

Andreas Wettstein

**Analyse und Simulation
tangential-schlagender Anziehprozesse
Ein tribologisches Simulationsmodell
zur Beschreibung von
Schraubenanziehverfahren**

Analysis and Simulation of Impact Tightening
Processes A Tribological Simulation Model to
Describe Bolt Tightening Processes

Band 138

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen
(Hrsg.)

Andreas Wettstein

**Analyse und Simulation tangential-schlagender Anzieh-
prozesse**

**Ein tribologisches Simulationsmodell zur Beschreibung
von Schraubenanziehverfahren**

Analysis and Simulation of Impact Tightening Processes
A Tribological Simulation Model to Describe Bolt Tightening
Processes

Band 138

Herausgeber:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers

Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen

Copyright: IPEK • Institut für Produktentwicklung, 2021
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft

Alle Rechte vorbehalten

ISSN 1615-8113

**Analyse und Simulation tangential-schlagender Anziehprozesse
Ein tribologisches Simulationsmodell zur Beschreibung von
Schraubenziehverfahren**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

DISSERTATION

von

M.Sc. Andreas Wettstein

Tag der mündlichen Prüfung:	14.06.2021
Hauptreferent:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Sven Matthiesen
Korreferent:	Univ.-Prof. Dr. Ing. Karsten Stahl

Vorwort der Herausgeber

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient seit mehr als 20 Jahren als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotential aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe* am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) verfügbar. Die Forschung des IPEK ist dabei strukturiert in die Kategorien Systeme, Methoden und Prozesse, um so der Komplexität heutiger Produktentwicklung ganzheitlich gerecht zu werden. Erst die Verknüpfung dieser drei Kategorien ermöglicht die Synthese innovativer Systeme durch Nutzung neuester Methoden und Prozesse. Gleichzeitig werden durch die Systemsynthese die erforschten neuen Methoden und Prozesse validiert und deren Mehrwert für die Praxis abgesichert. Dieses Forschungskonzept prägt nicht nur das IPEK-Leitbild, sondern auch den Charakter dieser Schriftenreihe, da immer alle drei Kategorien und deren Wechselwirkungen berücksichtigt werden. Jeder Band setzt hier individuelle Schwerpunkte und adressiert dabei folgende Forschungsgebiete des IPEK:

- das Entwicklungs- und Innovationsmanagement,
- die Entwicklungs- und Konstruktionsmethodik,
- der Leichtbau von der Ebene des ganzen Systems bis hinunter zur Optimierung des Bauteils,
- die Validierung technischer Systeme auch unter Berücksichtigung der NVH Aspekte (Noise, Vibration, Harshness) mit dem Fokus auf Schwingungen und Akustik an Komponenten und in den Gesamtsystemen sowie deren subjektiver Beurteilung durch den Menschen,
- die Antriebssystemtechnik mit den Schwerpunkten komplette Antriebslösungen für Fahrzeuge und Maschinen,
- das Design, die Tribologie und Erprobung von Kupplungen und Bremsen sowie
- die Gerätetechnik mit dem Schwerpunkt auf Power-Tools.

Die Forschungsberichte stellen Ergebnisse unserer Forschung sowohl anderen Wissenschaftlern als auch den Unternehmen zu Verfügung um damit die Produktentwicklung in allen ihren Facetten mit innovativen Impulsen zu optimieren

Albert Albers und Sven Matthiesen

* Eh.: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)

Vorwort zu Band 138

Je präziser die Vorspannkraft in einer Schraubverbindung erzeugt werden kann, desto leichter kann die Schraubverbindung dimensioniert werden. Das Anziehverfahren ist maßgeblich verantwortlich für die Streuung der tatsächlich erzeugten Vorspannkraft. Tangential-schlagende Anzugsverfahren streuen im Verhältnis zu anderen Anzugsverfahren sehr stark. Steuerungsverfahren für Schlagschrauber wie Zeitsteuerung oder das Zählen von Schlägen sind nicht in der Lage, die Streuung ausreichend zu reduzieren. Für viele Anwendungen sind daher Schlagschrauber nicht zugelassen oder ungeeignet. Gleichzeitig bieten Schlagschrauber aber ein hohes Arbeitsschutzpotential, da sie hohe Drehmomente erzeugen können, diese aber im Gegensatz zu Schraubern mit kontinuierlichem Drehmomentverlauf nicht komplett vom Anwender abgestützt werden müssen.

Die besondere Schwierigkeit bei der Regelung von schlagenden Anziehverfahren im Vergleich zu kontinuierlichen Anziehverfahren besteht darin, dass der lineare Zusammenhang von Drehmoment und Vorspannkraft nicht gilt und damit die entscheidende Regelgröße für den Anziehprozess fehlt. Es besteht also ein Bedarf an Regelverfahren für Tangential-Schlagschrauber, welche auch ohne diesen Zusammenhang und ohne eine zusätzliche Kalibrierung eine erhöhte Präzision ermöglichen.

Aus dem Stand der Forschung ist bekannt, dass sich in Reibsystemen die Reibzahl mit der relativen Bewegungsgeschwindigkeit und dem Reibweg der beiden Kontaktpartner verändert. Das Reibsystem zwischen einer tangential-schlagend befestigten metrischen Schraube und ihrem Untergrund ist ein solches hochdynamisches Reibsystem, in dem sich die Reibzahl über die Anzahl der Schläge stark verändert. Bisher gibt es keine Forschungsergebnisse darüber, in welcher Größenordnung sich diese Reibzahlen verändern. Außerdem ist unklar, wie der Anwender, der den Schrauber bedient und das Umgebungssystem der Schraube das tribologische System zwischen Schraube und Untergrund beeinflussen. Diese Fragestellung ist hochrelevant, da die Unkenntnisse bei der Dimensionierung von Schraubverbindungen zu einer hohen Überdimensionierung führen und damit Leichtbaupotentiale und Ressourceneinsparpotentiale nicht ausgeschöpft werden können. Durch eine an den spezifischen Prozess des Anziehens angepasste Regelung des Anziehprozesses kann die Streuung und damit der Sicherheitsbeiwert bei der Dimensionierung verringert werden. Dazu muss aber das Gesamtsystem erforscht und besser verstanden werden. Diesem Thema widmet sich Herr M.Sc. Andreas Wettstein. Er entwickelt im Rahmen seiner Forschungsarbeit ein Mehrkörpermodell, das die beteiligten Partner am tangential-schlagenden Anziehprozess abbildet. Kern dieses Modells ist das Schraubverbindungsmodell, welches das tribologische Verhalten der Schraubverbindungen in Interaktion mit dem Tangentialschlagwerk abbildet. Dazu müssen die Gewinde und

Kopfmomente während des tangential-schlagenden Anziehprozesses erforscht werden. Dazu entwickelt Herr M.Sc. Andreas Wettstein den sogenannten Schrauben-Tribologie-Prüfstand, mit dem dies erstmals möglich wird. Er untersucht den Einfluss von Vorspannkraft im Schmierzustand in der Schraubverbindung, von Motordrehzahl und vielem mehr auf den Anziehprozess und zeigt, dass der Mittelwert des Kopf- und Gewindereibwertes während des Anziehens um etwa 80 % der Ausgangswerte abnimmt. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse entwickelt Herr Wettstein ein sogenanntes „Schraubenverbindungsmodell“ und validiert es mit einer Monte-Carlo-Simulation. Mit dem von Herrn Wettstein entwickelten Modell kann der tangential-schlagende Anziehprozess abgebildet und eine probabilistische Vorhersage über die Schlagzahl gemacht werden, die notwendig ist, die gewünschte Klemmkraft in der Schraubverbindung zu erreichen.

Die Forschungsergebnisse haben außerdem eine extrem hohe Bedeutung für die Dimensionierung von tangential-schlagend angezogenen Schraubverbindungen, weil sie ein großes Potential zur Ressourceneinsparung und zum Leichtbau heben, da die genauere Kenntnis der tribologischen Zusammenhänge eine Reduktion der Sicherheitsfaktoren ermöglicht.

Juni, 2021

Sven Matthiesen

Kurzfassung

Beim tangential-schlagenden Anziehprozess treten aufgrund der dynamischen Wechselwirkungen zwischen Schraubenverbindung und Anziehsystem große Streuungen auf. Bei der Auslegung von Schraubenverbindungen führt dies immer zu einer Überdimensionierung und damit können Leichtbaupotenziale und Ressourceneffizienz nicht vollständig genutzt werden. Durch eine an den spezifischen Prozess angepasste Regelung des Anziehprozesses kann die Streuung verringert werden, deshalb wird in dieser Arbeit ein Mehrkörpermodell als Grundlage für die Entwicklung einer intelligenten Regelung des tangential-schlagenden Anziehprozesses entwickelt. Kern dieses Modells ist das Schraubenverbindungsmodell, welches das tribologische Verhalten der Schraubenverbindung in Interaktion mit dem Tangential-Schlagwerk abbildet. Mit dem dafür entwickelten Schrauben-Tribologie-Prüfstand wird es erstmals möglich, diese Interaktionen sowie Gewinde- und Kopfreibmoment während des tangential-schlagenden Anziehprozesses zu erfassen. In einer Studie wird der Einfluss von Vorspannkraft, Schmierzustand in der Schraubenverbindung und Motordrehzahl auf den Anziehprozess von Schraubenverbindungen untersucht. Es wird gezeigt, dass der Mittelwert des Kopf- und des Gewindereibwerts während des Anziehens um ca. 80% der Ausgangswerte abnimmt. Auf Basis dieser und weiterer Erkenntnisse wird in dieser Arbeit das Schraubenverbindungsmodell entwickelt und durch eine Monte-Carlo-Simulation validiert. Mit dem entwickelten Modell kann der tangential-schlagende Anziehprozess abgebildet und eine probabilistische Vorhersage über die Schlagzahl gemacht werden. Außerdem zeigt das Modell Potentiale zur Weiterentwicklung der Modelle zur Abbildung des tribologischen Kontakts auf und bietet die Möglichkeit als Grundlage für die Entwicklung von Regelungen zu dienen, welche durch Adaption an die Schraubenverbindung die Streuung reduzieren.

Abstract

During the impact tightening process, large scattering occurs due to the dynamic interactions between the screw connection and the tightening system. As a result, overdimensioning is necessary when designing bolted joints, which makes lightweight design and resource efficiency impossible. The scatter can be reduced by a better control of the tightening process. Therefore, in this thesis a multi-body model is developed as a basis for the development of an intelligent control of the tangential tightening process. The core of this model is the screw-connection model, which maps the tribological behavior of the screw connection in interaction with the tangential impact mechanism. With the specially developed screw tribology test rig it is now possible to measure these interactions as well as the thread and head frictional torque during the tangential impact tightening process. In a study, the influence of preload force, lubrication and engine speed on the tightening process of bolted joints is investigated. It is shown that the mean value of the head and thread friction coefficients decreases by approx. 80% of the initial values during the tightening process. Based on this and other findings, the bolt connection model is developed in this thesis and validated by a Monte Carlo simulation. With the developed model, the tangential-beating tightening process can be depicted and a probabilistic prediction of the number of impacts can be made. In addition, the model shows potentials for further development by further research of the tribological contacts and offers the possibility to serve as a basis for the development of controls which reduce the scatter by adapting to the screw connection.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Gerätekonstruktion und Maschinenelemente am IPEK – Institut für Produktentwicklung des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT).

An dieser Stelle möchte ich all den Menschen danken, welche mir auf dem Weg zur Erstellung dieser Arbeit geholfen und mich unterstützt haben.

Zuallererst möchte ich mich bei meinem Doktorvater Univ.-Prof. Dr.-Ing. Sven Matthiesen bedanken. Neben der wissenschaftlichen Begleitung während meiner Forschungsarbeit möchte ich mich auch für den Raum bedanken, den er mir hierfür durch das von ihm mir entgegengebrachte Vertrauen gegeben hat.

Für die Übernahme des Korreferates bedanke ich mich ganz herzlich bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. K. Stahl. Frau Univ.-Prof. Dr.-Ing. Gisela Lanza möchte ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes danken.

Ganz besonders möchte ich mich bei meinen Freunden und Kollegen bedanken, die maßgeblich für die gemeinschaftliche Arbeitsatmosphäre am Institut verantwortlich sind. Die gemeinsame Arbeit in herausfordernden Situationen aber auch die zahlreichen Aktivitäten neben der alltäglichen Arbeit habe diese Zeit zu einer tollen Erinnerung gemacht.

Ein großes Dankeschön möchte ich auch an meine studentischen Abschlussarbeiter und wissenschaftlichen Hilfskräfte richten, mit denen ich während meiner Zeit am Institut zusammenarbeiten durfte, sowie an die Administration, IT und die technischen Dienste für die herzliche Unterstützung.

Zuletzt gilt mein größter Dank meiner Familie, ganz besonders meinen Eltern, welche mich auf meinem Weg vom Anfang bis zum Ende meiner Ausbildung mit ganzer Kraft unterstützt haben.

Danke Euch allen!

Feldkirch, Juli 2021

Andreas Wettstein

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	vii
Abbildungsverzeichnis	xi
Tabellenverzeichnis	xv
Abkürzungsverzeichnis	xvii
Formelzeichen	xix
1 Einleitung	1
2 Grundlagen und Stand der Forschung	3
2.1 Der Anziehprozess von Schraubenverbindungen	3
2.1.1 Die Phasen im Anziehprozess.....	3
2.1.2 Der Zusammenhang von Anziehmoment und Vorspannkraft.....	5
2.1.3 Montageverfahren von Schraubenverbindungen	7
2.1.4 Der Einfluss des Anwenders	9
2.1.5 Der Einfluss der Reibung	9
2.1.6 Modellierung und Regelung des Anziehprozesses von Schraubenverbindungen	11
2.1.7 Zwischenfazit	14
2.2 Impulsbasierte Anziehwerkzeuge	15
2.2.1 Tangential-Schlagwerke und Schlagschrauber	15
2.2.2 Modellierung und Simulation von Tangential-Schlagwerken.....	17
2.2.3 Anziehverhalten von Schraubenverbindungen beim Anziehen mit dem Schlagschrauber	18
2.2.4 Steuerung und Regelung des Anziehprozesses mit Tangential- Schlagschraubern	19
2.2.5 Zwischenfazit	19
2.3 Erfassung von Impulsgrößen	20
2.3.1 Split-Hopkinson-Pressure-Bar (SHPB).....	20
2.3.2 Die Torsionale-Split-Hopkinson-Bar (TSHB).....	22
2.3.3 Reibungsbestimmung mit der TSHB.....	23
2.3.4 Bestimmung der Energie von Drehmomentimpulsen	24
2.3.5 Zwischenfazit	25
2.4 Fazit zum Stand der Forschung	26

3	Motivation und Zielsetzung	27
4	Forschungsdesign	29
5	Initiale Modellierung des Gesamtsystems	33
5.1	Vorgehensweise bei der Modellierung des Gesamtsystems	34
5.2	Modell des Schlagschraubers	35
5.2.1	Systemstrukturmodell „Schraubsystem“	35
5.2.2	Modellierung als C&C ² -Sequenz Modell	38
5.3	Experimentelle Parametrierung des Tangential-Schlagschrauber-Modells	42
5.4	Validierung des Modells	45
5.5	Diskussion	50
6	Untersuchung des tangential-schlagenden Anziehprozesses	53
6.1	Vorstudie – Untersuchung der Gewindereibung	53
6.1.1	Studiendesign	54
6.1.2	Ergebnisse	60
6.1.3	Diskussion	70
6.1.4	Zwischenfazit	72
6.2	Schrauben-Tribologie-Prüfstand – Ein Prüfstand zur getrennten Analyse von Kopf- und Gewindereibung während schlagender Anziehprozesse	73
6.2.1	Anforderungen an den Prüfstand	73
6.2.2	Aufbau und Funktionsweise des Prüfstands	75
6.2.3	Sensorintegrierendes Tangential-Schlagwerkssystem	76
6.3	Analyse des tangential-schlagenden Anziehprozesses	79
6.3.1	Analyse des Vorspannkraft-, Gewindereibmoment- und Kopfreibmomentverlaufs	79
6.3.2	Analyse eines Einzelschlages	83
6.4	Fazit zur Untersuchung des tangential-schlagenden Anziehprozesses	87
7	Untersuchung der dynamischen Reibung beim schlagenden Anziehprozess	89
7.1	Studiendesign	90
7.1.1	Versuchsplanung	90
7.1.2	Datenverarbeitung	92
7.1.3	Statistische Auswertung	94
7.2	Ergebnisse	95
7.2.1	Analyse der dynamischen Reibung	95
7.2.2	Analyse des Einflusses auf die Varianz der Reibwerte	98
7.2.3	Analyse des Einflusses auf die Schlagzahl	100
7.2.4	Analyse der Vorspannkraftinkremente	101

7.3	Diskussion	103
7.3.1	Ermittlung des Reibwertverlaufs während des tangential-schlagenden Anziehens und des Einflusses der Motordrehzahl	104
7.3.2	Analyse der Varianz der Reibwerte während des tangential-schlagenden Anziehvorgangs	104
7.3.3	Erklärung des Vorspannkraftverlaufs sowie der Varianz beim tangential-schlagenden Anziehen durch die Erkenntnisse über die Reibwerte.....	105
7.3.4	Ermittlung des Einflusses der Schmierung mit Öl oder Fett auf die Reibwerte und den tangential-schlagenden Anziehprozess	106
7.3.5	Einschränkungen der durchgeführten Studie.....	107
7.4	Fazit zur Untersuchung der dynamischen Reibung	108
8	Entwicklung des tribologischen Schraubenverbindungsmodells.....	109
8.1	Modellentwicklung.....	110
8.1.1	Kennlinie der Schraubenverbindung.....	111
8.1.2	Modellierung der Reibung	112
8.2	Parametrierung des Reibmodells	115
8.2.1	Bestimmung der Mittelwerte der Parameter.....	115
8.2.2	Bestimmung der Standardabweichung der Parameter	117
8.3	Modellvalidierung	118
8.4	Diskussion und Fazit	122
9	Zusammenfassung und Ausblick.....	125
9.1	Zusammenfassung	125
9.2	Ausblick.....	127
	Literaturverzeichnis	xix
	Studentische Abschlussarbeiten die im Kontext dieser Dissertation am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) vom Autor co-betreut wurden.....	xxvii
	Aufstellung der wissenschaftlichen Vorveröffentlichungen	xxx
	Anhang A:Ergebnisse der Prüfung auf Normalverteilung und Homogenität der Varianzen in Ergänzung zu Kapitel 7.1.3.....	xxxiii
	Anhang A.1:Prüfung auf Normalverteilung und Homogenität der Varianzen mit Bezug auf den Gewinde- und Kopfreibwert als Bewertungsgrößen	xxxiii
	Anhang A.2:Prüfung auf Normalverteilung und Homogenität der Varianzen mit Bezug auf die Schlagzahl bis zur Erreichung von 22 kN Vorspannkraft.....	xliii
	Anhang B: Ergänzungen zum Simulationsmodell.....	xlvi

Anhang B.1: Implementierung des Reibmodells.....	xliv
Anhang B.2: Solvereinstellungen	xlvii

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1:	Die vier Phasen im Anziehprozess von Schraubenverbindungen in Anlehnung an Shoberg (2010).....	4
Abbildung 2.2:	Aufteilung des Anziehungsmoments während dem Anziehprozess in Anlehnung an Shoberg (2010).....	9
Abbildung 2.3:	Mehrkörpermodell der Schraubenverbindung in Anlehnung an Japing et al. (2015).....	12
Abbildung 2.4:	Verlauf des Reibwerts nach Formel (9).....	13
Abbildung 2.5:	Schlagschrauber in Explosionsdarstellung (Matthiesen, Wettstein & Grauberger, 2018).....	15
Abbildung 2.6:	Funktionsweise der Feder-Nut-Mechanik (Matthiesen, Wettstein & Grauberger, 2018).....	16
Abbildung 2.7:	Vorspannkraftverlauf über der Zeit.....	18
Abbildung 2.8:	Aufbau der Split-Hopkinson-Pressure-Bar und Darstellung der zeitlichen und räumlichen Ausbreitung der Impulswelle in Anlehnung an Kolsky (1949).....	21
Abbildung 2.10:	Verlauf des Reibwerts und der Gleitgeschwindigkeit (Espinosa et al., 2000).....	23
Abbildung 4.1:	Forschungsdesign.....	29
Abbildung 4.2:	Forschungsvorgehen.....	30
Abbildung 5.1:	Dreistufiges Vorgehen bei der Modellierung des Gesamtsystems (Matthiesen, Wettstein & Grauberger, 2018).....	34
Abbildung 5.2:	Systemstrukturmodell des Gesamtsystems.....	36
Abbildung 5.3:	C&C ² -Darstellung des Schlagwerks kurz vor dem Schlag (Matthiesen, Wettstein & Grauberger, 2018).....	37
Abbildung 5.4:	Vorspannkraftverlauf über der Zeit bei auftretenden Doppelschlägen (Matthiesen, Wettstein & Grauberger, 2018).....	38
Abbildung 5.5:	Vereinfachtes C&C ² -Sequenzmodell der Zustände und Zustandsübergänge des aktiven Tangential-Schlagwerks (Wettstein et al., 2021).....	39
Abbildung 5.6:	Mehrkörpermodell des Tangential-Schlagwerks bestehend aus Motor, Getriebe, Feder-Nut-Mechanismus, Hammers und Amboss;	

	<i>Tangential-Schlagwerkmodell nach Wettstein et al. (Wettstein et al., 2021)</i>	42
Abbildung 5.7:	Hammergeschwindigkeit (Wettstein et al., 2021).....	44
Abbildung 5.8:	Simulierter und experimenteller Drehmomentimpuls im Vergleich bei mittlerer Drehzahl (Wettstein et al., 2021).....	45
Abbildung 5.9:	Simulierter und experimenteller Drehmomentimpuls im Vergleich bei höherer und geringerer Drehzahl (Wettstein et al., 2021).....	46
Abbildung 5.10:	Initialer Prüfstands Aufbau zur Erfassung von Vorspannkraft und Reibmomenten beim tangential-schlagenden Anziehen (Wettstein et al., 2021)	47
Abbildung 5.11:	Vergleich des Vorspannkraftverlaufs beim schlagenden Anziehen in Experiment und Simulation (Wettstein et al., 2021).....	48
Abbildung 5.12:	Vergleich des Gewindereibmomentverlaufs beim schlagenden Anziehen in Experiment und Simulation (Wettstein et al., 2021)	49
Abbildung 6.1:	Initialer Prüfstands Aufbau zur Untersuchung der Gewindereibung während des tangential-schlagenden Anziehprozesses (Wettstein & Matthiesen, 2020).....	55
Abbildung 6.2:	Zeitverlauf des gemessenen Gewindemoments während des tangential-schlagenden Anziehprozesse (Wettstein & Matthiesen, 2020).....	58
Abbildung 6.3:	Relativer Vorspannkraftanstieg über der Schlaganzahl beim tangential-schlagenden Anziehen (Wettstein & Matthiesen, 2020) ..	59
Abbildung 6.4:	Exemplarischer Verlauf der Vorspannkraft beim tangential-schlagenden Anziehen (Wettstein & Matthiesen, 2020)	59
Abbildung 6.5:	Gewindeoberfläche einer manuell angezogenen Schraube (Matthiesen, Wettstein & Sturm, 2018)	61
Abbildung 6.6:	Gewindeoberfläche einer schlagend angezogenen Schraube (Matthiesen, Wettstein & Sturm, 2018)	62
Abbildung 6.7:	Exemplarischer Verlauf des berechneten Gewindereibwerts über der Vorspannkraft beim tangential-schlagenden Anziehen (Wettstein & Matthiesen, 2020).....	64
Abbildung 6.8:	Dynamischer Gewindereibwert über dem Gewindereibwert beim Lösen der Schraubenverbindung (Wettstein & Matthiesen, 2020)....	65

Abbildung 6.9:	Boxplot des Lösegewindereibwerts für kontinuierliches und schlagendes Anziehen bei verschiedenen Vorspannkraften (Wettstein & Matthiesen, 2020)	66
Abbildung 6.10:	λ -Werte über der Versuchsreihenfolge (Wettstein & Matthiesen, 2020)	68
Abbildung 6.11:	Boxplot des λ -Werts (Wettstein & Matthiesen, 2020)	69
Abbildung 6.12:	Effektdiagramm der Faktoren Anziehwerkzeug und Vorspannkraft auf λ (Wettstein & Matthiesen, 2020).....	70
Abbildung 6.13:	Komponenten des Prüfstands (Wettstein et al., 2020)	75
Abbildung 6.14:	Paket aus Kraftmessring, Scheiben und Nadellager (Yavas, 2019)	76
Abbildung 6.15:	Aufbau des sensorintegrierten Tangential-Schlagwerksystems	77
Abbildung 6.16:	Vergleich der gemessenen Vorspannkraftverläufe bei drei verschiedenen Drehzahlen über der Zeit und über dem gemessenen Einschraubwinkel (Nusswinkel) von jeweils zwei exemplarischen Versuchen.....	80
Abbildung 6.17:	Vergleich von Gewinde- und Kopfmomentverlauf bei 12000 U/min	81
Abbildung 6.18:	Vergleich der aus gemessenem Reibmoment und Vorspannkraft berechneten Gewinde- und Kopfmomentverläufe bei 12000 U/min	82
Abbildung 6.19:	Vorspannkraft, Kopf- und Gewindereibmoment während eines Einzelschlages a.), sowie die aus Gewindemoment und Kopfmoment berechneten Energien eines Einzelschlages b.)	83
Abbildung 6.20:	Hammerwinkelgeschwindigkeits-, Hammerwinkel-, Nusswinkelgeschwindigkeits- und Nusswinkelverlauf a.) sowie der translatorischen Verschiebung der Hammermasse b.) während eines Einzelschlages.....	85
Abbildung 6.21:	Exemplarische Darstellung der Energieaufteilung bei einem Einzelschlag	86
Abbildung 7.1:	Verlauf der Vorspannkraft, des Kopf- und des Gewindemoments während eines Einzelschlages (Wettstein et al., 2020)	93
Abbildung 7.2:	Verlauf der dynamischen Kopf- und Gewindereibwerte während des tangential-schlagenden Anziehens über der Vorspannkraft; N=120 (Wettstein et al., 2020).....	96
Abbildung 7.3:	Verlauf der Variationskoeffizienten des Kopf- und Gewindereibwerts über der Vorspannkraft (Wettstein et al., 2020).	99

Abbildung 7.4:	Boxplot der Anzahl der Schläge bis zum Erreichen von 22 kN bei drei Motordrehzahlen (Wettstein et al., 2020).	100
Abbildung 7.5:	Vorspannkraftinkrement-Verlauf über der Vorspannkraft bei den drei Motordrehzahlen 8000, 12000 und 16000 U/min (2020).	102
Abbildung 7.6:	Boxplot der erreichten Vorspannkraft nach 43, 29 bzw. 15 Schlägen bei 8000, 12000 bzw. 16000 U/min (Wettstein et al., 2020).	103
Abbildung 8.1:	Ablaufdiagramm der Schritte zur Entwicklung des tribologischen Schraubenverbindungsmodells.....	110
Abbildung 8.2:	Modellierte Schraubenkennlinie.....	112
Abbildung 8.3:	Wahrscheinlichkeitsdichten für die drei bestimmten Normalverteilungen des Reibwerts für die Simulation	118
Abbildung 8.4:	Boxplot der Schlagzahl aus Simulation und Versuch für die drei Motordrehzahlen	119
Abbildung 8.5:	Vorspannkraftinkrement-Verlauf der Simulationsergebnisse über der Vorspannkraft bei 16000 U/min (N=20).....	120
Abbildung 8.6:	Verlauf der dynamischen Kopf- und Gewindereibwerte während des tangential-schlagenden Anziehens über der Vorspannkraft in der Simulation bei 16000 U/min (N=20)	121

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Vergleich der Anziehungsfaktoren für ausgesuchte Anziehverfahren (Wiegand et al., 2007)	7
Tabelle 2:	Faktoren und Faktorstufen der Untersuchung	56
Tabelle 3:	Faktoren und Faktorstufen der Untersuchung	91
Tabelle 4:	Geschätzte Standardabweichungen und Effektgrößen für die Versuchsplanung der Hauptstudie	92
Tabelle 5:	Cohen's d_{Cohen} für die verschiedenen Motordrehzahlen	97
Tabelle 6:	Cohen's d_{Cohen} für verschiedene Schmierzustände	98
Tabelle 7:	Variationskoeffizient des Gewinde- und des Kopfreibwerts bei verschiedenen Motordrehzahlen und Schmierzuständen	99
Tabelle 8:	Cohen's d für verschiedene Drehzahlen	101

Abkürzungsverzeichnis

ANOVA	Varianzanalyse (englisch analysis of variance)
C	Connector
DIN	Deutsches Institut für Normung
DMS	Dehnungsmessstreifen
DoE	Statistische Versuchsplanung (englisch Design of Experiments)
FEM	Finite-Elemente-Methode
GFZ	Gestalt-Funktion-Zusammenhang
HV	Hochfeste, vorgespannte Schraubenverbindungen für den Stahlbau
KMR	Kraftmessring
LSS	Leitstützstrukturen
SHPB	Split-Hopkinson-Pressure-Bar
STP	Schrauben-Tribologie-Prüfstand
TSHB	Torsionale-Split-Hopkinson-Bar
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WFP	Wirkflächenpaar
EN	Europäische Norm
ISO	Internationale Organisation für Normung
MKS	Mehrkörpersystem

Formelzeichen

Formelzeichen	Beschreibung	Einheit
D	Nenn Durchmesser	mm
D_{Km}	Mittlerer Kopfreibdurchmesser	mm
E_{Impuls}	Impulsenergie	J
F	Vorspannkraft	kN
F_0	Bezugsvorspannkraft	kN
$F_{M,max}$	Maximaler Montagevorspannkraft	kN
$F_{M,min}$	Minimaler Montagevorspannkraft	kN
F_M	Montagevorspannkraft	kN
I_P	Polares Flächenträgheitsmoment	m ⁴
I_T	Torsionale Impedanz	kg/(m*s)
J_G	Rotationsträgheit des Schraubengewindes	kg*m ²
J_K	Rotationsträgheit des Schraubenkopfes	kg*m ²
J_S	Rotationsträgheit des Schraubenschaftes	kg*m ²
K	K-Faktor	-
M_A	Anziehungsmoment	Nm
$M_{G,visk}$	Viskoser Anteil des Gewindereibmoments	Nm
M_G	Gewindemoment	Nm
$M_{K,visk}$	Viskoser Anteil des Kopfreibmoments	Nm
M_K	Kopfmoment	Nm
P	Gewindesteigung	mm/U

R^2	Bestimmtheitsmaß	-
W_h	Hammerarbeit	J
W_a	Anzieharbeit	J
W_f	elastische Verformungsarbeit	J
W_p	Plastische Verformungsarbeit	J
W_r	Rückprallararbeit des Hammers	J
c_G	Torsionssteifigkeit des Schraubengewindes	Nm/rad
c_S	Torsionssteifigkeit des Schraubenschaftes	Nm/rad
c_{SV}	Axiale Steifigkeit der Schraubenverbindung	kN/mm
c_{ax}	Axiale Steifigkeit der Schraube	kN/mm
c_t	Transversale Schallausbreitungsgeschwindigkeit	m/s
c_v	Variationskoeffizient	-
d_2	Gewindedurchmesser	mm
d_{Cohen}	Effektstärke nach Cohen	-
d_{Effekt}	Erwartete Effektstärke	-
d_G	Dämpfungskonstante des Schraubengewindes	Nm*s/rad
d_S	Dämpfungskonstante des Schraubenschaftes	Nm*s/rad
n_{Motor}	Motordrehzahl	U/min
n_i	Schlagzahl bis i kN Vorspannkraft erreicht ist	-
p	p-Wert	-
p_μ	Prozessstreuung aus der Reibwertstreuung	-
p_M	Prozessstreuung des Anziehmoments	-
r	Radius	mm
s	Standardabweichung	-
$smooth$	Glättungsfaktor	-

t	t-Wert	-
\bar{x}	Mittelwert	-
α	Konfidenzniveau	-
α_A	Anziehungsfaktor	-
η_G	Viskoser Gewindereibwert	-
η_K	Viskoser Kopfreibwert	-
μ_{Coul}	Coulombscher Gleitreibwert	-
μ_G	Gewindereibwert	-
$\mu_{G,G}$	Gleitgewindereibwert	-
$\mu_{G,H}$	Haftgewindereibwert	-
$\mu_{G,dyn}$	Dynamischer Gewindereibwert	-
$\mu_{G,dyn}$	Dynamischer Gewindereibwert	-
μ_{Haft}	Haftreibwert	-
μ_K	Kopfreibwert	-
$\mu_{K,G}$	Gleitkopfreibwert	-
$\mu_{K,H}$	Haftkopfreibwert	-
$\mu_{K,dyn}$	Dynamischer Kopfreibwert	-
$\mu_{K,löse}$	Lösekopfreibwert	-
$\mu_i(\dot{\varphi}_i)$	Geschwindigkeitsabhängiger Reibwert	-
η^2	Eta-Quadrat	-
ν	Viskoser Reibungskoeffizient	s/rad
ρ	Dichte	kg/m ³
τ	Schubspannung	N/m ²
φ	Einschraubwinkel	rad
$\dot{\varphi}$	Winkelgeschwindigkeit	rad/s

φ_a	Grenzwinkel der Ausrichtephase	rad
$\varphi_{Coul,t}$	Coulomb-Grenzgeschwindigkeit	rad/s
$\dot{\varphi}_G$	Rel. Winkelgeschwindigkeit im Gewindeeingriff	rad/s
φ_{Grenz}	Stribeck-Grenzgeschwindigkeit in der Simulation	rad/s
$\varphi_{Haft,t}$	Haft-Grenzgeschwindigkeit	rad/s
$\dot{\varphi}_K$	Rel. Winkelgeschwindigkeit an der Kopfauflage	rad/s
$\varphi_{St,t}$	Stribeck-Grenzgeschwindigkeit	rad/s
$\dot{\varphi}_t$	Winkelgeschwindigkeit	rad/s

1 Einleitung

Schraubenverbindungen stellen heute eine der am weit verbreitetsten Bauteilverbindungen dar und beruhen auf der archimedischen Schraube aus dem Jahr 250 v. Chr., welche als Bewegungsschraube Wasser transportierte (Kellermann & Klein, 1955). Die Entwicklung neuer Werkstoffe und Werkstoffkombinationen sowie der Bedarf nach höherer Wirtschaftlichkeit führen auch in der Verbindungstechnik zu neuen Entwicklungen und Veränderungen. Aus diesen Entwicklungen resultieren steigende Anforderungen an die Qualität von Schraubenverbindungen. Ein wesentliches Qualitätskriterium ist das präzise Anziehen von Schraubenverbindungen, wodurch ein hoher Ausnutzungsgrad des Materials erreicht wird. Infolgedessen kommt es zum einen zu einer gesteigerten Wirtschaftlichkeit durch Material- und Kosteneinsparungen und zum anderen zu gesteigerter Ressourceneffizienz und Leichtbauvorteilen. Damit spielt die Montage der Schraubenverbindung eine zentrale Rolle und steht daher im Fokus von Forschung und Entwicklung.

Auf der anderen Seite ist die Belastung des Monteurs bzw. des Anwenders ebenfalls ein zentraler Aspekt bei der Montage von Schraubenverbindung. Insbesondere bei der Montage von großen Schraubenverbindungen sind sehr große Drehmomente notwendig, welche der Anwender abstützen muss. Tangential-Schlagschrauber ermöglichen dem Anwender das einhändige Anziehen von Schraubenverbindungen mit sehr hohen Drehmomenten, ohne dass dieser das Moment abstützen muss. Gerade bei der Handmontage im Handwerk und der Industrie stellt dies einen immensen Vorteil dar, da Handwerker Schraubenverbindungen auch an schwer zugänglichen Stellen montieren müssen. Darüber hinaus charakterisieren sich Tangential-Schlagschrauber durch ihr geringes Gewicht, sodass sie für zahlreiche Anwendungen das gesundheitlich optimale Power-Tool für den Anwender darstellen (Aktion Gesunder Rücken (AGR) e. V., 2020). Ein wesentlicher Nachteil besteht jedoch in der mangelnden Präzision beim Anziehen von Schraubenverbindungen mit dem Tangential-Schlagschrauber (Wallace, 2015). Dieses Defizit in der Präzision, also der Kontrollierbarkeit des Anziehprozesses, beruht unter anderem auf der Funktionsweise. Tangential-Schlagschrauber erzeugen aus gespeicherter, kinetischer Energie durch einen mechanischen Stoß hohe Drehmomentimpulse. Aus dieser Funktionsweise ergibt sich eine starke Wechselwirkung zwischen dem Tangential-Schlagschrauber und der Schraubenverbindung. Gängige Tangential-Schlagschrauber müssen deshalb schraubfallspezifisch kalibriert werden und sind sensitiv gegenüber den Störgrößen aus Power-Tool, Anwender und Anwendung (Huber et al.). Für die Entwicklung einer intelligenten Regelung, welche sich dynamisch an wechselnde Bedingungen anpasst, ist ein tiefgehendes Verständnis

über den schlagenden Anziehprozess notwendig. Im Fokus dieser Arbeit steht deshalb die Untersuchung der Wechselwirkung von Tangential-Schlagschrauber und Schraubenverbindung während des Anziehprozesses.

Die Arbeit gliedert sich in zehn Kapitel. Zunächst beschreibt Kapitel 2 den für diese Arbeit relevanten Stand der Forschung zum Anziehprozess von Schraubenverbindungen, impulsbasierten Anziehwerkzeugen und zur Erfassung von Impulsgrößen. Basierend auf dem Stand der Forschung wird in Kapitel 3 die Forschungslücke formuliert und darauf das wissenschaftliche Ziel der Arbeit abgeleitet. Kapitel 4 zeigt das Forschungsdesign dieser Arbeit. Kapitel 5 beschreibt die initiale Modellierung des Gesamtsystems, bestehend aus Anwender, Power-Tool und Schraubenverbindung. In Kapitel 0 wird zunächst eine Vorstudie zur Untersuchung der Gewindereibung während des schlagenden Anziehprozesses vorgestellt. Anschließend wird der entwickelte Prüfstand sowie erste Ergebnisse zur getrennten Analyse von Kopf- und Gewindereibung während schlagender Anziehprozesse vorgestellt. Kapitel 7 stellt eine Untersuchung zur Analyse der Reibung in Schraubenverbindungen beim schlagenden Anziehprozess vor. In Kapitel 8 wird, basierend auf den generierten Ergebnissen, ein für die Simulation geeignetes tribologisches Schraubenverbindungsmodell entwickelt.

Die in dieser Arbeit erzielten Forschungsergebnisse werden in Kapitel 9 zusammengefasst und es wird ein Ausblick über weitere mögliche Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten gegeben.

2 Grundlagen und Stand der Forschung

In diesem Kapitel werden zunächst die Grundlagen für das Verständnis des Anziehprozesses von Schraubenverbindungen sowie aktuelle Erkenntnisse aus dem Stand der Forschung dargestellt. Anschließend wird die Funktionsweise impulsbasierter Anziehwerkzeuge sowie deren Modellierung im Anziehprozess und mögliche Regelungen erläutert. Die Split-Hopkinson-Torsion-Bar wird für die Erfassungen von Impulsgrößen vorgestellt. Abschließend wird ein Resümee zum Stand der Forschung gezogen.

2.1 Der Anziehprozess von Schraubenverbindungen

Im Folgenden werden die wesentlichen Zusammenhänge zum Anziehprozess von Schraubenverbindungen erläutert, sowie ein Einblick in die verschiedenen Montageverfahren gegeben. Abschließend wird auf die Modellierung von Schraubenverbindungen als Grundlage für die modellbasierte Regelung eingegangen.

2.1.1 Die Phasen im Anziehprozess

Im Allgemeinen lässt sich der Anziehprozess von metrischen Schraubenverbindungen in vier Phasen unterteilen, welche in Abbildung 2.1 dargestellt sind. Im Folgenden werden die einzelnen Phasen im Detail erläutert.

In der ersten Phase, dem Einschrauben, wird die Schraube bis zur Kopfauflage eingeschraubt. Hierbei ist das notwendige Drehmoment konstant. Ist das Gewinde beschädigt, ungleichmäßig beschichtet oder werden Gewindesicherungen, wie zum Beispiel Kunststoffeinsätze, genutzt, führt dies zu zusätzlichen, variablen Drehmomenten während der Einschraubphase.

In der zweiten Phase, dem Ausrichten, richten sich die Oberflächen der verspannten Teile der Schraubenverbindung, wie zum Beispiel der Kontakt zwischen Unterlegscheibe und Schraubenkopf, aneinander aus und passen sich aneinander an. Die Anpassung der Oberflächen reicht dabei von makroskopischen Deformationen, wie zum Beispiel dem initialen Zusammenziehen zweier Teile aufgrund von Toleranzen, bis zum mikroskopischen Einebnen der Oberflächen.

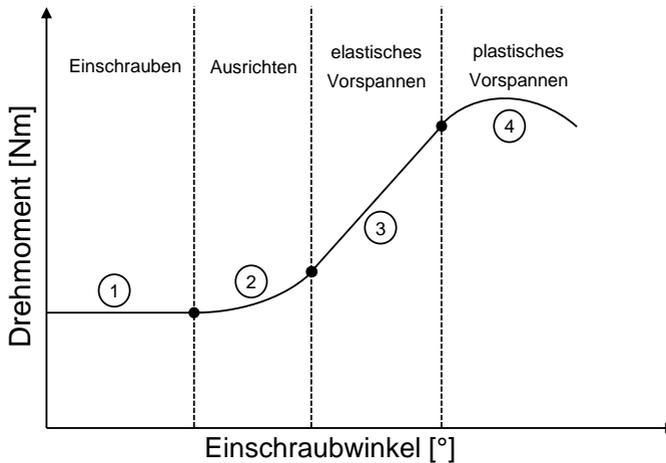


Abbildung 2.1: Die vier Phasen im Anziehprozess von Schraubenverbindungen in Anlehnung an Shoberg (2010)

In der dritten Phase, dem elastischen Vorspannen, wird die Schraubenverbindung elastisch vorgespannt. Die Steigung der Geraden ist dabei charakteristisch für jede Schraubenverbindung und hängt von verschiedenen Eigenschaften, wie zum Beispiel der Gewindesteigung und der Steifigkeit der verspannten Teile, ab. Dieser Zusammenhang wird in Kapitel 2.1.2 näher dargestellt. Der Anziehprozess von Schraubenverbindungen, welche nach VDI 2230 ausgelegt werden, wird in dieser Phase beendet.

In der vierten Phase, dem plastischen Vorspannen, kommt es zu plastischem Fließen in der Schraubenverbindung. Beim streckgrenzgesteuerten Anziehen (Kapitel 2.1.3.2) wird der Beginn dieser Phase deteisktiert und genutzt. Ein Beispiel für Schraubenverbindungen, welche bis in die vierte Phase angezogen werden, sind die hochfesten vorgespannten Schraubenverbindungen im Stahlbau (Fingerloos et al., 2016).

2.1.2 Der Zusammenhang von Anziehmoment und Vorspannkraft

Der Zusammenhang von Anziehmoment M_A und Vorspannkraft F bestimmt den Anziehprozess von Schraubenverbindungen maßgeblich und unterliegt einigen Einflüssen. Der K-Faktor (im Englischen häufig Nut-Factor) K beschreibt diesen Zusammenhang vereinfacht unter Berücksichtigung des Nenndurchmessers D (DIN EN ISO 16047, 2013):

$$M_A = K * D * F \quad (1)$$

Bei der Verwendung dieser Formel wird aber das gemessene Anziehmoment M_A um das Moment am Ende der Ausrichtephase verringert (Shoberg, 2010). Der K-Faktor hängt von den drei Faktoren $K_1(D, P)$, $K_2(\mu_G, d_2)$ und $K_3(\mu_K, D_{Km})$ ab (Shoberg, 2010). Der K-Faktor kann zum einen auf Basis der geometrischen und physikalischen Zusammenhänge berechnet und zum anderen anhand von Referenztabellen bestimmt werden. Da der K-Faktor von allen Teilen der Schraubenverbindung und dem jeweiligen Anziehverfahren stark abhängig ist, ist nach Archer (2009) für eine genaue Bestimmung des K-Faktors ein In-situ-Versuch durchzuführen.

Die VDI 2230 beruht ähnlich der vereinfachten Modellierung mit dem K-Faktor auf der Annahme eines linearen Systemverhaltens während des Anziehprozesses. Demnach ergibt sich das Anziehmoment aus Gewindemoment M_G und Kopfmoment M_K nach Formel (2). Für die Gewindereibung in metrischen Schraubenverbindungen mit einem Flankenwinkel von 60° gilt Formel (3).

$$M_A = M_G + M_K \quad (2)$$

$$M_G = F_M * [0,16 * P + 0,58 * d_2 * \mu_G] \quad (3)$$

Das Drehmoment zur Überwindung der Reibung zwischen Kopf bzw. Mutter und der Auflagefläche kann nach (4) berechnet werden. Durch Einsetzen von (3) und (4) in (2) ergibt sich Formel (5) nach Kellermann und Klein (1955) zur Berechnung des notwendigen Anziehmoments in Abhängigkeit der Vorspannkraft.

$$M_K = F_M * \frac{D_{Km}}{2} * \mu_K \quad (4)$$

$$M_A = F_M * [0,16 * P + 0,58 * d_2 * \mu_G + \frac{D_{Km}}{2} * \mu_K] \quad (5)$$

Basierend auf Formel (5) kann das genaue Anziehmoment berechnet werden, welches zum Erreichen der Vorspannkraft notwendig ist. Trotz dieser Berechnung unterliegt der Anziehprozess in der Praxis großen Streuungen. Dies liegt daran, dass das Anziehmoment auch von den Reibwerten und den mittleren Reibdurchmessern abhängig ist. Hierbei handelt es sich um komplexe Zusammenhänge im System der Schraubenverbindung, welche in Formel (5) dargestellt sind. Außerdem bestehen Einflüsse durch das gewählte Montageverfahren sowie den Monteur. Zusätzlich kommt es zu Wechselwirkungen zwischen diesen Einflussgrößen, da zum Beispiel die Anziegeschwindigkeit einen Einfluss auf den Reibwert hat (Nassar et al., 2007). Aufgrund der schwierigen Beherrschbarkeit der Einflüsse werden in der Auslegung von Schraubenverbindungen Faktoren wie der Anziehfaktor α_A , welcher sich nach Formel (9) aus dem Verhältnis der maximalen Montagevorspannkraft $F_{M,max}$ und der minimalen Montagevorspannkraft $F_{M,min}$ berechnen lässt, zur Berücksichtigung dieser Unsicherheiten eingesetzt (VDI 2230, 2015).

$$\alpha_A = \frac{F_{M,max}}{F_{M,min}} \quad (6)$$

Alternativ lässt sich der Anziehfaktor aus der Gesamtprozessstreuung p_{ges} nach Formel (7) berechnen.

$$\alpha_A = \frac{1 + p_{ges}}{1 - p_{ges}} \quad (7)$$

Wobei sich die Gesamtprozessstreuung nach Formel (8) aus der Prozessstreuung des Anziehmoments p_M und der Prozessstreuung aus der Streuung des Reibwerts p_μ ergibt.

$$p_{ges} = \sqrt{p_M^2 + p_\mu^2} \quad (8)$$

Zur Berechnung des Anziehfaktors aus den Prozessstreuungen müssen umfangreiche Versuche mit einem spezifischen Anziehsystem und einer spezifischen Schraubenverbindung zur Bestimmung dieser durchgeführt werden. Alternativ wird der Anziehfaktor auf Grundlage von Referenztabellen abgeschätzt (Junker, 1970).

Für ein tiefgehendes Verständnis des Anziehprozesses von Schraubenverbindungen werden in den folgenden Kapiteln die wesentlichen Einflussfaktoren Montageverfahren, Anwender, Reibung und geometrische Toleranzen genauer betrachtet.

2.1.3 Montageverfahren von Schraubenverbindungen

Die für Schraubenverbindungen eingesetzten Montageverfahren lassen sich in zwei Hauptgruppen unterteilen – das Anziehen und das Anspannen. Beim Anziehen von Schraubenverbindungen wird die Funktion des Schraubengewindes als Keilgetriebe genutzt. Dies bedeutet, dass aus dem aufgebracht Drehmoment eine axiale Kraft erzeugt wird, welche eine Längung der Schraube bewirkt. Neben dem weitverbreiteten Anziehen, welches im Fokus dieser Arbeit steht, wird das Anspannen von Schraubenverbindungen hauptsächlich bei großen Maschinen, wie zum Beispiel Kraftwerksturbinen oder Windrädern eingesetzt. Bei diesem Verfahren wird die Vorspannkraft meist hydraulisch oder thermisch direkt aufgebracht, wodurch die Schraube gelängt wird und die Mutter momentenfrei festgeschraubt werden kann.

Die genutzten Anziehverfahren lassen sich weiter anhand des genutzten Montagewerkzeugs und der Kontrollmessgröße unterscheiden. Aus den Unterschieden zwischen den Messgrößen ergeben sich starke Abweichungen im Anziehungsfaktor der unterschiedlichen Verfahren. Für eine Erhöhung des Anziehungsfaktors von $\alpha_{A,1} = 1$ auf $\alpha_{A,2} = 2$ ergibt sich bereits eine Steigerung des Durchmessers um 40 % (Wiegand et al., 2007). Tabelle 1 zeigt den zu wählenden Gewindedurchmesser in Abhängigkeit des Anziehungsfaktors von vier exemplarischen Anziehverfahren, welche in den folgenden Abschnitten näher erläutert werden.

Tabelle 1: Vergleich der Anziehungsfaktoren für ausgesuchte Anziehverfahren (Wiegand et al., 2007)

Notwendiger Gewindedurchmesser	Anziehverfahren	Anziehungsfaktor α_A
M16	Impulsgesteuert mit Schlagschrauber	4
M12	Drehmomentgesteuert mit Drehschrauber	2,3
M10	Drehmomentgesteuert mit Präzisions-schrauber	1,5
M8	Streckgrenzgesteuert mit Drehschrauber	entfällt

2.1.3.1 Drehmomentgesteuertes Anziehen

Das drehmomentgesteuerte Anziehen ist das am weitesten verbreitete Verfahren, da es Wirtschaftlichkeit und Genauigkeit aktuell am besten vereint (Wiegand et al., 2007). Bei dieser Methode wird das aufgebrachte Anziehmoment M_A als Messgröße zur Prozesssteuerung genutzt. Das Anziehmoment wird bei diesen Verfahren entweder durch einen handbetätigten Drehmomentschlüssel oder durch motorische

Schrauber aufgebracht. In Abhängigkeit vom tatsächlich verwendeten Anziehwerkzeug führt dies zu Anziehungsfaktoren zwischen 1,4 und 2,5 (VDI 2230, 2015).

2.1.3.2 Streckgrenzgesteuertes Anziehen

Das streckgrenzgesteuerte Anziehverfahren ist eines der wenigen Verfahren, welches unabhängig von den Reibwerten der Schraubenverbindung ist. Bei diesem Verfahren ist es notwendig, Drehmoment und Drehwinkel kontinuierlich zu erfassen. Bei Erreichen der Streckgrenze setzt das plastische Materialverhalten ein, was zu einem Abfall des Differentialquotienten der beiden Messgrößen führt. Dieser Zeitpunkt wird durch die messtechnische Überwachung identifiziert und führt zu einer Abschaltung. Die Berücksichtigung eines Anziehungsfaktors ist somit nicht notwendig, da die Beanspruchung der Schraube durch das Montageverfahren nahezu konstant bleibt.

2.1.3.3 Impulsgesteuertes Anziehen

Beim impulsgesteuerten Anziehen werden sowohl Impuls- als auch Schlagschrauber eingesetzt. Beide zeichnen sich dadurch aus, dass kein konstantes Drehmoment, sondern Drehmomentimpulse für das Anziehen der Schraubenverbindung genutzt werden. Der wesentliche Vorteil dieser Verfahren ist das geringe Reaktionsmoment, welches der Anwender aufbringen muss. Dem steht der hohe Anziehungsfaktor im Bereich von 2,5 bis 4 entgegen, welcher im Wesentlichen durch die gewählte Einstellmethode, zum Beispiel anhand der Anziehzeit oder Schlagzahl, bestimmt wird.

2.1.4 Der Einfluss des Anwenders

Neben dem im Anziehprozess eingesetzten Werkzeug kann auch der Monteur bzw. Anwender des Geräts einen Einfluss haben. Dies kann sich zum Beispiel durch eine Fehlbedienung des Werkzeugs oder Geräts äußern. Aber auch geringe Beeinflussungen durch zum Beispiel große Andruckkräfte oder falsche Haltung können den Anziehprozess beeinflussen. Neben dieser aktiven Beeinflussung des Prozesses durch den Anwender kommt es bei der Bedienung motorischer Dreh-, Impuls oder Schlagschrauber zu passiven, dynamischen Wechselwirkungen zwischen dem Antriebsstrang des Werkzeugs und dem Hand-Arm-System des Anwenders und der Schraubenverbindung (Matthiesen et al., 2014). Matthiesen et al. konnten am Beispiel des Impulsschraubers zeigen, dass eine Veränderung der passiven Anwenderereigenschaften auch das Verhalten des Geräts und die erreichte Vorspannkraft beeinflusst (Matthiesen et al., 2014).

2.1.5 Der Einfluss der Reibung

Reibung ist der Faktor mit dem größten Einfluss beim Anziehen von Schraubenverbindungen, da der größte Teil des aufgebrauchten Anziehmoments zur Überwindung der Reibung benötigt wird. Abbildung 2.2 zeigt, wie sich das Anziehmoment während des Anziehprozesses in elastisches Vorspannen, Kopf- und Gewindereibung aufteilt.

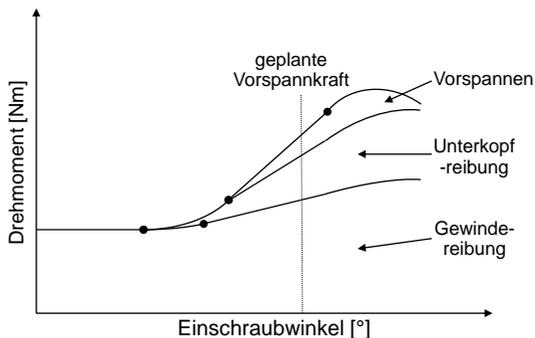


Abbildung 2.2: Aufteilung des Anziehmoments während dem Anziehprozess in Anlehnung an Shoberg (2010)

Die markierten Punkte in Abbildung 2.2 zeigen den Übergang zwischen den Phasen des Anziehprozesses. Die Abbildung verdeutlicht, dass beim Erreichen der geplanten Vorspannkraft ca. 90 % des Anziehmoments zur Überwindung der Reibung benötigt und nur ca. 10 % des Anziehmoments zum Vorspannen genutzt werden. Dies bedeutet, dass bereits kleine Abweichungen von den angenommenen Reibwerten zu großen Änderungen der Vorspannkraft führen. In verschiedenen Untersuchungen wurde festgestellt, dass die Reibwerte während des Anziehprozesses aufgrund unbekannter Einflussgrößen einer hohen Streuung unterliegen (Junker, 1970; Kellermann & Klein, 1955). Ein Teil der Einflussgrößen war bereits Gegenstand wissenschaftlicher Untersuchungen. Im Folgenden werden einige dieser Einflussgrößen näher erläutert.

Die Reibung beim Anziehen von Schraubenverbindungen verändert sich während des Prozesses, da sie von der Beschaffenheit der Oberfläche abhängt und diese sich durch den Gleitvorgang bei steigenden Pressungen verändert. Nassar und Sun (2007) untersuchten in einer Studie den Einfluss der Oberflächenrauheit auf den K-Faktor. Hierbei zeigten sie, dass eine höhere Rauheit zu einem niedrigeren K-Faktor führt und mehrfaches Anziehen die Rauheit erhöht (Nassar & Sun, 2007). Steinhilper und Sauer (2012) beschreiben hingegen eine Reduzierung der Oberflächenrauheit aufgrund von abrasiven Prozessen, welche die Oberflächen eibnen. Jedoch stellen sie auch fest, dass es bei glatten Oberflächen und hohen Pressungen zu Fressen kommen kann, wodurch die Oberflächenrauheit und Reibung erhöht wird (Steinhilper & Sauer, 2012). Auch bei einer Untersuchung des Einflusses von mehrfachem Anziehen galvanisch verzinkter Schraubenverbindungen konnte ein signifikanter Verschleiß an den Oberflächen nachgewiesen werden (Eccles et al., 2010). Für Titanschrauben konnte eine Senkung des Verschleißes durch mehrfaches Anziehen durch die Verwendung einer Keramikpaste als Schmiermittel nachgewiesen werden (Croccolo et al., 2012). Zusammengefasst lässt sich feststellen, dass eine hohe Oberflächenrauheit zu erhöhter Reibung führen kann, es aber auch zu Fressen in den Reibkontakten kommen kann. Der Einfluss des Fertigungsprozesses (spanend oder umformend) auf die Oberflächenrauheit ist gering, jedoch wirkt sich der Prozess auf die Beanspruchbarkeit der Schraube aus (Ibrahmi et al., 2017). In einer weiteren Untersuchung wurde gezeigt, dass die Beschichtungsdicke einen geringen Einfluss auf den Gewindereibwert und keinen Einfluss auf den Kopfreibwert hat (Nassar & Zaki, 2009). Außerdem wurde der Einfluss verschiedener Beschichtungen und Schmierungen untersucht, wobei häufig sowohl eine Reduktion des Reibwerts als auch eine Reduktion der Streuung beobachtet werden konnte (Croccolo et al., 2017; Sauer et al., 2008; Zou et al., 2007). Die Wärmebehandlung von Schrauben verschiedener Festigkeitsklassen verändert auch die Härte der Oberflächen einer Schraubenverbindung (DIN EN ISO 898-1, 2013; DIN EN ISO 898-2, 2012). Daraus ergibt sich auch ein Einfluss auf die Reibwertentwicklung während

des Anziehprozesses (Croccolo et al., 2018; Grabon et al., 2016; Nassar, El-Khiamy et al., 2005). Bereits in frühen Untersuchungen stellte Junker (1970) einen Einfluss des Anziehprozesses auf die Reibung in Schraubenverbindungen fest. Es konnte insbesondere festgestellt werden, dass die Anziehggeschwindigkeit einen Einfluss auf die Reibung hat (Bulaqi et al., 2015; Nassar et al., 2007).

Nach Formel (5) haben neben den eigentlichen Reibwerten auch die effektiven Reibdurchmesser einen Einfluss auf die Reibung in der Schraubenverbindung. Aufgrund verschiedener Topologien kommt es je nach Schraubenverbindung zu verschiedenen effektiven Reibdurchmessern (Japing & Schlattmann, 2011). Analytische Untersuchungen mit verschiedenen kontaktmechanischen Ansätzen haben gezeigt, dass die effektiven Reibdurchmesser berücksichtigt werden können (Nassar, Barber et al., 2005; Nassar, Matin et al., 2005; Zou et al., 2005). In der Praxis sind die dafür notwendigen Analysen der Topologien meist nicht umsetzbar, da es zusätzlich zu Abweichungen durch Fertigungstoleranzen kommt (Hashimura et al., 2000; Kellermann & Klein, 1955).

Im Allgemeinen ist eine differenzierte Betrachtung von Kopf- und Gewindereibung notwendig, da der Kopfreibwert 40 % mehr als der Gewindereibwert streut, auch wenn häufig von gleichen und konstanten Reibwerten ausgegangen wird (Seibel et al., 2014).

Die Reibungsbestimmung in Schraubenverbindungen nach DIN EN ISO 16047, 2013 dient zur genauen und vergleichbaren Bestimmung des Kopf- und Gewindereibwerts. Es werden Prüfstände eingesetzt, welche eine genaue Erfassung der Vorspannkraft sowie des Kopf- und Gewindemoments ermöglichen.

2.1.6 Modellierung und Regelung des Anziehprozesses von Schraubenverbindungen

Während des Anziehprozesses von Schraubenverbindungen kommt es zu Wechselwirkungen zwischen der Schraubenverbindung und dem Schraubensystem. Für die Modellierung des motorischen Anziehprozesses und der daraus resultierenden Drehschwingungen entwickelten Japing et al. ein Mehrkörpermodell der Schraubenverbindung, welches in Abbildung 2.3 dargestellt ist (Japing et al., 2015). Formel (2) gilt hier in einer um die dynamischen Anteile erweiterten Form.

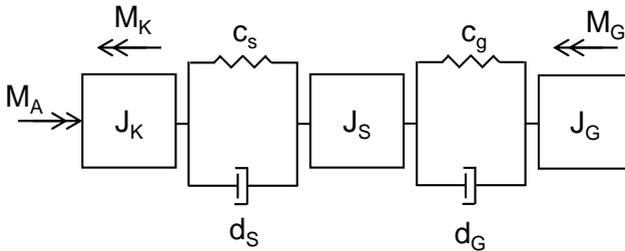


Abbildung 2.3: Mehrkörpermodell der Schraubenverbindung in Anlehnung an Japing et al. (2015)

Dabei sind J_K , J_S und J_G die Massenträgheitsmomente von Schraubenkopf, -schaft und -gewinde, c_S und c_G die Torsionssteifigkeiten und d_S und d_G die Dämpfungskonstanten.

Die Massenträgheitsmomente und Steifigkeiten lassen sich durch Berechnungen bestimmen. Für Dämpfungskonstanten bestehen Anhaltswerte in der Literatur, welche experimentell präzisiert werden können. (Dresig & Holzweißig, 2009)

Zur Modellierung der nichtlinearen Reibung setzen Japing et al. das auf der Stribeck-Kurve basierende Reibmodell aus dem Matlab® Simscape™ Block „Rotational Friction“, vgl. Formel (9), ein (Japing et al., 2015). Das Reibmodell propagiert eine geschwindigkeitsabhängige Reibung, welche die Summe der Anteile nach Stribeck und Coulomb sowie der viskosen Reibung ist (Levine, 1996).

$$\begin{aligned} \mu_i(\dot{\varphi}_i) = & \sqrt{2}e * (\mu_{Haft} - \mu_{Coul}) * e^{-\left(\frac{\dot{\varphi}_i}{\dot{\varphi}_{St,i}}\right)^2} * \frac{\dot{\varphi}_i}{\dot{\varphi}_{St,i}} \\ & + \mu_{Coul} * \tanh\left(\frac{\dot{\varphi}_i}{\dot{\varphi}_{Coul,i}}\right) + v\dot{\varphi}_i \end{aligned} \quad (9)$$

Dabei ist $\mu_i(\dot{\varphi}_i)$ der geschwindigkeitsabhängige Reibwert, μ_{Haft} der Haftreibwert, μ_{Coul} der coulombsche Gleitreibwert, v der viskose Reibungskoeffizient, $\dot{\varphi}_i$ die Winkelgeschwindigkeit, $\dot{\varphi}_{St,i}$ die Stribeck-Grenzgeschwindigkeit, $\dot{\varphi}_{Coul,i}$ die Coulomb-Grenzgeschwindigkeit und $\dot{\varphi}_{Haft,i}$ die Haft-Grenzgeschwindigkeit. Abbildung 2.4 zeigt den Graphen der Funktion. Die vertikalen gestrichelten Linien zeigen den

Übergang von Haften zu Gleiten. Außerdem werden die verschiedenen Reibungsanteile dargestellt. Obwohl der Reibwert im Allgemeinen keine negativen Werte annimmt, ist dies an dieser Stelle notwendig, um die Richtungsabhängigkeit des wirkenden Gegenmoments numerisch abzubilden. Deswegen ist es notwendig, den Bereich der Haftreibung linear mit einem Nulldurchgang zu modellieren, sodass die Funktion stetig ist, dabei wird $\dot{\varphi}_{Haft,i}$ möglichst klein eingestellt da so die Abweichung vom realen Verhalten gering ist. Gerade bei schwingenden, tribologischen Systemen mit häufiger Richtungsänderung hat die mathematische Formulierung der Richtungsänderung und die Implementierung dieser einen großen Einfluss auf die numerische Lösbarkeit.

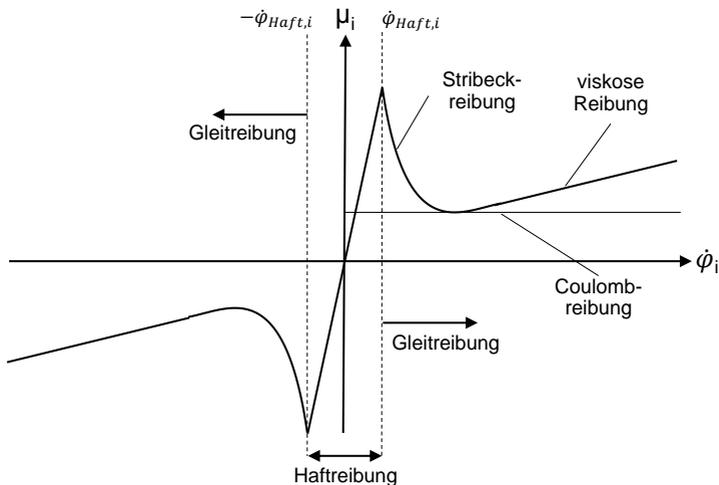


Abbildung 2.4: Verlauf des Reibwerts nach Formel (9)

Das von Japing et al. vorgestellte Modell der Schraubenverbindung kann in Simulationen eingesetzt werden, um den Anziehprozess vorherzusagen und dadurch die Entwicklung von Regelungen für Anziehsysteme zu unterstützen (Baramsky et al., 2016). Die Regelung des Anziehprozesses stellt jedoch in der Automatisierung immer noch eine große Herausforderung dar (Jia et al., 2019). Für das automatisierte, kontinuierliche Anziehen von Schraubenverbindungen bestehen bereits verschiedene Regelstrategien, wie zum Beispiel Fuzzy-Regelungen (Dhayagude et al., 1996). Eines der wesentlichen Probleme bei der Regelung solcher Prozesse sind die reibungsinduzierten Schwingungen (Stick-Slip Effekte) innerhalb des Systems.

Modellbasierte Regelungen, aufbauend auf dem vorgestellten Modell von Japing et al., sind eine Möglichkeit, solchen Schwingungen entgegenzuwirken. Aufgrund der begrenzten Dynamik bestehender Anziehsysteme sind jedoch weitere Maßnahmen notwendig. Baramsky et al. fanden durch numerische Simulation auf Basis des von Japing et al. vorgestellten Modells heraus, dass Ultraschall die während des Anziehprozesses entstehenden reibungsinduzierten Schwingungen derart beeinflusst, dass bei 20 % geringeren Drehmomenten 30 % erhöhte Vorspannkkräfte auftreten können (Baramsky et al., 2017).

Basierend auf dem vorgestellten Modell der Schraubenverbindung entwickelten Baramsky et al. (2018) ein systemspezifisches Modell. Durch eine experimentelle Studie konnte gezeigt werden, dass ein auf diesem Modell basierender Algorithmus zu einer Prozessverbesserung führt. Auf Basis ihrer Ergebnisse kommen Baramsky et al. (2018) weiterhin zu dem Schluss, dass für eine wesentliche Prozessverbesserung Messdaten aus dem Prozess in Echtzeit genutzt werden müssen, um das Verhalten in der nahen Zukunft präzise vorherzusagen und einen entsprechenden Eingriff der Regelung zu ermöglichen. (Baramsky et al., 2018)

2.1.7 Zwischenfazit

Das Anziehen von Schraubenverbindungen unterteilt sich in die vier Phasen Einschrauben, Ausrichten, elastisches und plastisches Vorspannen. Die Einflüsse auf das Anziehverhalten von Schraubenverbindungen werden im Wesentlichen von der Geometrie und der Reibung in der Schraubenverbindung bestimmt. Um ein präzises Anziehen von Schraubenverbindungen zu ermöglichen, ist es notwendig, diese Einflüsse möglichst genau zu kennen und im Anziehprozess zu berücksichtigen oder von diesen unabhängige Regelgrößen zu wählen. Ebenso bestimmen die zwischen Anziehwerkzeug, Schraubenverbindung und Anwender auftretenden Wechselwirkungen das Verhalten im Anziehprozess. Der Anziehungsfaktor beschreibt die Präzision von Anziehprozessen bezüglich der erreichten Vorspannkraft und ergibt sich aus den auftretenden Prozessstreuungen. Kleine Anziehungsfaktoren ermöglichen sowohl eine bessere Auslegung von Schraubenverbindungen als auch eine höhere Wirtschaftlichkeit durch stabilere Prozesse. Durch eine geeignete Modellierung des Gesamtsystems aus Power-Tool, Anwender und Schraubenverbindung kann das Verhalten für kontinuierliche Schraubsysteme simuliert und geregelt werden. Solche Regelungen ermöglichen kleine Anziehungsfaktoren und damit auch wirtschaftliche Produkte.

2.2 Impulsbasierte Anziehwerkzeuge

Neben den kontinuierlichen Anziehwerkzeugen werden in der Montage und Demontage von Schraubenverbindungen auch impulsbasierte Anziehwerkzeuge eingesetzt. Zu den impulsbasierten Anziehwerkzeugen gehören der Impuls- und der Schlagschrauber, welche im Gegensatz zu den kontinuierlichen Anziehwerkzeugen kurze Drehmomentimpulse erzeugen und hierdurch zu einem schrittweisen Weiterdrehen führen. Impulsschrauber nutzen eine hydrodynamische Pulszelle zur Erzeugung dieser Drehmomentimpulse (Skoog, 1964), während Schlagschrauber auf einem mechanischen, tangentialen Schlagwerk basieren (Pott, 1934). Aufgrund der unterschiedlichen Funktionsweisen unterscheiden sich beide Systeme in ihrer Auswirkung auf den Anwender (Matthiesen, Mangold et al., 2018) und in ihrem Verhalten in der Anwendung. Im Rahmen dieser Arbeit steht der Schlagschrauber im Fokus, dessen Funktionsweise im folgenden Kapitel genauer erläutert wird.

2.2.1 Tangential-Schlagwerke und Schlagschrauber

Der Kern des Schlagschraubers bildet das Tangential-Schlagwerk, welches zum einen aus einer kontinuierlichen Drehung Drehmomentimpulse erzeugt und zum anderen den Drehmomentfluss zum Anwender unterbricht. Abbildung 2.5 zeigt einen exemplarischen Schlagschrauber in einer Explosionsdarstellung.

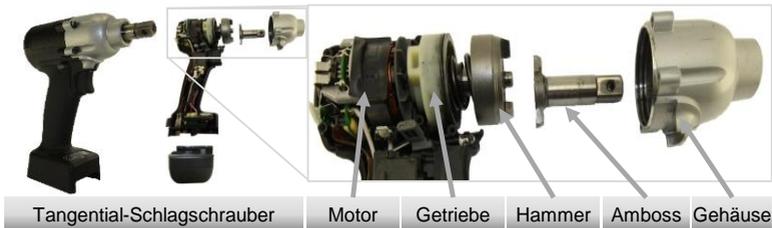


Abbildung 2.5: Schlagschrauber in Explosionsdarstellung (Matthiesen, Wettstein & Grauberger, 2018)

Der Motor (in der Praxis werden hier sowohl Druckluft- als auch Elektromotoren eingesetzt) erzeugt eine kontinuierliche, hohe Drehzahl. Diese wird im angeschlossenen Getriebe auf die Antriebsdrehzahl des Schlagwerks untersetzt. Diese beschleunigt den Hammer rotatorisch, sodass dessen Klauen nach jeweils einer halben Umdrehung auf den Amboss treffen. Durch diesen Stoß wird ein Drehmomentimpuls aus der im Hammer gespeicherten kinetischen Energie erzeugt.

Der Hammer ist durch eine Feder-Nut-Mechanik an die Antriebswelle gekoppelt, um zum einen ein Überspringen der Klauen zu ermöglichen und zum anderen die Leistungsfähigkeit des Schlagwerks zu erhöhen. Diese Feder-Nut-Mechanik ist in Abbildung 2.6 dargestellt.

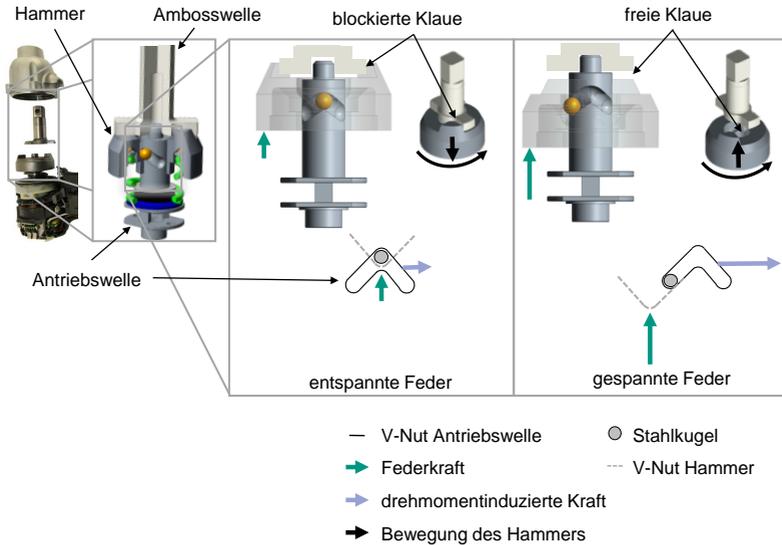


Abbildung 2.6: Funktionsweise der Feder-Nut-Mechanik (Matthiesen, Wettstein & Grauberger, 2018)

Der Hammer und die Antriebswelle sind durch zwei Stahlkugeln gekoppelt. Die Antriebswelle sowie der Hammer besitzen zwei gegenüberliegende V-Nuten. Die V-Nuten von Hammer und Antriebswelle zeigen mit der Spitze in entgegengesetzte Richtungen und schließen in zusammengebautem Zustand die beiden Stahlkugeln ein. Zusammen funktionieren die beiden V-Nuten wie ein Gewinde, das heißt aus einer relativen Verdrehung von Hammer und Antriebswelle immer auch eine axiale Verschiebung des Hammers relativ zur Antriebswelle folgt. Dieser axialen Relativbewegung wirkt die in Abbildung 2.6 hellgrün dargestellte Feder entgegen. Über die V-Nuten und Stahlkugeln wird das Drehmoment von der Antriebswelle auf den Hammer übertragen. Kommt es zu einem Kontakt zwischen Hammer und Amboss, sorgt dies für einen Anstieg dieses Drehmoments. Infolge des steigenden Drehmoments kommt es zu einer relativen Verdrehung des Hammers und damit auch zu einer axialen Verschiebung des Hammers bis Hammer und Amboss, wie in Abbildung 2.6 (mittleres Bild) dargestellt, entkoppelt sind. Der Hammer dreht sich nun weiter bis

der Amboss überwunden ist, die Feder sich entspannt und Hammer und Amboss wieder eingekoppelt sind. Die Feder, welche durch die axiale Verschiebung des Hammers komprimiert wird, speichert also Energie, welche sie zu einem späteren Zeitpunkt wieder auf den Hammer überträgt. Einen genaueren Einblick in die ablaufende Sequenz gibt Abbildung 5.5.

2.2.2 Modellierung und Simulation von Tangential-Schlagwerken

Das Speichern und Wandeln von Energie sind die Grundprinzipien des Tangential-Schlagwerks, wie es in Kapitel 2.2.1 vorgestellt wurde. Dem folgend basierte Sieling seine Modellierung des Schlagwerks und des Anziehprozesses auf einer Bilanzierung der Energien eines Einzelschlags (Sieling, 1977). Die kinetische Energie des Hammers vor dem Schlag teilt sich während dem Schlag auf. Die Aufteilung ist dabei abhängig von der Auslegung des Schlagwerks sowie des aktuellen Betriebspunktes. Während des Schlags teilt sich die zur Verfügung stehende Energie nach Formel (10) auf (Sieling, 1977):

$$\sum W: 0 = W_h + W_a + W_f + W_p + W_r \quad (10)$$

Die während des Schlags zur Verfügung stehende kinetische Hammerenergie, die Hammerarbeit W_h , wird nur zu einem Teil in Anzieharbeit W_a umgewandelt. Die elastische und plastische Verformungsarbeit W_f und W_p bilden zusammen die Stoßverlustarbeit. Die Rückprallarbeit des Hammers W_r wird durch die in Kapitel 2.2.1 beschriebene Feder-Nut-Mechanik im nächsten Schlag erneut genutzt. Insgesamt wird durch die Wiedernutzung der Rückprallenergie die aus dem Motor generierbare Schlagenergie stark erhöht. Die aus dem Motor generierbare Energie entspricht der kinetischen Rotationsenergie des Hammers bei Nenndrehzahl.

Zhang und Tang stellen ein Mehrkörpermodell eines Schlagwerks vor. Insgesamt bildet das Modell acht rotatorische und einen translatorischen Freiheitsgrad ab. Das gesamte Modell wird in entsprechenden mathematischen Modellgleichungen beschrieben, welche auch die Nichtlinearitäten des Schlagmechanismus abbilden. Für die Parametrierung ihres Modells setzen Zhang und Tang einen mehrkriteriellen Optimierungsansatz ein, welcher das Ziel hat, das Verhalten des Modells an das reale Verhalten anzunähern und Abweichungen zu minimieren. Dazu werden Messdaten von Versuchen mit einem Schlagmechanismus und einem hydraulischen Schrau-

benspannungskalibrator verwendet. Das resultierende Modell stimmt in den Kriterien maximales Moment, Impulsdauer und Systemverhalten in Wechselwirkung mit dem hydraulischen Schraubenspannungskalibrator überein. (Zhang & Tang, 2016)

2.2.3 Anziehverhalten von Schraubenverbindungen beim Anziehen mit dem Schlagschrauber

Für das Anziehverhalten von Schraubenverbindungen beim Anziehen mit dem Schlagschrauber sind bislang wenige Forschungsergebnisse im Stand der Forschung bekannt. Eine der wenigen Untersuchungen zeigt, dass die während des Anziehprozesses entstehenden Drehmomentimpulse sehr kurz sind, und dass Höhe und Dauer der Impulse sich während des Anziehprozesses verändern (Tsipenyuk & Gelfand, 1973). Abbildung 2.7 zeigt den gemessenen Vorspannkraftverlauf während eines schlagenden Anziehvorgangs, welcher mit dem in Kapitel 6.2 vorgestellten Prüfstand erfasst wurde.

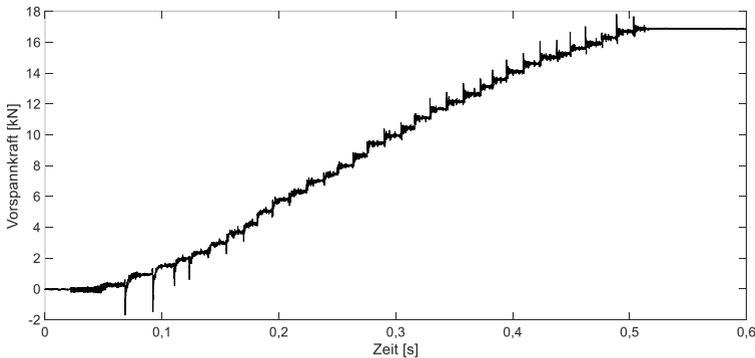


Abbildung 2.7: Vorspannkraftverlauf über der Zeit

Zur Modellierung dieses Vorspannkraftverlaufs nutzte Sieling einen geometrischen Reihenansatz. Die Reihenformulierung löste Sieling auf, indem er die Energiebilanzierung nach Formel (10) und physikalische Zusammenhänge nutzte, wie zum Beispiel die klassischen Stoßtheorie. Hierdurch gelang ihm die Herleitung einer expliziten Formel zur Berechnung der Vorspannkraft nach einer bestimmten Anzahl von Schlägen. Mit der vorgestellten Formel lässt sich der Vorspannkraftverlauf rückblickend beschreiben. Eine Vorhersage ist jedoch nicht möglich, da die experimentelle

Bestimmung des Stufenfaktors, welcher von Sieling nicht weiter beschrieben wird, notwendig ist. (Sieling, 1977)

2.2.4 Steuerung und Regelung des Anziehprozesses mit Tangential-Schlagschraubern

Für das tangential-schlagende Anziehen von Schraubenverbindungen gibt es bisher kein Modell, welches den Zusammenhang zwischen dem aufgebrauchten Drehmoment und der erreichten Vorspannkraft in der Schraubenverbindung beschreibt. Die Messung des Anziehmoments im Prozess ist nicht wie bei kontinuierlich anziehenden Verfahren (vgl. Kapitel 2.1.3.1) möglich. Deshalb werden große Anstrengungen unternommen, um diesen Umstand zu umgehen und das Anziehmoment messbar zu machen. So wurden allein in den USA seit 1950 über 50 Patente in diesem Themenumfeld angemeldet. Wallace fand durch eine Analyse dieser Patente heraus, dass 30 % der Patente eine Art von Drehmomentmessverfahren beschreiben, 10 % beschreiben eine mechanische Drehmomentbegrenzung, 16 % zählen die Anzahl der Schläge und 4 % messen die Anziehdauer. (Wallace, 2015)

In Summe beschreiben diese Ansätze Verfahren zum Zählen der Schläge oder zur Korrelation des gemessenen Spitzenmoments mit dem Anziehmoment. In neueren Ansätzen werden energetische Betrachtungen zur Regelung vorgestellt, Nachweise über die theoretische sowie praktische Funktionsweise sind nicht veröffentlicht (Arimura, 2005). Insgesamt lässt sich beobachten, dass die Zahl der Patente im Umfeld des Schlagschraubers in den letzten Jahren stark zugenommen hat, hierbei stehen unter anderem Regelmethoden für den Anziehprozess verschiedener Befestigungselemente im Vordergrund. Diesen Regelmethoden ist jedoch gemeinsam, dass sie an spezifische Befestigungselemente gebunden sind. Ein Modell als Grundlage für die Entwicklung solcher Regelmethoden besteht für den tangential-schlagenden Anziehprozess im Stand der Forschung noch nicht.

2.2.5 Zwischenfazit

Schlagschrauber werden eingesetzt, wenn ein hohes Drehmoment in Anwendungen gefordert wird und der Anwender dieses durch ein Power-Tool aufbringen muss. Durch die Modellierung des Schlagwerks als Mehrkörpermodell wurde bereits gezeigt, dass das Verhalten von Tangential-Schlagwerken abgebildet werden kann. Eine Simulation eines Mehrkörpermodells des Tangential-Schlagschraubers gekoppelt mit dem Mehrkörpermodell einer Schraubenverbindung gibt es im Stand der

Forschung bislang nicht. Eine solche Simulation kann die Grundlage bilden, um neue, intelligente Regelmethode für den Anziehprozess mit Tangential-Schlag-schrauben zu entwickeln.

2.3 Erfassung von Impulsgrößen

Ideale Impulse werden als Rechtecksignal angenommen. Diese werden durch die Impulsdauer und -höhe charakterisiert. Reale, mechanische Impulse weichen aufgrund verschiedener physikalischer Gesetze und Grenzen von dieser idealen Form ab. Auf Grund der typischerweise sehr geringen Impulsdauer mechanischer Stöße und des transienten Zustandes ist deren messtechnische Erfassung eine besondere Herausforderung. Deswegen werden in diesem Kapitel zunächst die Grundlagen zur Erfassung von Impulsgrößen dargestellt. Anschließend wird eine Methode zur Reibungsbestimmung bei der Impulsübertragung und die Bestimmung der Energie von Drehmomentimpulsen vorgestellt.

2.3.1 Split-Hopkinson-Pressure-Bar (SHPB)

Bei verschiedenen Beanspruchungsgeschwindigkeiten weisen Werkstoffe unterschiedliche mechanische Eigenschaften auf. Kolsky entwickelte die Split-Hopkinson-Pressure-Bar (SHPB) zur Untersuchung des Werkstoffverhaltens unter sehr hohen Druckspannungsgeschwindigkeiten (Kolsky, 1949). Der Aufbau einer SHPB ist in Abbildung 2.8 dargestellt. Der Vorteil dieses Aufbaus ist, dass die auftretenden Impulse reflektionsfrei also ohne interferierende Schwingungen erfasst werden können. Dies ermöglicht die zeitlich hohe Auflösung der kurzen transienten Zustände.

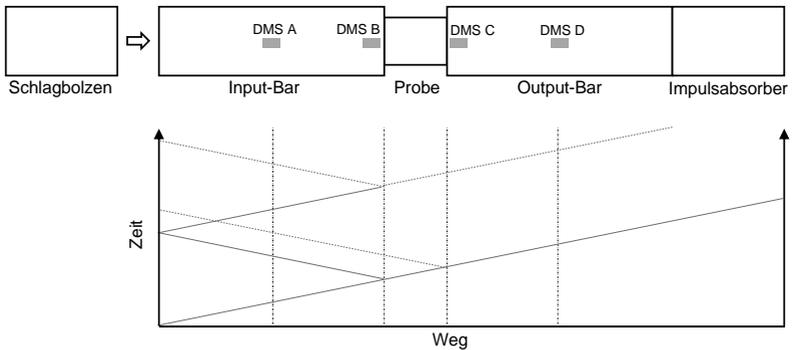


Abbildung 2.8: Aufbau der Split-Hopkinson-Pressure-Bar und Darstellung der zeitlichen und räumlichen Ausbreitung der Impulsstöße in Anlehnung an Kolsky (1949)

Der in Abbildung 2.8 gezeigte Schlagbolzen trifft mit einer voreingestellten Geschwindigkeit auf die Input-Bar. Hierdurch entsteht eine Stoßwelle, welche sich mit Schallgeschwindigkeit ausbreitet. An der Stelle DMS A wird die Stoßwelle als erstes aufgezeichnet. Beim Übergang zur Probe wird ein Teil der Stoßwelle transmittiert und der Rest reflektiert. Der reflektierte Teil der Stoßwelle wird durch den DMS A erneut erfasst. Die transmittierte Stoßwelle wird aufgrund von plastischer Verformung in der Probe teilweise abgebaut. Anschließend wird beim Übergang zur Output-Bar ein Teil der Stoßwelle reflektiert, während ein großer Teil in die Output-Bar transmittiert wird. Bei DMS D wird diese aufgezeichnet. Die Stoßwelle wird abschließend in einen Impulsabsorber eingeleitet. Die Länge der Probe wird sehr klein im Verhältnis zur Länge von Input- und Output-Bar gewählt, um Messdaten von hoher Qualität zu erzeugen. DMS B und DMS C sind in unmittelbarer Nähe zu den Enden der Probe angebracht, um basierend auf den gemessenen Dehnraten die Dehnraten in der Probe berechnen zu können.

Mit Hilfe der SHPB wurde das Verhalten vieler Materialien bei hohen Druckbeanspruchungsraten untersucht. Für Baustahl (S 275 JR) wurde zum Beispiel ermittelt, dass die Fließgrenze bei dynamischer Beanspruchung auf das 2,5-fache des statischen Kennwerts ansteigt (Davies & Hunter, 1963).

2.3.2 Die Torsionale-Split-Hopkinson-Bar (TSHB)

14 Jahre nach der Entwicklung des SHPB durch Kolsky entwickelten Baker und Yew die Idee für die Beanspruchung von Proben mit torsionalen Impulsen weiter (Baker & Yew, 1966).

Die THSB wurde in der Materialwissenschaft unter anderem dazu eingesetzt, um das Verhalten von Baustahl S275 JR bei hohen Schergeschwindigkeiten zu untersuchen, wobei in Abbildung 2.9 ein solches Verhalten dargestellt wird (Nicholas, 1971). Hier wird deutlich, dass mit zunehmender Schergeschwindigkeit auch die Scherfestigkeit zunimmt.

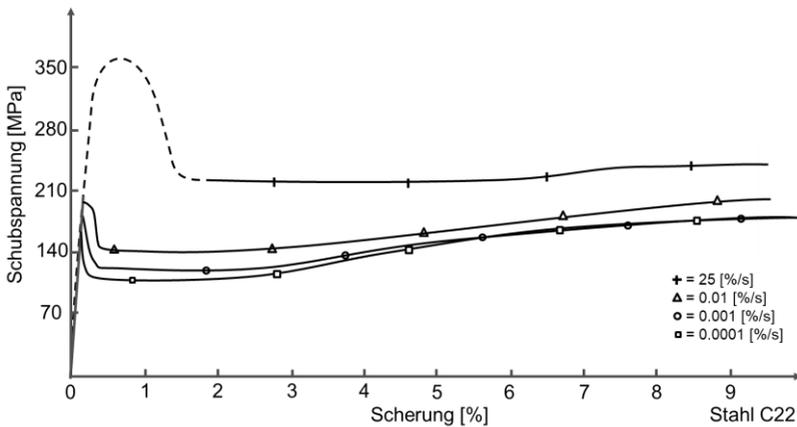


Abbildung 2.9: Schubspannungsverlauf über der Scherung bei verschiedenen Schergeschwindigkeiten (Nicholas, 1971)

2.3.3 Reibungsbestimmung mit der TSHB

Zur Untersuchung der Reibung bei der Übertragung von Drehmomentimpulsen und bei der damit verbundenen hohen relativen Beschleunigung und Geschwindigkeit wurde die TSHB weiterentwickelt. Der gesamte Aufbau sowie die zwei kreisringförmigen Proben werden zusätzlich unter axialen Druck gesetzt, sodass eine reibschlüssige Verbindung zwischen den Proben entsteht. Wird nun ein Drehmomentimpuls erzeugt, welcher reibschlüssig durch die Proben übertragen wird, kann anhand des übertragenen Drehmoments der Reibwertverlauf bestimmt werden. (Espinosa et al., 2000)

Abbildung 2.10 zeigt den Verlauf von Reibwert und Gleitgeschwindigkeit bei der reibschlüssigen Impulsübertragung. Am Anfang und am Ende des Impulses kommt es zu lokalen Maxima im Reibwertverlauf. Das erste Maximum ist der Haftreibwert, gefolgt von einer Phase, in welcher die Gleitgeschwindigkeit und der Gleitreibwert konstant bleiben. Durch Verlangsamung der Geschwindigkeit kommt es dann erneut zu einem Anstieg des Reibwerts (Bragov et al., 2009). Die genaue Ausprägung dieser Merkmale im Reibwertverhalten sind jedoch von der genauen Oberflächenpaarung abhängig. (Espinosa et al., 2000)

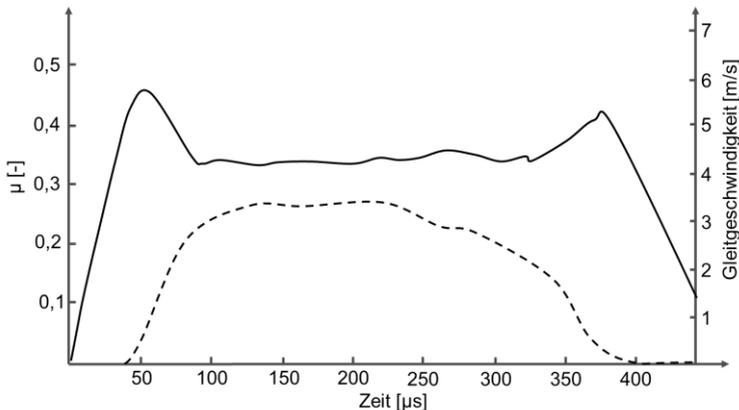


Abbildung 2.10: Verlauf des Reibwerts und der Gleitgeschwindigkeit (Espinosa et al., 2000)

2.3.4 Bestimmung der Energie von Drehmomentimpulsen

Drehmomentimpulse breiten sich in Festkörpern als transversale Körperschallwellen aus. Wird ein solcher Drehimpuls in eine entsprechende lange Welle, wie sie in Kapitel 2.3.2 beschrieben wurde, eingeleitet, kann mit Dehnungsmessstreifen (DMS) die Scherung und damit das Torsionsmoment gemessen werden. Für die Analyse von impulserzeugenden Systemen ist die generierte Impulsenergie eine häufig betrachtete Bewertungsgröße. Diese kann auf Basis des gemessenen Torsionsmoments ebenfalls berechnet werden. Die Energie eines solchen Impulses kann dabei grundlegend nach Formel (11) berechnet werden.

$$E_{Impuls} = \int M(t) d\varphi \quad (11)$$

Da es sich bei Impulsen um transiente Vorgänge handelt, kann die Winkelverschiebung auch als zeitabhängige Variable geschrieben werden, womit sich dann für Formel (11) folgende Formulierung ergibt:

$$E_{Impuls} = \int M(t) * \dot{\varphi} dt \quad (12)$$

Aus der Wellentheorie ist folgender Zusammenhang von Schubspannung τ , Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ und torsionaler Impedanz I_T bekannt:

$$\tau(t) = I_T * \dot{\varphi} \quad (13)$$

Die torsionale Impedanz berechnet sich dabei nach Formel (14).

$$I_T = \frac{1}{2} * r^2 * c_t * \rho \quad (14)$$

Dabei sind r der Radius, c_t die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Transversalwellen im jeweiligen Material und ρ die Dichte des Materials. Der Zusammenhang von Schubspannung, polarem Flächenträgheitsmoment I_p und Drehmoment ist nach Formel (15) gegeben:

$$\tau(t) = \frac{M(t)}{I_p} * r, I_p = \frac{\pi}{2} * r^4 \quad (15)$$

Durch Einsetzen von (13), (14) und (15) in (12) ergibt sich Formel (16) zur Berechnung der Impulsenergie basierend auf einem gemessenen Drehmomentverlauf.

$$E_{Impuls} = \frac{4}{r^5 * c_t * \rho * \pi} \int M(t)^2 dt \quad (16)$$

2.3.5 Zwischenfazit

Die im Stand der Forschung vorgestellten Methoden zur Erfassung von Impulsgrößen ermöglichen es, das Materialverhalten von Proben bei hohen Dehn- und Scherraten zu erfassen. Espinosa et al. beschreiben eine Methode zur Untersuchung des Reibverhaltens von Oberflächenpaarungen bei der Impulsübertragung (Espinosa et al., 2000). Die Erkenntnisse zum Materialverhalten zeigen insgesamt höhere Beanspruchbarkeiten bei höheren Dehn- und Scherraten. Ebenso konnten erhöhte Reibwerte bei der Impulsübertragung und große Unterschiede im Verhalten zwischen verschiedenen Oberflächenpaarungen gezeigt werden. Dies bedeutet, dass die Annahme eines konstanten Reibwerts beim schlagenden Anziehen von Schraubenverbindungen nicht per se gültig ist. Daher ist es notwendig das tribologische Verhalten in der Schraubenverbindung beim schlagenden Anziehen zu untersuchen.

2.4 Fazit zum Stand der Forschung

Im Stand der Forschung wird deutlich, dass das Anziehverhalten von Schraubenverbindungen von vielen Faktoren beeinflusst wird. Einen besonders großen Einfluss haben die Geometrie der Schraubenverbindung und der Reibwert der Reibflächenpaarungen. Dabei bestimmt die durch das Anziehverfahren möglichst präzise erreichte Vorspannkraft die Qualität der Schraubenverbindung. Bestehende Verfahren für Schlagschrauber, wie Zeitsteuerungen oder das Zählen von Schlägen, erfüllen den Bedarf an Flexibilität und Präzision in der Anwendung nicht. Dies ist der Grund dafür, dass Schlagschrauber trotz ihres Potentials für den Anwender in vielen Anwendungen nicht zum Einsatz kommen oder sogar für den Einsatz nicht zugelassen sind. Die besondere Schwierigkeit bei der Regelung von schlagenden Anziehverfahren im Vergleich zu kontinuierlichen Anziehverfahren besteht darin, dass der lineare Zusammenhang von Drehmoment und Vorspannkraft nicht gilt und damit die entscheidende Regelgröße für den Anziehprozess fehlt. Es besteht also ein Bedarf an Regelverfahren für Tangential-Schlagschrauber, welche auch ohne diesen Zusammenhang und ohne eine zusätzliche Kalibrierung eine erhöhte Präzision ermöglichen.

Im Stand der Forschung wurde außerdem gezeigt, dass Modelle von Schraubenverbindungen und Anziehsystem genutzt werden können, um basierend auf diesen Modellen auftretenden Schwingungen entgegenzuwirken und das Systemverhalten vorherzusagen. Daraus lässt sich ableiten, dass eine Abbildung des Gesamtsystems aus Power-Tool, Anwender und Schraubenverbindung in einem Modell eine modellbasierte Regelung von Tangential-Schlagschraubern ermöglichen kann. Bestehende Mehrkörpermodelle von Tangential-Schlagwerken wurden nicht mit Modellen realer Schraubenverbindungen gekoppelt. Modelle realer Schraubenverbindungen bestehen im Stand der Forschung bereits, aber die Validität für tangentialschlagende Anziehverfahren wurde nicht geprüft. Die Modellierung des tribologischen Verhaltens, also der Reibung, stellt bei Schraubenverbindungsmodellen eine der größten Unsicherheiten dar. Es wurde in Untersuchungen gezeigt, dass die Reibfaktoren in Schraubenverbindungen beim kontinuierlichen Anziehen von zahlreichen Einflussfaktoren abhängen. Im Stand der Forschung wurde gezeigt, dass bei der Impulsübertragung erhöhte Reibwerte auftreten können und diese ebenfalls abhängig von zahlreichen Faktoren, wie zum Beispiel der Oberflächenrauheit oder Härte, sind. Hieraus leitet sich das Ziel ab, das tribologische Verhalten von Schraubenverbindungen während des schlagenden Anziehprozesses im Rahmen dieser Arbeit zu untersuchen.

3 Motivation und Zielsetzung

Tangential-Schlagschrauber haben den Vorteil, dass der Anwender das zum Anziehen von Schraubenverbindungen notwendige Drehmoment nicht abstützen muss. Dadurch wird die einhändige Montage großer Schraubenverbindungen ermöglicht. Der wesentliche Nachteil von Tangential-Schlagschraubern ist, dass aufgrund des Funktionsprinzips der für kontinuierliche Verfahren gültige einfache Zusammenhang zwischen Drehmoment und Vorspannkraft nicht gültig ist. Die Ursache liegt in den durch die Tangential-Schläge (Drehmomentimpulse) hervorgerufenen transienten Zuständen, für welche für quasistatische Zustände aufgestellte Formeln nicht gelten. Es ergeben sich also zwei Probleme, zum einen ist ein einfacher Wechsel von kontinuierlichen zu tangential-schlagenden Verfahren nicht möglich und zum anderen unterliegt der Anziehprozess mit dem Tangential-Schlagschrauber großen Streuungen. Dies schränkt die erreichbare Qualität von Schraubenverbindungen durch den tangential-schlagenden Anziehprozess sowie die damit verbundene Wirtschaftlichkeit und Ressourceneffizienz ein. Deshalb ist es notwendig, die Streuung tangential-schlagender Anziehprozesse zu reduzieren. Ein Ansatz, um dies zu erreichen, ist die Entwicklung von Steuerungen und Regelungen zum präzisen Anziehen von Schraubenverbindungen. Im Stand der Forschung wurde gezeigt, dass die Grundlage solcher Steuerungen und Regelungen Modelle von Anziehsystem und Schraubenverbindung sind, welche die relevanten Zusammenhänge abbilden. Außerdem wurde gezeigt, dass es bislang keine ausreichenden Untersuchungen des tribologischen Verhaltens von Schraubenverbindungen während des tangential-schlagenden Anziehprozesses gibt.

Wissenschaftliches Ziel der Arbeit ist es deshalb, das tribologische Verhalten während des tangential-schlagenden Anziehprozesses in einem Schraubenverbindungsmodell abzubilden.

Ausgehend von diesem Ziel ergeben sich für die Beantwortung notwendige, folgende drei Teilziele:

1. Erkenntnisse über das tribologische Verhalten von Schraubenverbindungen beim schlagenden Anziehen.
2. Erkenntnisse über die Einflüsse auf das tribologische Verhalten von Schraubenverbindung beim schlagenden Anziehen.
3. Abbildung der Erkenntnisse in einem verbesserten Schraubenverbindungsmodell für die Simulation des tangential-schlagenden Anziehprozesses.

Aus dem dargestellten zentralen Ziel, das tribologische Verhalten während des schlagenden Anziehprozesses in einem Schraubenverbindungsmodell abzubilden, wird die folgende übergeordnete Forschungsfrage abgeleitet:

Wie können Modelle von Schraubenverbindungen das tribologische Verhalten während des tangential-schlagenden Anziehprozesses abbilden?

Die adressierte Forschungslücke besteht zum einen darin, das tribologische Verhalten während des tangential-schlagenden Anziehprozesses zu erfassen und in einem Schraubenverbindungsmodell zu beschreiben und zum anderen darin, dieses Modell mit einem Modell des Tangential-Schlagschraubers zu koppeln und die entstehenden Wechselwirkungen zu berücksichtigen. Um die übergeordnete Forschungsfrage zu beantworten, werden auf Basis der in Kapitel 3 vorgestellten Teilziele folgende drei Teilforschungsfragen abgeleitet:

1. Können mit einem gekoppelten Tangential-Schlagwerks- und Schraubenverbindungsmodell sowohl der Vorspannkraftverlauf als auch die dynamischen Wechselwirkungen abgebildet werden?
2. Welche Reibwertverläufe treten in den tribologischen Kontakten der Schraubenverbindung während des schlagenden Anziehprozesses auf und wie beeinflusst dies das dynamische Verhalten des Tangential-Schlagwerks?
3. Haben die Parameter Vorspannkraft, Schmierzustand und Motordrehzahl einen signifikanten Einfluss auf den Gewinde-/ Kopfreibwert und die Schlagzahl¹?

¹ Anzahl an Schlägen bis zum Erreichen der Soll-Vorspannkraft

4 Forschungsdesign

In diesem Kapitel wird das Forschungsdesign und das Vorgehen zur Beantwortung der Forschungsfrage und Teilforschungsfragen dieser Arbeit vorgestellt.

Zur Beantwortung der Forschungsfragen wird das in Abbildung 4.1 dargestellte, sequenzielle Forschungsdesign ausgewählt.

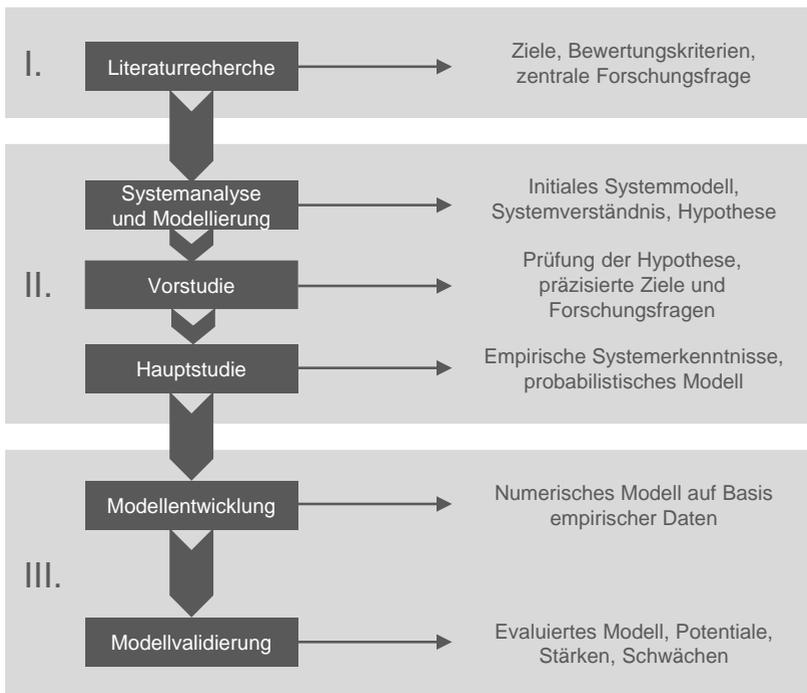


Abbildung 4.1: Forschungsdesign

Das Forschungsdesign besteht im Wesentlichen aus drei Schritten. Aus diesem leitet sich das Forschungsvorgehen ab, welches in Abbildung 4.2 dargestellt ist. Dieses zeigt den Zusammenhang zwischen den Forschungsfragen, Aktivitäten und den entstehenden Modellen.

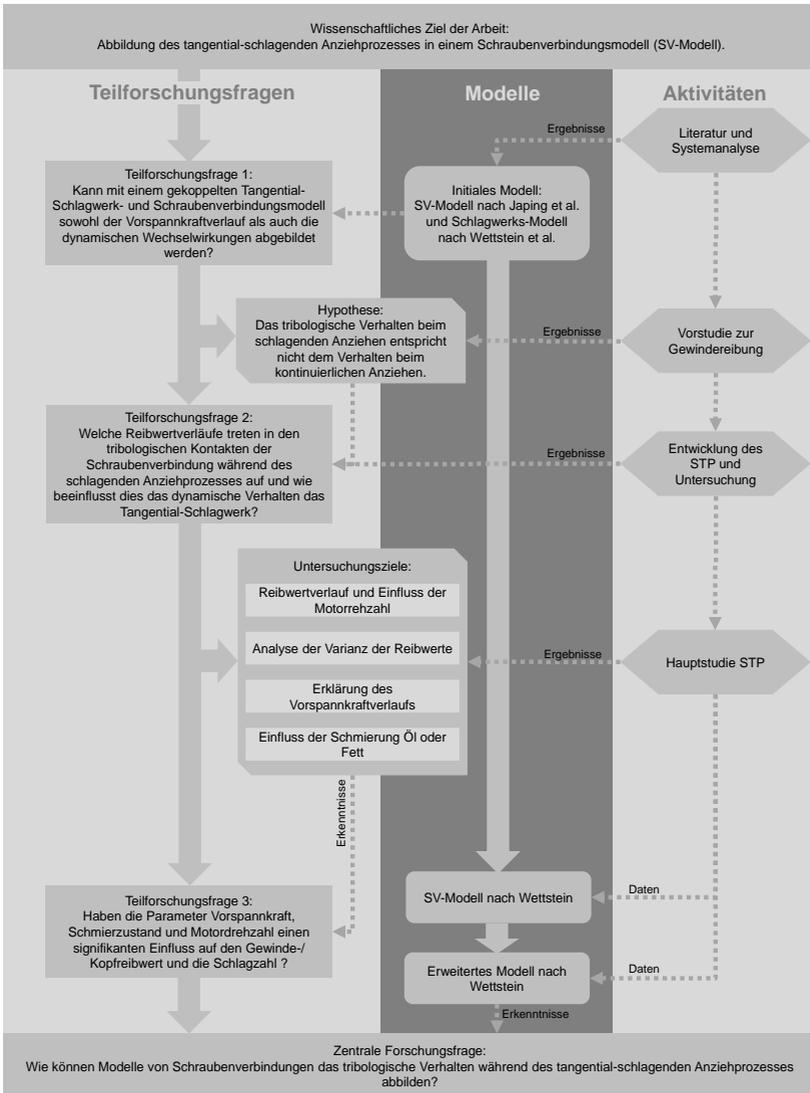


Abbildung 4.2: Forschungsvorgehen

Im ersten Schritt wurde eine Literaturrecherche zu dem adressierten Forschungsumfeld durchgeführt. Aufbauend auf der ermittelten Forschungslücke und dem bestehenden Bedarf, werden Ziele, die zentrale Forschungsfrage und Teilforschungsfragen mit inhärenten Bewertungskriterien formuliert.

Im zweiten Schritt wird basierend auf dem Stand der Forschung ein initiales Modell des Gesamtsystems aufgebaut. Dabei wird das Ziel verfolgt, ein Simulationsmodell eines Schlagwerks aufzubauen und zu parametrisieren, welches die Vorspannkraft und Wechselwirkungen gekoppelt mit einem Schraubenverbindungsmodell abbilden kann. Ebenso wird damit die Grundlage zur Beantwortung der ersten Teilforschungsfrage, *„Können mit einem gekoppelten Tangential-Schlagwerks- und Schraubenverbindungsmodell sowohl der Vorspannkraftverlauf als auch die dynamischen Wechselwirkungen abgebildet werden?“*, geschaffen. Im Stand der Forschung ermittelte Kriterien werden zur Bewertung des Simulationsergebnisses genutzt. Es wird die Hypothese aufgestellt, dass die Ursache für die aufgezeigten Defizite in der Abbildung des Vorspannkraftverlaufs im modellierten tribologischen Verhalten liegen. Darauf aufbauend wird deshalb in einer Vorstudie zunächst die Hypothese, dass das tribologische Verhalten beim schlagenden Anziehen nicht dem Verhalten beim kontinuierlichen Anziehen entspricht, überprüft. Die Erkenntnisse aus der Vorstudie werden dann genutzt, um einen Prüfstand zu entwickeln, welcher die Untersuchung des tribologischen Verhaltens während des schlagenden Anziehvorgangs ermöglicht. Durch die experimentelle Untersuchung mit dem Prüfstand kann die zweite Teilforschungsfrage *„Wie verhalten sich die tribologischen Kontakte im Schraubengewinde und unter dem Schraubenkopf während des schlagenden Anziehprozesses?“* beantwortet werden. Zur Beantwortung der dritten präzisierten Teilforschungsfrage *„Haben Vorspannkraft, Schmierung und Motordrehzahl einen signifikanten Einfluss auf den Gewinde-/Kopfreibwert und die Schlagzahl?“* wird die Hauptstudie durchgeführt. Die dabei gewonnenen Daten und Erkenntnisse sind die Grundlage für die Entwicklung des tribologischen Schraubenverbindungsmodells. Außerdem werden als Teil dieser Studie die folgenden Untersuchungsziele verfolgt:

- Ermittlung des Reibwert-Verlaufs während des tangential-schlagenden Anziehens und des Einflusses der Motordrehzahl
- Analyse der Varianz der Reibwerte während des tangential-schlagenden Anziehens
- Erklärung des Vorspannkraftverlaufs sowie der Varianz beim tangential-schlagenden Anziehen mit den gefundenen Zusammenhängen
- Ermittlung des Einflusses der Schmierung Öl oder Fett auf die Reibwerte und den tangential-schlagenden Anziehprozess

Im dritten Schritt erfolgt die Entwicklung des Schraubenverbindungsmodells auf Basis der generierten Erkenntnisse und Daten. Das Modell wird dann in dem im ersten Schritt entstandenen Modell des Gesamtsystems validiert, indem zunächst eine Parametrierung des Modells erfolgt und die Ergebnisse des Modellverhaltens, mit dem im zweiten Schritt ermittelten Verhalten verglichen werden.

5 Initiale Modellierung des Gesamtsystems

Bei der Entwicklung von technischen Systemen, deren Funktion von der Systemdynamik abhängt, ist die Modellierung des dynamischen Verhaltens notwendig, um das Produkt zu verstehen, zu optimieren und so eine gute Produktfunktion zu ermöglichen. Solche Modelle können einerseits die Grundlage für die mechanische Auslegung bilden, dienen andererseits im Fall von mechatronischen Systemen auch zur Optimierung des Zusammenspiels der Teilfunktionen der drei Domänen Mechanik, Elektronik und Software und bilden somit die Basis für die Produktentwicklung. Im Stand der Forschung wurde gezeigt, dass bereits Modelle von Tangential-Schlagwerken bestehen (vgl. Kapitel 2.2.2), welche das dynamische Verhalten in Wechselwirkung mit generischen Ersatzschraubfällen beschreiben. Außerdem sind keine gekoppelten Modelle verfügbar.

Daher befasst sich dieses Kapitel mit der ersten Teilforschungsfrage:

Können mit einem gekoppelten Tangential-Schlagwerks- und Schraubenverbindungs-Modell sowohl der Vorspannkraftverlauf als auch die dynamischen Wechselwirkungen abgebildet werden?

Zusätzlich wird das Ziel verfolgt, durch eine geeignete Parametrierung des Simulationsmodells des Tangential-Schlagwerks die Vorspannkraft vorherzusagen und Wechselwirkungen mit einem gekoppelten Schraubenverbindungsmodell abzubilden.

Dieses Kapitel basiert auf den Beiträgen „Analysis of dynamic system behaviour using sequence modelling with the C&C²-Approach – a case study on a power tool hammer mechanism“ (Matthiesen, Wettstein & Grauberger, 2018) und „Modelling Dynamic Mechanical System Behaviour Using Sequence Modelling of Embodiment Function Relations – a Case Study on a Hammer Mechanism“ (Wettstein et al., 2021).

5.1 Vorgehensweise bei der Modellierung des Gesamtsystems

In diesem Kapitel wird die Vorgehensweise bei der initialen Modellierung des Gesamtsystems vorgestellt. Abbildung 5.1 zeigt das dreistufige Vorgehen, bestehend aus Systemstrukturmodellierung, Parametrierung und Modellvalidierung. Das Ergebnis der Systemstrukturmodellierung ist ein qualitatives Sequenzmodell¹ und ein darauf basierendes Mehrkörpermodell. Ergebnis der Parametrierung sind Parameterwerte, welche die bestehenden Gestalt-Funktion-Zusammenhänge (GFZ) quantifizieren. In der Modellvalidierung wird die Qualität des Mehrkörpermodells anhand experimenteller Daten bewertet. Das entstehende parametrierte, quantitative Modell ist mit den ursprünglichen GFZ verknüpft und quantifiziert diese.

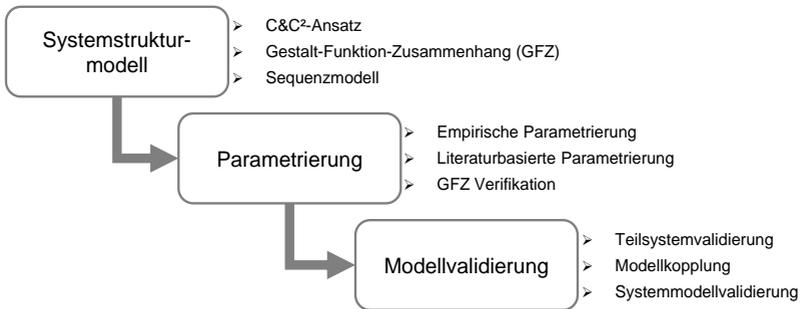


Abbildung 5.1: Dreistufiges Vorgehen bei der Modellierung des Gesamtsystems (Matthiesen, Wettstein & Grauberger, 2018)

¹ Ablauf aus mehreren Zuständen bei denen Wirkflächenpaare hinzukommen oder wegfallen oder sich die Eigenschaften ändern

5.2 Modell des Schlagschraubers

Die folgenden Kapitel beschreiben die qualitative Modellierung von der Strukturierung des Systems in Subsysteme bis zur Definition von Zuständen, funktionsrelevanten Elementen und Parametern im C&C²-Sequenzmodell. Dieses Modell wird dann durch Parametrierung in einem Simulationsmodell validiert, indem die Wirkung von Änderungen im Modell mit der Wirkung auf das reale Systemverhalten verglichen wird.

Die qualitative Modellierung des Systems sind von Matthiesen, Wettstein & Grauberger (2018) und Wettstein et al. (2021) veröffentlicht.

5.2.1 Systemstrukturmodell „Schraubsystem“

Für die Modellierung des Systems wird das Gesamtsystem in verschiedene Subsysteme untergliedert. Hierbei bestehen verschiedene Möglichkeiten zur Strukturierung, wie zum Beispiel nach physikalischen Domänen, Funktionen und Baugruppen.

Im Fokus dieser Arbeit steht zunächst die Modellierung des Tangential-Schlagwerks als zentrale, funktionale Einheit des Gesamtsystems. Es werden eine initiale Analyse der Komponenten mit dem C&C²-Ansatz durchgeführt und qualitative GFZ abgeleitet (Albers & Matthiesen, 2002; Matthiesen, 2002; Zingel et al., 2012). Basierend auf diesen Ergebnissen und experimentellen Daten wird die zeitliche Veränderung des Systems als C&C²-Sequenzmodell nach Matthiesen et al. modelliert (Matthiesen, Grauberger et al., 2018).

Abbildung 5.2 zeigt das Systemstrukturmodell des Gesamtsystems „Schraubsystem“. Auf erster Ebene erfolgt eine Untergliederung des Gesamtsystems in die drei zentralen Systeme Power-Tool, Anwender und Schraubenverbindung. Das System Power-Tool wird in der Abbildung weiter untergliedert.

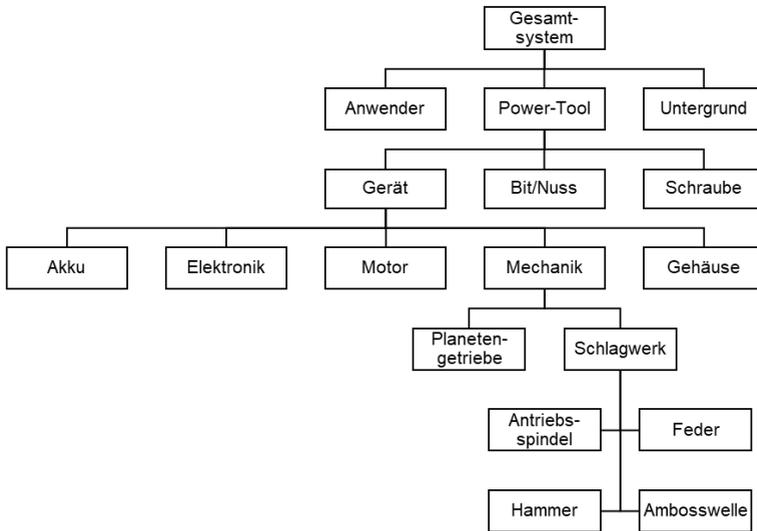


Abbildung 5.2: Systemstrukturmodell des Gesamtsystems

Abbildung 5.3 zeigt das initiale C&C²-Modell einer der Zustände aus der Analyse. Es zeigt die Leitstützstrukturen (LSS), Wirkflächenpaare (WFP) und Connectoren (C), die für das Zusammenspiel im Hammermechanismus entscheidend sind. Auf dieser Basis werden die Zustandsänderungen des Systems modelliert.

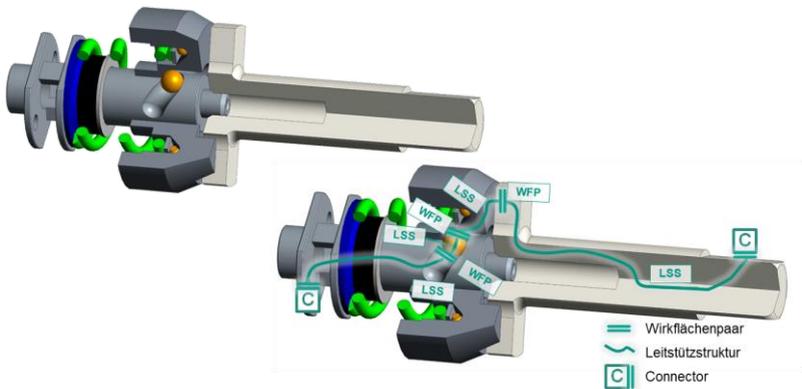


Abbildung 5.3: C&C²-Darstellung des Schlagwerks kurz vor dem Schlag (Matthiesen, Wettstein & Grauberger, 2018)

Auf der Beobachtungsebene des Gesamtsystems werden zwei Betriebszustände für den beschriebenen Wirkmechanismus unterschieden. Im ersten Zustand liefert der Tangential-Schlagschrauber ein konstantes Drehmoment. Im zweiten Zustand überschreitet der Drehmomentbedarf des Abtriebs einen Schwellwert, sodass das Tangential-Schlagwerk auslöst (vgl. Kapitel 2.2.1). Hierdurch werden dann kurze Drehmomentimpulse erzeugt. Dies bedeutet, dass die erste Phase des Anziehvorgangs, das Einschrauben (vgl. Kapitel 2.1.1), meist kontinuierlich erfolgt. Erst in der zweiten Phase, dem Ausrichten (vgl. Kapitel 2.1.1), wechselt der Tangential-Schlagschrauber in den zweiten Zustand, in welchem Drehmomentimpulse erzeugt werden. In diesem Zustand entstehen verschiedene Teilzustände, in denen das Systemverhalten stark variiert. Im Fokus der Arbeit liegt der zweite Zustand, in welchem Drehmomentimpulse für das elastische Vorspannen von Schraubenverbindungen erzeugt werden. Aufgrund der Schläge und dem damit verbundenen transienten Systemverhalten weist das System kein lineares Verhalten auf. Experimentelle Untersuchungen zeigen, dass das Systemverhalten je nach Prozessparametern verschiedene Charakteristiken, z.B. Doppelschläge, aufweisen kann.

Abbildung 5.4 zeigt einen solchen Doppelschlag. Erkennbar ist dieser an der zweiten Kraftspitze im Vorspannkraftsignal der Schraubenverbindung. Diese zweite Kraftspitze tritt in Abhängigkeit von Parametern der Schraubenverbindung und der Systemdynamik auf (Sieling, 1977). Dieses Verhalten wurde zuvor mit einem speziell vorbereiteten Elektrowerkzeug und einer Hochgeschwindigkeitskamera untersucht, um das Verhalten von Hammer und Amboss zu beobachten, vgl. linke Seite Abbildung 5.4 (Matthiesen, Wettstein & Grauberger, 2018). Neben Doppelschlägen

können zum Beispiel beim Einschrauben von Holzschrauben auch Mehrfachschläge auftreten.

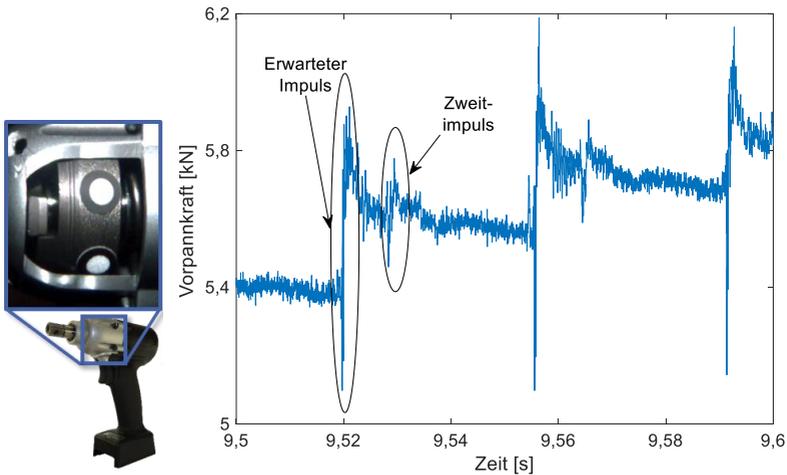


Abbildung 5.4: Vorspannkraftverlauf über der Zeit bei auftretenden Doppelschlägen (Matthiesen, Wettstein & Grauberger, 2018)

5.2.2 Modellierung als C&C²-Sequenz Modell

Die identifizierten Zustände des Systems werden weiter untersucht, da ein valides Simulationsmodell auch dieses Verhalten berücksichtigen muss. Ein Überblick über das resultierende C&C²-Sequenzmodell, welches aus den in der Analyse gewonnenen Erkenntnissen abgeleitet wurde, ist in Abbildung 5.5 dargestellt.

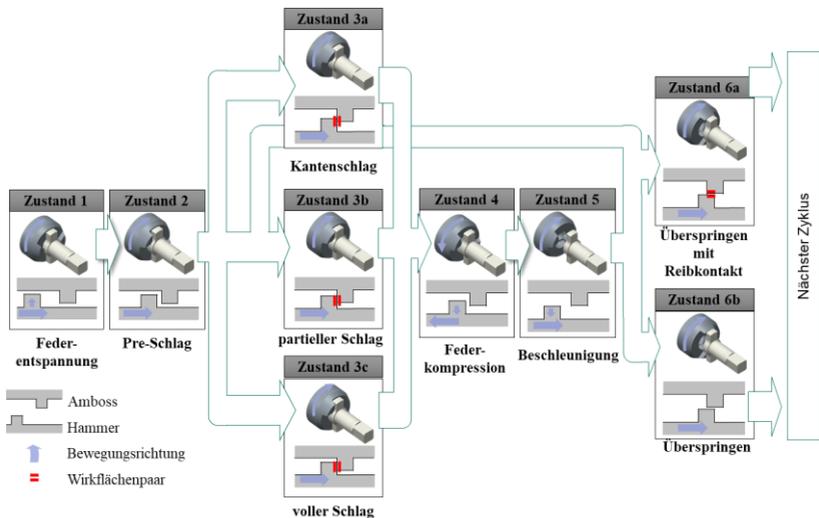


Abbildung 5.5: Vereinfachtes C&C²-Sequenzmodell der Zustände und Zustandübergänge des aktiven Tangential-Schlagwerks (Wettstein et al., 2021)

Dieses Sequenzmodell zeigt sechs Zustände, die je nach Betriebszustand des Schlagschraubers und Verhalten der Schraubenverbindung auftreten können. Der Zustand 6b spielt für den Mechanismus eine große Rolle, da durch diesen Vorgang die Rückprallenergie eines Schlages genutzt wird, um die Feder vorzuspannen und, um so für den nächsten Schlag erneut genutzt zu werden. Es kommt so zu einer Energieüberhöhung, d.h. die Aufprallgeschwindigkeit des Hammers ist wesentlich höher als die antreibende Drehzahl des Motors. Dies ist der Ursprung für die Leistungsfähigkeit dieses Mechanismus.

Der erste Zustand in diesem Modell wird als Federentspannung bezeichnet. Durch die Dekompression der zuvor gespannten Feder sowie durch das zusätzlich vom Elektromotor aufgebrachte Drehmoment beschleunigt der Hammer in positiver Winkelrichtung. Der zweite Zustand beschreibt eine Momentaufnahme kurz vor dem Schlag. Die hier vorliegende Geschwindigkeit des Hammers ist eine der wesentlichen Größen für den entstehenden Drehmomentimpuls. Der dritte Zustand bildet den eigentlichen Schlag ab, in welchem der Drehmomentimpuls entsteht. Hierbei entsteht ein tangenciales Wirkflächenpaar (der Normalenvektor der Fläche zeigt in tangentialer Richtung) zwischen Hammer und Amboss. Die Wechselwirkungen zwi-

schen Hammer, Amboss, sowie das an den Amboss angekoppelte System bestimmen die Charakteristika des entstehenden Drehmomentimpulses. Die Amplitude und die Dauer des Schlagmoments hängt von vielen Parametern wie dem Trägheitsmoment, der Winkelgeschwindigkeit, der Systemsteifigkeit und den Wechselwirkungen mit der Schraubenverbindung ab.

Im Modell wird zwischen drei logischen Teilzuständen für den Zustand 3 unterschieden. In Zustand 3a treffen Hammer und Amboss nur mit ihren Kanten aufeinander, d.h. die entstehende Kontaktfläche ist minimal und es kommt zu sehr hohen Druckspannungen sowie plastischen Verformungen. In Zustand 3c kommt es zum vollen Schlag, d.h. die entstehende Kontaktfläche ist in diesem Fall maximal, es entstehen nur geringe Druckspannungen und geringe plastische Verformungen. Zustand 3b bildet einen Zwischenzustand ab, in welchem sich die beiden Flächen teilweise überlappen. Aufgrund der verschiedenen Eigenschaften der sich jeweils ausbildenden Wirkflächenpaare kommt es ebenfalls zu unterschiedlichen Drehmomentimpulsen.

Durch den Rückprall des Hammers bewegt sich der Hammer nun entgegengesetzt zu seiner anfänglichen, positiven Rotationsrichtung. Hierdurch löst sich das Wirkflächenpaar zwischen Hammer und Amboss auf und der vierte Zustand beginnt. Es resultiert also eine Relativverdrehung zwischen Antriebsspindel und Hammer. Die in Kapitel 2.2.1 vorgestellte Feder-Nut-Mechanik wandelt diese Relativverdrehung in eine axiale Bewegung des Hammers und damit in eine Kompression der Feder um. Dies bedeutet, dass die durch den Rückprall im Hammer gespeicherte Energie in elastische Federenergie umgewandelt wird. Im fünften Zustand wird die Relativverdrehung zwischen Hammer und Amboss wieder kleiner, der Hammer bewegt sich in positiver Rotationsrichtung, die Feder beschleunigt den Hammer und entspannt sich dabei, wodurch der Hammer axial verschoben wird. War die in Zustand 3 entstandene Rückprallenergie zu gering oder der Weiterdrehwinkel des Ambosses zu groß, kommt es nicht zu einem Überspringen, sondern es tritt Zustand 3 erneut auf. So kann die Feder erneut stärker vorgespannt werden. In diesem Fall kommt es zum in Abbildung 5.4 dargestellten Doppelschlag. Dieser Vorgang kann sich auch mehrfach wiederholen, ein Beispiel hierfür ist der Anziehprozess von Holzschrauben, da die Weiterdrehwinkel pro Schlag ein Vielfaches höher sein können als beim Anziehen metrischer Schraubenverbindungen und hierdurch die Rückprallenergie geringer ist. Ist die Feder ausreichend vorgespannt, kommt es in Zustand 6 zum Überspringen. Dieser Zustand kann wiederum in zwei logische Zustände unterteilt werden, die sich in ihrem Verhalten stark voneinander unterscheiden. Im Zustand 6a springt der Hammer über den Amboss und berührt die Oberseite des Ambosses, wodurch ein Reibungskontakt im WFP entsteht. In Zustand 6b springt der

Hammer berührungslos über den Amboss. Nachdem Zustand 6a oder 6b eingetreten ist, ist die Sequenz beendet.

Beim Überspringen in Zustand 6a oder 6b beginnt die Feder erneut sich zu entspannen und die Sequenz startet dann wieder mit dem ersten Zustand. Da Amboss und Hammer jeweils zwei um 180° versetzte Schlagflächen aufweisen, wird die Sequenz zweimal pro mechanische Umdrehung der Antriebswelle wiederholt.

Basierend auf diesem Modellverständnis werden die im C&C²-Sequenzmodell abgebildeten Zustände in der Matlab® Simscape™-Umgebung in ein Mehrkörpermodell mit konzentrierten Parametern² übertragen. Hierbei werden zunächst die auftretenden Gestaltelemente modelliert und anschließend die Zustände in der Parametrisierung genutzt (vgl. Kapitel 5.3). Die einzelnen Komponenten werden dabei als zwei bzw. drei Massenpunkte und eine bzw. zwei verbindende Feder- und Dämpfereinheiten modelliert. Durch die insgesamt hohe Systemsteifigkeit, die geringen Massen und die hohe Dynamik durch den Schlag zwischen Hammermasse und Amboss sind die Differenzialgleichungen als steif zu betrachten (vgl. Kapitel 2.2.2). Daher wird hier der auf dem Runge-Kutta-Verfahren basierende Solver *ode15s* und ein maximaler Zeitschritt von $1 \mu\text{s}$ für die Simulation gewählt. Abbildung 5.6 zeigt eine schematische Darstellung der Mehrkörpermodells. Zur einfacheren Darstellung sind die Parameter nicht vollständig dargestellt.

² Konzentrierte Parameter weisen keine räumliche Ausdehnung auf, Bsp.: Masse eines Massepunktes

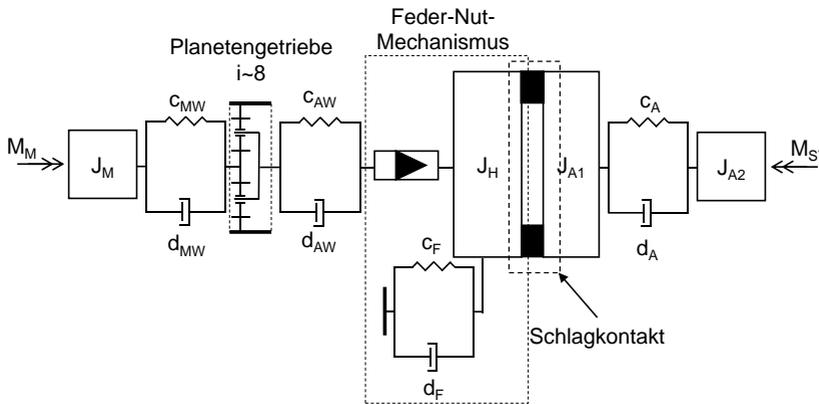


Abbildung 5.6: Mehrkörpermodell des Tangential-Schlagwerks bestehend aus Motor, Getriebe, Feder-Nut-Mechanismus, Hammer und Amboss; *Tangential-Schlagwerkmodell nach Wettstein et al. (Wettstein et al., 2021)*

5.3 Experimentelle Parametrierung des Tangential-Schlagschrauber-Modells

Die im folgenden Kapitel beschriebene experimentelle Parametrierung des Tangential-Schlagschrauber-Modells ist von Wettstein et al. (2021) veröffentlicht.

Die geometrischen Parameter sowie die Steifigkeiten und Massenträgheiten werden direkt aus dem CAD-Modell oder der entsprechenden FEM-Simulation abgeleitet. Dämpfungskoeffizienten, Reibwerte und die Kontaktkoeffizienten für den Stoß zwischen Hammer und Amboss können zunächst abgeschätzt werden, müssen allerdings im Anschluss daran empirisch präzisiert werden. Daher werden Experimente zur Messung des durch das Tangential-Schlagwerk erzeugten Drehmomentimpulses durchgeführt. Diese Drehmomentimpulse werden durch Impulshöhe und -dauer charakterisiert. Zur Erfassung dieser Messgrößen wird eine modifizierte torsionale Split Hopkinson Bar (TSHB, vgl. 2.3.2) eingesetzt, welche die Option bietet, die Abtriebswelle des Schlagwerks spielfrei anzukoppeln. Dieser Aufbau ermöglicht die genaue Erfassung der Impulshöhen und -dauern. Der Testaufbau wurde auch in der

Simulation modelliert, um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten. Für die Versuchsdurchführung wurde der Tangential-Schlagschrauber SIW 22-A der Firma Hilti genutzt, wobei die Tests mit einem vollgeladenen Akku durchgeführt worden sind.

Das Gerät ermöglicht es dem Benutzer, zwischen drei Leistungsstufen zu wählen, welche die Solldrehzahl des Motors vorgeben. Der Schlagschrauber ist axial direkt an der TSHB befestigt und auf die mittlere Drehzahl (12'000 U/min Motordrehzahl) eingestellt. Das Signal der auf der TSHB aufgebrachten Dehnungsmessstreifen wird von einem DMS-Verstärker (Honigmann Tensiotron® TS 621) verstärkt und mit einem Datenerfassungssystem mit einer Frequenz von 50 kHz erfasst. Die Impulshöhen und -dauern werden nach dem Stand der Forschung (Sieling, 1977) als objektive Kriterien für die Parametrierung des Simulationsmodells verwendet. Als Ausgangswerte für die Parametrierung werden Parameterwerte ähnlicher Systeme aus der Literatur verwendet (Dresig & Holzweißig, 2009; Zhang & Tang, 2016). Beim Vergleich der Ergebnisse der Simulation mit den experimentellen Ergebnissen lassen sich Abweichungen feststellen, welche zu einer Anpassung der Parameterwerte auf Basis des C&C²-Modells und der entsprechenden GFZ führen. Das heißt, wenn das simulierte Verhalten vom realen Verhalten abweicht, werden die jeweiligen Gestaltparameter im Simulationsmodell angepasst. Das C&C²-Modell bzw. die GFZ beschreiben, welche Masse und welche Steifigkeit einen großen Einfluss auf die Impulshöhe des Schlages hat. Wenn beispielsweise die simulierte Impulshöhe nicht mit den Messungen übereinstimmt, kann die relevante Steifigkeit bzw. die Massenverteilung angepasst werden. Solche Anpassungen von Parameterwerten, die den erwarteten Einfluss auf die simulierten Ergebnisse haben, werden als Indikatoren für die Verifizierung des zugrundeliegenden GFZ behandelt. Anpassungen, die nicht den erwarteten Einfluss haben, führen zu einer gründlicheren Untersuchung des GFZ. Stimmen die simulierten und die gemessenen Ergebnisse ausreichend entsprechend dem Modellzweck überein, ist die Parametrierung abgeschlossen. Hierbei wurden als objektive Kriterien die Impulshöhe und -dauer sowie zusätzlich die Hammergeschwindigkeit vor dem Schlag genutzt, diese liefert zusätzlich Informationen über das Verhalten zwischen den einzelnen Schlägen. Im Folgenden wird die Aufteilung des Hammergeschwindigkeitsverlauf anhand der in Abbildung 5.5 definierten Sequenzen gezeigt. Abbildung 5.7 stellt den Verlauf der Hammergeschwindigkeit dar und bildet damit auch das Verhalten des Tangential-Schlagwerks zwischen den Schlägen ab. Bei der Parametrisierung liefert dies Informationen über das Verhalten zwischen den Schlägen und ermöglicht so die Modellierung der kausalen Abhängigkeit der einzelnen Schläge voneinander.

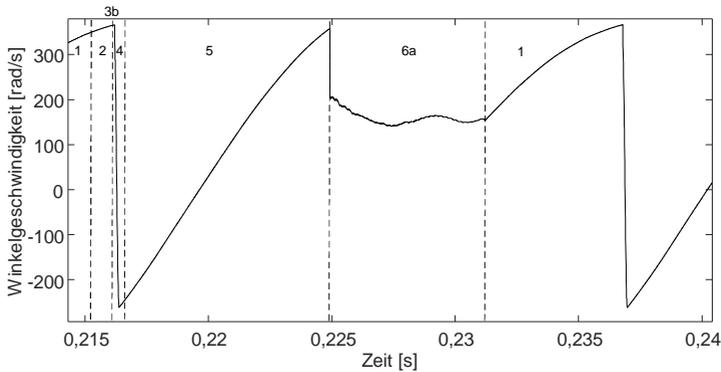


Abbildung 5.7: Hammergeschwindigkeit (Wettstein et al., 2021)

Die Abbildung zeigt den Hammergeschwindigkeitsverlauf in den verschiedenen Zuständen. Bei der Betrachtung von den Entspannungsphasen der Feder, also Zustand 1 und 2, können die Parameter (z.B. Dämpfungskonstanten der Kugel in der Nut) des Feder-Nut-Mechanismus eingestellt werden. Ist Zustand 2 z.B. zu stark ausgeprägt ist ein möglicher Grund hierfür eine zu hohe Dämpfungskonstante. Eine Reduktion der Dämpfungskonstante korrigiert dies, verändert z.B. aber auch die maximale Hammergeschwindigkeit sowie das Verhalten in den anderen Zuständen. Die Wechselwirkungen innerhalb des Tangential-Schlagwerks machen den Parametrierungsprozess kompliziert. Aufgrund des gewählten Vorgehens auf Basis von GFZ entsteht durch die Parametrierung des Modells ein tiefgehendes Systemverständnis. So konnte zum Beispiel erkannt werden, dass Doppel und Mehrfachschläge immer auftreten, diese jedoch häufig nur sehr schwach ausgeprägt sind, sodass diese in der gemessenen Vorspannkraft nicht erkannt werden kann.

Abbildung 5.8 vergleicht das Simulationsergebnis nach der Parametrierung. Bei der Parametrierung wurden bei mittlerer Drehzahl gemessene Drehmomentverläufe genutzt, um eine iterative Parametrierung durchzuführen.

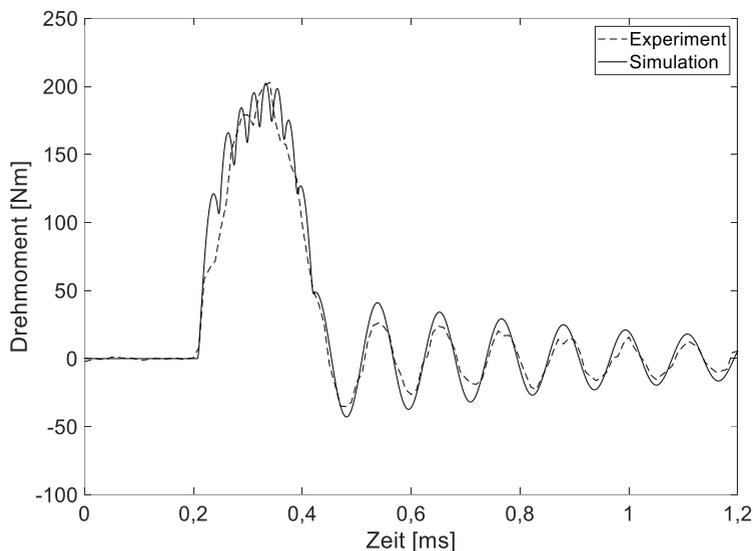


Abbildung 5.8: Simulierter und experimenteller Drehmomentimpuls im Vergleich bei mittlerer Drehzahl (Wettstein et al., 2021)

Abbildung 5.8 zeigt eine gute Übereinstimmung der Impulshöhe und -dauer zwischen Experiment und Simulation. Ebenso stimmen die Form der Impulse und gut überein. Unterschiede zeigen sich in den überlagerten höherfrequenten Schwingungen sowie dem Ausschwingverhalten, welche jedoch für die Simulation mit dem Ziel der Vorhersage der entstehenden Vorspannkraft eine untergeordnete Rolle spielen.

5.4 Validierung des Modells

Die im folgenden Kapitel beschriebene Validierung des Modells ist von Wettstein et al. (2021) veröffentlicht.

Der erste Schritt der Modellvalidierung besteht in der Validierung des Schlagwerkmodells bei einer niedrigeren und einer höheren Drehzahl. Daher werden Experimente mit dem in Kapitel 5.3 beschriebenen Aufbau bei den Motordrehzahlen, 8'000 und 16'000 U/min, durchgeführt. Die experimentellen Daten werden anschließend mit den simulierten Daten, bei welchen der verwendete Prüfstand als Lastmodell abgebildet wurde, verglichen.

Die Validierung des Simulationsmodells des Schlagwerks basiert auf Experimenten mit unterschiedlichen Drehzahlen. Abbildung 5.9 zeigt die Ergebnisse dieser Experimente im Vergleich zu den Simulationsergebnissen.

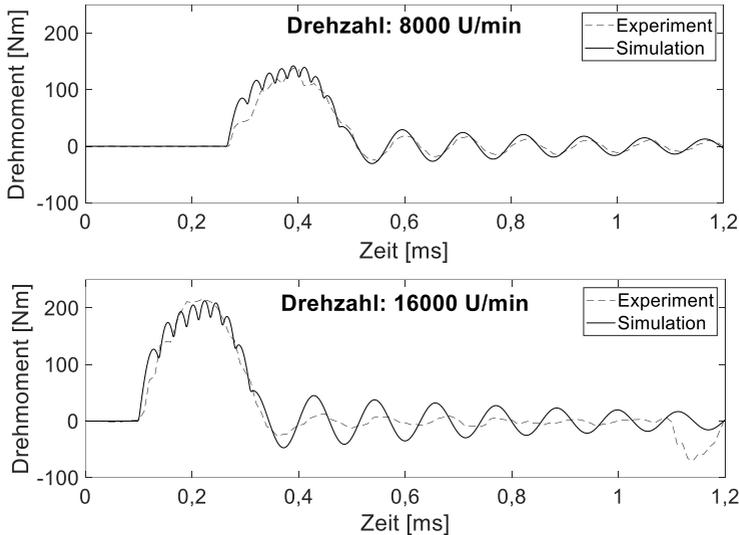


Abbildung 5.9: Simulierter und experimenteller Drehmomentimpuls im Vergleich bei höherer und geringerer Drehzahl (Wettstein et al., 2021)

Es ist zu erkennen, dass bei beiden Drehzahlen die Impulshöhe und -dauer gut übereinstimmen, während die Impulshöhe zwischen den drei verschiedenen Drehzahlen variiert (vgl. Abbildung 5.8). Das Ausschwingverhalten zeigt bei der niedrigen Drehzahl eine gute Übereinstimmung, bei der hohen Drehzahl kommt es jedoch zu größeren Unterschieden. Eine Ursache hierfür ist Linearisierung der Komponenten (ideal elastisches Verhalten der Federelemente) im Gegensatz zu dem realen nicht-linearen Verhalten von zum Beispiel Gummi.

Bezüglich des Modellzwecks stimmen die Ergebnisse der Simulation auch im extrapolierten Bereich, niedrigere und höhere Drehzahl, gut mit den experimentellen Daten der niedrigeren und höheren Drehzahl überein.

Der nächste Schritt in der Modellvalidierung ist der Vergleich des Verhaltens des Schlagwerksmodells in Interaktion mit einem Schraubenverbindungsmodell. Für die Simulation wird das in Kapitel 2.1.6 vorgestellte Schraubenverbindungsmodell nach Japing et. al genutzt (Japing et al., 2015) und mit dem Schlagwerkmodell gekoppelt.

Es wird ein weiterer Testaufbau, wie in (Matthiesen, Wettstein & Sturm, 2018) beschrieben, basierend auf ISO 16047 (DIN EN ISO 16047, 2013) verwendet. Dieser ermöglicht und zum einen die Ermittlung der Vorspannkraft, welche ein Kriterium für die Beurteilung der Abbildungsqualität des Gesamtsystems ist, als auch die Erfassung der dynamischen Gewindereibung während der einzelnen Tangential-Schläge. Hierzu werden Kopf- und Gewindemoment durch ein Nadellager voneinander isoliert. Abbildung 5.10 zeigt diesen Testaufbau. Eine detailliertere Beschreibung ist in Abschnitt 6.1.1.1 zu finden. Beim manuellen Lösen der Schraubenverbindung wird das Gesamtdrehmoment gemessen. Das dabei gemessene Moment wird zur Berechnung des Reibungskoeffizienten des Lösevorgangs, welcher anschließend als Parameter im Schraubenverbindungsmodell verwendet wird. In den Experimenten werden Schrauben M10 der Festigkeitsklasse 8.8 nach ISO 4017 (DIN EN ISO 4017, 2015) im Anlieferzustand verwendet. Die Daten werden mit einer Abtastrate von 150 kHz erfasst und in der Nachbearbeitung mit einem Bessel-Filter 5. Grades und einer Grenzfrequenz von 20 kHz zur Rauschreduzierung gefiltert.

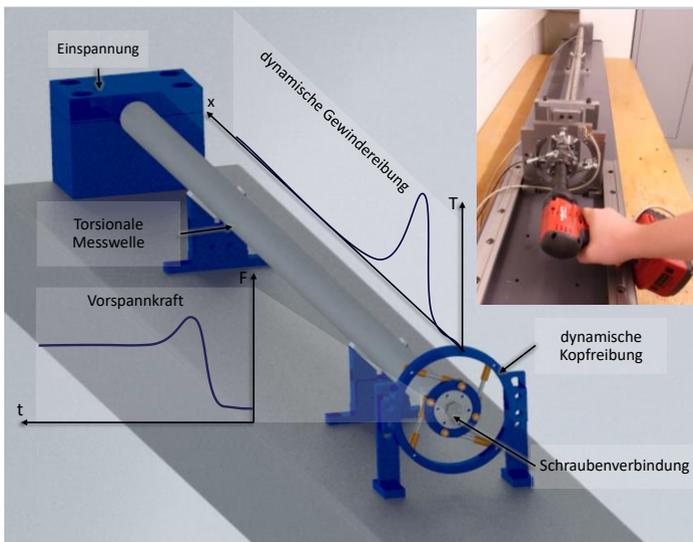


Abbildung 5.10: Initialer Prüfstandsaufbau zur Erfassung von Vorspannkraft und Reibmomenten beim tangential-schlagenden Anziehen (Wettstein et al., 2021)

Mit dem beschriebenen Versuchsaufbau werden entsprechende Schraubenanziehversuche durchgeführt. Ein Wert von $\mu_c=0,09$ wird aus den Messdaten berechnet

und sowohl für die Haft- als auch für die Gleitreibung verwendet. Die geschwindigkeitsabhängige, viskose Komponente der Reibung wird als freier Parameter für die Simulation bei mittlerer Geschwindigkeit verwendet, um die auftretenden Gleitgeschwindigkeiten zwischen den Reibungsflächen zu berücksichtigen. Abbildung 5.11 zeigt den Vergleich der Simulation mit den experimentellen Daten anhand des Verlaufs der Vorspannkraft über der Zeit.

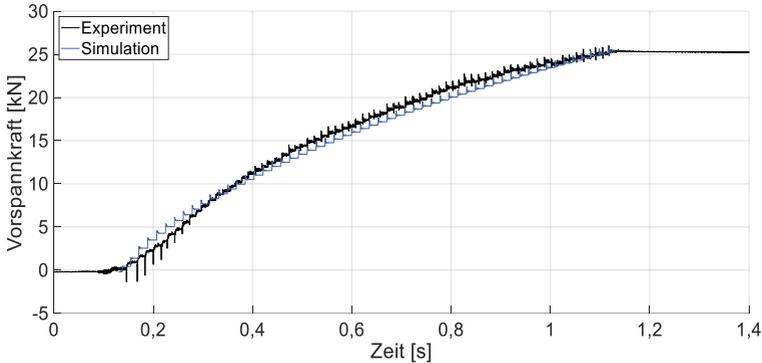


Abbildung 5.11: Vergleich des Vorspannkraftverlaufs beim schlagenden Anziehen in Experiment und Simulation (Wettstein et al., 2021)

Die Zeit, die benötigt wird, um eine Vorspannkraft von 25 kN zu erreichen, ist für beide Ergebnisse nahezu gleich. Beide Kurven zeigen eine ähnliche Form. Bei genauerer Betrachtung der Ergebnisse sind auch einige Unterschiede zu erkennen. Im Verlauf der beiden Kurven gibt es vor allem im Anfangs- und Endbereich Abweichungen. Weiterhin ist zu beachten, dass die sich in der Simulation einstellende Drehzahl 25 % geringer als die des Experiments ist, was an der geringeren Schlagfrequenz erkannt werden kann. Dies bedeutet, dass obwohl die Drehmomentimpulse eine geringere Höhe aufweisen, diese in der Simulation zu einem höheren Kraftanstieg führen. Nach Kapitel 2.1.5 ist die Reibung einer der größten Einflussfaktoren auf den Anziehprozess. Um dies als Ursprung für das unterschiedliche Verhalten zu untersuchen, wird in Abbildung 5.12 der Vergleich des dynamischen Gewindereibmoments zwischen Experiment und Simulation dargestellt.

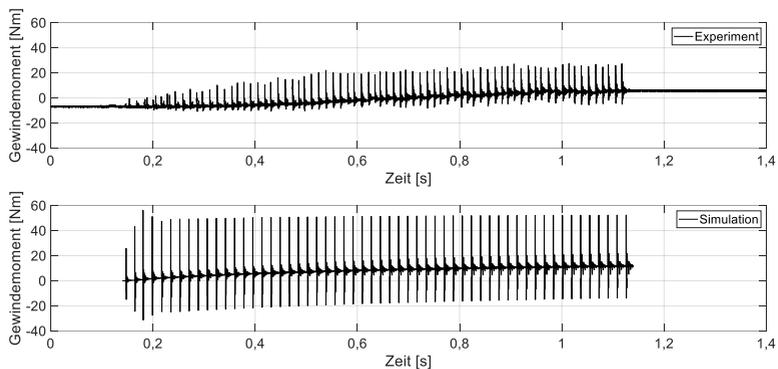


Abbildung 5.12: Vergleich des Gewindereibmomentverlaufs beim schlagenden Anziehen in Experiment und Simulation (Wettstein et al., 2021)

Im Experiment steigen die Drehmomentspitzen über den Anziehprozess kontinuierlich an, wobei die Zunahme zu Beginn größer ist und dann schwächer wird. In der Simulation kommt es bereits zu Beginn des Anziehprozesses zu sehr hohen Drehmomentspitzen. Hieraus lässt sich ableiten, dass die Modellierung des Reibkontakts nach Japing et al. im Gewinde für das schlagende Anziehen nicht ausreichend ist.

5.5 Diskussion

Eine strukturierte qualitative Parametrierung mit dem C&C²-Ansatz als Grundlage für das Schlagwerksmodell unterstützt bei der Simulation in Kombination mit einem Schraubenverbindungsmodell. Die Berücksichtigung relevanter Parameter und notwendiger Vereinfachungen durch die Anpassung des Simulationsmodells an das C&C²-Sequenzmodell des Schlagwerks wurde strukturell unterstützt. In der anschließenden iterativen Parametrierung des Simulationsmodells waren gezielte Anpassungen der Parameterwerte möglich. In diesem Prozess wurden sowohl Hinweise auf valide als auch auf nicht valide GFZs gesammelt und damit zusätzliches Systemwissen aufgebaut. Hier wurde zum Beispiel festgestellt, dass sowohl die Materialdämpfung als auch die Reibungsdämpfung einen wesentlichen Einfluss auf die Form des Drehmomentimpulses haben. Hohe Dämpfungs-/Steifigkeitsverhältnisse führten zu Dreieckimpulsen. (Wettstein et al., 2021)

Im Gegensatz zu anderen Forschungsarbeiten, die beispielsweise mehrkriterielle Algorithmen für die Parametrierung (Zhang & Tang, 2016) einsetzen, wird für die Parametrierung im Rahmen dieser Arbeit das C&C²-Sequenzmodell verwendet. Mehrkriterielle Algorithmen liefern für den definierten Zweck eine optimierte Parametrierung, liefern jedoch keine kausale Begründung für diese. Durch den Einsatz des C&C²-Sequenzmodell verbindet der Ansatz qualitative Ergebnisse der Analyse (GFZ) mit dem Simulationsmodell. (Wettstein et al., 2021)

Die qualitative Definition von Systemzuständen durch das C&C²-Sequenzmodell ermöglicht eine strukturierte Parametrierung des Simulationsmodells, da die Systemanalyse auf einzelne Zustände konzentriert wird, anstatt die gesamte Sequenz zu betrachten. Bei der Identifikation von unbekanntem Systemverhalten wurde das C&C²-Sequenzmodell erweitert und die zusätzlichen Zustände in die Simulation integriert, z.B. Unterscheidung in Zustand 6a und 6b (vgl. Abbildung 5.5). (Wettstein et al., 2021)

Aufgrund der Parametrierung auf Basis der GFZ zeigen die Ergebnisse der Modellvalidierung einen breiten Gültigkeitsbereich in Bezug auf die Drehzahl, welcher in Abbildung 5.9 dargestellt ist. Hierbei ist zu beachten, dass auf den Mittelpunkt des Versuchsraums, also die mittlere Drehzahl, parametrierung wurde und eine Extrapolation für die Validierung des Modells erfolgte. (Wettstein et al., 2021)

Die Kopplung des Schlagwerkmodells mit dem Schraubenverbindungsmodell führt zu einem guten Ergebnis im Verlauf der Vorspannkraft (vgl. Abbildung 5.11). Dies weist auf eine gute Modellqualität im Sinne des strukturellen Aufbaus hin. Jedoch

werden auch Abweichungen zwischen der Simulation und dem Experiment deutlich. Zurückzuführen sind diese Unterschiede möglicherweise auf das unterschiedliche Verhalten der Gewindereibung (vgl. Abbildung 5.12). Der Stand der Forschung legt nahe, dass das tribologische Verhalten bei der Übertragung von Impulsen stark von dem Verhalten in statischen bzw. quasi-statischen Zuständen abweicht (vgl. Abschnitt 2.3.3). Daraus wird die Hypothese abgeleitet, dass die Ursachen für die aufgezeigten Defizite in der Abbildung des Vorspannkraftverlaufs im modellierten tribologischen Verhalten liegen.

Für die Beantwortung der ersten Teilforschungsfrage

Können mit einem gekoppelten Tangential-Schlagwerks- und Schraubenverbindungsmodell sowohl der Vorspannkraftverlauf als auch die dynamischen Wechselwirkungen abgebildet werden?

bedeutet dies, dass mit dem Mehrkörpersimulationsmodell des Tangential-Schlagwerks und der Schraubenverbindung in dem Aspekt, dass eine Kopplung dieser Modelle möglich ist und die Simulation sowohl den Vorspannkraftverlauf als auch die dynamischen Wechselwirkungen in einem begrenzten Bereich abbilden kann. Die Ergebnisse zeigen auch, dass die Abbildung der dynamischen Wechselwirkungen eine besondere Herausforderung darstellt, da insbesondere bei der Betrachtung des tribologischen Verhaltens während der einzelnen Schläge zwischen der Abbildung im Modell und den gemessenen Daten große Unterschiede (vgl. Abbildung 5.12) zu erkennen sind. Die in der Simulation auftretenden Spitzen des Gewindereibmoments im Vergleich zu den gemessenen Werten sind deutlich homogener und höher. Um eine Abbildung der dynamischen Wechselwirkungen durch eine Kopplung der beiden Modelle zu ermöglichen ist es also notwendig, das tribologische Verhalten der Schraubenverbindung während des tangential-schlagenden Anziehprozesses zu erfassen und in dem Modell zu abbilden.

Es leitet sich hieraus also die zweite Teilforschungsfrage, „*Wie verhalten sich die tribologischen Kontakte im Schraubengewinde und unter dem Schraubenkopf während dem schlagenden Anziehprozess?*“ ab. Kapitel 7 dient zur Beantwortung dieser Frage.

6 Untersuchung des tangential-schlagenden Anziehprozesses

Im vorhergehenden Kapitel wurde ein initiales Modell des Schlagwerks und der Schraubenverbindung aufgebaut und miteinander gekoppelt. Bei dem Vergleich der Simulationsergebnisse mit dem realen Anziehprozess konnten Unterschiede identifiziert werden. Daher besteht das Ziel dieses Kapitels darin, die Wechselwirkungen zwischen Schlagwerk und Schraubenverbindung und insbesondere das tribologische Verhalten der Schraubenverbindung beim schlagenden Anziehprozess zu untersuchen. Dabei soll folgende Teilforschungsfrage beantwortet werden:

Wie verhalten sich die tribologischen Kontakte im Schraubengewinde und unter dem Schraubenkopf sowie das Tangential-Schlagwerk während des schlagenden Anziehprozesses?

Um die Beantwortung dieser Teilforschungsfrage vorzubereiten, wird zunächst eine Vorstudie zur Untersuchung der Gewindereibung während des schlagenden Anziehprozesses durchgeführt (vgl. Kapitel 6.1). Aus den Erkenntnissen der Vorstudien werden Anforderungen an die Prüfumgebung (vgl. Abschnitt 6.2.1) und Fragestellungen für die Hauptstudie abgeleitet. Entsprechend der Anforderungen wird der Prüfstand entwickelt (vgl. Kapitel 6.2). Abschließend wird eine exemplarische Analyse eines Anziehprozesses durchgeführt (vgl. Kapitel 6.3).

6.1 Vorstudie – Untersuchung der Gewindereibung

In diesem Kapitel wird die Vorstudie zur Untersuchung der Gewindereibung während des schlagenden Anziehprozesses vorgestellt. Das Ziel dieser Untersuchung besteht darin, den Einfluss zu quantifizieren, welchen das tangential-schlagende Anziehen im Vergleich zum kontinuierlichen Anziehen auf den Gewindereibwert hat. Darüber hinaus wird der Einfluss der Vorspannkraft auf den Gewindereibwert untersucht. Die häufige Annahme, dass der Reibwert während des Anziehprozesses, hier insbesondere beim schlagenden Anziehprozess, konstant ist, wird evaluiert (vgl. Abschnitt 2.1.5). Ebenso wird der Reibwert beim Lösen der Schraubenverbindung erfasst und mit dem Reibwert beim Anziehen verglichen.

Im folgenden Abschnitt 6.1.1 wird das Studiendesign vorgestellt, um im Anschluss die Ergebnisse der Studie darzustellen (vgl. Abschnitt 6.1.2) und zu diskutieren (vgl. Abschnitt 6.1.3).

Das Kapitel basiert auf den Beiträgen „Eine qualitative Untersuchung der Reibungsverhältnisse und des Oberflächenverschleißes in schlagend angezogenen Schraubenverbindungen“ (Matthiesen, Wettstein & Sturm, 2018) und „Investigation of the thread coefficient of friction when impact tightening bolted joints“ (Wettstein & Matthiesen, 2020).

6.1.1 Studiendesign

Zur Bewertung der Einflüsse auf den Gewindereibwert wird eine empirische Studie durchgeführt. Dafür wurde ein an die DIN EN ISO 16047 und die Torsionale Split-Hopkinson-Bar (TSHB, vgl. Abschnitt 2.3.3) angelehnter Versuchsaufbau entwickelt und eingesetzt. Im ersten Teil dieses Abschnitts werden der Testaufbau und der Versuchsablauf eingeführt. Darauffolgend wird die Versuchsplanung beschrieben. Der dritte Teil umfasst das Postprocessing der Messdaten, sowie die für die Analyse genutzten statistischen Methoden. Die genannten ersten drei Teile wurden von Wettstein und Matthiesen (2020) vorveröffentlicht. Zuletzt wird ein Ansatz zur Berechnung des dynamischen Gewindereibwerts beim Anziehen mit dem Tangential-Schlagschrauber vorgestellt, welcher von Matthiesen, Wettstein und Sturm (2018) Wettstein und Matthiesen (2020) vorveröffentlicht wurde.

6.1.1.1 Prüfstand und Ablauf

Der verwendete Messaufbau ermöglicht es, die Schraubenvorspannkraft und das Gewindemoment zu messen. Das Gewindemoment wird ähnlich wie bei der TSHB in einer torsionalen Messwelle auf Basis von DMS gemessen und ermöglicht so hochdynamische Messungen. Abbildung 6.1 zeigt den Aufbau des Prüfstands. Der vom Schlagwerk erzeugte Drehmomentimpuls wird vom Einsatzwerkzeug (Stecknuss) auf den Schraubenkopf übertragen. Das Weiterdrehen des Schraubenkopfes ist nur möglich, wenn das vom Schraubenkopf über die Scheibe auf die Unterkopfaufgabe übertragene Drehmoment die Haftreibung überwindet. Die Drehmomentabstützung bietet die Möglichkeit, die Unterkopfaufgabe nach jedem Versuch zu ersetzen. Das verbleibende Drehmoment wird über den Schraubenschaft und den Gewindeeingriff auf die Mutter und anschließend auf die Torsionsmesswelle übertragen. Die Mutter ist dabei formschlüssig und spielfrei in der Torsionsmesswelle

eingespannt. Das eingesetzte Axiallager ermöglicht einen rotatorischen Freiheitsgrad, um Kopf- und Gewindemoment zu entkoppeln. Trotz der geringen Drehbewegung wird ein Axial-Nadellager eingesetzt, um die parasitäre Drehmomentübertragung und damit Messfehler zu minimieren. Die resultierende Vorspannung wird mit einem DMS-basierten Kraftmessring (Hersteller: HBM, Produkt: KMR/100kN, Darmstadt) gemessen und durch einen DMS-Verstärker (Hersteller: Honigmann, Produkt: Tensiotron® TS 621) konditioniert.

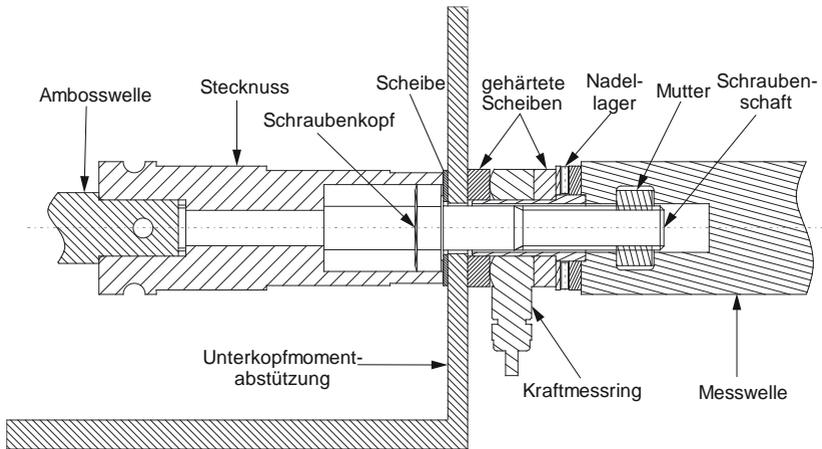


Abbildung 6.1: Initialer Prüfstands Aufbau zur Untersuchung der Gewindereibung während des tangential-schlagenden Anziehprozesses (Wettstein & Matthiesen, 2020)

Der Versuchsablauf beginnt mit der Vorbereitung der zu untersuchenden Schraubengarnitur für den jeweiligen Versuch. Es werden unbenutzte Schraubengarnituren im Anlieferzustand eingesetzt. Um produktionsbezogene Streuungen zu reduzieren, werden Schraubengarnituren einer Charge verwendet und die Oberfläche der Kopfauflage nach jedem Versuch ersetzt. Das Anziehen erfolgt entweder manuell mit einem Schraubenschlüssel oder mit einem Schlagschrauber. Die Vorspannkraft wird vom Messsystem angezeigt, sodass der Versuch bei der richtigen Vorspannkraft manuell gestoppt werden kann. Während der Versuche werden Gewindemoment, Anzugsmoment und Vorspannkraft kontinuierlich erfasst. Beim Anziehen mit dem Schlagschrauber wird die Soll-Vorspannkraft vor dem Versuch so eingestellt, dass das Messsystem den mit Messtechnik ausgestatteten Schlagschrauber bei Erreichen der Soll-Vorspannkraft automatisch abschalten kann. In diesem Fall werden Gewindemoment und Vorspannkraft kontinuierlich gemessen. Die Schraubenverbindungen werden dann manuell gelöst und dabei das Lösemoment aufgezeichnet.

Im Anschluss werden die gelösten Schraubenverbindungen für 60 Sekunden in einem Ultraschallbad mit Aceton gereinigt. Die Gewindeflanken werden dann mit einem Auflichtmikroskop (Firma: Keyence, Produkt: THX 6000) optisch untersucht.

6.1.1.2 Versuchsplanung

Ziel der Studie ist es, statistisch nachzuweisen, dass sowohl die Art des Anziehens als auch die Vorspannkraft den Reibwert der Gewindepaarung beeinflussen. Daher wird eine empirische Studie mit einem zweistufigen vollfaktoriellen Versuchsplan mit Korrelationen erster Ordnung durchgeführt. Die abhängige Variable der Studie ist der Gewindereibwert. Die Variation der beiden Faktoren, Anziehwerkzeug und Vorspannkraft, ist in Tabelle 2 dargestellt.

Tabelle 2: Faktoren und Faktorstufen der Untersuchung

	Faktor 1 Anziehwerkzeug	Faktor 2 Vorspannkraft
1. Faktorstufe	Schraubenschlüssel	12,5 kN
2. Faktorstufe	Schlagschrauber	25,0 kN

Basierend auf früheren, unveröffentlichten Untersuchungen konnte ein erwartetes Bestimmtheitsmaß R^2 von 0,85 geschätzt werden. Mit einem Alpha-Niveau α von 0,05 für die Gestaltung des Experiments konnte die Anzahl der notwendigen Wiederholungen auf acht festgelegt werden. An dieser Stelle wird auf Kapitel 7.1.1 verwiesen, in welchem das genaue Vorgehen zur Bestimmung der Versuchsanzahl in näher erläutert wird. Es wurden neun Wiederholungen pro Versuch gewählt, um einen kleinen Puffer für fehlschlagende Versuche zu haben. In einer früheren Studie zeigte Nassar, El-Khiamy et al. (2005) den Einfluss von Schraubenklasse, -größe und -gewindeart auf den Gewindereibwert. Daher werden in dieser Studie nur gehärtete 8.8 M10 Schraubengarnituren nach DIN EN ISO 4017 und DIN EN ISO 4032 verwendet. Sie werden im Anlieferzustand (leicht geölt) eingesetzt, um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse mit Baustellenanwendungen zu gewährleisten. Die Software MODDE Umetrics Pro 12 (MKS Data Analytics Solutions, 2017) wurde für das Design of Experiments (DoE) genutzt, um einen randomisierten, vollfaktoriellen und zweistufigen Versuchsplan mit insgesamt 40 Versuchen zu erstellen.

Für die Versuchsdurchführung wird ein Tangential-Schlagschrauber (Hersteller: HILTI AG, Produkt: SIW 22-A) eingesetzt, der so manipuliert wurde, dass er eine

Vorspannkraftregelung durch den Prüfstand ermöglicht. Die Tests wurden mit vollgeladenem Akku durchgeführt. Bei jeder Prüfung wurde die Schraube zunächst handfest ca. 1 Nm angezogen und dann mit dem Schlagschrauber auf die erforderliche Vorspannung angezogen. Nach etwa einer Minute wurde die Schraubenverbindung mit einem Schraubenschlüssel gelöst.

6.1.1.3 Datenverarbeitung und statistische Analyse

Die Messsignale wurden mit 40 kHz abgetastet. Alle Daten werden mit einem Butterworth-Tiefpassfilter 5. Ordnung mit einer Trennfrequenz von 10 kHz gefiltert, um hochfrequentes Rauschen zu reduzieren und die Spitzenerkennung zu vereinfachen.

Die Berechnung des Gewindereibwerts basiert auf der Formel zur Berechnung des Gewindemoments nach DIN EN ISO 16047 nach Kellermann und Klein (Kellermann & Klein, 1955), die sich aus den geometrischen und mechanischen Beziehungen ergibt:

$$\mu_G = \frac{\frac{M_G}{F} - \frac{P}{2\pi}}{0,578 \cdot d_2} \quad (17)$$

Dabei ist M_G das Gewindemoment, F die Vorspannkraft, P die Gewindesteigung und d_2 der effektive Radius des Gewindes. Abweichungen in den effektiven Radien, wie sie von Nassar (Nassar, Matin et al., 2005) angegeben wurden, werden in dieser Studie vernachlässigt. Der Wert 0,578 ergibt sich aus den geometrischen Beziehungen für metrische Schrauben. Für das manuelle Anziehen wird eine kontinuierliche Berechnung des Gewindereibwerts nach Formel (17) durchgeführt. Für den Lösevorgang wird aus der erreichten Vorspannkraft am Ende des Anziehvorgangs und dem maximalen Gewindemoment der Gewindelösereibwert $\mu_{G,löse}$ ebenfalls nach Formel (17) berechnet. Eine Varianzanalyse wird hinsichtlich des Einflusses der beiden Faktoren durchgeführt. Es wird ein Konfidenzintervall von 95 % verwendet.

6.1.1.4 Berechnung des dyn. Gewindereibkoeffizienten

Im Gegensatz zum kontinuierlichen Anziehen ist die Berechnung des Reibwerts nach Formel (17) während des Anziehprozesses nur an diskreten Punkten möglich. Für jeden Schlag existiert ein solcher Punkt. Dieser Wert wird im Folgenden als

dynamischer Gewindereibwert $\mu_{G,dyn}$ bezeichnet. Bei diesem Ansatz wird der Zeitpunkt gewählt, an dem das Gewindemoment sein Maximum für den Schlag annimmt. Abbildung 6.2 zeigt den typischen Verlauf des Gewindemoments beim schlagenden Anziehen.

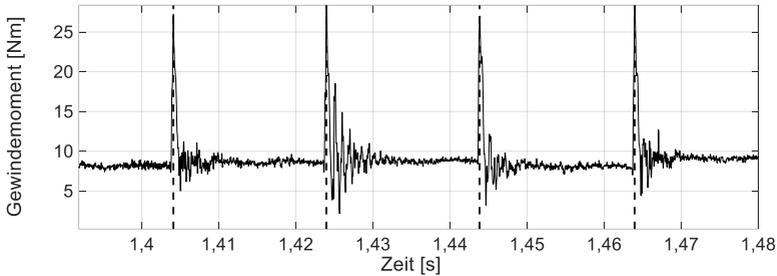


Abbildung 6.2: Zeitverlauf des gemessenen Gewindemoments während des tangential-schlagenden Anziehprozesse (Wettstein & Matthiesen, 2020)

Die Positionen der für die Berechnung verwendeten Peaks ist durch die vertikalen, gestrichelten Linien gekennzeichnet und werden mit der Matlab®-Funktion *find-peaks* ermittelt. Abbildung 6.3 zeigt den relativen Anstieg der Vorspannkraft pro Schlag.

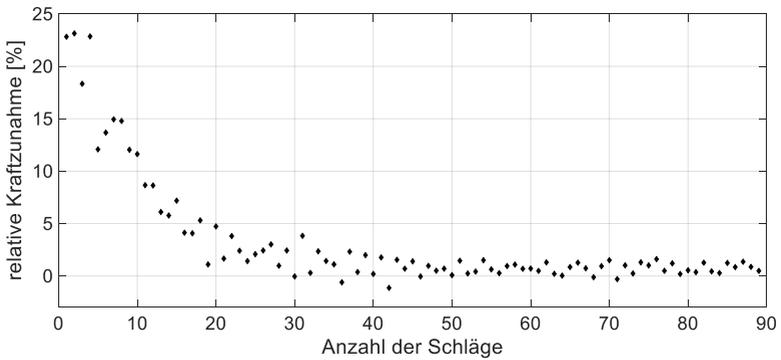


Abbildung 6.3: Relativer Vorspannkraftanstieg über der Schlaganzahl beim tangential-schlagenden Anziehen (Wettstein & Matthiesen, 2020)

Nach den ersten 20 Schlägen beträgt der relative Anstieg der Vorspannkraft weniger als 5 % der bestehenden Vorspannkraft. Für die weitere Berechnung kann davon ausgegangen werden, dass die Kraft über den Zeitraum eines Schlags konstant ist. Die Vorspannkraft kurz vor dem Schlag wird daher zur Berechnung des Reibwerts herangezogen. In Abbildung 6.4 ist ein exemplarischer Verlauf der Vorspannkraft dargestellt.

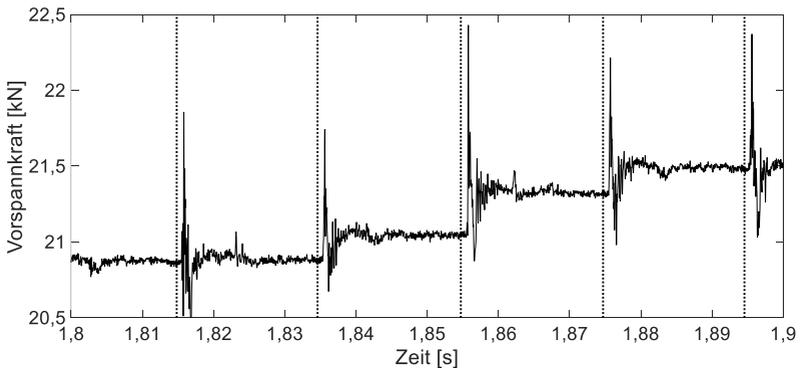


Abbildung 6.4: Exemplarischer Verlauf der Vorspannkraft beim tangential-schlagenden Anziehen (Wettstein & Matthiesen, 2020)

Die vertikalen gestrichelten Linien zeigen die Positionen der zuvor erfassten Schläge. Die Eigenfrequenz der Schraubenverbindung in axialer Richtung verursacht eine Schwingung, die eine genaue Erfassung des Schlags über das Vorspannkraftsignal mit der beschriebenen Testumgebung stark erschwert.

Um den Reibwert beim Lösen mit dem Reibwert beim Anziehen zu korrelieren, wird ein Korrelationsfaktor λ eingeführt:

$$\lambda = \frac{\mu_{G,dyn}}{\mu_{G,löse}} \quad (18)$$

Hohe Werte von λ bedeuten, dass der beim tangential-schlagenden Anziehen wirkende Reibwert λ – *fach* größer ist als der Reibwert beim anschließenden Lösen der Schraubenverbindung. Beim Anziehen mit dem Tangential-Schlagschrauber wird der Mittelwert des Gewindereibwerts über die letzten 20 % des Anziehvorgangs berechnet, wobei der letzte Schlag aufgrund der bereits niedrigeren Hammergeschwindigkeit ausgeschlossen wird. Beim manuellen Anziehen wird der Reibwert bei maximaler Vorspannkraft verwendet.

6.1.2 Ergebnisse

In diesem Abschnitt werden die Studienergebnisse beginnend mit der optischen Analyse der Gewindeflanken, welche von Matthiesen, Wettstein und Sturm (2018) vorveröffentlicht wurden, vorgestellt. Darauffolgend werden die Ergebnisse der Berechnung des dynamischen Gewindereibwerts beim schlagenden Anziehen im Vergleich zum Gewindereibwert beim Anziehen mit dem Schraubenschlüssel, welche von Matthiesen, Wettstein und Sturm (2018) und Wettstein und Matthiesen (2020) vorveröffentlicht wurden, vorgestellt. Anschließend werden die statistischen Ergebnisse dargestellt, hierbei werden die Varianz der Ergebnisse sowie die Effekte der Faktoren beschrieben, welche von Wettstein und Matthiesen (2020) vorveröffentlicht wurden.

6.1.2.1 Optische Analyse der Gewindeflanken

In diesem Abschnitt werden die exemplarischen Ergebnisse der optischen Analyse von Gewindeflanken einer manuell und einer tangential-schlagend angezogenen und anschließend manuell gelösten Schraube gezeigt. Abbildung 6.5 zeigt die Gewindeoberfläche einer manuell angezogenen Schraube.

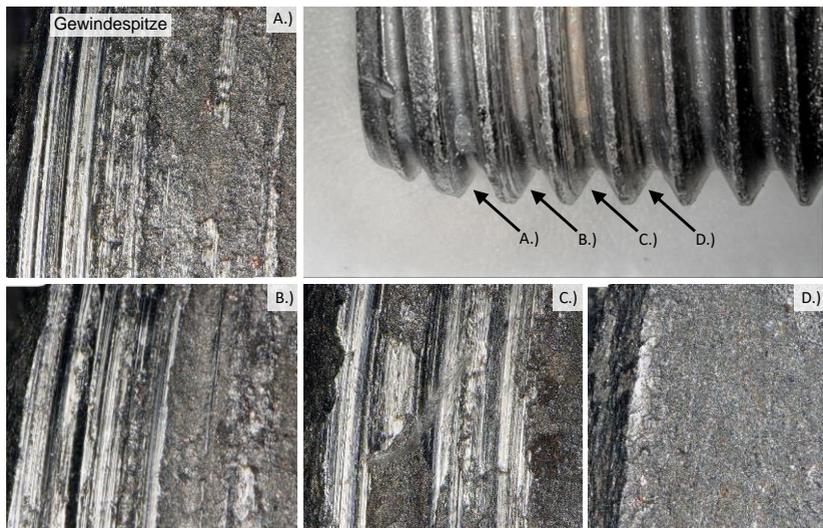


Abbildung 6.5: Gewindeoberfläche einer manuell angezogenen Schraube (Matthiesen, Wettstein & Sturm, 2018)

Oben rechts in Abbildung 6.5 ist das Schraubengewinde zu sehen. In dieser Übersichtsdarstellung zeigen die vier Pfeile A.) bis D.) Blickrichtung und Position der anderen vier Darstellungen in Abbildung 6.5. A.) bis D.) zeigen vier aufeinander folgenden Gewindeflanken, welche aufgrund der unterschiedlichen Traganteile auch unterschiedliche Verschleißbilder aufzeigen. In A.) bis C.) sind Riefen deutlich zu erkennen. Auffallend ist, dass sich die Riefen vor allem im Bereich der Gewindespitze abzeichnen. Es lässt sich also die Hypothese aufstellen, dass die radiale Verteilung der Flächenpressung auf der Seite der Gewindespitze liegt, wodurch sich der effektive Reibradius erhöht (Nassar, Matin et al., 2005). Die in B.) dargestellten metallisch glänzenden Riefen sind vollkommen befreit von der ursprünglichen Metalloxidschicht aus dem Fertigungsprozess der Schraube. In A.) und C.) sind im Bereich der verbleibenden Metalloxidschicht teilweise Ansätze von Riefen zu erkennen. In D.) sind keine Verschleißspuren zu erkennen, da es hier zu keinem Eingriff der Gewindeflanken und damit keinem Verschleiß kam. Die auftretenden Riefen können aufgrund der kontinuierlichen Bewegungen der Abrasion zugeordnet werden (Czichos & Habig, 2015). Abbildung 6.6 zeigt die Gewindeoberfläche einer nach dem schlagenden Anziehen gelösten Schraube.

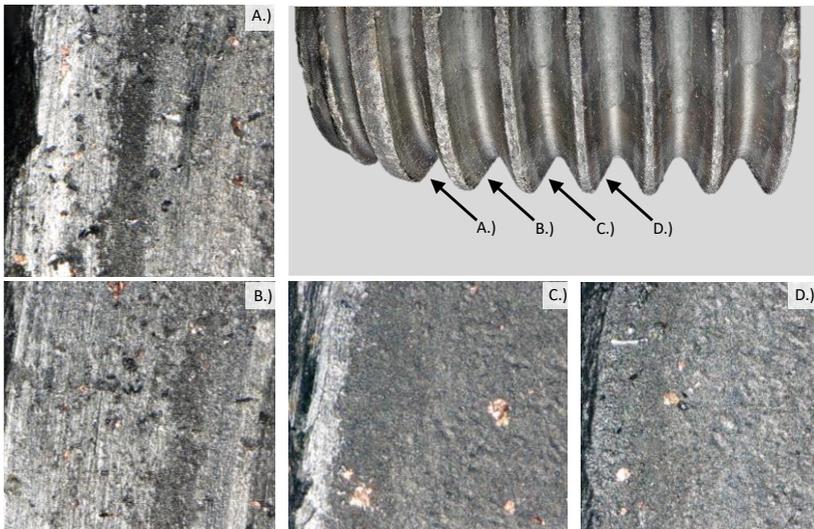


Abbildung 6.6: Gewindeoberfläche einer schlagend angezogenen Schraube (Matthiesen, Wettstein & Sturm, 2018)

Abbildung 6.6 ist analog zu Abbildung 6.5 aufgebaut. Im Vergleich zu Abbildung 6.5 lässt sich in Abbildung 6.6 erkennen, dass zwar ebenfalls Riefen auftreten, diese jedoch feiner und flächiger verteilt sind. Insgesamt ergibt sich dadurch ein homogeneres Verschleißbild, welches vor allem in Darstellung B.) den beanspruchtesten Teil der Gewindeflanke darstellt, erkennbar ist.

Auch hier ist erkennbar, dass die radiale Verteilung der Flächenpressung auf der Seite der Gewindespitze liegt, wodurch sich der effektive Reibradius erhöht und ein stärkerer Verschleiß im Bereich der Gewindespitze zu erklären ist, dies ist vor allem in A.) und C.) sichtbar. Der Grund für die Ausbildung des homogenen Verschleißbildes könnten die häufigen Wechsel zwischen Haften und Gleiten sowie der Gleitrichtung sein.

Aufgrund der durch die Drehmomentimpulse hohen Gleitgeschwindigkeiten können lokal kurzzeitig erhöhte Temperaturen auftreten. Eine Folge hiervon können tribochemische Reaktionen sein (Czichos & Habig, 2015), welche den Oberflächenzustand verändern. Abbildung 6.5 und Abbildung 6.6 zeigen insgesamt ein unterschiedliches Verschleißverhalten für die beiden untersuchten Anziehverfahren. Eine Veränderung der Oberflächen sowie die weiteren auftretenden Verschleißmechanismen können in weiteren Untersuchungen tiefergehend analysiert werden. Ein Antrag für ein entsprechendes Vorhaben wird in Kapitel 9.2 beschrieben.

6.1.2.2 Qualitative Analyse der Messergebnisse

Der dynamische Gewindereibwert wurde nach der in Abschnitt 6.1.1.4 vorgestellten Methode berechnet. Abbildung 6.7 zeigt ein typisches Ergebnis der durchgeführten Versuche mit dem Schlagschrauber.

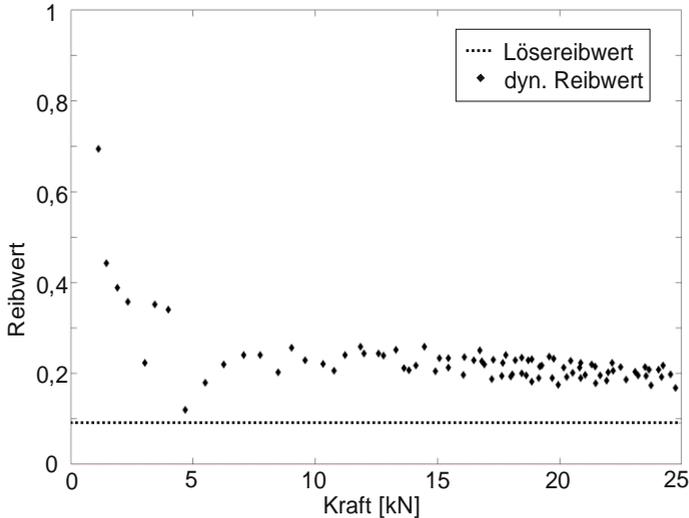


Abbildung 6.7: Exemplarischer Verlauf des berechneten Gewindereibwerts über der Vorspannkraft beim tangential-schlagenden Anziehen (Wettstein & Matthesen, 2020)

In der Darstellung können zwei Abschnitte identifiziert werden. Im ersten Abschnitt, der den Kraftbereich kleiner als 5 kN beinhaltet, nimmt der dynamische Gewindereibwert stark ab. Im Gegensatz dazu nimmt im zweiten Abschnitt, der den Kraftbereich größer als 5 kN beinhaltet, der dynamische Gewindereibwert nur leicht ab. Die horizontale, schwarz gestrichelte Linie zeigt den aus dem Lösemoment berechneten Gewindereibwert. Es ist eine Abweichung zwischen dem dynamischen Gewindereibwert und dem Gewindereibwert beim Lösen der Schraubenverbindung zu erkennen. Basierend auf diesen Ergebnissen wird λ nach Formel (18) berechnet. Abbildung 6.8 zeigt den dynamischen Gewindereibwert über dem Gewindereibwert beim Lösen der Schraubenverbindung für kontinuierliches und tangential-schlagendes Anziehen.

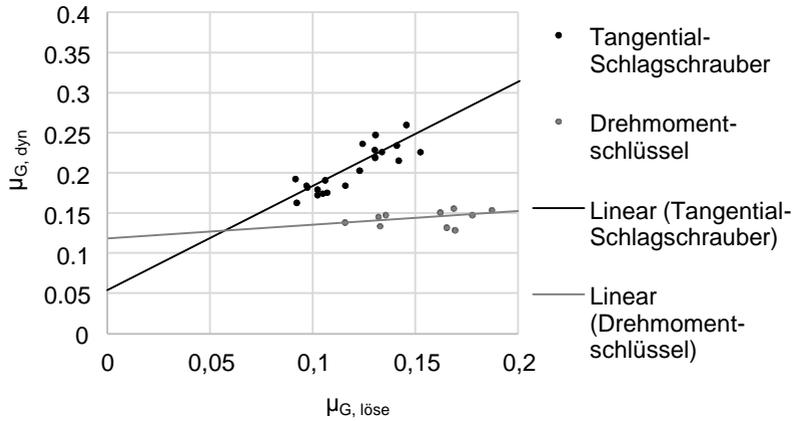


Abbildung 6.8: Dynamischer Gewindereibwert über dem Gewindereibwert beim Lösen der Schraubenverbindung (Wettstein & Matthiesen, 2020)

Das Diagramm zeigt, dass das Anziehwerkzeug bzw. das damit verbundene Anziehverfahren einen Einfluss auf die Gewindereibwerte hat.

6.1.2.3 Statistische Ergebnisse

In diesem Abschnitt werden die aus den Experimenten gewonnenen Daten statistisch analysiert. Daher wird der berechnete Gewindereibwert beim Lösen der Schraubenverbindungen analysiert. Später wird der Gewindereibwert mit dem beim Tangential-Schlagschrauben gemessenen dynamischen Gewindereibwert verglichen.

6.1.2.4 Statistische Analyse des Lösegwindereibwerts

Abbildung 6.9 zeigt einen Boxplot für den Lösegwindereibwert bei gleichen Faktoreinstellungen.

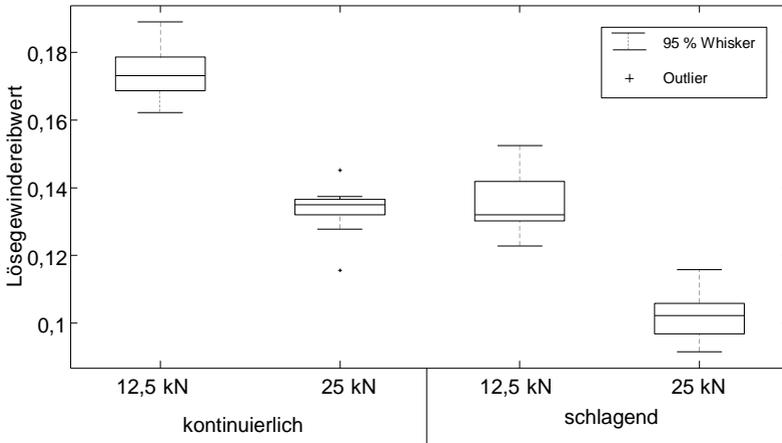


Abbildung 6.9: Boxplot des Lösegwindereibwerts für kontinuierliches und schlagendes Anziehen bei verschiedenen Vorspannkräften (Wettstein & Matthiesen, 2020)

Die erste und zweite Box zeigen die Versuche mit dem Drehmomentschlüssel und Vorspannkräften von 12,5 kN und 25 kN. In der dritten und vierten Box werden die Versuche mit dem Schlagschrauber und Vorspannungen von 12,5 kN und 25 kN dargestellt. Die relative Streuung der Reibwerte liegt in den Versuchen den 95% Whiskern entsprechend in einem Bereich von unter 20%. Um sicherzustellen, dass in den Experimenten keine systematischen Fehler aufgetreten sind, wurden die Residuen der Modellgleichung (19) über der Versuchsreihenfolge betrachtet. Hierbei konnten keine Auffälligkeiten identifiziert werden, sodass systematische Fehler ausgeschlossen werden können.

Die durchgeführte Varianzanalyse zeigte für beide Faktoren einen statistisch signifikanten Einfluss (Wettstein & Matthiesen, 2020). Das folgende statistische, lineare Regressionsmodell beschreibt den quantitativen Einfluss der Faktoren auf den Lösegewindereibwert mit einem R^2 von 0,91:

$$\mu_{g,löse} = \mu_0 + \beta_1 * F_0 + \beta_2 * x_{Werkzeug} \quad (19)$$

Mit: $\mu_0 = 0,193$; $\beta_1 = 0,003$; $\beta_2 = 0,018$;

$$x_{Werkzeug}(\text{"Tangential – Schlagschrauber"}) = -1$$

$$x_{Werkzeug}(\text{"Drehmomentschlüssel"}) = 1$$

Dies bedeutet, dass bei höheren Vorspannkräften F_0 der wirkende Gewindereibwert beim Lösen der Schraubenverbindung kleiner ist, und dass bei Verwendung des Tangential-Schlagschraubers anstatt des Drehmomentschlüssels der Gewindereibwert beim Lösen der Schraubenverbindung ebenfalls kleiner ist. Allerdings sind die hier abgeleiteten Aussagen lediglich für den untersuchten Versuchsraum, d.h. im Vorspannkraftbereich zwischen 12,5 kN und 25 kN und für Tangential-Schlagschrauber der gleichen Klasse (Drehzahl, Hammermasse, Ausgangswelle) verifiziert.

6.1.2.5 Statistische Analyse des dynamischen Gewindereibkoeffizienten

In diesem Abschnitt wird eine statistische Analyse des Faktors λ durchgeführt, welcher nach Formel (18) dem Quotienten aus Löse- und dynamischem Gewindereibwert eines Experiments entspricht. Abbildung 6.10 zeigt die λ -Werte, die basierend auf den in Abbildung 6.8 dargestellten Daten berechnet wurden.

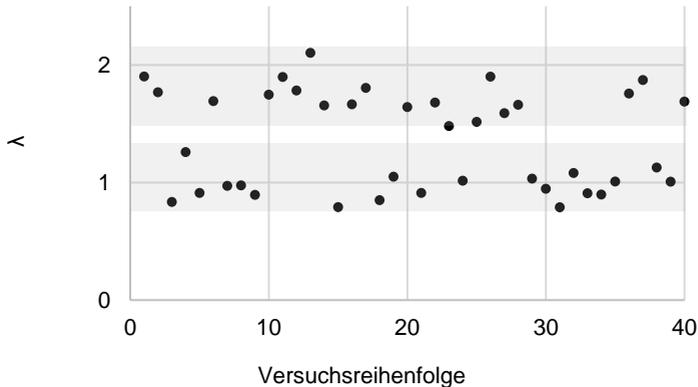


Abbildung 6.10: λ -Werte über der Versuchsreihenfolge (Wettstein & Matthiesen, 2020)

In Abbildung 6.10 sind keine Trends erkennbar, weshalb die Wahrscheinlichkeit eines systematischen Fehlers gering ist. Es können zwei Cluster von Datenpunkten identifiziert werden. Das erste Cluster liegt im Bereich um 1,7 und das zweite um 1,0. Die Annahme besteht darin, dass diese Cluster dem jeweiligen Anziehwerkzeug zuzuordnen sind. Abbildung 6.11 zeigt einen Boxplot von λ für den Drehmoment-schlüssel und den Tangential-Schlagschrauber.

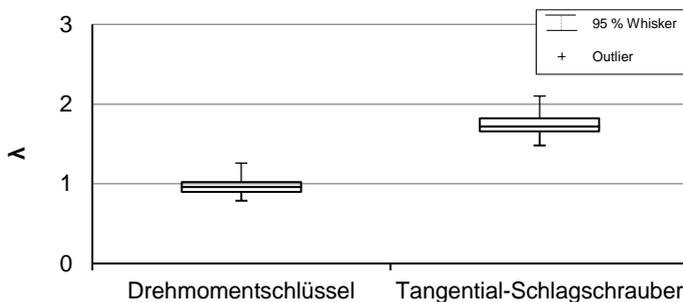


Abbildung 6.11: Boxplot des λ -Werts (Wettstein & Matthiesen, 2020)

Anhand der 95 %-Whisker in Abbildung 6.11 ist zu erkennen, dass die λ -Werte bei der Anziehverfahren eine ähnliche Varianz aufweisen, während der Median des λ -Werts des Schlagschraubers einen höheren Wert hat als der des Drehmomentschlüssels. Für den Anziehvorgang mit dem Drehmomentschlüssel wird hier die Hypothese nach der VDI 2230 überprüft, dass der Gewindereibwert beim Anziehen und Lösen etwa gleich hoch sein sollte. Die geringe Abweichung erklärt sich durch die Änderung der Drehrichtung und der Wirkung der durch den Anziehprozess ausgerichteten Unebenheiten auf den Oberflächen. Für den Schlagschrauber bedeutet der höhere λ -Wert, dass beim Anziehen der dynamische Gewindereibwert viel höher ist als der anschließende Lösegewindereibwert.

Um die Bedeutung der Faktoren Anziehwerkzeug und Vorspannung zu identifizieren, wird eine Varianzanalyse für λ durchgeführt. Das in Abbildung 6.12 dargestellte Effektdiagramm zeigt einen großen Einfluss des Anziehwerkzeugs, während der Einfluss der Vorspannkraft auf λ gering ist.

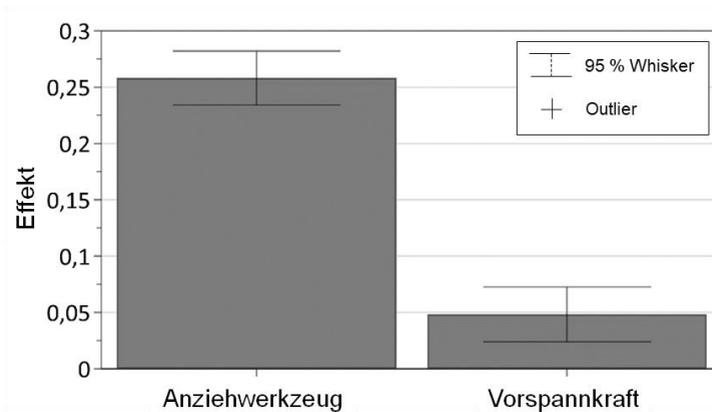


Abbildung 6.12: Effektdiagramm der Faktoren Anziehungswerkzeug und Vorspannkraft auf λ (Wettstein & Matthiesen, 2020)

6.1.3 Diskussion

Die Diskussion der Ergebnisse wurde von Wettstein und Matthiesen (2020) veröffentlicht.

Ziel der Untersuchung war es, den Einfluss des Anziehens mit dem Tangential-Schlagschrauber im Vergleich zum Drehmomentschlüssel auf den Gewindereibwert zu quantifizieren. Zunächst wurde der gemessene Lösereibwert untersucht.

Die Ergebnisse zeigen einen signifikanten Einfluss der Faktoren *Vorspannkraft* und *Anziehverfahren*. Eine mögliche Erklärung ist die starke Abhängigkeit der tribologischen Mechanismen von Gleitgeschwindigkeit und Pressung (Childs, 1980). Für die in dieser Studie untersuchte Schraubenverbindung (M10, 55mm Länge, 8.8, Anlieferzustand) wurde eine statistische Modellgleichung mit einem R^2 von 0,91 abgeleitet. In der industriellen Anwendung wird häufig ein Drehmomentschlüssel verwendet, um die zuvor mit einem Schlagschrauber angezogenen Schraubenverbindungen zu überprüfen. Diese Studie zeigt, dass der Gewindereibwert durch den Einsatz eines Schlagschraubers reduziert wird. Daher kann die Überprüfung dieser Verbindungen durch erneutes Aufbringen des Montagedrehmoments mit einem Drehmomentschlüssel zu schweren Schäden im Gewinde und zur

Reduzierung der Vorspannung führen. Tabellen mit Korrekturfaktoren zur Berücksichtigung der Anzugsmethode für das gewählte Prüfdrehmoment (Junker, 1970) sind nicht genau, da diese Faktoren beispielsweise von der genauen Art des Elektrowerkzeugs, der Stecknuss und den Steifigkeitsverhältnissen beeinflusst werden. Die in diesem Beitrag dargestellte Modellgleichung (19) könnte zur Berechnung eines Ersatzprüfdrehmoments für zuvor untersuchte Schraubenverbindungen verwendet werden. Insbesondere gilt die Gleichung lediglich für das untersuchte System. Um eine allgemein anwendbare Gleichung zu erhalten, sind größere Studien mit unterschiedlichen Schraubengrößen, Längen, Klassen, Schmier- und Anziehprozessen erforderlich. Neben dem Gewindereibwert muss auch die Kopfreibung untersucht werden.

Im zweiten Teil dieser Studie wird λ , der Quotient aus dem Anzieh- und Lösereibwert, untersucht. Es wird ein Verfahren zur Berechnung des dynamischen Gewindereibwerts beim tangential-schlagenden Anziehen nach den für das manuelle Anziehen gültigen Formeln eingeführt. Die Ergebnisse zeigen für den Drehmomentschlüssel einen mittleren λ -Wert von ungefähr 1,0. Für den Tangential-Schlagschrauber wurde ein mittlerer λ -Wert von 1,7 ermittelt, was bedeutet, dass beim Anziehen der Gewindereibwert im Durchschnitt 70% höher ist als der Lösegewindereibwert. Eine mögliche Erklärung geben die Untersuchungen von Espinosa et al., in welchen ebenfalls gesteigerte Reibwerte bei der Impulsübertragung gezeigt wurden (Espinosa et al., 2000). Im Stand der Forschung konnte in Untersuchungen außerdem gezeigt werden, dass die dynamische Fließgrenze das 2,5-fache betragen kann und welche Auswirkung hohe Pressungen auf den Reibwert bei hohen Gleitgeschwindigkeiten haben (Davies & Hunter, 1963; Lai et al., 2012). Im Unterschied zu diesen Untersuchungen können die sich wiederholenden, schnellen Beschleunigungen durch die einzelnen Drehmomentimpulse zusätzliche Auswirkungen auf das tribologische Verhalten des Gewindes haben. Für eine genauere Identifizierung der tribologischen bzw. werkstoffmechanischen Mechanismen müssen weitere detailliertere Untersuchungen durchgeführt werden.

Die Ergebnisse und Erkenntnisse beschränken sich auf den in dieser Untersuchung verwendeten Aufbau. Insbesondere Änderungen der Parameter der Schraubenverbindung, wie z.B. Schmierung oder Schraubenklasse, können zu abweichenden Ergebnissen führen. Auch der Einsatz eines anderen Tangential-Schlagschraubers kann zu abweichenden Ergebnissen führen, da die Drehzahl und die Hammermasse des Schlagwerks nachweislich einen Einfluss auf Schraubenverbindungen haben (Junker, 1970; Sieling, 1977). Der Lösevorgang wurde manuell und nicht mit einem drehzahlgeregelten Motor durchgeführt, weshalb der Lösevorgang mit einer Unsicherheit aus der Versuchsdurchführung behaftet ist.

6.1.4 Zwischenfazit

Die Ergebnisse der Vorstudie verifizieren die Hypothese, dass das tribologische Verhalten beim schlagenden Anziehen nicht dem Verhalten beim kontinuierlichen Anziehen entspricht.

Abbildung 6.7 zeigt, dass der dynamische Gewindereibwert nicht als konstant angenommen werden kann. Für die Weiterentwicklung des in Kapitel 5 genutzten Schraubenverbindungsmodells ist es notwendig, die erhöhten wirkenden Reibmomente zu berücksichtigen. Um solche Modellgleichungen ableiten zu können, die das Kopf- und Gewindereibmoment beim tangential-schlagenden Anziehen beschreiben, müssen diese zunächst genauer erforscht werden. Ein aus diesen Anforderungen speziell entwickelter Prüfstand wird in Kapitel 6.2 vorgestellt und dadurch der Stand der Forschung erweitert, woraufhin in Kapitel 6.3 die Analyse eines Anziehvorgangs erfolgt.

6.2 Schrauben-Tribologie-Prüfstand – Ein Prüfstand zur getrennten Analyse von Kopf- und Gewindereibung während schlagender Anziehprozesse

In diesem Kapitel wird der im Rahmen dieser Forschungsarbeit entwickelte Schrauben-Tribologie-Prüfstand (STP) vorgestellt. Zunächst werden in Kapitel 6.2.1 die Anforderungen an den Prüfstand zusammengefasst und in Kapitel 6.2.2 der Aufbau und die Funktionsweise des Prüfstands dargestellt. Diese wurden in dem Beitrag „Investigation of Dynamic Friction During Impact Tightening of Bolted Joints“ von Wettstein et al. (2020) vorveröffentlicht. In Kapitel 6.2.3 wird dann das sensorintegrierte Schlagwerkssystem vorgestellt, welches es ermöglicht zusätzliche Messgrößen für die Parametrierung des Schlagwerkmodells und des Schraubenverbindungsmodells zu erfassen.

6.2.1 Anforderungen an den Prüfstand

Basierend auf dem in der Vorstudie genutzten Aufbau (vgl. Abschnitt 6.1.1.1) wurde ein neuer Versuchsaufbau entwickelt, der in der Lage ist, Kopf- und Gewindereibung unabhängig voneinander zu messen.

Im Gegensatz zu kontinuierlichen Anziehverfahren ziehen Schlagschrauber Schrauben nicht kontinuierlich, sondern mit kurzen und hohen Drehmomentimpulsen an. Das im Rahmen dieser Arbeit eingesetzte Tangential-Schlagwerk erzeugt Impulse im Bereich um 200 Nm mit einer Dauer von ca. 0,3 ms. Dies ist im Versuchsaufbau zur Messung der Kopf- und Gewindereibung beim tangential-schlagenden Anziehen von Schraubenverbindungen zu berücksichtigen. Der Prüfstand muss daher folgenden Anforderungen entsprechen:

- Dynamische Beanspruchbarkeit der Prüfstandskomponenten
- Entkopplung von Kopf- und Gewindereibmoment
- Erfassung von Kopf- und Gewindereibmoment bei sehr hohen Frequenzen
- Messung der Vorspannkraft
- Austauschbarer Gewindeinsatz und Unterkopfauflage
- Einhaltung der Bauraumrestriktionen
- Spielfreiheit
- Vermeidung von Masseanhäufungen und starken Querschnittsänderungen
- Kein Anwendereinfluss
- Erfassung der Hammergeschwindigkeit

- Erfassung des Einschraubwinkels

Aufgrund der auftretenden Impulse ist eine rein statische Auslegung des Prüfstands nicht ausreichend. Insbesondere Kerbfaktoren müssen berücksichtigt werden, um der dynamischen Beanspruchung des Prüfstands durch die sich wiederholenden Impulse gerecht zu werden. Kopf- und Gewindereibmoment müssen voneinander entkoppelt werden, um eine getrennte Messung zu ermöglichen. Für die Berechnung der Reibwerte nach dem in Abschnitt 6.1.1.4 vorgestellten Verfahren ist eine genaue Erfassung der Impulse notwendig. Dies bedeutet, dass der Prüfstand auf der TSHB basieren muss und somit hohe Abstraten ermöglicht. Zusätzlich ist eine Erfassung der Vorspannkraft notwendig, wobei die Schraubenverbindung allerdings möglichst nicht beeinflusst werden soll. Der Gewindeeinsatz und die Unterkopfaufgabe sollen möglichst einfach austauschbar sein, um reproduzierbare Versuche zu ermöglichen. Bei der Integration der Funktionalitäten müssen die Bauraumrestriktionen aus der Auslegung der TSHB beachtet werden. Außerdem müssen alle Verbindungen spielfrei gestaltet sein und Masseanhäufungen sowie Querschnittsänderungen vermieden werden. Der Einfluss des studierendurchführenden Anwenders auf das Tangential-Schlagwerk und den Anziehprozess soll minimiert werden. Für die detaillierte Analyse der Wechselwirkung von Tangential-Schlagwerk und Schraubenverbindung während des Anziehprozesses sollen zusätzlich Hammergeschwindigkeit und Einschraubwinkel der Schraube erfasst werden. Basierend auf den Anforderungen und Erfahrungen mit bestehenden Systemen wurde ein neuer Prüfstand entwickelt. Der Prüfstand besteht aus zwei Teilen, welche im Folgenden näher beschrieben werden.

Der erste Teil ist der Aufbau zur Erfassung der schraubenseitigen Messgrößen (vgl. Kapitel 6.2.2). Die grundlegende Idee für diesen Aufbau besteht darin, sowohl Gewinde- als auch Kopfreibmoment jeweils in einer TSHB zu messen. Dies bedeutet, dass eine der Wellen als Hohlwelle und die andere als innenliegende Vollwelle ausgeführt wird, um so eine hochfrequente Messung der beiden Größen zu ermöglichen.

Der zweite Teil ist der Aufbau zur Erfassung von Hammergeschwindigkeit und Einschraubwinkel (vgl. Kapitel 6.2.3). Zur Reduktion des Anwendereinflusses werden die Komponenten des Tangential-Schlagschraubers aus ihrem Gehäuse entfernt und isoliert montiert. Zusätzliche Sensorik zur Erfassung der Hammergeschwindigkeit, der axialen Hammerposition und des Nusswinkels wird integriert.

AXK1102 der NTN Corporation (3b). Eine eingesetzte Hülse dient dazu, das in Abbildung 6.14 gezeigte Paket aus Scheiben, Nadellager und Kraftmessring auszurichten und für eine leichtere Handhabung während der Versuche zusammenzuhalten. Das Axial-Nadellager ist in axialer Richtung ausreichend steif und entkoppelt Lager- und Gewindemoment durch Einführung eines Rotationsfreiheitsgrades.



Abbildung 6.14: Paket aus Kraftmessring, Scheiben und Nadellager (Yavas, 2019)

Der Deckel (3) weist eine axiale und eine radiale Bohrung und eine eingefräste Tasche für die austauschbare Lagerdrehmomentstützfläche auf. Die äußere Hohlwelle (2) ist aus Stahl 1.0644 gefertigt. Am linken Ende der Hohlwelle (2) befinden sich Zähne für die Kopplung mit dem Deckel (3) durch eine Klauenkupplung. Ein Klemmring (2a) unterstützt diese Verbindung und entfernt das Spiel zwischen den Zahnflanken. Zwischen den Wellen (1 und 2) werden fett geschmierte PTFE-Gleitlager eingesetzt. Beide Wellen sind an ihrem rechten Ende in Stahlblöcken (4 und 5) mit einer Gummischicht (4a und 5a) zur Dämpfung befestigt. Der Block (5), der die innere Stange fixiert, ist axial verschiebbar (5b). Um ein Verbiegen der Stangen durch ihr Gewicht zu verhindern, werden stützende Gleitlager (6) eingesetzt.

Die Erfassung von Vorspannkraft, Gewinde- und Kopfreibmoment erfolgt mit dem LTT24 der Labortechnik Tasler GmbH bei einer Aufnahme Frequenz von 1 MHz.

6.2.3 Sensorintegrierendes Tangential-Schlagwerkssystem

Der in diesem Abschnitt vorgestellte Aufbau ermöglicht das tangential-schlagende Anziehen von Schraubenverbindungen ohne den Einfluss des Anwenders und ist mit Sensoren zur Erfassung von Hammer- und Nusswinkel sowie der axialen Verschiebung des Hammers ausgestattet.

Die Grundlage für das sensorintegrierende Tangential-Schlagwerkssystem ist ein Tangential-Schlagschrauber (Hersteller: Hilti, Produkt: SIW 6AT-22A). Dieser wurde demontiert und die Komponenten des Antriebsstrangs ohne das Gehäuse auf einen vorbereiteten Aufbau montiert. Die Lagerung der einzelnen Teile des Systems weicht hierdurch von der realen Applikation im handgehaltenen Power-Tool ab. Der Einfluss hieraus wird für diese Arbeit als gering angenommen und ist notwendig, um die Reproduzierbarkeit der Versuche zu erhöhen. Dieser Aufbau wird in Abbildung 6.15 dargestellt.

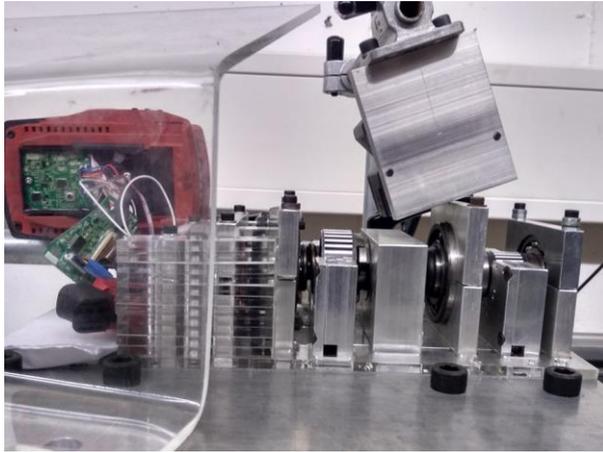


Abbildung 6.15: Aufbau des sensorintegrierten Tangential-Schlagwerksystems

Für den Betrieb des sensorintegrierten Tangential-Schlagwerksystems wird die Elektronik des ursprünglichen Geräts eingesetzt, sowie der Original-Akku genutzt. Die Elektronik wurde mit dem verwendeten Messsystem gekoppelt, um zum einen eine Einstellung der Drehzahl zu ermöglichen und zum anderen den Anziehprozess beim Erreichen der gewünschten Vorspannkraft anzuhalten.

Zur Erfassung der axialen Verschiebung des Hammers wird ein Lasersensor LK-H052 der Firma Keyence eingesetzt. Wie in Abbildung 6.15 dargestellt, werden die Laserstrahlen durch einen $4\text{-}6\lambda$ Spiegel mit Aluminiumbeschichtung umgelenkt. So kann die axiale Verschiebung des Hammers während des Betriebs gemessen werden ohne das System zu beeinflussen.

Im folgenden Abschnitt wird die Sensorintegration der Winkelsensorik zur Erfassung von Hammer- und Nusswinkel vorgestellt und die Verarbeitung der Sensordaten erläutert.

Die Winkelsensorik zur Erfassung von Hammer- und Nusswinkel basiert auf einem schwarz-weiß gestreiften Encodermuster. Die einzelnen Streifen werden durch den Fotosensor CNY70 erkannt. Der Sensor besteht aus einer LED und einem Fototransistor. Der weiße Streifen reflektiert das von der LED emittierte Licht, der schwarze Streifen nicht. Das reflektierte Licht wird vom Fototransistor detektiert.

Der eingesetzte Sensor ermöglicht eine Messfrequenz bis zu 40 kHz, was für die Erfassung der hochdynamischen Vorgänge notwendig ist. Das schwarz-weiß gestreifte Encodermuster wird auf Papierstreifen gedruckt, welche anschließend auf Hammer und Nuss appliziert werden. Durch den Einsatz der Papierstreifen wird das System aufgrund der sehr geringen Masse nur minimal beeinflusst. Durch den Einsatz von entsprechend breiten Papierstreifen funktioniert die Erfassung auch trotz der translatorischen Verschiebungen des Hammers. Kritisch für die Funktionalität des Winkelsensors ist die Positionierung der Fotosensoren. Zur Ermittlung der Winkel werden jeweils zwei Fotosensoren eingesetzt. Die Sensoren sind so angeordnet, dass zwei um 90° elektrisch phasenverschobene Signale entstehen. Dies ermöglicht eine Ermittlung der Drehrichtung sowie eine vierfache Auflösung durch eine entsprechende Verarbeitung der Sensordaten. Die Signale der Fotosensoren werden durch eine Verstärkerschaltung verstärkt, erfasst und können anschließend digital verarbeitet werden. Die erfassten Rohsignale werden zunächst tiefpassgefiltert und normiert. (Hog, 2019)

Aufgrund von Toleranzen im Druck- und Klebeprozess der Papierstreifen entsteht ein ungleichmäßiges Streifenmuster, welches durch eine im Leerlaufbetrieb bestimmte Kennlinie verbessert wird. Die normierten Signale können entweder durch Anwendung eines Schmittinger-Filters in Impuls-Signale, oder durch Anwendung der Arcustangensfunktion auf das Differential der beiden Signale in das elektrische Winkelsignal gewandelt werden, welches anschließend in den mechanischen Winkel umgerechnet wird. Mit einem Handdrehzahlmesser PCE-155 mit Handtachometer wurde das System initial kalibriert. Die Funktionserfüllung der entwickelten Winkelsensorik wurde durch einen Abgleich mit dem Motorwinkel im Leerlauf überprüft. Die durch Anwendung der Arcustangensfunktion auf das Differential der beiden Signale, welche durch die Bestimmung der Kennlinie des Encoders verbessert wurden, liefert kontinuierlicheren Verlauf und wird in dieser Arbeit als Auswertemethode genutzt. (Hog, 2019)

6.3 Analyse des tangential-schlagenden Anziehprozesses

Ziel dieses Kapitels ist es, sowohl die Wechselwirkungen zwischen Schlagwerk und Schraubenverbindungen als auch das tribologische Verhalten der Schraubenverbindung beim schlagenden Anziehprozess zu untersuchen. Hierdurch soll ein tiefgehendes Verständnis für den Prozess aufgebaut werden, um anschließend in Kapitel 7 die dynamische Reibung während des Prozesses zu untersuchen. Dabei soll folgende Teilforschungsfrage beantwortet werden:

Wie verhalten sich die tribologischen Kontakte im Schraubengewinde und unter dem Schraubenkopf sowie das Tangential-Schlagwerk während des schlagenden Anziehprozesses?

Außerdem sollen Erkenntnisse zum Anziehprozess und den Wechselwirkungen generiert werden, welche als Grundlage für die Entwicklung des Schraubenverbindungsmodells in Kapitel 8 dienen.

Zunächst wird in diesem Kapitel der Vorspannkraftverlauf und daraufhin der Gewinde- und Kopfmomentverlauf analysiert. Abschließend wird das Verhalten des Gesamtsystems während einem Einzelschlag detailliert untersucht.

6.3.1 Analyse des Vorspannkraft-, Gewindereibmoment- und Kopfreibmomentverlaufs

Die Vorspannkraft stellt in Bezug auf die Qualität von Schraubenverbindungen eine der wichtigsten Größen dar. Dementsprechend kann durch die Analyse des Vorspannkraftverlaufs ein besseres Verständnis für Anziehprozesse geschaffen werden. Da die Energie der Drehmomentimpulse, welche durch das Tangential-Schlagwerk erzeugt werden, von der Antriebsdrehzahl abhängig sind, sind für verschiedene Drehzahlen unterschiedliche Vorspannkraftverläufe zu erwarten. Wobei die Kennlinie der Schraubenverbindung, also der Verlauf der Vorspannkraft über dem Einschraubwinkel, unabhängig von der Drehzahl ist (vgl. Kapitel 2.1.2). In Abbildung 6.16 sind exemplarische Vorspannkraftverläufe für die drei verschiedenen Drehzahlen dargestellt, welche mit dem in Kapitel 6.2 vorgestellten Prüfstand aufgenommen wurden.

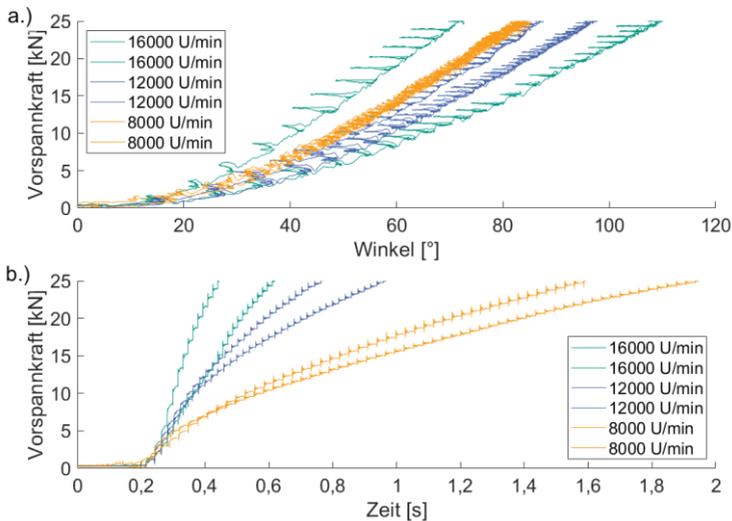


Abbildung 6.16: Vergleich der gemessenen Vorspannkraftverläufe bei drei verschiedenen Drehzahlen über der Zeit und über dem gemessenen Einschraubwinkel (Nusswinkel) von jeweils zwei exemplarischen Versuchen

Abbildung 6.16 a.) zeigt für die drei verschiedenen Drehzahlen ähnliche Kennlinien für die Schraubenverbindung, jedoch bestehen auch Abweichungen zwischen den Kennlinien, welche sich durch Fertigungstoleranzen der Schrauben, Scheiben und Mutter erklären lassen. Der dargestellte Einschraubwinkel wird aus dem Nusswinkel berechnet. Das Rückschwingen des Einschraubwinkels bei den einzelnen Schlägen lässt sich deshalb durch das Spiel zwischen Schraubenkopf und Stecknuss erklären, welches in einer statischen Untersuchung auf maximal 8° bestimmt wurde. Während des Schlages sind alle Teile verspannt. Daher kann in diesem spielfreien Zustand der Einschraubwinkel direkt aus dem Nusswinkel abgeleitet werden. Zum Zeitpunkt des Schlages stehen Hammermasse und Amboss in Kontakt. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass der Einschraubwinkel ebenso aus dem Winkel der Hammermasse berechenbar ist.

In Abbildung 6.16 b.) sind deutlich unterschiedliche Verhaltensweisen im Anziehprozess bei den drei verschiedenen Drehzahlen zu erkennen. Bei 16000 U/min ist ein nahezu linearer Anstieg der Vorspannkraft zu beobachten, während bei 12000 U/min ein degressives Verhalten und bei 8000 U/min ein zunächst ein degressives

und dann ein lineares Verhalten zu beobachten ist. Durch die steigende Vorspannkraft nehmen die notwendigen Drehmomente zum Weiterdrehen der Schraube zu, damit steigt aus der Sicht des Schlagwerks die Steifigkeit der Schraubverbindung, was zu höheren übertragenen Drehmomentimpulsen führt. Abbildung 6.17 zeigt den Gewinde- und Kopfreibmomentverlauf, welcher bei einer Drehzahl von 12000 U/min auf dem in Kapitel 6.2 vorgestellten Prüfstand aufgenommen wurden.

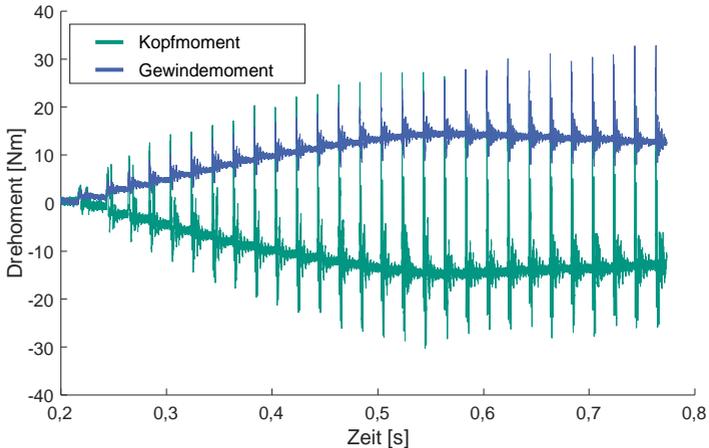


Abbildung 6.17: Vergleich von Gewinde- und Kopfmomentverlauf bei 12000 U/min

Die Höhe der Spitzen in beiden Momentenverläufen nimmt während des Anziehprozesses zu, bis ein scheinbarer Grenzwert erreicht wird. Ebenso steigt der statische Anteil des Gewindereibmoments bzw. fällt der statische Anteil des Kopfreibmoments. Dieser statische Anteil beschreibt die jeweils nach einem Schlag verbleibende Torsion des Schraubenschafts. Zum Ende des Anziehprozesses tritt ein Drift dieser Torsion auf, welcher sich durch sinkende Reibwert durch die Glättung aufgrund der Schläge und einem nur noch geringen Anstieg der Vorspannkraft begründen lässt (vgl. Abbildung 6.18).

Auf Basis der in Abbildung 6.17 dargestellten Reibmomentverläufe und des in Abbildung 6.16 b.) dargestellten Vorspannkraftverlaufs für 12000 U/min wird mit den Formeln (4) und (5) die jeweiligen Reibwertverläufe berechnet. Die während der

Schläge erfassten maximalen dynamischen Reibwerte sind als Verlauf über der Zeit in Abbildung 6.18 dargestellt.

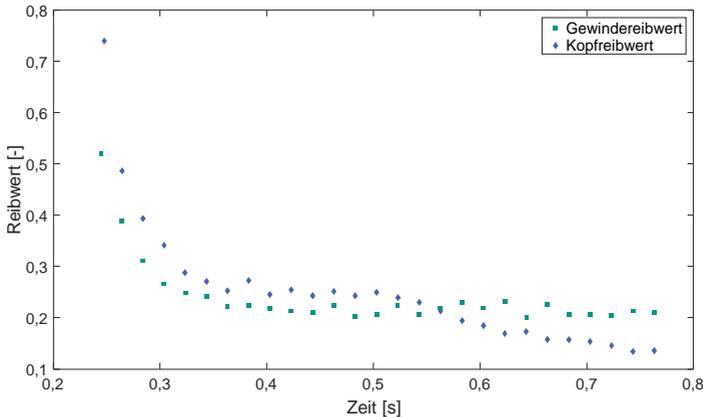


Abbildung 6.18: Vergleich der aus gemessenem Reibmoment und Vorspannkraft berechneten Gewinde- und Kopfreibwertverläufe bei 12000 U/min

Beide Reibwertverläufe nehmen während des Anziehprozesses ab. Dabei nähert sich der Gewindereibwert asymptotisch an einen Grenzwert an und bleibt dann nahezu konstant. Der Kopfreibwert weist ein ähnliches Verhalten auf und sinkt ab einem späteren Zeitpunkt hingegen wieder. Ein möglicher Grund für das weitere Abfallen des Kopfreibwerts kann zum einen eine Veränderung in der Reibpaarung durch das Weiterdrehen des Kopfes sein, zum anderen auch der Glättungseffekt durch die ansteigende Vorspannkraft sein.

Mit dem in Kapitel 6.2 vorgestellten Prüfstand ist eine Analyse des Vorspannkraftverlaufs sowohl bezüglich der Zeit als auch bezüglich des Einschraubwinkels während des tangential-schlagenden Anziehprozesses möglich. Hierdurch werden tiefgehende Analysen des Verhaltens der Schraubenverbindung sowie eine Beschreibung der Wechselwirkungen zwischen Tangential-Schlagwerk und Schraubenverbindung möglich.

Im folgenden Abschnitt wird das Verhalten der Schraubenverbindung und des Tangential-Schlagwerks während einem Einzelschlag analysiert.

6.3.2 Analyse eines Einzelschlages

Der tangential-schlagende Anziehprozess ist die Summe vieler aufeinanderfolgender Einzelschläge, welche ein inkrementelles Vorspannen ermöglichen. Um tiefere Erkenntnisse über den Anziehprozess zu ermöglichen, ist es notwendig, auch das Verhalten der Schraubenverbindung und des Tangential-Schlagwerks während eines Einzelschlages zu analysieren. Deswegen zeigt Abbildung 6.19 den exemplarischen Verlauf von Vorspannkraft, Gewinde- und Kopfmoment sowie während eines Einzelschlages und Abbildung 6.20 den exemplarischen Verlauf von Hammerwinkel, Hammergeschwindigkeit und Nusswinkel während eines Einzelschlages. Abbildung 6.19 zeigt außerdem die auf Basis des Gewinde- und Kopfmoments nach Formel (16) mit $r_{HW} = 21 \text{ mm}$, $c_t = 3230 \text{ m/s}$ und $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ berechneten, kumulative Energieverläufe, welche deutlich machen, wie sich die Energie aus dem Impuls aufteilt.

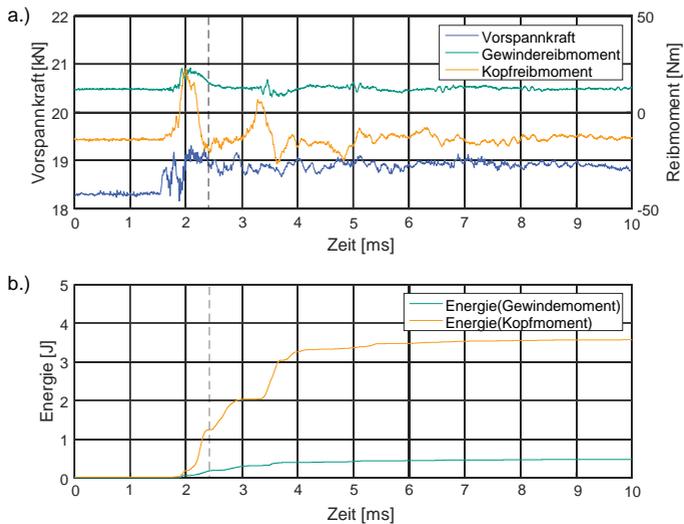


Abbildung 6.19: Vorspannkraft, Kopf- und Gewindereibmoment während eines Einzelschlages a.), sowie die aus Gewindemoment und Kopfmoment berechneten Energien eines Einzelschlages b.)

In Abbildung 6.19 wird durch den Vergleich von Kopf- und Gewindereibmoment deutlich, dass ein Großteil des durch das Tangential-Schlagwerk erzeugten Impulses über den Kontakt unter dem Schraubenkopf übertragen wird. Dies ist auch an den kumulativen Energieverläufen erkennbar. Relevant sind dabei die Energiewerte direkt nach der Erfassung des Impulses. Dieser Zeitpunkt wird durch die vertikale gestrichelte Linie markiert. Es ergibt sich für den hier betrachteten Schlag eine durch die Kopfreibung übertragene Energie von 1,2 J und eine durch die Gewindereibung übertragene Energie von 0,2 J.

Außerdem ist erkennbar, dass der über den Gewindegewindekontakt übertragene Anteil des Impulses aufgrund der geringen Steifigkeit des Schraubenschaftes eine längere Impulsdauer aufweist. Das Kopfreibmoment weist beim Nulldurchgang keine Besonderheiten auf, woraus abgeleitet werden kann, dass die in Abschnitt 6.2.2 gezeigte Verbindung zwischen Deckel und Hohlwelle spielfrei ist.

Abbildung 6.20 a.) zeigt die Größen Hammerwinkelgeschwindigkeit, Hammerwinkel, Nusswinkelgeschwindigkeit und Nusswinkel während eines Einzelschlags. Abbildung 6.20 b.) zeigt die translatorische Verschiebung der Hammermasse während eines Einzelschlags.

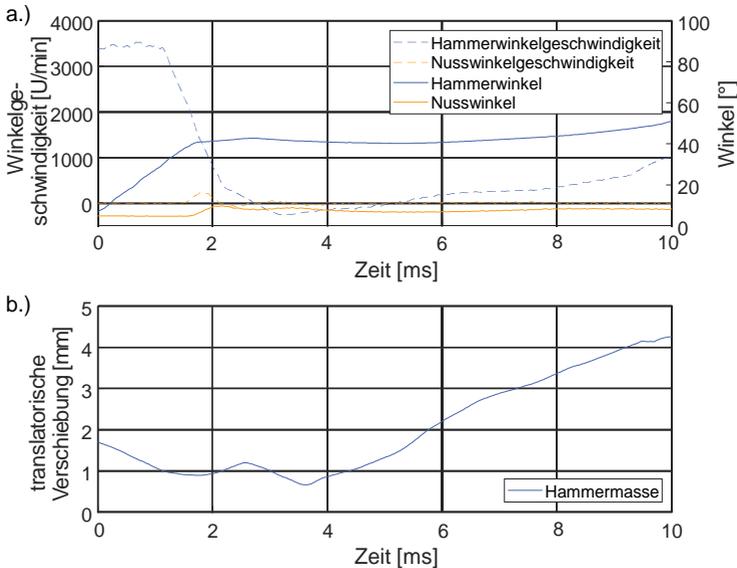


Abbildung 6.20: Hammerwinkelgeschwindigkeits-, Hammerwinkel-, Nusswinkelgeschwindigkeits- und Nusswinkelverlauf a.) sowie der translatorischen Verschiebung der Hammermasse b.) während eines Einzelschlages

Aus der Hammergeschwindigkeit vor dem Schlag von 3500 U/min kann eine kinetische Energie von 2,3 J berechnet werden, wobei die Feder 1,7 J liefert. Dies macht deutlich, dass ca. 75% der Hammerenergie aus dem vorhergehenden Schlag wieder genutzt werden, welches die Grundlage für die hohe Leistungsdichte des Systems ist. Im Folgenden wird die Aufteilung der zur Verfügung stehenden Energie näher betrachtet und somit aufgezeigt wo bei der Abbildung des Prozesses im Simulationsmodell die Parameter mit einem großen Einfluss liegen.

Für die Vorspannung der Schraubenverbindung um das gemessene Vorspannkraftinkrement sind 0,06 J notwendig. Für die Vorspannung des Ambosses und der Stecknuss ergeben sich 0,1 J. Die kinetische Energie, die in Amboss und Nuss verbleibt, liegt bei ca. 0,4 J. Der Rest von ca. 0,04 J wird von Materialdämpfung, plastischer Deformation in den Stoßkontakten und Lagerreibung aufgebraucht. Abbildung 6.21 zeigt die hier ermittelte Aufteilung der Energien, (vgl. Abschnitt 2.2.2). Der größte Teil der Energie wird zur Überwindung der Kopfreibung benötigt. Dies bedeutet, dass bereits eine geringe relative Streuung in der Kopfreibung zu großen

Veränderungen in der Aufteilung der Schlagenergie und damit zum Verhalten während des Anziehprozesses führt. Außerdem bedeutet dies, dass eine Senkung der Kopfreibung die zur Vorspannung zur Verfügung stehende Energie stark erhöhen würde. Ebenso lässt sich daraus ableiten, dass die Modellierung des tribologischen Verhaltens einen großen Einfluss auf die Qualität der Simulation hat.

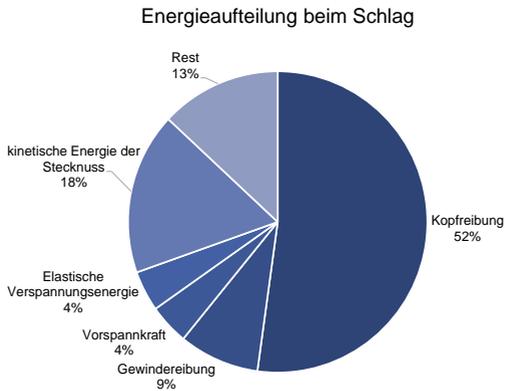


Abbildung 6.21: Exemplarische Darstellung der Energieaufteilung bei einem Einzelschlag

6.4 Fazit zur Untersuchung des tangential-schlagenden Anziehprozesses

Ziel des Kapitels war die Beantwortung der zweiten Teilforschungsfrage:

Wie verhalten sich die tribologischen Kontakte im Schraubengewinde und unter dem Schraubenkopf sowie das Tangential-Schlagwerk während des schlagenden Anziehprozesses?

Es wurde zunächst in der Vorstudie (vgl. Kapitel 6.1) gezeigt, dass das tribologische Verhalten beim schlagenden Anziehen nicht dem Verhalten beim kontinuierlichen Anziehen entspricht, wodurch ein tiefergehender Forschungsbedarf aufgezeigt wird. Daraufhin wurde der Schrauben-Tribologie-Prüfstand in Kapitel 6.2 vorgestellt, welcher für die Erfassung der während des tangential-schlagenden Anziehprozesses auftretenden Reibmomente geeignet ist. Hierdurch wird die Weiterentwicklung des in Kapitel 5 genutzten Schraubenverbindungsmodells möglich. Daraufhin erfolgte in Kapitel 6.3 die Analyse des tangential-schlagenden Anziehvorgangs. In Abbildung 6.17 wurde ein sich über den Anziehprozess änderndes Verhalten der beiden tribologischen Kontakte aufgezeigt. Außerdem wurde gezeigt, dass das Verhalten der Schraubenverbindung in Wechselwirkung mit dem Tangential-Schlagwerk entsteht. Deswegen muss die Abbildung in einem Gesamt-Modell (vgl. Kapitel 8) auf Basis von Daten aus dem tangential-schlagenden Anziehprozess auch parallel erfolgen.

Es wurden Ähnlichkeiten und Unterschiede im Verhalten des Kopf- und des Gewindereibwerts anhand eines exemplarischen Versuches aufgezeigt.

Die in diesem Kapitel dargestellten Ergebnisse basieren auf der qualitativen Auswertung einzelner Versuche. Um jedoch allgemeinere Aussagen über das Verhalten des Kopf- und des Gewindereibwerts zu treffen, ist aufgrund der Streuung aus Prozess und Schraubenverbindung eine statistisch abgesicherte Studie notwendig. Diese Studie, sowie die daraus abgeleiteten Erkenntnisse, werden in Kapitel 7 vorgestellt.

7 Untersuchung der dynamischen Reibung beim schlagenden Anziehprozess

In der in Kapitel 6.1 vorgestellten Vorstudie wurde gezeigt, dass das tribologische Verhalten beim tangential-schlagenden Anziehen nicht dem Verhalten beim kontinuierlichen Anziehen entspricht. In Kapitel 6.3 wurde das Verhalten der tribologischen Kontakte im Schraubengewinde und unter dem Schraubenkopf während des schlagenden Anziehprozesses analysiert. Es ist jedoch unklar, welche Parameter dieses Verhalten beeinflussen und wie diese sich auf den Anziehprozess auswirken. Hieraus leitet sich die dritte Teilforschungsfrage ab.

Haben die Parameter Vorspannkraft, Schmierung und Motordrehzahl einen signifikanten Einfluss auf den Gewinde-/ Kopfreibwert und die Schlagzahl?

Zur Beantwortung der Teilforschungsfrage wird in diesem Kapitel die Hauptstudie dieser Arbeit durchgeführt. Die dabei gewonnenen Daten und Erkenntnisse bilden die Grundlage für die Entwicklung des tribologischen Schraubenverbindungsmodells in Kapitel 8. Außerdem werden als Teil dieser Studie folgende Ziele verfolgt, welche aus Literatur und früheren Untersuchungen abgeleitet sind, dabei adressieren zwei Ziele das tribologische Verhalten und die zwei letzten Ziele den Anziehprozess:

- Ermittlung des Verlaufs der Reibwerte während des tangential-schlagenden Anziehens und Bestimmung des Einflusses der Motordrehzahl auf diesen Verlauf
- Analyse der Varianz der Reibwerte während des tangential-schlagenden Anziehens
- Erklärung des Vorspannkraftverlaufs sowie der Varianz beim tangential-schlagenden Anziehprozess durch die Erkenntnisse über die Reibwerte
- Ermittlung des Einflusses der Schmierung mit Öl oder Fett auf die Reibwerte und den tangential-schlagenden Anziehprozess

Dieses Kapitel wurde unter dem Titel „Investigation of Dynamic Friction During Impact Tightening of Bolted Joints“ von Wettstein et al. (2020) veröffentlicht.

7.1 Studiendesign

In diesem Kapitel wird zunächst in Abschnitt 7.1.1 die Versuchsplanung der Hauptstudie vorgestellt. Anschließend wird in Abschnitt 7.1.2 die Datenverarbeitung sowie in Abschnitt 7.1.3 die statistische Auswertung der Daten näher erläutert.

7.1.1 Versuchsplanung

In dieser Studie werden Sechskantschrauben nach DIN EN ISO 4017, Muttern nach DIN EN ISO 4032 und Unterlegscheiben nach DIN 125 der Festigkeitsklasse 8.8 mit M10 Grobgewinde auf dem in Kapitel 6.2 vorgestellten Prüfstand STP untersucht. Die scheinbare Kontaktfläche von etwa 320 mm² unter dem Schraubenkopf. Die Härte der Schraube liegt zwischen 250 und 320 HV nach DIN EN ISO 898-1, die

Härte der Mutter zwischen 200 und 302 HV nach DIN EN ISO 898-2 und die Härte der Unterlegscheibe beträgt mindestens 140 HV. Die chemische Zusammensetzung der Schrauben und Muttern folgt DIN EN ISO 898-1 und DIN EN ISO 898-2. Die genaue chemische Zusammensetzung konnte nicht ermittelt werden. Die austauschbare Drehmomentstützfläche des Lagers hat eine Härte von mindestens 325 HV.

Bei der durchgeführten Untersuchung werden die Parameter Schmierung und Motordrehzahl variiert. Die Faktorstufen und Beschreibungen der jeweiligen Stufen werden in Tabelle 3 aufgeführt.

Ziel der Studie ist es, den dynamischen Gewindereibwert $\mu_{G,dyn}$, den dynamischen Kopfreibwert $\mu_{K,dyn}$ und die Schlagzahl n_i zu untersuchen, wobei der Index i die gewünschte Vorspannkraft beschreibt.

Tabelle 3: Faktoren und Faktorstufen der Untersuchung

Faktor	Faktorstufe	Beschreibung
Schmierung	gereinigt	gereinigt in einem Ultraschallbad mit Ethanol
	geölt ¹	Anlieferungszustand, wie vom Hersteller geölt
	gefettet	gereinigt in einem Ultraschallbad mit Ethanol und dann gefettet mit DIN 51 825 - KPF2K-30 (Langzeit Fett mit MoS ₂)
Motordrehzahl [U/min]	8000	
	12000	
	16000	

Die Standardabweichung der abhängigen Variablen sowie eine erwartete Effektgröße werden geschätzt, um die Anzahl der notwendigen Wiederholungen zu bestimmen. Bei der Analyse des dynamischen Reibwerts wird in dieser Studie der Verlauf über den gesamten Prozess betrachtet. Für die Abschätzung der Anzahl der notwendigen Versuche wird repräsentativ für den gesamten Verlauf der Reibwert bei maximaler Vorspannkraft verwendet. Die Standardabweichungen s und die Effektgrößen d werden mit einer vorab durchgeführten, unveröffentlichten Vorstudie geschätzt. Im Rahmen dieser Studie, in welcher eine frühere Entwicklungsgeneration des Prüfstandes eingesetzt wurde, wurden 68 Experimente durchgeführt. Die Student- t -Verteilung wird angenommen. Daher werden Formel (20) und für t das t -Quantil verwendet, um den Stichprobenumfang n zu bestimmen.

$$n = \frac{s^2 * t^2}{d^2} \quad (20)$$

¹ Es handelt sich um das durch den Hersteller verwendete Öl im Anlassprozess, eine genaue Spezifikation ist nicht vorhanden

Tabelle 4 zeigt die geschätzten Standardabweichungen und Effektgrößen der abhängigen Variablen sowie den daraus resultierenden Mindeststichprobenumfang.

Tabelle 4: Geschätzte Standardabweichungen und Effektgrößen für die Versuchsplanung der Hauptstudie

Abhängige Variable	Standardabweichung	Effekt	Stichprobe
n_{25}	6,6	4	9
$\mu_{G,25}$	0,01	0,01	4
$\mu_{K,25}$	0,03	0,02	8

Basierend hierauf wurde ein vollfaktorieller Versuchsplan (3^3 Versuche) mit zehn Versuchsdurchführungen je Faktorkombination und drei Mittelpunkten entwickelt. Hieraus ergibt sich ein Versuchsplan mit insgesamt 120 randomisierten Experimenten und neun Faktorkombinationen. Um den Einfluss der Vorspannkraft auf den Kopf- und Gewindereibwert zu untersuchen, wird die Vorspannkraft unmittelbar vor einem Schlag als zusätzlicher Faktor betrachtet. Die Faktorstufen sind hier gleichmäßig verteilte Intervalle mit einem Abstand von 1 kN im Bereich von 0 kN bis 25 kN.

7.1.2 Datenverarbeitung

Die Signale werden mit dem Messsystem LTT24 der Labortechnik Tasler GmbH bei einer Abtastfrequenz von 1 MHz erfasst, um die auftretenden Drehmomentimpulse ($<0,5$ ms) ausreichend genau erfassen zu können. Für die Filterung wird ein Butterworth Tiefpassfilter fünfter Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 100 kHz verwendet, um das hochfrequente Rauschen zu reduzieren ohne die Form der Impulssignale zu verändern.

Die Gewindemoment-Spitzen $M_{G,peak}(n_{peak})$ und die Kopfmoment-Spitzen $M_{K,peak}(n_{peak})$ werden als die Maxima jedes Schlages erfasst. Außerdem werden nur Schläge gewertet, welche zu einer Erhöhung der Vorspannkraft führen, da nur bei diesen Schlägen das Haftreibmoment überwunden wurde. Die für die weitere Berechnung verwendete Vorspannkraft $F_{peak}(n_{peak})$ wird im stationären Zustand vor jedem erfassten Schlag bestimmt. Abbildung 7.1 zeigt die Vorspannkraft, das Kopf- und das Gewindemoment bei einem exemplarischen Schlag.

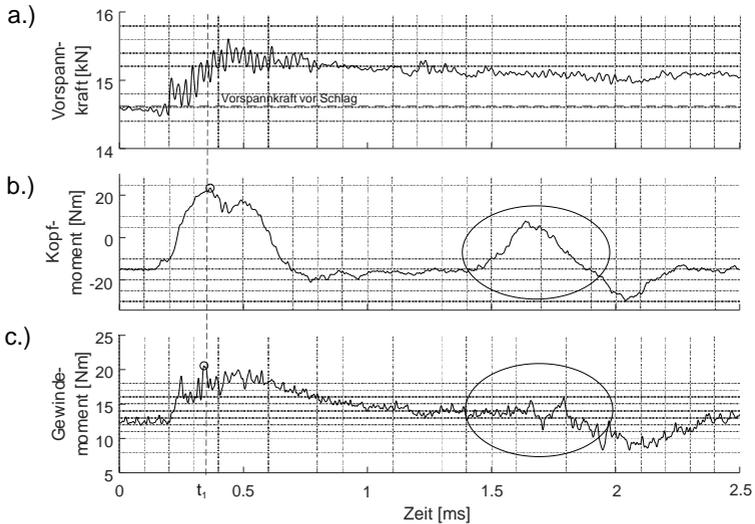


Abbildung 7.1: Verlauf der Vorspannkraft, des Kopf- und des Gewindemoments während eines Einzelschlages (Wettstein et al., 2020)

Abbildung 7.1 zeigt die Vorspannkraft a.), das Kopf- und das Gewindemoment b.) und c.) während eines Einzelschlages. Die Kreise zeigen die Zeitpunkte und Werte der erfassten Impulsspitze. Die horizontale, gestrichelte Linie im oberen Diagramm a.) zeigt die erfasste stationäre Vorspannkraft vor dem Schlag, welche für die Berechnung des Reibwerts verwendet wird. Die vertikale gestrichelte Linie markiert den Zeitpunkt t_1 , den zeitlichen Mittelpunkt der beiden Impulsspitzen von Kopf- und Gewindemoment. Die Ellipsen markieren Reflexionen in den Drehmomentsignalen, die dadurch entstehen, dass der Drehmomentimpuls am Ende der Messwellen reflektiert und beim Passieren der DMS-Brücke wieder gemessen wird. Die Reflexion im Gewindemomentsignal ist nur schwach ausgeprägt, da aufgrund der niedrigen Steifigkeit des Schraubenschafts der Impuls flacher ausgeprägt ist und hier die integrierte Dämpfung des Prüfstands bereits bei der ersten Reflexion den Impuls vollständig eliminiert.

Die dynamischen Reibwerte $\mu_{G,dyn,peak}(n_{peak})$ und $\mu_{K,dyn,peak}(n_{peak})$ werden für jeden der Schläge aus den gemessenen Vorspannkraft- und Drehmomentsignalen, den geometrischen und den mechanischen Beziehungen nach den folgenden, aus Formel (3) und (4) abgeleiteten Formeln berechnet:

$$\mu_{G,dyn,peak}(n_{peak}) = \frac{\frac{M_{G,peak}(n_{peak})}{F_{peak}(n_{peak})} - \frac{P}{2 * \pi}}{0,578 * d_2} \quad (21)$$

$$\mu_{K,dyn,peak}(n_{peak}) = 2 * \frac{M_{K,peak}(n_{peak})}{D_K * F_{peak}(n_{peak})} \quad (22)$$

Die Anzahl der Schläge n_i bis zum Erreichen einer gewünschten Vorspannkraft wird mit Hilfe der oben beschriebenen Impulserkennung bestimmt.

7.1.3 Statistische Auswertung

Alle statistischen Tests wurden mit der Software SPSS Statistics Version 25 (IBM Corp, 2017) durchgeführt. Um festzustellen, ob Vorspannkraft, Schmierung und Motordrehzahl einen wesentlichen Einfluss auf die dynamischen Kopf- und Gewindereibwerte haben, soll eine multifaktorielle Varianzanalyse (ANOVA) durchgeführt werden. Daher wird in einem ersten Schritt der Shapiro-Wilks-Test ($\alpha = 0,05$) für alle faktoriellen Kombinationsgruppen berechnet, um deren Normalverteilung zu prüfen (Shapiro & Wilk, 1965). Insgesamt wurden 224 Gruppen auf Normalverteilung geprüft. In diesem Zusammenhang sind dies Gruppen, welche alle Versuche mit gleichen Faktorstufenwerten enthalten. Die hohe Anzahl an Gruppen ergibt sich aus der Diskretisierung des Vorspannkraftverlaufs. Dementsprechend ist die Anzahl der Elemente je Gruppe inhomogen. 81,7 % der Gruppen können bezüglich des Gewindereibwerts und 69,2 % der Gruppen können bezüglich des Kopfreibwerts ($p > 0,05$) als normalverteilt angenommen werden. Zusätzlich wird die Homogenität der Varianzen mit dem Levene-Test ($\alpha = 0,05$) geprüft (Levene H., 1960). Der Test zeigt, dass für den Gewinde- und den Kopfreibwert ($p < 0,001$) keine homogenen Varianzen angenommen werden können. Dies bedeutet, dass statistische Test, welche homogene Varianzen voraussetzen, nicht genutzt werden können.

Äquivalent zum obigen Ansatz wird eine ANOVA durchgeführt, um zu bestimmen, ob die notwendige Schlagzahl durch die Schmierung und die Motordrehzahl signifikant beeinflusst wird. Acht der neun Gruppen (89 %) können nach dem Shapiro-Wilks-Test ($\alpha = 0,05$) als normalverteilt bezüglich der Schlagzahl n_{22kN} angenommen werden. Zusätzlich wird die Homogenität der Varianzen mit dem Levene-Test ($\alpha = 0,05$) geprüft. Der Test zeigt, dass homogene Varianzen nicht angenommen werden können ($p < 0,001$).

Mehrere Simulationsstudien haben die Robustheit der ANOVA gegenüber Abweichungen von der Normalverteilung für Gruppen gleicher Größe gezeigt (Blanca et

al., 2017). In dieser Studie variiert die Größe der Gruppen und daher wird eine Welch-ANOVA verwendet, die robuster gegenüber Abweichungen von den Annahmen ist (Jan & Shieh, 2014; Levy, 1978). Darüber hinaus benötigt die Welch-ANOVA keine Gleichheit der Varianzen. In einem nächsten Schritt werden mit den Post-Hoc-Tests Tukey ($\alpha = 0,05$) (Tukey, 1959) und Games-Howell ($\alpha = 0,05$) (Games & Howell, 1976) Gruppen identifiziert, deren Mittelwerte sich signifikant unterscheiden. In diesem Fall ist Games-Howell der Haupttest, da er keine homogenen Varianzen annimmt und der Test nach Tukey dient zur weiteren Absicherung der Ergebnisse. Basierend auf den Ergebnissen des Games-Howell Tests wird Cohens d berechnet, um die Effektgröße zwischen den Faktorstufen zu bestimmen (Cohen, 2013).

7.2 Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Hauptstudie vorgestellt. Zunächst werden die dynamischen Reibwerte während des Anziehvorgangs und die Ergebnisse der statistischen Analyse dargestellt. Im Folgenden werden die Einflüsse auf die Varianz der dynamischen Reibwerte untersucht. Der Verlauf der Vorspannkraftinkremente der einzelnen Schläge wird dann in Abhängigkeit von der Motordrehzahl analysiert. Abschließend wird vorgestellt, welchen Einfluss die untersuchten Parameter auf die Anzahl der notwendigen Schläge zum Erreichen einer gewünschten Vorspannkraft haben.

7.2.1 Analyse der dynamischen Reibung

Die dynamischen Reibwerte wurden mit den in Kapitel 7.1.2 eingeführten Formeln (21) und (22) berechnet. Die erfassten Einzelschläge wurden entsprechend ihrer stationären Vorspannkraft vor dem Schlag in Gruppen eingeteilt. Für jede Gruppe wird der Median, das untere und das obere Quartil sowie die 5 %-Perzentile und 95 %-Perzentile berechnet. Abbildung 7.2 zeigt die Ergebnisse für den dynamischen Gewindereibwert (oberes Diagramm) und den dynamischen Kopfreibwert (unteres Diagramm) über der Vorspannkraft.

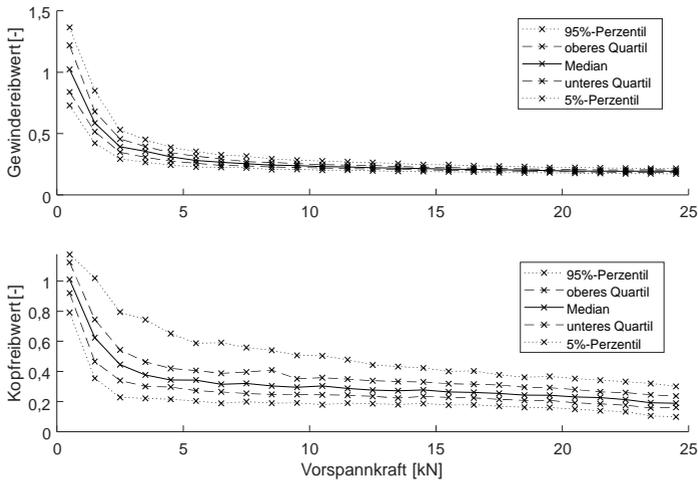


Abbildung 7.2: Verlauf der dynamischen Kopf- und Gewindereibwerte während des tangential-schlagenden Anziehens über der Vorspannkraft; N=120 (Wettstein et al., 2020)

Das obere Diagramm zeigt einen hyperbolischen Verlauf des dynamischen Gewindereibwerts, d.h. die bei geringen Vorspannkraften hohen Gewindereibwerte nehmen mit steigender Vorspannkraft stark ab. Eine asymptotische Annäherung ist deutlich erkennbar. Der Verlauf kann mit verschiedenen exponentiellen Ansätzen approximiert werden. Im unteren Diagramm können ähnliche Beobachtungen für den Verlauf des Kopfreibwerts gemacht werden. Eine asymptotische Annäherung ist für den Kopfreibwert nicht festzustellen, daher ist davon auszugehen, dass der Kopfreibwert mit zunehmender Vorspannkraft weiter abnimmt und erst bei noch höheren Vorspannkraften seinen Sättigungswert erreicht. Diese Beobachtungen stimmen mit den in Kapitel 6.1.2 und 6.3.1 beschriebenen Ergebnissen überein. Bei zusätzlicher Betrachtung der Varianzen innerhalb der Versuche kann festgestellt werden, dass die Varianz des Kopfreibwerts dreimal so hohe Werte aufweist, wie die Varianz des Gewindereibwerts. Beide Reibwerte haben bei 24 kN Vorspannkraft einen ähnlichen Medianwert.

Der Gewindereibwert (Welch's F (2; 1362) = 54,6; $p < 0,001$; $\eta^2 < 0,034$) und der Kopfreibwert (Welch's F (2; 1390) = 112,1; $p < 0,001$; $\eta^2 < 0,050$) unterscheiden sich statistisch signifikant für die unterschiedlichen Drehzahlen. Dabei spezifizieren die

beiden Parameter nach dem F die genutzte F-Statistik. Beide Post-Hoc-Tests zeigen, dass sich alle Faktorstufen der Motordrehzahl signifikant voneinander unterscheiden ($p < 0,001$). Tabelle 5 zeigt die entsprechenden berechneten Werte von Cohen's d_{Cohen} . Hierbei werden die Gruppen der Faktorstufen immer paarweise miteinander verglichen. Bei einem betragsweisen Wert von d_{Cohen} von 0,2 wird nach Cohen (2013) ein kleiner, bei 0,5 ein mittlerer und bei 0,8 ein großer Effekt angenommen.

Tabelle 5: Cohen's d_{Cohen} für die verschiedenen Motordrehzahlen

	paarweise Faktorstufen der Motordrehzahlen [U/min]		$d_{Cohen}(\mu_{G,dyn})$	$d_{Cohen}(\mu_{K,dyn})$
Games-Howell	8000	12000	-0,175	-0,377
	8000	16000	-0,537	-0,602
	12000	16000	-0,365	-0,287

Der Gewindereibwert unterscheidet sich statistisch signifikant für verschiedene Vorspannkkräfte, Welch's $F(24; 1263) = 248,3$; $p < 0,001$; $\eta^2 < 0,822$. Der Kopfreibwert unterscheidet sich statistisch signifikant für verschiedene Vorspannkkräfte, Welch's $F(24; 1267) = 85,6$; $p < 0,001$; $\eta^2 < 0,477$. Andere Tests zeigen, dass sich nicht alle Faktorstufen der Vorspannkraft signifikant voneinander unterscheiden. Insbesondere bei den höheren Vorspannkkräften zeigt einer der Post-Hoc-Test größere homogene Gruppen, d.h. Faktorstufen können zusammengefasst werden.

Der Gewindereibwert unterscheidet sich statistisch nicht signifikant beim Vergleich verschiedener Schmierzustände (Welch's $F(2; 2495) = 2,579$; $p = 0,076$; $\eta^2 < 0,002$), während die verschiedenen Schmierungen zu statistisch signifikant unterschiedlichen Werten des Kopfreibwerts führen (Welch's $F(2; 2651) = 33,4$; $p < 0,001$; $\eta^2 < 0,133$). Der Games-Howell Post-Hoc-Test zeigt, dass sich alle drei Gruppen deutlich unterscheiden, während der konservativere Tukey Post-Hoc-Test zwei homogene Gruppen empfiehlt. Tabelle 6 zeigt die entsprechend berechneten Werte von Cohen's d_{Cohen} .

Tabelle 6: Cohen's d_{Cohen} für verschiedene Schmierzustände

	paarweise Faktorstufen - Schmierung		$d_{Cohen}(\mu_{G,dyn})$	$d_{Cohen}(\mu_{K,dyn})$
	Games-How- ell	gereinigt	gefettet	-0,075
	gereinigt	geölt	-0,004	0,085
	gefettet	geölt	0,075	-0,220

7.2.2 Analyse des Einflusses auf die Varianz der Reibwerte

In Kapitel 7.1.3 wurde erläutert, dass die Ergebnisse keine Homogenität der Varianz aufweisen. Daher wird in diesem Kapitel der Variationskoeffizient nach Formel (23) aus der Standardabweichung s und dem Mittelwert \bar{x} für den Kopf- und den Gewindereibwert in Abhängigkeit von den Parametern Schmierung, Drehzahl und Vorspannkraft berechnet. Grundlage hierfür ist jeweils eine einfaktorielle Varianzanalyse.

$$c_v = \frac{s}{\bar{x}} \quad (23)$$

Die Variationskoeffizienten des Gewinde- und des Kopfreibwerts bei den verschiedenen Vorspannkraftstufen sind in Abbildung 7.3 dargestellt.

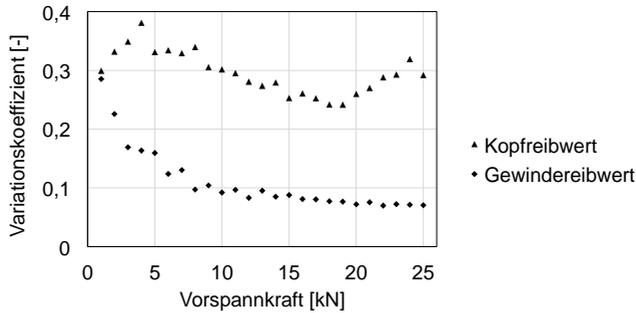


Abbildung 7.3: Verlauf der Variationskoeffizienten des Kopf- und Gewindereibwerts über der Vorspannkraft (Wettstein et al., 2020).

Abbildung 7.3 zeigt eine kontinuierliche Abnahme des Variationskoeffizienten des Gewindereibwerts bis zum Erreichen von 10 kN. Gleichzeitig bleibt der Variationskoeffizient des Kopfreibwerts konstant, wobei beide mit einem ähnlichen Wert beginnen. Ab 10 kN ist der Variationskoeffizient der Gewindereibung etwa 60 % niedriger als der Variationskoeffizient der Kopfreibung.

Tabelle 7 zeigt die Variationskoeffizienten und die Varianz des Gewinde- und des Kopfreibwerts bei verschiedenen Motordrehzahlen und Schmierzuständen. Mit zunehmender Motordrehzahl steigt auch der Variationskoeffizient des Kopf- und des Gewindereibwerts.

Tabelle 7: Variationskoeffizient des Gewinde- und des Kopfreibwerts bei verschiedenen Motordrehzahlen und Schmierzuständen

Parameter	Faktorstufe	$c_{v,\mu_{G,dyn}}$ (Varianz)	$c_{v,\mu_{K,dyn}}$ (Varianz)
Schmierung	gereinigt	0,383 (0,008)	0,358 (0,011)
	geölt	0,347 (0,006)	0,438 (0,014)
	gefettet	0,339 (0,006)	0,465 (0,015)
Motordrehzahl [U/min]	8000	0,263 (0,003)	0,395 (0,010)
	12000	0,365 (0,007)	0,399 (0,013)
	16000	0,444 (0,014)	0,495 (0,027)

7.2.3 Analyse des Einflusses auf die Schlagzahl

Für die Analyse des Einflusses auf die Schlagzahl wird die Anzahl der Schläge gezählt bis eine Vorspannkraft von 22 kN erreicht ist. Wie in Kapitel 7.1.3 beschrieben, wird davon ausgegangen, dass eine Normalverteilung vorliegt und die Varianzen nicht homogen sind. Im Rahmen der Analyse kann kein signifikanter Einfluss der verschiedenen Schmierzustände auf die Schlagzahl festgestellt werden (Welch's F (2; 52,5) = 0,242; $p = 0,786$; $\eta^2 < 0,005$). Statistisch signifikante, unterschiedliche Mittelwerte der Schlagzahl zur Erreichung von 22 kN ergeben sich für die verschiedenen Motordrehzahlen (Welch's F (2; 61,2) = 176,578; $p < 0,001$; $\eta^2 > 0,682$). Abbildung 7.4 zeigt die Boxplots der Schlagzahlen für die drei Motordrehzahlen.

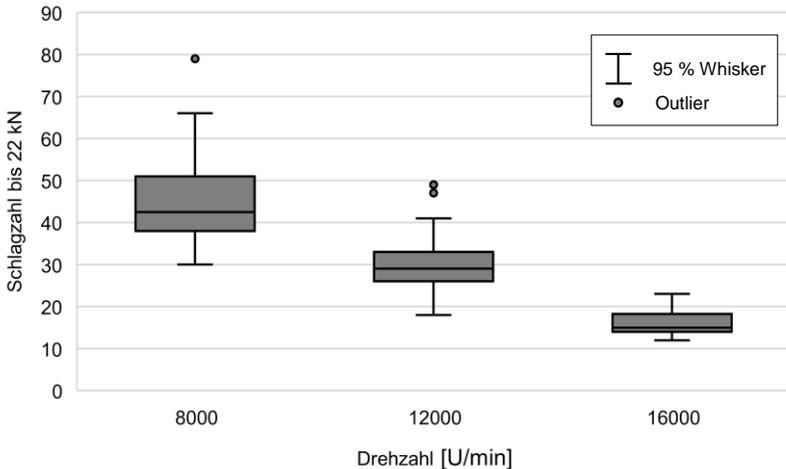


Abbildung 7.4: Boxplot der Anzahl der Schläge bis zum Erreichen von 22 kN bei drei Motordrehzahlen (Wettstein et al., 2020).

Die Abbildung zeigt deutlich, dass bei höheren Motordrehzahlen weniger Schläge bis zur Erreichung einer Vorspannkraft von 22 kN erforderlich sind. Darüber hinaus scheint die Varianz bei höheren Motordrehzahlen geringer zu sein. Der Games-Howell und der Tukey Post-Hoc Test zeigen signifikante Ergebnisse für alle drei Gruppen ($p < 0,001$). Tabelle 8 zeigt die berechneten Cohen's d Werte. Um dieses Verhalten, also die Abhängigkeit von Schlagzahl und Streuung von der Motordrehzahl, weiter zu untersuchen, wird im folgenden Kapitel der Vorspannkraftanstieg pro Schlag analysiert.

Tabelle 8: Cohen's d für verschiedene Drehzahlen

Games- Howell	paarweise Faktorstufen Motordrehzahl [U/min]		$d_{Cohen}(n_{22})$
	8000	12000	1,805
	8000	16000	3,614
	12000	16000	2,835

7.2.4 Analyse der Vorspannkraftinkremente

Um die im vorherigen Kapitel gezeigte Drehzahlabhängigkeit der Schlagzahl genauer zu untersuchen, wird der Einfluss der Motordrehzahl auf den Vorspannkraftanstieg pro Schlag analysiert. Für jeden Schlag während des Anziehens wird der resultierende Anstieg der Vorspannkraft berechnet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 7.5 für die drei verschiedenen Motordrehzahlen über der Vorspannkraft zum Zeitpunkt des Schlages dargestellt.

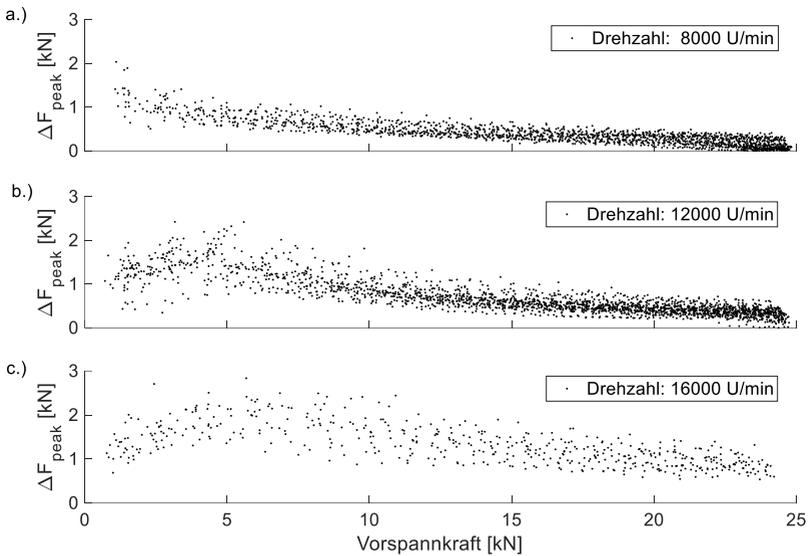


Abbildung 7.5: Vorspannkraftinkrement-Verlauf über der Vorspannkraft bei den drei Motordrehzahlen 8000, 12000 und 16000 U/min (2020).

Das obere Diagramm a.) zeigt eine annähernd lineare Abnahme der Vorspannkraftinkremente bei einer Motordrehzahl von 8000 U/min. Darüber hinaus nimmt bei höheren Vorspannkraften die Streuung ab. Die bei 24 kN Vorspannkraft auftretenden Inkremente liegen unter 0,5 kN. Das mittlere Diagramm b.) (12000 U/min) sowie das untere Diagramm c.) (16000 U/min) zeigen zunächst einen steigenden und dann einen abnehmenden Trend der Vorspannkraftinkremente. Das Maximum tritt bei höheren Drehzahlen erst bei höheren Vorspannkraften auf. Die absolute Varianz der Vorspannkraftinkremente ist bei 16000 U/min am größten. Dies widerspricht der in Kapitel 7.2.3 festgestellten geringeren absoluten Varianz der Schlagzahl bei höheren Drehzahlen. Um den Einfluss der Motordrehzahl des Tangential-Schlag-schraubers auf das Erreichen einer gewünschten Vorspannkraft durch den tangential-schlagenden Anziehprozess zu untersuchen, wird für die untersuchten Drehzahlen der Median der Schlagzahl für das Erreichen von 20 kN berechnet. Ausgehend von diesen Medianen wird eine entsprechende Vorspannkraftverteilung für die drei Drehzahlen berechnet. Abbildung 7.6 zeigt diese Verteilung in drei Boxplots.

Die Boxplots in Abbildung 7.6 zeigen die Varianz der Vorspannkraft, welche durch ein schlagzahlbasiertes Steuerungsverfahren erreicht werden kann. Daher stellt die erste Box die Varianz der Vorspannkraft nach 43 Schlägen bei einer Drehzahl von 8000 U/min, die zweite Box nach 29 Schlägen bei einer Drehzahl von 12000 U/min und die dritte Box nach 15 Schlägen bei einer Drehzahl von 16000 U/min dar. Da diese Offline-Auswertung der Daten auf dem Median der Schlagzahl basiert, liegt

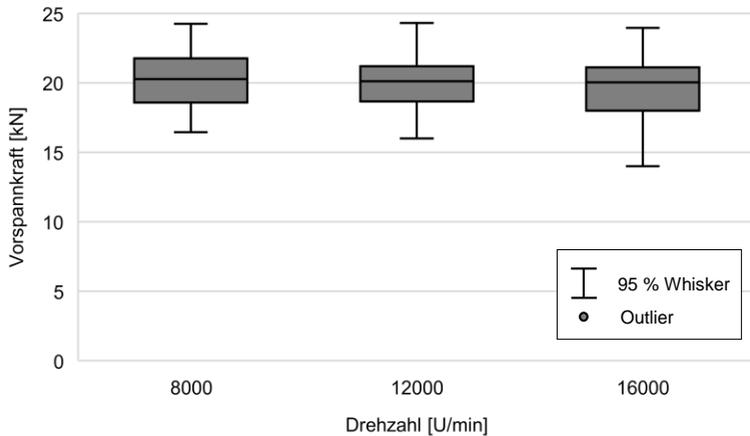


Abbildung 7.6: Boxplot der erreichten Vorspannkraft nach 43, 29 bzw. 15 Schlägen bei 8000, 12000 bzw. 16000 U/min (Wettstein et al., 2020).

der Median aller drei Boxplots bei 20 kN. Es ist zu erkennen, dass mit zunehmender Motordrehzahl die Varianz in den dargestellten Verteilungen zunimmt.

7.3 Diskussion

Im Folgenden werden die Ergebnisse in Bezug auf die eingangs genannten Untersuchungsziele diskutiert.

7.3.1 Ermittlung des Reibwertverlaufs während des tangential-schlagenden Anziehens und des Einflusses der Motordrehzahl

Abbildung 7.2 zeigt sowohl für den Kopf- als auch den Gewindereibwert einen hyperbolisch abnehmenden Verlauf. Die Ergebnisse der Welch-ANOVA zeigten einen signifikanten Einfluss der Motordrehzahl auf beide Reibwerte. Der Einfluss der Motordrehzahl auf den Gewindereibwert wurde auch in der in Kapitel 6.1 vorgestellten Vorstudie beobachtet.

In der Ausrichtephase des Anziehvorgangs nehmen die Reibwerte stark ab, hierbei kommt es zu einer Ausrichtung der Reibflächen, vergleichsweise hohen Weiterdrehwinkeln und damit einer Einebnung der Oberflächen. Diese Einebnung nimmt mit fortschreitendem Anziehprozess, wie in Abbildung 7.2 zu sehen, ab. Der Gewindereibwert erreicht asymptotisch einen minimalen Reibwert, während der Kopfreibwert weiter abnimmt. Eine mögliche Hypothese zur Erklärung dieses Verhaltens besteht darin, dass die Reibfläche des Gewindes kleiner ist als die Fläche unter dem Schraubenkopf, unter der Annahme, dass nur der erste Teil des Gewindes die Vorspannkraft überträgt. Dadurch ergibt sich eine höhere Pressung, was zu einer schnelleren Nivellierung und einer schnelleren Abnahme des Gewindereibwerts als des Kopfreibwerts auf ein Minimum führt.

7.3.2 Analyse der Varianz der Reibwerte während des tangential-schlagenden Anziehvorgangs

Die aufgestellte Hypothese, dass die unterschiedlichen Pressungen eine Ursache für das unterschiedliche Verhalten sind, wird durch die Analyseergebnisse des Variationskoeffizienten gestützt. Diese zeigen, dass Kopf- und Gewindereibwert zu Beginn des Anziehvorgangs eine annähernd gleiche Varianz aufweisen, und dass nur der Variationskoeffizient des Gewindereibwerts zu Beginn des Anziehprozesses auf ein 60% niedrigeres Niveau sinkt, welches dann konstant bleibt.

Für die höhere Varianz des Kopfreibwerts gibt es mehrere mögliche Gründe. Zum einen könnten Probleme mit der Spielfreiheit der Klauenkupplung des Prüfstands eine erhöhte Varianz verursachen, was durch eine Analyse der Messdaten jedoch ausgeschlossen werden konnte. Zum anderen weisen die verwendeten Unterlegscheiben einen Grat aus dem Herstellungsprozess auf, welcher gemeinsam mit den herstellungstypischen Toleranzen eine erhöhte Varianz verursachen kann. Für

diese Studie wurden trotz dieser auftretenden Störgrößen Standardunterlegscheiben gewählt, um eine anwendungsnahe Untersuchung zu ermöglichen.

In weiteren Laboruntersuchungen, die das Ziel verfolgen, das tribologische Verhalten unter dem Schraubenkopf genauer zu untersuchen, sollten gratfreie Unterlegscheiben eingesetzt werden. Ein weiterer möglicher Grund für die hohe Varianz könnte in der Sensitivität der Reibwertberechnung gegenüber Änderungen des effektiven Reibradius liegen (Zou et al., 2005).

Die Analyse der Variationskoeffizienten zeigt auch einen varianzerhöhenden Effekt höherer Motordrehzahlen auf den Reibwert (vgl. Tabelle 7). Diese kann auf die geringere Schlagzahl und damit weniger Wechsel zwischen Haft- zu Gleitreibung zurückzuführen sein kann. Es lässt sich an dieser Stelle die Hypothese ableiten, dass jeder Schlag, der zu einem Weiterdrehen führt, einen glättenden Effekt auf die Oberfläche hat.

7.3.3 Erklärung des Vorspannkraftverlaufs sowie der Varianz beim tangential-schlagenden Anziehen durch die Erkenntnisse über die Reibwerte

Auftretende Standardabweichungen und Variationskoeffizienten sind entscheidend für das Verständnis für die Regelung von Anziehprozessen. In den vorangegangenen Abschnitten wurden die Zusammenhänge zwischen der Drehzahl des Tangential-Schlagschraubers und der Schmierung der Schraubenverbindung mit den Reibwerten diskutiert. Im Folgenden wird diskutiert, welche Auswirkung diese Zusammenhänge auf den Anziehprozess und die Prozessstreuung haben.

Während des Anziehvorgangs hängen die Vorspannkraftinkremente jedes Einzelschlages von der zur Verfügung stehenden Schlagenergie und der Reibung ab. Daher zeigen die Ergebnisse der durchgeführten Untersuchungen in Kapitel 7.2.3, dass höhere Motordrehzahlen zu einer geringeren Schlagzahl bis zum Erreichen der Soll-Vorspannkraft, sowie zu einer geringeren absoluten Streuung der Schlagzahl führen. Da Einzelschläge bei höheren Drehzahlen zu höheren Vorspannkraftinkrementen führen, wird in Abbildung 7.6 die relative Varianz bezüglich des Gesamtprozesses veranschaulicht. Hier wird gezeigt, dass höhere Motordrehzahlen trotz der insgesamt geringeren Schlagzahl zu einer breiteren Streuung der Vorspannkraft führen. Dies lässt sich mit den Ergebnissen in Kapitel 7.2.2 erklären, denn hier wird gezeigt, dass höhere Motordrehzahlen zu einer erhöhten Varianz der Reibwerte führen. Dies bedeutet, dass eine Reduzierung der Streuung der Reibung zu einer geringeren Prozessstreuung führen kann.

Um diesen Zusammenhang näher zu beschreiben, wird in Kapitel 7.2.4 gezeigt, dass höhere Motordrehzahlen zu einer größeren Streuung der Vorspannkraftinkremente führen. Es wurde auch gezeigt, dass bei 12000 U/min und 16000 U/min ein Maximum im Verlauf der Vorspannkraftinkremente auftritt. Die zu Beginn des Verlaufs ansteigenden Inkremente, also der Vorspannkraftanstieg bei noch geringen wirkenden Vorspannkraften, kann durch den stark abnehmenden Reibwert zu Beginn des Anziehvorgangs verursacht werden, wie in Abbildung 7.2 dargestellt. Über dieses Maximum des Vorspannkraftinkrements hinaus steigt die Vorspannkraft stärker an, als der Reibwert sinkt. Daher nehmen ab diesem Punkt die Vorspannkraftinkremente ab.

Bei einer Motordrehzahl von 8000 U/min ist die Schlagenergie wesentlich kleiner als bei den höheren Drehzahlen. Der Energieüberschuss nach dem Überwinden der Reibung ist daher im Vergleich ebenfalls geringer. Dies könnte sowohl der Grund für den linearen Verlauf der Vorspannkraftinkremente sein als auch der Grund dafür sein, dass höhere Motordrehzahlen zu höheren Reibwerten führen, wie in Kapitel 7.2.1 dargestellt. Ein geringerer Energieüberschuss führt zu einem geringeren Ruck und möglicherweise zu niedrigeren Gleitgeschwindigkeiten. Daraus ergibt sich die Hypothese, dass durch die Steuerung der Motordrehzahl und damit des Energieüberschusses die Reibungseigenschaften beeinflusst werden können, aus denen sich präzisere Anziehverfahren ableiten lassen.

7.3.4 Ermittlung des Einflusses der Schmierung mit Öl oder Fett auf die Reibwerte und den tangential-schlagenden Anziehprozess

In Kapitel 7.2.1 wurde gezeigt, dass die untersuchten Schmierstoffe einen signifikanten, moderaten Einfluss (siehe Tabelle 6) auf den Kopfreibwert haben. Ein Einfluss auf den Gewindereibwert konnte nicht nachgewiesen werden. Die Ergebnisse deuten auch darauf hin, dass es keinen signifikanten Unterschied zwischen den Reibwerten der gereinigten und der geölten Schraubenverbindung gibt.

Die Schmierung mit Fett bewirkt im Vergleich zu den zuvor gereinigten Oberflächen eine Reduktion des Kopfreibwerts, aber zugleich eine Erhöhung des Gewindereibwerts. Eine mögliche Erklärung könnte sein, dass aufgrund der Reduktion der Kopfreibung der Energieüberschuss erhöht wird, da die Kopfreibung einen Großteil des Energiebedarfs ausmacht (vgl. Abbildung 6.21). Dies kann zu höheren Gleitgeschwindigkeiten im Gewindekontakt und damit zu höheren Reibwerten führen. Ein weiterer Grund kann der in Kapitel 7.3.1 bereits diskutierte Zusammenhang mit der Oberflächennivellierung sein. Hier wurde die Hypothese, dass das unterschiedliche Verhalten durch die unterschiedlichen Reibflächengrößen und damit unterschiedliche Pressungen verursacht wird, erläutert. Auch in diesem Fall könnte diese Hypothese die unterschiedliche Wirkung der Schmierung erklären. Darüber hinaus ist bekannt, dass Schmierung den Verschleiß und damit die Nivellierung der Oberfläche reduzieren kann, was möglicherweise nur für den Kontakt unter dem Schraubenkopf gilt, da hier die Pressung geringer ist.

Unter Berücksichtigung dieser Erkenntnisse werden die in Kapitel 7.2.3 dargestellten Ergebnisse diskutiert. Hier wurde gezeigt, dass der Einfluss der eingesetzten Schmierstoffe auf die notwendige Schlagzahl, um eine gewünschte Vorspannkraft zu erreichen, kleiner ist als die nachweisbare Effektgröße dieser Studie (siehe Tabelle 4). Gemessen daran, dass die Schmierung mit Fett zwar die Kopfreibwerte reduziert, aber die Gewindereibwerte erhöht, ist ein geringer Einfluss auf die Schlagzahl plausibel (vgl. Tabelle 6). Obwohl der Einfluss in dieser Studie aufgrund der vergleichsweise starken Einflüsse der Motordrehzahl und der Störgrößen nicht nachgewiesen werden konnte, kann der Einfluss der Schmierung dennoch relevant sein.

Daher sollte in zukünftigen Studien ein Schwerpunkt darauf liegen, den Einfluss der Schmierung zu untersuchen, indem andere untersuchte Faktoren und Störgrößen reduziert und die Anzahl der Wiederholungen erhöht werden.

7.3.5 Einschränkungen der durchgeführten Studie

Die Ergebnisse dieser Studie basieren auf einem Los von Schrauben, Muttern und Unterlegscheiben einer Güteklasse und Größe. Die Übertragbarkeit auf andere Bedingungen kann in dieser Studie nicht gezeigt werden. Darüber hinaus ist der Prüfstand zwar so ausgelegt, dass er einen möglichst geringen Einfluss auf die Schraubenverbindung hat, jedoch kann der Einfluss nicht vollständig ausgeschlossen werden. Insbesondere die reduzierte Systemsteifigkeit durch die beiden langen Wellen und das direkt im Kraftfluss der Schraubenverbindung platzierte Nadellager kann das Gesamtsystemverhalten beeinflussen. Einerseits sollten zukünftige Studien

durchgeführt werden, um diese Einschränkungen durch eine Erweiterung des Versuchsraums zu überwinden. Andererseits sollten die gefundenen Hypothesen als mögliche Erklärungen für das ermittelte Verhalten durch detailliertere Studien mit zusätzlichen Messdaten, wie z.B. Oberflächenrauheit und Härte, untersucht werden. Hierfür könnten die Kopf- und die Gewindereibung vollständig isoliert untersucht werden, um auftretenden Mechanismen in den Oberflächenkontakten analysieren zu können.

7.4 Fazit zur Untersuchung der dynamischen Reibung

Im Gegensatz zum kontinuierlichen Anziehen ist noch unklar, welche Bedingungen und Parameter des Tangential-Schlagschraubens zu Phänomenen mit höheren dynamischen Reibwerten führen. Daher wurde in diesem Kapitel der Einfluss von Vorspannkraft, Schmierung und Motordrehzahl auf den Anziehprozess von Schraubenverbindungen mit einem neuen Testaufbau untersucht. Der Testaufbau ermöglicht eine unabhängige, hochfrequente Messung (1 MHz) der Gewinde- und Kopfreibung. Darüber hinaus wurden die Einflüsse von Schmierung und Motordrehzahl auf die Schlagzahl beim Anziehen einer Schraubenverbindung auf einen Sollwert von 22 kN untersucht. Insgesamt wurden 120 Experimente durchgeführt und die Ergebnisse statistisch ausgewertet. Es konnte gezeigt werden, dass der Mittelwert des Kopf- und des Gewindereibwerts während des Anziehens um ca. 80% der Ausgangswerte abnimmt. Trotz gleichem Varianzniveau sinkt nur die Varianz der Gewindereibung auf etwa ein Drittel des Ausgangswertes. Insgesamt zeigten die Ergebnisse, dass die untersuchten Schmierstoffe einen vergleichsweise geringen Einfluss auf den Anziehprozess haben und daher ein kontrollierter Anziehprozess das Potential hat, gegenüber dem Einfluss von Schmierstoffen oder Verunreinigungen robust zu sein. Die Daten zeigen, dass die Motordrehzahl und damit der Überschuss an Schlagenergie einen Einfluss auf die Reibungseigenschaften hat.

Die Ergebnisse erweitern das Wissen über die im tangential-schlagenden Anziehprozess auftretende dynamische Reibung und sind die Grundlage für die Entwicklung des Schraubenverbindungsmodells in Kapitel 8.

8 Entwicklung des tribologischen Schraubenverbindungsmodells

In diesem Kapitel wird auf Basis der Ergebnisse der vorangegangenen Kapitel ein Schraubenverbindungsmodell für die Simulation des tangential-schlagenden Anziehprozesses entwickelt und validiert. Das Simulationsmodell wurde von Wettstein (2021) online vorveröffentlicht.

Innerhalb dieses Kapitels wird die folgende übergeordnete Forschungsfrage beantwortet werden:

Wie können Schraubenverbindungen modelliert werden, um das tribologische Verhalten während des tangential-schlagenden Anziehprozesses zu beschreiben?

Hierzu wird in Kapitel 8.1 das entwickelte Modell vorgestellt. In Kapitel 8.2 wird dieses parametrisiert und in Kapitel 8.3 eine Simulationsstudie durchgeführt und die Ergebnisse analysiert. Abschließend wird in Kapitel 8.3 das Modell validiert und in Kapitel 8.4 die übergeordnete Forschungsfrage diskutiert. Abbildung 8.1 zeigt eine Übersicht über die Teilschritte in diesem Kapitel.

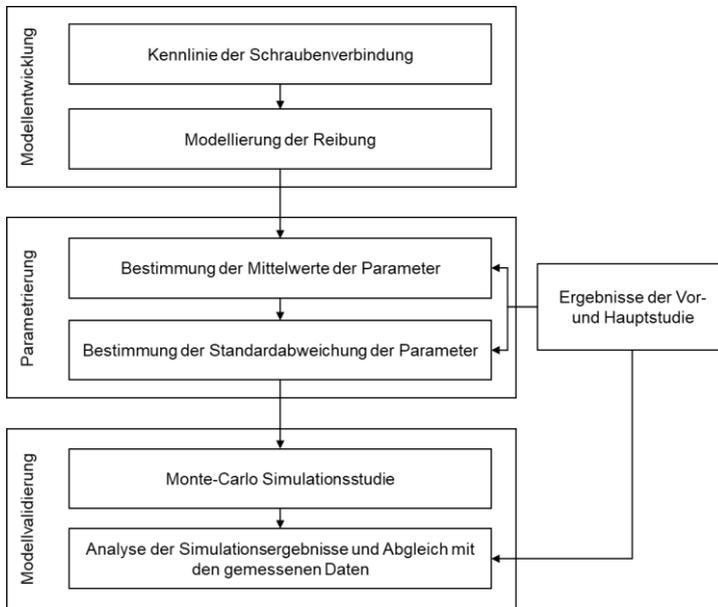


Abbildung 8.1: Ablaufdiagramm der Schritte zur Entwicklung des tribologischen Schraubenverbindungsmodells

8.1 Modellentwicklung

Das in diesem Kapitel vorgestellte Modell der Schraubenverbindung basiert auf dem Mehrkörpermodell nach Japing et al. (2015) sowie den Zusammenhängen zwischen Drehmoment und Vorspannkraft nach der Richtlinie VDI 2230.

Neben der Schraubenverbindung selbst enthält das Modell die Massenträgheiten und Steifigkeiten des in Kapitel 6.2 vorgestellten Prüfstands STP. So kann die Umwelt der Schraubenverbindung abgebildet werden, welche einen Einfluss auf das dynamische Verhalten während des Einschraubprozesses hat.

8.1.1 Kennlinie der Schraubenverbindung

Der in der Richtlinie VDI 2230 dargestellte Zusammenhang zwischen Drehmoment und Vorspannkraft F setzt eine lineare Abhängigkeit für eine Schraubenverbindung voraus. Diese Abhängigkeit beschreibt den Zusammenhang zwischen Einschraubwinkel φ und der Vorspannkraft mit dem Faktor c_{SV} (Steifigkeit der Schraubenverbindung). Ein linearer Zusammenhang liegt in der zweiten Phase des Anziehprozesses, vgl. Abbildung 2.1, nicht vor. Für ein Modell zur Simulation des Anziehprozesses ist es notwendig, die zweite und dritte Phase des Anziehprozesses abzubilden. Hierzu wird der folgende Modellierungsansatz gewählt:

$$F = c_{SV} * (\varphi + \varphi_a * (e^{-\frac{\varphi}{\varphi_a}} - 1)) \quad (24)$$

Hierbei ist φ_a der Grenzwinkel der Ausrichtephase, sodass durch diesen die Länge der Ausrichtephase bestimmt werden kann. c_{SV} wird nach VDI 2230 berechnet. Für die betrachtete Schraubenverbindung ergibt sich ein Wert von 42 kN/rad. Für φ_a wurde experimentell ein Wert von 0,7 rad ermittelt. Abbildung 8.2 zeigt die modellierte Kennlinie.

Die dargestellte Modellgleichung (24) zeigt das modellierte Verhalten für die untersuchte Schraubenverbindung. Für die Modellierung anderer Schraubenverbindungen müssen die Parameter neu bestimmt werden.

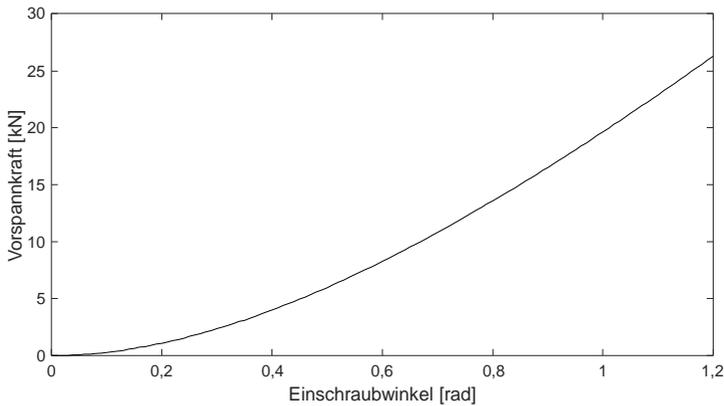


Abbildung 8.2: Modellierte Schraubenkennlinie

8.1.2 Modellierung der Reibung

Die Grundlage für die Modellierung der Reibung in der modellierten Schraubenverbindung sind zum einen die in Abschnitt 2.1.2 dargestellten Zusammenhänge und zum anderen das durch Formel (9) beschriebene geschwindigkeitsabhängige Reibmodell.

$$\begin{aligned} \mu_i(\dot{\varphi}_i) = & \sqrt{2}e * (\mu_{Haft} - \mu_{Coul}) * e^{-\left(\frac{\dot{\varphi}_i}{\dot{\varphi}_{St,i}}\right)^2} * \frac{\dot{\varphi}_i}{\dot{\varphi}_{St,i}} \\ & + \mu_{Coul} * \tanh\left(\frac{\dot{\varphi}_i}{\dot{\varphi}_{Coul,i}}\right) + \nu\dot{\varphi}_i \end{aligned} \quad (25)$$

Für die Implementierung wird das Modell zu folgenden Gleichungen für M_G und M_K umformuliert:

$$M_K(\dot{\varphi}_K) = M_{K,visk}(\dot{\varphi}_K) + \sqrt{2}e * F * (\mu_{K,H}(F) - \mu_{K,G}(F)) * \frac{\dot{\varphi}_K}{\sqrt{2} * \dot{\varphi}_{Grenz}} * e^{-\left(\frac{\dot{\varphi}_K}{\sqrt{2} * \dot{\varphi}_{Grenz}}\right)^2} * k_{K,Geom} + \quad (26)$$

$$k_{K,Geom} * F * \mu_{K,G}(F) * \tanh\left(\frac{10 * \dot{\varphi}_K}{\dot{\varphi}_{Grenz}}\right) \\ M_G(\dot{\varphi}_G) = M_{G,visk}(\dot{\varphi}_G) + \sqrt{2}e * F * (\mu_{G,H}(F) - \mu_{G,G}(F)) * \frac{\dot{\varphi}_G}{\sqrt{2} * \dot{\varphi}_{Grenz}} * e^{-\left(\frac{\dot{\varphi}_G}{\sqrt{2} * \dot{\varphi}_{Grenz}}\right)^2} * k_{G,Geom,1} + \quad (27)$$

$$k_{G,Geom,1} * F * \mu_{G,G}(F) * \tanh\left(\frac{10 * \dot{\varphi}_G}{\dot{\varphi}_{Grenz}}\right) + k_{G,Geom,2} * F$$

Die geometrischen Konstanten $k_{K,Geom}$, $k_{G,Geom,1}$ und $k_{G,Geom,2}$ können für Flankenwinkel von 60° nach folgenden Formeln (28), (29) und (30) berechnet werden:

$$k_{K,Geom} = \frac{c_{ax} * P * \frac{D_{Km}}{2}}{c_{SV}} \quad (28)$$

$$k_{G,Geom,1} = \frac{c_{ax} * P * \frac{d_2}{2} * 0,58}{c_{SV}} \quad (29)$$

$$k_{G,Geom,2} = \frac{c_{ax} * P^2 * 0,16}{c_{SV}} \quad (30)$$

Dabei ist c_{ax} die nach VDI 2230 berechnete Steifigkeit der Schraube von ca. 26,3 kN/rad. Für die betrachtete M10 Schraubenverbindung mit Regelgewinde ergibt sich für $k_{K,Geom}$ ein Wert von 13,3 Nm/kN, für $k_{G,Geom,1}$ ein Wert von 6,26 Nm/kN und für $k_{G,Geom,2}$ ein Wert von 0,5 Nm/kN.

Im Stand der Forschung wurde gezeigt, dass der Reibungskoeffizient logarithmisch abhängig von der Gleitgeschwindigkeit ist, daher wird der viskose, geschwindigkeitsabhängige Anteil der Reibung mit folgenden Gleichungen modelliert:

$$M_{K,visk}(\dot{\varphi}_K) = \eta_K * \text{sign}(\dot{\varphi}_K) * \ln(|\dot{\varphi}_K| + 1) \quad (31)$$

$$M_{G,visk}(\dot{\varphi}_G) = \eta_G * \text{sign}(\dot{\varphi}_G) * \ln(|\dot{\varphi}_G| + 1) \quad (32)$$

In Kapitel 6.1 wurde gezeigt, dass der Lösereibwert mit steigender Vorspannkraft abnimmt. Diese Abhängigkeit des Reibwerts von der Vorspannkraft gilt auch für den Anziehprozess. Zur Modellierung wird der folgende lineare Ansatz zur Abbildung von $\mu(F)$ gewählt:

$$\mu(F) = \mu_0 * (1 + \text{smooth} - \text{smooth} * \frac{F}{F_0}) \quad (33)$$

Auf Basis der Ergebnisse aus Kapitel 6.1.2 wird für *smooth* ein Wert von 0,5 gewählt. Für F_0 wird für den Gewindereibwert ein Wert von 15 kN und für den Kopfreibwert ein Wert von 25 kN gewählt, da aufgrund der geometrischen Bedingungen die im Gewinde auftretenden Druckspannungen vergleichsweise hoch sind.

Im Stand der Forschung wurde gezeigt, dass je nach Materialpaarung und Zustand der Oberflächen in Bezug auf die Gleitreibwerte sowohl erhöhte als auch gesenkte Haftreibwerte auftreten können. In den in Kapitel 7 analysierten Daten konnte aufgrund des transienten Verhaltens der Impulse kein eindeutiger Unterschied zwischen Haft- und Gleitreibwert identifiziert werden. Aus diesem Grund werden Haft- und Gleitreibwert für die Simulation des schlagenden Anziehprozesses gleichgesetzt. Durch diese Annahme, sowie durch Einsetzen von (28) bis (33) ergeben sich folgende beiden Gleichungen (34) und (35) als zentrales Ergebnis dieser Arbeit zur Modellierung von Kopf- und Gewindereibung während des tangential-schlangen Anziehprozesses. In Anhang A wird die Implementierung der beiden Gleichungen gezeigt.

$$\begin{aligned}
 M_K(\dot{\phi}_K) &= \eta_K * \text{sign}(\dot{\phi}_K) * \ln(|\dot{\phi}_K| + 1) + \\
 k_{K,Geom} * F * \mu_{K,G} * \left(1 + \text{smooth} - \text{smooth} * \frac{F}{F_0}\right) * \tanh\left(\frac{10 * \dot{\phi}_K}{\dot{\phi}_{Grenz}}\right)
 \end{aligned} \tag{34}$$

$$\begin{aligned}
 M_G(\dot{\phi}_G) &= \eta_G * \text{sign}(\dot{\phi}_G) * \ln(|\dot{\phi}_G| + 1) + \\
 k_{G,Geom,1} * F * \left(1 + \text{smooth} - \text{smooth} * \frac{F}{F_0}\right) * \mu_{G,G} * \\
 \tanh\left(\frac{10 * \dot{\phi}_G}{\dot{\phi}_{Grenz}}\right) + k_{G,Geom,2} * F
 \end{aligned} \tag{35}$$

8.2 Parametrierung des Reibmodells

Auf Basis der Messdaten und Ergebnisse in Kapitel 7 erfolgt in diesem Kapitel die Parametrierung des in Kapitel 0 entwickelten Modells für die Motordrehzahlen 8000 U/min und 16000 U/min. Hierzu wird zunächst der Mittelwert der Parameter und dann die Standardabweichung bestimmt. Als Zielgröße wird dabei die Schlagzahl betrachtet.

8.2.1 Bestimmung der Mittelwerte der Parameter

Zunächst wird der coulombsche Gleitreibwert für das Modell bestimmt. Hierzu werden die Ergebnisse aus Kapitel 6.1 sowie Ergebnisse aus der Inbetriebnahme des Prüfstands STP genutzt.

Für die betrachte Schraubenverbindung in leicht geöltem Zustand wird daher bei einer Vorspannkraft von mehr als 20 kN ein mittlerer Reibwert von 0,15 für $\mu_{G,G}$ angenommen. Aus vielen Studien im Stand der Forschung ist bekannt, dass der Kopfreibwert höher ist als der Gewindereibwert. In den zur Inbetriebnahme des Prüfstands durchgeführten Versuche wurde festgestellt, dass die Kopfreibung der

untersuchten Schraubenverbindung ungefähr 15% höher ist als die Gewindereibung. Deshalb wird diese Erhöhung im Modell implementiert.

Zur Bestimmung der viskosen, geschwindigkeitsabhängigen Reibkoeffizienten η_K und η_G wird ebenfalls angenommen, dass η_K 15% höher als η_G ist. Die Koeffizienten werden im Modell iterativ angepasst und die Ergebnisse der Simulation mit den Ergebnissen der Studie aus Kapitel 7 verglichen. Ziel hierbei ist bei 8000 U/min eine Schlagzahl von 43 und bei 16000 U/min Motordrehzahl eine Schlagzahl von 15. Aufgrund der hohen Dynamik der Schläge sowie der dadurch entstehenden transienten Zustände beschreiben die Koeffizienten η_K und η_G nicht nur die physikalische, geschwindigkeitsabhängige Reibung, sondern auch die Abhängigkeit des Verhaltens des in Matlab eingesetzten Solvers *daessc* von der gewählten Motordrehzahl. Dieser Solver unterstützt eine variable Schrittweite und wurde speziell für die Simulation von Differenzialgleichungen bei der Modellierung physikalischer Netzwerke in Matlab 2019b(The MathWorks Inc., 2019) entwickelt.

Bei der Bestimmung der Koeffizienten η_K und η_G zeigt sich, dass aufgrund der transienten Zustände während des Schlages sowie der finiten zeitlichen Schrittweise eine Interaktion zwischen Motordrehzahl und Solvereinstellungen auftritt. Diese Interaktion hat einen direkten Einfluss auf die vorhergesagte Anzahl an notwendigen Schlägen. Durch die Formulierung der Koeffizienten η_K und η_G in linearer Abhängigkeit der Motordrehzahl n_{Motor} in U/min kann diese Interaktion kompensiert werden. Der Zusammenhang ist in Formel (36) dargestellt.

$$\eta_G = 0,31 - 2 * 10^{-5} * n_{Motor} \quad (36)$$

Mit den ermittelten Parameterwerten ergeben sich die Modellgleichungen (34) und (35) zu:

$$M_K(\dot{\varphi}_K) = (0,31 - 2 * 10^{-5} * n_{Motor}) * 1,15 * \text{sign}(\dot{\varphi}_K) * \ln(|\dot{\varphi}_K| + 1) Nm + 1,15 \frac{Nm}{kN} * F * \left(3 - \frac{F}{25 kN}\right) * \tanh\left(\frac{10 * \dot{\varphi}_K}{0,001 \frac{rad}{s}}\right) \quad (37)$$

$$M_G(\dot{\varphi}_G) = (0,31 - 2 * 10^{-5} * n_{Motor}) * \text{sign}(\dot{\varphi}_G) * \ln(|\dot{\varphi}_G| + 1) +$$

$$0,47 \frac{Nm}{kN} * F * \left(3 - \frac{F}{15 kN}\right) * \tanh\left(\frac{10 * \dot{\varphi}_G}{0,001 \frac{rad}{s}}\right) + 0,5 Nm/kN * F \quad (38)$$

8.2.2 Bestimmung der Standardabweichung der Parameter

Für die Durchführung einer Monte-Carlo Studie zu Bestimmung der statistisch verteilten Ergebnisse ist es notwendig Verteilungen für die zu untersuchenden Parameter anzunehmen. Aus diesem Grund wird für und eine Normalverteilung angenommen. Die Mittelwerte wurden bereits im vorhergehenden Kapitel definiert. Zur Bestimmung der Standardabweichung werden zunächst Werte für bei 8000 U/min und bei 16000 U/min bestimmt, welche mit dem unteren und dem oberen Quartil der Schlagzahlen in Abbildung 7.4 korrespondieren. Mit dem Quotienten aus dem Interquartilsabstand der Schlagzahlen und dem Interquartilsabstand der korrespondierenden Reibwerte wird aus der Standardabweichung der Schlagzahlen in Abbildung 7.4 die Standardabweichung der Reibwerte bestimmt. Abbildung 8.3 zeigt die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen der ermittelten Normalverteilungen für die Simulation bei den Motordrehzahlen 8000 U/min und 16000 U/min. Außerdem ist die Normalverteilung bei 12000 U/min unter der Annahme eines linearen Zusammenhangs dargestellt.

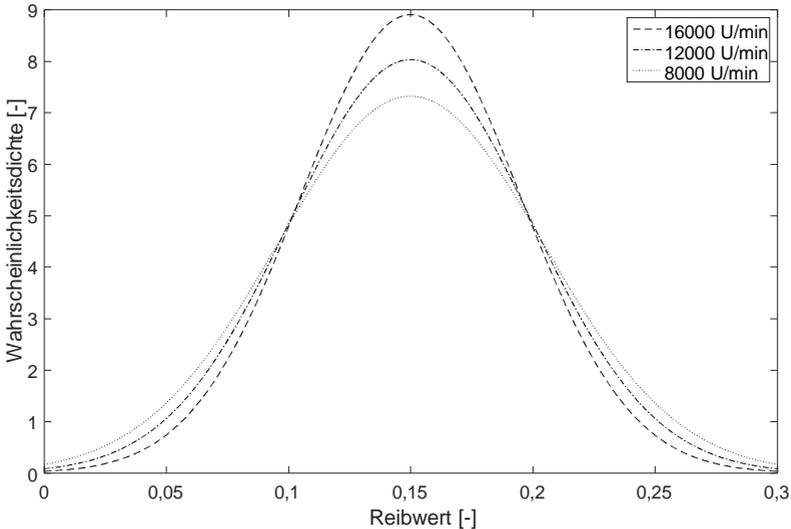


Abbildung 8.3: Wahrscheinlichkeitsdichten für die drei bestimmten Normalverteilungen des Reibwerts für die Simulation

8.3 Modellvalidierung

In diesem Kapitel wird das entwickelte Modell validiert. Hierzu wird eine Monte-Carlo-Studie durchgeführt, in welcher die in Abschnitt 8.2.2 bestimmten Verteilungen der Reibwerte eingesetzt werden, durchgeführt. Es werden für jede der drei Motordrehzahlen 20 simulierte Versuche durchgeführt. Zu Beginn jeder Simulation werden die Parameter zufällig entsprechend der ermittelten Verteilung bestimmt und anschließend die Simulation durchgeführt. Anhand der generierten Vorspannkraftverläufe wird die Anzahl der notwendigen Schläge bis zum Erreichen von 22 kN bestimmt. Die Ergebnisse werden in folgender Abbildung 8.4 im Vergleich mit den Ergebnissen aus Kapitel 7 dargestellt.

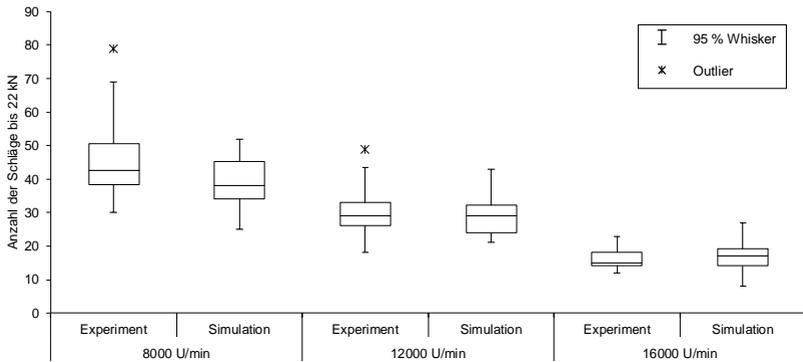


Abbildung 8.4: Boxplot der Schlagzahl aus Simulation und Versuch für die drei Motordrehzahlen

Abbildung 8.4 vergleicht die Verteilungen der Schlagzahlen aus der Simulation und dem Versuch. Trotz der Parametrierung des Modells auf den Median der Schlagzahl bei 8000 U/min und 16000 U/min ist hier eine Abweichung erkennbar. Der Grund hierfür liegt möglicherweise in der Annahme einer Normalverteilung der parametrisierten Reibwerte (vgl. Abbildung 8.2). Ein weiterer möglicher Grund ist die hochgradige Nichtlinearität des Systems, d.h. eine Erhöhung oder Senkung des Reibparameters muss nicht denselben Effekt auf die Schlagzahl haben. Betrachtet man die Verteilung bei 16000 U/min, ist erkennbar, dass die Streuung in der Simulation etwas größer als im experimentellen Ergebnis, daraus lässt sich schlussfolgern, dass die Standardabweichung des Reibwerts bei 16000 U/min etwas reduziert werden kann. Außerdem lässt sich feststellen, dass im Gegensatz zum Experiment in der Simulation keine schiefe Verteilung vorliegt. Der Reibwert im Experiment ist normalverteilt. Es liegt doch eine Schiefe vor, da sehr kleine Reibwerte aus physikalischen Gründen nicht auftreten können. Bei der Parametrierung des Modells wurden jedoch auch sehr kleine Reibwerte ermöglicht (vgl. Abbildung 8.2). Durch den Einsatz einer einseitig begrenzten Verteilung könnte dies in folgenden Forschungsarbeiten behoben werden.

Das Modell wurde anhand der Versuchsergebnisse bei den Drehzahlen 8000 U/min und 16000 U/min parametrisiert. Die Verteilung bei 12000 U/min stimmt mit einer maximalen Abweichung von 8,7 % zwischen den Quartilswerten ebenfalls gut mit den

Versuchsergebnissen überein. Daher ist das Modell über diesen Bereich für die Vorhersage der Schlagzahl valide. Trotz dieser leichten Unterschiede zwischen den Verteilungen kann anhand der Ergebnisse die Validität des Modells zur Vorhersage der Schlagzahl für Drehzahlen zwischen 8000 U/min und 16000 U/min mit einer maximalen Abweichung der Mittelwerte von 15 % gezeigt werden. Die maximale Abweichung der Quartilswerte liegt bei 20,6 %. Die Validität ist allerdings nur für die betrachtete Schraubenverbindung sowie die weiteren Randbedingungen der Untersuchung gezeigt.

Für die weitere Untersuchung der Validität des Modells bezüglich der Abbildung des Vorspannkraftverlaufs zeigt Abbildung 8.5 den Verlauf der Vorspannkraftinkremente der Simulationsstudie bei einer Motordrehzahl von 16000 U/min.

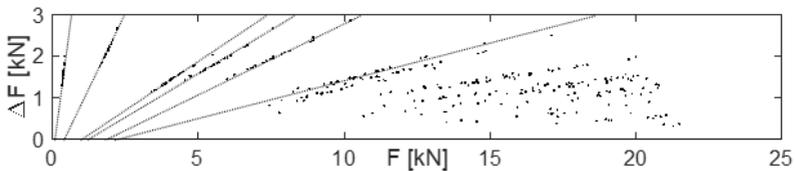


Abbildung 8.5: Vorspannkraftinkrement-Verlauf der Simulationsergebnisse über der Vorspannkraft bei 16000 U/min (N=20)

Im Vergleich zu den in Abbildung 7.5 c.) dargestellten Ergebnisse der experimentellen Studie bei 16000 U/min kann beobachtet werden, dass die Werte in einem ähnlichen Bereich zwischen 0,2 und 2 kN liegen und ebenfalls ein Hochpunkt im Verlauf der Vorspannkraftinkremente auftritt. Ebenso lässt sich erkennen, dass in Abbildung 8.4 die Platzierung einzelner Punkte weitgehend auf Geraden erfolgt, während ein solches Verhalten in Abbildung 7.5 c.) nicht beobachten lässt. Hieraus lässt sich schlussfolgern, dass im Experiment weitere Parameter einer Streuung unterliegen, welche im Modell so nicht abgebildet wurden. Beispiele hierfür sind der Startpunkt der Simulation bzw. des Versuchs und die Parameter der Schraubenkennlinie. Im Experiment wird die Schraubenverbindung vor dem eigentlichen Anziehvorgang handfest angezogen, dies ist in der Simulation nicht abgebildet. Somit startet die Simulation exakt im gleichen Zustand wohingegen es im Experiment Abweichungen gibt. Die Schraubenkennlinie ist in der Simulation mit konstanten Parametern modelliert, im Experiment gibt es jedoch fertigungsbedingt Abweichungen.

Abbildung 8.6 zeigt die dynamischen Reibwertverläufe der Simulationsergebnisse bei 16000 U/min zum Vergleich mit den experimentell bestimmten Reibwerten in Abbildung 7.2.

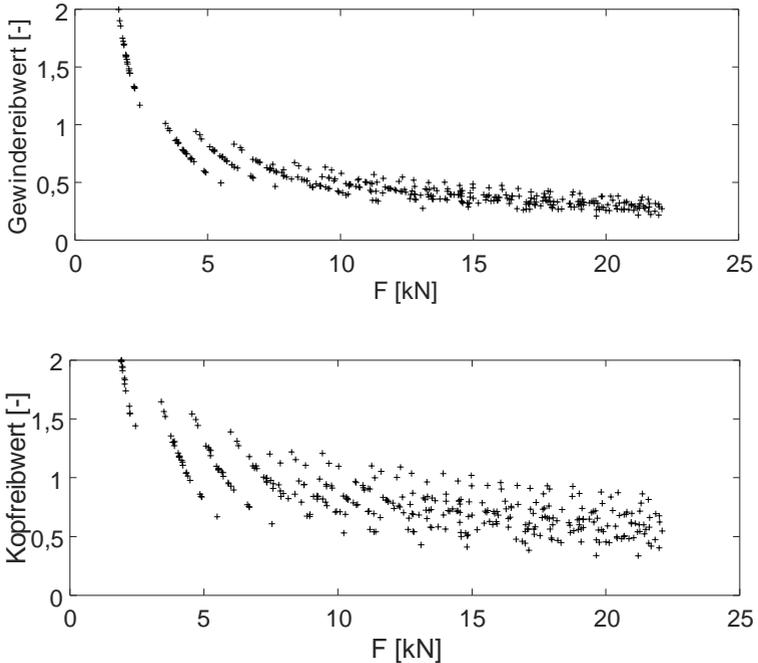


Abbildung 8.6: Verlauf der dynamischen Kopf- und Gewindereibwerte während des tangential-schlagenden Anziehens über der Vorspannkraft in der Simulation bei 16000 U/min (N=20)

In Abbildung 8.5 ist zu erkennen, dass die Kopfreibwerte einer höheren Streuung als der Gewindereibwert unterliegen, wie es auch in den Ergebnissen der experimentellen Studie in Abbildung 7.2 erkennbar ist. Insgesamt sind jedoch die in der Simulation auftretende Werte höher als die experimentell bestimmten. Dies ist auf einige Faktoren zurückzuführen. Zum einen wurden Solvereinstellungen (Zeitschritt und relative Genauigkeit) gewählt, welche einen vertretbaren Rechenaufwand bedeuten, wodurch insgesamt höhere Drehmomentimpulse auftreten. Kompensiert wurde dies, wie in Abschnitt 8.1.2 beschrieben durch den viskosen Reibanteil. Zum

anderen stellt die Modellierung der transienten Prozesse im Stoßkontakt sowie die Impulsleitung im MKS eine besondere Herausforderung dar. Ansätze zur Verbesserung des Modellverhaltens werden im Ausblick dieser Arbeit in Kapitel 9.2 beschrieben.

8.4 Diskussion und Fazit

Wissenschaftliches Ziel dieser Arbeit ist es, das tribologische Verhalten während des schlagenden Anziehprozesses in einem Schraubenverbindungsmodell abzubilden. Innerhalb dieses Kapitels wird daher die folgende übergeordnete Frage beantwortet werden:

Wie können Schraubenverbindungen modelliert werden, um das tribologische Verhalten während des tangential-schlagenden Anziehprozesses zu beschreiben?

In Kapitel 5 wird das Gesamtsystem bestehend aus tangential-schlagendem Power-Tool und Schraubenverbindung aufbauend auf dem Stand der Forschung initial modelliert. Durch den Vergleich von Simulation und Versuch wird gezeigt, dass das tribologische Verhalten von Schraubenverbindungen noch unzureichend im *Tangential-Schlagwerkmodell nach Wettstein et al.* (Wettstein et al., 2021) abgebildet ist. Deshalb wurde der Schrauben-Tribologie-Prüfstand (STP) entwickelt, welcher eine genauere Untersuchung des tribologischen Verhaltens von Schraubenverbindungen während des tangential-schlagenden Anziehprozesses ermöglicht, und eine Studie durchgeführt. Die dabei gewonnenen Erkenntnisse werden in Kapitel 8.1 in die Modellgleichungen (34) und (35) überführt und in das bestehende Mehrkörpermodell der Schraubenverbindung integriert. Die Ergebnisse der Studie am STP werden dann für die Parametrierung und Validierung des Modells genutzt. Dabei wird bei der Parametrierung des Modells die Streuung innerhalb der Versuche berücksichtigt, sodass das Modell stochastische Vorhersagen treffen kann. Basierend auf dieser Parametrisierung werden in Kapitel 8.3 die Ergebnisse einer Monte-Carlo-Simulation zur Validierung des Schraubenverbindungsmodells vorgestellt. Hier wird deutlich, dass das entwickelte Modell eine gute stochastische Vorhersage bezüglich der Schlagzahl ermöglicht. Außerdem wird das Potential der Abbildung des tribologischen Verhaltens für die Simulation des Anziehprozesses aufgezeigt. Durch die probabilistische Abbildung weiterer Parameter, wie zum Beispiel den Parametern der Schraubenkennlinie, kann die Modellqualität weiter verbessert werden. Ein weiterer in der Simulation bislang nicht abgebildeter Einflussfaktor ist die Veränderung

der Parameter durch die Änderung der in Kontakt stehenden Teile der Wirkflächen im Schraubengewinde durch das Weiterdrehen der Schraube.

Insgesamt lässt sich schlussfolgern, dass durch die messtechnische Erfassung und Analyse des tribologischen Verhaltens von Schraubenverbindung während des tangential-schlagenden Anziehprozessen sowie die Abbildung der gewonnenen Erkenntnissen in Modellgleichungen eine Modellierung des Prozesses möglich wird. Die genaue Reibwerte jedoch mit zu hohen Werten modelliert ist.

9 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Kapitel werden die wesentlichen Ergebnisse zusammengefasst und anhand der drei Teilforschungsfragen und Ziele diskutiert. Abschließend wird aus diesen Ergebnissen ein Fazit gezogen und damit die zentrale Forschungsfrage dieser Arbeit beantwortet. Darauffolgend werden im Ausblick weiterführende Forschungsthemen und -hypothesen formuliert.

9.1 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird die folgende zentrale Forschungsfrage bearbeitet und dementsprechend ein Schraubenverbindungsmodell für die Simulation des tangential-schlagenden Anziehprozesses vorgestellt.

Wie können Modelle von Schraubenverbindungen das tribologische Verhalten während des tangential-schlagenden Anziehprozesses abbilden?

Ausgehend von dieser zentralen Forschungsfrage wird die erste Teilforschungsfrage formuliert:

1. Können mit einem gekoppelten Tangential-Schlagwerks- und Schraubenverbindungsmodell sowohl der Vorspannkraftverlauf als auch die dynamischen Wechselwirkungen abgebildet werden?

Zunächst wurden initiale Mehrkörpersimulationsmodelle des Tangential-Schlagwerks und der Schraubenverbindung aufgebaut und anschließend miteinander gekoppelt. Durch einen Vergleich mit ermittelten Messdaten wird zum einen gezeigt, dass bereits die Kopplung der im Stand der Forschung bestehenden Modelle eine qualitative Abbildung des Systemverhaltens ermöglicht, aber auch, dass bei genauerer qualitativer und quantitativer Analyse Abweichungen zwischen simuliertem und realem Verhalten zu erkennen sind. Aufgrund der Dynamik durch die Drehmomentimpulse aus dem Tangential-Schlagwerk wird angenommen, dass der Grund für die auftretenden Unterschiede in der Abbildung des tribologischen Verhaltens der Schraubenverbindung liegt. Auf Basis dieser Hypothese wird die zweite Teilforschungsfrage formuliert:

2. Wie verhalten sich die tribologischen Kontakte im Schraubengewinde und unter dem Schraubenkopf sowie das Tangential-Schlagwerk während des schlagenden Anziehprozesses?

Zur Beantwortung dieser Teilforschungsfrage wird mit einem Prüfstand, nach dem Vorbild der Torsionalen-Split-Hopkinson-Bar, die Gewindereibung beim tangential-schlagenden und kontinuierlichen Anziehen von Schraubenverbindungen untersucht. Dabei wird gezeigt, dass der tangential-schlagende Anziehprozess einen Einfluss auf das tribologische Verhalten der Schraubenverbindung hat. Außerdem wird dargestellt, dass der dynamische Gewindereibwert während des Anziehprozesses nicht konstant ist. Für die Weiterentwicklung des Schraubenverbindungsmodell ist es notwendig, diese dynamischen Reibwerte zu kennen und zu berücksichtigen. Deshalb wird die folgende dritte Teilforschungsfrage formuliert:

3. Haben die Parameter Vorspannkraft, Schmierzustand und Motordrehzahl einen signifikanten Einfluss auf den Gewinde-/ Kopfreibwert und die Schlagzahl?

Zur Untersuchung dieser Zusammenhänge wird der Schrauben-Tribologie-Prüfstand (STP) entwickelt. Der Prüfstand ermöglicht die getrennte Erfassung der während des tangential-schlagenden Anziehprozesses auftretenden Reibmomente. Zur Beantwortung der dritten Teilforschungsfrage wird auf diesem Prüfstand eine statistisch abgesicherte Studie durchgeführt. Hierbei wird gezeigt, dass der dynamische Kopf- und Gewindereibwert im Laufe des tangential-schlagenden Anziehprozesses um ca. 80 % abnehmen. Für die untersuchten Schmierstoffe wird ein insgesamt geringer Einfluss auf das tribologische Verhalten gezeigt. Die Veränderung der Motordrehzahl bewirkt eine geänderte Schlagenergie und hat damit einen großen Einfluss auf das Verhalten während des Anziehprozesses.

Diese in-situ ermittelten Erkenntnisse sind die Grundlage für die Weiterentwicklung des Schraubenverbindungsmodells zur Beantwortung der zentralen Forschungsfrage dieser Arbeit.

Wie können Schraubenverbindungen modelliert werden, um das tribologische Verhalten während des tangential-schlagenden Anziehprozesses zu beschreiben?

Aufbauend auf dem im Stand der Forschung vorgestellten und initial mit dem *Tangential-Schlagwerkmodell nach Wettstein et al.* (Wettstein et al., 2021) gekoppelten

Schraubenverbindungsmodell nach Japing et al. werden Modellgleichungen entwickelt. Diese Modellgleichungen werden auf Basis der Erkenntnisse der Teilforschungsfragen aufgebaut und für die Beschreibung des tribologischen Verhaltens der Schraubenverbindung während des tangential-schlagenden Anziehprozesses parametrisiert. Anhand von Messdaten wird die Gültigkeit des Gesamtmodells für verschiedene Motordrehzahlen des Schlagwerks gezeigt. Insbesondere wird gezeigt, dass die Anzahl der notwendigen Schläge zur Erreichung einer gewünschten Vorspannkraft mit den Versuchen übereinstimmt (vgl. Abbildung 8.4). Ebenso wird durch den Vergleich weiterer Charakteristika eine gute Abbildung der Schraubenverbindung durch das Modell gezeigt. Um das tribologische Verhalten während des tangential-schlagenden Anziehprozesses zu beschreiben, ist es notwendig, das Verhalten in-situ zu erfassen und zu analysieren. Auf Basis dieser Ergebnisse kann das entwickelte Schraubenverbindungsmodell für die Simulation parametrisiert werden und beschreibt damit das tribologische Verhalten während des tangential-schlagenden Anziehprozesses. Das Gesamtergebnis ist ein Mehrkörpermodell des Gesamtsystems bestehend aus *Tangential-Schlagwerkmodell nach Wettstein et al.* (Wettstein et al., 2021) und dem Modell der Schraubenverbindung, welches das Verhalten der Reibung durch Implementierung der Modellgleichungen (34) und (35) abbildet.

9.2 Ausblick

In dieser Arbeit konnte durch die Untersuchung der tribologischen Kontakte in der Schraubenverbindung während des tangential-schlagenden Anziehprozesses ein Mehrkörpermodell für die Simulation des tangential-schlagenden Anziehprozesses entwickelt werden. Auf Basis der dabei erzielten Ergebnisse und Erkenntnisse können folgende Themenbereiche für die weitere Erforschung identifiziert werden:

1. Erweiterung des untersuchten Parameterraums und Erweiterung des Validitätsbereichs des Simulationsmodells.
2. Untersuchung der werkstofflichen Mechanismen in den tribologischen Kontakten während des tangential-schlagenden Anziehprozesses.
3. FEM Simulation der tribologischen Kontakte während des tangential-schlagenden Anziehprozesses.
4. Weiterentwicklung des Simulationsmodells zur präziseren Abbildung der ablaufenden Prozesse.
5. Entwicklung einer Regelung für den tangential-schlagenden Anziehprozess auf Basis des Simulationsmodells.

Der in dieser Arbeit untersuchte Parameterraum ist auf eine Schraubenverbindung und der Variation des Schmierstoffes beschränkt. In weiteren Untersuchungen kann der Parameterraum zum Beispiel durch die Untersuchung von Schraubenverbindungen mit unterschiedlichen Oberflächeneigenschaften vergrößert werden. Durch eine Weiterentwicklung der Versuchsmethodik, um die Streuung innerhalb der Versuche zu minimieren, könnten die auftretenden Effekte genauer untersucht und somit weitere Erkenntnisse generiert werden. Hierzu können zum Beispiel speziell gefertigte Schraubengarnituren¹, welche vor dem Anziehprozess vermessen wurden, eingesetzt werden. Ebenso können die Oberflächen durch eine entsprechende Behandlung im Labor gezielt eingestellt werden. Mit den so generierten Erkenntnissen kann das entwickelte Schraubenverbindungsmodell erweitert werden, sodass dieses auf Basis von Gestalteigenschaften (Oberfläche, Materialkenndaten) parametrisiert werden kann.

Das in dieser Arbeit untersuchte tribologische Verhalten von Schraubenverbindungen ist auf verschiedene werkstoffliche Mechanismen zurückzuführen. Durch eine detailliertere Untersuchung der in den tribologischen Kontakte ablaufenden Prozesse kann ein Zusammenhang zwischen dem Verhalten während des Anziehprozesses und den werkstofflichen Mechanismen hergestellt werden. Ein solches Vorhaben ist bereits geplant. Im Rahmen dieses Vorhabens werden Gewinde- und Unterkopfkontakt sowie ein generischer Flächenkontakt untersucht. Hierbei wird das Übertragungsverhalten bei verschiedenen Vorspannkraftkräften und verschiedenen Einzelschlägen untersucht. Außerdem wird die Veränderung der oberflächennahen Strukturen der untersuchten Werkstoffe betrachtet, wodurch die werkstofflichen Mechanismen identifiziert werden können.

In einem weiteren geplanten Vorhaben sollen die relevanten Wirkflächen durch Weißlichtinterferometrie vermessen und in einem FE-Modell abgebildet werden. Anschließend wird mit dem FE-Modell eine Simulationsstudie durchgeführt, um das Übertragungsverhalten von Impulsen durch Reibung zu untersuchen. Die ermittelten Ergebnisse werden dann in das in dieser Arbeit entwickelte Simulationsmodell integriert und anschließend validiert. Hierdurch kann das tribologische Verhalten von Schraubenverbindungen auf Basis von Oberflächen- und Materialkenndaten durch eine FEM-Simulation in einem MKS-Modell abgebildet werden. Ein weiterer Ansatz das entwickelte Modell zu verbessern ist die Simulation von Teilsystemen als FE-Modell. Konkret könnten sowohl das Tangential-Schlagwerk als auch Teile der Schraubenverbindung in einem FE-Modell abgebildet werden und mit dem Rest-

¹ Schraube, Scheiben und Mutter

MKS-Modell gekoppelt werden. Die Schwierigkeit bei einer solchen Co-Simulation sind die Definition der Schnittstellen sowie der große Bedarf an Rechenleistung.

Das entwickelte Modell, sowie die dabei generierten Daten und Erkenntnisse bieten das Potenzial zur Entwicklung einer intelligenten Regelung für tangential-schlagende Anziehprozesses zur Reduktion der Vorspannkraftstreuung. Ein Ansatz ist es, durch die Verwendung bestehender und zusätzlicher Sensoren des Tangential-Schlagschraubers ein internes Modell der Schraubenverbindung in Echtzeit zu parametrieren und dadurch Rückschlüsse auf den richtigen Abschaltzeitpunkt zu ermöglichen. Die Umsetzung dieses Regelungsansatzes basierend auf den aktuell vorliegenden Daten befindet sich aktuell in Entwicklung.

Literaturverzeichnis

- Aktion Gesunder Rücken (AGR) e. V. (2020). *Reifenwechseln ohne Rückenschmerzen*. Verfügbar unter: <https://www.agr-ev.de/de/189-blog/rueckenge-rechte-arbeitsplatz/946-reifenwechsel-ohne-rueckenschmerzen> (Letzter Abruf: 24.03.2021)
- Albers, A. & Matthiesen, S. (2002). Konstruktionsmethodisches Grundmodell zum Zusammenhang von Gestalt und Funktion technischer Systeme. *Konstruktion*, 54(7/8), 55–60.
- Archer, D. (2009). Dissecting the nut factor. *Machine Design*, 81(16), 40–43.
- Arimura, T. (2005). Impact fastening tool (JP2005048038). Japan Patent Office. Verfügbar unter: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/036438059/publication/JP4211744B2?q=pn%3DJP4211744B2> (Letzter Abruf: 24.03.2021)
- Baker, W. E. & Yew, C. H. (1966). Strain-rate effects in the propagation of torsional plastic waves. *Journal of Applied Mechanics*, 33(4), 917–923. <https://doi.org/10.1115/1.3625202>
- Baramsky, N., Seibel, A. & Schlattmann, J. (2016). Modeling of friction-induced vibrations during tightening of bolted joints. *PAMM*, 16(1), 259–260. <https://doi.org/10.1002/pamm.201610118>
- Baramsky, N., Seibel, A. & Schlattmann, J. (2017). Influence of ultrasound on friction induced vibrations during tightening of bolted joints. *PAMM*, 17(1), 361–362. <https://doi.org/10.1002/pamm.201710150>
- Baramsky, N., Seibel, A. & Schlattmann, J. (2018). Friction-induced vibrations during tightening of bolted joints—analytical and experimental results. *Vibration*, 1(2), 312–337. <https://doi.org/10.3390/vibration1020021>
- Blanca, M. J., Alarcón, R., Arnau, J., Bono, R. & Bendayan, R. (2017). Non-normal data: Is ANOVA still a valid option? *Psicothema*, 29(4), 552–557. <https://doi.org/10.7334/psicothema2016.383>
- Bragov, A., Konstantinov, A., Lomunov, A., Shmotin, Y. & Kruszka, L. (2009). Experimental definition of dynamic friction. *DYMAT*, 1, 619–624. <https://doi.org/10.1051/dymat/2009088>
- Bulaqi, H. A., Mousavi Mashhadi, M., Geramipناه, F., Safari, H. & Paknejad, M. (2015). Effect of the coefficient of friction and tightening speed on the preload induced at the dental implant complex with the finite element method. *The*

Journal of Prosthetic Dentistry, 113(5), 405–411.

<https://doi.org/10.1016/j.prosdent.2014.09.021>

- Childs, T.H.C. (1980). The sliding wear mechanisms of metals, mainly steels. *Tribology International*, 13(6), 285–293. [https://doi.org/10.1016/0301-679X\(80\)90092-4](https://doi.org/10.1016/0301-679X(80)90092-4)
- Cohen, J. (2013). *Statistical Power Analysis for the Behavioral Sciences* (2. Aufl.). New York. Routledge. <https://doi.org/10.4324/9780203771587>
- Crocco, D., Agostinis, M. de, Fini, S. & Olmi, G. (2017). Tribological properties of bolts depending on different screw coatings and lubrications: An experimental study. *Tribology International*, 107, 199–205. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.11.028>
- Crocco, D., Agostinis, M. de, Fini, S., Olmi, G., Robusto, F., Cavalli, O. & Vincenzi, N. (2018). The influence of material, hardness, roughness and surface treatment on the frictional characteristics of the underhead contact in socket-head screws. *ASME 2018 Pressure Vessels and Piping Conference*, Artikel V002T02A034, Prague, Czech Republic. July 15–20, 2018. <https://doi.org/10.1115/PVP2018-84530>
- Crocco, D., Agostinis, M. de & Vincenzi, N. (2012). Influence of tightening procedures and lubrication conditions on titanium screw joints for lightweight applications. *Tribology International*, 55, 68–76. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2012.05.010>
- Czichos, H. & Habig, K.-H. (Hg.). (2015). *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik* (4. Aufl.). Wiesbaden. Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-8348-2236-9>
- Davies, E.D.H. & Hunter, S. C. (1963). The dynamic compression testing of solids by the method of the split Hopkinson pressure bar. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 11(3), 155–179. [https://doi.org/10.1016/0022-5096\(63\)90050-4](https://doi.org/10.1016/0022-5096(63)90050-4)
- Dhayagude, N., Gao, Z. & Mrad, F. (1996). Fuzzy logic control of automated screw fastening. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 12(3), 235–242. [https://doi.org/10.1016/0736-5845\(96\)00009-9](https://doi.org/10.1016/0736-5845(96)00009-9)
- DIN EN ISO 16047 (2013-01). *Verbindungselemente - Drehmoment/Vorspannkraft-Versuch (ISO 16047:2005 + Amd 1:2012); Deutsche Fassung EN ISO 16047:2005 + A1:2012*. Berlin. Beuth Verlag.
- DIN EN ISO 4017 (2015-05). *Mechanische Verbindungselemente - Sechskantschrauben mit Gewinde bis Kopf - Produktklassen A und B (ISO 4017:2014); Deutsche Fassung EN ISO 4017:2014*. Berlin. Beuth Verlag.

- DIN EN ISO 4032 (2015-05). *Sechskantmuttern (Typ 1) - Produktklassen A und B (ISO 4032:2012); Deutsche Fassung EN ISO 4032:2012*. Berlin. Beuth Verlag.
- DIN EN ISO 898-1 (2013-05). *Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl – Teil 1: Schrauben mit festgelegten Festigkeitsklassen – Regelgewinde und Feingewinde (ISO 898-1:2013); Deutsche Fassung EN ISO 898-1:2013*. Berlin. Beuth Verlag.
- DIN EN ISO 898-2 (2012-08). *Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl – Teil 2: Muttern mit festgelegten Festigkeitsklassen – Regelgewinde und Feingewinde (ISO 898-2:2012); Deutsche Fassung EN ISO 898-2:2012*. Berlin. Beuth Verlag.
- Dresig, H. & Holzweißig, F. (2009). *Maschinendynamik*. Berlin, Heidelberg. Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-87694-6>
- Eccles, W., Sherrington, I. & Arnell, R. D. (2010). Frictional changes during repeated tightening of zinc plated threaded fasteners. *Tribology International*, 43(4), 700–707. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2009.10.010>
- Espinosa, H. D., Patanella, A. J. & Fischer, M. (2000). Dynamic friction measurements at sliding velocities representative of high-speed machining processes. *Journal of Tribology*, 122(4), 834–848. <https://doi.org/10.1115/1.1310331>
- Fingerloos, F., Hegger, J. & Zilch, K. (2016). *EUROCODE 2 für Deutschland*. Weinheim. Wiley-VCH Verlag. <https://doi.org/10.1002/9783433605103>
- Games, P. A. & Howell, J. F. (1976). Pairwise multiple comparison procedures with unequal N's and/or variances: A monte carlo study. *Journal of Educational Statistics*, 1(2), 113–125. <https://doi.org/10.2307/1164979>
- Grabon, W., Mucha, J., Osetek, M. & Szlachta, J. (2016). Influence of different thermochemical treatments of bolts on tightening parameters of a bolted joint. *Strength of Materials*, 48(4), 495–506. <https://doi.org/10.1007/s11223-016-9791-y>
- Hashimura, S., Murakami, Y., Mori, K. & Mineki, K. (2000). Variation of coefficient of friction between bearing surfaces in bolt tightening process. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*, 66(647), 2388–2394. <https://doi.org/10.1299/kikaic.66.2388>
- Hog, J. (2019). Entwicklung eines axial-beweglichen schlagfesten Encoders zur Analyse des Schlagverhaltens eines Tangential-Schlagschraubers. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Huber, H., Münz, U. V. & Titz, P. *Untersuchung der Störfaktoren bei der Schraubenmontage und deren Rückwirkung auf die Vorspannkraftsteuerung beim*

maschinellen Drehschrauben und Drehschlagschrauben. Remscheid. Institut für Werkzeugforschung (IFW).

- IBM SPSS Statistics for Windows (Version 25.0) [Computer software]. (2017). IBM Corp. Armonk, New York, USA.
- Ibrahmi, A., Hbaieb, M. & Krichen, A. (2017). Experimental study of the effect of the threading process on the mechanical and tribological behaviors of the triangular thread. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 88(1-4), 269–276. <https://doi.org/10.1007/s00170-016-8738-6>
- Jan, S.-L. & Shieh, G. (2014). Sample size determinations for Welch's test in one-way heteroscedastic ANOVA. *The British journal of mathematical and statistical psychology*, 67(1), 72–93. <https://doi.org/10.1111/bmsp.12006>
- Japing, A. & Schlattmann, J. (2011). Analyse der Topologien der Reibwirkflächen an Schraubverbindungen. *Reibung, Schmierung und Verschleiß: Forschung und praktische Anwendungen. 52. Tribologie-Fachtagung, Göttingen, 26-28 September 2011*, Artikel 38, 1-11.
- Japing, A., Seibel, A. & Schlattmann, J. (2015). Modellentwicklung zur Beschreibung von Reibschwingungen bei der Schraubenmontage. *Reibung, Schmierung und Verschleiß: Forschung und praktische Anwendungen. 52. Tribologie-Fachtagung, Göttingen, 21-23 September 2015*, Artikel 63, 1-10.
- Jia, Z., Bhatia, A., Aronson, R. M., Bourne, D. & Mason, M. T. (2019). A survey of automated threaded fastening. *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*, 16(1), 298–310. <https://doi.org/10.1109/TASE.2018.2835382>
- Junker, G. (1970). Reihenuntersuchungen über das Anziehen von Schraubverbindungen mit motorischen Schraubern. *Draht-Welt* 56, 122–141.
- Kellermann, R. & Klein, H. C. (1955). Untersuchungen über den Einfluß der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubverbindungen. *Konstruktion*, 7(2), 54–68.
- Kolsky, H. (1949). An investigation of the mechanical properties of materials at very high rates of loading. *Proceedings of the Physical Society. Section B*, 62(11), 676–700. <https://doi.org/10.1088/0370-1301/62/11/302>
- Lai, X., Xia, Y., Wu, X. & Zhou, Q. (2012). An experimental method for characterizing friction properties of sheet metal under high contact pressure. *Wear*, 289, 82–94. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.04.011>
- Levene H. (1960). Robust tests for equality of variances. In e. a. I. Olkin (Hg.), *Contributions to Probability and Statistics: Essays in Honor of Harold Hotelling* (S. 278–292). Palo Alto. Stanford University Press.
- Levine, W. S. (1996). *The control handbook* (1. Aufl.). London. Taylor & Francis.

- Levy, K. J. (1978). Some empirical power results associated with Welch's robust analysis of variance technique. *Journal of Statistical Computation and Simulation*, 8(1), 43–48. <https://doi.org/10.1080/00949657808810246>
- Matlab R2019b* (Version 9.7.0) [Computer software]. (2019). The MathWorks Inc. Natick, Massachusetts, USA.
- Matthiesen, S., Mangold, S. & Bruchmueller, T. (2018). The influence of varying passive user interactions on power tools in the context of product development. *Forschung im Ingenieurwesen*, 82(2), 157–168. <https://doi.org/10.1007/s10010-018-0269-x>
- Matthiesen, S. (2002). *Ein Beitrag zur Basisdefinition des Elementmodells zum Zusammenhang von Funktion und Gestalt technischer Systeme. Forschungsberichte / mkl: Bd. 6*. Karlsruhe. Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugtechnik, Universität Karlsruhe (TH).
- Matthiesen, S., Grauberger, P., Sturm, C. & Steck, M. (2018). From reality to simulation – Using the C&C2-approach to support the modelling of a dynamic system. *CIRP Design Conference 2018, 23-25 Mai 2018, Nantes, Frankreich*, 70, 475–480. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2018.03.039>
- Matthiesen, S., Mangold, S., Bruchmüller, T. & Marko, A.-M. (2014). Der Mensch als zentrales Teilsystem in Wechselwirkung mit handgehaltenen Geräten - Ein problemorientierter Ansatz zur Untersuchung dieser Schnittstelle. *Design for X, 25. DfX-Symposium, 9-10 Oktober 2014, Bamberg*, 25, 193–204.
- Matthiesen, S., Wettstein, A. & Grauberger, P. (2018). Analysis of dynamic system behaviour using sequence modelling with the C&C-Approach – a case study on a power tool hammer mechanism. *NordDesign 2018, August 14-17 2018, Linköping, Schweden*, 13, 1-10. <https://www.designsociety.org/download-publication/40926/Analysis+of+dynamic+system+behaviour+using+sequence+modelling+with+the+C&C%2%B2-Ap-proach+%E2%80%93+a+case+study+on+a+power+tool+hammer+mechanism>
- Matthiesen, S., Wettstein, A. & Sturm, C. (2018). Eine qualitative Untersuchung der Reibungsverhältnisse und des Oberflächenverschleißes in schlagend angezogenen Schraubenverbindungen. In VDI Wissensforum GmbH (Hg.), *Schraubenverbindungen 2018*. Düsseldorf. VDI-Verlag GmbH.
- MODDE 12* [Computer software]. (2017). MKS Data Analytics Solutions. Umea, Schweden.
- Nassar, S. A., El-Khiamy, H., Barber, G. C., Zou, Q. & Sun, T. S. (2005). An experimental study of bearing and thread friction in fasteners. *Journal of Tribology*, 127(2), 263–272. <https://doi.org/10.1115/1.1843167>

- Nassar, S. A. & Sun, T. S. (2007). Surface roughness effect on the torque-tension relationship in threaded fasteners. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 221(2), 95–103. <https://doi.org/10.1243/13506501JET192>
- Nassar, S. A., Barber, G. C. & Zuo, D. (2005). Bearing friction torque in bolted joints. *Tribology Transactions*, 48(1), 69–75. <https://doi.org/10.1080/05698190590899967>
- Nassar, S. A., Ganeshmurthy, S., Ranganathan, R. M. & Barber, G. C. (2007). Effect of tightening speed on the torque-tension and wear pattern in bolted connections. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 129(3), 426–440. <https://doi.org/10.1115/1.2749290>
- Nassar, S. A., Matin, P. H. & Barber, G. C. (2005). Thread friction torque in bolted joints. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 127(4), 387–393. <https://doi.org/10.1115/1.2042474>
- Nassar, S. A. & Zaki, A. M. (2009). Effect of coating thickness on the friction coefficients and torque-tension relationship in threaded fasteners. *Journal of Tribology*, 131(2), Artikel 021301. <https://doi.org/10.1115/1.3085941>
- Nicholas, T. (1971). Strain-rate and strain-rate-history effects in several metals in torsion. *Experimental Mechanics*, 11(5), 370–374. <https://doi.org/10.1007/BF02320539>
- Pott, H. (1934). Impact Tool (US2012916). U.S. Patent and Trademark Office. Verfügbar unter: <http://patft.uspto.gov/netacgi/nph-Parser?Sect1=PTO1&Sect2=HITOFF&p=1&u=/netahtml/PTO/srchnum.html&r=1&f=G&l=50&d=PALL&s1=2012916.PN>. (Letzter Abruf: 24.03.2021)
- Sauer, B., Mohr, M. & Rosenberger, J. (2008). Ermittlung der vorbehandlungsabhängigen Reibungszahlen an Schraubenverbindungen für den Leichtbau. *Konstruktion*, 60(7/8), 67–73.
- Seibel, A., Japing, A. & Schlattmann, J. (2014). Uncertainty analysis of the coefficients of friction during the tightening process of bolted joints. *Journal of Uncertainty Analysis and Applications*, 2(1), Artikel 21. <https://doi.org/10.1186/s40467-014-0021-5>
- Shapiro, S. S. & Wilk, M. B. (1965). An analysis of variance test for normality (complete samples). *Biometrika*, 52(3-4), 591–611. <https://doi.org/10.1093/biomet/52.3-4.591>
- Shoberg, R. S. (2010). *Engineering fundamentals of threaded fastener design and analysis*. Farmington Hills, MI, USA. PCB Load & Torque, Inc.

- Sieling, P. (1977). *Untersuchungen zum Drehschlagschrauben* [Dissertation, Universität Clausthal, Clausthal-Zellerfeld]. GBV Gemeinsamer Bibliotheksverband.
- Skoog, D. K. (1964). Fluid impulse torque tool (US3116617). U.S. Patent and Trademark Office. Verfügbar unter: <http://patft.uspto.gov/netacgi/nph-Parser?Sect1=PTO1&Sect2=HITOFF&p=1&u=/netahtml/PTO/srchnum.html&r=1&f=G&l=50&d=PALL&s1=3116617.PN>. (Letzter Abruf: 24.03.2021)
- Steinilper, W. & Sauer, B. (2012). *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1*. Berlin; Heidelberg. Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-24301-1>
- Tsipeniyuk, Y. I. & Gelfand, M. L. (1973). Impact tightening screwed fastenings. *Russian Engineering Journal*, 3(11), 68–69.
- Tukey, J. W. (1959). A quick compact two sample test to duckworth's specifications. *Technometrics*, 1(1), 31–48. <https://doi.org/10.1080/00401706.1959.10489847>
- VDI 2230 (2015-11). *Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen*. Berlin. Beuth Verlag.
- Wallace, P. (2015). Energy, torque, and dynamics in impact wrench tightening. *Transactions of the ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 137(2), 024503/1-024503/8. <https://doi.org/10.1115/1.4028750>
- Wettstein, A. (2021). *Simulationsmodell des tangential-schlagenden Anziehprozesses von Schraubenverbindungen*. <https://doi.org/10.5445/IR/1000127887> (Letzter Abruf: 14.05.2021)
- Wettstein, A., Grauberger, P. & Matthiesen, S. (2021). Modeling dynamic mechanical system behavior using sequence modeling of embodiment function relations: case study on a hammer mechanism. *SN Applied Sciences*, 3(1), Artikel 128. <https://doi.org/10.1007/s42452-021-04149-8>
- Wettstein, A., Kretschmer, T. & Matthiesen, S. (2020). Investigation of dynamic friction during impact tightening of bolted joints. *Tribology International*, 53(146), Artikel 106251. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106251>
- Wettstein, A. & Matthiesen, S. (2020). Investigation of the thread coefficient of friction when impact tightening bolted joints. *Forschung im Ingenieurwesen*, 84, 55–63. <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00392-z>
- Wiegand, H., Kloos, K.-H. & Thomala, W. (2007). *Schraubenverbindungen: Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung* (5. Aufl.). *Konstruktionsbücher: Bd. 5*. Berlin. Springer.

- Yavas, B.-B. (2019). Inbetriebnahme und Validierung eines Messsystems zur Analyse des tribologischen Verhaltens von Schraubenverbindungen beim schlagenden Anziehen. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Zhang, S. & Tang, J. (2016). System-level modeling and parametric identification of electric impact wrench. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 138(11), 111010. <https://doi.org/10.1115/1.4033044>
- Zingel, C., Albers, A., Matthiesen, S. & Maletz, M. (2012). Experiences and advancements from one year of explorative application of an integrated model-based development technique using C&C 2-A in SysML. *IAENG International Journal of Computer 2012*, 39(2), 165–181.
- Zou, Q., Sun, T. S., Nassar, S., Barber, G. C., El-Khiamy, H. & Zhu, D. (2005). Contact mechanics approach to determine effective radius in bolted joints. *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, 127(1), 30–36. <https://doi.org/10.1115/1.1829717>
- Zou, Q., Sun, T. S., Nassar, S. A., Barber, G. C. & Gumul, A. K. (2007). Effect of lubrication on friction and torque-tension relationship in threaded fasteners. *Tribology Transactions*, 50(1), 127–136. <https://doi.org/10.1080/10402000601105490>

Studentische Abschlussarbeiten die im Kontext dieser Dissertation am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) vom Autor co-betreut wurden

- Bücherl, C. (2017). Entwicklung eines virtuellen physikalischen Komponentenmodells eines Schlagschraubers. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Fuchs, T. (2017). Systematische Inbetriebnahme eines Prüfstands zur Qualifizierung von Schraubenanzugsverfahren. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Hog, J. (2019). Entwicklung eines axial-beweglichen schlagfesten Encoders zur Analyse des Schlagverhaltens eines Tangential-Schlagschraubers. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Kleinwort, M. (2018). Der Einfluss des Schlagschraubens auf die Lösereibwertemetrischer Schraubenverbindungen. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Köpfer, X. (2018). Entwicklung eines Versuchsaufbaus zur hochdynamischen Erfassung von Vorspannkraft, Kopf- und Gewindereibmoment in Schraubenverbindungen. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Kretschmer, T. (2017). Experimentelle und Energetische Betrachtung von HV-Schrauben beim Anziehvorgang. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Kretschmer, T. (2020). Untersuchung des dynamischen Reibverhaltens beim schlagenden Anziehen von Schraubenverbindungen. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.

- Küpper, M. (2018). Inbetriebnahme und Validierung eines Prüfstandes zur Analyse des Gewindereibmoments in Schraubenverbindungen. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Liewerenz, O. (2020). Entwicklung eines selbstlernenden Tangential-Schlagschrauber-Regelalgorithmus zur Reduktion der Vorspannkraftstreuung. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Pei, J. (2016). Untersuchung des Chinesischen Power-Tool Markts und Analyse aktueller technischer Trends. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Rebhi, H. (2018). Entwurf der Drehzahlregelung eines Schlagschraubers. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Schreiber, P. (2018). Untersuchung der Reibungsverhältnisse im Gewinde geschmierter Schraubenverbindungen während dem schlagenden Anziehvorgang. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Schulz, L. (2017). Konzeptionierung und Bewertung einer geschraubten Stahlkonstruktion im Vergleich zu einer Schweisskonstruktion durch die FEM-Simulation. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Sessinghaus, N. (2018). Experimentelle Untersuchung zum selbsttätigen Losdrehen von Durchschraubverbindung in Installationsanwendungen unter dynamischer Scherbelastung. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Sichermann, D. (2017). Konstruktion eines Messaufbaus zur getrennten Erfassung von Vorspannkraft, Gewinde- und Kopfreibung beim dynamischen Anzug von Schraubenverbindungen. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.
- Tuschewitzki, W. (2018). Entwicklung eines virtuellen physikalischen Mehrkörpermodells zur Simulation der schlagenden Schraubenmontage. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.

Wackenhut, T. (2018). Entwicklung einer Hardwareschnittstelle zur Analyse von simulierten Reglerarchitekturen im Gesamtsystem "Power-Tool". Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.

Yavas, B.-B. (2019). Inbetriebnahme und Validierung eines Messsystems zur Analyse des tribologischen Verhaltens von Schraubenverbindungen beim schlagenden Anziehen. Unveröffentlichte Masterarbeit. Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Produktentwicklung.

Anhang A: Ergebnisse der Prüfung auf Normalverteilung und Homogenität der Varianzen in Ergänzung zu Kapitel 7.1.3

In Anhang A werden die Ergebnisse der Prüfung auf Normalverteilung und Homogenität der Varianzen der in Kapitel 7 verwendeten Daten dargestellt.

Anhang A.1: Prüfung auf Normalverteilung und Homogenität der Varianzen mit Bezug auf den Gewinde- und Kopfreibwert als Bewertungsgrößen

Tabelle A.1.1 und Tabelle A.1.2 zeigen die Ergebnisse des Kolmogorov-Smirnov Tests und des Shapiro-Wilk Tests für die Gruppen mit Bezug auf den Gewinde- und Kopfreibwert.

Tabelle A.1.1: Normalverteilungsprüfung der Gruppen mit Bezug auf den Gewindereibwert

	Kolmogorov-Smirnov ^a			Shapiro-Wilk		
	Statistik	df	Signifikanz	Statistik	df	Signifikanz
1	0,252	5	0,200*	0,897	5	0,391
2	0,130	20	0,200*	0,946	20	0,314
3	0,118	20	0,200*	0,913	20	0,073
4	0,119	22	0,200*	0,977	22	0,863
5	0,135	22	0,200*	0,949	22	0,303
6	0,155	25	0,124	0,942	25	0,163
7	0,159	27	0,079	0,936	27	0,099
8	0,093	28	0,200*	0,970	28	0,582
9	0,112	33	0,200*	0,946	33	0,099
10	0,132	31	0,179	0,945	31	0,116
11	0,119	34	0,200*	0,969	34	0,426
12	0,149	7	0,200*	0,983	7	0,971
13	0,090	38	0,200*	0,983	38	0,825
14	0,092	41	0,200*	0,969	41	0,328
15	0,116	42	0,180	0,955	42	0,100
16	0,092	48	0,200*	0,968	48	0,209
17	0,062	54	0,200*	0,991	54	0,947
18	0,132	21	0,200*	0,931	21	0,143
19	0,152	11	0,200*	0,935	11	0,467
20	0,154	13	0,200*	0,958	13	0,721
21	0,256	15	0,009	0,875	15	0,039
22	0,177	13	0,200*	0,926	13	0,299
23	0,195	15	0,132	0,953	15	0,569
24	0,176	16	0,200*	0,928	16	0,224
25	0,089	17	0,200*	0,982	17	0,975
26	0,238	4		0,932	4	0,605
27	0,215	12	0,132	0,879	12	0,086
28	0,200	12	0,198	0,858	12	0,046

29	0,180	16	0,172	0,956	16	0,591
30	0,192	12	0,200*	0,898	12	0,150
31	0,219	16	0,038	0,907	16	0,104
32	0,206	16	0,068	0,858	16	0,018
33	0,232	17	0,015	0,802	17	0,002
34	0,234	19	0,008	0,818	19	0,002
35	0,254	21	0,001	0,800	21	0,001
36	0,259	21	0,001	0,776	21	0,000
37	0,287	10	0,019	0,807	10	0,018
38	0,243	23	0,001	0,812	23	0,001
39	0,217	25	0,004	0,833	25	0,001
40	0,154	25	0,130	0,947	25	0,209
41	0,104	26	0,200*	0,952	26	0,264
42	0,096	30	0,200*	0,966	30	0,427
43	0,183	14	0,200*	0,922	14	0,232
44	0,291	10	0,016	0,863	10	0,082
45	0,343	4		0,775	4	0,064
46	0,185	7	0,200*	0,942	7	0,657
47	0,172	7	0,200*	0,982	7	0,967
48	0,203	7	0,200*	0,892	7	0,287
49	0,265	8	0,104	0,832	8	0,062
50	0,243	9	0,133	0,873	9	0,132
51	0,231	5	0,200*	0,915	5	0,500
52	0,314	5	0,120	0,797	5	0,077
53	0,282	6	0,147	0,814	6	0,078
54	0,165	6	0,200*	0,986	6	0,977
55	0,210	9	0,200*	0,913	9	0,337
56	0,258	7	0,175	0,802	7	0,043
57	0,290	7	0,076	0,863	7	0,162
58	0,187	8	0,200*	0,942	8	0,632
59	0,196	8	0,200*	0,946	8	0,666
60	0,239	10	0,110	0,913	10	0,301
61	0,249	9	0,114	0,858	9	0,090
62	0,164	9	0,200*	0,936	9	0,542
63	0,258	11	0,039	0,882	11	0,111
64	0,224	10	0,168	0,944	10	0,599
65	0,257	12	0,028	0,906	12	0,190
66	0,128	11	0,200*	0,947	11	0,604
67	0,141	12	0,200*	0,919	12	0,277
68	0,297	5	0,171	0,877	5	0,295
69	0,437	5	0,002	0,653	5	0,003
70	0,229	7	0,200*	0,842	7	0,103
71	0,256	4		0,833	4	0,176
72	0,207	6	0,200*	0,961	6	0,826
73	0,260	4		0,882	4	0,346
74	0,154	7	0,200*	0,977	7	0,945
75	0,250	3		0,967	3	0,651
76	0,230	3		0,981	3	0,737
77	0,165	19	0,187	0,955	19	0,486
78	0,168	17	0,200*	0,923	17	0,167
79	0,134	23	0,200*	0,960	23	0,460
80	0,165	19	0,189	0,937	19	0,234
81	0,175	23	0,064	0,927	23	0,093
82	0,124	27	0,200*	0,959	27	0,353
83	0,122	25	0,200*	0,956	25	0,333
84	0,107	27	0,200*	0,953	27	0,252
85	0,105	32	0,200*	0,947	32	0,122

86	0,116	32	0,200*	0,952	32	0,165
87	0,257	6	0,200*	0,901	6	0,380
88	0,109	34	0,200*	0,968	34	0,410
89	0,136	41	0,054	0,949	41	0,063
90	0,178	50	0,000	0,919	50	0,002
91	0,153	70	0,000	0,922	70	0,000
92	0,132	102	0,000	0,914	102	0,000
93	0,140	31	0,126	0,941	31	0,091
94	0,214	10	0,200*	0,923	10	0,382
95	0,167	11	0,200*	0,897	11	0,171
96	0,188	12	0,200*	0,884	12	0,098
97	0,137	13	0,200*	0,912	13	0,198
98	0,192	13	0,200*	0,899	13	0,128
99	0,197	15	0,121	0,954	15	0,584
100	0,110	17	0,200*	0,969	17	0,795
101	0,154	4		0,996	4	0,988
102	0,133	12	0,200*	0,973	12	0,938
103	0,125	15	0,200*	0,960	15	0,685
104	0,160	11	0,200*	0,931	11	0,423
105	0,183	16	0,157	0,911	16	0,120
106	0,206	13	0,134	0,882	13	0,075
107	0,166	18	0,200*	0,950	18	0,431
108	0,114	19	0,200*	0,957	19	0,521
109	0,190	16	0,125	0,891	16	0,057
110	0,212	19	0,025	0,889	19	0,031
111	0,153	19	0,200*	0,928	19	0,157
112	0,193	9	0,200*	0,945	9	0,639
113	0,182	22	0,056	0,908	22	0,042
114	0,201	20	0,034	0,867	20	0,010
115	0,159	24	0,118	0,925	24	0,077
116	0,147	24	0,192	0,928	24	0,087
117	0,070	27	0,200*	0,982	27	0,912
118	0,151	11	0,200*	0,939	11	0,512
119	0,181	9	0,200*	0,910	9	0,318
120	0,244	6	0,200*	0,937	6	0,638
121	0,182	8	0,200*	0,921	8	0,435
122	0,207	7	0,200*	0,921	7	0,479
123	0,189	9	0,200*	0,925	9	0,436
124	0,140	8	0,200*	0,962	8	0,831
125	0,213	10	0,200*	0,897	10	0,203
126	0,177	6	0,200*	0,929	6	0,570
127	0,205	6	0,200*	0,953	6	0,762
128	0,132	7	0,200*	0,976	7	0,939
129	0,193	8	0,200*	0,956	8	0,768
130	0,281	4		0,825	4	0,156
131	0,251	9	0,107	0,911	9	0,323
132	0,187	8	0,200*	0,949	8	0,701
133	0,262	9	0,075	0,873	9	0,133
134	0,162	11	0,200*	0,948	11	0,616
135	0,183	8	0,200*	0,911	8	0,361
136	0,225	9	0,200*	0,888	9	0,191
137	0,147	6	0,200*	0,965	6	0,857
138	0,179	12	0,200*	0,948	12	0,606
139	0,232	11	0,101	0,901	11	0,188
140	0,176	10	0,200*	0,901	10	0,225
141	0,166	11	0,200*	0,931	11	0,422
142	0,305	10	0,009	0,802	10	0,015

143	0,264	4		0,909	4	0,478
144	0,153	9	0,200*	0,936	9	0,538
145	0,248	6	0,200*	0,847	6	0,148
146	0,384	6	0,006	0,680	6	0,004
147	0,222	5	0,200*	0,928	5	0,585
148	0,198	5	0,200*	0,925	5	0,565
149	0,304	3		0,907	3	0,408
150	0,180	7	0,200*	0,966	7	0,868
151	0,361	4		0,818	4	0,139
152	0,135	17	0,200*	0,949	17	0,435
153	0,123	18	0,200*	0,963	18	0,655
154	0,097	22	0,200*	0,944	22	0,235
155	0,118	24	0,200*	0,979	24	0,872
156	0,107	23	0,200*	0,983	23	0,948
157	0,115	23	0,200*	0,953	23	0,343
158	0,177	28	0,024	0,945	28	0,145
159	0,165	27	0,058	0,887	27	0,007
160	0,178	30	0,016	0,932	30	0,056
161	0,199	30	0,004	0,917	30	0,022
162	0,278	6	0,163	0,878	6	0,261
163	0,066	30	0,200*	0,972	30	0,589
164	0,121	34	0,200*	0,911	34	0,009
165	0,147	39	0,033	0,933	39	0,023
166	0,076	49	0,200*	0,943	49	0,019
167	0,096	72	0,099	0,935	72	0,001
168	0,163	28	0,056	0,923	28	0,041
169	0,270	9	0,057	0,886	9	0,183
170	0,149	8	0,200*	0,973	8	0,924
171	0,162	14	0,200*	0,959	14	0,712
172	0,157	11	0,200*	0,901	11	0,192
173	0,183	15	0,191	0,950	15	0,530
174	0,168	15	0,200*	0,903	15	0,106
175	0,206	14	0,112	0,953	14	0,608
176	0,197	18	0,062	0,849	18	0,008
177	0,103	46	0,200*	0,956	46	0,077
178	0,131	49	0,035	0,957	49	0,069
179	0,073	55	0,200*	0,984	55	0,661
180	0,124	63	0,017	0,945	63	0,007
181	0,087	64	0,200*	0,981	64	0,445
182	0,111	73	0,027	0,950	73	0,006
183	0,132	76	0,002	0,919	76	0,000
184	0,103	83	0,029	0,948	83	0,002
185	0,117	88	0,005	0,952	88	0,002
186	0,101	95	0,018	0,958	95	0,004
187	0,115	31	0,200*	0,958	31	0,264
188	0,065	96	0,200*	0,980	96	0,153
189	0,100	106	0,010	0,952	106	0,001
190	0,068	106	0,200*	0,960	106	0,003
191	0,091	115	0,020	0,963	115	0,003
192	0,060	137	0,200*	0,961	137	0,001
193	0,087	60	0,200*	0,969	60	0,135
194	0,121	34	0,200*	0,961	34	0,256
195	0,097	28	0,200*	0,966	28	0,475
196	0,072	28	0,200*	0,962	28	0,380
197	0,148	29	0,105	0,976	29	0,727
198	0,200	30	0,004	0,934	30	0,063
199	0,085	39	0,200*	0,974	39	0,501

200	0,097	42	0,200*	0,964	42	0,207
201	0,249	5	0,200*	0,929	5	0,593
202	0,214	9	0,200*	0,910	9	0,319
203	0,158	4		0,991	4	0,963
204	0,187	7	0,200*	0,944	7	0,677
205	0,183	7	0,200*	0,913	7	0,418
206	0,242	7	0,200*	0,846	7	0,112
207	0,214	7	0,200*	0,959	7	0,814
208	0,138	7	0,200*	0,969	7	0,891
209	0,147	8	0,200*	0,926	8	0,482
210	0,156	10	0,200*	0,943	10	0,586
211	0,190	9	0,200*	0,921	9	0,400
212	0,218	5	0,200*	0,927	5	0,579
213	0,291	7	0,074	0,868	7	0,177
214	0,295	10	0,014	0,751	10	0,004
215	0,203	12	0,183	0,873	12	0,072
216	0,224	9	0,200*	0,820	9	0,034
217	0,266	11	0,029	0,831	11	0,024
218	0,271	4		0,914	4	0,506
219	0,252	6	0,200*	0,873	6	0,239
220	0,148	9	0,200*	0,947	9	0,660
221	0,105	9	0,200*	0,990	9	0,996
222	0,243	3		0,972	3	0,682
223	0,236	6	0,200*	0,875	6	0,246
224	0,161	6	0,200*	0,967	6	0,871

*. Dies ist eine untere Grenze der echten Signifikanz.

a. Signifikanzkorrektur nach Lilliefors

Tabelle A.1.2: Normalverteilungsprüfung der Gruppen mit Bezug auf den Kopfreibwert

	Kolmogorov-Smirnov ^a			Shapiro-Wilk		
	Statistik	df	Signifikanz	Statistik	df	Signifikanz
1	0,330	5	0,080	0,801	5	0,08
2	0,199	20	0,038	0,911	20	0,066
3	0,189	20	0,058	0,908	20	0,059
4	0,189	22	0,039	0,914	22	0,056
5	0,187	22	0,044	0,900	22	0,030
6	0,207	25	0,007	0,894	25	0,014
7	0,198	27	0,008	0,894	27	0,010
8	0,142	28	0,154	0,933	28	0,075
9	0,112	33	0,200*	0,943	33	0,084
10	0,168	31	0,026	0,951	31	0,164
11	0,149	34	0,053	0,942	34	0,071
12	0,187	7	0,200*	0,957	7	0,790
13	0,119	38	0,197	0,925	38	0,014
14	0,099	41	0,200*	0,928	41	0,012
15	0,125	42	0,095	0,888	42	0,001
16	0,108	48	0,200*	0,897	48	0,001
17	0,128	54	0,028	0,871	54	0,000
18	0,140	21	0,200*	0,911	21	0,058
19	0,121	11	0,200*	0,965	11	0,831
20	0,280	13	0,006	0,788	13	0,005
21	0,257	15	0,009	0,883	15	0,052
22	0,262	13	0,015	0,879	13	0,070
23	0,188	15	0,162	0,893	15	0,073
24	0,189	16	0,130	0,923	16	0,189
25	0,171	17	0,200*	0,936	17	0,270
26	0,234	4		0,967	4	0,822
27	0,175	12	0,200*	0,901	12	0,163
28	0,187	12	0,200*	0,910	12	0,215
29	0,145	16	0,200*	0,957	16	0,615
30	0,152	12	0,200*	0,946	12	0,580
31	0,097	16	0,200*	0,983	16	0,981
32	0,119	16	0,200*	0,962	16	0,694
33	0,193	17	0,094	0,935	17	0,262
34	0,202	19	0,039	0,904	19	0,056
35	0,183	21	0,063	0,900	21	0,034
36	0,182	21	0,067	0,885	21	0,018
37	0,157	10	0,200*	0,969	10	0,879
38	0,155	23	0,158	0,915	23	0,052
39	0,139	25	0,200*	0,948	25	0,223
40	0,188	25	0,023	0,908	25	0,028
41	0,158	26	0,095	0,917	26	0,039
42	0,161	30	0,046	0,880	30	0,003
43	0,206	14	0,112	0,874	14	0,048
44	0,154	10	0,200*	0,895	10	0,191
45	0,287	4		0,867	4	0,287
46	0,274	7	0,121	0,747	7	0,012
47	0,152	7	0,200*	0,987	7	0,986
48	0,232	7	0,200*	0,906	7	0,369
49	0,168	8	0,200*	0,941	8	0,624
50	0,148	9	0,200*	0,972	9	0,911
51	0,296	5	0,174	0,852	5	0,201

52	0,212	5	0,200*	0,888	5	0,348
53	0,223	6	0,200*	0,954	6	0,773
54	0,305	6	0,086	0,822	6	0,092
55	0,201	9	0,200*	0,857	9	0,088
56	0,231	7	0,200*	0,945	7	0,683
57	0,198	7	0,200*	0,910	7	0,393
58	0,165	8	0,200*	0,895	8	0,262
59	0,124	8	0,200*	0,983	8	0,977
60	0,151	10	0,200*	0,949	10	0,655
61	0,188	9	0,200*	0,954	9	0,731
62	0,220	9	0,200*	0,880	9	0,156
63	0,112	11	0,200*	0,960	11	0,775
64	0,160	10	0,200*	0,923	10	0,386
65	0,099	12	0,200*	0,976	12	0,964
66	0,196	11	0,200*	0,914	11	0,269
67	0,210	12	0,151	0,861	12	0,050
68	0,147	5	0,200*	0,979	5	0,930
69	0,231	5	0,200*	0,889	5	0,353
70	0,202	7	0,200*	0,917	7	0,447
71	0,293	4		0,910	4	0,481
72	0,186	6	0,200*	0,900	6	0,376
73	0,218	4		0,954	4	0,740
74	0,145	7	0,200*	0,968	7	0,882
75	0,175	3		1,000	3	1,000
76	0,297	3		0,917	3	0,441
77	0,260	19	0,001	0,799	19	0,001
78	0,185	17	0,126	0,879	17	0,031
79	0,151	23	0,189	0,925	23	0,087
80	0,194	19	0,058	0,819	19	0,002
81	0,220	23	0,005	0,818	23	0,001
82	0,231	27	0,001	0,844	27	0,001
83	0,192	25	0,019	0,857	25	0,002
84	0,244	27	0,000	0,833	27	0,001
85	0,149	32	0,067	0,886	32	0,003
86	0,156	32	0,046	0,900	32	0,006
87	0,215	6	0,200*	0,948	6	0,724
88	0,118	34	0,200*	0,927	34	0,025
89	0,179	41	0,002	0,935	41	0,021
90	0,108	50	0,200*	0,961	50	0,094
91	0,048	70	0,200*	0,991	70	0,883
92	0,102	102	0,011	0,952	102	0,001
93	0,190	31	0,006	0,900	31	0,007
94	0,224	10	0,169	0,916	10	0,328
95	0,127	11	0,200*	0,960	11	0,776
96	0,197	12	0,200*	0,850	12	0,036
97	0,201	13	0,154	0,886	13	0,087
98	0,170	13	0,200*	0,868	13	0,049
99	0,364	15	0,000	0,704	15	0,000
100	0,299	17	0,000	0,654	17	0,000
101	0,203	4		0,964	4	0,807
102	0,285	12	0,008	0,765	12	0,004
103	0,217	15	0,056	0,789	15	0,003
104	0,178	11	0,200*	0,865	11	0,067
105	0,159	16	0,200*	0,912	16	0,124
106	0,161	13	0,200*	0,911	13	0,187
107	0,188	18	0,092	0,941	18	0,304
108	0,164	19	0,192	0,963	19	0,631

109	0,150	16	0,200*	0,968	16	0,806
110	0,143	19	0,200*	0,971	19	0,798
111	0,133	19	0,200*	0,958	19	0,537
112	0,138	9	0,200*	0,975	9	0,936
113	0,130	22	0,200*	0,940	22	0,193
114	0,117	20	0,200*	0,938	20	0,222
115	0,152	24	0,155	0,936	24	0,135
116	0,166	24	0,086	0,928	24	0,089
117	0,135	27	0,200*	0,960	27	0,374
118	0,133	11	0,200*	0,966	11	0,841
119	0,378	9	0,001	0,701	9	0,001
120	0,355	6	0,018	0,759	6	0,024
121	0,237	8	0,200*	0,827	8	0,056
122	0,374	7	0,004	0,673	7	0,002
123	0,350	9	0,002	0,760	9	0,007
124	0,288	8	0,049	0,815	8	0,041
125	0,309	10	0,008	0,806	10	0,017
126	0,230	6	0,200*	0,960	6	0,822
127	0,218	6	0,200*	0,909	6	0,430
128	0,318	7	0,031	0,830	7	0,079
129	0,324	8	0,014	0,826	8	0,053
130	0,206	4		0,972	4	0,854
131	0,319	9	0,009	0,776	9	0,011
132	0,272	8	0,084	0,870	8	0,150
133	0,269	9	0,059	0,839	9	0,056
134	0,305	11	0,005	0,847	11	0,039
135	0,254	8	0,139	0,851	8	0,098
136	0,292	9	0,026	0,861	9	0,099
137	0,223	6	0,200*	0,923	6	0,530
138	0,231	12	0,077	0,874	12	0,073
139	0,305	11	0,005	0,834	11	0,026
140	0,148	10	0,200*	0,908	10	0,269
141	0,236	11	0,088	0,857	11	0,053
142	0,239	10	0,111	0,816	10	0,023
143	0,253	4		0,887	4	0,370
144	0,133	9	0,200*	0,968	9	0,873
145	0,225	6	0,200*	0,940	6	0,656
146	0,167	6	0,200*	0,974	6	0,918
147	0,247	5	0,200*	0,860	5	0,228
148	0,294	5	0,182	0,897	5	0,392
149	0,214	3		0,990	3	0,805
150	0,184	7	0,200*	0,955	7	0,771
151	0,197	4		0,972	4	0,851
152	0,174	17	0,183	0,924	17	0,170
153	0,150	18	0,200*	0,953	18	0,480
154	0,182	22	0,055	0,905	22	0,038
155	0,149	24	0,177	0,905	24	0,028
156	0,147	23	0,200*	0,900	23	0,025
157	0,165	23	0,107	0,889	23	0,015
158	0,143	28	0,148	0,893	28	0,008
159	0,139	27	0,195	0,915	27	0,029
160	0,171	30	0,025	0,910	30	0,015
161	0,165	30	0,036	0,950	30	0,172
162	0,250	6	0,200*	0,892	6	0,331
163	0,097	30	0,200*	0,974	30	0,648
164	0,145	34	0,067	0,945	34	0,084
165	0,190	39	0,001	0,940	39	0,038

166	0,160	49	0,003	0,946	49	0,026
167	0,167	72	0,000	0,902	72	0,000
168	0,226	28	0,001	0,885	28	0,005
169	0,296	9	0,022	0,756	9	0,006
170	0,296	8	0,038	0,831	8	0,061
171	0,261	14	0,011	0,790	14	0,004
172	0,232	11	0,100	0,900	11	0,187
173	0,186	15	0,173	0,876	15	0,041
174	0,221	15	0,047	0,890	15	0,066
175	0,192	14	0,172	0,896	14	0,100
176	0,173	18	0,163	0,907	18	0,075
177	0,120	46	0,093	0,938	46	0,017
178	0,099	49	0,200*	0,959	49	0,086
179	0,093	55	0,200*	0,957	55	0,046
180	0,088	63	0,200*	0,972	63	0,154
181	0,079	64	0,200*	0,959	64	0,032
182	0,066	73	0,200*	0,971	73	0,085
183	0,064	76	0,200*	0,975	76	0,133
184	0,066	83	0,200*	0,970	83	0,053
185	0,092	88	0,064	0,973	88	0,065
186	0,093	95	0,041	0,975	95	0,067
187	0,168	31	0,025	0,926	31	0,035
188	0,071	96	0,200*	0,974	96	0,055
189	0,061	106	0,200*	0,985	106	0,268
190	0,053	106	0,200*	0,986	106	0,314
191	0,073	115	0,187	0,968	115	0,007
192	0,076	137	0,051	0,977	137	0,018
193	0,094	60	0,200*	0,964	60	0,078
194	0,178	34	0,008	0,883	34	0,002
195	0,203	28	0,005	0,864	28	0,002
196	0,122	28	0,200*	0,955	28	0,258
197	0,248	29	0,000	0,863	29	0,001
198	0,158	30	0,055	0,950	30	0,169
199	0,137	39	0,064	0,949	39	0,079
200	0,131	42	0,067	0,944	42	0,039
201	0,266	5	0,200*	0,817	5	0,111
202	0,226	9	0,200*	0,909	9	0,311
203	0,265	4		0,948	4	0,702
204	0,179	7	0,200*	0,971	7	0,903
205	0,160	7	0,200*	0,975	7	0,930
206	0,209	7	0,200*	0,930	7	0,548
207	0,248	7	0,200*	0,910	7	0,399
208	0,194	7	0,200*	0,952	7	0,750
209	0,230	8	0,200*	0,870	8	0,151
210	0,239	10	0,112	0,883	10	0,142
211	0,195	9	0,200*	0,939	9	0,573
212	0,318	5	0,109	0,859	5	0,223
213	0,259	7	0,170	0,890	7	0,274
214	0,268	10	0,040	0,880	10	0,130
215	0,199	12	0,200*	0,908	12	0,203
216	0,204	9	0,200*	0,941	9	0,594
217	0,222	11	0,137	0,935	11	0,462
218	0,283	4		0,879	4	0,334
219	0,305	6	0,086	0,851	6	0,160
220	0,256	9	0,092	0,905	9	0,285
221	0,234	9	0,170	0,879	9	0,152
222	0,366	3		0,795	3	0,103

223	0,310	6	0,074	0,823	6	0,093
224	0,212	6	0,200*	0,879	6	0,266

*. Dies ist eine untere Grenze der echten Signifikanz.

a. Signifikanzkorrektur nach Lilliefors

Tabelle A.1.3 zeigt die Ergebnisse der Normalverteilungsprüfung der Gruppen mit Bezug auf den Kopfreibwert auf Basis des Levene Tests.

Tabelle A.1.3: Prüfung auf Homogenität der Varianzen der Gruppen mit Bezug auf den Gewinde- und Kopfreibwert

		Levene- Statistik	df1	df2	Signifi- kanz
Gewinde- reibwert	Basiert auf dem Mittelwert	3,011	68	4673	0,000
	Basiert auf dem Median	1,742	68	4673	0,000
	Basierend auf dem Median und mit angepassten df	1,742	68	2930	0,000
	Basiert auf dem getrimmten Mittel	1,937	68	4673	0,000
Kopfreib- wert	Basiert auf dem Mittelwert	4,375	68	4673	0,000
	Basiert auf dem Median	3,105	68	4673	0,000
	Basierend auf dem Median und mit angepassten df	3,105	68	3361	0,000
	Basiert auf dem getrimmten Mittel	3,836	68	4673	0,000

Anhang A.2: Prüfung auf Normalverteilung und Homogenität der Varianzen mit Bezug auf die Schlagzahl bis zur Erreichung von 22 kN Vorspannkraft

Tabelle A.2.1 zeigt die Ergebnisse des Kolmogorov-Smirnov Tests und des Shapiro-Wilk Tests für die Gruppen mit Bezug auf die Schlagzahl bis zur Erreichung von 22 kN Vorspannkraft.

Tabelle A.2.1: Normalverteilungsprüfung der Gruppen mit Bezug auf die Schlagzahl bis zur Erreichung von 22 kN Vorspannkraft

	Kolmogorov-Smirnov ^a			Shapiro-Wilk		
	Statistik	df	Signifikanz	Statistik	df	Signifikanz
C1	0,175	10	0,200 [*]	0,939	10	0,545
C2	0,185	10	0,200 [*]	0,893	10	0,184
C3	0,205	10	0,200 [*]	0,916	10	0,328
C4	0,288	10	0,019	0,756	10	0,004
C5	0,163	10	0,200 [*]	0,965	10	0,844
C6	0,301	10	0,011	0,822	10	0,027
C7	0,151	10	0,200 [*]	0,950	10	0,672
C8	0,106	43	0,200 [*]	0,954	43	0,085
C9	0,197	10	0,200 [*]	0,879	10	0,126

*. Dies ist eine untere Grenze der echten Signifikanz.

a. Signifikanzkorrektur nach Lilliefors

Tabelle A.2.2 zeigt die Ergebnisse der Normalverteilungsprüfung der Gruppen mit Bezug auf die Schlagzahl bis zur Erreichung von 22 kN Vorspannkraft auf Basis des Levene Tests.

Tabelle A.2.2: Prüfung auf Homogenität der Varianzen der Gruppen mit Bezug die Schlagzahl bis zur Erreichung von 22 kN Vorspannkraft

	Levene- Statistik	df1	df2	Signifi- kanz	
Basiert auf dem Mittelwert	4,586	8	114	0,000	
Basiert auf dem Median	3,873	8	114	0,000	
Schlaege1bis22kN	Basierend auf dem Median und mit angepaßten df	3,873	8	43	0,002
	Basiert auf dem getrimm- ten Mittel	4,320	8	114	0,000

Anhang B: Ergänzungen zum Simulationsmodell

Folgender Anhang enthält die Implementierung des Reibmodells und die relevanten Solvareinstellungen.

Anhang B.1: Implementierung des Reibmodells

Die folgenden beiden Abbildungen zeigen die Implementierung des in dieser Arbeit entwickelten Reibmodells für das Kopf- und das Gewindereibmoment während des tangential-schlagenden Anziehprozesses,

```
component Reibmodell_Gewinde < foundation.mechanical.rotational.branch
inputs
    Phi_g= { 1 , 'rad' }; %
    F      = { 1 , 'kN' };
end
parameters
    brkwy_trq = { 0.2, '1' };           % Breakaway friction torque
    Col_trq   = { 0.1, '1' };           % Coulomb friction torque
    brkwy_vel = { 0.01, 'rad/s' };      % Breakaway friction velocity
    visc_coef = { 0.001, 'N*m*s/rad' }; % Viscous friction coefficient
    F0={ 25, 'kN' };
    smooth    = { 0.1, '1' };           %Smoothing during tighten in percent
end
parameters (Access=private)
    static_thr = sqrt(2)*brkwy_vel;      % Velocity threshold for
static torque
    Col_thr = brkwy_vel/10;             % Velocity threshold for
Coulomb torque
end
equations
    assert(brkwy_trq>0)
    assert(brkwy_vel>0)
    assert(Col_trq>0)
    assert(Col_trq<=brkwy_trq)
    assert(visc_coef>=0)
    t == visc_coef * w ...
        + sqrt(2*exp(1))*(6.26, 'N*m/kN') * F * (brkwy_trq*(1+smooth-
smooth*F/F0) ...
        -Col_trq*(1+smooth-smooth*F/F0)) * (w/static_thr*exp(-(w/static_thr)
^2)) ...
        + {6.26, 'N*m/kN'} * F *Col_trq*(1+smooth-smooth*F/F0) ...
        * tanh(w/Col_thr)+ F*{0.5, 'N*m/kN'};
end
end
```

Abbildung B.1: Implementierung des entwickelten Reibmodells für das Gewindereibmoment während des tangential-schlagenden Anziehprozesses

```

component Reibmodell_Kopf < foundation.mechanical.rotational.branch

inputs
  Phi_g= { 1 , 'rad' }; %
  F      = { 1 , 'kN' };
end

parameters
  brkwy_trq = { 0.1, '1' };           % Breakaway friction torque
  Col_trq   = { 0.1, '1' };           % Coulomb friction torque
  brkwy_vel = { 0.01, 'rad/s' };      % Breakaway friction velocity
  visc_coef = { 0.001, 'N*m*s/rad' }; % Viscous friction coefficient
  smooth    = { 0.1, '1' };           %Smoothing during thighten
  F0={ 25, 'kN' };
end

parameters (Access=private)
  static_thr = sqrt(2)*brkwy_vel;      % Velocity threshold for Coulomb torque
  Col_thr    = brkwy_vel/10;          % Velocity threshold for Coulomb torque
end

equations
  assert(brkwy_trq>0)
  assert(brkwy_vel>0)
  assert(Col_trq>0)
  assert(Col_trq<=brkwy_trq)
  assert(visc_coef>=0)
  t == visc_coef * w ...
    + sqrt(2*exp(1))*(13.3, 'N*m/kN') * F * (brkwy_trq*(1+smooth-
smooth*F/F0) ...
-Col_trq*(1+smooth-smooth*F/F0) * (w/static_thr*exp(-(w/static_thr)
^2)) ...
+ { 13.3, 'N*m/kN' } * F * Col_trq*(1+smooth-smooth*F/F0) * tanh(w/Col_thr);
end
end

```

Abbildung B.2: Implementierung des entwickelten Reibmodells für das Kopfreibmoment während des tangential-schlagenden Anziehprozesses

Anhang B.2: Solvereinstellungen

In der folgenden Abbildung werden die verwendeten Simulink-Solver Einstellungen gezeigt, Neben dem hier gezeigten *daessc* solver konnten auch gute Ergebnisse mit den Solvern *ode23s*, *ode23t* und *ode23tb* erzielt werden,

The image shows a 'Solver selection' dialog box with the following settings:

- Type: Variable-step
- Solver: daessc (DAE solver for Simscape)
- Solver details:**
 - Max step size: auto
 - Relative tolerance: 1e-8
 - Min step size: 1e-24
 - Absolute tolerance: auto
 - Initial step size: auto
 - Auto scale absolute tolerance
 - Shape preservation: Disable All
 - Number of consecutive min steps: 1
 - Solver Jacobian method: Full perturbation
- Zero-crossing options:**
 - Zero-crossing control: Disable All
- Tasking and sample time options:**
 - Automatically handle rate transition for data transfer
 - Deterministic data transfer: Whenever possible
 - Higher priority value indicates higher task priority

Abbildung B,3: Simulink-Solver Einstellungen für die Simulation

Da es sich bei dem Simulationsmodell um ein physikalisches Netzwerk handelt sind zusätzliche Einstellungen notwendig diese sind in der folgenden Abbildung dargestellt,

Solver Configuration
Defines solver settings to use for simulation.

Parameters

Start simulation from steady state

Consistency tolerance:

Use local solver

Solver type:

Sample time:

Partition method:

Partition storage method:

Partition memory budget [kB]:

Use fixed-cost runtime consistency iterations

Nonlinear iterations:

Mode iterations:

Linear Algebra:

Equation formulation:

Delay memory budget [kB]:

Apply filtering at 1-D/3-D connections when needed

Filtering time constant:

Abbildung B.4: Einstellungen für die Simulation des physikalischen Netzwerks