierte Kraft Robotermitte in y
$M_{z,Ursprung}$	$Nm$	generiertes Moment Robotermitte
$d$	$m$	Abstand Ursprung - Endeffektor
$\beta$	<i>Grad</i>	Drehung des Roboters
$k$		Koeffizient Gleichung 6.4
$l$	$\frac{1}{mN}$	Koeffizient Gleichung 6.4
$v_{Auslenkung}$	$m$	Auslenkung Cantilever
$e$	$\frac{\mu m}{\mu N}$	Steigung Ausgleichsgerade Cantilevermessung



# 1. Einleitung

Piezogetriebene, miniaturisierte Stick-Slip-Antriebe sind in der Forschung und kommerziell zur Positionierung von Proben und Werkzeugen zur Mikro- und Nanohandhabung weit verbreitet. Die Funktion der Antriebe kann - stark vereinfacht - in die Vortriebsphase (Stick) und die Rückstellung des Aktors (Slip) unterteilt werden. Trotz des im Stellweg begrenzten Aktors können theoretisch unendlich lange Verfahrenwege bei hoher örtlicher Auflösung realisiert werden.

In dieser Arbeit wird eine neue Methode untersucht und charakterisiert, um Stick-Slip-Antriebe überdies zur Ausübung definierter Kräfte nutzen zu können. Die Methode basiert auf den Eigenschaften Stick-Slip-typischer Reibung, welche durch die Interaktion der Oberflächenrauigkeiten gekennzeichnet ist. Sie erlaubt das Einstellen theoretisch beliebiger Kräfte zwischen Null und einem Maximalwert. Die Größe der erzeugbaren Kraft hängt dabei von der mechanischen Vorspannung des Antriebs (der Normalkraft), der Amplitude des Ansteuersignals und der Beschaffenheit der Stick-Slip-Kontakte ab. Das bedeutet unter anderem, dass die Kraft über das Ansteuersignal extern kontrolliert werden kann. Zusammen mit dem Verständnis der Reibung ist dann die Vorhersage der erzeugten Kraft möglich. Das bedeutet, die Methode zur Krafterzeugung kommt ohne Kraftsensor aus.

Die mechanische Reibung beziehungsweise die Kontaktmechanik der Berührungspunkte zwischen Aktor und Abtrieb nimmt eine Schlüsselposition zum Verständnis der Antriebe und damit auch der Krafterzeugung ein. Das Phänomen Reibung ist naturbedingt sehr komplex und kann nur in erster Näherung durch einfache Modelle beschrieben werden. Ein neues Reibmodell als Kernstück der Arbeit ist daher so gestaltet, dass die erzeugbaren Kräfte und andere wichtige Größen richtig dargestellt werden, zum Beispiel die Schrittweite eines Antriebs. Zusätzlich werden bestimmte Aspekte gezielt untersucht, so die Abhängigkeit der erzeugbaren Kräfte von den Materialeigenschaften. Die Modellbildung wird durch Simulationen unterstützt, welche einen direkten Abgleich mit den Messwerten eines Stick-Slip-Prüfstands erlauben.

Die Validierung der Methode zur Krafterzeugung wird anhand von zwei anwendungsnahen Szenarien durchgeführt. Zum einen wird die Methode auf piezogetriebene Roboter mit mehreren Freiheitsgraden übertragen, um beliebig im Raum angeordnete, vektorielle Kräfte zu erzeugen. Dies kann für metrologische

Zwecke komplexer geometrischer Strukturen oder für die Materialwissenschaft interessant sein. Darüber hinaus wird die Erzeugung kleiner Kräfte fokussiert, um besonders empfindliche Strukturen untersuchen zu können. Ebenfalls sollen mögliche Grenzen der Methode aufgezeigt werden. In diesem Sinne empfindliche Strukturen sind zum Beispiel biologische Zellen oder sogenannte Silicium-Cantilever, wie sie in Rastersondenmikroskopen eingesetzt werden. So wird das Anwendungsspektrum vorhandener Stick-Slip-Antriebe um neue, attraktive Eigenschaften erweitert.

Die vorliegende Arbeit reiht sich ein in die Forschungsaktivitäten der ‚Abteilung Mikrorobotik und Regelungstechnik (AMiR)‘, in welcher der Autor zum Zeitpunkt der Fertigstellung dieser Arbeit über fünf Jahre tätig und maßgeblich an der Entwicklung innovativer mobiler Roboter zur Nanohandhabung beteiligt war. In der Abteilung werden die Automatisierung von Prozessen auf der Mikro- und Nanoskala erforscht. Dazu gehört neben der spezifischen Robotik ebenso die sensorische Erfassung der Roboter beziehungsweise der End-Effektoren, deren Regelung sowie die Automation robotischer Prozesse. Die Automation ist wesentlich durch die Informatik geprägt. Die Arbeit kann und sollte daher immer im Kontext dieses Forschungsumfelds betrachtet werden.

## 2. Stand der Forschung

In diesem Kapitel wird der Stand der Forschung dokumentiert, um die Zielsetzung der Arbeit abzuleiten. Dazu wird zunächst ein Überblick über das Stick-Slip-Prinzip sowie daraus abgeleitete Antriebe gegeben. Weiterhin wird eine kurze Einführung in relevante Teilgebiete der Tribologie gegeben, da das in dieser Arbeit vorgestellte Modell eng mit dem Reibverhalten von Stick-Slip-Antrieben verknüpft ist. Es folgen aktuelle Ansätze, um miniaturisierte Stick-Slip-Antriebe und im Wesentlichen deren Reibverhalten zu modellieren und zu simulieren. Nach einer Vorstellung ähnlicher Verfahren zur Krafterzeugung schließt das Kapitel mit der Definition des Forschungsgebiets.

### 2.1. Das Stick-Slip-Prinzip

Der Begriff „Stick-Slip“ bezeichnet allgemein Vorgänge, bei denen sich die Relativbewegung zwischen zwei Elementen (Körpern) in die Phasen Haften (Stick) und Gleiten (Slip) unterscheiden lässt [1]. Dies kann je nach Randbedingungen in chaotischer, aber auch in gezielter Weise erfolgen. Die Bandbreite des Vorkommens von Stick-Slip im technischen Bereich kann unterteilt werden in Situationen, wo Stick-Slip ein unerwünschter, störender Effekt ist, und Anwendungen, in denen Stick-Slip bewusst genutzt wird. Ersteres ist der Fall bei Werkzeugschwingungen während der spanenden Bearbeitung, welche zu sogenannten Rattermarken führen können. Die gezielte Nutzung kann in Form eines Transportmechanismus umgesetzt werden, wie Abbildung 2.1 schematisch verdeutlicht. Ein Körper mit der Masse  $m$  ruht auf einer eingeschränkt beweglichen, theoretisch unendlich langen Platte. Die Platte kann nun in eine periodische Bewegung versetzt werden, die je nach Reibverhältnissen zu einem Haften oder Gleiten des Körpers führt. Vereinfacht kann der Vorgang Haften so interpretiert werden, dass der Körper mit der Platte transportiert wird und keine Relativbewegung eintritt. Typischerweise wird dies bei einer vergleichsweise ‚langsamen‘ Plattengeschwindigkeit der Fall sein. Dem gegenüber führt eine ‚schnelle‘ Plattenbewegung aufgrund der Trägheit des Körpers und der Reibverhältnisse zu einem Gleitvorgang mit entsprechender Relativgeschwindigkeit. Dieser Vorgang wird in Abbildung 2.2 verdeutlicht. In Abbildung 2.2a ist die Bewegung der Platte skizziert. Eine Phase mit negativem

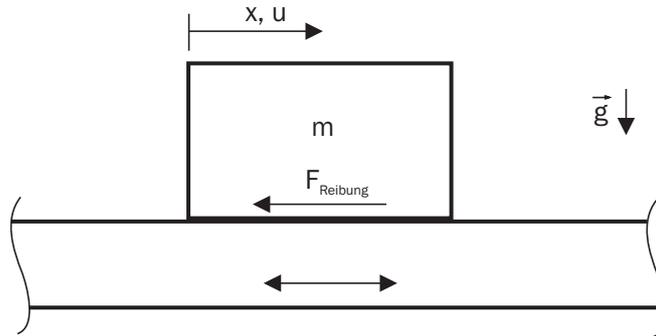
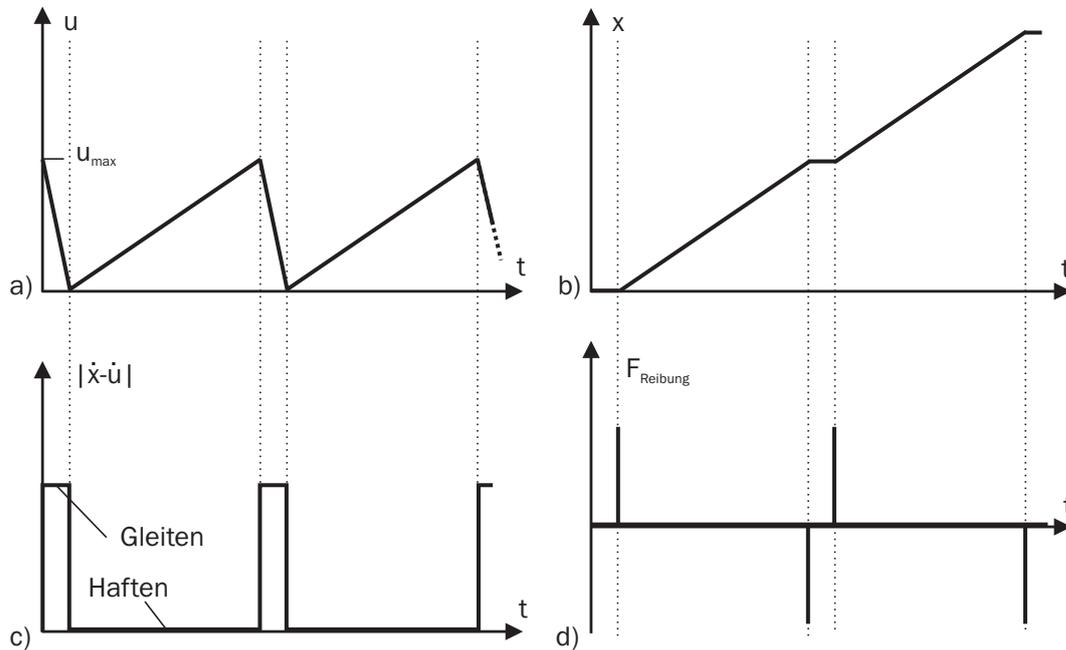


Abbildung 2.1.: Skizze eines Stick-Slip-Antriebs.

Gradienten hohen Betrags wird gefolgt von einer Phase mit positivem Gradienten mit geringem Betrag. Diese beiden Phasen werden periodisch wiederholt, was einer sägezahnförmigen Bewegung entspricht. Die daraus folgende Bewegung des Körpers ist Abbildung 2.2b zu entnehmen. Während der Phase mit hohen Gradienten verbleibt der Körper aufgrund seiner Massenträgheit an der momentanen Position, wohingegen der geringe Gradient in einem Weitertransport des Körpers resultiert. Die Phase mit hohem Gradient wird aufgrund des Körpergleitens ‚Slip-Phase‘ genannt und das komplementäre Haften ‚Stick-Phase‘. Zusammen werden beide Phasen im Folgenden als **Stick-Slip-Schritt** bezeichnet. Ein Stick-Slip-Schritt resultiert demzufolge in einem messbaren Versatz des Körpers auf der Platte. Die Platte hat nach einem Schritt wieder ihre ursprüngliche Position eingenommen. Wie schon angedeutet können mehrere Stick-Slip-Schritte periodisch wiederholt werden. Diese Wiederholrate wird mit **Stick-Slip-Frequenz** bezeichnet. Sie steht zusammen mit dem Gradienten der Stick-Phase in Bezug zu der maximal erreichbaren mittleren Geschwindigkeit des Körpers.

Die Relativgeschwindigkeit ist in Abbildung 2.2c gezeigt. Eine konstante Relativgeschwindigkeit ungleich null wechselt mit Phasen ohne relative Bewegung. Die Reibkraft  $F_{Reibung}$  (skizziert in Abbildung 2.2d) beschreibt die impulsartige Kraft, die zum jeweiligen idealisierten Beschleunigen und Abbremsen des Körpers erforderlich ist.

Es muss festgehalten werden, dass die obige Darstellung zugunsten der Übersicht stark vereinfacht ist. Die Änderung der Relativgeschwindigkeit kann praktisch nicht sprunghaft erfolgen, da aufgrund von Trägheit und begrenzter Beschleunigung eines realen Motors nur kontinuierliche Übergänge möglich sind. Ebenfalls ist das Reibverhalten hier auf die Zustände ‚ideales Gleiten mit Reibkraft Null‘ und ‚ideales Haften mit Relativbewegung Null‘ reduziert, was bei Weitem nicht der Realität entspricht. Trotzdem wurde diese Darstellung gewählt,



**Abbildung 2.2.:** Vereinfachte Darstellung der Bewegungen von Platte und Körper in Abbildung 2.1.

weil viele Grundbegriffe damit schon definiert werden können. Tatsächlich werden viele Stick-Slip-Antriebe mit diesem Ansatz erklärt. Interessanterweise sind einige Reibphänomene mit einfachen Modellen gut beschreibbar. Im Gegensatz dazu muss für quantitativ hochwertige Modelle eine Vielzahl von Parametern und Effekten berücksichtigt werden. Im Kapitel 2.4 wird eine tiefergehende Darstellung präsentiert. Eine genaue Analyse des in dieser Arbeit untersuchten Reibverhaltens erfolgt dann im Kapitel 4.

Als Stick-Slip-Antrieb wird im Rahmen dieser Arbeit jeder Mechanismus (beziehungsweise Motor oder Positionierer) verstanden, der mit Hilfe des obigen Prinzips die Positionierung eines Abtriebs mit einem im Stellweg begrenzten Antrieb ermöglicht. Typischerweise eignet sich das Stick-Slip-Prinzip sehr gut für miniaturisierte Antriebe, da nur wenige mechanische Komponenten erforderlich sind und diese entsprechend gut verkleinert werden können. Wenn der Antrieb - im Folgenden als Aktor bezeichnet - eine entsprechend große Positionierauflösung bietet, lassen sich mit dem Stick-Slip-Prinzip schließlich große Verfahrenwege mit hochauflösenden Eigenschaften verbinden.

Die Idee des Stick-Slip-Antriebs wird angewendet, um kleine, hochauflösende Positionierer für die Mikroskopie zur Verfügung zu stellen. Die erste Veröffentli-

chung eines solchen Systems wurde 1987 vorgestellt [2]. Der von Pohl vorgestellte Aktor funktioniert auf ähnliche Weise wie in Abbildung 2.1 skizziert. Die Lagerung der Platte erfolgt bei Pohl durch biegsame Metallfedern, wobei die Auslenkung durch ein röhrenförmiges Piezoelement erfolgt. Diese Anordnung begrenzt die Auslenkung der Platte auf circa  $200nm$ . Durch das Stick-Slip-Prinzip (bei Pohl noch als „Sliding“ und „Riding“ bezeichnet) ist aber ein linearer Verfahrweg am Abtrieb von  $1cm$  möglich. Pohl weist bereits darauf hin, dass die erreichbare maximale mittlere Geschwindigkeit von der Masse des Abtriebs, der Ansteuerspannung und -frequenz und den tribologischen Randbedingungen abhängt. Mit dem vorgestellten Antrieb lassen sich Geschwindigkeiten von bis zu  $0,2\frac{mm}{s}$  bei Ansteuerspannungen bis  $300V$  realisieren. Eine Angabe über die Kraft, die der Antrieb ausüben kann, findet sich jedoch nicht. In Kapitel 2.2.1ff werden weitere Entwicklungen vorgestellt, um die Bandbreite der Möglichkeiten von Stick-Slip-Aktoren aufzuzeigen.

Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass Stick-Slip-Antriebe ebenso als „Smooth Impact Drive“ [3, 4] bekannt sind oder als „Inertial Drive“ [5]. Im Wesentlichen unterscheiden sich diese Varianten durch die Art und Weise, wie die Kraft zur Überwindung der Haftreibung erzeugt wird und welche Massen zum Beschleunigen beziehungsweise Abstoßen genutzt werden. Darauf soll in dieser Arbeit aber nicht näher eingegangen werden, da bei allen Antrieben der grundsätzliche Wechsel von Haften und Gleiten identisch ist.

Für die Ansteuerung von Stick-Slip-Antrieben werden - wie schon erwähnt - typischerweise sägezahnförmige Signale verwendet, um die Übergänge zwischen Haften und Gleiten zu begünstigen. Relativ kritisch ist dabei der Gradient des Slip, welcher oft als Slewrate mit der Einheit ( $\frac{V}{\mu s}$ ) bezeichnet wird. Es sind aber ebenso andere Signalformen möglich. Mehr dazu steht in Kapitel 4.1.8.

In den folgenden Abschnitten gibt es einen Überblick über realisierte Bauformen von Stick-Slip-Antrieben sowie über Anwendungen.

### 2.1.1. Piezoaktorik

Für Stick-Slip-Antriebe werden fast ausnahmslos Piezokeramiken als Aktor eingesetzt. Dies ist in der Tatsache begründet, dass solche Keramiken als Festkörperaktoren kurze Ansprechzeiten aufweisen, was sich günstig auf das Erreichen der Slip-Phase auswirkt. Im Folgenden wird eine kurze Übersicht über piezokeramische Aktoren gegeben, um das Verständnis über die Aktorbauformen in den folgenden Kapiteln zu erleichtern.

Piezoelektrische Aktoren basieren auf dem inversen piezoelektrischen Effekt [6, 7]. Dabei wird in der Keramik ein elektrisches Feld erzeugt, welches eine Verschiebung der Ladungen im Kristallgitter hervorruft. Dies wiederum resultiert in

einer Längenänderung des Keramikkörpers. Das Maß der Längenänderung hängt dabei von der Feldstärke und dem piezoelektrischen Koeffizienten  $d$  ab. Für axiale Längenänderungen (bei Platten senkrecht zur Plattenebene) kann der Koeffizient  $d_{33}$  zur Berechnung der Verformung genutzt werden. Dieser liegt bei technisch üblichen Blei-Zirkonat-Blei-Titanat-Keramiken (engl. PZT) bei circa  $400 \frac{nm}{V}$ . Unter Berücksichtigung der Tatsache, dass das elektrische Feld durch Elektroden mit der Spannung  $U$  erzeugt wird, gilt für die Gesamtauslenkung einer Anzahl  $n$  von piezokeramischen Platten

$$\Delta L = d_{33} \cdot n \cdot U. \quad (2.1)$$

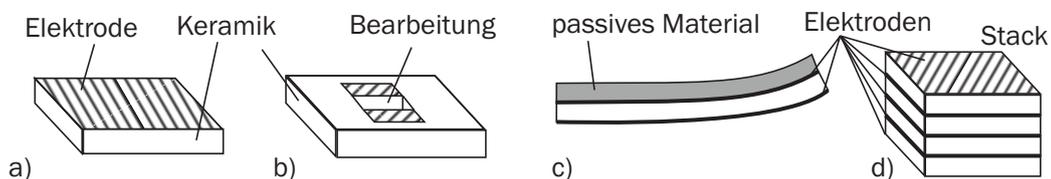
Der Elektrodenabstand hat hier keinen Einfluss auf die Verformung, da bei steigendem Abstand die Dicke des Piezoaktors steigt und der Effekt des geringeren elektrischen Feldes durch die dickere Platte wieder kompensiert wird. Eine Erhöhung der Verformung kann also nur durch Erhöhen der Spannung oder durch Einsatz mehrerer Platten ( $n$ ) erzielt werden. Hiervon wird bei der Bauform *Piezostack* Gebrauch gemacht. Bevor verschiedene Bauformen vorgestellt werden, soll auf die Vor- und Nachteile von Piezokeramiken eingegangen werden. Die Vorteile sind

- Schnellste Ansprechzeiten (günstig für das Erreichen der Slip-Phase),
- Und damit verbunden ein insgesamt gutes dynamisches Verhalten,
- Gute Miniaturisierbarkeit, da die Erzeugung elektrischer Felder gut skalierbar ist.

Die Nachteile können wie folgt zusammengefasst werden:

- Im Rohzustand ( $n = 1$ ) haben Piezokeramiken eine sehr geringe Längenänderung bei relativ hohen Spannungen aufgrund des geringen Koeffizienten (zum Beispiel führen  $100V$  nur zu  $50nm$  Dickenänderung),
- Nichtlineare Stelleigenschaften wie Hysterese und Relaxation durch Verluste im Festkörper [8],
- Relativ aufwendige Fertigung (Spezialkeramik, Sinterprozesse) mit entsprechendem Preis,
- Aufwendige elektrische Ansteuerung: Bei spannungsgeführtem Betrieb sind hohe Spannungen erforderlich, dadurch werden teure Hochspannungsverstärker benötigt; Bei ladungsgeführtem Betrieb sind teure Ladungsverstärker mit aufwendigen, hochohmigen Anschlussleitungen unvermeidlich.

Trotz der Nichtlinearitäten und der Nachteile der Ansteuerelektronik überwiegen die Vorteile beim Aufbau piezoelektrischer Aktoren. Daher sei hier noch eine Übersicht über wichtige Bauformen gegeben (Abbildung 2.3). Abbildung 2.3a zeigt eine Bulk-Keramik in Plattenform, bei der die großen Flächen als Elektroden leitfähig beschichtet sind. Typischerweise sind solche Platten axial polarisiert, so dass die Verformung hauptsächlich in axialer Richtung erfolgt. Eine Variation der Bulk-Keramik ist dann gegeben, wenn sie nachträglich bearbeitet wurde (Abbildung 2.3b). Dies kann zum Beispiel durch Laserablation oder Mikrofräsen geschehen. Die Elektroden (schraffierte Flächen) lassen sich so strukturieren, dass genau definierte Volumina als Aktoren genutzt werden können. Dies reduziert die zu beschleunigende Masse und die elektrische Kapazität des Aktors, was aus ansteuerungstechnischer Sicht vorteilhaft ist. Abbildung 2.3c zeigt einen piezoelektrischen Biegeaktor. Hierbei ist dünnes Piezomaterial mit einem ebenfalls dünnen komplementären Material verbunden (grau dargestellt). Wird der Piezokristall durch das elektrische Feld verformt (Elektroden dick hervorgehoben), biegt sich der Aktor wie ein Bimetall. Das komplementäre Material dehnt sich nicht mit und es entstehen Eigenspannungen im Material, die zur Auslenkung führen. Dieses Prinzip resultiert in einer verhältnismäßig großen Auslenkung bei geringer Kraft. Die Kombination mehrerer (dünner) Bulk-Keramiken führt zum Aufbau des Stapelaktors beziehungsweise Piezostacks (Abbildung 2.3d). Die Summe der Verformungen vieler dünner Piezoschichten führt zu einer höheren Auslenkung als bei einer einzelnen Schicht (vergleiche hierzu Formel 2.1). Somit können Piezostacks bei mittlerer Spannung vergleichsweise große Verformungen und Kräfte erzeugen. Tabelle 2.1.1 gibt einen Überblick über typische Arbeitsbereiche sowie Vor- und Nachteile. In der Tabelle sind der Vollständigkeit halber noch weitere Aktortypen aufgeführt („Andere“). Diese folien- oder faserbasierten Aktoren spielen aber für die Stick-Slip-Aktorik keine Rolle [9, 10], deshalb wird nicht auf die Eigenschaften verschiedener Keramiktypen und Bauformen eingegangen. Stattdessen wird auf entsprechende Literatur verwiesen [11, 12]. Es zeigt sich in den folgenden Kapiteln, dass nahezu alle vorgestellten Systeme auf den oben gezeigten Bauformen basieren.



**Abbildung 2.3.:** Schematische Darstellung verschiedener Bauformen für piezoelektrische Aktoren.

Bauform	Auslenkung bei 100V	max. Kraft	Vorteile	Nachteile
Bulk-Keramik	50nm	520N	große Kraft	geringe Auslenkung
Bulk-Keramik strukturiert	50nm	520N	kleinere Aktoren	geringe Auslenkung, hoher Fertigungsaufwand
Biegeaktor	1mm	0, 1N	größte Auslenkung	geringe Kraft (vibrationsanfällig)
Stapelaktor (Stack)	10 $\mu$ m	50N	große Auslenkung	hoher Fertigungsaufwand
Andere (Fasern)	k.A.	k.A.	freie Formbarkeit	hoher Fertigungsaufwand

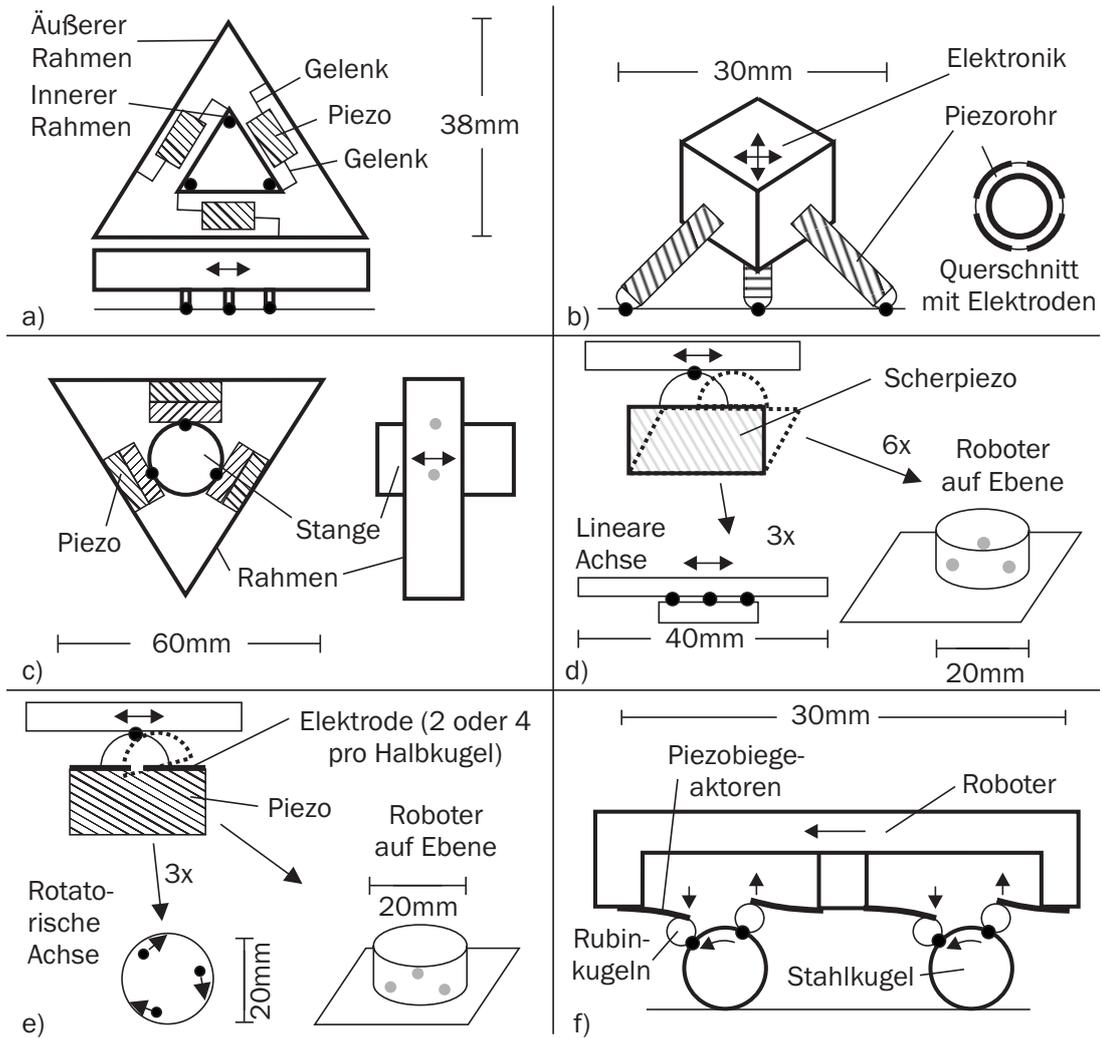
Tabelle 2.1.: Eigenschaften der Bauformen von Piezoaktoren.

## 2.2. Stick-Slip-Robotik zur Nanohandhabung

### 2.2.1. Auswahl bisher realisierter Bauformen

Der erste Stick-Slip-Antrieb zur Feinpositionierung (Pohl) wurde bereits in Kapitel 2.1 erwähnt. In den letzten knapp 25 Jahren wurden zahlreiche Antriebsvarianten publiziert. Eine Auswahl soll hier vorgestellt werden. In dieser Darstellung sind nur Systeme berücksichtigt, welche zum Zweck der Mikro- und Nanopositionierung und -handhabung entwickelt wurden. Das bedeutet, dass die Systeme sehr hohe Auflösungen bis in den Nanometerbereich hinein haben und mit den gängigen Mikroskopumgebungen (Licht- und Elektronenmikroskop) kompatibel sind. Andere miniaturisierte Robotersysteme, die beispielsweise zur Erforschung von Schwarmverhalten dienen und die oben genannten Eigenschaften nicht aufweisen, sind von dieser Betrachtung ausgeschlossen (so der Alice-Roboter aus [13]).

In 1995 wurde von Zesch et.al. ein Positionierer mit drei Freiheitsgraden (FG) in der Ebene vorgestellt, der Abalone [14, 15]. In der Ebene können zwei translatorische und ein rotatorischer FG umgesetzt werden. Der Abalone erreicht dies durch den Einsatz einer Struktur mit Festkörpergelenken und drei Piezostacks. Die Struktur (siehe Abbildung 2.4a, nach [14]) besteht aus einem inneren Rah-



**Abbildung 2.4.:** Schematische Darstellung verschiedener Stick-Slip-Bauformen aus der Forschung. Für weitere Informationen siehe Text.

men, welcher durch Fußkontakte mit dem Boden in Berührung steht. Eine Weiterentwicklung wurde ebenfalls vorgestellt [16]. Die Kontaktpunkte, in welchen die Stick-Slip-Bewegung generiert wird, sind in Abbildung 2.4 mit schwarzen Punkten gekennzeichnet. Der innere Rahmen ist durch Festkörpergelenke (siehe hierzu [17]) mit dem äußeren Rahmen gelenkig verbunden. Die drei Piezos ermöglichen durch ihre Anordnung eine Relativbewegung der beiden Rahmen gegeneinander. Durch die Tatsache, dass der äußere Rahmen eine gegenüber dem inneren Rahmen deutlich größere Masse hat, kann durch schnelle Auslenkung

der Piezos eine Stoßkraft auf den inneren Rahmen ausgeübt werden. Diese resultiert direkt in einem Gleiten des inneren Rahmens. Durch die drei Piezos kann der äußere Rahmen in drei FG ausgelenkt werden, was die drei planaren FG - wie oben angedeutet - möglich macht. Die Schrittweite des Abalone beträgt  $3,4\mu\text{m}$ ; die maximal erreichbare Geschwindigkeit  $1\frac{\text{mm}}{\text{s}}$ . Über die Kräfte, die der Abalone übertragen kann, sind keine Angaben zu finden. In der oben angegebenen Veröffentlichung ist aber ein weiterer Aktor zu finden: der Nanocrab mit einem rotatorischen Freiheitsgrad. Für diesen ist ein maximales Drehmoment von  $0,8\text{mNm}$  angegeben. Eine tiefere Untersuchung der Einflussparameter auf das Drehmoment ist nicht publiziert. In [18] ist der Abalone in ein System zur Handhabung von  $200\mu\text{m}$  großen Kugeln integriert.

Der Nanowalker ist ein Roboter zur Nanohandhabung, welcher vier Freiheitsgrade bietet und als Träger für verschiedene Werkzeuge konzipiert ist [19, 20] (daraus abgeleitet die Darstellung in Abbildung 2.4b). Ursprünglich geplant als autonom agierender Roboter besitzt der Nanowalker eine integrierte Elektronik und Energiequelle (Akkumulator). An der selbsttragenden Elektronik, die als Würfel ausgeführt ist, sind drei piezokeramische Röhren als ‚Beine‘ befestigt. Jede dieser Röhren ist außen mit vier Elektroden auf je  $90^\circ$  ausgestattet. Eine leitfähige Beschichtung im Inneren der Röhre dient als gemeinsame Masseelektrode. Damit ist es möglich, in jedem Viertel der Piezoröhre ein definiertes elektrisches Feld aufzubauen und so eine entsprechende Verformung hervorzurufen. Letztlich bedeutet dies, dass der Endpunkt (Fuß) der Röhre in zwei lateralen Richtungen bewegt werden kann. Zusätzlich ist eine vertikale Verschiebung möglich. Die laterale Scanbreite liegt - bedingt durch das Biegeprinzip - bei bis zu  $7\mu\text{m}$ , während axial circa  $1\mu\text{m}$  erreicht werden kann. Vier elektrische FG erlauben also drei mechanische FG. Dies gilt für jedes der drei Beine.

Die Materialpaarung Fuß-Boden und die Geometrie des Fußes sind so gestaltet, dass Stick-Slip stattfinden kann. Es kann dabei zwischen dem gleichzeitigen Slip an allen Fußpunkten und dem nacheinander erfolgenden Slip unterschieden werden. Die Fortbewegungsart erlaubt in ersterem Fall sehr schnelle Bewegungen bis zu einigen  $\frac{\text{cm}}{\text{s}}$  bei verminderter Wiederholgenauigkeit, während Letztere deutlich langsames Positionieren bei besserer Wiederholgenauigkeit ermöglicht. Aufgrund des ungelösten Problems der Energiezufuhr und der Abfuhr der Verlustleistung der Hochspannungselektronik kam der Nanowalker nicht zum Einsatz. Es gab Bemühungen, über einen speziellen, elektrisch leitfähigen Boden Energie zuzuführen und die Hitzeentwicklung über eine Kühlung mit flüssigem Stickstoff in den Griff zu bekommen, welche aber letztlich am Aufwand und an den verschlechterten Robotereigenschaften durch das erhöhte Eigengewicht scheiterten. Über die wirkenden Kräfte am Roboter und insbesondere an den Fußpunkten gibt es einige theoretische Überlegungen, zum Beispiel über die er-

forderliche Beschleunigung am Fußpunkt, um den Übergang vom Haften zum Gleiten einzuleiten. Diese sind aber nicht evaluiert. Daher ist über die Kräfte, die der Nanowalker ausüben kann, nichts Belastbares bekannt.

Eine dem Nanocrab von Zesch ähnliche Struktur hat Mariotto entwickelt, den Piezowalker [21]. Dieser nutzt sechs Scherpiezos, um eine Linearbewegung an einer Saphirstange entlang zu erreichen (siehe Abbildung 2.4c). Es wird nicht beschrieben, warum für diese lineare Bewegung mit drei Kontaktpunkten sechs Scherpiezos verwendet werden. Möglicherweise war später zusätzlich noch eine rotatorische Bewegung geplant, dann mit um  $90^\circ$  gedrehten Piezos. Eine andere Erklärung wäre, dass die Auslenkung der Scherpiezos für die lineare Bewegung erhöht werden sollte. Die dokumentierten Werte erlauben das Ablesen einer Schrittweite bei  $400V$  Ansteuerspannung von  $20\mu m$ . Die Charakteristik in beiden Laufrichtungen wurde verglichen. Dabei stellte sich heraus, dass der Antrieb eine Vorzugsrichtung hat. Die Ursache hierfür konnte nicht genau identifiziert werden. Tiefergehend untersucht wurden die Zustände „inertial-“ und „frictional-walker“. Der Begriff ‚inertial‘ beschreibt das Anfahren des Antriebs aus dem Ruhezustand, wenn das System maßgeblich durch die Trägheit bestimmt ist. Dem gegenüber meint ‚frictional‘ Zustände während des Betriebs, die im Wesentlichen durch das Reibverhalten geprägt sind. Zu der erreichbaren Geschwindigkeit oder möglichen Kräften sind keine Angaben gemacht worden.

Eine ganze Reihe verschiedener Positionierer wurde von der Gruppe um Jean-Marc Breguet präsentiert, welcher an der École polytechnique fédérale de Lausanne (kurz EPFL) tätig gewesen ist. Frühe Bemühungen dieser Gruppe, Stick-Slip-Roboter zur Mikro- und Nanohandhabung zu entwickeln, basieren auf dem Scherprinzip entsprechender Piezokeramiken [22–26]. Das Scherpiezo-Prinzip kann je nach Ausführung für den Bau einer linearen Achse oder für einen mobilen Roboter genutzt werden (Abbildung 2.4d). Die Vorteile des Scherprinzips sind die kompakte Bauweise und die mechanisch steife Ausführung, welche ein relativ lineares Steuerverhalten ermöglicht. Die lineare Achse in obigen Publikationen ist mit einer Schrittweite von  $0,3\mu m$  angegeben. Die maximale Geschwindigkeit liegt bei  $1\frac{mm}{s}$  bei einem Verfahrensweg von  $5mm$ . Die maximale Kraft der Achse beträgt  $0,2N$ . Die Normalkraft wird hier durch einen Permanentmagneten erzeugt. Mit größerem Abstand des Magneten zum Abtrieb (Luftspalt) verringert sich die generierbare Kraft der Achse. Dieser Zusammenhang ist in einer Messung festgehalten, aber nicht weiter untersucht worden. Es ist ein weiterer Hinweis darauf, dass die erzeugbare Kraft mit der Normalkraft (Vorspannung) eines Stick-Slip-Antriebs sehr eng verknüpft ist. Der mobile Roboter in Abbildung 2.4d basiert ebenfalls auf Scherpiezos. Er bietet drei FG in der Ebene plus einen linearen, vertikalen Manipulator-FG [27]. Die Schrittweite liegt ebenfalls bei  $0,3\mu m$ ; die maximale Geschwindigkeit bei  $2,5\frac{mm}{s}$ . Die angegebene maximale

Kraft von  $0,21N$  wird aus nicht näher beschriebenen Simulationen hergeleitet.

Eine Variation der technischen Ausführung wurde so umgesetzt, dass statt der Scherpiezos axial polarisierte Piezos einsetzbar sind [28]. Das erforderliche elektrische Feld muss dann durch eine geeignete Elektrodenstruktur an der Oberfläche erzeugt werden. Abbildung 2.4e zeigt den Piezo mit zwei Elektroden. Diese ermöglichen eine horizontale (eindimensionale) Bewegung ähnlich zum Scherpiezo in Abbildung 2.4d. Es sind aber andere Elektrodenformen möglich, die dann die Bewegung der Halbkugel in mindestens zwei FG gestatten. Als Nebeneffekt tritt durch die unterschiedliche Dickenänderung der Piezovolumina eine Rotation der typischerweise eingesetzten Halbkugeln auf. Darauf wird weiter unten bei der Beschreibung des Roboters Ramona genauer eingegangen. Hier steht jedoch die transversale Bewegung im Vordergrund.

Ähnlich wie beim Scherprinzip ist in diesem Fall die Umsetzung in verschiedene Aktortypen realisierbar. Eine rotatorische Achse sowie eine robotische Positioniereinheit für die Ebene werden in [28] angesprochen. Beide Antriebe ergeben zusammen den Micron-Roboter als Ergebnis des gleichnamigen EU-Projekts. Der Vorteil dieser Aufbauvariante gegenüber den Scherpiezos ist der relativ einfache, monolithische Aufbau des Aktors. Die Elektroden sind nur an einer Seite erforderlich, so dass eine einmalige ‚Bedruckung‘ der Bulk-Keramik mit leitfähigem Material zum gewünschten Ergebnis führt. In [28] werden überdies zwei weitere Antriebsvarianten für den Micron-Roboter verglichen. Eine Variante ist die oben beschriebene Lösung mit Scherpiezos. Der andere Entwurf basiert auf einem doppelten Rahmen verbunden durch Festkörpergelenke, welcher durch Bimorph-Piezoaktoren in drei FG aktuiert ist (in Abbildung 2.4 nicht dargestellt). Der Aufbau ist ähnlich zum Abalone, wenn auch in kleinerer Ausführung. Er erlaubt relativ große Schrittweiten von  $1,3\mu m$  gegenüber der monolithischen Variante mit  $0,3\mu m$ . Trotz der größeren Schrittweite bei der rahmenbasierten Ausführung weist die monolithische Variante mit  $2,15\frac{mm}{s}$  gegenüber  $1,1\frac{mm}{s}$  eine deutlich höhere maximale Geschwindigkeit auf. Dies ergibt sich aus der Tatsache, dass die monolithische Struktur steifer und besser gedämpft ist und nur wenig Masse in Bewegung gehalten wird. Bei Ramona (Kapitel 2.2.2) wird sich zeigen, dass diese Eigenschaften den Weg zu gesteigerter Performance weisen. Der Micron-Roboter mit der monolithischen Ausführung ist seit 2010 kommerziell verfügbar [29]. Über die vorherrschenden Kraftverhältnisse ist bei den oben gezeigten Systemen nichts bekannt.

Für die Modellierung und Simulation der linearen Stick-Slip-Achse gibt es zumindest ein wegweisendes Reibmodell von Breguet, welches als wichtige Grundlage dieser Arbeit in Kapitel 2.4 detailliert dargestellt wird. Über die generierbaren Kräfte sind aber die Informationen spärlich.

Ende der 90er Jahre wurden in Karlsruhe die ersten in Deutschland entwi-

ckelten Mikroroboter vorgestellt. Dies waren der Proham-Roboter, die Systeme Miniman I-III und Miniman IV. Die Roboter wurden erstmals in ein umfassendes System zur Automatisierung von Handhabungsprozessen eingebettet [30–33]. Die Automationsumgebung berücksichtigte dabei Aspekte wie Sensorik, Regelung und Prozessautomation am Beispiel der automatisierten Montage von Mikrogetrieben.

Die Systeme Proham und Miniman I-III ähneln vom Aufbau der Aktorik her dem Nanowalker (Verwendung von Piezoröhren). Die realisierten Schrittweiten liegen im Bereich von  $6\mu m$  bei einer maximalen Geschwindigkeit von bis zu  $30\frac{mm}{s}$ . Zu den generierbaren Kräften gibt es keine Daten. Miniman IV basiert auf speziell gefertigten Piezo-Stapelaktoren, die jeweils drei FG bieten [34, 35]. Er weist sechs solcher Piezoaktoren als ‚Beine‘ auf. Da immer mindestens drei Beine mit dem Boden in Kontakt stehen und stabilen Halt bieten, können die restlichen Beine versetzt werden. So kann eine Stick-Slip-freie Bewegung erzielt werden. Der Einsatz der Piezostacks erlaubt geringe Steuerspannungen, was wiederum die Integration der Ansteuerlektronik in den Roboter ermöglicht. Der Fertigungsaufwand für das System ist wegen der speziellen Aktorik sehr hoch. Schrittweiten von circa  $5\mu m$  sind dokumentiert. Angaben über Geschwindigkeiten oder über mögliche Kräfte gibt es nicht.

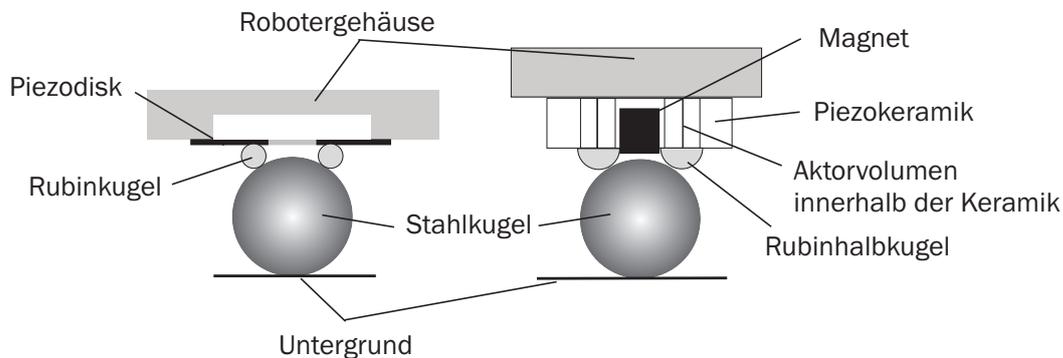
Alle bisher skizzierten mobilen Roboter haben den Nachteil, dass der Stick-Slip-Vorgang an den Berührungspunkten zwischen Roboter und Arbeitsoberfläche stattfindet. Dies führte in der Vergangenheit oft zum Verschleiß der Arbeitsoberfläche und dem Feststecken des Roboters, wenn nicht sehr teure, speziell gehärtete und plane Materialien eingesetzt wurden. Der Rollbot [36, 37] zeigt deshalb den Einsatz eines Zwischenelementes in Form einer Kugel, um die Arbeitsoberfläche zu schonen beziehungsweise den Betrieb des Roboters unabhängiger von der Ausführung der Oberfläche zu machen. Eine Funktionsskizze des Rollbot ist Abbildung 2.4f zu entnehmen. Der Roboter ‚rollt‘ auf drei Stahlkugeln (in der Abbildung nur zwei Kugeln dargestellt). Jede Stahlkugel steht über kleine verschleißfeste Rubinkugeln mit drei Piezobiegeaktoren in Kontakt. Über die gegenläufige Biegung der Piezoaktoren kann nun eine Drehung der Stahlkugeln und dadurch eine Vorwärtsbewegung des Roboters erzielt werden. Nach dem gleichen Prinzip können mit drei Biegeaktoren Drehungen der Stahlkugel in zwei FG erreicht werden. Eine minimale Schrittweite von circa  $100nm$  ist erzielbar, die maximale Schrittweite bei  $70V$  liegt bei  $3\mu m$ . Durch den Einsatz von relativ steifen Piezoscheiben als Aktoren treten allerdings starke parasitäre Bewegungsanteile auf. Diese verhindern Ansteuerfrequenzen über  $700Hz$  [38]. Daher ist die maximale Geschwindigkeit auf  $2,5\frac{mm}{s}$  begrenzt. Prinzipiell hängt die Funktion des Roboters stark vom Eigengewicht ab. Beispielhaft hierfür steht die „Pulling force“, die generierbare Kraft. Diese liegt beim sehr hohen Eigengewicht von

450g bei 0,3N. Für Roboter Massen um die 30g sind Kräfte um 10mN gemessen worden.

### 2.2.2. Eigener Ansatz (Ramona)

Die Robotersysteme der ‚Abteilung Mikrorobotik und Regelungstechnik‘ sollen hier ausführlich beschrieben werden, da sie zum einen für die Validierung der Krafterzeugung in Kapitel 6.2 verwendet wurden. Zum anderen wurde das in dieser Arbeit entwickelte Reibmodell nicht zuletzt für die Untersuchung und Verbesserung dieser Roboter entworfen.

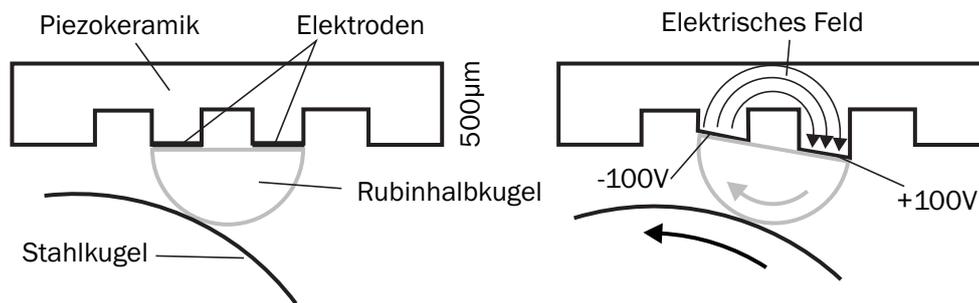
Wie schon weiter oben angedeutet, basieren diese Roboter auf dem Rollbot. Es stellte sich heraus, dass die dort verwendeten Piezoaktoren anfällig gegenüber Temperaturdrift und weiteren Störfaktoren wie Fertigungstoleranzen waren. Zusätzlich wies die Bauweise mit Biegeaktoren ein ausgeprägtes Federverhalten auf, was störende Vibrationen nicht ausreichend dämpfte. Andererseits hatte sich das Prinzip mit der ‚indirekt‘ angetriebenen Stahlkugel bewährt. Deshalb wurde ein erweitertes Antriebsprinzip auf der Basis von laserstrukturierten Piezokeramiken entwickelt. Abbildung 2.5 zeigt das neue Antriebsschema mit dem Namen **Ramona** (RAPid Mobile rObot with Nanometer Accuracy) im Vergleich zum Rollbot. Während Rollbot sich noch auf Biegeaktoren stützt, ist Ramona so aus-



**Abbildung 2.5.:** Vergleich der Antriebsschemata von Rollbot und Ramona.

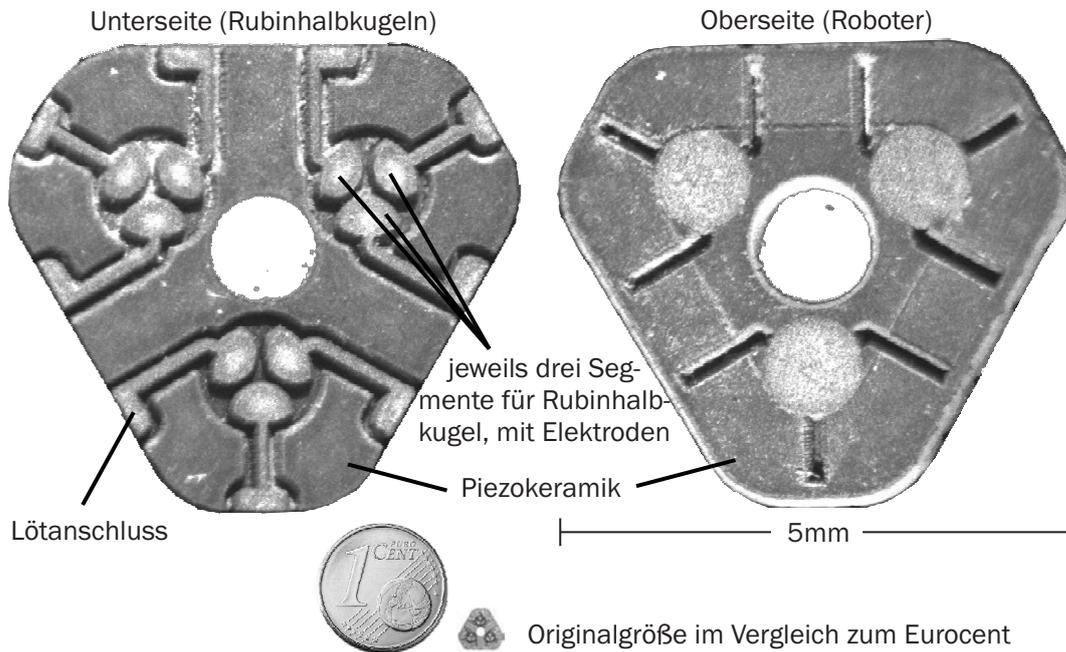
gelegt, dass die Roboter Masse beziehungsweise etwaige Kräfte sehr direkt über die Piezokeramik, die Rubinhalbkugeln und die Stahlkugel in den Boden abgeleitet werden können. Dies ist ein mechanisch wesentlich steiferer Ansatz, der störenden Vibrationen vorbeugt. Beibehalten wurde der indirekte Antrieb der Stahlkugel mittels Rubinelementen, nur dass anstelle von ganzen Kugeln Halbkugeln verwendet werden. Diese lassen sich besser auf die Piezokeramik aufbringen. Um die Kontaktkräfte zwischen der Stahlkugel und den Rubinhalbkugeln

zu verbessern, wurde noch ein Permanentmagnet in die Konstruktion integriert. Dieser ‚zieht‘ die Stahlkugel auf die Rubinhalbkugeln, ohne die Gesamtmasse des Roboters merklich zu beeinflussen. Damit können die Rubinhalbkugeln ein größeres Moment auf die Stahlkugel übertragen. Ebenso werden die dynamischen Eigenschaften des Gesamtsystems verbessert. Gleichzeitig wird das Handling erleichtert, da die Stahlkugeln beim manuellen Aufnehmen des Roboters haften bleiben. Für das Verständnis des Zusammenwirkens der Piezokeramik mit der Stahlkugel dient Abbildung 2.6. Die Basis des Antriebs ist eine laserstrukturierte



**Abbildung 2.6.:** Antriebsprinzip eines Aktors von Ramona.

te Piezokeramik (vergleiche Abbildung 2.3b). Das zugehörige Fertigungsverfahren wurde eigens in der Abteilung des Autors entwickelt [39, 40]. Die skizzierte Keramik ist in zwei Bereiche separiert, welche die Rubinhalbkugel aufnehmen. Diese Bereiche - im Folgenden Segmente - können mit einem elektrischen Feld beaufschlagt werden. Dadurch kommt es zu einer definierten Verformung der beiden Bereiche (Abbildung 2.6, rechts). Somit wird eine Dehnung (rechtes Segment) und eine Stauchung (linkes Segment) erreicht. Die Rubinhalbkugel wird entsprechend mitbewegt, weil sie an den verformten Segmenten der Keramik quasi gelenkig aufgehängt ist. Ein Klebstoff gleicht dabei kleine Bewegungsunterschiede aus. Im Idealfall einer gleichmäßigen Streckung und Stauchung wird die Rubinhalbkugel um ihren Mittelpunkt gedreht. Eine entgegengesetzt polarisierte Ansteuerung der Piezosegmente führt also zu einer Rotation der Stahlkugel. Dies ist genau die Bewegung, welche zum Antrieb der Stahlkugel angestrebt wird. Eine Voraussetzung hierfür ist die passende Unterteilung der Elektroden (Segmentierung), die mit dem Laser sehr flexibel zu fertigen ist. Ebenfalls vorteilhaft im Sinne maximaler Auslenkung ist die Strukturierung der Aktorgeometrie selbst. Diese ist lasergestützt durchführbar (vergl. Abbildung 2.3b). Somit können relativ komplexe Geometrien mit dem Laser erstellt werden. Im Vergleich zum Micron-Roboter (siehe vorangegangenes Kapitel) wird hier nicht die Ver-

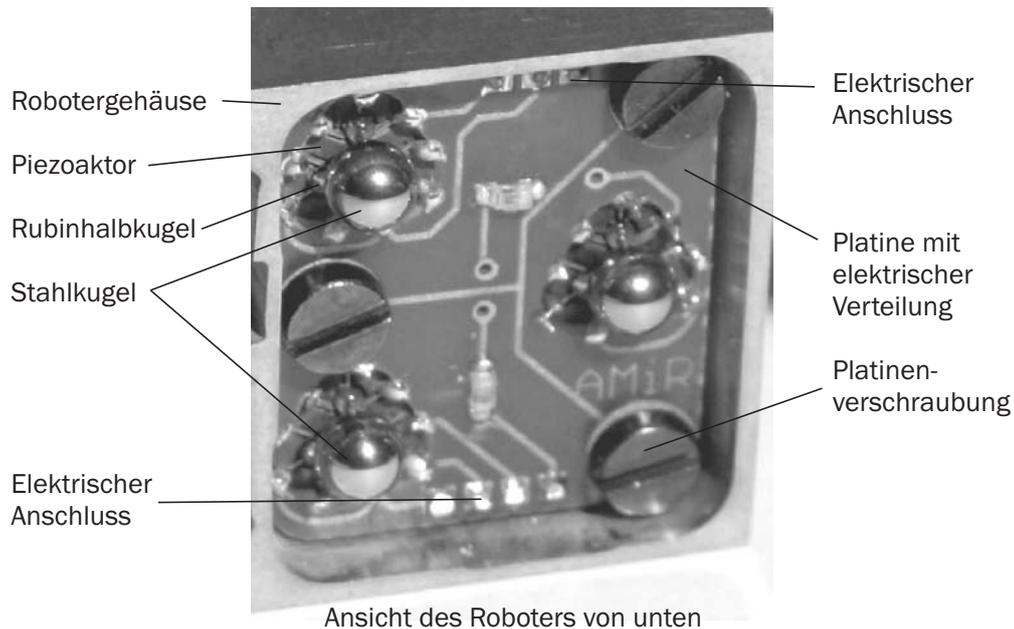


**Abbildung 2.7.:** Piezoaktor für den Antrieb einer von drei Stahlkugeln von Ramona.

schiebung der Rubinhalbkugel genutzt, sondern deren Rotation. Dies führt zu geringen beschleunigten Massen, weniger Vibrationen und größerer Dynamik.

Abbildung 2.7 zeigt einen kompletten Piezoaktor für den Antrieb einer Stahlkugel mit drei Rubinhalbkugeln. Links sind die Segmente für die Rubinhalbkugeln zu erkennen (drei Segmente reichen aus, um eine Rubinhalbkugel in drei Freiheitsgraden zu drehen). Hinzu kommen strukturierte Leiterbahnen und Lötanschlüsse an den Rändern. In der Mitte ist eine Bohrung für die Aufnahme des Magneten vorgesehen. Da Ramona wie der Rollbot auf drei Stahlkugeln abrollt, sind drei der in Abbildung 2.7 gezeigten Aktoren in einer Platine integriert, wie Abbildung 2.8 zeigt.

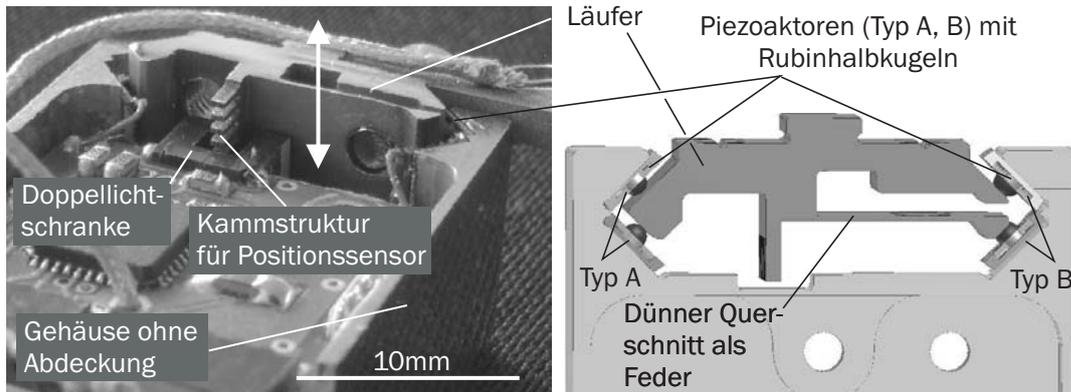
Die Platine weist die Maße  $13 \cdot 18 \text{ mm}$  auf, der gesamte Roboter  $22 \cdot 20 \cdot 17 \text{ mm}^3$  (BxLxH). Entscheidend für die Funktion von Ramona ist die Anordnung der Rubinhalbkugeln und die elektrische Verschaltung. Es ist möglich, alle  $3 \cdot 3 \cdot 3 = 27$  Elektroden zu sechs unabhängigen elektrischen Kanälen zusammenzuschalten (mehr dazu in [41, 42]). Damit ist ein wesentlich einfacherer elektrischer Anschluss möglich. Die Platine sorgt einerseits für die Stromversorgung der Aktoren, nimmt diese andererseits aber ebenso mechanisch auf. Die Befestigung erfolgt durch Epoxidharz und durch die neun Lötverbindungen pro Aktor. Prin-



**Abbildung 2.8.:** Platine von Ramona zur Aufnahme von drei Piezoaktoren.

ziptell ist der Roboter - bestehend aus Platine und drei Aktoren - funktionsfähig und kann in zwei translatorischen und einem rotatorischen FG in der Ebene positionieren. Für die Anwendung im Rasterelektronenmikroskop (REM) ist jedoch eine Abschirmung notwendig, damit der Primärelektronenstrahl zum einen und die Sekundärelektronen zum anderen nicht negativ beeinflusst werden. Daher ist die Aktorik seitlich mit einem geerdeten Metallgehäuse umgeben (Abbildung 2.8). Das Metall wirkt als Faraday'scher Käfig und schirmt auftretende elektrische Felder zuverlässig ab. Ein hochwertiges, abgeschirmtes Zuleitungskabel zum Roboter vorausgesetzt, ist ein störungsfreier Betrieb im REM trotz der hohen Spannungen bis zu  $300V_{pp}$  möglich.

Um die Flexibilität von Ramona weiter zu erhöhen, wurde als Manipulator eine lineare Achse ebenfalls auf Basis von laserstrukturierten Piezokeramiken hinzugefügt. Abbildung 2.9, links, zeigt den Roboter von oben ohne Gehäusedeckel und mit Sicht auf den Mechanismus. Rechts in der Abbildung ist der Antrieb schematisch dargestellt. Der Läufer mit einer Höhe von  $11mm$  wird durch Rubinhalkugeln in Position gehalten und angetrieben. Der Fahrweg beträgt  $5mm$ , die typische Schrittweite gut  $100nm$ . Die Ansteuerung der Rubinhalkugeln erfolgt analog zum bisher vorgestellten Antrieb durch laserstrukturierte Piezokeramiken. In der Abbildung ist zu erkennen, dass jeweils zwei Aktoren des Typs A und B so angeordnet werden, dass sich eine prismatische Einspannung des Läufers



**Abbildung 2.9.:** Linearer Manipulator von Ramona. Links die Ansicht von oben, rechts schematische Darstellung.

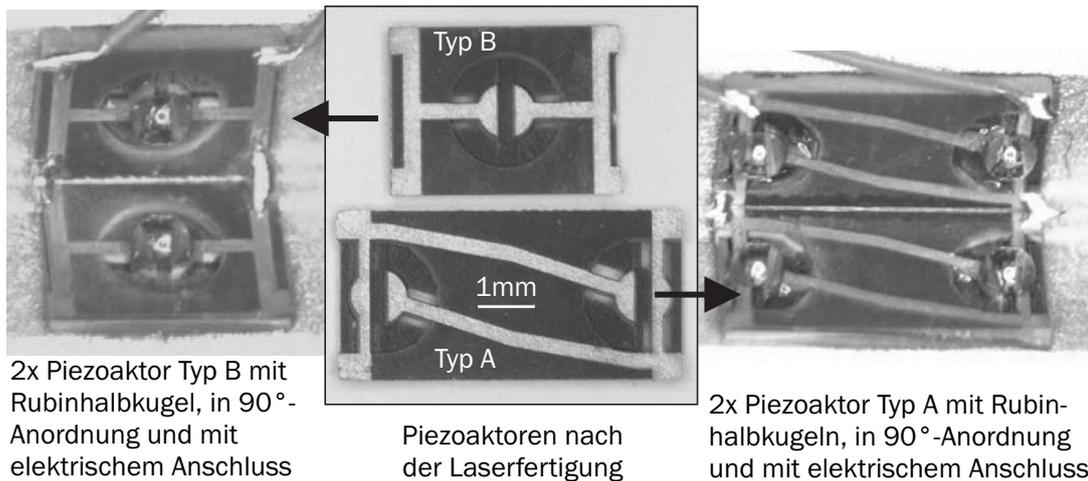
ergibt (mehr zu den Aktortypen weiter unten). Diese reduziert parasitäre Verkippungen des Läufers. Die erforderliche Normalkraft (Vorspannung) wird von einer Feder erzeugt, die als dünner Querschnitt in den Läufer integriert ist. Die Feder wird mit geringem Übermaß gefertigt, so dass sich beim Einsetzen des Läufers in das Robotergehäuse eine passende Vorspannung ergibt. Passend bedeutet hier, dass die Vorspannung ein relativ kritischer Parameter ist und sorgfältig gewählt werden muss. Es wird sich im Rahmen des Reibmodells in dieser Arbeit zeigen - und es wurde schon durch andere Veröffentlichungen zu Stick-Slip-Antrieben angedeutet -, dass ein Stick-Slip-Antrieb nur innerhalb eines bestimmten Vorspannungsbereichs funktioniert. Es sei hier schon vorweggenommen, dass eine zu hohe Vorspannung das Erreichen der Slip-Phase verhindert und der Antrieb nicht verfährt. Für den Fall vertikaler Bewegungen ist die Masse des Läufers in Verbindung mit der Gravitation eine untere Grenze für die Vorspannung. Bei zu geringer Vorspannung geht die Funktion der mechanischen Führung verloren und der Kontakt zu den Rubinhalkugeln ist nicht mehr definiert vorhanden. Den Extremfall bildet das Herausfallen des Läufers aus dem Gehäuse. Mehr zum Einfluss der Vorspannung kann den Kapiteln 4.1.5 und 5 entnommen werden.

Im Gegensatz zur lateralen Bewegung des Roboters wurde für den linearen Manipulator eine Positionssensorik integriert. Diese basiert auf dem Prinzip des Inkrementalenkodiers inklusive Interpolation. Hierzu wurde am Läufer eine kammartige Struktur erstellt, die in eine Doppellichtschranke auf dem Roboter ragt. Durch Auswertung der beiden Helligkeitswerte der Lichtschranken ist eine relative Positionsmessung möglich [43]. Mittels der anfänglichen Kalibrierung auf eine lichtundurchlässige Barriere am Ende der Kammstruktur sind absolute Positionierungen durchführbar.

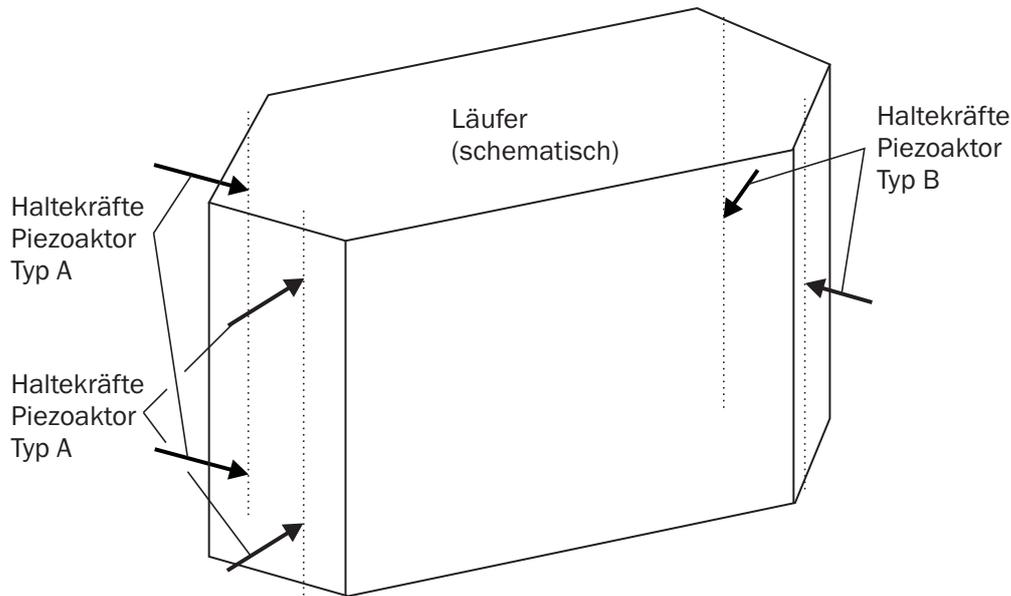
Die Piezoaktoren Typ A und B sind in Abbildung 2.10 dargestellt. Der Typ A trägt zwei Rubinhalkugeln, Typ B nur eine Rubinhalkugel. Daher sind es insgesamt sechs Rubinhalkugeln, die den Läufer zugleich mechanisch führen und antreiben. Die Dicke der Keramiken beträgt  $500\mu m$ . Abbildung 2.11 zeigt eine Skizze des Läufers mit den Kontaktkräften der Rubinhalkugeln.

Es wird deutlich, dass der Läufer auf der einen Seite durch vier, auf der Anderen durch zwei ‚Lagerkräfte‘ gehalten wird. Dies kann im Sinne einer optimalen Stützweite und gleicher Betriebsbedingungen für jeden Piezoaktor nur ein Kompromiss sein. Allerdings sind beim Bau solcher Antriebe Belange der Fertigungs- und Montagetechnik zu berücksichtigen. Die Frage der idealen Lagerung im Mikro- und Nanobereich (abgesehen von Festkörpergelenken mit limitiertem Verfahrensweg) und der Ausgleich von Fertigungstoleranzen ist noch Gegenstand der Forschung. Es bleibt festzuhalten, dass die vorgestellte Lagerung mit sechs Kontaktpunkten keine statisch bestimmte Lösung ist, sondern - bedingt durch die Anordnung - statisch unterbestimmt. Erst durch Hinzunahme von Reibung und Federsteifigkeit kann eine mechanische Beschreibung sinnvoll durchgeführt werden. Mehr hierzu im Sinne des beschreibenden Reibmodells kann in Kapitel 4.4.4 und in Anhang E nachgelesen werden.

Eine ausführliche Charakterisierung von Ramona wurde unter dem Aspekt der Regelung und Automation durchgeführt [41, 44, 45]. Daher sollen hier nur zwei beispielhafte Messungen (Abbildung 2.12 und 2.13) zeigen, welches Potential für Positionierungsaufgaben zur Verfügung steht. Beide Messungen zeigen die Stick-Slip-Schrittweite in Abhängigkeit eines Parameters vom Ansteuersignal.



**Abbildung 2.10.:** Piezoaktoren Typ A und Typ B für den linearen Manipulator in Abbildung 2.9.



**Abbildung 2.11.:** Skizze des Läufers mit Kontaktkräften ohne Reibung.

Die Schrittweite wurde mit Hilfe eines Laserinterferometers (SIOS) gemessen, welches eine Genauigkeit von circa  $3nm$  bietet. Abbildung 2.12 zeigt die variierende Schrittweite von Ramona abhängig von der Sägezahn-Amplitude. Die gezeigte Schrittweite ist nur für Spannungen von  $50$  bis  $300V$  aufgetragen. Unter  $75V$  ist keine messbare Bewegung festzustellen. Dieses Phänomen wird in Kapitel 4.1.1 ausführlich diskutiert. Zwischen  $75$  und  $300V$  ist ein nahezu linearer Anstieg der Schrittweite zu beobachten. Das gilt für beide translatorischen Richtungen X und Y sowie analog für die Rotation. Das bedeutet, dass mit der Spannung die Geschwindigkeit der Plattform unabhängig von der Schrittweite eingestellt werden kann. Dies ist insbesondere interessant, wenn unter dem REM zu jeder Vergrößerungsstufe mit einer passenden Geschwindigkeit verfahren werden soll. Da die Schrittweite hierbei konstant (hoch) bleibt, ist immer ein sehr homogenes Verfahren mit kleinen Schritten möglich. Dies ist optimal im Sinne einer ruhigen, quasikonstanten Bewegung, da schnelle kurze Schritte günstiger sind als langsame, große Schritte. Des Weiteren kann dem Diagramm eine minimale Schrittweite von unter  $10nm$  bei  $75V$  entnommen werden. Das ist - verglichen mit dem Rollbot - eine Verbesserung um eine Größenordnung. Gleichzeitig können für schnelle Verfahrensbewegungen  $120nm$ -Schritte durchgeführt werden. In Kombination mit sehr hohen Ansteuerfrequenzen von  $50kHz$  konnte eine maximale Geschwindigkeit von  $6\frac{mm}{s}$  erzielt werden. Das ist für Anforderungen der Nanomanipulation ein guter Wert, beträgt doch der Arbeitsbereich eines mobilen

Roboters im REM selten mehr als die Größe des Roboters selbst.

Abbildung 2.13 zeigt die Abhängigkeit der Schrittweite von der Ansteuerfrequenz. Die mittlere Schrittweite beträgt  $120\text{nm}$  bei Frequenzen bis zu  $50\text{kHz}$ . Danach fällt die Schrittweite auf gut  $60\text{nm}$  bei  $80\text{kHz}$  ab. Die Streuung bewegt sich im Bereich von 15%. Die gute Reproduzierbarkeit ist eines der herausragenden Merkmale von Ramona. Gleichzeitig sind diese Eigenschaften gute Voraussetzungen für die Regelung und Automation. Auf die dynamischen Eigenschaften der Aktoren wird in Kapitel 4.4.3 noch näher eingegangen. Mit dem Ansatz der laserstrukturierten Piezokeramiken lässt sich ein relativ großer Geschwindigkeitsbereich mit höchster Genauigkeit und großen Verfahrwegen kombinieren. Abbildung 2.14 zeigt Ramona in Seiten- und Unteransicht, zur instruktiven Darstellung mit End-Effektor. Tabelle 2.2 zeigt die Kenndaten von Rollbot und Ramona im Vergleich.

In [46] wurden erste Messungen der von Ramona erzeugbaren Kräfte dokumentiert. Die Obergrenze wurde hier mit  $30\text{mN}$  angegeben, dies bei Nutzung nur eines translatorischen Freiheitsgrades.

Ein Vergleich der verschiedenen bisher vorgestellten Roboter kann [47] entnommen werden. Es kann festgehalten werden, dass die Roboter aus der Abteilung AMiR durchaus den Stand der Forschung und Technik auf diesem Gebiet

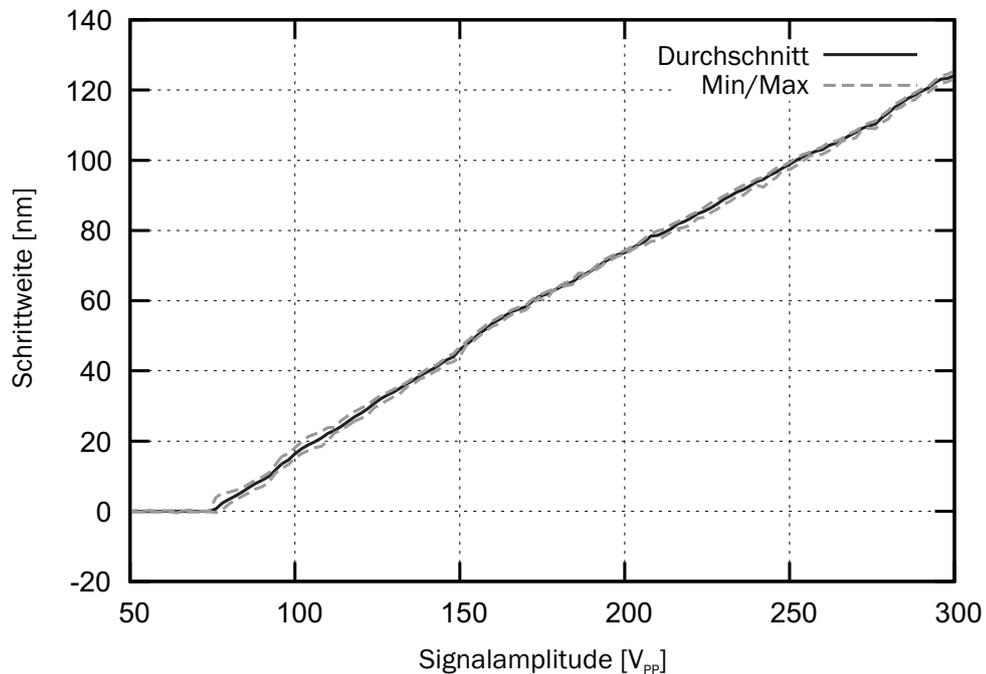
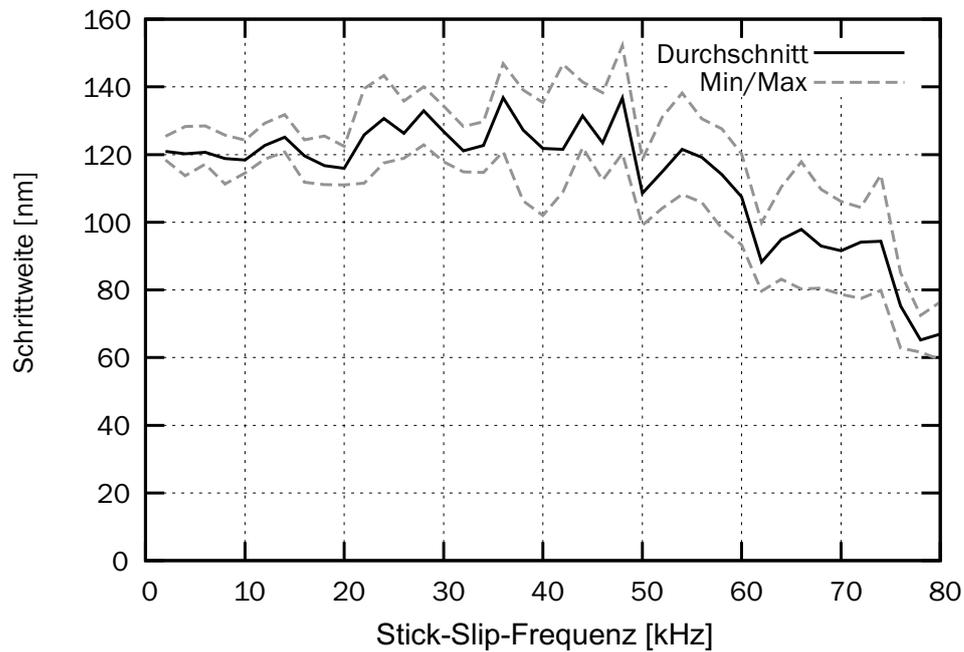


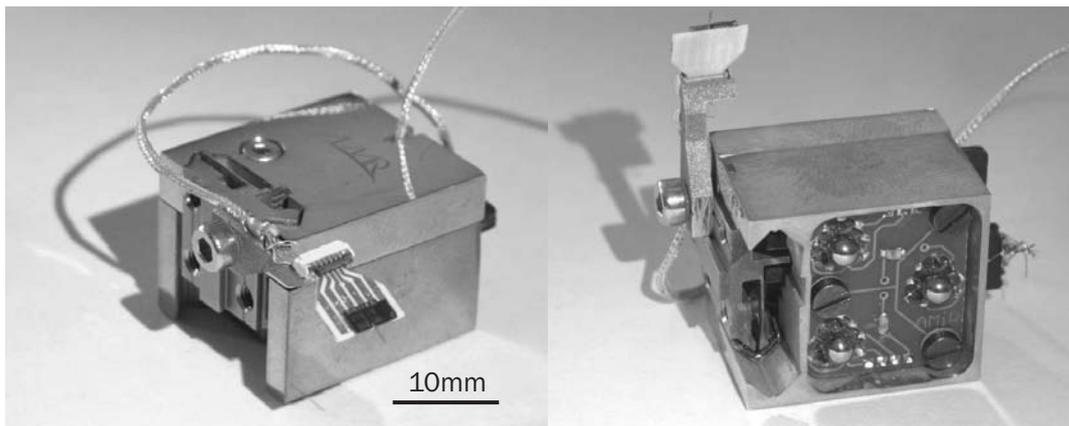
Abbildung 2.12.: Gemessene Schrittweite abhängig von der Signalamplitude.



**Abbildung 2.13.:** Gemessene Schrittweite abhängig von der Stick-Slip-Frequenz.

darstellen.

Allen Robotersystemen der Forschung gemeinsam ist die Verwendung von Piezoaktoren. Die einzige Ausnahme stellt der Arripede [48] dar. Die thermisch induzierte Bewegung des Arripede' mittels Siliciumstruktur wird in den Veröffentli-



**Abbildung 2.14.:** Bilder des Roboters Ramona.

Eigenschaft	Rollbot	Ramona
Kleinste Schrittweite	100nm	<10nm
Maximale Schrittweite	3 $\mu$ m	130nm
Maximale Signalamplitude	$\pm 70V$	$\pm 150V$
Anzahl Freiheitsgrade	3	3 + 1
Maximale Geschwindigkeit	2,5 $\frac{mm}{s}$	6 $\frac{mm}{s}$ bei 40kHz
Maximale Last	150g	>500g
Auflösung (Scanning mode)	10nm	<1nm
Maximale Ansteuerfrequenz	700Hz	100kHz

**Tabelle 2.2.:** Vergleich Rollbot und Ramona.

chungen als Stick-Slip-Bewegung bezeichnet. Aufgrund der wesentlich geringeren Performance ist eine Vergleichbarkeit mit den piezogetriebenen Systemen aber sehr fragwürdig.

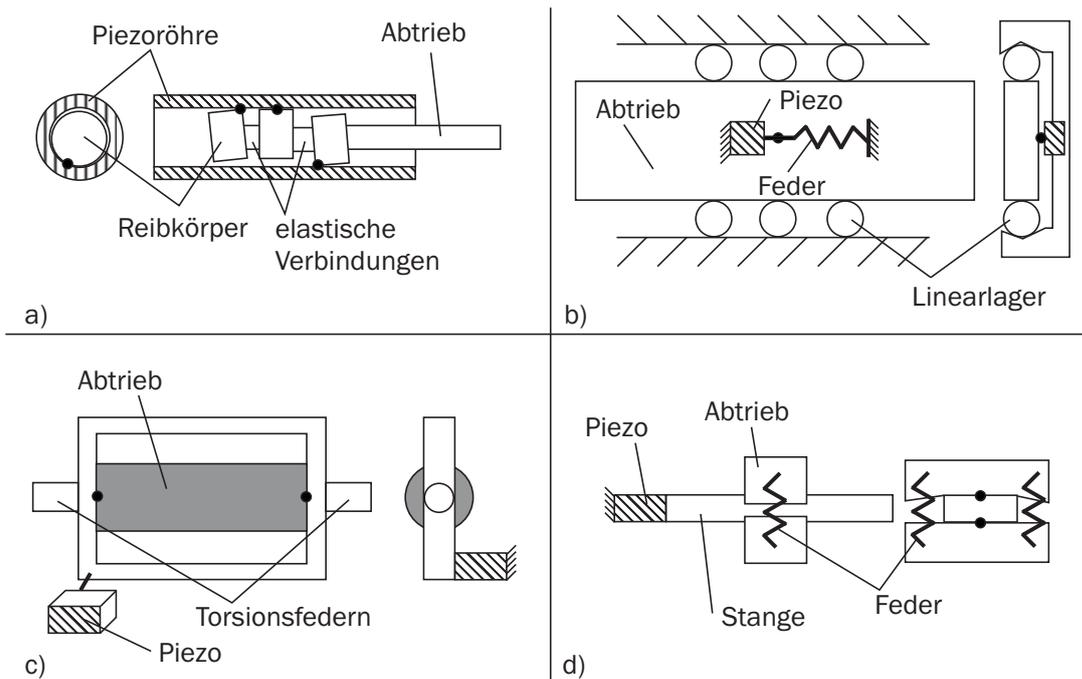
Bei allen vorgestellten Robotern steht das Positionieren des Roboters beziehungsweise des End-Effektors im Vordergrund. Die Schrittweiten variieren zwischen 100nm und einigen  $\mu$ m. Maximale Geschwindigkeiten im  $\frac{mm}{s}$ -Bereich können realisiert werden. Die Untersuchung der wirkenden Kräfte ist höchstens am Rande Gegenstand der Forschung. In einigen Publikationen werden Angaben zu Kräften und Drehmomenten gemacht, aber selbst in diesen Fällen wurden nur die Maximalwerte betrachtet. Es wurde bisher nicht untersucht, ob es möglich ist, kleinere Kräfte zu generieren, und wenn ja, welche Parameter diese Kräfte bestimmen. Daher gibt es in der Forschungsliteratur keine Modellierung solcher Kräfte.

Im folgenden Kapitel wird noch ein kurzer Abriss über kommerzielle Bauformen von Stick-Slip-Positionierern und allgemeine Anwendungen gegeben, bevor genauer auf die bisherigen Ansätze zur Modellierung von Stick-Slip-Antrieben eingegangen wird.

### 2.2.3. Kommerzielle Bauformen

An dieser Stelle sollen ausgewählte Stick-Slip-Antriebe aus der Industrie vorgestellt werden. Hier liegt der Schwerpunkt selbstverständlich auf kostengünstiger Fertigung und vollständiger Regelbarkeit. Deshalb beschränken sich viele Hersteller auf den Bau eindimensionaler Positionierer mit entsprechenden Sensoren, um eine einfache Integration in Automationsumgebungen zu ermöglichen. Aus diesen translatorischen oder rotatorischen Achsen werden dann typischerweise Systeme mit drei FG erstellt.

Die Vorstellung erfolgt aus dem Grund, um eine vollständige Übersicht über nutzbare Bauformen zu erhalten. Später kann dann beurteilt werden, ob das Prinzip der Krafterzeugung universell ist, also unabhängig von der Bauform des Antriebs. Mehr dazu ist in Kapitel 3.2.8 zu erfahren. Abbildung 2.15 zeigt die schematische Bauform ausgewählter Systeme, die im Folgenden beschrieben werden.



**Abbildung 2.15.:** Schematische Darstellung verschiedener Stick-Slip-Bauformen aus der Industrie. Für weitere Informationen siehe Text.

Der Nanomotor (Abbildung 2.15a) von Klocke Nanotechnik [49] besteht aktor-seitig aus einer piezokeramischen Röhre mit einer Länge von maximal  $20\text{mm}$ . Der Abtrieb ist aus einer Anzahl von Einzelkörpern zusammengesetzt, welche mit der Piezoröhre in Kontakt stehen. Sie sind elastisch miteinander verbunden. Diese Anordnung resultiert in einem homogenen, konstanten Reibverhalten (vermutlich durch konstante Normalkräfte), weitgehend unabhängig von den Umgebungsbedingungen. Die Anzahl der Körper erhöht gemäß [50] die Läufermasse und damit die maximale Last. In der Abbildung sind die Stick-Slip-Kontaktpunkte durch schwarze Kreise markiert. Der Verfahrensweg des Abtriebs beträgt je nach Ausführung  $5 - 19\text{mm}$  bei „atomarer“ Auflösung (Zitat von der Internetseite des Herstellers). Die Belastbarkeit ist mit  $20\text{g}$  angegeben. Das entspricht einer ma-

ximalen Kraft von  $0,2N$ . Die Skizze wurde an das Patent WO001996014959A1 angelehnt [50].

Die Bauform der Aktoren von SmarAct fußt auf einem Abtrieb, der durch Linearkugellager geführt wird [51]. Der Antrieb erfolgt durch einen Piezostack, der über einen definierten Reibkontakt auf den Abtrieb wirkt. Beispielfhaft ist in Abbildung 2.15b ein linearer Positionierer skizziert. Die Bauform ist bezüglich dieser Arbeit besonders interessant, da nicht alle Lagerpunkte Stick-Slip-mäßig angetrieben werden, sondern nur ein einziger Kontakt. Im Gegensatz zur z-Achse von Ramona (Kapitel 2.2.2) sind also die Komponenten ‚Führung‘ und ‚Antrieb‘ funktionell getrennt. Diese bei größeren industriellen Achsen häufig anzutreffende Bauart könnte Auswirkungen auf die Funktion der Stick-Slip-Krafterzeugung haben. Daher wurde ein Positionierer dieses Typs für eine Messreihe ausgewählt, welche in Kapitel 3.2.8 näher erläutert wird. Die Schrittweite der Positionierer von SmarAct wird je nach Amplitude bis zu  $1\mu m$  betragen, die Geschwindigkeit kann maximal  $5\frac{mm}{s}$  bei einem sehr großen Verfahrensweg von über  $35mm$  erreichen. Die Haltekraft liegt laut Datenblatt bei  $3N$ .

Die Abbildung 2.15c skizziert den Mechanismus, der von der Firma Kleindiek Nanotechnik vertrieben wird [52]. Auf Basis der Patente WO001994006160A1 [53] und WO002000054004A1 [54] werden rotatorische Achsen konstruiert. Diese bestehen aus einem Rahmen, der durch Torsionsfedern flexibel gelagert ist und durch einen Piezoaktor begrenzt gedreht werden kann. Im Rahmen ist der Abtrieb eingespannt, der in Rotation versetzt wird. Durch die Kombination von zwei rotatorischen und einer linearen Achse kann ein Arbeitsraum in Form einer Halbkugelschale abgedeckt werden (Manipulator Kleindiek MM3A-EM). Die Auflösungen sind im Bereich von  $10 - 20nm$ , die Haltekraft und Haltemomente sind maximal  $1N$  beziehungsweise  $3 - 4Nmm$ . Der Manipulator ist nicht mit Sensorik verfügbar. Daher ist ein Bediener auf das Feedback durch die Umgebung (Mikroskop) angewiesen.

Eine konstruktiv sehr einfache Variante eines Stick-Slip-Antriebs zum Bau von Robotern mit drei kartesischen FG wird von der Xidex Corporation verwendet [55]. Der Aufbau ist vergleichbar mit dem Piezowalker aus Abbildung 2.4c, nur dass An- und Abtrieb vertauscht sind, wie der Skizze in Abbildung 2.15d entnommen werden kann. Eine Stange wird durch einen Piezostack bewegt. An der Stange sind zwei Reibkörper mit definierter Federvorspannung befestigt und stellen den Abtrieb dieser linearen Achse dar. Ein interessantes Detail ist die einfache Verklebung der Piezostacks mit der Stange ohne weitere mechanische Vorrichtungen. Aufgrund des seriellen Aufbaus ist zu erwarten, dass relativ große Momente zumindest auf die Verklebung der ersten Achse wirken und die Lebensdauer negativ beeinflussen. Die Zukunft wird zeigen, ob ein solches Konzept langfristig tragfähig ist. Die Schrittweite variiert zwischen  $0,1$  und  $2\mu m$ . Der

Verfahrweg ist  $15\text{mm}$  bei maximal  $1\frac{\text{mm}}{\text{s}}$  Verfahrgeschwindigkeit.

Die Firma Attocube als Ausgründung der TU München entwickelt Positionierer speziell für Tieftemperatur-Umgebungen und/oder sehr starke Magnetfelder [56]. Der Aufbau der Positionierer entspricht im Prinzip dem von Pohl publizierten Schema (siehe [2]). Der kleinste verfügbare Aktor hat bei  $300^\circ\text{K}$  eine Schrittweite von  $25\text{nm}$ . Der Verfahrweg beträgt  $2,5\text{mm}$  bei einer maximalen Last von umgerechnet  $0,1\text{N}$ . Eine Anwendung der Aktoren ist in [57] zu finden.

Die oben genannten Motoren sind sich bezüglich der Haltekräfte relativ ähnlich. Ein Beispiel für hohe Haltekräfte ist die Picomotor-Serie der Firma Newport [58]. Diese Stick-Slip-Positionierer weisen bei einem Verfahrweg von gut  $12\text{mm}$  eine kleinste Schrittweite von  $30\text{nm}$  auf. Die Stellkraft beträgt  $22\text{N}$ . Gleichzeitig beträgt die maximale Geschwindigkeit nur  $0,02\frac{\text{mm}}{\text{s}}$ . Offensichtlich muss die hohe Stellkraft durch den Nachteil langsameren Verfahrens ‚erkauft‘ werden. Die in dieser Arbeit vorgestellten Überlegungen zum Rückgang der Schrittweite mit der Vorspannung zeigen ebenfalls diese Tendenz (siehe Kapitel 5.2.1f). Über die Bauform dieser Motoren sind keine Details bekannt, außer der Tatsache, dass es sich um Stick-Slip-Antriebe handelt. Erwähnenswert ist noch der Hinweis des Herstellers, dass kleinere Betriebsfrequenzen zu einer längeren Lebensdauer führen. Die Gründe hierfür können nicht benannt werden.

Die mobilen Roboter zur Nanohandhabung von Imina Technologies [29] wurden bereits in Kapitel 2.2.1 vorgestellt.

Es kann festgehalten werden, dass die meisten kommerziellen Antriebe entweder recht kleine Stellkräfte ( $<0,5\text{N}$ ) oder mittlere Stellkräfte im Newtonbereich aufweisen. Lediglich die Picomotor-Serie bildet eine Ausnahme. Überdies sind stets Maximalwerte angegeben. Es gibt keine Hinweise darauf, dass die Erzeugung von kleineren, gezielten Werten eine Rolle spielt. Daher kann das Fazit gezogen werden, dass im kommerziellen Bereich das Potential der Erzeugung gezielter Kräfte mit Stick-Slip-Antrieben nicht bekannt ist.

#### 2.2.4. Anwendungen

Eine Übersicht über Anwendungen miniaturisierter Stick-Slip-Antriebe bietet die folgende Auswahl. Es soll aufgezeigt werden, wie vielfältig die Anforderungen an die Positionierer und daran gekoppelte Prozesse sind. Eine erste Übersicht kann Zhao et.al. [59] entnommen werden:

- Für die Fertigung integrierter Schaltkreise (engl. „Integrated Circuit, IC“) werden hochauflösende Bühnen für die Nanolithographie benötigt.
- Die Technologie zur Fabrikation faseroptischer Komponenten bildet einen großen Anwendungsbereich mit entsprechender kommerzieller Bedeutung.

Verkapselung, Schleifen, die Gestaltung der Anbindung und das Verschweißen von Fasern sind wichtige Teilgebiete.

- Die Biomedizin beziehungsweise Biotechnologie gewinnt zunehmend an Bedeutung. Biologische Zellen sind häufig im Fokus der Bemühungen, hier die Separierung von Zellen, die Integration, der Materialtransfer zur und von der Zelle oder die Umorganisation biologischer Strukturen.
- In der Luft- und Raumfahrt ist die genaue Ausrichtung verschiedenster Kamerasysteme wichtig.
- Allgemein sind hochgenaue Positionierer Grundlage der Ultrapräzisions-Prozesstechnik. Damit werden Prozesse mit Toleranzen in der Größenordnung  $100nm$  bezeichnet. Die Wiederholbarkeit der Positionierer sollte dann besser als  $10nm$  sein.

Es zeigt sich, dass die Anwendungsgebiete sehr vielfältig sind und jeweils eigene, spezielle Anforderungen mitbringen. Einige Anwendungen sind im Folgenden beschrieben.

Mit dem Rollbot wurden im Rahmen des RoboSEM-Projekts Zellen manipuliert [60, 61]. Der Rollbot ist in eine Automationsumgebung eingebettet, so dass das automatisierte Ansaugen von Zellen mittels einer Pipette und das gezielte Ausstoßen an der Zielposition gezeigt werden können. Zusätzlich ist das System in der Lage, verschiedene Zelltypen zu unterscheiden und so einen Sortierprozess durchzuführen. Solche Prozesse sind in der Biotechnik und der Biomedizin von grundlegender Bedeutung.

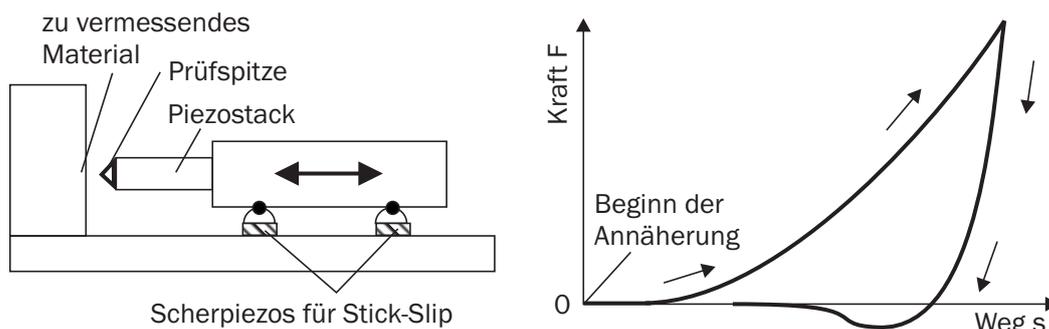
Ein Verfahren zur Kraftregelung bei der Penetration von Zellen hat Xie präsentiert [62]. Der klassische Versuchsaufbau mit Feinpositionierern, Kraftsensor und Bildverarbeitung wird durch das Verfahren auf Basis der Impedanzregelung in die Lage versetzt, Zellen schonend zu penetrieren und damit die Gefahr des Zelltods zu minimieren.

Weiterhin gibt es Systeme auf der Basis von Mikrorobotern zur Manipulation kleinster Partikel. In [63] wurde ein Rastersondenmikroskop durch einen Nanoroboter erweitert (der genaue Typ ist nicht angegeben). Dadurch ist das gezielte Untersuchen parasitärer Kräfte möglich („sticking effects“), welche auf Partikel kleiner  $100\mu m$  wirken. Dabei spielt die Kraftmessung zwischen  $1 - 1000nN$  eine große Rolle. Als weitere Anwendung wurden  $200\mu m$  große Glaskugeln auf Cantilevern platziert oder in Mikrokugellager eingebaut.

Die Untersuchung von Kohlenstoff-Nanoröhren erfordert ebenfalls die Verwendung hochpräziser Positionierer [64–66]. Im Vordergrund dieser Messungen stehen die herausragenden mechanischen und elektrischen Eigenschaften von

Kohlenstoff-Nanoröhren (engl. „Carbon-Nano-Tubes, CNTs“). Diese sind nachgewiesenermaßen überragend. Eine höhere mechanische Festigkeit als Stahl und eine zum Teil bessere elektrische Leitfähigkeit als Metall sind bekannt [67]. Die automatisierte Charakterisierung von CNTs ist deshalb ein Schlüssel zur systematischen und schnellen Analyse bei der Verbesserung der Herstellungsverfahren. Für die Analysen sind wiederum hochgenaue und zuverlässige Robotersysteme erforderlich, die den Erfordernissen moderner Rasterelektronenmikroskope gerecht werden.

In [68] werden ähnliche Anwendungsgebiete wie bei Zhao aufgezählt. Dies sind im Wesentlichen Mikro-Herstellungsverfahren, die Nanotechnologie und die Fabrikation optischer Komponenten und Systeme. In der Gruppe wurde ebenfalls die Einsetzbarkeit von Stick-Slip-Antrieben zur Nanoindentation untersucht [69]. Hier wurde eine Nanoindentation mit kontinuierlichen Antrieben und zusätzlich mit Stick-Slip-basierten Aktoren durchgeführt. Die Resultate wurden verglichen. Abbildung 2.16 zeigt eine Skizze des verwendeten Aufbaus (nach Rabe [69], Figure 5.2) und eine beispielhafte Messkurve.



**Abbildung 2.16.:** Schematische Darstellung des Aufbaus von Rabe zur Nanoindentation mittels Stick-Slip-Positionierern.

Bei der Nanoindentation wird ein Material beziehungsweise eine Oberfläche von einem härteren Prüfkörper punktiert. Die bei den Schritten ‚Eindrücken‘ und ‚Herausziehen‘ des Prüfkörpers entstehenden charakteristischen Kraft- und Wegmesskurven erlauben das Ableiten von Werkstoffkennwerten. Mehr zum Verfahren der Nanoindentation kann [70, 71] entnommen werden.

Der Aufbau von Rabe zeigt einen horizontal verfahrbaren Körper, der einen Piezostack trägt, an dessen Ende der Prüfkörper befestigt ist. Der gesamte Körper kann durch Scherpiezos bewegt werden (vergleiche Abbildung 2.16, links). Der Piezostack ist für die kontinuierliche Indentation vorgesehen. Im diesem Fall wird mit dem Stick-Slip-Antrieb (Scherpiezos) grob vorpositioniert, anschließend nur mit dem Piezostack indentiert. Das Resultat ist eine Messkurve nach dem

Schema in Abbildung 2.16, rechts. Bei der Stick-Slip-Indentation wird der Piezostack nicht aktiv genutzt, sie erfolgt allein durch den Stick-Slip-Antrieb. Die Messung der Größen ‚Kraft‘ und ‚Weg‘ wird mittels einer Kraftmessdose und eines Laserinterferometers durchgeführt (beide nicht in der Skizze gezeigt). Es wird das Fazit gezogen, dass Nanoindentation auch mit Stick-Slip-Antrieben sinnvoll durchführbar ist. Die Versuche von Rabe sind hinsichtlich der vorliegenden Arbeit besonders interessant, da die Kräfte von Stick-Slip-Antrieben ‚aktiv‘ genutzt werden, das heißt für die Indentation müssen die Stick-Slip-Antriebe bestimmte Kräfte erzeugen können. Allerdings werden die Kräfte über einen Kraftsensor gemessen, so dass sie über einen Regelkreis eingestellt werden. Daher ist eine Modellierung nicht Gegenstand der Arbeit von Rabe. Die typische ‚Sättigung‘ eines Stick-Slip-Antriebs unter Wirkung einer Gegenkraft hat Rabe aber beobachtet. Diese Effekte werden in Kapitel 3 und 5.1 noch genauer betrachtet.

In der ‚Abteilung Mikrorobotik und Regelungstechnik‘ wurden ebenfalls Untersuchungen zur Handhabung von CNTs, biologischen Zellen, TEM-Lamellen (Transmissions-Elektronen-Mikroskop) und zur Nanoindentation durchgeführt [72, 73]. TEM-Lamellen sind durch Ätzen freigestellte, dünne Strukturen zum Beispiel von Silicium-Substraten. Die Analyse einer TEM-Lamelle erlaubt Aufschlüsse über den Erfolg des vorangegangenen Fertigungsprozesses und ist daher ein wichtiges Werkzeug für die Qualitätskontrolle in der Industrie. Das Herauslösen der Lamelle aus dem ursprünglichen Substrat und die Anordnung auf einem geeigneten Probenhalter für die Analyse im TEM sind die wesentlichen Herausforderungen. Zum großen Teil werden diese Handhabungsschritte teleoperiert vorgenommen, was hochqualifiziertes, teures Personal erfordert. Daher wird der vollautomatischen Handhabung zukünftig steigende Bedeutung beigemessen. Die Kräfte beim Herauslösen der Struktur sind kritisch, da die Strukturen sehr empfindlich sind.

In [74] wird die elektrische Charakterisierung von Proben mittels vier leitfähiger Spitzen gezeigt. Vier kartesische Aktorsysteme der Firma Klocke Nanotechnik sind an der Kammerdecke des verwendeten REMs befestigt und ermöglichen die Feinpositionierung der Messspitzen. Über die Kraftverhältnisse werden hier keine Angaben gemacht. Offenbar ist die genaue Kenntnis der Kontaktkraft für die elektrische Messung nicht relevant. Ein ähnlicher Aufbau unter Nutzung von Kleindiek-Manipulatoren ist in [75] dokumentiert. Im Unterschied zum vorherigen System sind die Manipulatoren auf der Bühne (Stage) des Mikroskops um die Probe herum angeordnet. Die Handhabung (Greifen, Bewegen, Manipulation) von CNTs wurde erfolgreich durchgeführt. Angaben zu den Kräften werden nicht gemacht.

Die gezielte Anordnung von Nanodrähten unter dem Lichtmikroskop zeigt [76]. Für die Manipulation wird ein eigens konstruierter 3D-Manipulator auf der Basis

von piezoelektrischen Aktoren benutzt.

Eine beispielhafte Anwendung von mobilen Robotern zur Nanohandhabung (Ramona, vergleiche Kapitel 2.2.2) zeigt [77]. Der Stand der Forschung der Automatisierung solcher Roboter wird anhand eines schnellen ‚Pick-and-Place‘-Prozesses von  $50\mu\text{m}$  großen Kugeln vorgeführt. Die Anordnung von zwei Robotern mit insgesamt sieben Freiheitsgraden und Echtzeitregelung erlaubt das Durchführen dieses Prozesses mit zwölf Kugeln innerhalb von 23 Sekunden. Eine zweite Sequenz zum Legen eines ‚T‘ aus Kugeln kann in 24 Sekunden vollzogen werden. Diese Szenarien sind keine direkten Anwendungen, aber weitreichende und praxisnahe Beispiele für die Nutzung von Stick-Slip-Antrieben. Für die Zukunft ist geplant, mit solchen Prozessen komplexe Strukturen wie beispielsweise photonische Kristalle aufzubauen.

Bei der Studie der oben dargestellten vielfältigen Szenarien zeigt sich, dass die Prozesskräfte zwar wichtig, gleichzeitig aber kaum Angaben über Kräfte zu finden sind. Dies liegt sicherlich zum Teil daran, dass entsprechende Kraftsensoren kaum verfügbar sind und die Prozesse daher mit reinen Positionierern auskommen müssen. Zum anderen sind aber viele Szenarien noch in der Entwicklung und im Stadium des ‚proof-of-concept‘. Es kann davon ausgegangen werden, dass das Beherrschen von Prozesskräften in der Zukunft eine stärkere Rolle spielen wird und damit die Anforderungen an die Positionierer steigen werden. Es wäre für eine signifikante Anzahl von Anwendungen wünschenswert, wenn die erreichten Kräfte schon im Vorhinein bekannt wären. Die vorliegende Arbeit kann für Stick-Slip-basierte Positionierer Lösungen aufzeigen.

## 2.3. Reibung und Kontaktmechanik

Aus den vorangegangenen Kapiteln ist zu ersehen, dass das Reibverhalten an den Kontaktpunkten zwischen Antrieb und Abtrieb eine wesentliche Rolle für das Funktionieren von Stick-Slip-Antrieben einnimmt. Es ist daher klar, dass das Verständnis des Reibverhaltens essentiell für die Konstruktion, Untersuchung und Verbesserung von Stick-Slip-Antrieben ist. In diesem Unterkapitel sollen die Forschungsgebiete ‚Reibung‘ und ‚Kontaktmechanik‘ näher erläutert werden, um anschließend den Stand der Forschung bei der Modellierung des Reibverhaltens für Stick-Slip-Antriebe darzulegen. Damit sind dann die tribologischen und kontaktmechanischen Grundlagen zur Analyse und Diskussion der in dieser Arbeit beobachteten Effekte gegeben.

Reibung beschreibt generell die zwischen - idealen - Festkörpern wirkenden Relativkräfte [78]. Sie wird oft als äußere Reibung bezeichnet, im Gegensatz zur inneren Reibung, die sich - je nachdem - auf innere Verluste bezieht. Die-

se Dissipation (lat. Verbreitung, Zerstreuung) meint die Umwandlung von Arbeit (mechanische Energie) in andere, nicht nutzbare Energieformen (thermische Energie). Aus Platzgründen und aufgrund der Vielseitigkeit tribologischer Phänomene und deren Modelle kann hier keine ausführliche Darstellung erfolgen. Es sei auf weitere Literatur verwiesen, auf die kompakte Übersicht von Olsson [79] oder auf das Survey-Paper von Armstrong-Hélouvy [80]. Hier ist eine Übersicht über die aktuellen Reibphänomene und Modelle aufgeführt. Die Anzahl der Referenzen von über 250 zeigt die Ambivalenz der Thematik.

Eine weitere wichtige Eigenschaft von Reibung ist deren nichtlineares Verhalten [81, 82]. Es kann also nicht von homogenen Charakteristika ausgegangen werden. An dieser Stelle soll kurz auf ‚klassische‘ Reibung eingegangen werden. Die wesentlichen Autoren beziehungsweise deren Entdeckungen sind:

- Amontons [83], der die von Leonardo da Vinci bereits gefundenen Zusammenhänge ‚wiederentdeckte‘: Die Reibkraft ist proportional zur Normalkraft. Entscheidend für das Verhältnis ist der materialabhängige Reibbeiwert  $\mu$ ; Die Reibkraft ist unabhängig von der scheinbaren Kontaktfläche.
- Coulomb [84]: Reibung lässt sich durch eine statische Komponente (Haftreibung) und eine dynamische Komponente (Gleitreibung) beschreiben, wobei die Gleitreibung unabhängig von der Relativgeschwindigkeit ist.
- Stribeck [85]: Die Reibkraft geschmierter Kontakte wird für eine bestimmte Geschwindigkeit minimal. Diese wird als Stribeck-Geschwindigkeit bezeichnet (alle zugrunde liegenden Messungen wurden mit geschmierten Wälzlagern durchgeführt).

Interessanterweise lassen sich viele technische Zusammenhänge schon mit diesen einfachen Gesetzen und entsprechenden Kennwerten hinreichend beschreiben. Für genaue Modelle ist jedoch eine detaillierte Betrachtung erforderlich.

Unter *Kontaktmechanik* wird die Beschreibung der Vorgänge beim Kontakt von Körpern verstanden, insbesondere die lokale Verformung durch Elastizität. Die folgende Auswahl kann nur einen Überblick über das gesamte Gebiet geben:

- Das Hertz'sche Kontaktmodell [86]: Die Verformung beim Kontakt elastischer Körper kann theoretisch hergeleitet werden. Dadurch ist die Eindringtiefe aus den Werkstoffkennwerten der Körper, der Geometrie und der Normalkraft berechenbar.
- Das Johnson, Kendall und Roberts-Modell (JKR-Modell) [87]: Im JKR-Modell wird eine Verformung der Körper aufgrund der Adhäsionskraft angenommen. Dadurch lässt sich ebenfalls eine Beschreibung der Verformungsverhältnisse herleiten.

- Bowden und Tabor [88, 89]: Die real gegebene Rauheit der Oberflächen von Körpern spielt eine entscheidende Rolle bei der Beschreibung von Phänomenen. Körper berühren sich nicht ideal glatt, sondern nur an stochastischen Berührungspunkten der Rauheitsspitzen. Wie in Kapitel 2.4 und 4 gezeigt wird, ist diese Tatsache mit entscheidend für Stick-Slip-Antriebe.

Reibung im Sinne dieser Arbeit bezeichnet im Folgenden also alle Effekte aus beiden Bereichen, die zur Beschreibung der Vorgänge in den Kontaktbereichen der Stick-Slip-Antriebe erforderlich sind. Daher wird im weiteren Verlauf der Arbeit keine Unterscheidung zwischen Kontaktmechanik und Reibung getroffen. Im Einzelfall wird auf den entsprechenden Effekt verwiesen.

Ein relativ neues Feld ist die Nanotribologie [90, 91], welche insbesondere durch die Einführung der Rastersondenmikroskopie geprägt ist [92]. Es geht dabei um die Kraftverhältnisse auf atomarer Skala. Teilweise sind quantenmechanische Effekte Teil der Untersuchungen [93]. Diese spielen aber für die vorliegende Arbeit keine Rolle. Deshalb wird hier auf weitere Ausführungen verzichtet.

Im Rahmen dieses Kapitels sollen noch die Begriffe ‚Presliding‘ und ‚Losbrechdistanz‘ erläutert werden, da sie das Verständnis der Reibmodelle erleichtern. In [94] von 1951 wurde schon darauf hingewiesen, dass der statische Reibbeiwert innerhalb einer kleinen, aber messbaren Verschiebungsdistanz zwischen den Reibkörpern konstant bleibt. Erst beim Überschreiten dieser Distanz - der sogenannten Losbrechdistanz - fällt der Reibbeiwert auf den dynamischen Wert ab und die Gleitphase beginnt. ‚Presliding‘ bedeutet also, dass ein Körper vor dem Gleiten noch eine gewisse Bewegung innerhalb der Haftphase ausführt. Die Haftreibung ist damit nicht konstant, sondern positionsabhängig. Erklärt wird das Verhalten hier mit dem Abscheren ‚alter‘ mikroskopischer Materialverbindungen und der Bildung neuer Zusammenschlüsse. Der Sachverhalt wurde weiter untersucht [95]. Bei [96] wurden sogar mehrere kritische Distanzen identifiziert:  $D_0$  wird als Memory-Länge bezeichnet und ist ein Werkstoffkennwert,  $D_1$  ist die Kriechentfernung, ab welcher Gleiten einsetzt und  $D_{cr}$  beschreibt unter anderem den Gleitkontakt in Abhängigkeit von der Systemsteifigkeit. Ein Ergebnis zum Phänomen ‚Presliding‘ ist das Modell von Dahl [97]. Dieses Modell konnte Hystereseffekte als Folge der Losbrechdistanz erklären und dient als Grundlage für das weiter unten aufgeführte LuGre-Modell.

Generell kann festgehalten werden, dass makroskopische Reibverhältnisse gut erforscht sind. Ein typisches Beispiel ist der Rad-Schiene-Kontakt bei Eisenbahnen, der seit über 150 Jahren von Interesse ist. Ebenso gibt es diverse Modelle zur Beschreibung nanotribologischer Zusammenhänge. Allerdings klafft zwischen diesen beiden großen Forschungsgebieten eine Lücke, die nur ansatzweise geschlossen ist. Das Reibmodell der vorliegenden Arbeit liegt insofern in diesem Bereich, als

dass weder die Nanotribologie noch makroskopische Ansätze die aufgeworfenen Fragen beantworten können. Daher werden später erste Ansätze diskutiert, um die gewonnenen Erkenntnisse theoretisch erklären zu können. Zu diesen Themen - zur Modellierung und Simulation von miniaturisierten Stick-Slip-Antrieben - gibt es derzeit wenig Literatur.

## 2.4. Modellierung von Stick-Slip-Antrieben

Das Kapitel 2.3 gibt einen Überblick über die Gebiete Reibung und Kontaktmechanik. Im vorliegenden Kapitel wird ausführlich auf den Stand der Forschung bei der Modellierung und Simulation von miniaturisierten Stick-Slip-Antrieben eingegangen. Die schon genannte Arbeit von Breguet (siehe [22]) fasst die bisherigen Erkenntnisse weitgehend zusammen, so dass die Vorstellung hiervon den wesentlichen Teil des Kapitels ausmacht. Andere Autoren aus der Gruppe um Breguet nutzen ebenfalls das gleiche Reibmodell [98–100].

Weitere Ansätze, um die Funktion von Stick-Slip-Antrieben zu beschreiben, sind in [15] oder [19] aufgelistet. Hier werden nur überschlägige Berechnungen für einzelne Größen vorgenommen, so dass von einer umfassenden Modellierung keine Rede sein kann. Ein Modellierungsversuch zum  $\mu$ -Walker ist in [101] zu finden. In diesem Paper wird die Stribeck-Reibung auf der Basis eines Masse-Feder-Modells betrachtet und der Zusammenhang zwischen erzielter Schrittweite und Eingangsparametern rudimentär herausgearbeitet. Bei Thiel wurde ebenfalls das LuGre-Modell zur Modellierung von Mikrorobotern angewendet [102]. Aufgrund der sehr umfangreichen Randbedingungen kann aber kein Abgleich des Modells mit den Messdaten erreicht werden. Deswegen modelliert Thiel nur das mittlere Geschwindigkeitsprofil der Roboter-Beinbewegung, da seine primäre Zielsetzung nicht auf der umfassenden Modellierung von Stick-Slip-Antrieben liegt. Zhang hat das LuGre-Modell genutzt [103]. Der Schwerpunkt liegt dabei auf der Modellierung anisotropischer Reibflächen. Aus oben genannte Gründen konzentriert sich die folgende Darstellung daher auf die Arbeit von Breguet und das darin verwendete LuGre-Modell.

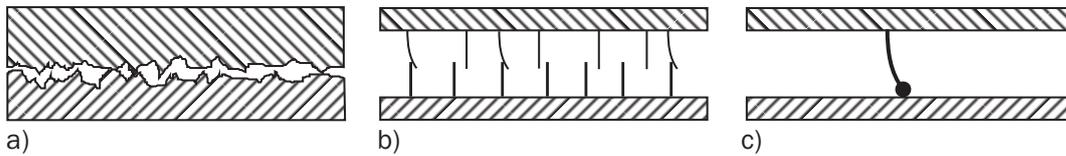
### 2.4.1. Das LuGre-Modell

Das LuGre-Modell wurde 1995 von de Wit et.al. vorgestellt [104]. Der Name leitet sich aus den Wirkungsstätten der beteiligten Wissenschaftler her: Lund und Grenoble. Das Ziel des Modells ist es, verschiedene bekannte Effekte aus der Reibung in einem einzigen Modell zu vereinen. Zu diesen Effekten zählen:

- Coulombsche Reibung [84],

- Viskose Reibung (Einfluss von Schmiermitteln bei großen Relativgeschwindigkeiten),
- Stribeck-Reibung (Minimum der Gleitreibung) [85] und
- Auswirkungen von Oberflächen-Steifigkeiten (Dahl-Effekt), [97].

Grundlage des Modells ist die Annahme, dass der Reibkontakt zwischen zwei Körpern und insbesondere dessen Dynamik durch die Nachgiebigkeit der interagierenden Rauheitsspitzen (Asperiten, engl. „asperities“) gekennzeichnet ist. Abbildung 2.17 veranschaulicht diesen Ansatz.



**Abbildung 2.17.:** Von der Oberflächenrauheit zum LuGre-Modell: a) reale, raue Oberflächen im Kontakt, b) idealisierte Asperiten und c) die theoretische einzelne Asperite im LuGre-Modell.

Die reale Oberfläche von Körpern muss demnach als rau und stochastisch verteilt angesehen werden. Demgegenüber wird in [104] eine Sichtweise gegeben, die Abbildung 2.17b entspricht. Es gibt demnach eine - unbestimmte - Anzahl von Kontakten zwischen den Asperiten, wobei die Dynamik des gesamten Kontakts durch die Steifigkeit aller dieser Asperiten gekennzeichnet ist. Schließlich wird durch die Kennzahlen im Modell eine einzige, theoretische Asperite mathematisch definiert (Abbildung 2.17c). Die Gleichung zur Beschreibung der Reibung nach de Wit et.al. lautet

$$F_{\text{Reibung}} = \sigma_0 \cdot z + \sigma_1 \cdot \dot{z} + \sigma_2 \cdot v_{\text{diff}}. \quad (2.2)$$

Abgesehen von  $z$  ist die Reibkraft definiert durch die drei Parameter  $\sigma_0$ ,  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$ .  $z$  beschreibt die durchschnittliche Auslenkung der Asperiten und  $\dot{z}$  deren Ableitung. Die Berechnung von  $\dot{z}$  kann aus der Relativgeschwindigkeit  $v_{\text{diff}}$  und der Funktion  $g(v_{\text{diff}})$  berechnet werden:

$$\dot{z} = v_{\text{diff}} - \frac{|v_{\text{diff}}|}{g(v_{\text{diff}})} \cdot z. \quad (2.3)$$

Die Funktion  $g(v_{\text{diff}})$  bezieht sich dabei auf die geschwindigkeitsabhängige Reibkomponente (Stribeck-Kurve) und die Steifigkeit der Asperiten:

$$g(v_{\text{diff}}) = \frac{F_v(v_{\text{diff}})}{\sigma_0}. \quad (2.4)$$

Die geschwindigkeitsabhängige Reibung kann mit der Stribeck-Charakteristik

$$F_v(v_{diff}) = F_{dynamisch} + (F_{statisch} - F_{dynamisch}) \cdot e^{-\left(\frac{v_{diff}}{v_{Stribeck}}\right)^2}, \quad (2.5)$$

mit

$$F_{statisch} = F_{normal} \cdot \mu_{statisch} \quad (2.6)$$

und

$$F_{dynamisch} = F_{normal} \cdot \mu_{dynamisch}, \quad (2.7)$$

oder ohne Stribeck mit Coulomb'scher Reibung

$$F_v = F_{normal} \cdot \mu_{Coulomb} \quad (2.8)$$

ausgedrückt werden. Die verwendeten Parameter des LuGre-Modells sind Tabelle 2.3 zu entnehmen. Sie sind gemäß der Eigenschaft der internen Berechenbarkeit markiert (‚Intern‘ = ja). Deshalb verbleiben für die ‚echte‘ Parametrierung  $\sigma_0$  bis  $v_{Stribeck}$ . Das sind je nach Wahl des Stribeck- oder Coulomb-Modells (siehe Gleichung 2.5 und 2.8) fünf oder sieben Parameter. Die Relativgeschwindigkeit  $v_{diff}$  ist nur bedingt als interner Parameter zu bezeichnen, da er sich aus den mechanischen Randbedingungen ergibt und somit von außen in das LuGre-Modell eingeht. Praktisch wird die Differenzgeschwindigkeit aber aus der Gesamtheit des Modells vom Stick-Slip-Antrieb berechnet und kann von daher als intern eingestuft werden.

Den Ansatz in Gleichung 2.2 nutzt Breguet zur Simulation eines linearen Stick-Slip-Aktors. Die wesentlichen Ergebnisse seiner Analysen sind:

- Der statische Reibbeiwert  $\mu_{statisch}$  hat kaum Einfluss auf die Simulationsergebnisse. Im Gegensatz dazu kann über den Reibbeiwert  $\mu_{dynamisch}$  eine ‚Anpassung‘ der Ergebnisse an die Messungen vorgenommen werden.
- Die geschwindigkeitsabhängige Stribeck-Charakteristik hat keinen Einfluss und kann vernachlässigt werden.
- Viskose Reibung kann ebenfalls vernachlässigt werden. Dies führt praktisch zu  $\sigma_2 = 0$ .
- Der Parameter  $\sigma_0$  (Asperitensteifigkeit) hat wenig Bedeutung. Dies trifft für die Simulation der Schrittweite zu. Hier sei angemerkt, dass für die Simulation der Stick-Slip-Kräfte der Parameter allerdings wichtig ist (siehe Kapitel 5.2.4 und 5.3.3).

Parameter	Intern	Bedeutung
$z$	ja	Asperitenauslenkung
$\dot{z}$	ja	Geschwindigkeit der Asperitenauslenkung
$\sigma_0$		Tangentiale Asperitensteifigkeit
$\sigma_1$		Dämpfung
$\sigma_2$		Anteil viskose Reibung
$F_{normal}$		Normalkraft aller Reibkontakte
$\mu_{statisch}$		Statischer Reibbeiwert (Stribeck)
$\mu_{dynamisch}$		Dynamischer Reibbeiwert (Stribeck)
$\mu_{Coulomb}$		Dynamischer Reibbeiwert (Coulomb)
$v_{Stribeck}$		Geschwindigkeit des Kraftminimums (Stribeck)
$F_{statisch}$	ja	Statische Reibkraft (Stribeck)
$F_{dynamisch}$	ja	Dynamische Reibkraft (Stribeck)
$F_{Coulomb}$	ja	Dynamische Reibkraft (Coulomb)
$g(v_{diff})$	ja	Auslenkung aufgrund der Reibkraft
$F_v$	ja	Reibung von der Geschwindigkeit abhängig
$v_{diff}$	(ja)	Relativgeschwindigkeit der Reibkörper

**Tabelle 2.3.:** Parameter des LuGre-Modells.

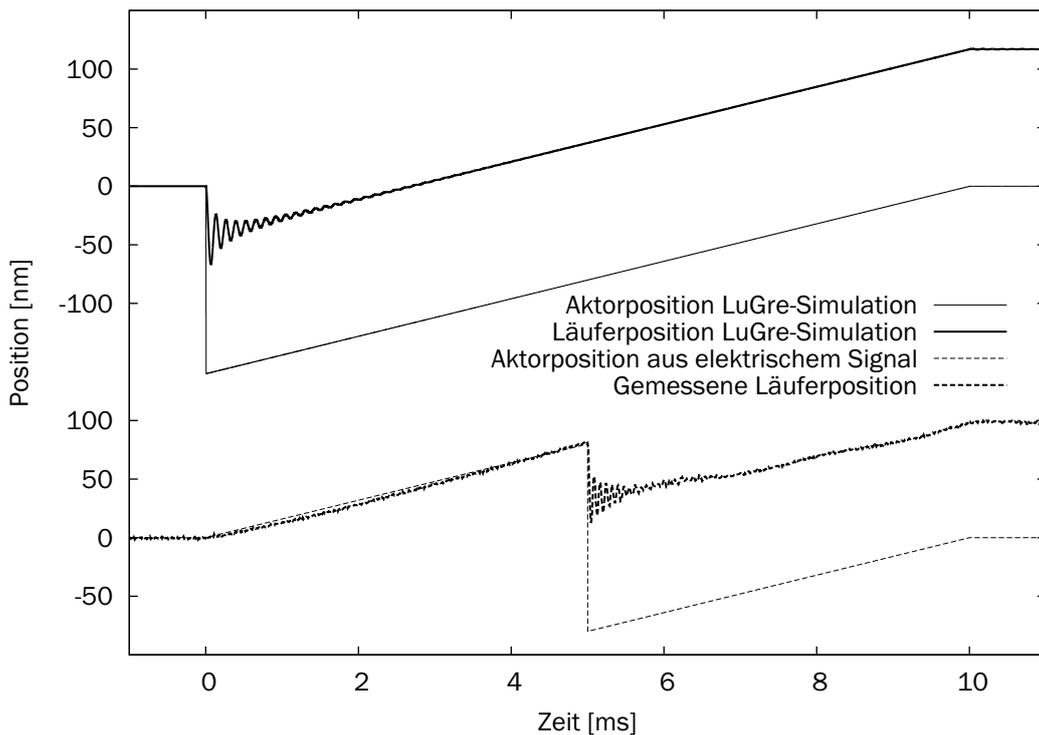
- Die Dämpfung der während der Slip-Phase auftretenden Vibrationen ist entscheidend für die korrekte Funktion von Stick-Slip-Antrieben. Praktisch bedeutet das, dass  $\sigma_1$  so groß sein muss, dass die Vibrationen innerhalb der nachfolgenden Stick-Phase abgedämpft sein müssen. Ist das System während einer Slip-Phase durch Vibrationen bestimmt, kann das in chaotischem Verhalten münden.
- Eine kurze Slip-Phase beziehungsweise eine hohe Slewrates resultieren in einer größeren Schrittweite.
- Eine erhöhte Normalkraft im Stick-Slip-Kontakt führt erfahrungsgemäß zu einer verringerten Schrittweite.

Die von Breguet beschriebenen Eigenschaften decken sich weitgehend mit den Erfahrungen der weiter oben genannten Autoren. Stellvertretend für die Simulation mit dem LuGre-Modell bei Breguet und als Anschauung eines realen Stick-Slip-Schritts sind in Abbildung 2.18 ein gemessener und ein simulierter Schritt beispielhaft dargestellt.

Zunächst ist der Abbildung das Ansteuersignal des simulierten Schritts ‚Aktorposition LuGre-Simulation‘ zu entnehmen (vergleiche Abbildung 2.2a). Die Slip-Phase erscheint hier als ideal mit unendlicher Steigung. Tatsächlich beträgt

die Slipzeit  $2\mu s$ . Die Stick-Phase erstreckt sich über  $10ms$ . Das Signal beinhaltet nur eine Periode, so dass vor  $0ms$  und nach  $10ms$  der Wert Null anliegt. Die aus diesem Signal folgende Läuferposition ist ebenfalls gezeigt (‘Läuferposition LuGre-Simulation’). Während des Slip ändert sich die Position in die negative Richtung um circa  $40nm$ . Diese Reaktion auf den Slip wird im Folgenden **Rückschritt** genannt. Anschließend sind **Vibrationen** zu erkennen, die innerhalb von  $2ms$  gedämpft werden. Dabei folgt der Läufer bereits dem Stick-Ansteuersignal. Ein kontinuierliches Folgen bis zum Ende des Signals beendet den Schritt. Die beim Slip erreichte Positionsdifferenz ändert sich im Stick nicht mehr. Die simulierte Schrittweite liegt bei  $120nm$ , der Betrag des Rückschritts bei  $40nm$ .

Abbildung 2.18 ist ebenfalls ein real gemessener Stick-Slip-Schritt zu entnehmen. Bei Betrachtung der Aktorposition (‘Aktorposition aus elektrischem Signal’) und Vergleich mit dem simulierten Signal (‘Aktorposition LuGre-Simulation’) ist zu erkennen, dass die Stick-Phase in zwei Hälften unterteilt wurde. Das resultiert in der Tatsache, dass der Zeitpunkt des Slip nicht mehr bei  $0ms$ ,



**Abbildung 2.18.:** Simulierter Stick-Slip-Schritt und Messung jeweils mit Ansteuersignal.

sondern bei  $5ms$  liegt. Der Betrag des Slip ist aber gleich. Diese Verschiebung des Slip wird aus technischen Gründen vorgenommen, damit die Piezoaktoren nach jedem Schritt spannungslos sind und nach jedem Schritt das Vorzeichen des Schritts beliebig gewechselt werden kann. Mit anderen Worten: Beim simulierten Schritt muss die Position zwischen  $0$  und  $160nm$  alternieren, beim gemessenen Schritt reicht eine Spanne von  $-80$  bis  $+80nm$ . Letzteres ist technisch leichter zu realisieren, obwohl der Betrag des Slip immer noch  $160nm$  beträgt. Für das Funktionieren des Stick-Slip-Prinzips sind aber beide Varianten vollkommen gleichwertig.

Die gemessene Läuferposition startet bei  $0nm$  und folgt während der ersten Stick-Phase weitgehend der Aktorposition. Während des Slip ist ein Rückschritt zu beobachten, auf den Vibrationen folgen. Die Vibrationen werden während der zweiten Hälfte des Stick gedämpft, bevor am Ende des Schritts eine Positionsdifferenz (Schrittweite) von  $100nm$  erreicht wird. Der Rückschritt ist hier mit circa  $60nm$  anzusetzen.

Es kann festgehalten werden, dass sich das LuGre-Modell gut zur Darstellung einzelner Schritte eignet. Eigenschaften wie Rückschritt, Vibrationen und Gesamtschrittweite können gut wiedergegeben werden. Weitere wichtige Eigenschaften sind aber nicht darstellbar, wie in Kapitel 4 gezeigt werden wird. Ein solches Merkmal kann in dem Bereich der Ansteueramplitude gesehen werden, welcher nicht zu einem Stick-Slip-Schritt führt wie in Abbildung 2.12. Gleiches gilt für den Einfluss der Vorspannung. Wohl aus diesen Gründen hat Breguet festgestellt, dass eine Auslegung beziehungsweise Modellierung von Stick-Slip-Antrieben nicht ohne praktische Charakterisierung auskomme. Eine tiefergehende Analyse der Vorgänge ist daher erforderlich. Die Modellierung kann aber auf der Basis des LuGre-Modells beziehungsweise dessen Erweiterung, dem Elastoplastic-Modell, erfolgen. Dieses wurde im Jahr 2000 vorgestellt. Aufgrund der Bedeutung für diese Arbeit werden die Erweiterungen im Elastoplastic-Modell im nachfolgenden Kapitel behandelt.

### 2.4.2. Das Elastoplastic-Modell

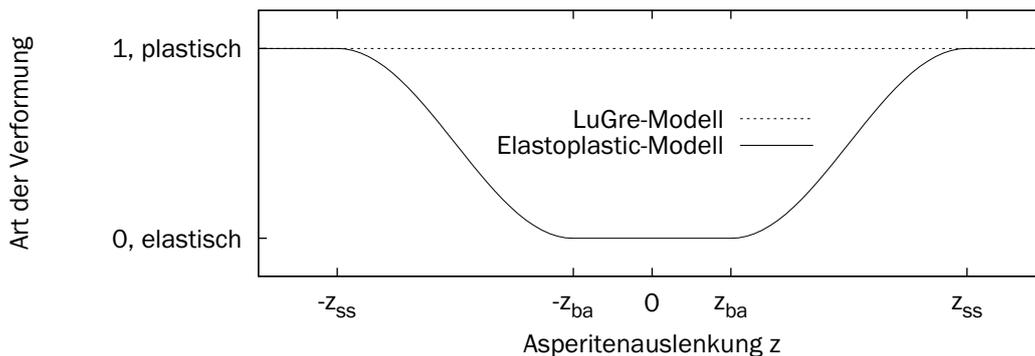
Dupont et.al. haben eine Erweiterung des LuGre-Modells vorgeschlagen [105, 106]. Die Kritik am LuGre-Modell bezieht sich darauf, dass „Stiction“ (engl. aus ‚stick‘ und ‚friction‘, Haften mit Presliding) nicht vom LuGre-Modell abgebildet wird. Das LuGre-Modell geht implizit immer von einer plastischen und bleibenden Asperitenverformung aus. Dieser Punkt wird im Elastoplastic-Modell durch die Vorstellung ergänzt, dass die Asperiten sowohl elastisch als auch gemischt elastisch-plastisch verformbar sind. Mathematisch wird dies an der Berechnung

von  $\dot{z}$  deutlich. Aus der Gleichung 2.3 im LuGre-Modell wird beim Elastoplastic-Modell

$$\dot{z} = v_{diff} - \frac{\alpha_{transition}(z_{ba}, \dots) \cdot |v_{diff}|}{g(v_{diff})} \cdot z. \quad (2.9)$$

Es wird die Funktion  $\alpha_{transition}()$  eingeführt. Diese nimmt Werte zwischen null und eins an und hängt von  $z_{ba}$ ,  $z_{ss}$  und der Auslenkung  $z$  ab. Beim Wert eins entspricht Gleichung 2.9 wieder Gleichung 2.3, so dass plastisches Verhalten angenommen wird und die Dissipation entsprechend hoch ist. Der Fall  $\alpha_{transition}() = 0$  entspricht dem rein elastischen Fall. Die Dissipation ist hier null. Eine Auslenkung der Asperiten ohne echtes Gleiten ist möglich. Zwischen diesen beiden Extremfällen treten elastische und plastische Verformung auf. Der Wert von  $\alpha_{transition}()$  bestimmt, welcher Anteil wie stark in die Berechnung von  $\dot{z}$  eingeht. Eine in [105] vorgeschlagene Charakteristik von  $\alpha_{transition}()$  ist Abbildung 2.19 zu entnehmen.

Die Bereiche des elastischen und plastischen Verhaltens werden über die Parameter  $z_{ba}$  und  $z_{ss}$  definiert. Dazwischen ist der stetige Übergang durch eine modifizierte Sinuskurve modelliert. Der Parameter  $z_{ba}$  steht für die Losbrechdistanz (engl. „break-away“),  $z_{ss}$  für die Distanz des gleichbleibenden Zustandes (engl. „steady-state“, Gleiten mit konstanter Relativgeschwindigkeit oder ‚Gleitgrenze‘). Beide Parameter sind essentiell für die Beschreibung des elastoplastischen Verhaltens und werden im weiteren Verlauf der Arbeit von besonderer Wichtigkeit sein. Tabelle 2.4 fasst die Parameter des Elastoplastic-Modells noch einmal zusammen. Im Wesentlichen sind mit der Losbrechdistanz und der Gleitgrenze zwei neue Parameter gegenüber der Auflistung in Tabelle 2.3 hinzugekommen. Diese sind als Pendant zu den Losbrechdistanzen zu sehen, welche mit der Reibung beschrieben wurden.



**Abbildung 2.19.:** Charakteristik der  $\alpha_{transition}()$ -Funktion.

Parameter	Intern	Bedeutung
$\alpha_{transition}(z_{ba}, \dots)$	ja	Art der Verformung
$z_{ba}$		Losbrechdistanz, Grenze elastische Verformung
$z_{ss}$		Gleitgrenze, ab hier konstante Verformung
Übergangsart	(ja)	Form des Zustandsübergangs

**Tabelle 2.4.:** Zusätzliche Parameter des Elastoplastic-Modells im Vergleich zum LuGre-Modell in Tabelle 2.3.

Es ist nicht bekannt, dass das Elastoplastic-Modell bisher zur Simulation von Stick-Slip-Antrieben angewandt wurde. In Kapitel 5 wird sich zeigen, dass das Potential allerdings groß ist.

## 2.5. Erzeugung definierter Kräfte auf kleinen Skalen

Die Erzeugung von Kräften und Momenten wird Motoren und Antrieben zugeschrieben und ist damit grundsätzlich ein Thema der Aktorik. Ist die Erzeugung bestimmter Kräfte und Drehmomente zum Beispiel bei elektromagnetischen, makroskopischen Arbeitsmaschinen selbstverständlich, so steht bei den Stick-Slip-Positionierern zur Mikro- und Nanohandhabung immer noch ausschließlich das Positionieren im Vordergrund. Lediglich bei den kommerziellen Positionierern und bei einigen Antrieben aus der Forschung werden Angaben zur maximalen Kraft beziehungsweise der Haltekraft gemacht. Daraus lässt sich folgern, dass die Erzeugung kleinerer Kräfte derzeit schlicht noch nicht untersucht wurde. Im Kapitel 2.2.4 wurde bereits gesagt, dass die meisten Verfahren in der Mikro- und Nanohandhabung noch jung sind und sich entwickeln. Es kann also davon ausgegangen werden, dass zukünftig vermehrt Aktoren mit definierten oder zumindest einstellbar begrenzten Kräften zur Durchführung komplexer Handhabungsszenarien erforderlich sein werden. Daher wird die Erzeugung kleiner Kräfte - analog zur Messung kleiner Kräfte - an Bedeutung gewinnen.

Es kann an dieser Stelle nur spekuliert werden, wie sich die Mikrotechnik in den nächsten Jahren entwickeln wird. Es scheint bei Verfahren wie der automatisierten Zelinjektion, der Manipulation von CNT's oder der Montage komplexer mikro-elektromechanischer Systeme (engl. „MEMS, Micro-Electro-Mechanical-Device“) - welche bereits heute stark an ihre Prozesse gekoppelt sind - nur angemessen, die entsprechenden Roboter hinsichtlich ihrer Kräfte zu charakterisieren und weiterzuentwickeln.

Im Gegensatz dazu ist das verwandte Gebiet der *Messung* von kleinen Kräften schon lange Gegenstand der Forschung. Hierüber gibt ein Artikel von Lu et.al. eine gute Übersicht [107, 108]. Die Messprinzipien auf optischer, kapazitiver und piezoelektrischer Basis sowie die mechanische Dehnung spielen wesentliche Rollen bei der Konstruktion von Kraftsensoren. Verfahren basierend auf der Rastersondenmikroskopie erlauben ebenfalls die Messung kleinster Kräfte bis in den pN-Bereich (vergleiche Kapitel 2.3).

Letztlich kann nur ein Zusammenspiel aus Aktoren und Sensoren die Weiterentwicklung der nanotechnologischen Verfahren und Prozesse vorantreiben. Die vorliegende Arbeit leistet seitens der Aktorik beziehungsweise Robotik ihren Beitrag.

## 2.6. Verwandte Verfahren der Krafterzeugung

Die möglichen Anwendungen der Krafterzeugung wurden schon im Rahmen des Kapitels 2.2.4 angeschnitten. An dieser Stelle sollen noch einige Verfahren aufgezählt werden, welche eine Abschätzung von wirkenden Aktorkräften erlauben und dadurch eine Ähnlichkeit zum Verfahren in dieser Arbeit aufweisen. Ein relativ häufiger Ansatz ist die Modellierung des Piezoaktors inklusive Hystereseverhalten.

In [109] ist die Kraftabschätzung (engl. „force estimation“) anhand eines umfangreichen Piezomodells inklusive Abbildung des Hystereseverhaltens dargestellt. Ein eigens entworfener Regler erlaubt das Einstellen der Kraft am Piezoaktor. Es handelt sich allerdings um einen kontinuierlichen Aktor und keinen Stick-Slip-Antrieb.

Einen weiteren Ansatz zur Herleitung von Prozesskräften bietet [110]. Hier wird die Modellierung eines piezobasierten Elements (piezoresistiver Cantilever) inklusive Hysterese vorgenommen, um mit Hilfe eines Sliding-Mode-Reglers eine robuste Regelung aufzubauen. Diese erlaubt - ähnlich zu [109] - das Schätzen der wirkenden Kräfte. Ebenfalls in diese Reihe einzuordnen ist [111]. Die Modellierung des Piezoaktors (Biegeaktor) mit Hysteresekompensation auf der Basis des Prandtl-Ishlinskii-Modells (siehe [78]) erlaubt die Berechnung der wirkenden Kräfte. Ein ‚H-unendlich‘-Regler (engl. „H-infinity“) wird genutzt, um eine hohe Positioniergenauigkeit zu erhalten. Das Stick-Slip-Prinzip ist nicht Bestandteil des Aktors.

Ronkanen et.al. haben einen ähnlichen Ansatz vorgestellt [112]. Hier wird die Auslenkung des Piezobiegeaktors über einen Positionssensor gemessen. Durch ein entsprechendes Verständnis (Modell) des Aktors kann auf die wirkende Kraft zurückgeschlossen werden. Dadurch ist eine Positionssteuerung und Kraftmessung

gleichzeitig möglich. Ein Nachteil besteht in der Notwendigkeit des Positionssensors. Die erzeugten Kräfte bewegen sich im zweistelligen Millinewton-Bereich.

Gegenstand von [113] ist ein erweiterter Stick-Slip-Aktor, bei dem die Normalkraft durch ein zweites Stellglied justierbar ist. Das erlaubt optimierte Stick- und Slip-Phasen. Beim Slip wird die Normalkraft zurückgenommen, um den Rückschritt zu verringern. Im Stick wird die Normalkraft erhöht, um größere Stellkräfte zu erhalten. Im Unterschied zu klassischen Inch-Worm-Antrieben (hierzu siehe [17]) gibt es aber nur ein Stellglied, welches die Normalkraft beeinflusst. Ein großer Teil der Arbeit widmet sich den dynamischen Eigenschaften der mechanischen Konstruktion, die entscheidend für die erreichbare Geschwindigkeit ist. Die Reibung wird nicht modelliert. Über die Kraftverhältnisse werden keine quantitativen Angaben gemacht.

Kappel et.al. stellen in [114] einen piezoelektrischen Stellantrieb (PAD) vor. Das System wandelt zwei begrenzte, lineare Stellbewegungen von Piezoaktoren in unbegrenzte rotatorische Bewegungen einer Abtriebswelle um. Das Prinzip nutzt einen Reibkontakt, allerdings im Sinne eines kontinuierlichen Kontakts und nicht als Stick-Slip-Kontakt. Es besteht die Möglichkeit, das aktuelle Drehmoment aus den Spannungssignalen beziehungsweise den Ladekurven der Piezoaktoren zu ermitteln. Dies ist eine der wenigen Publikationen zum Thema, wo detaillierte Angaben zum Drehmoment des Antriebs gemacht werden.

Die oben angegebene Literatur beweist, dass das Thema Krafterzeugung zunehmend an Bedeutung gewinnt. Die bisher publizierten Verfahren nutzen jedoch selten das Stick-Slip-Prinzip. Vielmehr greifen sie den Ansatz ‚kontinuierliche Piezoaktorik‘ in Verbindung mit Hysteresekompensation auf. Dies liegt sicherlich auch darin begründet, dass Stick-Slip-Antriebe - beziehungsweise deren Reibverhalten - nicht besonders gut verstanden sind.

## 2.7. Fazit und Zielsetzung dieser Arbeit

Wie in den vorangegangenen Kapiteln herausgearbeitet wurde, sind Verfahren zur Erzeugung definierter Kräfte mit miniaturisierten Stick-Slip-Antrieben bisher unbekannt. Zudem gibt es kein hinreichendes Reibmodell zur Beschreibung der Reibung miniaturisierter Stick-Slip-Antriebe. Demzufolge ist die vollständige Modellierung des Reibverhaltens unter Berücksichtigung der auszuübenden Kräfte die Hauptaufgabe dieser Arbeit. Da die vorgestellte Methode neu ist, wird in Kapitel 3 zunächst die Machbarkeit der Krafterzeugung mit Stick-Slip-Antrieben bewiesen. Anschließend wird - auf Basis des Elastoplastic-Modells - ein neues Reibmodell erarbeitet. Die Anforderungen an dieses Modell lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Die von Stick-Slip-Antrieben generierten Kräfte werden richtig wiedergegeben.
- Der Einfluss wichtiger Parameter ist quantitativ zu berücksichtigen (zum Beispiel veränderliche Normalkräfte).
- Bisher nicht erklärbare Effekte sollen zumindest empirisch ermittelt und modelliert werden.
- Das Modell sollte allgemein gültig und möglichst unabhängig von der Bauform des Antriebs sein.

Die Reibmodellierung kann nur ein erster Schritt auf dem Weg zu neuen, kraftbasierten Verfahren in der Mikro- und Nanohandhabung sein. Trotzdem sollen in dieser Arbeit erste Ansätze für die Anwendung gezeigt werden (siehe Kapitel 6.2 und 6.3). Für das Aufstellen eines Stick-Slip-Modells sprechen außerdem die folgenden Argumente:

- Der Anwendungsbereich von Stick-Slip-Positionierern kann mit dem neuen Modell schlagartig um die Eigenschaft der Krafterzeugung erweitert werden. Dies hat ein großes Potential für zukünftige Anwendungen.
- Durch die Miniaturisierung sind Stick-Slip-Antriebe zunehmend schwieriger zu vermessen und zu charakterisieren. Gleiches gilt für Ansteuerfrequenzen jenseits der  $100kHz$ . Oft bleibt nur die Positionsmessung des Läufers als Rückmeldung über die Funktion. Eine direkte Vermessung der Aktoren ist nicht möglich. In diesen Fällen bietet ein umfassendes Modell eine große Hilfe für die Untersuchung und Weiterentwicklung der Antriebe. Es führt zu einer gezielten Entwicklung dieser Antriebe, denn bisher basieren sie zum großen Teil auf dem Prinzip ‚Versuch und Irrtum‘. Überdies kann das Modell bei der Weiterentwicklung der oft vernachlässigten Ansteuerelektronik gute Dienste leisten, da eine Auswahl optimaler Verstärkerparameter möglich ist und dadurch Einsparpotentiale gegeben sind.
- Da offensichtlich viele Parameter die Funktion der Antriebe bestimmen, kann ein Modell helfen, einzelne Parameter genau abgegrenzt zu untersuchen. Dies ist in der Praxis aufgrund der Kopplung der Parameter nicht möglich.
- Aus wissenschaftlicher Sicht liegt in der theoretischen Herleitung der Reibphänomene ein hohes Ziel. Demgegenüber stellt in der Praxis nur das Zusammenspiel von theoretischen Grundlagen und empirischen Gesetzmäßigkeiten zur Synthese eines Modells einen sinnvollen Ansatz dar. Daher kann

---

ein solches Modell gute Dienste leisten, um verschiedene Erklärungsansätze zu vergleichen.

- Wie alle anderen kommerziellen Systeme stehen Stick-Slip-Antriebe unter ständigem Entwicklungsdruck. Kenngrößen wie Auflösung, Wiederholgenauigkeit, Stellkraft und maximale Geschwindigkeit müssen laufend verbessert werden. Entsprechende Modelle können helfen, die Entwicklungszeiten zu verkürzen.

Das Ziel dieser Arbeit besteht deshalb in der Modellierung der Stick-Slip-typischen Reibung im Sinne der Erzeugung gezielter Kräfte. Diese Eigenschaft ist bisher nicht beschrieben worden und wurde in der Literatur höchstens indirekt berührt. Überdies sollen Erkenntnisse über die mikromechanischen Vorgänge in den Stick-Slip-Kontaktpunkten erarbeitet werden, um die Vorgänge theoretisch zu verstehen. Dieser Punkt stellt eine große Herausforderung dar. Am Ende der Arbeit soll ein möglichst vollständiges, validiertes Stick-Slip-Modell stehen, welches nicht nur das Positionierverhalten, sondern die erzeugten Kräfte abhängig von den Betriebsbedingungen richtig wiedergibt.



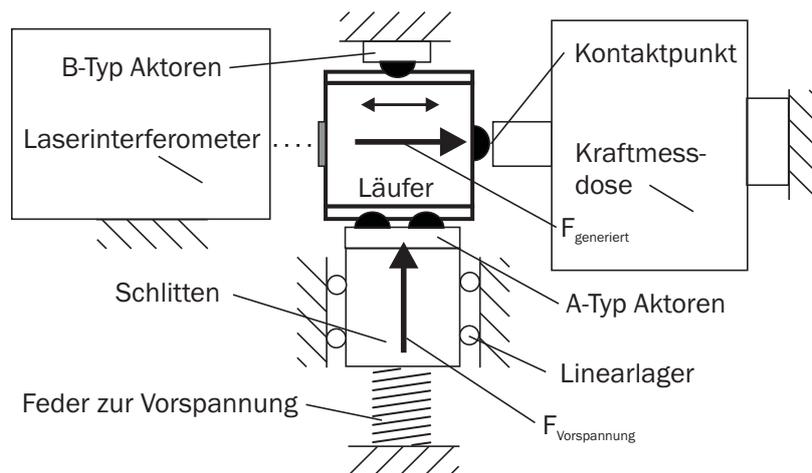
### **3. Krafterzeugung mit Stick-Slip-Antrieben: Proof of concept**

In diesem Kapitel wird die Methode der Krafterzeugung vorgestellt. Sie basiert auf der einfachen Idee, dass ein Stick-Slip-Antrieb, dessen Läufer beim Verfahren auf ein Objekt trifft, eine Kraft auf dieses Objekt ausübt. Diese Kraft kann unter anderem durch die Signalamplitude des elektrischen Ansteuersignals beeinflusst werden. Daher kann die Amplitude dazu genutzt werden, gezielte Kräfte zu erzeugen. Im Moment des Kontakts des Läufers mit dem Objekt wandelt sich also die Funktion des Positionierers in einen Kraftgenerator. Die Ergebnisse dieses Kapitels basieren auf den Vorversuchen in [115].

#### **3.1. Experimenteller Aufbau und Versuchsdurchführung**

In vorangegangenen Versuchen sowie in der Literatur sind Hinweise auf die kritische Bedeutung der Vorspannung für Stick-Slip-Antriebe zu finden. Deswegen soll ein entsprechender Prüfstand die präzise Einstellung der Vorspannkräfte ermöglichen. Er wurde zum Nachweis der Machbarkeit der Krafterzeugung, aber auch für andere Messungen in dieser Arbeit konstruiert und wird in diesem Kapitel beschrieben. Abbildung 3.1 zeigt das Schema des verwendeten Prüfstands. Es sei hier noch einmal darauf hingewiesen, dass es beim derzeitigen Stand der Messtechnik nicht möglich ist, die Bewegungen der Piezoaktoren selbst insbesondere während der Slip-Phase zu vermessen. Mit Hilfe der konfokalen Weißlicht-Interferometrie sind zwar allgemein hohe örtliche Auflösungen von vertikalen Schwingungen messbar, dies gilt aber nicht für laterale Bewegungen oder hohe zeitliche Auflösungen. Insbesondere ist die Technik nicht für Aktoren geeignet, welche durch den Läufer baulich verdeckt werden. Weißlicht-Interferometrie wird für bestimmte Untersuchungen in Kapitel 4.4.3 verwendet, ist aber nicht grundsätzlich zur Vermessung anwendbar. Daher muss die Charakterisierung anhand

des Positionssignals des Stick-Slip-Läufers durchgeführt werden. Hierfür wird ein Laserinterferometer (SIOS SP-S120) für die Positionsmessung und eine Kraftmessdose (Honeywell Load Cell M31) für die Messung der generierten Kraft  $F_{gen}$  verwendet. Die Kraftmessdose erlaubt das Messen in einem Bereich von  $\pm 500mN$  mittels einer Vollbrücke aus Dehnungsmessstreifen. Das nach dem Messverstärker aufbereitete Signal erlaubt das Ablesen von Auflösungen bis  $5\mu N$ . Das Laserinterferometer hat gemäß Datenblatt eine Auflösung von unter  $1nm$ .



**Abbildung 3.1.:** Skizze des Stick-Slip-Versuchsstands.

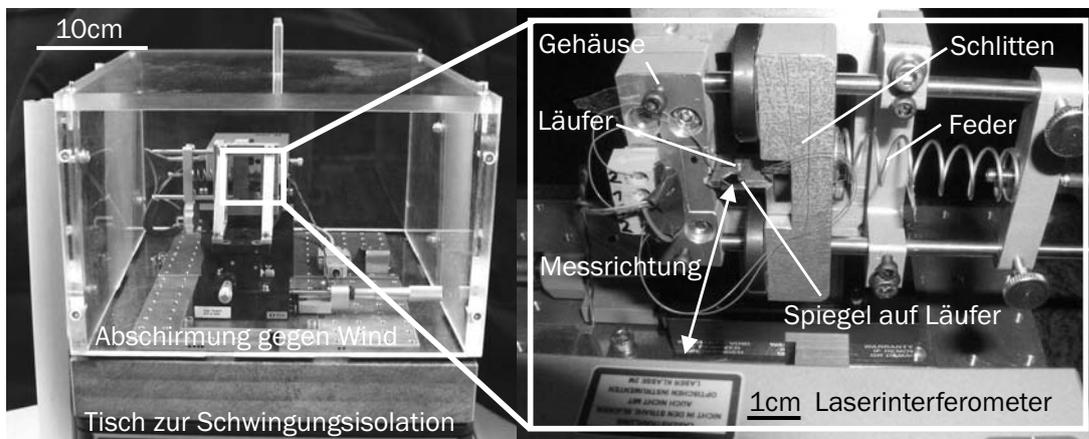
Vier Piezoaktoren mit insgesamt sechs Rubinhalkugeln halten den Läufer in Position und treiben ihn an. Die verwendeten Piezoaktoren entsprechen den in Kapitel 2, Abbildung 2.10 beschriebenen Typ A- und Typ B-Aktoren. Rubinhalkugeln wurden deshalb gewählt, weil sie günstige Reibeigenschaften mit Verschleißresistenz verbinden. Bilder des kompletten Versuchsstands zeigt Abbildung 3.2. Die Kraftmessdose ist nicht abgebildet. Der Läufer wird mit einem optischen Spiegel versehen, damit die Läuferposition mittels Laserinterferometer gemessen werden kann. Die B-Typ-Aktoren sind auf der oberen Seite des Läufers angedeutet, die A-Typ-Aktoren auf der unteren Seite. Dies erlaubt Bewegungen des Läufers in horizontaler Richtung. Durch weitere Maßnahmen wie einen vibrationsisolierenden Tisch und eine Windschutzkammer liegt die Messauflösung bei unter  $5nm$ . Gegenüber dem Laserinterferometer auf der anderen Seite des Läufers ist eine Kraftmessdose positioniert.

Die Oberflächenzustände zwischen Läufer und Zielobjekt (hier Kraftmessdose) sind von Bedeutung. Aus diesem Grund kann an der Kraftmessdose ein Teil eines einkristallinen Siliciumwafers angebracht werden, um einen mechanischen Kontakt mit geringer Oberflächenrauheit und hoher Steifigkeit bereitzustellen.

Zusätzlich kann der Läufer mit einer Rubinhalkugel versehen werden. Im folgenden Unterkapitel wird auf diese Aspekte detaillierter eingegangen.

Für jeden Stick-Slip-Antrieb ist das Aufbringen der erforderlichen Vorspannung wichtig. Bei diesem Versuchsstand wird die Vorspannung durch eine mechanische Feder erzeugt. Durch eine Verstellmöglichkeit kann die Länge der Feder eingestellt und so die Vorspannung in weiten Grenzen eingestellt werden. Die Federlänge wurde mit 50 - 60mm relativ lang gewählt, damit die Vorspannung manuell genau genug eingestellt werden kann und Fertigungstoleranzen des Läufers keinen Einfluss auf die Vorspannung haben. Die Feder wirkt auf einen Schlitten, welcher wiederum die A-Typ-Aktoren trägt. Der Schlitten wird durch zwei reibungsarme Linear-Wälzlager rechtwinklig zur Verfahrriichtung des Läufers geführt. Somit ist eine konstante Vorspannung während der Messungen garantiert.

Der Läufer verfährt bei der gezeigten Konstruktion horizontal, daher ist die Wirkung der Gravitation bei beiden Verfahrriichtungen gleich. Generell kann mit einer Auswirkung der Gravitation auf die Vorspannung gerechnet werden, da die Lagerung der Rubinhalkugeln alle auftretenden Kräfte aufnimmt. Dies ist zum Beispiel im Fall ‚variierende Läufermasse‘ von Bedeutung. Für weitere Untersuchungen der Gravitationsrichtung kann der Versuchsstand modifiziert werden, so dass der Läufer vertikal verfährt.



**Abbildung 3.2.:** Bilder des Stick-Slip-Versuchsstands.

Das Ansteuersignal für die Piezoaktoren wird von einem speziellen Signalgenerator erzeugt und durch einen Hochspannungsverstärker auf ein passendes Spannungsniveau gebracht. Der Verstärker ist in der Lage, bis zu  $\pm 175V$  und bei den typischen Kapazitäten eine Flankensteilheit (Slewrates) bis zu  $600 \frac{V}{\mu s}$  zu liefern. Aus technischen Gründen wird aber üblicherweise eine Spannung von 300V

und eine Slewrate von  $300 \frac{V}{\mu s}$  genutzt. Praktisch werden dabei beide Elektroden der Piezoaktoren mit einem entsprechenden Potential beaufschlagt. Gemäß dem Prinzip der Gegentaktendstufe wird dabei ein Pol mit  $+150V$ , der Andere mit  $-150V$  angesteuert. Siehe hierzu den Verlauf von ‚Aktorposition aus elektrischem Signal‘ in Abbildung 2.18. Die gesamte Signal- und Verstärkerelektronik wurde in der Abteilung des Autors für die Regelung von Ramona (siehe Kapitel 2.2.2) entwickelt.

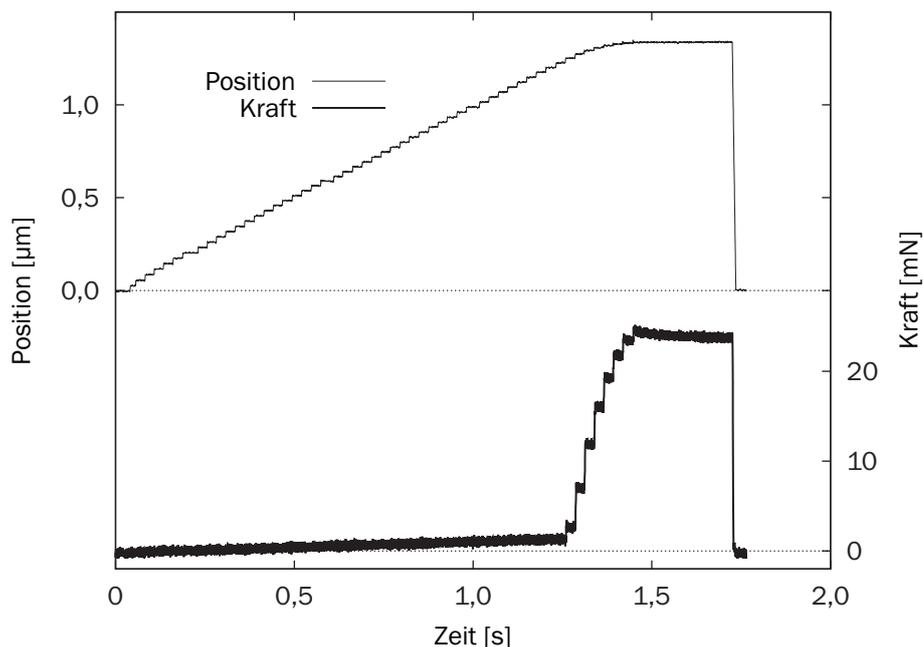
Die Parametrierung des Versuchsstands erfolgt einerseits über mechanische Hardware-Parameter wie die Vorspannung oder die Masse des verwendeten Läufers. Andererseits können Parameter des Ansteuersignals komplett softwareseitig eingestellt werden. Zudem ist durch die Verwendung der Scriptsprache ‚Python‘ und durch die modulare Softwarestruktur ein vielseitiges Werkzeug zur Automatisierung des Versuchsstands gegeben [116]. Hiermit und über entsprechend erstellte Software ist das automatisierte Einlesen und Auswerten des Positions- und Kraftsignals möglich. Somit können Parametervariationen sehr einfach messtechnisch erfasst werden. Beispielhaft ist in Anhang C ein Python-Script zur Messung von generierten Kräften aufgeführt.

## 3.2. Versuchsergebnisse

Wichtige im Vorfeld der Arbeit gesammelte Ergebnisse sind hier dokumentiert. Relevante Parameter sollen identifiziert und deren Auswirkung auf die generierte Kraft analysiert werden. Zunächst wird der eigentliche Vorgang der Krafterzeugung anhand zweier Messungen verdeutlicht.

### 3.2.1. Krafterzeugung

Abbildung 3.3 zeigt das Positions- und Kraftsignal für einen rauen Kontakt zwischen Läufer und Kraftmessdose. Zu Beginn der Messung wird der Läufer so vor der Kraftmessdose positioniert, dass noch keine Kraft gemessen wird. Anschließend wird die Messung gestartet und der Läufer verfährt. Deutlich sind im Positionssignal die Stick-Slip-Schritte zu erkennen. Die Amplitude und damit die Schrittweite sind hier relativ klein gewählt, um eine allmähliche Annäherung zwischen Läufer und Zielobjekt zu erhalten. Zwischen 0 und 1,25s steigt die Position kontinuierlich auf  $1,2\mu m$  an, während die Kraft nur sehr langsam steigt. Dann ist eine deutliche Zunahme der Kraft proportional zu den Stick-Slip-Schritten zu erkennen. Das Positionssignal nähert sich einem konstanten Wert bei  $1,3\mu m$  an, während sich die Kraft bei gut  $25mN$  einer Grenze annähert. Bei 1,4s hat das System einen statischen Zustand erreicht, ab hier werden keine weiteren Schritte



**Abbildung 3.3.:** Positions- und Kraftsignal bei rauen Oberflächen.

ausgeführt. Im Kraftsignal kann nun eine Drift identifiziert werden. Vermutlich wird die Drift durch die Relaxation der Piezoaktoren verursacht. Beim Zeitpunkt 1,75s verfährt der Läufer in die Gegenrichtung. Die Kraft fällt sehr schnell wieder auf null. Der lange Verfahrweg und der geringe Kraftgradient zu Beginn der Messung sprechen für ein hohes Maß an Rauheit der Kontaktoberflächen in der Größenordnung von  $1\mu m$ . Die metallischen Oberflächen sind in diesem Fall nicht besonders behandelt.

Im Gegensatz hierzu zeigt Abbildung 3.4 die gleiche Messung mit glatten Kontaktoberflächen zwischen Läufer und Kraftmessdose. Letztere weist hierzu ein Silicium-Plättchen auf und der Läufer trägt eine Rubinhalkugel mit dem Durchmesser  $1mm$  (vergleiche Abbildung 3.1). Die Rauheit der Rubinhalkugel ist mit  $50nm$  angegeben (siehe Datenblatt und Rastersondenmikroskop-Messung in Anhang A). Schon beim ersten Stick-Slip-Schritt ist eine deutliche Zunahme des Kraftsignals zu erkennen. Nach  $0,2s$  erreicht die Position bei  $120nm$  einen konstanten Wert, die Kraft beträgt dabei  $40mN$ . Auffällig ist, dass die steifen Materialien mit weniger Rauheit innerhalb eines kürzeren Weges hohe Kräfte aufbauen. Die Kraftniveaus aus beiden Messungen sind wegen anderer abweichender technischer Randbedingungen nicht vergleichbar.

Unabhängig von der Beschaffenheit des Kontakts baut sich eine Kraft  $F_{gen}$

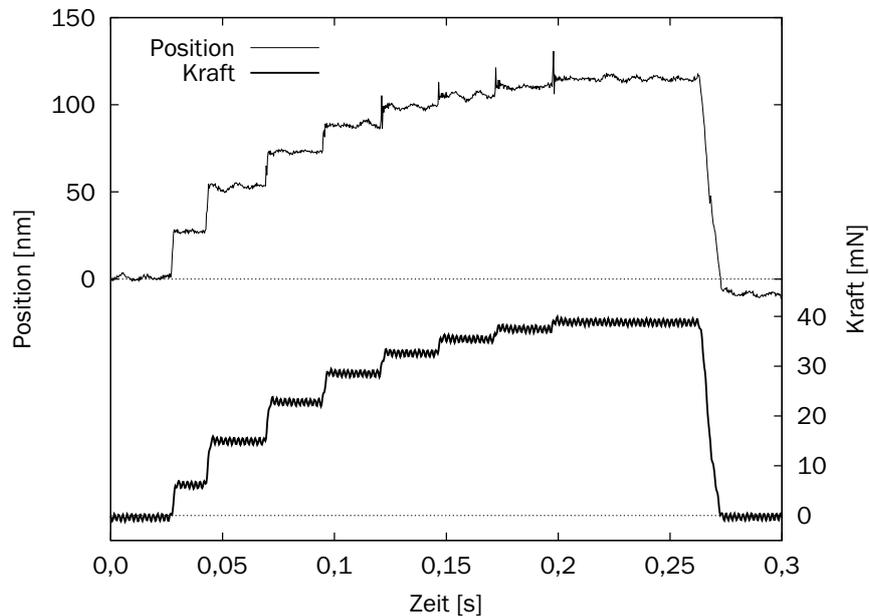


Abbildung 3.4.: Positions- und Kraftsignal bei glatten Oberflächen.

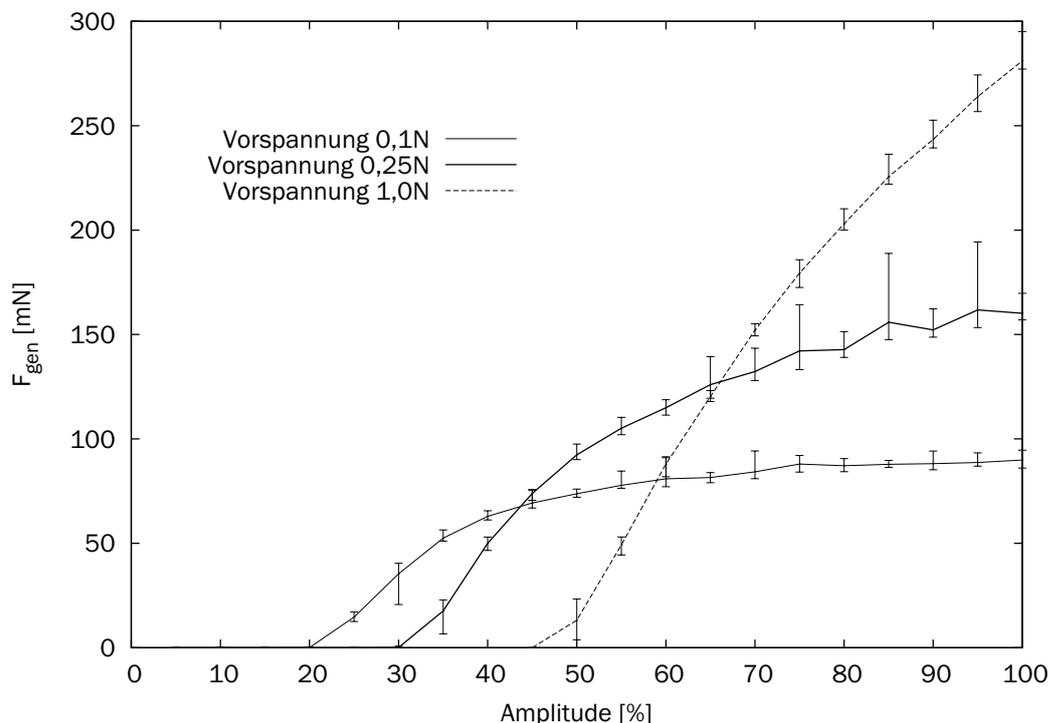
auf. Der Betrag der Kraft abhängig von weiteren Parametern ist Gegenstand der nachfolgenden Kapitel.

### 3.2.2. Minimale Schrittamplitude (0-Amplitude)

Die Abhängigkeit von  $F_{gen}$  von der Amplitude des Ansteuersignals zeigt Abbildung 3.5. Für verschiedene Amplitudenwerte wird die maximal erreichte Kraft mit obigem Verfahren ermittelt. Jede Messung wird zehnmal wiederholt. Der Mittelwert und die jeweiligen Minimal- und Maximalwerte sind in der Abbildung dargestellt. Es wird zunächst nur die Messkurve ‚Vorspannung 0,1N‘ betrachtet.

Unterhalb einer Amplitude von 20% wird keine Kraft aufgebaut, da der Läufer nicht verfährt. Für höhere Amplitudenwerte steigt die Kraft auf circa  $75mN$  bei 60% Amplitude. Für weiter steigende Amplituden ist kaum noch eine Zunahme der maximalen Kraft zu verzeichnen; eine Art Sättigungseffekt tritt ein. Damit können zwei wichtige Grundbegriffe definiert werden. Die

- **0-Amplitude (Null-Amplitude)**, bei welcher der Läufer nicht mehr verfährt beziehungsweise keine Kraft aufbaut, und die
- **maximal generierte Kraft**  $F_{gen,max}$  für eine gegebene Amplitude.



**Abbildung 3.5.:** Charakteristik der Kraft in Abhängigkeit von Amplitude und Vorspannung.

Das Phänomen der minimal erforderlichen Amplitude wurde schon bei Ramona festgestellt (siehe 2.12). Im weiteren Verlauf der Arbeit wird die 0-Amplitude noch ausführlich betrachtet. Im vorliegenden Fall beträgt die 0-Amplitude 20%. Das bedeutet, ein Fünftel der Anstellerspannung beziehungsweise des zur Verfügung stehenden Kräfteerzeugungspotentials gehen quasi ‚verloren‘ und sind für den gegebenen Antrieb nicht nutzbar.

### 3.2.3. Normalkraft (Vorspannung)

Ein weiterer wichtiger Parameter ist die **Vorspannung**, wie Abbildung 3.5 zeigt. Insgesamt sind drei Charakteristika - gemäß drei gewählten Vorspannungen - gemessen worden. Die Charakteristik für eine Vorspannung von 0,1N wurde schon im vorangegangenen Kapitel beschrieben. Die Amplitude wird im Folgenden in Prozent angegeben (diese Angabe bezieht sich auf eine maximale Auslenkung  $u_{max} = 160nm$ , welche durch Messungen und Simulationen ermittelt wurde). Für 0,25N ist eine höhere 0-Amplitude von 30% zu beobachten, genauso eine

größere maximale Kraft von  $160\text{mN}$ . Zudem ist der Effekt der Sättigung deutlich schwächer ausgeprägt. Für die Vorspannung von  $1\text{N}$  ist die 0-Amplitude bereits auf 50% angewachsen; die maximale Kraft ist  $280\text{mN}$ . Letztere Vorspannung liefert eine Kennlinie ohne Sättigung mit fast linearer Ausprägung. Die Wiederholbarkeit liegt im Bereich von 5 - 15%.

Die Wahl der Vorspannung beeinflusst also nicht nur die 0-Amplitude und die Charakteristik der Krafterzeugung, sondern ebenso die maximal erzeugbare Kraft. Auf den ersten Blick hat die Sättigung der Kraft Ähnlichkeit mit dem dynamischen Reibbeiwert. Allerdings kann zum Beispiel die Sättigung von  $75\text{mN}$  bei der Vorspannung von  $0,1\text{N}$  nicht den Literaturwert des Reibbeiwerts für metallische Kontakte von circa 0,2 widerspiegeln. Der hohe Wert der erzeugten Kräfte deutet vielmehr auf einen anderen, verfahrensabhängigen Beiwert hin.

### 3.2.4. Charakteristik der Kraftmaxima

Aufschluss über die Abhängigkeit der maximal erzeugten Kraft  $F_{gen,max}$  von Vorspannung und Läuferbeschaffenheit kann Abbildung 3.6 geben.

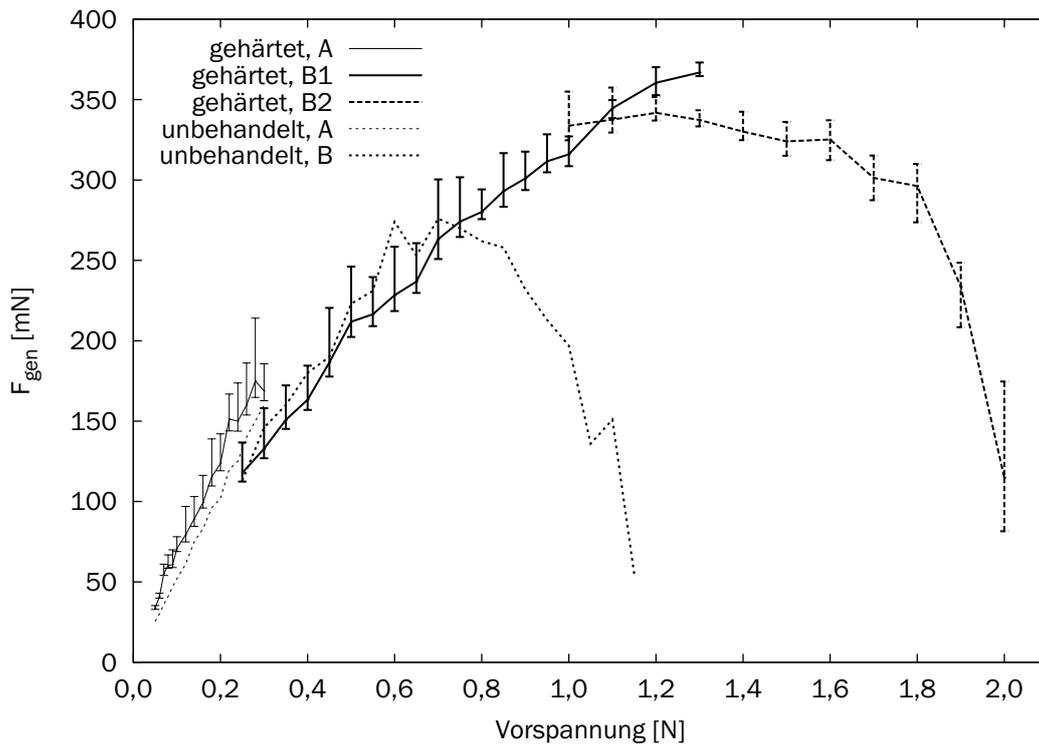


Abbildung 3.6.: Wirkung der Vorspannung auf das Kraftmaximum.

Für das Bereitstellen der Vorspannung werden verschiedene Federn eingesetzt. Für den Bereich  $0,1 - 0,3N$  wird die Feder ‚A‘ verwendet, für den Bereich  $0,25 - 1,3N$  ‚B1‘. Vorspannungen über  $1,2N$  sind mit Feder ‚B2‘ zu erzielen. Die Messkurve für einen gehärteten Läufer, welche sich über eine Vorspannung von  $0,1 - 2N$  erstreckt, ist daher aus drei einzelnen Messungen zusammengesetzt: ‚gehärtet, A‘, ‚gehärtet, B1‘ und ‚gehärtet, B2‘. Der Läufer besteht aus Stahl 1.4112, welcher durch entsprechende Wärmebehandlung nach der funkenerosiven Fertigung auf 55HRc ausgehärtet wurde. Anschließend wurden die Laufflächen des Läufers auf eine Oberflächenrauheit besser als  $0,3\mu m$  geschliffen. Für kleine Vorspannungen steigt die maximale Kraft linear mit der Vorspannung. Bei einer Vorspannung von  $1,2N$  bei  $350mN$  ist ein Maximum zu erkennen. Bei weiterer Erhöhung der Vorspannung fällt die Kraft wieder ab. Bei  $2N$  Vorspannung ist die Messung beendet, da noch höhere Vorspannungen zum Blockieren des Läufers führen und keine Stick-Slip-Schritte mehr zustande kommen. Die Kraftkurven der verschiedenen Federn stimmen an den Übergangspunkten nicht exakt überein, da die tatsächliche Steifigkeit der Federn mit einer Toleranz behaftet ist.

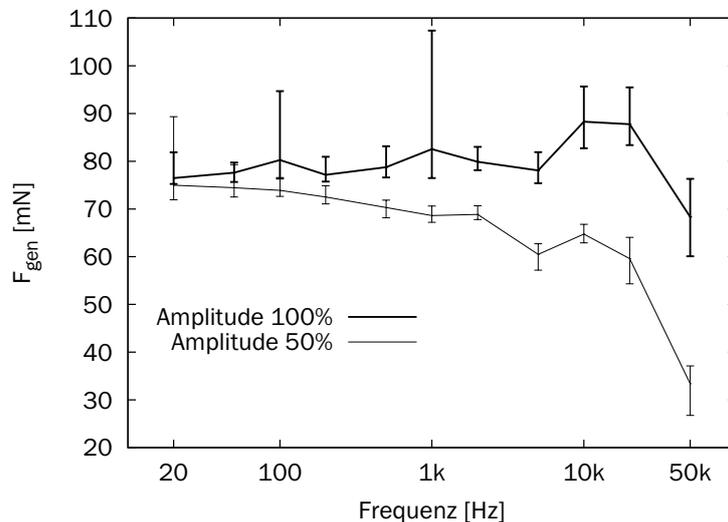
Die Messreihe für einen nicht gehärteten Läufer (‚unbehandelt, A und B‘) zeigt für geringe Vorspannungen annähernd denselben Verlauf. Das Maximum der Kraft ist allerdings schon bei  $0,7N$  und  $270mN$  erreicht. Das Ende der Messreihe ist bei  $1,15N$  erreicht. Offensichtlich spielt die Härte eines Stick-Slip-Läufers nicht nur eine Rolle bezüglich des Verschleißes, sondern auch hinsichtlich der realisierbaren Vorspannungen.

Abschließend noch eine Bemerkung zum Verhalten bei hohen Vorspannungen: Grundsätzlich führt der Stick-Slip-Betrieb zu starken Schwingungen im System. Bei Erreichen der maximal möglichen Vorspannung, der **Blockier-Vorspannung**  $F_{block}$ , führt der Läufer keine Slip-Bewegung mehr aus, er oszilliert nur um die aktuelle Position, da die Anregung durch die Piezoaktoren weiterhin stattfindet. Dies ist ein Beweis für die Tatsache, dass die Blockier-Vorspannung ein Phänomen der Reibung und nicht der Piezoaktoren ist. Die Blockier-Vorspannung wird also in einer noch unbekannt Form von den Reibparametern abhängen. Weitere Analysen zu diesem Thema folgen in Kapitel 4.4.3.

### 3.2.5. Ansteuersignal

Die vorigen Messungen verdeutlichen den Einfluss von Signal- beziehungsweise Aktoramplitude und Vorspannung auf die generierbaren Kräfte von Stick-Slip-Antrieben. Es stellt sich die Frage, inwieweit sich die anderen Parameter des Ansteuersignals auf die Kräfte auswirken. Die Richtung der Stick-Slip-Schritte ist ohne Bedeutung, vorausgesetzt die Gravitation wirkt im rechten Winkel zur Verfahrrichtung. Das ist bei den hier vorgestellten Messungen der Fall. Für die

Auswirkung von Stick-Slip-Frequenz und Slewrate auf die Kraft wurden entsprechende Messungen durchgeführt. Abbildung 3.7 zeigt, dass die Frequenz in weiten Bereichen kaum Auswirkungen hat. Erst ab Frequenzen über  $40\text{kHz}$  ist ein Abfall der erzeugten Kraft messbar. Für Amplituden von 50% ist eine leicht fallende Tendenz zu erkennen (die Kräfte sind für diese Amplituden nahezu gleich groß, da mit einer Vorspannung von  $0,1\text{N}$  und somit im Bereich der Sättigung gemessen wurde, vergleiche Abbildung 3.5, ‚Vorspannung  $0,1\text{N}$ ‘). Ein Grund für den Abfall der Kraft bei hohen Frequenzen könnte eine veränderte Reibcharakteristik für sehr kurze Stick-Phasen sein. Es wird bei sehr hohen Frequenzen kein Stick mehr erreicht und das System verbleibt dauerhaft in Slip-Phasen mit wechselnden Richtungen. Dies markiert den allmählichen Übergang zum Ultraschallmotor.



**Abbildung 3.7.:** Einfluss der Stick-Slip-Frequenz auf die Kraft.

Den Einfluss der Slewrate zeigt Abbildung 3.8; sie hat ebenfalls nur einen geringen Anteil an der generierbaren Kraft.

Für extrem geringe Slewrates kommt keine nennenswerte Kraft zustande. Hier ist das Erreichen der Slip-Phase kaum möglich, somit können keine Schritte und folgerichtig keine Kräfte generiert werden. Für Slewrates zwischen  $25$  und  $300 \frac{\text{V}}{\mu\text{s}}$  bleibt  $F_{gen}$  annähernd konstant. Eine möglichst hohe Slewrate - wie für Stick-Slip-Positionierer allgemein angestrebt - scheint für die Krafterzeugung nicht unbedingt erforderlich zu sein. Festzuhalten ist die weitgehende Unabhängigkeit der Krafterzeugung von der Stick-Slip-Frequenz und der Slewrate.

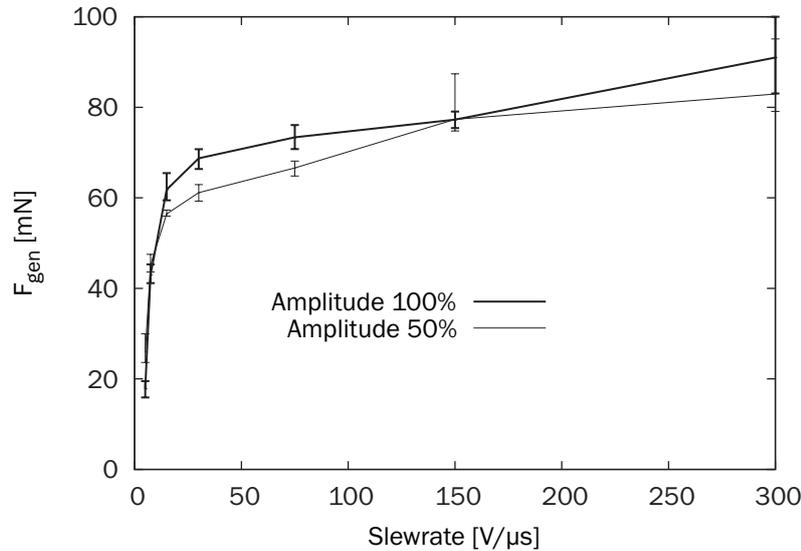


Abbildung 3.8.: Einfluss der Slewrate des Ansteuersignals auf die Kraft.

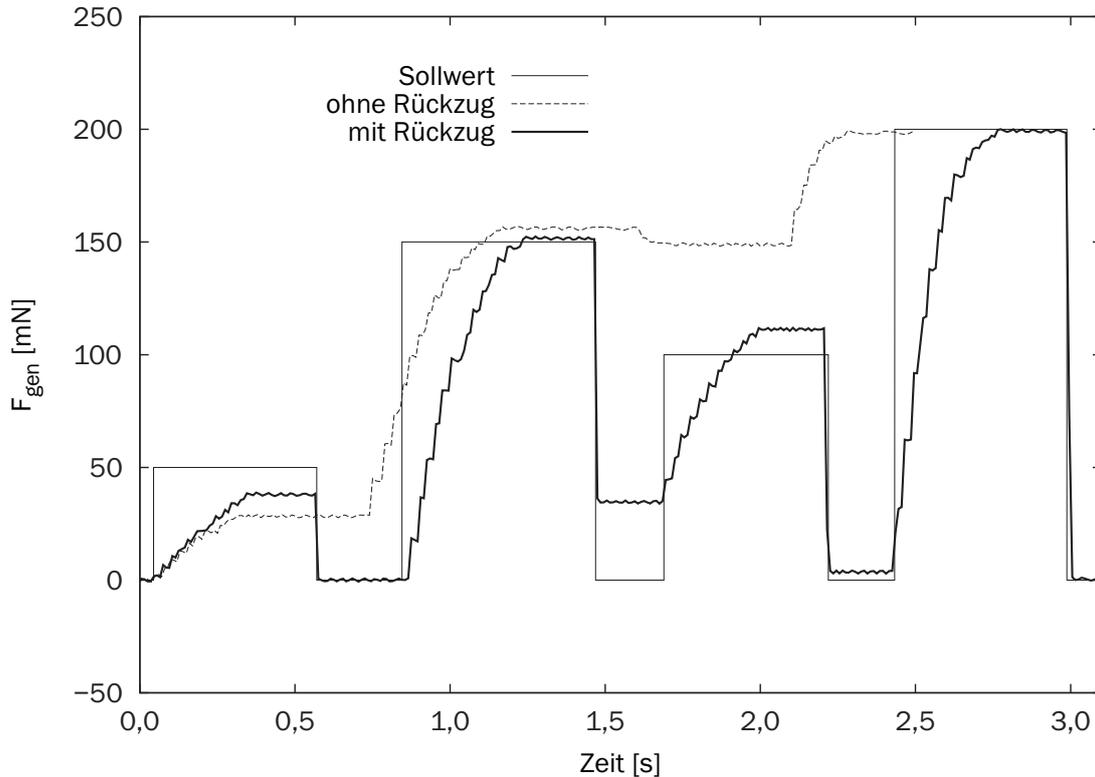
### 3.2.6. Läufermasse

Ein wichtiger Parameter von Stick-Slip-Antrieben ist die bewegte Masse, hier als Läufermasse bezeichnet. Es ist in Kapitel 2 dargelegt, dass die Läufermasse großen Einfluss auf zum Beispiel die Schrittweite haben kann. Interessanterweise hat die Läufermasse keine Wirkung auf die Krafterzeugung. Die Kräfte sind völlig unabhängig von der Läufermasse. Der Läufer steht im Moment der Krafterzeugung quasi still und eventuelle Trägheitskräfte kommen nicht zustande. Daher hängt das Kraftniveau nicht von der Läufermasse ab.

### 3.2.7. Anfahren von Sollkräften

Für die Anwendung der Krafterzeugung ist das Anfahren bestimmter Kräfte ein offensichtliches Ziel. Deshalb soll im Rahmen der Machbarkeit eine Messreihe dokumentieren, dass diese Vorgehensweise grundsätzlich möglich ist. Dazu wurde ein Sollwertprofil für die Kraft definiert, wie Abbildung 3.9 zu entnehmen ist.

Vier verschiedene Kräfte sollen in der Reihenfolge 50, 150, 100 und 200mN erzeugt werden. Diese Sequenz wurde ausgewählt, um nicht nur zunehmende, sondern ebenso fallende Kraftniveaus und möglichst die gesamte Bandbreite abzubilden. Als Vorspannung für diesen Versuch wurde 0,25N ausgewählt. In einem ersten Durchlauf werden die Kräfte durch einfaches Ansteuern der Aktoren mit der korrespondierenden Amplitude erzeugt.

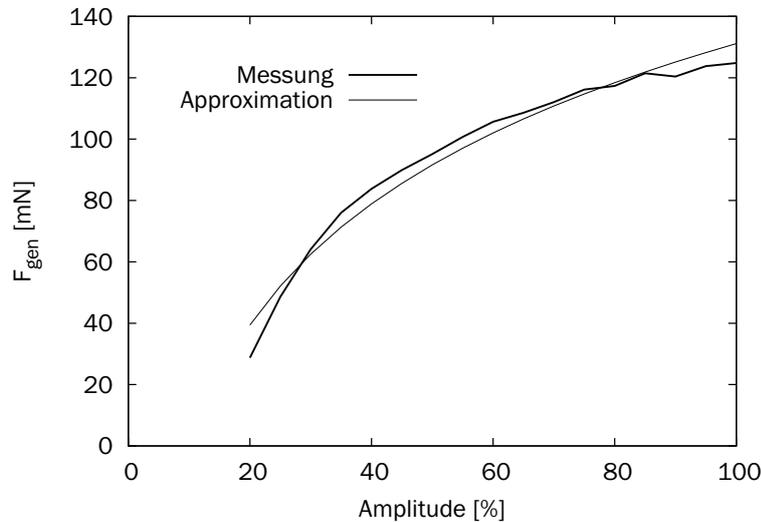


**Abbildung 3.9.:** Anfahren von Sollkräften mit der Methode der Krafterzeugung.

Die Amplitude wurde mittels einer logarithmischen Approximation aus der Charakteristik in Abbildung 3.10 modelliert und ergibt sich aus der inversen Funktion

$$Amplitude = e^{a_{amp} \cdot F_{gen} + b_{amp}}. \quad (3.1)$$

Die Amplitude wird als Faktor zwischen null und eins ( $\in [0; 1]$ ) ausgedrückt, die Koeffizienten betragen  $a_{amp} = 0,01754 \frac{1}{mN}$  und  $b_{amp} = -2,3005$ . Durch Nutzung dieser Vorschrift zur Berechnung der Amplitude aus obigen Kraftsollwerten ergibt sich bei der Messung der Kraftverlauf ‚ohne Rückzug‘ in Abbildung 3.9. Das erste Kraftniveau wird nur zu 50%, der nächste Sollwert genau erreicht. Beim dritten Sollwert verändert sich die Kraft dagegen kaum, bevor der letzte Sollwert wieder passend erzielt wird. Offensichtlich muss vor jedem neuen, niedrigeren Kraftwert ein ‚Standardzustand‘ hergestellt werden. Dies ist ein Zeichen für eine Art Hysterese in der Krafterzeugung. Als Folge wurde in einem zweiten Durchlauf vor jeder einzelnen Krafterzeugung ein einziger Rückwärtsschritt



**Abbildung 3.10.:** Approximation der Amplitude aus logarithmischer Funktion der Kraft für die Vorspannung  $0,25N$ .

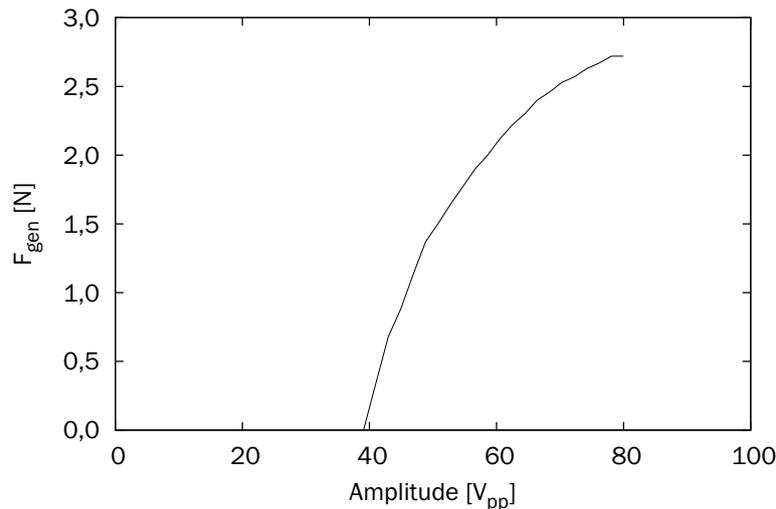
mit voller Amplitude vollzogen, den Verlauf zeigt die Kurve ‚mit Rückzug‘. Als Ergebnis fällt die erzeugte Kraft abrupt mit jedem Rückschritt. Nach der Sollkraft von  $150mN$  fällt die Kraft nicht ganz auf null. Es kann daraus geschlossen werden, dass die Kraftmessdose die Krafterzeugung mit einer bestimmten Nachgiebigkeit mitbestimmt. Bei der Generierung der Kraft muss der Läufer so viel Weg zusätzlich zurücklegen, wie die Kraftmessdose nachgibt. Wenn der Betrag des Rückzugs kleiner ist als die momentane Auslenkung der Kraftmessdose, dann fällt die Kraft nicht auf null. Der nachfolgende Sollwert von  $100mN$  wird aber relativ gut und der Letzte wieder genau erreicht.

Insgesamt wird die Sollkraft mit einer Abweichung von maximal 25% erreicht. Da die Qualität vorhergehender Messungen besser war, bleibt die Frage nach den Ursachen offen. Möglicherweise spielt die Reihenfolge der Messungen eine Rolle oder die Wartezeit zwischen oder während der Messungen. Dies könnte mit dem zeitabhängigen Verhalten der Piezoaktoren (Relaxation) zusammenhängen.

### 3.2.8. Krafterzeugung mit kommerziellem Aktor

Die obigen Messungen wurden alle mit dem in Kapitel 3.1 skizzierten Versuchstand durchgeführt, bei dem die Funktionen ‚Führung‘ und ‚Antrieb‘ durch dieselben sechs Rubinhalbkugeln zustande kommen. Um weitere Hinweise darauf zu erhalten, wie sich die Krafterzeugung mit einem Antrieb mit einer Trennung

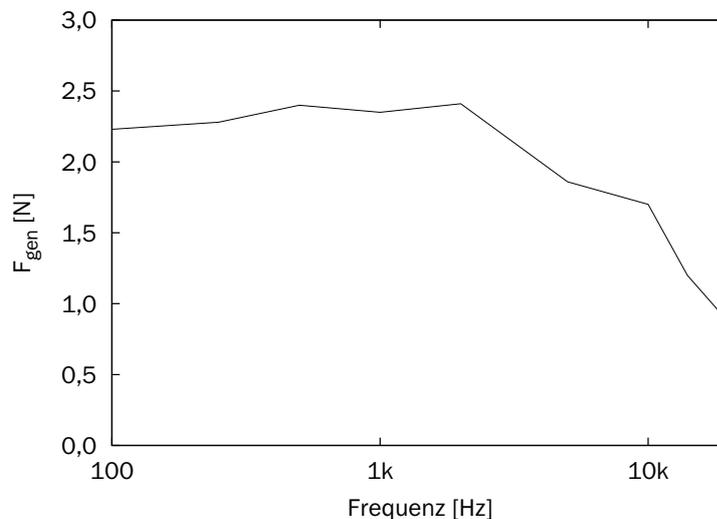
dieser Funktionen gestaltet, wurde eine lineare Achse der Firma SmarAct (SL-2040, [51]) charakterisiert. An die Angabe von  $3N$  Haltekraft aus Kapitel 2.2.3 sei hier erinnert. Der Versuchsaufbau nutzt die gleiche Kraftmessdose wie bei den obigen Versuchen. Sie wird so vor der SmarAct-Achse montiert, dass sich der Antrieb in einer Flucht mit der Messachse befindet. Die ermittelte Charakteristik zeigt Abbildung 3.11.



**Abbildung 3.11.:** Charakteristik der Krafterzeugung mit linearer Achse der Firma SmarAct (siehe Kapitel 2.2.3).

Unterhalb einer Amplitude von knapp  $40V_{pp}$  werden keine Kräfte gemessen. Hier werden demzufolge keine Schritte erzeugt, die 0-Amplitude beträgt 50% (bei  $80V_{pp}$  maximaler Amplitude). Die Kennlinie weist einen logarithmischen Verlauf auf und erreicht den Höchstwert von  $2,7N$  bei  $80V_{pp}$ . Die Charakteristik ist mit derjenigen in Abbildung 3.5 ‚Vorspannung  $1N$ ‘ sehr gut vergleichbar. Aus dieser Messung kann geschlossen werden, dass das Prinzip der Krafterzeugung unabhängig von der baulichen Ausführung der Führung und der Art der Piezoaktoren ist. Denn die SmarAct-Achse wird im Gegensatz zum obigen Prüfstand mit einem Linear-Wälzlager geführt, zudem wird statt einer Bulk-Keramik ein Piezostack verwendet (siehe Abbildung 2.15).

Analog zu Kapitel 3.2.5 wurde die SmarAct-Achse mit verschiedenen Frequenzen vermessen. Das Ergebnis ist in Abbildung 3.12 gezeigt. Für einen Frequenzbereich zwischen  $100$  und  $2000Hz$  ist die erzeugte Kraft nahezu konstant, für höhere Frequenzen ist ein (im einfach logarithmischen Diagramm) linearer Ab-



**Abbildung 3.12.:** Krafterzeugung mit SmarAct-Achse bei verschiedenen Stick-Slip-Frequenzen.

fall der Kraft  $F_{gen}$  zu beobachten. Die Charakteristik entspricht dabei - abgesehen vom höheren Niveau der Kräfte - in weiten Teilen der in Abbildung 3.8.

Zusammenfassend sei das Prinzip der Krafterzeugung als weitgehend unabhängig von der baulichen Ausführung der Stick-Slip-Antriebe hervorgehoben. Daher muss Reibung als gemeinsames Merkmal der Träger der hier untersuchten Eigenschaften sein.

### 3.3. Fazit

Die prinzipielle Machbarkeit der Krafterzeugung wurde in obigen Versuchen nachgewiesen. Als wesentliche Parameter wurden die Vorspannung und die Amplitude des Ansteuersignals identifiziert. Das Reibverhalten insgesamt bestimmt weitere Eigenschaften wie die 0-Amplitude oder die Blockier-Vorspannung. An dieser Stelle sei auf grundsätzliche Vor- und Nachteile der Krafterzeugung mit Stick-Slip-Antrieben eingegangen.

Der große Vorteil der Krafterzeugung ist die Funktion ohne Kraftsensor beziehungsweise ohne sonstige Sensoren. Die bekannten Methoden, Kräfte auf vergleichbaren Skalen zu erzeugen, basieren oft auf geschlossenen Regelkreisen und nutzen mindestens einen Sensor (siehe hierzu Kapitel 2.6). Wahrscheinlich könnte die Effizienz dieser Methode unter Hinzunahme eines Positionssensors gesteigert werden, zum Beispiel um den Rückzugsbetrag (vergleiche Abbildung 3.9) optimal

anzupassen. Die Grundidee des Konzepts - ohne Sensoren auszukommen - wäre dann jedoch verletzt, und es könnte nicht vom einfachen Aufbau und der Miniatursierbarkeit der Stick-Slip-Antriebe profitiert werden. Dies sind nämlich genau die Eigenschaften, welche die Methode der Krafterzeugung besonders attraktiv machen.

Bei der Messung der Kraft wurden teilweise starke Vibrationen beobachtet. Darüber hinaus wurde festgestellt, dass das Niveau dieser ‚parasitären‘ Vibrationen mit der Vorspannung skaliert. Mit anderen Worten: Antriebe mit großer Vorspannung vibrieren mehr als solche mit weniger Vorspannung. Aus technischen Gründen ist die Vorspannung stark an die Dimensionen solcher Antriebe gekoppelt. Kleine Antriebe werden eine geringe Vorspannung aufweisen, weil die mechanischen Randbedingungen keine größere Vorspannung zulassen. Also werden die Vibrationen mit zunehmender Miniatursierung abgeschwächt. Gleichzeitig nimmt die Wiederholbarkeit bei Vorspannungen nahe der Blockier-Vorspannung stark ab. Deshalb sollten Vorspannungen größer als das Maximum in Abbildung 3.6 vermieden werden. Aus der Sicht des Konstrukteurs ist der optimale Arbeitsbereich dann gefunden, wenn mit einer minimalen Vorspannung die maximale Kraft erzeugt werden kann.

Ein wesentlicher Nachteil der Krafterzeugung ist in der Tatsache zu sehen, dass die Kraft in diskreten Anteilen beziehungsweise Schritten übertragen wird. Dies macht die Erzeugung wirklich kontinuierlicher Kräfte unmöglich. In der Messung in Abbildung 3.4 werden die Stick-Slip-Schritte mit einer Frequenz von  $1\text{kHz}$  erzeugt. Wenn die Frequenz (beziehungsweise der Stick-Gradient) geringer wäre, könnte das Ansteigen der Kraft weniger abrupt sein, da die Asperitenverformung langsamer vonstattengeht. Trotzdem ist die Diskontinuität der Kraft implizit aufgrund der Slip-Phase gegeben. Es wird noch zu untersuchen sein, inwiefern Vibrationen minimiert werden können und eine quasi-kontinuierliche Krafterzeugung etabliert werden kann.

Der Aspekt der Drift im Kraftsignal kann in Abbildung 3.3 beobachtet werden. Drift, beziehungsweise Relaxation von Piezoaktoren, ist ein gut untersuchter Effekt. Diverse Lösungen bezüglich dieses Problems sind bereits bekannt [117, 118]. Aufgrund des Vorkommens während des Stick könnten diese bekannten Methoden für eine Driftkompensation eingesetzt werden.

Verschleiß spielt für Stick-Slip-Antriebe eine wichtige Rolle. Während der Messungen konnte eine stetig zunehmende Kraft aufgrund von verschlissenen Laufflächen am Läufer registriert werden. Dieser Effekt ist ausgeprägt für den unbehandelten Läufer, kommt aber in geringerem Maße beim gehärteten Typ vor. Daher sollte die Wirkung von Verschleiß langfristig Teil des Modells der Krafterzeugung sein.

---

Wie im vorigen Kapitel bereits angedeutet, kann die Krafterzeugung als ein reibungsbasierter Ansatz verstanden werden, das heißt Faktoren wie Lagerung, Führung oder Ausführung der Piezos sind zweitrangig. Entscheidend ist nur die Beschaffenheit des Reibkontakts.

Während der Krafterzeugung werden die Asperiten vom Aktor ausgelenkt, und zwar abhängig von der Amplitude des Aktors. Dies resultiert in einer Kraft, die durch die Asperitensteifigkeit und deren Auslenkung definiert ist. Die generierte Kraft nimmt in der Stick-Phase kontinuierlich zu. Während der Slip-Phase verbleibt der Läufer in Position und die Asperiten durchlaufen zu einem gewissen Grad eine Art ‚Rückbiegung‘. Mit der folgenden Stick-Phase wird der Zyklus erneut durchlaufen. Die äquivalente, quasi-kontinuierliche Kraft kann schließlich gemessen werden. Mit diesem Ansatz kann die Abhängigkeit der Kraft von der Amplitude erklärt werden. Mit zunehmender Amplitude nimmt die maximale Auslenkung der Asperiten zu und als Ergebnis steigen sowohl die maximale Kraft am Ende des Stick als auch die mittlere, gemessene Kraft.

Die Asperiten sind also eine **notwendige Voraussetzung** für das Funktionieren des Prinzips der Krafterzeugung. Daher haben die Oberflächenqualität und die Materialpaarung großen Einfluss auf die Krafterzeugung. Einige Herleitungen hierzu werden im Verlauf der Arbeit dargestellt. In der Literatur gibt es nur einige wenige theoretische Ansätze, diese wurden bisher jedoch nicht systematisch auf Stick-Slip-Antriebe angewendet. Diesen Fragen widmet sich das nachfolgende Kapitel.



## 4. Theoretische Betrachtung der Stick-Slip-Reibung

Die intensive Untersuchung Stick-Slip-basierter Reibung geht mindestens einige Dekaden zurück [80, 89, 119]. Dabei wird von den Ursachen von Erdbeben [120] über konventionelle Industrierobotik [121] bis hin zur Nanotribologie [90, 91] eine große Spannweite abgedeckt. Es existieren zahlreiche Modelle zur Beschreibung verschiedenster Effekte, daher ist die Wahl eines geeigneten Modells nicht einfach. Theoretische Modelle neigen zu universellen Erklärungsansätzen, gleichzeitig können Randeffekte nur schwer erfasst werden. Umgekehrt sind empirische Modelle in Anlehnung an Messdaten entstanden und weisen daher ein hohes quantitatives Niveau auf. Paradoxerweise leidet darunter oft die theoretische Erklärbarkeit.

In diesem Kapitel werden die relevanten Themen zur Beschreibung von Reibung in Stick-Slip-Kontakten für miniaturisierte Antriebe dargestellt und diskutiert. Trotz des sehr umfangreichen Forschungsgebiets ‚Reibung‘ gibt es nur wenig Literatur für die bereits in den vorangegangenen Kapiteln angeschnittenen Problemstellungen. Daher sollen in den folgenden Unterkapiteln einzelne Aspekte gezielt beleuchtet und die vorhandenen Informationen zusammengetragen werden. Im Idealfall können Parameter für Reibmodelle direkt aus der Theorie zur Reibung abgeleitet werden. Es wird sich jedoch zeigen, dass dies nicht immer sinnvoll ist und empirische Ansätze gewählt werden müssen.

### 4.1. Einflüsse auf das Reibverhalten

Wie bereits angedeutet, gibt es wenig Vorarbeiten zur Beschreibung von Stick-Slip-Antrieben, die auf ausreichend solider theoretischer Basis fußen (vergleiche Kapitel 2.4). Gleiches gilt für Reibmodelle zur Beschreibung von Stick-Slip-Antrieben. Wie in Kapitel 2.4.1 geschildert, ist der Stand der Forschung zu Beginn dieser Arbeit das LuGre-Modell. Ausgehend davon wird hier zunächst die 0-Amplitude behandelt, bevor mit dem elastisch-plastischen Verhalten der Bogen zum Elastoplastic-Modell und damit zum einem neuen Modell als Ergebnis dieser Arbeit gespannt wird.

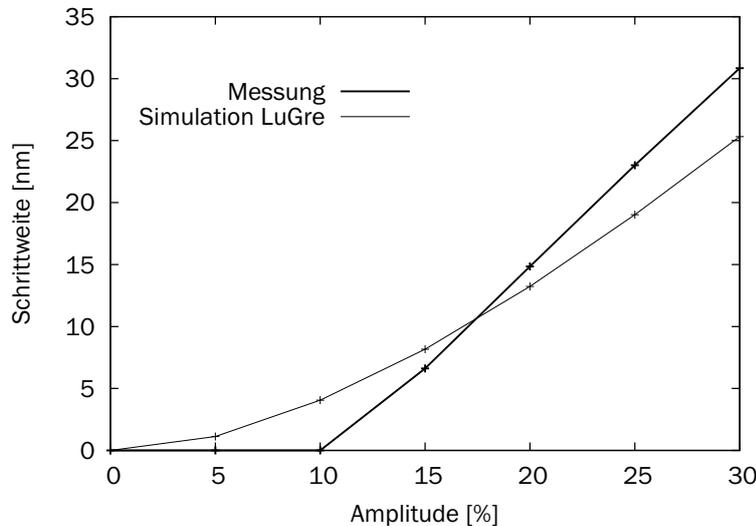
### 4.1.1. 0-Amplitude und Losbrechdistanz

Bei der Beschreibung des Roboters Ramona (Abbildung 2.12) und bei der Kraftmessung in Kapitel 3.2.2 wurde bereits die 0-Amplitude beschrieben. Sie spielt eine Schlüsselrolle für die Beschreibung des Reibverhaltens. Interessanterweise wurde ihr bisher kaum Beachtung geschenkt, obwohl sie schon von diversen Autoren beobachtet wurde, so zum Beispiel

- bei der Vorstellung erster Stick-Slip-Konzepte bei Anders et.al. [122],
- in der Dissertation von Breguet: „Limit of contact deformation“  $x_s$  [22],
- bei Mariotto: „step size dependent to control amplitude“ [21],
- bei Messungen von Park et.al. („Displacement vs. voltage“) [123],
- bei Rakotondrabe et.al. („speed versus the amplitude“) [124],
- in der Abteilung des Autors: „amplitudes below 50V do not cause any measurable motion“ und „no movement for amplitudes less than  $50V_{pp}$ “ [41, 125],
- und in der Dissertation von Driesen: „excitation force does not overcome friction“ [100].

Im Rahmen der Versuche für diese Arbeit wurde festgestellt, dass die 0-Amplitude wesentlich das Verhalten von Stick-Slip-Antrieben gerade bei höheren Vorspannungen mitbestimmt und daher genau untersucht werden muss. Verschiedene Ansätze zur Messung der 0-Amplitude wurden entwickelt und verglichen. Zunächst soll jedoch gezeigt werden, dass die 0-Amplitude mit dem bestehenden Stand der Forschung **nicht** wiedergegeben werden kann.

In Abbildung 4.1 ist zu erkennen, dass das LuGre-Modell die Tendenz der Schrittweite grundsätzlich wiedergibt, die Simulation des Bereichs der 0-Amplitude (zwischen 0 und 10% Amplitude) aber bereits signifikante Schrittweiten liefert. Es bleibt daher festzustellen, dass der Effekt der 0-Amplitude nicht vom LuGre-Modell abgedeckt wird, zumindest nicht mit einer hinreichenden Genauigkeit. Die Abweichung im obigen Beispiel beträgt nur einige Nanometer. Für bestimmte Bedingungen, zum Beispiel hohe Vorspannungen, steigt die Differenz zwischen LuGre-Modell und Realität aber zunehmend an und kann nicht mehr vernachlässigt werden (hierzu mehr in Kapitel 4.1.5). Dieser Umstand wurde bisher nicht berücksichtigt; offensichtlich war keine besonders hohe Güte der Simulation gefordert beziehungsweise war das Verhalten von Antrieben im Bereich geringer Amplituden prinzipiell nicht von Interesse.

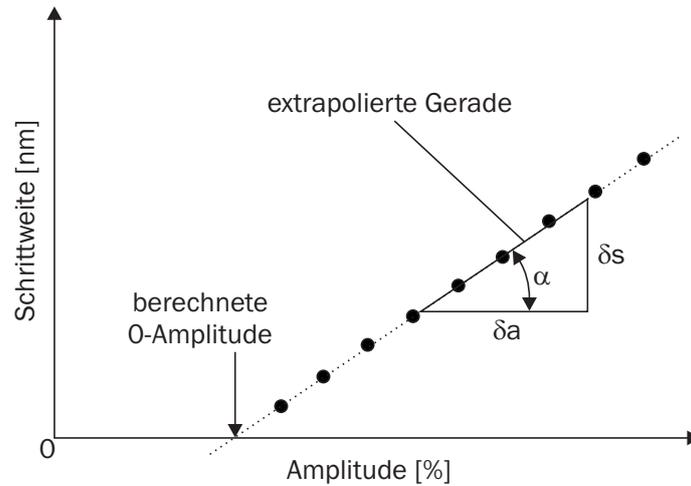


**Abbildung 4.1.:** Gemessene Schrittwerte im Vergleich zur Simulation mit dem LuGre-Modell.

Eine Methode zur *indirekten* Messung der 0-Amplitude wurde vorgestellt [126]. Die Methode beruht auf der Bestimmung der jeweiligen Schrittwerte zu verschiedenen, relativ hohen Amplituden. Die gemessenen Werte sind in der Abbildung 4.2 durch schwarze Punkte gekennzeichnet. Anschließend wird aus den Punkten mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate eine Gerade bestimmt. Diese Gerade hat eine ausgeprägte Steigung und einen Schnittpunkt mit der Abszisse. Dieser Abszissenabschnitt gibt die 0-Amplitude wieder.

Der Vorteil der Methode ist, dass das Rauschen im Positionssignal wenig Einfluss auf die Messung hat; mit anderen Worten: Schritte bei großen Amplituden sind besser zu messen als Schritte nah an der 0-Amplitude. Hier spielt die stochastische Natur von Reibung eine Rolle. Außerdem wird die Gerade aus mehreren Schritten (Messungen) bestimmt, was wiederum eine Steigerung der Genauigkeit bedeutet. Um zusätzlich geometrische Einflüsse des Läufers zu eliminieren, kann über mehrere Messungen an verschiedenen Stellen innerhalb des Verfahrenswegs gemittelt werden. Ein wesentliches Ergebnis obiger Publikation ist, dass die 0-Amplitude durchaus abhängig vom Ansteuersignal ist. Mehr dazu ist in Kapitel 4.1.8 zu erfahren.

Ein anderes, *direktes* Messverfahren zur Bestimmung der 0-Amplitude wurde ebenfalls realisiert. Hierbei werden nacheinander Schritte erzeugt und die Amplitude jeweils um einen kleinen Betrag verringert. Bei Erreichen der 0-Amplitude sind dann die Schrittwerte nicht mehr vom Grundrauschen der Messung zu

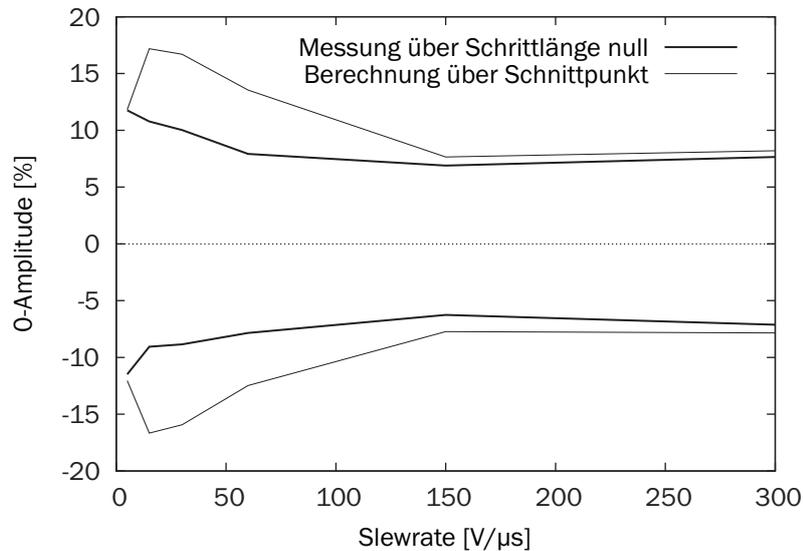


**Abbildung 4.2.:** Bestimmung der 0-Amplitude mit der indirekten Methode.

unterscheiden. Die Amplitude des letzten signifikant gemessenen Schrittes wird schließlich als 0-Amplitude definiert. Dieses Verfahren hat qualitativ gleiche Ergebnisse wie die indirekte Methode gebracht, wie Abbildung 4.3 zeigt. Lediglich die 0-Amplitude für mittlere Slewrates führt zu einem Auseinanderlaufen der Werte beider Verfahren.

Unmittelbar stellt sich die Frage nach den physikalischen Ursachen der 0-Amplitude. Es sei hier schon einmal vorweggenommen, dass die 0-Amplitude im Wesentlichen das Ergebnis des gemischt elastisch-plastischen Materialverhaltens der Oberflächenasperiten widerspiegelt. Was genau darunter zu verstehen ist, wird in Kapitel 5.1 anhand des Elastoplastic-Modells (siehe Kapitel 2.4.2) ausgeführt. An dieser Stelle wird die Frage erörtert, welche elastischen beziehungsweise plastischen Randbedingungen zu dem beobachteten Verhalten der 0-Amplitude führen. Naheliegender ist natürlich, die Materialeigenschaften (Reibereigenschaften) in den Stick-Slip-Punkten als Grund zu benennen. Diese sind bei allen vorgestellten Antrieben vorhanden und meistens ähnlich ausgeprägt.

Ein Begriff aus dem Forschungsgebiet der Reibung steht teilweise in Zusammenhang mit der 0-Amplitude: das sogenannte „Presliding“. Es wurde bereits in Kapitel 2.3 erläutert und meint eine minimale Verschiebung unmittelbar vor Einsetzen des Rutschens. Das LuGre-Modell gibt Presliding nur insofern wieder, als es rein plastische Verformung berücksichtigt. Das bedeutet, der dissipative Anteil ist stets vorhanden, und eine einmal verursachte Presliding-„Verschiebung“ ist nicht reversibel. Ebenso ist jede Relativbewegung mit einer bestimmten Stick-Slip-Schrittweite größer Null behaftet (vergleiche Abbildung 4.1). Dies geht mit der Tatsache einher, dass das LuGre-Modell kein ‚echtes‘ Haften wiedergeben



**Abbildung 4.3.:** Vergleich der 0-Amplituden beider Messmethoden.

kann (engl. „stiction“ bei Dupont et.al. [105]). An dieser Stelle sollte beachtet werden, dass das LuGre-Modell nicht unbedingt für miniaturisierte Antriebe erdacht wurde, sondern für ‚Makro-‘ Roboterachsen mit  $\mu\text{m}$ -Genauigkeit. Daher ist der Fokus bei der Erstellung oben angegebener Modelle auf dem Presliding beziehungsweise auf den dadurch induzierten Schwingungen. In diesen Größenordnungen kann die 0-Amplitude außer Acht gelassen werden. Dies gilt aber nicht für die Anforderungen im Nanometerbereich, hier steht dann das Simulationsergebnis im Gegensatz zu den Messergebnissen.

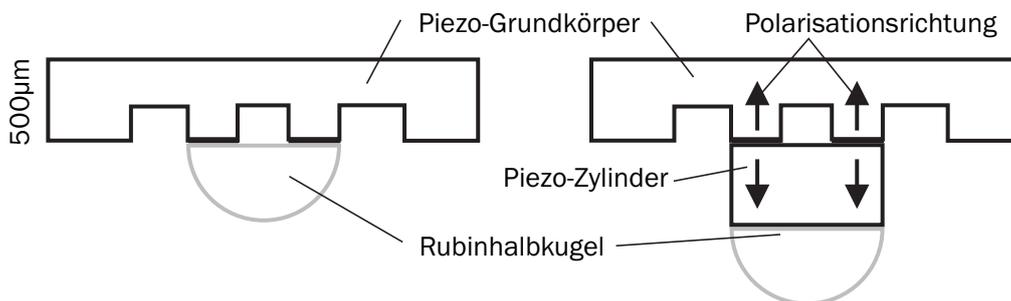
Was genau als Presliding im Sinne von Stick-Slip-Antrieben bezeichnet werden kann, ist schließlich eine Frage der Definition. Wenn Presliding den im Ausgangszustand verbleibenden Läufer eines Antriebs meint (wie bei der 0-Amplitude der Fall), dann kann nur **rein elastisches** Asperitenverhalten als Presliding bezeichnet werden. Wenn dagegen die grundsätzliche Asperitenverformung unter Einwirkung einer Kraft verstanden wird, muss zumindest der Zustand gemischt **elastisch-plastischer** Verformung zum Presliding gezählt werden. Historisch gesehen ist die Definition einfach: Presliding ist eine Verschiebung auf kleiner Größenordnung durch Einwirken einer Kraft, bevor Rutschen einsetzt. Unter den gegebenen Umständen könnte eine erweiterte Definition in Betracht gezogen werden, welche auf die elastischen Eigenschaften eingeht.

Mit der Überprüfung eines Stick-Slip-Antriebs auf das Vorhandensein von elastischen beziehungsweise plastischen Elementen können die folgenden physikalischen Ursachen für die 0-Amplitude angenommen werden:

- Materialeigenschaften (Elastizitätsmodul, Härte, Zugfestigkeit und so fort),
- Oberflächenzustand (Rauheit, Oberflächenhärte, Ausbildung der Asperiten),
- Bindungskräfte (zum Beispiel van-der-Waals-, chemische -, oder Adhäsionskräfte),
- Nachgiebigkeiten im mechanischen Aufbau (Klebverbindungen, die Ausführung von Lagern),
- Aktoreigenschaften (hier besonders: Piezohysterese) und
- andere Gründe (zum Beispiel Schmierung durch Kontamination oder Restfeuchte).

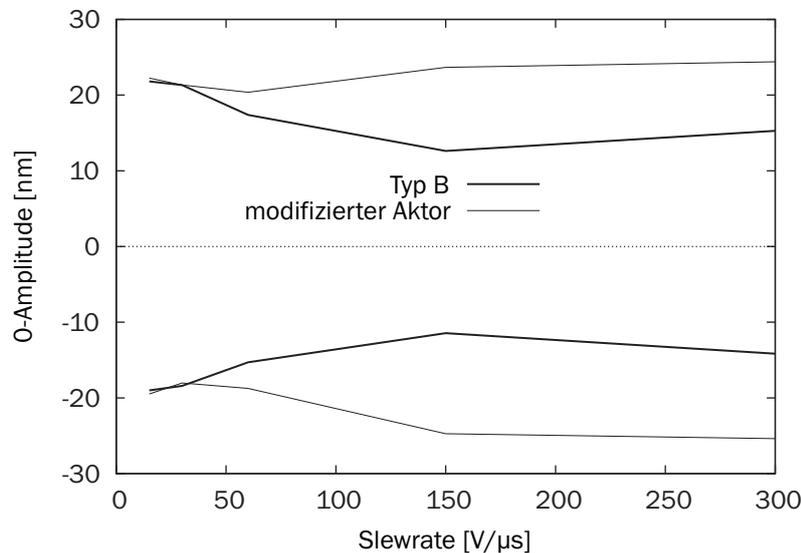
Es ist offensichtlich, dass viele verschiedene Ursachen für das Zustandekommen der 0-Amplitude denkbar sind. Ein Versuch kann helfen, zumindest eine qualitative Einordnung der Einflussgrößen bezüglich der Stick-Slip-Punkte zu erlauben. Grundlage des Versuchs ist ein modifiziertes Aktordesign zum Antrieb eines Stick-Slip-Läufers. Abbildung 4.4 zeigt eine Skizze des modifizierten Aktors und den unmodifizierten Aktor, der bereits in Kapitel 2.2.2 als Typ A- beziehungsweise Typ B-Aktor (siehe Abbildung 2.6 und 2.10) bezeichnet wurde.

Der modifizierte Aktor enthält außer dem Piezo-Grundkörper einen weiteren Piezo-Zylinder, welcher mit entgegengesetzter Polarisationsrichtung zwischen Grundkörper und Rubinhalbkugel eingefügt wurde. Das führt zunächst zu einem doppelt so langen Hebel zwischen Grundkörper und Rubinhalbkugel, so dass bei der üblichen Verformung des Grundkörpers unter Einwirkung eines elektrischen Feldes eine doppelte Auslenkung der Rubinhalbkugel zu erwarten ist.



**Abbildung 4.4.:** Modifizierter Aktor (rechts) im Vergleich zum Typ B (links) aus Abbildung 2.10.

Zusätzlich wirkt das aufgebrauchte E-Feld ebenso im Piezo-Zylinder, so dass sich dieser ebenfalls analog zum Grundkörper verformt. Hieraus kann wiederum auf eine Verdopplung der Auslenkung geschlossen werden. Durch die Modifikation ist letztendlich eine vierfach vergrößerte Schrittweite zu erwarten. Sollte die 0-Amplitude nun ein Oberflächeneffekt (und damit ein Effekt von Reibung) sein, so sollte sie sich nicht wesentlich ändern. Sollte die 0-Amplitude aber hauptsächlich durch Klebverbindungen oder ähnliches hervorgerufen werden, sollte eine deutliche Steigerung derselben zu beobachten sein. Sechs solcher modifizierten Aktoren werden nun im gleichen Versuchsstand wie in Abbildung 3.1 eingesetzt, um die Charakterisierung vorzunehmen. Abbildung 4.5 zeigt die gemessene 0-Amplitude vom Aktor Typ B und vom modifiziertem Aktor.



**Abbildung 4.5.:** 0-Amplitude des modifizierten Aktors im Vergleich zum Aktor Typ B.

Es ist leicht zu erkennen, dass sich die 0-Amplituden - jeweils auf die Gesamtschrittweite bezogen - wenig voneinander unterscheiden, obwohl die Schrittweite des modifizierten Aktors von 125 auf 400nm angewachsen ist. Das entspricht einem Faktor von 3,2 und ist ein Beweis dafür, dass ein großer Teil der Ursache der 0-Amplitude in den Reibkontakten zu suchen ist.

Weitere Untersuchungen haben ergeben, dass die 0-Amplitude zeitlich gesehen dann generiert wird, wenn vergleichsweise hohe Differenzgeschwindigkeiten wirken beziehungsweise wenn die Geschwindigkeit der Asperitenauslenkung  $\dot{z}$  hoch ist.

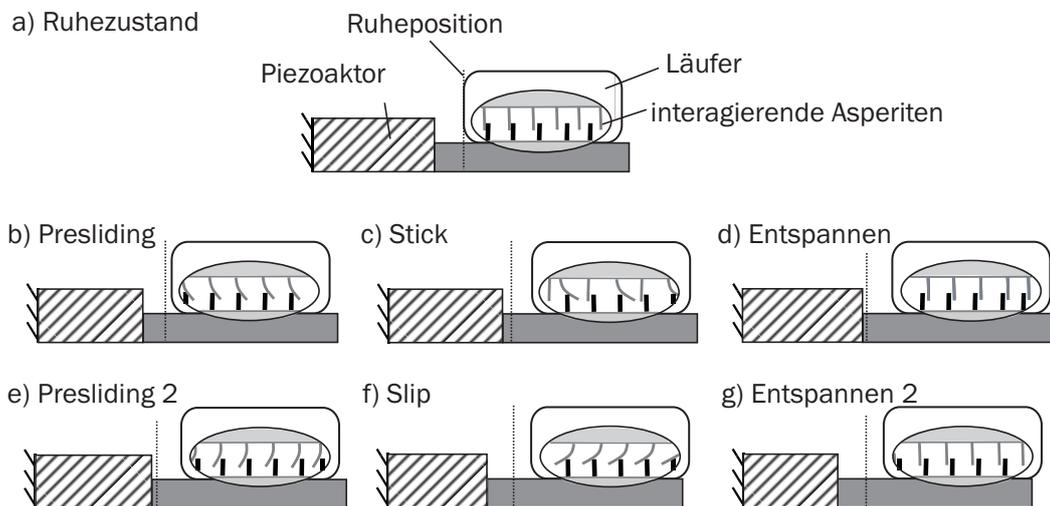
Offensichtlich können die beiden Messmethoden nur einen kleinen Bereich aller Einflüsse auf die 0-Amplitude abdecken. Sicher ist, dass die Losbrechdistanz für die hier diskutierten Bedingungen nicht als konstant angesehen werden kann. Also sollte die Losbrechdistanz abhängig von Material, Vorspannung und Slewrate modelliert werden. Aufgrund möglicher Ursachen wie dem Einfluss elastischer Verbindungen (Klebverbindungen) oder den Eigenschaften des Piezoaktors ist sie nicht einfach zu erfassen. Es kann festgehalten werden, dass diese anderen Ursachen zu einem permanenten, aber vergleichsweise kleinen Anteil der 0-Amplitude gehören.

Das folgende Kapitel versucht, die Zusammenhänge näher zu beleuchten. Es deutet alles darauf hin, dass die Eigenschaften der Übergänge zwischen verschiedenen Asperitzuständen schließlich zum Phänomen der 0-Amplitude führen.

#### 4.1.2. Übergang zwischen elastischen und plastischen Zuständen

Das Vorkommen der 0-Amplitude kann in Relation zum aktuellen Zustand des Stick-Slip-Antriebs verdeutlicht werden. Abbildung 4.6 zeigt ein Sieben-Phasen-Modell des Stick-Slip-Zyklus mit den zugehörigen Asperitzuständen.

Abbildung 4.6a zeigt die Ruheposition eines Körpers (Läufer) auf einer durch einen Piezo angetriebenen Ebene. Die Asperiten beider Körper (Läufer und Ebene) sind in Kontakt, aber nicht ausgelenkt. Beim langsamen Vorwärtsbewegen



**Abbildung 4.6.:** Veranschaulichung der Zustände, bei denen teilweise das Phänomen der 0-Amplitude entsteht.

der Ebene beginnen sich die Asperiten zu verbiegen. Dies führt aber noch nicht zu einer nennenswerten Bewegung des Läufers und wird hier Presliding genannt (Presliding 1, Teil b). Die nachfolgende Bewegung der Ebene verursacht eine deutliche Auslenkung der Asperiten und schließlich eine simultane Bewegung von Läufer und Ebene (Teil c, Stick). Teil d beschreibt den Umkehrpunkt. Er wird erreicht, da aufgrund der gleichmäßigen Ebenenbewegung eine Entspannung der Asperiten erfolgen kann (Teil d) und durch den vergleichsweise langen Stick eine gewisse Zeit zur Verfügung steht, in denen die Asperiten in die Ruheposition übergehen. Dies kann mit Oszillationen des Läufers verbunden sein. Anschließend beginnt die schnelle Rückbewegung der Ebene, die Verbiegung der Asperiten in die entgegengesetzte Richtung beginnt. Hier ist zunächst nur eine geringe Läuferbewegung aufgrund von Presliding auszumachen (,Presliding 2', Teil e). Beim anschließenden Slip kommt es zum Durchrutschen zwischen Ebene und Läufer, die Asperiten sind vollständig ausgelenkt (Teil f). Das Ende des Slip ist wiederum durch die Entspannung der Asperiten gekennzeichnet, wie Teil g zu entnehmen ist. Nach Abschluss dieser Phase wird aufgrund von Dämpfungseffekten wieder der Ruhezustand erreicht, allerdings mit neuer Läuferposition (Schrittweite). Aus Sicht dieses 7-Phasen-Modells kann angenommen werden, dass die beiden Phasen des Presliding die 0-Amplitude beinhalten. Diese Schlussfolgerung kann durch die folgende theoretische Überlegung verdeutlicht werden: Wenn die Schrittweite durch Zurücknehmen der Amplitude reduziert wird bis zu dem Punkt, an dem kein ,Stick und Slip' mehr stattfindet, dann ,verbleibt' nur noch die Auslenkung der Asperiten in den Phasen des Presliding.

Die Übergänge zwischen diesen verschiedenen Zuständen sind essentiell für das Verständnis der 0-Amplitude, welche den Grenzfall der üblichen Stick-Slip-Zyklen darstellt. Der Stick kann als quasistatisch angesehen werden, wenn etwaige Schwingungen komplett abgedämpft werden. Was verbleibt, sind Zustände sich deutlich verändernder Asperitenauslenkung  $z$  (so wie in Teil e, f und g in Abbildung 4.6). An dieser Stelle kommen die Übergänge zum und vom Slip in den Fokus. Eine einfache Formel kann den Zusammenhang beschreiben als

$$s_{\text{Messung}} = u_{\text{Aktor}} - s_{\text{Rückschritt}} - s_{0\text{-Amplitude}}, \quad (4.1)$$

wobei  $s$  für eine Schrittkomponente mit Längendimension steht und  $u_{\text{Aktor}}$  die Amplitude des Aktors meint (hier im Wesentlichen die der Rubinhalbkugel). Zum Beispiel würde eine Anregung mit  $160\text{nm}$  ( $u_{\text{Aktor}} = u_{\text{max}}$ ) bei einem Rückschritt von  $30\text{nm}$  und einer 0-Amplitude von ebenfalls  $30\text{nm}$  in einer gemessenen Schrittweite von  $90\text{nm}$  münden. Nicht alle durchgeführten Messungen und jede Materialpaarung lassen sich mit dieser Faustformel beschreiben. Ein Beispiel für eine solche Kombination ist das Paar Rubin-Wolfram. Wolfram weist als Reibpartner eine Stick-Slip-Charakteristik auf, welche durch geringe 0-Amplitude und

kleinen Rückschritt gekennzeichnet ist. Daher sollte die gemessene Schrittweite annähernd den Wert der Anregung erreichen. Dies ist in der Praxis aber nicht der Fall; die Schrittweiten liegen deutlich unterhalb der Anregung. Offensichtlich gibt es unter bestimmten Umständen also noch eine Art versteckter 0-Amplitude.

Es soll noch die Möglichkeit diskutiert werden, ob der Effekt der 0-Amplitude ohne elastische Anteile denkbar wäre. Ein Beispiel ist ein Vorwärtsschritt mit elastischen und plastischen Anteilen, gefolgt von einem (kleineren) Rückwärtsschritt, ebenfalls mit beiden Anteilen behaftet. Das Ergebnis wäre dem der 0-Amplitude sehr ähnlich. Ein weiterer Fall wäre dann gegeben, wenn die elektrische Anregung mit einem (symmetrischen) Dreieckssignal erfolgen würde. Dann tritt - normalerweise bei hohen Frequenzen - ein ständiger Wechsel zwischen Slip-Phasen der einen und der anderen Richtung auf; der Stick verschwindet völlig. Der Läufer würde auf einer mehr oder weniger gleichbleibenden Position hin- und her rutschen. Allerdings geht die hier vorgestellte Definition des Stick-Slip verloren. Es bleibt festzuhalten, dass das Auftreten der 0-Amplitude durch gemischt elastisch-plastisches Verhalten seltenen Grenzfällen vorbehalten bleibt.

### 4.1.3. Theoretische Herleitung der 0-Amplitude

Aus der Literatur heraus bieten sich bei der Suche nach Hinweisen zur theoretischen Herleitung der 0-Amplitude nur wenige Ansatzpunkte. Einer davon ist der Plastizitätsindex von Greenwood und Williamson [127], der sich nach Popov [78] schreiben lässt als

$$\Psi = \frac{E^* \nabla z}{\sigma_0}. \quad (4.2)$$

$E^*$  steht hierbei für den äquivalenten Elastizitätsmodul zweier in Kontakt stehender Körper,  $\nabla z$  für die Gradienten der Asperiten und  $\sigma_0$  für die Oberflächenhärte. Für Werte von  $\Psi$  kleiner 0,66 verhält sich demnach eine Kontaktoberfläche elastisch. Damit wäre ein Kriterium vorhanden, um das Verhalten der Oberflächenasperiten zu charakterisieren. Allerdings ist der Plastizitätsindex unabhängig von der Normalkraft, was Gleiches für eine davon abgeleitete 0-Amplitude bedeuten würde. Dies ist aber nicht der Fall, im Gegenteil gibt es eine ausgeprägte Abhängigkeit. Daher muss dieser Ansatz verworfen werden. Es sei angemerkt, dass mit  $\nabla z$  der mittlere Gradient der Asperiten entscheidend für den Oberflächenzustand ist. Popov hebt hervor, dass der Gradient abhängig von der aktuell betrachteten Größenskala und somit **veränderlich** ist (Kapitel 7.2 in [78]). Dies bedeutet, dass das Verhalten der 0-Amplitude sich ebenfalls verändern müsste. Das ist so aber nicht beobachtet worden. Lediglich eine Mindestrauheit der in Kontakt stehenden Oberflächen ist erforderlich, damit der Stick-Slip-Vorgang funk-

tioniert. Darüber hinaus gehende geringere Rauheiten hatten bei entsprechenden Versuchen keine Auswirkungen auf die 0-Amplitude.

#### 4.1.4. Die Energie im elastischen Verformungsanteil

Es wurde bereits angedeutet, dass der Verlauf der Übergänge zwischen den einzelnen Stick-Slip-Phasen die 0-Amplitude beeinflusst. Gleichzeitig ist der aktuelle, gemittelte Zustand der Asperiten ein Ergebnis dieser Übergänge. Es existieren verschiedene Ideen, den Zustand der Asperiten gemäß verschiedener Zwecke zu steuern. In diesem Unterkapitel werden solche Ansätze diskutiert.

Der Zustand der Asperiten beziehungsweise die in der Verformung gespeicherte Arbeit können in dissipative (plastische) und nicht-dissipative, potentiell wiedergewinnbare Anteile aufgeteilt werden. Höchstwahrscheinlich sind Letztere die elastischen Anteile. Eine Untersuchung solcher Ansätze kann daher nur in Modellen erfolgen, die eine entsprechende Unterscheidung der Anteile ermöglichen. Gemäß der Definition bei Dupont et.al. ist  $z$  der elastische, *freie* Anteil und  $w$  der plastische, *dissipative* Teil.

Ein Unterschied zwischen ‚echten‘ Stick-Slip-Antrieben gegenüber der idealisierten Darstellung in Kapitel 2.1 ist die Tatsache, dass durch den beim Slip induzierten Impuls immer Vibrationen im System erzeugt werden. Diese Vibrationen sind offensichtlich elastische Anteile, wenn auch je nach Randbedingungen mehr oder weniger stark gedämpft. Die Vibrationen sind grundsätzlich unvermeidbar. Wenn die ins System gebrachte Energie in elastischen und dissipativen Anteilen vorliegt, stellt sich die Frage, wie insbesondere mit dem elastischen Anteil umzugehen ist. Praktisch sind folgende Ansätze denkbar beziehungsweise bereits realisiert worden:

- Eliminierung der Vibrationen durch Hinzufügen eines zusätzlichen Impulses zum Ansteuersignal (engl. „Input shaping“, realisiert durch Bergander et.al. [128]),
- Rückgewinnung der elastischen Verformung hinsichtlich einer deutlich vergrößerten Schrittweite (bisher nicht publizierte Methode aus der Abteilung des Autors). Hierbei wird die Systemresonanz ausgenutzt,
- Minimierung der elastischen Anteile durch Herstellen spezieller Randbedingungen, beispielsweise durch den Einsatz von Wolfram als Läufermaterial.

Input shaping ist eine Methode, um ein gegebenes Stellsignal in diskrete Schaltschritte umzuwandeln mit dem Ziel, unerwünschte Vibrationen zu unterdrücken [129, 130]. Die Gruppe um Breguet nutzte sie, um die durch den Slip induzierten

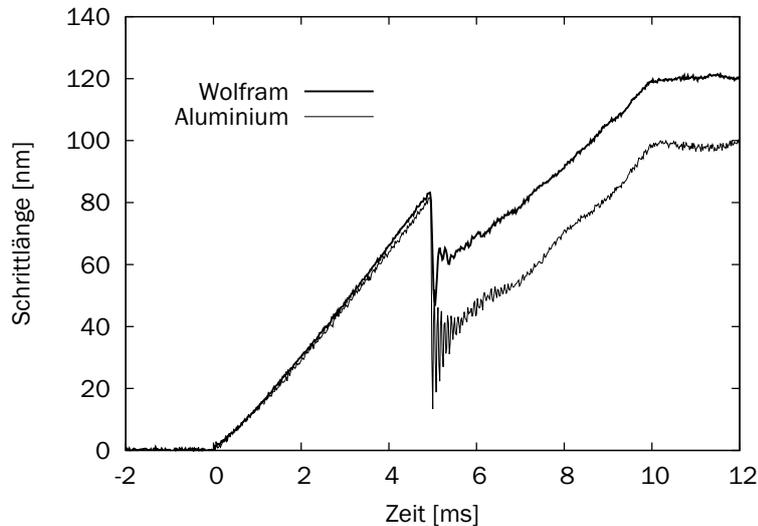
Vibrationen in einem Mikroroboter zu vermeiden. Beim Vergleich vom Mikroroboter in [128] und Ramona (siehe Tabelle 2.2) fällt auf, dass der Dynamikbereich bei Breguet deutlich geringer ist.

Die Methode von Breguet beruht auf dem Prinzip der Aufteilung des Slip in zwei Teile mit halber Amplitude und einer bestimmten Latenz. Das bedeutet, das Slip-Signal fällt schnell auf den halben Wert, wird eine Zeitlang gehalten und fällt dann auf den Endwert. Insbesondere konnten mit der Methode die Wiederholbarkeit gesteigert und das Ansprechen auf Geschwindigkeitswechsel verbessert werden. Aus der hier vorgestellten Sicht der elastischen Anteile ist Input shaping geeignet, den elastischen Anteil durch hinzufügen einer negativen elastischen Deformation zu neutralisieren. Mit anderen Worten: Es wird versucht, die durchschnittliche Auslenkung der Asperiten am Ende des Slip auf null zu setzen und damit ein Weiteroszillieren des Systems zu verhindern.

Eine andere Idee wurde in der Gruppe des Autors untersucht: Die Erzeugung deutlich vergrößerter Stick-Slip-Schritte durch das Einfügen von Haltezeiten in das Signal. Das ist ähnlich zur Methode des Input shaping, allerdings mit dem Ziel der Rückgewinnung der elastischen Energieanteile. Es wird also nicht eine Ruheposition der Asperiten am Ende der Slip-Phase angestrebt, sondern eine bereits wieder ‚vorgespannte‘ Verbiegung. Sie ermöglicht das Erreichen von Schrittweiten größer als die Anregungsamplitude. Bei entsprechenden Vorversuchen wurden vor und nach dem Slip Haltezeiten vorgesehen. Diese führten zu einer um 50% vergrößerten Schrittweite von  $180\mu\text{m}$  im Gegensatz zu den üblichen  $130\mu\text{m}$ . Die Methode funktioniert allerdings erst mit relativ hohen Schrittfrequenzen ab  $10\text{kHz}$ . Zudem muss sich der Läufer schon mit einer gewissen Geschwindigkeit bewegen, da sich die Signalform nicht zum Beschleunigen aus dem Ruhezustand eignet. Deshalb ist ein konventionelles Signal erforderlich, was wiederum die technische Implementierung erschwert. Mit dem im nächsten Kapitel vorgestellten Reibmodell kann dieser Effekt nachvollzogen werden (siehe Kapitel 5.3.4). Es ist daher anzunehmen, dass die beobachtete erhöhte Schrittweite tatsächlich auf der entsprechenden Beeinflussung der Asperitenverformung beruht. Für die Zukunft wäre es interessant, diesen Ansatz weiter zu verfolgen und systematisch zu erforschen.

Die dritte genannte Methode zum Umgang mit dem elastischen Anteil klingt trivial: Die Auswahl einer optimal geeigneten Materialpaarung. Dies kann eine Alternative zu den vorgeschlagenen Änderungen am Steuersignal sein.

Die besondere Charakteristik mit geringem elastischen Anteil trat während verschiedener Messungen zutage: Es wurde - insbesondere bei Wolfram als Läufermaterial - ein geringer Rückschritt fast ohne Vibrationen beobachtet (siehe Stick-Slip-Schritt in Abbildung 4.7 im Vergleich zu Aluminium). Es wurde schon erwähnt, dass Wolfram trotzdem eine übliche Schrittweite aufweist. Rückschlie-



**Abbildung 4.7.:** Stick-Slip-Schritte mit jeweils Aluminium und Wolfram als Läufermaterial bei 1N Vorspannung.

ßend auf die elastische Energie ist festzuhalten, dass entweder das Potential für Vibrationen aufgrund unbekannter Materialeigenschaften (sehr hohe Dämpfung?) sehr gering ist oder dass eventuell vorhandene Vibrationen nicht detektiert wurden. Letzteres könnte bei extrem hohen Vibrationsfrequenzen der Fall sein. Eine andere Erklärung wäre der hohe Elastizitätsmodul von Wolfram, welcher für das geringe elastische Energieniveau verantwortlich ist. Letztendlich kann diese Frage aufgrund unzureichender Messergebnisse nicht abschließend geklärt werden.

#### 4.1.5. Normalkraft (Vorspannung)

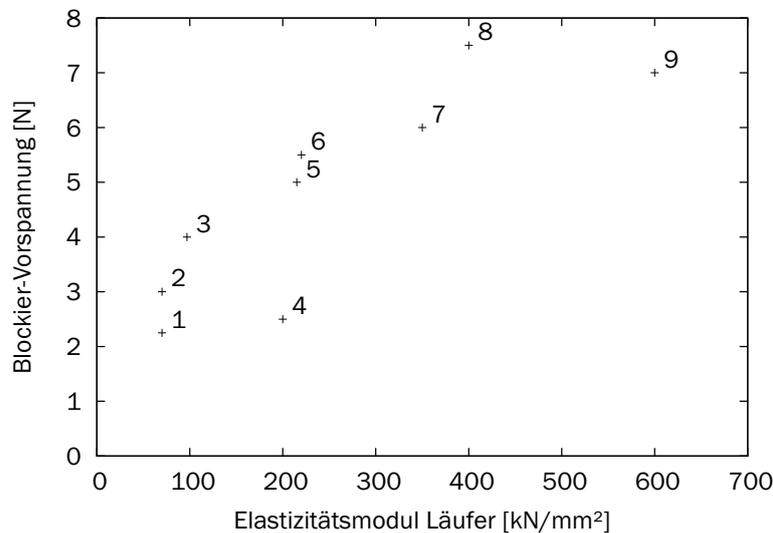
In den vergangenen Abschnitten wurde die Charakteristik der 0-Amplitude auf Basis der Oberflächenasperiten und deren elastisch-plastisches Verhalten diskutiert. Ein weiterer sehr wichtiger Parameter hierbei ist die Normalkraft beziehungsweise Vorspannung. Im Stand der Forschung wurde dargelegt, dass die Wahl der optimalen Vorspannung entscheidend für die Funktion von Stick-Slip-Antrieben ist. Außerdem wurde festgestellt, dass sich die Stick-Slip-Eigenschaften verändern, zum Beispiel nimmt die Schrittweite bei zunehmender Vorspannung ab. Beim theoretischen Fall fehlender Vorspannung ( $F_{Vorspannung} = 0 \text{ N}$ ) ist die Schrittweite maximal. Die Modellierung dieser Eigenschaften wird in Kapitel 5.2.2 gezeigt; hier soll auf den Grenzfall der Blockier-Vorspannung eingegan-

gen werden. Die Blockier-Vorspannung ist diejenige Vorspannung, bei der kein Slip mehr zustande kommt und die Schrittweite auf null zurückgegangen ist. Abbildung 4.8 ist die Blockier-Vorspannung für verschiedene Läufermaterialien zu entnehmen. Der aktorseitige Reibpartner ist dabei stets Rubin. Die in der Abbildung nummerierten Werkstoffe sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

Es ist eine klare Tendenz zu erkennen, dass Systeme, bei denen läuferseitig ein hoher Elastizitätsmodul vorliegt, bis zu deutlich höheren Vorspannungen arbeiten können. Nachgiebige Läuferwerkstoffe führen zu einer kleineren Blockier-Vorspannung. Mit zunehmendem Elastizitätsmodul werden die Asperiten unterschiedlich aufeinander gedrückt und verändern dadurch ihre Eigenschaften. Das Zusammenpressen läuft offenbar für verschiedene Läufermaterialien unterschiedlich ab, so dass steifere Materialien ein durch Asperiten bestimmtes Stick-Slip-Verhalten länger aufrechterhalten können.

In der Kontakttheorie existieren verschiedene Berechnungsansätze, zum Beispiel zur Berechnung der realen Kontaktfläche, der Anzahl der in Kontakt befindlichen Asperiten oder zur Grenze der plastischen Deformation (Plastizitätsindex), [78]. Diese Ansätze sind nur schwer in ein konkretes, mehrere Fälle abdeckendes Reibmodell zu überführen.

Für die Modellierung mittels LuGre- oder Elastoplastic-Modell bedeutet dies, dass die Vorspannung nicht nur über den Reibbeiwert in eine Reibkraft um-



**Abbildung 4.8.:** Blockier-Vorspannung bei verschiedenen Elastizitätsmoduln des Läufers. Die zugehörigen Werkstoffe sind Tabelle 4.1 zu entnehmen.

Nr.	Material	Elastizitätsmodul [ $\frac{kN}{mm^2}$ ]	Erläuterung
1	<i>Glas</i>	70	Objektträger
2	<i>AlMgSi0.5</i>	70	EN AW 6060
3	<i>CuZn39Pb3</i>	97	Messing-Knetlegierung
4	<i>Stahl</i>	200	1.4301
5	<i>Stahl</i>	215	1.4112, HRW 55
6	<i>Zylinderstift</i>	220	DIN 6325
7	<i>Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub></i>	350	Keramik
8	<i>Wolfram</i>	400	Schweißelektrode
9	<i>Hartmetall</i>	600	Werkzeugstahl

**Tabelle 4.1.:** Liste der verwendeten Läufermaterialien.

gerechnet werden muss, sondern dass die Modellparameter bei verschiedenen Materialkombinationen und Vorspannungen den neuen Reibbedingungen angepasst werden müssen. Derzeit ist zum Beispiel der Einfluss der Materialpaarung nur über die Koeffizienten  $\sigma_0$  und  $\sigma_1$  im Modell berücksichtigt (vergleiche Tabelle 2.3). Verschiedene Ansätze, die Veränderung der Asperiten durch Material und Vorspannung aus geometrisch-mechanischen Überlegungen herzuleiten, führten zu keinem Ergebnis. Hier muss bis auf weiteres auf empirische Methoden zurückgegriffen werden. Aber es deutet alles darauf hin (und diese Überlegungen werden in Kapitel 5 simulationstechnisch bestätigt), dass bei kleinen Vorspannungen die Dynamik der Asperiten im Vordergrund steht. Bei hohen Vorspannungen ist dann ein Übergang zur Festkörperreibung zu vermuten, so dass das Reibverhalten zunehmend über die Hertzsche Kontakttheorie (siehe Kapitel 2.3) zu beschreiben sein sollte. Ein solcher Übergang zwischen verschiedenen ‚Reibtheorien‘ ist bisher nicht untersucht worden.

#### 4.1.6. Werkstoffeigenschaften

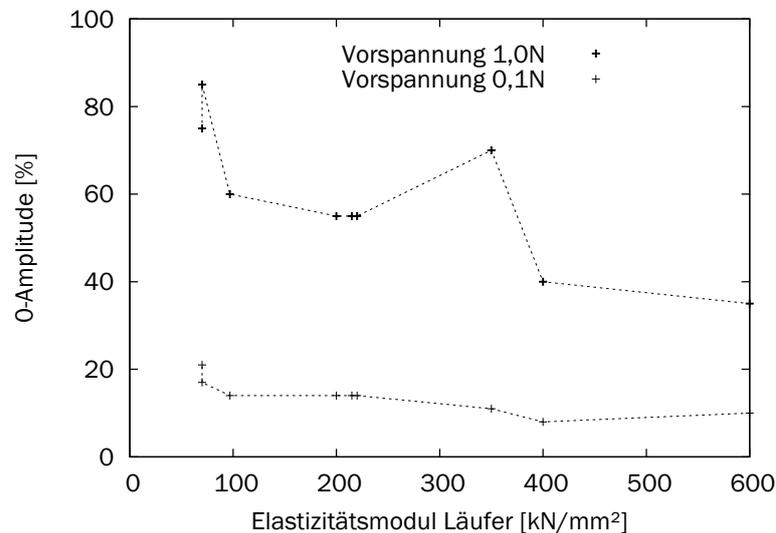
Wie im vorangegangenen Kapitel bereits gezeigt, hat die Wahl der Materialpaarung großen Einfluss auf die Blockier-Vorspannung. Gleiches gilt für die 0-Amplitude, wie Abbildung 4.9 zeigt. Die entsprechenden Läufermaterialien sind weiterhin Tabelle 4.1 zu entnehmen.

Offensichtlich tendieren steifere Materialien eher zu plastischer Verformung: Die Losbrechdistanz beziehungsweise 0-Amplitude nimmt mit steigendem Elastizitätsmodul ab (gleichzeitig steigt mit der Vorspannung das allgemeine Niveau der 0-Amplitude). Demnach sind die Bindungsmechanismen schwächer bei hö-

herem Elastizitätsmodul. Eine Erklärung für diese Beobachtung könnte in der Hertzschen Kontakttheorie gefunden werden. Jeder Körper (Rubinhalbkugel), der mit dem Läufer in Kontakt steht, verursacht eine charakteristische Einbuchtung mit bestimmter Tiefe und Breite. Es wäre denkbar, dass die Amplitude des Aktors größer sein muss als diese Einbuchtung breit ist, damit der Kontaktpunkt nicht in die Mitte der Einbuchtung zurückfällt. Also könnte die Breite der Einbuchtung ein Maß für die 0-Amplitude sein. Allerdings zeigen Berechnungen, dass die Breite der Einbuchtung um zwei Größenordnungen über derjenigen der 0-Amplitude liegt.

Des weiteren lässt sich aus Abbildung 4.9 und anderen Messungen ableiten, dass die 0-Amplitude mit steigendem Elastizitätsmodul tendenziell abnimmt; bei den gegebenen Materialien mit dem Faktor zwei von Glas zu Hartmetall. Es kann darauf geschlossen werden, dass der Materialeinfluss mindestens die Hälfte der 0-Amplitude ausmacht.

Die Abhängigkeit der 0-Amplitude vom Läufermaterial soll noch einmal anders betrachtet werden. In Tabelle 4.1 und in den zugehörigen Abbildungen wurde der Elastizitätsmodul als Kriterium gewählt. Aus Sicht der Kontaktmechanik ist aber eher die Härte der Parameter, welcher eng mit der Oberflächenmechanik verknüpft ist. Die Härte kann definiert werden als der Widerstand eines Materials gegen Eindringen eines Körpers [71]. Grundsätzlich besteht erst einmal kein Zusammenhang zwischen dem Elastizitätsmodul und der Härte, weil Härte mit plastischer und der Elastizitätsmodul mit elastischer Verformung beschrieben



**Abbildung 4.9.:** Gemessene 0-Amplitude für verschiedene Läufermaterialien.

werden. Andererseits leitet Popov den Zusammenhang her, dass die Härte der dreifachen Zugfestigkeit entspricht [78]. Beim klassischen Zugversuch werden die elastischen und plastischen Grenzen eines Werkstoffs ermittelt. In der Werkstoffkunde werden Elastizitätsmodul und Härte getrennt behandelt (wenn ein Bauteil gehärtet wird, bleibt das Elastizitätsmodul unverändert). Für die weiter oben gezeigten Zusammenhänge zwischen 0-Amplitude und Elastizitätsmodul entsteht der Eindruck, dass Elastizitätsmodul und Härte miteinander korrelieren. Eine Darstellung auf Basis der Härte führt zu gleichen Ergebnissen. Der Plastizitätsindex wurde schon weiter oben eingeführt (Kapitel 4.1.3). Unter Nutzung dieses Kriteriums als Basis für die 0-Amplitude ergibt sich interessanterweise, dass die Härte und der äquivalente Elastizitätsmodul Teil der Berechnung sind (wobei die Härte als Druck ausgeführt ist).

Es bleibt die Frage, was die genauen Mechanismen sind und welche Materialkombination letztendlich am besten als Reibsystem geeignet ist. Es ist unklar, ob hohe Elastizitätsmoduln oder die Härte oder noch andere Mechanismen die dominierende Rolle spielen. Überlegungen, weitere bestimmende Materialeigenschaften zu finden, blieben ohne Ergebnis, beispielsweise Kriterien wie die Orientierung von Gleitebenen oder die mikroskopische Struktur (kristallin, amorph, raum- oder flächenzentriert). Um hierüber weiterreichende Aussagen treffen zu können, muss eine größere, systematische Auswahl an Materialien untersucht werden. Zudem könnte die Entwicklung neuer Ideen aus der Kontakttheorie erforderlich sein. Dies kann im Rahmen dieser Arbeit aber kaum beurteilt werden.

#### 4.1.7. Rauheit der Oberflächen im Kontaktpunkt

Die technische Qualität - genauer: die Rauheit - der Oberflächen in den Stick-Slip-Punkten hat für die meisten Messungen in dieser Arbeit überraschenderweise kaum eine Rolle gespielt. Es wurde bei Messungen und insbesondere bei den Vorbereitungen der Ergebnisse für Kapitel 3 festgestellt, dass für das Funktionieren des verwendeten Stick-Slip-Antriebs lediglich eine gewisse, aus technischer Sicht einfach geschlichtete Oberfläche (läuferseitig) ausreicht. Die Oberflächenqualität der verwendeten Rubinhalkugel als Reibpartner lag bei allen Versuchen bei einem mittleren RMS-Wert von  $13nm$ , wie aus den Daten in Anhang A hervorgeht. Aus diesem Grund wird davon ausgegangen, dass die Rauheit des Läufers größer ist und damit maßgeblich das Verhalten dominiert. Auf Seite des Läufers wurden verschiedene Oberflächenfinishe getestet (spanend geschlichtet, drahtbasierte Funkenerosion mit Schlichtschritten, geschliffen, poliert). Allerdings konnte kein signifikanter Unterschied in den Messdaten registriert werden. Siehe hierzu die Ausführungen zu Abbildung 4.11 und 4.12. Die Erklärung für die ‚Mindestqualität‘ der Glattheit könnte in der begrenzten Auslenkung des Aktors begründet

sein. Für das Generieren von Schritten muss Rutschen erreicht werden. Sind die Asperiten aber derartig beschaffen, dass die maximale Aktorauslenkung nicht zum Losbrechen der Asperiten reicht, so kann kein Slip zustandekommen.

Die oben beobachtete Unabhängigkeit der Oberflächenrauheit geht konform mit Beobachtungen aus der Tribologie. Popov verweist auf einen Versuch von Rabinowicz, welcher ebenfalls keine Änderung der Reibung bei verschiedenen Rauheiten zeigte [131].

Theoretische Überlegungen führen auch bei Sextro nicht zu einer Abhängigkeit der Oberflächenrauheit, denn die mathematische Beschreibung der Reibung ist nicht hiervon geprägt [132]. Falls erforderlich, wird die mittlere Rautiefe  $R_z$  beziehungsweise die Höhenverteilung für Berechnungen herangezogen. Generelle Aussagen über eine Veränderung des Reibverhaltens anhand der Rauheit sind nicht zu erzielen.

#### 4.1.8. Ansteuersignal

Verschiedene Autoren haben bereits gezeigt, dass das Ansteuersignal von Stick-Slip-Antrieben die Performance beeinflusst. Bei sägezahnförmigem Signal gibt es die folgenden Parameter, welche das Ansteuersignal definieren:

- Amplitude,
- Vorzeichen,
- Frequenz (Schrittfrequenz) und
- Slewrates (oder alternativ ‚Slipzeit‘).

Die Schrittgröße wird maßgeblich durch die Amplitude, die mittlere Läufergeschwindigkeit durch Amplitude und Frequenz bestimmt. Bei sägezahnförmigen Signalen muss zudem die Slewrates vorgegeben sein. Prinzipiell sind andere Signalformen für Stick-Slip-Antriebe möglich. Hunstig und Hemsel haben verschiedene Signalformen definiert: „discrete“, „continuous“ and „accelerating mode“ [133]. Sie variieren die Amplitude und die Zeit des Stick, um zur optimalen Beschleunigung oder zur höchsten Endgeschwindigkeit zu kommen. Mariotto hat schon den Einfluss der Slewrates untersucht (in der Publikation variiert durch verschiedene Zusatzkapazitäten zum Piezo, die zu verschiedenen Rampenzeiten führen) [21]. Als Ergebnis stellt er fest, dass geringe Slewrates zu geringeren Schrittweiten führen. Der Autor dieser Arbeit hat ebenfalls schon Untersuchungen zur Slewrates publiziert [126]. Das Ergebnis ist, dass die Schrittgröße, aber ebenso die 0-Amplitude von der Slewrates beeinflusst werden.

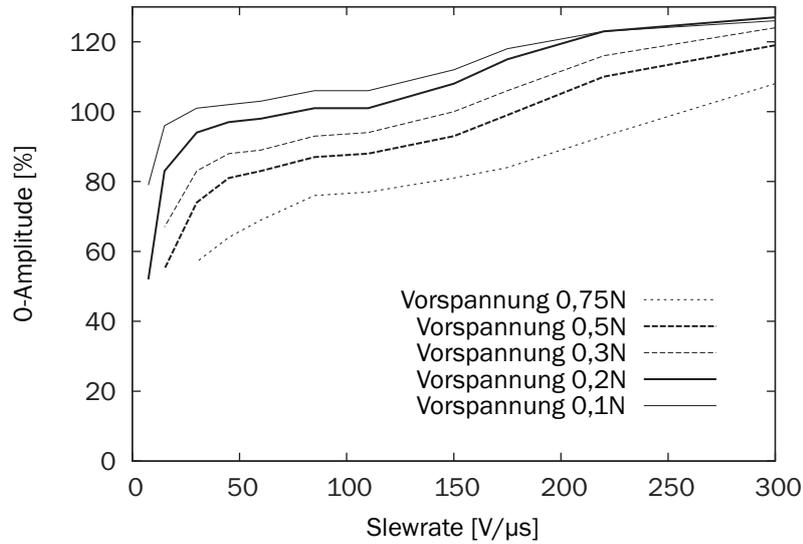


Abbildung 4.10.: Gemessene Schrittweiten für verschiedene Slewrates.

Abbildung 4.10, ‚Vorspannung 0,1N‘ ist der Einfluss auf die Schrittweite zu entnehmen. Für hohe Slewrates (die üblicherweise für sicheren Slip angestrebt werden) sind Schrittweiten um  $120nm$  erreichbar. Bei abnehmenden Slewrates nimmt die Schrittweite annähernd linear bis auf  $100nm$  bei einer doch recht ge-

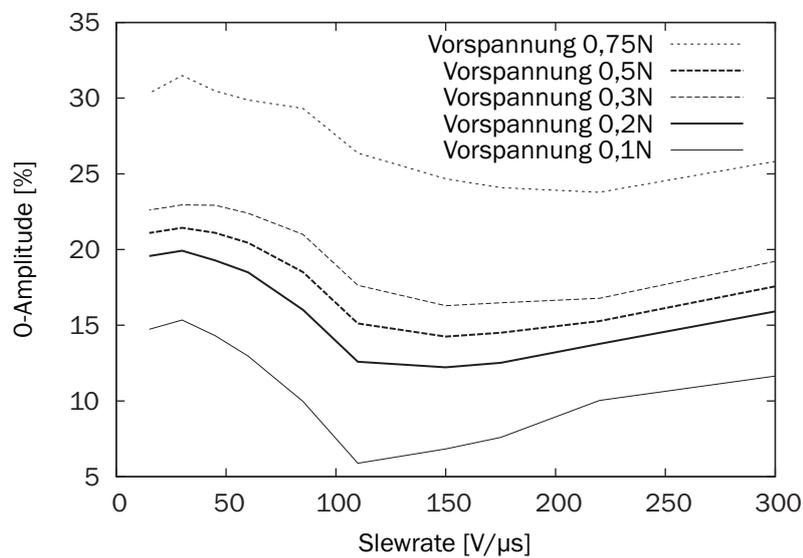
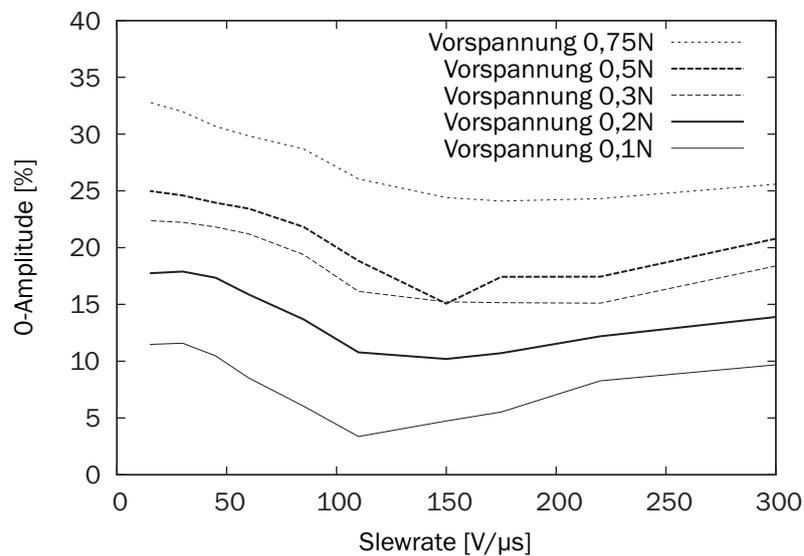


Abbildung 4.11.: Gemessene 0-Amplituden für verschiedene Slewrates bei geschichteter Stahloberfläche.

ringen Slewrates von  $25 \frac{V}{\mu s}$  ab. Erst dann fällt die Schrittweite rapide, weil aufgrund der geringen Differenzgeschwindigkeit kein Slip mehr zustandekommt. Ähnliches Verhalten ist für höhere Vorspannung zu beobachten, hier fällt das Schrittniveau insgesamt ab. Seitens der erzeugten Schrittweite ist also bei relativ geringen Slewrates noch eine brauchbare Funktion des Antriebs gegeben.

Die Charakteristik der 0-Amplitude gestaltet sich etwas anders, wie in Abbildung 4.11 gezeigt. Hier ist ein Verlauf zu erkennen, welcher ein deutliches Minimum bei mittleren Slewrates um  $150 \frac{V}{\mu s}$  aufweist. Für eine möglichst geringe 0-Amplitude sind also **weder niedrige noch sehr hohe** Slewrates erforderlich. In Anlehnung an Kapitel 4.1.7 wird die Messung hier zweimal gezeigt, einmal mit geschichteter Stahloberfläche (Abbildung 4.11) und polierten Laufflächen (Abbildung 4.12).



**Abbildung 4.12.:** Gemessene 0-Amplituden für verschiedene Slewrates bei polierter Stahloberfläche.

Es ist klar zu erkennen, dass sich die 0-Amplituden beim polierten Läufer kaum von denen des geschichteten Läufers unterscheiden. Dies ist wiederum ein Beweis, dass die Oberflächenrauheit - wenn überhaupt - nur eine untergeordnete Rolle spielt.

In dieser Arbeit wurde angedeutet, dass die Stick-Slip-Frequenz wenig Einfluss auf die generierbare Kraft hat (Abbildung 3.7 in Kapitel 3.2.5). Gleiches gilt für die Slewrates, die bei üblichen Werten ebenfalls nicht ins Gewicht fällt (siehe Abbildung 3.8). Das Gesagte gilt genauso für den untersuchten kommerziellen

Antrieb (Abbildung 3.12 in Kapitel 3.2.8). Für die Krafterzeugung sind Slewrate und Frequenz demnach nicht von Bedeutung.

Ein wichtiger Aspekt ist, dass die Slewrate die Reaktion des Materials im Sinne des Asperitenverhaltens ändert. Dies deutet möglicherweise auf Materialeigenschaften hin, die von der Dehn- oder Verformungsrate abhängig sind. Diese Eigenschaften sind ein relativ junges Forschungsgebiet [134]. Eine Integration solcher Eigenschaften in das in dieser Arbeit vorgestellte Reibmodell in naher Zukunft ist aber unwahrscheinlich.

## 4.2. Parameter für die Krafterzeugung

In der einschlägigen Literatur zur Modellierung von Stick-Slip-Antrieben gilt das Hauptinteresse der Wiedergabe der Schrittweite, der Geschwindigkeit und der Identifikation dafür wichtiger Parameter. Im Sinne dieser Arbeit sollen zusätzlich die wirkenden Kräfte im Vordergrund sein (allen voran die generierbare Kraft  $F_{gen}$ ), die solche Antriebe ausüben können. Mit anderen Worten: Welche Last kann zum Beispiel eine vertikale Stick-Slip-Achse heben und was sind die dafür entscheidenden Parameter? In [115] wird der grundlegende Prozess von Kräfte erzeugenden Stick-Slip-Antrieben untersucht. Es wird zudem gezeigt, dass das Elastoplastic-Modell mit entsprechender Parametrierung prinzipiell die Wiedergabe der generierten Kräfte erlaubt. Nichtsdestotrotz wird festgestellt, dass die simulierten Kräfte im Vergleich zu klein sind und dass der Einfluss der Vorspannung nicht hinreichend genau abgebildet ist. Erste Simulationsergebnisse haben gezeigt, dass der Wert von  $\sigma_0$  im Elastoplastic-Modell die generierbare Kraft deutlich mitbeeinflusst. Gleichzeitig kann  $F_{gen}$  über die Amplitude gesteuert werden. Es deutet alles darauf hin, dass die Steifigkeit der Asperiten in nichtlinearer Weise von Ansteueramplitude und Vorspannung abhängt. Allerdings kann das Modell diesen Zusammenhang derzeit nicht wiedergeben. Der Erklärungsansatz wird durch die Messung in Abbildung 4.13 verdeutlicht, wo die maximal generierbare Kraft über Elastizitätsmodul und Vorspannung dargestellt ist.

Alle Verläufe zeigen zunächst eine ansteigende Charakteristik mit einem deutlichen Maximum und anschließend einen Abfall für größere Vorspannung. Zudem neigen Läufermaterialien mit hohem Elastizitätsmodul zu deutlich größeren Kräften bei gleichzeitig hoher Vorspannung. Sicher ist, dass im derzeitigen Simulationsmodell ein gegebenes Elastizitätsmodul nur über den Parameter  $\sigma_0$  Eingang finden kann. Daher stellt sich die Frage, wie aus gegebenen Materialkennwerten ein  $\sigma_0$  zu berechnen ist. Ideal wäre die theoretische Herleitung. Diese ist aber aufgrund des mangelnden Verständnisses der genauen Prozesse kaum möglich,

obwohl einige Ansätze zur Herleitung im Rahmen dieser Arbeit diskutiert werden (siehe nachfolgendes Kapitel). Daher wird in Kapitel 5.2.4 auf empirische Ansätze zurückgegriffen, um ein geeignetes Modell im Sinne der generierbaren Kräfte zu erhalten.

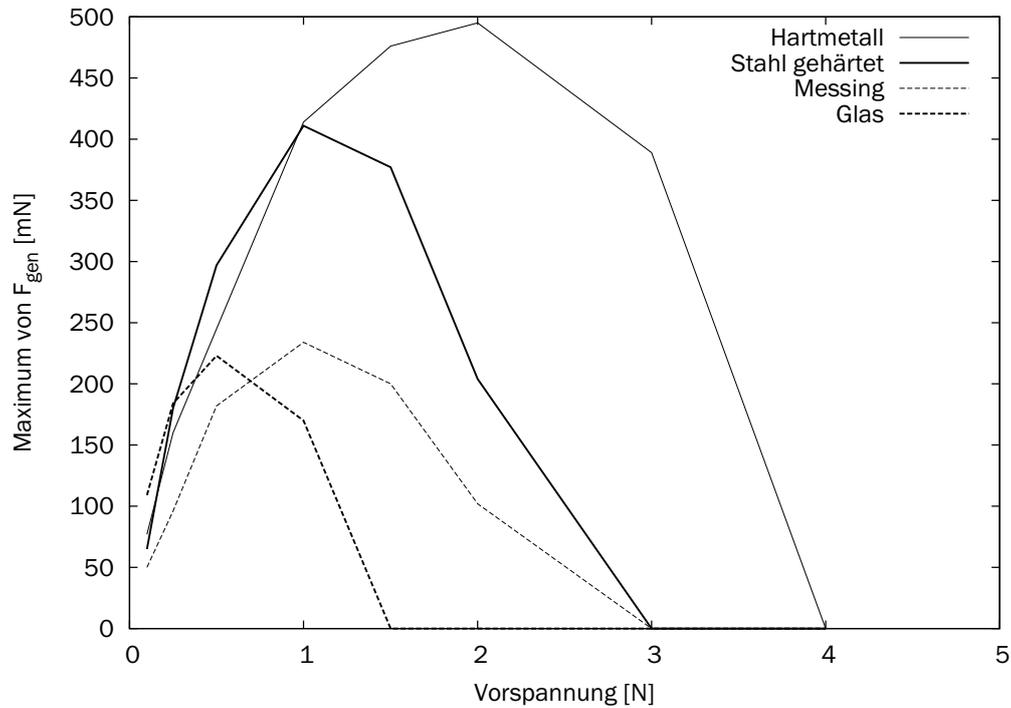


Abbildung 4.13.: Maximum der generierbaren Kraft über der Vorspannung für verschiedene Materialien.

### 4.3. Parameter bisheriger Stick-Slip-Reibmodelle

Dieser Teil behandelt die theoretische Herleitung der Modellparameter  $\sigma_0$ ,  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$ , welche mit Formel 2.2 für das LuGre-Modell eingeführt wurden. Es wurde bereits festgestellt, dass die generierte Kraft und allgemein die wirkenden Kräfte eng mit der Kontaktmechanik verknüpft sind. Genauer gesagt, diese drei Parameter bestimmen die Dynamik des Modells im Sinne von Steifigkeit, Dämpfung und Schmierungsfluss für die theoretische, einzelne Asperite. Daher sollte die

Herleitung der Parameter aus der Theorie der Oberflächenmechanik auf der Hand liegen. Dies stellt sich aber als große Herausforderung heraus.

Ein weiterer Aspekt ist die Übertragung des realen Verhaltens auf ein Modell mit einer einzigen Asperite. Reibung ist ein Phänomen mit stochastischer Streuung; zwei Messungen werden nie exakt das gleiche Ergebnis liefern. Zur Zeit scheint die Mittelung über alle realen Asperiten noch gültig zu sein, so dass die Beschreibung über die oben genannten Parameter möglich ist. Wenn allerdings die Modellgüte in der Zukunft deutlich steigen sollte, muss hierüber neu nachgedacht werden.

### 4.3.1. Asperitensteifigkeit $\sigma_0$

Simulationen und mathematische Überlegungen zeigen, dass die Frequenz der Vibration nach der Slip-Phase (vergleiche Abbildung 2.18) von  $\sigma_0$  definiert wird. Aus Sicht der Materialwissenschaft repräsentiert  $\sigma_0$  den äquivalenten Elastizitätsmodul. In der Kontaktmechanik wird von der Tangentialsteifigkeit gesprochen. Es existieren einige Herleitungen für ein solches  $\sigma_0$ . Jedoch schwanken die verschiedenen Ansätze stark, was die Wahl eines günstigen Wertes erschwert. Abbildung 4.14 zeigt die Bandbreite zwischen zwei theoretischen und zwei halb-experimentellen Herleitungen für  $\sigma_0$ . In [22], Gleichung 3-36 wird eine Herleitung gezeigt, die auf Mindlin zurückgeht [135]:

$$\sigma_0 = \frac{1}{\frac{1}{8 \cdot r_a} \cdot \left( \frac{2-\nu_1}{E_1} + \frac{2-\nu_2}{E_2} \right)}. \quad (4.3)$$

Der Wert  $\sigma_0$  hängt von den Elastizitätsmoduln, Poissonzahlen und dem Radius der in Kontakt stehen Kugel  $r_a$  ab (“Breguet 3-36” in Abbildung 4.14). Obwohl sich der Elastizitätsmodul in der Darstellung ändert, liefert die Gleichung einen annähernd konstanten Wert. Einen anderen Verlauf zeigt Popov [78], Gleichung 7.35:

$$c_{\parallel, ges} = \frac{4GL_{asp}}{2 - \nu}. \quad (4.4)$$

Diese Näherung stützt sich auf Schermodul, Anzahl der Asperiten und Poissonzahl. Im Gegensatz zum Ansatz von Breguet steigt die Näherung mit dem Elastizitätsmodul (beachte die logarithmische Skalierung von  $\sigma_0$ ). Die Ansätze von Breguet und Popov liegen um drei Größenordnungen auseinander. Eine mögliche Erklärung könnte sein, dass einige Variablen der verwendeten Materialien für die Berechnung nicht bekannt sind und entweder geschätzt oder aus anderen Werten abgeleitet werden müssen. Ein Beispiel ist der Schermodul. Aufgrund der Unsicherheit mancher Materialkennwerte können die theoretischen Herleitungen nur zur Einschätzung der Größenordnung herangezogen werden.

Ein anderer, halb-experimenteller Ansatz wird vom Autor vorgeschlagen. Er beruht darauf, dass zunächst einzelne Schritte gemessen werden wie in Abbildung 4.7. Danach kann die Frequenz der Vibration für verschiedene Materialien bestimmt werden. Es wird des weiteren davon ausgegangen, dass die Asperiten zusammen mit der Masse des Läufers als Feder-Masse-System schwingen gemäß der Formel

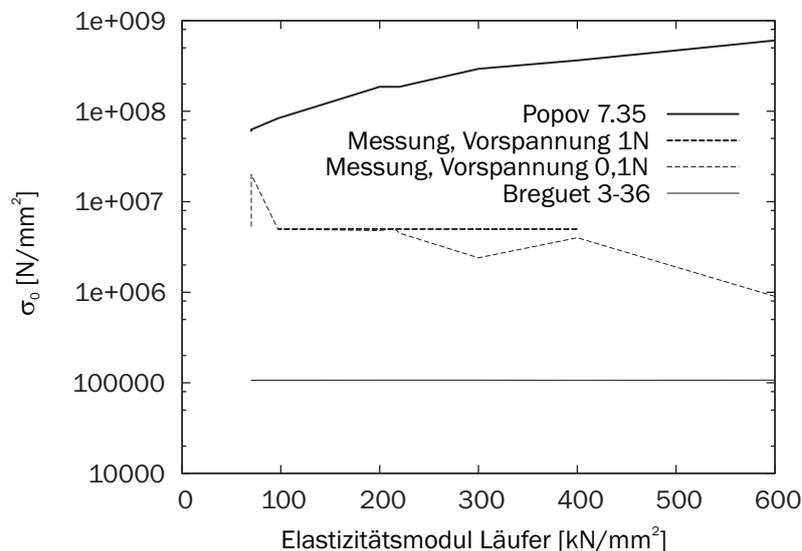
$$\omega = \sqrt{\frac{c_{FM}}{m}}. \quad (4.5)$$

Diese kann nach der Federsteifigkeit umgestellt werden zu

$$c_{FM} = \sigma_0 = 4\pi^2 \cdot m \cdot f_{vibration}^2. \quad (4.6)$$

Die berechneten Werte für zwei verschiedene Vorspannungen sind Abbildung 4.14 zu entnehmen. Grundsätzlich sind die so ermittelten Werte im von Breguet und Popov aufgespannten Intervall, obwohl der Ansatz stark vereinfacht ist und teilweise auf Messdaten beruht. Eine Vorspannung von 1N führt zu annähernd konstanten Ergebnissen wie bei Breguet, die Charakteristik bei 0,1N zeigt im Vergleich zum Elastizitätsmodul ein antiproportionales Verhalten. Es gibt keine Korrelation zu den theoretisch ermittelten Werten.

Es ist festzuhalten, dass die vorgestellten Herleitungen nicht ausreichen, um Werte für  $\sigma_0$  zweifelsfrei zu berechnen. Lediglich ein Intervall ‚möglicher‘ Werte kann identifiziert werden. Außerdem werden Materialdaten benötigt, die praktisch mit Unsicherheiten versehen sind. Die Herleitung zeigt, dass ein einfacher Ansatz Werte in vergleichbaren Größenordnungen liefern kann.



**Abbildung 4.14.:** Vergleich verschiedener Ansätze zur Herleitung von  $\sigma_0$ .

Ein weiterer Aspekt ist die implizite Abhängigkeit von  $\sigma_0$  von der Vorspannung. Bei Breguet steckt die Vorspannung in der Berechnung des Radius' des Kugelkontakts. Dies führt zu einem schwachen Einfluss der Vorspannung mit dritter Wurzel. Andererseits gibt es bei Popov keine Berücksichtigung der Vorspannung, weder direkt noch indirekt. Aus theoretischer Sicht ist nicht bekannt, wie mit der zunehmenden Vorspannung und dem sich verändernden Reibverhalten in Sinne der Oberflächensteifigkeit umzugehen ist.

Im Elastoplastic-Modell definiert  $\sigma_0$  die Frequenz der Vibration nach dem Slip. Andererseits bestimmt  $\sigma_0$  die maximale Auslenkung der Asperiten  $z_{ss}$ . Der Vorteil ist die überschaubare Anzahl der Modellparameter. In Kapitel 5.2.4 wird gezeigt, dass es notwendig sein kann, diesen Zusammenhang aufzubrechen und verschiedene  $\sigma_0$  einzuführen. Dies ist in der Tatsache begründet, dass  $\sigma_0$  in direktem Zusammenhang mit der erzeugbaren Kraft steht. Allerdings ist diese Vorgehensweise bisher nicht theoretisch begründbar.

### 4.3.2. Asperitendämpfung $\sigma_1$

Im Elastoplastic-Modell repräsentiert  $\sigma_1$  die Dämpfungskonstante der Vibration. In der Realität wird die Dämpfung der Vibration von verschiedenen, unbekanntem Parametern beeinflusst. Daher soll  $\sigma_1$  empirisch bestimmt werden; der Parameter wird im Verlauf dieser Arbeit nicht weiter detailliert betrachtet.

Ein vermuteter Zusammenhang zwischen  $\sigma_1$  und einem dehnraten-abhängigen elastischen Asperitenverhalten ist derzeit nicht nachgewiesen. Einige Messungen deuten an, dass die materialabhängige Dämpfung mit der flächenzentrierten Eigenschaft der verwendeten Materialien zu tun haben könnte. Andererseits sind die Messdaten teilweise widersprüchlich und daher nicht eindeutig. Deshalb wird die Dämpfung in der Simulation so eingestellt, dass die Vibration in der gleichen Zeit wie in den Messungen - innerhalb einer halben Stick-Phase - abgedämpft ist. Überdies wurde kein signifikanter Einfluss der Dämpfung auf das Systemverhalten registriert, solange die Vibration bis zum nächsten Slip vollständig abgedämpft war. Dies wurde ebenfalls von Breguet beobachtet.

### 4.3.3. Viskoser Anteil $\sigma_2$

Sowohl beim LuGre- als auch beim Elastoplastic-Modell ist eine Reibkraftkomponente aufgrund viskoser Schmierung integriert (vergleiche Gleichung 2.2,  $\sigma_2$ -Term). In Kapitel 2 wird deutlich, dass die Relativgeschwindigkeiten bei miniaturisierten Stick-Slip-Antrieben gering sind (deutlich unter  $1 \frac{m}{s}$ ). Des Weiteren kann auf die Schmierung der Reibkontakte in solchen Antrieben verzichtet werden. Dies ist zum einen darin begründet, dass eine Vakuum-Umgebung sauber

gehalten werden soll, zum anderen soll die Haftkraft möglichst maximiert werden. Breguet zieht aus seinen Simulationen den Schluss, dass die viskose Reibung keine Bedeutung hat, was mit anderen Autoren übereinstimmt. Landolsi [136] zeigt, dass viskose Reibung für Systeme vernachlässigt werden kann, die von einer ausgeprägten Presliding-Charakteristik dominiert werden. Das ist in der Tat für die betrachteten Antriebe der Fall. Daher wird der  $\sigma_2$ -Term in der Modellierung nicht weiter berücksichtigt und  $\sigma_2 = 0$  gesetzt.

## 4.4. Nicht erfasste Randbedingungen

In diesem Kapitel werden weitere mehr oder weniger relevante Einflüsse auf das Verhalten von Stick-Slip-Antrieben aufgelistet und diskutiert. Aufgrund der Vielzahl an theoretisch denkbaren Einflussparametern musste zwischen relevanten und eher vernachlässigbaren Parametern unterschieden werden, um die sich ergebende Anzahl an Versuchen und Modellparametern überschaubar zu halten. Ein wichtiger, in der Arbeit vernachlässigter Parameter ist zum Beispiel das dynamische Verhalten des Aktors. Gerade bei der Verwendung von Piezoaktoren sind Hysterese, Nichtlinearität und Relaxation wichtige Störgrößen. Bei reinem Stick-Slip-Betrieb ist ihre Bedeutung aber nicht so groß wie bei kontinuierlichen Stellantrieben.

### 4.4.1. Verschleiß

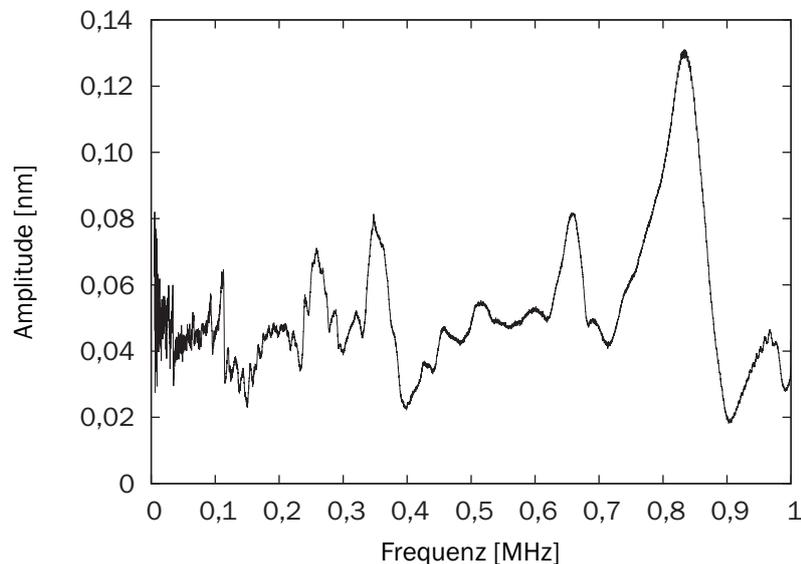
Eine wichtiges Qualitätsmerkmal von Stick-Slip-Antrieben ist die Verschleißfestigkeit beziehungsweise die maximale Anzahl der möglichen Schritte. In der Arbeit von Bergander wurde das Verschleißverhalten von Mikroantrieben bereits detailliert untersucht [99]. Hersteller geben Schrittzyklen bis zu einer Milliarde an [58]. Naturgemäß hängt der Verschleiß eng mit der wirkenden Normalkraft zusammen. Mit abnehmender Normalkraft beziehungsweise mit zunehmender Miniaturisierung der Antriebe ist mit entsprechend weniger Verschleiß zu rechnen. Die in der Abteilung des Autors entwickelten Roboter nutzen den Kontakt Rubin–gehärteter Stahl bei einer Normalkraft von circa  $30mN$  für die planaren Freiheitsgrade. Dies führte bisher nicht zu signifikanten Verschleißproblemen. Da sich diese Arbeit auf die Modellierung des Stick-Slip fokussiert, ist die Untersuchung der Verschleißigenschaften nicht Gegenstand der Betrachtungen. Bevor mögliche Verschleißerscheinungen in das Modell integriert werden können, müssen zunächst geeignete numerische Kriterien eingeführt und weitere Messreihen durchgeführt werden.

### 4.4.2. Viskose Reibung

Wie schon in Kapitel 2 und 4.3.3 angedeutet, werden miniaturisierte Stick-Slip-Antriebe üblicherweise nicht geschmiert. Daher ist zunächst von trockener Reibung, also direktem Kontakt der beiden Reibpartner auszugehen. Unter diesen Voraussetzungen sollten die Ergebnisse problemlos auf Vakuumbedingungen übertragbar sein, da keinerlei Schmierfilm vorliegt. In der Realität wird - wegen der Luftfeuchtigkeit - sicherlich von der Anwesenheit zumindest eines dünnen Wasserfilms im Reibkontakt auszugehen sein.

### 4.4.3. Dynamik des Aktors

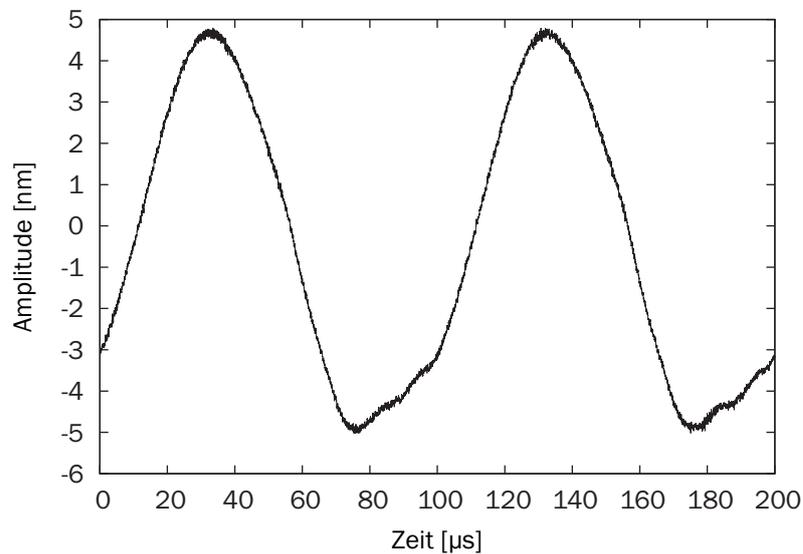
Die statischen und dynamischen Eigenschaften der für diese Arbeit verwendeten Piezoaktoren sind Gegenstand zahlreicher Untersuchungen gewesen. In [137] wird der Einfluss der Klebverbindung zwischen dem Piezoaktor und den Rubinhalbkugeln untersucht (vergleiche Abbildung 2.7). Interessanterweise spielt die Geometrie der Klebverbindung kaum eine Rolle, wohl dagegen die Schichtdicke des Klebers. Für große statische Auslenkungen (Schrittweiten) ist eine große Schichtdicke bis zu  $30\mu\text{m}$  günstig. Für den dynamischen Betrieb beziehungsweise im Sinne hoher Eigenfrequenzen und schneller Ansprechzeit des Stick-Slip-Systems



**Abbildung 4.15.:** Auslenkung der Piezoaktoren im Spektrum  $5\text{kHz} - 1\text{MHz}$ . Die erste deutliche Resonanzüberhöhung liegt bei einer Frequenz von über  $800\text{kHz}$ .

sind dünne Schichten von zum Beispiel  $5\mu m$  gut geeignet. Die Ergebnisse stützen sich allerdings fast ausschließlich auf Simulationen, wodurch die Richtigkeit nicht mit letzter Sicherheit nachgewiesen werden kann.

Die Charakterisierung der Piezoaktoren konnte mit Hilfe eines Laser-Doppler-Vibrometers am Fraunhofer Institut für Werkstoffmechanik IWM, Halle (Saale), durchgeführt werden. Zunächst wurde die Resonanzfrequenz desjenigen Eigenmodes bestimmt, welcher der Rotation der Rubinhalkugel entspricht. In einem sehr frühen Entwicklungsstadium der Roboter [125] wurde diese Eigenfrequenz bereits durch eine Finite-Elemente-Simulation zu  $975kHz$  bestimmt. Abbildung 4.15 zeigt das gemessene Spektrum. Deutlich ist die Resonanzüberhöhung bei gut  $800kHz$  zu erkennen. Damit bestätigen die Messdaten sehr gut die bisher bekannten Daten.

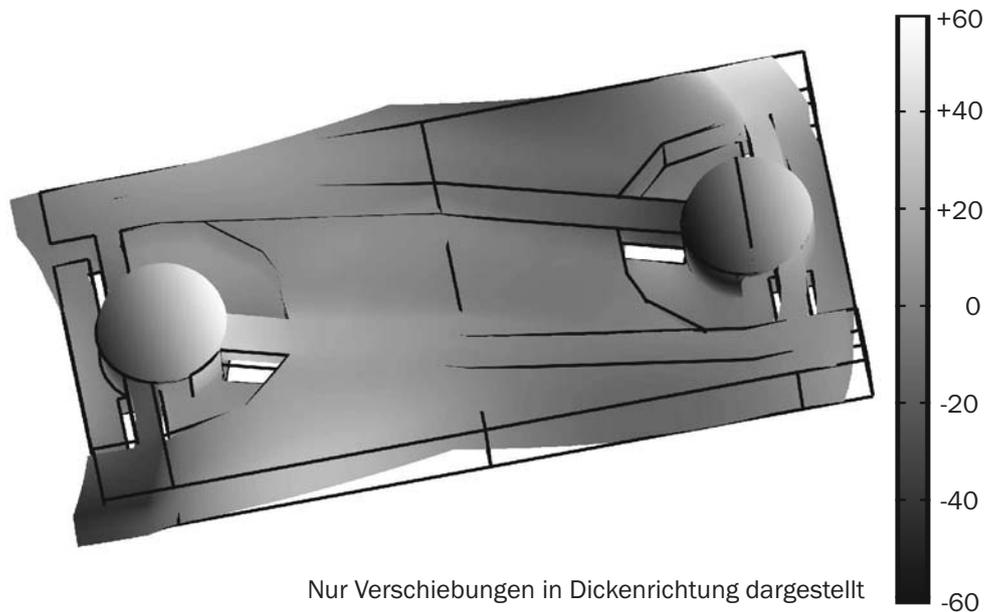


**Abbildung 4.16.:** Auslenkung der Piezoaktoren bei sinusförmiger Anregung.

Eine weitere Messung ist Abbildung 4.16 zu entnehmen, in welcher das Verhalten der Piezos auf eine sinusförmige Anregung mit  $10kHz$  gezeigt ist. Es ist zu erkennen, dass der sinusförmige Verlauf gut abgebildet wird. Zu beachten ist, dass die Amplitude der Anregungsspannung  $1V_{PP}$  beträgt, was beim Aktor zu einer Amplitude von  $10nm_{PP}$  führt. Die geringe Anregungsspannung hängt mit der technischen Ausführung des Vibrometers zusammen. Deshalb konnten nicht die gleichen Bedingungen beziehungsweise Spannungen wie beim Betrieb des Roboters untersucht werden. Hochgerechnet auf die  $300V_{PP}$  im Roboter würde sich eine Piezoauslenkung von  $3000nm$  ergeben. Das ist natürlich nicht realistisch, die Ursachen liegen im Verhalten des Piezoaktors in unterschiedlichen Spannungsbe-

reichen. Die Messungen vom IWM wurden im Kleinsignalbereich durchgeführt, die Auslenkungen sind daher nicht proportional umzurechnen.

Die typische Charakteristik von Piezoaktoren kann als Gerade zwischen den Extrempunkten ‚maximale Kraft bei Auslenkung Null‘ und ‚maximale Auslenkung bei Kraft Null‘ annähernd beschrieben werden. Gleichzeitig ist bekannt, dass Stick-Slip-Antriebe ab einer bestimmten Vorspannung keine Schritte mehr ausführen. Die maximale Kraft des Piezos soll als Piezo-Blockierkraft  $F_{piezo,block}$  bezeichnet werden, die Grenz-Vorspannung des Antriebs als  $F_{Vorspannung,block}$ . Um einen Eindruck von der Kraft der verwendeten Piezoaktoren zu bekommen, wurde die Auslenkung bei verschiedenen Vorspannungen in einer Simulation ermittelt. Abbildung 4.17 zeigt die statische Auslenkung des A-Typ Piezoaktors (siehe Abbildung 2.10 in Kapitel 2.2.2), der bei einer Vorspannung von  $35mN$  je Rubinhalkugel eine Auslenkung von  $60nm$  generiert.



**Abbildung 4.17.:** Finite-Elemente-Simulation der Auslenkung des Piezos bei  $35mN$  Vorspannung pro Rubinhalkugel.

Die Schrittweite liegt bei symmetrischer Ansteuerung folgerichtig im Bereich von circa  $125nm$ . Das entspricht sehr gut den Messdaten. Tabelle 4.2 zeigt nun die simulierte Rubinhalkugel-Auslenkung für zunehmende Vorspannung. Die Auslenkung nimmt bei Zunahme der Vorspannung auf bis zu  $25 - 50N$  ab. Mit  $100N$  Vorspannung ist dann so gut wie keine Auslenkung mehr zu verzeichnen. Dies zeigt, dass aus Sicht der Piezoaktoren durchaus eine Vorspannung von zum

Beispiel  $20N$  möglich sein sollte. Dies ist in der Praxis nicht der Fall. Vielmehr verhindert eine 0-Amplitude von 100% den sinnvollen Betrieb schon bei deutlich kleinerer Vorspannung. In [126] wurde der Einfluss der Vorspannung auf die 0-Amplitude gezeigt. Tatsache ist, dass die 0-Amplitude mit der Vorspannung

Normalkraft [N]	Simulierte Auslenkung [nm]
0,035	60
0,5	55
1	55
10	45
25	40
50	25
100	5

**Tabelle 4.2.:** Auslenkung bei zunehmender Vorspannung.

steigt; bei einer 0-Amplitude von 100% ( $F_{Vorspannung,block}$  ist erreicht) kommt dann kein Slip mehr zustande. Die tatsächliche Grenze des Piezoaktors  $F_{piezo,block}$  liegt aber noch darüber. Der limitierende Faktor ist also nicht der Piezo, sondern das Reibverhalten.

Piezoaktoren im Sinne dieser Arbeit werden als ideale Spannungs-Dehnungs-Wandler angesehen. Die in dieser Arbeit verwendeten Piezokeramiken PZT 5H beziehungsweise PIC151(Anhang B und [138]) besitzen günstige Eigenschaften. Sie weisen

- einen großen Dynamikbereich auf,
- eine hohe Auflösung im Sinne kleinster möglicher Schrittweiten,
- großes Potential zur Miniaturisierung und bieten
- eine hohe mechanische Steifigkeit, welche für ein gutes Systemverhalten bei kleinen Massen optimal ist.

Wie im Kapitel 2 beschrieben, weisen Piezoaktoren ebenfalls ungünstige Eigenschaften wie Nichtlinearität und hohen Aufwand bei der Fertigung auf [125]. Nichtlineare Effekte sind zum Beispiel in Abbildung 2.18 zu erkennen. Es ist nicht exakt bekannt, welchen Einfluss die Piezohysterese auf das Stick-Slip-Verhalten hat. Hauptsächlich aus folgenden Gründen wurde der linearen Modellierung aber der Vorzug gegeben:

- Die Komplexität der theoretischen Hysterese-Modellierung ist groß (siehe dazu [8, 117]),

- die messtechnische Charakterisierung ist aufwendig,
- ein Modell ohne Hysterese hat schnellere Simulationszeiten und
- es besteht Grund zu der Annahme, dass der Einfluss der Hysterese ohnehin beschränkt ist. Aus der Erfahrung heraus ist zu sagen, dass Piezohysterese zwar die Schrittform beeinflusst, kaum aber wichtige Kenngrößen (der Stick-Verlauf ist nicht exakt linear und die zweite Hälfte des Stick hat einen geringeren Betrag, vergleiche ebenfalls Abbildung 2.18). Weiters deuten die Untersuchungen darauf hin, dass der Einfluss der Reibmaterialien auf die 0-Amplitude signifikanter ist.

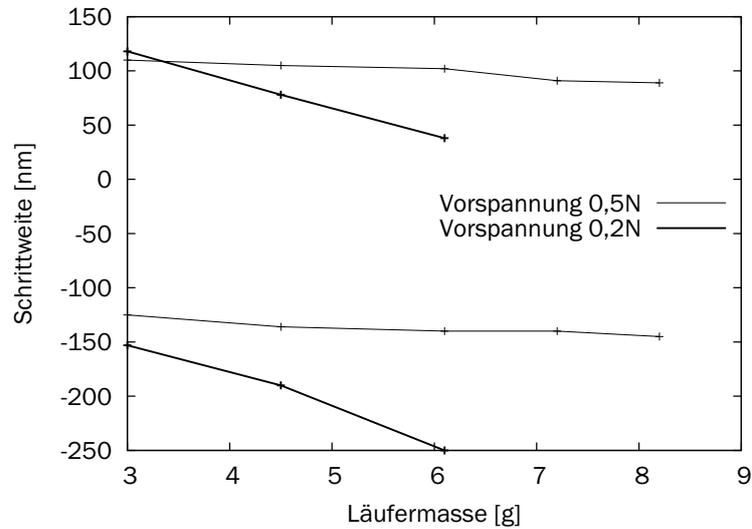
Aus den genannten Gründen wurde keine Integration der Piezohysterese vorgenommen. Mit steigender Modellqualität könnte sie allerdings zunehmend an Bedeutung gewinnen.

Hier wird also auf eine Modellierung der Piezohysterese verzichtet und ein proportionaler Zusammenhang zwischen Ansteuerspannung und Piezoauslenkung angenommen.

#### 4.4.4. Mechanische Randbedingungen

Zwei wichtige Parameter gerade im Sinne der Krafterzeugung sind die Läufermasse sowie Betrag und Wirkungsrichtung der Gravitation. Für den Fall einer parallel zur Gravitationsrichtung wirkenden Stick-Slip-Achse wie bei Ramona ist es absolut von Bedeutung, ob die Achse gegen die Wirkung der Gravitation zuverlässig fahren kann und wie groß die maximale zu hebende Last (Läufermasse) sein darf. Hierzu wurde eine Messung der maximalen Schrittweite bei unterschiedlichen Läufermassen durchgeführt, wie in Abbildung 4.18 dokumentiert (aus [139]).

Es wurden zwei verschiedene Vorspannungen untersucht. Bei einer Vorspannung von  $0,5N$  hat die Gravitation so gut wie keinen Einfluss, die Schrittweiten sind bei veränderter Läufermasse sehr konstant. Eine leichte Tendenz ‚in Richtung der Gravitation‘ ist bei steigender Läufermasse zu erkennen, Schritte entgegen der Gravitation (positives Vorzeichen) nehmen dabei ab, Schritte mit der Gravitation (negatives Vorzeichen) werden größer. Bei geringerer Vorspannung von  $0,2N$  ist der Einfluss der Läufermasse klar erkennbar: Positive Schritte werden deutlich kleiner (halbe Schrittweite bei Änderung der Läufermasse von 3 auf  $6g$ ). Negative Schritte dagegen werden deutlich länger als die eigentliche Aktoauslenkung. Bei  $6g$  Läufermasse können  $250nm$  Schrittweite erreicht werden. Offensichtlich wird die Rutschphase deutlich begünstigt. Bei geringen Vorspannungen wird also die Läufermasse zunehmend zu einem wichtigen Parameter.

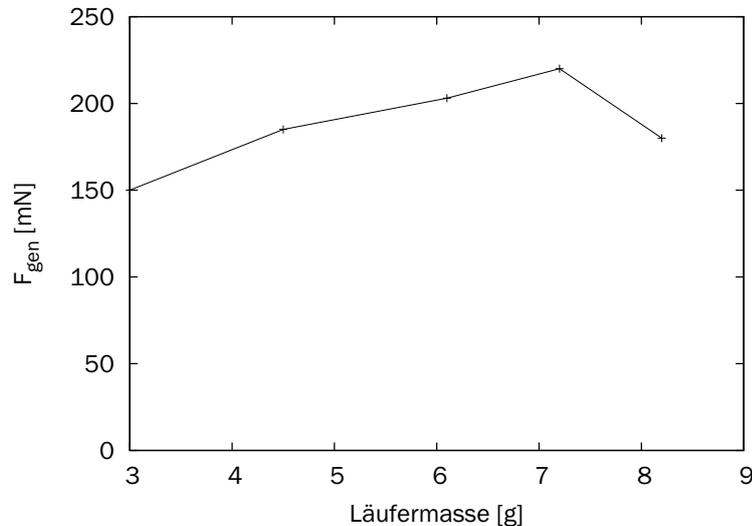


**Abbildung 4.18.:** Schrittweiten bei unterschiedlicher Läufermasse und Gravitationsrichtung.

Die generierbare Kraft hängt nur in überschaubarem Maß von der Läufermasse ab, wie Abbildung 4.19 zeigt. Die Messung wurde mit einer Vorspannung von  $0,2N$  durchgeführt, was der geschätzten Vorspannung der  $z$ -Achse von Ramona entspricht. Gemäß der Messung sollte die  $z$ -Achse also circa  $200mN$  aufbringen können, was umgerechnet etwas  $20g$  entspricht. Dies gleicht in etwa den praktischen Erfahrungen. Im Sinne einer gleichförmigen Bewegung jeweils mit und gegen die Gravitationsrichtung sollte die Läufermasse aber möglichst geringer sein ( $<10g$ ).

Theoretisch ist vorstellbar, dass die generierbare Kraft gar nicht von der Läufermasse abhängt, da diese spätestens beim Kontakt mit dem Zielobjekt nicht mehr beschleunigt werden kann. Es würden sich keine Trägheitskräfte auswirken können. Praktisch ist aber davon auszugehen, dass das Zielobjekt und der Kontakt zwischen Läufer und Zielobjekt bestimmte Nachgiebigkeiten aufweisen und daher die Masse während der Krafterzeugung doch ein wenig oszillieren kann. Dann sind Quereffekte durch den Masseneinfluss denkbar.

Weitere mechanische Randbedingungen wie die mechanische Steifigkeit der Piezoaktoren in Richtung der Normalkraft werden im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet.



**Abbildung 4.19.:** Generierbare Kraft in Abhängigkeit von der Läufermasse (Messung senkrecht zur Gravitation).

#### 4.4.5. Umgebungsbedingungen

Viele Parameter können einen Einfluss auf tribologische Prozesse haben:

- Temperatur,
- Umgebungsdruck,
- Feuchte - sowohl in der Luft als Luftfeuchtigkeit, ebenso als dünner Film auf Oberflächen -, in Zusammenhang damit ebenso
- Kapillarkräfte, schließlich
- Kohäsions- und
- Adhäsionskräfte.

Für Stick-Slip-Antriebe im Rahmen dieser Arbeit wird von konstanten, bekannten Betriebsparametern ausgegangen. Das bedeutet: Temperatur, Feuchte und Druck und damit parasitäre Effekte sind konstant. Des weiteren sind diese Parameter bisher nicht als wesentliche Einflüsse aufgefallen. Daher wird von einer entsprechenden Modellierung abgesehen. Eine Ausnahme, bei der vermutlich Einflüsse feststellbar sind, ist die Erzeugung kleinster Kräfte (siehe hierzu Kapitel 6.3). Naturgemäß haben parasitäre Kräfte auf kleineren Skalen größere Auswirkungen. Für die Modellierung, welche in den folgenden Kapiteln vorgestellt

wird, spielen diese Parameter aber zunächst keine Rolle. Aus messtechnischer Sicht wurde auf die Einhaltung konstanter Versuchsbedingungen geachtet. Zum Beispiel sorgt eine Kammer aus Plexiglas zusätzlich zum schwingungsisolierenden Tisch für eine gewisse akustische und thermische Entkopplung des Versuchsstands von der Laborumgebung (vergleiche Abbildung 3.2). Eine Klimakammer mit kontrollierten Bedingungen stand für die Messungen nicht zur Verfügung.

Einflüsse durch Kapillarwirkung werden hier ebenfalls nicht modelliert, da sich bei den Messreihen kein derartiger Effekt bemerkbar gemacht hat.

Kohäsion als Bindung zwischen gleichen Materialien ist wahrscheinlich für die beschriebenen Verhältnisse nicht von Bedeutung. Im Gegensatz dazu könnte eventuell die Bindung aufgrund von Adhäsion (zwischen verschiedenen Materialien) bestimmte ‚Ausreißer‘ in den Messdaten erklären, zum Beispiel den relativ großen Rückschritt beim Läufermaterial Aluminium. Dies sind aber nur erste Ideen, die noch versuchstechnisch belegt werden müssen.

#### 4.4.6. Sonstige

Zusätzlich zu den oben genannten Parametern gibt es eine Reihe von Phänomenen, die grundsätzlich Einfluss auf die Funktion von Stick-Slip-Antrieben haben könnten. Derartige Wirkungen sind aber - wenn überhaupt vorhanden - sehr gering und wurden bisher nicht beobachtet, daher wurde ihnen kein Raum bei der Modellierung gegeben. Zu diesen Effekten zählen:

- Verändertes Reibverhalten durch sehr hohe Temperaturen im Reibkontakt, speziell bei sehr hohen Relativgeschwindigkeiten [140, 141]. Wegen der geringen Relativgeschwindigkeit und der hohen Schmelzpunkte der verwendeten Materialien sind die Voraussetzungen nicht gegeben.
- Atomare Kräfte wie zum Beispiel van-der-Waals-Kräfte werden aufgrund der deutlich größeren Skalen in den Reibkontakten und der vorliegenden Körper nicht berücksichtigt.
- Der Transport von Ladungen kann zu Aufladungseffekten bei Stick-Slip-Systemen führen [142]. Der Effekt ist allerdings sehr schwach.
- Ultraschallschwingungen können das Reibverhalten verändern [78, 143]. Unter Berücksichtigung der Tatsache, dass während der impulsartigen Slip-Phase auch Ultraschall freigesetzt wird, könnte dieser Effekt zukünftig von Interesse sein.

## 4.5. Fazit

Es kann festgehalten werden, dass Reibung im Sinne miniaturisierter Stick-Slip-Antriebe vielfältige Ausprägungen hat. In diesem Kapitel wurde daher versucht, wichtige von weniger wichtigen Effekten zu trennen und erstere auf eine theoretische Grundlage zu stellen. Trotz der Berücksichtigung entsprechender Theorien gelingt das nur begrenzt. Erst unter Hinzunahme empirischer Daten wird eine Modellierung des Stick-Slip-Verhaltens ermöglicht, wie das folgende Kapitel zeigt.



## 5. Modell der Krafterzeugung mit Stick-Slip-Antrieben (CEIM)

In diesem Kapitel wird das neue Modell zur Simulation miniaturisierter Stick-Slip-Antriebe zur Mikro- und Nanohandhabung vorgestellt. Zunächst wird vom Elastoplastic-Modell ausgegangen, welches bereits in Kapitel 2 zum Stand der Forschung eingeführt wurde (allerdings nicht für Stick-Slip-Antriebe). Es wird dokumentiert, welche Stick-Slip-Eigenschaften von diesem Modell wiedergegeben werden können und welche nicht. Dies geschieht anhand wichtiger Modellparameter.

Schließlich wird beim finalen Modell vom CEIM-Modell gesprochen werden, gemäß der ersten Erwähnung in einer Publikation [144]. Auf Basis des Elastoplastic-Modells wurde es modifiziert und erweitert, um alle wichtigen Effekte abbilden zu können. Hier werden die Eigenschaften anhand maßgeblicher Parameter diskutiert. Grundlage der Modifikationen sind die theoretischen Überlegungen aus Kapitel 4 sowie empirische Messungen.

Es kann gezeigt werden, dass die Zusammenhänge quantitativ zutreffend wiedergegeben werden können. Ein eigenes Unterkapitel ist daher den mutmaßlichen Ursachen der Universalität des vorgestellten Modells gewidmet. Die wichtigsten Ursachen hierbei dürften die Abbildung des Asperitenverhaltens und die Verwendung sehr steifer Piezoaktoren sein.

Das Kapitel schließt mit der Diskussion zukünftiger Erweiterungen des Modells. Aufgrund der Vielfalt und Komplexität vieler Effekte muss sich das Modell auf die wichtigsten Eigenschaften beschränken. Die weitere Untersuchung und Verbesserung des Modells kann aber Gegenstand zukünftiger Forschung sein.

## 5.1. Umsetzung auf Basis des Elastoplastic-Modells

LuGre-, Elastoplastic- und CEIM-Modell bauen aufeinander auf. Das 1995 vorgestellte LuGre-Modell beinhaltet keine elastische Verformbarkeit der Asperiten. Hierin ist Presliding immer präsent. Tangentiale Kräfte unter  $F_{statisch}$  führen formal nicht zum Rutschen. Sie verursachen aber trotzdem eine dauerhafte Verschiebung auf der Mikroskala. Insofern bestimmen **Kräfte** vorrangig das Modellverhalten. Implizit beinhaltet das LuGre-Modell sowohl gemischte als auch plastische Verformungsanteile. Demnach wird eine (noch so geringe) Kraft immer Presliding und damit letztendlich eine messbare Verschiebung (Schritt) verursachen.

Beim Elastoplastic-Modell wird Presliding in verschiedene Fälle unterteilt. Die Parameter  $z_{ba}$  und  $z_{ss}$  mit der Dimension ‚Länge‘ bestimmen, welche Charakteristik vorherrscht, ob rein elastische, gemischte oder plastische Verformung. Daher kann das Elastoplastic-Modell als ‚**distanzgesteuert**‘ angesehen werden. Im Gegensatz zum LuGre-Modell ist also elastische Verformung ohne plastische Anteile möglich. Die Grenze der elastischen Verformung beziehungsweise die 0-Amplitude ist dabei durch  $z_{ba}$  definiert.

Das Modell basiert auf einer Differentialgleichung erster Ordnung, um die mittlere Auslenkung der Asperiten zu berechnen. Letztere machen das Verhalten wie Presliding und Vibrationen nach abrupten Zustandsänderungen aus. Die Parameter  $\sigma_0$  und  $\sigma_1$  definieren dabei Frequenz und Dämpfung dieser Vibrationen.

Dieses Unterkapitel zeigt auf, welche Eigenschaften des Elastoplastic-Modells hilfreich für die Modellierung von Stick-Slip-Antrieben sind. In der Literatur ist keine solche Anwendung des Elastoplastic-Modells bekannt.

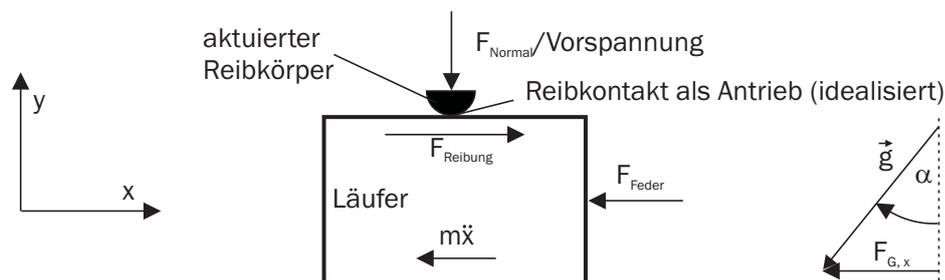


Abbildung 5.1.: Modellierung des Läufer mit wirkenden Kräften.

### 5.1.1. Mechanische Randbedingungen

Aufgrund der bisherigen Überlegungen (siehe Abbildung 2.1 und Kapitel 2.1) können die auf den Läufer wirkenden Kräfte gemäß Abbildung 5.1 dargestellt werden. Der durch die Führung vorgegebene Freiheitsgrad verläuft parallel zur Richtung der x-Achse. Die Modellierung stützt sich auf die Bewegungsgleichung

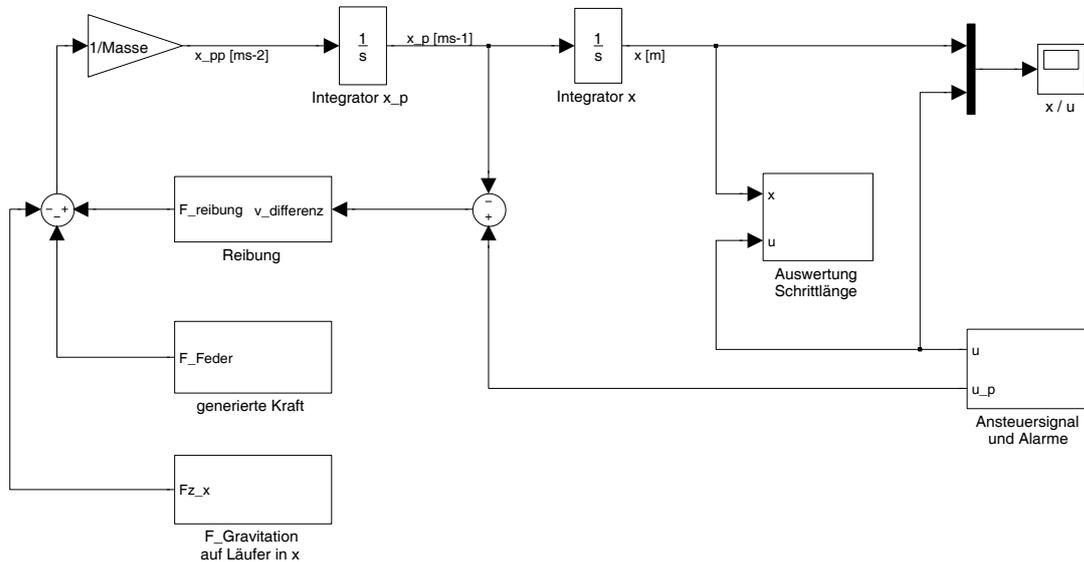
$$\Sigma F_x = 0 = F_{Reibung} - m\ddot{x} - F_{Feder} - F_{G,x}. \quad (5.1)$$

Die Komponente  $F_{Reibung}$  wird entsprechend der Gleichung 2.2 berechnet und ist das Ergebnis der Asperiteninteraktion.  $F_{Feder}$  gibt die Kraft wieder, welche eventuell durch ein Zielobjekt oder Hindernis im Falle der Krafterzeugung auf den Läufer wirkt. Da das Zielobjekt typischerweise eine bestimmte Steifigkeit aufweist, wird diese Kraft anhand der Federgleichung

$$F_{Feder} = -c_{Objekt} \cdot \Delta x_{Feder} \quad (5.2)$$

mit Federsteifigkeit und Längenänderung beschrieben. Die Berechnung der Asperitenauslenkung  $z$  beziehungsweise  $\dot{z}$  erfolgt nach dem Ansatz des Elastoplastic-Modells aus Gleichung 2.9. Ferner beschreibt

$$F_{G,x} = -m|\vec{g}| \sin \alpha \quad (5.3)$$



**Abbildung 5.2.:** Implementierung des Kräftegleichgewichts aus Gleichung 5.1 mit Simulink.  $x$  bezeichnet die Läuferposition und  $u$  die Akteurposition, wobei die Schreibweise ‚ $x_{pp}$ ‘  $\ddot{x}$  bedeutet.

den Einfluss der Gravitation in x-Richtung (Bewegungsrichtung des Läufers) gemäß Abbildung 5.1. Ein Winkel  $\alpha$  von null entspricht dabei einer Bewegung parallel zur Horizontalen. Nicht berücksichtigt ist der Einfluss der Gravitation auf die Vorspannung, welche ebenfalls eine Kraft in der Führung erzeugt. Prinzipiell hat die Gravitation immer einen Einfluss auf die Vorspannung. Sie wird hier aber zunächst vernachlässigt und später diskutiert (siehe Kapitel 5.3.7). Des weiteren wird angenommen, dass die tatsächlichen Normalkräfte der sechs Kontaktpunkte am Läufer zu einer einzigen, äquivalenten Normalkraft addiert werden können. Diese Normalkraft  $F_{normal}$  (vergleiche Abbildung 5.1) findet sich im Modell bei der Berechnung von  $g(v_{diff})$  wieder (siehe Gleichung 2.4, 2.6 und 2.7).

Der Prozess der Krafterzeugung wird mittels einer einzigen Kraft simuliert, welche zusätzlich auf den Läufer wirkt.

Damit ist die Grundlage für die Simulation von Stick-Slip-Antrieben unter Nutzung des Elastoplastic-Modells gelegt.

### 5.1.2. Implementierung in Matlab/Simulink

Diesem Kapitel ist zu entnehmen, wie die Gleichungen aus Kapitel 5.1.1 in Matlab/Simulink umgesetzt werden. Abbildung 5.2 zeigt die Umsetzung von Gleichung 5.1. Die Implementierung der Berechnung der Asperitenauslenkung und

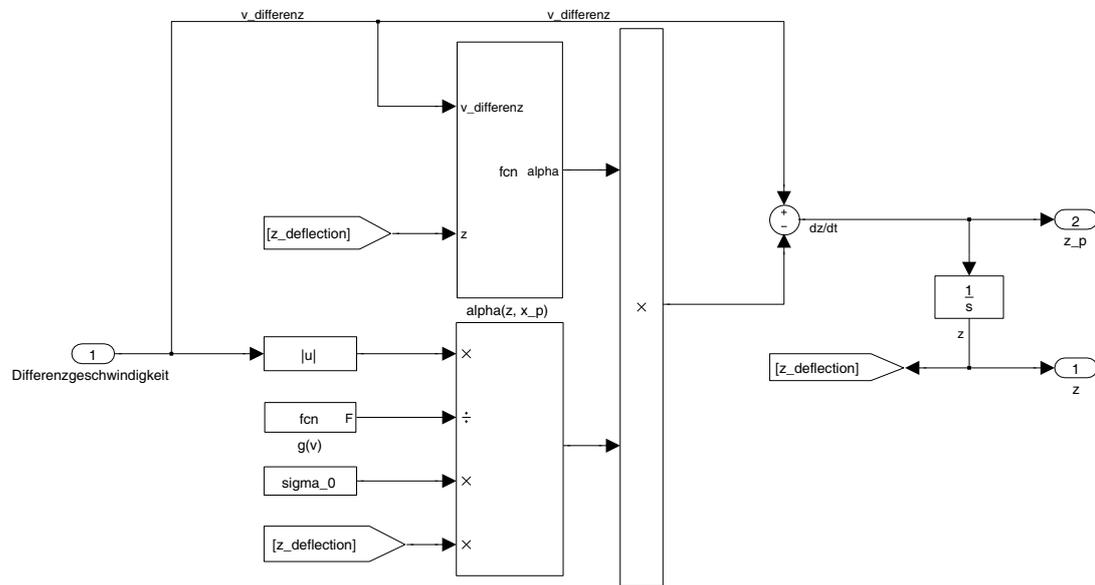


Abbildung 5.3.: Implementierung der Berechnung von Asperitenauslenkung und -geschwindigkeit (Block ‚Reibung‘ in Abbildung 5.2).

-geschwindigkeit gemäß Gleichung 2.9 ist in Abbildung 5.3 gezeigt. Der Aufbau der weiteren Blöcke erfolgt analog zu den entsprechenden Formeln und wird hier nicht weiter dargestellt.

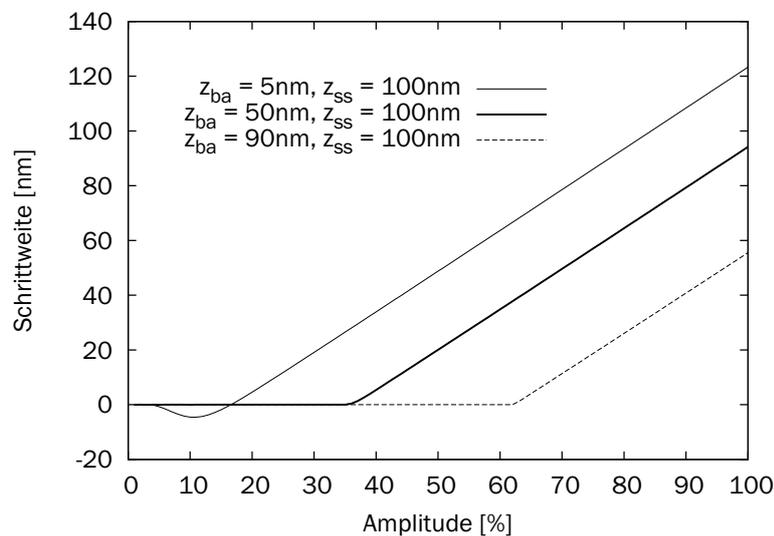
Für eine gute Automatisierbarkeit von Parametervariationen sind alle wichtigen Parameter im sogenannten Workspace von Simulink abgelegt. Diese Vorgehensweise erlaubt eine eindeutige und übersichtliche Parametrierung durch entsprechendes Scripting. Ebenfalls ist die Berechnung der 0-Amplitude oder der maximal generierten Kraft durch entsprechende Algorithmen relativ schnell durchführbar, was die Simulationszeiten deutlich verkürzt.

Die folgenden Unterkapitel geben einen Überblick, welche Stick-Slip-Eigenschaften das Elastoplastic-Modell wiedergeben kann.

## 5.2. Einschränkungen des Elastoplastic-Modells

### 5.2.1. 0-Amplitude

Die folgenden Kurven zeigen die Abhängigkeit bestimmter Stick-Slip-Eigenschaften von verschiedenen Modellparametern. Oft wird zur Charakterisierung eines Stick-Slip-Schritts die erreichte Schrittweite genutzt. Am Anfang steht dann eine Messung oder Simulation eines Stick-Slip-Schritts wie in Abbildung 2.18. Daraus



**Abbildung 5.4.:** Simulation der amplitudenabhängigen Schrittweite mit dem Elastoplastic-Modell.

Parameter	Wert	Einheit
$\sigma_0$	$5 \cdot 10^7$	$\frac{N}{m}$
$\sigma_1$	20	$\frac{N_s}{m}$
$\sigma_2$	0	$\frac{N_s}{m}$
$\mu_{statisch}$	0,3	
$\mu_{dynamisch}$	0,2	
$m_{Läufer}$	0,003	kg
$v_{Stribeck}$	0,001	$\frac{m}{s}$
$F_{Vorspannung}$	0,1	N
$z_{ba}$	5 - 90	nm
$z_{ss}$	100	nm
$u_{max}$	160	nm

**Tabelle 5.1.:** Parameter der Simulation in Abbildung 5.4.

wird die erreichte Schrittweite ermittelt, und diese dann als Datenpunkt in ein entsprechendes Diagramm eingetragen. Eine signifikante Anzahl von Datenpunkten erlaubt dann das Aufzeichnen einer Charakteristik und lässt anschließend Rückschlüsse auf den Einfluss des Parameters zu. Aus messtechnischen Gründen ist die Schrittweite eine gut fassbare Größe, was die Datenerfassung vereinfacht. Natürlich können andere Stick-Slip-Eigenschaften von Interesse sein. Dann ist aber in der Regel die automatisierte Datenerfassung und -auswertung aufwendiger, wie zum Beispiel bei der Abklingzeit der Vibration nach der Slip-Phase.

Durch das Abbilden der elastisch-plastischen Eigenschaften ist das Elastoplastic-Modell in der Lage, den Effekt der 0-Amplitude wiederzugeben. Abbildung 5.4 zeigt die Schrittweite über der Amplitude für verschiedene Verhältnisse der Größen  $z_{ba}$  und  $z_{ss}$  (vergleiche Abbildung 2.19). Die Prozentangabe der Amplitude bezieht sich auf die maximale Aktoramplitude  $u_{max} = 160nm$ . Die Modellparameter hierzu sind Tabelle 5.1 zu entnehmen.

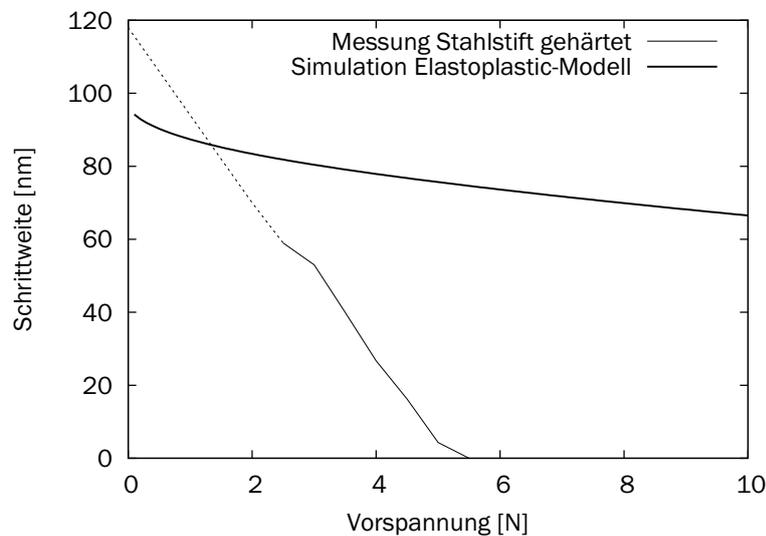
Bei  $z_{ba} = \frac{1}{2}z_{ss}$  wird eine realistische Wiedergabe der 0-Amplitude erreicht (vergleiche mit Abbildung 2.12). Unterhalb von 35% Amplitude ist die Schrittweite null. Darüber steigt die Schrittweite linear mit der Amplitude an. Der Übergang zwischen beiden Bereichen ist dabei stetig. Die 0-Amplitude wird hier weniger durch das relative Verhältnis, als durch den absoluten Wert von  $z_{ba}$  bestimmt. Für deutlich andere Verhältnisse  $\frac{z_{ba}}{z_{ss}}$  ergibt sich entweder ein sprunghafter Übergang oder das Modell liefert sogar negative Schrittweiten für Amplituden unterhalb der 0-Amplitude. Beide Effekte sind nicht relevant.

Festzuhalten ist, dass das Elastoplastic-Modell grundsätzlich die 0-Amplitude wiedergeben kann, dabei entscheidet die Länge der Losbrechdistanz  $z_{ba}$  über den

Betrag der 0-Amplitude. Das Verhältnis  $\frac{z_{ba}}{z_{ss}} = \frac{1}{2}$  ist optimal.

### 5.2.2. Vorspannung

In den vorherigen Kapiteln wurde bereits deutlich gemacht, dass die Vorspannung ein kritischer Parameter für Stick-Slip-Antriebe und daher die richtige Modellierung von besonderer Bedeutung ist. Das Elastoplastic-Modell kann solche Zusammenhänge nicht wiedergeben, wie Abbildung 5.5 zu entnehmen ist. Dargestellt ist die gemessene Schrittweite über der Vorspannung für den typischen Bereich 0,1- 10N. Die Messung wurde mit einem Zylinderstift aus gehärtetem



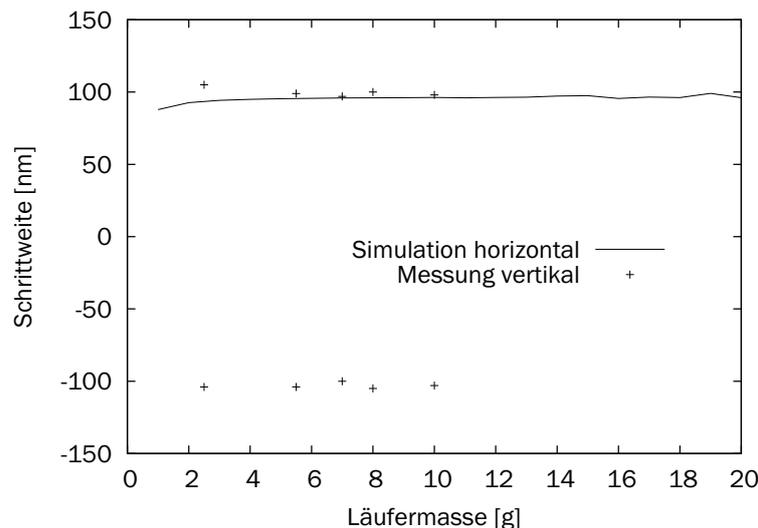
**Abbildung 5.5.:** Simulation unterschiedlicher Vorspannung mit dem Elastoplastic-Modell.

Stahl durchgeführt (siehe Tabelle 4.1, Nr. 6). Die Schrittweite nimmt hier linear mit zunehmender Vorspannung ab und erreicht bei 4,75N null (Die Schrittweite von 0 - 2,5N ist extrapoliert und deshalb gestrichelt dargestellt). Der Verlauf ist also durch die Größen ‚theoretische Schrittweite bei 0N Vorspannung‘ und ‚Blockier-Vorspannung‘ gekennzeichnet. Im Gegensatz dazu zeigt die Simulation keinen linearen, sondern einen exponentiell abnehmenden Verlauf mit durchgehend großen Schrittweiten. Selbst für die sehr hohe Vorspannung von 10N werden noch Schrittweiten von über 60nm simuliert.

Das Elastoplastic-Modell ist also ohne weitere Modifikationen nicht zur Wiedergabe des Einflusses der Vorspannung geeignet. Ähnliche Ergebnisse wurden schon in [144] diskutiert.

### 5.2.3. Läufermasse

Genauso wie die Vorspannung ist die Läufermasse ein Parameter, der für praktische Anwendungen kritisch sein kann. Für die vertikale Stick-Slip-Achse bei Ramona (Abbildung 2.9) ist die maximale Läufermasse entscheidend für die Traglast und die erreichbare Geschwindigkeit des Antriebs. Aus der Anschauung wäre zu erwarten, dass sich die Läufermasse beziehungsweise die Massenträgheit günstig auf das Losbrechen auswirken könnte und zum Beispiel in einer vergrößerten Schrittweite münden würde. Praktisch kann diese Annahme weder in Messungen noch in der Simulation bestätigt werden. Der Messung in Abbildung 5.6 ist die Schrittweite über der Läufermasse für beide vertikalen Verfahrrichtungen (positives und negatives Vorzeichen) zu entnehmen. Bei einer Vorspannung von  $0,1N$  beträgt die Schrittweite in allen Fällen annähernd  $100nm$  beziehungsweise  $-100nm$  (Die Simulation der Messreihe in Abbildung 4.18 wird in Kapitel 5.3.6, Abbildung 5.20 vorgenommen). Zum einen spielt offensichtlich die Gravitation



**Abbildung 5.6.:** Einfluss der Läufermasse, simuliert (horizontale Läuferbewegung) und gemessen (vertikal in zwei Richtungen).

kaum eine Rolle, denn beide Verfahrrichtungen weisen die gleiche Schrittweite auf. Gleichzeitig ist kein Einfluss des Parameters ‚Läufermasse‘ zu erkennen, für alle untersuchten Massen bleibt die Schrittweite gleich. Ein ähnliches Bild zeigt sich bei der simulierten Schrittweite (gleiche Abbildung). Die Schrittweite bewegt sich gleichbleibend im Bereich von  $100nm$ . Im Gegensatz zur Messung wurde hier eine horizontale Läuferbewegung simuliert, die Ergebnisse sind aber

mit der vertikalen Simulation vergleichbar. Die Läufermasse spielt demnach im hier untersuchten Bereich keine Rolle, ebenso die Gravitationsrichtung und die Verfahrerrichtung. Die Läufermasse kann also bis auf Weiteres als unkritisch eingestuft werden.

#### 5.2.4. Simulation der generierbaren Kraft

In diesem Teil wird das Potential des Elastoplastic-Modells zur Simulation der Generierung von Kräften dokumentiert. Grundlage ist der Läufer aus Abbildung 5.1 mit der Kraft des Zielobjekts gemäß Gleichung 5.2. Gemäß der verwendeten Kraftmessdose wird die Steifigkeit mit  $c_{Objekt} = 25000 \frac{N}{m}$  angenommen. Es wird sich hier auf den Fall des horizontalen Betriebs mit einem Freiheitsgrad beschränkt. Des weiteren wird der Kontaktpunkt zwischen Läufer und Zielobjekt als ideal angesehen, reale Nachgiebigkeiten oder Ähnliches werden nicht berücksichtigt. Wie die Messungen in Abbildung 3.3 und 3.4 zeigen, hat die Ausbildung der Oberflächen in diesem Fall tatsächlich wenig Bedeutung. Verfährt der Läufer in der Simulation gegen das Objekt, so stellt sich nach gewisser Zeit ein Kräftegleichgewicht zwischen der mittleren Reibkraft und der (Feder-)Kraft des Zielobjekts ein. Abbildung 5.7 gibt diesen Zusammenhang wieder. Die erzeugte Kraft ist zunächst null (kein Kontakt zwischen Läufer und Zielobjekt, anfängliche Distanz zwischen beiden Körpern:  $200nm$ ). Nach Überwindung der Distanz nach circa  $0,01s$  steigt  $F_{gen}$  schnell, um dann bei  $135mN$  einen stabilen Wert

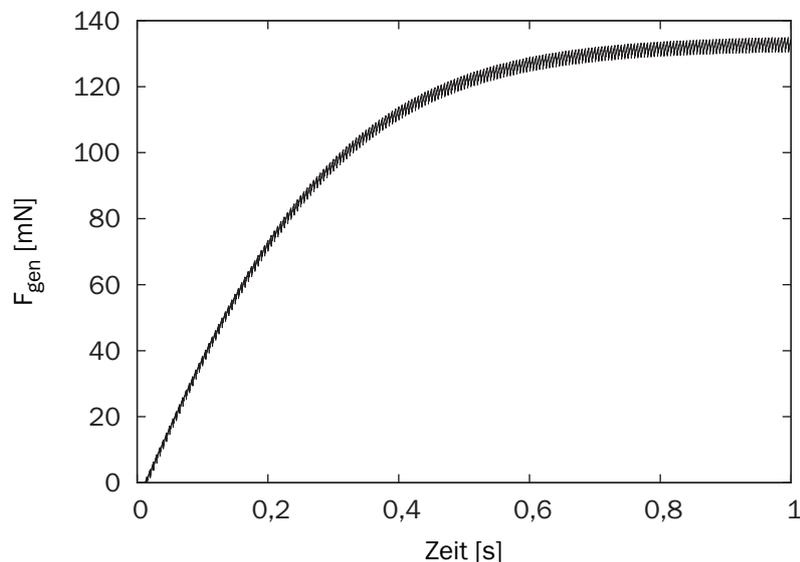
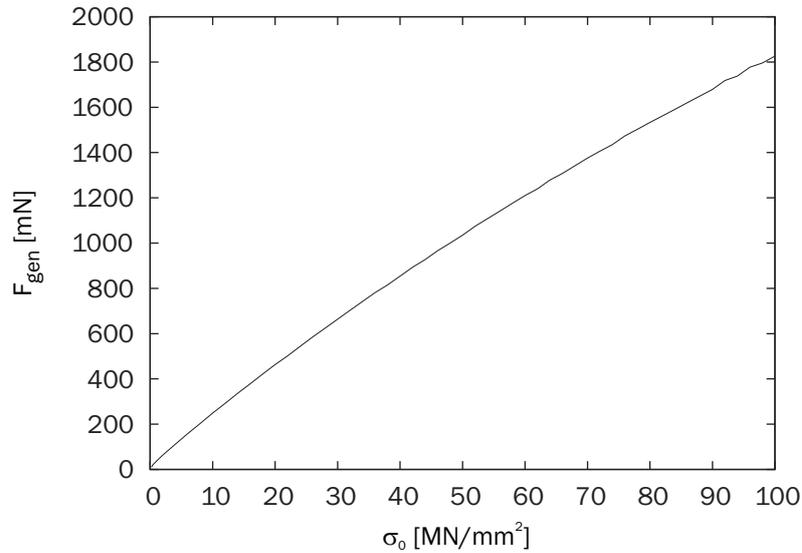


Abbildung 5.7.: Simulation der Kraft während der Krafterzeugung.

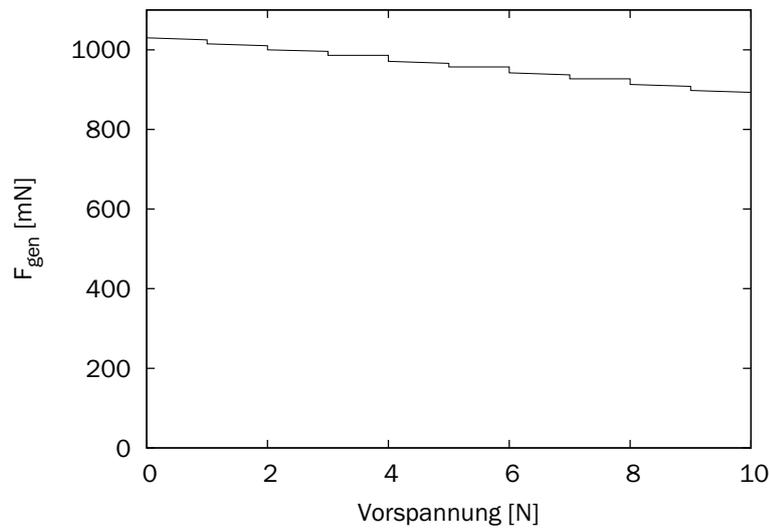


**Abbildung 5.8.:** Simulation der generierbaren Kraft in Abhängigkeit von  $\sigma_0$ .

zu erreichen. Nach 1s ist ein quasistationärer Zustand erreicht. Es ist zu diesem Zeitpunkt unerheblich, ob das Ansteuersignal weiter anliegt oder nicht, die Kraft bleibt gleich. Damit ist gezeigt, dass das Elastoplastic-Modell grundsätzlich in der Lage ist, den qualitativen Verlauf aus Abbildung 3.4 wiederzugeben. Für die Simulation wurden die Parameter wie in Tabelle 5.1 gewählt, lediglich  $\sigma_0$  wurde zugunsten kürzerer Simulationslaufzeiten um eine Größenordnung reduziert. Die Charakteristik entspricht genau derjenigen aus bisherigen Veröffentlichungen [69, 115]. Es stellt sich hernach die Frage, welcher Parameter das Niveau von  $F_{gen}$  bestimmt. Durch Vorversuche sind  $\sigma_0$  und  $F_{Vorspannung}$  als Einflussfaktoren identifiziert. Die folgenden Abbildungen zeigen daher, inwieweit sich die Kraft  $F_{gen}$  über diese Parameter einstellen lässt.

In Abbildung 5.8 ist zunächst die Abhängigkeit der generierten Kraft von  $\sigma_0$  zu erkennen. Es zeigt sich ein nahezu proportionaler Zusammenhang. Das Elastoplastic-Modell kann also prinzipiell den Einfluss unterschiedlicher Materialien wiedergeben, wie er bereits in Kapitel 3 beobachtet wurde. Die quantitative Ausprägung ist dabei noch zu prüfen. In diesem Zusammenhang sei auf die theoretischen Herleitungen von  $\sigma_0$  im Kapitel 4.3.1, insbesondere repräsentiert von Abbildung 4.14, verwiesen.

Ferner ist die Vorspannung wichtig für die generierte Kraft, wie in Abbildung 5.9 dokumentiert. Es ist allerdings nur ein schwacher Zusammenhang erkennbar, wobei  $F_{gen}$  sogar mit zunehmender Vorspannung abfällt. Offenbar geht bei der Modellierung der Krafterzeugung mit dem Elastoplastic-Modell  $\sigma_0$  deut-



**Abbildung 5.9.:** Simulation der generierbaren Kraft in Abhängigkeit von der Vorspannung.

lich stärker ein als  $F_{\text{Vorspannung}}$ , was anhand von Gleichung 2.4 verständlich wird. Hier steht  $\sigma_0$  im Nenner (proportionales Verhalten), wohingegen  $F_{\text{Vorspannung}}$  im Zähler ist (reziprokes Verhalten). Der Einfluss von  $F_{\text{Vorspannung}}$  entspricht nicht der praktischen Erfahrung und muss daher über andere Parameter abgebildet werden.

### 5.2.5. Fazit

Das Elastoplastic-Modell kann die wichtigen Stick-Slip-Eigenschaften *0-Amplitude* und *Krafterzeugung* grundsätzlich wiedergeben. Das Prinzip der Krafterzeugung hängt eng mit der Funktion von Stick-Slip-Antrieben beziehungsweise der Interaktion zwischen Aktor und Läufer zusammen. Insbesondere die Wechselwirkung der Oberflächenasperiten spielt eine essentielle Rolle bei unterschiedlichen Amplituden des Ansteuersignals. Mit dem Modell können aber nicht

- die Vorspannungsabhängigkeit der 0-Amplitude,
- der Einfluss der Vorspannung auf die generierbare Kraft und
- der Einfluss realer Materialparameter

wiedergegeben werden. Hierzu sind weitere Modifikationen erforderlich. Diese werden jetzt im Rahmen des neuen CEIM-Modells dargestellt.

### 5.3. CEIM-Modell

In diesem Kapitel wird das Ergebnis der vorliegenden Arbeit beschrieben, das neue CEIM-Modell (siehe [144]) zur Simulation miniaturisierter Stick-Slip-Antriebe. Ausgewählte Parameter werden in den folgenden Unterkapiteln beschrieben. Die Simulation wird dabei laufend mit Messdaten abgeglichen und es wird gezeigt, dass das Modell eine hohe quantitative Güte besitzt.

#### 5.3.1. Reduktion auf wesentliche Eigenschaften

Um die große Anzahl an Parametern im Modell zu reduzieren, können weniger relevante Effekte beziehungsweise Berechnungen weggelassen werden. Zunächst kann  $\sigma_2 = 0$  gesetzt werden. Es ist eine Tatsache, dass bei den hier beschriebenen Antrieben kein Schmiermittel zum Einsatz kommt und daher keine schmiermittelbedingte Reibkraft zu erwarten ist. Zudem ist die Vernachlässigung aufgrund der ohnehin geringen Differenzgeschwindigkeiten möglich, welche nur zu einem sehr geringen Beitrag zur Reibkraft führen würde (siehe dazu Kapitel 4.3.3). Der entsprechende Term in Gleichung 2.2 fällt also weg.

Ein weiterer Punkt ist die Abbildung geschwindigkeitsabhängiger Reibung. Bereits Breguet hat festgestellt, dass diese keinen signifikanten Einfluss auf die Stick-Slip-Simulation hat (siehe Kapitel 2.4.1). Gleichzeitig deuten Versuche darauf hin, dass für typische Materialkombinationen kein Unterschied zwischen dem statischen und dem dynamischen Reibbeiwert besteht,  $\mu_{statisch}$  und  $\mu_{dynamisch}$  also durch ein einziges  $\mu$  mit dem Betrag 0,2 beschrieben werden können [145]. So vereinfacht sich Gleichung 2.4 zu

$$g(v_{diff}) = \frac{F_{Vorspannung} \cdot \mu}{\sigma_0}. \quad (5.4)$$

Die gesamte Berechnung von  $F_v(v_{diff})$  in Gleichung 2.5 fällt demnach weg. Das Modell kann um die Parameter  $\sigma_2$ ,  $v_{Stribeck}$ ,  $\mu_{statisch}$  und  $\mu_{dynamisch}$  entlastet werden, es wird stattdessen der Beiwert  $\mu$  eingeführt. In Kapitel 5.3.5 wird die Behandlung von  $\mu$  noch speziell diskutiert.

#### 5.3.2. Abhängigkeit der 0-Amplitude von der Vorspannung

Eine der wichtigsten Kenngrößen von Stick-Slip-Antrieben ist die 0-Amplitude. In Kapitel 5.2.1 wurde gezeigt, dass bestimmte Abhängigkeiten noch erarbeitet werden müssen. Gleichzeitig können  $z_{ba}$  beziehungsweise  $z_{ss}$  genutzt werden, um eben diese Abhängigkeiten zu modellieren. Großen Einfluss auf die 0-Amplitude

haben die Vorspannung, die Materialkombination und das Läufermaterial. Deshalb wird versucht, den Zusammenhang von  $z_{ba}$  mit diesen Variablen empirisch zu ermitteln.

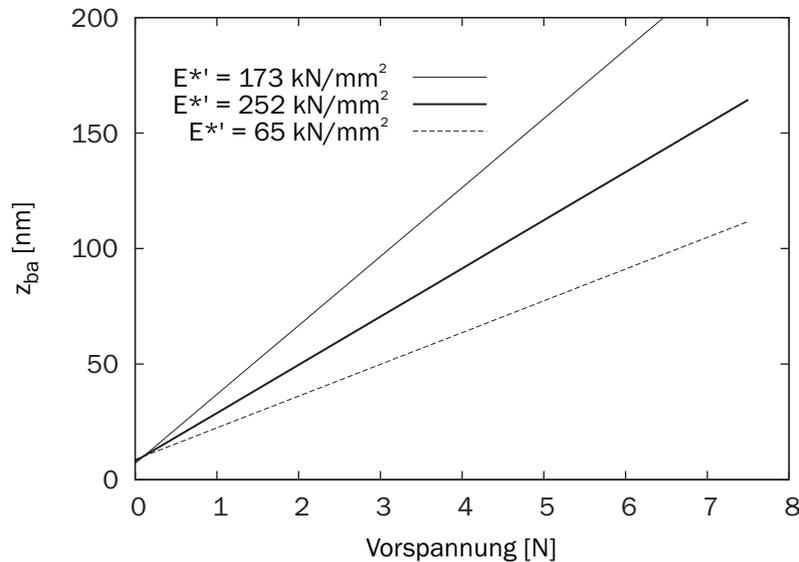
Der erste Schritt ist die Einbeziehung von Materialparametern. Beim Hertzischen Kontakt zwischen zwei Materialien mit den Elastizitäten  $E_1$  und  $E_2$  wird üblicherweise der äquivalente Elastizitätsmodul  $E^*$  herangezogen. Es berechnet sich nach [86] zu

$$E^* = \frac{1}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}. \quad (5.5)$$

Wie in Kapitel 5.2.1 gezeigt wurde, sollte das Verhältnis von  $z_{ba}$  zu  $z_{ss}$  konstant sein. Daher wird  $z_{ss}$  zukünftig aus  $z_{ba}$  berechnet:

$$z_{ss} = z_{ba} \cdot f_{z_{ba}}. \quad (5.6)$$

Der Faktor  $f_{z_{ba}}$  nimmt dabei den Wert 2 an. In der Literatur ist der Wert  $\frac{1}{0,7169} = 1,39$  genannt [106]. Diese Vorgehensweise hat den Vorteil, dass das Modell um einen weiteren Parameter reduziert wird, nämlich  $z_{ss}$ . Im Gegensatz zu  $z_{ba}$  wird es im Rahmen dieser Arbeit aber nicht gelingen,  $f_{z_{ba}}$  beziehungsweise quantitative Werte für  $z_{ss}$  in Relation zur Theorie zu setzen.



**Abbildung 5.10.:** Empirische Zusammenhänge zwischen  $z_{ba}$ ,  $F_{Vorspannung}$  und einer Auswahl von drei Werten  $E^*$ .

Für die Berechnung von  $z_{ba}$  unter Hinzunahme der Werkstoffelastizitäten und der Vorspannung wird folgender Ansatz vorgeschlagen:

$$z_{ba} = a \cdot F_{Vorspannung} E^{*'} + b \cdot F_{Vorspannung} + c \cdot E^{*'} + d. \quad (5.7)$$

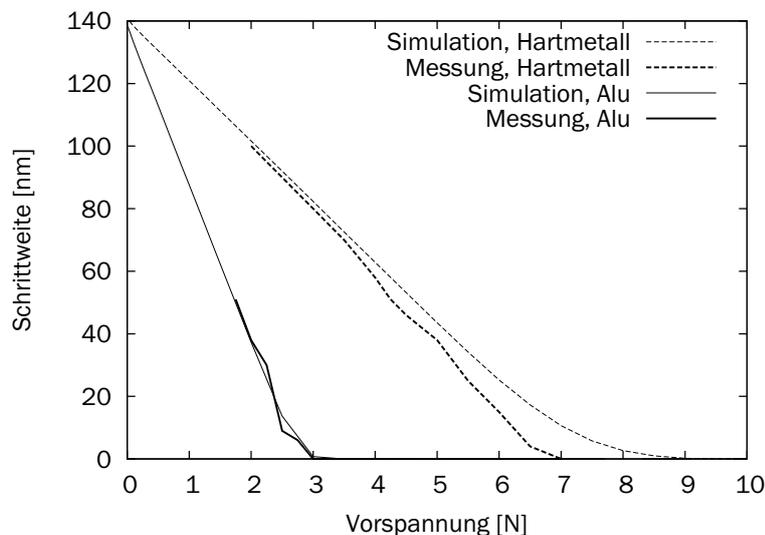
Wie sich herausstellt, muss der äquivalente Elastizitätsmodul  $E^*$  noch mit einer logarithmischen Funktion ausgedrückt werden, um beim linearen Ansatz in Gleichung 5.7 bleiben zu können. Daher wird in der Gleichung  $E^{*'}$  verwendet. Die Koeffizienten  $a, b, c, d$  werden so bestimmt, dass die Werte von  $z_{ba}$  gut mit den Zusammenhängen in Abbildung 5.10 übereinstimmen. Es ergeben sich die Werte gemäß Tabelle 5.2. Die Berechnung von  $E^{*'}$  erfolgt mit dem Ansatz:

$$E^{*' } = o \cdot \ln(E^*) + p. \quad (5.8)$$

Empirisch ermittelte Werte für  $o, p$  sind ebenfalls Tabelle 5.2 zu entnehmen. Damit ist eine Beschreibung des Parameters  $z_{ba}$  durch  $F_{Vorspannung}$  und  $E^*$  gegeben. Abbildung 5.11 zeigt gemessene und simulierte Schrittweiten für die Läufermaterialien Aluminium und Hartmetall über der Vorspannung (Nr. 2 und 9 in Tabelle 4.1). Die Schrittweiten für Hartmetall wurden für Vorspannungen von 2 bis 10N gemessen. Bei 2N beträgt die Schrittweite noch 100nm und fällt zu 7N hin linear auf null. Die zugehörige Simulation stimmt gut mit der Messung überein, wobei der Bereich der Blockier-Vorspannung noch um 1N höher ausfällt. Bei Aluminium beträgt die Schrittweite bei 1,75N noch 50nm. Bei 3N ist sie auf null abgefallen. Die zugehörige Simulation zeigt eine sehr gute Übereinstimmung. Aus diesem Grund ist der Ansatz aus Gleichung 5.7 mit den angegebenen Koeffizienten sinnvoll anwendbar. Der obige Vergleich zeigt, dass sich mit relativ einfachen Modifikationen die gewünschten Eigenschaften des Modells einstellen lassen.

Koeffizient	Wert	Einheit
a	-0,1556	$1 \cdot 10^{-18} \frac{m^3}{N^2}$
b	53,0000	$1 \cdot 10^{-9} \frac{m}{N}$
c	-0,0112	$1 \cdot 10^{-18} \frac{m^3}{N}$
d	11,4400	$1 \cdot 10^{-18} m$
o	137,7	$\frac{kN}{mm^2} \cdot \frac{1}{\ln\left(\frac{kN}{mm^2}\right)}$
p	-510,86	$\frac{kN}{mm^2}$

**Tabelle 5.2.:** Wert und Einheit der Koeffizienten aus Gleichung 5.7 und 5.8.

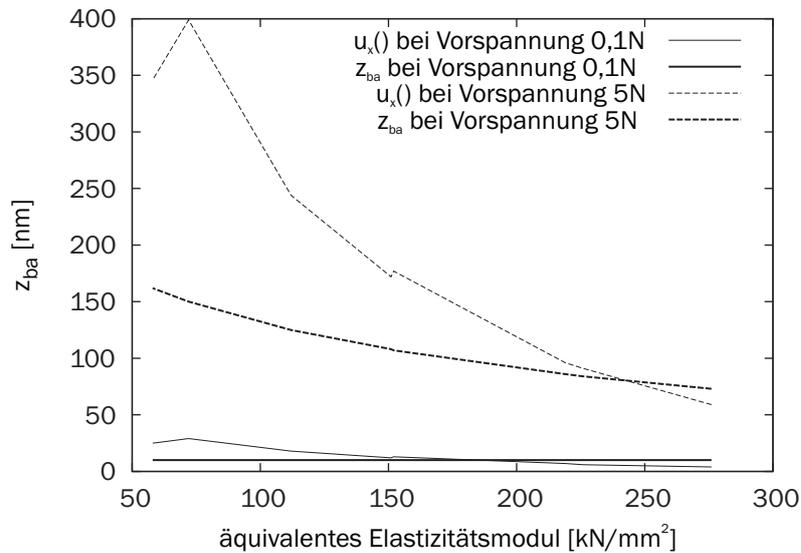


**Abbildung 5.11.:** Schrittweite der Läufermaterialien Hartmetall und Aluminium.

An dieser Stelle soll noch auf die Charakteristik von  $z_{ba}$  eingegangen werden, wie sie zum Beispiel in Abbildung 5.10 gezeigt ist. Der Verlauf im Diagramm gibt für einen bestimmten Elastizitätsmodul den Wert von  $z_{ba}$  und damit indirekt die Schrittweite eines entsprechenden Antriebs wieder. Interessant ist die Frage, ob diese Charakteristik ausschließlich empirisch zu bestimmen ist oder ob theoretische Herleitungen genutzt werden können. Da  $z_{ba}$  die Losbrechdistanz darstellt, also die Entfernung, ab welcher Rutschen vorherrscht, müsste eine vergleichbare Größe gefunden werden. Ein erster Ansatz hierzu könnte die Betrachtung des Schlupfes beim tangentialen Kontaktproblem sein [78]. Dabei ist  $u_x()$  die maximale Verschiebung, ab der vollständiges Gleiten eines Hertzschen Kontaktes einsetzt:

$$u_x = \frac{3(2 - \nu)\mu F_N}{16Gr_a}. \quad (5.9)$$

Nach Einsetzen der Zahlenwerte ergibt sich für  $u_x$  eine ähnliche Charakteristik wie für  $z_{ba}$  (Abbildung 5.12). Interessanterweise ist die quantitative Ähnlichkeit sehr groß. Für die geringe Vorspannung von  $0,1N$  ergeben sich für  $z_{ba}$  wie für  $u_x$  nahezu die gleichen Werte im zweistelligen Nanometerbereich. Ist  $z_{ba}$  bei verschiedenen Elastizitätsmodul und kleiner Vorspannung weitgehend konstant, weist  $u_x$  eine leicht fallende Tendenz auf. Für eine verhältnismäßig große Vorspannung von  $5N$  sind wiederum  $z_{ba}$  und  $u_x$  aufgetragen. Der Wertebereich von  $170$  bis  $60nm$  wird dabei von  $z_{ba}$  abgedeckt, eine fallende Charakteristik bei steigenden



**Abbildung 5.12.:** Vergleich von  $z_{ba}$  und  $u_x()$  für die Vorspannungen 0,1N und 5N.

Moduln ist zu beobachten.  $u_x$  deckt bei gleicher Vorspannung die gleiche Größenordnung ab, wobei die Werte für geringe Elastizitätsmoduln gut doppelt so groß werden wie bei  $z_{ba}$ . Beide Größen weisen näherungsweise eine exponentiell abnehmende Tendenz auf.

Die Ähnlichkeit der Kurven fällt besonders stark ins Gewicht, wenn die jeweilige Herleitung bedacht wird. Bei der Berechnung von  $u_x$  aus der Theorie spielen Unsicherheiten bei den Materialkennwerten eine Rolle und auf der Seite der Modellierung die gemachten empirischen Näherungen.

Die in Gleichung 5.9 gezeigte Formel könnte einen Weg beschreiben, die Losbrechdistanz und damit die 0-Amplitude ohne empirische Hilfestellungen zu berechnen. Natürlich ist zu beachten, dass das Verhältnis zwischen  $z_{ba}$  und  $z_{ss}$  durch  $f_{z_{ba}}$  fixiert wurde und hier  $z_{ba}$  als Größe zum Vergleich herangezogen wird. Bei anderen Verhältnissen wäre die Übereinstimmung aus Abbildung 5.12 möglicherweise nicht so gut. Trotzdem wären Tendenz und Größenordnung vergleichbar.

Es wird eine der zukünftigen Aufgaben sein, die theoretische Herleitung der 0-Amplitude unter Berücksichtigung der genannten Aspekte weiter zu verfeinern.

### 5.3.3. Abhängigkeit der generierten Kraft von der Vorspannung

In Kapitel 5.2.4 wurde bereits vorgeführt, dass die generierte Kraft  $F_{gen}$  in hohem Maß von der Tangentialsteifigkeit  $\sigma_0$  abhängt. Daher sollen die Charakteristika bei der Krafterzeugung über  $\sigma_0$  modelliert werden.

Bisher findet der Modellparameter  $\sigma_0$  an zwei Stellen Eingang in das Modell: Einmal bei der Gleichung zur Berechnung der Reibkraft (Gleichung 2.2) und bei der Berechnung der Asperiten-Auslenkungsgeschwindigkeit, die aus Gleichung 2.9 hervorgeht und sich mit den Modifikationen aus Unterkapitel 5.3.1 wie folgt gestaltet:

$$\dot{z} = v_{diff} - \frac{\alpha_{transition}(z_{ba}, \dots) \cdot |v_{diff}| \cdot \sigma_0}{F_{Vorspannung} \cdot \mu} \cdot z. \quad (5.10)$$

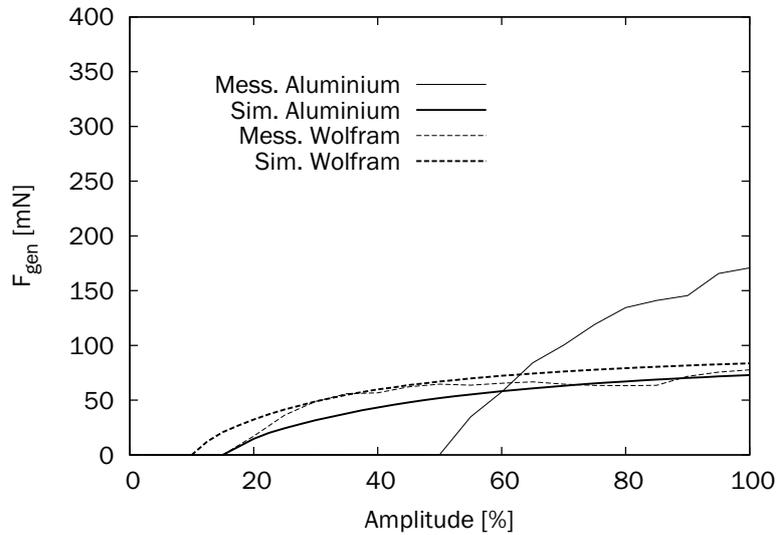
Dabei bestimmt das  $\sigma_0$  in Gleichung 2.2 zu einem großen Teil die Reibkraft, wobei der Anteil durch Gleichung 5.10 mehr die Frequenz der Vibrationen bestimmt. Da an dieser Stelle nun die Reibkraft beeinflusst werden soll, wird ein neuer Parameter  $\sigma_0^*(F_{Vorspannung}, E^*)$  eingeführt, der die Reibkraft mitbestimmt. Gleichung 2.2 wird dann zu

$$F_{Reibung} = \sigma_0^* \cdot z + \sigma_1 \cdot \dot{z}. \quad (5.11)$$

Für die Berechnung wird - ähnlich zur Berechnung von  $z_{ba}$  in Kapitel 5.3.2 - folgende Gleichung vorgelegt:

$$\sigma_0^* = a_s \cdot F_{Vorspannung} \cdot \ln(E^*) + b_s \cdot F_{Vorspannung} + c_s \cdot \ln(E^*) + d_s. \quad (5.12)$$

Damit liegt ein Modellierungsansatz vor, der zur Simulation der generierbaren Kraft  $F_{gen}$  nutzbar ist. Empirisch ermittelte Koeffizienten weisen Werte wie in Tabelle 5.3 auf. Anhand von zwei Diagrammen soll nun die Anwendbarkeit gezeigt werden. Beispielhaft werden die Läufermaterialien Aluminium und Wolfram (Tabelle 4.1) bei zwei ausgesuchten Vorspannungen in Messung und Simulation verglichen. Abbildung 5.13 ist zunächst die generierbare Kraft  $F_{gen}$  bei der Vorspannung von  $0,25N$  zu entnehmen. Die Messung von Aluminium ergibt eine 0-Amplitude von 50% und daher zunächst keine Kraft. Bis zur vollen Amplitude kann eine Kraft bis zu  $170mN$  gemessen werden. Die Simulation zeigt keine besonders gute Übereinstimmung, die Krafterzeugung beginnt im Modell schon bei 15%, die maximale Kraft liegt bei  $70mN$ . Bei Wolfram ist die Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation sehr gut. Eine Kraft wird ab 15% Amplitude gemessen, sie steigt bis auf  $75mN$  an. Die Simulation liefert schon ab 10% eine Kraft, der Maximalwert ist bei  $80mN$ . Die Kurvenform ist absolut vergleichbar.

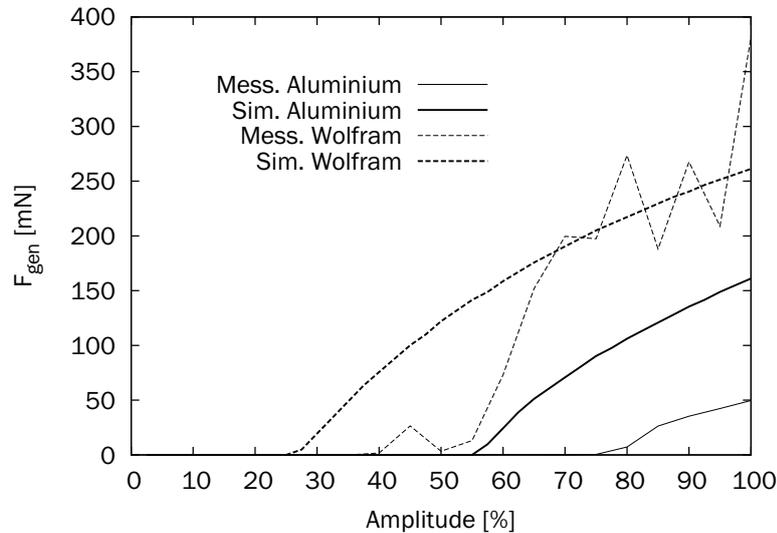


**Abbildung 5.13.:** Vergleich von  $F_{gen}$  für Aluminium und Wolfram für die Vorspannung  $0,25N$ .

Abbildung 5.14 zeigt die gleiche Materialpaarung für die höhere Vorspannung von  $1,5N$ . Bei Aluminium wird ab 75% Amplitude eine Kraft gemessen, welche bei 100% auf  $50mN$  ansteigt. Die zugehörige Simulation liefert bereits Kräfte ab 25% Amplitude und erreicht schließlich Kräfte von gut  $150mN$ . Für Wolfram beginnt die Krafterzeugung im Bereich von 50% und erreicht maximal  $350mN$ . Der Verlauf der Wolfram-Simulation beginnt schon bei 25% Amplitude, Kräfte von circa  $250mN$  werden erreicht. Insgesamt lässt sich festhalten, dass der Einfluss von Wolfram gut vom empirischen Ansatz erfasst wird, wohingegen die Krafterzeugung mit Aluminium bei diesen ausgewählten Vorspannungen höchstens qualitativ simuliert werden kann. Aufgrund des empirischen Ansatzes, bei welchem

Koeffizient	Wert	Einheit
$a_s$	$1,26 \cdot 10^6$	$\frac{1}{m \cdot \ln\left(\frac{kN}{mm^2}\right)}$
$b_s$	$-2,92 \cdot 10^6$	$\frac{1}{m}$
$c_s$	$1,78 \cdot 10^6$	$\frac{N}{m \cdot \ln\left(\frac{kN}{mm^2}\right)}$
$d_s$	$-4,11 \cdot 10^6$	$\frac{N}{m}$

**Tabelle 5.3.:** Wert und Einheit der Koeffizienten aus Gleichung 5.12.



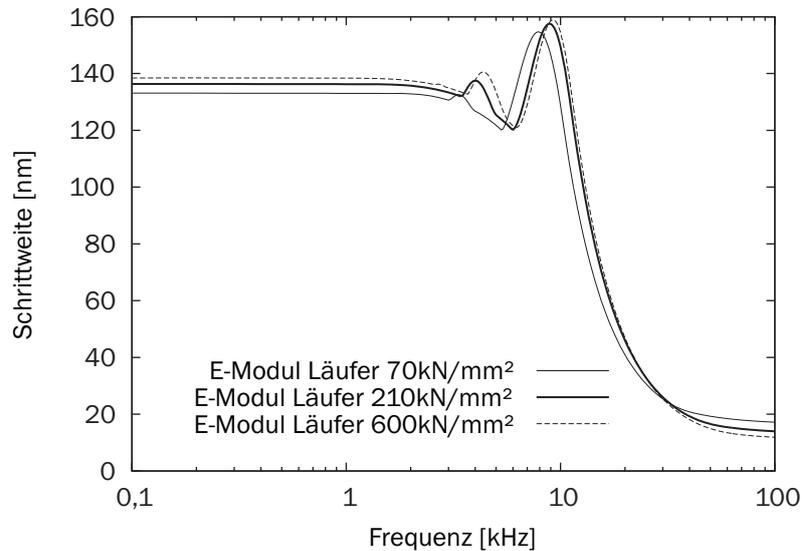
**Abbildung 5.14.:** Vergleich von  $F_{gen}$  für Aluminium und Wolfram für die Vorspannung  $1,5N$ .

nur der Elastizitätsmodul als Materialparameter in das Modell eingeht, kann nicht jedes Material mit allen Eigenschaften richtig modelliert werden. Die Beispiele Wolfram und Aluminium sind deshalb so ausgewählt, dass jeweils ein Material mit hoher und eines mit geringer ‚Simulationsgüte‘ veranschaulicht werden kann. So ist es möglich, die teilweise noch immer vorhandene und unvermeidliche Differenz zwischen Messung und Modell darzustellen. Aufgrund der strukturellen Unterschiede der Werkstoffe in Steifigkeit, Härte, Oberflächenbeschaffenheit und innerem Aufbau ist ohne tiefergehendes Studium der Materialwissenschaft und daraus folgenden tribologischen Eigenschaften ein besseres Verständnis der Zusammenhänge kaum möglich.

Es sei darauf hingewiesen, dass sich obiger empirischer Ansatz im Wesentlichen auf die Messungen zu den Werkstoffen in Tabelle 4.1 stützt. Dies kann jedoch nur eine vorläufige Auswahl als Grundlage weiterer Untersuchungen sein.

#### 5.3.4. Energierückgewinnung

In Kapitel 4.1.4 wurde bereits diskutiert, dass die Vergrößerung der effektiv wirksamen Schrittweite durch gezielte Nutzung der elastischen Energie möglich ist. Auch das aktuelle Reibmodell kann solche Effekte zeigen, wie Abbildung 5.15 beweist. Die Simulation offenbart ein klares Resonanzverhalten mit einem Maximum der Schrittweite bei circa  $10kHz$ . Dies ist eindeutig die Eigenfrequenz



**Abbildung 5.15.:** Abhängigkeit der Schrittweite von der Stick-Slip-Frequenz.

des Systems Asperite-Läufer (Feder-Masse). Für andere Elastizitätsmoduln des Läufers lassen sich ähnliche Kurven erzeugen. Gleiches lässt sich bei der Variation des Ansteuersignals feststellen, so zum Beispiel bei einer kurzen Haltezeit vor und/oder nach der Slip-Phase (ähnlich zu [128]). Es kann davon ausgegangen werden, dass das vorliegende Modell die systematische Simulation solcher Effekte zulässt.

In Messungen konnte der Effekt der vergrößerten Schrittweite nicht aus dem Ruhezustand heraus nachvollzogen werden. Der Läufer musste zunächst mit ‚konservativen‘ Frequenzen und Signalformen beschleunigt werden. Anschließend konnte auf die Signalform mit Haltezeiten umgeschaltet werden. Dies erfordert allerdings eine anspruchsvolle Signalverarbeitung, weshalb noch keine weiteren Messungen hierzu erfolgen konnten. Ein Unterschied zur Simulation (welche die Eigenfrequenz bei circa  $10\text{kHz}$  aufweist) ist die Tatsache, dass in den Messungen ein Bereich um  $40\text{kHz}$  optimal war. Die Ursachen hierfür sind nicht geklärt.

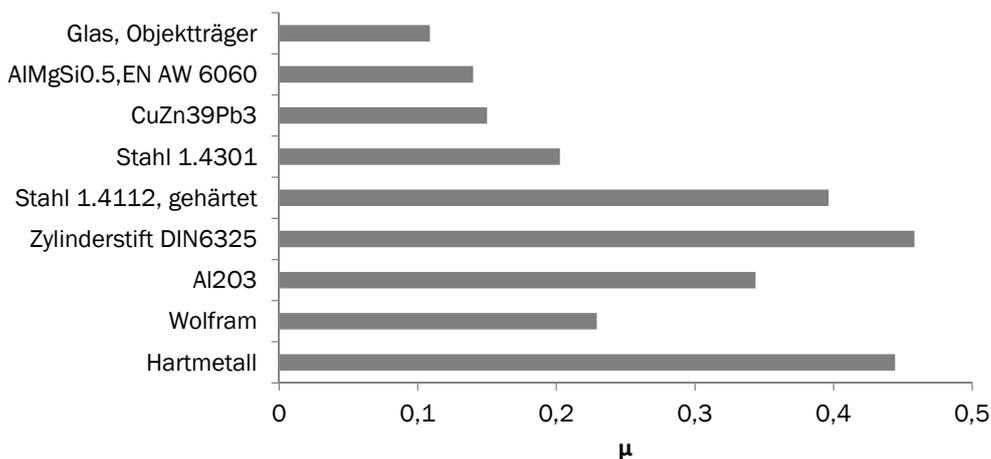
### 5.3.5. Elimination des klassischen Reibkoeffizienten

Nachdem die Reduktion der Modellparameter in Kapitel 5.3.1 durchgeführt wurde, taucht der Reibbeiwert  $\mu$  nur noch als Faktor in der Modellgleichung 5.4 auf. Er hat nur wenig Einfluss auf die Simulationen, da typische Werte zum Beispiel für metallische Reibpartner meistens im Bereich von circa 0,2 liegen, also keine große Streubreite aufweisen. Diese Eigenschaft wurde schon bei der Normalkraft

beobachtet, deren Einfluss über Gleichung 5.4 nicht ausreicht, die beobachteten Effekte zu beschreiben. Das bedeutet mit anderen Worten: Der ‚klassische‘ Reibbeiwert spielt in diesem Modell keine Rolle mehr. Die sich durch die Dynamik der Asperiten ergebenden Effekte sind deutlich dominanter für die betrachteten Arbeitsbereiche. Es stellt sich die Frage, ob  $\mu$  überhaupt noch ein signifikanter Teil des Reibmodells sein muss. Die folgenden Fälle könnten dazu untersucht werden:

- Der Reibbeiwert  $\mu$  wird ganz aus dem Modell gestrichen. Dann muss der fehlende (mathematische) Faktor aber anders im Modell festgesetzt werden, entweder durch einen festen Zahlenwert oder über die Anpassung anderer Parameter, zum Beispiel  $F_{Vorspannung}$ . Diese radikale Streichung widerspricht aber einem ganzheitlichen Ansatz.
- Eine zweite Möglichkeit wäre,  $\mu$  durch Werkstoffkennwerte zu ersetzen. Weiter unten wird gezeigt, dass sich mit der Theorie der Schweißbrücken für die gewählten Werkstoffe eine überschaubare Streubreite von  $\mu$  ergibt. Dann wäre er durch eindeutig messbare Werkstoffkennwerte zu ermitteln. Ein Nachteil ist, dass ein statischer Parameter durch zwei neue ersetzt werden muss, was die Anzahl der Modellparameter wieder erhöht.

Nach der Theorie der Schweißbrücken von Bowden und Tabor (siehe [88]) kann  $\mu$  aus der Losbrechkraft in tangentialer Richtung und aus der Zugfestigkeit be-



**Abbildung 5.16.:** Theoretische Werte für  $\mu$  gemäß der Theorie der Schweißbrücken.

rechnet werden:

$$\mu = \frac{\tau_{Scher}}{3 \cdot \sigma_{Zug}}. \quad (5.13)$$

Die Formel liefert für die hier genutzten Werkstoffe einen Spielraum von  $0,1 \leq \mu \leq 0,45$ , wie Abbildung 5.16 entnommen werden kann. Diese Streubreite hätte keine Auswirkungen auf die Simulation. Damit wäre es möglich,  $\mu$  aus dem Modell zu entfernen. Derzeit ergibt sich aber keine Notwendigkeit hierfür.

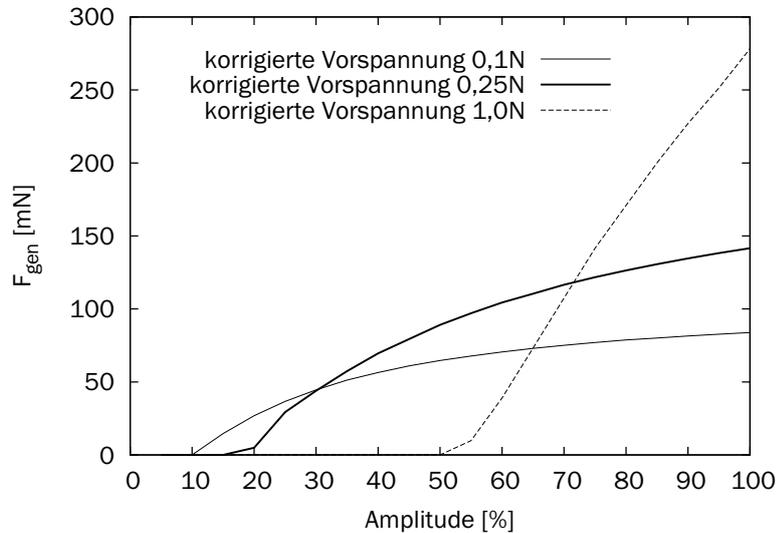
Falls in Zukunft verstärkt der Einfluss unterschiedlicher Materialien untersucht werden soll (mit Schwerpunkt auf dem Werkstoffaufbau wie zum Beispiel den Gleitebenen), könnte die hier vorgestellte Modellierung möglicherweise eine erste Hilfestellung sein, über eine weitere Herleitung von  $\mu$  nachzudenken.

### 5.3.6. Wiedergabe bisheriger Messreihen

An dieser Stelle werden ausgewählte Messreihen aus der Arbeit mit den Simulationen des CEIM-Modells verglichen, um die Qualität des Modells abschätzen zu können. Nicht wiederholt werden grundlegende Darstellungen wie die der 0-Amplitude in Abbildung 5.4. Es sollen verstärkt die Zusammenhänge betrachtet werden, die in der Literatur zu Stick-Slip-Antrieben bisher keine Beachtung fanden. Es wird daher von den Messungen aus Abbildung 3.5 bis Abbildung 3.8 in Kapitel 3 ausgegangen, da diese bereits wesentliche übergeordnete Eigenschaften beinhalten.

Tabelle F.1 in Anhang F sind die Daten des 0-Versuchs zu entnehmen, welcher die Ausgangsbasis für jede Simulation in diesem Kapitel darstellt. Ein Werkzeug für die schnelle Parametrierbarkeit solcher Messreihen wurde mit Matlab-Scripting geschaffen, so dass eine übersichtliche und korrekte Vorbereitung jeder Messreihe möglich ist, ohne das Simulationsmodell selbst zu ändern. Am Ende der Berechnung, welche je nach Zielwert auf verschiedenen Algorithmen basieren kann, werden die Daten für die Analyse aufbereitet und dokumentiert. Jede Simulation in dieser Arbeit wurde nach diesem Muster durchgeführt, was durch den hohen Abstraktionsgrad und die geringe Fehlerwahrscheinlichkeit ein hohes Maß an Aussagekraft mit sich bringt.

Zunächst wird der Fokus auf Abbildung 3.5 gelegt. Für die Simulation wurden die gleichen Parameter, also Vorspannungen von 0,1 sowie 0,25 und 1,0N gewählt. Damit war die Simulation qualitativ richtig, die 0-Amplitude war aber stets zu niedrig, ebenfalls die generierten Kräfte  $F_{gen}$ . Daher wurde die gleiche Simulation mit einer um Faktor 2,5 erhöhten Vorspannung durchgeführt, was zu den Kurven in Abbildung 5.17 führt. Wie leicht zu erkennen ist, stimmen qualitativer Verlauf, Werte der 0-Amplitude und die Niveaus der generierten Kräfte jetzt gut mit der Messung überein. Offensichtlich muss die Vorspannung im Modell



**Abbildung 5.17.:** Simulation der Messung in Abbildung 3.5.

höher angesetzt werden als in der Messung, oder der Wert der Vorspannung in der Messung ist zu gering angegeben worden. Eine naheliegende Ursache ist der Unterschied zwischen der Art der Messung der Vorspannung im Versuchsaufbau einerseits und der Übertragung der realen Normalkräfte auf eine ‚virtuelle‘ Normalkraft im Modell andererseits. Im Anhang E - entnommen aus [144] - ist ein Umrechnungsfaktor zwischen der gemessenen Normalkraft und der Summe der Normalkräfte im Modell zu  $i_{mech.} = 2,8$  hergeleitet worden. Damit kann die hier beobachtete Abweichung gut erklärt werden. Tatsächlich ist also die Normalkraft in Abbildung 3.5 beziehungsweise in [115] nicht exakt im Sinne der effektiv wirkenden Normalkraft angegeben worden. Schließlich kann die Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation als gut bezeichnet werden.

Abbildung 5.18 zeigt die Simulation der generierbaren Kraft  $F_{gen,max}$  auf der Basis der Messung aus Abbildung 3.6. Eine damit verwandte Messung zeigt Abbildung 4.13. Gegenstand der Untersuchung ist hier der Zusammenhang zwischen höchster generierbarer Kraft, Vorspannung und Läufer-Elastizitätsmodul. Aus der ersten Messung ist zu entnehmen, dass sich mit einem Läufer aus gehärtetem Stahl eine maximale Kraft von  $350mN$  und allgemein Kräfte bis zu einer Vorspannung von  $2N$  erzeugen lassen. Die zweite Messung zeigt, dass gehärteter Stahl Kräfte bis zu maximal  $3N$  Vorspannung erzeugt, die Obergrenze der Kräfte liegt bei circa  $400mN$  (die an sich gleichen Messungen zeigen trotz gleicher Versuchsbedingungen leicht unterschiedliche Resultate. Das ist ein Hinweis darauf, dass noch mehr Messergebnisse als empirische Grundlage benötigt werden. Ein

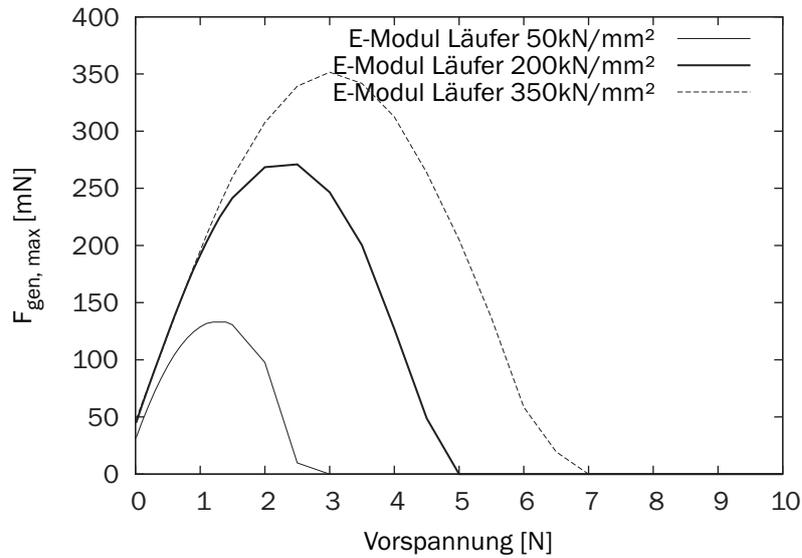


Abbildung 5.18.: Simulation der Messung in Abbildung 3.6.

Störfaktor könnte Verschleiß während der Messungen sein). Die Simulation (Abbildung 5.18) zeigt bei vergleichbaren Läufer-Elastizitäten Kräfte von  $250\text{mN}$ , diese werden aber erst bei etwas größerer Vorspannung erreicht. Die qualitative Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation ist gegeben. Anscheinend gibt es in diesem Fall wieder die Diskrepanz zwischen Messung und Simulation seitens der Vorspannung, wobei  $i_{mech.} = 2,8$  über das Ziel hinaus führen würde.

In Abbildung 5.19 ist der Vergleich mit Abbildung 3.7 bezüglich der Frequenz des Stick-Slip-Signals als Parameter der generierten Kraft wiedergegeben. Die qualitative Übereinstimmung ist sehr gut. In der Messung ist oberhalb von  $10\text{kHz}$  ein Abfall der generierten Kraft zu sehen, in der Simulation beginnt dieser Trend bereits bei  $1\text{kHz}$ . Die Höhe von  $F_{gen}$  ist vergleichbar, sie liegt in der Simulation um circa  $20\text{mN}$  niedriger, nämlich zwischen  $50$  und  $60\text{mN}$  für den unteren Frequenzbereich. Eine Anpassung der Vorspannung wurde wie in der vorhergehenden Simulation nicht durchgeführt. Diese würde aber im Wesentlichen das allgemeine Kraftniveau anheben und keinen Einfluss auf die prinzipielle Charakteristik haben. Deshalb kann das Frequenzverhalten erfolgreich simuliert werden.

Die Simulation des Einflusses der Slewrate (Simulation der Messung in Abbildung 3.8) ist analog zu derjenigen der Frequenz mit guter Übereinstimmung simulierbar. Sie wird hier nicht wiedergegeben. Wie bei der Frequenzabhängigkeit liegt das Niveau von  $F_{gen}$  hier niedriger bei circa  $50 - 60\text{mN}$ . Unterhalb einer Slewrate von  $100\frac{\text{V}}{\mu\text{s}}$  bricht  $F_{gen}$  schnell ein und erreicht bei einer Slewrate von  $10\frac{\text{V}}{\mu\text{s}}$  die Nullmarke. Die Charakteristik entspricht derjenigen in der Messung.

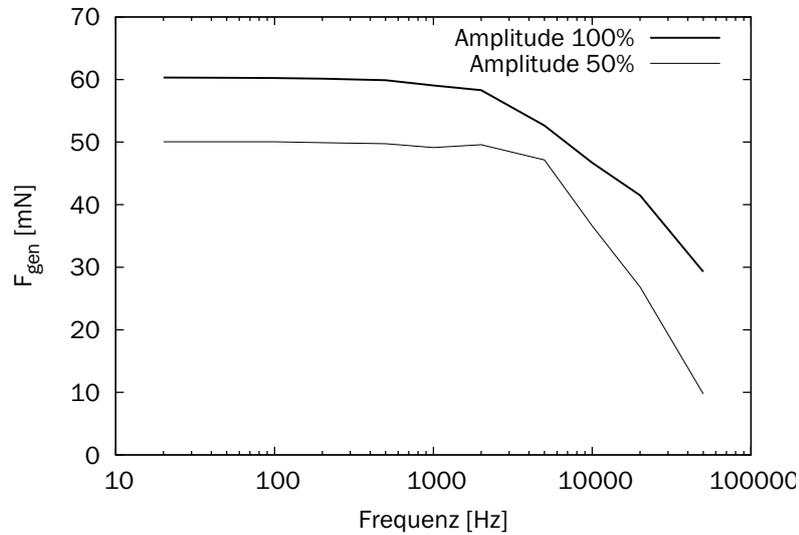


Abbildung 5.19.: Simulation der Messung in Abbildung 3.7.

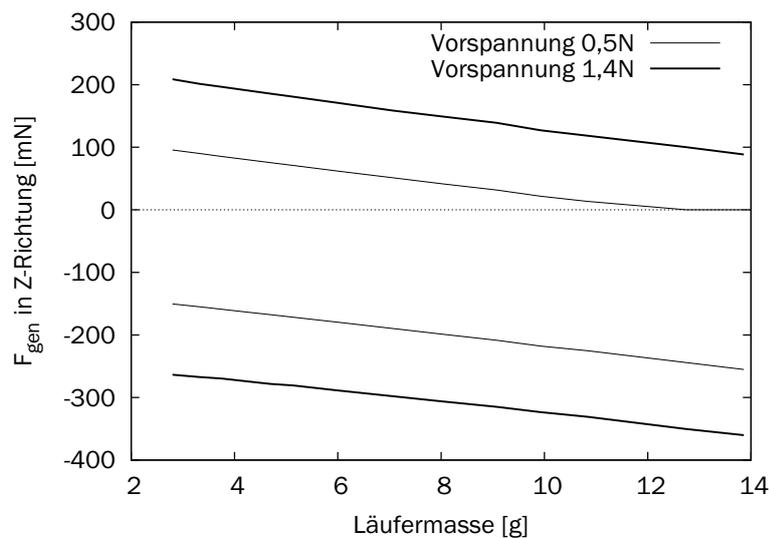


Abbildung 5.20.: Simulation der Messung in Abbildung 4.18.

Die Korrektur der Vorspannung kann analog vollzogen werden.

Eine weitere Simulation zur Belastbarkeit einer vertikalen Stick-Slip-Achse soll diskutiert werden. Die zugrunde liegende Messreihe zur Kraft der z-Achse mit verschiedenen Läufergewichten bei beiden vertikalen Verfahrrichtungen ist in Abbildung 4.18 dokumentiert. Die Messung zeigt bei einer Vorspannung von 0,5N

Kräfte von 100 beziehungsweise  $-100mN$  je nach Fahrtrichtung. Gravitation und Läufermasse haben kaum Einfluss, die Kräfte sind annähernd spiegelsymmetrisch. Für eine gemessene Vorspannung von  $0,2N$  sind beide Einflüsse deutlich erwiesen, die Kräfte fallen mit zunehmender Läufermasse und aufwärts gerichteter Bewegung ab, für abwärts gerichtete Bewegungen nehmen die negativen Kräfte mit der Läufermasse zu. Gleichzeitig weisen sie größere Beträge aufgrund der Gravitation auf. In der entsprechenden Simulation in Abbildung 5.20 wurden die Vorspannungen mit dem Faktor  $i_{mech.}$  auf  $0,5$  und  $1,4N$  korrigiert. Damit ist in beiden Fällen eine mit der Läufermasse ‚fallende‘ Tendenz zu verzeichnen. Die Beträge bei der großen Vorspannung stimmen mit  $|200|$  und  $|-275|mN$  bei geringer Läufermasse nicht ganz so gut mit der Messung überein. Grundsätzlich können die Zusammenhänge zwischen Läufermasse, Vorspannung und generierbarer Kraft aber richtig und mit brauchbarer Quantität wiedergegeben werden.

Es kann folgendes Fazit gezogen werden: Die Mehrzahl der gemessenen Effekte kann mit dem CEIM-Modell gut abgebildet werden. Die Auswirkungen verschiedener Läufermaterialien, die Einbaulage des Antriebs und die Vorspannung fanden Eingang in das Modell, welches damit gute quantitative Ergebnisse liefert. Einige materialbedingte Effekte können bisher aufgrund von Mehrdeutigkeiten in den zugrunde liegenden Messdaten nur qualitativ modelliert werden. Daher und wegen empirischer Näherungen sind solche Abweichungen aber nicht anders zu erwarten. Deshalb könnten zukünftige Schwerpunkte vollständig definierte Werkstoffe und eine breit angelegte empirische Datenbasis fokussieren.

### 5.3.7. Universalität des CEIM-Modells

Die gute Simulationsqualität des Modells überzeugt in Anbetracht der großen Anzahl der möglichen Einflüsse auf reibungsbehaftete Stick-Slip-Systeme und der vergleichsweise geringen Anzahl modellierter Parameter. Nicht alle Einflüsse sind in gleichem Maße ausgeprägt. Trotzdem sind einige bemerkenswerte Näherungen im Modell möglich, welche nicht ohne Weiteres naheliegend sind. Im Folgenden sollen diese Näherungen kurz zusammengefasst und kommentiert werden:

- Die Anzahl der Reibkontakte in Realität und Modell ist unterschiedlich. Im Modell wird nur ein einziger virtueller Reibkontakt genutzt. In der Praxis können drei, typischerweise aber sechs oder mehr Kontakte vorkommen (siehe Abbildung 2.4 oder Abbildung 2.11). Die Annahme, dass die Summe der tatsächlichen Normalkräfte die Vorspannung im Modell ergibt, bestätigt sich durch die Qualität der Simulationen. Eine Herausforderung ist dann die Herleitung der einzelnen Normalkräfte, da die messtechnische Ermittlung sehr aufwendig werden kann. In Anhang E ist eine Herleitung

der mechanischen Randbedingungen für die Roboterachse in Abbildung 2.9 gezeigt.

- Die Gravitation wirkt immer als Teil der Vorspannung, kann aber ab einem bestimmten Verhältnis vernachlässigt werden. Die Messung in Abbildung 4.18 kann ein erster Hinweis dafür sein, wo diese Grenze zu vermuten ist.
- Die Festsetzung des Verhältnisses zwischen der Losbrechdistanz  $z_{ba}$  und der Distanz zum vollständigen Rutschen  $z_{ss}$  auf  $f_{zba} = 2$  ist willkürlich, physikalisch sind es zunächst einmal unabhängige Größen.
- Die Materialeigenschaften wurden in dieser Arbeit ausschließlich über den Elastizitätsmodul modelliert, obwohl nahezu jeder Werkstoff beliebig komplexe spezielle Eigenschaften birgt.
- Die Umgebungsbedingungen (hauptsächlich Druck, Temperatur und Luftfeuchte) können in der Summe die Messergebnisse beeinflussen. Die Messungen zu ‚kleine Kräfte‘ in Kapitel 6.3.4 bei Luft- und Vakuumbedingungen sind ein Beispiel dafür. Bei typischen Bedingungen - wie in Kapitel 3 - müssen diese Effekte keine Beachtung erfahren. Für die Modellierung sehr stark miniaturisierter Antriebe mit entsprechend höherem Anteil parasitärer Kräfte kann eine Berücksichtigung aber notwendig werden.

## 5.4. Künftige Weiterentwicklungen

### 5.4.1. Vibrationen nach der Slip-Phase

In Kapitel 5.3.7 wurde bereits darauf hingewiesen, dass nicht alle Effekte im Modell implementiert wurden. Es sollen hier noch einige Aspekte beleuchtet werden, die eventuell in Zukunft von Bedeutung sein können.

Abbildung 2.18 und 4.7 zeigen reale Stick-Slip-Schritte mit den typischen Vibrationen nach der Slip-Phase. Die Vibrationen müssen beim Design realer Antriebe selbstverständlich berücksichtigt werden, sie waren aber nicht Gegenstand der Untersuchungen dieser Arbeit. Einige Vorversuche hierzu wurden durchgeführt; es war aber kein signifikanter Einfluss zu identifizieren, schließlich wurden andere Parameter als wichtiger erachtet.

Für eine weiterführende Untersuchung der Vibrationen - und natürlich des ganzen Stick-Slip-Prozesses - sollte eine Auswertung der gemessenen sowie der simulierten Stick-Slip-Schritte automatisiert durchgeführt werden können, mit Bestimmung von:

- Gesamtschrittweite,
- Weite der einzelnen Stick-Anteile bei unterteilten Phasen wie in Abbildung 2.18,
- das Maß der Nichtlinearität während der Stick-Phase(n),
- Weite des Rückschritts durch die Slip-Phase,
- Frequenz der Vibration,
- Dauer (Dämpfung) der Vibration,
- Amplitude der Vibration.

Die Auswertung sollte deshalb automatisiert erfolgen, um eine große Anzahl an Schritten schnell vermessen zu können. Dies erhöht die Aussagekraft und die Identifikationsmöglichkeiten drastisch, da gerade Einzelschritte Schwankungen durch mikroskopische Inhomogenitäten unterliegen. Schließlich sollte die Vibration durch bekannte Parameter zu beschreiben sein, was die gezielte Beeinflussung zum Beispiel durch die Materialwahl ermöglicht.

#### 5.4.2. Aktorhysterese und -steifigkeit

Im Gegensatz zu vielen Publikationen auf dem Gebiet der Piezoaktorik wird im CEIM-Modell piezo-typischen Effekten wie Nichtlinearität, Hysterese, Relaxation oder mechanischer Nachgiebigkeit keine Beachtung geschenkt.

Bei der Umsetzung der Aktorbewegung mit dem Stick-Slip-Prinzip ist zum Beispiel eine *Nichtlinearität* kaum von Bedeutung. Abbildung 2.18 lässt dies erkennen, die Abweichung zwischen dem elektrischen Steuersignal und der Läuferbewegung während der Stick-Phasen ist minimal.

Für die *Hysterese* gilt, dass sie sich ebenfalls beim Stick-Slip-Prinzip kaum auswirkt, da das genaue Einhalten bestimmter Stellwerte nicht von Bedeutung ist. Es ist ein Vorteil des Stick-Slip-Prinzips, dass kleinste Schritte erzeugt werden können und die Betriebsspannung der Aktoren vor und nach dem Schritt null sein kann. Aus demselben Grund spielt die Relaxation kaum eine Rolle. Ein Einfluss wäre vielleicht im Bereich kleiner Amplituden denkbar, zum Beispiel im Bereich der 0-Amplitude.

Ein weiterer Grund, Hysterese und *Relaxation* zu vernachlässigen, ist die geringe Gesamtauslenkung der verwendeten Aktoren. Wird ein Hysteresefehler im Bereich von 3% der Auslenkung angesetzt, wird er sich bei den untersuchten Systemen mit höchstens 5nm auswirken. Das liegt fast schon im Bereich der

Messungenauigkeit und ist vernachlässigbar. Sollen in Zukunft die Systeme im Scan-Modus betrieben oder die Auswirkung von Hysterese doch untersucht werden, kann auf diverse erprobte Modellierungsansätze auf Basis von Differentialgleichungen zurückgegriffen werden [8].

In Kapitel 4.4.3 wurde bereits gezeigt, dass die hier verwendeten Piezoaktoren sehr klein, steif und mit sehr hoher Dynamik ausgestattet sind. Unter anderem deshalb wurde auf eine Modellierung der *mechanischen Eigenschaften* (Steifigkeit, Dämpfung) wie beispielsweise bei Breguet (siehe [22]) verzichtet. Für die Modellierbarkeit nachgiebiger Aktoren sollten diese Eigenschaften einbezogen werden. Wenn der Piezoaktor und die durch ihn bewegte Masse (Rubinhalbkugel) als Masse-Feder-System behandelt werden, ergibt sich zusammen mit Asperiten und Läufermasse ein System zweier gekoppelter Masse-Feder-Schwinger: die einfachste Form eines Mehrmassenschwingers. Die ‚Lage‘ der Resonanzfrequenzen zueinander gewinnt große Bedeutung. Bei annähernd ähnlichen Eigenfrequenzen könnte es zu Schwebungseffekten kommen, bei denen die Schwingungsenergie vom Aktor in das Asperitensystem und zurück wandert. Dies ist im Sinne kontrollierter Stick-Slip-Funktion nicht wünschenswert. Bei den Robotern in dieser Arbeit liegen die jeweiligen Eigenfrequenzen aber um zwei Größenordnungen auseinander, was eine Modellierung des Aktors als ideal steifes System zulässt. Ein weiteres Gegenargument ist die vermutlich deutlich längere Simulationslaufzeit bei der Modellierung der Aktoren mit hohen Eigenfrequenzen.

### 5.4.3. Kontaktmechanik im Punkt der Kraftausübung

In diesem und im folgenden Kapitel wird auf die nicht genauer modellierte Interaktion zwischen Läufer und Zielobjekt während der Krafterzeugung eingegangen. Geometrisch liegt der Punkt der Interaktion da, wo sich beide Körper berühren (vergleiche Abbildung 3.1, ‚Kontaktpunkt‘).

In Messungen wurde bereits gezeigt, dass die Rauheit die Charakteristik des einzelnen Krafterzeugungsvorgangs stark beeinflusst (Kapitel 3.2.1). Für raue Oberflächen ist die Distanz zwischen anfänglicher Krafterzeugung und voller Kraftentfaltung recht groß im Bereich von  $1\mu m$ , während bei sehr glatten Oberflächen innerhalb zweistelliger Nanometer die Zielkraft erreicht wird. Die Nachgiebigkeit beider Körper könnte hier ebenso eine Rolle spielen. Derzeit ist der Kontakt zwischen den Körpern als ideal steif modelliert, die Kraft wird nur aus der Steifigkeit des Zielobjekts und der Position berechnet. Für eine genauere Abbildung des Vorgangs sollte genauso die Rauheit berücksichtigt werden, um ein realistisches Bild zu erhalten.

Ein weiterer Aspekt sind die während der Krafterzeugung auftretenden Vibrationen. Beim Vergleich von Abbildung 3.3 und 3.4 sind beim rauen Kontakt keine

Vibrationen auszumachen, wogegen beim glatten Kontakt deutliche Kraftspitzen während des Slip zu erkennen sind. Ähnliche Effekte sind in den Messungen in Kapitel 6.2.2 zu finden. Offensichtlich kann eine Kontaktrauheit zu einer Dämpfung der vom Antrieb erzeugten Schwingungen beitragen. Dieser hilfreiche Effekt sollte ins Modell integriert werden, um die Güte der Krafterzeugung beziehungsweise den Einfluss dieser parasitären Effekte beurteilen zu können. Schließlich ist die Verwendung gezielter Rauheiten denkbar, um ein Optimum an Kraftübertragung und Vibrationsdämpfung zu erhalten. Die Modellierung könnte mit einem Feder-Dämpfer-Ansatz begonnen werden. Die versuchstechnische Validierung mit entsprechenden Rauheiten ist dann eine weitere Herausforderung.

Hinzu kommt, dass die gedachten Wirkungslinien am Läufer von ‚Punkt der Krafterzeugung‘ und ‚Antriebskraft‘ als kollinear angenommen werden. Dies wird in der Realität kaum der Fall sein und während der Krafterzeugung gegebenenfalls zu einem oder mehreren resultierenden Momenten führen. Diese ändern - bei real immer vorhandener Nachgiebigkeit in der Führung - die Lage des Läufers und verändern damit nicht nur die Krafterzeugung, sondern auch die Position eines Endeffektors und die einzelnen Normalkräfte. Solche Prozesse könnten in Zukunft mit der Methode der Mehrkörpersimulation untersucht werden [146,147].

#### 5.4.4. Steifigkeit des Zielobjekts

Analog zu den Ausführungen im vorigen Kapitel soll die Nachgiebigkeit des Zielobjekts bei der Krafterzeugung hervorgehoben werden. Im Modell wurde diese durch eine einfache Federgleichung beschrieben (Gleichung 5.2). Für die meisten Messungen in dieser Arbeit (außer denen zu vektoriellen und kleinen Kräften) kam eine Kraftmessdose mit einer Steifigkeit von  $c_{Feder} = 25000 \frac{N}{m}$  zum Einsatz. Alle Simulationen zur Krafterzeugung in dieser Arbeit wurden daher auf Grundlage dieser Steifigkeit durchgeführt. Prinzipiell ist die generierbare Kraft in der Simulation vollkommen unabhängig von der Steifigkeit des Zielobjekts, letztere kann praktisch frei gewählt werden.

Die Krafterzeugung soll grundsätzlich unabhängig von  $c_{Feder}$ , beziehungsweise von allen Eigenschaften des Zielobjekts funktionieren. Die praktischen Erfahrungen mit vergleichbaren Kraftsensoren bestätigen diese Vermutung (vergleiche Kapitel 6.2).

Bei den Messungen zu besonders kleinen Kräften waren bei jedem Kraftsensor die Kraftniveaus etwas unterschiedlich (Kapitel 6.3). Die naheliegendste Ursache ist die zunehmende Inhomogenität von Reibung auf kleineren Skalen. Möglicherweise spielen aber andere Effekte eine Rolle. Es wäre noch zu untersuchen, inwieweit solche Effekte quantifiziert und ins Modell integriert werden können.

## 6. Validierung der Krafterzeugung

Die Validierung soll die praktische Anwendbarkeit der Methode der Krafterzeugung zeigen. Zu diesem Zweck wurden zwei Szenarien entworfen. Zum einen soll es möglich sein, die bisher für einen Freiheitsgrad erforschte Methode auf mehrere Freiheitsgrade und somit auf das Robotersystem Ramona zu übertragen. Das Ziel besteht in der Erzeugung eines frei im Raum angeordneten Kraftvektors, welcher an nahezu frei wählbaren Punkten eines Zielobjekts aufgebracht werden kann.

Zum anderen soll die Erzeugung kleiner Kräfte forciert werden, da Kräfte im mN-Bereich (siehe Kapitel 3) für Mikro- und Nanoanwendungen oftmals zu groß sind. Wie sich zeigen wird, birgt die Erzeugung kleiner Kräfte großes Potenzial. Aus diesem Grund wurde ein zusätzliches Unterkapitel der Anwendung der Antriebe als *Kraftnormal* gewidmet (siehe Kapitel 6.3.4).

Das Kapitel schließt mit der Diskussion und Bewertung der gewonnenen Erkenntnisse, welche sich auf das erstellte Reibmodell beziehen. So wird eine Beurteilung aller erarbeiteten Ergebnisse relativ zueinander möglich.

### 6.1. Experimentelle Randbedingungen

Grundsätzlich gelten die gleichen Randbedingungen für die Validierungsmessungen wie für andere Messungen in dieser Arbeit. Schwingungsisolation, Abschirmung gegen Luftströmungen und so weiter sind Bedingungen, welche einzuhalten sind (vergleiche Kapitel 3.1). Insbesondere bei der Erzeugung kleiner Kräfte spielen zunehmend parasitäre Effekte eine Rolle, wie in Kapitel 6.3 gezeigt wird.

Eine Herausforderung liegt in der messtechnischen Durchführung. Praktisch steht kein geeigneter 6D-Sensor zur Verfügung, der den Anforderungen an Sensitivität und Robustheit genügt. Hier kommt ein Sensor von ATI (FT-04800) zur Verwendung. Die Robustheit ist gegeben. Der Kraftbereich ist jedoch deutlich zu groß und damit sind die Signale hier generierter Kräfte mit starkem Rauschen verfälscht.

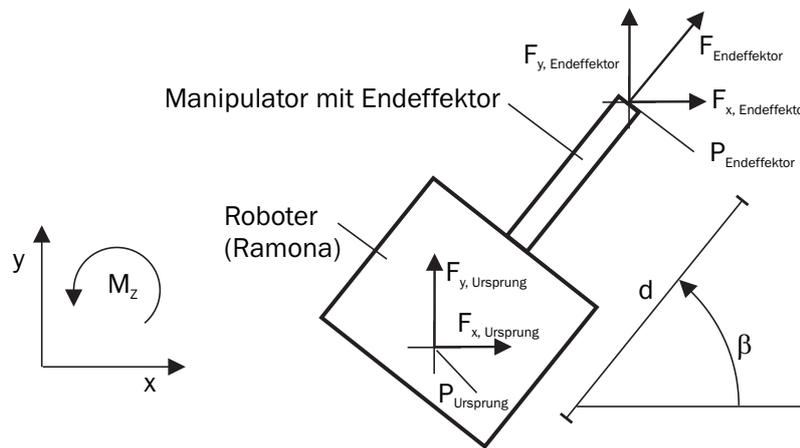
## 6.2. Erzeugung vektorieller Kräfte

Dieses Kapitel dokumentiert die Ergebnisse zur vektoriellen Krafterzeugung. Grundsätzlich lässt sich die Methode der Krafterzeugung auf *mehrere Freiheitsgrade* eines Robotersystems übertragen. Eine Übertragbarkeit auf *andere Bauformen* (kommerzieller Aktor) wurde im Kapitel 3.2.8 bereits nachgewiesen.

### 6.2.1. Experimenteller Aufbau und Versuchsdurchführung

Das Robotersystem Ramona (siehe Kapitel 2.2.2) bietet die folgenden Freiheitsgrade:  $x, y, \theta, z$ . Damit ist klar, dass Kräfte in den drei kartesischen Freiheitsgraden zu erzeugen sind. Der rotatorische Freiheitsgrad  $\theta$  kann - statt eines Momentes - Kräfte bewirken, wenn der Punkt der Krafterzeugung ( $P_{Endeffektor}$ ) nicht im Mittelpunkt des Roboters (Ursprung der Krafterzeugung,  $P_{Ursprung}$ ) liegt. Abbildung 6.1 zeigt die Draufsicht auf Ramona mit den Größen, welche die Herleitung der Kraftanteile in  $P_{Endeffektor}$  erlauben. Im Folgenden wird davon ausgegangen, dass der mechanische Kontakt zwischen Roboter und Zielobjekt so zur Wirkungslinie der Kraft ausgerichtet ist, dass ausschließlich eine Normalkraft als Punktkontakt auf das Zielobjekt ausgeübt wird. So werden keine Momente übertragen. Eine tangentiale Komponente mit Reibanteilen wird hier ebenfalls ausgeschlossen. Damit lassen sich folgende Zusammenhänge herleiten:

$$F_{x,Ursprung} = -F_{x,Endeffektor}, \quad (6.1)$$



**Abbildung 6.1.:** Skizzierte Draufsicht von Ramona mit Größen zur Herleitung der Kräfte im Punkt der Krafterzeugung  $P_{Endeffektor}$ .

$$F_{y,Ursprung} = -F_{y,Endeffektor}, \quad (6.2)$$

$$M_{z,Ursprung} = F_{y,Ursprung} \cdot d \cos(\beta) - F_{x,Ursprung} \cdot d \sin(\beta), \quad (6.3)$$

Das Moment  $M_{z,Ursprung}$  entspricht dem Freiheitsgrad  $\theta$ . Da der Abstand  $d$  zwischen  $P_{Ursprung}$  und  $P_{Endeffektor}$  praktisch immer größer null ist, muss zu gegebenen Kraftkomponenten stets das entsprechende Moment erzeugt werden.

Wird die Robotermaße mit  $30g$  und der Abstand  $d$  mit  $20mm$  angenommen, so ergeben sich nach überschlägiger Rechnung (siehe [46]) die maximal möglichen Komponenten zu:

- $F_{x,Ursprung} = 21mN$ ,
- $F_{y,Ursprung} = 21mN$ ,
- $M_{z,Ursprung} = 5,8mNmm$ .

Die Superposition der obigen Größen ist allerdings nicht bis zu den Maxima möglich, da aufgrund der begrenzten elektrischen Spannung nicht gleichzeitig die volle Kraft in x und das volle Moment erzeugt werden können. In der Praxis werden die Werte also niedriger ausfallen.

Abbildung 6.2 zeigt Ramona mit dem Kraftsensor. Für einen gut definierten Kontaktpunkt wurden der Endeffektor und der Kraftsensor mit Rubinhalfkugeln versehen. Der Kraftsensor kann jeweils drei Kräfte und Momente messen. Die Koordinatensysteme von Sensor und Roboter wurden gleichsinnig ausgerichtet.

Die Versuchsdurchführung gestaltet sich wie folgt: Zunächst wird der Roboter teleoperiert vorpositioniert, so dass sich die Rubinhalfkugeln in der entsprechenden Stellung zur gewünschten Normalkraft befinden. Dann wird der Roboter in

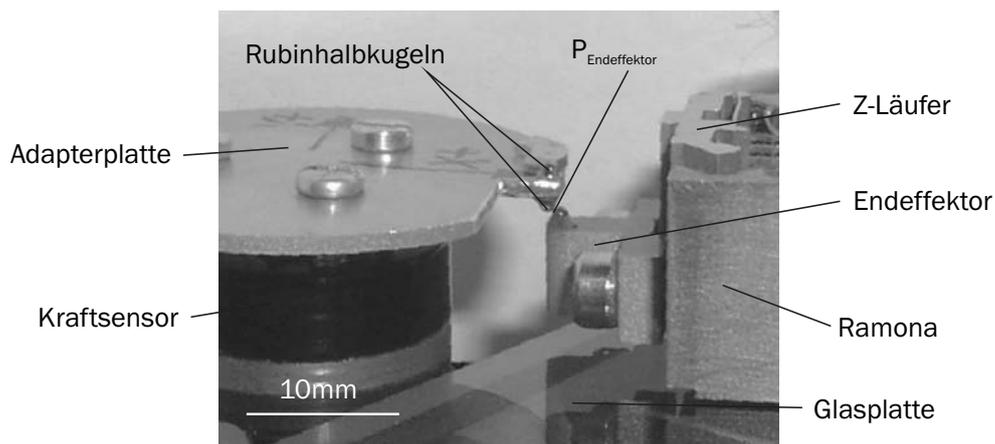


Abbildung 6.2.: Bild des Roboters mit 6D-Kraftsensor.

Kontakt gefahren. Anschließend wird die automatisierte Messung gestartet, bei der die z-Achse erst um einige Einzelschritte vom Sensor wegbewegt wird, damit sie keinen Kontakt hat. Anschließend läuft die Krafterzeugung mit definierten Amplituden. Um die Kräfte trotz starken Sensorrauschens gut identifizieren zu können, wurden zwölf Einzelmessungen mit proportional steigenden Amplituden mit nachfolgendem Rückziehen durchgeführt.

### 6.2.2. Versuchsergebnisse

Die Sensordaten des verfügbaren 6D-Sensors sind mit starkem Rauschen behaftet, so dass die Rohdaten nicht zur Auswertung der Kräfte geeignet waren. Es wurde daher nachträglich eine Tiefpassfilterung auf Basis eines  $PT_1$ -Glieds mit einer Grenzfrequenz von  $100\text{Hz}$  durchgeführt. Aufgrund der relativ langsamen Signaländerungen ist dies möglich.

Eine beispielhafte Erzeugung von X und Z-Komponenten zeigt Abbildung 6.3. Das Rauschen auf dem X-Signal beträgt trotz Filterung immer noch  $10\text{mN}$ .

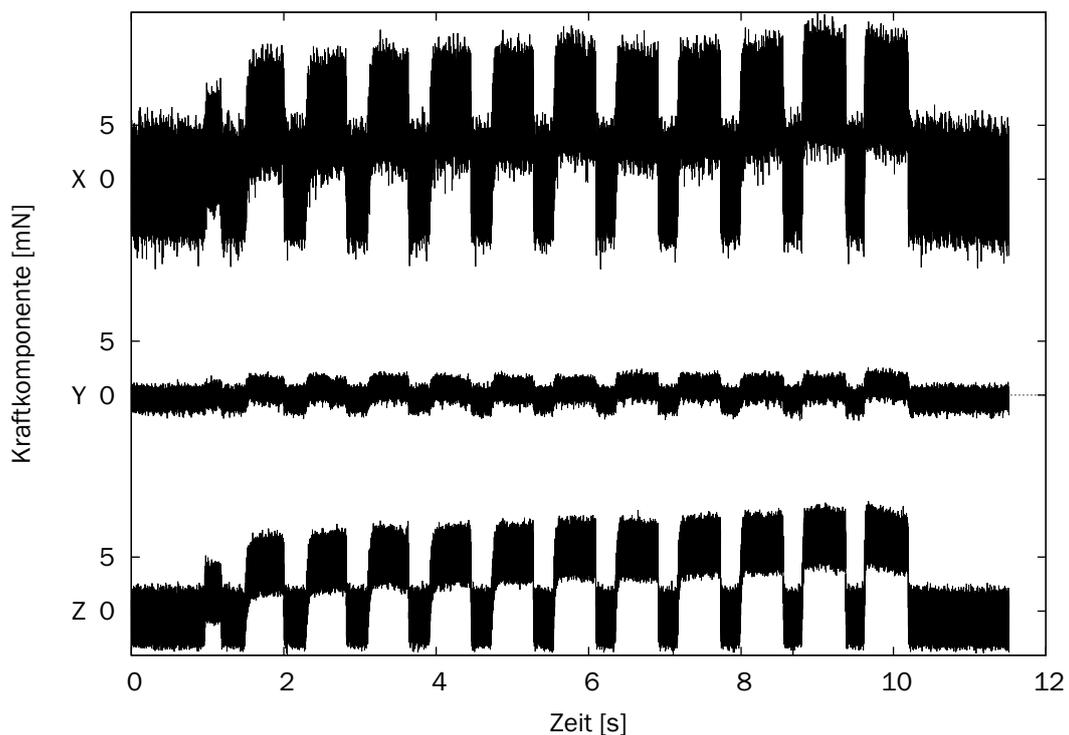
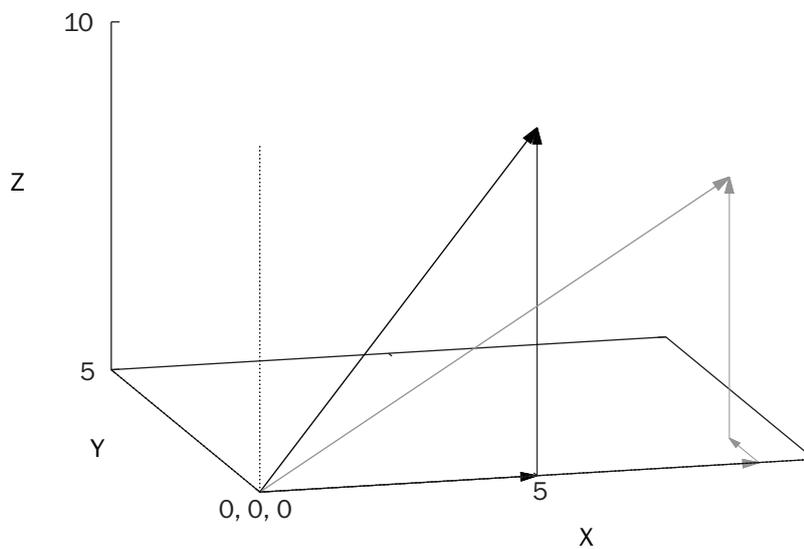


Abbildung 6.3.: Gefilterte Kraftsignale in X, Y, und Z.

Deutlich sind die zwölf einzelnen Krafterzeugungen zu identifizieren. Der Betrag der Kraft steigt von Einzelmessung zu Einzelmessung. Insgesamt ist eine ähnliche Sättigungscharakteristik wie in Abbildung 3.4 zu erkennen. Da keine Y-Kraft erzeugt wurde, sollte das Signal null sein. Es ist aber jeweils eine Kraft von  $1 - 2mN$  auszumachen. Offensichtlich war die Vorpositionierung nicht optimal, oder es gibt zum Beispiel aufgrund von Systemvibrationen Quereffekte durch andere Freiheitsgrade. Die Z-Komponente ist recht deutlich ausgeprägt mit einem Maximalwert von circa  $6mN$ . Die Auswertung erfolgt aufgrund der erreichten Maximalwerte.



**Abbildung 6.4.:** Vergleich des Ist- und des Soll-3D-Kraftvektors (die Ist-Kräfte sind grau dargestellt).

Abbildung 6.4 zeigt den Vergleich des Soll- und des Ist-Kraftvektors der obigen Messung (die Messwerte sind grau dargestellt). Die Ist-Komponenten  $X = 9$ ,  $Y = 1$  und  $Z = 7,5mN$  sind als Vektorzug zu erkennen. Die Soll-Komponenten ( $X = 5$ ,  $Y = 0$  und  $Z = 10mN$ ) in schwarz zeigen, dass die Unterschiede beträchtlich sind. Dabei wurde eine eher gelungene Messung der 3D-Krafterzeugung ausgewählt. Vor allem die Unterschiede in der X-Komponente - aber genauso der zwar geringe, aber vorhandene Beitrag der Y-Komponente - weisen darauf hin, dass die Qualität dieses Verfahrens nicht ausreichend entwickelt ist.

Verschiedene Beobachtungen wurden bei den Untersuchungen gemacht. Während der Messungen war zunehmend Verschleiß der z-Achse zu beobachten. Sie lief bei moderater Amplitude bis zum Punkt der Messung hoch, anschließend

aber nur mit voller Amplitude darüber hinaus. Die Krafterzeugung fördert demnach den Verschleiß, was zum Feststecken des Läufers führen kann.

Ein weiterer Effekt offenbart sich, wenn mindestens zwei Achsen gleichzeitig angesteuert werden. In diesem Fall können schon geringe Amplituden sofort zum Erreichen der Sättigungskraft führen, welche bei höheren Amplituden liegt. Als Beispiel dient Abbildung 3.5 mit der Vorspannung  $0,1N$ . Bei 30% Amplitude sollte die Kraft nur  $30mN$  betragen. Wird gleichzeitig eine zweite Achse angesteuert, so fällt die Kraft höher aus, zum Beispiel  $60mN$ . Die Vibrationen im System führen also zur einer ‚virtuellen‘ Erhöhung der Ansteuerungsamplitude.

Angesichts des Aufwands der Modellerstellung wird klar, dass eine Modellierung für mehrere Freiheitsgrade den Umfang dieser Arbeit sprengen würde. Gleiches gilt für die Modellierung der Interaktion mehrerer Körper. Deshalb wurde keine Simulation der 3D-Krafterzeugung vorgenommen.

### 6.2.3. Fazit

Als Summe der obigen Ergebnisse muss das Fazit gezogen werden, dass die vektorielle Krafterzeugung bei derzeitigem Stand der Forschung nur qualitative Ergebnisse liefern kann. Als Ursache können drei Gründe genannt werden: Ungünstige Versuchsbedingungen, Verschleiß und das unzureichende Verständnis der Quereffekte zwischen den verschiedenen Freiheitsgraden.

Verschiedene Ursachen haben eine Rolle bei den Versuchen zur Krafterzeugung gespielt. Für die Verbesserung der Messergebnisse sollten folgende Punkte beachtet werden:

- Ein Kraftsensor mit angepasstem Kraftbereich und entsprechend weniger Rauschen sollte Verwendung finden. Die Verfügbarkeit entsprechender Sensoren ist derzeit aber nicht gegeben.
- Eine Überarbeitung der vertikalen z-Achse von Ramona sollte durchgeführt werden. Es wäre möglich, den Läufer massiv zu gestalten und die Feder ‚extern‘ in das Robotergehäuse zu integrieren. Dies könnte zu einem Aufbau mit günstigerer Verteilung von Eigenmoden beziehungsweise Eigenfrequenzen führen.
- Die Positionierung vor dem Versuch sollte mit höherer Genauigkeit ausgeführt werden, um die Vergleichbarkeit der Messungen zu steigern. Bisher wurde dies manuell mit einem Lichtmikroskop durchgeführt. In Zukunft wäre die Nutzung von Laserinterferometern vorstellbar.

Ein weiterer Effekt ist die leichte Veränderung des Roboterwinkels  $\beta$  während der Messung. Das hat hier keine Rolle gespielt, da sich aufgrund der kleinen

Winkelabweichungen kaum andere Kräfte ergeben. Allerdings könnte die Abweichung bei Anwendungen, wo es auf eine konstante Werkzeugpose ankommt, wichtig sein.

Ein Problem der Krafterzeugung besteht in der Tatsache, dass bestimmte geometrische Punkte einem hohen Verschleiß durch eine lange Einwirkzeit ausgesetzt sind. Dies machte sich bei der z-Achse störend bemerkbar. Bei den Rubinhalbkugeln kann davon ausgegangen werden, dass die Widerstandsfähigkeit gegen Abrasion sehr hoch ist und damit Verschleiß kein Problem darstellt. Beim Läufer dagegen zeigte sich nach einigen Versuchen bei nicht gehärtetem Stahl und etwas erhöhten Vorspannungen Verschleiß, beim Prüfstand bei circa  $1N$ . Bei gehärtetem Stahl oder Materialien wie Wolfram oder Hartmetall wurden bei keiner Messung Verschleißerscheinungen festgestellt. Daher sollte der Läufer insofern überarbeitet werden, als dass die Laufflächen entsprechend härtbar ausgeführt werden. Bei einer sowieso sinnvollen massiven Ausführung (ohne Vorspannungsfeder) wäre das relativ leicht realisierbar.

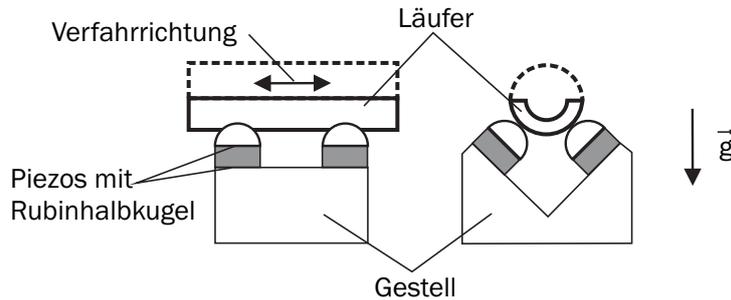
Dem bereits angesprochenen Problem der Querverwirkung zwischen den Achsen muss besondere Bedeutung beigemessen werden. Selbstverständlich sollten die Achsen so gut wie nicht vibrieren. Dies ist praktisch nur bis zu einem gewissen Punkt realisierbar. Eine Abhilfe könnten geringere Slewrates sein, bei denen der Impuls während der Slip-Phase moderater ausfällt (siehe Kapitel 4.1.8). Für die z-Achse bedeutet es einmal mehr eine Überarbeitung zur Vermeidung von Eigenmoden mit geringen Eigenfrequenzen.

## 6.3. Erzeugung von Kräften auf kleinen Skalen

Kleine Kräfte (damit werden Kräfte deutlich unter  $1mN$  bezeichnet) sind für Verfahren der Mikro- und Nanomanipulation allgemein von großer Bedeutung (siehe Kapitel 2.5 und 2.6). Daher wurde versucht, die Antriebe entsprechend zu modifizieren, um die Methode der Krafterzeugung auf diese kleinen Skalen übertragen zu können. Dies gelang sehr gut, daher sind die folgenden beiden Kapitel dieser Methode gewidmet. Kapitel 6.3.4 beschreibt eigens eine aus den Messungen neu hervorgegangene Anwendung zum Testen von  $\mu$ -Kraftsensoren.

### 6.3.1. Experimenteller Aufbau und Versuchsdurchführung

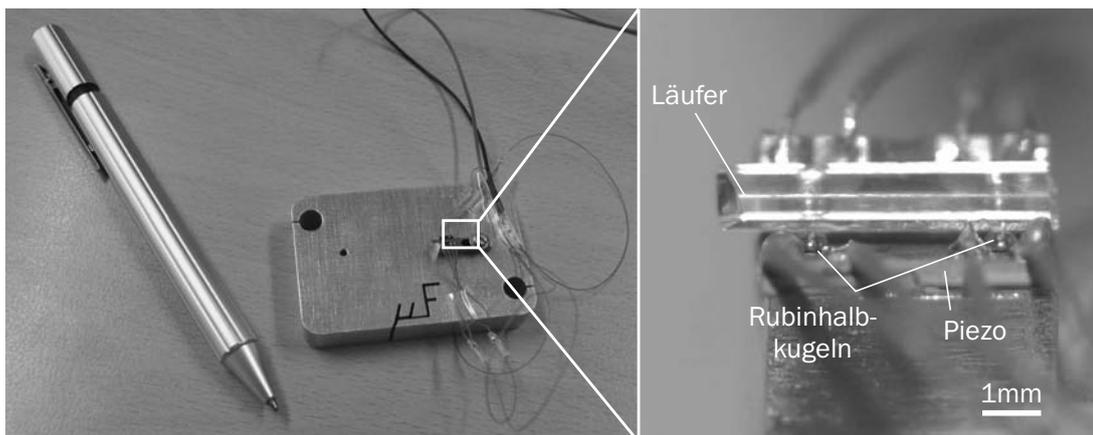
Die Erzeugung kleiner Kräfte beruht darauf, die Vorspannung stark zu reduzieren. Dies führt zu geringen Normalspannungen und gleichzeitig zu einer Abnahme der generierten Kräfte (vergleiche Abbildung 3.5). Die einfachste und



**Abbildung 6.5.:** Schema eines Stick-Slip-Antriebs für die Erzeugung kleiner Kräfte.

effektivste Methode ist das Weglassen der Vorspannungs-Feder und die alleinige Nutzung der Wirkung der Erdbeschleunigung auf die Läufermasse. Durch entsprechende Geometrie- und Materialwahl kann ein breiter Kraftbereich für die Normalspannung abgedeckt werden. Das Wirkprinzip entspricht dem Schema in Abbildung 6.5. Ein stab- oder röhrenförmiger Läufer liegt horizontal auf einer prismenförmigen Anordnung von vier piezotriebenen Rubinhalbkugeln. Durch die bekannte Rotation der Rubinhalbkugeln kann der Läufer in einem Freiheitsgrad positioniert werden.

Ein erstes Funktionsmuster wurde an die z-Achse von Ramona angelehnt: Da hier bereits entsprechende Aktoren existierten, konnte die Seite mit den A-Typ Aktoren (siehe Typ A in Abbildung 2.9, rechts, sowie Abbildung 2.10, rechts) in horizontaler Anordnung direkt für erste Versuche verwendet werden. Es wurden hierfür metallische zylinderförmige Läufer mit Massen von 0,2 bis 0,8g bei



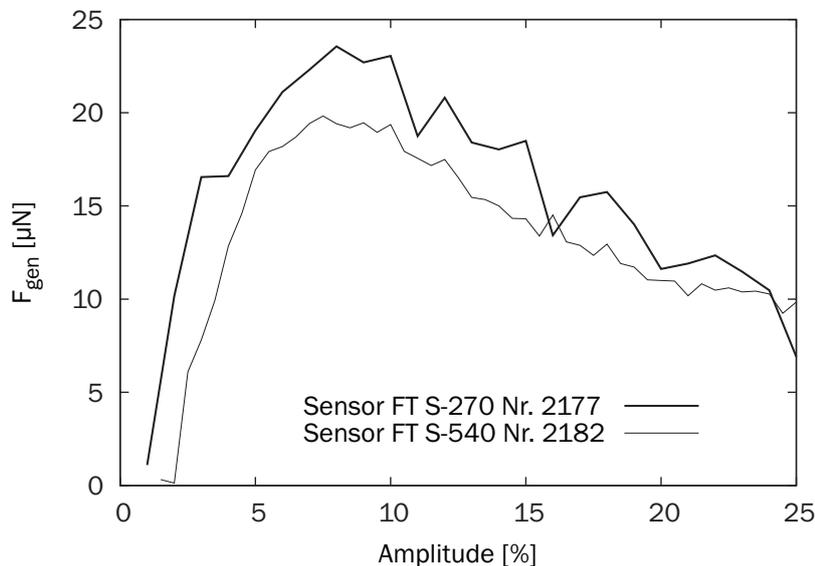
**Abbildung 6.6.:** Bild des Stick-Slip-Antriebs für die Erzeugung kleiner Kräfte.

Abmessungen von 3 mal 12mm (Durchmesser, Länge) verwendet. Dies führte zu maximalen Kräften im einstelligen  $mN$ -Bereich. Als Kraftsensor kam hier die für die Messungen in Kapitel 3 verwendete Kraftmessdose zum Einsatz.

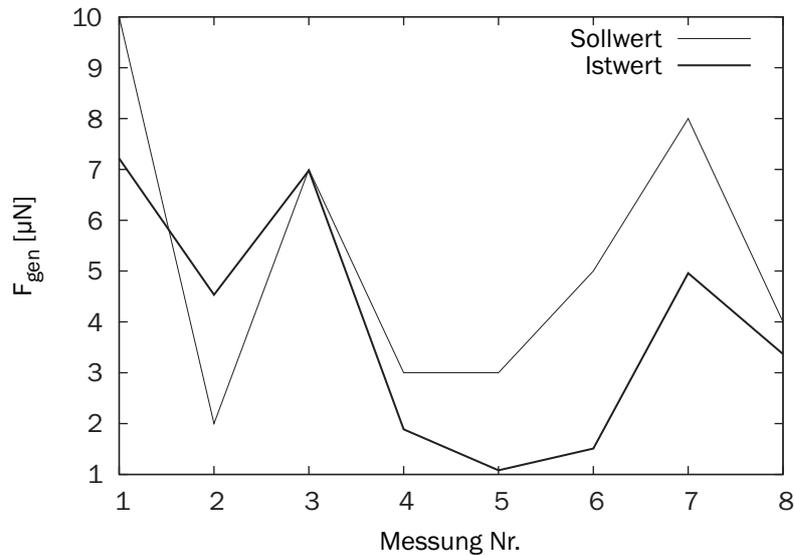
Für eine weitere Reduktion der Läufermasse wird der Antrieb aus Abbildung 6.6 aufgebaut. Der Bauraum umfasst nur wenige  $mm^3$ . Als Läufer kommt eine Halbschale eines Glasröhrchens mit einem Durchmesser von 1mm und einer Länge von 4mm zum Einsatz. Damit kann ein Läufergewicht von nur 2,3mg erzielt werden. Gleichzeitig müssen die Komponenten des Antriebs kleiner gewählt beziehungsweise umgestaltet werden. Es kommen Rubinhalbkugeln mit einem Durchmesser von 0,5mm sowie kleinere Piezoaktoren zum Einsatz. Bei Letzteren war die Gestaltung der elektrischen Kontaktierungen ein großes Problem. Diese mussten groß genug sein, um manuelles Löten zu ermöglichen, denn Bonding-Techniken können aufgrund der Keramikbeschichtung nicht angewendet werden. Die maximale Geschwindigkeit des Läufers wurde mit  $1 \frac{mm}{s}$  abgeschätzt.

### 6.3.2. Versuchsergebnisse

Zunächst wurde der Antrieb mit Hilfe eines MEMS-Kraftsensors kalibriert. Hierfür kam der Typ FT-S270 von FemtoTools zum Einsatz, der einen Messbereich von  $2000\mu N$  bei einer Auflösung von  $0,4\mu N$  bereitstellt. Die Sensorkalibrierung kann Anhang D entnommen werden. Damit kann eine Kalibrierkurve wie in



**Abbildung 6.7.:** Kalibrierkurve des Antriebs aus Abbildung 6.6 mit einem Läufergewicht von 4,3mg.



**Abbildung 6.8.:** Soll- und Istwertvergleich der Krafterzeugung unter Nutzung eines Titan-Halbrohrs.

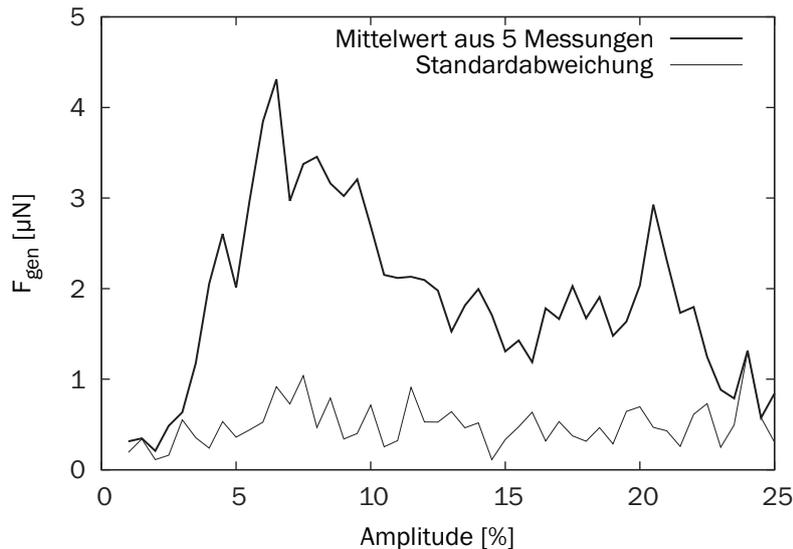
Abbildung 6.7, FT S-270 erzeugt werden. Kräfte werden ab einer 0-Amplitude von 1,5% generiert. Die generierte Kraft erreicht bei 10% Amplitude ein Maximum von  $23\mu N$ , um dann bei höheren Amplituden wieder abzufallen. Letztere Eigenschaft wurde in den bisherigen Messungen bei Kräften über  $10mN$  nicht beobachtet. Die Varianz liegt bei Verwendung dieses Sensors unter  $2\mu N$ . Bemerkenswert ist, dass trotz extrem kleiner Vorspannung immer noch eine deutliche 0-Amplitude feststellbar ist.

Aufgrund des schließlich erreichten niedrigen Kraftniveaus ist die Verwendung eines noch empfindlicheren Sensors (FT S-540) mit einem Messbereich von  $160\mu N$  möglich. Abbildung 6.7, ‚FT S-540‘ zeigt den Unterschied bei der Kalibrierung. Insgesamt ist die Charakteristik gleich, aber die Kräfte sind um  $4\mu N$  niedriger und die 0-Amplitude ist minimal höher. Es ist nicht klar, ob die Unterschiede dem Sensor, Änderungen am Antrieb oder parasitären Einflüssen zuzuschreiben sind. Letztere könnten dadurch entstanden sein, dass die Messungen an verschiedenen Tagen bei zum Beispiel unterschiedlicher Umgebungstemperatur durchgeführt wurden. Sicherlich spielt in diesem Zusammenhang ebenfalls die stochastische Natur der Asperiten eine Rolle.

Abbildung 6.8 zeigt das Ergebnis mehrerer Krafterzeugungen. Dabei wird zuvor eine Kalibrierung durchgeführt, welche mit dem linearen Ansatz

$$Amplitude = k + l \cdot F_{gen} \quad (6.4)$$

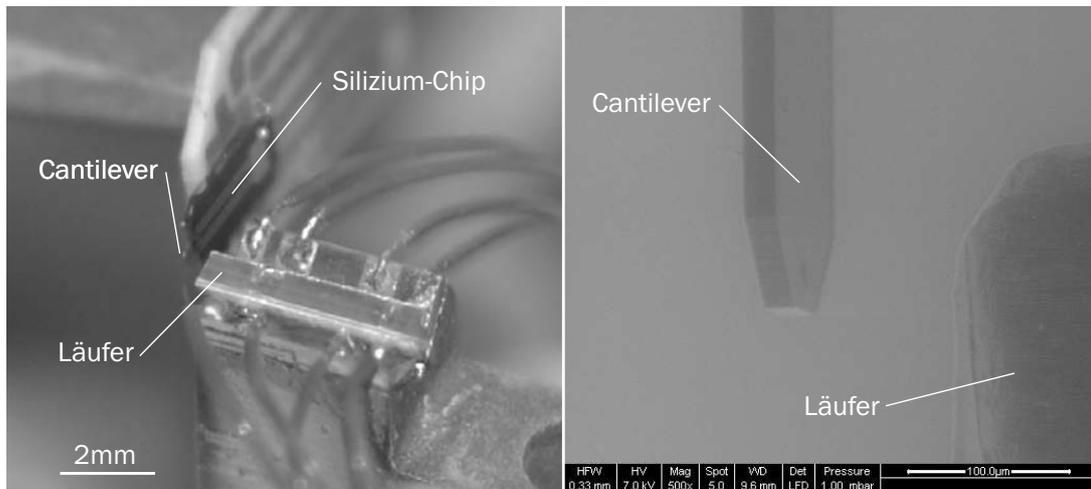
mit  $k = 0,0175$  und  $l = 0,00125 \frac{1}{\mu N}$  die erforderliche Amplitude als Wert zwischen null und eins zur gewünschten Kraft wiedergibt. Anschließend werden nach dem Zufallsprinzip acht Sollkräfte definiert. Die Übereinstimmung mit den Istkräften kann als gut - in Anbetracht des geringen Kraftniveaus - bezeichnet werden. Relativ zur maximal möglichen Kraft von  $10\mu N$  ergibt sich eine maximale Abweichung von 25%.



**Abbildung 6.9.:** Kalibrierung des Antriebs im Rasterelektronenmikroskop mit einem Läufergewicht von  $2,3mg$ .

Abbildung 6.9 zeigt den gleichen Sachverhalt und eine vergleichbare Charakteristik wie Abbildung 3.5. Diesmal handelt es sich um einen Läufer mit einer Masse von  $2,3mg$  und die Messung wurde im Vakuum mit  $0,28mbar$  durchgeführt. Der Mittelwert aus fünf Messungen erreicht ein Maximum von gut  $4\mu N$  bei einer Amplitude von 7%. Die Standardabweichung liegt unter  $1\mu N$  und die Wiederholbarkeit im Rahmen von 25%.

Schließlich soll an dieser Stelle noch das Ergebnis der Vermessung eines Silizium-Cantilevers präsentiert werden. Cantilever sind Standardelemente der Rastersondenmikroskopie (engl. „Atomic-Force-Microscopy, AFM“). Sie tragen die Messspitze und verbinden diese mit der Aktorik durch einen Biegebalken mit definierter Steifigkeit. Während einer AFM-Messung rastert die Messspitze die Probe ab. Wegen der Elastizität des Cantilevers folgt die Messspitze der Oberflächengeometrie. Dies kann zum Beispiel mit Hilfe der Ablenkung eines Laserstrahls detektiert werden.



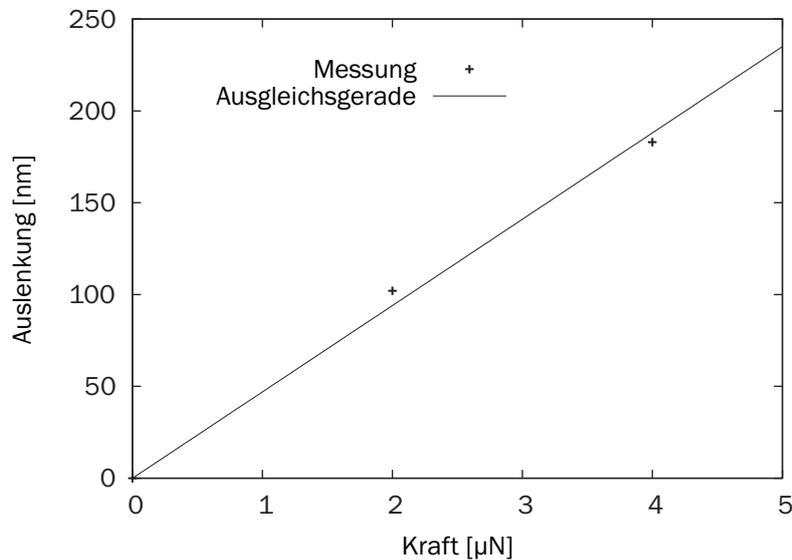
**Abbildung 6.10.:** Links: Bild des Aufbaus im REM zur Messung der Cantileversteifigkeit, rechts: REM-Aufnahme von Cantileverspitze und Läufer vor der Messung.

Ein Schlüsselparameter für fast alle derartigen Verfahren ist die Steifigkeit des Cantilevers. Sie sollte möglichst genau bekannt sein. Die Steifigkeitstoleranz kommerzieller Cantilever wird mit bis zu  $\pm 20\%$  angegeben (siehe Anhang G). Dieser Fehler zieht sich dann durch das ganze Verfahren bis zum Endergebnis. In der Forschung werden mehrere Messverfahren zur Steifigkeitsbestimmung untersucht, sowohl statische Verfahren mit Messung der Kraft- und Wegkurve, als auch dynamische Ansätze unter Nutzung der Resonanzfrequenz [148, 149]. Dies zeigt, dass sich noch kein breit akzeptiertes Messverfahren durchgesetzt hat.

In dieser Arbeit soll die Methode der Erzeugung kleiner Kräfte genutzt werden, um über eine Kraft- Wegkurve die Steifigkeit eines Cantilevers zu bestimmen. Zunächst wird der Aktor mit den oben genannten Kraftsensoren kalibriert, so dass der Zusammenhang zwischen Kraft und Amplitude bekannt ist (vergleiche Kapitel 3.2.7). Anschließend wird der Cantilever mit zwei Kräften ausgelenkt. Die Messung der Auslenkung erfolgt dabei über das Rasterelektronenmikroskop (REM). Damit reiht sich das Verfahren in eine große Gruppe ähnlicher, REM-basierter Messverfahren mit dem Oberbegriff „Vision-based force measurement“ ein [150]. Die ausführliche Darstellung der Auswertung von REM-Bildern (Bildverarbeitung, „Vision-techniques“) würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen.

Abbildung 6.10, links zeigt den Aufbau auf der Stage eines REM, wobei der Cantilever vor dem Läufer des Stick-Slip-Antriebs positioniert ist. Um eine Auslenkung innerhalb der Bildebene zu erreichen, wurde der Cantilever aufrecht

auf der Seite eingebaut. Rechts in der Abbildung ist das REM-Bild von Cantileverspitze und Läufer zu erkennen. Aufgrund der starken Vergrößerung ist die Geometrie des Läufers nicht mehr auszumachen. Die Messung erfolgt analog zum Vorgehen in Abbildung 3.4: Der Läufer fährt - mit bekannter Kraft - gegen den Cantilever. Dieser wird ausgelenkt. Der ganze Vorgang wird im Rahmen eines Videos aus REM-Bildern für die spätere Auswertung festgehalten. Aufgrund der tatsächlich beobachteten geringen Auslenkungen konnte nicht der Bildausschnitt aus Abbildung 6.10, rechts, verwendet werden. Es musste eine deutlich höhere Vergrößerung gewählt werden, so dass letztlich die Verschiebung eines Partikels von  $50\mu\text{m}$  Durchmesser ausgewertet wurde. Zwei Messungen wurden durchgeführt: Mit einer Kraft von 2 und  $4\mu\text{N}$ .



**Abbildung 6.11.:** Kräfteerzeugung im Rasterelektronenmikroskop mit einem Läufergewicht von  $2,3\text{mg}$  und Ausgleichsgerade durch den Ursprung.

So ergeben sich drei Messpunkte, da die Auslenkung ‚null‘ ohne Einwirkung einer Kraft ebenfalls einen Messpunkt darstellt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.11, ‚Messung‘ gezeigt. Die entsprechende Ausgleichsgerade hat die Form

$$v_{\text{Auslenkung}} = e \cdot F_{\text{gen}}, \quad (6.5)$$

mit  $e = 0,0468 \frac{\mu\text{m}}{\mu\text{N}}$ . So lässt sich die Cantileversteifigkeit leicht bestimmen als

$$c_{\text{Cantilever}} = \frac{1}{e} = 21,3 \frac{\text{N}}{\text{m}}. \quad (6.6)$$

Die vom Hersteller angegebene Steifigkeit liegt bei  $17 \frac{N}{m}$  (Nascatec-Cantilever älteren Typs). Damit ist gezeigt, dass sowohl das Verfahren durchführbar ist als auch die Methode zur Charakterisierung von Mikrobauteilen sinnvoll angewendet werden kann. Aufgrund der Wiederholbarkeit der Krafterzeugung, des Fehlers bei der Auswertung der REM-Bilder und der Anzahl der Messungen kann die Toleranz der Steifigkeitsmessung ebenfalls mit circa 25% angesetzt werden.

### 6.3.3. Simulation

Mit der Erzeugung kleinster Kräfte ist ein weiterer Kraftbereich von der Methode der Krafterzeugung erschlossen worden. Es wäre wünschenswert, wenn diese Messungen mit dem Simulationsmodell abzubilden wären.

Allerdings versagt das CEIM-Modell bei der Simulation insofern, als dass das Kraftniveau und die Charakteristik nicht mit der typischen Form aus Abbildung 6.7 übereinstimmen. Vielmehr ergibt sich für kleinste Vorspannungen von zum Beispiel  $70 \mu N$  eine Charakteristik vergleichbar mit der in Abbildung 5.4,  $z_{ba} = 50 nm$ . Die 0-Amplitude liegt dann bei 5%. Ein proportionaler Anstieg der Schrittweite auf  $30 nm$  bei 25% Amplitude ist zu verzeichnen. Dies entspricht noch einigermaßen den Messungen, aber die simulierten Kräfte liegen bei bis zu  $35 mN$ , was nicht realistisch ist.

Die erfolgreiche Erzeugung kleiner Kräfte im  $\mu N$ -Bereich war zu Anfang dieser Arbeit absolut nicht zu erwarten. Daher wurde der Bereich der für die empirische Näherung relevanten Vorspannung auf 0,05 - 10N festgelegt. Die Vorhersagen des CEIM-Modells können daher nicht für extrem kleine Vorspannungen zutreffen.

### 6.3.4. Stick-Slip-Antrieb als Kraftnormal

Im Rahmen der Kalibrierung des Stick-Slip-Antriebs aus Abbildung 6.6 wurden jeweils mehrere Sensoren aus zwei Baureihen verwendet. Dabei stellte sich heraus, dass die Methode zur Krafterzeugung so zuverlässig funktioniert, dass eine Bewertung beziehungsweise Selektion der Sensoren schnell und problemlos durchgeführt werden kann. Abbildung 6.12 zeigt drei Kalibrierkurven von Sensoren mit hoher Auflösung (Sensor ‚FT S-540‘, Nr. 2182, 2183, 2185) und zwei Kalibrierkurven von Sensoren mit geringer Auflösung (Sensor FT S-270, Nr. 1334 und 2177). Hier repräsentiert ein Punkt den Mittelwert aus fünf Einzelmessungen. Alle Messungen wurden mit dem gleichen Läufer unter gleichen Bedingungen durchgeführt. Zunächst fällt auf, dass die Werte des ‚2183‘ im Vergleich sehr hoch ausfallen, Faktor drei im Vergleich zu ‚2182‘ und ‚2185‘. Dies deutet auf einen unbekanntem Messfehler hin. Es stellte sich nach Einschicken des Sensors zum Hersteller heraus, dass die Siliziumstruktur des Sensors durch eine extrem feine

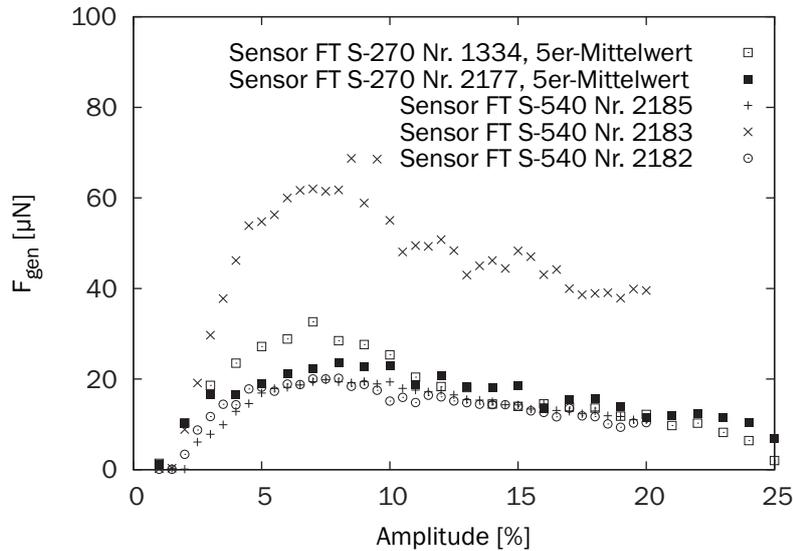


Abbildung 6.12.: Kalibrierkurven mehrerer Kraftsensoren im Vergleich.

Bruchstelle beeinträchtigt war. Des weiteren ist feststellbar, dass die Messwerte der ‚S270‘-Sensoren durchweg höher ausfallen als die höher auflösenden ‚S540‘. Eine mögliche Begründung liegt in der Nichtlinearität der Sensoren im unteren Messbereich. Ausgewählte Sensorkalibrierkurven des Herstellers sind Anhang D zu entnehmen. Es sei bemerkt, dass die durchschnittliche Standardabweichung der Sensoren ‚FT270‘ bei  $2\mu N$  liegt. Also ist in diesem Kraftbereich ein fünffach-Mittelwert vergleichbar mit einem einzigen Messwert des Typs ‚FT 540‘.

Durch die obige Interpretation der Ergebnisse wandelt sich die Bedeutung der Messreihe: Die Charakterisierung der Methode zur Krafterzeugung ist nicht mehr das Ziel, sondern eine Art Qualitätskontrolle der Sensoren selbst (von Kalibrierung soll hier aufgrund der noch relativ geringen Wiederholbarkeit nicht gesprochen werden). Es gibt im Bereich sehr kleiner Kräfte allgemein das Problem, dass nur wenig Möglichkeiten zur zuverlässigen Kalibrierung zur Verfügung stehen. Parasitäre Einflüsse werden zunehmend zu einem Problem. Die Kalibrierung von Sensoren durch *Kraftnormale* ist eine der aktuellen Herausforderungen (siehe [151, 152]). Bei weiterer Verbesserung des Verfahrens könnte die hier vorgestellte Methode als Kraftnormal genutzt werden.

## 6.4. Diskussion und Fazit

In diesem Kapitel wurden die Messergebnisse zur Validierung der Methode der Krafterzeugung präsentiert. Die vektorielle Krafterzeugung hat sich als schwie-

rig durchführbar erwiesen. Der mechanische Aufbau ist zum Teil so ausgeführt, dass sich im Gesamtsystem fortsetzende Vibrationen schnell zum Erreichen der jeweiligen Maximalkraft führen und eine gezielte Krafterzeugung erschwert wird. Qualitativ geben die Messungen die gewünschten Eigenschaften wieder. Deswegen ist grundsätzlich die Superposition verschiedener Kraftkomponenten zulässig. Insofern ist die prinzipielle Machbarkeit nachgewiesen.

Die Erzeugung kleiner Kräfte war erfolgreich. Der Ansatz, über die Verringerung der Läufermasse eine Reduktion der generierten Kräfte zu erreichen, war korrekt. Mit zunehmender Optimierung des Antriebs und der Läufermasse (um drei Größenordnungen!) können nach derzeitigem Entwicklungsstand Kräfte zwischen 0 und  $5\mu N$  mit einer Abweichung von  $\pm 0,5\mu N$  erzeugt werden. Damit ist ein so niedriges Kraftniveau erreicht, dass konkrete Anwendungen auf der Mikro- und Nanoskala wie die Bestimmung der Cantileversteifigkeit über die Auslenkung im REM möglich sind.

Derzeit ist das Verfahren noch mit einem Fehler von ungefähr 25% behaftet. Dies liegt zum einen in der stochastischen Natur der Asperiten begründet. Weitere Ursachen beziehen sich auf nicht weiter untersuchte Bedingungen wie Luftfeuchte, Temperatur, Druck (Vakuumanwendung), Oberflächenrauheit und so weiter. In einer vorläufigen Messung wurde zum Beispiel eine maximale Kraft von  $60\mu N$  an einem heißen und schwülen Tag gemessen. Der Messaufbau war auf der REM-Stage montiert, die Kammer jedoch geöffnet. Anschließend wurde die Kammer geschlossen und Vakuum hergestellt. Bei der identischen Messreihe ergaben sich nur noch  $18\mu N$ . Deshalb kann davon ausgegangen werden, dass oben genannte Parameter auf kleinen Skalen deutlich mehr Einfluss haben als zum Beispiel bei den Messungen in Kapitel 3. Mit weiterer Optimierung der Parameter könnte die Varianz sicherlich noch verringert werden.

Der Autor hält außerdem die Generierung noch kleinerer Kräfte bis in den Bereich von einigen Hundert Nanonewton für prinzipiell machbar. Dann stoßen jedoch die Miniaturisierung und das Handling insbesondere des Läufers an Grenzen. Hierfür müsste über eine robotergestützte Fertigung nachgedacht werden. Lösungen für die elektrische Kontaktierung und das Herstellen und Aufbringen entsprechender Läufer sind zu identifizieren. Da parasitäre Kräfte immer eine Rolle spielen, muss eventuell eine Abschirmung gegen störende Felder vorgesehen werden. Im Falle des Betriebs im REM unter Hochvakuum muss überdies das Problem der statischen Aufladung des Läufers (Erdung) gelöst werden.

Derzeit lassen sich weder die Ergebnisse zur vektoriellen Krafterzeugung noch diejenigen zu kleinen Kräften mit dem Simulationsmodell in Übereinstimmung bringen. In ersterem Fall macht die Simulation aufgrund des einzelnen Freiheitsgrades im Modell keinen Sinn, da Quereffekte zwischen verschiedenen Achsen nicht abbildbar sind. Im Fall der kleinen Kräfte muss festgehalten werden, dass

---

die Simulation auf empirischen Daten aufbaut, die sich auf größere Vorspannungen beziehen. Daher überrascht die schlechte Übereinstimmung auf kleinen Skalen der Vorspannung nicht. Zukünftig ist zu prüfen, ob nicht sogar weitere Effekte gerade im Bereich kleiner Kräfte berücksichtigt werden müssen, zum Beispiel Kapillarkräfte aufgrund minimaler Flüssigkeitsmengen aus der Luftfeuchtigkeit. Ein Ansatz hierfür könnte das Johnson-Kendall-Roberts-Modell (JKR-Modell) sein [87]. Der erste Schritt wird aber sicherlich die Parameteridentifikation anhand weiterer praktischer Messungen sein.



# 7. Zusammenfassung und Ausblick

## 7.1. Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde eine neue Methode untersucht, Stick-Slip-Antriebe zur Ausübung definierter Kräfte zu nutzen. Das Stick-Slip-typische Reibverhalten ist hierfür die wesentliche Grundlage, denn die Reibung ist stark durch die Interaktion der Oberflächenrauheiten gekennzeichnet. Nachdem die praktische Machbarkeit der Krafterzeugung bewiesen wurde, fokussiert die Arbeit ein neues Reibmodell zur Simulation dieser Methode. Viel Aufmerksamkeit wird dem theoretischen Hintergrund und der Herleitung von Modellparametern geschenkt, bevor das Modell und entsprechende Anwendungsszenarien der Krafterzeugung präsentiert werden.

Der Stand der Forschung anhand einschlägiger mikro- und nanorobotischer Systeme zur Handhabung mikroskopischer Objekte ist dargelegt worden. Diese beruhen zu einem großen Teil auf dem Stick-Slip-Prinzip. Diverse Autoren haben bereits den Effekt der 0-Amplitude als Mindest-Signalamplitude für Stick-Slip-Schritte beobachtet. Sie erklärten diesen aber nur ansatzweise und untersuchten ihn nicht systematisch. Gleiches gilt für die Vorspannung, welche für Stick-Slip-Antriebe immer besonders kritisch ist. Die Krafterzeugung - beziehungsweise die Fähigkeit solcher Antriebe, definierte Kräfte zu generieren - ist neu und in der Literatur bisher bis auf wenige Teilaspekte nicht thematisiert worden. Simulationsmodelle bauten entweder auf klassischen Ansätzen oder schließlich auf dem sogenannten LuGre-Modell auf, welches die Interaktion der Rauheitsspitzen beschreibt.

Ein nur teilweise erreichtes Ziel war und ist die theoretische Herleitung von Modellparametern. Theoretisch abgeleitete Parameter sind oft mehrdeutig und eher qualitativer Natur. Aus diesem Grund wird für eine gute quantitative Simulation auf empirische Ansätze zurückgegriffen. Die Einflüsse von Vorspannung, Material- und Aktoreigenschaften auf die 0-Amplitude und die Krafterzeugung werden diskutiert. Die 0-Amplitude wird schließlich als Summe elastischer Eigen-

schaften im Stick-Slip-System definiert. Weiterhin wird versucht, die Einflüsse quantitativ zu erfassen.

Ausgehend vom Elastoplastic-Modell (LuGre-Modell plus rein elastischem Verhalten) wurde zunächst die 0-Amplitude simuliert, ebenso die durch die Vorspannung induzierten Einflüsse sowie die Krafterzeugung. 0-Amplitude und Krafterzeugung sind damit qualitativ abzubilden. Eine Adaptierung auf empirischer Basis führt zum neuen CEIM-Modell, welches quantitativ hochwertige Ergebnisse für eindimensionale Antriebe liefert. Die Piezoaktoren wurden in dieser Arbeit als ideal steif angenommen, was durch entsprechende Messungen gerechtfertigt ist.

Für die Validierung wurde die Erzeugung vektorieller Kräfte mit einem mobilen Robotersystem untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass die Krafterzeugung im mehrdimensionalen Fall anwendbar ist. Die quantitativen Ergebnisse und die Wiederholbarkeit waren jedoch nicht überzeugend. Hauptprobleme beziehen sich auf die Nichtverfügbarkeit geeigneter Kraftsensoren sowie die gegenseitige Beeinflussung der Stick-Slip-Achsen durch systemweite Vibrationen. Letzteres führte häufig zum schnellen Erreichen des jeweiligen Kraftmaximums. Die Simulation vektorieller Kräfte war aufgrund der eindimensionalen Modellierung von vornherein nicht durchführbar.

Des Weiteren wurde die Generierung besonders kleiner Kräfte von unter  $1mN$  fokussiert, wie sie häufig für Anwendungen im Mikro- und Nanobereich von Interesse sind. Es war möglich, durch Reduktion der Läufermasse eine sehr geringe Vorspannung zu erzielen. Dies führte zu definierten Kräften im einstelligen  $\mu N$ -Bereich. Sie wurden exemplarisch zur Bestimmung der Steifigkeit eines typischen Cantilevers aus der Rastersondenmikroskopie genutzt. Durch das Wirken der Kraft wurde der Cantilever ausgelenkt, was mit dem Rasterelektronenmikroskop detektiert wurde. Anschließend konnten die Bilddaten ausgewertet werden. Simulationsläufe bezüglich der kleinen Kräfte lieferten allerdings zu große Kraftbeträge und nicht die spezielle Charakteristik. Dies war aufgrund der fehlenden empirischen Grundlage aber zu erwarten.

Im Verlauf der Arbeit hat sich eine weitere mögliche Anwendung der Krafterzeugung ergeben: Die Bereitstellung von  $\mu$ -Kraftnormalen (Standardkräften). Mikro-Kraftsensoren zum Beispiel sind wichtige Elemente für die Automatisierung von Prozessen auf diesen Skalen. Im Verlauf der Arbeit war es gelungen, geringe Defekte in solchen Sensoren zu identifizieren und eine Art Selektion innerhalb einer Baureihe vornehmen zu können. Wegen der einfachen Durchführbarkeit und Flexibilität der Krafterzeugung stellt das Verfahren eine interessante Alternative zu bestehenden Ansätzen zur Qualitätssicherung dar. Dies wird selbstverständlich umso interessanter, je kleiner die generierten Kräfte ausfallen können.

## 7.2. Ausblick

Ein selbstverständliches Ziel für die Zukunft sollte die Untersuchung beziehungsweise Implementierung bisher nicht berücksichtigter Effekte sein, wie weitere Materialparameter, Verschleiß, Umgebungsbedingungen, Berücksichtigung nachgiebiger Aktoren und die Schrittform inklusive der Charakteristik der Vibrationen. Bisher konnten diese Einflüsse nur am Rande oder gar nicht untersucht werden, weil zu wenig Daten zur Verfügung standen oder die Mittel für diesbezügliche Messungen fehlten.

Mit einer größeren Datenbasis könnten Zusammenhänge zwischen Theorie und Empirie gezielter erarbeitet werden. Es wurde bereits auf die große Übereinstimmung zwischen der Losbrechdistanz  $z_{ba}$  im Modell und der Gleitgrenze  $u_x$  aus der Theorie hingewiesen. Dies kann ein erster Ansatz sein, um empirisch ermittelte Parameter durch theoretische hergeleitete Größen mit quantitativer Güte herzuleiten.

Insbesondere im Sinne der Krafterzeugung sollten die dynamischen Eigenschaften des Zielobjekts und der Einfluss der kontaktmechanischen Randbedingungen im Kontaktpunkt in das Modell integriert werden. Dies wird aufgrund der zunehmenden Modellkomplexität eine besondere Herausforderung sein.

Für die Simulation der vektoriiellen Krafterzeugung muss die mehrdimensionale Simulation der Antriebe ermöglicht werden. Das bedeutet, es kann nicht mehr von einem einzigen, idealisierten Reibkontakt ausgegangen werden. Die realen Elemente Rubinhalbkugel, Stahlkugel, Läufer sowie aufbaubedingte Randbedingungen (zum Beispiel die Eigenfrequenz der Feder zur Vorspannung) müssen in die Simulation einfließen. Hierfür könnte die im Makrobereich bereits etablierte Methode der Mehrkörpersimulation gute Dienste leisten.

Für die Simulation kleiner Kräfte stellt sich die Frage, ob das Modell weiter empirisch angepasst wird oder ob neue Wege zur Modellierung beschritten werden. Dazu muss jedoch erst ermittelt werden, welche Ursachen die Unterschiede zu den bekannten Charakteristika ausmachen.

Nichtsdestotrotz ist das vorliegende Modell eine sehr gute Ausgangsbasis zur Simulation spezieller Effekte wie der vergrößerten Schrittweite durch Ausnutzung von Resonanzeffekten. Für derartige Forschung (Stichwort Signalform, Slewrates, maximale Geschwindigkeit) steht ein hilfreiches Werkzeug zur Verfügung.

Der Autor geht davon aus, dass bei weiterer Miniaturisierung des Antriebs und insbesondere des Läufers noch deutlich kleinere Kräfte bis in den  $nN$ -Bereich zu erzeugen sein sollten. Dies wäre zum Beispiel für die Metrologie und die Materialwissenschaft interessant. Ein guter Ansatz zur Skalierung der Piezoaktoren ist die lasergestützte Fertigung, welche im Rahmen der Forschungstätigkeiten zu dieser Arbeit entwickelt wurde.

Weitere Herausforderungen ergeben sich bei der Fertigung noch kleinerer Läufer und der Montage des gesamten Antriebs, welche kaum mehr manuell durchführbar sind. Die im Vorfeld dieser Arbeit mitentwickelten mobilen Roboter (Ramona) wären potenziell gut geeignete Werkzeuge zur Realisierung dieser Vorhaben.

## A. Datenblatt Halbkugeln Rubin Quick-Ohm

Für die Antriebe werden Rubinhalkugeln der Firma Quick-Ohm Küpper & Co. GmbH, Unterdahl 24 B, D-42349 Wuppertal, verwendet. Folgende Daten gelten laut Hersteller:

Grad (grade)	25
Durchmesser	0,5mm oder 0,25mm
Radiustoleranz	2,54 $\mu$ m
Rundheit	0,64 $\mu$ m
Mohs-Härte	9

**Tabelle A.1.:** Daten Halbkugeln Rubin Quick Ohm.

Die Rauigkeit wurde im Rahmen einer AFM-Messung überprüft:

	RMS	13nm
	Rauigkeit Peak-Peak	100nm
	techn. Rauigkeit	50nm
	gleichmäßige Verteilung in Feld	10x10 $\mu$ m

**Tabelle A.2.:** AFM-Rauigkeitsmessung Rubinhalkugel.

Damit kann die Oberfläche im Rahmen dieser Arbeit als sehr glatt angenommen werden. Durch die extreme Härte muss nicht mit einem Verschleiß der Rubine gerechnet werden (was sich praktisch bestätigt hat).



## B. Datenblatt Piezokeramik PIC151 Physik-Instrumente

Complete material data set PIC151					
Coefficient	Unit	Value	Coefficient	Unit	Value
Density	kg/m <sup>3</sup>	7,76E+03	N1	Hzm	1384
			N3	Hzm	1817
Qm		88	N5	Hzm	1050
			Np	Hzm	1915
ε 11T		1936	Nt	Hzm	2118
ε 33T		2109			
ε 11S		1110	d31	m/V	-2,14E-10
ε 33S		852	d33	m/V	4,23E-10
tan δ		15,7E-3	d15	m/V	6,10E-10
k31		0,382	g31	Vm/N	-1,15E-02
k33		0,697	g33	Vm/N	2,18E-02
k15		0,653	g15	Vm/N	3,65E-02
kp		0,663			
kt		0,528	e31	N/Vm	-9,60
			e33	N/Vm	15,10
Poisson (σ)		0,34	e15	N/Vm	12,00
s11E	m <sup>2</sup> /N	1,683E-11	c11E	N/m <sup>2</sup>	1,076E+11
s33E	m <sup>2</sup> /N	1,900E-11	c33E	N/m <sup>2</sup>	1,004E+11
s55E	m <sup>2</sup> /N	5,096E-11	c55E	N/m <sup>2</sup>	1,962E+11
s12E	m <sup>2</sup> /N	-5,656E-12	c12E	N/m <sup>2</sup>	6,312E+10
s13E	m <sup>2</sup> /N	-7,107E-12	c13E	N/m <sup>2</sup>	6,385E+10
s44E	m <sup>2</sup> /N	5,096E-11	c44E	N/m <sup>2</sup>	1,962E+10
s66E	m <sup>2</sup> /N	4,497E-11	c66E	N/m <sup>2</sup>	2,224E+10
s11D	m <sup>2</sup> /N	1,436E-11	c11D	N/m <sup>2</sup>	1,183E+11
s33D	m <sup>2</sup> /N	9,750E-11	c33D	N/m <sup>2</sup>	1,392E+11
s55D	m <sup>2</sup> /N	2,924E-11	c55D	N/m <sup>2</sup>	3,420E+10
s12D	m <sup>2</sup> /N	-8,112E-12	c12D	N/m <sup>2</sup>	7,376E+10
s13D	m <sup>2</sup> /N	-2,250E-12	c13D	N/m <sup>2</sup>	4,436E+10
s44D	m <sup>2</sup> /N	2,924E-11	c44D	N/m <sup>2</sup>	3,420E+10
s66D	m <sup>2</sup> /N	4,497E-11	c66D	N/m <sup>2</sup>	2,224E+10

Values are only for information - no specification!  
Simulation purpose

Abbildung B.1.: Technisches Datenblatt des Keramikherstellers Piceramic, Lindenstrasse, 07589 Lederhose.



## C. Python-Script zur automatisierten Kraftmessung

Hier folgt ein beispielhaftes Programm zur Automatisierung der Kraftmessung aus Kapitel 3.1, geschrieben in Python Version 2.8.

```
#encoding: latin1
from amir import io, rc
import time
import shutil
from datetime import date
import shutil

#####
#
#       Versuche mit Kraftmessdose
#
#####

path = "C:\\Documents_and_Settings\\christoph.edeler\\Messungen_Pruefstand\\"
fileNameMeasure = "ForceGen_"+str(date.today())+"_"+time.strftime("%H%Mm")+ "_ .csv"
fileNameRawdata = "mess.txt"

frequency = 100.0      # [Hz]
preload = 0.2          # [N], 0= "unbekannt"

temp = 0.5; # calculate minimum amplitude dependent on preload?
amplitude = [];
while (temp < 1.01):
    amplitude [len(amplitude):] = [temp];
    temp += 0.1;

parameter = [];
parameter [ len(parameter): ] = [300.0];
#parameter [ len(parameter): ] = [150.0];
#parameter [ len(parameter): ] = [75.0];
parameterName = "-"

Masse = 2.8           # [g], Läufer + Spiegel = 2.8g (?)

pauseAfterStep = 0.1;
repetitions = 3;     # the force is measured n-times for each amplitude

noiseLevelUnloaded = 0.0; # to determine during the first measurement
noiseLevelLoaded = 0.0; # to determine during the first measurement
ampForceFineAdjust = 0.3 # Stellamplitude, mit der die Kraft auf 0 geregelt wird
# bis Vorspannung 0.3N ist 0.3 ok
forceZeroCalibration = 0.0; # to determine during the first measurement
forceZeroTolerance = 2.0;
# noise around zero force (for zero detection) P0.05 => 1.0

forceAverageFilter = 1000;
Wert_Mittelwertfilter = 1000;
forceGenerationPositionTolerance = 5.0; # [nm]
calmDownTime = 0.2

verfahrRichtung = 1;
# 0 oder 1, je nachdem auf welcher Seite Laser/Kraftmessdose
```

```

##### Initia #####

interferometer = rc.getUnit("interferometer")
mobrob = rc.getUnit("stagemobrob")
interferometer.StopMeasurement();
interferometer.SetPosition(0.0);

params = "Kraftmess_F" + "_V" + str(preload) + "_M" + str(Masse);

def verfahren(curFrequency, curAmplitude, curStepNumber):
    if (verfahrRichtung == 0):
        mobrob.MoveZ(curFrequency, curAmplitude, curStepNumber);
    else:
        mobrob.MoveZ(curFrequency, -curAmplitude, curStepNumber);

def calculateForceMinMax(): # Rauschen des Kraftsignals bestimmen
    n = 100; # n Werte als Berechnungsgrundlage
    forces = [];
    averageForceParameter = 1;

    for i in range(n):
        forces [ len(forces): ] = [ measForce(averageForceParameter) ];

    minForce = forces[0];
    maxForce = forces[0];

    sumForce = 0;
    for i in range(n):
        sumForce += forces[i];

        if( forces[i] > maxForce):
            maxForce = forces[i];

        if( forces[i] < minForce):
            minForce = forces[i];

    middleForce = sumForce / float(n);

    return( middleForce, minForce, maxForce );

def findZeroForcePosition():
    global forceZeroCalibration;
    global noiseLevelUnloaded;

    doc = 0; # if 1, every step is "printed"

    mobrob.SetSlipDuration(2.0); # can change within forceGeneration
    curForce = measForce(forceAverageFilter);
    verfahren(100.0, 1.0, 1); # measure current force level (maybe loaded)
    time.sleep(calmDownTime); # Step away from load cell

    force = measForce(forceAverageFilter); # meas force and determine if its less
    time.sleep(0.01);
    # perform steps away from load cell until force remains constant
    count = 0;
    if (doc):
        print "drive to IFM, force to 0"
    while ( (force + forceZeroTolerance < curForce) & (count < 100) ):
        verfahren(100.0, 1.0, 1); # drive to IFM, force to 0
        count += 1;
        time.sleep(0.01);
        curForce = measForce(forceAverageFilter);
        time.sleep(0.01);
    if (count == 100):
        count == 100;
        print "Warnung! Nullkraft konnte nicht eingestellt werden!"

#
if (preload > 0.5):
    verfahren(100.0, 1.0, 10);
else:
    verfahren(100.0, 1.0, 5);

```

```

time.sleep(0.2); # bei großen Vorspannungen immer noch Klebeffekt?
#
forceZeroCalibration = force; # Keine Kraft
forceZeroCalibration = measForce(forceAverageFilter);
curPos = interferometer.GetPosition(Wert_Mittelwertfilter).value();
minimumAmp = 0.1; # lowest amplitude to generate force

verfahren(100.0, -minimumAmp, 1); # small step towards load cell
time.sleep(0.01);
newPos = interferometer.GetPosition(Wert_Mittelwertfilter).value();

# determine the smallest possible amplitude minimumAmp
if (doc):
    print "determine the smallest possible amplitude"

while ( (abs( newPos - curPos ) < 10.0) & (minimumAmp <= 1.0) ):
# no step performed, minimumAmp to small
    minimumAmp += 0.05;
    curPos = interferometer.GetPosition(Wert_Mittelwertfilter).value();
    time.sleep(0.01);
    verfahren(100.0, -minimumAmp, 1); # larger step towards load cell
    time.sleep(0.2);
    newPos = interferometer.GetPosition(Wert_Mittelwertfilter).value();

# increase minimumAmp dependent to preload
if (preload > 0.5):
    minimumAmp += 0.5; # for "safety" reasons
else:
    minimumAmp += 0.2; # change due to vertical operation

if (minimumAmp > 1.0):
    minimumAmp = 1.0;
    if (doc):
        print "Warnung! minimum amplitude too high!!!"

if (doc):
    print "MinimumAmplitude ist:", minimumAmp

# smallest steps towards load cell until force detected
if (doc):
    print "steps towards load cell until force detected"

count = 0.0;
time.sleep(0.01);
curForce = measForce(forceAverageFilter);
# meas force and determine if its less
while ((abs(curForce-forceZeroCalibration)<forceZeroTolerance)&(count<100)):
    count += 1;
    verfahren(100.0, -minimumAmp, 1); # small steps away from load cell
    time.sleep(0.01);
    curForce = measForce(forceAverageFilter);
    time.sleep(0.01);
if (count == 100) & (doc):
    print "Warnung! Es konnte keine Kraft erzeugt werden!"

# if the force is >0, perform smallest steps back until force = 0
if (doc):
    print "steps away from cell until zero force detected"
count = 0.0;
curForce = measForce(forceAverageFilter);
# meas force and determine if its less
while ((abs(curForce-forceZeroCalibration)>forceZeroTolerance)&(count<100)):
    if (doc):
        print "curForce:", curForce, "forceZeroCalibration:", \
forceZeroCalibration, "abs(diff):", \
abs( curForce - forceZeroCalibration);
        count += 1;
        verfahren(100.0, minimumAmp, 1); # small steps away from load cell
        time.sleep(0.01);
        curForce = measForce(forceAverageFilter);
        time.sleep(0.01);
    if (count == 100):
        count = 100;
time.sleep(calmDownTime);

return ();

def forceGeneration(curAmplitude, curParameter):
#
    curSlipTime = abs(curAmplitude) * 300 / curParameter;
#
    mobrob.SetSlipDuration(curSlipTime);

```

```

mobrob.SetSlipDuration(2.0);

if (curAmplitude > 0):
    curAmplitude = -curAmplitude;

posOld = interferometer.GetPosition(Wert_Mittelwertfilter).value();
verfahren(frequency, curAmplitude, 1);
posNew = interferometer.GetPosition(Wert_Mittelwertfilter).value();

while ( abs(posOld - posNew) > forceGenerationPositionTolerance ):
    verfahren(frequency, curAmplitude, 1);
    time.sleep(0.01);
    posOld = posNew;
    posNew = interferometer.GetPosition(Wert_Mittelwertfilter).value();

return();

def rausfahren():
    mobrob.SetSlipDuration(2.0);
    verfahren(1000.0, 1.0, 100);

def measForce(averageForceParameter): # Kraft in mN
    return(50 * interferometer.GetAuxSignal( averageForceParameter ).value() );

def outputToFileMeas():
    dataFile = open(path + fileNameMeasure, 'a');

    try:
        saveString = "A;";
        for par in parameter:
            saveString = saveString + parameterName + str(par) + ";";
        print saveString
        saveString = saveString + '\r';
        dataFile.write(saveString);

        for a in amplitude:
            saveString = str(a);
            for par in parameter:
                saveString = saveString + ";" + str( \\\
                    measAll[ parameter.index(par) ] \\\
                    [ amplitude.index(a) ] );
            saveString = saveString.replace(".", ",");
            print saveString
            saveString = saveString + '\r';
            dataFile.write(saveString);

        dataFile.write('\r\r' + params);
    finally:
        dataFile.close();

def calculateAverageMinMaxVariance(values): # returns average, min, max, variance
    if (len(values) == 0):
        return(0, 0, 0, 0);

    sum = 0.0;
    min = values[0];
    max = values[0];

    for i in values:
        sum += values[ values.index(i) ];
        if (values[ values.index(i) ] > max):
            max = values[ values.index(i) ];
        if (values[ values.index(i) ] < min):
            min = values[ values.index(i) ];

    average = sum / float( len(values) );

    sum = 0.0;
    for i in values:
        sum += abs( values[ values.index(i) ] - average );

```

---

```

        variance = sum / float( len(values) );

    return(average, min, max, variance);

##### Main #####

interferometer.SetAcquireFT(False, 0.0);
interferometer.SetFTMeasurement(False);

measAll = [0.0] * len(parameter);

interferometer.StopMeasurement();

findZeroForcePosition();
interferometer.SetPosition(0.0);
time.sleep(0.2);

rawfile = path + "Messung1.txt";
#interferometer.StartMeasurement(rawfile);

try:
    for par in parameter:
        for a in amplitude:
            generatedForce = [];
            for i in range(repetitions):
                startForce = measForce(forceAverageFilter);
                forceGeneration(a, par);
                endForce = measForce(forceAverageFilter);
                result = abs(endForce - startForce); # in [mN]
                generatedForce[ len(generatedForce): ] = [result];
                time.sleep(0.01);

                findZeroForcePosition();
            generatedForce = calculateAverageMinMaxVariance(generatedForce);
            print "A:", a, ";avForce:", generatedForce[0], ";min:", \
                generatedForce[1], ";max:", generatedForce[2];
            measAll[ parameter.index(par) ] = [generatedForce[0] ];

finally:
    interferometer.StopMeasurement();

    #outputToFileMeas();

    try:
        shutil.copy(rawfile, path + "mess.txt")
    except IOError, e:
        # io.logError("ARG");
        pass;

    print "Ende der Messung!"

```



## D. Kalibrierdaten Kraftsensoren FemtoTools

Kalibrierdaten der Kraftsensoren aus Kapitel 6.3.4.

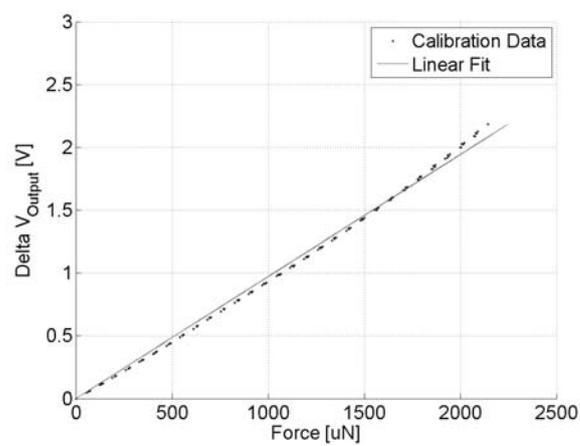


Abbildung D.1.: Kalibrierkurve des Sensors FT-S270 Nr. 1334.

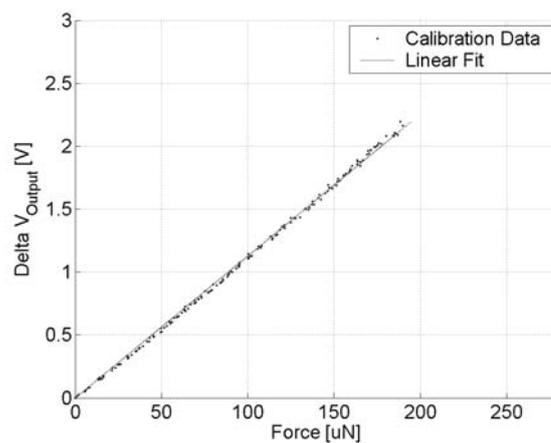


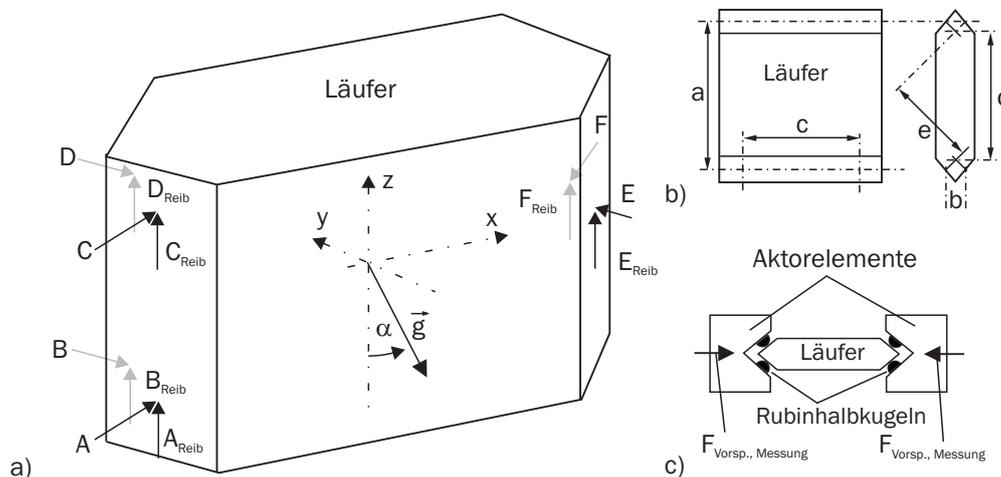
Abbildung D.2.: Kalibrierkurve des Sensors FT-S540 Nr. 2182.



## E. Vorspannung unter Berücksichtigung der Gravitation

Es wurde bereits festgestellt, dass die Vorspannung im Simulationsmodell unter Berücksichtigung der mechanischen Randbedingungen berechnet werden muss. Hier wird angenommen, dass der Läufer an sechs Kontaktpunkten gehalten wird. Jeder Kontaktpunkt weist eine Normalkraft auf und verursacht dadurch auch eine tangentielle Reibkomponente. Weiters wird angenommen, dass das Verhältnis zwischen Normal- und Reibkraft bei allen Kontaktpunkten gleich ist. Unter diesen Bedingungen können Gleichungen für jeden Freiheitsgrad hergeleitet werden. Es wird vorausgesetzt, dass die Einzelbedingungen in eine einzige äquivalente Vorspannung umgerechnet werden können. Der einfachste Ansatz besteht darin, alle Normalkomponenten zu summieren. Dies wird im Folgenden durchgeführt.

Abbildung E.1a zeigt den Läufer mit den zwölf Kraftkomponenten, Abbil-



**Abbildung E.1.:** Skizze des Läufers: a) mit Normal-, Reib und Gravitationskräften, b) geometrische Beschreibung und c) Einbausituation mit Bezeichnung der gemessenen Vorspannung.

dung E.1b die geometrischen Bedingungen. Der Prismenwinkel zwischen Normalkraft und x-Achse beträgt  $45^\circ$  ( $90^\circ$  zwischen den Laufflächen des Läufers). Drei Gleichungen für die Kräftegleichgewichte

$$0 = \frac{A}{\sqrt{2}} + \frac{B}{\sqrt{2}} + \frac{C}{\sqrt{2}} + \frac{D}{\sqrt{2}} - \frac{E}{\sqrt{2}} - \frac{F}{\sqrt{2}}, \quad (\text{E.1})$$

$$0 = \frac{A}{\sqrt{2}} + \frac{C}{\sqrt{2}} + \frac{E}{\sqrt{2}} - \frac{B}{\sqrt{2}} - \frac{D}{\sqrt{2}} - \frac{F}{\sqrt{2}} - m|\vec{g}| \cdot \sin(\alpha), \quad (\text{E.2})$$

$$0 = A_R + B_R + C_R + D_R + E_R + F_R - m \cdot \ddot{z} - m|\vec{g}| \cdot \cos(\alpha), \quad (\text{E.3})$$

sowie drei Gleichungen für die Momentengleichgewichte

$$0 = E \cdot e - F \cdot e - m|\vec{g}| \cdot \left( \frac{a}{2} - \frac{b}{2} \right) \sin(\alpha), \quad (\text{E.4})$$

$$0 = \frac{A+D}{\sqrt{2}} \cdot \frac{c}{2} - \frac{B+C}{\sqrt{2}} \cdot \frac{c}{2} + (F+D+B) \frac{\mu b}{2} - (A+C+E) \frac{\mu b}{2}, \quad (\text{E.5})$$

und

$$0 = \frac{C+D}{\sqrt{2}} \cdot \frac{c}{2} - \frac{A+B}{\sqrt{2}} \cdot \frac{c}{2} + \frac{A_{Reib} + B_{Reib} + C_{Reib} + D_{Reib}}{2} \cdot a - \frac{E_{Reib} + F_{Reib}}{2} \cdot a \quad (\text{E.6})$$

können aufgestellt werden. Diese Gleichungen können auch in der Form

$$\begin{pmatrix} M_{mech,11} & \cdots & M_{mech,16} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ M_{mech,61} & \cdots & M_{mech,66} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \\ E \\ F \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R_1 \\ \vdots \\ R_n \end{pmatrix} \quad (\text{E.7})$$

mit

$$M_{mech,1} = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \\ \frac{i}{2} - \frac{\mu b}{2} & -\frac{i}{2} + \frac{\mu b}{2} & -\frac{i}{2} - \frac{\mu b}{2} & \frac{i}{2} + \frac{\mu b}{2} & -\frac{\mu b}{2} & +\frac{\mu b}{2} \\ -i + \mu a & -i + \mu a & i + \mu a & i + \mu a & -\mu a & -\mu a \end{pmatrix} \quad (\text{E.8})$$

und

$$i = \frac{c}{\sqrt{2}} \quad (\text{E.9})$$

und

$$R_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ \sqrt{2} m |\vec{g}| \sin(\alpha) \\ \frac{m}{\mu} (\ddot{z} + |\vec{g}| \cos(\alpha)) \\ \frac{m |\vec{g}|}{e} \left( \frac{a}{2} - \frac{b}{2} \right) \sin(\alpha) \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (\text{E.10})$$

notiert werden. Abbildung E.1c zeigt den Läufer, der von zwei Aktorelementen durch die Vorspannung gehalten wird. Also kann eine weitere Gleichung aufgestellt werden

$$F_{Vorsp.,Messung} = \frac{E + F}{\sqrt{2}}. \quad (\text{E.11})$$

Der Reibbeiwert  $\mu$  wird nunmehr bei allen sechs Kontaktpunkten gleichgesetzt. Dann kann die resultierende Reibkraft  $Q$  ausgedrückt werden durch

$$Q = (A_{Reib} + B_{Reib} + C_{Reib} + D_{Reib} + E_{Reib} + F_{Reib}). \quad (\text{E.12})$$

Natürlich muss die Näherung aufgrund fehlender Angaben über die einzelnen Kontaktpunkte erfolgen. Schließlich ist  $Q$  unabhängig von der Geometrie:

$$Q = \frac{m}{\mu} (\ddot{z} + |\vec{g}| \cos(\alpha)). \quad (\text{E.13})$$

Daher kann Zeile 3 in Gleichung E.7 entfernt und durch Gleichung E.11 ersetzt werden. Dies führt zu einem zweiten Gleichungssystem ähnlich zu Gleichung E.7 mit sechs Freiheitsgraden

$$M_{mech,2} = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \\ \frac{i}{2} & -\frac{i}{2} & -\frac{i}{2} & \frac{i}{2} & 0 & 0 \\ -\frac{i}{2} & -\frac{i}{2} & \frac{i}{2} & \frac{i}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}} \end{pmatrix} \quad (\text{E.14})$$

und

$$R_2 = \begin{pmatrix} 0 \\ \sqrt{2} m |\vec{g}| \sin(\alpha) \\ \frac{mg}{e} \left( \frac{a}{2} - \frac{b}{2} \right) \sin(\alpha) \\ 0 \\ 0 \\ F_{Vorsp.,Messung} \end{pmatrix}. \quad (\text{E.15})$$

Für die Bedingungen in Tabelle E.1 können die Kräfte berechnet werden zu

Parameter	Wert	Einheit	Parameter	Wert	Einheit
$a$	0,015	$m$	$\vec{g}$	9,81	$\frac{m}{s^2}$
$b$	0,002	$m$	$\ddot{z}$	0	$\frac{m}{s^2}$
$c$	0,005	$m$	$m$	0,003	$kg$
$d$	0,013	$m$	$F_{Vorsp.,Messung}$	0,2	$N$
$e$	0,007	$m$	$\alpha$	90	$Grad$

**Tabelle E.1.:** Parameter zur Berechnung der Normalkräfte.

denen in Tabelle E.2. Es zeigt sich, dass die Summe der Normalkräfte wegen

Parameter	Wert	Einheit
$A$	74,3	$mN$
$B$	67,1	$mN$
$C$	74,3	$mN$
$D$	67,1	$mN$
$E$	155,1	$mN$
$F$	127,8	$mN$
$\sum F_{A-F}$	0,566	$N$
$F_{Vorsp.,Messung}$	0,2	$N$
Verhältnis $\frac{\sum F_{A-F}}{F_{Vorsp.,Messung}}$	2,8	

**Tabelle E.2.:** Berechnete Beträge der Normalkräfte.

der geometrischen Bedingungen 2,8-mal höher als die gemessene Vorspannung ausfällt. Das erlaubt die Berechnung der richtigen Vorspannung im Modell. Der Faktor zur Korrektur der Vorspannung im Modell kann also mit  $i_{mech} = 2,8$  angesetzt werden.

## F. Daten des 0-Versuchs für die Simulation

Die Daten in Tabelle F.1 stellen einen typischen Arbeitspunkt der Praxis als auch den repräsentativen 0-Versuch für die Simulation dar.

Parameter	Wert	Einheit
$\sigma_0$	$5e7$	$\frac{N}{m}$
$\sigma_1$	20	$\frac{Ns}{m}$
$\sigma_2$	0	$\frac{Ns}{m}$
$\mu$	0,2	
$c_{Feder}$	25000	$\frac{N}{m}$
$m_{Läufer}$	0,003	$kg$
$Slewrates$	300	$\frac{V}{\mu s}$
$u_{max}$	160	$nm$
$t_{Stick}$	0,005	$s$
$F_{Vorspannung}$	0,1	$N$
$\alpha$	0	$Grad$
$E_{Läufer}$	210	$\frac{kN}{mm^2}$

**Tabelle F.1.:** Daten des 0-Versuchs (Simulation).



## G. Datenblatt Cantilever Nanosensors

Dem Datenblatt in Abbildung G.1 ist zu entnehmen, dass die Steifigkeitstoleranz eines kommerziellen Cantilevers durchaus 20% betragen kann.

For further information:  
info@nanosensors.com  
http://www.nanosensors.com

 **NANOSENSORS™**  
The World Leader in Scanning Probes

### Measurement Data Sheet

Type:			Lot No.:		
<b>PPP-NCLAu-10</b>			<b>38974F26L495</b>		
Probe No.	T (um)	W (um)	L (um)	C (N/m)	f (kHz)
1	7,00	35	226	4,5 E+1	188
2	6,40	33	226	3,2 E+1	170
3	6,40	34	226	3,3 E+1	172
4	6,30	33	226	3,1 E+1	169
5	6,50	34	226	3,4 E+1	173
6	6,50	34	226	3,4 E+1	174
7	6,50	34	226	3,5 E+1	174
8	6,50	34	226	3,4 E+1	174
9	6,50	34	226	3,4 E+1	174
10	6,50	34	226	3,4 E+1	174

Please note: The spring constant  $C$  and the resonance frequency  $f$  of the cantilevers are calculated using the individually measured Thickness  $T$  and Width  $W$  and Length  $L$ . Please allow up to 10% deviation from the true values for 450 um long cantilevers and up to 20% deviation for 125/225 um long cantilevers.

Please find handling information on reverse side!

Abbildung G.1.: Datenblatt Cantilever Firma Nanosensors.



# Literaturverzeichnis

- [1] K. Popp and P. Stelter. Stick-slip vibrations and chaos. *Philosophical Transactions: Physical Sciences and Engineering*, 332 (1624):89–105, 1990.
- [2] D. W. Pohl. Dynamic piezoelectric translation devices. *Review of Scientific Instruments*, 58 (1):54 – 57, 1987.
- [3] T. Morita, R. Yoshida, Y. Okamoto, M. K. Kurosawa, and T. Higuchi. A smooth impact rotation motor using a multi-layered torsional piezoelectric actuator. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, 46 (6):1439–1445, 1999.
- [4] Y. Ryuichi, O. Yasuhiro, H. Toshiro, and M. Akira. Development of smooth impact drive mechanism (SIDM). Proposal of driving mechanism and basic performance. *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, 65 (1):111–115, 1999.
- [5] T. Morita. Miniature piezoelectric motors. *Sensors and Actuators*, 103:291–300, 2003.
- [6] K. Ruschmeyer, editor. *Piezokeramik*. expert Verlag Renningen, 1994.
- [7] G. Gautschi. *Piezoelectric sensorics : force, strain, pressure, acceleration and acoustic emission sensors, materials and amplifiers*. Springer, 2002.
- [8] H. J. M. T. A. Adriaens, W. L. de Koning, and Reinder Banning. Modeling piezoelectric actuators. *IEEE Transactions on Mechatronics*, 5 (4):331–341, 2000.
- [9] P. Wierach. Entwicklung Multifunktionaler Werkstoffsysteme mit piezokeramischen Folien im Leitprojekt Adaptronik. In *Adaptronic Congress*, 2003.
- [10] M. Flössel, U. Scheithauer, S. Gebhardt, and A. Michaelis. Entwicklung piezokeramischer Laminate und Fasern für die Integration in Leichtbaustrukturen. In *PT-PISA*, 2007.

- [11] K. Uchino. Piezoelectric Actuators 2010, Piezoelectric devices in the sustainable society. In *12th International Conference on New Actuators (ACTUATOR'10)*, 2010.
- [12] K. Spanner and B. Koc. An overview of piezoelectric motors. In *12th International Conference on New Actuators (ACTUATOR'10)*, 2010.
- [13] G. Caprari. *Autonomous Micro-Robots: Applications and Limitations*. PhD thesis, École polytechnique fédérale de Lausanne (EPFL), 2003.
- [14] W. Zesch, R. Buechi, A. Codourey, and R. Y. Siegwart. Inertial drives for micro- and nanorobots: two novel mechanisms. In *Proceedings of SPIE*, 1995.
- [15] W. Zesch, R. Buechi, A. Codourey, and R. Y. Siegwart. Inertial drives for micro- and nanorobots: analytical study. In *Proceedings of SPIE*, 1995.
- [16] A. Codourey, W. Zesch, R. Biichi, and R. Siegwart. A robot system for automated handling in micro-world. In *Inproceedings of the International Conference on Robots and Systems (IROS'95)*, 1995.
- [17] U. Jungnickel. Miniaturisierte Positioniersysteme mit mehreren Freiheitsgraden auf der Basis monolithischer Strukturen. Dissertation TU Darmstadt, 2004.
- [18] W. Zesch. *Multi-Degree-of-Freedom Micropositioning Using Stepping Principles*. PhD thesis, Swiss Federal Institute of Technology, Zürich (ETHZ), Zurich, Switzerland, 1997.
- [19] S. Martel, A. Saraswat, and I. Hunter. Fundamentals of piezo-ceramic actuation for micrometer and sub-micrometer motions for the nanowalker robot. In *Proceedings of SPIE*, 2000.
- [20] S. Martel, L. C. Olague, J. B. C. Ferrando, S. Riebel, T. Koker, J. Suurkivi, T. Fofonoff, M. Sherwood, R. Dyer, and I. Hunter. General description of the wireless miniature nanowalker robot designed for atomic-scale operations. In *Proceedings of SPIE: Microrobotics and Microassembly*, volume 4568, pages 231–240, Newton, MA, U.S.A., October 2001.
- [21] G. Mariotto, M. D'Angelo, and I. V. Shvets. Dynamic behavior of a piezo-walker, inertial and frictional configurations. *Review Of Scientific Instruments*, 70:3651–3655, 1999.

- 
- [22] J.-M. Breguet. *Stick and Slip actuators*. PhD thesis, École polytechnique fédérale de Lausanne (EPFL), 1998.
- [23] J.-M. Breguet, R. Pérez, A. Bergander, C. Schmitt, R. Clavel, and H. Bleuler. Piezoactuators for motion control from centimeter to nanometer. In *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS'00)*, 2000.
- [24] A. Bergander, J.-M. Breguet, and R. Clavel. Micropositioners for microscopy applications and microbiology based on piezoelectric actuators. *Journal of Micromechatronics*, 2 (1):65–76, 2003.
- [25] J. Brufau, M. Puig-Vidal, J. Lopez-Sanchez, J. Samitier, N. Snis, U. Simu, S. Johansson, W. Driesen, J.-M. Breguet, J. Gao, T. Velten, J. Seyfried, R. Estana, and H. Woern. Micron: Small autonomous robot for cell manipulation applications. In *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA'05)*, 2005.
- [26] C. Canales, F. Kaegi, C. Groux, J.-M. Breguet, C. Meyer, U. Zbinden, and A. Steinecker. A nanomanipulation platform for semi automated manipulation of nano-sized objects using mobile microrobots inside a scanning electron microscope. In *Proceedings of the 17th World Congress, International Federation of Automatic Control (IFAC'08)*, 2008.
- [27] J.-M. Breguet. A 4-degrees-of-freedom microrobot with nanometer resolution. *Robotica*, 14:199–203, 1996.
- [28] A. Bergander, W. Driesen, A. Lal, T. Varidel, M. Meizoso, H. Bleuler, and J.-M. Breguet. Position feedback for microrobots based on scanning probe microscopy. In *Proceedings of International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS'04)*, pages 1734–1739, September 2004.
- [29] Imina Technologies LLC, Ch. de la Raye 13, CH - 1024 Ecublens, Switzerland, 2010. <http://www.imina.ch/>.
- [30] R. Munassypov, B. Grossmann, B. Magnussen, and S. Fatikow. Development and control of piezoelectric actuators for a mobile micromanipulation system. In *5th International Conference on New Actuators (ACTUATOR'96)*, 1996.
- [31] H. Wörn, F. Schmoeckel, A. Buerkle, J. Samitier, M. Puig-Vidal, S. Johansson, U. Simu, J.-U. Meyer, and M. Biehl. From decimeter to centimeter-sized mobile microrobots, the development of the miniman system. In *Conference on Microrobotics and Microassembly III*, 2001.

- [32] S. Fahlbusch, T. Doll, W. Kammrath, K. Weiss, S. Fatikow, and J. Seyfried. Development of a flexible piezoelectric microrobot for the handling of microobjects. In *International Conference on New Actuators (ACTUATOR'00)*, June 2000.
- [33] H. Wörn, J. Seyfried, S. Fahlbusch, A. Bürkle, and F. Schmoeckel. Flexible microrobots for micro assembly tasks. In *Proceedings of International Symposium on Micromechatronics and Human Science (HMS'00)*, October 2000.
- [34] N.N. Miniaturized Robot for Micro Manipulation - MINIMAN, EU-Project within ESPRIT programme. Public final Report., 2001.
- [35] S. Fatikow. *Mikrorobotik und Mikrosystemtechnik*, volume 5. Vorlesungsscript, CvO Universität Oldenburg, 2004.
- [36] A. Kortschack, O. C. Hänßler, C. Rass, and S. Fatikow. Driving principles of mobile microrobots for the micro- and nanohandling. In *Proceedings of the International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS'03)*, pages 1895–1900, October 2003.
- [37] S. Fatikow, A. Kortschack, H. Hülsen, T. Sievers, and T. Wich. Towards fully automated microhandling. In *Proceedings of International Workshop on Microfactories (IWMF'04)*, pages 34–39, October 2004.
- [38] H. Hülsen. Self-organising locally interpolating maps in control engineering. Dissertation CvO Universität Oldenburg, 2007.
- [39] C. Edeler and D. Jasper. Laser-based structuring of piezoceramics for mobile microrobots. In *European Conference on Mechanism Science (EU-COMES'08)*, 2008.
- [40] R. Tunnell. Ermitteln geeigneter Prozessparameter für die Mikro-Laserbearbeitung und Entwicklung einer entsprechenden CAM-Software, (nicht veröffentlicht). Individuelles Projekt Universität Oldenburg, 2007.
- [41] D. Jasper and C. Edeler. Characterization, optimization and control of a mobile platform. In *International Workshop on Microfactories (IWMF'08)*, 2008.
- [42] C. Edeler, D. Jasper, and S. Fatikow. Development, control and evaluation of a mobile platform for microrobots. In *International Federation of Automatic Control (IFAC'08)*, 2008.

- 
- [43] D. Jasper. Vorlesungsskript Microrobotics II, Chapter Nanohandling Robot Motion Control, 2010.
- [44] D. Jasper, C. Edeler, C. Diederichs, M. Naroska, C. Stolle, and S. Fatikow. Towards automated robotic nanomanipulation systems. In *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM'09)*, 2009.
- [45] D. Jasper. SEM-based motion control for automated robotic nanohandling, Dissertation. Verlag Dr. Hut, München, ISBN 9783868539868, 2011.
- [46] D. Jasper, C. Diederichs, C. Edeler, and S. Fatikow. High-speed nanorobot position control inside a scanning electron microscope. In *Proceedings of the Electrical Engineering/Electronics, Computer, Telecommunications and Information Technology Conference (ECTI-CON'10)*, 2010.
- [47] S. Fatikow, C. Edeler, C. Diederichs, I. Meyer, and D. Jasper. Design and control of a nanohandling robot. In *Proceedings of the 13th World Congress in Mechanism and Machine Science (IFTOMM'11)*, 2011.
- [48] R. Murthy and D.O. Popa. A four degree of freedom microrobot with large work volume. In *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA'09)*, 2009.
- [49] Klocke Nanotechnik GmbH, Pascalstr. 17, 52076 Aachen, Germany, 2010. <http://www.nanomotor.de/>.
- [50] V. Klocke and S. Kleindiek. Elektromechanische Positioniereinheit, Weltweites Patent WO001996014959A1, 1996.
- [51] Smaract GmbH, Flötenstrasse 70, 26125 Oldenburg (Oldenburg), Germany, 2010. <http://www.smaract.de/>.
- [52] Kleindiek Nanotechnik GmbH, Aspenhaustrasse 25, 72770 Reutlingen, Germany, 2011. <http://www.nanotechnik.com/>.
- [53] S. Kleindiek. Electromechanical Positioning Device, Weltweites Patent WO001994006160A1, 1994.
- [54] S. Kleindiek. Elektromechanische Antriebsvorrichtung mit Piezoelement, Weltweites Patent WO002000054004A1, 2000.
- [55] Xidex Corporation, 8906 Wall Street, Suite 703, Austin, Texas 78754, 2010. <http://www.xidex.com/>.

- [56] attocube systems AG, Königinstrasse 11a RGB, 80539 München, Germany, 2010. <http://www.attocube.com/>.
- [57] C. Meyer, O. Sqalli, H. Lorenz, and K. Karrai. Slip-stick step-scanner for scanning probe microscopy. *Review of Scientific Instruments*, 76(6):063706, 2005.
- [58] Newport Corporation, 1791 Deere Avenue, Irvine CA 92606, USA, 2011. <http://www.newport.com/>.
- [59] C. Zhao, J. Zhang, J. Zhang, and J. Jin. Development and application prospects of piezoelectric precision driving technology. *Frontiers of Mechanical Engineering in China*, 3 (2):119–132, 2008.
- [60] T. Sievers, S. Garnica, S. Tautz, T. Trüper, and S. Fatikow. Microrobot station for automatic cell handling. In *ICGST International Conference on Automation, Robotics and Autonomous Systems (ARAS'05)*, 2005.
- [61] Robosem project. EU Joint research project, G1RD-CT2002-00675, 2006.
- [62] Y. Xie, D. Sun, C. Liu, and S. H. Cheng. An adaptive impedance force control approach for robotic cell microinjection. In *Proceedings of the International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS'08)*, 2008.
- [63] D. Baechi, R. Buser, and J. Dual. From micro- to nanoparticle manipulation. *Journal of Nanoparticle Research*, 2:393–399, 2000.
- [64] V. Eichhorn, S. Fatikow, T. Wortmann, Ch. Stolle, C. Edeler, D. Jasper, O. Sardan, P. Bøggild, G. Boetsch, Ch. Canales, and R. Clavel. Nanolab: A nanorobotic system for automated pick-and-place handling and characterization of cnts. In *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA '09)*, p.1826 - 1831, 2009.
- [65] V. Eichhorn. Nanorobotic handling and characterization of carbon nanotubes inside the scanning electron microscope, Dissertation. Verlag Dr. Hut, München, ISBN 9783868538441, 2011.
- [66] Y. Peng, T. Cullis, and B. Inkson. Bottom-up nanoconstruction by the welding of individual metallic nanoobjects using nanoscale solder. *Nano Letters*, 9 (1), 2009.
- [67] M. R. Falvo and R. Superfine. Mechanics and friction at the nanometer scale. *Journal of Nanoparticle Research*, 2:237–248, 2000.

- 
- [68] H. Bleuler, R. Clavel, J.-M. Breguet, H. Langen, and Y. Bellouard. Applications of microrobotics and microhandling. *RIKEN Review, Focused on Science and Technology in Micro/Nano Scale*, 36:26–28, 2001.
- [69] R. Rabe. *Compact Test Platform for In-Situ Indentation and Scratching inside a Scanning Electron Microscope (SEM)*. PhD thesis, École polytechnique fédérale de Lausanne (EPFL), 2006.
- [70] W.C. Oliver and G. M. Pharr. An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments. *Journal of materials research*, 7 (6):1564–1583, 1992.
- [71] K. Durst and M. Goken. Nanoindentierung - eine Sonde für die lokalen mechanischen Eigenschaften. *Sonderbande der praktischen Metallographie*, 36:319–328, 2004.
- [72] S. Fatikow, V. Eichhorn, F. Krohs, J. Mircea, Ch. Stolle, and S. Hagemann. Development of an automated microrobot station for nanocharacterization. *Microsystem Technologies*, 14 (4-5):463–474, 2008.
- [73] S. Fatikow, T. Wich, I. Mircea, H. Hülsen, T. Sievers, M. Jähnisch, and V. Eichhorn. Automatic nanohandling station inside a scanning electron microscope. *Journal of Engineering Manufacture*, 222:117–128, 2008.
- [74] M. Noyong, K. Blech, A. Rosenberger, V. Klocke, and U. Simon. In situ nanomanipulation system for electrical measurements in SEM. *Measurement Science and Technology*, 18:84–89, 2007.
- [75] L.-M. Peng, Q. Chen, X.L. Liang, S. Gao, J.Y. Wang, S. Kleindiek, and S.W. Tai. Performing probe experiments in the SEM. *Micron*, 35:495–502, 2004.
- [76] K Reynolds, J Komulainen, J Kivijakola, P Lovera, D Iacopino, M Pudas, J Vähäkangas, J Röning, and G Redmond. Probe based manipulation and assembly of nanowires into organized mesostructures. *Nanotechnology*, 19:1–10, 2008.
- [77] C. Edeler, D. Jasper, C. Diederichs, and S. Fatikow. Fast and accurate pick-and-place automation with nanorobots. In *12th International Conference on New Actuators (ACTUATOR'10)*, 2010.
- [78] V. L. Popov. *Kontaktmechanik und Reibung*. Springer, 2009.

- [79] H. Olsson, K.J. Aström, C. Canudas de Wit, M. Gäfvert, and P. Lischinsky. Friction models and friction compensation. *European Journal of Control*, 4:176–195, 1998.
- [80] B. Armstrong-Hélouvry, P. Dupont, and C. de Wit. A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. *Automatica*, 30 (7):1083–1138, 1994.
- [81] F.-J. Elmer. Nonlinear dynamics of dry friction. *Journal of Physics A: Mathematical and General*, 30:6057–6063, 1997.
- [82] M. Urbakh, J. Klafter, D. Gourdon, and J. Israelachvili. The nonlinear nature of friction. *Nature*, 430(29):525–528, July 2004.
- [83] G. Amonton. *Histoire de l'Académie Royale des Sciences avec les Mémoires de Mathématique et de Physique*. Académie Royale des Sciences, Paris, 1699.
- [84] C. A. Coulomb. *Théorie des Machines Simples*. Bachelier, Libraire, Quai des Augustins, 1821.
- [85] B. Jacobson. The stribek memorial lecture. *Tribology International*, 36:781–789, 2003.
- [86] H. Hertz. Über die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, 92:156–171, 1826.
- [87] K. Kendall K. L. Johnson and A.D. Roberts. Surface energy and the contact of elastic solids. *Proceedings of the Royal Society London*, A324:301–313, 1971.
- [88] F. P. Bowden and D. Tabor. The seizure of metals. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 160:380–383, 1949.
- [89] F.P. Bowden and D. Tabor. *The friction and lubrication of solids*. Clarendon Press (Oxford), 1986.
- [90] B. Bhushan, J. N. Israelachvili, and U. Landmann. Nanotribology: friction, wear and lubrication at the atomic scale. *Nature*, 374:607–616, 1995.
- [91] K.L. Johnson and J. Woodhouse. Stick-slip motion in the atomic force microscope. *Tribology Letters*, 5:155–160, 1998.

- 
- [92] G. Binnig, C. F. Quate, and Ch. Gerber. Atomic force microscope. *Physical Review Letters*, 56(9):930–933, 1986.
- [93] M. H. Müser, M. Urbakh, and M. O. Robbins. Statistical mechanics of static and low-velocity kinetic friction. *Advances in Chemical Physics*, 126, 2003.
- [94] E. Rabinowicz. The nature of the static and kinetic coefficients of friction. *Journal of Applied Physics*, 22(11):1373–1379, 1951.
- [95] E. Rabinowicz. The intrinsic variables affecting the stick-slip process. *Proceedings of the Physical Society*, 71 (4):668, 1958.
- [96] F. Heslot, T. Baumberger, B. Perrin, and C. Caroli. Creep, stick-slip, and dry-friction dynamics: Experiments and a heuristic model. *Physical Review E*, E49:4973–4988, June 1994.
- [97] P. R. Dahl. A solid friction model. Technical report, Aerospace Corp el Segundo CA, 1968.
- [98] F. Altpeter. *Friction Modeling, Identification and Compensation*. PhD thesis, École polytechnique fédérale de Lausanne (EPFL), 1999.
- [99] A. Bergander. *Control, Wear and Integration of Stick-Slip Micropositioning*. PhD thesis, École polytechnique fédérale de Lausanne (EPFL), 2003.
- [100] W. Driesen. *Concept, modeling and experimental characterization of the modulated friction inertial drive (MFID) locomotion principle*. PhD thesis, École polytechnique fédérale de Lausanne (EPFL), 2008.
- [101] M. Patrascu and S. Stramigioli. Modeling and simulating the stick-slip motion of the  $\mu$ walker, a mems-based device for  $\mu$ spam. *Microsystem Technologies, Springer Berlin, Heidelberg*, 13 (2):181–188, 2007.
- [102] M. Thiel. Evolutionäre Methoden für die Steuerung und Regelung von Mikrorobotern. Dissertation Universität Fridericiana zu Karlsruhe, 2007.
- [103] Q. Zhang. Development and characterization of a novel piezoelectric-driven stick-slip actuator with anisotropic-friction surfaces. Department of Mechanical Engineering, University of Saskatchewan, Masterthesis, 2008.
- [104] C. Canudas de Wit, H. Olsson, K.J. Astrom, and P. Lischinsky. A new model for control of systems with friction. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, 40:419 – 425, 1995.

- [105] P. Dupont, B. Armstrong, and V. Hayward. Elasto-plastic friction model: Contact compliance and stiction. In *Proceedings of the American Control Conference*, 2000.
- [106] P. Dupont, V. Hayward, B. Armstrong, and F. Altpeter. Single state elasto-plastic friction models. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, 47:787 – 792, 2002.
- [107] L. Zhe, P.C.Y. Chen, and L. Wei. Force sensing and control in micro-manipulation. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics*, 36 (6):713 – 724, 2006.
- [108] S. Fahlbusch. Entwicklung integrierbarer Mikrokraftsensoren für die roboterbasierte Mikro- und Nanohandhabung. Dissertation CvO Universität Oldenburg, 2008.
- [109] K. Abidi, A. Sabanovic, and S. Yesilyurt. Sliding-mode based force control of a piezoelectric actuator. In *Proceedings of International Conference on Mechatronics (ICM'04)*, 2004.
- [110] S. Khan, A. Ozcan Nergiz, A. Sabanovic, and V. Patoglu. Development of a micromanipulation system with force sensing. In *Proceedings of the International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS'07)*, 2007.
- [111] M. Rakotondrabe and Y. Le Gorrec. Force control in piezoelectric microactuators using self scheduled H-infinity technique. In *Preprints of the 5th Symposium on Mechatronic Systems (IFAC'10)*, 2010.
- [112] P. Ronkanen, P. Kallio, and H. N. Koivo. Simultaneous actuation and force estimation using piezoelectric actuators. In *Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICRA'07)*, 2007.
- [113] A. Burisch, S. Soetebier, J. Wrege, and J. Hesselbach. Piezoelectric stick-slip-actuator with normal-force-modulation. In *9th International Conference on New Actuators (ACTUATOR'04)*, 2004.
- [114] A. Kappel, B. Gottlieb, and C. Wallenhauer. Piezoelektrischer Stellantrieb (PAD). *Automatisierungstechnik*, 56:128–135, 2008.
- [115] C. Edeler and S. Fatikow. Open loop force control of piezo-actuated stick-slip drives. *International Journal on Intelligent Mechanisms and Robots (IJIMR)*, 1 (1):1–19, 2011.

- 
- [116] C. Stolle. Distributed control architecture for automated nanohandling. In *International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics (ICINCO'07)*, pages 127–132, 2007.
- [117] S. Chonan, Z. Jiang, and T. Yamamoto. Nonlinear hysteresis compensation of piezoelectric ceramic actuators. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 7(2):150–156, 1996.
- [118] K.R. Koops, P.M.L.O. Scholte, and W.L. de Koning. Observation of zero creep in piezoelectric actuators. *Applied Physics A*, 68:691–697, 1999.
- [119] B. N. J. Persson. Theory and simulation of sliding friction. *Physical Review Letters*, 71 (8):1212–1215, 1993.
- [120] J. H. Dieterich. Time-dependent friction and the mechanics of stick-slip. *Pure and Applied Geophysics*, 116:790–806, 1978.
- [121] J.-C. Piedboeuf, J. De Carufel, and R. Hurteau. Friction and stick-slip in robots: Simulation and experimentation. *Multibody System Dynamics*, 4:341–354, 2000.
- [122] M. Anders, M. Thaer, and C. Heiden. Simple micropositioning devices for STM. *Journal of Surface Science*, 181:76–82, 1987.
- [123] J. Park, D.-H. Kim, B. Kim, T. Kim, and K.-I. Lee. Design and performance evaluation of a 3-dof mobile microrobot for micromanipulation. *KSME International Journal*, 17 (9):1268–1275, 2003.
- [124] M. Rakotondrabe, Y. Haddab, and P. Lutz. High-stroke motion modelling and voltage/frequency proportional control of a stick-slip microsystem. In *Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA'07)*, 2007.
- [125] C. Edeler. Simulation and experimental evaluation of laser-structured actuators for a mobile microrobot. In *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA'08)*, 2008.
- [126] C. Edeler, I. Meyer, and S. Fatikow. Simulation and measurements of stick-slip-microdrives for nanorobots. In *European Conference on Mechanism Science (EUCOMES'10)*, 2010.
- [127] J. A. Greenwood and J. B. P. Williamson. Contact of nominally flat surfaces. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 295(1442):300–319, 1966.

- [128] A. Bergander and J.-M. Breguet. Performance improvements for stick-slip positioners. In *Proc. Int. Symposium on Micromechatronics and Human Science (MHS'03)*, pages 59–66, 2003.
- [129] N. C. Singer and W. P. Seering. *Preshaping Command Inputs to Reduce System Vibration*. Massachusetts Institute of Technology, Artificial Intelligence Laboratory, AI Memo, 1027, 1988.
- [130] B.R. Murphy and I. Watanabe. Digital shaping filters for reducing machine vibration. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 8 (2):285–289, 1992.
- [131] E. Rabinowicz. *Friction and Wear of Materials*. John Wiley and Sons, inc., 1995.
- [132] W. Sextro. *Dynamical Contact Problems with Friction*. Springer, 2002.
- [133] M. Hunstig and T. Hensel. Drive signals for maximizing the velocity of piezoelectric inertia motors. *Journal of the Korean Physical Society*, 4:938–941, 2010.
- [134] J. Hartikainen, K. Kolar, and R. Kouhia. A constitutive model for strain-rate dependent ductile-to-brittle transition. In *23rd Nordic Seminar on Computational Mechanics*, 2010.
- [135] R. D. Mindlin. Compliance of elastic bodies in contact. *Journal of Applied Mechanics*, 16:259–268, 1949.
- [136] F. Landolsi, F. H. Ghorbel, J. Lou, H. Lu, and Y. Sun. Nanoscale friction dynamic modeling. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 131(6):061101–7, 2009.
- [137] C. Edeler. Dynamic-mechanical analysis of piezoactuators for mobile nanorobots. In *12th International Conference on New Actuators (ACTUATOR'10)*, 2010.
- [138] PI Ceramic GmbH, Lindenstraße, 07589 Lederhose, Deutschland (Germany), 2010. <http://www.piceramic.de/>.
- [139] C. Edeler. Measurements and potential applications of force-control method for stick-slip-driven nanohandling robots. *Key Engineering Materials, Materials, Mechatronics and Automation*, 467-469:1556–1561, 2011.

- 
- [140] H. Blok. The dissipation of frictional heat. *Applied Scientific Research*, 5, Section A:151–181, 1955.
- [141] F. P. Bowden and E. H. Freitag. The friction of solids at very high speeds. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical*, 248 (1254):350–367, 1958.
- [142] R. Budakian and S. J. Putterman. Correlation between charge transfer and stick-slip friction at a metal-insulator interface. *Physical Review Letters*, 85 (5):1000–1003, 2000.
- [143] W. Littmann, H. Storck, and J. Wallaschek. Sliding friction in the presence of ultrasonic friction: Superposition of longitudinal oscillations. *Archive of Applied Mechanics*, 71:549–554, 2001.
- [144] C. Edeler, I. Meyer, and S. Fatikow. Modeling of stick-slip micro-drives (ISSN 1865-3928, Springer). *Journal of Micro-Nano Mechatronics*, DOI 10.1007/s12213-011-0034-9:1–23, 2011.
- [145] M. Lübke. Aufbau eines Reibkraftmesstandes und Durchführung von Messreihen. Individuelles Projekt Universität Oldenburg, 2010.
- [146] Mathworks. Matlab Simulink Toolbox SimMechanics. Adalperostraße 45, 85737 Ismaning, Deutschland, 2011.
- [147] SIMPACK AG. SIMPACK general purpose Multi-Body Simulation (MBS) software. SIMPACK AG (Headquarter), Friedrichshafener Strasse 1, 82205 Gilching, Deutschland, 2011.
- [148] J. P. Cleveland, S. Manne, D. Bocek, and P. K. Hansma. A nondestructive method for determining the spring constant of cantilevers for scanning force microscopy. *Review of Scientific Instruments*, 64 (2):403–405, 1993.
- [149] N. A. Burnham, X. Chen, C. S. Hodges, G. A. Matei, E. J. Thoreson, C. J. Roberts, M. C. Davies, and S. J. B. Tendler. Comparison of calibration methods for atomic-force microscopy cantilevers. *Nanotechnology*, 14:1–6, 2003.
- [150] M. A. Greninger and B. J. Nelson. Vision-Based Force Measurement. *IEEE Transaction on Pattern Analysis and Machine Intelligence*, 26 (3):290–298, 2004.

- [151] V. Nesterov, M. Mueller, L. L. Frumin, and U. Brand. A new facility to realize a nanonewton force standard based on electrostatic methods. *Metrologia*, 46:277–282, 2009.
- [152] C. Schlegel, O. Slanina, G. Haucke, and R. Kümme. Construction of a Standard Force Machine for the range of 100  $\mu\text{N}$ -200 mN. In *Inproceedings of International Conference on Metrology in Modern Context (IMEKO'10)*, 2010.

# Lebenslauf

## Persönliche Angaben

Name Christoph Edeler  
Geburtstag 15. Mai 1978, Soest/Westfalen  
Nationalität Deutsch

## Schule

8/88 – 6/89 Gymnasium Josephinum, Hildesheim  
8/89 – 6/97 Ratsgymnasium, Münster  
Abschluss: Abitur

## Wehrdienst

7/97 – 8/98 Heeresflieger der Bundeswehr, Rheine-Bentlage

## Studium

10/98 – 3/06 Maschinenbaustudium an der RWTH, Rheinisch-Westfälisch Technische Hochschule, Aachen  
Externe Diplomarbeit bei CLAAS Selbstfahrende Erntemaschinen, Harsewinkel  
Abschluss: Diplom-Ingenieur

## Promotion

6/06 – 12/11 CvO Universität Oldenburg, Oldenburg  
Abteilung Mikrorobotik und Regelungstechnik  
Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Forschungsgebiete:  
Piezoaktorik und Stick-Slip-Simulation