

Sven Vitt

Ursachenforschung, Monitoring und Kompensation des Axialdrifts von rotationssymmetrischen Körpern auf Rollendrehvorrichtungen

Schriftenreihe der Arbeitsgruppe
für Technische Mechanik
im Institut für Mechanik und Regelungs-
technik – Mechatronik

Herausgeber: Claus-Peter Fritzen

Band 20

Impressum

Prof. Dr.-Ing. Claus-Peter Fritzen
Arbeitsgruppe für Technische Mechanik
Institut für Mechanik und Regelungstechnik – Mechatronik
Universität Siegen
57068 Siegen
ISSN 2191-5601
URN urn:nbn:de:hbz:467-22040
Zugl.: Siegen, Univ., Diss., 2022

Ursachenforschung, Monitoring und Kompensation des
Axialdrifts von rotationssymmetrischen Werkstücken
auf Rollendrehvorrichtungen

genehmigte
DISSERTATION
zur Erlangung des Grades eines Doktors
der Ingenieurwissenschaften

vorgelegt von
M.Sc. Sven Vitt

eingereicht bei der Naturwissenschaftlich-Technischen Fakultät
der Universität Siegen
Siegen 2022

Betreuer und erster Gutachter
Prof. Dr.-Ing. Claus-Peter Fritzen
Universität Siegen

Zweiter Gutachter
Prof. Dr.-Ing. Peter Kraemer
Universität Siegen

Tag der mündlichen Prüfung
20. April 2022

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mechanik und Regelungstechnik – Mechatronik der Universität Siegen. Das Projekt wurde durch die Fa. DEUMA Maschinenfabrik GmbH initiiert und anfangs durch die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF) gefördert.

Das Projekt stand mehrfach finanziell auf der Kippe. Mit viel Aufwand und Geduld konnte das Projekt weitergeführt werden. Für die Unterstützung in dieser schwierigen Phase möchte ich mich bei der Universität Siegen und insbesondere bei meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Claus-Peter Fritzen und auch bei Herrn Dipl.-Ing. Wolfgang Richter bedanken. Beide haben außerdem durch die Betreuung meiner studentischen Abschlussarbeiten maßgeblich dazu beigetragen, dass wir gemeinsam in das Projekt „Rollendrehvorrichtungen“ gestartet sind, woraus diese Arbeit entstanden ist.

Insgesamt war die Arbeitsatmosphäre in der Arbeitsgruppe immer sehr harmonisch und ich bedanke mich für die gemeinsame Zeit und die konstruktiven Anregungen. Bezüglich der Lehraufgaben möchte ich mich bei Dr.-Ing. Daniel Ginsberg für die sehr gute Zusammenarbeit bedanken. Für die Unterstützung bei projektbezogenen Laboraufgaben bedanke ich mich sehr herzlich bei Herrn Gerhard Dietrich. Ein besonderer Dank gilt meinem langjährigen Bürokollegen Herrn M.Sc. Volker Schipl. Den studentischen Hilfskräften sowie den Bachelor- und Masterstudenten gebührt ebenfalls mein Dank.

Auch Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Kraemer gilt mein herzlicher Dank für das Interesse und den Einstieg in das Projekt Rollendrehvorrichtungen und die Übernahme des Zweitgutachtens dieser Promotion.

Ganz besonders danke ich meinen Eltern, die mich in meiner Ausbildung von Beginn an gefördert und damit diese Promotion ermöglicht haben. Meine gesamte Familie und meine Freunde haben mich während dieser Zeit immer ermutigt und nach Kräften unterstützt. Abschließend möchte ich meiner Frau Ann Christin danken, die besonders in der Schlussphase der Arbeit, insbesondere nach der Zeit an der Universität Siegen, viel Geduld und Unterstützung aufgebracht und mich auf dem gesamten Weg ermutigend begleitet hat.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Symbolverzeichnis	V
Kurzfassung	X
Abstract	XI
1 Einleitung und Motivation	1
2 Stand der Technik	5
2.1 Patentrecherche	5
2.1.1 Driftkompensation.....	5
2.1.2 Nachführen des Bearbeitungswerkzeugs.....	8
2.2 IST-Zustand	8
2.3 Untersuchung an einer bestehenden Rollendrehvorrichtung	9
2.3.1 Messung M00a - Auflegen des Werkstücks.....	10
2.3.2 Messung M009 - Überlaufen einer Werkstückkante.....	11
2.3.3 Messung M011 - Variation der Drehrichtung	12
2.4 Theorie der Kontaktmechanik.....	13
2.4.1 Deformation eines elastischen Halbraums aufgrund von Oberflächenkräften	14
2.4.2 Hertz'sche Kontakttheorie.....	15
2.4.3 Kontakt zwischen zwei elastischen Köpern mit gekrümmten Oberflächen	16
2.4.4 Kontakt zwischen rauen Oberflächen im elastischen Kontakt	16
2.4.5 Tangentiales Kontaktproblem	18
2.4.6 Rollkontakt.....	20
2.4.7 Das Coulomb'sche Reibungsgesetz	22
2.4.8 Numerische Simulationsmethoden in der Kontaktmechanik	24
2.4.9 Kontaktwirkungsmodell in MSC Adams	24
2.4.10 Coulomb'sches Reibungsmodell in MSC Adams	27
3 Aufgabenstellung und Zielsetzung	29
4 Mechanisches System „Rollendrehvorrichtung“	31

4.1	Idealer Zustand.....	31
4.2	Werkstückgenauigkeiten	32
4.2.1	Werkstückabplattung	32
4.2.2	Werkstückdurchbiegung.....	35
4.2.3	Einfluss der Abplattung auf die Durchbiegung	36
4.2.4	Folgen der Werkstückdurchbiegung.....	37
4.3	Fertigungs- und Ausrichtungsfehler.....	38
4.3.1	Gelenkte Rolle	40
4.3.2	Geschwenkte Rolle	43
4.4	Werkstücke auf drei Rollenböcken	45
4.4.1	Überladung der Rollen durch Werkstückgenauigkeiten.....	45
4.4.2	Überladung der Rollen durch fehlerhaft ausgerichtete Rollenböcke.....	46
4.5	Aus der Driftbewegung resultierende Kraft	46
4.6	Möglichkeiten der Drift entgegenzuwirken	48
5	Mehrkörpersimulationen	51
5.1	Aufbau und Variation.....	51
5.2	Optimierung des Kontaktwirkungsmodells zwischen Rollen und Werkstück in MSC Adams/View.....	53
5.2.1	Steifigkeit	53
5.2.2	Kraftexponent	54
5.2.3	Dämpfung	55
5.2.4	Durchdringungstiefe	56
5.3	Übersicht der durchgeführten Mehrkörpersimulationen	57
5.4	Simulationsergebnisse ausgewählter Simulationen.....	59
5.4.1	Ideale Rollendrehvorrichtung	59
5.4.2	Axiale Kraftkomponente	62
5.4.3	Maximale Axialkraft zwischen zwei Rollenböcken	63
5.4.4	Wirkung der A-Achsen-Stellung in Abhängigkeit von der Drehrichtung	64
5.4.5	Wirkung der A- und C-Achsen-Stellung auf die Werkstückdriftbewegung.....	65
5.4.6	Wirkung der X-Achsen-Stellung auf das Werkstückverhalten.....	66
6	Modellversuchsstand im reduzierten Maßstab	69
6.1	Dimensionierung	70
6.2	Konstruktion.....	71
6.2.1	Grundrahmen mit Rollenböcken sowie X- und Z-Achsen	72
6.2.2	Rolleneinheit mit A- und C-Achse	73
6.2.3	3D-Kraftaufnehmer	74
6.2.4	Positionsmessung des Werkstücks	87
6.3	Steuerungskomponenten und dessen Aufbau.....	88
6.3.1	Handbetrieb	89
6.3.2	Automatikbetrieb	91

6.3.3	Referenzieren	93
6.4	Einbindung von Monitoring- und Regelungskonzepten für den Modellversuchsstand	95
7	Versuche am Modellversuchsstand.....	99
7.1	Vorversuche am Modellversuchsstand	101
7.2	Validierung der theoretischen Ansätze sowie der Mehrkörpersimulationen	102
7.2.1	Alle Achsen auf der Nullposition mit zusätzlicher Manipulation der Rolleneinheit 3	102
7.2.2	Drehrichtungsunabhängige Driftbewegung durch A-Achsenansteuerung	104
7.2.3	Vergleich A- und C-Achse	105
7.2.4	Variation der X-Achsenpositionen	106
7.3	Entwicklung von Monitoring- und Regelungskonzepten	107
7.3.1	Einfluss des Werkstückgewichts auf die Regelungsgeschwindigkeit	109
7.3.2	Regelungsalgorithmus Al_23 – C1- und C2-Achsenansteuerung	110
7.3.3	Al_23 – C1- und C2-Achsenansteuerung mit der C3-Achse als Störgröße	112
7.3.4	Al_23 – C1- und C2-Achsenansteuerung mit reduziertem Werkstückgewicht	113
7.3.5	Ermittlung der stirnseitigen Werkstückoberfläche	115
7.3.6	C1- und C2-Achsenansteuerung im Vergleich zur C1- und C3-Achsenansteuerung..	116
7.3.7	Al_08 – Kraft in Z-Richtung als Regelungsgröße für die C-Achsenansteuerung	117
7.3.8	Summe der Kräfte in Z-Richtung als Regelungsgröße für die C-Achsenansteuerung	118
7.3.9	Al_10 – Kraft in Y-Richtung als Regelungsgröße für eine oder mehrere C-Achsen..	119
8	Zusammenfassung und Ausblick	123
	Literaturverzeichnis.....	133

Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

ΔA	Kontaktfläche
A_a, A_i	Messstellenbezeichnung
A_{eff}	effektive Taschenfläche
A_k, A_i	Korrekturmatrix, Komponente i
B	Auflagefaktor
D	Außendurchmesser
D_{Rolle}	Rollenaußendurchmesser
E, E^*, E_1, E_2	Elastizitätsmodul
$E_{ij}, E_{ij,n,N1276}$	Verzerrungen in einer Ebene, Komponente ij, n
$F, \Delta F, F_H, F_M, F_{Ra}, F_V, F_X$	Kraft
F_A, F_U, F_φ	Axial-, Radial- und Seitenführungskraft
$F_T, F_{n,0,l}$	Taschenbelastung, Komponente n
$F_{n,i,f}$	Kalibrierungskraft, Komponente n, i, f
$F_{n,i,f;o,j,t}$	Geradengleichungskorrekturkraft, Komponenten n, i, f, o, j, t
$\underline{FM}_{n,i,f}^0, \underline{FM}_{n,i,f}^0, \underline{FM}_{l,i,m}^0$	gemessener, nicht korrigierter Kraftvektor und Einzelkraft, Komponente n, i, f, l, m
$\underline{FMk}_{n,0,f}, \underline{FMk}_{l,i}, FMk_{l,i}$	gemessener und korrigierter Kraftvektor, Komponente $n, 0, f, l, i$
$FM_{n,0,f}, FM_{n,i,f}$	aus Verzerrungen errechnete Taschenbelastung, Komponente $n, 0, f, i$
$F_{Ax,A}, F_{Ax,B}$	axialer Anteil der Kontaktkraft
F_{Fn}, F_{Ln}	Rollenlagerkraft, Komponente n
$F_G, F_{G,Rolle}$	Gewichtskraft
$F_{\text{hor},C}$	Horizontalkraft
$F_k, F_{Kx,A}, F_{Kx,B}$	Kontaktkraft
$\emptyset F_{KZ1}, \emptyset F_{KZ2}, \emptyset F_{KZ3}, \emptyset F_{KZ4}$	Kraftmittelwert
F_{max}	Maximalkraft

F_N	Normalkraft
F_S, F_R	statische und kinetische Reibungskraft
F_V	Maßstabsfaktor für Gewichtskräfte
F_x, F_y, F_z	Kraft entlang kartesischer Achse
F_{Z1}, F_{Z2}, F_{Z3}	Summenkräfte
G, G^*	Schubmodul, effektives Schubmodul
$GF-AC, GS-AC$	Grobfaktor für Kraft- bzw. Wegstreckenregelung
H, H_{\min}	Höhe
I, J	Koordinatensystem
I	Flächenträgheitsmoment der Querschnittsfläche
I_o	Achsenbezeichnung, Komponente o
I_y	Flächenträgheitsmoment eines Ellipsenrings
J	Trägheitsmoment der Wandung je Längeneinheit
L, L_{\min}	Länge
L_a, L_i	Messstellenbezeichnung
M, M_{\min}	Membranstärke
M_A	Antriebmoment
M_x, M_y, M_z	Moment
P_E	Belastung durch die überdeckende Erdschicht
P_G	Eigengewicht des Rohres (Länge ein Meter)
P_V	gesamte auf das Rohr wirkende Verkehrskraft
Q	Volumenstrom
S	Sensibilitätsfaktor
$S_B, S_{B,\min}$	Seitenbreite
T, T_{\max}	Tiefe
U	Umfang einer Ellipse
U_{ges}	Verschiebung
V_d, V_{rel}, V_s	Geschwindigkeit
V_H, V_M	Volumen
a, c	Radius
a_E, b_E	große und kleine Halbachse einer Ellipse
b	Abströmbreite
c_{\max}	nicht negative reelle Variable
c_{\perp}, c_{\parallel}	Bewegung senkrecht bzw. parallel zur Oberfläche
d	Eindringtiefe

d_N	Nenndurchmesser
$\Delta d_1, \Delta d_2$	horizontale und vertikale Durchmesseränderung
d_a, d_i	Rohraußen- und Rohrinne Durchmesser
$d_{K,R}$	Reibdurchmesser der Kopfauflage
$d(t)$	Störung eines Regelkreises
e	positiver reeller Exponent
$e(t)$	Regelabweichung in einem Regelkreis
f	römische Zahl
g, g_H, g_M	Erdbeschleunigung
$g_{n,i,f;o,j,t}$	Geradengleichungskorrekturfaktor, Komponenten n, i, f, o, j, t
h	hydrostatischer Spalt
h_0	Höhe
i, j	komplexe Zahl
k	nicht negative reelle Variable
$k_{n,i,f;o,j,t}$	Korrekturfaktor, Komponente $n, i, f; o, j, t$
k_{Vitt}	Vitt'scher Korrekturfaktor
l, l_M, l_H	Länge
l_A	Abströmlänge
l_K	Kontaktlänge
l_v	Maßstabsfaktor für Längen
m, m_a, m_b	Masse
m_{max}	maximales Werkstückgewicht
n, o	lateinischer Buchstabe
p, p_0	Druck
p_T	Taschendruck
p_U	Übergangsparameter
q, q_1	Abstand
q_S	Streckenlast
r, R, R_1, R_2	Radius
s	Wandstärke des Rohrs
s_S	Schlupf
t	römische Zahl
u_a, u_b	Weg
$u_p(t)$	Ausgangsgröße des Stellgliedes eines Regelkreises
u_x, u_y, u_z, u_{rel}	Verschiebung

$u(t)$	Stellgröße eines Regelkreises
$v, \hat{v}, v_a, v_b, v_{\text{rel}}, v_s$	Geschwindigkeit
v_{rot}	Rotationsgeschwindigkeit
$w, \Delta w, w_{\text{max}}$	Durchbiegung, maximale Durchbiegung
$w_{\text{Ab}}(x)$	Durchbiegung an der Stelle x unter dem Einfluss der Abplattung
$w_{\text{max,Ab}}$	maximale Durchbiegung unter dem Einfluss der Abplattung
$w_{\text{mit Abplattung}}$	Durchbiegung mit Abplattung
$w_{\text{ohne Abplattung}}$	Durchbiegung ohne Abplattung
$w(t)$	Führungsgröße (Sollwert) eines Regelkreises
x, \dot{x}, x_1	Distanzvariable, zeitliche Ableitung von x , freie Länge von x (positiv)
X, Y, Z, X_i, x, y, z	kartesische Koordinaten, Komponente i
$\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$	Kraftmittelwerte
$\Delta x, \Delta y, \Delta z$	Spitz-Tal-Werte einer Kraft
$y_p(t)$	Regelgröße eines Regelkreises
$y(t)$	gemessene Regelgröße eines Regelkreises

Griechische Symbole

α	Winkel zwischen der Vertikalen und der Kontaktkraft
α_{KS}	Kreissegmentwinkel
α_{min}	Anlagewinkel
$\alpha_{x,\text{min}}$	minimal vorherrschender Anlagewinkel
β	Winkel zwischen der Vertikalen und der Kontaktkraft
β_p	Steigungswinkel
γ	Schräglaufwinkel, Neigungswinkel
ε	Restitutionskoeffizient
ε_{min}	minimale Dehnung bei F_{max}
$\varepsilon_{n,0,f,i}$	Dehnung, Komponente $n, 0, f, i$
η	dynamische Viskosität
μ, μ_d, μ_s, μ_k	Reibungskoeffizient
ν	Querkontraktionszahl
ρ, ρ_H, ρ_M	Dichte
ρ_{Gw}	Gewindereibwert
τ, τ_0	Spannung

φ Reibungswinkel

Abkürzungen

AiF	Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen
ALE	Arbitrary Lagrangian Eulerian
ATM	Arbeitsgruppe Technische Mechanik
DMS	Dehnungsmessstreifen
FEM	Finite Elemente Methode
GW-Modell	Modell von Greenwood und Williamson
H	Hauptausführung
HMI	Human-Machine Interface (Bedienoberfläche)
Kfz	Kraftfahrzeug
M	Modell
MKS	Mehrkörpersimulation
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
ZESS	Zentrum für Sensorsysteme

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wird das mechanische System der Rollendrehvorrichtungen untersucht und hinsichtlich möglicher Einflussfaktoren auf die während des Betriebs entstehenden Driftbewegungen gefiltert. Die Ergebnisse dieser grundlegenden Untersuchungen fließen in die Erstellung eines Mehrkörpersimulationsmodells ein, mit dem die Erkenntnisse verifiziert werden. Der entwickelte Modellversuchsstand im reduzierten Maßstab wird auf Grundlage der Beobachtungen während einer messtechnischen Untersuchung an einer Rollendrehvorrichtung in Originalgröße, den untersuchten Patentschriften, den abgeleiteten Einflussfaktoren im mechanischen System der Rollendrehvorrichtungen sowie den durchgeführten Mehrkörpersimulationen entwickelt. Der Modellversuchsstand ermöglicht singuläre Untersuchungen der verschiedenen Ursachen der Driftbewegung. Infolgedessen konnten Regelalgorithmen entwickelt und am Modellversuchsstand implementiert werden, die zeigen, dass die Driftbewegungen kurativ sehr stark minimiert werden können. Darüber hinaus bieten die Algorithmen, die auf Messwerte der ebenfalls entwickelten und am Modellversuchsstand implementierten 3D-Kraftsensoren zugreifen, Ansätze für eine präventive Driftkompensation. Die Untersuchungen können mit dem erstellten Mehrkörpersimulationsmodell und dem entwickelten Modellversuchsstand fortgeführt werden, während die erzielten Ergebnisse auf einen Rollendrehvorrichtungsprototypen in Originalgröße übertragen und dort verifiziert werden können. Für die Skalierung vom Modell auf das Original kann auf das Mehrkörpersimulationsmodell zurückgegriffen werden.

Abstract

In this work, the mechanical system of turning roll devices is studied and filtered with regard to possible influencing factors on the drift movement occurring during operation. The results of these fundamental investigations flow into the creation of a multi-body simulation model with which the findings are verified. The developed model test rig on a reduced scale is developed based on the observations during a technical measurement on a reel turning device in original size, the examined patent documents, the derived influencing factors in the mechanical system of the reel turning devices, as well as the performed multi-body simulations. The model test rig enables singular investigations of the various causes of the drift movement. As a result, control algorithms could be developed and implemented on the model test rig, which show that the drift movements can curatively be minimized very much. In addition, the algorithms, which access measurement values from the 3D force sensors, that have also been developed and implemented on the model test rig, offer approaches for preventive drift compensation. The investigations can be demonstrated with the multi-body simulation model and the developed model test rig, while the results can be transferred to a prototype of reel turning devices in original size and verified there. During the upscaling process from the model to the original a call back to the multi-body simulation model can be done.

1 Einleitung und Motivation

Rollendrehvorrichtungen werden beim Verschweißen von Turmsegmenten für Windkraftanlagen, im Behälterbau oder bei der Arbeit an Turbinenläufern eingesetzt. Sie dienen dazu, auf der Vorrichtung aufliegende, in der Regel rotationssymmetrische Werkstücke zu drehen, um dann schweißtechnische oder mechanische Fertigungsprozesse durchzuführen. Häufig besteht eine Rollendrehvorrichtung aus zwei Rollenböcken mit je mindestens zwei drehbar gelagerten Rollen, so dass die Werkstücke auf vier Rollen aufliegen (siehe Abb. 1.1). Um die Belastungen der Rollen aufgrund von hohen Werkstückgewichten zu verringern oder um eine stärkere Führung der Werkstücke zu gewährleisten, gibt es Rollenböcke mit insgesamt vier Rollen, d.h. zwei Doppelrollen pro Seite. Üblicherweise wird mindestens eine Rolle von mindestens einem Rollenbock der Rollendrehvorrichtung über einen Motor angetrieben, wodurch das Werkstück in Rotation versetzt werden kann. Die Drehgeschwindigkeit ist je nach Anwendung sehr unterschiedlich. Im Schleudergussverfahren können die Werkstücke Rotationsgeschwindigkeiten von $600 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ erreichen, wohingegen beim Schweißen von schweren Schweißnähten nur einige Zentimeter pro Minute am Umfang des Werkstücks erreicht werden. Sollen Werkstücke mit verschiedenen Durchmessern aufgenommen werden, wird dies meist über einen verstellbaren Rollenabstand horizontal und senkrecht zur Rotationsachse des Werkstücks realisiert.

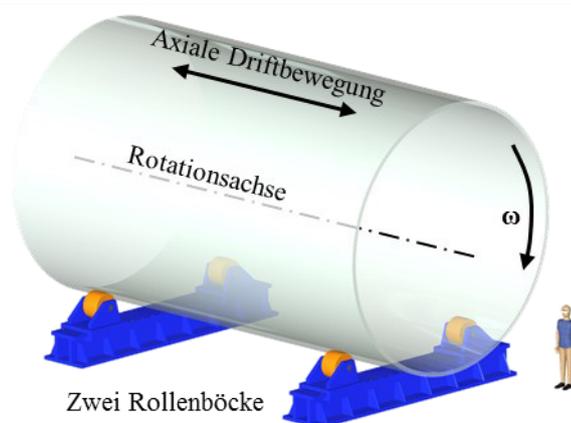


Abb. 1.1 Übersicht einer Rollendrehvorrichtung, bestehend aus zwei Rollenböcken mit aufgelegtem Werkstück.

Während des Drehens der rotationssymmetrischen Werkstücke auf den Rollendrehvorrichtungen entsteht eine Axialkraft, die die Werkstücke in axialer Richtung „wandern“ lässt und/oder als äußere

Zwangslast auf die Rollenböcke wirkt. Diese Axialbewegung wird als „Drift“ bezeichnet. Die Verschiebung in Axialrichtung kann sehr unterschiedlich groß sein. Bei den meisten Bauteilen erreicht die Driftbewegung Werte von ca. 0,5 mm bis 10 mm pro Umdrehung. Spitzenwerte liegen mit 500 mm pro Umdrehung jedoch deutlich höher. Diese Axialbewegung entsteht sowohl bei zylindrischen als auch bei konischen Werkstücken und lässt sich weder hinsichtlich der Richtung noch hinsichtlich des Ausmaßes präzise vorhersagen. Als Ursache für diesen unerwünschten Vorgang wird eine Abweichung von der idealen axialen Ausrichtung, unterschiedliche Oberflächenbeschaffenheit, Formungenauigkeiten der Werkstücke oder die Durchbiegung aufgrund des Eigengewichts angenommen. Es besteht bisher jedoch kein wissenschaftlicher Ansatz, der die Ursachen dieser Bewegung detailliert untersucht und beschreibt.

Ziel dieser Arbeit ist es, die Ursachen der aufkommenden Driftbewegung herauszufiltern und wissenschaftlich zu belegen. Der Stand der Technik dient dazu, den Bereich der Rollendrehvorrichtungen hinsichtlich bestehender Patente und aktuell eingesetzter Vorrichtungen zu durchleuchten. Für die Darlegung des IST-Zustandes werden eine bestehende Rollendrehvorrichtung mit entsprechender Messtechnik bestückt und verschiedene Versuchsmessungen durchgeführt.

Im weiteren Verlauf der Arbeit wird im Kapitel „Mechanisches System ‚Rollendrehvorrichtung‘“ eben dieses detailliert beschrieben und untersucht. Schwerpunkte sind die allgemeinen Möglichkeiten zur Entstehung, die Detektierung und die Eindämmung von Driftbewegungen. Die hier erarbeiteten Ergebnisse definieren die Vorgaben für den Aufbau des Mehrkörpersimulationsmodells. Geplante Eigenschaften des Versuchsstands in reduziertem Maßstab (Modellversuchsstand) können damit vor dem Bau verifiziert werden. Nach erfolgreicher Verifizierung ist die Implementierung dieser Eigenschaften in den Modellversuchsstand besonders wichtig. Die Untersuchung der Driftbewegung ist nur durch eine enorme Variabilität des Modellversuchsstands möglich. Die Einflussgrößen müssen definiert eingestellt und entsprechende Szenarien herbeigeführt werden können.

Die Dimensionierung, das technische Design, die messtechnische Ausstattung und die Steuerung mit der Gestaltung und Programmierung der Bedienoberfläche werden ebenso in Kapitel 6 erarbeitet und beschrieben wie die Einbindung der Monitoring- und Regelungskonzepte. Parallel zum Bau des Versuchsstandes im reduzierten Maßstab wird das Mehrkörpersimulationsmodell weiterentwickelt, so dass es die Komplexität des Modellversuchsstands in seinem vollen Umfang abbildet. Einige der am Modellversuchsstand geplanten und durchgeführten Versuche sollen ebenfalls mit dem Mehrkörpersimulationsmodell berechnet werden. Durch die am Modellversuchsstand experimentell produzierten Ergebnisse kann das Mehrkörpersimulationsmodell verifiziert werden. Dabei ist die Zielsetzung, das Modell im reduzierten Maßstab zu einem späteren Zeitpunkt auf ein Modell in Originalgröße zu

skalieren, um die Wirtschaftlichkeit von Entwicklungsprozessen an Rollendrehvorrichtungen vor deren Umsetzung beurteilen zu können.

2 Stand der Technik

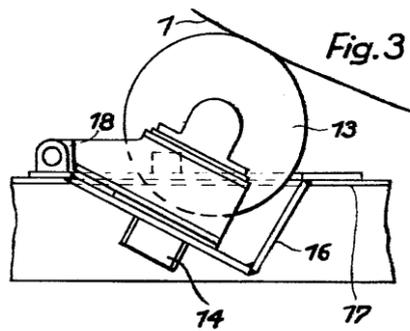
Mit Hilfe der nachfolgenden Analyse werden Aussagen über die bisherige Herangehensweise an die axiale Verschraubung (Axialdrift) schwerer rotationssymmetrischer Bauteile beim Rotieren auf Rollendrehvorrichtungen erarbeitet. Die recherchierten Dokumente dienen als Grundlage für die Darlegung des Stands der Technik. Weiter steht die Fa. DEUMA, u.a. Hersteller von Rollendrehvorrichtung, zusammen mit einem ihrer Projektpartner, als Informationsquelle zur Verfügung.

2.1 Patentrecherche

Die nachfolgend herausgestellten Patentschriften sind in die zwei Kategorien „Driftkompensation“ und „Nachführen des Bearbeitungswerkzeugs“ einzuordnen. Während bei der Driftkompensation versucht wird die axiale Driftbewegung zu verhindern und das Werkstück in einer axialen Ruheposition zu halten, werden beim Nachführen des Bearbeitungswerkzeugs die Auswirkungen, bezogen auf das Bearbeitungsergebnis, der axialen Bewegung des Werkstücks über einen bestimmten Zeitraum kompensiert.

2.1.1 Driftkompensation

In dem Patent von Swan /Swa59/ aus dem Jahr 1959 war bereits bekannt, dass durch eine Drehung von Stützrollen, um eine die Stützrollenachse rechtwinklig schneidende Achse, die axiale Bewegung des Werkstücks beeinflusst werden kann. Mit entsprechender Einstellung der dreheinstellbaren Stützrolle kann der schraubenartigen Driftbewegung des Werkstücks entgegengewirkt werden. Steht die, die Stützrollenachse rechtwinklig schneidende Achse, außerdem senkrecht auf der Tangentialebene des Werkstücks im Kontaktpunkt mit der Stützrolle (Abb. 2.1), lässt sich die Rolle auch bei großen und schweren Werkstücken verhältnismäßig leicht drehen, was einen anzustrebenden Zustand beschreibt.



- 1 Werkstück
- 13 Stützrolle
- 14 Schwenkzapfen
- 16 Lagerkörper
- 17 Haupttrahmen
- 18 Schwenkachse

Abb. 2.1 Seitenansicht einer Stützrolle, Fig. 3 aus dem Patent von Swan. /Swa59/

In einer weiteren Ausführungsform sieht die Erfindung eine Steuerung der dreheinstellbaren Stützrolle über ein Gestänge mit mindestens einem, an einer Stirnseite des Werkstücks anliegenden Anschlag vor. Folglich beschreibt die Patentschrift von Swan eine Rollendrehvorrichtung mit einer der Axialdrift automatisch entgegenwirkenden Einheit.

Das Patent von Panzeri /Pan78/ aus dem Jahr 1978 zeigt einen sehr ähnlichen Aufbau. Neu sind die Messung und die Verarbeitung der gemessenen Größe „axiale Position des Werkstücks“. Während in der Konstruktion von Swan ein rein mechanisches System in Form eines Gestänges für eine Winkelverstellung der Stützrolle sorgt, wird nun die axiale Position des Werkstücks gemessen. Dieser Messwert wird in einer Steuerung verarbeitet und anschließend ein Steuerungssignal an einen Servoantrieb, welcher wiederum die Winkelstellung der Stützrolle steuert, ausgegeben.

Das Prinzip einer Winkelverstellung bzw. Drehung einer Stützrolle findet auch in der rechtskräftigen Patentschrift von Ritter und Rehfeldt /RR08/ aus dem Jahr 2008 Anwendung. Neu ist hier, dass neben der axialen Bewegung nun auch die durch die Drift erzeugte Kraft auf einer der Stirnseiten des Werkstücks gemessen wird und damit zusätzlich als Korrelationsgröße für die anzulegende Gegenkraft bzw. den an einer Stützrolle einzustellenden Winkel zur Verfügung steht. Zusätzlich werden die Möglichkeiten für die Erzeugung einer Gegenkraft erweitert. Neben der Verstellung von einer Stützrolle, ist es nun auch möglich, beide Rollen jeweils einzeln oder auch einen Rollenbock im gesamten, zu drehen. Als weitere Option kann neben den vier Stützrollen (zwei Rollenböcke) eine weitere Stützrolle direkt in der Mitte unter dem Werkstück eingesetzt werden, die dann dem Durchhang des Werkstücks aufgrund des Eigengewichts entgegen wirkt und gleichzeitig so drehbar gelagert ist, dass sie, wie bereits in den anderen Patentschriften erläutert, eine Kraft in axiale Richtung erzeugen kann.

In den Patenten von Ziffel aus dem Jahr 1982 /Zif82/ und Flaig aus dem Jahr 2009 /Fla09/ wird eine besondere Möglichkeit zur Positionierung der Stützrollen beschrieben. Dabei ist die Rolle jeweils auf der Welle gelagert, welche wiederum in den Lagerböcken gelagert ist. Um die verschiedenen Winkelpositionen herbeizuführen sind die beiden Lagerstellen der Welle in der Ausführung von Ziffel nicht

konzentrisch, sondern exzentrisch gelagert. So können, während einer 360 ° Drehung der Welle, die unterschiedlichen Winkelstellungen der Rolle eingestellt und damit der axialen Verschraubung des Werkstücks entgegengewirkt werden. Flaig ermöglicht eine Winkelpositionierung über einen verdrehten Wellenballen, während die Wellenabsätze, die zur Lagerung der Welle dienen, konzentrisch bleiben. Dies beinhaltet den Vorteil einer geringeren Lagerbelastung durch eine bewusst herbeigeführte Fehlstellung. Zusätzlich kann der Abstand zum Werkstück besser gehalten werden.

Hansen beschreibt in seinem Patent aus dem Jahr 1980 /Han80/ einen Aufbau (Abb. 2.2) bestehend aus vier Doppelrollen (Nr. 24, Abb. 2.2), jede ist auf einem einzelnen Schlitten montiert und um eine Achse I_o ($o = 1, 2, \dots, 4$) (Nr. 16, Abb. 2.2), welche die Werkstückrotationsachse schneidet und senkrecht auf der Werkstückoberfläche (Nr. 5, Abb. 2.2) steht, drehbar gelagert.

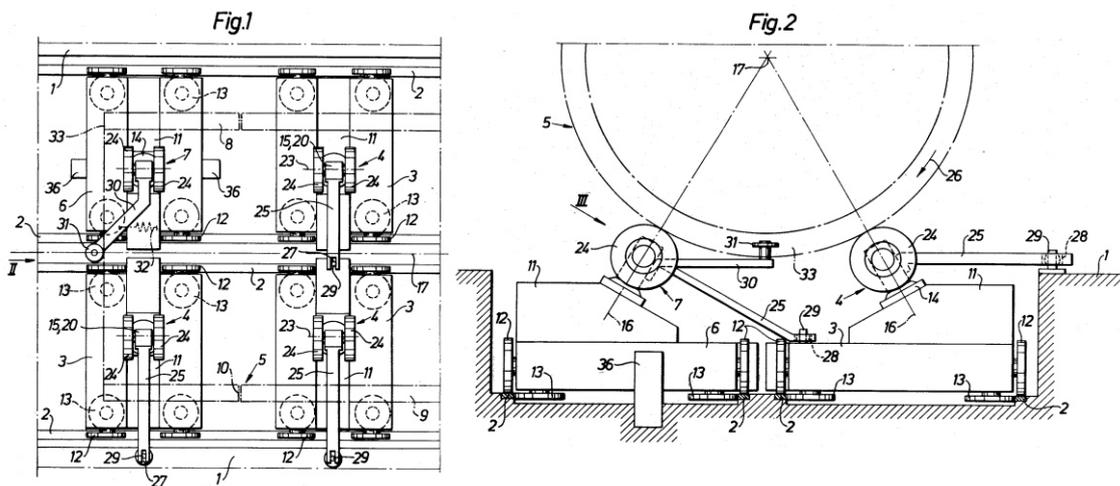


Abb. 2.2 Draufsicht auf eine Ausführungsform der erfindungsgemäßen Vorrichtung (Fig. 1, links) und Seitenansicht II aus Fig. 1 (Fig. 2, rechts) aus dem Patent von Hansen. /Han80/

Drei Schlitten (Nr. 3, Abb. 2.2) sind in axialer Richtung der Werkstückrotationsachse (Nr. 17, Abb. 2.2) verschiebbar, so dass deren Doppelrollen als Trägerrollen bezeichnet werden. Ein Schlitten (Nr. 6, Abb. 2.2), dessen Doppelrolle als Lenkrolle bezeichnet wird, ist während des Betriebs fixiert. Der drehbare Teil von zwei Trägerrollen ist über einen Gestänge (Nr. 25, Abb. 2.2) mit dem Grundgestell (Nr. 1, Abb. 2.2), die dritte Trägerrolle (drehbarer Teil) mit einem Trägerschlitten verbunden, damit diese bei einer Werkstückbewegung in Rotationsachsenrichtung um die beschriebenen Achsen I_o gedreht werden. Die Lenkrolleneinheit (Nr. 14, Abb. 2.2) auf dem fixierten Schlitten wird über einen Fühlerarm (Nr. 30, Abb. 2.2), der dauerhaft Kontakt zur Stirnfläche des rotierenden Werkstücks hat, so gedreht, dass die Rotation der Lenkrolle nicht mehr nur eine tangentielle Bewegungskomponente in Umfangsrichtung des Werkstücks aufweist, sondern einen Anteil in entgegengesetzter axialer Bewegungsrichtung des Werkstücks enthält. Auf diese Weise werden die Trägerrollen bzw. die Träger-

schlitten wieder in die normale (neutrale) Position zurückbewegt und die Axialkraft eliminiert bzw. auf einen Wert unterhalb der zu überwindenden Reibungskraft der Trägerschlitten reduziert. Das Werkstück sollte mit kleinen Oszillationsbewegungen in axialer Richtung um diese normale, neutrale Position pendeln.

2.1.2 Nachführen des Bearbeitungswerkzeugs

Neben der Möglichkeit das Werkstück in Position zu halten, kann man auch durch die Korrektur der Werkzeugbearbeitungsposition ein gutes bzw. verbessertes Produktionsergebnis erzielen. Diese Technik wird sowohl in dem zurückgezogenen Patent von Wagner, Schmidt und Feldner aus dem Jahr 1989 /WSF89/ als auch in dem rechtskräftigen Patent von Gehrler aus dem Jahr 2006 /Geh06/ beschrieben. In beiden Fällen wird die axiale Bewegung des Werkstücks über eine Apparatur gemessen, verarbeitet und dann auf das Werkzeug, welches in einer Achse, parallel zur Werkstückachse, verschiebbar gelagert ist, übertragen, um so die Relativbewegung zwischen Werkstück und Werkzeug aufzuheben. Nachteilig an dieser Methode, sofern man sie nicht mit einer zuvor genannten Technik kombiniert, ist die Gefahr, dass sich das Werkstück so weit in axialer Richtung bewegt, dass es entweder von den Rollendrehvorrichtungen herunterfällt oder dass die Werkzeugträgerlagerung eine Endposition erreicht.

2.2 IST-Zustand

Die konventionellen Rollendrehvorrichtungen verfügen über zwei Rollenböcke mit jeweils zwei Rollen (siehe Abb. 2.3, links). Mindestens eine Rolle an einem der beiden Rollenböcke wird angetrieben, um das Werkstück zu drehen oder zu positionieren. Ausstattungsmerkmale dieser Rollendrehvorrichtungen beschränken sich dabei nahezu ausschließlich auf einen in Rasterschritten manuell veränderlichen Rollenabstand von zwei Rollen, um verschiedene Werkstückdurchmesser bearbeiten zu können.

Während des Drehens entstehen unerwünschte axiale Bewegungen des Werkstücks (siehe Abb. 2.3, rechts). Als Ursachen für die Drift werden unregelmäßige Oberflächenbeschaffenheiten, Abweichungen von der idealen axialen Ausrichtung, Formungenauigkeiten oder die Durchbiegung des Werkstücks aufgrund des Eigengewichts angeführt.

Das am Automatenträger befestigte Werkzeug, beispielsweise ein Schweißkopf, verfügt häufig über eine lineare Positionierungsmöglichkeit in einer Achse parallel zur Rotationsachse des Werkstücks, so dass Driftbewegungen ausgeglichen werden können.

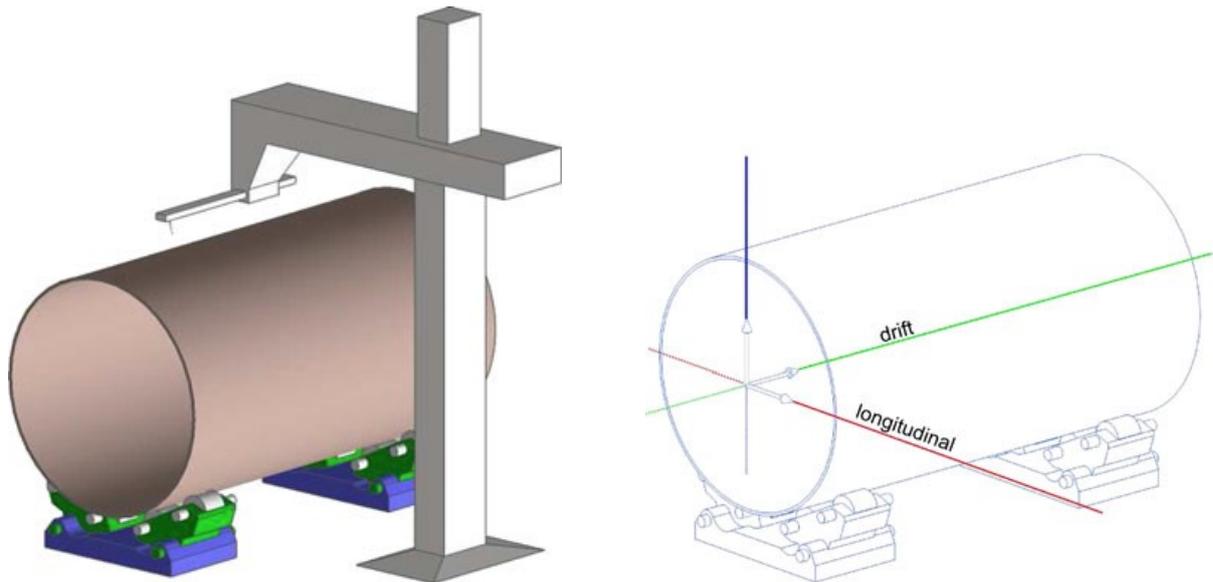


Abb. 2.3 Umlaufender Schweißprozess (links), radiale und axiale Bewegungsrichtungen (rechts). /Alv13/

Da insbesondere Rundschweißnähte an Rohrsegmenten mit großen Wandstärken viele Werkstückumdrehungen erfordern, gibt es trotz nachgeführtem Werkzeug zwei Problemstellungen. Zum einen kann die Werkzeugnachführung ihre Endposition erreichen und der Driftbewegung des Werkstücks nicht mehr weiter folgen und zum anderen kann das Werkstück die Auflage der Rollen verlassen und aus der Rollendrehvorrichtung fallen. Neben den Sicherheitsrisiken führen beide Ereignisse zu einer Unterbrechung des Bearbeitungsprozesses und das mitunter sehr schwere Werkstück muss neu positioniert werden.

Wie bereits in der Patentrecherche beschrieben gibt es Ansätze, der Driftbewegung entgegenzuwirken und eine nötige Neupositionierung des Werkstücks zu vermeiden. Die Manipulation des Werkstücks wird durch die Aufhebung der Achsenparallelität von Rollen- und Werkstückrotationsachsen erreicht. Zusätzlich gibt es die Möglichkeit das Werkstück durch das Zusammen- oder Auseinanderfahren oder durch das Absenken oder Anheben eines Rollenbocks aus seiner horizontalen Lage zu bewegen. Bei allen Manipulationsmaßnahmen wird die axiale Driftbewegung als Regelungsgröße herangezogen.

2.3 Untersuchung an einer bestehenden Rollendrehvorrichtung

Die zu Messzwecken seitens der Fa. Sif in Roermond (NL) zur Verfügung gestellte Rollendrehvorrichtung (Abb. 2.4) ist für eine maximale Traglast von 300 t zugelassen. Die montierten Vulkollanrollen haben einen Durchmesser von 500 mm und eine Breite von 340 mm.

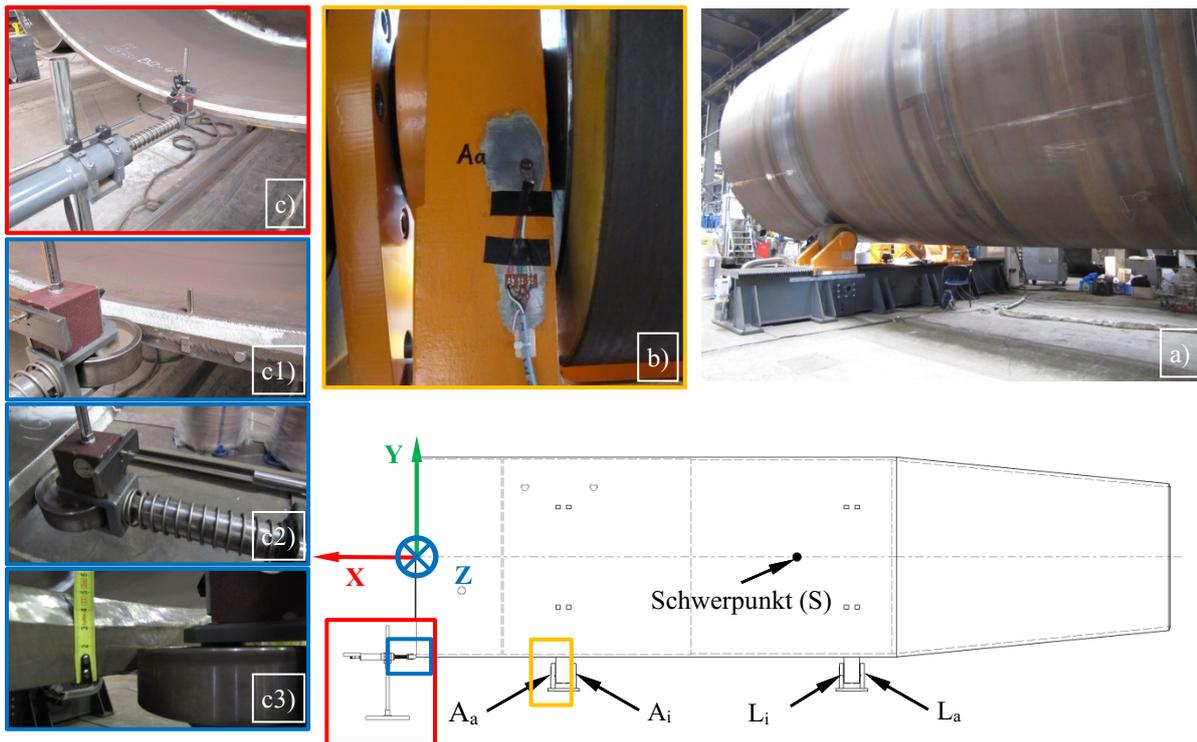


Abb. 2.4 Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus mit Messstellenmarkierung und Koordinatensystem
 a) Untersuchte Rollendrehvorrichtung bei der Fa. Sif in Roermond (NL), b) Messstellenapplikation A_a ,
 c) Sensor zur Driftmessung an der Stirnseite des Werkstücks, c1) bis c3) Visualisierung der Imperfektion des Werkstücks.

Das zur Verfügung gestellte Werkstück ist 16.936 mm lang, 123,6 t schwer und hat einen maximalen Außendurchmesser von 4.500 mm. Zusätzlich zu den DMS (Abb. 2.4, b)) wurde ein Wegsensor zur Driftmessung an der Stirnseite des Werkstücks installiert.

Nachfolgend sind drei der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messungen beschrieben und dargestellt.

2.3.1 Messung - Auflegen des Werkstücks

In der 136 s andauernden Messung M00a (Abb. 2.5), in der das Werkstück mit einem Gewicht von 123,6 t aufgelegt wird, ist deutlich zu erkennen, dass das Werkstück und die Rollen nach ca. 50 s kollidieren. Alle vier Messstellen verzeichnen einen Anstieg der Vergleichsspannung nach von Mises. An den Messstellen L_i bzw. L_a erreicht die Vergleichsspannung nach ca. 85 s ihr Maximum und bleibt anschließend bis zum Ende der Messung konstant. Die Messstelle A_i hingegen verzeichnet ein Überschwingen bevor die Vergleichsspannung auf einen konstanten Wert absinkt. Dies ist damit zu begründen, dass das Werkstück erst Kontakt zu den Rollen mit den Messstellen A_i und A_a hat, bevor es auf allen vier Rollen aufliegt. Letztlich spiegelt die Vergleichsspannung die Belastung aus der Ge-

wichtskraft des Werkstücks, unter Berücksichtigung der Position des Werkstücks auf den Rollenböcken, an den Messstellen wieder.

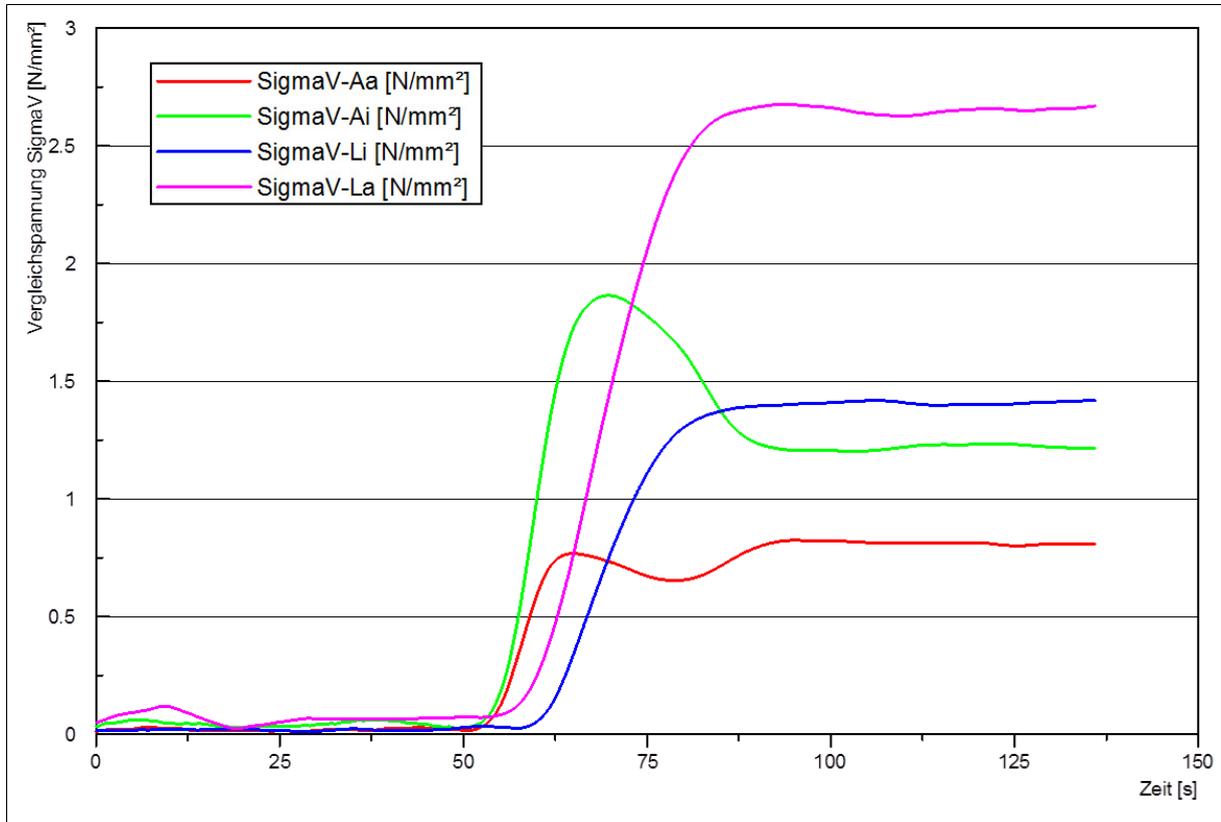


Abb. 2.5 Messung M00a – Auflegen des Werkstücks.

2.3.2 Messung - Überlaufen einer Werkstückkante

Die Messung M009 (Abb. 2.6) dauerte 1.250 s und wurde bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $150 \frac{\text{cm}}{\text{min}}$ in positiver Richtung durchgeführt.

Die Rollendrehvorrichtung wurde ca. 125 s nach Beginn der Messung gestartet. Anschließend braucht das System ca. 60 s um sich weitestgehend zu stabilisieren, so dass eine relativ konstante Driftbewegung und Oberflächendehnung an den Messstellen gemessen werden konnte. Nach ca. 600 s trifft die Rolle an der Messstelle A_a gegen eine Schweißnaht am Außendurchmesser des Werkstücks bzw. überwindet diese im weiteren Verlauf. Obwohl die Rollenböcke sehr massiv ausgelegt sind und es keine vorgesehene Messstelle (z.B. gefräste Tasche o.ä.) gibt, ist dieses Ereignis in den aufgenommenen Messwerten zu erkennen. Damit wird deutlich, dass deutlich präzisere Messungen an einer Rollendrehvorrichtung, die konstruktiv Messapplikationen vorsieht, möglich sind.

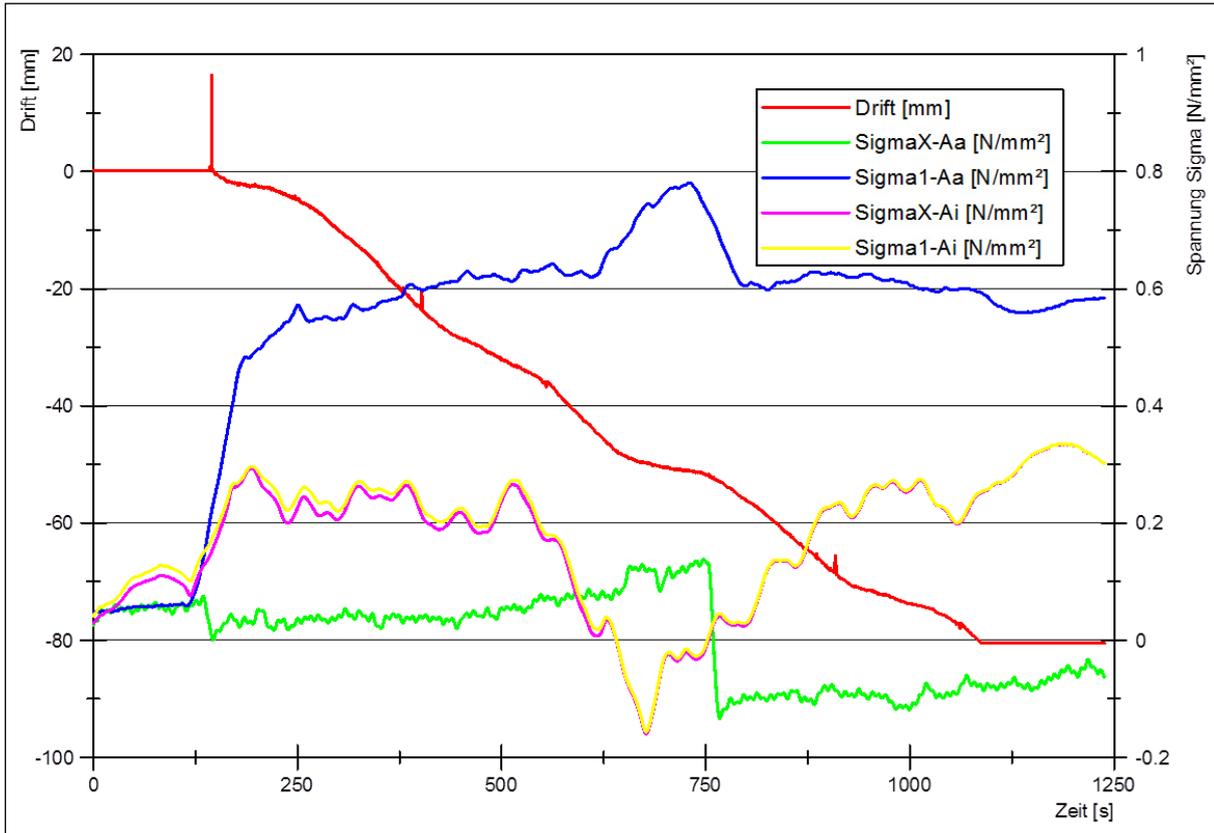


Abb. 2.6 Messung M009 – Überlaufen einer Werkstückkante.

2.3.3 Messung - Variation der Drehrichtung

Die Messung M011 (Abb. 2.7) dauerte 800 s und wurde bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $150 \frac{\text{cm}}{\text{min}}$ (gemessen am Werkstückumfang) durchgeführt. Dabei wurde die Rollendrehvorrichtung nach 400 s gestoppt, die Drehrichtung von negativ auf positiv umgekehrt und wieder eingeschaltet. Die Messdaten bestätigen und dokumentieren, dass die Driftrichtung nicht zwangsläufig von der Drehrichtung abhängig ist, da das Werkstück über die gesamte Messung intensiv in die negative Z-Achsenrichtung drifft. Dieses Phänomen muss im Modellversuchsstand weiter untersucht werden.

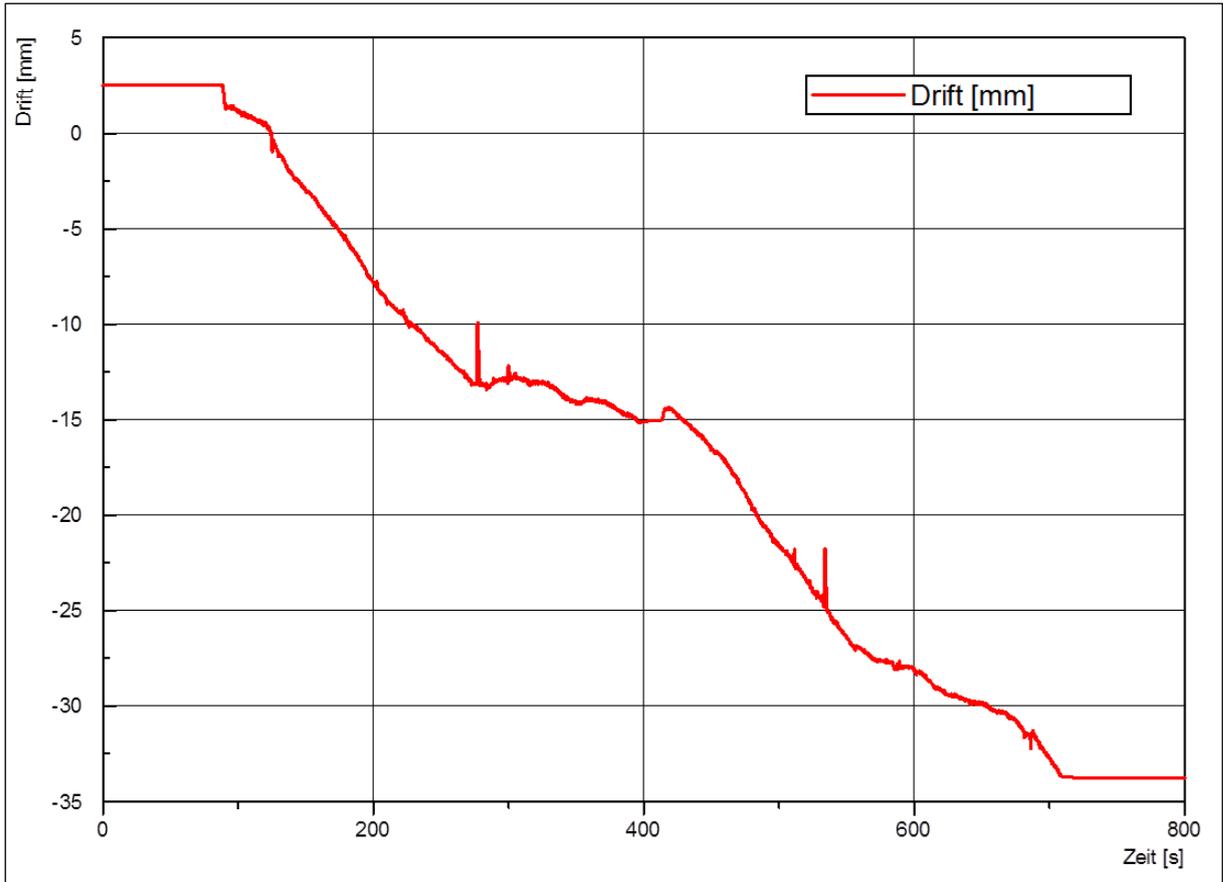


Abb. 2.7 Messung M011 – Variation der Drehrichtung.

2.4 Theorie der Kontaktmechanik

Kontaktprobleme im Rahmen der Halbraumnäherung werden häufig mit dem klassischen Kontaktproblem des Normalkontakts zwischen einer starren Kugel und einem elastischen Halbraum, welches oft auch zur Analyse von komplizierteren Modellen herangezogen wird, erläutert. Dabei betrachten wir Deformationen in einem elastischen Halbraum, die durch die an der Oberfläche des Halbraumes wirkenden vorgegebenen Spannungen verursacht werden. Die Berechnung der Deformation in einem elastischen Körper unter der Einwirkung von Oberflächenkräften („direkte Aufgabe der Elastizitätstheorie“) ist viel einfacher als die Lösung von Kontaktproblemen, da in den letzteren weder die Spannungsverteilung, noch das Kontaktgebiet anfänglich bekannt sind. Die klassische Lösung von Hertz für einen nicht adhäsiven und von Johnson, Kendall und Roberts für einen adhäsiven Kontakt benutzen die bekannten Lösungen der „direkten Aufgaben“ als eine Voraussetzung zur Konstruktion der Lösung eines Kontaktproblems vgl. /Pop15/. Die folgende Beschreibung zur Theorie der Kontaktmechanik stützt sich im Wesentlichen auf die 3. Auflage der „Kontaktmechanik und Reibung – Von der Nanotechnologie bis zur Erdbebendynamik“ von Valentin L. Popov /Pop15/.

Der nachfolgend schematisch dargestellte Kontakt von zwei allseitig gekrümmten, elastischen Körpern (Abb. 2.8) dient insbesondere zur räumlichen Orientierung der in den folgenden Abschnitten beschriebenen Modelle der Kontaktmechanik.

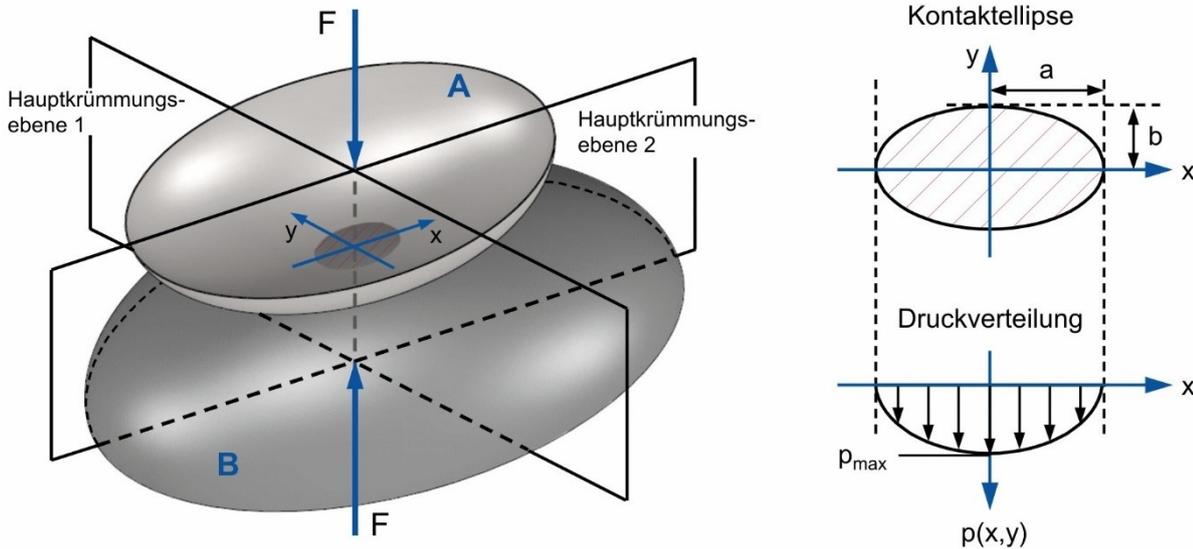


Abb. 2.8 Zwei allseitig gekrümmte Körper im Kontakt. /Brä95/

2.4.1 Deformation eines elastischen Halbraums aufgrund von Oberflächenkräften

Die Verschiebung, die durch eine senkrecht auf einen elastischen Halbraum einwirkende Kraft hervorgerufen wird, kann durch die folgenden Gleichungen /Pop15/, bei denen die X- und Y-Achse die Oberfläche des Halbraums definieren und die positive Z-Achse in den Halbraum hinein zeigt, beschrieben werden:

$$u_x = \frac{1 + \nu}{2\pi E} \cdot \left(\frac{x \cdot z}{r^3} - \frac{(1 - 2\nu) \cdot x}{r \cdot (r + z)} \right) \cdot F_z \quad (2.1)$$

$$u_y = \frac{1 + \nu}{2\pi E} \cdot \left(\frac{y \cdot z}{r^3} - \frac{(1 - 2\nu) \cdot y}{r \cdot (r + z)} \right) \cdot F_z \quad (2.2)$$

$$u_z = \frac{1 + \nu}{2\pi E} \cdot \left(\frac{2 \cdot (1 - \nu)}{r} + \frac{z^2}{r^3} \right) \cdot F_z \quad (2.3)$$

wobei E dem Elastizitätsmodul und ν der Querkontraktionszahl entspricht und $r = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$ definiert ist. Für die Verschiebung der freien Oberfläche wird $z = 0$ gesetzt. Bei Kontaktproblemen ohne Reibung ist nur die Z-Projektion der Verschiebung (Gl. (2.3)) von Interesse.

2.4.2 Hertz'sche Kontakttheorie

Beim Kontakt zwischen einer starren Kugel und einem elastischen Halbraum (Abb. 2.9) ergeben sich nach der Hertz'schen Kontakttheorie folgende Zusammenhänge, wobei R dem Radius der Kugel, d der Eindringtiefe und r dem Radius der Schnittfläche der Kugel im Abstand der Eindringtiefe von der Kugeloberfläche entspricht.

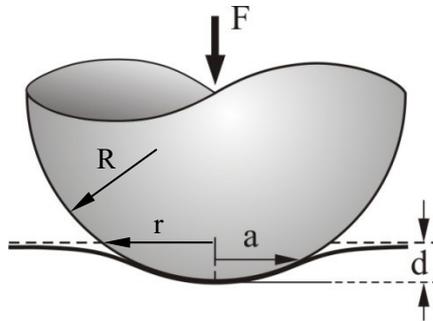


Abb. 2.9 Kontakt zwischen einer starren Kugel und einem elastischen Halbraum. /Pop15, Wil20/

Die Verschiebung der Oberflächenpunkte wird dabei durch

$$u_z = d - \frac{r^2}{2R} \quad (2.4)$$

beschrieben, während der Kontaktradius a durch den Radius der Kugel und der Eindringtiefe in der nachfolgenden Gleichung definiert wird.

$$a^2 = R \cdot d \quad (2.5)$$

Der maximale Druck p_0 berechnet sich für diesen Eindringungszustand nach Gl. (2.6)

$$p_0 = \frac{2}{\pi} \cdot E^* \cdot \left(\frac{d}{R}\right)^{1/2} \quad \text{mit} \quad E^* = \frac{E}{1 - \nu^2} \quad (2.6)$$

und benötigt dafür die Normalkraft F , die mit

$$F = \frac{4}{3} \cdot E^* \cdot R^{1/2} \cdot d^{3/2} \quad (2.7)$$

definiert ist.

2.4.3 Kontakt zwischen zwei elastischen Körpern mit gekrümmten Oberflächen

Mit geringen Anpassungen können die Ergebnisse aus der Hertz'schen Theorie (Gl. (2.8) und (2.9)) z.B. auch für die zwei nachfolgend beschriebenen Szenarien verwendet werden.

Beide Körper sind elastisch

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (2.8)$$

Beide Körper sind Kugeln

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (2.9)$$

2.4.4 Kontakt zwischen rauen Oberflächen im elastischen Kontakt

Die Oberflächenbeschaffenheit hat einen großen Einfluss auf die physikalischen Phänomene im Kontakt von Körpern. Ausschlaggebend für die gesamte Kontaktkonfiguration inkl. der realen Kontaktfläche ist die Anpresskraft.

Modell von Greenwood und Williamson

Im Modell von Greenwood und Williamson (GW-Modell) aus dem Jahr 1966 wird eine nicht reguläre Fläche modelliert, in der alle Rauigkeitsspitzen (Asperiten) den gleichen Krümmungsradius mit einer stochastischen Höhenverteilung der Spitzen um ein Mittelniveau verteilt aufweisen (Abb. 2.10). Darüber hinaus kann für viele technische und natürliche Oberflächen mit einer ausreichenden Kontaktlänge eine normale Höhenverteilung der Asperiten angenommen werden.

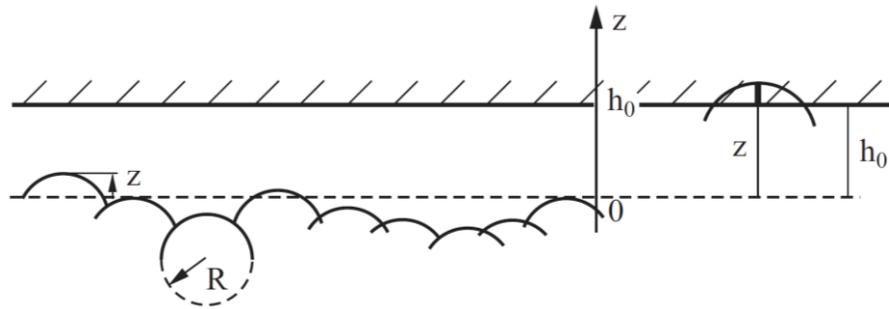


Abb. 2.10 Modell einer stochastischen Oberfläche nach Greenwood und Williamson. /Pop15/

Mit der Hertz'schen Theorie kann die Kontaktfläche eines einzelnen Asperiten

$$\Delta A = \pi a^2 = \pi dR = \pi(z - h_0)R \quad (2.10)$$

in Abhängigkeit der Eindringtiefe bestimmt werden. Die Eindringtiefe berechnet sich aus der Differenz zwischen Rauigkeitsspitze z und dem Abstand des Mittelniveaus zur Kontaktebene h_0 . Die gleiche Abhängigkeit gilt auch für die Einzelkraft, welche durch

$$\Delta F = \frac{4}{3}E^*R^{1/2}d^{3/2} = \frac{4}{3}E^*R^{1/2}(z - h_0)^{3/2} \quad (2.11)$$

beschrieben wird.

Mit der Summierung aller Asperiten im Kontakt kann die Gesamtkontaktfläche und die gesamte Normalkraft berechnet werden. Wird der Abstand h_0 verringert, steigen die Zahl der Kontakte, die Gesamtfläche und die Gesamtkraft exponentiell, während ihre Verhältnisse sich nur schwach ändern.

Mechanische Steifigkeit von Kontakten

Für einen runden Kontakt mit Radius a zwischen einem elastischen und einem starren Körper gelten folgende Steifigkeiten, wobei G der Schubmodul ist und E^* nach Gl. (2.6) gilt:

$$c_{\perp} = 2aE^* \quad \text{Bewegung senkrecht zur Oberfläche} \quad (2.12)$$

$$c_{\parallel} = \frac{8Ga}{2 - \nu} \quad \text{Bewegung parallel zur Oberfläche} \quad (2.13)$$

Nach der Summation aller unabhängiger Kontaktbereiche und unter Zuhilfenahme der bis auf schwache logarithmische Faktoren proportionale Zusammenhang zwischen der Kontaktlänge l_K , die hier den

quadratischen Mittelwert der Höhenverteilung (Rauigkeit) abbildet, und der Normalkraft F_N gelten folgende Steifigkeiten für raue Kontakte:

$$c_{\perp} = 3,7 \frac{F_N}{l_K} \quad (2.14)$$

$$c_{\parallel} = \frac{2(l_K - \nu)}{(2 - \nu)} \frac{3,7}{l_K} F_N \approx 3 \frac{F_N}{l_K} \quad (2.15)$$

2.4.5 Tangentiales Kontaktproblem

Im Gegensatz zu den schubspannungsfreien Kontaktproblemen zwischen glatten und reibungsfreien Oberflächen sind bei tangential beanspruchten Kontaktstellen die Haft- und Reibungskräfte von besonderer Bedeutung. Dies gilt ebenso bei reibungsbehafteten Normalkontakten, bei denen die elastischen Materialeigenschaften bezogen auf die Querkontraktion unterschiedlich sind. Nachfolgend werden Tangentialkontaktprobleme mit vollständiger Haftung, partiellem sowie vollständigem Gleiten beschrieben.

Deformation eines elastischen Halbraums unter Einwirkung von Tangentialkräften

Nach Landau und Lifschitz /LL91/ gelten für die Verschiebung der Oberfläche ($z = 0$) eines elastischen Halbraumes unter der Einwirkung einer konzentrierten Kraft, welche in einem Punkt der Oberfläche, der als Koordinatenursprung festgelegt wird, ausschließlich in X-Richtung wirkt (vgl. Abb. 2.8), folgende Gleichungen (wobei G der Schubmodul ist):

$$u_x = F_x \frac{1}{4\pi G} \left(2(1 - \nu) + \frac{2\nu x^2}{r^2} \right) \frac{1}{r} \quad (2.16)$$

$$u_y = F_x \frac{1}{4\pi G} \cdot \frac{2\nu}{r^3} xy \quad (2.17)$$

$$u_z = F_x \frac{1}{4\pi G} \cdot \frac{(1 - 2\nu)}{r^2} x \quad (2.18)$$

Tangentiales Kontaktproblem ohne Gleiten

Bei dem tangentialen Kontaktproblem ohne Gleiten kann man die Schubsteifigkeit c_{\parallel} als Verhältnis der tangentialen Kraft zur relativen tangentialen Verschiebung wie folgt definieren:

$$c_{\parallel} = \frac{F_x}{2u_x} = \frac{2\pi\tau_0 a^2}{2\frac{\pi(2-\nu)}{4G}\tau_0 a} = \frac{4Ga}{(2-\nu)} = 2G^* a \quad (2.19)$$

mit dem effektiven Schubmodul $G^* = \frac{2G}{(2-\nu)}$ für zwei Körper mit gleichen elastischen Eigenschaften. Für zwei Körper mit unterschiedlichen elastischen Eigenschaften gilt in guter Näherung

$$c_{\parallel} = \frac{F_x}{u_{rel}} \approx 2G^* a \quad (2.20)$$

mit $\frac{1}{G^*} = \frac{2-\nu_1}{4G_1} + \frac{2-\nu_2}{4G_2}$ und mit $u_{rel} \approx \frac{\pi\tau_0 a}{G^*}$ der relativen Verschiebung beider Körper.

Die Abb. 2.11 zeigt die Normal- und Tangentialspannung in einem Kontakt. Es wird deutlich, dass der Druck im Randgebiet des Kontakts gegen Null geht, während die Schubspannung an gleicher Stelle gegen unendlich ansteigt. Infolgedessen kann die Haftbedingung hier häufig nicht erfüllt werden und es entsteht ein relatives Gleiten.

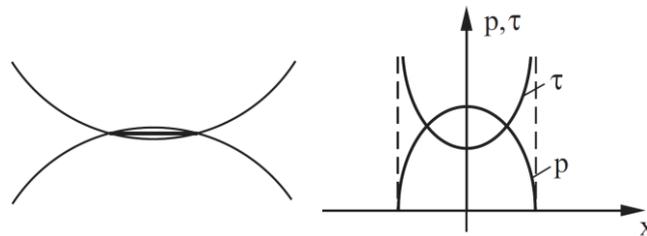


Abb. 2.11 Normal- und Tangentialspannung in einem Kontakt. /Pop15/

Tangenciales Kontaktproblem unter Berücksichtigung des Schlupfes

Die Normal- und Tangentialspannungsverteilung aus Abb. 2.11 legt nahe, dass man das Gebiet eines Tangentialkontaktes, selbst bei kleinen tangentialen Beanspruchungen, in einen Haft- und einen Gleitbereich unterteilen muss, vgl. Abb. 2.12. Dabei gibt der Radius c , bestimmt durch die Bedingung der trockenen Reibung nach dem Coulombschen Reibgesetz $\tau = \mu p$, die Grenze zwischen Haft- und Gleitgebiet vor.

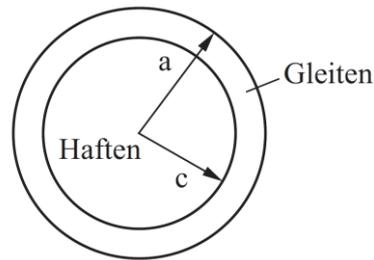


Abb. 2.12 Haft- und Gleitgebiete in einem runden Tangentialkontakt. /Pop15/

Zwei Spannungsverteilungen vom „Hertz’schen Typ“ bilden die universellen Bausteine einer Superposition, mit dessen Hilfe sich die klassischen Aufgaben der Kontaktmechanik lösen lassen. Nach Popov /Pop15/ bestimmt sich der Radius des Haftgebietes somit wie folgt:

$$\frac{c}{a} = \left(1 - \frac{F_x}{\mu F_N}\right)^{1/3} \quad (2.21)$$

Die allgemein bekannte Haftbedingung für die Kraft $F_x = \mu F_N$, ab der erwartungsgemäß vollständiges Gleiten einsetzt, beschreibt entgegen der allgemeinen Annahme nicht den Übergang vom Haften zum vollständigen Gleiten, sondern den Übergang vom partiellen zum vollständigen Gleiten. Dabei ist im Moment der Grenzkraftüberschreitung bereits ein großer Teil des Kontakts im partiellen Gleitzustand. Aus diesem Grund kann unter periodischer Beanspruchung noch vor dem Erreichen der Bedingung $F_x > \mu F_N$ Fretting (Materialverschleiß im Kontakt) auftreten.

2.4.6 Rollkontakt

Nach Reynolds /Rey76/ gibt es in einem Rollkontakt, neben dem Haft- auch immer ein Gleitgebiet, welches mit dem Antriebsmoment wächst. Nach Carter /Car16/ gilt diese Annahme, aufgrund von Elastizitäten, auch für kleine Schlüpfе, wobei der Schlupf bzw. die Schlupfgeschwindigkeit die Differenz zwischen Translationsgeschwindigkeit des Rades und seiner Umfangsgeschwindigkeit beschreibt und durch das Gleiten verursacht wird. Unabhängig davon, ob das Rad angetrieben (negativer Schlupf) oder gebremst (positiver Schlupf) wird, tritt der Haftbereich immer am Einlaufrand und der Gleitbereich immer am Auslaufrand auf.

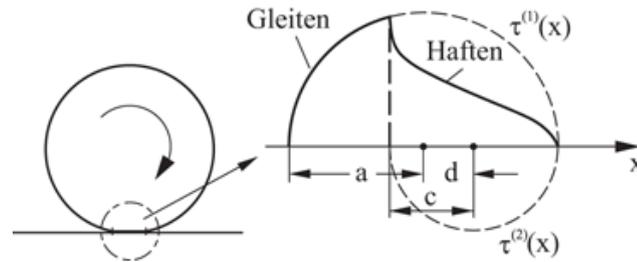


Abb. 2.13 Haft- und Gleitbereiche im Rollkontakt. /Pop15/

Spannungsverteilung im stationären Rollkontakt

Um die Spannungsverteilung in einem Rollkontakt zu konstruieren, nutzt man bereits bekannte Bausteine aus der Elastizitätstheorie. Zu nennen sind die Tangentialspannung in einem kreisförmigen Gebiet und die Spannungsverteilung in einem Streifen, die beide eine bekannte Verschiebung verursachen.

Die Theorie von Carter /Car16/ aus dem Jahr 1926 beschreibt die Lösung der Spannungsverteilung in einem zweidimensionalen Rollkontaktproblem durch die Superposition von zwei Hertz'schen Spannungsverteilungen unter den Bedingungen, dass die Deformation im Haftgebiet konstant ist und für das gesamte Gebiet das Produkt aus dem Reibungskoeffizienten und dem Druck entlang einer Koordinate der Schubspannung entspricht. Die Bedingungen garantieren einen stationären Rollkontakt. Abb. 2.14 zeigt den Quotienten aus der Tangentialkraft F_x und dem Produkt aus dem Reibungskoeffizienten μ und der Normalkraft F_N über dem Betrag des Schlupfes $\left| \frac{sR}{\mu a} \right|$. Dabei bestimmt die Gerade den Anteil des elastischen Schlupfes und die zweite Kurve den tatsächlichen, gesamten Schlupf, während dessen Differenz (Zwischenraum zwischen Gerade und Kurve) den Anteil des echten Gleitens beschreibt. Es wird folglich zwischen dem echten Gleiten und dem elastischen Schlupf unterschieden.

Für kleine Tangentialkräfte ist der Schlupf demnach unabhängig vom Reibungskoeffizienten, da hier kein echtes Gleiten auftritt. Der betragsmäßig maximale Schlupf entsteht hingegen ab dem Moment des vollständigen Gleitens ($F_x = \mu F_N$).

Auch bei einem dreidimensionalen Rollkontaktproblem werden zwei Spannungsverteilungen superponiert, wodurch sich, erneut unter Berücksichtigung der zwei oben genannten Bedingungen, die Formeln für den Radius des Haftgebietes und für den Schlupf bestimmen lassen.

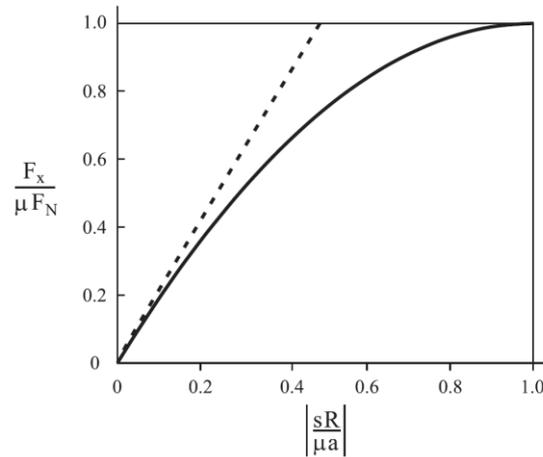


Abb. 2.14 Kraftschlusscharakteristik zwischen elastischem und gesamtem Schlupf. /Pop15/

2.4.7 Das Coulomb'sche Reibungsgesetz

Dieser Abschnitt beschränkt sich auf die trockene bzw. Coulomb'sche Reibung zwischen festen Körpern. Dieses überaus komplexe physikalische Phänomen wird in der einfachsten Form und in erster Näherung durch das Reibgesetz beschrieben, bei dem die Reibkraft proportional zur Normalkraft ist und dessen Quotient den Reibungskoeffizienten definiert. Als Vorreiter gilt Leonardo da Vinci, der Gesetzmäßigkeiten formulierte, die z.B. beschreiben, dass der Reibwiderstand proportional zum Gewicht und unabhängig von der Kontaktfläche ist.

Es war wiederum Coulomb /Cou85/, der die Haftreibung

$$F_S = \mu_s F_N \quad (2.22)$$

und die Gleitreibung

$$F_R = \mu_k F_N \quad (2.23)$$

mit der statischen und kinetischen Reibungskraft F_S und F_R , der Anpresskraft F_N sowie den statischen und kinetischen Reibungskoeffizienten μ_s und μ_k formulierte. Amontons Gesetz /Amo99, Amo06/ bezeichnet in diesem Zusammenhang die bereits genannte Proportionalität zwischen F_S und F_N .

Der Reibungswinkel φ beschreibt den Winkel einer schiefen Ebene, bei dem ein auf der Ebene liegender Körper gerade noch in Ruhe ist, wodurch der maximale Reibungskoeffizient nach Gl. (2.24) ermittelt werden kann.

$$\tan\varphi = \mu_s \quad (2.24)$$

Nachfolgend wird ein grober Einblick in die Abhängigkeiten des Reibungskoeffizienten von der Kontaktzeit, der Normalkraft, der Geschwindigkeit, der Temperatur und der Oberflächenrauheit gegeben.

Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Kontaktzeit

Nach Coulomb /Cou85/ kann die Haftreibungskraft, aufgrund von physikalischen Effekten wie Kriechprozessen, Viskoelastizitäten oder Kapillarkräften, nach dem Stillstand über die Zeit wachsen. Dies überführt die statischen Bedingungen im Rollkontakt in einen dynamischen Prozess, wobei die Kontaktzeit bei großen Rollgeschwindigkeiten sehr klein ist, wodurch auch eine sehr kleine statische Reibungskraft erwartet werden kann /Pop15/.

Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Normalkraft

Die lineare Abhängigkeit zwischen Reibungskraft und Anpresskraft wird für nicht zu kleine und nicht zu große Anpresskräfte erfüllt und gilt für metallische Werkstoffe in einem großen Bereich (mehrere Dezimalgrößenordnungen der Anpresskraft) /Pop15/. Ist die wahre Kontaktfläche vergleichbar mit der scheinbaren Kontaktfläche (oft bei weichen Metallen) treten häufig Abweichungen von Amontons Gesetz auf.

Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Oberflächenrauheit

Die Oberflächenrauigkeit hat in großen Bereichen keinen bzw. nur einen sehr geringen Einfluss auf die Reibungskraft, den Materialtransfer und selbst die Größe der Kontaktgebiete. Hat sie einen Einfluss, dann durch Faktoren wie Verunreinigungen oder flüssige Zwischenschichten /Pop15/.

Vorstellung von Coulomb über die Herkunft des Reibungsgesetzes

Nach Coulomb /Cou85/ ist die Verzahnung von Mikrorauigkeiten beider kontaktierender Oberflächen für die Proportionalität zur Normalkraft verantwortlich und erklärt die Unabhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Kontaktfläche. Die Unabhängigkeit zur Oberflächenrauigkeit kann, nach Coulomb, mit dem vereinfachten Modell eines auf eine gewellte Oberfläche gedrückten Massepunkts unter der Annahme trockener Reibung, jedoch nicht erklärt werden /Pop15/.

2.4.8 Numerische Simulationsmethoden in der Kontaktmechanik

Numerische Simulationsmethoden kommen in der Kontaktmechanik in der Regel dann zum Einsatz, wenn die tribologischen Systeme in analytischer Form nicht mehr berechenbar sind. Dabei ist zu bedenken, dass die iterativen Simulationsmethoden in Effizienz und Qualität stark von der analytischen Vorbereitung abhängig sind. Die einzelnen Methoden werden an dieser Stelle nur angerissen, bevor in den anschließenden Abschnitten auf die Kontaktmechanik in MCS Adams eingegangen wird.

Mehrkörpersysteme

Das Reibungsgesetz (2.25), welches eine der einfachsten Methoden zur Integration in eine Mehrkörpersimulation (MKS) darstellt, entspricht einer stetigen Reibkraftfunktion. Dabei muss die charakteristische Geschwindigkeit \hat{v} deutlich kleiner als die charakteristische Gleitgeschwindigkeit v gewählt werden, so dass die Kraftverhältnisse sowohl im Haft- als auch im Gleitbereich richtig wiedergegeben werden.

$$F_R = \frac{2}{\pi} \mu F_N \arctan\left(\frac{v}{\hat{v}}\right) \quad (2.25)$$

Finite Elemente Methode (FEM)

Kommerzielle FE-Programme nutzen eine node-to-surface Kontaktformulierung. Dabei werden die Positionen der diskretisierten Oberfläche eines der im Kontakt stehenden Körper mit den Oberflächenelementen des zweiten Körpers verglichen. Diese Methode stößt bei großen Deformationen an ihre Grenzen, so dass die deutlich robustere und genauere surface-to-surface Kontaktformulierung verwendet werden sollte /PL04/. Die Arbitrary Lagrangian Eulerian (ALE) Methode mit einer räumlich festen Diskretisierung eignet sich besonders für Rollkontaktprobleme /Nac04/. Den genauen und umfangreichen Berechnungen zur Ermittlung von Spannungen und Verschiebungen im gesamten System stehen lediglich die mit der Genauigkeit und mit der Systemgröße extrem steigenden Rechenzeiten gegenüber.

2.4.9 Kontaktwirkungsmodell in MSC Adams

In MSC Adams kann zwischen den Kontaktwirkungsmodellen „IMPACT function“ und „POISSON restitution“ ausgewählt werden. Beide sind nachfolgend beschrieben.

IMPACT function Impulsfunktion /Gie12, Ada01/

Die Impulsfunktion hat insgesamt sieben Argumente (2.26), die alle in Verbindung mit physikalischen Eigenschaften gesetzt werden können. x ist ein Ausdruck, der eine Distanzvariable beschreibt, die zur Berechnung der Impulsfunktion verwendet wird. \dot{x} entspricht der zeitlichen Ableitung von x zur Funktion. x_1 ist eine positive reelle Variable, die die freie Länge von x definiert. Wenn x kleiner als x_1 ist, dann berechnet Adams eine positive Kraft. Andernfalls ist die Kraft gleich Null (Abb. 2.15).

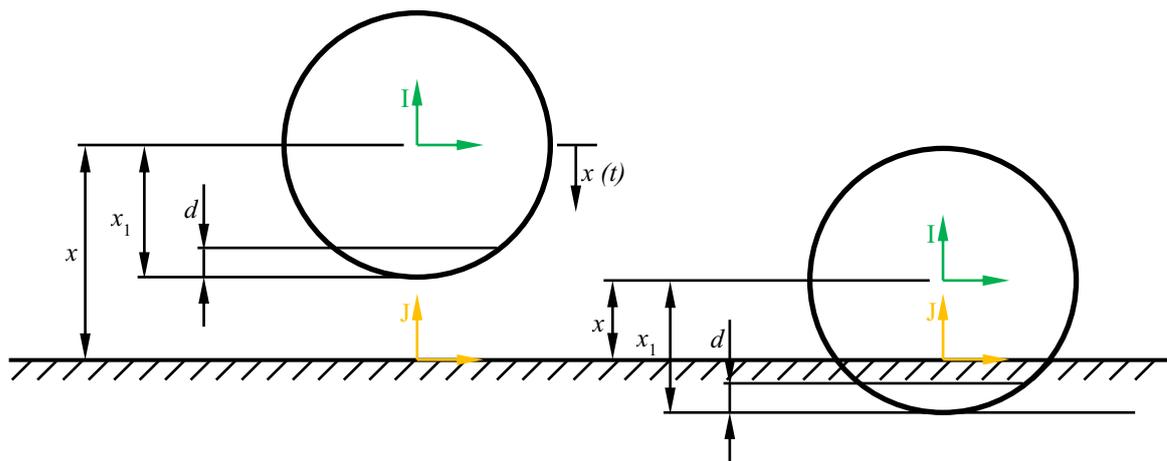


Abb. 2.15 Beispielhafte Darstellung der IMPACT function. /Ada01/

Alle drei bisher genannten Argumente der Funktion

$$IMPACT(x, \dot{x}, x_1, k, e, c_{max}, d) \quad (2.26)$$

werden für jeden Zeitschritt der Berechnung neu bestimmt und sind geometrieabhängig.

Die Steifigkeit der Oberflächeninteraktionen wird durch die nicht negative reelle Variable k definiert. Zusätzlich wird durch den positiven reellen Exponenten e die Deformationskraft beschrieben. Wie in Abb. 2.16 zu erkennen, ergibt sich für $e > 1$ eine steifer werdende Federcharakteristik, während sich für $0 < e < 1$ eine weicher werdende Federcharakteristik einstellt. Es wird empfohlen /Ada01, Ada19, Gie12/, einen Exponenten von $e > 1$ zu verwenden, damit der Verlauf der Federkraft auch im Übergang vom kontaktlosen zum Kontaktbereich kontinuierlich ist. c_{max} ist genau wie k eine nicht-negative reelle Variable, die den maximalen Dämpfungskoeffizienten abbildet. Dieser liegt ab der Eindringtiefe d vor (vgl. Abb. 2.16). Der Wert für die Eindringtiefe d beschreibt keinesfalls die maximale Eindringtiefe der beiden Körper im Kontakt, sondern die Schrittlänge der kubischen Funktion im Übergang der Dämpfungskraft von null bis $c_{max} \cdot \dot{x}$.

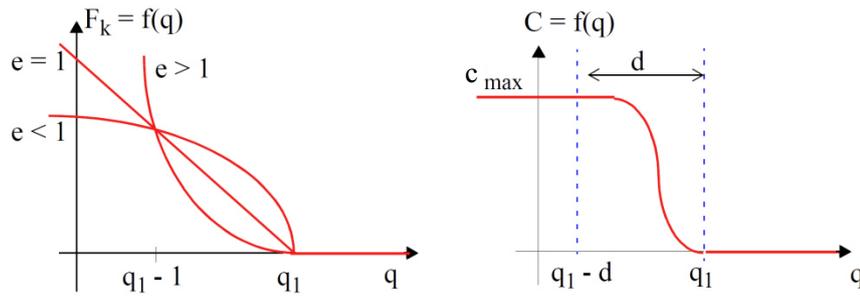


Abb. 2.16 Einfluss des Exponenten e (links) und des Dämpfungskoeffizienten c_{max} (rechts) auf die Impulsfunktion. /Ada01/

Die Formel (2.27) zeigt, wie bereits zuvor beschrieben, dass die Impulsfunktion aktiviert wird, sobald der Abstand zwischen den beiden Objekten kleiner als die freie Länge x ist und anschließend über eine schrittweise (*STEP*) Iteration agierte.

$$F = \begin{cases} 0 & \text{if } x > x_1 \\ k(x_1 - x)^e - c_{max} \cdot \dot{x} \cdot STEP(x, x_1 - d, 1, x_1, 0) & \text{if } x \leq x_1 \end{cases} \quad (2.27)$$

Nach der Aktivierung wird die Funktion ungleich null und besteht aus einer exponentiellen Federkraft und einer Dämpfung, die einer Schrittfunktion folgt. Beide Teile sind strikt positiv. Dies ist zwingend notwendig, um reale Kontaktbedingungen abzubilden. Magnetismus, Adhäsionskräfte oder Ähnliches ausgenommen, entstehen zwischen zwei aufeinandertreffenden Festkörpern nur sich abstoßende Kräfte.

POISSON restitution Impulsfunktion /Gie12, Ada01/

Die zweite Methode zur Berechnung der Normalkräfte eines Kontakts in Adams ist die Restitutionsfunktion. Dabei ist der Restitutionskoeffizient ε die wichtigste Variable. Er definiert das Kontinuum zwischen einem vollständig elastischen ($\varepsilon = 1,0$) und einem vollständig unelastischen ($\varepsilon = 0,0$) Kontakt. Der Unterschied zwischen den beiden Kontaktarten ist, dass bei einem vollständig elastischen Kontakt die komplette kinetische Energie konserviert wird, während sie bei einem vollständig unelastischen Kontakt um die Höhe der vor dem Zusammentreffen der beiden Körper vorherrschende Energie reduziert wird. Auch wenn die kinetische Energie für die beiden Kontaktarten unterschiedliche Auswirkungen hat, gilt für beide die Impulserhaltung. Mit der Impulserhaltung (2.29) und der Definition des Restitutionskoeffizienten (2.28) können für einfache Kontakte die Gleichungen für die Geschwindigkeiten v_a und v_b ermittelt werden (2.30) und (2.31).

$$\varepsilon = \frac{v_b - v_a}{u_a - u_b} \quad (2.28)$$

$$m_a u_a + m_b u_b = m_a v_a + m_b v_b \quad (2.29)$$

$$v_a = \frac{m_a u_a + m_b u_b + m_b \varepsilon (u_b - u_a)}{m_a + m_b} \quad (2.30)$$

$$v_b = \frac{m_a u_a + m_b u_b + m_a \varepsilon (u_a - u_b)}{m_a + m_b} \quad (2.31)$$

Um von den Geschwindigkeiten auf die von MSC Adams ermittelten Normalkräfte im Kontakt zu kommen wird der Übergangsparameter p_U genutzt, siehe Gleichung (2.32),

$$F = p_U (\varepsilon - 1) \dot{x} \quad (2.32)$$

der äquivalent zu einem Steifigkeitsparameter ist. Ein kleiner Übergangsparameter sorgt für eine Undurchdringlichkeit der beiden Körper (keine negativen Überschneidungen), wodurch der Kontakt nicht der Realität entspricht. Strebt ε hingegen gegen unendlich würde der Kontakt perfekt abgebildet werden. Damit stiegen jedoch gleichzeitig die Schwierigkeiten bei der Integration.

Werden in dem Mehrkörpersimulationsmodell folgende metrische Einheiten verwendet (mm, kg, N, s, Grad), wird $10^5 \leq \varepsilon \leq 10^6$ empfohlen [Gie12]. Der Zusammenhang zwischen den Gleichungen (2.30) und (2.31) und der Gleichung (2.32), in denen \dot{x} die zeitliche Ableitung des Abstands x der beiden Körper ist, wird durch die Gleichung (2.33) beschrieben.

$$\dot{x} = v_a - v_b \quad (2.33)$$

Die Indizes a und b bezeichnen die beiden unterschiedlichen Körper im Kontakt.

2.4.10 Coulomb'sches Reibungsmodell in MSC Adams

Im Gegensatz zur Normalkraft, die für die Definition einer Kontaktbedingung in MSC Adams zwingend erforderlich ist, ist die Reibung im Kontakt optional. Um einen reibungsbehafteten Kontakt in der Simulation abbilden zu können, ist besonders der Bereich der Entstehung einer Relativbewegung zwischen den beiden in Kontakt stehenden Körpern entscheidend. Obwohl dieser Bereich diskontinuierlich ist, wird er in Adams mit der in Abb. 2.17 dargestellten Funktion kontinuierlich modelliert.

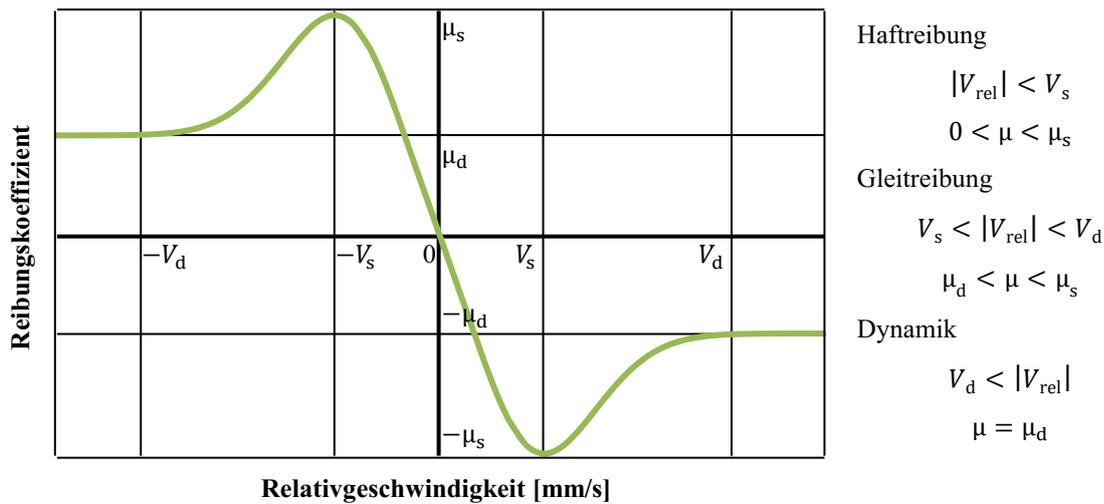


Abb. 2.17 Zusammenhang zwischen dem Reibungskoeffizienten und der Relativgeschwindigkeit im reibungsbehafteten Kontakt in MSC Adams. /Ada01, Gie12/

Je mehr sich die Relativbewegung V_s null annähert, desto mehr strebt die Funktion in Richtung des Haftreibungszustandes. Da MSC Adams den Zustand $V_s = 0$ nicht zulässt, ist es jedoch unmöglich mit diesem Reibungsmodell einen vollständigen Haftreibungszustand zu erreichen.

Der Funktionsverlauf in Abb. 2.17 folgt drei quadratischen Funktionsschritten ($-\mu_d$ bis $-\mu_s$, $-\mu_s$ bis $+\mu_s$ und $+\mu_s$ bis $+\mu_d$). Außerhalb dieser drei Bereiche gilt $|v| \geq V_d$ während der Reibungskoeffizient $\pm\mu_d$ ist. Alle vier Kennwerte (μ_s , μ_d , V_s und V_d) werden händisch vorgegeben. Dabei sind der statische und der dynamische Reibungskoeffizient meist zwischen 0 und 1, wobei der dynamische Reibungskoeffizient in der Regel der kleinere der beiden Werte ist, da es leichter ist einen Körper in einem reibungsbehafteten Kontakt in Bewegung zu halten als diesen aus dem Ruhezustand in Bewegung zu versetzen. Zusätzlich ist die dynamische Relativgeschwindigkeitsgrenze V_d größer als die statische Relativgeschwindigkeitsgrenze V_s . Aus diesen vier definierten Parametern und der in Abschnitt 2.4.9 beschriebenen Kontaktbedingungen zur Normalkraftbestimmung, kann die Reibkraft für jeden Relativgeschwindigkeitszustand ermittelt werden.

3 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Diese Arbeit hat das Ziel die Ursachen der Driftenstehung beim Rotieren rotationssymmetrischer Bauteile auf Rollendrehvorrichtungen zu untersuchen. Nach der theoretischen Ursachenforschung werden Mehrkörpersimulationen zur Validierung grundlegender Ansätze durchgeführt. Neben der Ursachenforschung soll vor allem ein Lösungsansatz erarbeitet werden, der die Driftbewegung eliminiert. Mit Hilfe des Versuchsstands einer Rollendrehvorrichtung im reduzierten Maßstab werden sowohl die theoretischen Ansätze als auch die Ergebnisse der Mehrkörpersimulation validiert. Ebenso muss der entwickelte Versuchsstand die Überprüfung des Lösungsansatzes zur ganzheitlichen Eliminierung der Driftbewegung zulassen. Ganzheitlich bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die Driftbewegung für den realen Fertigungsprozess ausreichend inhibiert wird.

Hierzu wird in Kapitel 4 (vgl. Abb. 3.1) das mechanische System einer Rollendrehvorrichtung idealisiert, um im Vergleich zur Realität Effekte zu identifizieren, welche die driftfreie Funktion der Rollendrehvorrichtung verhindert. Diese können zum einen als Fehlerquellen (Ursachen zur Driftenstehung) und zum anderen als Regelgröße zur Manipulation der Werkstückposition eingeordnet werden.

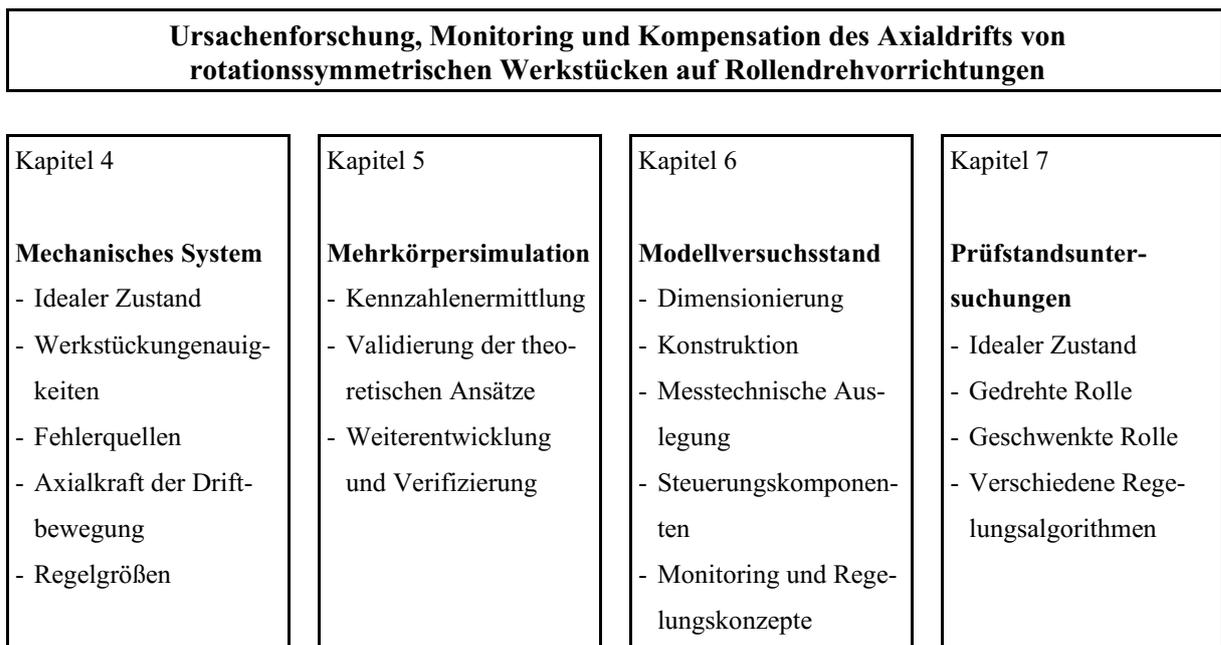


Abb. 3.1 Inhaltliche Gliederung.

Ziel ist es, die Fehlerquellen bzw. Regelgrößen zu isolieren und hinsichtlich ihrer Möglichkeit zur Driftkompensation zu optimieren, so dass diese in den Modellversuchsstand der Rollendrehvorrichtung implementiert werden können. Damit eröffnet sich die Möglichkeit, die verschiedenen Einflussgrößen gezielt zu untersuchen.

Meist geht mit der Möglichkeit, eine Einflussgröße im Modellversuchsstand abbilden zu können, ein erheblicher Aufwand einher, da automatisierte Maschinenachsen benötigt werden. In Kapitel 5 wird mit Hilfe der Simulationssoftware MSC Adams zur Verifizierung ein Mehrkörpersimulationsmodell aufgebaut. Dafür sind zunächst einige Vorsimulationen erforderlich, um die geeigneten Systemeigenschaften des Simulationsmodells zu ermitteln. Anschließend wird in Kapitel 6 der Modellversuchsstand designt. Die Schwierigkeit in der Konstruktion liegt besonders auf der Entwicklung und der Implementierung der verbauten 3D-Kraftsensoren. Zur Auslegung der DMS-basierten Technik wird zusätzlich die Finite Elemente Methode herangezogen. Trotz der detaillierten Betrachtung muss das Übersprechverhalten in den einzelnen 3D-Messaufnehmern durch Kompensationsrechnungen angepasst werden. Die hierfür erforderlichen Daten werden parallel zum Aufbau des Modellversuchsstandes mit Hilfe von Kalibrierungsmessungen erarbeitet.

In den Prüfstandsuntersuchungen werden die verschiedenen Steuerungsalgorithmen getestet. Diese teilen sich in zwei Kategorien auf. Zum einen basieren die Algorithmen auf einer DMS-basierten Kraftmessung an den Rollenlagern und zum anderen auf der Driftbewegung des Werkstücks an dessen Stirnseite. Nur wenige Algorithmen bedienen sich beider Messgrößen zur Ansteuerung einer oder mehrerer Positionierungsachsen. Aufgezeigt werden die Potenziale der Regelungsalgorithmen hinsichtlich ihrer Stabilität und ihrer Wirkungskraft bzw. -genauigkeit.

4 Mechanisches System „Rollendrehvorrichtung“

Das mechanische System der Rollendrehvorrichtungen wird durch die verwendeten Rollenböcke und dem aufliegenden Werkstück definiert. Beide Komponenten sind nur durch eine Vielzahl von Parametern zu beschreiben und ihre Interaktion bzw. ihre kinematischen Beziehungen hängen direkt von diesen ab. Die einzelnen Parameter sowie deren Zusammenhänge werden in diesem Kapitel, ausgehend von einem idealen Zustand des mechanischen Systems „Rollendrehvorrichtung“, ausführlich dargestellt. Anschließend wird ein Mehrkörpersimulationsmodell, gefolgt von einem Modellversuchsstand, vorgestellt, die auf diesen Grundlagen basieren und innerhalb dieser Arbeit entwickelt und aufgebaut wurden.

4.1 Idealer Zustand

In dem idealen Zustand (Abb. 4.1) der Rollendrehvorrichtung wird das Werkstück als ideal rund, homogen und zylindrisch angenommen. Ebenso wird davon ausgegangen, dass die beiden Rollenböcke ohne Fehler gefertigt und perfekt ausgerichtet sind.

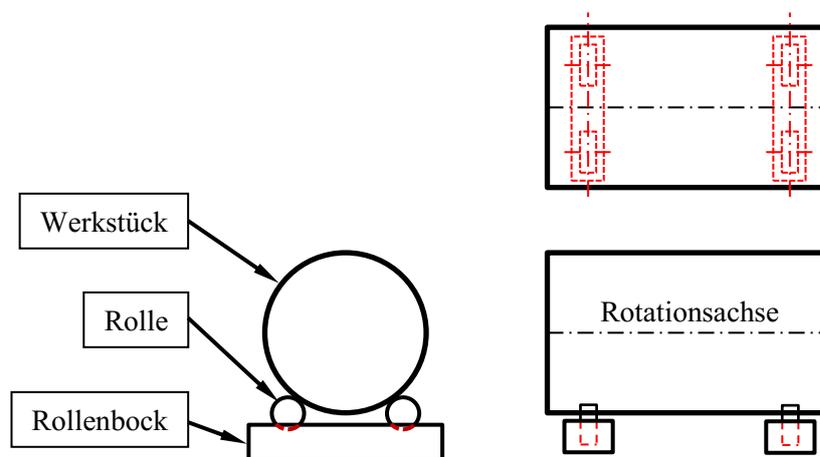


Abb. 4.1 Ideales Werkstück auf einer perfekt gefertigten und ausgerichteten Rollendrehvorrichtung. /Eva07/

In der Draufsicht ist zu erkennen, dass sowohl alle Rollen zur Rotationsachse des Werkstücks, wie auch die beiden Rollenböcke zueinander, parallel ausgerichtet sind. Die Stirn- und Seitenansicht zei-

gen die Parallelität des Werkstücks zum ebenen (als ideal angenommen) Hallenboden. Unter diesen Voraussetzungen gibt es keine kinematische Beziehung und keine äußere Kraft, die von den Rollenböcken oder der Umgebung auf das Werkstück übertragen werden und in Rotationsachsenrichtung wirken. Dies impliziert, dass keine axiale Bewegung des Werkstücks entsteht. Zur Verifizierung dieser Annahme wird in Kapitel 5 eine Mehrkörpersimulation durchgeführt, da dem Zustand einer idealen Rollendrehvorrichtung mit ideal rundem, homogenem Werkstück dort am ehesten Rechnung getragen werden kann.

4.2 Werkstückungenauigkeiten

Bevor ein Behälter, ein Rohr oder eine Walze nicht auf einer Dreh- bzw. Schleifmaschine bearbeitet worden ist, wird das Werkstück nie einem exakten Zylinder entsprechen: Ideal rund, beide Enden sowohl mit dem gleichen Durchmesser als auch senkrecht zur Mittellinie, keine Verjüngung und die Mittellinie 100 % gerade /Eva07/.

Schüsse (Rohrabschnitte) werden in der Regel aus Walzblech, schwere Schüsse aus Platten so dick, dass sie in gewaltigen Walzen und Pressen geformt werden, produziert. Es ist unrealistisch zu erwarten, dass jeder Abschnitt eines Schusses, genau wie jeder andere Abschnitt ist, oder dass Abschnitte miteinander verbunden werden können, so dass sie genau konzentrisch sitzen. Es ist in der Praxis unmöglich, Platten in einer Presse oder Walze so zu formen, dass eine kontinuierliche Krümmung bis zum Zusammenschluss der beiden Enden entsteht. Darüber hinaus neigt das Werkstück dazu, in der Nähe der Schweißnaht abzuflachen und von der idealen Kurve abzuweichen /Eva07/.

All diese Ungenauigkeiten können eine axiale Driftbewegung hervorrufen. Durch unterschiedliche Durchmesser an den Auflagepunkten auf den Rollenböcken ist die Mittellinie des Werkstücks nicht mehr länger parallel zum Hallenboden, die Enden und der Schweißspalt stehen nicht mehr senkrecht auf dem Hallenboden; das Werkstück gleicht einem konischen Werkstück und die Umfangsgeschwindigkeiten an den jeweiligen Rollenböcken sind nicht mehr identisch /Eva07/. Nachfolgend werden die Werkstückabplattung und die Werkstückdurchbiegung aufgrund des Eigengewichts untersucht.

4.2.1 Werkstückabplattung

Dünnwandige Rohre erfahren aufgrund ihres Eigengewichts eine Formänderung des Querschnitts (Abb. 4.2): In der horizontalen Richtung derart, dass sich der Durchmesser vergrößert, während die vertikale Richtung kleiner wird.

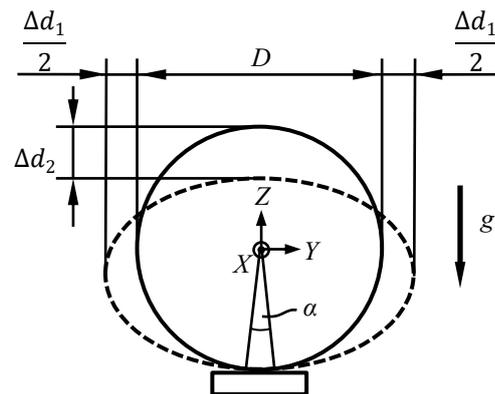


Abb. 4.2 Ausbildung eines elliptischen Querschnitts aufgrund der Abplattung von dünnwandigen Rohren durch dessen Eigengewicht. vgl. /Sch67/

Grundlage für die Entwicklung einer analytischen Berechnung zur Abplattung ist die Gleichung nach Schwaigerer /Sch67/ für die horizontale Vergrößerung des Durchmessers Δd_1 für erdverlegte Rohre /Sch67/:

$$\Delta d_1 = B \frac{(P_E + P_V) \cdot d_a^3}{E \cdot J} \quad (4.1)$$

B ist ein Auflagefaktor, der von der Größe des Kreissegments abhängt, der Kontakt zum Untergrund hat und durch den Winkel α_{KS} definiert wird. Für den Winkel $\alpha_{KS} \rightarrow 0$ nähert sich B dem Wert 0,0145 an. E entspricht dem Elastizitätsmodul des Rohrwerkstoffs, J steht für das Trägheitsmodul der Wandung je Längeneinheit und d_a wird durch den Rohraußendurchmesser definiert. Da es sich um eine Berechnungsformel für erdverlegte Rohre handelt, beschreibt P_E die Belastung durch die überdeckende Erdschicht und P_V die gesamte auf das Rohr wirkende Verkehrslast.

Für die Berechnung der vertikalen Verkleinerung der Rohrdurchmesser wird die Summe aus Erdschichtbelastung und Verkehrslast durch das Eigengewicht P_G für eine Rohrlänge von einem Meter eingesetzt und die Näherung mit Hilfe des quadratischen Mittels für Halbachsen einer Ellipse mit dem Umfang U (4.2) herangezogen, um von der horizontalen Durchmesserergrößerung auf die vertikale Durchmesserergrößerung umrechnen zu können. Dabei entspricht a_B der großen Halbachse und b_B der kleinen Halbachse der elliptischen Form.

$$U \approx \pi \sqrt{2(a_B^2 + b_B^2)} \quad (4.2)$$

Die Berechnungsergebnisse aus dem analytischen Ansatz werden mit einer FEM-Berechnung überprüft. Es zeigt sich eine deutliche, aber bereichsweise konstante Abweichung zwischen den beiden

Berechnungsmethoden, siehe Abb. 4.3. Um den analytischen Ansatz nutzen zu können, muss dieser durch einen neuen, empirisch ermittelten Korrekturfaktor k_{Vitt} (Vitt'scher Korrekturfaktor) ergänzt werden. Zusätzlich wird der Gültigkeitsbereich durch das Verhältnis von Rohrinne Durchmesser d_i zu Rohraußendurchmesser d_a und dem Quotienten aus der vertikalen Abplattung und dem Rohraußendurchmesser $\frac{\Delta d_2}{d_a}$ eingeschränkt. Daraus ergibt sich folgende analytische Gleichung zur Berechnung der vertikalen Abplattung Δd_2 (vertikale Durchmesser verkleinerung) von Rohren:

$$\Delta d_2 = d_a - 2 \cdot \sqrt{d_a^2 - \left(\frac{d_a}{2} + \frac{1}{2} B \frac{P_G \cdot d_a^3}{E \cdot J} \right)^2} \cdot k_{Vitt} \quad \text{mit } 0,0004 < \frac{\Delta d_2}{d_a} < 0,08 \quad (4.3)$$

$$0,008 \leq 1 - \frac{d_i}{d_a} \leq 0,04$$

$$k_{Vitt} = \frac{25}{18}$$

Der Vitt'sche Korrekturfaktor gilt nur in den angegebenen Bereichen für das Durchmesserverhältnis (vgl. Abb. 4.3) und die prozentuale Abplattung bezogen auf den Durchmesser als konstant. Außerhalb des Gültigkeitsbereichs sind zu große Abweichungen von einer elliptischen Form anzunehmen, so dass die verwendeten Berechnungsgrundlagen ihre Gültigkeit verlieren.

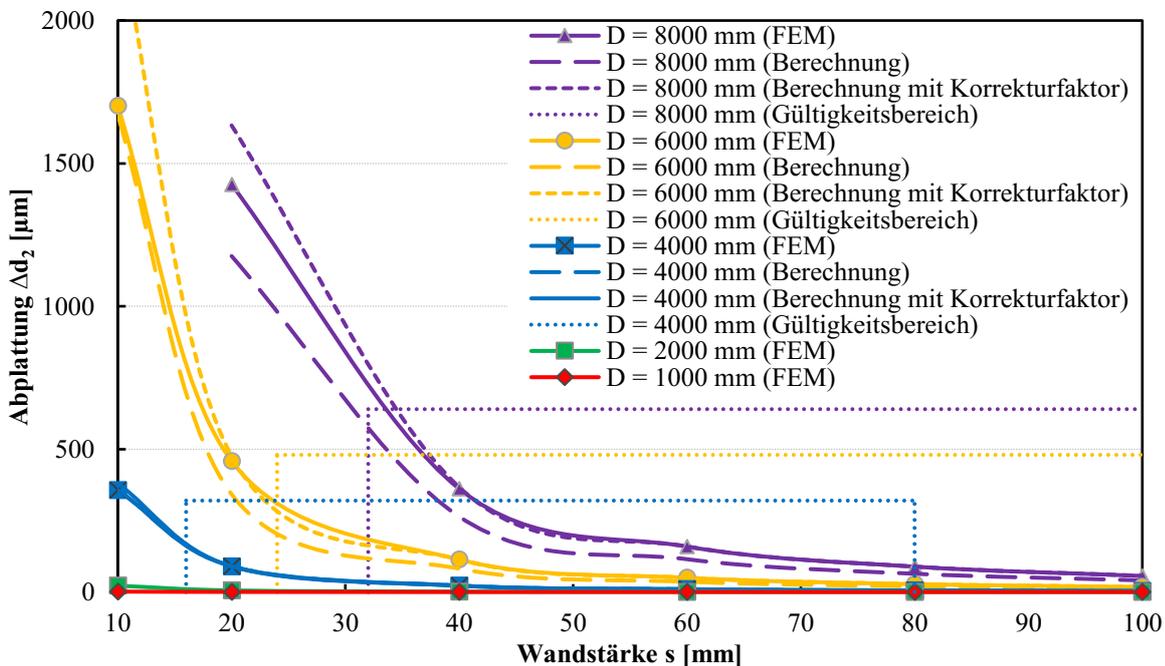


Abb. 4.3 Abplattung von Rohren aufgrund ihres Eigengewichts.

Das Diagramm zeigt die Abplattung von Rohren aufgrund ihres Eigengewichts in Abhängigkeit des Durchmessers und der Wandstärke. Es sind gleichzeitig die Berechnungsergebnisse mit der FEM, der analytische Ansatz ohne sowie mit Korrekturfaktor und der Gültigkeitsbereich für den jeweiligen

Durchmesser dargestellt. Wie zuvor beschrieben, konnte die Abweichung zwischen der analytischen und der FEM Berechnung durch den Korrekturfaktor im markierten Gültigkeitsbereich nahezu vollständig eliminiert werden.

4.2.2 Werkstückdurchbiegung

Für die Berechnung der Werkstückdurchbiegung wird die Differenzialgleichung der Biegelinie für Balkenverformungen bei einachsiger Biegung als analytischer Ansatz gewählt. Die Einbereichsaufgabe für einen Balken mit konstanter Biegesteifigkeit und konstanter Streckenlast führt allgemein zur nachfolgend aufgestellten Differenzialgleichung mit der Durchbiegung w an der Position x in Abhängigkeit der Höhe der Streckenlast q_s , der Balkenlänge l (entspricht hier auch der überspannten Länge), des Elastizitätsmoduls E des verwendeten Werkstoffs sowie des Flächenträgheitsmoments I der Querschnittsfläche des Balkens /FW09/.

$$w(x) = \frac{q_s}{24EI} (l^3 x - 2lx^3 + x^4) \quad (4.4)$$

Für die maximale Durchbiegung, welche an der Position $\frac{l}{2}$ vorliegt, vereinfacht sich die Formel wie folgt:

$$w_{max} = w\left(\frac{l}{2}\right) = \frac{5q_s l^4}{384EI} \quad (4.5)$$

Unter der Voraussetzung eines Verhältnisses von Wandstärke s zum Außendurchmesser D von einem Prozent, ergeben sich in Abhängigkeit der Werkstücklänge l die in Abb. 4.4 dargestellten Durchbiegungen für dünnwandige Rohrquerschnitte.

Die Berechnungsergebnisse, welche explizit ohne Schubeinflüsse erzeugt wurden, zeigen, dass die Durchbiegung mit steigender Werkstücklänge und fallendem Außendurchmesser steigt. Mit dem verwendeten Durchmesser Verhältnis von 0,98 ergibt sich absolut eine maximale Durchbiegung von 390 μm ($D = 1.000 \text{ mm}$, $l = 10.000 \text{ mm}$). Diese sehr geringe Durchbiegung ist auf den enorm biegesteifen Balken- bzw. Werkstückquerschnitt zurückzuführen.

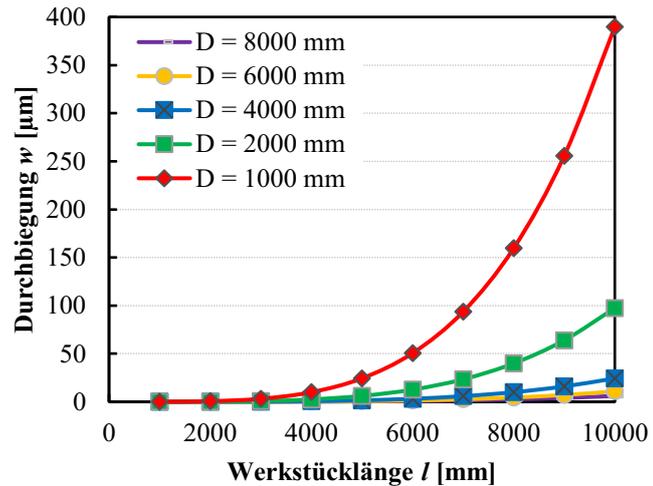
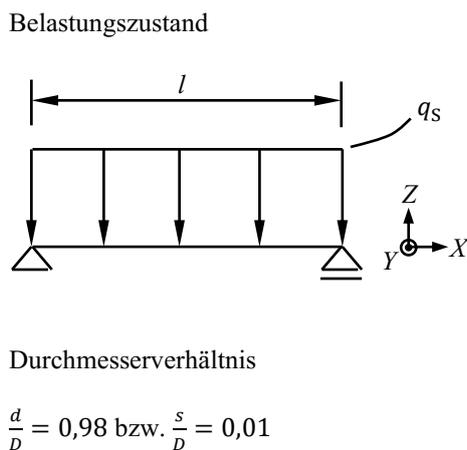


Abb. 4.4 Schematische Darstellung des Belastungszustandes mit Durchmesserverhältnis (links) und Berechnungsergebnisse der Werkstückdurchbiegungen von dünnwandigen Rohren aufgrund des Eigengewichts (rechts).

4.2.3 Einfluss der Ablattung auf die Durchbiegung

Für die Untersuchung des Einflusses der Ablattung auf die Durchbiegung wird das Flächenträgheitsmoment bezüglich der Y-Achse (vgl. Abb. 4.2) aus Gleichung (4.5) für einen Kreisringquerschnitt durch das eines Ellipsenrings, welches sich nach Gleichung (4.6) bestimmt, ersetzt. Die Halbachsen der Ellipse sind durch die Berechnungsergebnisse zur Ablattung von Rohren definiert.

$$I_y = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\left(\frac{D + \Delta d_1}{2} \right) \left(\frac{D - \Delta d_2}{2} \right)^3 - \left(\frac{d + \Delta d_1}{2} \right) \left(\frac{d - \Delta d_2}{2} \right)^3 \right) \quad (4.6)$$

Zusammen mit der analytischen Berechnung für die Ablattung (4.3) kann für den angegebenen Gültigkeitsbereich die nachfolgend aufgeführte Gleichung zur Berechnung der Durchbiegung unter Berücksichtigung der Ablattung aufgestellt werden.

$$w_{max,Ab} = w_{Ab} \left(\frac{l}{2} \right) = \frac{5q_s l^4}{384EI_y} \quad (4.7)$$

Die Berechnungsergebnisse bzw. der Vergleich zwischen der Durchbiegung mit und ohne Berücksichtigung der Ablattung aufgrund des Eigengewichts (Abb. 4.5) zeigt, dass die Ablattung den Effekt der Durchbiegung im ungünstigsten Fall mehr als verdoppeln kann.

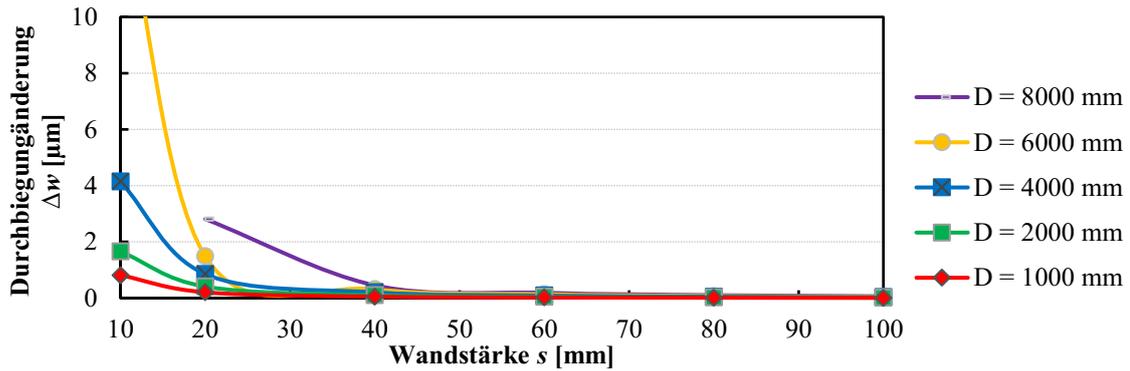


Abb. 4.5 Berechnungsergebnisse der Werkstückdurchbiegungsänderung von Rohren aufgrund der Abplattung durch dessen Eigengewicht in Abhängigkeit von der Wandstärke und einer konstanten Länge von 10.000 mm.

Der mit steigendem Rohrdurchmesser wachsende negative Einfluss der Abplattung wird durch das ebenfalls mit dem Rohrdurchmesser zunehmende Widerstandsmoment abgemildert.

Folgendes Zahlenbeispiel (Tab. 4.1) verdeutlicht die sich ausgleichende Wirkung:

Durchmesser	Wandstärke	Wohne Abplattung	Wmit Abplattung	Δw
1000 mm	10 mm	389,7 μm	390,5 μm	0,82 μm
6000 mm	10 mm	10,6 μm	25,5 μm	14,90 μm

Tab. 4.1 Zahlenbeispiel zur Visualisierung des geringen Einflusses der Abplattung auf die Durchbiegung

4.2.4 Folgen der Werkstückdurchbiegung

In der nachfolgenden Abbildung (Abb. 4.6) wird schematisch die Biegelinie eines Werkstücks gezeigt. Der Schwerpunkt des Schusses liegt dezentral zwischen den beiden Rollenböcken, so dass die Gewichtskraft ungleich auf die beiden Lagerstellen verteilt wird. Die Ebene der Darstellung auf der rechten Seite der Abb. 4.6 wird durch die Normale zur Tangentialebene zwischen den Rollenkontaktpunkten zum Werkstück und durch die Werkstückrotationsachse aufgespannt.

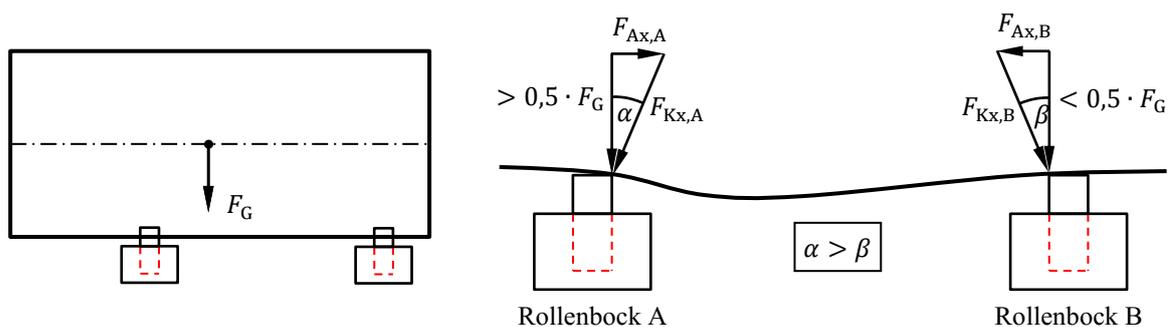


Abb. 4.6 Folgen der Werkstückdurchbiegung.

Obwohl das Gleichgewicht an deformierten Geometrien nicht mehr der Theorie 1. Ordnung entspricht, sind die Gleichgewichtsbedingungen entsprechend aufgestellt, um die Veränderungen in Folge der Werkstückdurchbiegung zu veranschaulichen. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Kontaktkräfte $F_{Kx,A}$ und $F_{Kx,B}$ nicht länger senkrecht auf der Mantelfläche der Rollen stehen. Neben der Gewichtskraft F_G wird zusätzlich ein axialer Anteil von $F_{Ax,A}$ und $F_{Ax,B}$ übertragen, wobei durch den dezentralen Massenschwerpunkt gilt: $|F_{Ax,A}| > |F_{Ax,B}|$. Zu diesen primären axialen Kraftkomponenten ergeben sich aus der veränderten Rollenanlage am Werkstück zusätzliche sekundäre axiale Kraftkomponenten, welche in Abschnitt 4.3 näher untersucht werden. Die veränderte Rollenanlage wird durch eine Drehung der Rolle um eine in der Tangentialebene zwischen Rollenkontaktpunkten und Werkstück befindliche Achse charakterisiert und ist mit der Sturzwinkleinstellung der Räder an einem Kraftfahrzeug (Kfz) vergleichbar. Dabei entsprechen die Rollen der Drehvorrichtung den Rädern am Kfz und die Abwicklung des Werkstücks der Fahrbahn. Diese beschriebene Rollenanlage am Werkstück wird nachfolgend „geschwenkte Rolle“ genannt.

4.3 Fertigungs- und Ausrichtungsfehler

Auch bei der Diskussion über die Ausrichtung der Rollen in den Rollendrehvorrichtungen betrachten wir sowohl das Werkstück als auch die Rollen selbst als einen idealen Zylinder. Wenn sich das Werkstück in axialer Richtung bewegt, ist dies somit nicht auf ungenau gefertigte Rollen zurückzuführen. Diese Annahme ist an dieser Stelle erneut notwendig, da es sehr schwierig ist, ein Problem zu lösen, wenn die einflussnehmende, einstellbare Größe, selbst einen Fehler hervorrufen kann. Auch die Durchbiegung des Werkstücks, wodurch eine optimale Anlage der Rollen am Werkstück verhindert wird, bleibt unberücksichtigt.

Die in Abb. 4.7 unter b) bis d) gezeigten Fehlstellungen der Rollendrehvorrichtung werden bei der Montage bzw. beim Aufstellen der Anlagen gemacht, wären jedoch durch erneutes Ausrichten vermeintlich leicht zu beheben. In der Anwendung von Rollendrehvorrichtungen darf der Ausrichtungsvorgang nur wenig Zeit in Anspruch nehmen und wird deshalb oft nicht sehr sorgfältig ausgeführt. In einer Rollendrehvorrichtung 2.0, müssen imperfekt ausgerichtete Rollenböcke, was schon durch einen unebenen Hallenboden entstehen kann, dennoch zur vollständigen Drifteliminierung des Werkstücks führen.

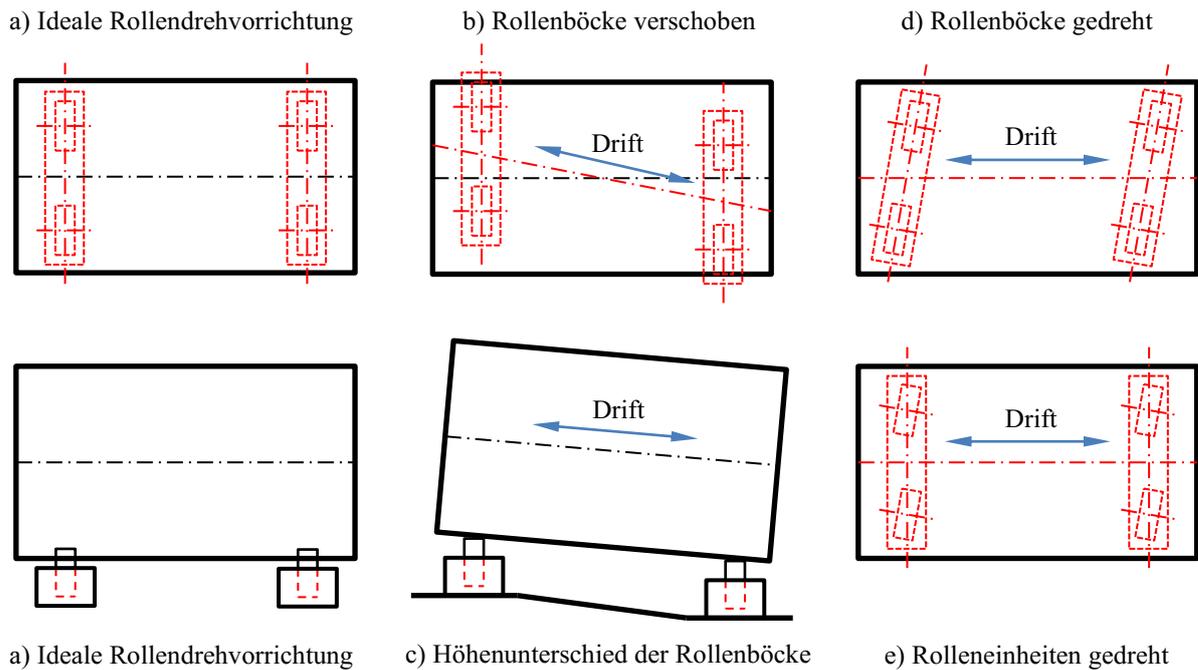


Abb. 4.7 Ausrichtungs- und Fertigungsfehler an Rollendrehvorrichtungen. vgl. /Eva07/

Die unter e) gezeigten Fertigungsfehler sind auf den Hersteller der Rollendrehvorrichtung zurückzuführen und nur durch diesen und meist deutlich schwieriger zu beseitigen. Daher müssen auch diese im Eliminierungsprozess der Driftbewegung berücksichtigt werden.

Alle Fertigungs- und Ausrichtungsfehler werden durch die Kontaktpunkte zwischen Rollen und Werkstück charakterisiert. Aus Überlegungen geht hervor, dass die unterschiedlichsten Fehlstellungen durch zwei bzw. einer Überlagerung von zwei Positionierungszuständen der Rollen am Werkstück beschrieben werden können. Der Fokus bei der Betrachtung der geschwenkten bzw. der gedrehten Rolle in den nachfolgenden Abschnitten, liegt, aufgrund der Voraussetzung, dass Fertigungs- und Ausrichtfehler nicht gänzlich vermieden werden können, auf den Folgen dieser Fehlpositionierungen. In Abb. 4.8 sind die Positionierungszustände der gedrehten und der geschwenkten Rollen im Vergleich zu einer perfekt am Werkstück anliegenden Rolle dargestellt. Dabei liegt die Schnittebene, der jeweils links und mittig zu sehenden Skizzen, orthogonal auf der Tangentialebene im Kontaktpunkt zwischen einer Rolle und dem Werkstück und schließt die Rotationsachse des Werkstücks ein.

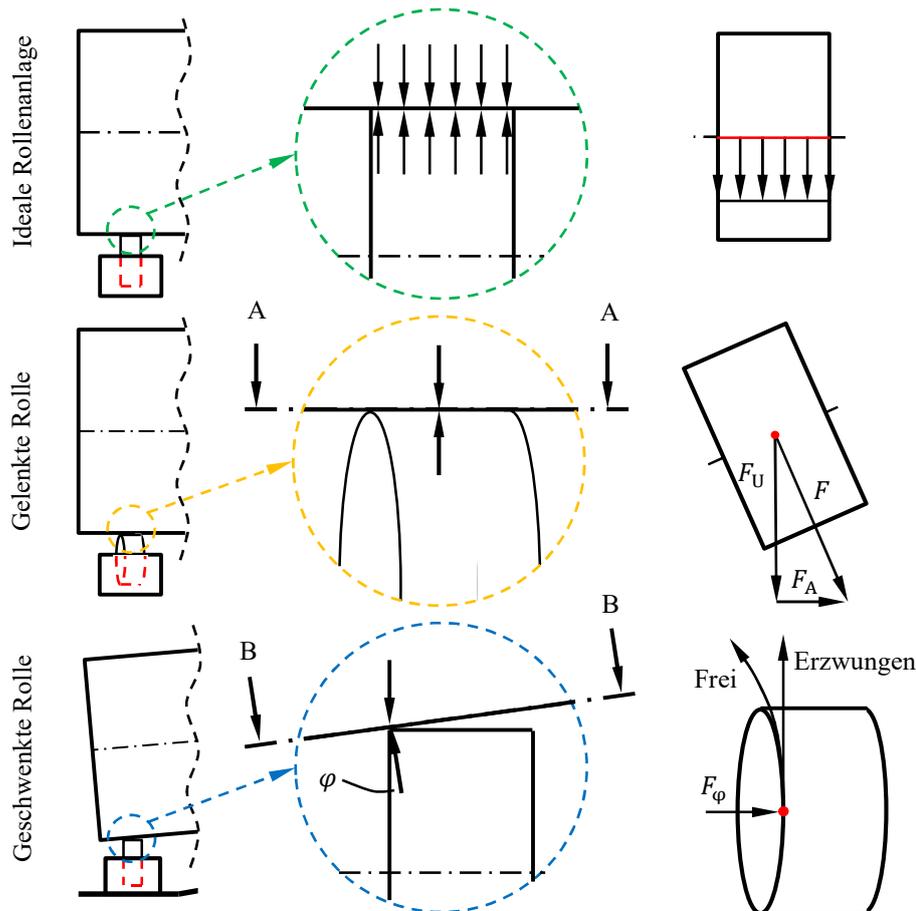


Abb. 4.8 Mechanische Veränderung im System „Rollendrehvorrichtung“, bei gedrehter Rolle (mittig) und geschwenkter Rolle (unten) im Vergleich zum idealen Rollenkontakt am Werkstück (oben). vgl. /Wal97/

4.3.1 Gelenkte Rolle

Das Lenken bzw. Drehen einer Stützrolle am Werkstück, um eine zur Werkstückachse senkrecht stehende Achse, bedeutet mechanisch gesehen eine Auflösung der Parallelität zwischen der Werkstück- und den Stützrollenrotationsachsen, wodurch eine axiale Kraft entsteht. Das resultierende, mechanisch-kinematische System funktioniert ähnlich wie die Lenkung eines Kraftfahrzeugs. Entscheidender Unterschied ist die Anbindung zur Umgebung. Während beim System „Rollendrehvorrichtung“ die Rollen ortsfest sind, ist es im System „Kfz“ die Fahrbahn, welche im Vergleich äquivalent zur abgerollten Werkstückoberfläche zu sehen ist. Bei der Geradeausfahrt sind, wie im idealen Zustand der Rollendrehvorrichtung, alle Rotationsachsen parallel. Durch einen Lenkereinschlag wird die Parallelität aufgehoben und es entsteht eine Seitenführungskraft, die wiederum äquivalent zur Axialkraft im System „Rollendrehvorrichtung“ ist.

In der Abb. 4.10 ist die Axialkraft F_A und das jeweilige Antriebsmoment M_A in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel γ für verschiedene Rollenkontaktkräfte aufgetragen. Das gezeigte Kontaktkennfeld wurde durch eine MKS ermittelt, dessen Aufbau in der nachfolgenden Abb. 4.9 dargestellt ist.

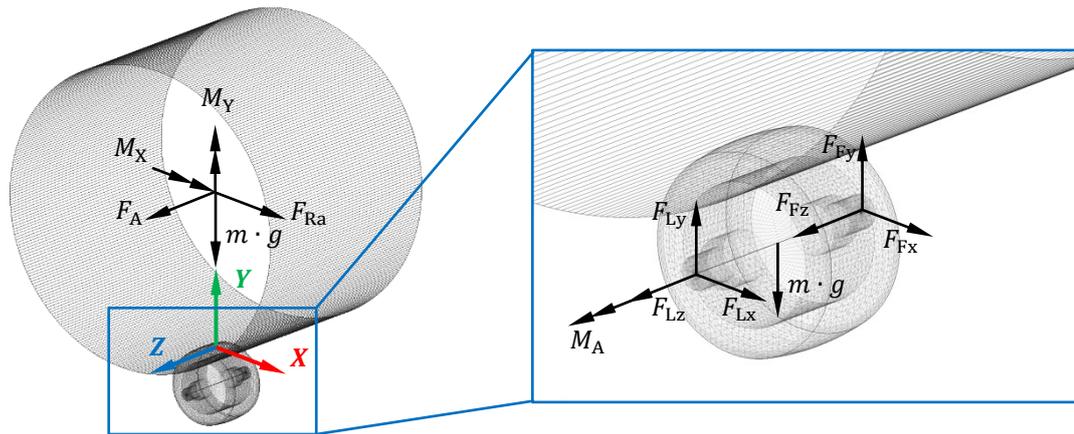


Abb. 4.9 Aufbau der MKS. Der Schräglaufwinkel γ dreht die mittig unter dem Werkstück positionierte Rolle um die vertikal verlaufende Y-Achse. Der Neigungswinkel hingegen schwenkt die Rolle am Kontaktpunkt um die horizontal ausgerichtete und tangential anliegende X-Achse.

Ergänzend zur vorangestellten Abbildung sind in Tab. 4.2 Eingabedaten zur MKS aufgelistet.

Äußere Kräfte	Antriebsmoment	M_A	9 Nm
	Rotationsgeschwindigkeit	v_{rot}	24 °/s
	Erdbeschleunigung	g	9,81 m/s ²
Normalkraft (Impact)	Steifigkeit		1.000.000 N/mm
	Force Exponent		2,2
	Dämpfung		1.000 N·s/mm
	Durchdringungstiefe		0,001 mm
Reibungskraft	Haftreibungkoeffizient		0,7
	Gleitreibungkoeffizient (Coulomb)		0,57
	Stiction Trans. Vel.		1 mm/s
	Friction Trans. Vel.		100 mm/s
Material	Dichte		7.801 kg/m ³
	Typ		Isotropisch
	Elastizitätsmodul		210.000 N/mm ²
	Querkontraktionszahl		0,29

Tab. 4.2 Eingabedaten zur MKS

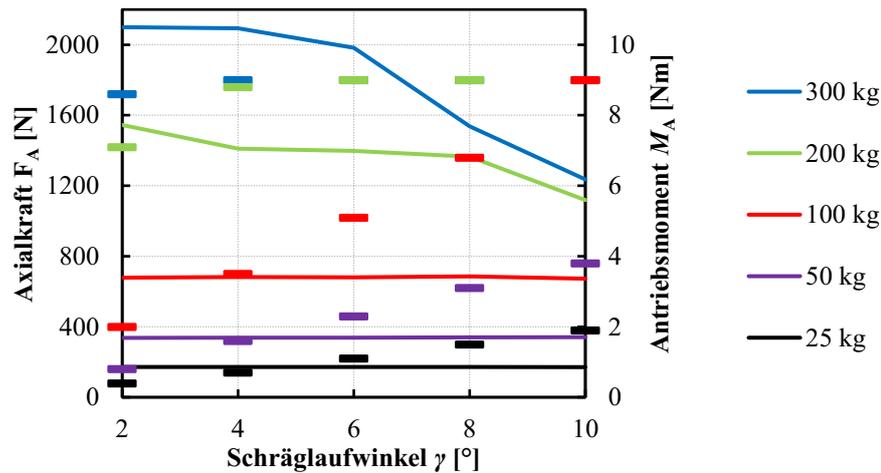


Abb. 4.10 Axialkraft (durchgezogene Linien) und Antriebsmoment (Akzente) in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels und der Rollenkontaktkraft als Parameter.

Die Ergebnisse zeigen deutlich, dass die Axialkraft für eine konstante Kontaktkraft (konstantes Werkstückgewicht) so lange unabhängig vom Schräglaufwinkel ist, wie die Haftreibung überwunden werden kann. Anschließend begrenzt das maximale Antriebsdrehmoment die Axialkraft, die dann vom Schräglaufwinkel antiproportional abhängig ist. Dies wird auch bei der Betrachtung der anliegenden Antriebsdrehmomente im Gleitreibungszustand deutlich, da diese proportional zum Schräglaufwinkel ansteigen.

Analytisch können die Zusammenhänge mit den Gleichungen (4.8) und (4.9) beschrieben werden.

$$F_A = F_{G,Rolle} \cdot \mu \quad \text{für} \quad F_{G,Rolle} \cdot \mu < \frac{M_A}{\frac{D_{Rolle}}{2}} = F_U \quad (\text{Rolle dreht sich}) \quad (4.8)$$

$$F_A = \frac{M_A}{\frac{D_{Rolle}}{2} \cdot \tan(\gamma)} \quad \text{für} \quad F_{G,Rolle} \cdot \mu \geq \frac{M_A}{\frac{D_{Rolle}}{2}} = F_U \quad (\text{Rolle dreht sich nicht}) \quad (4.9)$$

Besonders durch Gleichung (4.9) wird deutlich, dass eine ausgelenkte Rolle eine Erklärung für die Entstehung von enorm großen axialen Kräften ist und beschreibt damit auch die Beobachtungen im Umgang mit Rollendrehvorrichtungen, bei denen selbst massiv fixierte Rollenböcke den entstehenden Kräften nicht Stand halten konnten. Bei der detaillierten Betrachtung dieser in axialer Richtung entstehenden Kraft wird verständlich, dass es einen direkten und einen indirekten Anteil gibt. Der direkte Anteil ergibt sich aus dem Sinus des momentanen Schräglaufwinkels und der, aufgrund des an der Antriebsrolle anliegenden Drehmoments, am Werkstück anliegenden Umfangskraft und ist auf dessen Maximum beschränkt. Mit den in der Regel sehr kleinen Schräglaufwinkeln ist auch der direkte Anteil der erzeugten Axialkräfte sehr klein. Der indirekte Anteil, der durch die Antiproportionalität zwischen

Schräglaufwinkel und Axialkraft charakterisiert ist, wird mit dem „Verschraubungseffekt“ erklärt. Gemäß Gleichung (4.9), die vereinfacht den Zusammenhang zwischen dem Anzugsmoment und der Vorspannkraft einer Schraubenverbindung beschreibt (vgl. (4.10) /VDI15/ mit dem Anziehdrehmoment M_A , der Vorspannkraft F_V , dem Nenndurchmesser d_N , dem Steigungswinkel β_P , dem Gewindevwert ρ_{GW} , dem Reibungskoeffizient μ_K am Kopf und dem Reibdurchmesser der Kopfaufgabe $d_{K,R}$, steigt, bei gleichbleibendem Drehmoment (hier das Antriebsmoment), die erreichbare Vorspannkraft für kleine Steigungen (hier der Schräglaufwinkel).

$$M_A = F_V \cdot \left(\frac{d_N}{2} \cdot \tan(\beta_P + \rho_{GW}) + \mu_K \cdot \frac{d_{K,R}}{2} \right) \quad (4.10)$$

Die mit dem Antriebsmoment theoretisch maximal erreichbaren Axialkräfte können nur dann übertragen werden, wenn das Produkt aus Kontaktkraft und Reibungskoeffizient dies zulässt. Daraus folgt, dass hohe Werkstückgewichte in Verbindung mit kleinen Rollenauslenkungen (Rollenfehlstellungen) maximale Axialkräfte implizieren können.

4.3.2 Geschwenkte Rolle

Genau wie bei dem Lenken einer Rolle wird auch durch das Schwenken einer Rolle an einer Rollendrehvorrichtung die Parallelität zwischen Werkstück- und Stützrollenrotationsachse aufgehoben. Dabei ist die Schwenkbewegung mit der Radsturzeinstellung an einem Kfz zu vergleichen. Die Folge am Kfz ist der Verlust des Geradeauslaufs, was, durch eine entstehende Axialkraft, äquivalent zu einer Driftbewegung des Werkstücks auf einer Rollendrehvorrichtung ist. Um die Zusammenhänge zwischen der Schwenkbewegung und der entstehenden Axialkraft zu ermitteln, wird erneut auf das zuvor verwendete Mehrkörpersimulationsmodell zurückgegriffen. Die Ergebnisse der Berechnungen sind in Abb. 4.11 dargestellt.

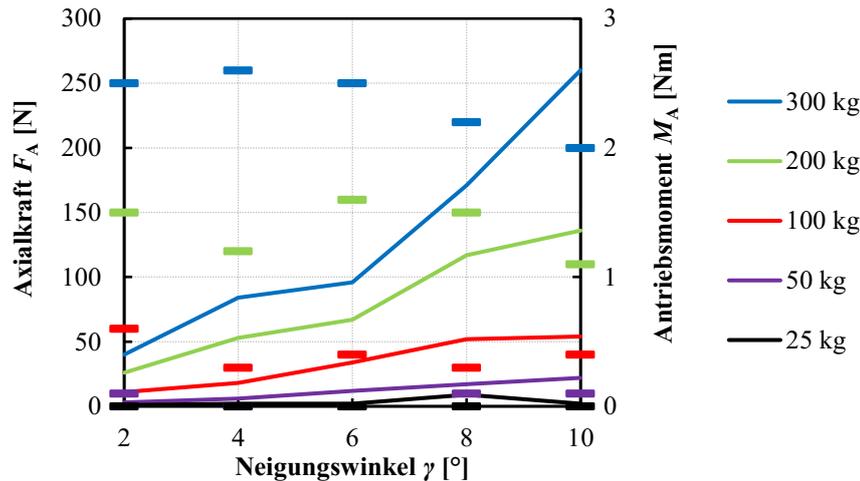


Abb. 4.11 Axialkraft (durchgezogene Linien) und Antriebsmoment (Akzente) in Abhängigkeit des Neigungswinkels und der Rollenkontaktkraft als Parameter.

Eine geneigt (geschwenkt) anliegende Rolle erzeugt eine zum Neigungswinkel proportional veränderliche Axialkraft, welche betragsmäßig jedoch deutlich geringer ist als bei einer gedrehten Rolle. Dies gilt gleichermaßen für die erforderlichen Antriebsdrehmomente, für die keine eindeutige Abhängigkeit zum Neigungswinkel erkennbar ist. Während bei einem sich einstellenden Schräglaufwinkel die am Werkstück angreifende Tangentialkraft (erzeugt durch das Antriebsmoment an der Rolle) direkt für die entstehende Axialkraft verantwortlich ist, resultiert diese bei einem sich einstellenden Neigungswinkel aus der Materialverformung und dessen Rückstellkraft im Kontaktpunkt (vgl. /Wal97/). Die Richtung der Rückstellkraft richtet sich demnach nicht nach der Rotationsrichtung der Rolle, sondern nach der Geometrie zwischen Rolle und Werkstück. Folglich ist die Richtung der entstehenden Axialkraft bei konstantem Neigungswinkel drehrichtungsunabhängig.

Neben den bereits genannten Erkenntnissen lässt der Vergleich der Simulationsergebnisse aus Abschnitt 4.3.1 und 4.3.2 folgende Begründung für den Bergauflauf eines rotierenden Werkstücks auf einer Rollendrehvorrichtung zu: Die Hangabtriebskraft, bestehend aus dem rotationsachsenparallelen Anteil der Gewichtskraft des Werkstücks und der im Rollenkontakt entstehenden Axialkraft (hervorgerufen durch einen Höhenunterschied der Rollenböcke und dem sich folglich einstellenden Neigungswinkel der Rollen am Werkstück), kann bei einem zusätzlich anliegenden Schräglaufwinkel überwunden werden. Die Antiproportionalität zwischen Schräglaufwinkel und Axialkraft ist dabei ausschlaggebend und erschwert eine Diagnostik.

4.4 Werkstücke auf drei Rollenböcken /Eva07/

Bei der Produktion von großen Rohren werden mehr als zwei Rollenböcke für ein einzelnes Werkstück benötigt. Aus diesem Grund sind nachfolgend einige dadurch entstehende Besonderheiten ange- rissen, die beachtet werden sollten.

4.4.1 Überladung der Rollen durch Werkstückungenauigkeiten

Abb. 4.12 zeigt, stark übertrieben dargestellt, den Verlauf der Rotationsachse eines Werkstücks, welche auch in der Realität nie eine Gerade ist. Nimmt man beispielsweise ein 100 t schweres und ver- hältnismäßig langes Werkstück, welches auf drei Rollenböcken gelagert ist, die für 50 t Belastung ausgelegt sind und von denen ein Rollenbock angetrieben ist, ergibt sich folgendes Szenario:

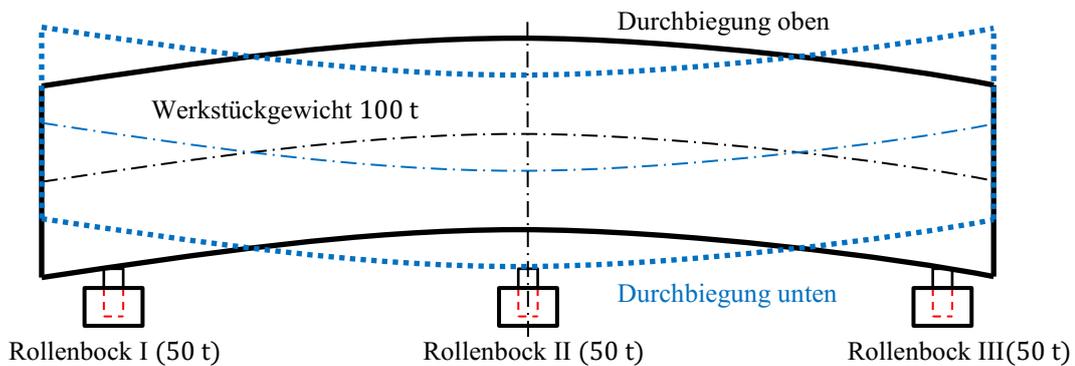


Abb. 4.12 Überladung einzelner Rollenböcke durch Werkstückungenauigkeiten. /Eva07/

Zeigt die Durchbiegung der Rotationsachse nach oben, so liegt das Werkstück nur noch auf den beiden äußeren Rollenböcken auf, wobei jeder von diesen 50 % der Gewichtskraft tragen muss und somit zu 100 % ausgelastet wird. Dreht man das Werkstück 180 ° weiter, zeigt die Durchbiegung der Rotati- onsachse des Werkstücks nach unten und der mittlere Rollenbock muss nahezu die gesamte Last des Werkstücks tragen und wird so zu 100 % überlastet. Bevor dieser Zustand jedoch erreicht werden kann, muss das Werkstück gedreht werden können, was unter den gegebenen Umständen, mit nur einem angetriebenen Rollenbock nicht zu realisieren ist. Da der mittlere Rollenbock, bei nach oben zeigender Durchbiegung der Rotationsachse des Werkstücks keine Last erfährt, kann er auch kein Drehmoment übertragen. 180 ° später stellt sich der gleiche Effekt bei den äußeren beiden Rollenbö- cken ein, wodurch diese als Antriebsbock ebenfalls ungeeignet sind. Um die in Abb. 4.12 dargestellte Situation überhaupt in Betrieb zu versetzen, muss der angetriebene Rollenbock nach Außen und der mittlere Rollenbock in Richtung des nicht angetriebenen Rollenbocks verschoben werden. Auf diese Weise ist sichergestellt, dass der angetriebene Rollenbock zu jeder Zeit mindestens geringfügig unter Last steht.

4.4.2 Überladung der Rollen durch fehlerhaft ausgerichtete Rollenböcke

Sollten die Rollenböcke, wie in Abb. 4.13 dargestellt, fehlerhaft ausgerichtet sein, führt dies ebenfalls zu einem deutlich erschwerten Betrieb der Rollendrehvorrichtung. Jede Umdrehung des Werkstücks kommt dabei einer Umformung gleich, wodurch deutlich höhere Antriebsmomente erforderlich sind.

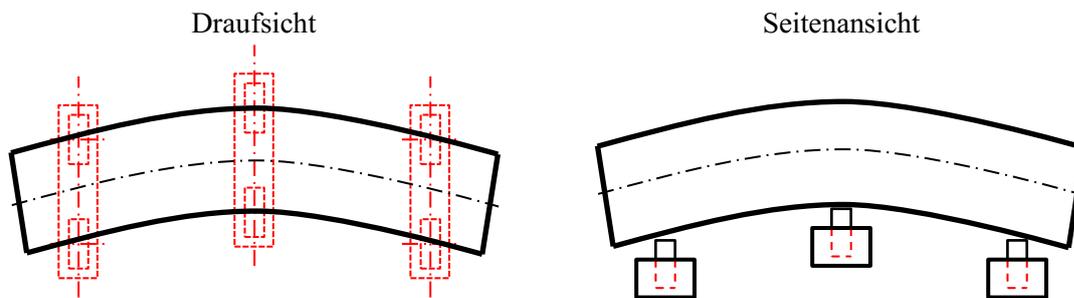


Abb. 4.13 Überladung einzelner Rollenböcke durch eine fehlerhafte Ausrichtung. /Eva07/

Ob die Rollendrehvorrichtung in einer solchen Ausrichtung überhaupt funktioniert, hängt davon ab, ob die höheren Kräfte, resultierend aus den Antriebsmomenten, im Rollenkontakt auf das Werkstück übertragen werden können.

Verwendet man eine Rollendrehvorrichtung mit nur zwei Rollenböcken, so teilt sich die Gewichtskraft gleichmäßig auf. Die Durchbiegung der Rotationsachse des Werkstücks bzw. die fehlerhafte Ausrichtung der Rollenböcke hat jedoch zur Folge, dass sich die Kontakte zwischen den Rollen und dem Werkstück nicht mehr als Linienlast, sondern als Punktlast ausbilden. Dies hat ebenfalls eine Überlast zur Folge, die in ihrem Ausmaß jedoch wesentlich kleiner ausfällt. Aus diesem Grund versucht man nach Möglichkeit mit zwei Rollenböcken zu arbeiten, die unter Berücksichtigung der aufkommenden Überlasten entwickelt werden.

Die Achsen, die Achslager und die Rollen der Rollendrehvorrichtung sind unmittelbar und wesentlich von nicht ideal rotationssymmetrischen Werkstücken betroffen.

4.5 Aus der Driftbewegung resultierende Kraft

Die während des Betriebs einer Rollendrehvorrichtung entstehende Axialkraft ist in der Regel groß genug, um entweder das Werkstück oder einen der Rollenböcke in axialer Richtung zu bewegen. Der Anstieg der Axialkraft wird dabei durch die freigewordene Bewegung ausgebremst. Wenn, beispielsweise durch den Einsatz eines Horizontaldrehtisches, die axiale Bewegung inhibiert ist, kann die Axi-

alkraft zwischen der Werkstückfixierung (durch den Drehtisch) und den Rollenböcken weiter ansteigen und bis zu dessen Zerstörung führen. Ohne den Einsatz einer axialen Fixierung des Werkstücks kann dieser Zustand entstehen, wenn die Rollenböcke eine betragsmäßig äquivalente Axialkraft mit entgegengesetzter Wirkungsrichtung auf das Werkstück übertragen (Abb. 4.14). Anzeichen für eine solche Fehlstellung kann beispielsweise ein erhöhter Drehwiderstand bzw. eine erhöhte Stromaufnahme der Antriebe sein.

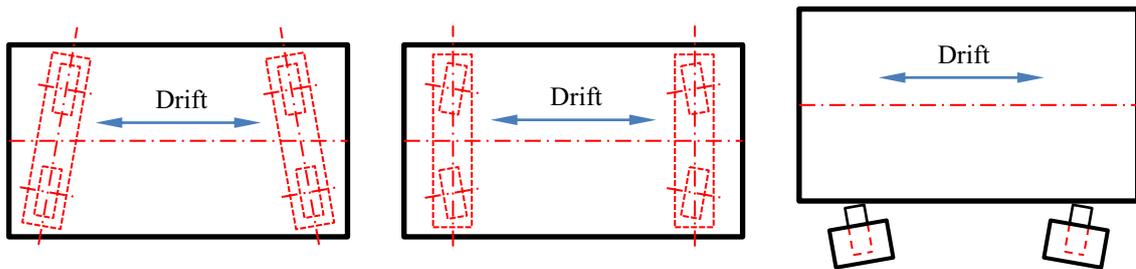


Abb. 4.14 Beispiele für gegeneinander arbeitende Rollen bzw. Rollenbockpositionen. /Eva07/

Die in diesem Zustand entstehenden maximalen Axialkräfte können nach der Verifizierung des Mehrkörpersimulationsmodells in diesem ermittelt werden. Damit kann nach der Extrapolation des Mehrkörpersimulationsmodells die maximal mögliche Axialkraft für unterschiedliche Werkstück-Rollendrehvorrichtungskonfigurationen berechnet werden.

Unabhängig davon, ob Positionierungs- oder Fertigungsfehler vorliegen, die resultierende Drift ist keinesfalls durch einen Anschlag oder durch das Festhalten des Werkstücks zu verhindern, da die entstehende Axialkraft ein Vielfaches der eigenen Gewichtskraft erreichen kann /Eva07/. Dies wird im Allgemeinen durch einen „Verschraubungseffekt“ des Werkstücks auf den einzelnen Rollen begründet, welcher wiederum hauptsächlich von den Reibungsbedingungen bzw. der Oberflächenbeschaffenheit in den Kontaktpunkten zwischen Rollen und Werkstück abhängig ist. Die Voraussetzung für eine Lösung kann also entweder eine optimal gefertigte und ausgerichtete Rollendrehvorrichtung oder eine kontrollierbare Axialkraft sein.

In einem weiteren Ansatz zur Lösung des Driftproblems sind die Rollenböcke ohne Fixierung auf einer ebenen Platte positioniert worden, so dass diese sich durch die in den Kontaktpunkten zwischen Rollen und Werkstück entstehenden Kräfte bewegen und auf diese Weise optimiert unter dem Werkstück positionieren können. Dieser Ansatz birgt die Gefahr, dass sich die Rollenböcke in Positionen bewegen, in denen das Werkstück nicht mehr sicher auf den Rollen aufliegt. Zusätzlich ergibt sich ein erheblicher Aufwand, um den Modellversuchsstand so einzurichten, dass dieser Konfigurationszustand hergestellt ist. Zum einen wird dieser Ansatz aus diesem Grund für den Modellversuchsstand nicht berücksichtigt. Zum anderen ist die erforderliche Konstruktion für eine reale Rollendrehvorrichtung

tung mit sehr hohem Werkstückgewichten ebenfalls sehr aufwendig und zusätzlich nur in Grenzen wirksam.

4.6 Möglichkeiten der Drift entgegenzuwirken

Die axiale Drift von rotationssymmetrischen Körpern auf Rollendrehvorrichtungen durch verbesserte Fertigungs- und Montagegenauigkeiten vollständig zu verhindern, ist praktisch unmöglich, da diese viele verschiedene Ursachen haben kann. Auch die präziseste Rollendrehvorrichtung mit nahezu perfekten Rollen, einem fast zylindrischen Werkstück und einer bestmöglichen Ausrichtung kann die Drift nicht ausschließen (da die Werkstücke ohnehin nicht ideal sind). Bei besonderem Augenmerk auf die zuvor genannten Eigenschaften ist es jedoch möglich die Rollendrehvorrichtung so einzustellen, dass auch Werkstücke mit einem Durchmesser von ca. 3,6 m nicht mehr als 1,6 mm pro Umdrehung driften. Bei Schweißvorgängen von einigen Stunden wächst die axiale Bewegung des Werkstücks jedoch, auch bei sehr geringen Drehgeschwindigkeiten, auf einen, aus sicherheitstechnischen Gründen, gefährlichen Wert an.

Neben dem Versuch, die Rollendrehvorrichtung möglichst nah an den idealen Zustand zu führen, können die Ausrichtungsfehler auch als Steuerungsgrößen eingesetzt werden. Bei den zuvor beschriebenen Möglichkeiten, der Drift entgegen zu wirken, sind die Auswirkungen aus den Ausrichtungsfehlern analysiert worden, um ihren theoretischen Einfluss auf die Bewegung des Werkstücks zu untersuchen. Wird zum Beispiel durch einen zu hoch platzierten Rollenbock das Werkstück in eine bestimmte Richtung bewegt, so folgt: Durch einen höhenverstellbaren Rollenbock wird das Werkstück in einer bestimmten Art und Weise beeinflusst.

Die Gesamtheit der auftretenden Abweichungen von der idealen Rollendrehvorrichtung ist, durch die Analyse des mechanischen Systems, auf drei einzelne Probleme (als Fehlstellungen betrachtet) bzw. Steuerungselemente (als Kompensationsmöglichkeit betrachtet), nämlich die geschwenkte Rolle, die gelenkte Rolle und die Schwerpunktverlagerung des Werkstücks, separiert und beschränkt worden. Diese treten in der Realität meistens überlagert auf.

Die Steuerungselemente bzw. Kompensationsmöglichkeiten sind, sowohl im Mehrkörpersimulationsmodell als auch im Modellversuchsstand, mit insgesamt zwölf Positionierungsachsen umgesetzt. Während im Mehrkörpersimulationsmodell alle Achsen programmiert werden können, sind im Modellversuchsstand nur zehn der zwölf Achsen automatisiert. Trotzdem verfügt er über eine ausreichende Variabilität, um die drei separierten Probleme nachzustellen und zu untersuchen. Weiterhin können einige Achsen durch zusätzlich gefertigte Bauteile in ihrer Wirkrichtung variiert werden. Dafür ist jedoch

ein manueller Umbau des Versuchsstandes erforderlich, der eine neue geometrische Grundausrichtung nach sich zieht.

5 Mehrkörpersimulationen

In diesem Kapitel wird zunächst das erstellte Mehrkörpersimulationsmodell vorgestellt. Dabei konzentriert sich der erste Teil auf den geometrischen Aufbau. Im weiteren Verlauf werden die erforderlichen Parameter für die Definition des Kontaktwirkungsmodells zwischen den Rollen und dem Werkstück untersucht. Anschließend sind die Ergebnisse einiger durchgeführter Berechnungen des Mehrkörpersimulationsmodells dargelegt.

5.1 Aufbau und Variation

Der in Abb. 5.1 schematisch dargestellte geometrische Aufbau des in MSC Adams aufgebauten Mehrkörpersimulationsmodells besteht aus einem starren Werkstück, welches in erster Näherung als ideal angenommen wird und auf vier Rollen rotiert. Die Rollen sind jeweils in einen Mantelbereich und eine Welle unterteilt, damit der für den Kontakt entscheidende Mantelbereich mit einem deutlich feineren Netz ausgeführt werden kann.

Die Wellen der Rollen sind wiederum in einem als „Rigid Body“ ausgeführten Lagerbock gelagert. Dabei sind jeweils zwei Lagerstellen (ein Fest- und ein Loslager) definiert. Im Mehrkörpersimulationsmodell kann jede der vier Rollen angetrieben werden. Da der Versuchsstand nur über einen Rollen Antrieb an der Rolle 4 verfügt, ist im Simulationsmodell ebenfalls nur an Rolle 4 eine Antriebsbewegung implementiert. Die Rollenböcke sind gegenüber einer horizontalen Ebene um 30° zum Werkstück angestellt, so dass die Rotationsachse bei der „Gelenkten Rolle“ senkrecht auf der Oberfläche des Werkstücks steht (Abb. 5.1, Detail B) und bei der „Geschwenkten Rolle“ tangential am Werkstück anliegt, (Abb. 5.1, Detail B). Die Achsen der „Geschwenkten Rolle“ sind nachfolgend als A-Achsen und die der „Gelenkten Rolle“ als C-Achsen definiert, vgl. Abb. 5.1, Detail A und B. Das gesamte Modell befindet sich in einem Gravitationsfeld, welches mit $9.807 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$ in negativer Richtung der globalen Y-Achse (vertikale Achse) wirkt vgl. Abb. 5.1, Seitenansicht.

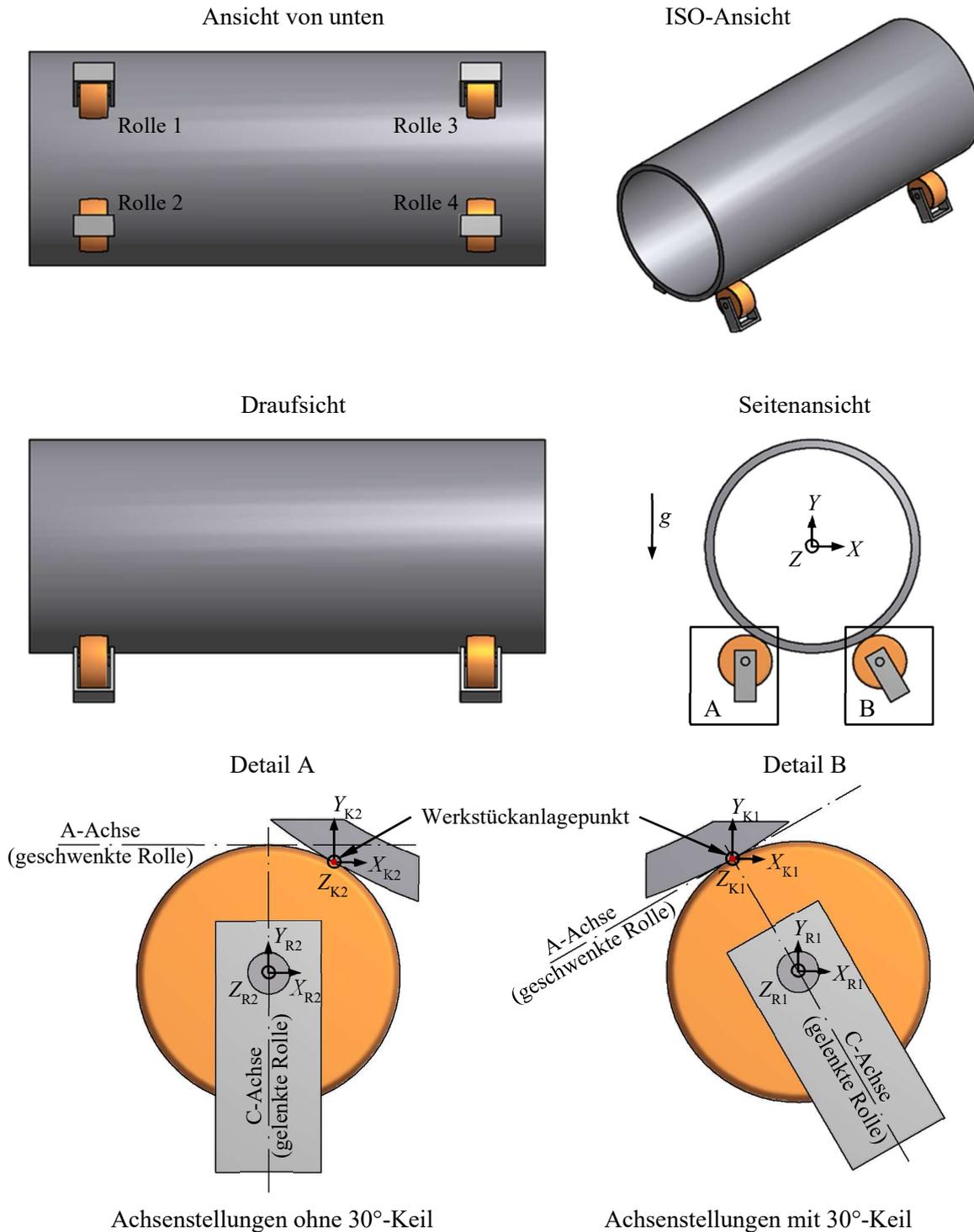


Abb. 5.1 Schematischer Aufbau des in MSC Adams aufgebauten Mehrkörpersimulationsmodells (Ansicht von unten, Draufsicht, Seitenansicht und Iso-Ansicht) und Detailansichten der räumlichen Lage der A- und C-Achsen ohne (Detail A) und mit (Detail B) 30°-Keil.

Die Grundlagen der Implementierung der vier Kontaktpunkte zwischen den Rollen und dem Werkstück wurden bereits in Abschnitt 2.4.9 und 2.4.10 beschrieben. Nach /Ada01, Ada19, Gie12/ werden

die Parameter für die Haftgeschwindigkeit $V_s = 1 \frac{mm}{s} \pm 0,5$ (Relativgeschwindigkeitsgrenze zwischen dem Übergang vom Haft- zum Gleitreibungszustand), die Gleitgeschwindigkeit $V_d = 10 \frac{mm}{s} \pm 1$, den Haftreibungskoeffizienten $\mu_s = 0,7 \pm 0,1$ für Metall und $\mu_s = 0,8 \pm 0,1$ für Vulkollan und den Gleitreibungskoeffizienten $\mu_d = 0,57 \pm 0,1$ für Metall und $\mu_d = 0,76 \pm 0,1$ für Vulkollan festgelegt:

Ferner werden die Definitionen der Kennwerte für die Steifigkeit, den Exponenten der Nichtlinearität, die Dämpfung und der Durchdringungstiefe in den nachfolgenden Abschnitten 5.2.1 bis 5.2.4 experimentell bestimmt.

5.2 Optimierung des Kontaktwirkungsmodells zwischen Rollen und Werkstück in MSC Adams/View

Das Kontaktwirkungsmodell in MSC Adams wird maßgeblich durch die Vorgabe der Steifigkeit, des Kraftexponenten, der Dämpfung und der Durchdringungstiefe definiert. Nachfolgend sind diese vier Parameter für den Kontakt zwischen Rollen und Werkstück experimentell ermittelt.

5.2.1 Steifigkeit

Um herauszufinden, welcher Steifigkeitswert für die Simulation des Rollenkontakts und den darin enthaltenen Geometrien des Werkstücks bzw. der Rollen am besten geeignet ist, werden Versuchssimulationen durchgeführt, in denen der Steifigkeitswert zwischen $10^2 \frac{N}{mm}$ und $10^6 \frac{N}{mm}$ variiert. Die Ergebnisse dieser Simulationen sind in Abb. 5.2 dargestellt.

In der Simulation wird das Werkstück auf die vier Rollen der Rollendrehvorrichtung aufgelegt. Um zu beurteilen welcher Steifigkeitswert der Darstellung der Realität am nächsten kommt, wird die Werkstückposition in Y-Richtung (vertikal, in Gravitationsrichtung) beobachtet. Es wird deutlich, dass das Werkstück nach dem Kontakt für einen zu niedrigen Steifigkeitskennwert ($10^2 \frac{N}{mm}$) weiter einsinkt. Bei einem zu hohen Steifigkeitskennwert ($10^6 \frac{N}{mm}$) springt das Werkstück nach dem ersten Kontakt nochmal von den Rollen ab. Die realistischste Darstellung wird bei dem Steifigkeitswert von $10^5 \frac{N}{mm}$ erreicht. Das Werkstück federt nach dem ersten Kontakt mit den Rollen nochmal zurück, hebt jedoch nicht nochmal vollständig ab, was bei der sehr geringen Aufprallgeschwindigkeit und dem Werkstückgewicht realistisch ist. Im Folgenden wird der Steifigkeitswert von $10^5 \frac{N}{mm}$ angenommen.

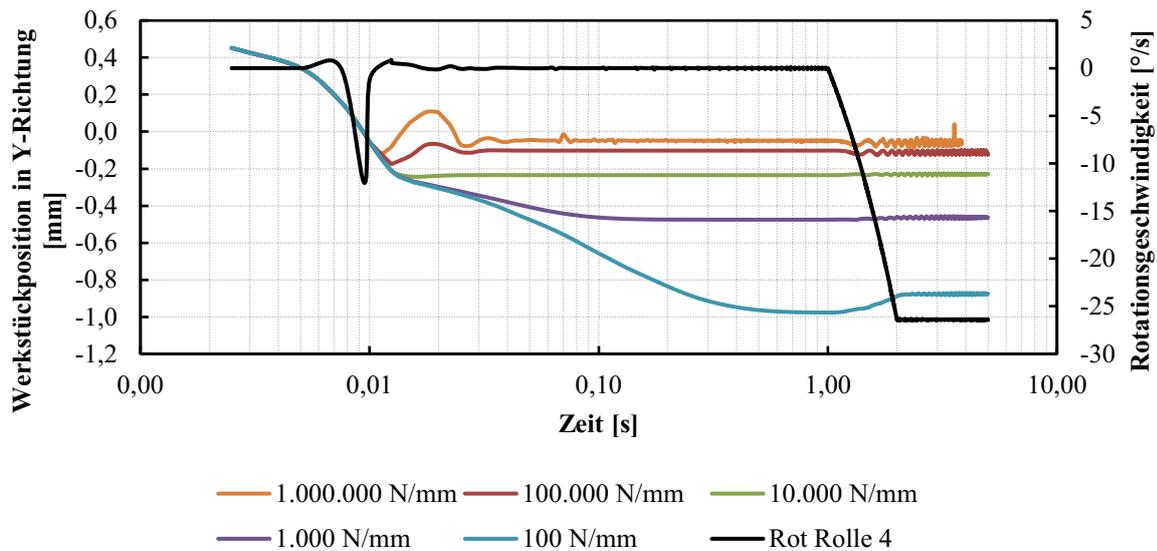


Abb. 5.2 Variation des Stiefigkeitskennwertes.

5.2.2 Kraftexponent

Der Kraftexponent e ist eine Angabe für die Nichtlinearitäten der Federkraft in der IMPACT-Funktion. Physikalisch sinnvolle Werte sind $e > 1$, da ein Wert kleiner als eins zu einer Diskontinuität führt, vgl. Abschnitt 2.4.9. Der Kraftexponent hängt vom Bauteilmaterial ab und spiegelt damit eine Materialeigenschaft wieder. Für weichere Materialien wie Gummi wird ein Exponent von ca. $e = 1,1$ eingesetzt. Je härter das Material wird, desto höher steigt der Exponent. Weiche Metalle, wie beispielsweise Aluminium, haben einen Kraftexponenten von ca. 1,5, Stahl hingegen liegt bei ca. 2,2 (vgl. /Gie12/).

Um den Effekt zu verdeutlichen und um eine geeignete Auswahl des Exponenten zu treffen, werden mehrere Mehrkörpersimulationen durchgeführt in denen ausschließlich der Exponent verändert wird. Im nachfolgenden Diagramm (Abb. 5.3) ist die Werkstückposition für verschiedene Exponenten über der Zeit aufgetragen. Nachdem das Werkstück in Rotation versetzt wird (ab Sekunde zwei), ist das Abrollverhalten der beiden Bauteile für die variierten Exponenten zu sehen.

Die Ergebnisse der Variation des Exponenten zeigen, dass zum einen die Eindringtiefe (relative Werkstückpositionen ab Kontakt zu den Rollen < 0) mit steigendem Exponenten zunimmt und dass das Abrollverhalten ab einem Exponenten von $e = 2$ stabil ist. Eine Begründung für die steigende Eindringtiefe bei steigendem Exponenten und geringem Impuls ist in Abschnitt 2.4.9 gegeben. Aus /Ada19/ geht hervor, dass der Exponent von $e = 2,2$ für die Werkstoffpaarung Stahl/Stahl geeignet ist. Für die Werkstoffpaarung Stahl/Vulkollan ist ein Exponent im Bereich von $e = 1,2$ zu empfehlen.

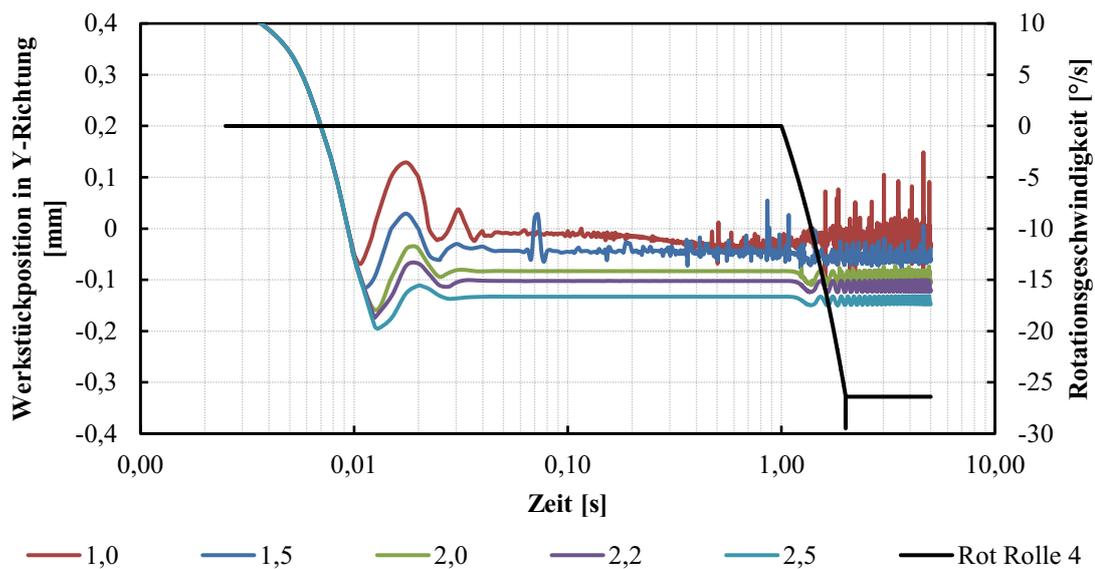


Abb. 5.3 Variation des Kraftexponenten.

5.2.3 Dämpfung

Einigen Quellen zur Folge /Ada01, Ada19, Gie12/ ist es empfehlenswert, den maximalen Dämpfungskoeffizienten c_{\max} auf 1% der Steifigkeit festzulegen. Verschiedene Erfahrungsberichte von Benutzern glauben, dass der Dämpfungskoeffizient deutlich kleiner gewählt werden sollte. In der Software MSC Adams beträgt der Standardwert der Steifigkeit $1,0 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$. Der Standardwert des Dämpfungskoeffizienten liegt bei $1,0 \cdot 10^4 \frac{\text{Ns}}{\text{mm}}$, was 0,01% der Steifigkeit entspricht, vgl. /Gie12/.

Um herauszufinden welcher Dämpfungskoeffizient für den vorherrschenden Kontakt am besten geeignet ist, wird eine Berechnungsreihe mit unterschiedlichen Werten für c_{\max} durchgeführt, dessen Ergebnisse in der nachfolgenden Abb. 5.4 dargestellt sind.

Für die noch folgenden Mehrkörpersimulationsberechnungen wird der Dämpfungskoeffizient $c_{\max} = 10 \frac{\text{Ns}}{\text{mm}}$ gewählt. Dieser entspricht bei der Betrachtung der Berechnungsergebnisse am ehesten einer realen Dämpfungseigenschaft eines metallischen Kontakts. Bei der Beurteilung sind zwei Bereiche des Diagramms wichtig. Der Bereich, in dem das Werkstück in den Rollenkontakt kommt (zwischen 0,008 s und 0,1 s) und der Bereich, in dem das Werkstück auf den Rollen abrollt (zwischen 1 s und 5 s). Im ersten Bereich ist zu erkennen, dass das Werkstück deutlich über die Eindringtiefe $d = 0,01 \text{ mm}$, ab der die maximale Dämpfung bei der Berechnung des Kontakts angenommen wird, eindringt und die erzeugte Schwingung bis zur Sekunde 0,1 auf unterschiedliche Weise abklingt.

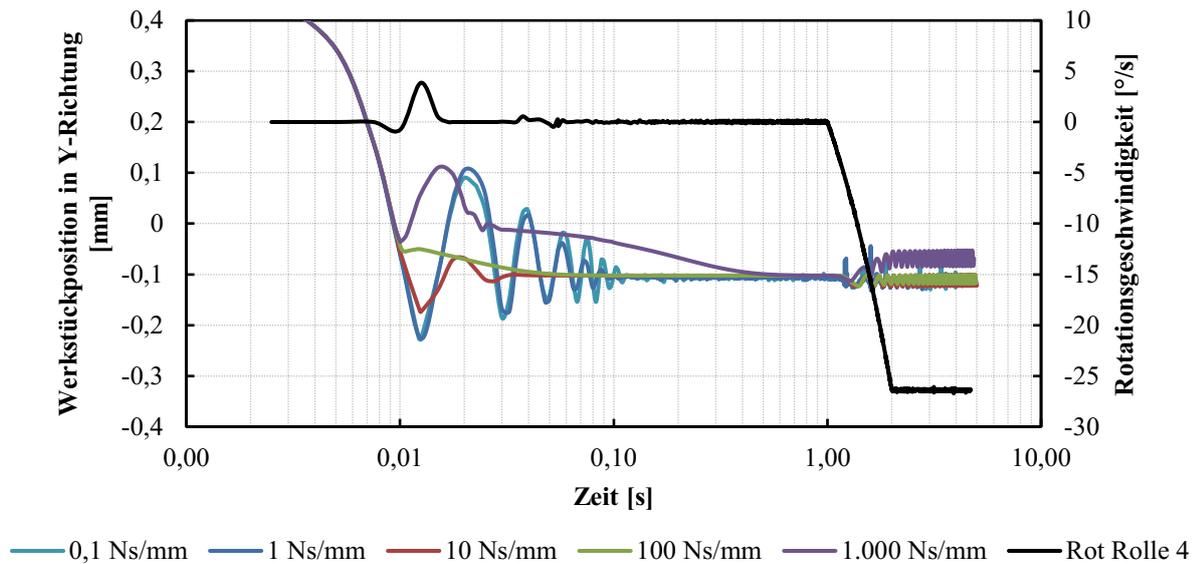


Abb. 5.4 Variation des maximalen Dämpfungskoeffizienten.

Für die Dämpfungskoeffizienten $c_{\max} = 1.000 \frac{\text{Ns}}{\text{mm}}$ und $c_{\max} = 100 \frac{\text{Ns}}{\text{mm}}$ sinkt das Werkstück nach dem Abklingen der Schwingung bis auf $-0,1 \text{ mm}$ langsam ab, während die Schwingungen für die anderen Werte von c_{\max} direkt auf diese Eindringtiefe abklingen, was einen realitätsnäheren Ablauf beschreibt. Im späteren, zweiten Bereich zeigt sich für alle verwendeten Dämpfungskoeffizienten ein sehr ähnliches Abrollverhalten. Ausgenommen ist nur $c_{\max} = 1.000 \frac{\text{Ns}}{\text{mm}}$, wo sich das Werkstück durch die Rotation nochmal deutlich aus der Eindringtiefe anhebt.

5.2.4 Durchdringungstiefe

Die Durchdringungstiefe ist nicht die maximale Durchdringungstiefe in der Berechnung der Kontakte zwischen den Rollen und dem Werkstück, sondern beschreibt lediglich wie sich der Dämpfungskoeffizient von dem Beginn des Kontakts bis zum Anliegen der maximalen Dämpfung verhält. Dies entspricht dem Bereich von Null bis c_{\max} . Es wird empfohlen /Ada01, Gie12/, dass die Dämpfungstiefe kleiner als die erwartete maximale Durchdringungstiefe ist. Die Abb. 5.5 zeigt die Ergebnisse von Berechnungen mit unterschiedlichen Werten für die eingestellte Durchdringungstiefe d .

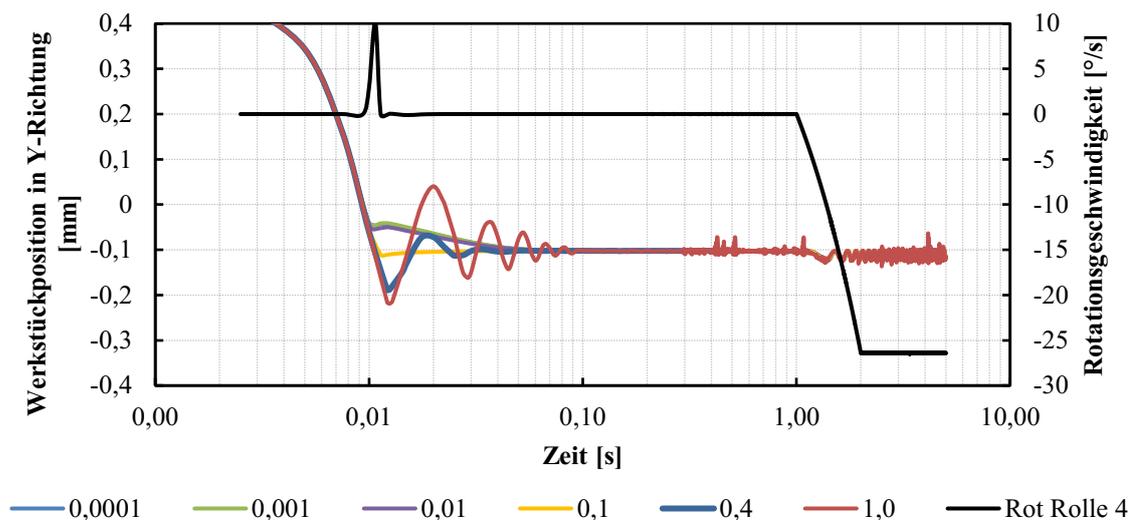


Abb. 5.5 Variation der Durchdringungstiefe.

Obwohl der empfohlene Wert für die maximale Durchdringungstiefe mit $d = 0,01$ mm angegeben wird, wird in Abweichung dazu der Wert $d = 0,4$ mm gewählt. Die aufgezeichnete Werkstückposition bei dem sich einstellenden Kontakt zwischen der Rolle 4 und dem Werkstück (vgl. Abb. 5.1), zeigt bei der maximalen Durchdringungstiefe von 0,4 mm die besten realen Eigenschaften. Für Werte deutlich unter 0,4 mm stellt sich kein realistisches Schwingungsverhalten beim Kontakt ein.

5.3 Übersicht der durchgeführten Mehrkörpersimulationen

Zunächst gibt die Tab. 5.1 die Erläuterung zur Nummerierung der durchgeführten Simulationen sowie der Versuche am Modellversuchsstand. Die Bezeichnungen sind so gewählt, dass eine möglichst breite Variation an Simulations- und Modelleigenschaften abgedeckt wird. Die folgende Beispiel-Versuchsnummer „MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V011“ setzt sich aus den Nummern der einzelnen Kategorien zusammen und wird mit Unterstrichen verbunden, damit die Nummerierung auch als Dateiname verwendet werden kann. Im genannten Fall handelt es sich folglich um den elften Versuch am Modellversuchsstand, der mit balligen Vulkollanrollen unter Verwendung des 30 °-Keils mit dem 318 kg schweren Werkstück durchgeführt wurde, wobei die Rolle 4 als Antriebsrolle fungiert.

Kategorie	Nr.	Beschreibung
Art	SIM	Mehrkörpersimulation
	MOD	Versuch am Modellversuchsstand
Rollenmaterial	RM 01	Stahl
	02	Vulkollan

Kategorie	Nr.	Beschreibung
Rollenform	RF	01 Gerade
		02 Ballig
30 °-Keil	K	01 Ja
		02 Nein
Werkstück	W	01 70 kg, 1.000 mm lang, Ø 325 mm
		02 318 kg, 1.200 mm lang, Ø 500 mm
Rollenantriebe	RA	01 Rolle 1
		02 Rolle 2
		03 Rolle 3
		04 Rolle 4
		05 Rollen 1 und 2
		06 Rollen 3 und 4
Versuchsnummer	V	001-999 Weitere Spezifikationen von unterschiedlichen Versuchen mit gleichem Setup werden im jeweiligen Abschnitt erläutert.

Tab. 5.1 Erläuterung zur Nummerierung der durchgeführten Simulationen sowie Versuche am Modellversuchsstand.

Nachfolgend sind in Tab. 5.2 die in Abschnitt 5.4 ausgewerteten Simulationen aufgelistet. Neben einer kurzen inhaltlichen Beschreibung sind die jeweils beabsichtigten Ziele genannt. In erster Linie dienen diese Versuche zur Absicherung des geplanten Designs des Modellversuchsstandes und zur ersten Verifizierung der in Kapitel 4 erarbeiteten Ansätze zum Verständnis des mechanischen Systems der Rollendrehvorrichtungen.

Besonders interessant sind die Versuche zur Ermittlung der maximal erreichbaren Kraft in Rotationsachsenrichtung. Dabei wird die von allen vier Rollen maximal mögliche Kraft auf eine externe Fixation und die maximal mögliche Kraft zwischen zwei Rollenböcken ermittelt. Letztere sind innere Kräfte, die sich aufbauen können, ohne von außen sichtbar zu sein. Obwohl die Kräfte nur mit entsprechender Messtechnik zu detektieren sind, können sie dennoch zu erheblichen Schäden führen und im schlimmsten Fall das Herabfallen des Werkstücks zur Folge haben.

Berechnung	Beschreibung	Ziel
I	MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V001 Ideale Rollendrehvorrichtung mit idealem Werkstück ideal ausgerichtet	Auflösung (Schritte/Sek.) ermitteln Experimenteller Nachweis: Ohne Fehlstellung entsteht keine Driftbewegung

Berechnung	Beschreibung	Ziel
II	MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V002 Werkstück in Z-Richtung fixieren und die axiale Kraftkomponente unter verschiedenen Rollenstellungen vergleichen (1°, 3° und 5° gedreht bzw. geschwenkt und 1, 2, 3 oder 4 Rollen verstellt)	Bestätigung der Annahmen in der Beschreibung des mechanischen Systems der Rollendrehvorrichtung.
III	MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V003 Maximal erreichbare Axialkraft zwischen zwei Rollenböcken mit unterschiedlichen Werkstückgewichten	Grundlage um auf Werkstücke in Originalgröße zu extrapolieren.
IV	MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V005 Wirkung der A-Achsen in Abhängigkeit der Rotationsrichtung des Werkstücks	Bestätigung, dass die A-Achsen eine drehrichtungsunabhängige Driftbewegung erzeugen.
V	MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V006 Vergleich zwischen gedrehter und geschwenkter Rolle	Untersuchung der Wirkung der A- und C-Achsen auf die Driftbewegung des Werkstücks.
VI	MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V007 Wirkung der X-Achsen	Untersuchung der Wirkung der X-Achsen auf die Driftbewegung des Werkstücks. Untersuchung des Werkstückverhaltens bei unterschiedlichen Rollenbockhöhen.

Tab. 5.2 Übersicht der durchgeführten Mehrkörpersimulationen inkl. deren Zielsetzungen.

5.4 Simulationsergebnisse ausgewählter Simulationen

Nachfolgend ist eine Auswahl der durchgeführten Mehrkörpersimulationen näher beschrieben. Die Ergebnisse fließen in die Konstruktion des Modellversuchsstandes ein.

5.4.1 Ideale Rollendrehvorrichtung

Der erste Teil des Versuchs dient zur Festlegung der erforderlichen Anzahl von Berechnungsschritten im Mehrkörpersimulationsmodell pro Sekunde. Abb. 5.6 zeigt die Ergebnisse von fünf Simulationen in denen das Werkstück für zehn Sekunden mit einer Rotationsgeschwindigkeit von $1,92 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ rotiert. Ausgegeben ist die Driftbewegung während dieser Zeit in Rotationsachsenrichtung des Werkstücks. Die Anzahl der Berechnungsschritte pro Sekunde wird zwischen 20 und 400 variiert.

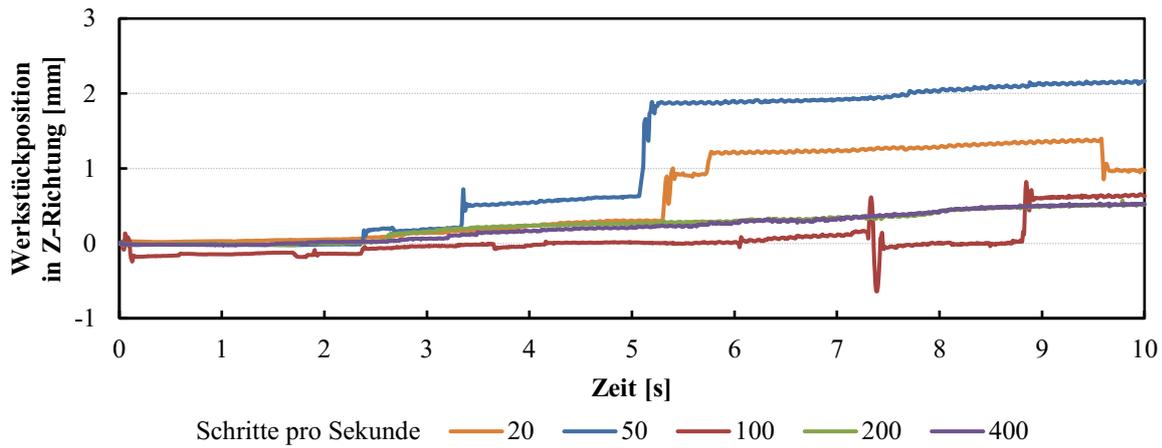


Abb. 5.6 Variation der Berechnungsschritte pro Sekunde.

Die Variation der Anzahl der Berechnungsschritte zeigt deutlich, dass eine Mindestanzahl von 200 Schritten pro Sekunde erforderlich ist, um verwendbare Simulationsergebnisse zur erhalten. Idealerweise werden, unter Berücksichtigung der Berechnungsdauer der jeweils durchgeführten Simulationen, 400 Berechnungsschritte pro Sekunde verwendet.

Die Simulation über 120 Sekunden, deren Ergebnisse in Abb. 5.7 dargestellt sind, wurde mit 200 Berechnungsschritten pro Sekunde durchgeführt. Trotz dieser Reduzierung beläuft sich die Berechnungszeit auf fast acht Stunden (MSC Adams View 2017, Dell Workstation Precision T1700). Die Ergebnisse zeigen, dass das Mehrkörpersimulationsmodell der Rollendrehvorrichtung nicht driftfrei ist.

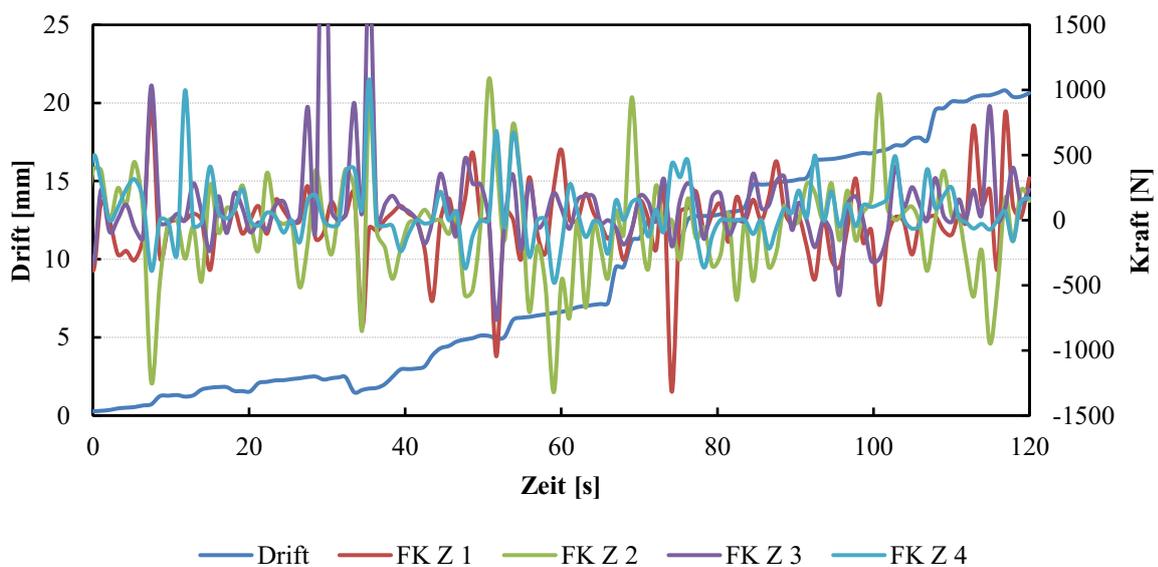


Abb. 5.7 MKS einer idealen Rollendrehvorrichtung über 120 Sekunden.

Die Driftbewegung des Werkstücks ist mit $5,27 \frac{\text{mm}}{\text{U}}$ ($0,17 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$) relativ konstant und summiert sich über die gesamte Simulationszeit auf 20,4 mm. Zusätzlich zu der Driftbewegung sind in Abb. 5.7 auch die Kraftverläufe in den vier Kontaktpunkten (vgl. Abb. 5.1) zwischen Rollen und Werkstück in Z-Richtung (Rotationsachsenrichtung) erfasst. Die Summe der vier Mittelwerte ($\bar{F}_{KZ1} = -29,89 \text{ N}$; $\bar{F}_{KZ2} = -97,80 \text{ N}$; $\bar{F}_{KZ3} = 99,88 \text{ N}$; $\bar{F}_{KZ4} = 53,37 \text{ N}$) beträgt 25,56 N und wirkt in Richtung der Driftbewegung.

Bei den in Abb. 5.6 und Abb. 5.7 dargestellten Ergebnissen fällt auf, dass trotz der in erster Näherung idealen Rollendrehvorrichtung, die Driftbewegung nicht verhindert wird. Da der Antrieb, neben der Netzfeinheit der Volumenkörper, im Simulationsmodell als einzige Größe von einem idealen (symmetrischen) System abweicht, wird nachfolgend der Einfluss der Auswahl der angetriebenen Rolle bzw. der Rollenanzahl der angetriebenen Rollen untersucht. Die Ergebnisse sind in Abb. 5.8 zu sehen. Alle Berechnungen sind mit einer Auflösung von 400 Schritten pro Sekunde durchgeführt.

Obwohl geometrisch keine Veränderungen im Mehrkörpersimulationsmodell vorgenommen wurden, zeigt sich bereits nach einer Rotationszeit von zehn Sekunden mit einer Rotationsgeschwindigkeit von $1,92 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ eine deutliche Abweichung bzgl. der Driftbewegung. Die besten Ergebnisse liefert die Berechnung, in der alle vier Rollen gleichermaßen angetrieben sind, gefolgt von denen, in denen zwei Rollen auf einer Seite (nicht an einem Rollenbock) angetrieben sind. Die Driftbewegung liegt nach zehn Sekunden bei 0,1 mm und damit um ein Vielfaches unter den anderen Berechnungsergebnissen.

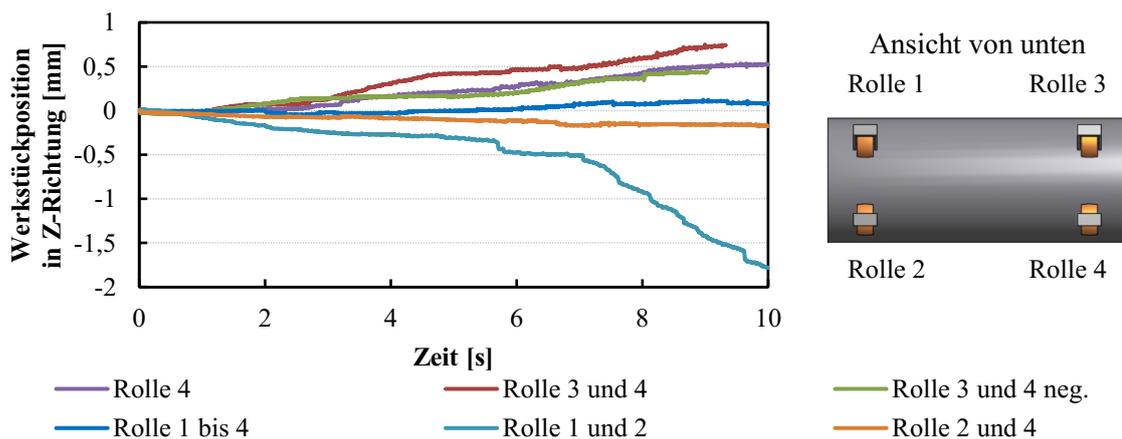


Abb. 5.8 Variation der angetriebenen Rolle bzw. Rollen.

Es zeigt sich, dass das Werkstück, unabhängig von der Rotationsrichtung, in Richtung der angetriebenen Rollen driftet. Teilt man die Rollendrehvorrichtung gedanklich genau zwischen den beiden Rollenböcken in eine rechte und eine linke Seite auf, driftet das Werkstück immer dann stark, wenn hinsichtlich dieser Teilungsebene eine Asymmetrie vorherrscht. Grund für die dann verstärkte Driftbewe-

gung ist eine kleine Auslenkung des Werkstücks in Richtung des, im Kontaktpunkt zwischen der jeweiligen Antriebsrolle und dem Werkstück tangential anliegenden Geschwindigkeitsvektors. Diese Auslenkung verschiebt die Rotationsachse des Werkstücks, so dass diese nicht mehr parallel zu den Rotationsachsen der Rollen liegt. Diese kleine geometrische Veränderung gleicht einer minimalen Rollenauslenkung, wodurch das Werkstück in axialer Richtung manipuliert wird. Liegen gleich viele Geschwindigkeitsvektoren mit gleicher Stärke und gleicher Wirkungsrichtung auf der linken und der rechten Seite vor, verschiebt sich das Werkstück nur senkrecht zur Rotationsachse, wodurch diese parallel zu den Rollenachsen bleibt und keine verstärkte Driftbewegung auftritt.

5.4.2 Axiale Kraftkomponente

Die in diesem Abschnitt durchgeführte Berechnung II (Tab. 5.2) zielen darauf ab, festzustellen, welche axialen Kräfte durch veränderte Rollenpositionen entstehen bzw. erreicht werden können. Die Ergebnisse in Abb. 5.9 sind in zwei Kategorien „Gelenkte (C-Achsen) und Geschwenkte (A-Achsen) Rolle“ einzuteilen. Die grundlegenden Einstellungen für die Simulation sind durch die Namensgebung hinreichend beschrieben. Zusätzlich ist das Werkstück durch ein implementiertes Lager in Rotationsachsenrichtung (Z-Richtung) fixiert, so dass die entstehenden Axialkräfte an dieser Stelle als Summe der Kraftkomponenten der vier Kontaktstellen zwischen Rollen und Werkstück in Z-Richtung ausgelesen werden können. Es wird jeweils eine Simulationszeit von fünf Sekunden berechnet. Die im nachfolgenden Diagramm skizzierten Kraftwerte sind jeweils die durchschnittliche Kraft in Rotationsachsenrichtung als Differenz zur Basisberechnung, ausgewertet für die letzten drei der insgesamt fünf simulierten Sekunden. Definiert wird die Basisberechnung durch die ideale Rollendrehvorrichtung mit allen A- und C-Achsen in neutraler Position. Die mit diesen Einstellungen errechnete Axialkraft beträgt -31 N.

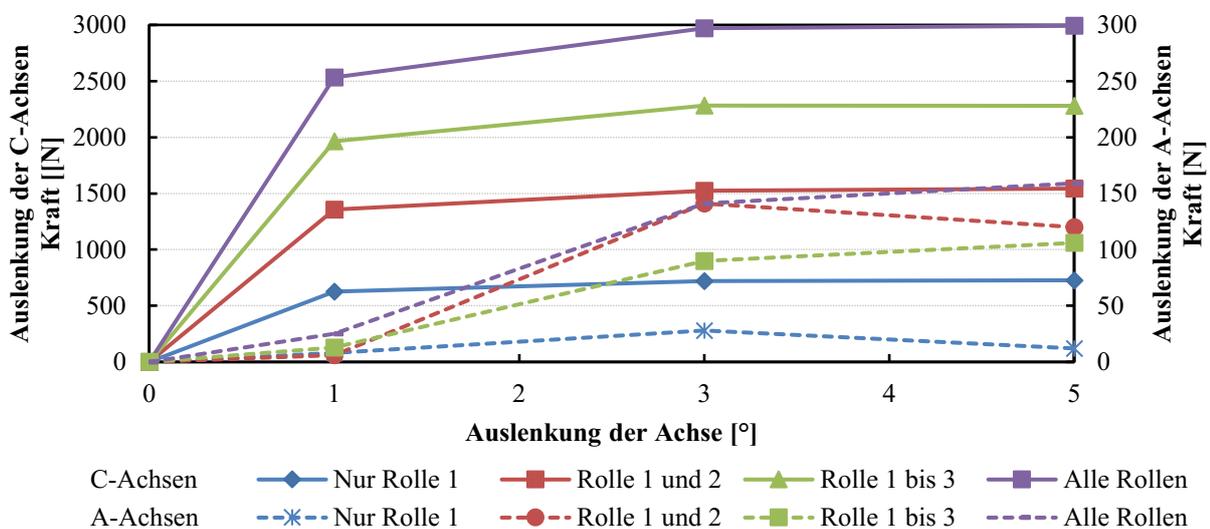


Abb. 5.9 Axiale Kraftkomponente für unterschiedliche Rollenpositionen.

Bei der Variation der C-Achsen wird offenkundig, dass die Anzahl der ausgelenkten Rollen einen deutlich größeren Einfluss auf die entstehenden Driftkräfte hat als der Grad der Auslenkung. Mit den verwendeten Berechnungseinstellungen erzeugt jede der vier Rollen eine axiale Kraft von ca. 700 N. Sind alle vier C-Achsen mit 5° ausgelenkt, entsteht eine Kraft von fast 3 kN, die sich bei einer Auslenkung von je 3° nur um ca. 1 % und bei einer Auslenkung von je 1° um ca. 15 % gegenüber der maximal erreichten Kraft verringert. Bei der Variation der A-Achsen zeigt sich kein eindeutiges Bild. Wird beispielsweise die Rolle 3 zusätzlich zu den Rollen 1 und 2 geschwenkt, entsteht nur bei 1° Auslenkung eine höhere, hingegen bei 3° und 5° Auslenkung eine niedrigere Axialkraft. Zusätzlich sinkt der maximale Wert der Axialkraft bei den Berechnungen mit Rolle 1 oder Rolle 1 und 2 im ausgelenkten Zustand, wenn der Auslenkungsgrad von 2° auf 5° erhöht wird. Die mit den gelenkten Rollen maximal erzeugte Kraft in Rotationsachsenrichtung ist im Vergleich zu den geschwenkten Rollen ca. 20 Mal größer. Dies unterstreicht die Annahmen aus der Beschreibung des mechanischen Systems der Rollendrehvorrichtungen.

5.4.3 Maximale Axialkraft zwischen zwei Rollenböcken

In der Berechnung III (Tab. 5.2) werden die C-Achsenpositionen so eingestellt, dass die beiden Rollenböcke eine gegensätzliche Axialkraft erzeugen. Weil die Antriebsleistung der angetriebenen Rolle (Rolle 4) in der Mehrkörpersimulation nicht auf ein bestimmtes Drehmoment begrenzt ist, wird jeweils die maximale Auslenkung (5°) der C-Achsen verwendet, da diese mit ihrem größeren Anteil der direkt in axialer Richtung wirkenden Kraft (vgl. Abschnitt 4.3.1) zu einer insgesamt höheren Axialkraft führt.

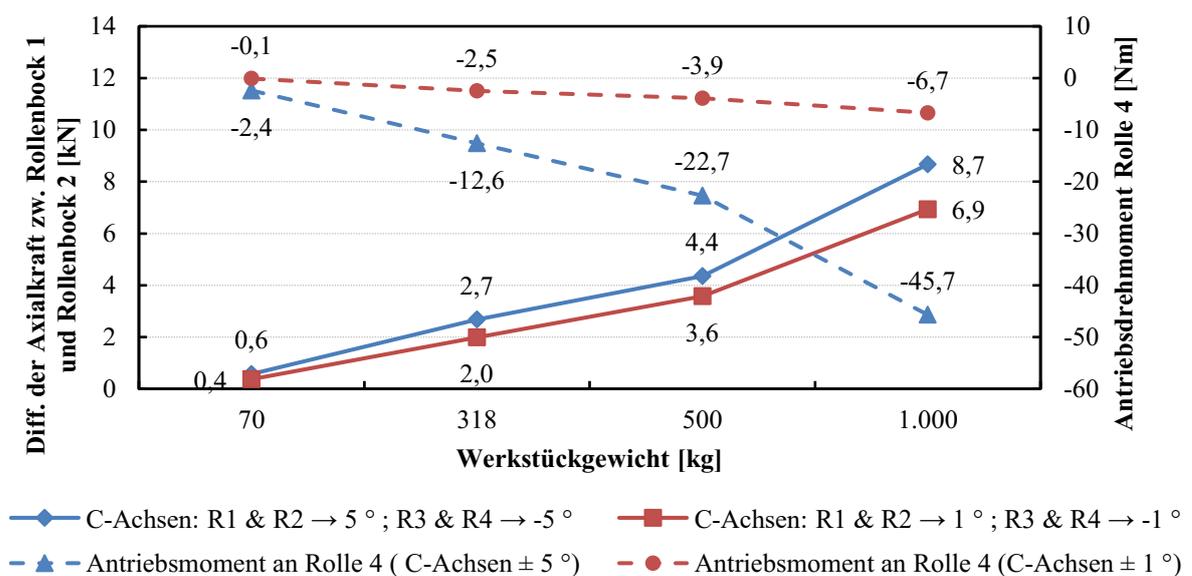


Abb. 5.10 Differenz der Axialkräfte zwischen zwei Rollenböcken für unterschiedliche Werkstückgewichte und C-Achsenpositionen.

Die Variation des Werkstückgewichts macht deutlich (vgl. Abb. 5.10), welche Kräfte im System „Rollendrehvorrichtung“ entstehen können, ohne dass diese von außen sichtbar sind. Die axial gerichteten Kräfte werden dabei über die Rollenkontaktpunkte eines Rollenbocks auf das Werkstück übertragen und an den Rollenkontaktpunkten des zweiten Rollenbocks wieder auf den Hallenboden abgeleitet, so dass ein geschlossener Kraftfluss entsteht.

In den ersten vier Simulationen sind die Rollen des Rollenbocks 1 (R1 und R2) jeweils um $+5^\circ$ und die Rollen des Rollenbocks 2 (R3 und R4) um je -5° ausgelenkt, während das Werkstückgewicht in vier Schritten (70 kg; 318 kg; 500 kg; 1.000 kg) erhöht wird. Die Konfiguration eins und zwei entspricht den für den Modellversuchsstand zur Verfügung stehenden Werkstücken. In weiteren vier Simulationen betragen die C-Achsenauslenkungen nur jeweils $+1^\circ$ bzw. -1° . Zusätzlich zu den durchschnittlich zwischen Sekunde zwei und fünf der Simulation gemessenen Kraftdifferenz zwischen Rollenbock 1 und Rollenbock 2 sind in Abb. 5.10 die gleichzeitig an der Rolle 4 anliegenden Drehmomente dargelegt.

Die Ergebnisse zeigen zunächst, dass die maximale Kraftdifferenz zwischen Rollenbock 1 und Rollenbock 2 proportional zum Werkstückgewicht von 0,6 kN bei 70 kg auf 8,7 kN bei 1.000 kg zunimmt. Die Kraftdifferenz beträgt damit fast $\frac{9}{10}$ des Werkstückgewichts. Gleichzeitig zur Kraft steigt auch der Betrag des Antriebsmoments proportional mit dem Werkstückgewicht von 2,4 Nm auf 45,7 Nm an.

Die Simulationsergebnisse mit den geringeren C-Achsenauslenkungen erreichen bei 1.000 kg Werkstückgewicht nur noch eine maximale Kraftdifferenz von 6,9 kN (ca. 80 %) zwischen Rollenbock 1 und Rollenbock 2. Dabei liegt ein deutlich niedrigeres Antriebsmoment ($-6,7$ Nm) an Rolle 4 an. Dies entspricht ca. 15 % im Vergleich zum ersten Konfigurationszustand (C-Achsen $\pm 5^\circ$). Entscheidend ist, dass in der Mehrkörpersimulation und den dort verwendeten Werkstückgewichten, die Kontaktdefinitionen die maximale Kraftdifferenz begrenzen. Bei sehr hohen Werkstückgewichten, wie sie beispielsweise in der Turmfertigung von Windenergieanlagen vorkommen, übersteigen die maximal in den Reibkontakten zwischen den Rollen und dem Werkstück übertragbaren Kräfte, die dafür erforderlichen Antriebsdrehmomente, wodurch diese zum begrenzenden Faktor werden. Dies gilt insbesondere bei sehr kleinen Relativbewegungen. Infolgedessen können in der beschriebenen realen Konfiguration höhere axiale Kräfte erzeugt werden, wenn der Schräglaufwinkel der Rollen möglichst klein ist.

5.4.4 Wirkung der A-Achsen-Stellung in Abhängigkeit von der Drehrichtung

Abschnitt 4.3.2 beschreibt sowohl theoretisch als auch mittels eines Zwei-Rollen-Simulationsmodells die drehrichtungsunabhängige Wirkung der A-Achsen auf die Driftbewegung. Bevor dies auch expe-

rimentell untersucht wird, soll diese Eigenschaft zunächst mit dem Mehrkörpersimulationsmodell der gesamten Rollendrehvorrichtung in reduziertem Maßstab (entsprechend des Modellversuchsstands) bestätigt werden. Die Berechnung V (Tab. 5.2) simuliert einen Berechnungszeitraum von 240 Sekunden, welche in vier Abschnitte unterteilt sind. Zu Beginn wird das Werkstück auf der Rollendrehvorrichtung mit $-1,92 \frac{U}{\text{min}}$ gedreht, ohne dass die Parallelität zwischen den A-Achsen und der Rotationsachse des Werkstücks manipuliert ist, vgl. Abschnitt 5.4.1. Nach 60 s schwenken die Rollen 1 und 2 um je $2,5^\circ$ in positiver Richtung um die jeweilige A-Achse.

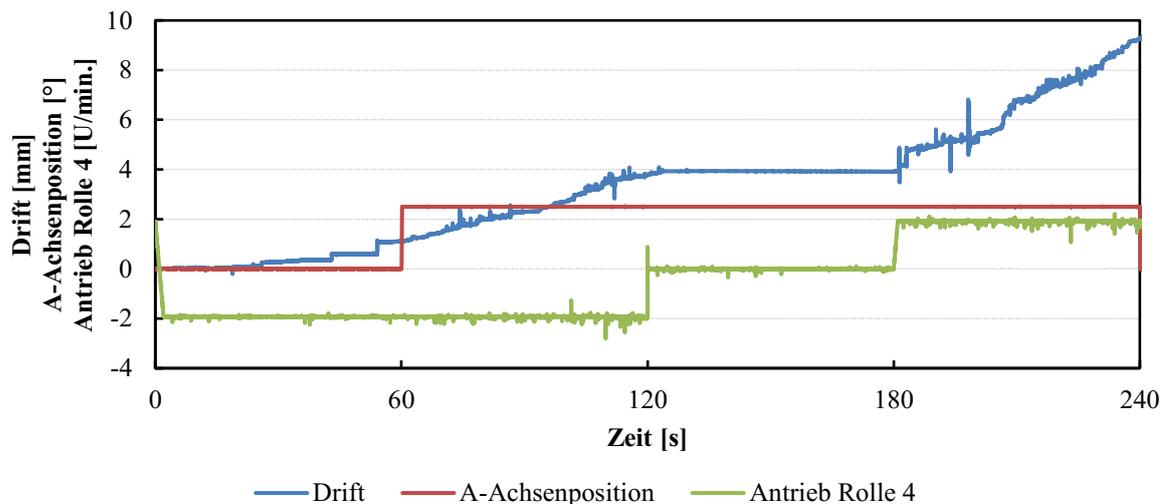


Abb. 5.11 Wirkung der A-Achsen-Stellung auf die Driftbewegung des Werkstücks bei Drehrichtungsumkehr.

In den 60 s, in denen diese Konfiguration des Mehrkörpersimulationsmodells konstant bleibt, driftet das Werkstück 2,6 mm in globaler Z-Achsenrichtung. Zwischen Sekunde 120 und 180 steht die Rollendrehvorrichtung und es findet keine Driftbewegung statt. Ab Sekunde 180 wird das Werkstück mit $1,92 \frac{U}{\text{min}}$ angetrieben. Obwohl die Drehrichtung damit umgedreht wurde und die A-Achsenpositionen von Rolle 1 und 2 nicht verändert wurden, driftet das Werkstück bis Sekunde 240 um weitere 5,3 mm in positiver Richtung der globalen Z-Achsenrichtung. Damit ist eindeutig gezeigt, dass durch die Manipulation der A-Achsen eine drehrichtungsunabhängige Driftbewegung des Werkstücks erzeugt wird.

5.4.5 Wirkung der A- und C-Achsen-Stellung auf die Werkstückdriftbewegung

Mit der Berechnung VI (Tab. 5.2) wird der Einfluss der A- und C-Achsen auf die Driftbewegung des Werkstücks untersucht. Dies ist besonders wichtig, da mit diesen beiden Achsverstellungen (gedrehte und geschwenkte Rollen), wie in Abschnitt 4.3 beschrieben, die unterschiedlichen Abweichungen von einer idealen Rollendrehvorrichtung nachgestellt werden können. Die Abb. 5.12 zeigt die Ergebnisse von drei Simulationen. In der ersten wird das Werkstück nach einer Ruhezeit von 10 s mit einer Rota-

tionsgeschwindigkeit von $1,92 \frac{U}{\text{min}}$ für 70 s gedreht. Die dabei entstehende Driftbewegung ist in Abschnitt 5.4.1 näher erläutert. In dieser Untersuchung dient die erste Simulation als Basisversuch. In der zweiten Simulation wird die A1-Achse und in der dritten Simulation die C1-Achse nach 30 s für 20 s um 4° geschwenkt bzw. gedreht, vgl. Abb. 5.12.

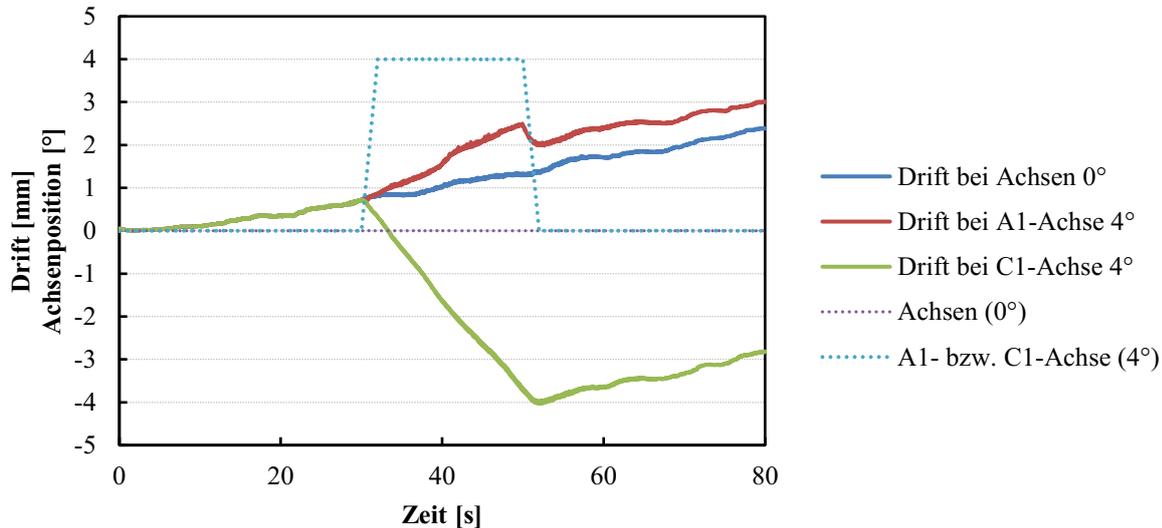


Abb. 5.12 Wirkung der Achsen-Stellungen auf die Driftbewegung des Werkstücks.

Die Ergebnisse zeigen, dass der Einfluss der C1-Achse um ein Vielfaches größer ist als der Einfluss der A1-Achse. Außerhalb des Zeitfensters (30 s bis 50 s) in dem die A1- bzw. C1-Achse verstellt wird, verlaufen die Graphen des Werkstückdrifts für alle drei Simulationen parallel. Im Vergleich zum Basisversuch erzeugt die A1-Achsenmanipulation eine Driftbewegung von 0,6 mm. Die C1-Achsenmanipulation verschiebt das Werkstück um $-5,4$ mm bezogen auf die Basislinie ohne Achsenverstellung.

5.4.6 Wirkung der X-Achsen-Stellung auf das Werkstückverhalten

Die Besonderheit bei der Manipulation der X-Achsen besteht darin, dass das Werkstück automatisch in der Höhenlage verschoben wird (vgl. Abb. 5.1). Bei einer gleichmäßigen Verstellung aller X-Achsen verschiebt sich das Werkstück vertikal, ohne die Horizontallage zu verlassen. Werden beispielsweise nur die Rollen eines Rollenbocks manipuliert, so stellt sich entsprechend der Verschiebung der Rollen auf den jeweiligen X-Achsen ein positiver oder negativer Winkel zwischen der Werkstückrotationsachse und der Horizontalen ein. Diese Verschiebung sorgt gleichzeitig dafür, dass die C-Achsen nicht mehr länger senkrecht auf der Werkstückmantelfläche stehen und dass alle vier Rollen entsprechend einer A-Achsenverstellung mit dem Werkstück in Kontakt sind.

In der Berechnung VII (Tab. 5.2) sind fünf Simulationen durchgeführt worden. Im Vergleich zu einer Basissimulation (0 mm) zeigen weitere drei Durchläufe die Ergebnisse für eine gleich große X-Achsenverstellung der Rollen 1 und 2 um jeweils 5 mm, –5 mm und –15 mm, vgl. Abb. 5.13. In der fünften Simulation sind alle Rollen dauerhaft um jeweils –15 mm auf den X-Achsen verschoben. Damit wird untersucht, welchen Einfluss ein sich einstellender Winkel zwischen den C-Achsen und der jeweiligen Geraden durch den Rollenkontaktpunkt und die Werkstückrotationsachse in der X-Y-Ebene hat.

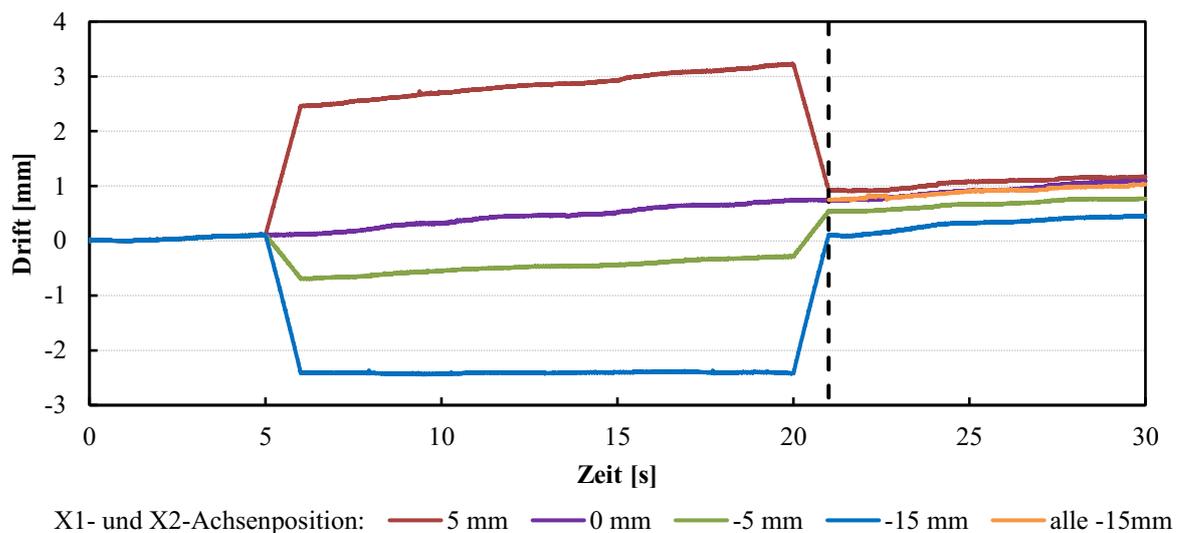


Abb. 5.13 Wirkung der X-Achsen-Stellung auf die Driftbewegung des Werkstücks.

Entsprechend einer A-Achsenverstellung hat auch die X-Achsenverstellung im Vergleich zur C-Achsenmanipulation nur einen geringen Einfluss auf die Driftbewegung des Werkstücks. Wie bereits in Abschnitt 5.4.1 festgestellt wurde, unterliegt das Werkstück, auch bei neutralen Achsenpositionen, einer leichten Driftbewegung in die positive Z-Achsenrichtung. Obwohl dies auch in Abb. 5.13 zu erkennen ist, sind die Ergebnisse der Simulation ohne X1- und X2-Achsenpositionsveränderung (0 mm) als Referenz zu Grunde gelegt. Bei den drei Simulationen mit X1- und X2-Achsenpositionsveränderungen (5 mm; –5 mm; –15 mm) ist die Veränderung der Steigung während der Achsenpositionsveränderungen (zwischen 5 s und 20 s), die zu den unterschiedlichen Drift-ergebnissen (nach 21 s) führen, zu erkennen. Eine negative X1- und X2-Achsenpositionsveränderung führt zu einer Abschwächung der Driftbewegung, welche während der Rotation des Werkstücks ohne Achsverstellungen auftritt. Die Steigung des Graphen der Driftbewegung während der Simulation mit der X1- und X2-Achsenverstellung auf –15 mm ist zwischen Sekunde fünf und Sekunde 20 gleich Null. In dieser Zeit hebt sich der Einfluss der Positionsveränderungen von Rolle 1 und 2 in den X-Achsenrichtungen und der Grunddrift gegeneinander auf, so dass das Werkstück ohne Driftbewegung rotiert. Bei dem Vergleich der Graphen „5 mm“ und „–5 mm“ wird deutlich, dass eine Positionsver-

änderung der Rollen 1 und 2 in negativer X-Achsenrichtung einen minimal größeren Einfluss auf die Driftbewegung hat (0,173 mm bei „5 mm“ und 0,207 mm bei „-5 mm“).

Der Graph „alle -15 mm“ zeigt, dass die Driftbewegung gegenüber den Ergebnissen mit allen X-Achsen in der Nullposition um ca. 19 % niedriger ist. Wie bereits in Abschnitt 5.4.1 beschrieben, wird durch den Rollenantrieb an Rolle 4 die Parallelität zwischen der Werkstückrotationsachse und den Rollenrotationsachsen aufgehoben, wodurch auch ohne Achsenverstellung eine leichte Driftbewegung entsteht. Um die Parallelität aufzuheben, muss sich das Werkstück an der, dem Rollenantrieb gegenüberliegenden Seite, minimal mit der Rollenbewegung entgegen der Schwerkraft verschieben. Je tiefer das Werkstück zwischen den Rollen liegt, umso stärker muss das Werkstück für die beschriebene Verschiebung gegen die Schwerkraft arbeiten, da sich die Rollenkontaktkraft in Richtung der horizontalen Lage verschiebt.

6 Modellversuchsstand im reduzierten Maßstab

In diesem Kapitel wird die Entwicklung des Modellversuchsstands mit seinem mechanischen Aufbau der unterschiedlichen Baugruppen, die technischen Daten dieser Baugruppen sowie die steuerungstechnischen Komponenten vorgestellt.



Abb. 6.1 Aufgebauter Modellversuchsstand im Labor des Zentrums für Sensorsysteme (ZESS, Universität Siegen).

Für die Entwicklung eines Monitoring- und Regelungssystems zur Kompensation bzw. präventiven Neutralisierung der Driftbewegung, soll, im Gegensatz zu allgemein bestehenden Ansätzen, eine Kraftdetektierung in den Kontakten zwischen Rollen und Werkstück ermöglicht werden. Um diesen Ansatz zu verfolgen und um der technischen und wirtschaftlichen Handhabbarkeit Rechnung zu tragen, ist der Versuchsstand, wie in Abschnitt 6.1 beschrieben, als Modell mit reduziertem Maßstab ausgeführt. Weil eine direkte Kontaktkraftmessung (im Kontakt) zwischen Rolle und Werkstück aus technischen Gründen nicht möglich ist, wird diese durch eine Lagerkraftmessung indirekt erfasst. Dabei kommen die in Abschnitt 6.2.3 entwickelten 3D-Kraftaufnehmer, welche DMS-basiert und in den Rolleneinheiten verbaut sind, zum Einsatz.

Die im Stand der Technik herausgearbeiteten und diskutierten Methoden zur Werkstückmanipulation sind im Modellversuchsstand ebenfalls durch entsprechende Rollenpositionierungsachsen berücksichtigt. Neben den Achspositionen wird durch einen berührungslosen Wegsensor auch die Driftbewegung des Werkstücks an dessen Stirnfläche erfasst. Zur Datenaufnahme bzw. zur Datenverarbeitung kommt eine speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) zum Einsatz. Die SPS dient abschließend auch der Implementierung und Optimierung sowie der Umsetzung der auf Basis von Versuchsergebnissen entwickelten Monitoring- und Regelungskonzepten.

6.1 Dimensionierung

„Voraussetzung [für die physikalische Ähnlichkeit] ist die geometrisch ähnliche, d. h. winkeltreue (formtreue) Ausführung des Modells (Winkel haben keine Einheit, daher ist ihr Übertragungsmaßstab stets gleich 1). Vollkommene mechanische Ähnlichkeit liegt vor, wenn alle am physikalischen Prozess beteiligten Größen wie Wege, Zeiten, Kräfte, Spannungen, Geschwindigkeiten, Drücke, Arbeiten usw., entsprechend den physikalischen Gesetzen, ähnlich übertragen werden. Dies ist jedoch im Allgemeinen nicht möglich, da zur Übertragung nur die SI-Basiseinheiten m, kg, s und K bzw. deren Maßstabsfaktoren zur Verfügung stehen, ergänzt durch Stoffparameter wie Dichte ρ , Elastizitätsmodul E usw. Daraus folgt, dass nur eine beschränkte Anzahl physikalischer Grundgleichungen ähnlich übertragbar sind, d. h., nur unvollkommene Ähnlichkeit ist in der Regel realisierbar.“ /GF14/

Der Maßstabsfaktor für den Modellversuchsstand wird durch die Rollendurchmesser an der Hauptausführung (H) und am Modellversuchsstand (M) gebildet.

$$l_v = \frac{l_M}{l_H} = \frac{125 \text{ mm (Rollendurchmesser Modell)}}{625 \text{ mm (Rollendurchmesser Hauptausführung)}} = \frac{1}{5} \quad (6.1)$$

Für die Untersuchung der Driftbewegung ist das Werkstück und dessen Eigengewicht eine entscheidende Größe und findet mit dem in Formel (6.2) aufgestellten Maßstabsfaktor für Gewichtskräfte Anwendung:

$$F_v = \frac{F_M}{F_H} = \frac{\rho_M \cdot V_M \cdot g_M}{\rho_H \cdot V_H \cdot g_H} \quad \text{mit } \rho_M = \rho_H \text{ und } g_M = g_H \quad (6.2)$$

Hieraus ergibt sich

$$F_v = \frac{F_M}{F_H} = \frac{V_M}{V_H} = \frac{l_M^3}{l_H^3} = l_v^3 = \frac{1}{5^3} = \frac{1}{125}$$

Die in Tab. 6.1 angeführten maximalen Werkstückeigenschaften am Modellversuchsstand können, unter Berücksichtigung der ermittelten Maßstabsfaktoren, die ebenfalls aufgeführten Werkstückeigenschaften für die Hauptausführung abbilden.

	Außendurchmesser D in [mm]	Länge l in [mm]	Masse m in [kg]
Modellversuchsstand (M)	1.200	3.000	320
Hauptausführung (H)	6.000	15.000	40.000

Tab. 6.1 Maximal abbildbare Werkstückeigenschaften bei einem Längenmaßstab 1:5

6.2 Konstruktion

Die nachfolgende Abb. 6.2 zeigt das Entwicklungsergebnis als 3D-CAD-Modell mit den verschiedenen Baugruppen bzw. Bauteilen und den technischen Daten der Rollendrehvorrichtung. Die Abbildung soll als Übersicht bzw. Orientierung in der im Nachfolgenden erläuterten Konstruktion dienen.



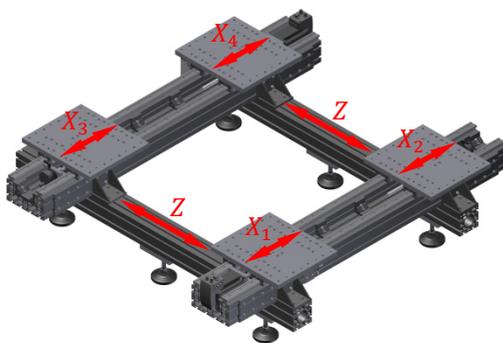
Abb. 6.2 3D-CAD-Darstellung des entwickelten Versuchsstandes mit Baugruppendetails und technischen Daten.

Entgegen der Entwicklungschronologie werden die Baugruppen mit ihren Eigenschaften und Aufgaben in der Chronologie ihrer Montage beschrieben.

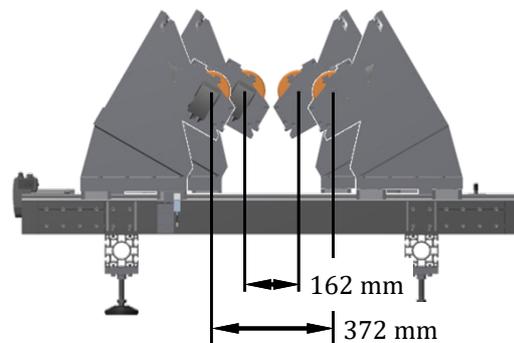
6.2.1 Grundrahmen mit Rollenböcken sowie X- und Z-Achsen

Das Grundgestell besteht aus dem Grundrahmen, wie er in Abb. 6.2 zu sehen ist, und zwei auf diesen aufgesetzten Rollenböcken. Einer der beiden Rollenböcke ist ortsfest. Der zweite Rollenbock kann manuell in Z-Achsenrichtung verschoben werden, so dass der Modellversuchsstand für unterschiedlich lange Werkstücke eingerichtet werden kann. Der Rollenabstand (von Mitte Rolle bis Mitte Rolle in Z-Achsenrichtung) kann dabei zwischen 380 mm und 1.460 mm variieren, vgl. Abb. 6.3 (unten links).

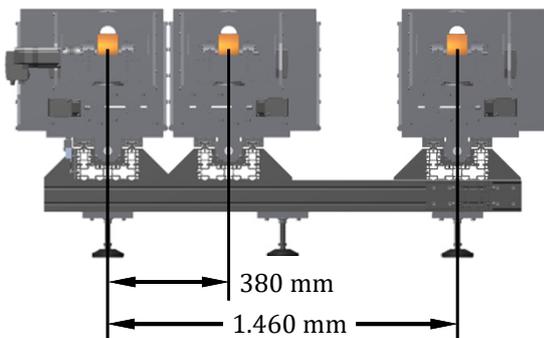
Übersicht der X- und Z-Achsen am Grundgestell



X-Achsenverstellung mit 30° Keil



Z-Achsenverstellung



X-Achsenverstellung

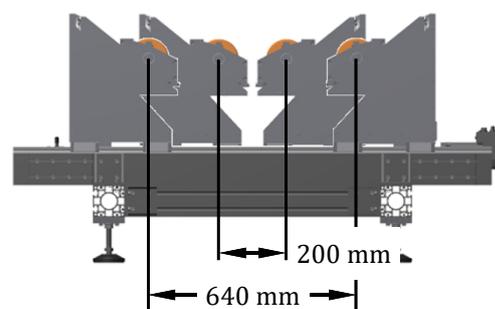


Abb. 6.3 Grundgestell des entwickelten Versuchsstandes mit vier X-Achsen und einer Z-Achse (oben links), Z-Achsenverstellung mit minimalem und maximalem Rollenabstand (unten links) und X-Achsenverstellung mit (oben rechts) und ohne (unten rechts) 30° Keil, jeweils mit minimalem und maximalem Rollenabstand.

Jeder der aufgesetzten Rollenböcke verfügt über zwei unabhängige in X-Achsenrichtung verfahrbare Schlitten, auf welchen die Rolleneinheiten montiert sind. Zwei der insgesamt vier X-Achsen können vollautomatisch per SPS angesteuert werden. Mit der normalen X-Achsenverstellung kann der Rollenabstand von 200 mm bis 640 mm variieren, so dass Werkstücke mit einem Durchmesser von 95 mm bis 2.500 mm auf die Modellrollendrehvorrichtung gelegt werden können. Unter Verwendung des

30 °-Keils sind Werkstücke mit einem Durchmesser von 50 mm und 600 mm möglich, wobei der Rollenabstand dabei von 162 mm bis 372 mm reicht, vgl. Abb. 6.3.

6.2.2 Rolleneinheit mit A- und C-Achse

Die Rolleneinheiten sind dreischichtig aufgebaut und dienen zur Lagerung der jeweiligen Rolle, zur Lagerkraftmessung und zum Drehen und Schwenken der Rollen um die jeweilige A- und C-Achse. In der innersten Schale befindet sich die auf einer Welle festsitzende Rolle. Die Lagerkräfte der Welle (Fest- Loslagerung) werden durch 3D-Kraftaufnehmer gemessen, dessen Entwicklung und Funktionsprinzip in Abschnitt 6.2.3 beschrieben ist. Unter der innersten Schale befindet sich ein Rundtschlager, dessen Rotationsachse (C-Achse) durch den Rollenmittelpunkt verläuft und senkrecht auf der Rotationsachse der Rolle steht, vgl. Abb. 6.4. Zusammen mit dem C-Achsenantrieb wird die in Abschnitt 4.3.1 beschriebene Lenkbewegung ausgeführt.

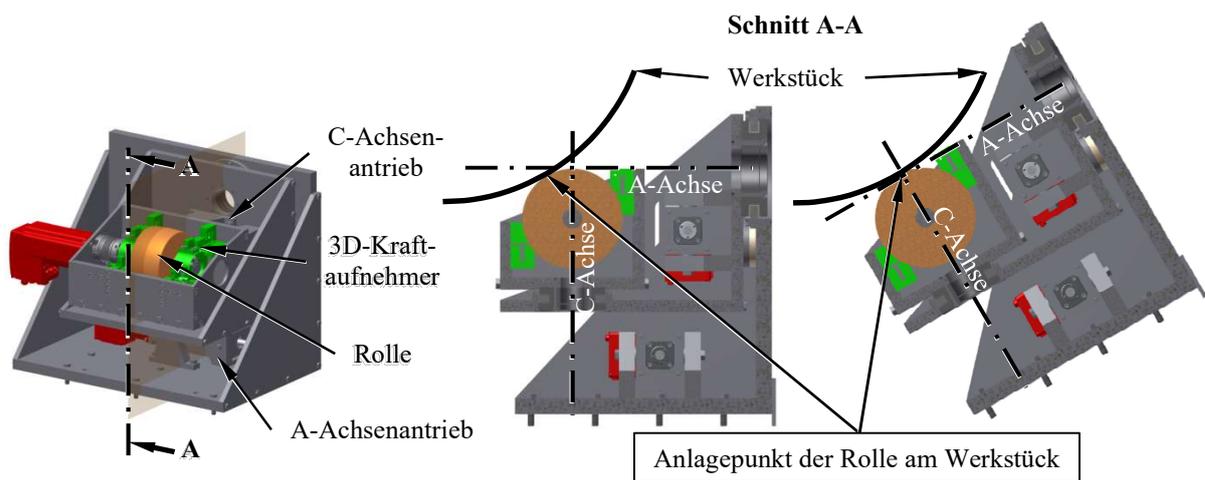


Abb. 6.4 Rolleneinheit mit A- und C-Achse und Darstellung des veränderten Anlagepunktes zwischen Rolle und Werkstück unter Verwendung des 30 °-Keils.

Für die Berechnung des erforderlichen Drehmoments $M_{ta,C}$ am Spindelende des C-Achsenantriebs gibt es zwei unterschiedliche Betriebszustände. Im Normalbetrieb, ohne 30 °-Keil, wird die Rolle durch eine Drehung um die C-Achse in das aufliegende Werkstück gedrückt und hebt dieses an, vgl. Abb. 6.4 Mitte. In der gleichen Abbildung rechts ist der Betriebszustand mit 30 °-Keil dargestellt. In diesem Zustand steht die C-Achse, im Kontakt zwischen Rolle und Werkstück, senkrecht auf der Werkstückoberfläche. Das erforderliche Antriebsdrehmoment reduziert sich auf die Haftreibung im Kontaktpunkt und ist vernachlässigbar klein. Die erforderliche Horizontalkraft $F_{hor,C}$ mit der die Rolle ins Werkstück gedrückt werden muss, berücksichtigt den progressiven Ansatz einer homogenen Gewichtsverteilung auf alle vier Rollen. Dieser wird durch die Berechnung unter dem minimalen Anlagewinkel $\alpha_{x,min} = 20^\circ$ nach Gleichung (6.3) entschärft. Der Zusammenhang zwischen dem Werk-

stückgewicht und dem Anlagewinkel wird in Abb. 6.5, für unterschiedliche Annahmen zur Gewichtsverteilung, verdeutlicht.

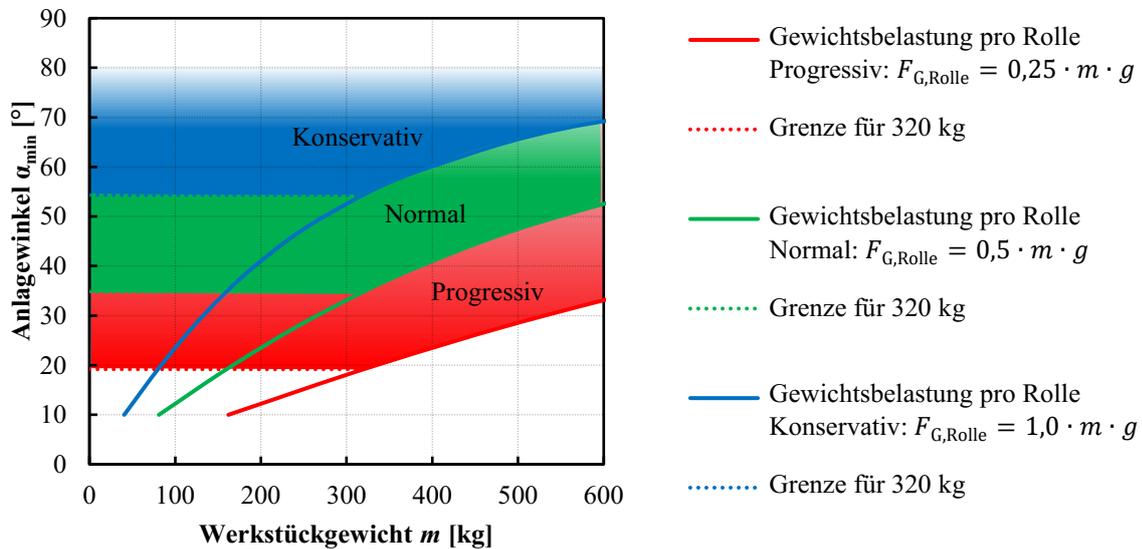


Abb. 6.5 Zusammenhang zwischen dem Werkstückgewicht und dem Anlagewinkel für eine konservative, eine normale und eine progressive Gewichtsverteilung des Werkstücks auf den vier Rollen.

$$F_{\text{hor,C}} = \tan(90^\circ - \alpha_{x,\min}) \cdot \frac{m_{\max} \cdot g}{4} \quad (6.3)$$

6.2.3 3D-Kraftaufnehmer

Die 3D-Kraftaufnehmer werden zur indirekten Kontaktkraftmessung an den vier Kontaktpunkten zwischen Werkstück und Rollen eingesetzt. Die Messung wird als indirekt bezeichnet, da die Sensoren die Lagerkräfte detektieren. Für die vorherrschende quasi-statische Messaufgabe, in drei bzw. zwei Raumrichtungen, eignen sich die verbauten DMS besonders gut. Die Erfahrungen der ATM in der Entwicklung und Anwendung von DMS-basierten Kraftaufnehmern zeigt, dass eine spezielle Taschengemetrie eine stabile Auswertung in einzelne Raumrichtungen begünstigt. Die applizierten DMS werden dabei durch Schubverzerrungen belastet. Nach der Beschreibung der Taschengemetrie wird diese mit Hilfe der FEM für den Messbereich am Modellversuchsstand optimiert.

Ermittlung der optimalen Taschengemetrie

Die nachfolgende Abbildung zeigt eine bewährte (ATM) Taschengemetrie zur DMS Applizierung für einen 2D-Kraftaufnehmer (links) und die herausgeschnittene Taschengemetrie mit den veränderlichen Parametern (rechts).

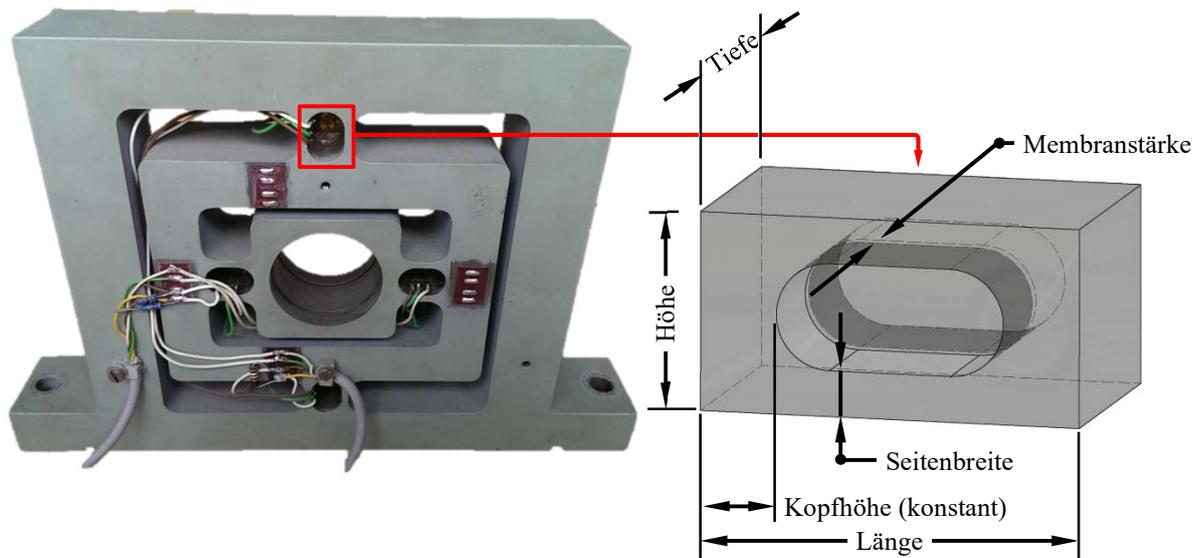


Abb. 6.6 2D-Kraftaufnehmer (links) und Taschengeometrie (rechts).

Um die Funktionsweise der Taschengeometrie zu erläutern, sind in Abb. 6.7 die feste Anbindung der Taschengeometrie am Gehäuse (grün), die Position der angreifenden Belastung (rot) und die Position des DMS auf der Membran (blau) schematisch dargestellt.

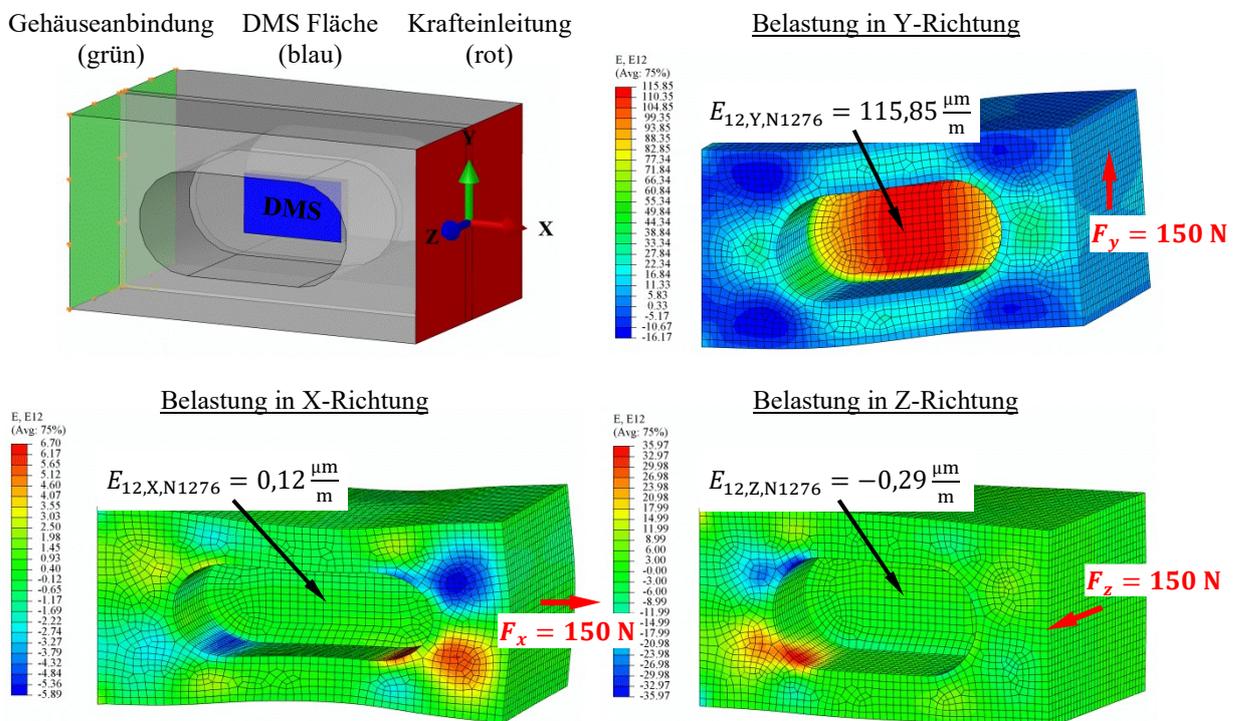


Abb. 6.7 Funktionsweise und beispielhafte Simulationsergebnisse der Taschengeometrie.

Außerdem sind drei FEM Simulationsergebnisse für drei gleich große Belastungen, jeweils in eine der drei Raumrichtungen (X, Y und Z) abgebildet, in denen die Schubverzerrungen in bzw. auf der Membran- bzw. der DMS-Ebene zu sehen sind.

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass die Taschengeometrie gegenüber Belastungen in zwei der drei Raumrichtungen sehr steif und somit unempfindlich aufgebaut ist. Bei einer Nennbelastung von 150 N, die in bevorzugter (gewollter) Belastungsrichtung im Applizierungsbereich des DMS zu einer Schubverzerrungen von $115,85 \frac{\mu\text{m}}{\text{m}}$ führt, wird als Übersprechen in ungewollter Belastungsrichtung nur ca. 0,3 % dieses Wertes erreicht. Für die folgende, iterative Optimierung der Taschengeometrie liegen die in Tab. 6.2 festgesetzten Auswertungskriterien zugrunde.

Bezeichnung	Zeichen	Wert
Maximalkraft	F_{max}	200 N
Minimale Dehnung bei F_{max}	ε_{min}	min. $100 \frac{\mu\text{m}}{\text{m}}$
Auflösung		0,1 % (0,2 N)

Tab. 6.2 Auswertungskriterien zur Taschenoptimierung.

Neben den in Tab. 6.2 angegebenen Auswertungskriterien steht, aufgrund des eingeschränkten Bau- raums im Modellversuchsstand, zum einen eine möglichst kompakte Bauweise und zum anderen eine möglichst steife Geometrie, bezogen auf das Übersprechverhalten, im Vordergrund. Die in Tab. 6.3 angegebenen Parameterwerte stellen die Ergebnisse der iterativen FEM Entwicklung dar und definieren die optimierte Taschengeometrie.

Parameter	Wert [mm]	Tendenz	Abbruchkriterium mit Begründung
Länge (L)	15 mm	<ul style="list-style-type: none"> ▲ Verzerrung E_{12} steigt ▲ Verschiebung U_{ges} steigt ▼ $\frac{E_{12}}{U_{\text{ges}}}$ wird besser 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ $\varepsilon_{\text{min}} > 100 \frac{\mu\text{m}}{\text{m}}$ ✓ $L_{\text{min}} = 15 \text{ mm}$ wegen DMS Größe
Höhe (H)	13 mm	<ul style="list-style-type: none"> ▲ $\frac{E_{12}}{U_{\text{ges}}}$ wird geringfügig besser ▲ Steifer, bezogen auf ungewollte Belastungsrichtung ▼ Dehnung E_{12} steigt 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ $\varepsilon_{\text{min}} > 100 \frac{\mu\text{m}}{\text{m}}$ ✓ $H_{\text{min}} = 13 \text{ mm}$ bei $S = 3 \text{ mm}$

Parameter	Wert [mm]	Tendenz	Abbruchkriterium mit Begründung
Tiefe (T)	16 mm	▲ $\frac{E_{12}}{U_{ges}}$ wird geringfügig besser ▲ Steifer, bezogen auf ungewollte Belastungsrichtung ▼ DMS Applikation wird erleichtert	✓ $\varepsilon_{min} > 100 \frac{\mu m}{m}$ ✓ $T_{max} = 16$ mm kann auf Membran appliziert werden
Seitenbreite (S_B)	3 mm	▲ $\frac{E_{12}}{U_{ges}}$ wird besser ▲ Steifer, bezogen auf ungewollte Belastungsrichtung ▼ Verzerrung E_{12} steigt	✓ $\varepsilon_{min} > 100 \frac{\mu m}{m}$ ✓ $S_{B,min} = 3$ mm aus Stabilitätsgründen
Membranstärke (M)	1 mm	▼ Verzerrung E_{12} steigt deutlich ▼ $\frac{E_{12}}{U_{ges}}$ wird besser	✓ $\varepsilon_{min} > 100 \frac{\mu m}{m}$ ✓ $M_{min} = 1$ mm aus fertigungstechnischen Gründen
▲ Wert des Parameters steigt ▼ Wert des Parameters fällt			

Tab. 6.3 Ergebnisse der Taschenoptimierung.

Anbindung der Taschengeometrie an den Lagersitz

Die optimierten Taschen können nicht direkt am Lagersitz angebracht werden. Grund ist ihre relative Steifigkeit in die zwei jeweilig ungewollten Belastungsrichtungen. Würden alle Taschen direkt am Lagersitz befestigt, verhindern die in ungewollter Belastungsrichtung beanspruchten Taschen eine Bewegung. Da der, in der in bevorzugten Belastungsrichtung beanspruchten Tasche, applizierte DMS, nur unter einer implizierten Bewegung eine entsprechende Dehnung messen und ausgeben kann, wäre die Abhängigkeit der Taschen untereinander zu groß und eine Kraftmessung in drei separierte Raumrichtungen nicht möglich. Die Steifigkeiten der Verbindungselemente, bezogen auf die drei Raumrichtungen, müssen dementsprechend invers zur installierten Taschengeometrie sein. Da diese in zwei der drei Raumrichtungen eher steif ausgeführt ist, ist das, als Rundstab mit geringem Querschnitt, ausgeführte Verbindungselement in zwei Richtungen biegeweich. Während der Entwicklung des 3D-Kraftaufnehmers werden die Verbindungselemente iterativ mit Hilfe der FEM-Software empirisch hinsichtlich Durchmesser und Länge optimiert. Abb. 6.8 zeigt die Geometrie der im Versuchsstand verbauten Verbindungselemente und verdeutlicht die Relevanz der Nachgiebigkeit. Das 3D-CAD Modell des entwickelten Kraftaufnehmers mit den Randbedingungen für die beispielhafte FEM-Simulation zeigt die Verbindungselemente (gelb) im unbelasteten Zustand.

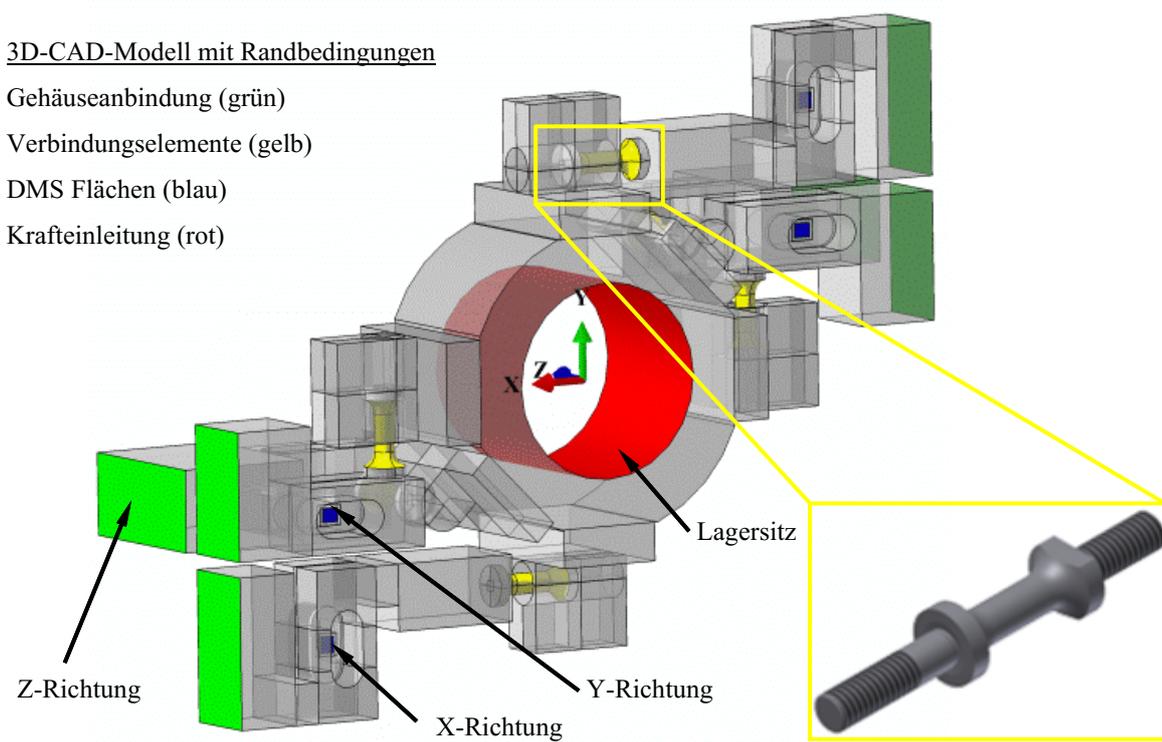


Abb. 6.8 Übersicht des 3D-Kraftaufnehmers mit Randbedingungen für die FEM-Berechnung und gekennzeichneten Verbindungselementen in einer 3D-CAD Darstellung.

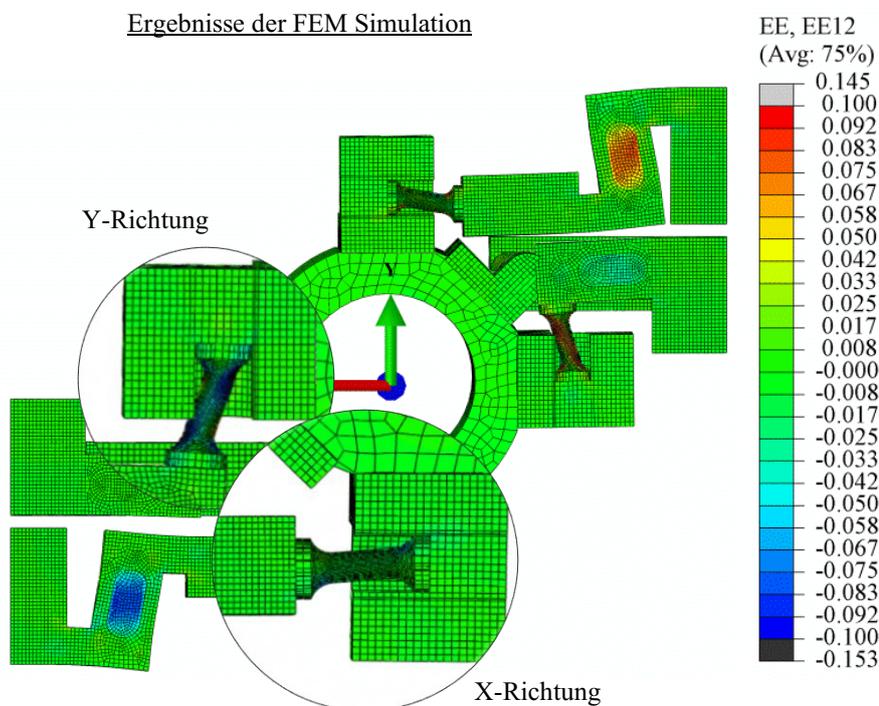


Abb. 6.9 Dehnung in $\mu\text{m pro mm}$ in der XY-Ebene als Ergebnis der FEM-Simulation unter einer am Lagersitz in negativer X-Achsenrichtung angreifenden Kraft von 400 N).

Für die dargestellten Ergebnisse (Abb. 6.9) wurde eine Belastung von 400 N in negativer X-Achsenrichtung am Lagersitz aufgebracht. Das vergrößerte Verbindungselement der X-Achsenrichtung überträgt die durch die anliegende Kraft hervorgerufene Verschiebung fast vollständig zur Taschengeometrie der X-Richtung. Das vergrößerte Verbindungselement der Y-Richtung überträgt hingegen nur eine geringfügige Bewegung auf die Taschengeometrie, da es in biegeweicher Richtung belastet wird. Der leichte, vertikale Versatz des Verbindungselements der X-Richtung kann dadurch begründet werden, dass keine Achsensymmetrie zur X-Achse vorliegt.

Erweiterungsoption 3D-Kraftaufnehmer

Idealerweise übertragen Verbindungselemente zwischen den Taschengeometrien und dem Lagersitz nur eine einzelne isolierte Bewegungsrichtung und sind in die beiden anderen Richtungen entkoppelt. Dies ist mit einer Festkörperverbindung jedoch nicht möglich, sondern erfordert relativ zueinander bewegliche Teile. Dabei ist zusätzlich zu berücksichtigen, dass sich die Messgenauigkeit antiproportional mit der zur Relativbewegung benötigte Kraft verändert. Die am wenigsten reibungsbehafteten Relativbewegungen können durch Roll- oder Fluidkontakte realisiert werden. Für die absolut gesehen sehr geringen Bewegungen (wenige Mikrometer), sind Festkörperwälzkontakte aufgrund der sich bildenden Druckstellen und der erforderlichen Losbrechkraft nicht gut geeignet, vgl. Abb. 6.10, links. Nur durch eine vollständige Trennung der sich relativ zueinander bewegenden Teile, ab einer Relativgeschwindigkeit $v_{\text{rel}} = 0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, kann eine Kraftübertragung in Bewegungsrichtung verhindert bzw. auf die Fluidreibung minimiert werden.

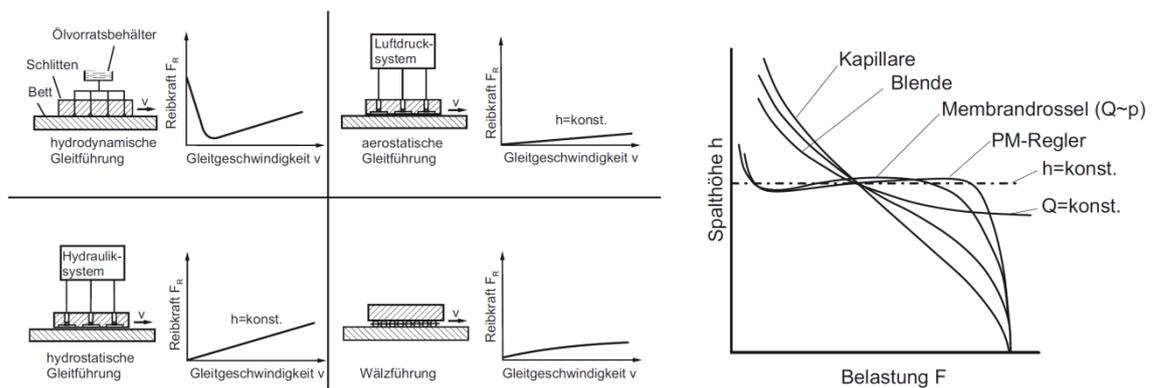


Abb. 6.10 Reibungskennlinie verschiedener Führungsarten (links), Ölspaltveränderung bei verschiedenen Ölvorsorgungssystemen ohne Umgriff (rechts). /WB06/

Die nachfolgende Abb. 6.11 zeigt einen Entwurf für einen 3D-Kraftaufnehmer auf Basis des hydrostatischen Prinzips. Dabei wird der würfelförmige Lagersitz, in dessen Zentrum das zweireihige Pendelkugellager zur Wellenlagerung montiert ist, von fünf Gehäuseplatten mit jeweils aufgebrachtener hydrostatischer Tasche, unter einem hydrostatischen Spalt von $25 \mu\text{m}$, in Position gehalten. Jeweils zwei

Taschen bilden dabei einen Umgriff (zwei Taschen (Druckkammern), die sich gegenseitig beeinflussen/belasten können), wobei die zweite Tasche der Z-Achsenrichtung am zweiten Lager der Wellenlagerung zu finden ist. Um die über den Hydraulikanschluss gespeisten Lagerstellen bei der Kalibrierungsmessung zu belasten, sind Krafteinleitungspunkte vorgesehen.

Mit Hilfe des Hagen-Poiseuille'schen Gesetzes (6.4) /WB06/, welches mit der Abströmbreite b , der Abströmlänge l_A (konstanter Druckabfall über die Länge l_A), der dynamischen Viskosität der strömenden Flüssigkeit η und dem Umgebungsdruck p_0 die Proportionalität zwischen dem Volumenstrom Q , dem hydrostatischen Spalt h und dem Taschendruck p_T angibt, und der effektiven Taschenfläche A_{eff} kann die momentan auf die Tasche wirkende Kraft F_T bestimmt werden.

$$Q = \frac{b \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot l_A} \cdot (p_T - p_0) \quad (6.4)$$

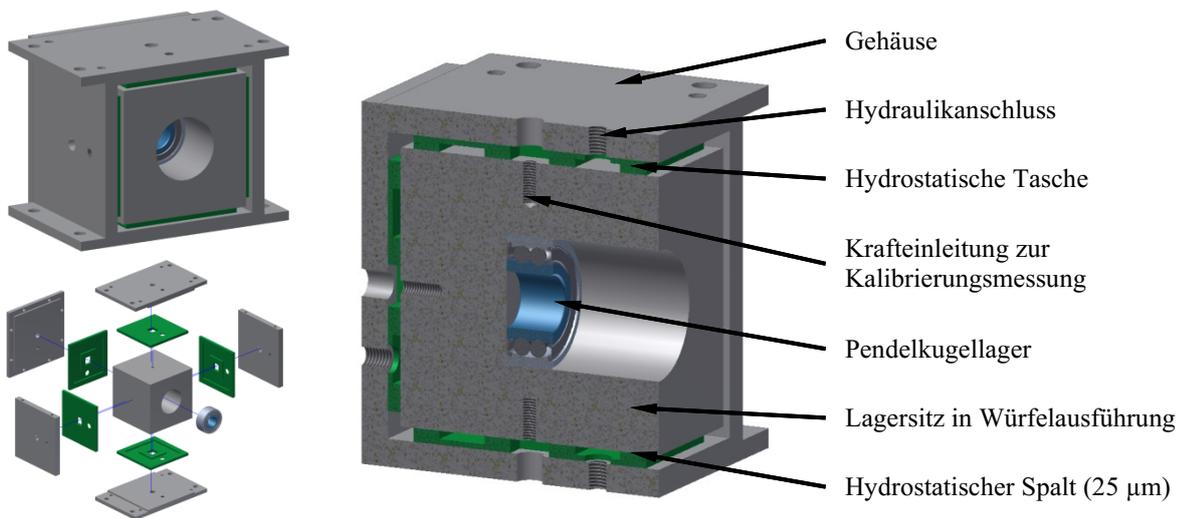


Abb. 6.11 Entwurf eines 3D-Kraftaufnehmers auf Basis des hydrostatischen Prinzips im Zusammenbau (oben links), in einer Explosionsansicht (unten links) und in einer Schnittdarstellung (rechts).

Durch den Einsatz von Progressivmengenreglern erlaubt das hydrostatische Prinzip einen konstanten hydrostatischen Spalt unter veränderlicher Taschenbelastung, vgl. Abb. 6.10 rechts, so dass eine konstante Rollenposition gewährleistet ist.

Von der FEM-Berechnung über die Prototypenauslegung zur Rolleneinheit

Um das Übersprechen der zuvor beschriebenen und verwendeten Festkörperverbindung mathematisch zu verbessern, wird für jedes Entwicklungsstadium (FEM, Prototyp und Rolleneinheit) eine Übergangsmatrix zur Korrektur des Übersprechens aufgestellt. Die Übergangskoeffizienten werden dabei aus der Kalibrierung berechnet und bilden somit lediglich eine lineare Korrektur ab.

Für die Auswertung der FEM-Berechnung wird für jeden Messarm (zwei pro Raumrichtung) der Mittelwert der Schubverzerrungen im DMS-Applikationsbereich gebildet, so dass nach jeder Berechnung sechs Messwerte zur Verfügung stehen, vgl. Tab. 6.4, Abschnitt: Verzerrungen. Zur Kalibrierung ist jede Raumrichtung singular in einer Messung belastet worden, vgl. Tab. 6.4, Abschnitt: Belastungen. Dies führt in Messung A, in der singular mit 200 N in die X-Richtung belastet wird, zu Verzerrungen von ca. $|62,5| \frac{\mu\text{m}}{\text{mm}}$ je Messarm in X-Richtung, ca. $|4,9| \frac{\mu\text{m}}{\text{mm}}$ je Messarm in Y-Richtung und ca. $4,6 \frac{\mu\text{m}}{\text{mm}}$ je Messarm in Z-Richtung. Daraus ergibt sich zum einen das Verhältnis aus der Belastung $F_{X,0,I}$ zur Summe der Beträge der Verzerrungen in der X-Richtung (vgl. Gl. (6.12)) und zum anderen die Summe der Beträge der Verzerrungen in die Y- und Z-Richtung, die dem Übersprechverhalten entsprechen.

		Messung A	Messung B	Messung C
Belastung in [N]	$F_{X,0,I}$	200	0	0
	$F_{Y,0,I}$	0	200	0
	$F_{Z,0,I}$	0	0	200
Verzerrungen in $\left[\frac{\mu\text{m}}{\text{mm}}\right]$	$\varepsilon_{X,0,I,1}(E_{12})$	-62,30	6,86	-1,92
	$\varepsilon_{X,0,I,2}(E_{12})$	63,02	-6,99	-1,92
	$\varepsilon_{Y,0,I,1}(E_{12})$	4,53	-86,78	2,36
	$\varepsilon_{Y,0,I,2}(E_{12})$	-5,24	87,60	2,36
	$\varepsilon_{Z,0,I,1}(E_{23})$	-4,61	-1,40	-61,94
	$\varepsilon_{Z,0,I,2}(E_{23})$	-4,63	-1,38	61,94
Σ in $\left[\frac{\mu\text{m}}{\text{mm}}\right]$	$\Sigma \varepsilon_{X,0,I}$	126,01	-13,85	0,00
	$\Sigma \varepsilon_{Y,0,I}$	-9,77	174,38	0,00
	$\Sigma \varepsilon_{Z,0,I}$	-0,02	0,02	123,88

Tab. 6.4 Kalibrierungsergebnisse der FEM-Berechnung.

Aus den Daten jeweils einer Messung (A, B und C) werden die Geradengleichungen (Gl. (6.5) bis Gl. (6.7)) zur Umrechnung von den Schubverzerrungen in Kräfte aufgestellt.

$$(A) \quad FM_{X,0,I} = 1,5871 \Sigma \varepsilon_{X,0,I} + 0 \quad (6.5)$$

$$(B) \quad FM_{Y,0,I} = 1,1469 \Sigma \varepsilon_{Y,0,I} + 0 \quad (6.6)$$

$$(C) \quad FM_{Z,0,I} = 1,6145 \Sigma \varepsilon_{Z,0,I} + 0 \quad (6.7)$$

Durch eine Umkehrrechnung der zuvor aufgestellten Geradengleichungen und der Rohwerte der jeweiligen Messung auf die anliegende Belastung, wird das Übersprechverhalten, dargestellt durch die

Übergangsmatrix (6.8), deutlich. Die in der Matrix eingetragenen Werte sind bereits vorzeichenbereinigt, so dass zur Korrekturberechnung direkt mit den Summen der Eingangswerte multipliziert werden kann.

$$\begin{aligned} \underline{FMk_{l,0,I}} &= \mathbf{A}_k \underline{FM_{l,0,I}} = \begin{bmatrix} k_{XX} & k_{YX} & k_{ZX} \\ k_{XY} & k_{YY} & k_{ZY} \\ k_{XZ} & k_{YZ} & k_{ZZ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} FM_{X,0,I} \\ FM_{Y,0,I} \\ FM_{Z,0,I} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} 1 & 0,0794 & 0 \\ 0,0775 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} FM_{X,0,I} \\ FM_{Y,0,I} \\ FM_{Z,0,I} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (6.8)$$

Die Matrix zeigt deutlich, dass die Z-Achse bei uniaxialer Belastung gut entkoppelt und damit unabhängig von den beiden anderen Messarmen ist. Das jeweilige Übersprechen von der X- auf die Y-Achse und umgekehrt beträgt ca. 8 %. Unter der Annahme einer rein elastischen, linearen Verformung des 3D-Kraftaufnehmers kann das fehlerhafte Übersprechen durch eine einschrittige Korrekturberechnung auf ein Minimum reduziert werden, vgl. Abb. 6.12.

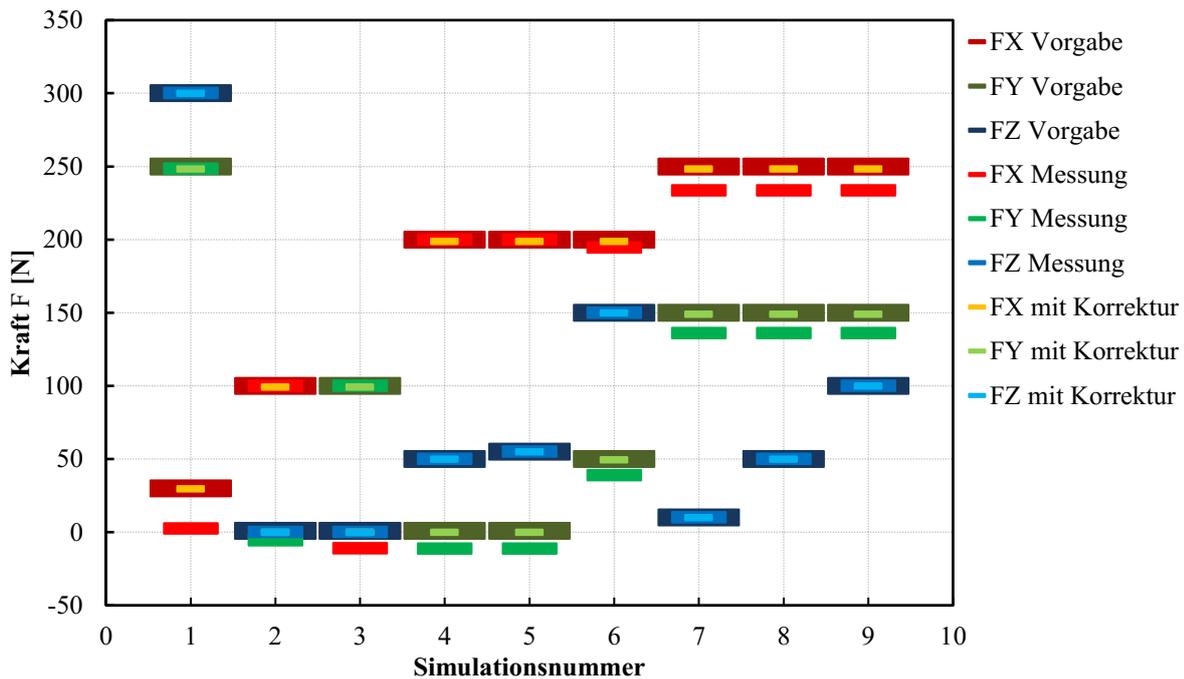


Abb. 6.12 Simulationsergebnisse des 3D-Kraftaufnehmers (FX, FY und FZ Messung) unter unterschiedlichen Belastungen (FX, FY und FZ Vorgabe) im Vergleich zu den Ergebnissen mit Korrekturberechnung (FX, FY und FZ mit Korrektur).

Das Diagramm zeigt neun Simulationsergebnisse für unterschiedliche Belastungen und demonstriert die Funktionsfähigkeit der Übergangsmatrix zur Korrekturberechnung. Aus den Simulationen Nr. 2 und Nr. 3 ist ersichtlich, dass die Kraftmessung in Z-Richtung von einer überlagerten Kraft in X- oder

Y-Richtung nicht beeinflusst wird und, dass der Messwert der X- und Y-Achse durch eine anliegende Kraft in der jeweilig anderen Richtung herabgesetzt bzw. unterschätzt wird. Dass die Simulationsergebnisse durch die Korrekturberechnung deutlich verbessert werden, zeigen besonders die Simulationen Nr. 1, Nr. 6 und Nr. 7 bis Nr. 11. Die betragsmäßig absolute maximale Abweichung sinkt durch die Korrekturberechnung von 27,47 N auf 1,55 N. Die durchschnittliche absolute Abweichung kann von 6,76 N auf 0,76 N reduziert werden.

Für den in Abb. 6.13 (links und mittig) dargestellten Prototyp des 3D-Kraftaufnehmers, welcher zuvor konstruiert, mit FEM Berechnungen untersucht und entwickelt wurde, sind ebenfalls Kalibrierungsmessungen durchgeführt und eine entsprechende Übergangsmatrix aufgestellt worden. Die Funktionsweise der durchgeführten Berechnungen und die dabei mit der Korrekturberechnung erreichte Genauigkeit sind durch den Prototyp bestätigt worden.



Abb. 6.13 Prototyp des 3D-Kraftaufnehmers eingebaut in einem Testgehäuse (links: Außenseite nicht verkabelt, mittig: Innenseite mit applizierten DMS und Verkabelung bis zu den Lötstützpunkten) und eine beispielhafte Rolleneinheit (rechts).

Gegenüber dem Prototyp bzw. dessen FEM-Simulationsergebnissen verfügt eine Rolleneinheit, Abb. 6.13 (rechts), über einen vollständigen 3D-Kraftsensor (festlagerseitig) und einen baugleichen Sensor mit substituierten Z-Achsenkomponenten (loslagerseitig). Bei der Kalibrierung sind die jeweils gleichen Krafrichtungen an Fest- und Loslagerseite (X_1 und X_2 bzw. Y_1 und Y_2) mit Kräften gleicher Größenordnung belastet. Die Kalibrierung der Rolleneinheit 1 wird beispielhaft durch eine Mehrpunktmessung pro Krafrichtung durchgeführt. Die nachfolgende Tab. 6.5 und die Abb. 6.14 zeigen beispielhaft die Messergebnisse zur Kalibrierung der Rolleneinheit 1.

X-Richtung		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7
Krafteinleitung	$F_{X,1,I}$	0	-13,9	-22,9	-44,5	-92,3	-142,5	-190,3
	$F_{X,1,II}$	0	-13,3	-21,2	-40,7	-87,4	-138,3	-184,5
	$\Sigma F_{X,1}$	0	27,2	44,1	85,2	179,7	280,8	374,8
	$F_{Y,1,I}$	0	0	0	0	0	0	0
	$F_{Y,1,II}$	0	0	0	0	0	0	0
	$\Sigma F_{Y,1}$	0	0	0	0	0	0	0
	$F_{Z,1,I}$	0	0	0	0	0	0	0
	$F_{Z,1,II}$	0	0	0	0	0	0	0
	$\Sigma F_{Z,1}$	0	0	0	0	0	0	0
Messung	$FM_{X,1,I}$	2,3	-12,6	-21,8	-43,0	-90,1	-140,6	-188,2
	$FM_{X,1,II}$	0	-13,9	-21,7	-41,7	-88,5	-134,7	-180,9
	$\Sigma FM_{X,1}$	0	28,8	45,8	87,0	180,9	277,6	371,4
	$FM_{Y,1,I}$	0,2	-1,7	-2,9	-5,9	-12,3	-18,4	24,9
	$FM_{Y,1,II}$	2,8	1,3	0,5	-1,8	-6,5	-14,2	-18,8
	$\Sigma FM_{Y,1}$	0	3,4	5,4	10,7	21,8	35,6	46,7
	$FM_{Z,1,I}$	5,0	5,0	5,5	5,9	6,8	7,7	9,1
	$FM_{Z,1,II}$	-3,6	-3,9	-3,9	-4,2	-4,7	-4,7	-5,2
	$\Sigma FM_{Z,1}$	0	0,3	-0,2	-0,3	-0,7	-1,6	-2,5

Tab. 6.5 Kalibrierungsergebnisse der X-Achsenrichtung von Rolleneinheit 1.

Das Diagramm zeigt, dass die Ausgleichsgerade der X-Richtung und die Winkelhalbierenden annähernd deckungsgleich sind (die Abweichung der Ausgleichsgerade X von der Winkelhalbierenden ist ebenfalls in Abb. 6.14 aufgetragen), was die Genauigkeit des Kraftaufnehmers widerspiegelt.

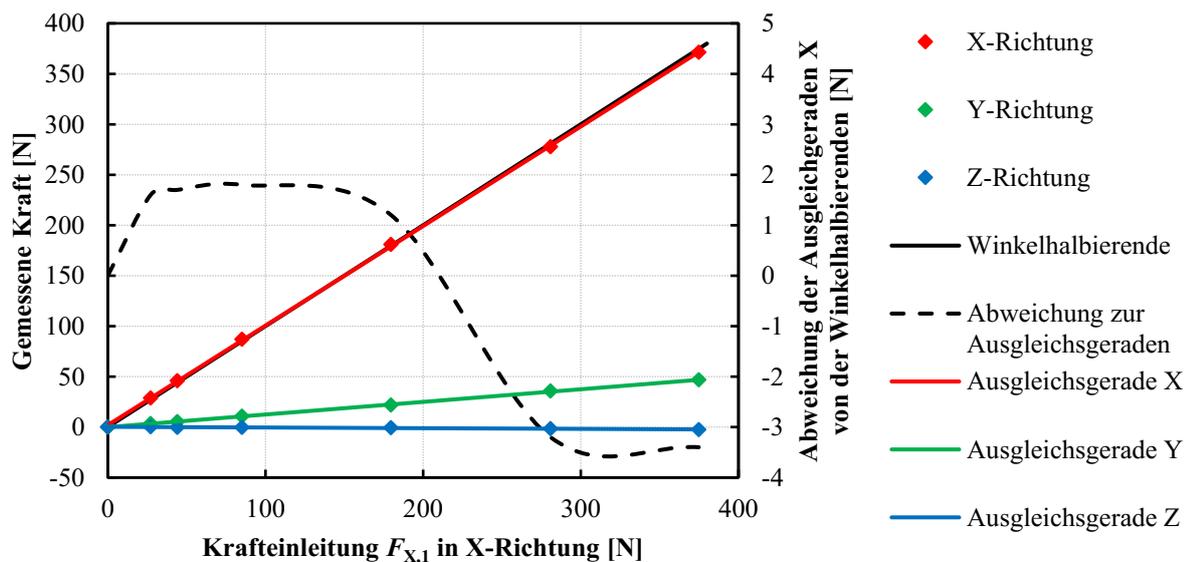


Abb. 6.14 Kalibrierungsmessungen der X-Achsenrichtung am Beispiel von Rolleneinheit 1.

Bei dem Übersprechen von der X- auf die Y- und Z-Achse ist zu erkennen, dass der Fehler in einem nahezu linearen Verhältnis zur eingeleiteten Kraft steht. Aus diesem Grund wird als eine von drei Methoden zur Definition der neun Übergangsfaktoren in der Übergangsmatrix die Bildung einer Geradengleichung herangezogen. Diese wird jeweils durch zwei Messpunkte aufgestellt und fungiert, für alle Übergangsfaktoren mit zwei gleichen Indizes, als Annäherung zur Abweichungsfunktion zwischen gemessener und tatsächlich anliegender Kraft. Für die übrigen Übergangsfaktoren beschreibt die Geradengleichung eine Annäherung für das Maß des Übersprechens von der, durch den ersten Index definierten Richtung, auf die, durch den zweiten Index beschriebenen Richtung. Als zweite und dritte Methode zur Annäherung an eine Abweichungs- (zwei gleiche Indizes) bzw. Übersprechfunktion (zwei unterschiedliche Indizes) werden eine Ausgleichsgerade und ein Polynom dritten Grades gebildet. Die nachfolgenden Diagramme in Abb. 6.15 zeigen die Genauigkeit der Funktionen zur Bestimmung der Übergangsfaktoren in der Übergangsmatrix. Als zusätzliche Referenz zu den drei unterschiedlichen Methoden ist die Abweichung ohne Korrekturfaktoren (Übergangsmatrix entspricht der Einheitsmatrix) aufgetragen. Bei der Krafteinleitung in Z-Richtung werden für den Graph mit der Bezeichnung „Geradengleichungen“ jeweils eine Geradengleichung für den positiven und eine für den negativen Bereich aufgestellt.

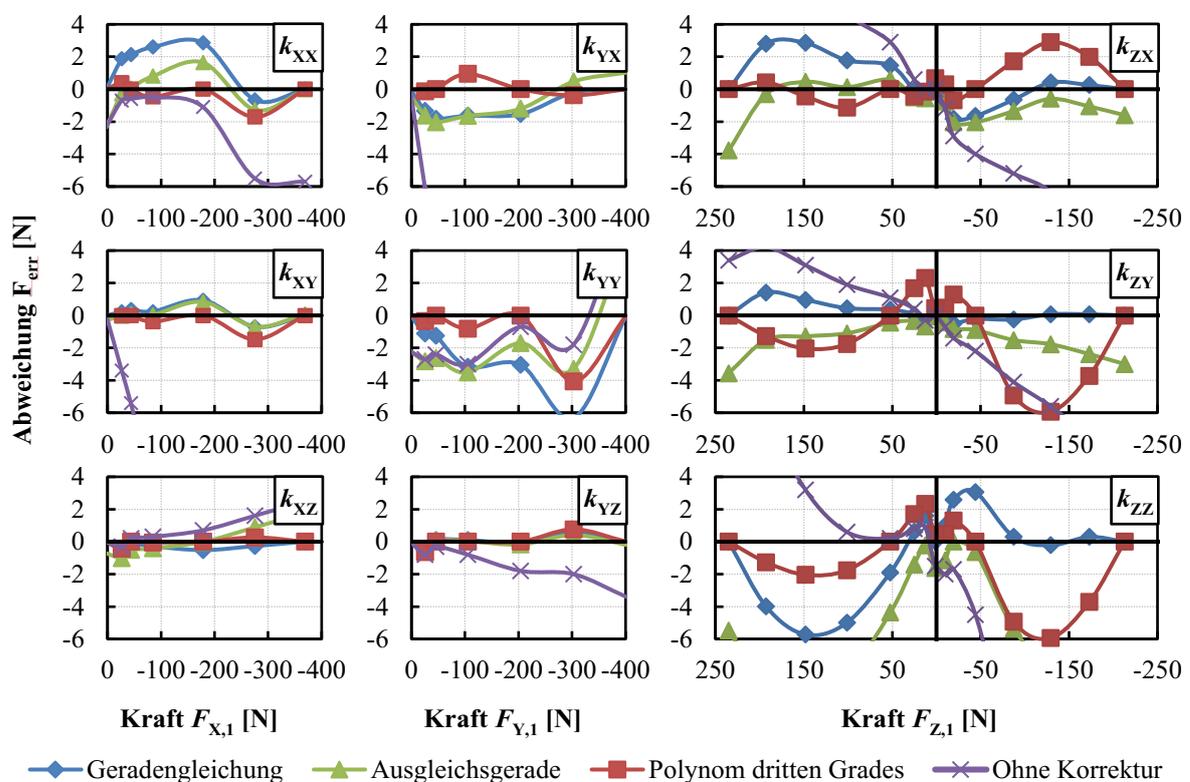


Abb. 6.15 Abweichungs- bzw. Übersprech-Fehlerfunktionen für die Korrekturfaktoren in der Übergangsmatrix, hergeleitet mit drei unterschiedlichen Methoden und dargestellt im Vergleich zur Fehlerfunktion ohne Korrektur.

Wie schon bei der Auslegung mit der FEM, zeigt sich auch bei der kompletten Rolleneinheit, dass eine Korrektur besonders bei den Übergangsfaktoren k_{XY} und k_{YX} erforderlich ist. Da es im Betrieb des Versuchsstandes besonders wichtig ist, die auftretenden Kraftveränderungen aufzunehmen, wird die Ausgleichsgerade zur Bildung der Abweichungs- bzw. Übergangsfunktion für die Korrekturfaktoren ausgeschlossen, da diese einen fehlerhaften Wert im unbelasteten Zustand ausgibt. Im Vergleich zwischen der Methode der Geradengleichung und dem Polynom dritten Grades, hat die Geradengleichung nur in wenigen Fällen (k_{ZY} und k_{ZX} bzw. k_{ZZ} im negativen Belastungsbereich) eine kleine Abweichung. Da sie sich jedoch insgesamt dauerhaft in einem tolerierbaren Abweichungsbereich bewegt und beim Kalibrierungsvorgang, der bei jedem Rollenaustausch wiederholt werden muss, deutlich weniger zeitintensiv ist, sind die in Gl. (6.10) angegebenen Übergangsfaktoren unter Verwendung der Geradengleichung (vgl. Abb. 6.15) ermittelt worden. Die Matrix verfügt über insgesamt 36 Einträge, da die unterschiedlichen Lagerstellen einer Rolleneinheit bei der Kalibrierung einzeln belastet werden. Zunächst zeigt Gl. (6.9) allgemein die Gleichung zur Berechnung der gemessenen, korrekturverbesserten, momentan auf die Rolle wirkenden Kraft $FMk_{l,i}$.

$$\underline{FMk_{l,i}} = \mathbf{A}_i \underline{FM_{l,i,m}^0} \quad (6.9)$$

$$\mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} k_{X,1,I;X,1,I} & k_{X,1,II;X,1,I} & k_{Y,1,I;X,1,I} & k_{Y,1,II;X,1,I} & k_{Z,1,I;X,1,I} & k_{Z,1,II;X,1,I} \\ k_{X,1,I;X,1,II} & k_{X,1,II;X,1,II} & k_{Y,1,I;X,1,II} & k_{Y,1,II;X,1,II} & k_{Z,1,I;X,1,II} & k_{Z,1,II;X,1,II} \\ k_{X,1,I;Y,1,I} & k_{X,1,II;Y,1,I} & k_{Y,1,I;Y,1,I} & k_{Y,1,II;Y,1,I} & k_{Z,1,I;Y,1,I} & k_{Z,1,II;Y,1,I} \\ k_{X,1,I;Y,1,II} & k_{X,1,II;Y,1,II} & k_{Y,1,I;Y,1,II} & k_{Y,1,II;Y,1,II} & k_{Z,1,I;Y,1,II} & k_{Z,1,II;Y,1,II} \\ k_{X,1,I;Z,1,I} & k_{X,1,II;Z,1,I} & k_{Y,1,I;Z,1,I} & k_{Y,1,II;Z,1,I} & k_{Z,1,I;Z,1,I} & k_{Z,1,II;Z,1,I} \\ k_{X,1,I;Z,1,II} & k_{X,1,II;Z,1,II} & k_{Y,1,I;Z,1,II} & k_{Y,1,II;Z,1,II} & k_{Z,1,I;Z,1,II} & k_{Z,1,II;Z,1,II} \end{bmatrix} \quad (6.10)$$

$$\underline{FM_{l,i,m}^0} = \left[FM_{X,1,I}^0 \quad FM_{X,1,II}^0 \quad FM_{Y,1,I}^0 \quad FM_{Y,1,II}^0 \quad FM_{Z,1,I}^0 \quad FM_{Z,1,II}^0 \right]^T \quad (6.11)$$

Hinter jedem Eintrag der Matrix \mathbf{A}_i steht eine Geradengleichung, welche beispielhaft für den ersten Matrixeintrag in Gl. (6.12) dargestellt ist und die zur Verbesserung der Messgenauigkeit führt.

$$k_{X,1,I;X,1,I} = g_{n,i,f;o,j,t} + F_{n,i,f;i,j,t} \frac{1}{FM_{X,1,I}} \quad (6.12)$$

Durch die Korrekturgleichungen wird die Summe der absoluten Abweichung bei 14 durchgeführten Testmessungen an Rolleneinheit 1 mit beliebig aufgebrauchten Kräften von 864 N auf 58 N gesenkt. Die durchschnittliche Abweichung reduziert sich von 20,57 N auf 1,38 N.

Die Abb. 6.16 zeigt neun verschiedene Messungen, die jeweils dreimal wiederholt wurden, um die Wiederholgenauigkeit der Kraftmessung an einer Rolleneinheit zu untersuchen. Aufgrund der ver-

wendeten Kalibriervorrichtung unterliegen auch die anliegenden Kräfte einer geringfügigen Schwankung, wodurch die im Diagramm aufgetragenen Spitz-Tal-Werte als konservativ anzunehmen sind. Die Berechnung der Mittelwerte \bar{x} , \bar{y} und \bar{z} erfolgt nach Gl. (6.13) sowie die Spitz-Tal-Werte Δx , Δy und Δz nach Gl. (6.14).

$$\bar{x} = \frac{\sum_{n=1}^p FMk_{X,i,n}}{p} \quad (6.13)$$

$$\Delta x = FMk_{X,i,\max} - FMk_{X,i,\min} \quad (6.14)$$

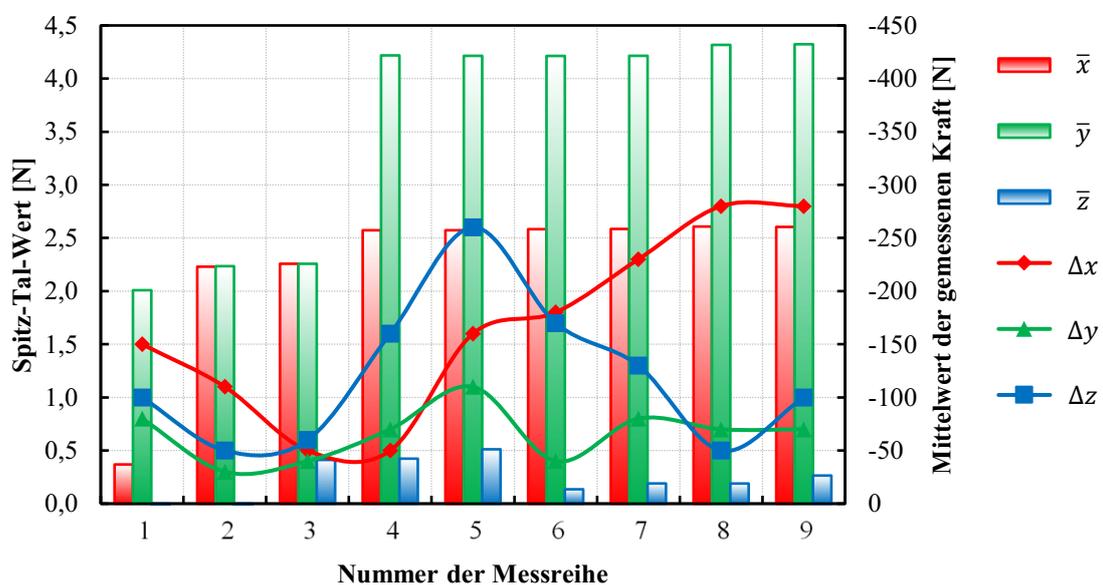


Abb. 6.16 Streuung der Messwerte (Spitz-Tal-Wert) im Vergleich zum Mittelwert der je Krafrichtung gemessenen Kraft von neun unterschiedlichen Messungen die jeweils dreimal wiederholt wurden.

Die Messergebnisse zeigen, dass die maximale Streuung innerhalb von drei Wiederholungen in einer Messreihe ca. 2,8 N betragen (vgl. Abb. 6.16, Messreihe Nr. 8 und Nr. 9), unabhängig von dem Absolutwert der momentan anliegenden Kraft. Damit wird eine akzeptable Wiederholgenauigkeit der Kraftsensoren dokumentiert.

6.2.4 Positionsmessung des Werkstücks

Ursprünglich war zur Bestimmung der Werkstückposition ein Wegsensor geplant, welcher an der Stirnfläche der Werkstücke positioniert werden sollte. Da die Werkstücke nicht alle ideal rund waren und nicht ideal eben an ihrer Stirnfläche, ergaben sich verschiedene Schwierigkeiten. Bei einer nicht idealen Kreisform des Werkstücks, wandert der Kontaktpunkt auf der Wandstärke und kann im ungünstigsten Fall von dieser abrutschen. Dieses Phänomen konnte bereits bei der Untersuchung an der

Rollendrehvorrichtung in Roermond beobachtet werden (vgl. Abb. 2.4, c1) bis c3)). Der Einfluss einer nicht exakt ebenen Stirnfläche, ist bei dieser Sensoranordnung jedoch noch viel entscheidender. Nach einer vollständigen Umdrehung würde der Sensor wieder genau den Anfangswert ausgeben (Voraussetzung: Es liegt keine axiale Driftbewegung vor). Bei dieser ersten Umdrehung fährt der Sensor die Stirnfläche einmal ab und gibt alle Unebenheiten aus. Diese gehen entweder bereits in die Regelung ein oder es muss, um diesen Effekt annähernd herauszufiltern, mindestens eine Umdrehung abgewartet werden, so dass das Höhenprofil der Stirnfläche mit dem eingesetzten Wegsensor gemessen werden kann. Unter Berücksichtigung der Differenz zwischen Anfangs- und Endwert des Wegsensors bei der ersten Umdrehung (entspricht der Drift) muss dann eine Profilkurve erstellt und in der Steuerung hinterlegt werden.

Um dem Einfluss der unrunder und unebenen Stirnfläche zu entgehen, gibt es die Möglichkeit die Driftbewegung an der Außenfläche der Werkstücke zu erfassen. Der optisch messende Bewegungssensor OBS 105 M 30 der Fa. di-soric kann Endlosbewegungen in zwei Achsen detektieren. Die Genauigkeit des Sensors wurde mit einem von di-soric zur Verfügung gestellten Testgerät und einem erstellten Versuchsaufbau im Labor der Universität Siegen verifiziert. Der Sensor wurde im Modellversuchsstand direkt neben einer der vier Rollen angebracht, so dass ein konstanter Abstand zum Werkstück gewährleistet war und eine ovale Form nur einen sehr geringen Einfluss auf die Driftmessung hatte.

Im Einsatz am Modellversuchsstand hat der OBS 105 nicht überzeugt, da sich dieser nicht genau genug parallel zur Rotationsrichtung ausrichten ließ, damit sichergestellt werden konnte, dass die Rotationsbewegung des Werkstücks vom Sensor nicht als Driftbewegung fehlinterpretiert wird. Aus diesem Grund arbeiten die zur automatisierten Steuerung des Versuchsstandes verwendeten Algorithmen mit dem Wegsensor, der die Driftbewegung des Werkstücks an dessen Stirnseite misst.

6.3 Steuerungskomponenten und dessen Aufbau

Die nachfolgende Abb. 6.17 zeigt einen schematischen Überblick über die im Modellversuchsstand verbauten Steuerungskomponenten und deren Verbindungsstruktur.

Das Herzstück ist die speicherprogrammierbare Steuerung. Hier laufen alle Informationen zusammen und werden während des Betriebs verarbeitet. Über die analogen und digitalen Eingangsmodule der Steuerung werden direkt Daten von den Komponenten der Rollendrehvorrichtung (Wegsensoren, Motoren der Antriebs- sowie Positionierungsachsen etc.) eingespeist. Zusätzlich werden in der SPS die

Signale der insgesamt 96 DMS aufgenommen, nachdem diese durch mehrere Verstärker aufbereitet sind.

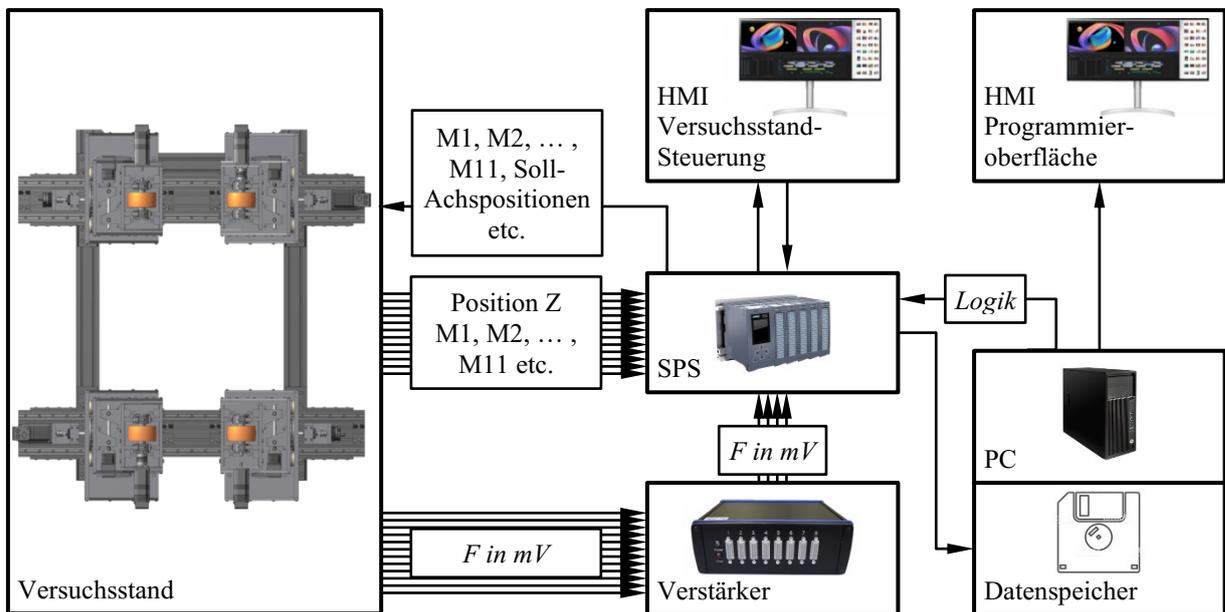


Abb. 6.17 Überblick der Steuerungskomponenten bzw. der Peripherieteile des Versuchsstandes und deren Daten- und Informationsfluss.

Die Programmierung der Logik (des Gehirns) der SPS findet vollständig außerhalb der SPS im TIA-Portal statt. Ursprünglich war eine Onlineverknüpfung zwischen Matlab Simulink, dem TIA-Portal und der SPS geplant, so dass die visualisierte Programmieroberfläche von Matlab Simulink benutzt und Daten direkt verarbeitet und gespeichert hätten werden können. Es konnte jedoch, selbst mit der Unterstützung von Siemens, keine stabile Verknüpfung hergestellt werden.

Zusätzlich zu der Logik, ist auch die Bedienoberfläche des Human-Machine Interface (HMI) zur Steuerung des Versuchsstandes im TIA-Portal designt und verknüpft worden. Zur Beschreibung der Funktionsweise des Versuchsstandes werden die nachfolgenden drei Betriebsmodi bzw. Programmoberflächen näher betrachtet:

- Automatik
- Hand
- Referenzieren

6.3.1 Handbetrieb

Die nachfolgende Abb. 6.18 zeigt die Bedienoberfläche im Betriebszustand „Hand“, der zuvor im übergeordneten Auswahlfenster der Versuchsstandsteuerung ausgewählt wird.

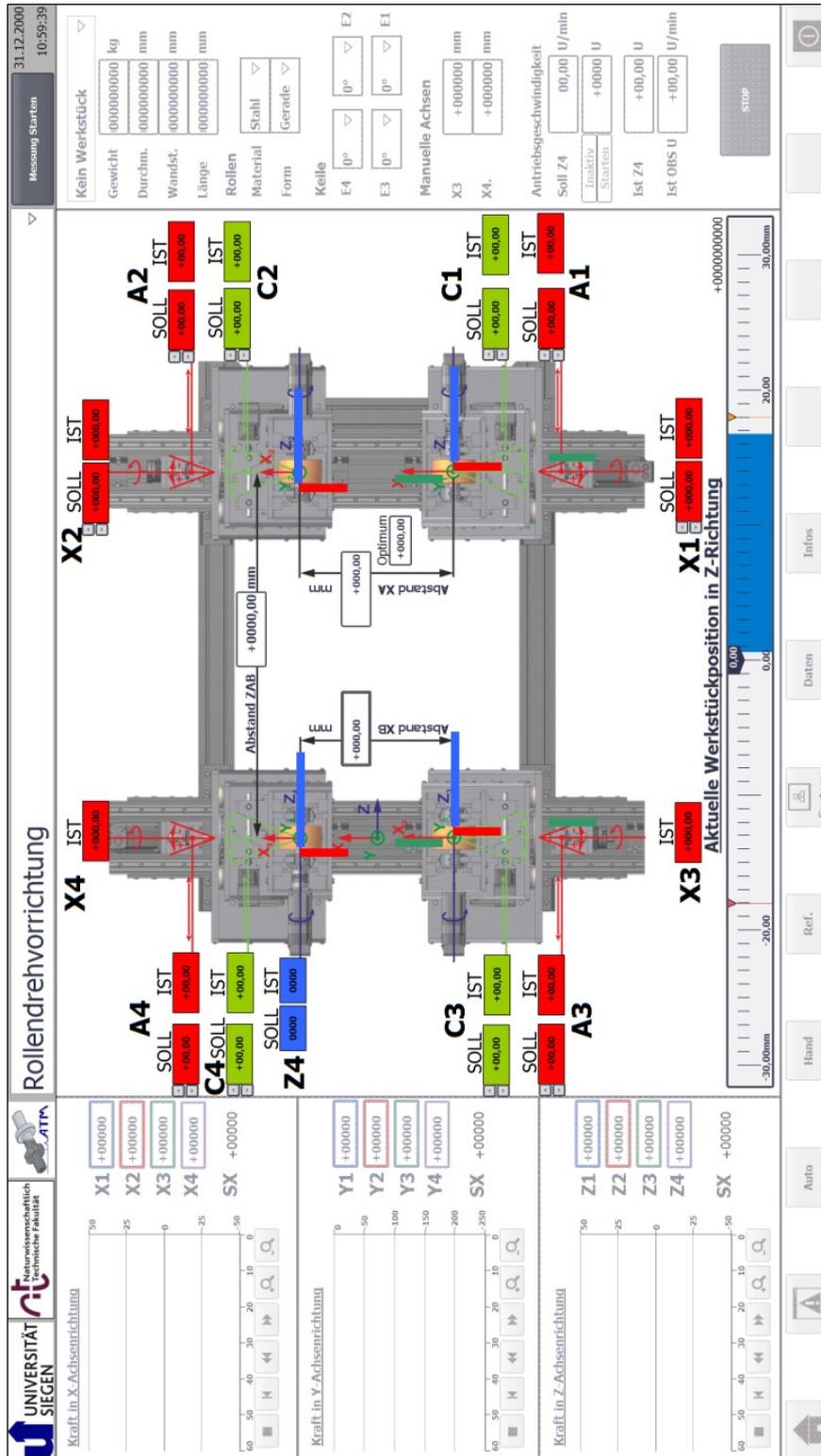


Abb. 6.18 Oberfläche des HMI für den Betriebszustand „Hand“.

Die Übersicht im Handbetrieb ist in vier Bereiche aufgeteilt. Im Zentrum ist der Versuchsstand im 3D-Modell dargestellt. Zusätzlich zur Geometrie sind die insgesamt 13 beweglichen Achsen eingezeichnet, so dass die jeweils positive und negative Bewegungsrichtung zu erkennen ist. Neben den Ausgabefeldern der IST-Positionen gibt es, auch für die elf motorisch angetriebenen Achsen, ein Eingabe-

feld für die SOLL-Positionen. Mit diesen können entweder per Mausklick schrittweise oder durch eine Zahleneingabe und Bestätigung durch die Eingabetaste die Achsenpositionen verändert werden. Die IST-Positionen der beiden manuellen X3- und X4-Achsen müssen, ebenso wie der Abstand der beiden Rollenböcke (Abstand ZAB) zueinander, manuell eingegeben werden. Die aktuelle Werkstückposition wird im unteren Bildbereich sowohl betragsmäßig ausgegeben als auch visualisiert.

Im rechten Teil des HMI für den Betriebszustand „Hand“ sind weitere Eingaben erforderlich. Über das Drop-Down-Menü wird eines der hinterlegten Werkstücke ausgewählt, wodurch die Werkstückdaten automatisch übernommen und angezeigt werden. Zusätzlich müssen die momentan im Versuchsstand verbauten Rollen und Keile definiert sein. Diese Angaben sind besonders für die Vollständigkeit der automatisierten Datenaufzeichnung von Bedeutung, um anschließend die Versuchsergebnisse, auf Grundlage der vorherrschenden Versuchsbedingungen, richtig interpretieren zu können. Die Datenaufzeichnung wird mit dem Button „Messung Starten“ ausgelöst. Die Antriebsgeschwindigkeit wird im Eingabefeld „Soll Z4“ in Werkstückumdrehungen pro Minute vorgegeben und kann auf eine bestimmte Anzahl an Umdrehungen begrenzt werden. „Ist Z4“ und „Ist OBS U“ sind reine Ausgabeflächen, in denen die Ist-Position der Antriebsachse und der Wert in Werkstückumfangsrichtung des berührungslosen Zwei-Wege-Sensors OBS 105 ausgegeben werden.

Im linken Bildbereich werden die in den letzten 60 Sekunden jeweils für die drei Raumrichtungen, an den vier Rollen anliegenden Kräfte, in einem fortlaufenden Diagramm dargestellt. Die einzelnen Werte der insgesamt zwölf Kraftkanäle, welche neben den Diagrammen angezeigt werden, sind zusätzlich durch Balken in der zentralen Darstellung des Versuchsstandes visualisiert. Für jede der drei Raumrichtungen (X-, Y- und Z-Richtung) wird außerdem die aktuelle Summe berechnet und ausgegeben. Die Butten im unteren Teil dienen, genauso wie das Drop-Down-Menü oben mittig, zur Navigation zwischen den einzelnen Oberflächen des HMI.

6.3.2 Automatikbetrieb

Die Oberfläche des HMI für den Betriebszustand „Automatik“ (Abb. 6.19) unterscheidet sich nur im mittleren Bildbereich vom zuvor beschriebenen Betriebszustand „Hand“, so dass sich der Bediener weiterhin in einer vertrauten Umgebung befindet.

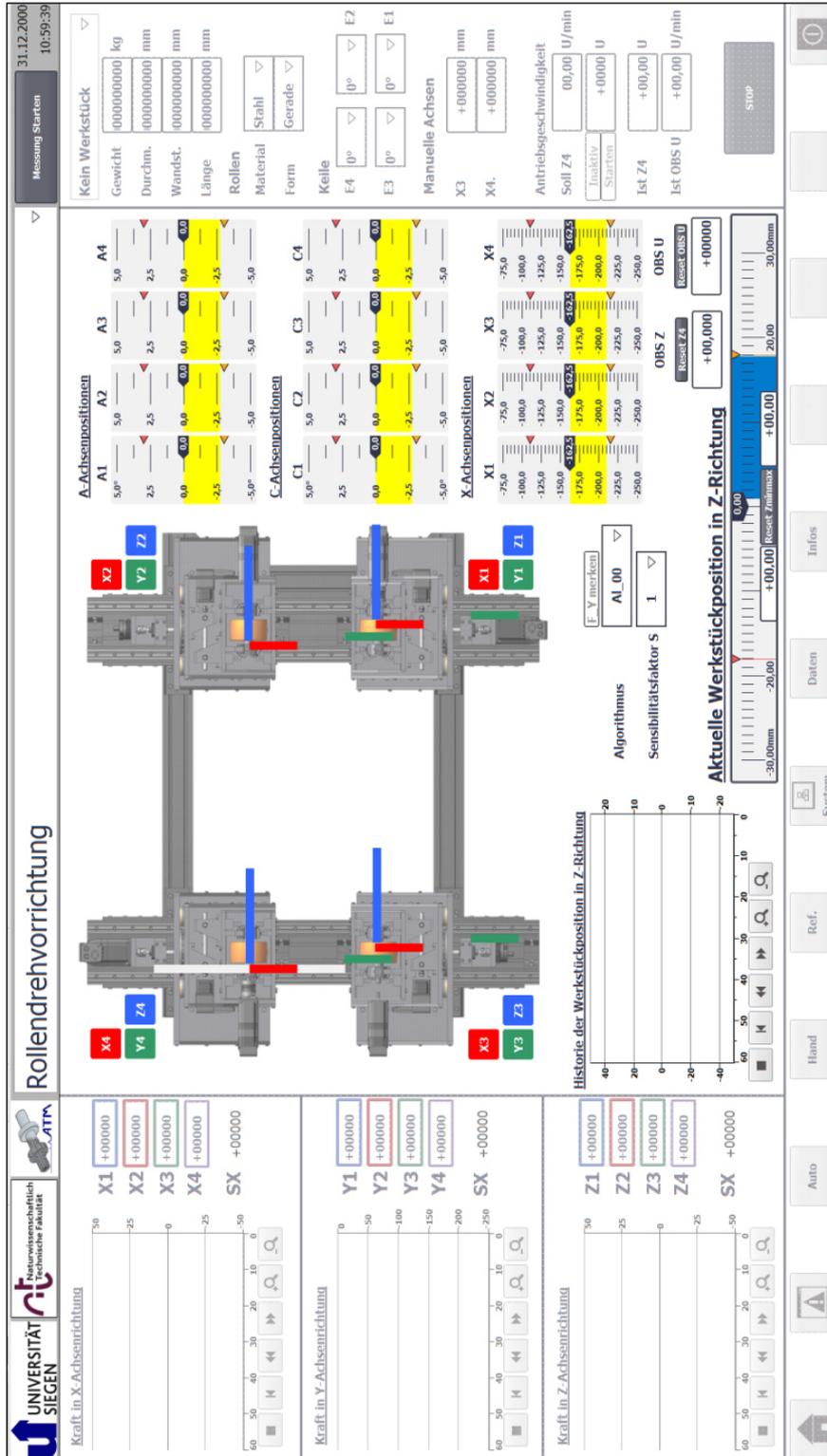


Abb. 6.19 Oberfläche des HMI für den Betriebszustand „Automatik“.

Beim Vergleich der beiden Betriebszustände wird deutlich, dass die Eingabefenster im Handbetrieb durch übersichtliche Anzeigen im Automatikbetrieb ersetzt worden sind. Statt jeweils zwei Feldern für den SOLL- und IST-Wert, werden die Positionierungsachsen durch Ein-Achs-Diagramme dargestellt. Die Anzeige für die aktuelle Werkstückposition hat zwei neue Features. Durch die Anzeige des Min-

und Max-Wertes wird die maximale Amplitude der Werkstückdriftbewegung deutlich und es gibt zusätzlich ein Diagramm mit der Historie der Werkstückposition in Z-Richtung. Neben der Eingabe der Grunddaten im rechten Teil, wird vom Bediener lediglich die Angabe des gewünschten Algorithmus mit dem zu verwendenden Sensibilitätsfaktor verlangt.

Die angezeigten Balken der vorherrschenden Kräfte im zentralen Bild können durch den Bediener einzeln ein- und ausgeblendet werden. Damit wird die Anzeige für den Bediener auf den derzeit ausgewählten Algorithmus fokussiert. Infos zu den einprogrammierten Algorithmen oder der Wirkung des Sensibilitätsfaktors (vgl. Abschnitt 7.3) sind auf der Oberfläche „Infos“ hinterlegt.

6.3.3 Referenzieren

Da die automatisierten Positionierungsachsen aus Kostengründen nicht über ein paralleles Messsystem oder über Endschalter verfügen, erfolgt die Referenzierung der Achsen zueinander durch das Einstecken von Kegelstiften. Dafür wird die Rollendrehvorrichtung vor Beginn des ersten Versuchs mit Hilfe entsprechender Messmittel komplett ausgerichtet. Diese Position definiert in allen Rotationsachsen (vier A- und vier C-Achsen) die Nullpositionen und die Inkrementalgeber werden entsprechend resettet. Anschließend wird jede einzelne Achse mit Hilfe der Pfeiltasten (siehe Abb. 6.20) so positioniert, dass der Kegelstift in idealer Passung gesteckt werden kann. Die mit diesem Verfahren festgestellten Positionen sind in Abb. 6.20 als Sollpositionen angegeben. Damit können die Achsenpositionen jederzeit überprüft und gegebenenfalls neu kalibriert werden.

Diese Überprüfung wird nötig, wenn die IST-Position einer Achse nicht mit der SOLL-Position übereinstimmt, obwohl der Kegelstift in maximaler Tiefe steckt. Mit den Schaltflächen „jetzt Referenzieren“ wird die IST-Position der entsprechenden Achse mit dem Wert der SOLL-Position überschrieben und ist, gemäß der ursprünglich als Nullposition ausgemessenen Position, kalibriert.

Für die X1- und X2-Achse werden die Endanschläge äquivalent zu den Kegelstiften der Rotationsachsen genutzt. Dabei ist besondere Vorsicht beim Anfahren der Endlagen geboten. Als Abhilfe kann die Feinpositionierung der entsprechenden Endposition händisch durchgeführt werden.

31.12.2000
10:59:39

Messung Starten

Rollendreihvorrichtung

System

Daten

Infos

Ref.

Hand

Auto

Home

Achse	Letzte Referenz.	SOLL	IST	Neu Referenzieren
A1	31.12.2000 10:59:39	+0,47	+00,00	A1 jetzt Referenzieren
A2	31.12.2000 10:59:39	+0,65	+00,00	A2 jetzt Referenzieren
A3	31.12.2000 10:59:39	+0,77	+00,00	A3 jetzt Referenzieren
A4	31.12.2000 10:59:39	+0,33	+00,00	A4 jetzt Referenzieren
C1	31.12.2000 10:59:39	+0,65	+00,00	C1 jetzt Referenzieren
C2	31.12.2000 10:59:39	+0,68	+00,00	C2 jetzt Referenzieren
C3	31.12.2000 10:59:39	+0,90	+00,00	C3 jetzt Referenzieren
C4	31.12.2000 10:59:39	+0,54	+00,00	C4 jetzt Referenzieren
X1	31.12.2000 10:59:39	+212,02	+000,00	X1 jetzt Referenzieren
X2	31.12.2000 10:59:39	+212,18	+000,00	X2 jetzt Referenzieren

Durch drücken von "Jetzt Referenzieren" wird die aktuelle Position gleich Null gesetzt!
 Die angegebenen Referenzpositionen sind die Achsenstellungen bei denen der Balzen gesteckt werden kann.

Abb. 6.20 Oberfläche des HMI für den Betriebszustand „Referenzieren“.

6.4 Einbindung von Monitoring- und Regelungskonzepten für den Modellversuchsstand

Die im Betriebszustand „Automatik“ auswählbaren Algorithmen sind in einem Operationsbaustein der SPS implementiert. Die Übersicht der programmierten Regelungsalgorithmen inklusive der jeweils verwendeten Steuerungsinstrumente und deren Regelungsparameter befindet sich in Tab. 7.2 in Abschnitt 7.3.

Insgesamt stehen als Steuerungsinstrumente die zwölf im Modellversuchsstand verbauten Positionierungsachsen (vier A-Achsen, vier C-Achsen und zwei X-Achsen) und als Regelungsparameter die Kraftsensoren an den Rollen und der Wegsensor zur Überwachung der Werkstückposition in Rotationsachsenrichtung (Z-Richtung) zur Verfügung. Bei allen implementierten Regelungsalgorithmen verfügt jede der zwölf genannten Achsen über einen eigenen Regelkreis. Sofern die jeweilige Achse als Steuerungselement genutzt wird, ist ein proportionaler Regler (P-Regler) in den Regelkreis integriert. Die nachfolgende Abb. 6.21 zeigt einen allgemeinen Regelkreis bestehend aus der Führungsgröße $w(t)$ (Sollwert), der gemessenen Regelgröße $y(t)$, der Regelabweichung $e(t) = w(t) - y(t)$ als Differenz aus Soll- und Istwert, dem Regler, der Stellgröße $u(t)$, dem Stellglied bzw. Aktor, die Ausgangsgröße des Stellglieds $u_p(t)$, dem Prozess, der Störung $d(t)$, dem Messglied bzw. Sensor und der Regelgröße $y_p(t)$.

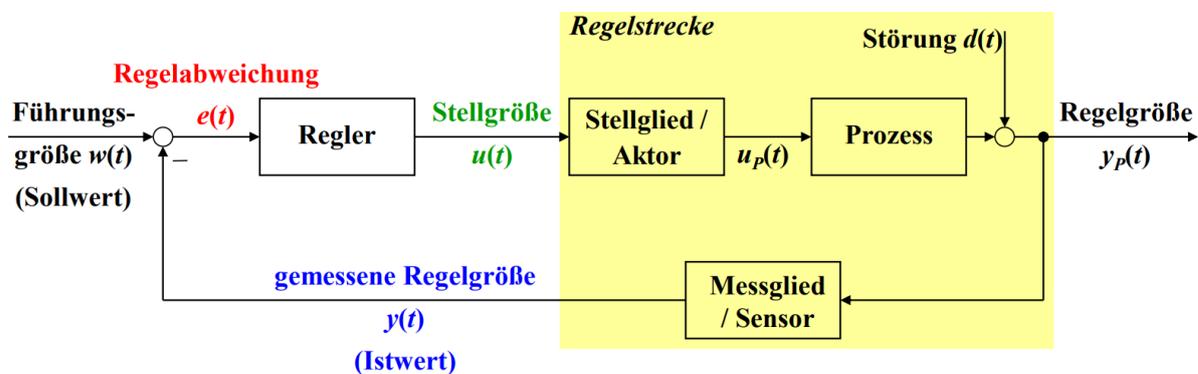


Abb. 6.21 Allgemeine Darstellung eines Regelkreises./Nel20/

Den nicht angesteuerten A- und C-Achsen wird ein fester Wert (i.d.R. 0°) zugeordnet, womit diese in einer neutralen Position stehen und möglichst keinen Einfluss auf die Driftbewegung des Werkstücks ausüben. Die nicht angesteuerten X-Achsen werden, abhängig vom jeweiligen Werkstückdurchmesser in ihre neutrale Position gefahren, welche einem Winkel von 30° zwischen der Senkrechten und dem Lot von der Werkstückrotationsachse auf den Berührungspunkt der Rollen entspricht.

Bei dem beispielhaft ausgewählten Algorithmus Al_{40} werden alle C-Achsen als Steuerungsachsen eingesetzt. Der Algorithmus ist aktiv, wenn Al_{40} im Drop-Down-Menü der Bedienoberfläche des Automatikbetriebs ausgewählt ist und zusätzlich die Rotation der Z4-Achse ungleich Null ist. In diesem Zustand werden alle A-Achsen auf ihre jeweilige Nullposition (neutrale Position) gefahren. Die C1-, C2- und C3-Achsen verstellen sich in Abhängigkeit von der jeweiligen Kraft in Z-Richtung, während die C4-Achse in Abhängigkeit von der Werkstückposition in Rotationsachsenrichtung positioniert wird. Die verschiedenen Elemente der Regelkreise sind in der nachfolgenden Tabelle aufgeführt, wobei die Drehrichtung und Faktoren zur Vorzeichenumkehr nicht berücksichtigt sind. Der Sensibilitätsfaktor S und die Grobfaktoren $GF-AC$ und $GS-AC$ werden in Abschnitt 7.3 näher erläutert.

Regelkreiselement	C1-, C2- und C3-Achse	C4-Achse
$w(t)$	$\sum F_{Zi}(t) = 0, t = 0$	"M5/10"(t) = 0, t = 0
$y(t)$	$\sum F_{Zi}(t)$	M5/10(t)
$e(t)$	$\sum F_{Zi}(0) - \sum F_{Zi}(t)$	M5/10(0) - "M5/10"(t)
Regler	P-Regler	
$u(t)$	$e(t) \cdot S \cdot "GF-AC"$	$e(t) \cdot S \cdot "GS-AC"$
$d(t)$	z.B. Werkstückungenauigkeiten (äußere Schweißnähte, Unrundheiten etc.)	

Tab. 6.6 Regelkreis der C-Achsen im Algorithmus Al_{40}

Bei einer positiven Rotation der Z4-Achse wird die C1-Achse auf den Wert des Produkts aus dem eingestellten Sensibilitätsfaktor, dem Grobfaktor $GF-AC$ und der Summenkraft F_{Z1} in Grad eingestellt, wobei die Berechnung in einem Zyklus von 0,5 Sekunden erfolgt. Für die Achsen C2 und C3 erfolgt die Berechnung entsprechend mit den Summenkräften F_{Z2} und F_{Z3} ergänzt mit dem Faktor -1 . Für die Positionierung der C4-Achse berechnet sich die Achsenposition aus dem Produkt des Sensibilitätsfaktors, dem Grobfaktor $GS-AC$ und dem Messwert des Wegsensors M5/10. Die X-Achsen sollten schon vor dem Einlegen des Werkstücks in die Rollendrehvorrichtung auf die für das Werkstück optimale Position eingestellt sein. Bei der Verwendung der 30° -Keile liegen die Rotationsachse des Werkstücks, der Kontaktpunkt zwischen Rolle und Werkstück und die Rotationsachse der Rolle auf einer Geraden.

Zusätzlich zu der Möglichkeit die Algorithmen im Betrieb über den Sensibilitätsfaktor zu beeinflussen, werden zwischen den Versuchsreihen, bzw. zwischen den Testläufen innerhalb einer Versuchsreihe, die Zykluszeiten variiert, da diese einen erheblichen Einfluss auf die Funktionsweise und die Stabilität der implementierten Regelungen haben können. Die Stabilität eines Reglers kann über einen integralen Anteil (I-Glied) realisiert werden. Da die Drehgeschwindigkeiten von schweren Körpern

auf Rollendrehvorrichtungen sehr klein sind ($\ll 1 \frac{U}{min}$) wird der Einfluss der Zykluszeit auf die Regelung hier separat für die einzelnen Versuchsreihen (Tab. 7.1) untersucht.

7 Versuche am Modellversuchsstand

In dieser Arbeit sind grundlegende Zusammenhänge des mechanischen Systems einer Rollendrehvorrichtung und der entstehenden Driftbewegung beim Rotieren von rotationssymmetrischen Bauteilen hergeleitet worden. Einige analytische Gesetzmäßigkeiten zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen der durchgeführten Mehrköpersimulationen. In Kapitel 7 werden diese Ergebnisse, neben verschiedenen durchgeführten Vorversuchen, in ausgewählten Versuchseinstellungen verifiziert. Dabei werden die an den insgesamt acht Lagerstellen der Rollenachsen auftretenden Kräfte, die Achspositionen der zehn automatisierten Positionierungsachsen und die geometrische Grundausrichtung, inkl. der zwei manuellen Positionierungsachsen, aufgezeichnet und ausgewertet.

Das Driftverhalten eines Werkstücks auf einer Rollendrehvorrichtung ist neben der mechanischen Ausrichtung, im Wesentlichen durch die Rotationsgeschwindigkeit, das Werkstückgewicht, die Werkstückverformung als Folge des Werkstückeigengewichts und den Reibungsverhältnissen, welche wiederum stark abhängig von der Bauteil- und der Rollenoberfläche bzw. dessen Materialien sind, abhängig. Neben der Variation einiger der genannten Eigenschaften des Systems, werden besonders auch unterschiedliche Regelungseinstellungen untersucht und die Ergebnisse hinsichtlich deren Auswirkungen interpretiert. Sowohl die Zykluszeit des Regelungsalgorithmus als auch der Regelungsparameter sind von entscheidender Bedeutung.

Die Tab. 7.1 listet, benennt und beschreibt die nachfolgend analysierten Versuche, die am Modellversuchsstand durchgeführt wurden.

Versuch	Beschreibung	Ziel
I	MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V008 Mehrmaliges Auflegen des Werkstücks	Ermittlung der Wiederholgenauigkeit der Gewichtskraftmessung und Bestimmung der prozentualen Abweichung vom Sollwert.
II	MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V011 Alle Achspositionen sind auf null gestellt	Experimenteller Nachweis, dass bei einer idealen Rollendrehvorrichtung
III	MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V021 Rolleneinheit 3 so manipuliert, dass die Driftbewegung nahezu null ist	keine Driftbewegung auftritt.

Versuch	Beschreibung	Ziel
IV	MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V021 Extreme A-Achsenpositionen bei Vorwärts- und Rückwärtslauf	Erzeugung einer gleichgerichteten Driftbewegung unabhängig von der Rotationsrichtung des Werkstücks
V	MOD_RM02_RF02_K01_W01_RA04_V002 Variation der C-Achsenstellung	Vergleich der Wirkungskraft von A- und C-Achsen
VI	MOD_RM02_RF02_K01_W01_RA04_V004 Variation der A-Achsenstellung	
VII	MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V010 Variation der X1- und X2-Achsenpositionen	Vergleich eines Höhenunterschieds von zwei Rollenböcken mit der Variation der A-Achsenstellungen
VIII	MOD_RM02_RF02_K01_W01_RA04_V014	Einfluss des Werkstückgewichts auf die Regelungsgeschwindigkeit
IX	MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V014 Variation der Werkstückgewichte	
X	MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V012 C1- und C2-Achsenansteuerung	Test des Regelungsalgorithmus AI_23
XI	MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V013 C1- und C2-Achsenansteuerung und C3-Achse als Störgröße	Test des Regelungsalgorithmus AI_23 mit Störgröße
XII	MOD_RM02_RF02_K01_W01_RA04_V012 C1- und C2-Achsenansteuerung bei geringerem Werkstückgewicht	Test des Regelungsalgorithmus AI_23
XIII	MOD_RM01_RF01_K01_W01_RA04_V001	Ermittlung der stirnseitigen Werkstückoberfläche
XIV	MOD_RM02_RF02_K01_W01_RA04_V003	Ermittlung des Einflusses der Positionen der Steuerungsachsen
XV	MOD_RM02_RF02_K01_W01_RA04_V009	
XVI	MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V003	Vergleich zwischen C1- und C2-Achsenansteuerung und C1- und C3-Achsenansteuerung
XVII	MOD_RM02_RF02_K01_W02_RA04_V009	
XVIII	MOD_RM02_RF02_K01_W01_RA04_V016 Kraft in Z-Richtung als Regelungsgröße der C-Achsenansteuerung	Test des Regelungsalgorithmus AI_08
XIX	MOD_RM02_RF02_K01_W01_RA04_V017 Summe der Kraft in Z-Richtung als Regelungsgröße für die C-Achsenansteuerung	Test des Regelungsalgorithmus AI_08 mit neuem Regelungsparameter
XX	MOD_RM02_RF02_K01_W01_RA04_V018	Test des Regelungsalgorithmus AI_10
XXI	MOD_RM02_RF02_K01_W01_RA04_V020 Kraft in Y-Richtung als Regelungsgröße für eine oder mehrere C-Achsen	

Tab. 7.1 Kurzbeschreibung der am Modellversuchsstand durchgeführten Versuche.

7.1 Vorversuche am Modellversuchsstand

Im Versuch I (Tab. 7.1) wird das Werkstück 2, mit einem Gewicht von 318 kg, während einer durchlaufenden Messung mehrmals hintereinander in den Versuchsstand eingelegt bzw. auf die Rollen aufgelegt und wieder angehoben, um zu validieren, wie wiederholgenau die Erfassung der Gewichtskraft ist und um die durchschnittliche Differenz zwischen Soll- (tatsächlicher) und Ist- (gemessener) Gewichtskraft ist.

Die Abb. 7.1 zeigt die entsprechenden Versuchsergebnisse. Dargestellt sind die aufgenommenen Kräfte in Y-Richtung des jeweiligen Rollenkoordinatensystems. Dabei sind die Werte der Kraftaufnehmer von Los- und Festlager bereits summiert.

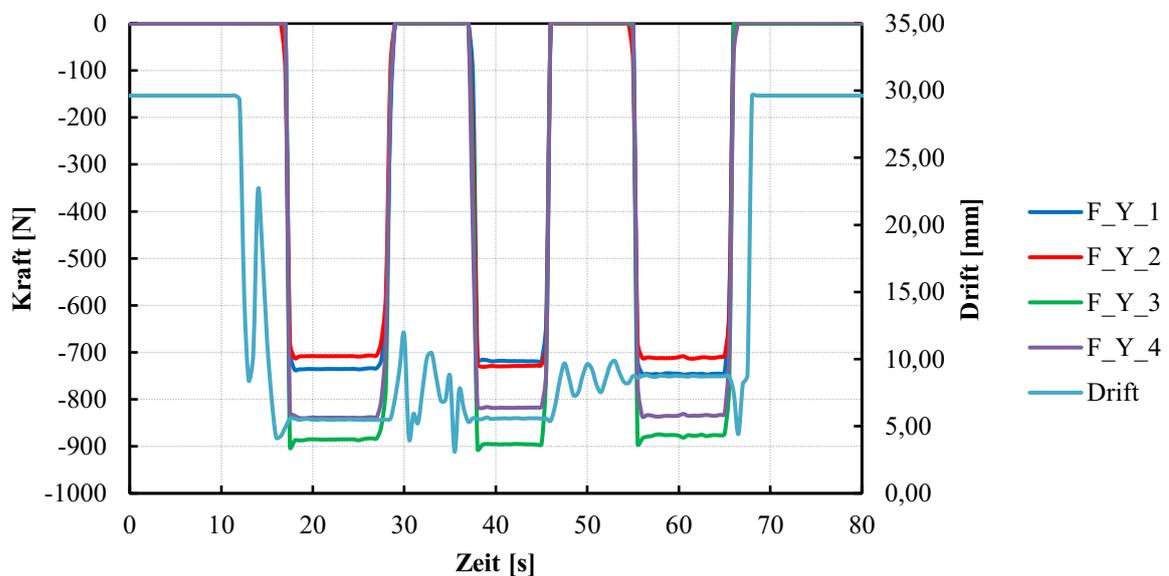


Abb. 7.1 Versuchsergebnisse des Versuchs I (Tab. 7.1).

Um die gemessenen Werte mit der zu erwartenden Gewichtskraft von 3.120 N zu vergleichen, müssen diese in das Koordinatensystem des Modellversuchsstands transformiert und anschließend summiert werden. Der Mittelwert der drei Messungen beträgt 2.741 N. Die prozentuale Abweichung liegt damit zwischen 12,0 % und 12,3 %. Eine Erklärung für die deutliche Abweichung ist die hohe Belastung durch das Werkstückgewicht (Werkstück 2). Die entsprechende Gewichtskraft des Werkstücks wird durch die Verwendung der 30°-Keile in die Y-Richtungen der Kraftaufnehmer zusätzlich durch den Faktor $\frac{1}{\cos(30^\circ)}$ verstärkt. Die eindimensionale Belastung der 3D-Kraftaufnehmer begünstigt das Übersprechen, welches die Abweichung zwischen tatsächlicher und gemessener Gewichtskraft erhöht. Positiv ist die geringe Varianz der Abweichung von nur 0,3 %.

7.2 Validierung der theoretischen Ansätze sowie der Mehrkörpersimulationen

Mit der Darstellung verschiedener Ergebnisse der am Modellversuchsstand durchgeführten Tests werden in diesem Abschnitt die theoretischen Ansätze und die Mehrkörpersimulationen validiert.

7.2.1 Alle Achsen auf der Nullposition mit zusätzlicher Manipulation der Rolleneinheit 3

Im Versuch II (Tab. 7.1) sind alle Achsenpositionen auf null gestellt. Damit wird, in Annäherung, eine ideale Rollendrehvorrichtung nachgestellt, da der Versuchsstand hinsichtlich seiner Geometrie während der Montage ausgerichtet wurde. Die Versuchsergebnisse, dargestellt in Abb. 7.2 (Versuchslauf (1) und Versuchslauf (2)), zeigen jedoch, dass eine konstante Driftbewegung von ca. 4,2 mm pro Umdrehung auftritt. Die dabei aufgenommene, summierte Kraft in Z-Richtung schwankt um den Betrag von ca. 200 N.

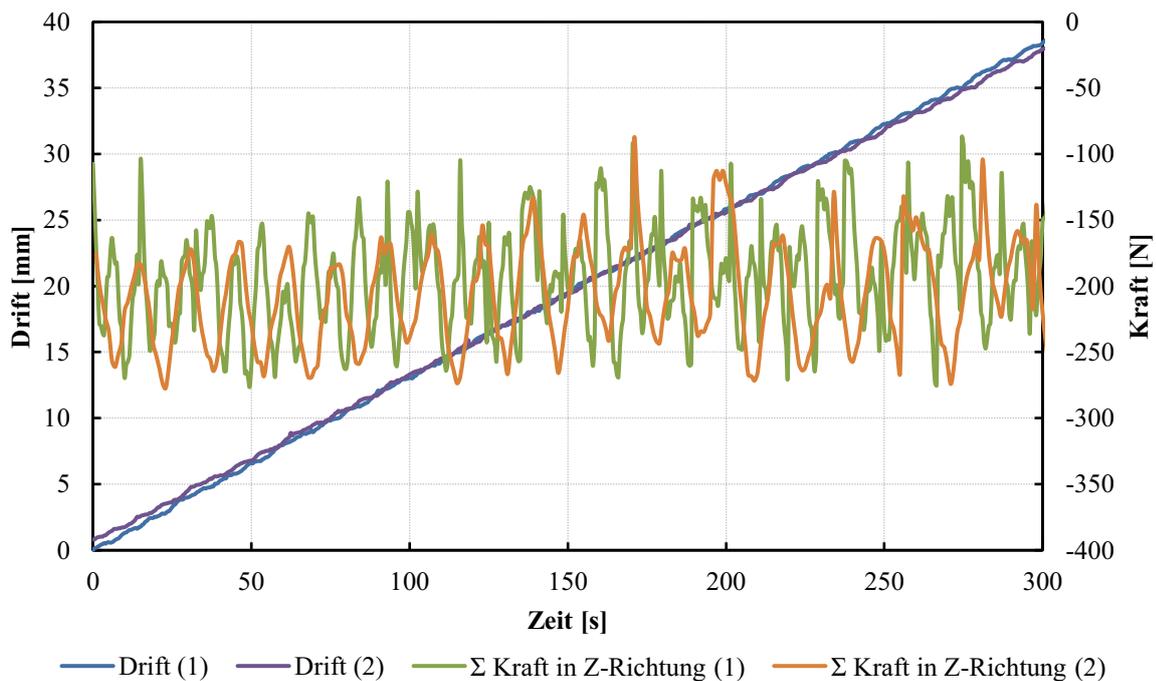


Abb. 7.2 Versuchsergebnisse des Versuchs II Teil 1 (Tab. 7.1).

Um den Ursprung dieser konstanten Kraft zu lokalisieren, sind die Summen der Kräfte in Z-Richtung in der nachfolgenden Abb. 7.3 für die einzelnen Rollen, bezogen auf den Versuchslauf (1), separiert.

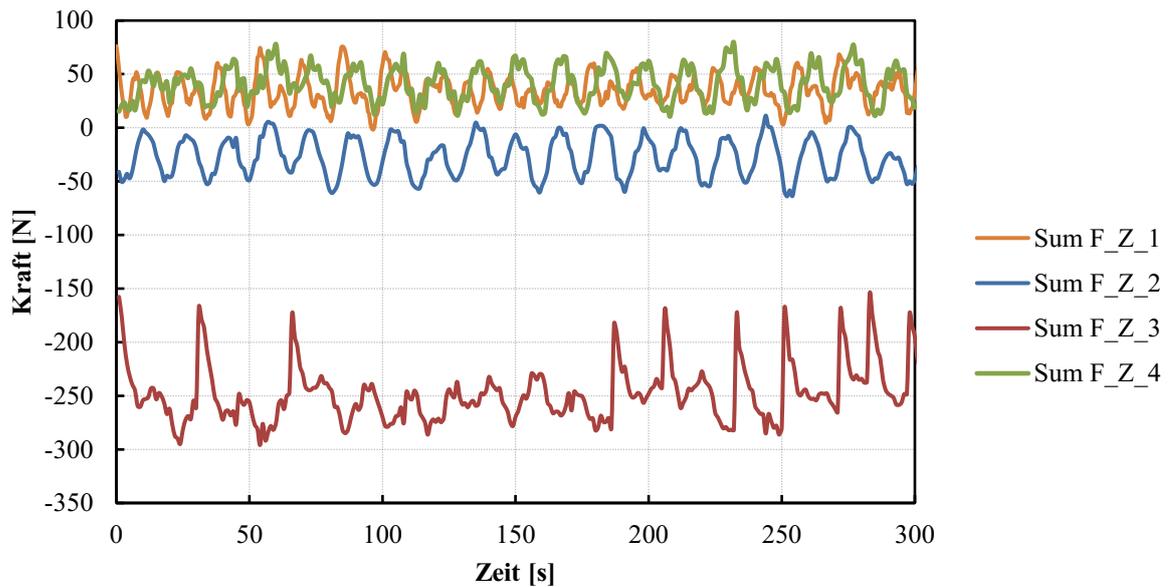


Abb. 7.3 Versuchsergebnisse des Versuchs II Teil 2 (Tab. 7.1).

Die für die einzelnen Rollen separierten Kräfte zeigen deutlich, dass der größte Anteil der bilanzierten Kraft in Z-Richtung durch bzw. an der Rolleneinheit 3 abgeleitet wird.

Wodurch diese Kraft im Einzelnen entsteht, ist aus den aufgenommenen Daten nicht ersichtlich. Die ideale Rollendrehvorrichtung soll nun in Näherung durch die Manipulation der Rolleneinheit 3 erreicht werden. Dieser Zustand wurde in Versuch III (Tab. 7.1) eingestellt und als Ausgangsbasis genutzt. Die Versuchsergebnisse in Abb. 7.4 zeigen, dass sich die Driftbewegung nahezu eliminieren lässt.

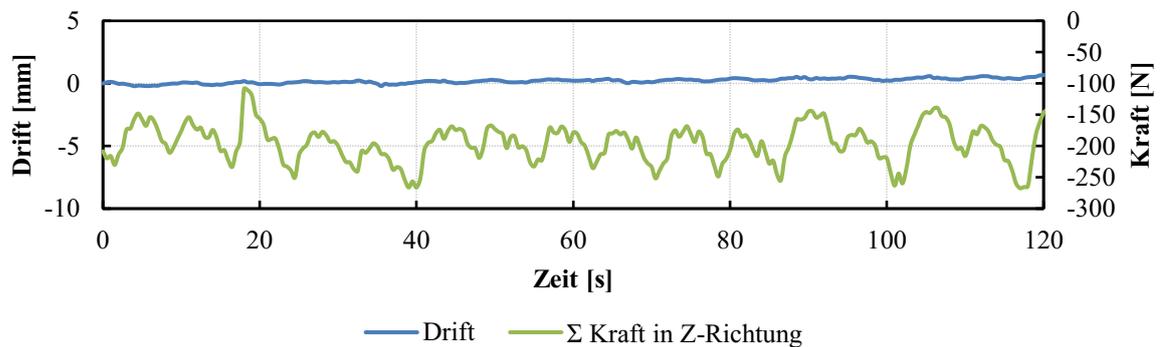


Abb. 7.4 Versuchsergebnisse des Versuchs III (Tab. 7.1).

Vor Versuchsbeginn wurde die C3-Achse an Rolleneinheit 3 auf $0,70^\circ$ gestellt. Während der dargestellten ersten 120 Sekunden des Versuchs wurden keine Änderungen von Einstellungen vorgenom-

men. Auffällig ist, dass sich die Summe der Kräfte in die Z-Richtung nicht wesentlich von den in Abb. 7.2 dargestellten Ergebnissen unterscheidet.

7.2.2 Drehrichtungsunabhängige Driftbewegung durch A-Achsenansteuerung

Mit dem Versuch IV (Tab. 7.1) wird die Beobachtung während der Feldversuche an einer bestehenden Rollendrehvorrichtung, bei dem das Werkstück, unabhängig von der Rotationsrichtung, in die gleiche axiale Richtung gedriftet ist, verifiziert. Im theoretischen Ansatz kann dieser Zustand durch eine Fehlstellung der im Modellversuchsstand integrierten A-Achsen erzeugt werden. Um dies zu validieren, sind für diesen Versuch zwei C-Achsenpositionen der Rolleneinheit 3 ermittelt worden, bei denen das Werkstück während der Rotation in einer axialen Ruheposition gehalten werden kann. Damit ist gewährleistet, dass die Wirkung der A-Achsenpositionsveränderung in einer entstehenden Driftbewegung zu erkennen ist. Die C-Achsenposition der Rolleneinheit 3 wird für eine positive Rotation des Werkstücks auf $0,48^\circ$ und für eine negative Rotation auf $0,70^\circ$ eingestellt. Die Versuchsergebnisse sind in der nachfolgenden Abb. 7.5 dargestellt.

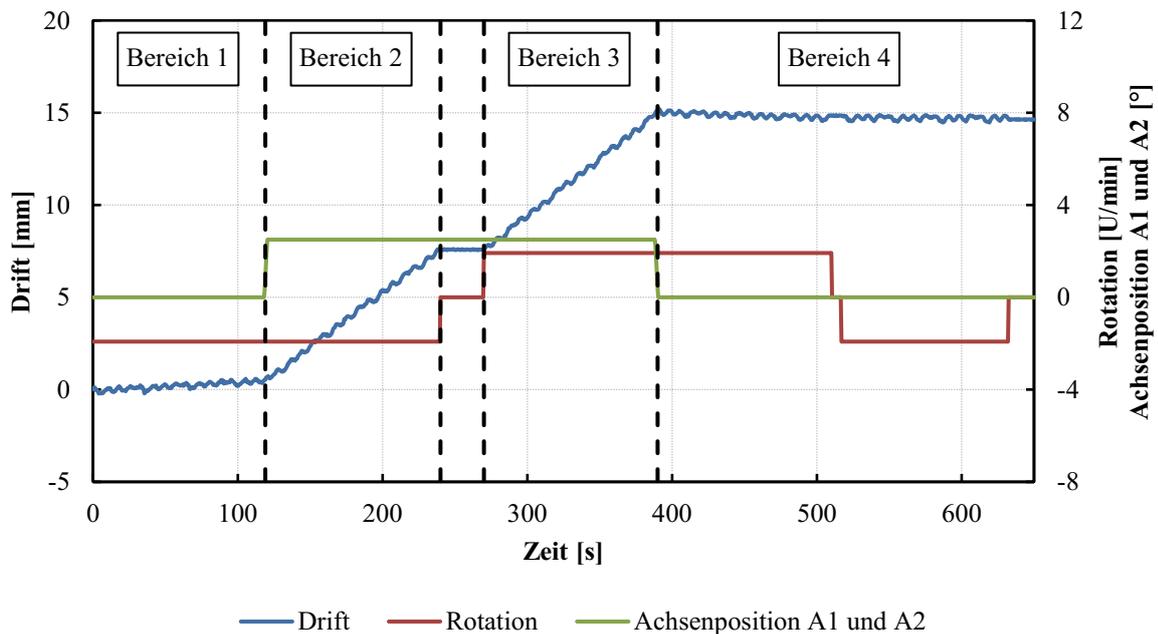


Abb. 7.5 Versuchsergebnisse des Versuchs IV (Tab. 7.1).

Während in Bereich 1, bei einer Rotationsgeschwindigkeit von $-1,92 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ kaum eine Driftbewegung zu verzeichnen ist, nimmt diese in Bereich 2, in dem die A1- und A2-Achsen auf $2,5^\circ$ ausgelenkt werden, auf ca. 1,8 mm pro Umdrehung in die positive Z-Achsenrichtung zu.

In Bereich 3 wird ausschließlich die Rotationsrichtung, mit der einhergehenden, notwendigen Korrektur der C3-Achsenposition, umgekehrt. Trotz dieser Drehrichtungsumkehr findet keine Umkehr der Driftbewegung statt. Die Auslenkungen der A-Achsen, die eine Fehlstellung simulieren, sind für die Driftbewegung verantwortlich. Dies wird in Bereich 4 dargelegt. Gegenüber Bereich 3 werden die A-Achsen hier zurück in die neutrale Position (0°) gestellt, während die Rotationsrichtung gleichbleibend ist. Da die Driftbewegung nun wieder nahezu gleich null ist, und auch eine weitere Änderung der Rotationsrichtung keine Auswirkung auf die Driftbewegung hat, ist eindeutig aufgezeigt, dass die A-Achsenstellung eine rotationsunabhängige Driftbewegung erzeugt.

7.2.3 Vergleich A- und C-Achse

Mit dem Vergleich der beiden Versuchen V und VI (Tab. 7.1) wird die unterschiedlich starke Wirkung der A- bzw. C-Achse auf die Driftbewegung verdeutlicht. In Abb. 7.6 sind je eine Messung jedes Versuchs im Vergleich zur Messung ohne Achsenauslenkung dargestellt.

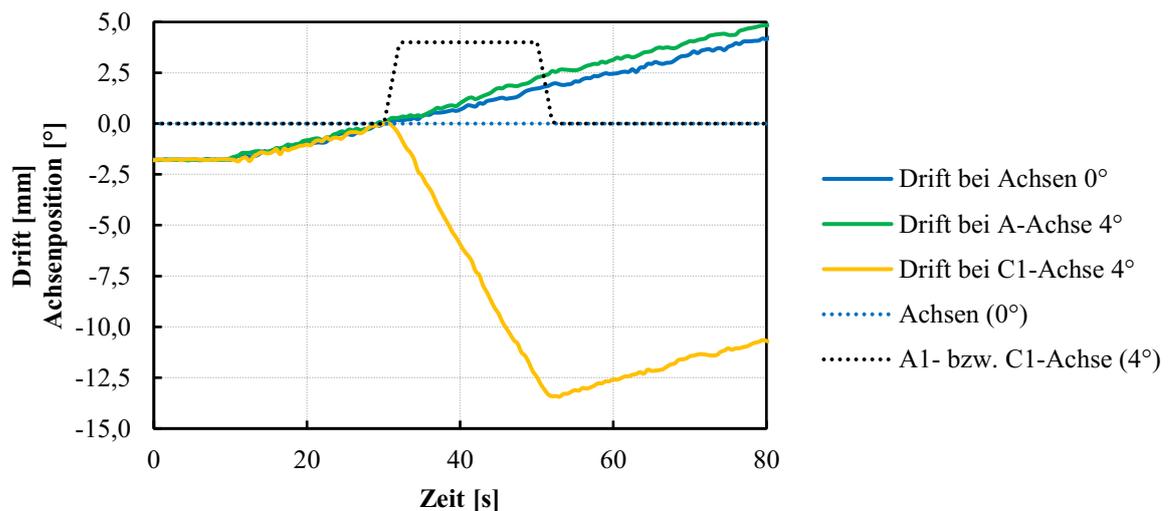


Abb. 7.6 Versuchsergebnisse der Versuche V und VI (Tab. 7.1).

Für jeweils 20 s wurden einmal die A1-Achse und einmal die C1-Achse auf 4° ausgelenkt. Während bei der A-Achsenauslenkung nur eine betragsmäßige Abweichung von 0,53 mm gegenüber der Grundmessung ohne Achsenauslenkung zu verzeichnen ist, wird die Werkstückposition durch die C1-Achsenauslenkung um den Betrag von 14,54 mm beeinflusst. Die Wirkung der C-Achsenauslenkung ist um den Faktor 27 größer als die der A-Achse. Obwohl bei beiden Messungen ballige Rollen eingesetzt wurden, ist anzumerken, dass eine A-Achsenauslenkung automatisch eine geringfügige Positionsveränderung des Werkstücks zur Folge hat, da sich die Rolle durch die Rotation um die A-Achse in das Werkstück hineindrückt.

7.2.4 Variation der X-Achsenpositionen

Wie in Kapitel 4 unter den Fertigungs- und Ausrichtfehlern beschrieben wurde, kommt es aus verschiedenen Gründen vor, dass die beiden Rollenböcke einer Rollendrehvorrichtung unterschiedliche Rollenhöhen aufweisen. Dieser Effekt kann am Modellversuchsstand durch die Variation der X-Achsenpositionen nachgestellt werden. Im Versuch VII (Tab. 7.1) sind, neben der neutralen Ausgangsposition der X1- und X2-Achse, drei weitere Positionen eingestellt und getestet worden. Ziel dieses Versuchs ist es, nachzuweisen, dass ein Höhenunterschied zwischen zwei Rollenböcken einen ähnlichen Effekt herbeiführt wie eine A-Achsen-schwenkung. Damit einhergehend wird dargelegt (vgl. Abb. 7.7), dass sowohl die Gewichtskraft des Werkstücks als auch die veränderten Rollenkontakte am Werkstück zu einer Driftbewegung hangabwärts führen. Alle vier Versuchsdurchläufe wurden mit einer positiven Rotationsgeschwindigkeit des Werkstücks von $1,92 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ durchgeführt.

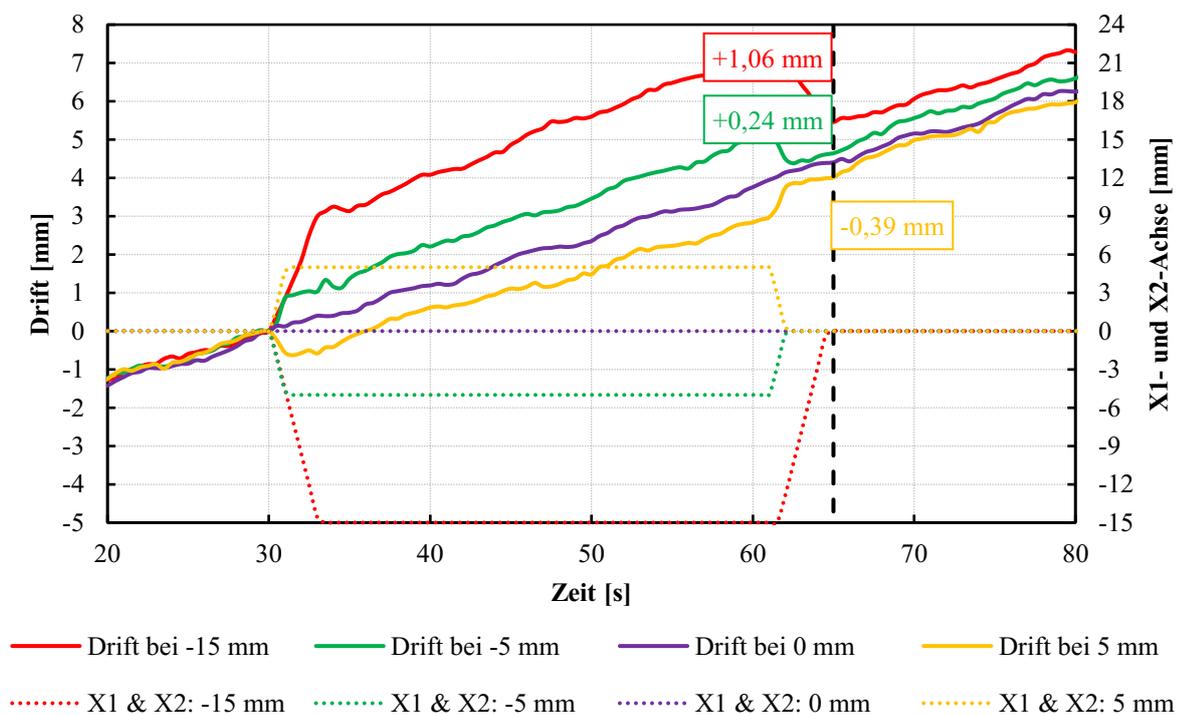


Abb. 7.7 Versuchsergebnisse des Versuchs VII (Tab. 7.1).

Eine in positiver Richtung veränderte X1- und X2-Achsenposition führt zu einem Anheben des Werkstücks am Rollenbock 1 und umgekehrt. Die damit einhergehende Veränderung der Rollenkontakte am Werkstück ist äquivalent zu einer gleichzeitigen Verstellung aller vier A-Achsen. Die Zustellung der X1- und X2-Achse um 5 mm entspricht einer Rollenschwenkung um die A-Achse von ca. $0,2^\circ$ ($X1 \ \& \ X2: -15 \text{ mm} \rightarrow \text{A-Achsen: ca. } |0,65^\circ|$). Dabei ist zu beachten, dass diese Veränderung an der

A1- und A3-Achse einer positiven Drehung und an der A2- und A4-Achse einer negativen Drehung entspricht.

Die Ergebnisse der drei Versuchsdurchläufe mit veränderten X1- und X2-Achsenpositionen zeigen, dass sich das Werkstück nicht stets hangabwärts bewegt. Die Driftdifferenz (siehe Textfelder in Abb. 7.7), bezogen auf die neutrale Messung ohne Achsenverstellung, entspricht der erwarteten hangabwärts gerichteten Driftbeeinflussung. Dies lässt folgende Schlüsse zu: Zum einen kann ein bestehender Höhenunterschied zwischen zwei Rollenböcken mit einer A-Achsen-schwenkung aller vier Rollen gleichzeitig abgebildet werden. Zum anderen gibt es Szenarien, in denen das Werkstück entgegen der hangabwärts wirkenden Gewichtskraft, welche zum Beispiel auftritt, wenn es einen Höhenunterschied zwischen den beiden Rollenböcken gibt, abdriftet, da die Wirkungskraft einer Fehlstellung, äquivalent zu einer geschwenkten Rolle, gegenüber anderen Fehlstellung nur sehr gering ist.

7.3 Entwicklung von Monitoring- und Regelungskonzepten

Auf Grundlage der Vor- und Validierungsversuche werden in diesem Unterkapitel Regelungsalgorithmen aufgestellt und am Modellversuchsstand getestet. Die aus den durchgeführten Versuchen aufgezeichneten Ergebnisse sind nachfolgend auszugsweise dargelegt.

Tab. 7.2 zeigt alle in der Steuerung des Modellversuchsstands implementierten Regelungsalgorithmen. Neben dem Algorithmus Al_00 bei dem keine automatisierte Logik in den Steuerungsprozess des Modellversuchsstands eingreift, können alle weiteren Algorithmen in zwei Gruppen unterteilt werden. Die Steuerungsalgorithmen Al_01 bis Al_10 werden durch einen oder mehrere kraftbezogene Regelungsparameter gesteuert, während die Algorithmen Al_20 bis Al_27 durch die Werkstückposition in Z-Richtung (entspricht der Driftbewegung), also durch einen positionsbezogenen Regelungsparameter gesteuert werden. Der Algorithmus Al_40 wird durch eine Kombination dieser beiden Regelungsmethoden bestimmt.

Algorithmus	Steuerungsinstrument	Regelungsparameter
Al_00	Kein Algorithmus ist aktiv	
Al_01	A1-Achse	
Al_02	C1-Achse	
Al_03	A1- und A2-Achse	Σ der Kräfte in Z-Richtung
Al_04	C1- und C2-Achse	
Al_05	Alle A-Achsen	
Al_06	Alle C-Achsen	

Algorithmus	Steuerungsinstrument	Regelungsparameter	
Al_07	Alle A-Achsen	Kraft der jeweiligen Achse in Z-Richtung	
Al_08	Alle C-Achsen	Kraft der jeweiligen Achse in Z-Richtung	
Al_09	X1- und X2-Achse	Σ der Kräfte in Z-Richtung	
Al_10	Eine oder mehrere C-Achsen	Kraftdifferenz der jeweiligen Achse in Y-Richtung	
Al_20	A1-Achse	Werkstückposition in Z-Richtung	
Al_21	C1-Achse		
Al_22	A1- und A2-Achse		
Al_23	C1- und C2-Achse		
Al_24	Alle A-Achsen		
Al_25	Alle C-Achsen		
Al_26	X1- und X2-Achse		
Al_27	C4-Achse		
Al_40	Alle C-Achsen		Für C1- und C2-Achse: Kraft der jeweiligen Achse in Z-Richtung Für C3- und C4-Achse: Werkstückposition in Z-Richtung

Tab. 7.2 Übersicht über am Modellversuchsstand implementierte Regelalgorithmen.

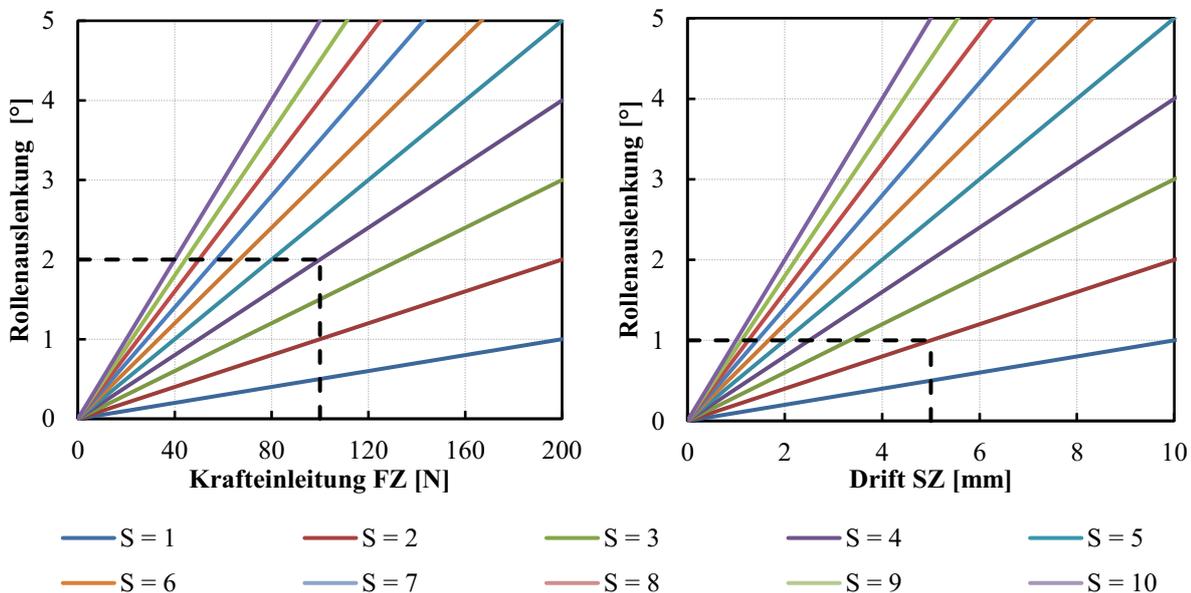


Abb. 7.8 Rollenauslenkung in Abhängigkeit einer Krafteinleitung für unterschiedliche Sensibilitätsfaktoren (links); Rollenauslenkung in Abhängigkeit der Driftbewegungen des Werkstücks für unterschiedliche Sensibilitätsfaktoren (rechts).

Die implementierten Algorithmen können im Automatikbetrieb des Modellversuchsstandes über den Sensibilitätsfaktor S ($S = 1 \dots 10$) beeinflusst werden. Dieser führt, wie Abb. 7.8 zeigt, je nach Rege-

lungsparameter, zu einem bestimmten linearen Verstärkungsfaktor und agiert damit als proportionaler Regler (P-Regler). Für eine kraftgesteuerte Regelung lenkt sich die angesteuerte Achse bei einer gemessenen Kraft von 100 N und einem Sensibilitätsfaktor von $S = 4$ beispielsweise um 2° aus. Bei einer driftgesteuerten Regelung bewirkt eine Drift von 5 mm bei einem Sensibilitätsfaktor von $S = 2$ eine Auslenkung von 1° .

Der Sensibilitätsfaktor ist auf maximal $S = 10$ begrenzt. Um darüber hinaus größere Veränderungen vorzunehmen, muss in die Steuerungsprogrammierung eingegriffen werden. Damit ist sichergestellt, dass der Bediener des Modellversuchsstandes die P-Regler über den Sensibilitätsfaktor nur in einem vorgegebenen Wirkungsbereich beeinflussen kann., In der Steuerungsprogrammierung besteht die Möglichkeit sogenannte Grobfaktoren zu verändern. Diese verändern das Niveau des Sensibilitätsfaktors, bezogen auf die beiden Regelungsparameter. Bei den in Abb. 7.8 gezeigten Verhältnissen wurde für die kraftabhängige Regelung der Grobfaktor $GF-AC = 0,005$ und für die driftabhängige Regelung der Grobfaktor $GS-AC = 0,1$ verwendet.

Neben dem Sensibilitätsfaktor wird in einigen der durchgeführten Versuche auch der Einfluss der Zykluszeit der Regelung untersucht. Während die Zykluszeit zwischen 0,1 s; 0,5 s; 1 s; 2 s; 5 s und 10 s variiert werden, bleiben alle weiteren Einstellungen unverändert.

7.3.1 Einfluss des Werkstückgewichts auf die Regelungsgeschwindigkeit

Durch die Gegenüberstellung der Versuche VIII und IX (Tab. 7.1) wird der Einfluss des Werkstückgewichts auf die Regelungsgeschwindigkeit und die Regelungsintensität untersucht. Ausgehend von einer mit dem Algorithmus AI_21 geregelten Modellrollendrehvorrichtung wird die C3-Achse genutzt, um einen definierten Störfaktor in das System einzubringen. Die Störgröße wird für jeweils 30 Sekunden konstant gehalten und anschließend betragsmäßig erhöht und gleichzeitig in ihrer Wirkungsrichtung umgekehrt. Abb. 7.9 zeigt die Versuchsergebnisse. Aufgezeichnet wurden jeweils die Driftbewegung des Werkstücks, die C1-Achsenposition und die Störgröße (C3-Achsenposition).

Die Ergebnisse zeigen, dass ein erhöhtes Werkstückgewicht eine verstärkte Regelungsaktivität erfordert. Bei der C3-Achsenposition von -2° kann die Werkstückposition von Werkstück W1 (70 kg) durch eine Auslenkung der C1-Achse um $1,3^\circ$ konstant gehalten werden, während bei Werkstück W2 (318 kg) $2,8^\circ$ notwendig sind. Neben der geringeren Auslenkung der C1-Achse, kann das Werkstück W1 auch deutlich näher an der absoluten Nullposition der Regelung gehalten werden.

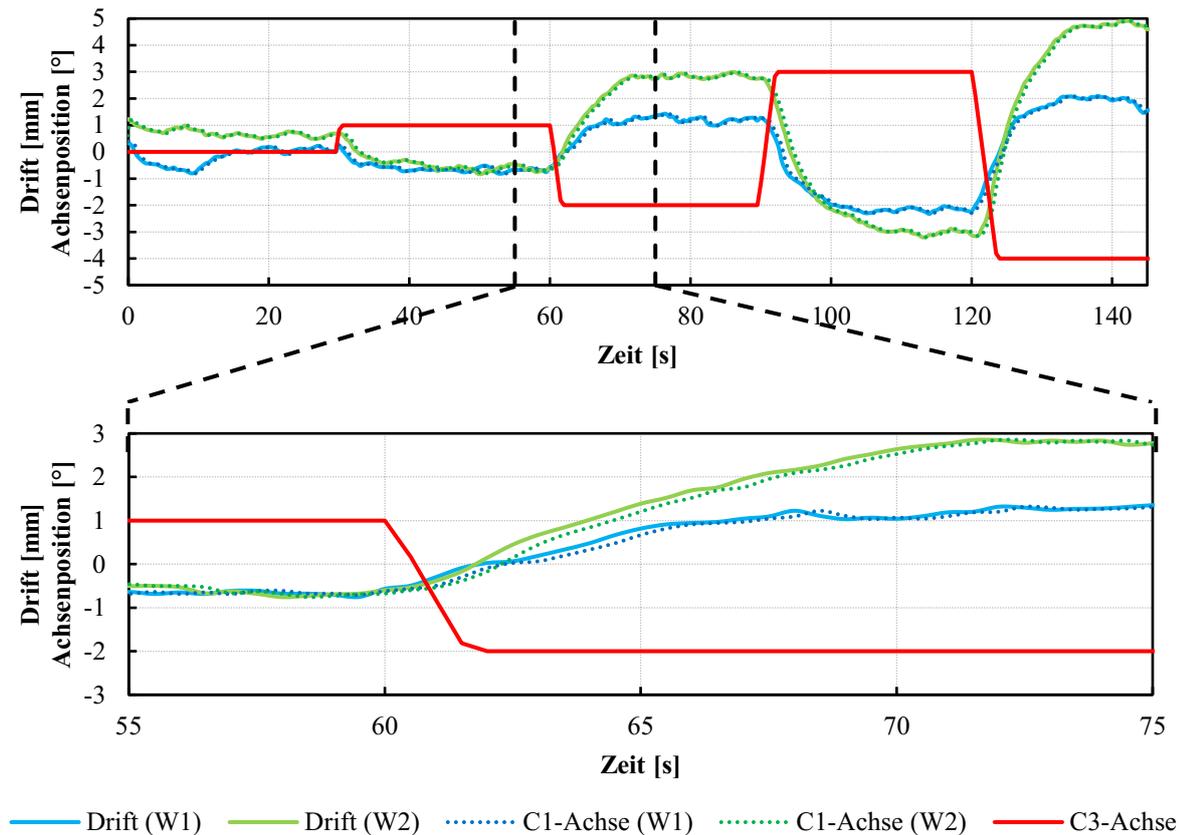


Abb. 7.9 Versuchsergebnisse der Versuche VIII und IX (Tab. 7.1).

Die zeitliche Differenz zwischen der Driftbewegung und der C1-Achsenauslenkung wird in diesem Versuch hauptsächlich durch die Zykluszeit (hier 0,5 s) der Regelung bestimmt. Mit dem verwendeten Sensibilitätsfaktor von $S = 10$ bewirkt eine, auf den Nullpunkt bezogene, 1 mm große Verschiebung des Werkstücks eine C1-Achsenauslenkung von 1° . Da beide Werte auf der gleichen Y-Achse des Diagramms aufgetragen sind, müssten die Graphen bei einer unendlich kleinen Zykluszeit exakt aufeinander liegen. Damit wird deutlich, dass sich die Abweichung der beiden Graphen aus der Zykluszeit der Regelung und der Reaktionszeit des Werkstücks auf die Regelung ergibt. Auch hier zeigt sich die negative Wirkung (bezogen auf eine Regelungsoperation) des größeren Werkstückgewichts.

7.3.2 Regelalgorithmus Al_23 – C1- und C2-Achsenansteuerung

In der Versuchsreihe X (Tab. 7.1) wird der Regelalgorithmus Al_23 eingesetzt. Dieser positioniert die C1- und C2-Achse in Abhängigkeit der Werkstückposition, um der Driftbewegung entgegenzuwirken.

Für jeweils einen Versuchslauf von zehn Minuten bleibt die Zykluszeit der Regelung konstant, während sich der Sensibilitätsfaktor S in dieser Zeit in Zwei-Minuten-Schritten um zwei erhöht. In Abb.

7.10 oben ist für die beiden Versuchsreihen mit den Zykluszeiten 0,5 s und 10 s die Werkstückposition über der Zeit aufgetragen.

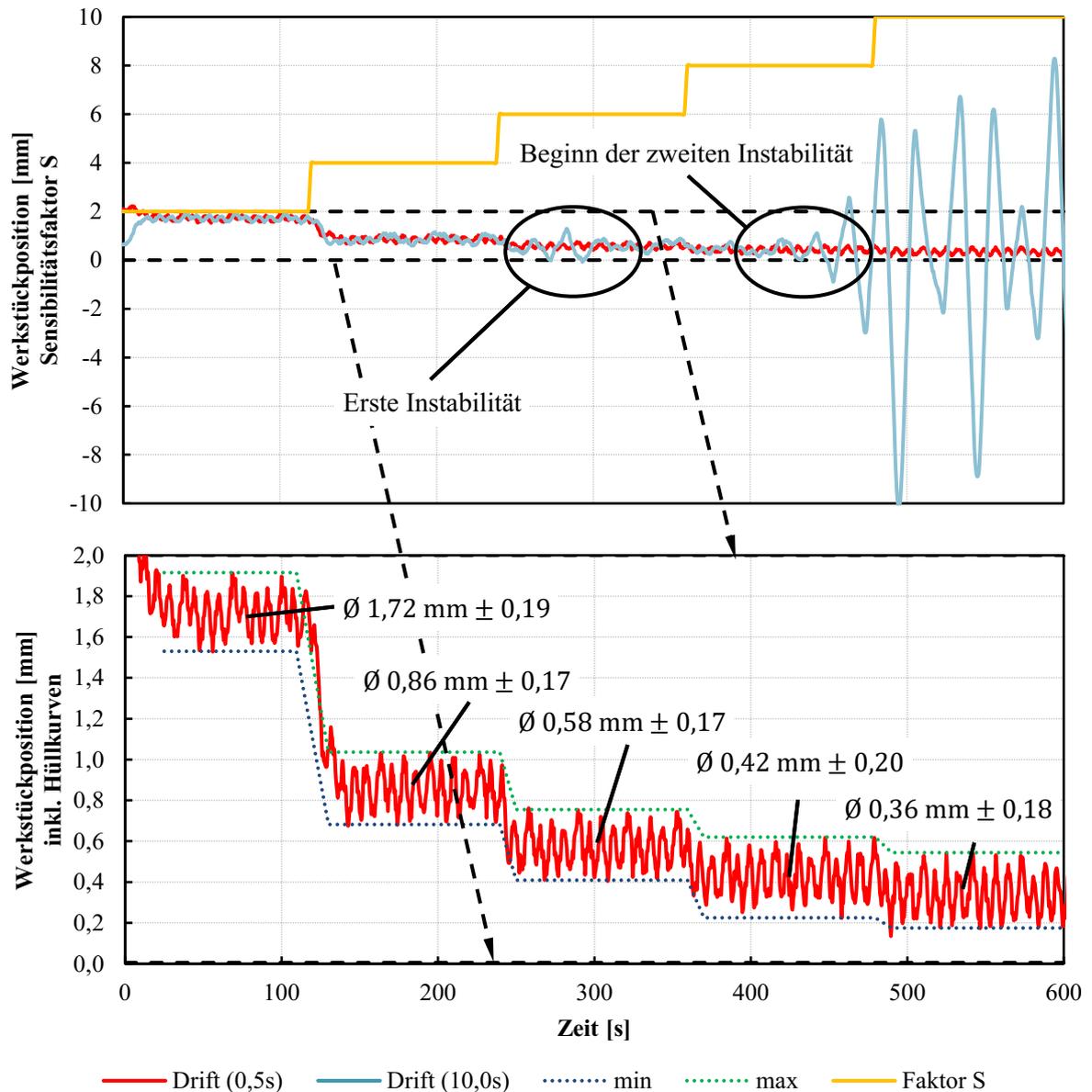


Abb. 7.10 Versuchsergebnisse des Versuchs X (Tab. 7.1).

Bei der Betrachtung des Zeitintervalls von 0 s bis 120 s hat die deutlich veränderte Zykluszeit keinen Einfluss auf die Wirkung des Regelungsalgorithmus. Das Werkstück kann, innerhalb eines Korridors von $\pm 0,19$ mm um die Werkstückposition von 1,72 mm (bezogen auf den Wegsensornullpunkt), konstant rotierend bewegt werden.

Durch die Verstärkung des Sensibilitätsfaktors rückt die Werkstückposition näher an den anvisierten Nullpunkt des Sensors (bei $S = 10$ ist der mittlere Werkstückabstand 0,36 mm), das Toleranzfenster, in dem sich die Werkstückposition bewegt, nimmt nicht nennenswert ab.

Bei einem hohen Sensibilitätsfaktor zeigen die dargestellten Ergebnisse außerdem, dass der Regelalgorithmus Al_23 mit einer großen Zykluszeit zur Instabilität der Regelung zur Driftminimierung des Werkstücks führt. Bei $S = 6$ fängt die Werkstückposition zum ersten Mal an aufzuschwingen (Abb. 7.10 oben, erste Instabilität). Zu diesem Zeitpunkt kann das Werkstück, ohne manuellen Eingriff, zurück in einen stabileren Zustand gebracht werden. Ab einem Faktor von $S = 8$ führt das Aufschwingen hingegen dazu, dass die Werkstückposition den Nullpunkt des Sensors überschreitet (Abb. 7.10 oben, Beginn der zweiten Instabilität). Dies hat eine Verstärkung des Aufschwingens zur Folge. Die Regelung erreicht ohne manuellen Eingriff keinen stabilen Zustand mehr.

Gleiches gilt für Werkstück W1. Auch hier schwingt sich das System ab einem Wert von $S = 8$ bei einer Zykluszeit von 10 s auf und kann ohne äußeres Eingreifen nicht mehr eingefangen werden.

Verknüpft man die durch die Varianz des Sensibilitätsfaktors hervorgerufenen Veränderungen mit den beobachteten Unterschieden zwischen den Versuchsreihen (Variation der Zykluszeit), kann festgestellt werden, dass der Regelalgorithmus Al_23 mit sinkendem Werkstückabstand vom Nullpunkt des Sensors instabiler wird.

7.3.3 Al_23 – C1- und C2-Achsenansteuerung mit der C3-Achse als Störgröße

In dem Versuch XI (Tab. 7.1) wird ebenfalls der Regelalgorithmus Al_23 eingesetzt (C1- und C2-Achse als Steuerungsinstrument). Gleichzeitig wird, wie auch in den Versuchen VIII und IX (Tab. 7.1) die C3-Achse als Störgröße verwendet. Mit dieser Konfiguration wird untersucht, ob sich die Schwankungen der Werkstückposition innerhalb eines bestimmten Zeitintervalls reduzieren lassen. Grund zu dieser Annahme sind die zuvor gemachten Beobachtungen, bei denen sich ein erhöhter Abstand der Werkstückposition vom Sensornullpunkt positiv auf die Regelung ausgewirkt hat.

Bei einer C3-Achsenposition von -2° schwankt die Werkstückposition um $\pm 0,15$ mm um den Mittelwert von 1,30 mm (Sensibilitätsfaktor $S = 10$; Zykluszeit 0,5 s). Dies stellt nur eine geringe Verbesserung gegenüber den bereits erreichten Ergebnissen dar. Bei einer Auslenkung der C3-Achse von -4° wird keine Verbesserung des Schwankungsbereichs erzielt. Die Ergebnisse über die Stabilität des Regelalgorithmus bei größerem Abstand zum Sensornullpunkt werden durch diesen Versuch nicht infiltriert, jedoch kann der in Versuch X beobachtete Effekt nicht verstärkt werden.

7.3.4 Al_23 – C1- und C2-Achsenansteuerung mit reduziertem Werkstückgewicht

Der Versuch XII (Tab. 7.1) ist äquivalent zu dem Versuch X (Tab. 7.1) aus Abschnitt 7.3.2 für das Werkstück 1 (70 kg). Neben dem Vergleich dieser beiden Versuche, wird in diesem Abschnitt außerdem untersucht, ob die Driftbewegungen zwischen der Min- und Max-Hüllkurve mit der Rotation des Werkstücks in Verbindung stehen.

Abb. 7.11 zeigt, ähnlich wie Abb. 7.10 unten, die Werkstückposition aufgetragen über der Zeit für unterschiedliche Systemkonfigurationen (Variation des Faktors S bei einer Zykluszeit von 0,5 s).

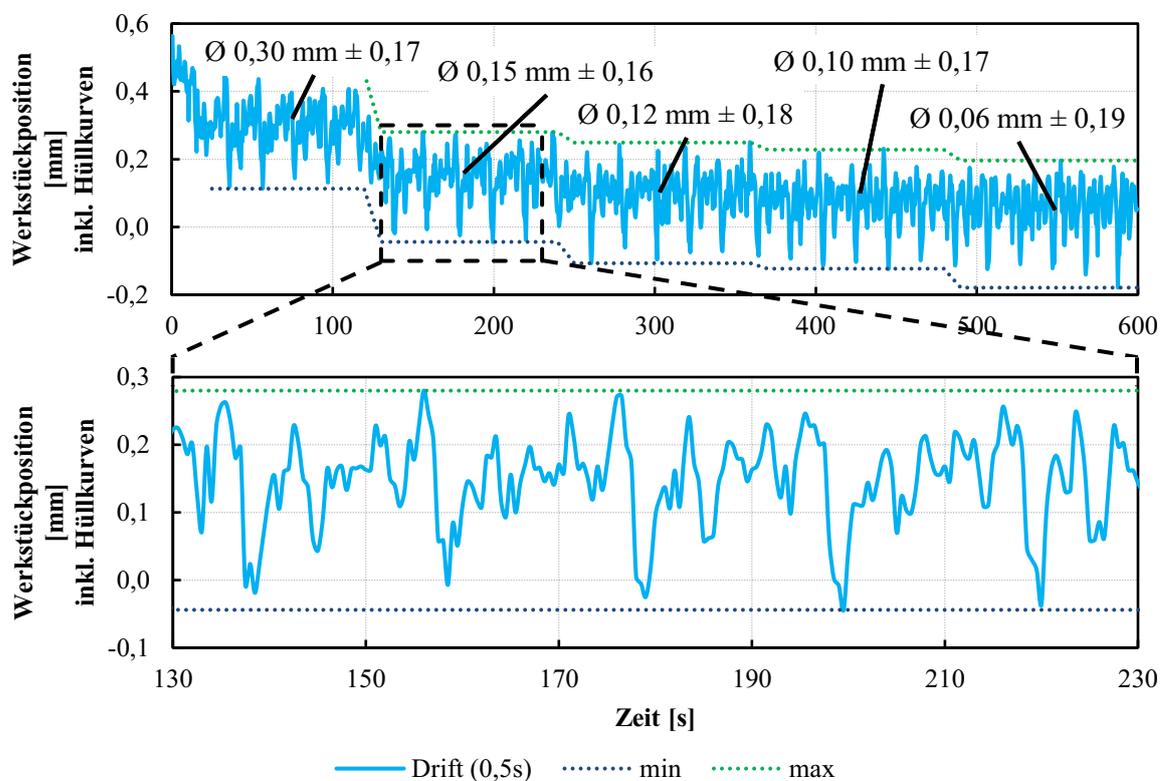


Abb. 7.11 Versuchsergebnisse des Versuchs XII Teil 1 (Tab. 7.1).

Im Vergleich wird deutlich, dass durch das geringere Werkstückgewicht die Mittelwerte der Werkstückposition, für die unterschiedlichen parameterkonstanten Phasen, näher am Sensornullpunkt liegen. Im Gegensatz zu dem 318 kg schweren Werkstück überschreitet Werkstück 1 den Nullpunkt schon bei einem Sensibilitätsfaktor von $S = 4$. Trotzdem bleibt der Regelungsprozess, ohne manuelles Eingreifen, stabil. Da das Steuerungselement (C1- und C2-Achse) mit dem Werkstückabstand vom Sensor verstärkt wird, zeigt sich, dass leichtere Werkstücke mit geringeren Gegenmaßnahmen kontrolliert werden können.

Neben dem Vergleich zwischen Werkstück 1 und Werkstück 2 ist in Abb. 7.11 (unten) ein Stück des im oberen Teil der Abbildung dargestellten Graphen hervorgehoben. Dieser gliedert sich in fünf 20 s-Intervalle. Der Versuch wurde mit einer Werkstückrotation von $3 \frac{U}{\text{min}}$ durchgeführt, so dass ein 20 s-Intervall einer Werkstückumdrehung entspricht.

In Abb. 7.12 liegen die einzelnen Intervallstücke zeitlich übereinander. Es zeigt sich, dass die Schwankungen der Werkstückposition innerhalb der Hüllkurven einem mit der Werkstückrotation zusammenhängenden Zyklus folgen.

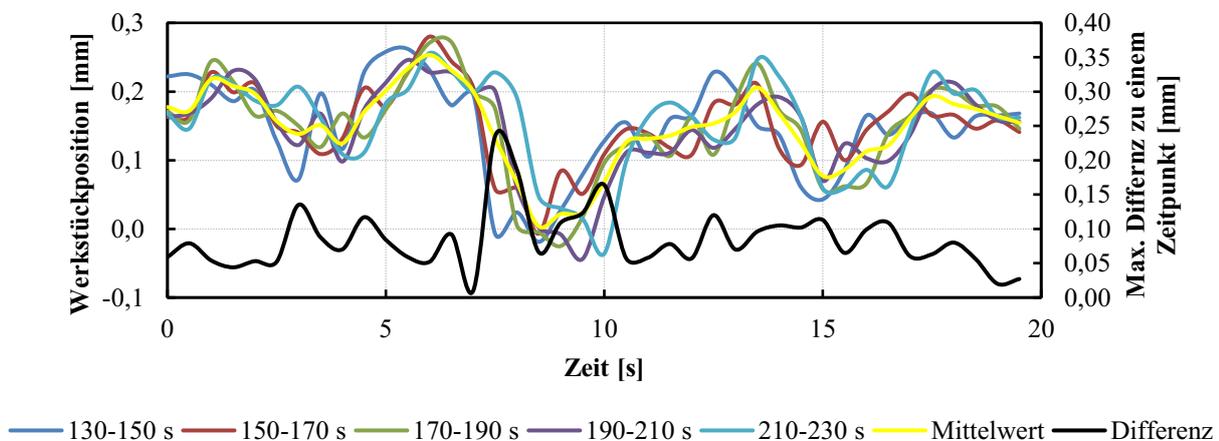


Abb. 7.12 Versuchsergebnisse des Versuchs XII Teil 2 (Tab. 7.1).

Auf der sekundären Vertikalachse ist die zu einem Zeitpunkt maximale Differenz zwischen den einzelnen Intervallkurven aufgetragen. Diese bewegt sich, außer in Bereichen mit starken Driftaktivitäten, bei denen ein minimaler Zeitversatz bereits zu einer großen Differenz führt, meist deutlich unter 0,1 mm. Zusätzlich zu der maximalen Differenz, zeigt der in Abb. 7.13 links dargestellte Graph die Differenz zwischen dem fünfmal aneinander gereihten Mittelwert und der aufgetragenen Werkstückposition aus Abb. 7.11 unten. Der Mittelwert entspricht dabei der X-Achse mit der Abweichung null.

Mit der Einteilung des Bereichs von der maximalen Abweichung in negativer Richtung ($-0,14$ mm) und der maximalen Abweichung in positiver Richtung ($0,12$ mm) in $0,01$ mm Schritten ergeben sich 27 Gruppen. Das Säulendiagramm in Abb. 7.13 rechts zeigt die Häufigkeiten, in denen einer der 200 Messwerte in den jeweiligen Gruppen vorkommen. Mit dieser Darstellung wird deutlich, dass die Toleranz der Abweichung schon beim 90. Perzentile auf $\pm 0,05$ mm sinkt. Einzelne Messwerte können zum Beispiel durch eine unebene Messoberfläche aufgenommen werden, so dass das 90. Perzentile die erreichbare Regelungsgenauigkeit wiedergibt. Um die Beschaffenheit der Werkstückoberfläche an der

Stirnseite herauszuarbeiten werden die Versuchsaufzeichnungen aus Versuch XIII (Tab. 7.1) herangezogen.

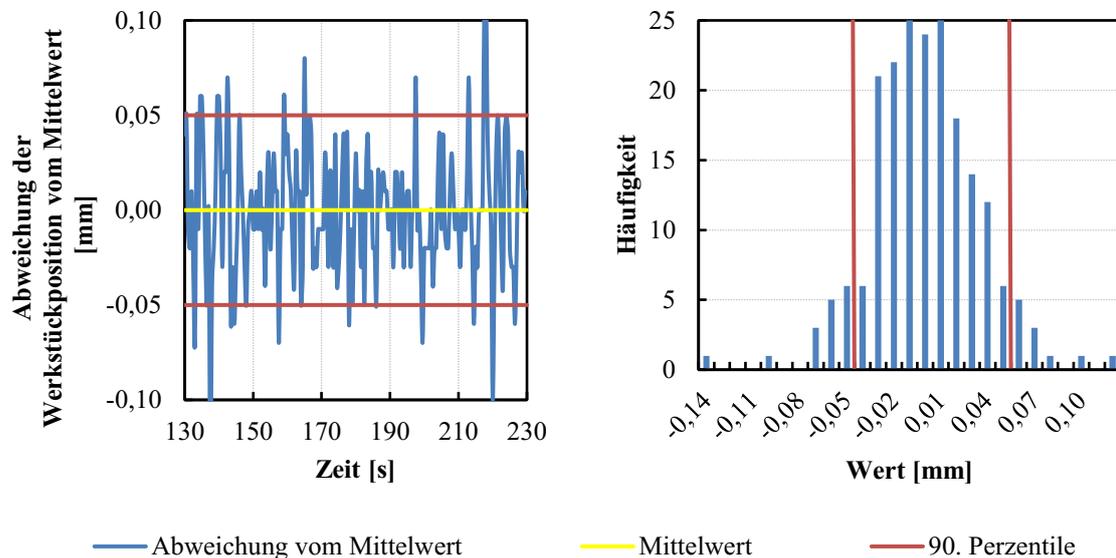


Abb. 7.13 Versuchsergebnisse des Versuchs XII Teil 3 (Tab. 7.1).

7.3.5 Ermittlung der stirnseitigen Werkstückoberfläche

Im Versuch XIII (Tab. 7.1) ist kein Regelungsalgorithmus aktiv. Das Werkstück wird, mit allen Achsen in neutraler Position, für jeweils zehn Umdrehungen, mit einer Rotationsgeschwindigkeit von $3 \frac{\text{U}}{\text{min}}$, gedreht. Der in Abb. 7.14 angegebene Graph für die Oberfläche der Werkstückstirnfläche ist ein Ausschnitt (eine Werkstückumkehrung), bereinigt mit der in dieser Zeit auftretenden Driftbewegung des Werkstücks. Zusätzlich ist der Graph mit einem Offset von 0,05 mm beaufschlagt, um nur die relative Werkstückposition zu beurteilen.

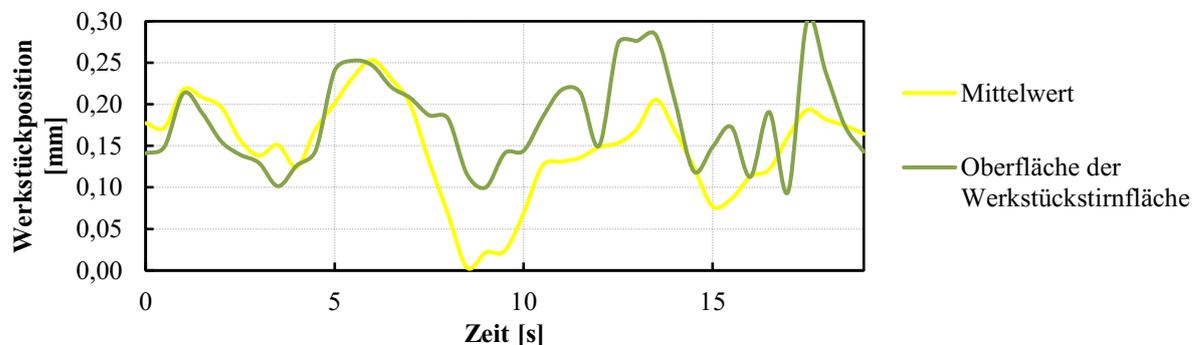


Abb. 7.14 Versuchsergebnisse des Versuchs XIII (Tab. 7.1).

Im Vergleich zwischen dem in Versuch XII (Tab. 7.1) ermittelten Mittelwert für die Werkstückposition über eine Umdrehung und der Oberfläche der Werkstückstirnfläche über eine Umdrehung, ist ein

teilweise simultaner Verlauf zu erkennen. Diese Beobachtung verstärkt die Möglichkeit, dass eine axiale Ruheposition des rotierenden Werkstücks mit einer Toleranz von $\pm 0,05$ mm erreicht werden kann.

Da die Werkstückstirnflächen nicht beeinflusst werden können, muss die Oberflächenbeschaffenheit während der Rotation des Werkstücks über eine Umdrehung detektiert und abgespeichert werden. Im Gegensatz zum Modellversuchsstand ist es dabei wichtig, dass es einen fixen Nullpunkt der Rotation gibt, damit der Schlupf zwischen der Rollendrehvorrichtung und dem Werkstück keine Verschiebung der detektierten Werkstückstirnfläche zur Folge hat. Sind diese Voraussetzungen erfüllt, kann für die eingesetzten Regelungsalgorithmen eine neue axiale Sollposition des Werkstücks in Abhängigkeit von der Rotationsposition bezogen auf den fixen Nullpunkt vorgegeben werden. Auf diese Weise werden die Unebenheiten der Stirnfläche vom Regelungsalgorithmus nicht mehr als Driftbewegung des Werkstücks interpretiert.

Um den Effekt von Stirnflächenunebenheiten auf die Regelungsalgorithmen zusätzlich zu verbessern, muss ein Tiefpassfilter auf die Sensormesswerte der Werkstückposition gelegt werden.

7.3.6 C1- und C2-Achsenansteuerung im Vergleich zur C1- und C3-Achsenansteuerung

Die nachfolgend ausgewerteten Versuche untersuchen den Unterschied zwischen einer Werkstückmanipulation durch die C1- und C2-Achse (beide Rollen eines Rollenbocks) gegenüber der Werkstückmanipulation durch die C1- und C3-Achse (je eine Rolle pro Rollenbock; C1 und C3 sind koaxial). Außerdem wird erforscht, welchen Einfluss das Werkstückgewicht in diesem Zusammenhang hat. Abb. 7.15 zeigt die Versuchsergebnisse der Versuche XIV, XV, XVI und XVII aus Tab. 7.1.

In den Versuchen mit Werkstück 1 werden jeweils die C1- und C2- bzw. die C1- und C3-Achse für 20 Sekunden um 1° bis 4° gedreht, bei den Versuchen mit dem Werkstück 2 werden die genannten Achsen jeweils für 30 Sekunden um die angegebenen Winkel gedreht. Aus diesem Grund sind die absolut erzeugten Driftbewegungen in axialer Richtung nur eingeschränkt vergleichbar.

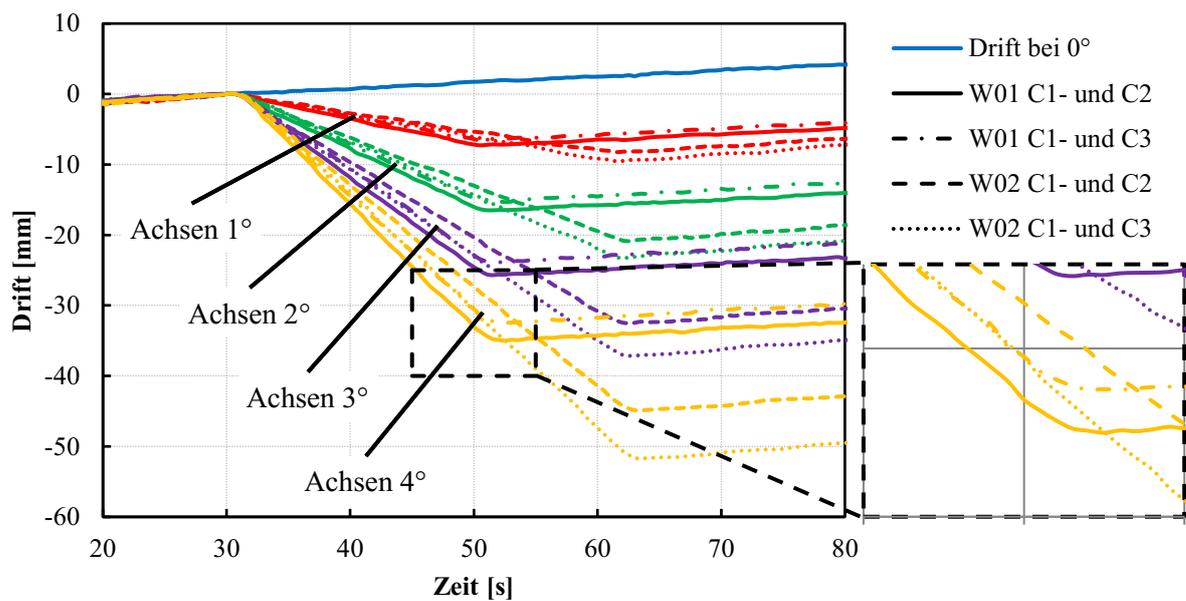


Abb. 7.15 Versuchsergebnisse der Versuche XIV, XV, XVI und XVII (Tab. 7.1).

Die Versuchsergebnisse mit Werkstück 1 zeigen, dass die Drehungen von zwei Rollen um ihre jeweilige C-Achse einen stärkeren Einfluss auf die axiale Driftbewegung haben, wenn sich beide Rollen an einem Rollenbock befinden (C1- und C2-Achse). Werkstück 2 hingegen wird durch die Drehung von je einer Rolle pro Rollenbock stärker beeinflusst. Das Maß der Auslenkung hat dabei jeweils keinen Einfluss auf die Verhältnismäßigkeiten, sondern nur auf die absolute Driftbewegung.

Für den Vergleich der Versuche mit unterschiedlichen Werkstücken wird die Steigung des jeweiligen Graphen der Driftbewegung zwischen Sekunde 35 und 50 betrachtet. Bei der Drehung der C-Achsen des Rollenbocks 1 kann das leichtere Werkstück einfacher manipuliert werden als das schwerere Werkstück 2. Bei der C1- und C3-Achsendrehung zeigt sich hingegen, dass die erzeugte Driftbewegung nahezu werkstückunabhängig ist.

7.3.7 A1_08 – Kraft in Z-Richtung als Regelungsgröße für die C-Achsenansteuerung

Nachdem die bisherigen Versuchsalgorithmen meist die Driftbewegung bzw. die Werkstückposition in axialer Richtung als Steuerungsinstrument genutzt haben, wird in dem Versuch XVIII (Tab. 7.1) der Algorithmus 08 verwendet, welcher die jeweilige Kraft in Z-Richtung nutzt, um die vier C-Achsen zu positionieren. Mit dem verwendeten Sensibilitätsfaktor von $S = 4$ wird die maximale C-Achsenposition von 5° bei einer Kraft von 500 N erreicht. Die Sensibilität der Kraftsensoren erzeugt im Zusammenhang mit der Rotation des Werkstücks ein relativ hochfrequentes Messsignal. Aus diesem Grund werden, zur Steuerung der C-Achsenstellungen, die Messwerte jeweils über zehn Messpunkte gemittelt (bei der Zykluszeit von 0,5 s entspricht dies einer Mittelung über 5 s). Die in Abb.

7.16 dargestellten Versuchsergebnisse zeigen 60 s des insgesamt 460 s dauernden Versuchs. Mit der Werkstückrotationsgeschwindigkeit von $3 \frac{U}{\text{min}}$ entsprechen die 60 s drei Werkstückumdrehungen.

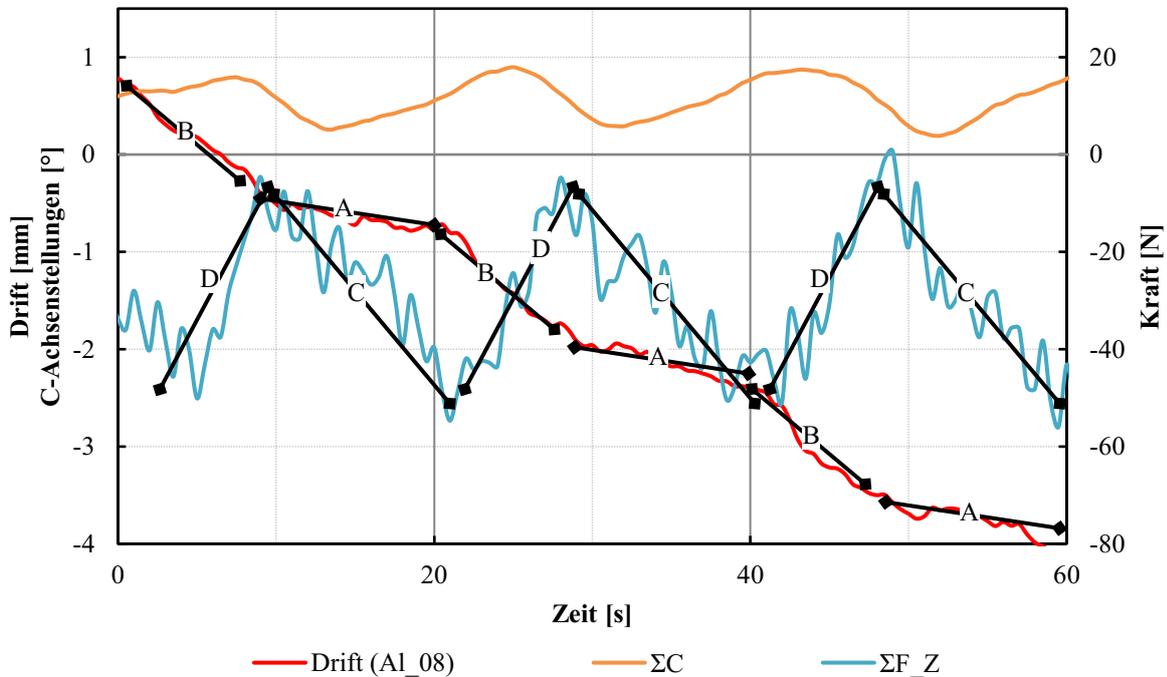


Abb. 7.16 Versuchsergebnisse des Versuchs XVIII (Tab. 7.1).

Neben den vier Graphen mit der jeweiligen Kraft einer Rolle in Z-Richtung und den vier C-Achsenrotationspositionen, ist die Driftbewegung des Werkstücks, die Summe aller C-Achsenpositionen und die Summen der Kräfte in Z-Richtung aufgetragen. Die Aufzeichnungen zeigen in vielen Bereichen sehr deutliche Muster, die sich mit jeder Werkstückumdrehung wiederholen. Obwohl die Driftbewegung mit dem Algorithmus 08 nicht kontrolliert werden kann, weist diese ebenfalls sich wiederholende Muster auf. Außerdem setzt sich die Driftbewegung pro Umdrehung jeweils aus einer flacheren (A) und einer steileren (B) Rampe zusammen. Insbesondere im Vergleich mit der Summe der Kräfte in Z-Richtung fällt auf, dass sich die Kraft in der Phase mit der geringeren Driftbewegung aufbaut (C) und während der stärkeren Driftbewegung wieder abbaut (D). Damit ist im Ansatz gezeigt, dass sich die Driftbewegung über eine sich im Vorfeld aufbauende Kraft ankündigt.

7.3.8 Summe der Kräfte in Z-Richtung als Regelungsgröße für die C-Achsenansteuerung

Da im vorangegangenen Versuch die Summe der Kräfte in Rotationsachsenrichtung am besten mit der Driftbewegung korreliert haben, werden in diesem Versuch alle C-Achsen nach dieser Summenkraft positioniert.

Die Versuchsergebnisse (Abb. 7.17) bestätigen die Beobachtungen aus dem Versuch mit Algorithmus 08 nicht. Auch wenn sich die Summe der Kräfte in Z-Richtung im Mittelwert kaum unterscheiden, driftet das Werkstück schon nach weniger als 60 s über zehn Millimeter. Zum Vergleich ist die Driftbewegung mit Al_08 nochmals dargestellt.

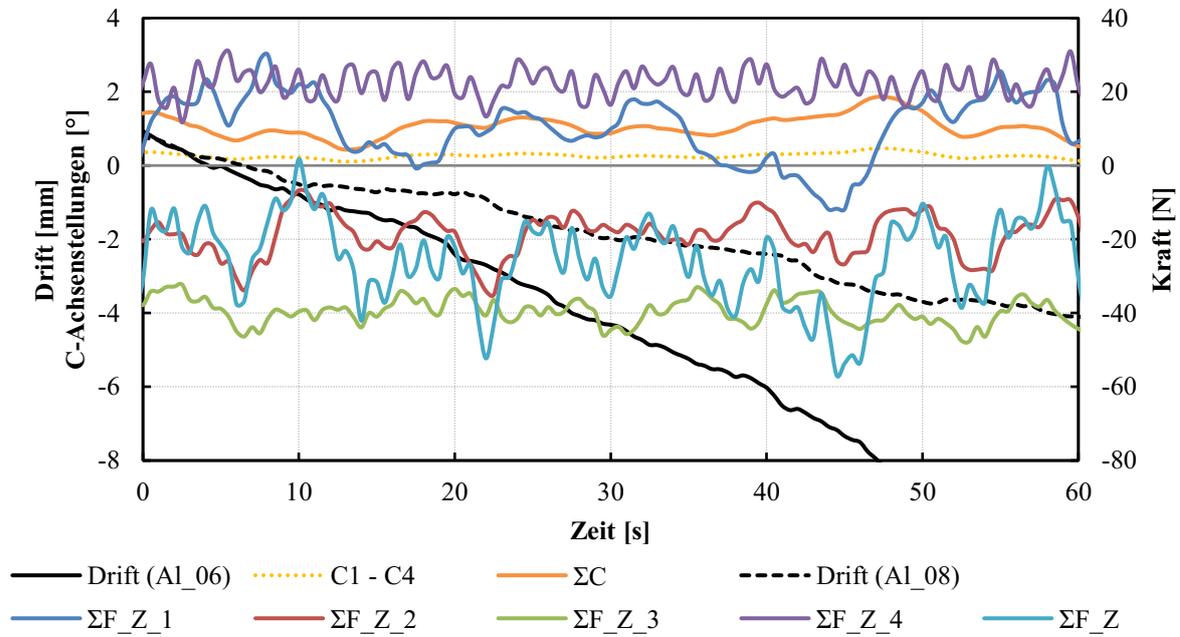


Abb. 7.17 Versuchsergebnisse des Versuchs XIX (Tab. 7.1).

Der eindeutige Zusammenhang zwischen ΣF_Z und der Driftbewegung zeichnet sich nicht ab. Ähnlich wie im Vorversuch korreliert die Einzelkraft ΣZ_Z_1 am ehesten mit der Gesamtsumme der Kraft in Z-Richtung.

7.3.9 Al_10 – Kraft in Y-Richtung als Regelungsgröße für eine oder mehrere C-Achsen

Bei den Versuchen XX und XXI (Tab. 7.1) wird jeweils der Regelungsalgorithmus Al_10 eingesetzt. Dieser gebraucht eine oder mehrere C-Achsen als Steuerungsinstrument. Dabei ist die Kraft der jeweiligen C-Achse in Y-Richtung der entsprechende Regelungsparameter. Bei dem Versuch XX (Tab. 7.1) wird die C1-Achse, bei dem Versuch XXI (Tab. 7.1) werden alle C-Achsen zur Regelung verwendet.

Abb. 7.18 zeigt im oberen Bereich, für den Versuch XXI (Tab. 7.1), die C-Achsenpositionen sowie deren Summe und die jeweiligen Kräfte in Y-Richtung an den vier Rollen, aufgetragen über der Zeit.

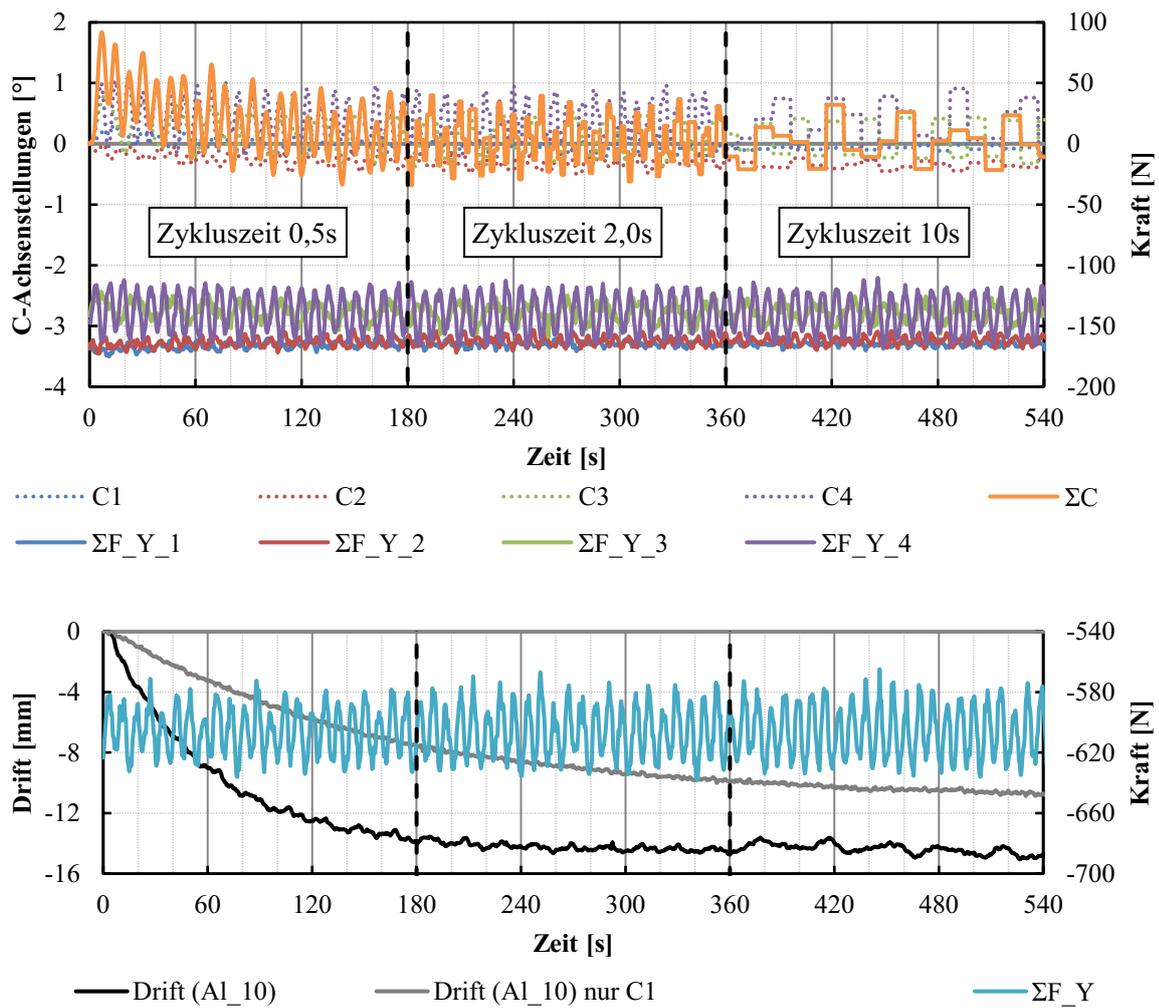


Abb. 7.18 Versuchsergebnisse der Versuche XX und XXI (Tab. 7.1).

Im unteren Teil der Abbildung sind, für den gleichen Versuch, zusätzlich die Driftbewegung des Werkstücks in Rotationsachsenrichtung und die Summe der vier Einzelkräfte in Y-Richtung skizziert. Außerdem ist die Driftbewegung für den Versuch XX (Tab. 7.1) dargestellt. In beiden Versuchen sind die Daten als Mittelwert über zehn Sekunden aufgezeichnet. Die Gesamtversuchszeit von 540 s ist in drei gleich lange Versuchsabschnitte aufgeteilt. Im ersten 180 s Abschnitt beträgt die Zykluszeit 0,5 s, im zweiten 2 s und im dritten 10 s.

Der Driftsensor, der die Driftbewegungen des Werkstücks aufzeichnet, kann keine absolute Werkstückposition angeben. Diese lässt sich nur aus den Gewichtskräften rekonstruieren. Für die dargestellten Graphen ist die Position des Werkstücks im Versuch XXI (Tab. 7.1) bei 540 s als Nullposition angenommen und die Werkstückposition im Versuch XX (Tab. 7.1) bei 540 s nach den aufgenommenen Gewichtskräften (Tab. 7.3) auf der primären vertikalen Achse verschoben. Aufgrund des Rauschens der Gewichtskraftaufzeichnungen sind die für diesen Schritt verwendeten Gewichtskräfte mit den Formeln der jeweiligen Ausgleichsgeraden berechnet.

V020	Formel	540 s	$\Delta 0 \text{ s} - 540 \text{ s}$
ΣF_{Y_1}	$y = 0,0056 x - 166,63 \text{ N}$	-163,606 N	+ 5,13 N
ΣF_{Y_2}	$y = 0,0039 x - 164,01 \text{ N}$	-161,904 N	
ΣF_{Y_3}	$y = - 0,0061 x - 137,07 \text{ N}$	-140,364 N	- 5,40 N
ΣF_{Y_4}	$y = - 0,0039 x - 138,48 \text{ N}$	-140,586 N	

Tab. 7.3 Aufgenommene Gewichtskraftverhältnisse des Versuchs XXI (Tab. 7.1).

Der Versuch zeigt, dass die Gewichtskraft an den jeweiligen Auflagepunkten des Werkstücks auf der Rollendrehvorrichtung als Regelungsparameter geeignet ist. Sowohl mit nur einer C-Achse als auch mit allen C-Achsen als Steuerungselement, führt der Algorithmus Al_10 zu einer stabilen Rotation des Werkstücks. Die Sättigungsphase wird in beiden Versuchen (XX und XXI, Tab. 7.1) erreicht. Der Versuch XXI pendelt sich nach ca. 300 s, nach einer Driftbewegung von $-14,61 \text{ mm}$, ein, Versuch XX scheint diesen Punkt gerade bei Versuchsende zu erreichen. Die Amplitude der Werkstückposition beträgt bei Versuch XXI (Tab. 7.1) zwischen Sekunde 300 und 360 ca. $0,66 \text{ mm}$. Dabei ist zu berücksichtigen, dass in diesem Zeitintervall bereits eine Zykluszeit von 2 s eingestellt ist.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Beim Einsatz von Rollendrehvorrichtungen erfahren die rotierenden Werkstücke eine in Rotationsachsenrichtung gerichtete Bewegung. Diese wird umgangssprachlich als „Drift“ bezeichnet. Aus verschiedenen Erfahrungsberichten von Rollendrehvorrichtungsherstellern sowie Rollendrehvorrichtungsanwendern geht hervor, dass die Driftbewegungen in ihren Ausprägungen sehr unterschiedlich auftreten, jedoch nie vollständig verhindert werden können. Zusätzlich wurde berichtet, dass die Driftbewegung, insbesondere bei großen Werkstückgewichten, unmöglich durch eine axiale Blockade aufzuhalten ist. Sie kann ein Kraftniveau erreichen, bei dem selbst verankerte Rollenböcke umgerissen werden. Bisherige Ansätze, das Driftphänomen zu kontrollieren, erfordern einen hohen Aufwand hinsichtlich der Fertigung und der Ausrichtung bzw. Positionierung der Rollenböcke und zeigen dennoch keine endgültig verlässliche Methode zur Eliminierung der Driftbewegung und darüber hinaus kein Verständnis des mechanischen Systems, welches die Ursachen darlegt.

Aus diesem Grund wurde das Phänomen der Driftbewegung in der vorliegenden Arbeit, ausgelöst durch wiederkehrende Schwierigkeiten und den daraus resultierenden Gefahren bei der Verwendung von Rollendrehvorrichtungen in der Produktion, untersucht und beleuchtet. Der Anwendungsbezug bildet mit den bestehenden Patenten und dem vorherrschenden IST-Zustand den Einstieg in das Verständnis des Systems. Die untersuchten Patentschriften lassen sich hinsichtlich ihrer technischen Herangehensweise zur Driftbekämpfung in zwei Kategorien einteilen. Die Patente von Wagner, Schmidt und Feldner /WSF89/ und das von Gehrler /Geh06/ zeigen lediglich die Möglichkeit auf, das Bearbeitungswerkzeug in einer Art nachzuführen, dass die Position relativ zum Werkstück nahezu unverändert bleibt. Für Bearbeitungsvorgänge mit langer Rotationslaufzeit oder großen Driftbewegungen pro Umdrehung stellen diese Ansätze keine verwendbaren Lösungen dar. Die Patente von Swan /Swa59/, Panzeri /Pan78/, Ritter und Rehfeld /RR08/, und von Ziffel /Zif82/, Flaig /Fla09/ und Hansen /Han80/ beschreiben hingegen Lösungen, um die Driftbewegungen des Werkstücks durch Rollenverschiebungen oder Rollendrehungen zu kompensieren. Die Mechanismen zur Driftkompensation korrelieren dabei immer mit der Driftbewegung des Werkstücks. Mit dieser Vorgehensweise werden jedoch nicht die Ursachen der Driftbewegung beschrieben oder verhindert, sondern die Folgen der Ursachen minimiert, wobei die Minimierung kurativ ist. Die grundlegende Beschreibung des mechanischen Systems

der Rollendrehvorrichtungen und die experimentelle Erforschung sind daher für das Ziel einer präventiven Driftkompensation erforderlich.

Mit der Untersuchung an einer bestehenden Rollendrehvorrichtung in Abschnitt 2.3 können die zuvor genannten Erfahrungen und Beobachtungen verifiziert werden. Die gewählte Herangehensweise mit der DMS-basierten Messtechnik zeigt, insbesondere in der Messung M009 (vgl. Abschnitt 2.3.2), zu Beginn der Arbeit einen vielversprechenden Ansatz. Trotz der sehr massiven Bauweise der untersuchten Rollendrehvorrichtung und einem für die Gewichtskapazität der Rollendrehvorrichtung, nur mittelschweren Werkstücks, wurde beim Überlaufen einer Schweißnaht am Außendurchmesser des Werkstücks über einer Rolle eines Rollenbocks eine Driftverzögerung mit einer sich gleichzeitig aufbauenden Axialkraft gemessen. Die gewonnenen Messergebnisse unterstützen die Möglichkeit die Axialkräfte zwischen Rollen und Werkstück als Regelungsgröße für eine mögliche Driftkompensation zu verwenden und lassen darüber hinaus die Möglichkeit einer Eliminierung der Driftursachen zu, da sich die Axialkräfte vor ihrer Entfaltung aufzubauen scheinen. Zusätzlich zeigt insbesondere die drehrichtungsunabhängige Driftbewegung (Abschnitt 2.3.3) die Forschungsnotwendigkeit bzgl. des Systemverhaltens.

Kapitel 4, mit der Beschreibung des mechanischen Systems der Rollendrehvorrichtungen, verdeutlicht dessen Komplexität. Ausgehend von einer idealen Rollendrehvorrichtung mit idealem Werkstück wurden mögliche Abweichungen, einerseits hinsichtlich der Werkstückungenauigkeiten und andererseits hinsichtlich möglicher Fertigungs- und Ausrichtungsfehler herausgearbeitet. Während die Werkstückabplattung lediglich vom Durchmesser und vom Durchmesser Verhältnis abhängig ist, wird die Werkstückdurchbiegung zusätzlich von der Werkstücklänge beeinflusst, wobei die Ergebnisse zeigen, dass der Kreisringquerschnitt besonders widerstandsfähig gegen die Werkstückdurchbiegung ist. Die Abplattung der Werkstücke kann, insbesondere bei großen Außendurchmessern, kritisch werden. In Abschnitt 4.2.3 wird ergänzend die sich gegenseitig ausgleichende Wirkung zwischen der Werkstückabplattung und –durchbiegung dargelegt und anhand von Beispielberechnungen verifiziert.

Die ermittelten Fertigungs- und Ausrichtungsfehler konnten auf die zwei Rollenpositionierungsfehler „Gelenkte und geschwenkte Rolle“ zusammengefasst werden. Die gelenkte Rolle beschreibt eine Positionsveränderung zwischen der Rollen- und der Werkstückachse insofern, dass die Rolle um eine Achse gedreht wird, die durch den Rollenmittelpunkt geht und senkrecht auf der Rotationsachse des Werkstücks steht. Diese Auslenkung ist mit dem Lenkeinschlag an einem Pkw vergleichbar. Die Fahrbahn entspricht der abgerollten Mantelfläche des Werkstücks und der Autoreifen entspricht der Rolle am Rollenbock. Das Auto bewegt sich allerdings nicht über die Fahrbahn, sondern die Fahrbahn bewegt sich am Reifen entlang. Eine solche Positionsveränderung der Rollenanlage am Werkstück stellt sich beispielsweise immer dann ein, wenn die beiden Rollenböcke nicht parallel zueinander aus-

gerichtet sind. In diesem Fall würde die Rollenanlage durch eine Überlagerung der beiden Zustände aus gelenkter und geschwenkter Rolle korrekt beschrieben. Die Lage einer geschwenkten Rolle kann mit der Sturzeinstellung an einem Pkw verglichen werden. An der Rollendrehvorrichtung dreht sich die Rolle um die Tangentialachse, die senkrecht zur Werkstückrotationsachse verläuft und im Kontaktpunkt zwischen Rolle und Werkstück anliegt. Die Ergebnisse und Beschreibungen aus Abschnitt 4.3 zeigen deutlich, dass der Einfluss einer gedrehten Rolle gegenüber einer geschwenkten Rolle um ein Vielfaches größer ist. Zusätzlich sind zwei weitere Erkenntnisse der theoretischen Untersuchung besonders interessant. Die erforderlichen Drehmomente zur Erzeugung einer Axialkraft, welche in der Folge zu einer Driftbewegung des Werkstücks führen kann, und die damit maximal mögliche Axialkraft als solche sind nicht zwangsläufig proportional zueinander, sondern insbesondere anti-proportional zum Schräglauf- oder Anstellwinkel der Rollen am Werkstück. Erklärt wird dies mit dem „Verschraubungseffekt“. Dieser zeigt, dass sich die entstehende Axialkraft aus einem direkten und einem indirekten Anteil zusammensetzt, die beide durch das maximal anliegende Drehmoment an der Antriebsrolle bzw. der daraus am Werkstückaußendurchmesser anliegenden Tangentialkraft begrenzt werden. Während der direkte Anteil mit dem Schräglaufwinkel steigt, nimmt die theoretisch übertragbare Kraft mit betragsmäßig sinkendem Schräglaufwinkel zu. Bei sehr schweren Werkstücken können somit, gerade bei sehr kleinen Fehlstellungen, große Axialkräfte erzeugt werden. Weiter zeigt sich, dass eine geschwenkte Rolle eine drehrichtungsunabhängige Driftbewegung erzeugt, weil die entstehenden Axialkräfte von der Materialverformung im Kontaktpunkt abhängen. Diese sogenannten Rückstellkräfte wirken der Materialverformungsrichtung entgegen. Wird an einer Rollendrehvorrichtung eine Rolle um die A-Achse geschwenkt, oder ergibt sich aus einer sonstigen Bedingung eine entsprechende geometrische Lage zwischen Rolle und Werkstück, verformt das Werkstück, aufgrund des Eigengewichts, die Rolle im Kontaktpunkt einerseits tangential und andererseits entlang ihrer Rotationsachse. Die Rückstellkraft wirkt folglich ebenfalls mit einem Teil entlang der Rollenrotationsachse und somit gleichzeitig in Richtung der Werkstückrotationsachse. Erfolgt eine Drehrichtungsumkehr, wird der entlang der Rollenrotationsachse wirkende Anteil der Rückstellkraft nicht verändert, weil die geometrische Lage zwischen Rolle und Werkstück weiterhin unverändert ist.

Die erarbeiteten theoretischen Erkenntnisse bilden die Grundlage für den Aufbau des Mehrkörpersimulationsmodells in Kapitel 5 und für das Design des Modellversuchsstandes im reduzierten Maßstab in Kapitel 6. Nachdem die erforderlichen Variationsmöglichkeiten festgelegt und das Modell im Simulationsprogramm geometrisch entsprechend aufgebaut waren, wurde das Kontaktwirkungsmodell zwischen den Rollen und dem Werkstück durch verschiedene iterative Optimierungsschritte angepasst (vgl. Abschnitt 5.2).

Obwohl es sich im Mehrkörpersimulationsmodell um einen geometrisch symmetrischen und homogenen Aufbau handelt, erfährt das Werkstück eine konstante Driftbewegung (vgl. Abb. 5.8). Dies ist auf

die endliche Auflösung der Netzstrukturen zurückzuführen. Wird die Symmetrie beispielweise dadurch aufgelöst, dass nur eine Rolle oder nur einer der beiden Rollenböcke angetrieben wird, führt dies zu einer verstärkten Driftbewegung des Werkstücks. Zusätzlich ist diese Eigenschaft der Rollendrehvorrichtung im Mehrkörpersimulationsmodell, ebenso wie die A-Achseneffekte, drehrichtungsunabhängig und das Werkstück bewegt sich in Richtung des Rollenbocks mit angetriebenen Rollen. Grund für diese drehrichtungsunabhängige Driftbewegung ist die minimale Auslenkung, die das Werkstück durch den Rollenantrieb erfährt. Damit wird die Symmetrie, wenn auch nur geringfügig, aufgehoben und alle vier Rollen arbeiten in Richtung des angetriebenen Rollenbocks. Wird die genannte Symmetrie zwischen den Rollenböcken auch mit der Wahl der angetriebenen Rollen eingehalten (bspw. Rolle 1 bis 4 angetrieben), findet nahezu keine Driftbewegung statt.

In der Untersuchung der axialen Kraftkomponente (Abschnitt 5.4.2) wird deutlich, dass die Anzahl der ausgelenkten Rollen einen größeren Einfluss auf die Axialkraft hat als der Grad der ausgelenkten Rollen. Dabei ist zu berücksichtigen, dass in der Mehrkörpersimulation das Antriebsdrehmoment nicht begrenzt wurde. Damit ist die maximal übertragbare Kraft zwischen den Rollen und dem Werkstück durch die maximale Reibkraft, abhängig vom Rollenkontakt und dem Werkstückgewicht, begrenzt. Die gleichen Voraussetzungen gelten auch in der Simulation zur Ermittlung der maximalen Axialkraft zwischen zwei Rollenböcken (Abschnitt 5.4.3). Hier wird vor allem erneut der Verschraubungseffekt sichtbar. In Abb. 5.10 ist die Differenz der Axialkräfte zwischen Rollenbock 1 und 2 und dem anliegenden Drehmoment bei unterschiedlichen C-Achsenstellungen und Werkstückgewichten dargelegt. Durch die Ausnutzung des Verschraubungseffekts (kleine C-Achsenauslenkungen) werden bei einem Werkstückgewicht von 1.000 kg knapp 80 % der Axialkraft zwischen den beiden Rollenböcken erzeugt, die bei großen Achsauslenkungen entstehen, wobei gleichzeitig nur knapp 15 % des entsprechenden Antriebsmoments benötigt werden.

Die weiteren Mehrkörpersimulationen in Kapitel 5 zeigen die drehrichtungsunabhängige Wirkung der A-Achsen (5.4.4), den deutlich höheren Einfluss der C-Achsen gegenüber den A-Achsen bezogen auf die Erzeugung von der in der Werkstückrotationsachse wirkenden Kräften (5.4.5) und dem ebenfalls geringen Einfluss der X-Achsenverstellung (5.4.6). Letztere Erkenntnis ist bezüglich der Bearbeitung von konischen Werkstücken sehr wichtig, da sich Axialkräfte dabei nicht vermeiden lassen. Durch die stärker wirkenden C-Achsen ist eine Rollendrehvorrichtung mit einer aktiven C-Achsenpositionierung in der Lage auch stärkeren axial wirkenden Kräften entgegenzuwirken. Insgesamt haben die Mehrkörpersimulationen die theoretischen Ansätze in den drei genannten Punkten bestätigt. Hinsichtlich der drifffreien Rotation von Bauteilen auf einer idealen Rollendrehvorrichtung konnten die Mehrkörpersimulationen den theoretischen Ansatz nicht bestätigen.

Der Modellversuchsstand musste aufgrund der theoretischen Ansätze sowie den Ergebnissen der Mehrkörpersimulationen über eine hohe Flexibilität verfügen. Diese beinhaltet zum einen eine flexible Positionierung der Rollen und zum anderen eine gute messtechnische Ausstattung zur Datenerfassung. Zehn automatische und zwei manuell betriebene Achsen sorgen für eine nahezu beliebige Positionierbarkeit der Rollen. Darüber hinaus kann der Modellversuchsstand für verschiedenste Werkstückgeometrien eingerichtet werden. Neben den Achsenpositionen wird die Werkstückposition in Rotationsachsenrichtung erfasst. Zusätzlich laufen in der verwendeten SPS die Signale der 3D-Kraftsensoren zusammen. Die DMS-basierten Sensoren, die unterstützt durch FE-Berechnungen entwickelt wurden, sind an allen Rollenlagerstellen verbaut. Die Messwerte können online abgerufen, verarbeitet und für Regelungsoperationen verwendet werden. Für den Betrieb des Modellversuchsstandes sind die drei Betriebszustände „Handbetrieb“, „Automatikbetrieb“ und „Referenzieren“ entwickelt worden. Im Automatikbetrieb können die implementierten Regelungsalgorithmen über ein Drop-Down-Menü ausgewählt werden. Die Wirkung der verschiedenen Algorithmen und des ebenfalls implementierten Verstärkungsfaktors ist zusätzlich auf der Bedienoberfläche des im HMI auf einer separaten Seite erläutert und abrufbar.

In Kapitel 7 wurden verschiedene Konfigurationen mit dem Modellversuchsstand untersucht. Im ersten Teil werden einige theoretische Ansätze und Mehrkörpersimulationen verifiziert. Insbesondere die Entstehung einer drehrichtungsunabhängigen Driftbewegung des Werkstücks bei einer Rollendrehung um die A-Achsen (geschwenkte Rollen). Dies verifiziert ebenfalls die Beobachtungen im Feldversuch an einer Rollendrehvorrichtung in Originalgröße und liefert gleichzeitig die Erklärung für die dort entstandene drehrichtungsunabhängige Driftbewegung. Im Verlauf von Kapitel 7 sind einige Ergebnisse der entwickelten Regelungsalgorithmen dargelegt. Die ausschließlich als proportionale Regler in die Steuerung des Modellversuchsstandes implementierten P-Regler arbeiten als Eingangsgrößen mit der Driftbewegung des Werkstücks oder den an den 3D-Kraftaufnehmern aufgenommenen Kräften.

Die Untersuchung des Einflusses des Werkstückgewichts auf die Regelungsgeschwindigkeit zeigt, dass sich das Werkstückgewicht, auch bei den relativ kleinen Gewichten der beiden Werkstücke (70 kg und 318 kg), negativ auf das Ansprechverhalten einer Achsenansteuerung zur Driftkompensation auswirkt und dass das Zeitintervall bis zum Erreichen eines in Rotationsachsenrichtung ruhenden Werkstücks, bei gleicher Amplitude der Achsauslenkung, mit steigendem Werkstückgewicht wächst.

In den Versuchen, die in den Abschnitten 7.3.2 bis 7.3.4 beschrieben werden, wird der Regelungsalgorithmus AI_23 eingesetzt. Dieser steuert die C1- und C2-Achse in Abhängigkeit der Werkstückposition in Rotationsachsenrichtung des Werkstücks an. Zu Beginn wird die Funktion des Algorithmus unter verschiedenen Zykluszeiten und mit unterschiedlichen Verstärkungsfaktoren untersucht. Dabei wird deutlich, dass die Regelung bei einem mittleren bis starkem Verstärkungsfaktor mit steigender

Zykluszeit zur Instabilität neigt. Positiv wirkt sich der Verstärkungsfaktor auf die absolute Position des Werkstücks in Z-Achsenrichtung aus, wobei er wiederum keinen Einfluss auf die Amplitude der Driftbewegung um die relative Position des Werkstücks hat. Die Amplitude wurde anschließend nochmal separat für andere absolute Werkstückpositionen und für das leichtere Werkstück untersucht, was bzgl. der Amplitudenhöhe jedoch keinen signifikanten Effekt erzielte.

Bei näherer Betrachtung der Amplitude (Abb. 7.11 unten) folgt diese einem Intervall mit einer Länge von 20 Sekunden. Dies entspricht exakt einer Werkstückumdrehung. Außerdem zeigt sich, dass sich die einzelnen Amplituden pro Werkstückumdrehung wiederholen. Da der Driftsensor die Stirnfläche des Werkstücks abtastet, ist die Verbindung naheliegend und bestätigt sich im Vergleich mit der im Versuch aus Abschnitt 7.3.5 detektierten Stirnseitenoberfläche. Bei der Untersuchung der Hüllkurve der übereinandergelegten einzelnen Amplituden über einer Werkstückumdrehung zeigt das 90. Perzentil der Abweichungen vom Mittelwert eine Streuung von $\pm 0,05$ mm. Um diese Genauigkeit der Relativposition des Werkstücks mit den Regelungsalgorithmen zu erreichen, muss die Sollposition der Stirnseitenoberfläche über eine Werkstückumdrehung entsprechen. Bei dieser Korrektur ist eine genaue Nullpunktdefinition der Werkstückdrehung unabdingbar. Der Regelungsalgorithmus zeigt im Modellversuchsstand damit die exakteste kurative Regelung, um das Werkstück in axialer Richtung in einer Ruheposition zu halten. Zusätzlich ist positiv festzustellen, dass für die C-Achsenpositionierung unter der 30° -Anstellung nur ein sehr geringer Kraftaufwand erforderlich ist.

Die in den Abschnitten 7.3.7, 7.3.8 und 7.3.9 eingesetzten Regelungsalgorithmen verwenden als Regelungsparameter eine Kraft bzw. mehrere Kräfte. In Abschnitt 7.3.7 wird der Regelungsalgorithmus Al_08 genutzt, der die jeweilig an einer Rolle anliegende Kraft, die in Rollenrotationsachsenrichtung zeigt, als Messgröße verwendet, um deren C-Achsenposition zu manipulieren. Die Driftbewegung des Werkstücks kann mit dieser Versuchseinstellung nicht kontrolliert werden, so dass sich das Werkstück schon nach weniger als einer Minute fünf Millimeter in Rotationsachsenrichtung verschoben hat. Gleichzeitig folgen die Summe der in die Z-Achse gerichteten Kräfte und die Driftbewegung des Werkstücks einem Muster, welches sich mit der Werkstückumdrehung wiederholt. Die beiden Messdaten korrelieren in zwei aufeinanderfolgenden Phasen. In der ersten Phase, in der das Werkstück stark driftet, sinkt die Summe der Kräfte in Z-Richtung, während sich in der zweiten Phase, in der die Driftgeschwindigkeit des Werkstücks deutlich geringer ist, die Kräfte in Z-Richtung neu aufbauen. Diese Ergebnisse zeigen, dass sich die für eine Driftbewegung erforderlichen in Rotationsachsenrichtung gerichteten Kräfte im Vorfeld, vor der eigentlichen Driftbewegung aufzubauen scheinen. Aus diesem Grund wurden im darauffolgenden Versuch alle C-Achsen, unter Verwendung der Summe der Kräfte in Z-Richtung als Regelungsparameter, angesteuert. Trotz der zuvor gezeigten Korrelation konnte die Driftbewegung des Werkstücks auch mit diesen Versuchseinstellungen nicht kontrolliert

werden. Darüber hinaus war auch der eindeutige Zusammenhang zwischen der Driftbewegung und der Summenkraft in Z-Richtung hier nicht erkennbar.

Der Regelungsalgorithmus 10, der in Abschnitt 7.3.9 Anwendung findet, manipuliert die C-Achsen der Rollen nach der in Summe an der jeweiligen Rolle anliegenden Kraft in Y-Richtung (proportional zur Gewichtskraft). Zusätzlich wurde der Versuch mit nur einer aktiven C-Achse durchgeführt. Beide Durchläufe verdeutlichen, dass die proportional zur Gewichtskraft wirkende Kraft in Y-Richtung als Regelungsgröße geeignet ist, weil sich die Driftbewegung in beiden Fällen in einen Sättigungsbereich begab. Dieser wurde bei vier aktiven C-Achsen nach ca. 180 Sekunden und bei nur einer aktiven C-Achse nach ca. 540 Sekunden erreicht. Dies ist im Vergleich mit den Versuchen bei denen die Werkstückposition in Z-Richtung als Regelungsgröße für die C-Achsen eingesetzt wurde eine sehr träge Wirkung. Dennoch ist die Amplitude mit der sich das Werkstück um den Sättigungszustand in Z-Richtung bewegte mit ca. 0,66 mm klein, besonders da der Regelungsalgorithmus zu diesem Zeitpunkt mit einer Zykluszeit von zehn Sekunden eingesetzt wurde. An dieser Stelle sei ebenfalls angemerkt, dass die Gewichtskräfte der Werkstücke im Modellversuchsstand klein sind und dass die Kraftaufnehmer, da diese Kräfte in drei Raumrichtung gleichzeitig erfassen, für diesen einzelnen Versuch nicht ideal sind.

Die in dieser Arbeit hergestellten Zusammenhänge zwischen dem theoretisch beschriebenen System der Rollendrehvorrichtungen, dem erstellten Mehrkörpersimulationsmodell und insbesondere den vorgestellten Ergebnissen der Modellversuche haben gezeigt, dass die Umsetzung einer präventiven Driftkompensation möglich ist. Obwohl die messtechnische Ausrüstung am Modellversuchsstand für einzelne Versuche keine ideale Voraussetzung bot, wurden erfolgreich Algorithmen entwickelt, mit denen die Driftbewegung des Werkstücks minimiert und teilweise nahezu eliminiert werden konnte. Dabei kristallisiert sich die C-Achsenpositionierung senkrecht zur Mantelfläche des Werkstücks als wichtigstes Kriterium für diesen Erfolg heraus. Ausblickend auf die Übertragung auf eine Rollendrehvorrichtung in Originalgröße ist an dieser Stelle auch der sehr geringe Kraftaufwand zur Manipulierung der C-Achsenpositionen zu erwähnen. Mit dem Regelungsalgorithmus 23 konnte die Werkstückposition in Rotationsachsenrichtung auf ca. einen zehntel Millimeter begrenzt werden. Das Potenzial diese Genauigkeit weiter zu verbessern wird zum einen dadurch begrenzt, dass es sich um eine kurative Regelung handelt und zum anderen dadurch, dass mit höheren Gewichten die Reaktionszeit des Werkstücks steigt. Bei der Verwendung von kraftabhängigen Regelungsparametern spiegelt sich das Entwicklungspotential vor allem in der Auflösung der Kraftsensoren wieder.

Im weiteren Verlauf des Projekts ist die Optimierung des Versuchsstandes hinsichtlich der verwendeten Messtechnik anzustreben. Eine verbesserte Kraftdetektierung der einzelnen Krafrichtungen an den jeweiligen Rollen der Rollendrehvorrichtung kann die in Abschnitt 7.3.7 gezeigten Ergebnisse einer

sich vorzeitig vor dem Einsetzen der Driftbewegung aufbauenden Kraft weiter vorantreiben. Mit einer höheren Auflösung und einem geringeren Überlagerungseffekt bei der Kraftmessung, wird die präventive Driftkompensation zuverlässiger und besser umsetzbar. Besonders da der Regelungsalgorithmus 10 aus Abschnitt 7.3.9 eine erfolgreiche Werkstückkontrolle aufweist, muss überlegt werden, den Modellversuchsstand dahingehend umzukonstruieren, dass in einzelnen Versuchen eindimensionale Kräfte mit eindimensionalen Kraftaufnehmern erfasst werden können, wobei die erforderliche Raumrichtung für jeden Versuch weiterhin frei wählbar bleibt. Zusätzlich sollte der Versuchsstand um mindestens einen Rollen Antrieb erweitert werden, damit die in Abschnitt 5.4.1 gewonnenen Erkenntnisse auch am Modellversuchsstand abgebildet werden können.

Für den Transfer der am Modell experimentell ermittelten Lösungen in einen Rollendrehvorrichtungstyp im Maßstab 1:1 kann das Mehrkörpersimulationsmodell unterstützen, welches zusätzlich hinsichtlich der Bauteilauflösung erweitert werden kann.

Mit den Erkenntnissen dieser Arbeit muss ein an einer originalen Rollendrehvorrichtung eingesetzter Regelungsalgorithmus entweder mit einem Driftsensor oder mit einer zur Gewichtskraft proportionalen Kraft arbeiten, da nur auf diese Weise ein adäquates Sicherheitsniveau erreicht werden kann.

Das Ergebnis dieser Arbeit ist ein multifunktionaler Modellversuchsstand, der die herausgearbeiteten Einflussgrößen auf die Driftbewegung von rotationssymmetrischen Körpern nachstellt und relevante Messgrößen erfasst. Die implementierten und getesteten Regelungsalgorithmen zeigen bezüglich einer kurativen Kompensation der axialen Driftbewegung sehr gute Ergebnisse. Unter Verwendung eines stirnseitigen Wegsensors ist es gelungen die Werkstücke, während des Rotierens, bis auf wenige zehntel Millimeter in einer axialen Ruheposition zu halten. Mit dem Nachweis des Einflusses der stirnseitigen Unebenheiten des Werkstücks, ist das Potential, die Driftbewegung mit dem verwendeten Regelungsalgorithmus auf unter einen zehntel Millimeter zu begrenzen, aufgezeigt und kann experimentell untersucht werden. Hinsichtlich einer vom Wegsensor unabhängigen Driftkompensation zeigt die Verwendung der über die 3D-Kraftaufnehmer gemessenen Gewichtskräfte des Werkstücks und dessen Verteilung auf die Rollen vielversprechende Ansätze. Auch hier können axiale Ruhepositionen mit einer Amplitude von einem zehntel Millimeter erreicht werden, obwohl die eindimensionalen Gewichtskräfte mit den für diese Aufgabe nicht idealen 3D-Messaufnehmern aufgenommen wurden. Aus den Ergebnissen leiten sich folgende Forschungsfelder ab: Es ist erforderlich den Modellversuchsstand hinsichtlich der messtechnischen Ausstattung bzw. der Auflösung der Kraftdetektierung in einzelne Raumrichtungen zu verbessern, um die Wirksamkeit der entwickelten Regelungsalgorithmen zu optimieren. Ein zweites Forschungsfeld besteht in der Skalierung der Versuche und Ergebnisse auf eine Rollendrehvorrichtung in Originalgröße. Insbesondere ist die Übertragbarkeit auf die veränderten

Werkstückgewichte zu betrachten. Zur Umsetzung kann das Mehrkörpersimulationsmodell eingesetzt werden.

Literaturverzeichnis

- /Ada01/ Adams: Basic ADAMS Full Simulation Training Guide. Mechanical Dynamics, Incorporated, 2300 Traverwood Drive, Ann Arbor, Michigan 48105, Version 11.0, 2001
- /Ada19/ Adams 2017 Online Help: Material Contact Properties. file:///C:/MSC.Software/_Adams_Student_Edition/2017/help/wwhelp/wwhimpl/js/html/wwhelp.htm#href=adams_solver/state_contact.html#1333011, 2019
- /Alv13/ Alvarez, Eduardo Alvarez; Villán, Alberto Fernández; Acevedo, Rodrigo Garcíá; Castro de Benito, Andrés; Meana, Marco Jiménez; Prieto, María Antonia García: Control systems to counteract axial displacement during the welding of huge pipes. In: The International Journal of Advanced Manufacturing Technology (2013), S. 647-655
- /Amo99/ Amonton, Guillaume: Histoire de l'académie royal des sciences. Mem. Math. Phys. 1699
- /Amo06/ Amonton, Guillaume: De la resistance caussée dans la machines. Mem. Acad. R. Science. 1706
- /Brä95/ Brändlein, Johannes; Eschmann, Paul; Hasbargen, Ludwig; Weigand, Karl: Die Wälzlagerpraxis – Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen. Vereinigte Fachverlage, 3. Auflage, 55129 Mainz, 1995
- /Car16/ Carter, Frederick W.: The electric locomotive. Minutes of the Proceedings of the Institution of Civil Engineers, 201. 1916
- /Cou85/ Coulomb, Charles Augustin de: Théorie des machine simples, en ayant égard au frottement de leurs parties, et á la roideur des cordages. Mem. Math. Phys, Paris Acad. R. Sci., 1785
- /Eva07/ Evans`, Gail: ALIGNMENT CONSIDERATIONS AND SAFETY ISSUES IN THE USE OF TURNING ROLLS. Von http://www.red-d-arc.com/product_details.aspx?sub_cat=184&prod_id=486 abgerufen, 2007
- /Fla09/ Flaig, Robert T.: Anti-Drift turning roll system. New York, United States of America, 2009

- /FW09/ Fritzen, Claus-Peter; Weinberg Kerstin: Elastostatik: Skript zur Vorlesung Elastostatik. Siegen, 2009
- /Geh06/ Gehrer, Udo: Verfahren zur Korrektur der Bearbeitungswerkzeugposition bei der Bearbeitung von Rohren, die aufgrund der Drehung während der Bearbeitung ein unerwünschte Längsverschiebung erfahren. 52146 Würselen, Deutschland, 2006
- /GF14/ Grote, Karl-Heinrich; Feldhusen, Jörg (Hrsg.): Dubbel – Taschenbuch für Maschinenbauer. Springer Verlag, Berlin/Heidelberg, 24. Aktualisierte Auflage, 2014
- /GHK14/ Gomeringer, Roland; Heinzler, Max; Kilgus, Roland; Menges, Vilker; Näher, Friedrich; Oesterle, Stefan; Scholer, Claudius; Stephan, Andreas; Wieneke, Falko: Tabellenbuch Metall. Verlag Europa-Lehrmittel, Nourney, 46. Auflage, 2014
- /Gie12/ Giesbers, Jochem: Bachelor Thesis – Contact mechanics in MSC Adams. Twente, 2012
- /Han80/ Hansen, Erik: Self-Adjusting turning roll assembly. Gentofte, Denmark, 1980
- /Hiw07/ Hiwin GmbH: Kugelgewindetriebe und Zubehör. Katalog, 2007
- /LL91/ Landau, Lev D.; Lifschitz, Evgenij M.: Elastizitätstheorie. Akademie-Verlag, Berlin, 1991
- /Nac04/ Nackenhorst, Udo.: The ALE-formulation of bodies in rolling contact: theoretical foundations and finite element approach. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 193. 2004
- /Nel20/ Nelles, Oliver: Regelungstechnik: Skript zur Vorlesung Regelungstechnik. Siegen, 2020
- /Pan78/ Panzeri, Cesare: Apparatus for controlling and taking up axial displacement in machinings on large diameter cylinders. Macheroi, Italien, 1978
- /PL04/ Puso, Michael A.; Laursen, Tod A.: A mortar segment-to-segment contact method for large deformation solid mechanics. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 193. 2004
- /Pop15/ Popov, Valentin L.: Kontaktmechanik und Reibung – Von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2015
- /Rey76/ Reynolds, Osborne: On rolling friction. Philosophical Transaction of the Royal Society of London. 1876
- /RR08/ Ritter, Joachim; Rehfeldt, Thomas: Verfahren und Vorrichtung zur zerstörungsfreien Prüfung eines rotationssymmetrischen Bauteils. 91077 Neunkirchen und 91096 Möhrendorf, Deutschland, 2008

- /Sap15/ Sapietova, Alzbeta; Novák, Pavol; Gajdos, Lukás; Kowalski, M.: Analysis of impact force in tensioning mechanism in MSC.ADAMS with consideration of rigid and flexible bodies. In: Applied Mechanics and Materials 15 (2015), S. 165-173
- /Sch67/ Schwaigerer, Siegfried: Rohrleitungen – Theorie und Praxis. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York, 1967
- /Swa59/ Swan, Allan Henry Barye: Vorrichtung zum Drehen zylindrischer Werkstücke, insbesondere beim Schweißen von Umfangsnähten mittels Stützrollen. Newcastle-upon-Tyne, Großbritannien, 1959
- /VDI15/ VDI-Richtlinie 2230 Blatt 1: 2015-11: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen – Zylindrische Einschraubverbindungen. Deutschland, 2015
- /Wal97/ Wallentowitz, Henning: Vertikal- / Querdynamik von Kraftfahrzeugen. RWTH Aachen, Institut für Kraftfahrwesen, Vorlesungsumdruck Kraftfahrzeuge II, 2. Auflage, 1997
- /Wil20/ Willert, Emanuel: Stoßprobleme in Physik, Technik und Medizin – Grundlagen und Anwendungen. Springer Vieweg, Berlin, 2020
- /WB06/ Weck, Manfred; Brecher Christian: Werkzeugmaschinen 2, Konstruktion und Berechnung. Springer Vieweg, Berlin/Heidelberg, 8. Auflage, 2006
- /WSF89/ Wagner, Jirka; Schmidt, Michael; Feldner, Eckhard: Vorrichtung zur stirnparallelen Bearbeitung sich drehender rohrförmiger Körper. 0 – 1300 Eberswalde-Finow, Deutschland, 1989
- /Zif82/ Ziffel, Alain: Dispositif correcteur anti-vissage, pour un vireur de chaudronnerie. Frankreich, 1982