

FAT-Schriftenreihe 367

Experimentelle und numerische Untersuchung des selbsttätigen
Losdrehens von Schraubenverbindungen mit konstanten und
variablen Amplituden und Entwicklung einer Bewertungsmethode



Experimentelle und numerische Untersuchung des selbsttätigen Losdrehens von Schraubenverbindungen mit konstanten und variablen Amplituden und Entwicklung einer Bewertungsmethode

Forschungsstellen

TU Darmstadt
Staatliche Materialprüfungsanstalt (MPA)

TU Darmstadt
Fachgebiet Systemzuverlässigkeit, Adaptronik und Maschinenakustik (SAM)

Forschungsleiter

Prof. Dr.-Ing. Matthias Oechsner (MPA)
Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz (SAM)

Autoren

Dipl.-Ing. Marius Hofmann (MPA)
Markus Faß, M. Sc. (SAM)
Dr.-Ing. Andrea Eberhard (Deutscher Schraubenverband e.V. für MPA)
Dr.-Ing. Marcus Klein (MPA)
Dr.-Ing. Jörg Baumgartner (SAM)

Das im Folgenden dargestellte Forschungsprojekt

„Experimentelle und numerische Untersuchung des selbsttätigen Losdrehens von Schraubenverbindungen mit konstanten und variablen Amplituden und Entwicklung einer Bewertungsmethode“

wurde gefördert von der gemeinnützigen Stiftung Stahlanwendungsforschung im Stifterverband für die Deutsche Wissenschaft e.V.. Zweck der Stiftung ist die Förderung der Forschung auf dem Gebiet der Stahlverarbeitung und -anwendung in der Bundesrepublik Deutschland. Geprüft wurde das Forschungsvorhaben von einem Gutachtergremium der Forschungsvereinigung der Arbeitsgemeinschaft der Eisen und Metall verarbeitenden Industrie e.V. (AVIF), das sich aus Sachverständigen der Stahl anwendenden Industrie und der Wissenschaft zusammensetzt.

Begleitet wurde das Projekt von einem Arbeitskreis der Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V.

Der nachstehende Bericht fasst Zielsetzung und wichtigste Ergebnisse des Forschungsprojektes zusammen.

Kurzfassung

Ziel des Forschungsvorhabens war die Entwicklung einer Bewertungsmethode für das selbsttätige Losdrehen einschnittiger Schraubenverbindungen unter harmonisch oszillierender, transversaler Belastung. Das selbsttätige Losdrehen ist ein Prozess, der bei Schraubenverbindungen im Betrieb zu einem zunehmenden Vorspannkraftverlust führt, der bis zu einem vollständigen Lösen der Verbindung führen kann. Es tritt auf, wenn es beispielsweise durch Belastungsspitzen im eingeschraubten Gewinde oder der Kopfauflage zum Abgleiten kommt und wird durch das Gewindesteigungsmoment erzeugt, das nach dem Überwinden der Haftreibung ein Losdrehen der Schraube oder Mutter herbeiführt.

Die entwickelte Bewertungsmethode fußt auf zwei Säulen. Die erste Säule umfasst experimentelle Untersuchungen zur Charakterisierung und zum Losdrehverhalten von Modellverbindungen. Es werden zum einen die Teilreibungszahlen in der Kopfauflage und im eingeschraubten Gewinde der untersuchten Modellverbindungsvarianten in einem Anziehprüfstand ermittelt. Zum anderen werden auf die Modellverbindungen mit einer speziell entwickelten Prüfvorrichtung in einem Hydropulser weggeregelt harmonisch oszillierende Querbelastungen aufgebracht. Dabei werden der Schraubendurchmesser, die Klemmlänge, die Montagevorspannkraft und das Reibungsverhalten der Kopfauflage und der Bauteiltrennfuge variiert. Durch eine weiterentwickelte Auswertung konnten dabei die Teilreibungszahlen in der Kopfauflage und der Trennfuge während der Versuchsdurchführung direkt ermittelt werden. Aus den Vorspannkraftverläufen in den Losdrehversuchen wird die kritische Grenzverschiebung der Modellverbindungen statistisch ermittelt und das Losdrehverhalten in Abhängigkeit der aufgetragenen Verschiebungsamplitude durch parametrisierte Verschiebungsgrenzkurven beschrieben. Neben Versuchen mit konstanter Verschiebungsamplitude wurden variable Verschiebungsamplituden in Form sich wiederholender Blockkollektive auf eine Auswahl der untersuchten Verbindungen aufgebracht. Es konnte eine Methode zur Akkumulation des Vorspannkraftverlusts entwickelt werden, die es aufbauend auf den experimentell ermittelten Parametern der Verschiebungsgrenzkurven erlaubt, den Verlauf des Vorspannkraftverlusts auch bei variablen Verschiebungsamplituden rechnerisch zu bestimmen.

Die zweite Säule befasst sich mit der numerischen Modellierung der Schraubenverbindungen mittels der Finite Elemente Methode (FEM). Es wurden detaillierte Volumenmodelle der untersuchten Schraubenverbindungen erstellt. Mit der genutzten Reibungsdefinition konnte das transversale Abgleiten unter Querbelastung mit Nutzung der experimentell ermittelten Reibungszahlen realitätsnah abgebildet werden. Weiterhin gelang es durch Nutzung mechanischer Zusammenhänge ein User-Defined-Element zu entwickeln, das in Verbindung mit einem Schalenmodell der untersuchten Verbindungen eine ebenso realitätsnahe Abbildung des transversalen Abgleitverhaltens ermöglicht. Das Schalenmodell mit User-Defined-Element weist dabei eine erheblich reduzierte Rechenzeit gegenüber dem Volumenmodell auf. So wird es möglich, unter praxisnahen Bedingungen auch mehrere Lastwechsel der Schraubenverbindung zu simulieren.

Abschließend gelang es, das Schalenmodell in einer Programmroutine mit der Methode zur Akkumulation der Vorspannkraftverluste zu koppeln. So wird die Anwendung der an Modellverbindungen entwickelten Methoden auf reale Baugruppen ermöglicht.

Abstract

The research project aims to develop a rating method for vibration-induced loosening of single-shear bolted joints under a harmonically oscillating, transverse load. Vibration-induced loosening is a process that leads to an increasing loss of preload during operation. It occurs if for example due to a load peak the friction in the screwed thread or in the head bearing surface is overwound. In this case the thread pitch torque leads to a loosening rotational motion of the screw or the nut.

The developed rating method has two pillars. The first pillar consists of experimental investigations on the characterization and the vibration-induced loosening of model joints. On the one hand the friction coefficients of the head bearing surface and the thread are determined on a mounting test stand. On the other hand simplified model joints are tested deviation controlled under harmonically cyclic, transverse load in a customized testing device that is used in a servo-hydraulic pulsator. In the process the bolt diameter, the clamp length, the assembly preload and the friction behaviour of the head bearing surface and the interface area are varied. With an advanced evaluation method the friction coefficients of the head bearing surface and the interface area could be estimated during the vibration tests. The recorded preload loss developments are used to determine the critical deviation, which is afforded to produce self-loosening, and to describe the loosening behaviour in dependence on the deviation amplitude by parameterized boundary curves. Tests with a constant deviation amplitude and cyclic varying amplitudes were performed. Out of the experimentally identified boundary curve parameters a method for accumulation of preload loss was developed. By this method, even the preload loss development due to varying deviation amplitudes is calculable.

The second pillar focuses on numerical modelling of bolted joints by finite element method. A detailed volume model of the tested joints was created. Its contact definition was able to produce realistic deviations under transverse load if it was using the experimentally determined friction coefficients. Furthermore successfully a shell model with a user-defined-element for description bolt was developed. The user-defined-element uses known mechanic properties of the bolt. The shell model still delivers realistic results but needs remarkably less calculation time. So it becomes possible to calculate a large number of cycles in practical conditions.

As a final achievement, the shell model was paired with the method for accumulation of preload loss. So the application of the methods that were developed with simplified model joints on actual assemblies is enabled.

Inhalt

1	Einleitung und Motivation	1
2	Stand der Technik und der Forschung	3
2.1	Selbsttätiges Losdrehen von Schraubenverbindungen im Allgemeinen.....	3
2.2	Messtechnische Erfassung der Schraubenbeanspruchung.....	7
2.3	Modellierung der Schrauben in FE-Modellen.....	9
2.4	Ausgangsbasis für die durchgeführten Untersuchungen.....	11
3	Probendefinition und Messtechnik.....	15
4	Experimentelle Ermittlung der Reibungszahlen	19
4.1	Reibungszahlermittlung im Anziehprüfstand	19
4.2	Entwicklung eines Verfahrens zur Reibungszahlermittlung während der Losdrehversuche	21
4.3	Bestimmung der Trennfugenreibungszahl	23
5	Experimentelle Untersuchung des selbsttätigen Losdrehens	25
5.1	Entwicklung einer Prüfvorrichtung für Losdrehversuche.....	25
5.2	Durchführung von Losdrehversuchen	28
5.3	Erstellung von Verschiebungsgrenzkurven.....	30
5.4	Statistische Betrachtung der experimentell ermittelten kritischen Grenzverschiebung.....	36
5.5	Untersuchung der Querkraft-Verschiebungs-Hystereseschleifen	38
6	Numerische Untersuchungen.....	41
6.1	Erstellung eines dreidimensionalen Finite-Elemente Modells.....	41
6.2	Definition der Reibung	44
6.3	Erstellung eines Finite-Elemente-Modells aus zweidimensionalen Elementen	47
7	Erstellung eines Bewertungskonzepts zum selbsttätigen Losdrehen	54
7.1	Entwicklung einer Methode zur Vorspannkraftreduktionsakkumulation	54
7.2	Anwendung der Akkumulationsmethode auf Losdrehversuche mit variabler Amplitude....	59
7.3	Bewertung des selbsttätigen Losdrehens von Schraubenverbindungen.....	64
8	Zusammenfassung und Ausblick.....	71
	Literaturverzeichnis.....	73
	Abbildungsverzeichnis	76
	Tabellenverzeichnis.....	81
	Symbolverzeichnis.....	82



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Abkürzungsverzeichnis	84
Anhang	85
A. Zusammenstellung der Verschiebungsgrenzkurven	85
B. Übersicht der Ziele und Ergebnisse der einzelnen Arbeitspakete	90

1 Einleitung und Motivation

Das selbsttätige Losdrehen ist eine Form des Lösens von Schraubenverbindungen im Betrieb. Durch den einhergehenden Vorspannkraftverlust führt es zum Ausfall der Verbindung. Beim selbsttätigen Losdrehen dreht sich die Schraube durch Überwinden der Haftreibung aus dem Muttergewinde heraus. Eine andere Form des selbsttätigen Lösens ist das Lockern. Bei diesem wird ein Vorspannkraftverlust durch Setzvorgänge oder Relaxation herbeigeführt [5]. Trotz zahlreicher Forschungsbestrebungen seit der Mitte des zwanzigsten Jahrhunderts wurde bis heute keine geschlossene Beschreibung oder Auslegungsvorschrift für das selbsttätige Losdrehen gefunden. Als besonders losdrehgefährdet gelten Schraubenverbindungen, in denen die verspannten Teile transversal, also senkrecht zur Schraubenachse, relativ zueinander verschoben werden [16].

Das Forschungsvorhaben hat das Ziel, eine Auslegungsmethode für einschnittige Einschraubenverbindungen unter harmonisch oszillierender, transversaler Belastung zu entwickeln. In dem abgeschlossenen FAT-geförderten Forschungsvorhaben [1] gelang es, in Anlehnung an Methoden der Betriebsfestigkeit Grenzkurven zu erstellen. In den Grenzkurven werden für eine sinusförmige Belastung die Amplitude der relativen Verschiebung s_E der verspannten Teile über der Schwingspielzahl bis zu einem definierten relativen Vorspannkraftverlust aufgetragen (Abbildung 1.1).

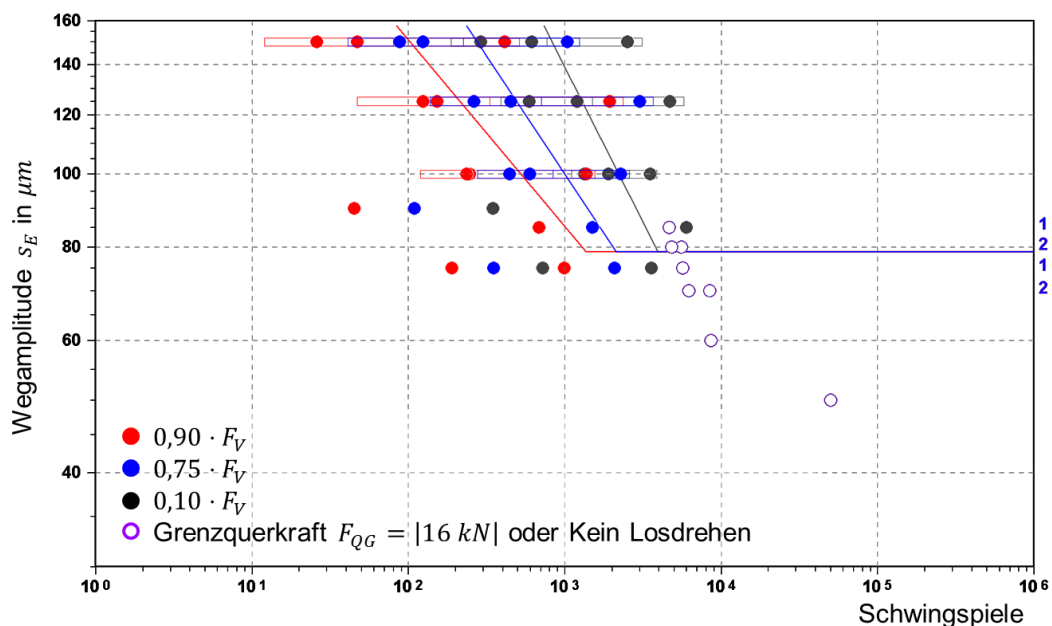


Abbildung 1.1 - Grenzkurven für eine M12-Schraubenverbindung mit Klemmlänge $l_k = 24$ mm und einer Vorspannkraft von $F_V = 50$ kN [1]

Die Bearbeitung des Forschungsvorhabens AVIF-Nr. A 317 lässt sich in einen experimentellen und einen theoretischen Teil gliedern, bestehend aus einzelnen Arbeitspaketen (AP) (Abbildung 1.2). Der experimentelle Teil (AP 2, 4, 5) dient dazu, den Einfluss verschiedener Parameter der Schraubenverbindung auf die Grenzkurven zu ermitteln. Zu diesen Parametern gehören der Schraubendurchmesser d , die Klemmlänge l_k und die Reibungszahlen μ . Das Versuchsprogramm umfasst

die Bestimmung der Reibungszahlen aller Kontaktstellen (Schraubenkopfauflage, Gewinde und Trennfuge) und die Aufnahme der Grenzkurven für eine definierte Matrix an Parametervariationen.

Im theoretischen Teil (AP 3, 6, 7) werden die Modellierung realitätsnaher Reibungsverhältnisse untersucht und der Versuchsaufbau in einem komplexen 3D-Finite-Elemente-Modell nachgebildet. Aufbauend darauf soll ein recheneffizientes, vereinfachtes 2D-Finite-Elemente-Modell erstellt werden.

Die angestrebte Auslegungsmethode soll es ermöglichen, mit den experimentell ermittelten Grenzkurven die numerisch ermittelte Relativverschiebung in einer Schraubenverbindung auf die Losdrehgefährdung hin zu bewerten (AP 8). Des Weiteren soll eine Akkumulationsmethode zur Bewertung der Losdrehgefährdung bei variierenden Amplituden entwickelt werden (AP 8).

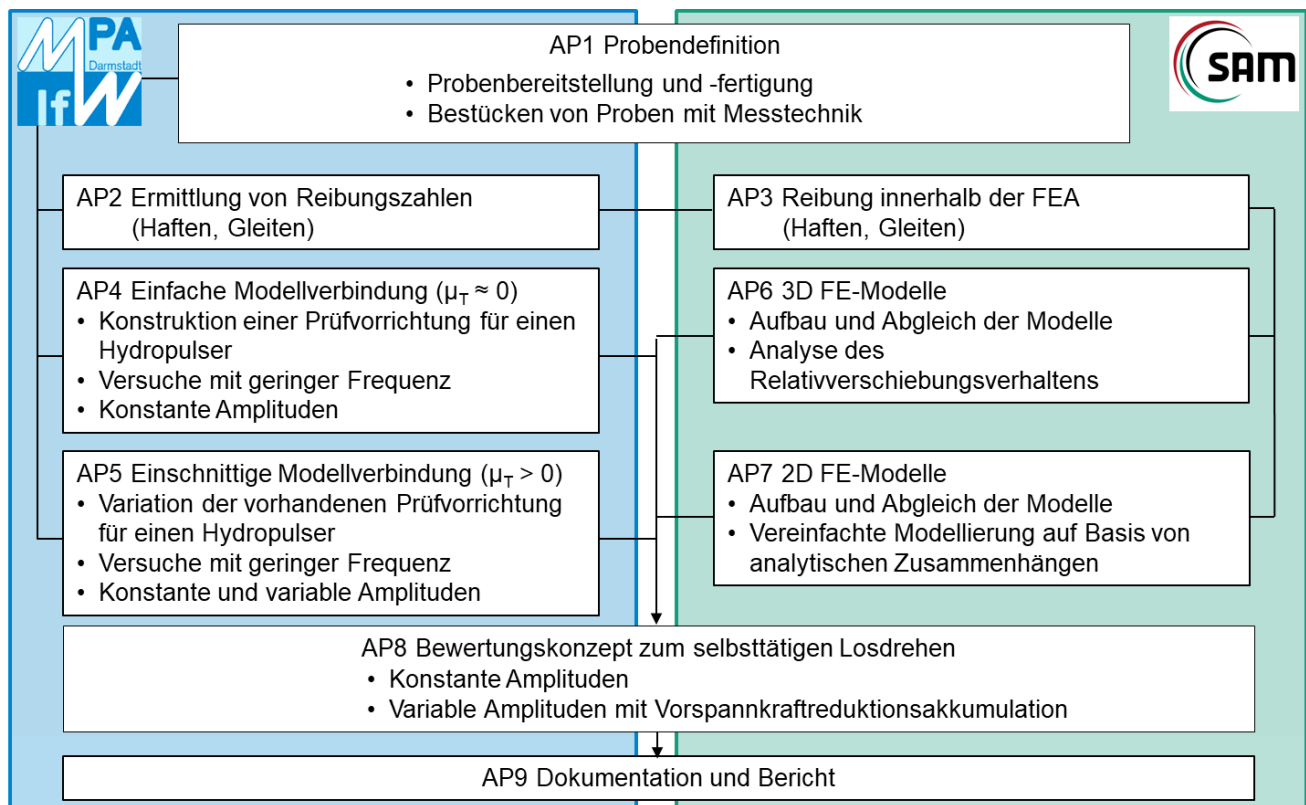


Abbildung 1.2 – Übersicht über die Arbeitspakete des Forschungsvorhabens

2 Stand der Technik und der Forschung

2.1 Selbsttätiges Losdrehen von Schraubenverbindungen im Allgemeinen

Ein Bemessungskonzept zum Nachweis der Losdrehsicherheit findet sich in keinem aktuellen Regelwerk. Es sind lediglich Hinweise zu finden, wie das selbsttätige Losdrehen verhindert werden kann. In VDI 2230 Blatt 1:2015-11 [8] heißt es ganz allgemein, dass ein Überwinden der Trennfugenreibung bei Querbelastung und ein Aufklaffen der Verbindung bei Zug oder Biegung vermieden werden soll. Erfahrungen zeigen, dass bei Klemmlängen-Durchmesser-Verhältnissen von $l_k/d \geq (3 \dots 5)$ für hoch vorgespannte Schraubenverbindungen mit geringer Trennfugenzahl die Sicherung gegen Losdrehen auch ohne zusätzliches Sicherungselement gegeben ist [8]. Doch in vielen Anwendungen können diese Empfehlungen wegen des zur Verfügung stehenden Bauraums nicht eingehalten werden bzw. stehen einer effizienten Leichtbaustrategie entgegen, sodass eine zuverlässige Bewertung der Losdrehwahrscheinlichkeit notwendig ist.

Aktuell wird in der Praxis zur Beurteilung des selbsttätigen Losdrehens für eine gegebene Schraubenverbindung ein Vibrationsversuch mit einem Prüfstand nach DIN 65151 [9] durchgeführt (Abbildung 2.1). Bei dem Prüfstand befinden sich in der Trennfuge Nadellager, wodurch sich eine Trennfugenreibung von etwa Null ergibt. Das Versuchsprinzip erlaubt einen relativen Vergleich verschiedener Schraubenverbindungen untereinander. Ausgewertet werden nur die Restvorspannkraft nach einer selbst zu definierenden Schwingenspielzahl, die Schwingenspiele bis zum Bruch bzw. die Schwingenspiele bis zum vollständigen Vorspannkraftverlust.

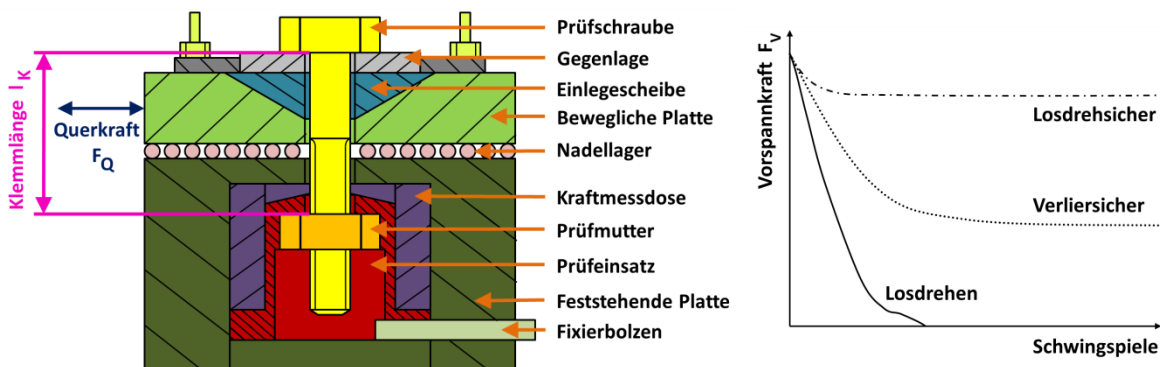


Abbildung 2.1 – Schematische Darstellungen: zentraler Aufbau des Vibrationsprüfstandes nach [6], [10] (links) und Vorspannkraft-Schwingenspiel-Verläufe für Losdrehsicher, Verliersicher und Losdrehen nach [11] (rechts)

Eine häufig zur Beschreibung des selbsttätigen Losdrehens genutzte Kenngröße ist die kritische Grenzverschiebung s_{krit} . Die kritische Grenzverschiebung ist die maximale Verschiebung, die transversal auf eine Schraubenverbindung aufgebracht werden kann, ohne dass es zum selbsttätigen Losdrehen kommt. Zur näherungsweisen Berechnung lässt sich nach Kloos und Thomala [5] die theoretische Grenzverschiebung des Schraubenkopfes s_{th} mit einem vereinfachten Modell einer beidseitig fest eingespannten Schraubenverbindung nach Gleichung (2.1) bestimmen:

$$s_{th} = \frac{F_Q \cdot l_K^3}{12 \cdot E \cdot I_S} = \frac{F_V \cdot \mu_K \cdot l_K^3}{12 \cdot E \cdot I_S} \quad (2.1)$$

Dabei sind F_Q die auf die Verbindung wirkende Querkraft, l_K die Klemmlänge, μ_b die Reibungszahl in der Kopf- oder Mutternauflage, E der Elastizitätsmodul und I_S das Flächenträgheitsmoment der Schraube. In [5] wird davon ausgegangen, dass es nur zu einem selbsttätigen Losdrehen kommen kann, wenn ein komplettes Gleiten unter dem Schraubenkopf und im Gewinde vorliegt. Untersuchungen von [12-16] haben jedoch gezeigt, dass es bereits unter der maximalen Grenzverschiebung bei konstanten Randbedingungen (Reibungszahl, Temperatur etc.) zum selbsttätigen Losdrehen kommen kann (siehe Phase zwei in Abbildung 2.2).

Der Mechanismus des selbsttätigen Losdrehens kann nach [15], [16] in vier Phasen eingeteilt werden (Abbildung 2.2). Die erste Phase ist beendet, wenn die Haftreibung in der Trennfuge durch eine aufgebrauchte Querkraft F_Q überschritten wurde und zu gleiten beginnt. In Phase zwei wird die Querkraft F_Q und die aufgebrauchte Verschiebung s_Q weiter erhöht, so dass im Gewinde ein vollständiges Gleiten vorliegt und unter dem Schraubenkopf ein partielles Gleiten. Wenn es zum kompletten Gleiten unter dem Schraubenkopf kommt, ist die dritte Phase mit der maximalen Querkraft F_{max} sowie der maximalen Grenzverschiebung s_{max} erreicht. In Phase vier kommt es zum Anschlag der Schraube an die zu verspannenden Bauteile und die Querkraft kann weiter gesteigert werden.

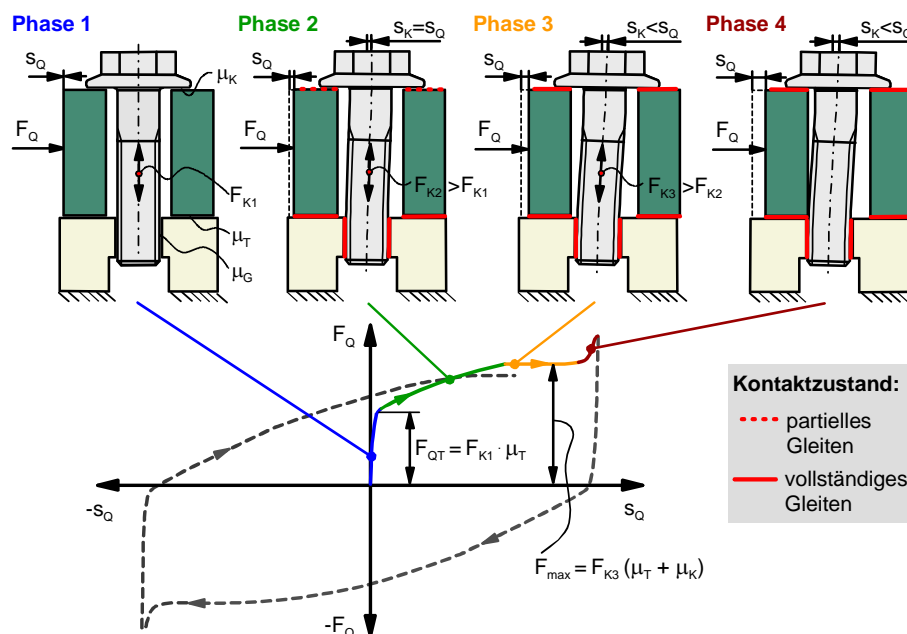


Abbildung 2.2 – Phasen bei transversal beanspruchten Schraubenverbindungen [16]

Schon ein partielles Gleiten unter dem Schraubenkopf reicht aus, damit es zum selbsttätigen Losdrehen kommt. Als Kenngrößen können hier die kritische Grenzverschiebung s_{krit} und die kritische Querkraft $F_{Q,krit}$ verwendet werden, die sich beispielsweise aus der Bedingung einer Drehwinkelsteigung von $\Delta\varphi / \Delta N \geq 0,01^\circ$ ergibt ($\varphi > 5^\circ$ nach 500 Schwingspielen) [15]. Dinger [16] konnte für seine Untersuchungen an transversal, rotatorisch oder kombiniert belasteten Einschrauben- sowie auch

Mehrschraubenverbindungen diese kritische Drehwinkelsteigung anwenden und bestätigen. Hingegen verdeutlichen die Untersuchungen von Guggolz [17] u. a. an einem Schwenklager, dass eine signifikant geringere kritische Drehwinkelsteigung (mit $\Delta\varphi / \Delta N \leq 0,0013^\circ / \text{Schwingspiel}$) bei Mehrschraubenverbindungen anzuwenden ist. Wobei Guggolz unterschiedliche Versuchsmethodiken (Laststeigerungsversuche und Konstantamplitudenversuche) angewendet hat, um eine kritische Drehwinkelsteigung zu erhalten. Weiterhin kann die Grenze der kritischen Drehwinkelsteigung von $0,01^\circ / \text{Schwingspiel}$ auch nicht für Untersuchungen am Vibrationsprüfstand mit Kombischrauben herangezogen werden [17]. Eberhard [18] konnte in ihren Untersuchungen an Flanschkopfschrauben u. a. am Vibrationsprüfstand die kritische Drehwinkelsteigung nur für Versuche mit einer hohen Vorspannkraft bestätigen. Bei Versuchen mit geringen Vorspannkraften muss die kritische Drehwinkelsteigung verringert werden.

In Anlehnung an die Methoden der Betriebsfestigkeit lassen sich die Parameter zur Beschreibung der verschiedenen Phasen des selbsttätigen Losdrehens über der Schwingspielzahl im doppelt-logarithmischen Maßstab auftragen. Die Kurvenverläufe erinnern an Wöhlerlinien (Abbildung 2.3). Diese Darstellungsart ermöglicht eine einfachere Auslegung einer Schraubenverbindung im Zeit- und Dauerbereich, wenn als Versagenskriterium beispielsweise das Ende der Phase 1 (Drehwinkel von $0,5^\circ$ [19]) definiert wird.

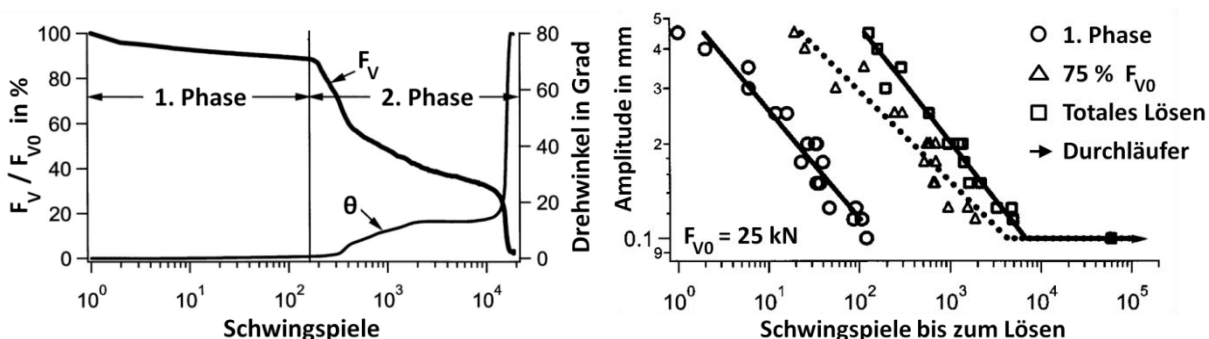


Abbildung 2.3 – Phasen des selbsttätigen Losdrehens (links) und Amplituden-Schwingspielzahl-Grenzkurven des selbsttätigen Losdrehens (rechts) nach [19], [20]

Grundsätzlich ist das selbsttätige Losdrehen von vielen Einflussgrößen abhängig, die sich in Art und Wertigkeit über die Schwingspielzahl ändern können (Abbildung 2.4). Der Vorteil der Darstellung einer Grenzkurve in Anlehnung an die Darstellung in einem Wöhlerdiagramm ist die integrale Berücksichtigung aller Einflüsse der veränderlichen Größen, insbesondere auch dem Setzverhalten der Verbindung, das berechnungsseitig noch nicht hinreichend genau abgebildet werden kann. Eine versuchstechnisch schwer zu realisierende Trennung der Einflüsse zur individuellen Quantifizierung entfällt damit.

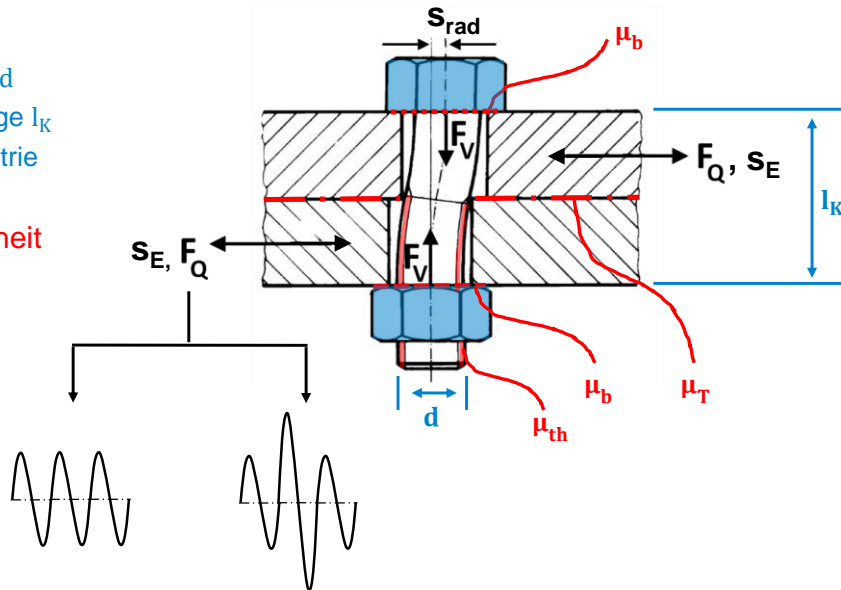
- Geometrie
 - Schraubendurchmesser d
 - Blechdicke \rightarrow Klemmlänge l_K
 - Kopf- und Muttergeometrie

- Oberflächenbeschaffenheit

- Härte
- Rauigkeit

- Reibungszahl

- in der Kopf- und Mutternaufgabe μ_b
- im Gewinde μ_{th}
- in der Trennfuge μ_T



- Vorspannkraft F_V

- Weg s_E

- Verschiebung des Schraubenkopfes s_{rad}

- Querkraft F_Q

- Elastizitätsmodul der Schraube E

- R-Wert der äußeren Last mit konstanten und variablen Lastamplituden

Abbildung 2.4 – Einflussgrößen auf das selbsttätige Losdrehen [Bild teilweise nach [5]]

2.2 Messtechnische Erfassung der Schraubenbeanspruchung

Die Schraubenbeanspruchung setzt sich aus der Vorspannkraft, ggf. der Torsion aus dem Anziehvorgang und der überlagerten Betriebslast zusammen. Hierbei beeinflussen die Reibungszahl im Gewinde und die Reibungszahl in der Schraubenkopfauflage die Höhe der Vorspannkraft, die durch ein definiertes Anziehdrehmoment in die Schraubenverbindung eingebracht werden kann. Geringe Teilreibungszahlen ermöglichen eine hohe Vorspannkraft. Bei gleichem Anziehdrehmoment beeinflussen hohe Teilreibungszahlen die Hemmung gegen das selbsttätige Losdrehen positiv bei jedoch geringerer Vorspannkraft der Verbindung. Weiterhin bestimmt u. a. die Trennfugenreibung zwischen gepaarten Bauteilen, wie hoch die von der Verbindung maximal aufzunehmende Querkraft ist. Daraus folgt, dass die Kenntnis der Reibungszahlen entscheidend für das Verständnis des mechanischen Verhaltens, auch im Hinblick auf eine rechnerische Simulation nach der Finiten Elemente Methode (FEM) ist. Die Ermittlung der Teilreibungszahlen kann mit einem Anziehprüfstand beim Anziehvorgang [6], [21] in Anlehnung an DIN EN ISO 16047 [22] erfolgen. Für die Bestimmung der Trennfugenreibung existiert aktuell kein genormter Versuch.

Zur Ermittlung der Teilreibungszahlen μ_K und μ_G in der Kopfauflage und im eingeschraubten Gewinde werden die theoretischen Zusammenhänge mit dem Anziehdrehmoment M_A der Schraube genutzt (Formeln (2.2) bis 2.4) [8]. Das Anziehdrehmoment setzt sich aus dem Kopfreibdrehmoment M_K und dem Gewindedrehmoment M_G zusammen.

$$M_A = M_K + M_G \quad (2.2)$$

$$M_K = F_V \frac{d_{Km}}{2} \mu_K \quad (2.3)$$

$$M_G = F_V \left(\frac{d_2}{2} \frac{\mu_G}{\cos \frac{\alpha}{2}} + \frac{P}{2\pi} \right) \quad (2.4)$$

Die Reibungszahlen werden ermittelt, indem die Verbindung mit einer definierten Drehzahl angezogen wird und dabei das Anziehdrehmoment, das Gewindedrehmoment oder alternativ das Kopfreibdrehmoment und die Vorspannkraft F_V gemessen werden. Weiterhin notwendig ist die Kenntnis der bekannten geometrischen Verbindungsgrößen: mittlerer Kopfreibdurchmesser d_{Km} , Flankendurchmesser d_2 des Gewindes, Flankenwinkel α des Gewindes und Steigung P des Gewindes. Durch Auflösen der Gleichungen lassen sich die Teilreibungszahlen ermitteln. Der mittlere Kopfreibdurchmesser kann bei Schrauben mit ungleichmäßiger Pressungsverteilung in der Kopfauflage aus den Maßen der Verschleißspuren nach dem Anziehen der Schraube ermittelt werden [30].

Die Ermittlung der Haftreibungszahlen der Schraubenverbindungen erfolgt auf analoge Weise. Zur Auswertung der Haftreibungszahlen μ_{KH} und μ_{GH} in der Kopfauflage und im eingeschraubten Gewinde werden die Losbrechdrehmomente in Anlehnung an VDA 235-203 [24] beim Lösen der Verbindung genutzt. Die Losbrechdrehmomente sind hier die Spitzenwerte der jeweiligen Drehmomente M_K und M_G zu Beginn des Lösevorgangs. Die theoretischen Grundlagen bleiben dabei unverändert.

Während eines Versuchs kann die Vorspannkraft grundsätzlich entweder direkt mit Hilfe einer Kraftmessdose bzw. eines Kraftmessrings (KMR) oder mit Hilfe von Dehnmessstreifen (DMS) gemessen werden (Abbildung 2.5). Kraftmessdose bzw. -ring müssen sich zwischen den verspannten Bauteilen

befinden und vergrößern damit die Klemmlänge (Abbildung 2.5, links). Zur Applikation von DMS ist eine Modifikation der Schrauben notwendig. Dazu wird ggf. aus Platzgründen ein Bereich der Schraube, der sich zwischen den verspannten Bauteilen befindet, von außen für die applizierten DMS und die Kabelführung abgedreht (Abbildung 2.5, zweite von links). Eine alternative, aber aufwendigere Methode ist die DMS Applikation in einer hohlgebohrten Schraube (vgl. [16]). Der Nachteil beider direkten Messverfahren ist die Änderung der Steifigkeitsverhältnisse und damit des mechanischen Verhaltens sowie die beschränkte Anwendbarkeit bei kurzen Klemmlängen. Ein Vorteil ist die Möglichkeit einer kontinuierlichen Messung während der Versuchslaufzeit.

Indirekte Messverfahren nutzen den Zusammenhang zwischen Vorspannkraft und Schraubenverlängerung, der im elastischen Bereich linear ist. Die Schraubenverlängerung kann mit Hilfe entsprechender Messuhren direkt gemessen werden (Abbildung 2.5, zweite von rechts) oder mit einer höheren Genauigkeit über die Änderung des Laufzeitsignals mit einem Ultraschall (US) Messsystem (Abbildung 2.5, rechts). Vorteil beider indirekten Verfahren ist, dass die Steifigkeit der Schraubenverbindung nicht durch das Messverfahren verändert wird. Die Anwendbarkeit der US-Messung bei kurzen Klemmlängen ist nach Angaben eines Systemherstellers möglich. Nachteil der indirekten Verfahren ist die Tatsache, dass keine kontinuierliche Messung während des laufenden Versuchs erfolgen kann.

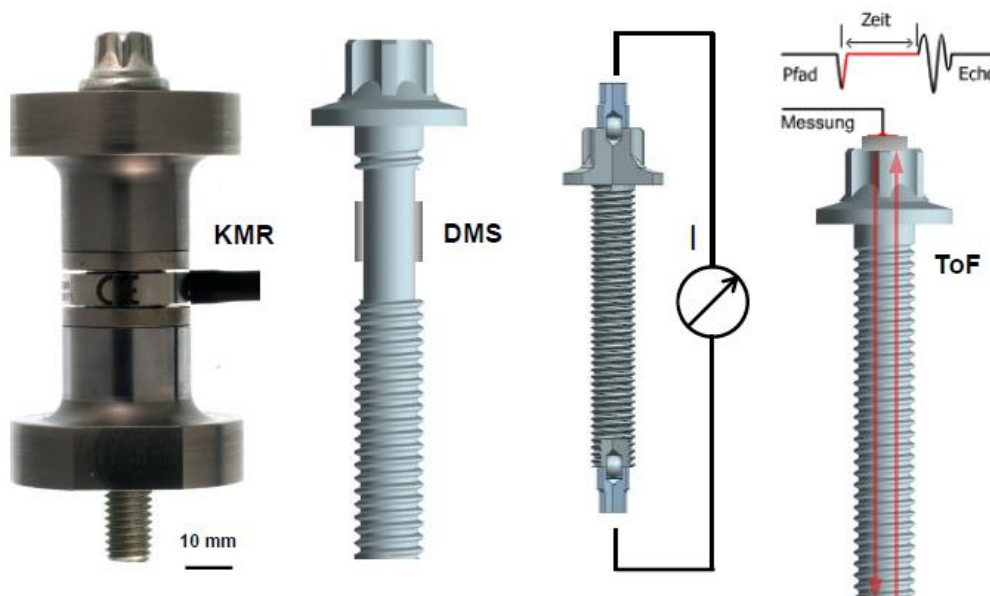


Abbildung 2.5 – Messverfahren zur Bestimmung der Vorspannkraft [23]

Für die messtechnische Erfassung der Schraubenkopfverschiebung bieten sich optische Messsysteme an (Abbildung 2.6 links). Diese ermöglichen es, die Relativverschiebung des Schraubenkopfes zum verspannten Bauteil in allen drei Raumrichtungen sowie die Verdrehungen um die Raumachsen (Dreh-, Nick- und Rollwinkel, Abbildung 2.6 rechts) während der zyklischen Versuche zu messen.

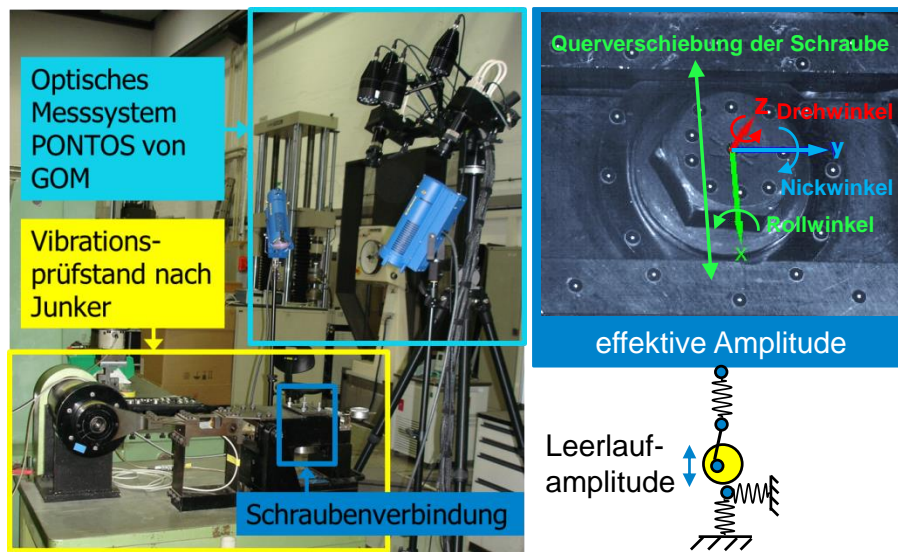


Abbildung 2.6 – Messung der Schraubenkopfbewegungen mit dem optischen Messsystem PONTOS der Firma GOM an einem Vibrationsprüfstand nach DIN 65151 nach [9] (links) sowie Kennzeichnung der aufgezeichneten Lage- und Winkeländerungen (rechts) [10]

Die Vorteile eines berührungslosen, optischen Messsystems gegenüber einer taktilen Messung mittels Wegaufnehmer liegen darin, dass das optische Verfahren gleichzeitig Weg- und Winkelmessungen bei einer Messunsicherheit von ca. $\pm 4 \mu\text{m}$ in x- und y-Richtung sowie $\pm 10 \mu\text{m}$ in z-Richtung und einer Aufnahmefrequenz von maximal 96 Hz möglich macht [1].

Taktile Wegaufnehmer ermöglichen Messunsicherheiten von $< 1 \mu\text{m}$. Zum Erreichen dieser Genauigkeit wird allerdings eine definierte Kontaktfläche benötigt. Diese ist an einem sich losdrehenden Schraubenkopf nicht gegeben.

Weiterhin muss keine zusätzliche Sensorik direkt an der Schraubenverbindung appliziert werden. Auch kann es nicht zu Schäden am Messsystem kommen, sollte bei einem Versuch der Prüfkörper brechen.

2.3 Modellierung der Schrauben in FE-Modellen

Grundlegendes Wirkprinzip bei Schraubenverbindungen ist die durch die Schraube beim Anziehen aufbrachte axiale Vorspannkraft. Diese Vorspannkraft erzeugt in der Schraube eine Zugspannung und in den verspannten Teilen eine Druckspannung. Letztere ist für die eigentliche Verbindung von besonderer Relevanz, da durch diese in Kombination mit der Reibung in den Kontaktbereichen der zu verschraubenden Körper ein Reibschluss entsteht. Bei einer Scherbeanspruchung der Verbindung werden über die Reibung die Schubspannungen übertragen. Die sich im Kontaktbereich durch die Vorspannkraft einstellenden Druckspannungen und deren Verteilung hängen maßgeblich von Geometrie und Abmessungen der Schraube sowie der Fügepartner ab.

Bedingt durch die parallel zur Schraubenachse gerichteten Druckspannungen zwischen den Fügepartnern können auch von außen angreifende zügige Betriebslasten über diesen Bereich übertragen

werden. Im Gesamtsystem bedeutet dies, dass dann die Schraube zusätzlich beansprucht wird. Solange es aber zu keiner Aufhebung des Kontakts, zu keiner Verschiebung der Fügepartner zueinander und zu keiner überelastischen Beanspruchung kommt, kann das System als linear-elastisch betrachtet werden. Die (zyklische) Beanspruchung unterscheidet sich somit nicht von einer Konstellation, in der die Kontaktbereiche stoffschlüssig verbunden wären.

Wenn die äußeren Lasten so groß werden, dass die Druckspannungen zwischen den Fügepartnern auf null abfallen, verhält sich das System nichtlinear. Die Schraube erfährt in diesem Fall eine überproportionale Beanspruchung. Diese Nicht-Linearität ist abhängig von der Belastung und der Geometrie der Fügepartner. Die Belastung kann schlagartig (steife Fügepartner, Schraube unter Axiallast) oder auch langsam (flexible Fügepartner, Biegebelastung) erfolgen.

Prinzipiell kann das beschriebene komplexe Verhalten in einem Berechnungsmodell vollständig beschrieben werden. Hierfür müssen die Geometrie der Fügepartner und der Schraube, die Vorspannkraft der Schraube und die Reibungszahlen vollständig abgebildet werden. Zudem müssen die Gewindegänge mit eingebracht werden (Abbildung 2.7a). Mit diesen FE-Modellen kann prinzipiell auch das selbsttätige Losdrehen über ein wiederholtes Aufbringen der Last berechnet werden (nicht abgebildet).

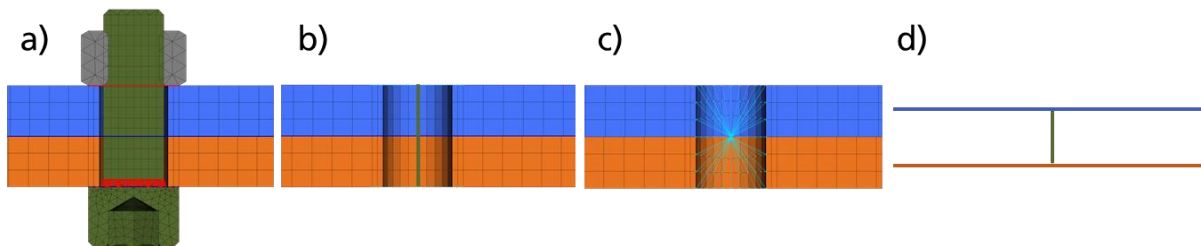


Abbildung 2.7 – Modellierung von Schraubverbindungen mit unterschiedlichen Komplexitätsgraden

Typischerweise werden in Berechnungsmodellen des Automobilbaus jedoch wesentlich einfachere Abbildungen gewählt. Bei Detailbetrachtungen werden die Fügepartner als Solid-Elemente abgebildet. Bei nicht-linearen Berechnungen kann der Kontakt zwischen den Blechen mit modelliert werden (Abbildung 2.7b). Bei linearen Berechnungen wird die Schraubverbindung häufig nur noch über ein Kopplungselement realisiert (Abbildung 2.7c). In Gesamtfahrzeugmodellen werden die Fügepartnerstrukturen nur über Schalenmodelle abgebildet. Die Schraubverbindungen werden hier typischerweise über Balkenelemente berücksichtigt (Abbildung 2.7d).

Die Abbildung der Schraubverbindungen unterscheidet sich zudem auch in Abhängigkeit von dem Simulationszweck: Für eine Schwingfestigkeitsbewertung wird überwiegend auf Berechnungen mit Einzellastfällen zurückgegriffen, bei denen ein linear-elastisches Bauteilverhalten angesetzt werden muss. In der Crashberechnung hingegen werden sowohl der Kontakt zwischen den Fügepartnern als auch die Schraubenvorspannkraft mit im Modell berücksichtigt. Erst hierdurch ist es möglich, ein Schraubenversagen während des Crashes korrekt abbilden zu können.

Prinzipiell kann somit gesagt werden, dass die Abbildung der Schrauben und die Abbildungskomplexität stark abhängig vom jeweiligen Berechnungszweck sind. Es können folgende Abbildungsgrade zusammengefasst werden:

- Schraubenvorspannkraft F_V und Kontakt: Ohne F_V und Kontakt: linear. Mit F_V und Kontakt: nichtlinear
- Lokale Steifigkeit: Ideal (Schraube und Mutter) / vereinfacht (Balken) / idealisiert
- Globale Geometrieabbildung: Solid Elemente / Shell Elemente

Für die Bewertung des selbsttätigen Losdrehverhaltens wird die Verschiebung der Fügepartner zueinander als maßgeblicher Parameter betrachtet. Diese ist vom Modellierungsgrad der Verbindung abhängig.

2.4 Ausgangsbasis für die durchgeführten Untersuchungen

Die Ausgangsbasis für die im Projekt geplanten und durchgeführten Untersuchungen stellt ein von der Forschungsvereinigung Automobiltechnik e. V. (FAT) gefördertes Projekt zur experimentellen und numerischen Identifikation der Verschiebungen beim selbsttätigen Losdrehen von querbelasteten Schraubenverbindungen dar [1]. In dem Vorhaben [1] wurden Schraubenverbindungen der Abmessung M8 mit einer Klemmlänge von $l_K = 1 \cdot d = 8 \text{ mm}$ und M12 mit einer Klemmlänge von $l_K = 2 \cdot d = 24 \text{ mm}$ bezüglich ihres Losdrehverhaltens untersucht.

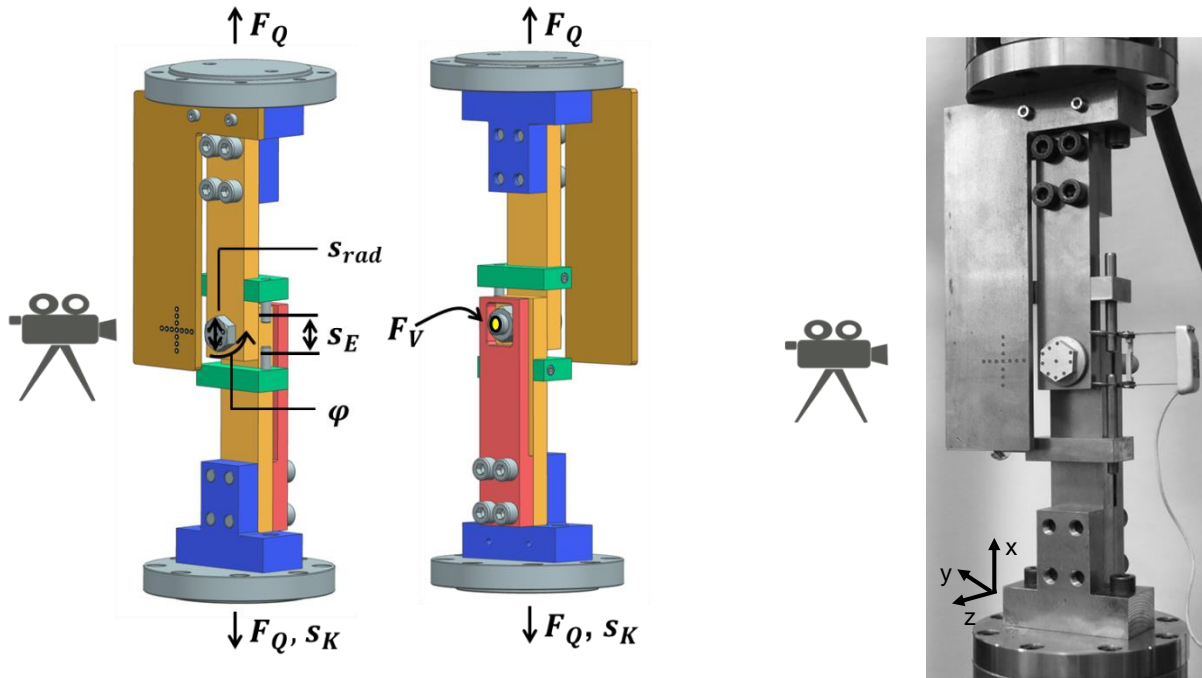


Abbildung 2.8 – Prüfvorrichtung zur Durchführung von Losdrehversuchen in einem Hydropulser [1] (links: Konstruktionsmodell von Vorder- und Rückseite, rechts: gefertigte Ausführung)

Im experimentellen Teil wurde ein Prüfaufbau für einen Hydropulser konstruiert und gefertigt, der die Prüfung einer Einschraubenmodellverbindung mit Trennfugenreibung ermöglichte. Die zu

untersuchenden Schrauben wurden mit einem Ultraschallsensor ausgestattet, damit die Verbindungen stets vorspannkraftgesteuert angezogen werden konnten. Während der weggeregelten zyklischen Versuche wurden die Bewegungen des Schraubenkopfes und dessen Umgebung mit einem optischen Messsystem registriert. Es war möglich, für beide Abmessungen Grenzkurven in Anlehnung an [20], [21] zu ermitteln (Abbildung 2.9). Weiterhin konnte durch die optische Messung des Drehwinkels bei dem gewählten Aufbau widerlegt werden, dass die kritische Grenzverschiebung erst bei einer Drehwinkelsteigung von $\geq 0,01^\circ / \text{Schwingspiel}$ überschritten ist. Für Schrauben der Abmessung M8 ist mit einem selbsttätigen Losdrehen bereits ab einer Drehwinkelsteigung von $0,003^\circ / \text{Schwingspiel}$ und für die Schraubenabmessung M12 ab einer Drehwinkelsteigung von $0,006^\circ / \text{Schwingspiel}$ zu rechnen. Die optische Auflösung der Schraubenkopfverschiebung stößt bei zu nachgiebigen Verbindungen an ihre Grenzen (Abbildung 2.10). So war es bei der Abmessung M12 möglich, eine Abhängigkeit der Schraubenkopfverschiebung in x-Richtung bei steigender Wegverschiebung der Bleche in x-Richtung zu messen, hingegen nicht bei der Verbindung M8. Hier wurden stets gleich große Schraubenkopfverschiebungen in x-Richtung unabhängig von dem vorgegebenen Weg der Bleche in x-Richtung gemessen, da es auf Grund der geringeren Steifigkeit zu großen Verformungen kam.

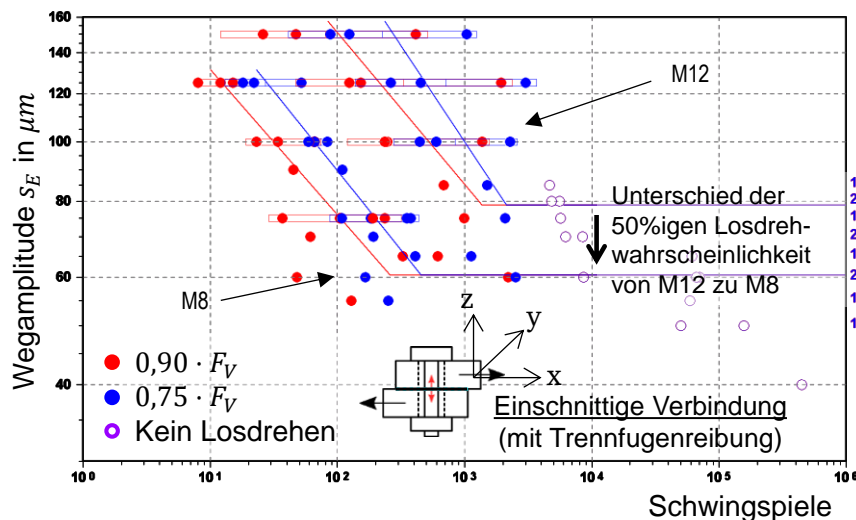


Abbildung 2.9 – Grenzkurven aus der Wegamplitude s_E der Bleche, die über ein Extensometer geregelt wurde, über den Schwingspielen für das selbsttätige Losdrehen einer Schraubenverbindung M8 mit einer Klemmlänge von $l_K = 1 \cdot d$ und einer Schraubenverbindung M12 mit $l_K = 2 \cdot d$. Rechts ist die Anzahl der Versuche im Treppenstufenverfahren je Verschiebungshorizont vermerkt. [1]

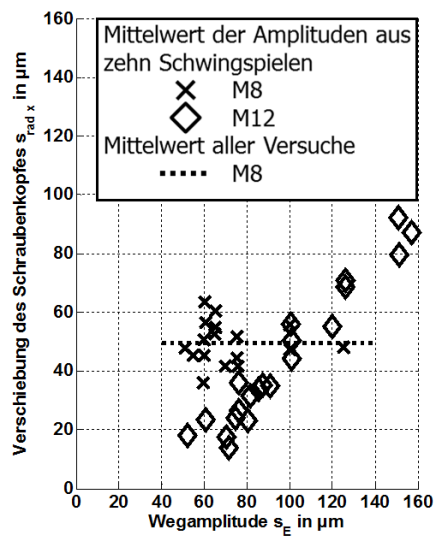


Abbildung 2.10 – Gemessene optische Verschiebung des Schraubenkopfes $s_{rad\ x}$ über der geregelten Wegamplitude s_E in x-Richtung bei Versuchen an einer einschnittigen Modellverbindung der Abmessungen M8 und M12 am Hydropulser [1]

Über Modellversuche am Schwingreibverschleißprüfstand war es möglich, ähnliche Verschleißmarken zu generieren, wie sie bei den zyklischen Versuchen in der Trennfuge der Bleche entstanden. Auch der Reibungszahlverlauf der Schwingreibverschleißversuche gab die Adhäsionsneigung gut wieder. Jedoch konnten die ermittelten Reibungszahlen nicht direkt auf die Trennfugenreibung der Schraubenverbindungen M8 und M12 übertragen werden.

Im numerischen Teil der Untersuchungen wurden 3D FE-Modelle der beiden Schraubenverbindungen (M12 und M8) mit detaillierten Schraubengeometrien (inkl. Gewindemodellierung), Vorspannkräften sowie Klemmlängen gemäß dem jeweiligen Versuchsaufbau erstellt und zur Ermittlung des Kraft-Verschiebungs-Verhaltens unter Querbelastung (vgl. Abbildung 2.2) eingesetzt. Die FE-Modelle wurden anhand einer Dehnungsanalyse (Dehnungen mittels DMS gemessen) validiert und verifiziert.

Durch eine Gegenüberstellung der experimentellen und numerischen Verschiebungen der Bleche zueinander wurde festgestellt, dass für eine korrekte Abbildung der realen Verschiebungsvorgänge insbesondere die Kenntnis von tatsächlichen Reibungsverhältnissen an allen beteiligten Kontaktflächen erforderlich ist. Eine Definition einer globalen Reibungszahl an diesen Kontaktflächen war somit nicht zielführend und das experimentelle Verhalten konnte nur unbefriedigend abgebildet werden. Über die Anpassung von unterschiedlichen Reibungszahlen an einigen Flächenpaaren konnte die numerische Kraft-Verschiebungs-Hysterese, ausgenommen die „Erstbelastungskurve“, an die experimentellen Ergebnisse angepasst werden [1](Abbildung 2.11).

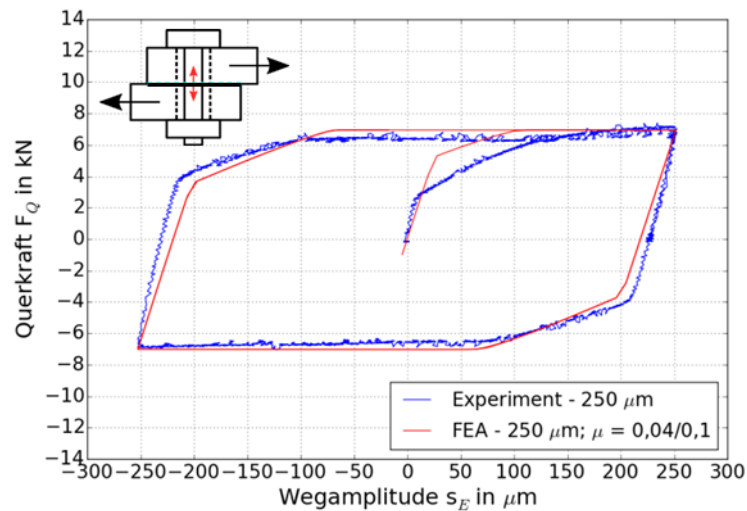


Abbildung 2.11 – Verschiebungen zwischen den Blechen (Wegamplitude s_E) in Experiment und FEA (mit iterativ angepassten Reibungszahlen ($\mu_K = 0,04$, $\mu_T = 0,10$)) für eine Schraubenverbindung der Abmessung M12 [1]

Weiterhin erfolgte eine vereinfachte Schalenmodellierung der betrachteten Schraubenverbindungen auf Basis des jeweiligen 3D Modells zur Reduzierung des Modellierungs- und Rechenaufwands im Hinblick auf komplexere Verbindungen. Zur Abbildung von nichtlinearen „Verbindungssteifigkeiten“ wurden sogenannte Bushing-Elemente verwendet (Abbildung 2.12). Hierzu wurde ein erster Vorschlag zur Definition von quasi-analytischen Steifigkeiten (zur Implementierung in Bushing-Elemente) in Abhängigkeit von Geometrie- und Reibungsparametern abgeleitet. Die entwickelten analytischen Ansätze müssen noch weiter ausgearbeitet und anhand von experimentellen und numerischen Untersuchungen validiert werden.

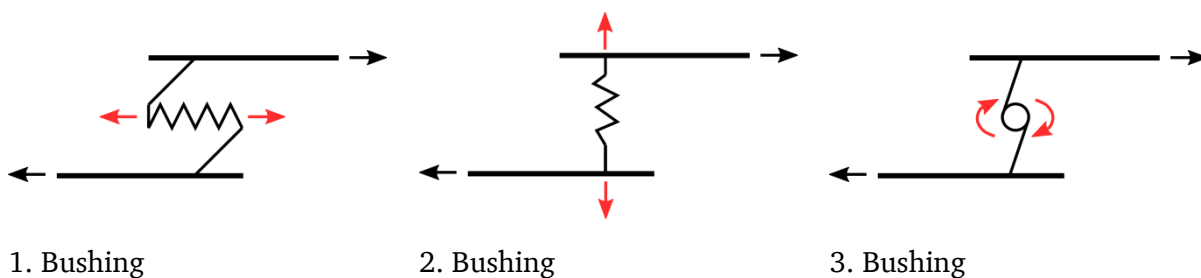


Abbildung 2.12 – Schematische Darstellung nutzbarer Bushing-Elemente [1]

3 Probendefinition und Messtechnik

Das Forschungsvorhaben hatte zum Ziel, den Einfluss verschiedener Verbindungsparameter auf das Losdrehverhalten zu untersuchen. Variiert wurden der Nenndurchmesser d der Schraube, die Klemmlänge l_k der Verbindung, die Kopfreibungszahl μ_k , die Trennfugenreibungszahl μ_T und die Montagevorspannkraft F_M der Verbindung. Es wurden jeweils zwei Parameterwerte festgelegt:

Untersucht wurden M8- und M12x1,5-Schraubenverbindungen (Abbildung 3.1). Als Klemmlänge wurde jeweils der einfache und der doppelte Nenndurchmesser genutzt. Die Vorspannkraften sollten eine Plastifizierung der Schrauben ausschließen. Deshalb wurden Streckgrenzausnutzungsverhältnisse von 50 % und 70 % gewählt. Die verwendeten Schrauben hatten die Festigkeitsklasse 10.9. Die genutzten Montagevorspannkraften bei der Annahme einer Reibungszahl von $\mu_{ges} = 0,12$ waren für die M8-Verbindungen entsprechend 14 kN und 20 kN und für die M12x1,5-Verbindungen 35 kN und 50 kN. Die Reibung in der Kopfauflage und in der Trennfuge wurde jeweils durch unterschiedliche Oberflächen und Schmierstoffe variiert.



Abbildung 3.1 - Fotografien der beiden untersuchten Schrauben (links: M12x1,5x75, rechts: M8x45)

Die M12x1,5-Verbindungen wurden vollparametrisch untersucht. Bei den M8-Verbindungen wurde nur eine Reibungsvariante betrachtet. Eine Auflistung des genutzten Prüfguts ist in Tabelle 3.1 dargestellt.

Tabelle 3.1 - Übersicht über das Prüfgut

Menge	Prüfgut	Bezeichnung	Bemerkung
400	Schraube	M8x45-10.9	Flanschkopf, plane Auflagefläche
1000	Schraube	M12x1,5x75-10.9	Flanschkopf, außentragend
300	Blech	M8 – 72x30x4	blank
300	Blech	M8 – 72x30x8	blank
900	Blech	M12 – 72x30x6	550x blank, 350x einseitiger Zinklamellenüberzug
800	Blech	M12 – 72x30x12	500x blank, 300x einseitiger Zinklamellenüberzug
400	Mutter	M8-10 nach ISO 4032	blank
1000	Mutter	M12x1,5-10 nach ISO 8673	blank

Die Schrauben wurden durch die Firma ABC Umformtechnik GmbH & Co. KG mit einer bestehenden Zinklamellenbeschichtung gestellt. Die aus Projektmitteln finanzierten Bleche wurden aus S700MC-Walzblech hergestellt und erhielten ihre Kontur durch Laserstrahlschneiden. Anschließend wurde die Oberfläche durch Gleitschleifen bearbeitet.

Die Schrauben werden mit einem Zinklamellen-Basecoat einheitlich neu beschichtet. Verschiedene Topcoats werden zur Einstellung der Reibungszahlfenster genutzt. Die ursprüngliche Beschichtung der Schrauben wird durch ein Strahlverfahren vor dem Aufbringen der neuen Beschichtung entfernt. Die Bleche für die zweite Trennfugenvariante (AP 5, Kapitel 5) werden einseitig ebenfalls mit Zinklamelle beschichtet.

Während der Versuche wird die Vorspannkraft der Schrauben durch ein Ultraschallmessgerät vom Typ LP-Touch der Firma intellifast GmbH gemessen. Das Gerät wurde vom Hersteller für Forschungszwecke zur Verfügung gestellt. Dieses bestimmt die Vorspannkraft durch eine Time-of-Flight (ToF)-Messung einer Ultraschalllongitudinalwelle entlang der Schraubenachse. Die ToF ändert sich infolge der mechanischen Dehnung der Schraube durch das Verspannen. Durch eine Kalibrierung in einer Zugprüfmaschine lässt sich ein annähernd proportionaler Zusammenhang zwischen der ToF-Änderung und der Vorspannkraft im elastischen Bereich ermitteln. Das Messgerät ist für eine homogene Temperaturverteilung ebenfalls temperaturkompensiert.

Zur Einleitung der Ultraschallwelle wird ein Ultraschallkopf genutzt. Dieser wird mit einem gelartigen Koppelmittel (ANKORIL®) auf die zuvor plangedrehte Schraubenkuppe gesetzt. Um eine definierte Positionierung und Anpressung des Ultraschallkopfes auf die Schraubenkuppe zu gewährleisten, wurde in diesem Forschungsvorhaben ein Adapter entwickelt, in dem der Ultraschallkopf axial geführt ist und federvorgespannt angedrückt wird (Abbildung 3.2). Durch wechselbare Gewindescheiben lässt sich der Adapter auf die beiden zu untersuchenden Schraubenabmessungen anbringen.

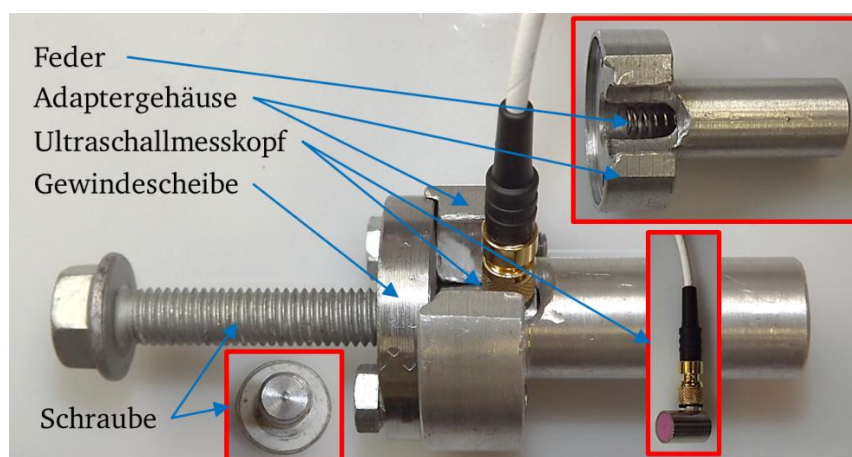


Abbildung 3.2 – Entwickelter Adapter zur Anbringung des Ultraschallkopfes auf der Schraubenkuppe zur Ermittlung der Vorspannkraft

Die räumliche Verschiebung und Orientierung des Schraubenkopfes und des Blechs unter der Kopfaufgabe werden mit einem optischen Messsystem des Typs PONTOS der Firma GOM Gesellschaft für optische Messtechnik mbH (heute: Carl Zeiss GOM Metrology GmbH) über aufgeklebte

retroreflektierende Referenzpunkte erfasst (Abbildung 5.2). Weiterhin können mit dem Messsystem Analogsignale der Prüfmaschine aufgezeichnet werden (weggeregelter Verschiebung der Bleche und in die Schraubenverbindung eingeleitete Querkraft).

Des Weiteren wurde ein Konzept zur Dehnungsanalyse an den Schrauben mittels Dehnungsmessstreifen (DMS) entwickelt. Die Dehnungsanalyse soll zum Abgleich der Ergebnisse aus der FE-Berechnung mit der tatsächlichen Schraubenverformung herangezogen werden. Ziel ist es, den Biegespannungsverlauf in axialer Richtung im verspannten Bereich der Schrauben zu ermitteln. Die Schrauben wurden dafür im verspannten Bereich bis auf den Kerndurchmesser abgedreht, sodass ein zylindrischer Schaft entstand. Die Biegung wird an zwei axialen Positionen durch jeweils zwei einzelne, gegenüberliegende DMS mit axialer Ausrichtung erfasst (Abbildung 3.3).

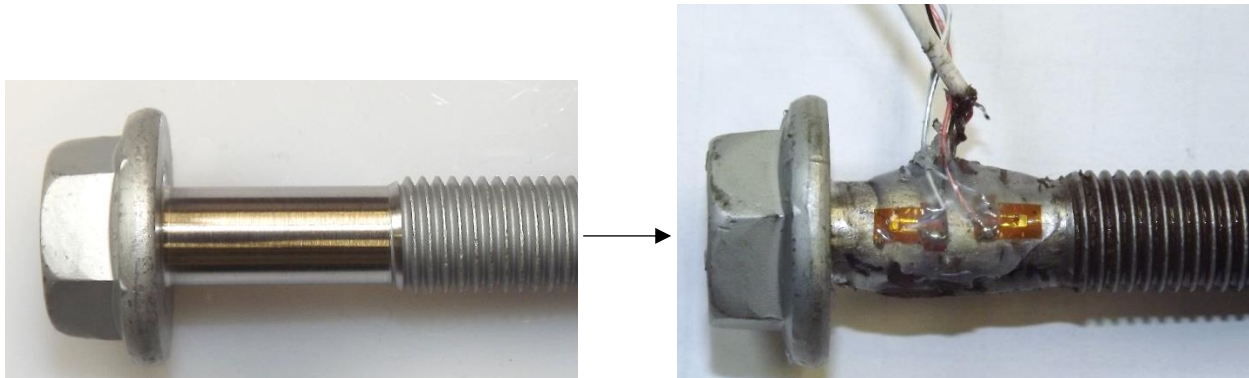


Abbildung 3.3 - Applikationskonzept der DMS zur Dehnungsanalyse. Das Beispiel zeigt eine M12x1,5x75 – Schraube mit abgedrehtem Schaft im verspannten Bereich (Klemmlänge $l_k = 24$ mm, links). Dort werden zwei DMS-Paare untereinander angeordnet zur Messung der lokalen Axialspannung appliziert (rechts). (Auf der Rückseite befinden sich zwei weitere auf identische Weise angebrachte DMS)

Um keine Spannungsüberhöhung infolge der Kerbwirkung des Übergangs vom Schaft in den Schraubenkopf oder zur Mutter zu messen, wird zuvor numerisch der Schaftbereich ermittelt, in dem infolge der Vorspannkraft F_V ein homogener Spannungszustand vorliegt (Abbildung 3.4). Die beiden Messstellen werden in diesem Bereich so nahe wie möglich zum einen am Schraubenkopf und zum anderen an der Mutter positioniert. Die Kabel werden durch eine Nut in der Trennfuge der verschraubten Bleche aus der Verbindung herausgeführt.

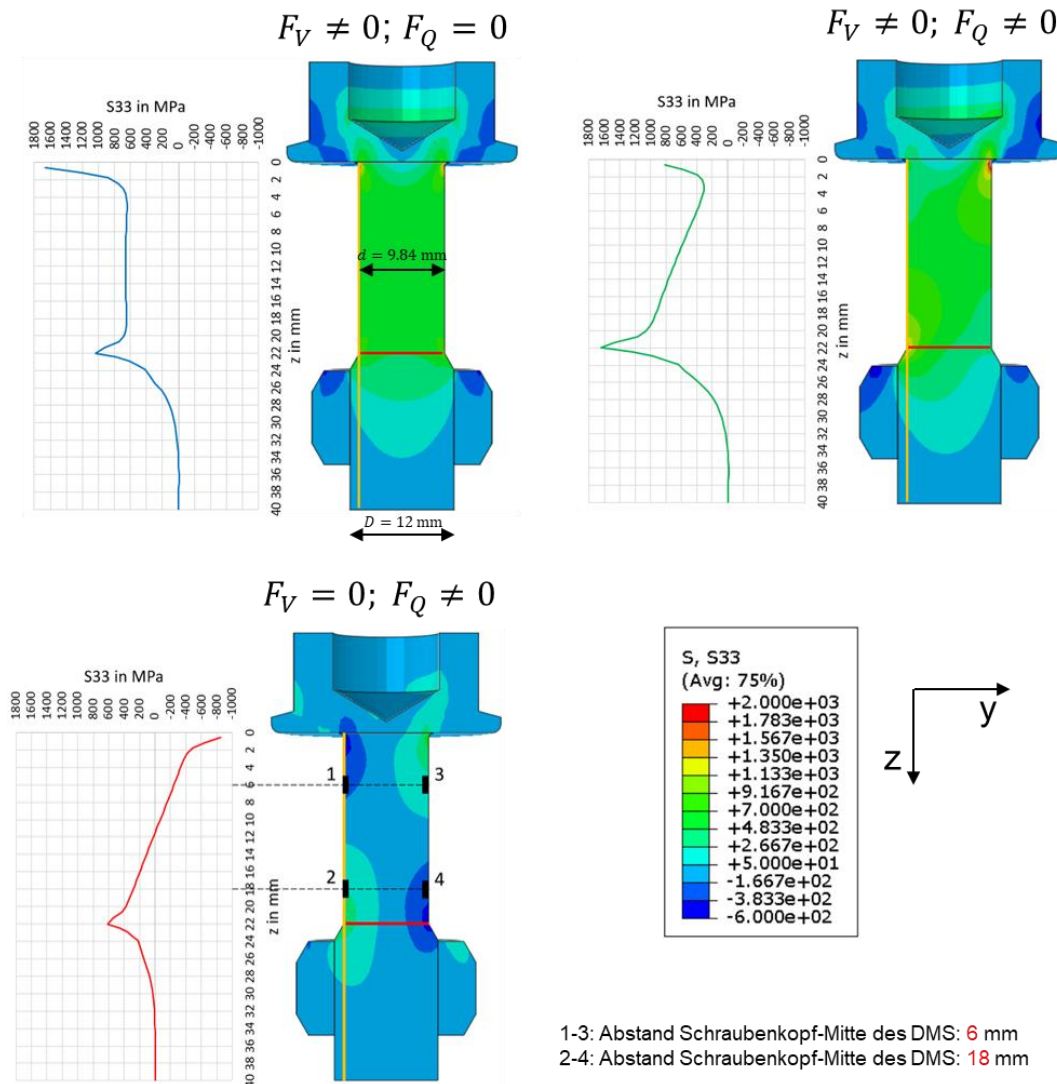


Abbildung 3.4 - Applikationskonzept der DMS zur Dehnungsanalyse. Das Beispiel zeigt eine M12x1,5x75 – Schraube mit den vier DMS (1, 2, 3, 4) mit einer Klemmlänge $l_K = 24$ mm. Jeweils links dargestellt sind die Spannungsverläufe in z-Richtung durch die Vorspannkraft F_V (links oben), die Querkraft F_Q (links unten) und deren Kombination (rechts oben). Unten rechts ist die Skalierung der Normalspannung (S33) in z-Richtung vermerkt.

Wegen der Verlegung der Anschlusskabel der DMS durch die verspannten Bauteile war es notwendig, die Schrauben über die Mutter anzuziehen. Der Schraubenkopf wurde beim Anziehen so fixiert, dass die DMS in Verschiebungsrichtung mit der Schraubenachse deckungsgleich waren.

4 Experimentelle Ermittlung der Reibungszahlen

Kapitel 4 befasst sich mit den Inhalten des AP 2 zur experimentellen Ermittlung von Reibungszahlen. Kapitel 4.1 beschreibt die Ermittlung der Teilreibungszahlen in der Kopfauflage und im Gewinde im Anziehprüfstand. Kapitel 4.2 stellt ein Verfahren vor, das im Rahmen des Forschungsvorhabens entwickelt wurde, um die Teilreibungszahlen in der Kopfauflage und der Trennfuge im Losdrehversuch ermitteln zu können. Kapitel 4.3 umfasst abschließend die experimentelle Bestimmung der Trennfugenreibungszahl.

4.1 Reibungszahlermittlung im Anziehprüfstand

Die Reibungszahlen in der Kopfauflage und im Gewinde wurden in Anlehnung an DIN EN ISO 16047 in einem Anziehprüfstand der Firma Schatz ermittelt. Sie dienen in den FE-Analysen (AP 6, 7, Kapitel 6) als Grundlage für die Parametrierung der Kontaktmodellierung. Die Schrauben wurden vorspannkraftgesteuert auf die maximalen Vorspannkräfte angezogen, die auch in den Losdrehversuchen (siehe Kapitel 5 über AP 4 & 5) verwendet werden. Die M8-Schrauben wurden auf $F_M = 20 \text{ kN}$ und die M12x1,5-Schrauben auf $F_M = 50 \text{ kN}$ angezogen. Die Streckgrenzausnutzung liegt bei diesen Vorspannkräften bei einer angenommenen Gesamtreibungszahl von $\mu_{\text{ges}} = 0,12$ bei jeweils ca. 70 %. Die Auswertung der Reibungszahlen erfolgte ebenso bei der Montagevorspannkraft. Dadurch soll eine überelastische Montage ausgeschlossen werden. Die Anzieh- und Lösedrehzahl lag konstant bei $n = 20 \text{ min}^{-1}$. Die Gegenlagen für den Schraubenkopf wurden aus den gleichen Blechen gefertigt, die auch für die Losdrehversuche genutzt wurden. Im Bereich des eingeschraubten Gewindes wurden die Schrauben stets mit Molykote® 1000 Feststoffschmierpaste versehen. Nach dem Anziehen der Schrauben über den Schraubenkopf auf die Vorspannkraft folgte eine Wartezeit von fünf Sekunden, bevor die Verbindungen wieder losgedreht wurden. Die Auswertung der Reibungszahlen erfolgte bei der Montagevorspannkraft. In Anlehnung an VDA 235-203 [24] wurden mit den Losbrechdrehmomenten die Haftreibungszahlen ermittelt.

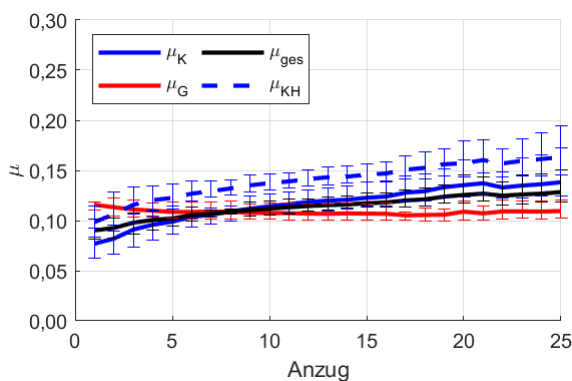
Um die Entwicklung der Reibungszahlen durch Verschleiß infolge der bei Losdrehversuchen auftretenden Relativbewegungen in der Schraubenkopfauflage und am Mutterngewinde einordnen zu können, wurden die Schrauben 25 Mal aufeinanderfolgend angezogen und wieder gelöst. Untersucht wurden M8- und M12x1,5-Schrauben mit dem gleichen Überzug und M12x1,5-Schrauben mit einem weiteren Zinklamellenüberzug, der einen Topcoat mit einem geringeren Reibungszahlfenster enthält. Zur statistischen Absicherung wurden pro Schraubendurchmesser und Beschichtung jeweils zehn Schrauben untersucht.

Während der Anziehversuche stellte sich heraus, dass die tribologische Belastung auf die Schraubenkopfauflage durch das vielfach wiederholte Anziehen deutlich über der üblichen Belastung durch die Montage lag. Verstärkt durch das Außenträgerprofil der M12x1,5-Schrauben verschliss der Zinklamellenüberzug bis zum 25. Anzug am äußeren Rand der Kopfauflage vollständig, sodass das Basismetall der Schraube freigelegt wurde. Der außergewöhnlich hohe Verschleiß führte dazu, dass die Reibungszahl in der Kopfauflage μ_K nicht durch unterschiedliche Zinklamellenüberzüge variiert werden konnte. So wurden die M12x1,5-Schrauben mit dem zweiten Topcoat in der Kopfauflage ebenfalls mit

Feststoffschmierpaste geschmiert, um die Kopfreibungszahl effektiv zu variieren. Es werden die folgenden Bezeichnungen festgelegt:

- K1: Zinklamellenüberzug ohne zusätzliche Schmierung in der Schraubenkopfauflage, jedoch mit Schmierung im Gewinde (Molykote® 1000 Paste, Abbildung 4.1 links)
- K2: Zinklamellenüberzug mit zusätzlicher Schmierung (Molykote® 1000 Paste) in der Schraubenkopfauflage und im Gewinde (Abbildung 4.1 rechts)

M12x1,5, K1



M12x1,5, K2

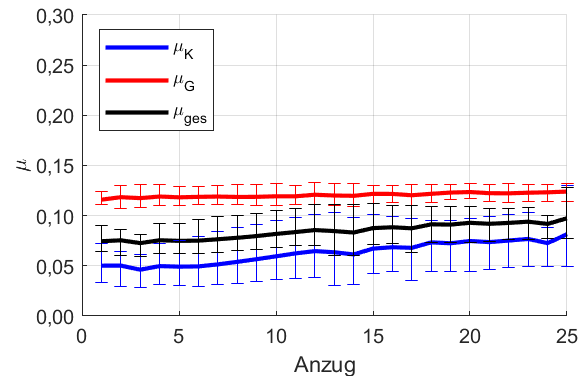


Abbildung 4.1 – Entwicklung der Reibungszahlen an den M12x1,5-Schrauben bei mehrfachem Anzug ohne (links) und mit (rechts) zusätzlicher Schmierung der Kopfauflagefläche mit Paste. Beide Varianten sind mit Paste im Gewinde geschmiert.

Wie in Abbildung 4.1 im Vergleich der beiden Diagramme zu sehen ist, verringert die Paste den Verschleiß unter dem Schraubenkopf durch mehrfaches Anziehen. Die Gewindereibungszahl ist durch die Paste bei mehrfachem Anziehen für alle Schrauben annähernd konstant auf einem Niveau von $\mu_G = 0,12 \pm 0,01$ für die M12x1,5- Verbindungen und $\mu_G = 0,14 \pm 0,01$ für die M8-Verbindungen (Abbildung 4.2). Die Streuung der Gewindereibungszahl ist gering.

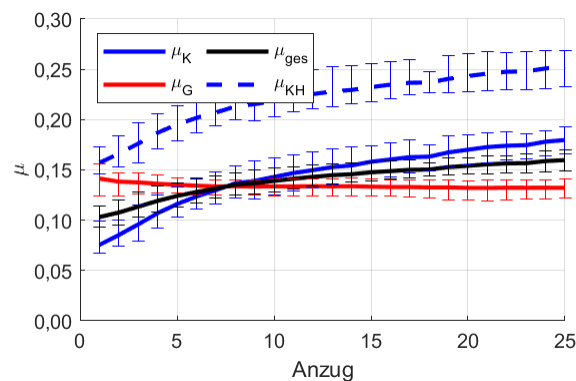


Abbildung 4.2 – Entwicklung der Reibungszahlen an den M8-Schrauben bei mehrfachem Anzug ohne zusätzliche Schmierung in der Kopfauflage und mit Paste im Gewinde (K1)

An den mit Paste geschmierten Kontaktflächen der Schraubenverbindungen trat kein Losbrechen beim Lösevorgang auf. Die Haftreibungszahlen konnten deshalb nur für die Kopfauflage (μ_{KH}) in der Oberflächenvariante K1 ermittelt werden.

Tabelle 4.1 stellt die Mittelwerte und die Standardabweichung der Reibungszahlen in der Kopfauflage μ_K , im Gewinde μ_G und die Gesamtreibungszahl μ_{ges} für die Schraubenvarianten für den ersten Anzug dar. Tabelle 4.2 zeigt die entsprechenden Reibungszahlen für den 25. Anzug. Die Kopfreibungszahl steigt durch den Verschleiß bei allen Varianten an (Abbildung 4.1). Die Gewindereibungszahl hingegen sinkt beim mehrfachen Anziehen teilweise ab. Dieses Verhalten wurde auf die erwärmungsbedingte Reduktion der Viskosität des Schmierstoffs zurückgeführt. In der Kopfauflage tritt dieser Effekt nicht auf, weil der Schmierstoff bei der Variante K2 an stark belasteten Kontaktstellen seitlich verdrängt werden kann.

Tabelle 4.1 – Mittlere Reibungszahlen der Schraubenverbindungen mit der Abmessung M8 und M12x1,5 beim ersten Anzug

<i>Schraube</i> <i>Beschichtung</i>	M8 K1	M12x1,5 K1	M12x1,5 K2
μ_K	$0,08 \pm 0,01$	$0,08 \pm 0,01$	$0,05 \pm 0,01$
μ_G	$0,14 \pm 0,01$	$0,12 \pm 0,00$	$0,12 \pm 0,00$
μ_{ges}	$0,10 \pm 0,01$	$0,09 \pm 0,01$	$0,08 \pm 0,01$
μ_{KH}	$0,16 \pm 0,01$	$0,10 \pm 0,01$	-

Tabelle 4.2 – Mittlere Reibungszahlen der Schraubenverbindungen mit der Abmessung M8 und M12x1,5 beim 25. Anzug

<i>Schraube</i> <i>Beschichtung</i>	M8 K1	M12x1,5 K1	M12x1,5 K2
μ_K	$0,18 \pm 0,01$	$0,14 \pm 0,01$	$0,08 \pm 0,03$
μ_G	$0,13 \pm 0,01$	$0,11 \pm 0,01$	$0,12 \pm 0,01$
μ_{ges}	$0,16 \pm 0,01$	$0,13 \pm 0,01$	$0,10 \pm 0,02$
μ_{KH}	$0,25 \pm 0,01$	$0,16 \pm 0,01$	-

4.2 Entwicklung eines Verfahrens zur Reibungszahlermittlung während der Losdrehversuche

Zur Ermittlung der Reibungszahlen während der Losdrehversuche am Hydropulser wurde ein Verfahren entwickelt, das die Reibungszahlen in der Kopfauflage und der Blechtrennfuge aus den Querkraft-Weg-Hysteresen der Losdrehversuche ermittelt. So können Reibungszahlen einzelner Losdrehversuche individuell ermittelt werden. Es kann zum einen die tatsächliche tribologisch bedingte Entwicklung der Reibungszahlen erfasst werden als auch eine höhere Güte der Validierung der FE-Modelle erzielt werden.

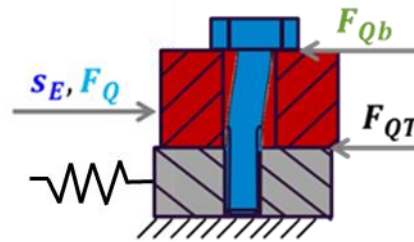


Abbildung 4.3 – Skizzenhafte Darstellung der Querkraftübertragung einer Schraubenverbindung [1]

Der Querkraft F_Q , die auf eine einschnittige Schraubenverbindung aufgebracht wird, wirkt die Reibkraft der Trennfuge F_{QT} und die Reibkraft der Schraubenkopfauflage F_{Qb} entgegen (Abbildung 4.3). So entsteht ein statisches Gleichgewicht. Die verschraubten Bleche, zwischen denen sich die Trennfuge befindet, weisen eine hohe Steifigkeit gegen Stauchung auf. Der Schraubenschaft wird sich hingegen unter Querbelastung deutlich durchbiegen. Die unterschiedlichen Steifigkeiten sind in den Hysteresen der Querkraft über der zyklischen Blechverschiebung wiederzufinden. Die Hysteresen weisen nach den Umkehrpunkten jeweils einen steilen, linearen Abschnitt (vgl. Abbildung 2.2, Phase 1) auf, der der Trennfugenreibung der vergleichsweise steifen Bleche zuzuordnen ist (Abbildung 4.4, links, im mit „ $2 \times \mu_T$ “ gekennzeichneten Bereich). An einem Knickpunkt folgt ein degressiv steigender, flacherer Abschnitt des Hysteresenastes (Abbildung 4.4, links, im mit „ $2 \times \mu_K$ “ gekennzeichneten Bereich). Dieser ist der Durchbiegung der Schraube zuzuordnen (vgl. Abbildung 2.2, Phasen 2 und 3).

Zur Ermittlung der Reibungszahlen wird die gemessene Vorspannkraft der Schraube als Normalkraft betrachtet. Zunächst werden die Messwerte der Querkraft für einen Ausschnitt an Zyklen durch die zum jeweils gleichen Zeitpunkt gemessene Vorspannkraft dividiert und über der relativen Blechverschiebung aufgetragen (Abbildung 4.4, links). Nun werden die Umkehrpunkte ermittelt und die Hystereseschleife in einen oberen und einen unteren Ast unterteilt. Daraufhin werden beide Hysteresenäste durch jeweils eine Gerade vor dem Knickpunkt und eine Parabel nach dem Knickpunkt approximiert. Dazu wurde in MATLAB® ein Algorithmus implementiert, der automatisiert die Messwerte iterativ entweder der Geraden oder der Parabel zuordnet, sodass die Summe der Abweichungsquadrate der Messwerte von den ihnen zugeordneten Approximationskurven minimiert wird. Der Schnittpunkt der Geraden und der Parabel ist der Knickpunkt des approximierten Hysteresenastes und wird zur Aufteilung zwischen Trennfugen- und Schraubenquerkraft bzw. -reibungszahlen genutzt (Abbildung 4.4, links). Abschließend werden die Teilreibungszahlen, die durch den oberen und den unteren Hysteresenast approximiert wurden, gemittelt. Für die Ermittlung der Reibungszahlentwicklung (Abbildung 4.4, rechts) wird das Verfahren wiederholt auf mehrere Messwertausschnitte angewendet.

Die Kopfreibungszahl μ_K lässt sich nur ermitteln, falls der Schraubenkopf vollständig abgleitet. Gleitet der Schraubenkopf nicht vollständig ab, wird die maximale Reibkraft in der Kopfauflage nicht erreicht und eine zu geringe Reibungszahl ausgewertet.

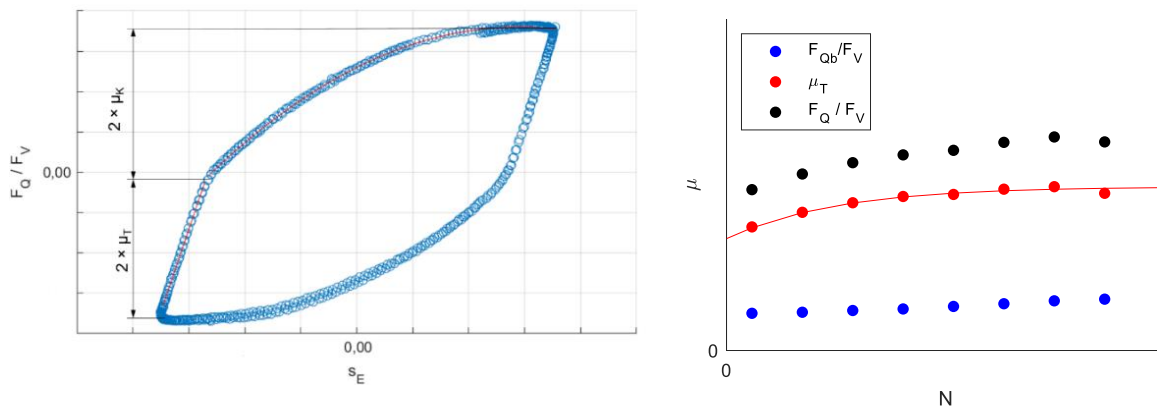


Abbildung 4.4 – Schematische Darstellung des Verfahrens zur Reibungszahlermittlung aus den Querkraft-Weg-Hysteresen am Hydropulser (links). Beispielhafte Darstellung der Entwicklung der Reibungszahlen über den Lastwechseln N .

4.3 Bestimmung der Trennfugenreibungszahl

Zum Einsatz kommen zwei Varianten der Trennfuge. In Variante T1 werden in der Trennfuge beidseitig blanke Stahlbleche verwendet, die mit Molykote[®] 1000 Paste geschmiert werden. In der Variante T2 werden identische Stahlbleche genutzt, die einseitig, auf der zur Trennfuge zeigenden Seite mit Zinklamelle überzogen sind. Als Schmierstoff wird bei T2 OKS[®] 400 (lithium-verseiftes, MoS₂-additiviertes Mineralölfett) genutzt.

Zur Ermittlung der Trennfugenreibung wurde für die in diesem Forschungsvorhaben für das AP 5 entwickelte Prüfvorrichtung (Abbildung 5.2) ein Linearnadellager konstruiert und gefertigt. Dieses wird im Hydropulser in der Trennfuge zwischen Blech und Schraubenkopf angeordnet und mit verspannt (Abbildung 4.5). Durch das Nadellager in der Schraubenkopfaufgabe begrenzt sich die Querkraft im Prüfstand auf die Reibkraft der Trennfuge zwischen den Blechen (Abbildung 4.3). Die Reibungszahl der Trennfuge ist der Quotient aus der maximalen, aufgebrauchten Querkraft F_Q auf die Schraubenverbindung und der gemessenen Vorspannkraft F_V der Schraube (Gleichung (4.1)).

$$\mu_T(N) = \frac{F_Q(N)}{F_V(N)} \quad (4.1)$$

Die Ermittlung der Reibungszahl der Trennfuge erfolgt auf diese Weise an realen Bauteilen. Die erhöhte Klemmlänge hat keinen Einfluss auf die Trennfugenreibungszahl, da die Schraube in diesem Aufbau keine Querbelastung erfährt.

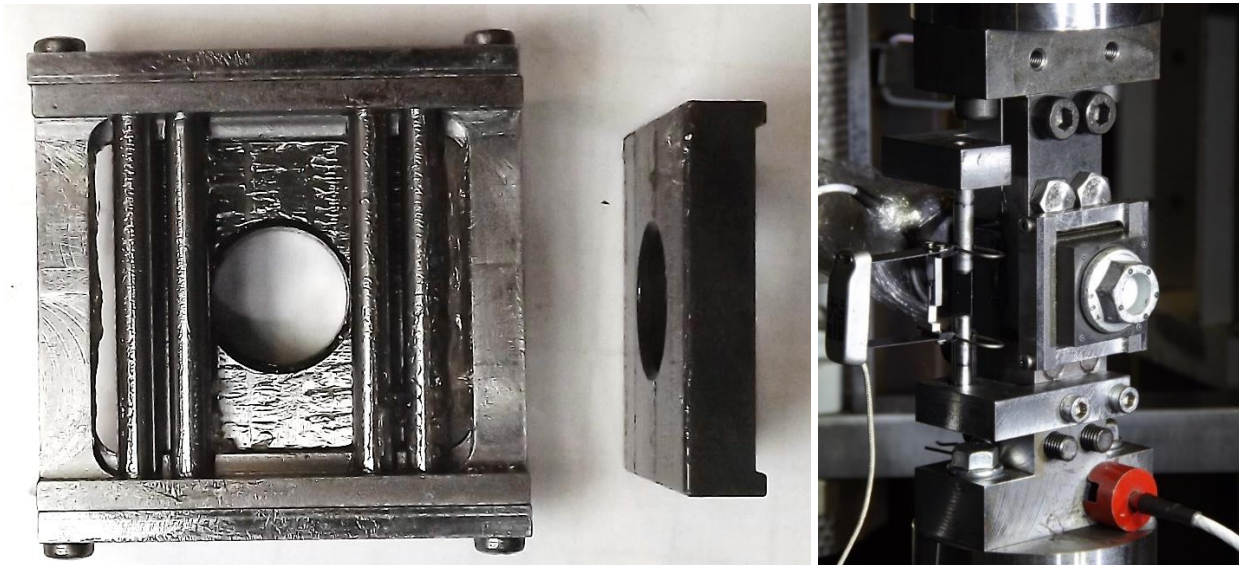


Abbildung 4.5 - Linearnadellager mit deckungsgleichen Durchgangsbohrungen in beiden Laufbahnen zum Durchstecken einer Schraube (links), eingebautes Nadellager in der für die Losdrehversuche genutzten weiterentwickelten Prüfvorrichtung (Kapitel 5.1) (rechts)

Unter Nutzung der erläuterten Methode zur Ermittlung der Teilreibungszahlen aus den Hysteresen und des Nadellagers konnte die Trennfugenreibungszahl über 300 Zyklen zwischen $\mu_T = 0,10 \dots 0,14$ für die Variante T1 und $\mu_T = 0,07 \dots 0,10$ für die Variante T2 ermittelt werden. In Losdrehversuchen am Hydropulser mit der Variante T1 mit einer deutlich höheren Anzahl an Zyklen (bis zu $N = 50.000$) stieg die Trennfugenreibungszahl allerdings auf bis zu $\mu_T = 0,20 \dots 0,40$ an. Für die Auswertung der in AP 5 erzeugten Hystereseaufnahmen (Kapitel 5.5) wurde deshalb die Reibungszahlentwicklung für jeden Versuch individuell ausgewertet.

5 Experimentelle Untersuchung des selbsttätigen Losdrehens

In Kapitel 5 werden die Inhalte der Arbeitspakete 4 und 5 gemeinsam beschrieben. Während in AP 4 idealisierte Verbindungen mit möglichst geringer Trennfugenreibung ($\mu_T \approx 0$) untersucht werden, werden in AP 5 Modellverbindungen mit einer möglichst realitätsnahen Trennfuge ($\mu_T > 0$) behandelt. Zuerst werden in Kapitel 5.1 die Optimierungsmaßnahmen an der weiterentwickelten Prüfvorrichtung beschrieben. Darauf folgend wird die Durchführung der Losdrehversuche (Kapitel 5.2) und die Erstellung der Verschiebungsgrenzkurven aus den Ergebnissen der Losdrehversuche (Kapitel 5.3) beschrieben. Anschließend werden die experimentell ermittelten kritischen Grenzverschiebungen statistisch betrachtet und mit den theoretischen Grundlagen abgeglichen (Kapitel 5.4). Abschließend wird in Kapitel 5.5 auf den Informationsgehalt der Hystereseschleifen der Querkraft über der Blechverschiebung eingegangen.

5.1 Entwicklung einer Prüfvorrichtung für Losdrehversuche

Prüfvorrichtung mit realitätsnaher Trennfuge ($\mu_T > 0$, AP 5)

Für die Durchführung der Losdrehversuche wird eine Prüfvorrichtung benötigt, mit der bei verschiedenen Klemmlängen weggeregelt eine oszillierende, translative Relativverschiebung auf die untersuchten Schraubenverbindungen aufgebracht werden kann. Zunächst wird auf die Entwicklung der Prüfvorrichtung für das AP 5 eingegangen, in dem realitätsnahe Blechtrennfugen genutzt werden ($\mu_T > 0$). Als Ausgangsbasis wird auf die bestehende Prüfvorrichtung aus [1] zurückgegriffen (Abbildung 2.8). Diese besteht im Kern aus zwei Montagesockeln für einen Hydropulser. Auf den beiden gegenüberliegenden Montagesockeln lässt sich jeweils ein Blechstreifen mit vier Schrauben befestigen. Die Blechstreifen werden im überlappenden Bereich zwischen den Montagesockeln mit der Prüfschraube verschraubt. Die Klemmlänge kann durch die Blechdicke eingestellt werden. Die untersuchte Schraubengarnitur und die beiden Bleche werden für jeden Losdrehversuch durch nicht benutzte Teile ausgetauscht.

Die bestehende Prüfvorrichtung wies bei geringen Blechdicken Schwächen bei der optischen Verschiebungsmessung auf. Unter Last bogen sich die Blechstreifen leicht durch [1]. Die Ursache liegt in der nicht symmetrischen Querkrafteinleitung durch die beiden zueinander versetzten Prüfbleche (Abbildung 5.1). Die nicht symmetrische Krafteinleitung ist bei einschnittigen Verbindungen prinzipbedingt. Die Durchbiegung des Prüfaufbaus führt zu einem Abkippen der Schraubenkopfauflage. Dies verhinderte die optische Auswertung der Schraubenkopfbewegung [1].

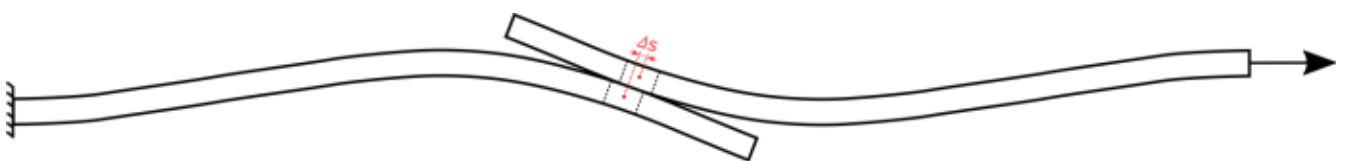


Abbildung 5.1 – Einschnittige Schraubenverbindung unter Belastung durch eine Querkraft, skizzenhaft dargestellt [1]

Zur Verringerung der Biegeverformung ist eine Änderung der Krafteinleitung oder eine Erhöhung der Biegesteifigkeit notwendig. Die Krafteinleitung lässt sich für die untersuchten Verbindungen nicht weiter

optimieren. Die Biegesteifigkeit kann durch eine Reduktion der freien Biegelänge oder eine Erhöhung der Blechdicke oder –breite gesteigert werden. Die Blechdicke ist allerdings durch die eingestellte Klemmlänge vorgegeben. Mit Hinblick auf die Materialausnutzung und die Effektivität der Anpassung ist die Verringerung der freien Biegelänge einer Erhöhung der Blechstreifenbreite vorzuziehen.

Deshalb wurde die Länge der Bleche in diesem Forschungsvorhaben von 130 mm auf ein Minimum von 72 mm reduziert (Abbildung 5.2). Die Blechlänge setzt sich zusammen aus

- einem Klemmbereich mit vier Schrauben (40 mm), über die jeweils ein Blech mit einem Montagesockel verbunden wird,
- einem überlappenden Bereich der beiden Bleche (30 mm), in dem die Prüfschraube verspannt wird, und
- einem freien Bereich, der es ermöglicht eine maximale Verschiebungsamplitude von 2 mm aufzubringen.

Im Zuge dessen wurde die Aufnahme des Extensometers von den Blechen an die Montagesockel der Prüfvorrichtung verlagert.

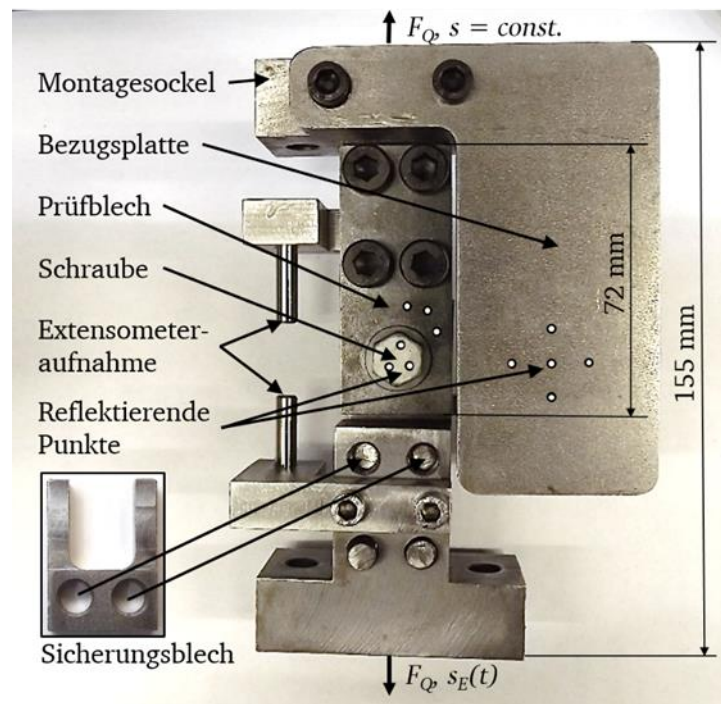


Abbildung 5.2 – Weiterentwickelte Prüfvorrichtung für die Losdrehversuche am Hydropulser für AP 5

Während der obere Montagesockel im Prüfstand fixiert ist ($s = \text{const}$), wird weggeregelt eine Verschiebung $s_E(t)$ auf den unteren Montagesockel aufgebracht. Zur Regelung dient ein Extensometer. Die Bezugsplatte und der Schraubenkopf werden mit reflektierenden Punkten für die optische Erfassung der Verschiebung durch das PONTOS-Stereokameramesssystem bestückt. Die Prüfbleche werden auf

beiden Seiten mit jeweils vier M8-Schrauben der Festigkeitsklasse 12.9 drehmomentgesteuert vorgespannt, um eine gleitfeste Verbindung zu den Montagesockeln zu gewährleisten. Auf der Rückseite wird mit den zwei oberen Klemmschrauben des unteren Montagesockels ein gabelförmiges Sicherungsblech mitverspannt, das als Losdrehesicherung der Mutter wirkt (Abbildung 5.2, unten links).

Prüfvorrichtung mit idealisierter Modelltrennfuge ($\mu_T \approx 0$, AP 4)

Für die Losdrehversuche in AP 4 wird eine Prüfvorrichtung benötigt, in der die Trennfugenreibung möglichst gering ist ($\mu_T \approx 0$). Dazu wird die vorgestellte Prüfvorrichtung mit Trennfugenreibung ($\mu_T > 0$) modifiziert. Es wird ein Gleitlager in das obere, nicht bewegliche Blech eingelassen (Abbildung 5.3). Wegen der geringen Bauhöhe bei einer Klemmlänge von bis zu $l_k = 8$ mm und der Anforderungen an die Oberfläche und Härte der Bleche wurde davon abgesehen, eine Wälzlagerung zu realisieren. In einer Vorauswahl wurde der Gleitkunststoff iglidur[®] Q2 der Firma igus[®] GmbH bei Versuchen an einem Schwingreibverschleißprüfstand als geeignet ermittelt.

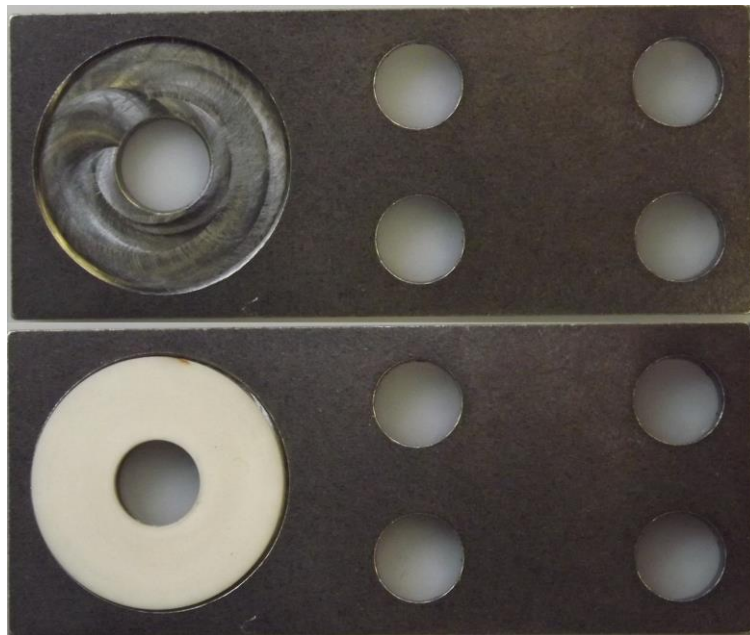


Abbildung 5.3 – Prüfblech mit Aussparung für Gleitlager (oben ohne Gleitlager, unten mit eingelegtem Gleitlager)

Der Gleitlagerkunststoff igus iglidur[®] Q2 geschmiert mit OKS[®] 400 Mineralölfett wurde in Losdrehversuchen am Hydropulser auf seine Reibung und den Vorspannkraftverlust hin bis zu einer Grenzyklenanzahl von $N_G = 50.000$ untersucht.

Die Reibungszahl des Gleitlagers wurde, wie in Kapitel 4.2 beschrieben, durch das Auswerten der Querkraft-Verschiebungs-Hysteresen zu $\mu_T = 0,02 \dots 0,06$ bestimmt (Abbildung 4.4). Im Vergleich dazu weisen Wälzlager typischer Weise etwa ein Zehntel der ermittelten Reibungszahlen mit dem Gleitlager auf (vgl. [3]). Die Trennfugenreibungszahlen mit Kunststoffgleitlager sind, verglichen mit der Trennfugenvariante T1, allerdings bis auf ein Fünftel gesunken (Kapitel 4). Es konnte somit auch durch ein Gleitlager eine nennenswerte Reduktion der Trennfugenreibungszahl herbeigeführt werden.

Der Vorspannkraftverlust einer Schraubenverbindung mit einer M12x1,5-Schraube mit einer Klemmlänge von $l_K = 24$ mm, der Kopfaufgabenoberfläche K1 und einer Montagevorspannkraft von $F_M = 50$ kN bei einer Verschiebungsamplitude von $s_{a,E} = 100 \mu\text{m}$ lag mit Gleitlager über 50.000 Zyklen bei bis zu $\Delta F_V = 8$ kN. Ohne verbautes Gleitlager wurde in sonst identischen Losdrehversuchen (vgl. AP 5) mit der Trennfugenvariante T1 ebenfalls ein Vorspannkraftverlust von bis zu $\Delta F_V = 7$ kN festgestellt, der auf Setzen und geringfügiges, teilweises Losdrehen zu Beginn der Losdrehversuche zurückzuführen ist. Der Einsatz eines Kunststoffgleitlagers führt somit relativ betrachtet zu einem geringen zusätzlichen Vorspannkraftverlust.

Die erreichten Werte des Gleitlagers wurden in der Sitzung des projektbegleitenden Ausschusses (pbA) vom 15.06.2021 diskutiert. Es wurde dabei befunden, dass die tribologischen Eigenschaften des Gleitlagers für den Einsatz in den Losdrehversuchen geeignet sind.

5.2 Durchführung von Losdrehversuchen

In den Losdrehversuchen werden die untersuchten Schraubenverbindungen einer konstanten oder variablen Verschiebungsamplitude oszillierend ausgesetzt (AP 4, 5). Dazu wurden die untersuchten Schrauben in der vorgestellten Prüfvorrichtung (Kapitel 5.1) stets mit dem Ultraschallmesssystem LP-Touch der Fa. intellifast vorspannkraftgesteuert montiert. Anschließend wird die oszillierende Verschiebung weggeregelt aufgebracht. Dabei wurde die Anzahl an Zyklen bis zum Erreichen einer definierten, relativen Restvorspannkraft ermittelt. Wurde ein definiertes Restvorspannkraftniveau nicht unterschritten, wurde der Versuch für dieses Niveau als Durchläufer gewertet (Abbildung 5.4).

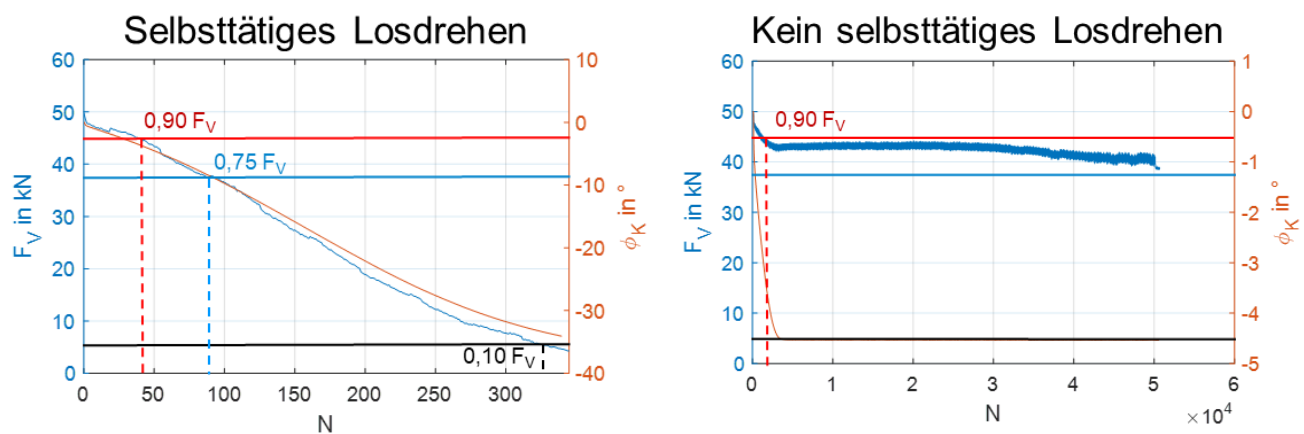


Abbildung 5.4 – Schematische Verläufe der Vorspannkraft F_V und des Kopfdrehwinkels ϕ_K über den Zyklen N für das Eintreten von selbsttätigem Losdrehen (drei erreichte Vorspannkraftniveaus, links) und keinem selbsttätigem Losdrehen (ein erreichtes Vorspannkraftniveau sowie entsprechende Durchläufer für die beiden anderen Vorspannkraftniveaus, rechts). (M12x1,5, $l_K = 24$ mm, K1, $F_V = 50$ kN, T1)

Die Losdrehversuche zur Erstellung der Verschiebungsgrenzkurven wurden bei konstanten Verschiebungsamplituden $s_{a,E}$ durchgeführt, die, durch ein Extensometer geregelt, sinusförmig angefahren wurden. Zu Beginn wurde in Anlehnung an [1] eine Prüffrequenz von $f_p = 1$ Hz für die Verschiebung und eine Grenzzyklenanzahl von $N_G = 50.000$ als Kriterium für Durchläufer gewählt. Zur

Beschleunigung der Versuchsdurchführung wurde die Prüffrequenz auf $f_p = 2$ Hz angehoben und die Grenzyklenanzahl auf $N_G = 20.000$ reduziert. Die Reduktion der Grenzyklenanzahl war möglich, da das selbsttätige Losdrehen bei den durchgeführten Versuchen direkt zu Beginn einsetzte oder ausblieb. Bei losgedrehten Verbindungen trat bei konstanter Verschiebungsamplitude ein vollständiges oder teilweises selbsttätiges Losdrehen stets in weniger als $N < 1000$ Zyklen ein. Begrenzend für die Frequenzanhebung wurden in Absprache mit dem pbA folgende drei Restriktionen gesetzt, dass:

- kein Einfluss auf das Losdrehverhalten festzustellen sein darf,
- keine Messartefakte durch eine zu starke reibungsbedingte Erwärmung entstehen dürfen und
- der Verschleiß in der Trennfuge nicht in solchem Maße zunehmen darf, dass die Querkraft die Kraftobergrenze der Prüfmaschine von 22 kN erreicht.

Die mit der Frequenz steigende Reibungsleistung führt zu einer stärkeren Erwärmung der geprüften Verbindung. So kann es bei einer hohen Zyklenanzahl ($N > 10.000$ bei $f_p = 5$ Hz) dazu kommen, dass sich die Schmierstoffeigenschaften ändern und die kritische Grenzverschiebung beeinflusst wird. Bei einer geringen Zyklenanzahlen ($N < 10.000$) hingegen wurde festgestellt, dass Prüffrequenzen bis $f_p \leq 5$ Hz keinen Einfluss auf den zyklenabhängigen Verlauf der Vorspannkraft bei sonst gleichbleibenden Versuchsparametern haben.

Für die Versuche mit variabler Amplitude wurde in Abstimmung mit dem pbA beschlossen, dass das Verschiebungskollektiv eine Stoßbelastung nachahmen soll (Sitzung vom 15.06.2021, Abbildung 5.5). Das verwendete Kollektiv bestand aus 20 Zyklen mit zwei verschiedenen Amplitudenhöhen. Die geringere Amplitude lag bei 80 % der experimentell ermittelten kritischen Grenzverschiebung im Montagezustand (Tabelle 5.2, Kapitel 5.4) und sollte dementsprechend zu Beginn des Versuchs nicht zu einem selbsttätigen Losdrehen führen (18 Zyklen). Die zweite Amplitude sollte über der kritischen Grenzverschiebung liegen und eine Stoßbelastung im Betrieb nachstellen (2 Zyklen). Die Stoßbelastung hat nur einen geringen Anteil an den Zyklen des Kollektivs.

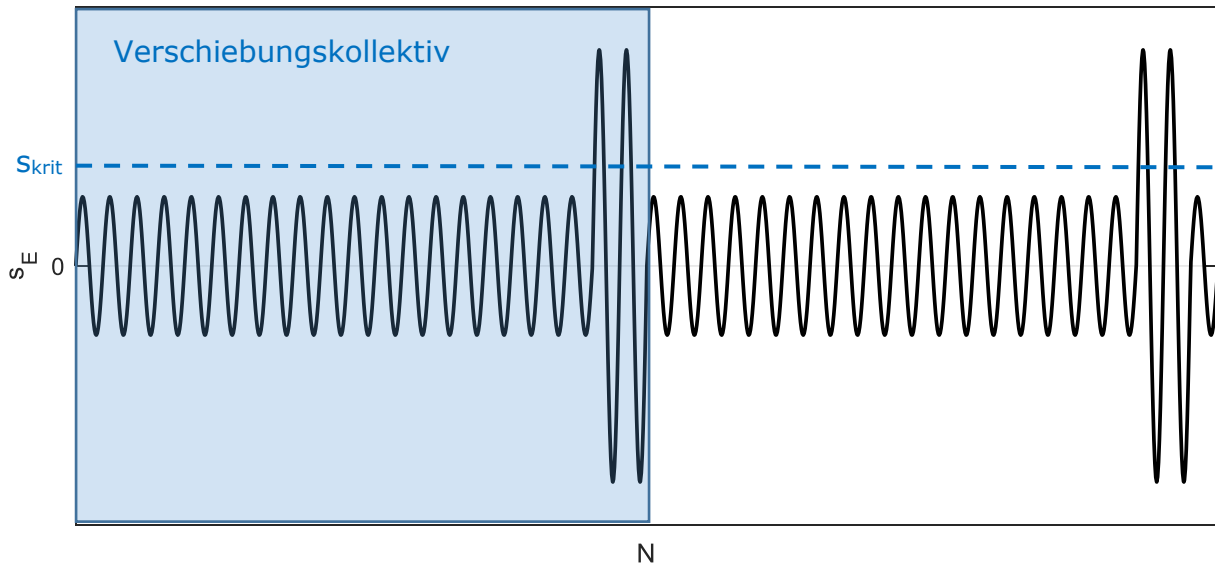


Abbildung 5.5 – Verschiebungskollektiv zur Nachbildung einer Stoßbelastung aus zwei unterschiedlichen Amplitudenhöhen zum einen unterhalb und zum anderen oberhalb der experimentell ermittelten kritischen Grenzverschiebung s_{krit}

Bei den M8-Verbindungen betrug die geringe Verschiebungsamplitude stets $s_{a,E} = 35 \mu\text{m}$ und bei den M12x1,5-Schraubenverbindungen $s_{a,E} = 80 \mu\text{m}$. Als Stoßamplituden wurden jeweils die drei Verschiebungshorizonte genutzt, die auch zur Ermittlung der Verschiebungsgrenzkurven verwendet wurden (Tabelle 5.1, Kapitel 5.3). Untersucht wurden M8-Schrauben mit $l_k = 8 \text{ mm}$ Klemmlänge und $F_M = 20 \text{ kN}$ Montagevorspannkraft sowie M12x1,5-Schrauben mit $l_k = 12 \text{ mm}$ Klemmlänge und $F_M = 50 \text{ kN}$ Montagevorspannkraft. Die Schmierungszustände in der Kopfauflage und in der Trennfuge waren stets K1 und T1.

Jede Parametervariation wurde mit drei Versuchen belegt. In Summe wurden somit 18 Losdrehversuche mit variabler Amplitude durchgeführt. Die Ergebnisse der Losdrehversuche mit variabler Amplitude sind in Kapitel 7.2 (AP 8) beschrieben.

5.3 Erstellung von Verschiebungsgrenzkurven

Eine Verschiebungsgrenzkurve zeigt die Zyklen bis zu einer definierten Restvorspannkraft $F_{V,Rest}$ in Abhängigkeit der aufgebracht Verschiebungsamplitude bei einer spezifischen, sich selbsttätig losdrehenden Schraubenverbindung. Dazu wird die Verschiebungsamplitude $s_{a,E}$ doppeltlogarithmisch über den Zyklen N aufgetragen. Verschiebungsgrenzkurven werden durch Losdrehversuche mit einer konstanten Verschiebungsamplitude erzeugt.

Für jede Verschiebungsgrenzkurve werden drei Verschiebungshorizonte mit je sechs Losdrehversuchen aufgenommen und die Zyklen ermittelt, bei denen die definierte Restvorspannkraft erreicht wird. Die genutzten Horizonte wurden in Abhängigkeit vom Schraubendurchmesser für die Erstellung aller Verschiebungsgrenzkurven mit dem gleichen Durchmesser beibehalten (Tabelle 5.1). Im

Treppenstufenverfahren in Anlehnung an DIN 50100 [35] wird die kritische Grenzverschiebung mit zehn Versuchen statistisch ermittelt. Die Mittelwerte der drei Verschiebungshorizonte im doppeltlogarithmischen Netz werden anschließend durch eine Ausgleichsgerade approximiert. Diese Ausgleichsgerade knickt auf Höhe der kritischen Grenzverschiebung scharf in eine horizontale Gerade ab.

Tabelle 5.1 – Genutzte Verschiebungshorizonte für die Erstellung der Verschiebungsgrenzkurven

	Verschiebungshorizonte in μm		
M8	70	100	150
M12 x 1,5	150	200	250

Zur Ermittlung der kritischen Grenzverschiebung s_{krit} wurde im Treppenstufenverfahren für die erste Versuchsreihe (M12x1,5, $l_K = 24 \text{ mm}$, K1, $F_M = 50 \text{ kN}$, T1) zunächst ein zulässiger, relativer Vorspannkraftverlust von 15 % als Durchläuferkriterium gewählt. Der Wert wurde empirisch festgelegt, nachdem festgestellt wurde, dass der Vorspannkraftverlust durch Setzen zu Beginn des Losdrehversuchs bis zu $\Delta F_V = 7 \text{ kN}$ bzw. $\Delta F_{V,\text{rel}} = 14 \%$ betragen kann, obwohl der Kopfdrehwinkel ϕ_K im Weiteren bis zum Erreichen der Grenzzyklenanzahl konstant bleibt (Abbildung 5.4, rechts). Für die weiteren Versuchsreihen wurde vor allem bei kurzen Klemmlängen von $1x_d$ festgestellt, dass der Vorspannkraftverlust durch Setzen größer sein kann. Deshalb wurde der zulässige Vorspannkraftverlust für Durchläufer im Treppenstufenverfahren empirisch auf 25 % der Montagevorspannkraft angehoben. Die Anpassung des Durchläuferkriteriums hat jedoch keinen Einfluss auf die Ergebnisse der ersten Versuchsreihe.

Die Verschiebungsgrenzkurven werden allgemein für eine Losdrehwahrscheinlichkeit von $P_L = 50 \%$ erzeugt. Ausgehend von einer Normalverteilung können durch Verschiebung um die 1,28-fache Standardabweichung aber auch Verschiebungsgrenzkurven für Losdrehwahrscheinlichkeiten von $P_L = 10 \%$ und $P_L = 90 \%$ erstellt werden.

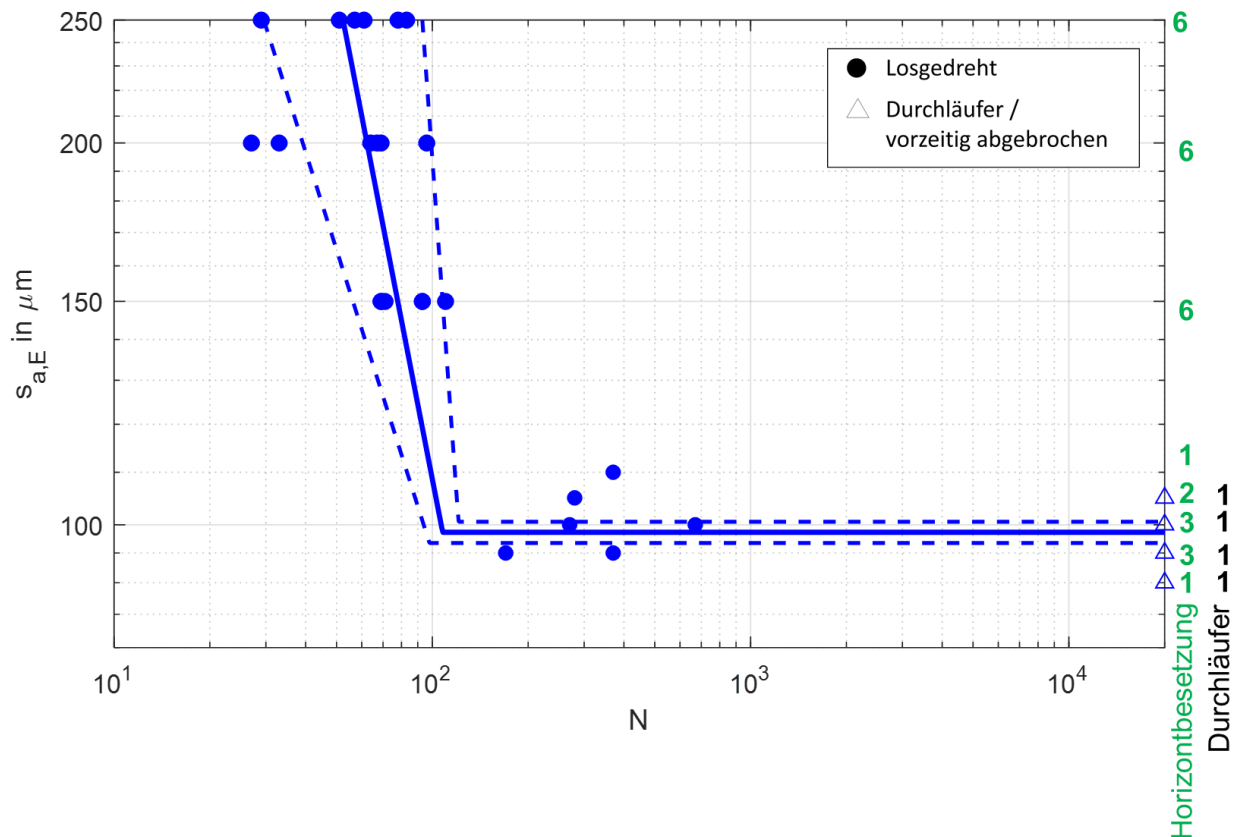


Abbildung 5.6 – Verschiebungsgrenzkurve der M12x1,5-Schraubenverbindung bei $l_K = 12 \text{ mm}$, $F_M = 50 \text{ kN}$, K1, T1 für 75 % relative Restvorspannkraft. Gestrichelt sind die jeweils resultierenden Verschiebungsgrenzkurven für Losdrehwahrscheinlichkeiten von $P_L = 10 \%$ (unterhalb) und $P_L = 90 \%$ (oberhalb) dargestellt.

Abbildung 5.6 zeigt die Grenzkurve der M12x1,5-Schraubenverbindung bei $l_K = 12 \text{ mm}$, $F_M = 50 \text{ kN}$, K1, T1 für eine relative Restvorspannkraft von 75 %. Durchgezogen ist die Verschiebungsgrenzkurve für $P_L = 50 \%$ dargestellt. Links unterhalb davon befindet sich gestrichelt die Kurve für $P_L = 10 \%$ und rechts oberhalb die Kurve für $P_L = 90 \%$. Die ausgefüllten Punkte stellen die Ergebnisse der einzelnen Losdrehversuche dar. Es wurden drei Verschiebungshorizonte verwendet (Tabelle 5.1). Die Dreiecke stellen Durchläufer oder vorzeitig abgebrochene Versuche im Treppenstufenverfahren dar. Weil diese sich auf den einzelnen Treppenstufen überlappen können, ist rechts in schwarz die Anzahl der Durchläufer auf jeder Stufe vermerkt. Weiterhin ist rechts in grün auch die Anzahl der Versuche, die auf einem Verschiebungsniveau insgesamt durchgeführt wurden, vermerkt.

Versuche wurden vorzeitig abgebrochen, falls die zulässige Querkraft im Losdrehversuch infolge einer stark zunehmenden Reibung überschritten wurde. Während der Versuchsdurchführung des Forschungsvorhabens traten solche Losdrehversuche lediglich zu Beginn vereinzelt auf. Der unzulässig hohe Reibungsanstieg konnte durch einen gezielt vollflächigen Schmierstoffauftrag in der Trennfuge effektiv vermieden werden.

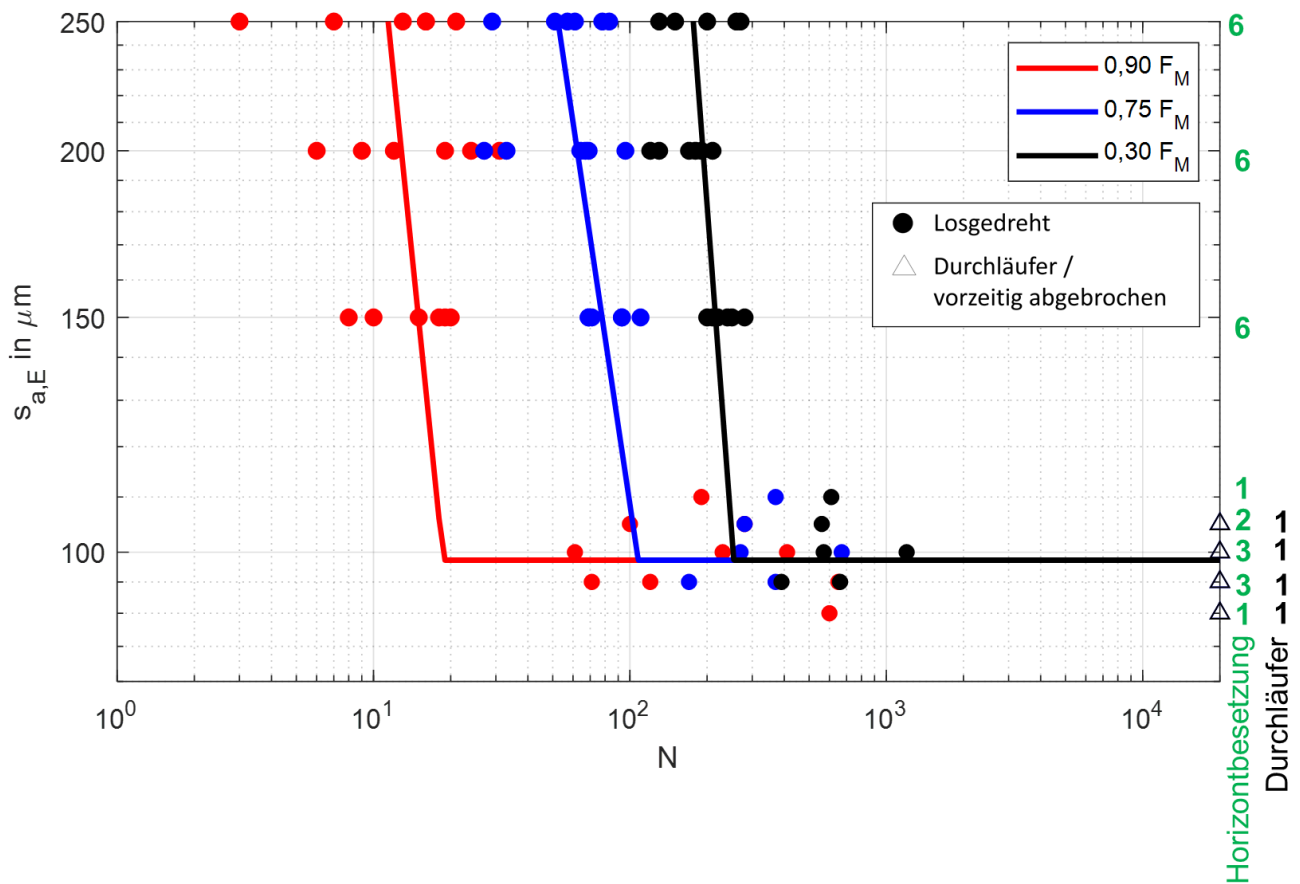


Abbildung 5.7 – Verschiebungsgrenzkurven für die M12x1,5-Schraubenverbindung bei $l_k = 12$ mm, $F_M = 50$ kN, K1, T1 bei verschiedenen Restvorspannkraftniveaus

Abbildung 5.7 stellt die Verschiebungsgrenzkurven für $P_L = 50$ % der gleichen Verbindung für unterschiedliche Restvorspannkraftniveaus dar. Das Restvorspannkraftniveau ist der Legende entsprechend farblich dargestellt. Für jeden durchgeführten Losdrehversuch sind die Messpunkte für alle Vorspannkraftniveaus eingetragen. Mit Ausnahme der Durchläufer sind deshalb drei Ergebnispunkte pro untersuchter Probe enthalten. Es ist zu erkennen, dass die Änderung der ausgewerteten Restvorspannkraft zu einer Verschiebung der Grenzkurven zu größeren Zyklen führt. Die Neigung der Geraden muss dabei nicht zwingend, wie hier beispielhaft dargestellt, ähnlich sein.

Abbildung 5.8 zeigt die Verschiebungsgrenzkurve für die Parameterkonfiguration M12x1,5, $l_k = 12$ mm, K1, $F_M = 50$ kN, T1 und T2 bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von $P_L = 50$ %. Die Steigung für verschiedene Restvorspannkraftniveaus bleibt etwa gleich. Die Grenzkurven für die beiden Trennfugenvarianten unterscheiden sich nur geringfügig. Die kritische Grenzverschiebung ist annähernd identisch und variiert innerhalb der Treppenstufengröße von $5 \mu\text{m}$.

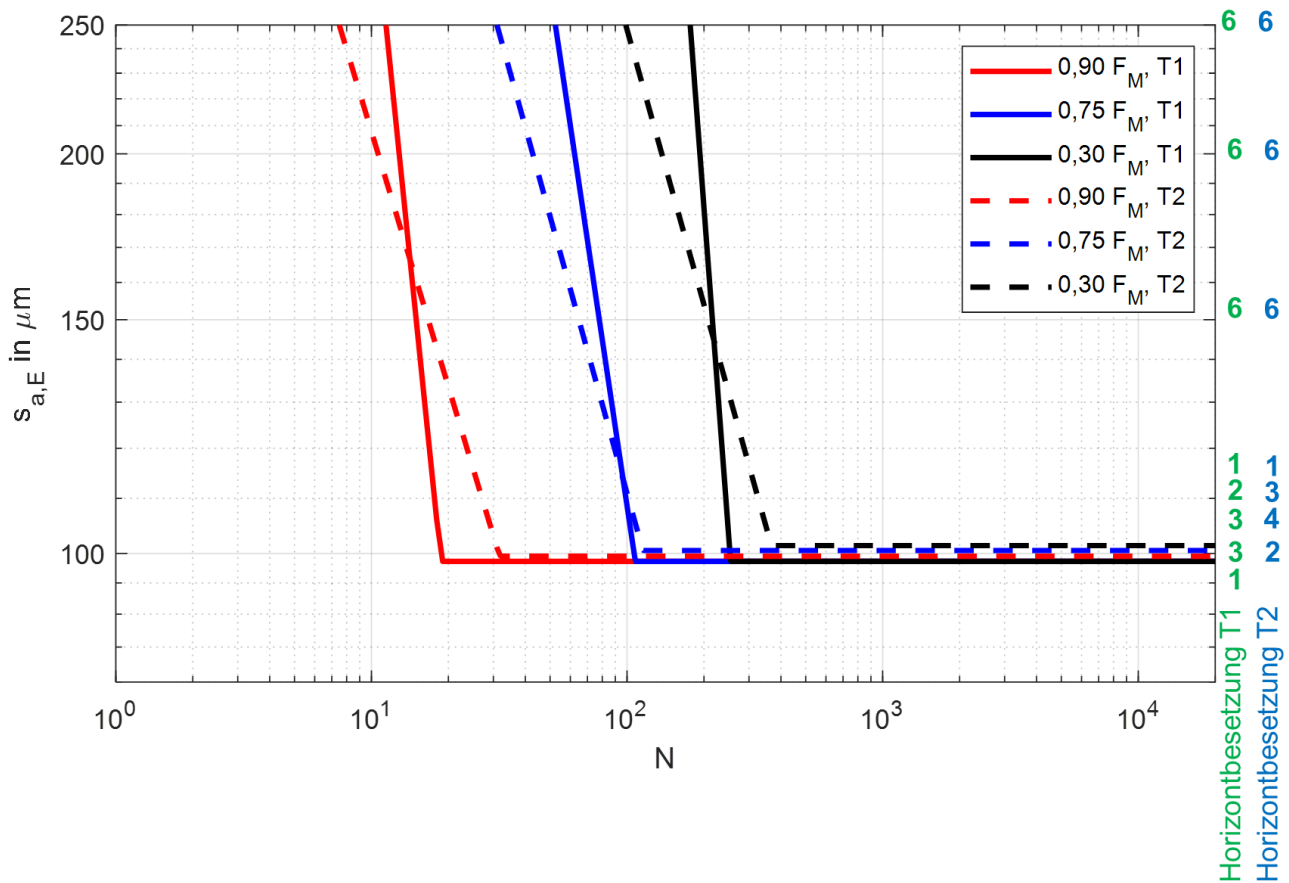


Abbildung 5.8 - Verschiebungsgrenzkurven für die Parameterkonfigurationen M12x1,5, $l_k = 12 \text{ mm}$, K1, $F_v = 50 \text{ kN}$, T1 & T2 bei verschiedenen Restvorspannkraftniveaus

Aus den in Abbildung 5.8 dargestellten Losdrehversuchen wurde geschlossen, dass die Beschaffenheit der Trennfuge bei weggeregelter Versuchsführung keinen Einfluss auf die kritische Grenzverschiebung hat, sondern nur die Trennfugenquerkraft beeinflusst. Im Rahmen der pbA-Sitzung am 16.11.2021 wurde beschlossen, das Versuchsprogramm dementsprechend einzugrenzen. Die Reduktion des Versuchsprogramms hat zur Folge, dass keine Verschiebungsgrenzkurven mit einem Gleitlager in der Trennfuge erstellt werden (AP 4).

Abbildung 5.9 zeigt eine Zusammenfassung der Verschiebungsgrenzkurven für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 75 % für die untersuchten Parametervariationen mit der Trennfugenvariante T1. Die angegebenen Werte des Bestimmtheitsmaßes R^2 geben die Güte der Approximation der Geraden für Verschiebungen oberhalb der kritischen Grenzverschiebung an. In Summe wurden hierfür 336 Versuche ausgewertet. Eine weitere Zusammenstellung von Grenzkurven bei einem relativen Restvorspannkraftniveau von 30 % findet sich in Abbildung A.1 (Anhang A). Die Darstellung von Grenzkurvensammlungen mit einem relativen Restvorspannkraftniveau von 10 % oder 90 % wird nicht genutzt, da die Verläufe der Losdrehversuche durch Setzbeträge und ungleichmäßiges Losdrehen bei geringen Restvorspannkraften stark streuen und eine Grenzkurvenbildung nicht allgemein möglich ist.

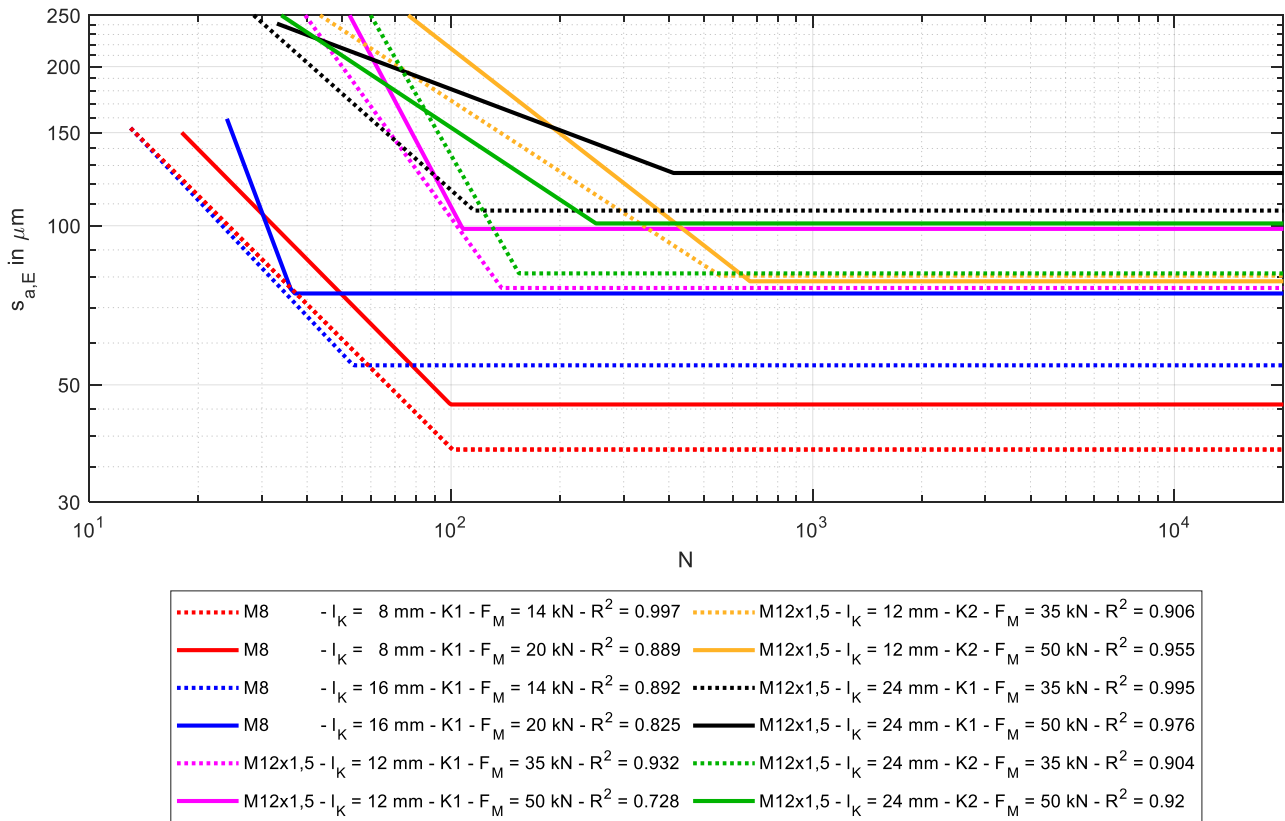


Abbildung 5.9 - Verschiebungsgrenzkurven mit der Trennfugenvariante T1 für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 75 % bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von 50 %.

Es wird deutlich, dass sowohl ein geringerer Schraubendurchmesser, eine geringere Vorspannkraft als auch eine geringere Klemmlänge zu einer geringeren kritischen Grenzverschiebung führen. Insgesamt wurden 12 Verschiebungsgrenzkurven mit der Trennfugenvariante T1 und eine mit der Variante T2 erstellt. Jeder dieser Grenzkurven liegen 28 Losdrehversuche zugrunde.

Gemäß der Gleichung (2.1) ist die theoretische Grenzverschiebung s_{th} durch den Einfluss des Flächenträgheitsmoments zweiter Ordnung I_s proportional zu $I_s \sim d^4$. Die experimentellen Untersuchungen zeigen allerdings keine gegenläufige Abhängigkeit der kritischen Grenzverschiebung vom Schraubendurchmesser. Dies wird darauf zurückgeführt, dass im Versuchsplan mit festen Klemmlängenverhältnissen und Streckgrenzausnutzungsverhältnissen gearbeitet wurde und die anderen Verbindungsparameter somit abhängig vom Schraubendurchmesser sind. Die Klemmlänge steigt deshalb proportional zum Schraubendurchmesser an und die Vorspannkraft steigt durch den Einfluss auf den Spannungsquerschnitt näherungsweise mit dem Quadrat des Schraubendurchmessers. Durch die steigende Klemmlänge und die stärkere mögliche Vorspannung steigt die kritische Grenzverschiebung im untersuchten Versuchsplan mit zunehmendem Schraubendurchmesser an.

5.4 Statistische Betrachtung der experimentell ermittelten kritischen Grenzverschiebung

Im Rahmen der Grenzkurvenerstellung wurde für jede untersuchte Verbindungsvariante eine kritische Grenzverschiebung ermittelt. Eine Auflistung der Mittelwerte und der Standardabweichungen bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von $P_L = 50 \%$ findet sich in Tabelle 5.2. Die Standardabweichung wurde nach [3] in Anlehnung an das Verfahren nach Hück abgeschätzt.

Tabelle 5.2 – Experimentell ermittelte kritische Grenzverschiebungen (Mittelwert \pm Standardabweichung) für die erstellten Verschiebungsgrenzkurven

Verschiebungsgrenzkurve	s_{krit} in μm
M8 $l_K = 8 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 14 \text{ kN}$	$37,7 \pm 0,6$
M8 $l_K = 8 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 20 \text{ kN}$	$45,9 \pm 0,4$
M8 $l_K = 16 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 14 \text{ kN}$	$54,4 \pm 0,5$
M8 $l_K = 16 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 20 \text{ kN}$	$74,4 \pm 0,5$
M12x1,5 $l_K = 12 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	$76,3 \pm 28,8$
M12x1,5 $l_K = 12 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	$98,6 \pm 7,0$
M12x1,5 $l_K = 24 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	$106,8 \pm 0,4$
M12x1,5 $l_K = 24 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	$125,8 \pm 4,2$
M12x1,5 $l_K = 12 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	$80,5 \pm 1,3$
M12x1,5 $l_K = 12 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	$78,5 \pm 1,5$
M12x1,5 $l_K = 24 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	$81,3 \pm 0,4$
M12x1,5 $l_K = 24 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	$101,0 \pm 1,0$

Der Betrag der Standardabweichung schwankt teilweise um eine volle Größenordnung zwischen $0,4 \mu\text{m}$ und $28,8 \mu\text{m}$. Dieser große Wertebereich ist auf die nach Maßstäben der Betriebsfestigkeit geringe Versuchszahl von jeweils zehn Versuchen im Treppenstufenverfahren und die schwankende Anzahl an gewerteten Treppenstufen zurückzuführen. Mit Ausnahme von drei Varianten liegt die geschätzte Standardabweichung unter $2 \mu\text{m}$.

Die experimentellen Ergebnisse sollen im Weiteren mit den theoretischen Zusammenhängen aus Gleichung (2.1) abgeglichen werden.

$$s_{th} = \frac{F_Q \cdot l_K^3}{12 \cdot E \cdot I_S} = \frac{F_V \cdot \mu_K \cdot l_K^3}{12 \cdot E \cdot I_S} \quad [5] \quad (2.1)$$

Während die theoretische Grenzverschiebung nach Gleichung (2.1) keine genaue Vorhersage des Betrags der kritischen Grenzverschiebung bietet, herrscht ein wissenschaftlicher Konsens über die Korrektheit der theoretischen Proportionalität der theoretischen Grenzverschiebung zu den Potenzen des Schraubendurchmessers, der Kopfreibungszahl, der Vorspannkraft und der Klemmlänge [5], [15].

Abbildung 5.10 stellt die theoretische Grenzverschiebung der experimentell ermittelten kritischen Grenzverschiebung gegenüber. Die einzelnen Versuchsparameter sind durch die Größe, Füllung, Farbe und Ausrichtung der Dreiecke wie links abgebildet gekennzeichnet. Die diagonal verlaufende, schwarze Linie markiert die vollständige Übereinstimmung der theoretischen und der experimentell ermittelten

kritischen Grenzverschiebung. Je näher ein Dreieck an dieser Linie liegt, desto besser ist die Übereinstimmung der Theorie mit den experimentellen Ergebnissen. Für die Kopfreibungszahlen der Zustände K1 und K2 wurden jeweils die im Anziehprüfstand ermittelten Mittelwerte beim ersten Anzug genutzt (Tabelle 4.1)

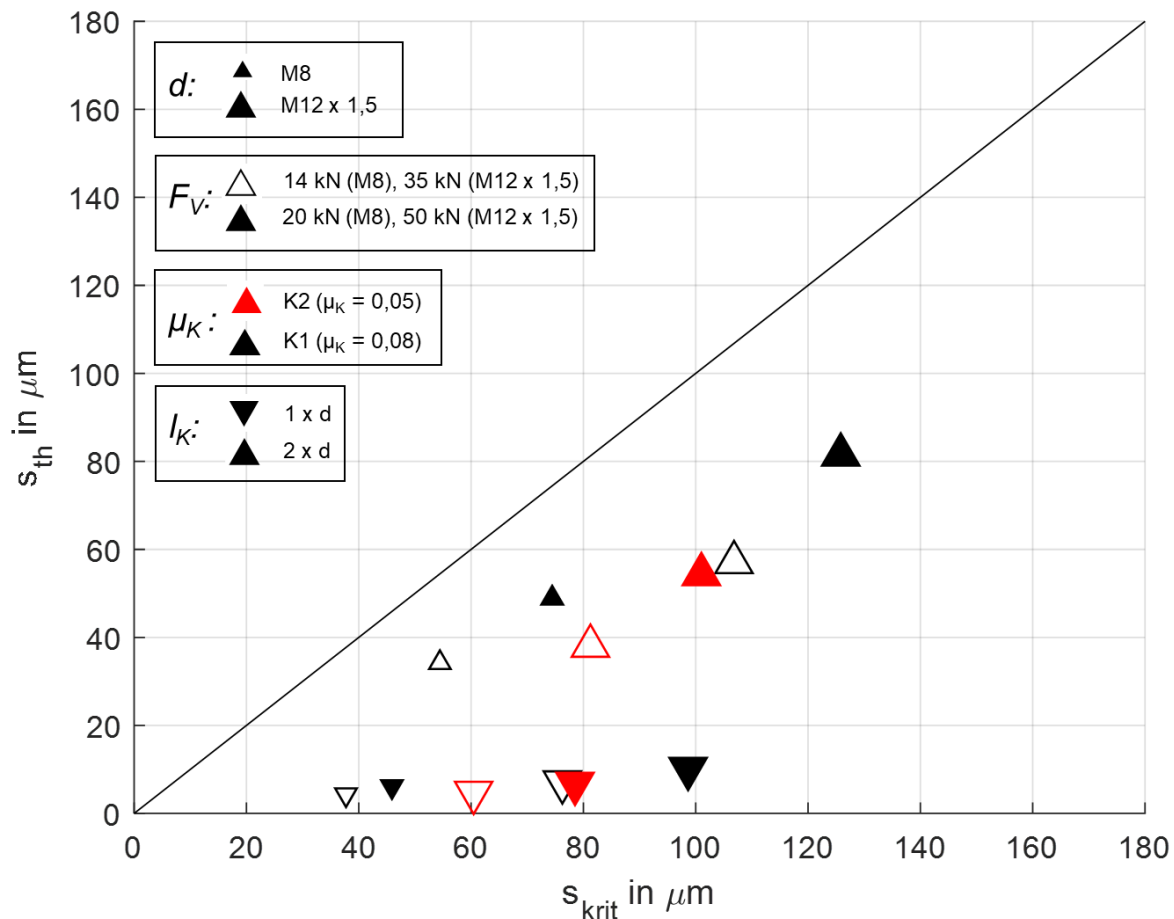


Abbildung 5.10 - Gegenüberstellung der theoretischen und der experimentell ermittelten kritischen Grenzverschiebung

Es lässt sich erkennen, dass die experimentell ermittelten kritischen Grenzverschiebungen allgemein größer sind als die theoretischen Werte. Dies ist naheliegend, da die Annahme einer steifen Einspannung des Schraubenschafts an der Mutter unzulässig ist und die theoretische Grenzverschiebung nach Gleichung (2.1) prinzipiell zu geringe Werte erzeugt. Weiterhin können die Punkte in Abhängigkeit ihres Klemmlängenverhältnisses in zwei Punktwolken separiert werden. Dies zeigt, dass der Einfluss der Klemmlänge auf die kritische Grenzverschiebung durch den Zusammenhang $s_{krit} \sim l_K^3$ in den durchgeführten Versuchen nicht realitätsnah abgebildet wird.

5.5 Untersuchung der Querkraft-Verschiebungs-Hystereseschleifen

Die Versuche zur Erzeugung der Hystereseschleifen wurden mit einer geringeren Prüffrequenz ($f = 0,03$ Hz) über 50 Zyklen durchgeführt, um eine hohe Datendichte und Regelgenauigkeit zu erreichen. Die aufgezeichneten Messdaten dienen vor allem zur Validierung des nichtlinearen Verschiebungsverhaltens in den FE-Berechnungen. Durch die in AP 2 entwickelte Methode zur Auswertung der Querkraft-Verschiebungs-Hysterese (Kapitel 4.2), können die Kopf- und Trennfugenreibungszahlen kontinuierlich bestimmt werden. In der FE-Berechnung kann dadurch jede Hystereseschleife möglichst bauteilnah nachgerechnet werden. Die Abbildungen Abbildung 5.11 bis Abbildung 5.13 zeigen Diagramme, die aus den Hysterese-Versuchen ermittelt werden konnten, am Beispiel einer M12x1,5-Schraubenverbindung, mit einer Klemmlänge von $l_k = 24$ mm, einer Montagevorspannkraft von $F_M = 50$ kN und einer Verschiebungsamplitude von $s_{a,E} = 250$ μm . Zu den 12 Verschiebungsgrenzkurven wurden jeweils zwei Hysteresen mit verschiedenen konstanten Verschiebungsamplituden über 50 Zyklen aufgenommen. Ihre Ergebnisse wurden zur Validierung der FE-Analysen (AP 6 & 7, Kapitel 6) genutzt.

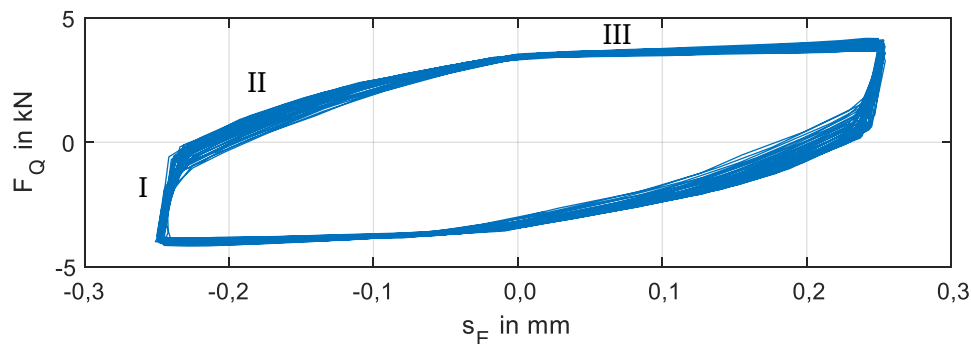


Abbildung 5.11 - Hysterese der Querkraft über der Blechrelativverschiebung über 50 Zyklen für eine M12x1,5-Schraubenverbindung bei einer Montagevorspannkraft von $F_M = 50$ kN

Die Hystereseäste zeigen nach den Umkehrpunkten einen steilen Anstieg (Abbildung 5.11, I). Darauf folgt ein Knickpunkt, der das Abgleiten der Trennfuge markiert. Es folgt ein seichter steigender Abschnitt, der in ein horizontales Plateau übergeht (Abbildung 5.11, II & III). Dies stellt die Durchbiegung und das Abgleiten der Prüfschraube dar. Durch das Abnehmen der Vorspannkraft sinkt der absolute Betrag der Querkraft im Laufe des Versuchs ab.

Abbildung 5.12 zeigt die zu Abbildung 5.11 gehörigen, gemäß der in Kapitel 4.2 hergeleiteten Methode abgeleiteten Teilreibungszahlen. So ist es möglich, für jeden Losdrehversuch zur Hysteresenerzeugung die Entwicklung der Teilreibungszahlen nachzuvollziehen. Die Kenntnis der Teilreibungszahlen einer individuellen, untersuchten Schraubenverbindung ermöglicht eine höhere Güte bei der Validierung von FE-Modellen.

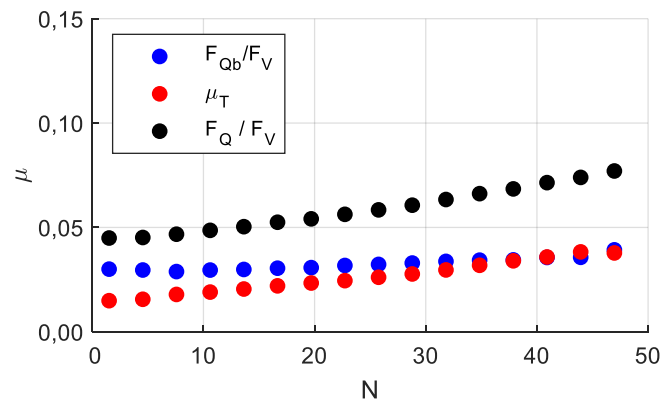


Abbildung 5.12 - Entwicklung der Reibungszahlen im Hysterese-Versuch mit einer Mittelung über jeweils drei Zyklen

Abbildung 5.13 stellt einige Messgrößen dar, die sich aus den Aufnahmen der optischen Verschiebungsmessung erzeugen ließen. Gezeigt wird der Verlauf der Blechrelativverschiebung s_E , des Kopfschlupfes Δs_K und des Kopfdrehwinkels ϕ_K über den Zyklen N . Der Kopfschlupf ist dabei die Relativverschiebung der Schraubenkopfauflage zu dem Blech, auf dem dieser aufliegt. Ist der Kopfschlupf konstant, haftet die Kopfauflage, ändert er sich, gleitet die Kopfauflage ab. Es lässt sich beobachten, dass, wie in [2] prognostiziert, sich der Schraubenkopf immer dann selbsttätig losdreht, wenn er in Folge der Blechverschiebung abgleitet.

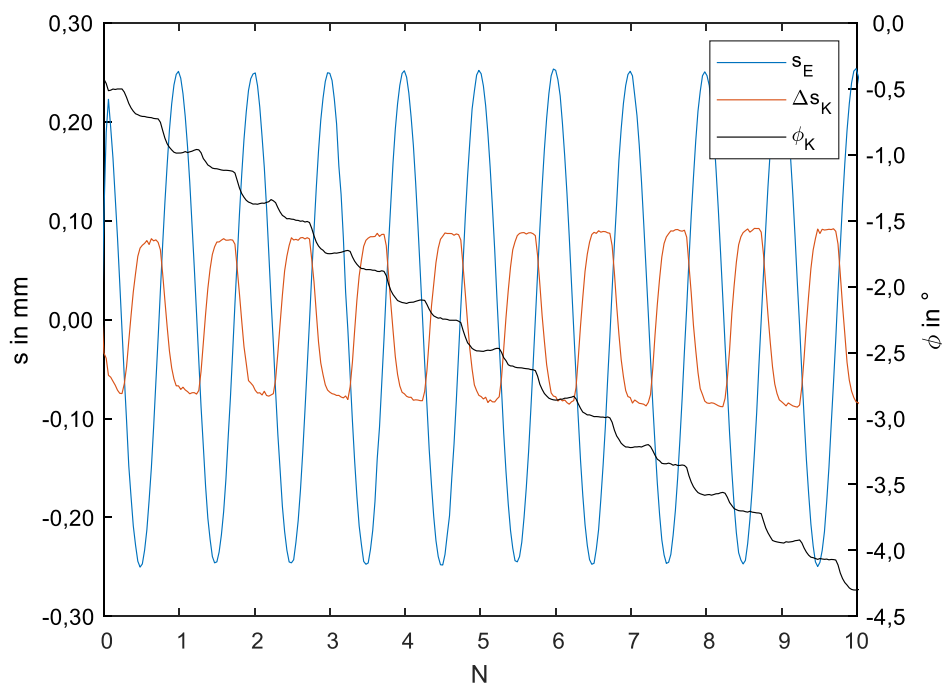


Abbildung 5.13 – Aufzeichnung der Blechrelativverschiebung s_E , der Relativbewegung des Schraubenkopfes zu seiner Auflage in Verschiebungsrichtung Δs_K und der Drehwinkel des Schraubenkopfes um die Schraubenachse ϕ_K

Weiterhin konnte durch die optische Verschiebungsmessung beobachtet werden, dass der Schraubenkopf bereits vollständig abgleitet, bevor die maximale Querkraft erreicht wurde. Es wird

vermutet, dass beim Abgleiten des Schraubenkopfes Torsion im Schraubenschaft abgebaut wird und mit einer geringeren Torsionsbelastung durch die Reibung der Kopfaufgabe eine größere Querkraft übertragen werden kann. In der Darstellung der Hysterese-Schleife (Abbildung 5.11) ist dieses Verhalten durch einen Anstieg der Querkraft in der Phase III zu beobachten.

6 Numerische Untersuchungen

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der numerischen Untersuchungen vorgestellt, welche die Arbeitspakete AP 3, AP 6 und AP 7 umfassen. Das Kapitel teilt sich in drei Unterkapitel auf. In Kapitel 6.1 wird auf die numerische Modellierung von Reibungseffekten in der Finite-Elemente-Analyse (FEA) eingegangen. Dies deckt inhaltlich das AP 3 ab, dessen Ziel es war, den Einfluss von unterschiedlichen Kontaktalgorithmen sowie Reibungsdefinitionen auf das Reibungsverhalten in einem numerischen Modell zu untersuchen. Kapitel 6.2 befasst sich mit der numerischen Modellierung der betrachteten querbelasteten M8- und M12x1,5-Schraubenverbindung als komplexes 3D-Modell zur Abbildung des Verschiebungsverhaltens und deckt somit AP 6 ab. In Kapitel 6.3 wird auf die vereinfachte numerische Abbildung des Verschiebungsverhaltens in querbelasteten Schraubenverbindungen mittels Schalenelementen unter Zuhilfenahme eines benutzerdefinierten Schraubenelements eingegangen.

6.1 Erstellung eines dreidimensionalen Finite-Elemente Modells

Zur Abbildung des nicht-linearen Verschiebungsverhaltens (Querkraft über Weg) in der Numerik wurden 3D FE-Modelle für die Schraubenverbindungen M8 und M12x1,5 gemäß dem Prüfaufbau aus AP 4 und AP 5 (Abbildung 5.2) erstellt. Die FE-Modelle wurden mit einem hohen Komplexitätsgrad unter Berücksichtigung der realen Schraubengeometrie inklusive Gewinde, Vorspannkraft und Reibung aufgebaut. Darstellungen der komplexen 3D FE-Modelle für die M12x1,5- und M8-Schraubenverbindungen sind in Abbildung 6.1 und Abbildung 6.2 gegeben.

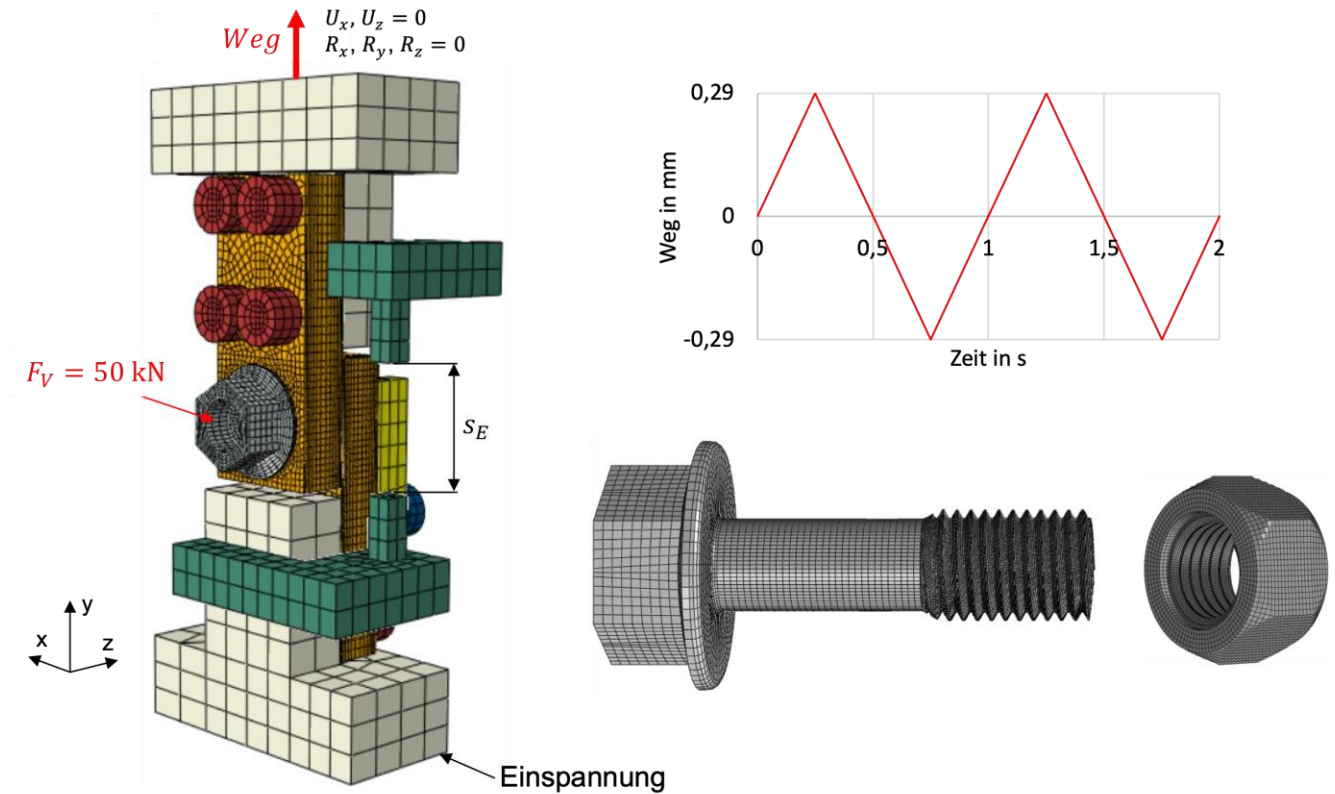


Abbildung 6.1 – Darstellung der kompletten Prüfvorrichtung, sowie der Schraube und der Mutter des komplexen 3D FE-Modells für die M12x1,5-Schraubenverbindung

Die Modellierung erfolgte für die Schraube (grau) und das Prüfblech (orange) mittels C3D8I Elementen. Für die Mutter wurden C3D8 Elemente gewählt. Die verbleibenden Bauteile der Prüfvorrichtung wurden aus C3D20R und C3D8R Elementen erstellt. Als Randbedingungen wurde die Prüfvorrichtung am unteren Ende fest eingespannt, am oberen Ende wurden alle Freiheitsgrade mit Ausnahme der Translation in y-Richtung gesperrt. Die Last wird über eine zeitlich veränderliche Verschiebungsrandbedingung am oberen Ende der Prüfvorrichtung aufgebracht. Die Amplitude der Verschiebung wurde unter Berücksichtigung der Steifigkeit der Einspannung so gewählt, dass sich eine maximale Relativverschiebung der Bleche von $s_{a,E} = 250 \mu\text{m}$ für die M12x1,5- und $s_{a,E} = 150 \mu\text{m}$ für die M8-Schraubenverbindung einstellte.

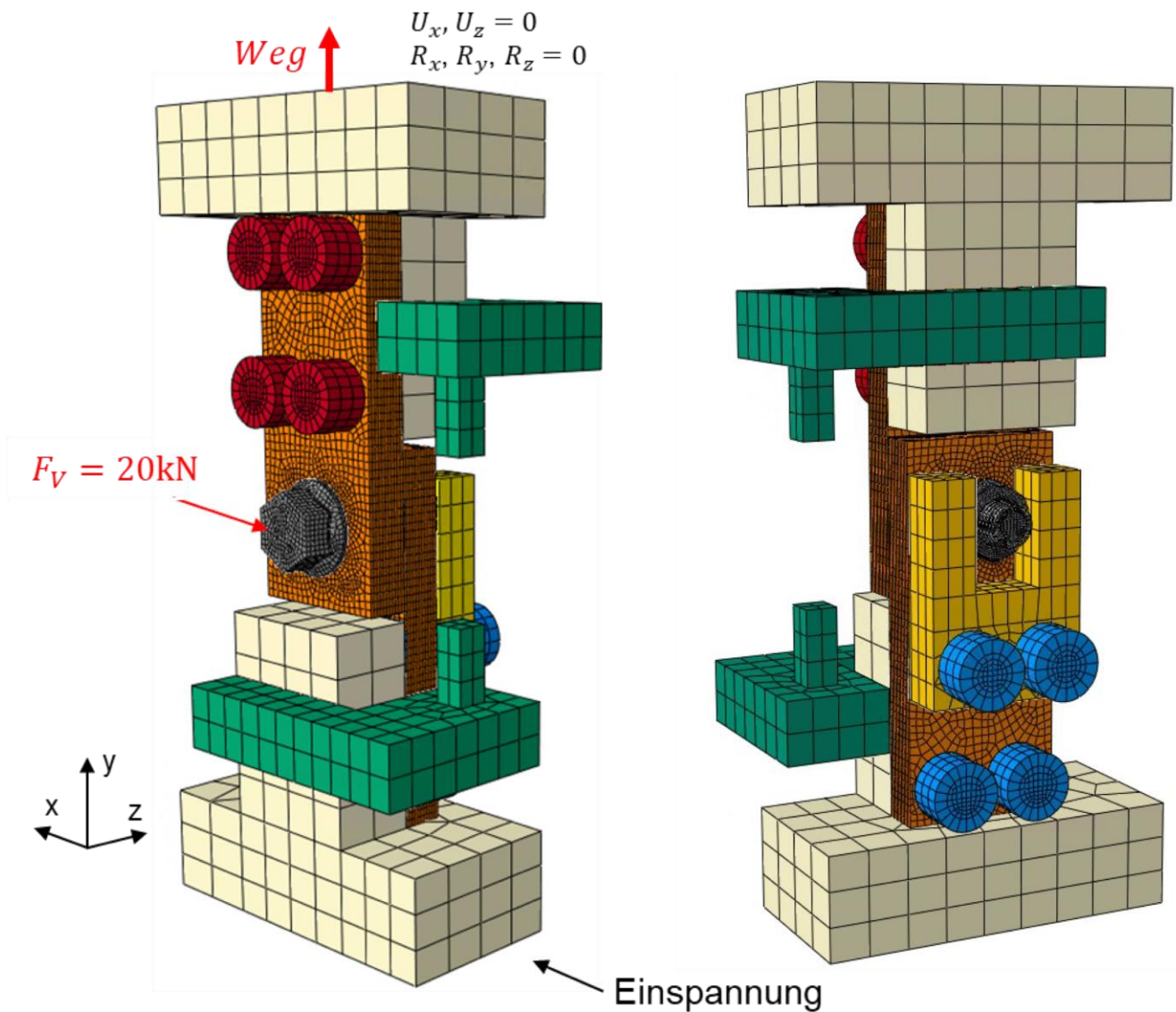


Abbildung 6.2 – Darstellung des komplexen 3D FE-Modells für die M8-Schraubenverbindung. Kontakt- und Reibungsparameter ergeben sich dabei aus den experimentellen Untersuchungen in AP 2 (Kapitel 4.1) sowie aus den numerischen Untersuchungen zur Abbildung der Reibungseffekte in AP 3 (Kapitel 6.2) und den bei Hystereseaufnahmen experimentell ermittelten Reibungszahlen (Kapitel 5.5). Die Vorspannkraft der Schraubenverbindung wird durch die in Abaqus implementierte Methode „Bolt Load“ numerisch simuliert, bei der die Vorspannkraft infolge einer Verkürzung der Schraube hervorgerufen wird. Mit den abgeglichenen Modellen wurden die Verschiebungen zwischen den Blechen und die Schraubenkopfverschiebungen numerisch berechnet und mit den experimentell bestimmten Werten gegenübergestellt (Kapitel 6.2).

6.2 Definition der Reibung

Zur Beschreibung des Losdrehverhaltens der untersuchten Schraubenverbindungen in der FEA ist es von zentraler Wichtigkeit, dass die real auftretenden Reibungseffekte numerisch korrekt abgebildet werden. Um dies zu gewährleisten, wurden an den Kontaktflächen der Schraubenverbindungen (inkl. Gewinde) Surface-to-Surface-Kontakte definiert (Abbildung 6.3).

Kontaktfläche:

Blech – Blech

Schraubenkopf – Blech

Blech – Mutter

Gewinde Schraube - Mutter

Mutter – Sicherungsblech

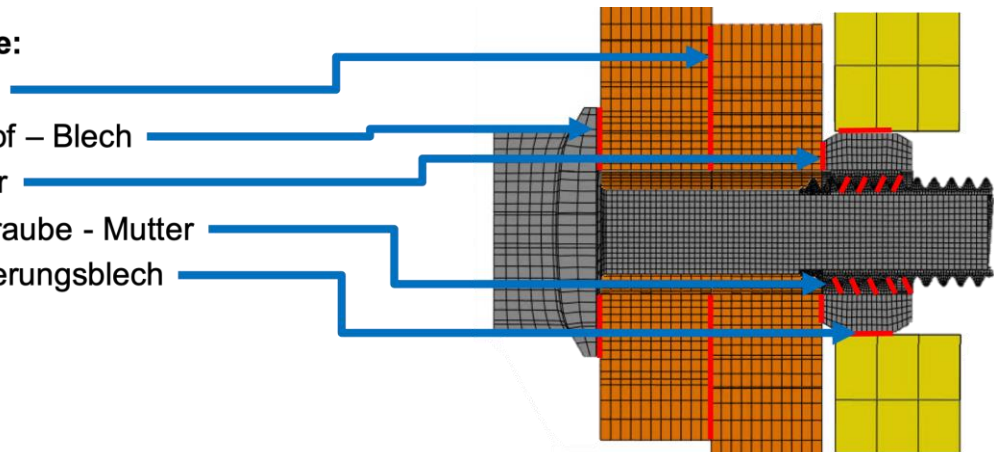


Abbildung 6.3 – Darstellung der modellierten Kontaktflächen in der Schraubenverbindung.

Das Verhalten normal zur Oberfläche wurde als „Hard Contact“ definiert, in tangentialer Richtung erfolgte die Reibungsdefinition mittels einer Straffunktion („Penalty“). Bei diesem Ansatz handelt es sich um eine Strafmethode, die eine gewisse Relativbewegung der Oberflächen ("elastic slip") zulässt, wenn sie haften sollten. Während die Oberflächen aneinanderhaften, ist die Größe des Gleitens auf diesen elastischen Schlupf begrenzt. Abaqus passt die Größe der Strafbeschränkung dabei kontinuierlich an, um diese Bedingung durchzusetzen. Der elastische Schlupf wurde in Abaqus als Bruchteil der charakteristischen Oberflächenabmessung definiert und mit 0,0001 angesetzt. Als Ausgangswert der für die Reibungsdefinition benötigten Reibungszahlen dienten die in AP 2 (Kapitel 4) für die jeweiligen Kontaktflächen (z. B. Schraubenkopfauflagefläche, Trennfuge, Gewinde) ermittelten Reibungszahlen. Die Reibungsdefinition sowie der Wert für den elastischen Schlupf wurden auf Basis der Erfahrungen der Industriepartner gewählt.

Eine Validierung erfolgte mittels eines Abgleichs der real gemessenen und numerisch berechneten Querkraft-Verschiebungs-Hysterese (Abbildung 6.4).

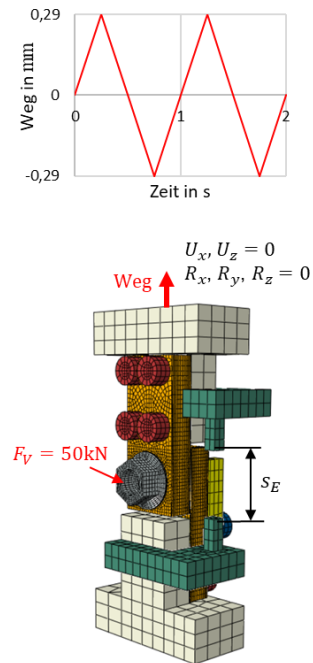
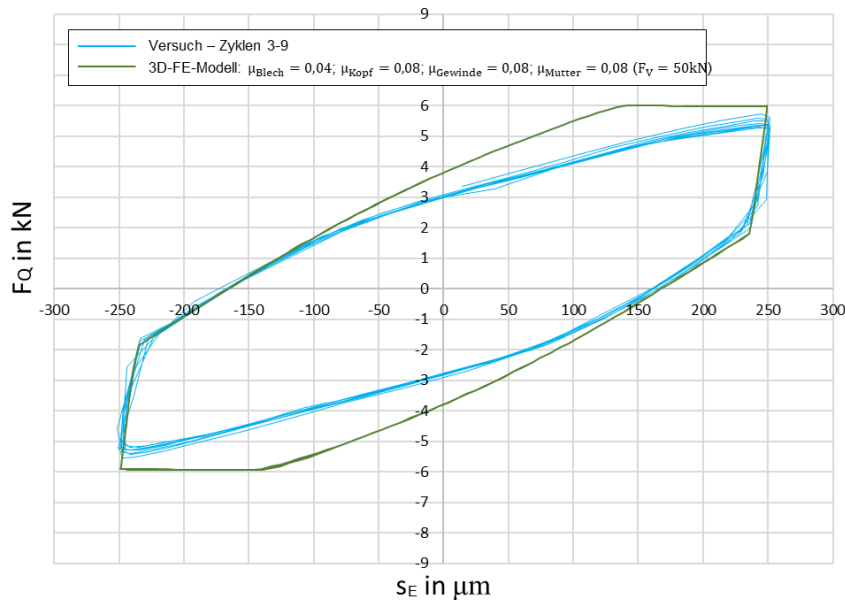


Abbildung 6.4 – Querkraft F_Q über der Verschiebung s_E bei einer weggeregelten Belastung für die Wegamplituden $250 \mu\text{m}$

Um die Abbildungsgüte des Schraubenmodells weiter zu verbessern, wurde anschließend eine Parametervariation der Reibungszahlen durchgeführt. Diese hatte zum Ziel, den Einfluss der Reibungszahlen in den individuellen Kontaktflächen auf die Querkraft-Verschiebungs-Hysterese zu identifizieren (Abbildung 6.5). Die Bezeichnungen der Versuchsreihen gibt dabei Aufschluss über verwendeten Reibungszahlen. So beschreibt die Bezeichnung M8_B06_K07_M1_G14 eine Rechnung mit der Reibungszahl 0,06 im Blech-Blech-Kontakt, 0,07 im Schraubenkopf-Blech-Kontakt, 0,1 im Blech-Mutter-Kontakt und 0,14 im Gewinde. Auf Grundlage dieser Ergebnisse wurden die Reibungszahlen dahingehend modifiziert, dass die bestmögliche Übereinstimmung zwischen real gemessener und numerisch bestimmter Querkraft-Verschiebungs-Hysterese erreicht wurde.

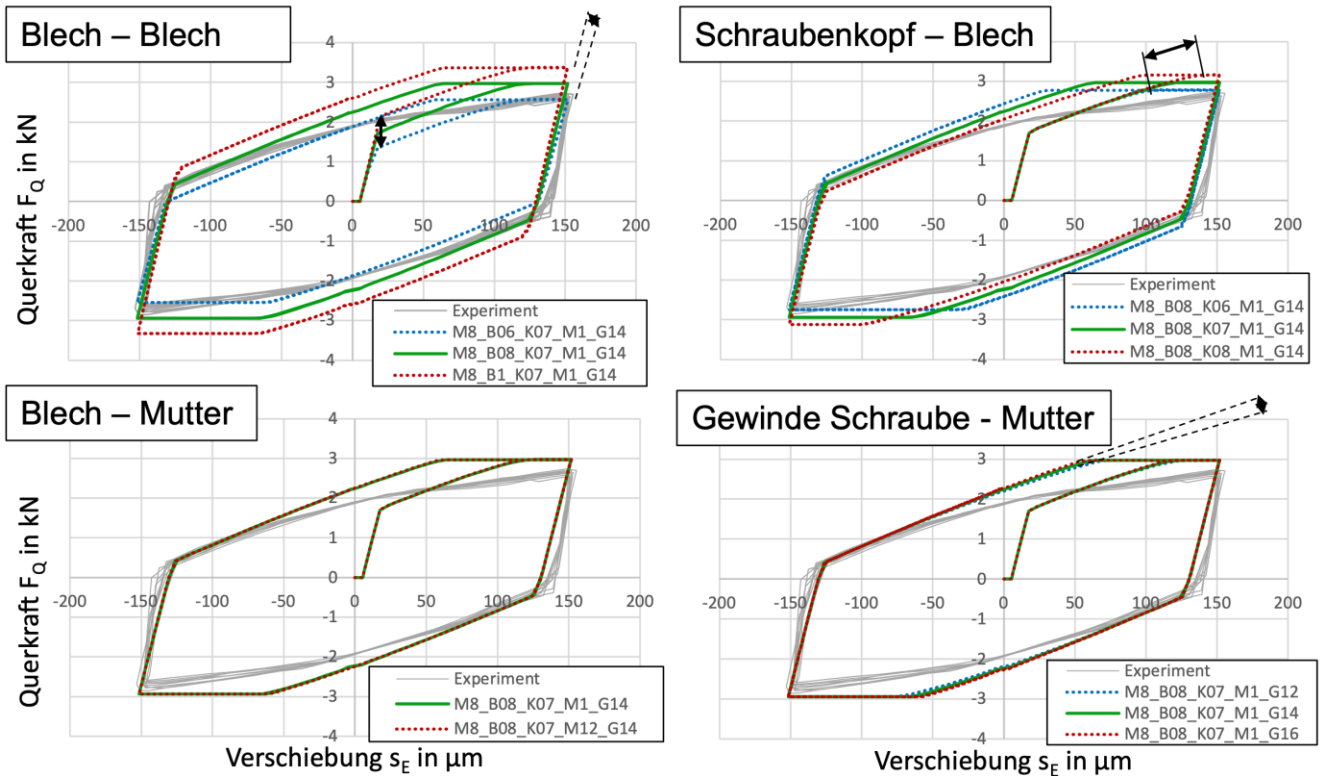


Abbildung 6.5 – Einfluss der Reibungszahlen an den verschiedenen Kontaktflächen auf die Querkraft-Verschiebungs-Hysterese

Eine Gegenüberstellung der experimentell ermittelten Reibungszahlen und der für das FE-Modell modifizierten Reibungszahlen für die unterschiedlichen Kontaktflächen ist in Tabelle 6.1 gegeben.

Tabelle 6.1 – Gegenüberstellung der experimentell ermittelten Reibungszahlen und der für das FE-Modell modifizierten Reibungszahlen für die unterschiedlichen Kontaktflächen

Kontaktfläche	Reibungszahl μ_{exp} (ermittelt)	Reibungszahl μ_{mod} (modifiziert)
Blech – Blech	0,08	0,06
Schraubenkopf – Blech	0,07	0,08
Blech – Mutter	0,10	0,10
Gewinde Schraube Mutter	0,14	0,10
Mutter Sicherungsblech	- 0,10	0,10

6.3 Erstellung eines Finite-Elemente-Modells aus zweidimensionalen Elementen

Als Alternative zu den zuvor beschriebenen komplexen 3D-Modellen wird im Zuge dieses Abschnitts eine vereinfachte Abbildung des Verschiebungsverhaltens (Querkraft über Weg) in der Numerik anhand von Schalenmodellierung mit einem geeigneten Verbindungselement vorgestellt. Zu diesem Zweck erfolgte die Ableitung und Implementierung eines benutzerdefinierten Elements innerhalb von Abaqus, mit dem eine vereinfachte Abbildung der Reibungsvorgänge in einer Schraubenverbindung mittels Schalenelementen möglich ist.

Aufbau des FE-Modells

Das vereinfachte Modell der Schraubenverbindung ist aus zwei Blechen mit den Abmessungen $72 \text{ mm} \times 30 \text{ mm}$ aufgebaut, welche durch ein benutzerdefiniertes Schraubenelement verbunden sind (Abbildung 6.6). Die Modellierung der Platten erfolgte mittels viereckiger Schalenelemente mit linearer Ansatzfunktion (Elementtyp: S4R). Eine Darstellung des Modells ist in Abbildung 6.6 dargestellt.

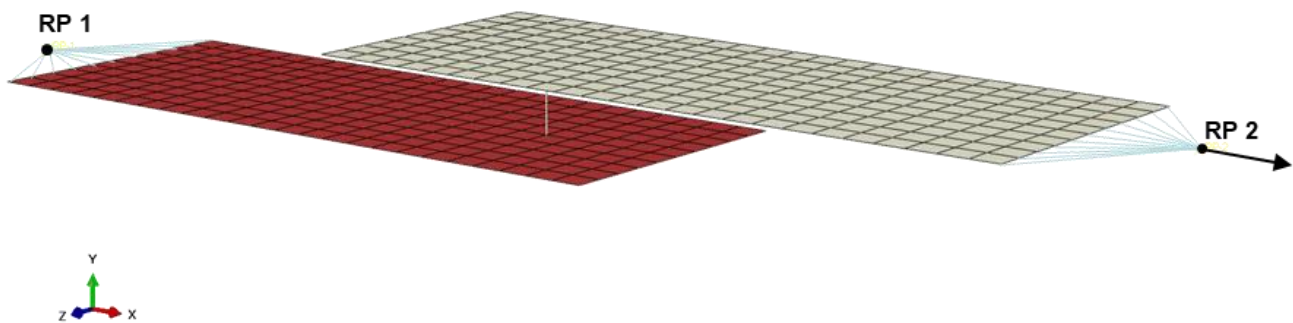


Abbildung 6.6 – Darstellung des vereinfachten FE-Modells

Die Randbedingungen an beiden Plattenenden und die Belastung in Form von Verschiebungen am Blechende wurden im Vergleich zu den komplexen 3D-Modellen vereinfacht. Dies wurde umgesetzt, indem die jeweiligen Freiheitsgrade an Referenzknoten gesperrt wurden, welche wiederum mittels eines Couplung-Constraints mit den letzten drei Elementreihen des jeweiligen Bleches verbunden sind. Am Referenzknoten 1 (RP 1) wurden alle drei translatorischen Freiheitsgrade zusammen mit Rotationen um die y- und x-Achse gesperrt. Der Referenzknoten 2 (RP 2) wird durch eine zyklische Verschiebungsrandbedingung von $250 \mu\text{m}$ (M12x1,5-Schraubenmodell) bzw. $150 \mu\text{m}$ (M8-Schraubenmodell) belastet.

Entwicklung des benutzerdefinierten Schraubenelements

Im nächsten Schritt wurde ein benutzerdefiniertes Schraubenelement entwickelt, welches die vier Phasen des Gleitens von Schrauben unter transversaler Belastung qualitativ simulieren kann. Durch die Betrachtung des Schraubensystems lässt sich erkennen, dass die Schraube bei transversaler Belastung vereinfacht als senkrecht zum verspannten Bauteil verlaufender Biegebalken mit Normalkraftanteil betrachtet werden kann, bei dem eine Querkraft, ein Biegemoment und axialer Zug berücksichtigt werden. In Abbildung 6.7 sind die Zustandsgrößen der kombinierten Belastungsarten dargestellt.

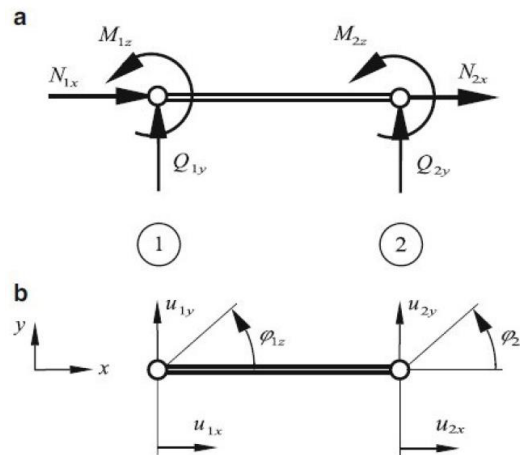


Abbildung 6.7 – Biegung mit Normalkraftanteil in der x-y-Ebene: a Belastungsgrößen und b Verformungsgrößen nach [31]

In axialer Richtung der Schraube kann, wie in dieser Abbildung gezeigt ist, jedes Element durch zwei Knoten verbunden sein. Daraus ergibt sich eine Steifigkeitsmatrix des Schraubenelements der Größe von 6×6 . Durch Interpolation unter Verwendung der Hermite-Polynome lautet die Einzelsteifigkeit des klassischen, schubstarrten Biegebalkens mit Normalkraft:

$$\begin{bmatrix} Q_{1y} \\ M_{1z} \\ N_{1x} \\ Q_{2y} \\ M_{2z} \\ N_{2x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{k_S GA}{l_{el}} & \frac{k_S GA}{2} & 0 & -\frac{k_S GA}{l_{el}} & \frac{k_S GA}{2} & 0 \\ \frac{k_S GA}{2} & \frac{k_S GA l_{el}}{4} + \frac{EI_S}{l_{el}} & 0 & -\frac{k_S GA}{2} & \frac{k_S GA l_{el}}{4} - \frac{EI_S}{l_{el}} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{EA}{l_{el}} & 0 & 0 & \frac{EA}{l_{el}} \\ -\frac{k_S GA}{l_{el}} & -\frac{k_S GA}{2} & 0 & \frac{k_S GA}{l_{el}} & -\frac{k_S GA}{2} & 0 \\ \frac{k_S GA}{2} & \frac{k_S GA l_{el}}{4} - \frac{EI_S}{l_{el}} & 0 & -\frac{k_S GA}{2} & \frac{k_S GA l_{el}}{4} + \frac{EI_S}{l_{el}} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{EA}{l_{el}} & 0 & 0 & \frac{EA}{l_{el}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{1y} \\ \varphi_{1z} \\ u_{1x} \\ u_{2y} \\ \varphi_{2z} \\ u_{2x} \end{bmatrix} \quad (6.1)$$

wobei E der Elastizitätsmodul der Schraube, A die Querschnittsfläche, l_{el} die Elementlänge und I das Flächenträgheitsmoment des Querschnitts ist. In der Matrix beschreibt der Term EA/l_{el} an den Positionen (3,3), (3,6), (6,3) und (6,6) die Normalkraftsteifigkeit. Die restlichen Terme beschreiben die Biegesteifigkeit entsprechend einem Bernoulli-Balken. Der konkrete Berechnungsprozess kann [31] entnommen werden. In [32],[33] wird erwähnt, dass zur Verbesserung der Beschreibung von Schrauben unter Querlast die Schubverformung mit einbezogen werden kann. Um dies umzusetzen, wurde die Theorie des Timoshenko-Balkens unter Berücksichtigung von Schubeinfluss verwendet. Der Timoshenko-Balken kann als Überlagerung eines Bernoulli-Balkens und einer Schubverformung betrachtet werden, unter der Annahme, dass im Gegensatz zu einem Bernoulli-Balken der Querschnitt nach der Verformung zwar eben, aber nicht senkrecht auf der Balkenachse steht. Unter Verwendung der linearen Ansatzfunktionen ergibt sich für die Steifigkeitsmatrix des Timoshenko-Balkens K_{BS}^e die folgende Form:

$$K_{BS}^e = \frac{k_s GA}{4l_{el}} \begin{bmatrix} 4 & 2l_{el} & -4 & 2l_{el} \\ 2l_{el} & l_{el}^2 + \alpha & -2l_{el} & l_{el}^2 - \alpha \\ -4 & -2l_{el} & 4 & -2l_{el} \\ 2l_{el} & l_{el}^2 - \alpha & -2l_{el} & l_{el}^2 + \alpha \end{bmatrix} \quad \text{mit} \quad \alpha = \frac{4EI_z}{k_s GA} \quad (6.2)$$

wobei der Schubkorrekturfaktor k_s für einen Vollkreisquerschnitt mit 0,9 anzusetzen ist [34]. Eine konzeptuelle Darstellung des benutzerdefinierten Schraubenelements im 2D-Modell ist in Abbildung 6.8 skizziert. Dabei beschreiben die Zahlen 1–3 die Freiheitsgrade u_{1y} , φ_{1z} , u_{1x} am Knoten 1 und die Zahlen 4–6 die Freiheitsgrade u_{2y} , φ_{2z} , u_{2x} am Knoten 2.

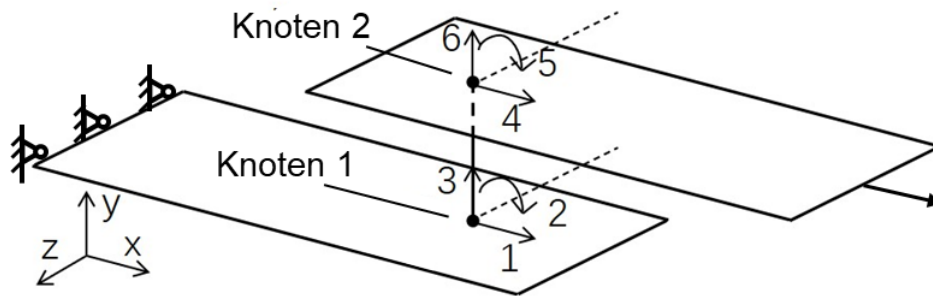


Abbildung 6.8 – Darstellung des benutzerdefinierten Schraubenelements inklusive der Freiheitsgrade an den beiden Endknoten des benutzerdefinierten Schraubenelements

Da zur korrekten Abbildung des Zusammenhangs von Querkraft und Knotenverschiebung eine konstante Elementsteifigkeitsmatrix nicht ausreicht, muss diese in Abhängigkeit von der aktuellen Gleitphase modifiziert werden. Die aktuelle Gleitphase wird dabei auf Grundlage der, für das aktuelle Zeitinkrement berechneten Querkraft in Abgleich mit den Grenzquerkräften identifiziert, siehe Abbildung 6.9. Die Grenzkräfte $F_1 - F_5$ ergeben sich wie folgt:

$$\begin{aligned} F_1 &= F_V \cdot \mu_T \\ F_2 &= F_V \cdot \mu_{Gew} \\ F_3 &= F_V \cdot (\mu_K + \mu_T) \\ F_4 &= F_3 - 2F_1 \\ F_5 &= F_3 - 2F_2 \end{aligned} \quad (6.3)$$

Die Modifikation der Elementsteifigkeitsmatrix erfolgt anschließend abhängig von der vorliegenden Gleitphase durch eine Modifikation der Elementlänge l_{el} und des Durchmessers d_{el} , siehe Tabelle 6.2. m_e beschreibt die effektive Gewindetiefe.

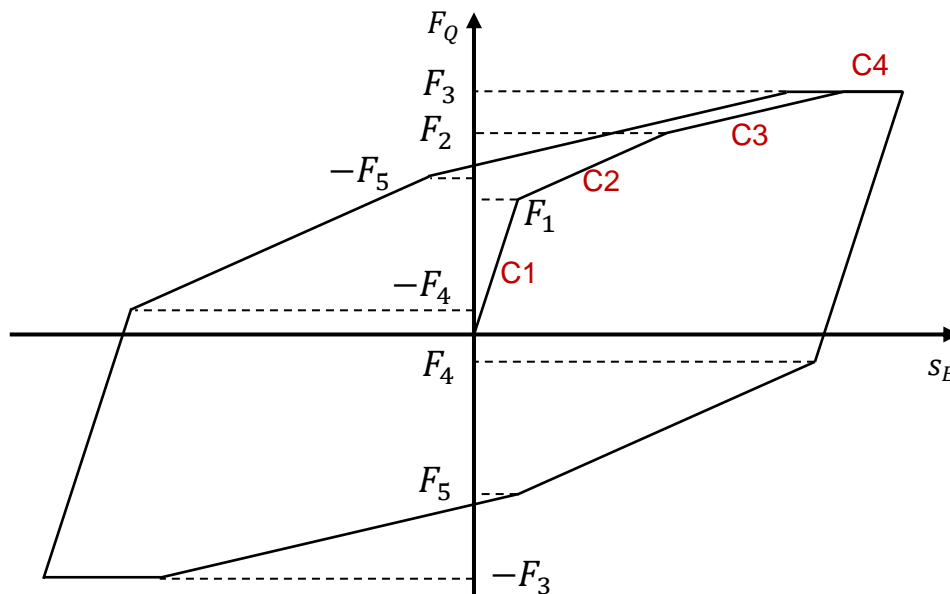


Abbildung 6.9 – Darstellung der verschiedenen Gleitphasen C1–C4 im benutzerdefinierten Schraubenelement

Tabelle 6.2 – Elementlänge und Durchmesser des benutzerdefinierten Schraubenelements in Abhängigkeit von der Gleitphase

Phase	Elementlänge [mm]	Durchmesser [mm]
C1	$l_{el}=l_{el}$	30
C2	$l_{el}=l_{el}+m_e \cdot 0,8$	d_{el}
C3	$l_{el}=l_{el}+m_e \cdot 1,6$	d_{el}
C4	Null-Matrix	

Da in dem benutzerdefinierten Schraubenelement noch keine Methode zur Bestimmung des Vorspannkraftverlustes integriert ist, wurde dies in einem ersten Ansatz durch die Annahme eines konstanten Vorspannkraftverlustes ΔF_V pro Lastzyklus N berücksichtigt.

$$F_{V,N} = F_{V,N-1} + \Delta F_V \quad (6.4)$$

Der konstante Vorspannkraftverlust wurde auf Grundlage des mittleren Vorspannkraftverlusts pro Schwingenspiel aus den Versuchen ermittelt. Eine Übersicht über die, für die Berechnung genutzten Eingangsparameter sind für beide Schraubenverbindungen in Tabelle 6.3 dargestellt.

Tabelle 6.3 – Eingangsparameter für die M8- und M12x1,5-Schraubenverbindungen

Symbol	Bedeutung	Wert für M8	Wert für M12x1,5	Einheit
E	Elastizitätsmodul der Schraube	210000	210000	MPa
ν	Poissonzahl der Schraube	0,29	0,29	-
d_{el}	Elementdurchmesser	6,12	9,84	mm
l_{el}	Elementlänge	16	24	mm
m_e	Effektive Einschraubtiefe	6,5	10,8	mm
F_V	Vorspannkraft	20000	50000	N
F_{VL}	Vorspannkraftverlust pro Schwingenspiel	330	370	N
μ_K	Reibungszahl der Kopfauflegefläche	0,08	0,08	-
μ_T	Reibungszahl der Trennfuge	0,07	0,04	-
μ_G	Reibungszahl des Gewindes	0,14	0,12	-
N_{el}	Anzahl der Elemente	10	10	-
S	Steifigkeit bei Gewindereibungsvorgang	2700	4400	-

Ergebnisse der Simulation

Die Validierung der 2D-Modelle erfolgte im Abgleich der Querkraft-Verschiebungs-Hysteresen mit denen der 3D-Modelle und den Versuchsergebnissen. Die Berechnungsergebnisse für die M8-Schraubenverbindung sind in Abbildung 6.10 und für die M12x1,5-Schraubenverbindung in Abbildung 6.11 dargestellt.

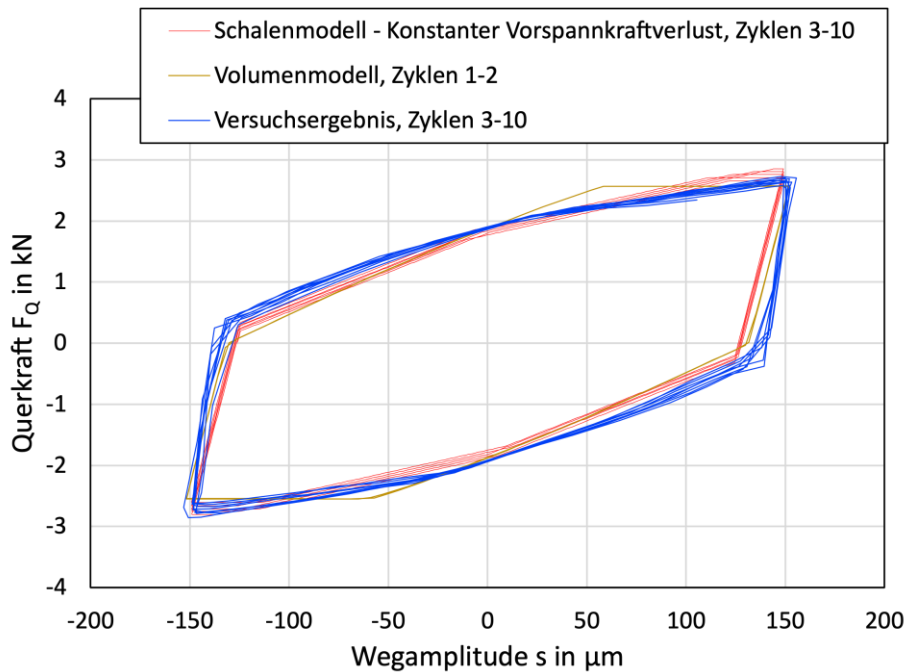


Abbildung 6.10 – Vergleich der Ergebnisse des 2D- und 3D-Modells mit Versuchsergebnissen für die M8-Schraubenverbindung bei einer Klemmlänge von 16 mm und einer Vorspannkraft von 20 kN

Das vereinfachte 2D-Modell weist eine gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen des 3D-Modells auf. Im Vergleich zu den Versuchsergebnissen ergibt sich für das 2D-Modells eine geringfügig höhere Querkraft auf.

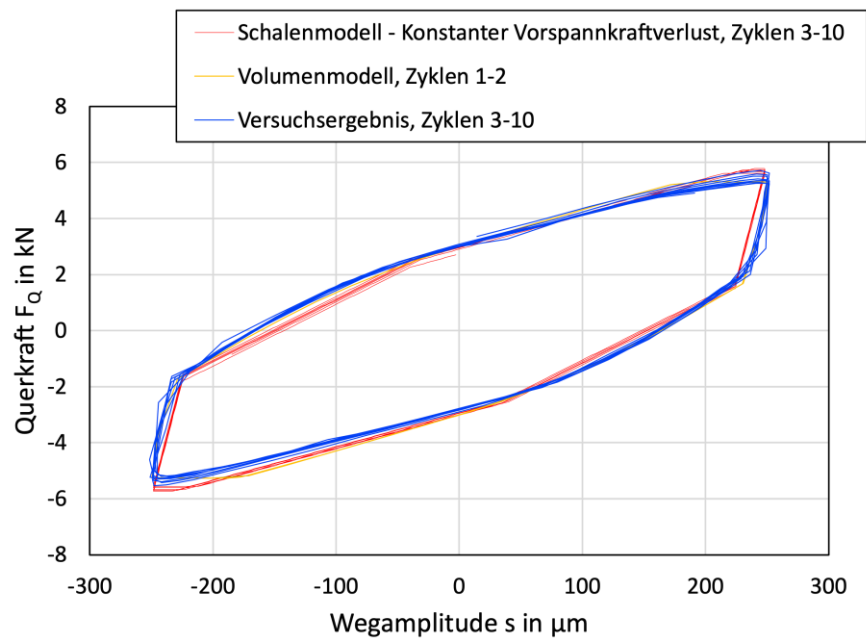


Abbildung 6.11 – Vergleich der Ergebnisse des 2D- und 3D-Modells und Versuchsergebnissen für die M12x,15-Schraubenverbindung bei einer Klemmlänge von 24 mm und einer Vorspannkraft von 50 kN

Bei Betrachtung der Ergebnisse für die M12x1,5-Schraubenverbindung zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung des vereinfachten 2D-Modells mit dem 3D-Modell und den Versuchsergebnissen.

7 Erstellung eines Bewertungskonzepts zum selbsttätigen Losdrehen

Das angestrebte Ziel des AP 8 liegt unter anderem darin, eine Akkumulationsmethode für den Vorspannkraftverlust zu entwickeln. Diese soll die Haltbarkeit einer Schraubenverbindung nicht nur für die Belastung durch eine konstante Verschiebungsamplitude prognostizieren können, sondern auch für variable Amplituden anwendbar sein. Kapitel 7.1 befasst sich mit der Entwicklung einer solchen Methode.

In Kapitel 7.2 wird die entwickelte Methode zur Akkumulation der Vorspannkraftverluste auf experimentell ermittelte Ergebnisse aus Losdrehversuchen mit variabler Verschiebungsamplitude appliziert. Dabei werden die Ergebnisse der zugrundeliegenden Losdrehversuche mit variabler Verschiebungsamplitude vorgestellt (AP 5) und die Akkumulationsmethode experimentell validiert.

Für die industrielle Anwendung ist es weiterhin von Bedeutung, das selbsttätige Losdrehen von Schrauben an ganzen Baugruppen unter realitätsnahen Belastungen zu ermitteln. Deshalb wird in Kapitel 7.3 die entwickelte Akkumulationsmethode durch eine Routine mit dem entwickelten FE-Schalenmodell (Kapitel 7.3) gekoppelt.

7.1 Entwicklung einer Methode zur Vorspannkraftreduktionsakkumulation

Die Ergebnisse der Losdrehversuche in AP 5 (Kapitel 5) zeigten, dass die Vorspannkraft bei konstanter Verschiebungsamplitude einen näherungsweise linearen Verlauf über den Zyklen aufweist (vgl. Abbildung 5.4, links). Dieses Verhalten ist unabhängig von der jeweils noch verbleibenden Vorspannkraft. Dies lässt den Schluss zu, dass der Vorspannkraftverlust bei konstanter Verschiebungsamplitude durch einzelne Zyklen näherungsweise linear akkumuliert werden kann.

Die im bisherigen Verlauf des Forschungsvorhabens wurde für Grenzkurven eine Ausgleichsgerade im doppeltlogarithmischen Maßstab zur Annäherung der experimentellen Ergebnisse für Verschiebungsamplituden oberhalb der kritischen Grenzverschiebung genutzt (Kapitel 5.3). Diese kann mathematisch durch eine Gleichung in Anlehnung an Basquin [3] beschrieben werden:

$$N = N_{krit} \cdot \left(\frac{s_{a,E}}{s_{krit}} \right)^{-k} \quad (7.1)$$

Der Näherungsansatz nach Basquin kommt sehr verbreitet in der Betriebsfestigkeit zur Anwendung. Beim selbsttätigen Losdrehen von Schraubenverbindungen zeigte sich, dass der Einfluss von Verschiebungsamplituden, die nur geringfügig über der kritischen Grenzverschiebung liegen, überschätzt wird. Zur Beschreibung der Verschiebungsgrenzkurven wurde der bisher verwendete Ansatz deshalb durch eine Gleichung in Anlehnung an Stromeyer [3] substituiert:

$$N = N_2 \cdot \left(\frac{s_{a,E} - s_{krit}}{s_{krit}} \right)^{-k} \quad (7.2)$$

Während in Gleichung (7.1) die Verschiebungsamplitude $s_{a,E}$ im Zähler steht, befindet sich in Gleichung (7.2) die Differenz der Verschiebungsamplitude zur kritischen Grenzverschiebung ($s_{a,E} - s_{krit}$) im Zähler. Anschaulich interpretiert, wird der Schlupfweg des Schraubenkopfes statt der Relativverschiebung der verspannten Bleche bewertet. Der Steigungsexponent k ist bei den beiden

Gleichungen bei gleicher Datenbasis unterschiedlich. Der Übersichtlichkeit halber werden sie aber gleich bezeichnet. Diese Erweiterung führt im doppeltlogarithmischen Gitter dazu, dass sich die Grenzkurven mit steigender Zyklenanzahl N asymptotisch der kritischen Grenzverschiebung s_{krit} annähern und nicht mehr aus zwei scharf abknickenden Geraden bestehen (Abbildung 7.1 und Abbildung A.2). Der Legende ist zu entnehmen, dass das Bestimmtheitsmaß R^2 in der neuen Darstellung im Allgemeinen größer ist als in der Darstellung nach Gleichung (7.1) (Abbildung 5.9). Die Parameter der Verschiebungsgrenzkurven nach Gleichung (7.2) sind im Anhang tabellarisch jeweils für die relativen Restvorspannkraftniveaus $F_{Rest,rel} = 30\%$ und $F_{Rest,rel} = 75\%$ und jeweils für die Losdrehwahrscheinlichkeiten $P_L = 10\%$, $P_L = 50\%$ und $P_L = 90\%$ aufgeführt (Tabelle A.1 bis A.6).

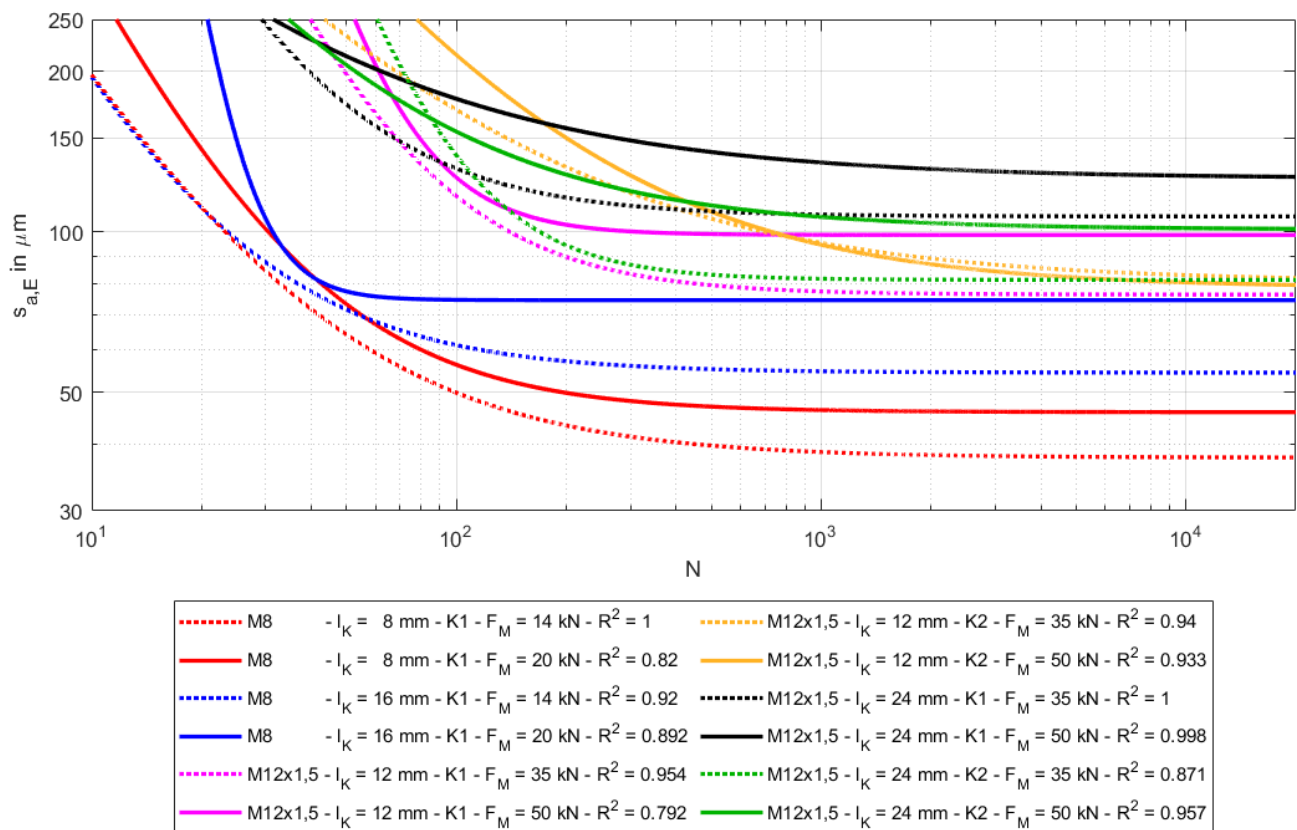


Abbildung 7.1 - Übersicht der Verschiebungsgrenzkurven mit neuer Ansatzfunktion für eine relative Restvorspannkraft von 75 % und eine Losdrehwahrscheinlichkeit von 50 %

Zur Berechnung der ertragbaren Zyklen einer Schraubenverbindung unter variablen oder konstanten Verschiebungsamplituden ist es nötig, den Vorspannkraftverlust durch jeden Zyklus zu kennen. Zu diesem Zweck wird eine Losdrehrate $\frac{\Delta F_V}{\Delta N}$ (Gleichung 7.3) bestimmt. Dazu werden einerseits der Vorspannkraftverlust ($F_M - F_{V,Rest}$) für den die zugrundeliegende Verschiebungsgrenzkurve erstellt wurde, und andererseits die Zyklen nach der Gleichung (7.2) genutzt (Der Kompensationsfaktor c wird im Folgenden beschrieben):

$$\frac{\Delta F_V}{\Delta N} = c \cdot \frac{F_M - F_{V,Rest}}{N_2 \left(\frac{s_{a,E} - s_{krit}(F_V)}{s_{krit}(F_V)} \right)^{-k}} \quad (7.3)$$

In AP 5 (Kapitel 5.3) konnte bestätigt werden, dass die kritische Grenzverschiebung von der Vorspannkraft abhängig ist (Abbildung 5.9). Je geringer die Montagevorspannkraft ist, desto geringer ist auch die kritische Grenzverschiebung bei sonst gleichen Randbedingungen. Deshalb tritt rechnerisch eine geringfügige Beschleunigung der Losdrehrate mit steigendem Vorspannkraftverlust auf. Um diese Beschleunigung auszugleichen, wird ein Kompensationsfaktor c eingeführt. Die Abhängigkeit der kritischen Grenzverschiebung von der Vorspannkraft führt dazu, dass die Losdrehrate durch eine Verschiebungsamplitude von dem bisher eingetretenen Vorspannkraftverlust beeinflusst wird. Bei Belastung mit variablen Verschiebungsamplituden kann es ebenfalls vorkommen, dass die kritische Grenzverschiebung zu Versuchsbeginn über einem auftretenden Verschiebungsniveau liegt, jedoch unterhalb der Stoßbelastung. Mit zunehmendem Vorspannkraftverlust fällt die kritische Grenzverschiebung im Versuchsverlauf unter dieses Niveau. Deshalb ist keine lineare Akkumulation des Vorspannkraftverlustes möglich. Stattdessen wird der Vorspannkraftverlust iterativ kumuliert.

Die Abhängigkeit der kritischen Grenzverschiebung von der Vorspannkraft wird durch lineare Interpolation beschrieben. Dazu sind für sonst identische Verbindungen zwei Werte der kritischen Grenzverschiebung bei unterschiedlichen Vorspannkraften F_{V1} und F_{V2} notwendig:

$$s_{krit,lin}(F_V) = \frac{s_{krit}(F_{V2}) - s_{krit}(F_{V1})}{F_{V2} - F_{V1}} \cdot F_V + s_{krit}(F_{V1}) \quad (7.4)$$

Für die Entwicklung des Vorspannkraftverlustes durch selbsttätiges Losdrehen unter Belastung eines wiederkehrenden Kollektivs aus variablen Verschiebungsamplituden wurde im Rahmen dieses Forschungsvorhabens ein Algorithmus entwickelt (Abbildung 7.2). Dieser erlaubt es, für jede Kollektivwiederholung den Vorspannkraftverlust zu berechnen. Hierzu werden alle Stufen bzw. Zyklen des Kollektivs bestimmt, die über der kritischen Grenzverschiebung liegen, die aus der verbleibenden Vorspannkraft resultiert. Diese Kollektivstufen werden hier als überkritische Verschiebungen bezeichnet. Im zweiten Schritt wird für jede überkritische Verschiebung die Losdrehrate bestimmt. Nun werden mit den Losdrehraten die Vorspannkraftverluste in jedem Zyklus mit einer überkritischen Verschiebung berechnet und zu einem Gesamtvorspannkraftverlust ΔF_V für das Kollektiv summiert. Abschließend wird die Vorspannkraft für die nächste Kollektivwiederholung berechnet, indem der Gesamtvorspannkraftverlust von der aktuellen Vorspannkraft subtrahiert wird. Zur Bewertung der nächsten Kollektivwiederholung wird der Algorithmus erneut durchlaufen und die Zyklen werden in Bezug zur geringeren kritischen Grenzverschiebung nach Gleichung (7.4) betrachtet.

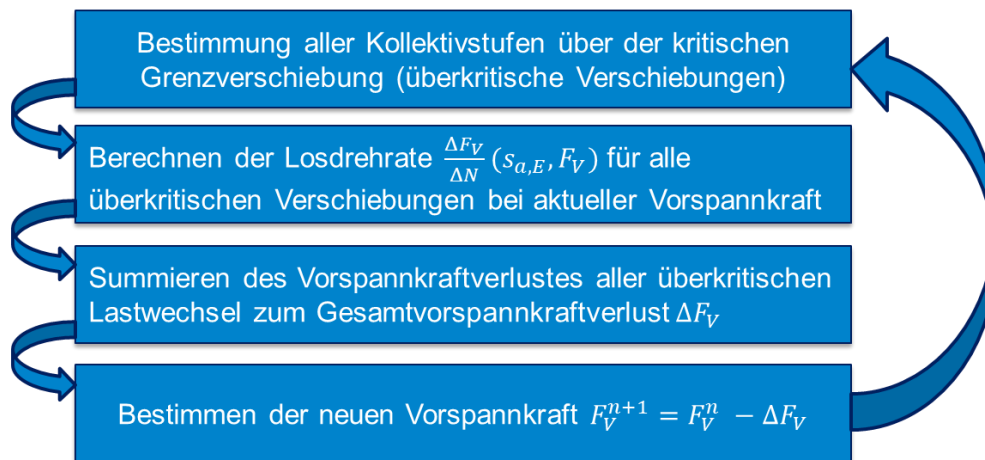


Abbildung 7.2 – Entwickelter Algorithmus zur Bestimmung des Vorspannkraftverlustes durch selbsttätiges Losdrehen

Abschließend soll auf die Bestimmung des Kompensationsfaktors c eingegangen werden. Dieser wird in Gleichung (7.3) eingeführt, da die Grenzkurvenparameter k und N_2 für einen konstanten Wert der kritischen Grenzverschiebung ermittelt werden. Die kritische Grenzverschiebung ist jedoch, wie bereits erläutert, von der Vorspannkraft abhängig. Der Kompensationsfaktor gleicht den Einfluss der Vorspannkraft auf die Losdrehrate mittels einer Skalierung aus.

Der eingetretene Vorspannkraftverlust ΔF_V ist zwangsläufig die Summe der Vorspannkraftänderungen aus allen Zyklen. In integraler Form lässt sich diese Beschreibung mithilfe der Losdrehrate aus Gleichung (7.3) wie folgt ausdrücken:

$$\Delta F_V(N) = \int_{\tilde{N}=0}^N \frac{\Delta F_V}{\Delta N} (s_{a,E}, F_V(\tilde{N})) d\tilde{N} \quad (7.5)$$

Gleichung (7.5) ist eine implizite Funktion der Vorspannkraft. Die Variable \tilde{N} ist dabei die Integrationsvariable der Zyklen und nicht zu verwechseln mit der tatsächlich erlebten Anzahl an Zyklen N . Eine allgemeine, explizite Beschreibung von $F_V(\tilde{N})$ ist nicht möglich. Es hat sich stattdessen bewährt, den Kompensationsfaktor c näherungsweise zu bestimmen. Dazu wird angenommen, dass die Vorspannkraft wie in Abbildung 5.4 bei einer konstanten Verschiebungsamplitude oberhalb der kritischen Grenzverschiebung näherungsweise linear zu den Zyklen abfällt. Folglich nimmt unter Anwendung der Gleichung (7.4) auch die kritische Grenzverschiebung näherungsweise linear mit den erlebten Zyklen ab. Durch Umformen der Gleichung (7.5) lässt sich der Kompensationsfaktor nun näherungsweise durch Gleichung (7.6) bestimmen:

$$c \approx N_2 \div \int_{\tilde{N}=0}^N \left(\frac{s_{a,E} - s_{krit,lin}(\tilde{N})}{s_{krit,lin}(\tilde{N})} \right)^k d\tilde{N} \quad (7.6)$$

Die Vorgehensweise zur Bestimmung des Kompensationsfaktors c wurde an Losdrehversuchen mit konstanter Verschiebungsamplitude validiert, bevor sie bei Losdrehversuchen mit variabler Verschiebungsamplitude zum Einsatz kam (Kapitel 7.2). Abbildung 7.3 stellt exemplarisch die experimentell ermittelten Vorspannkraftverläufe von sechs Losdrehversuchen dar, die an M8-Schraubenverbindungen mit einer Klemmlänge von $l_k = 8 \text{ mm}$, einer Montagevorspannkraft von $F_M =$

20 kN, der Kopfauflage K1 und der Trennfuge T1 durchgeführt wurden. Die Verschiebungsamplitude betrug jeweils $s_{a,E} = 70 \mu\text{m}$. Berechnet werden sollte der Vorspannkraftverlust bis zu einer Restvorspannkraft $F_{V,Rest} = 7 \text{ kN}$. Gestrichelt ist der berechnete Vorspannkraftverlauf für eine Losdrehwahrscheinlichkeit von $P_L = 50 \%$ ohne Kompensation der abnehmenden kritischen Grenzverschiebung dargestellt. Es ist zu sehen, dass der berechnete Vorspannkraftverlauf ohne Kompensation etwa parallel zu den mittleren experimentell ermittelten Verläufen beginnt und dann zunehmend schneller abnimmt als diese. Durch das beschleunigte Losdrehen ist die berechnete Zyklenanzahl bis zu der Restvorspannkraft von 7 kN jedoch geringer als bei allen experimentellen Verläufen.

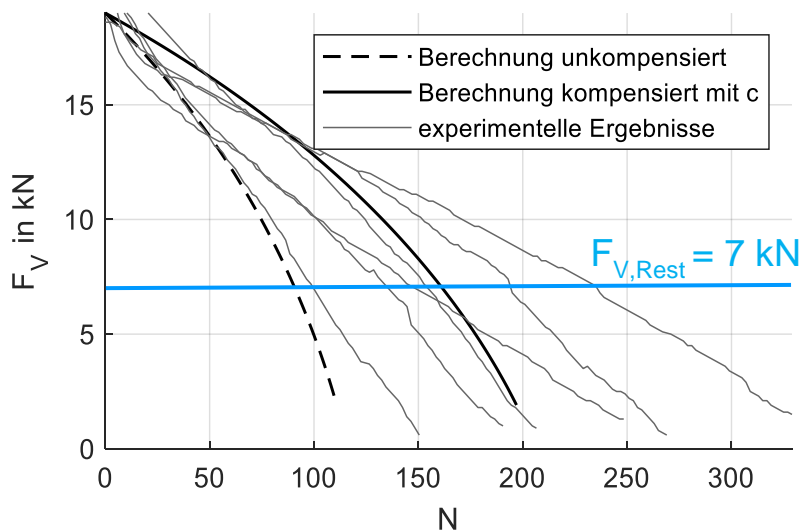


Abbildung 7.3 – Vergleich experimentell und rechnerisch bestimmter Vorspannkraftverläufe für konstante Amplituden mit und ohne Kompensationsfaktor c für eine Restvorspannkraft $F_{V,Rest} = 7 \text{ kN}$ (50 %-ige Losdrehwahrscheinlichkeit)

Der durchgezogene, schwarze Verlauf stellt den berechneten Vorspannkraftverlust mit dem Kompensationsfaktor c dar. Er schneidet die 7 kN-Linie mittig zu den experimentell ermittelten Verläufen und liefert somit eine gute Übereinstimmung der berechneten und experimentellen Ergebnisse.

7.2 Anwendung der Akkumulationsmethode auf Losdrehversuche mit variabler Amplitude

Zunächst werden die Ergebnisse der Losdrehversuche mit variabler Verschiebungsamplitude exemplarisch vorgestellt und parallel der durch die Akkumulationsmethode berechnete Vorspannkraftverlauf nach Abbildung 7.2 gezeigt.

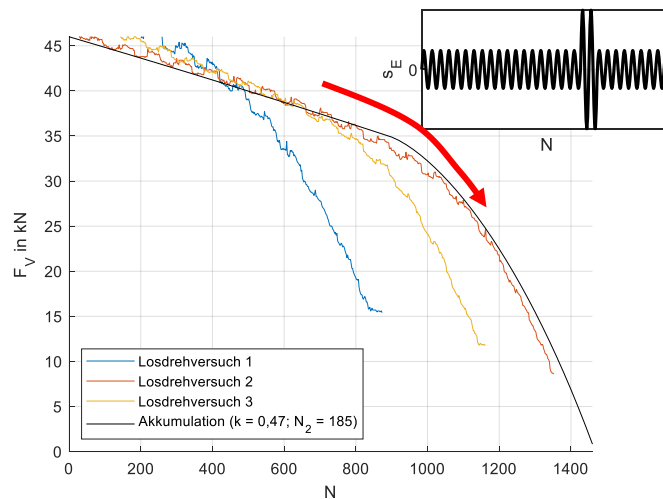


Abbildung 7.4 – Vergleich der experimentell und rechnerisch bestimmten Vorspannkraftverläufe mit variablen Amplituden für Schrauben der Abmessung M12x1,5

Abbildung 7.4 stellt die Vorspannkraftverläufe identischer Schraubenverbindungen unter variablen Amplituden dar. Gezeigt sind die Vorspannkraftverläufe von drei Losdrehversuchen, die mit einem Verschiebungskollektiv gemäß Abbildung 5.5 durchgeführt wurden, und einem berechneten Vorspannkraftverlauf (schwarz) gemäß des beschriebenen Akkumulationsalgorithmus. Für den berechneten Verlauf wurde eine reduzierte Startvorspannkraft von $F_V = 46$ kN zur Berücksichtigung von Setzverlusten genutzt. Die Versuche sind mit einer M12x1,5-Schraubenverbindung mit einer Klemmlänge von $l_k = 12$ mm und einer Montagevorspannkraft von $F_M = 50$ kN durchgeführt worden. Das Kollektiv bestand aus 18 Zyklen mit einer Amplitude von $s_{a,E} = 80$ μm und zwei Zyklen mit einer Amplitude von $s_{a,E} = 150$ μm .

Die experimentell ermittelten Vorspannkraftverläufe weisen zu Beginn einen annähernd linearen Verlauf auf und nähern sich nach einem gewissen Vorspannkraftverlust asymptotisch einer steiler fallenden Gerade an. Der Übergang ist in Abbildung 7.4 durch den gekrümmten, roten Pfeil am berechneten Vorspannkraftverlauf markiert. Die Beschleunigung des Losdrehens fällt näherungsweise mit dem Vorspannkraftniveau zusammen, ab dem zu erwarten ist, dass die verbleibende kritische Grenzverschiebung unter die kleinere Amplitude des Kollektivs sinkt. So entspricht die geringere Verschiebungsamplitude mit $s_{a,E} = 80$ μm näherungsweise der kritischen Grenzverschiebung der gleichen Verbindung bei einer Montagevorspannkraft von $F_M = 35$ kN (Abbildung 7.1). Wie zu sehen ist, liegt der Abknickbereich der Vorspannkraftverläufe ebenfalls näherungsweise bei einer Restvorspannkraft von $F_{V,Rest} = 35$ kN. Die Losdrehversuche 1 und 3 knicken jedoch bereits bei größeren Restvorspannkraften ab. Dies ist möglicherweise auf die schwankenden Reibungsverhältnisse und den Einfluss der Verschiebungszyklen ohne selbsttätiges Losdrehen zurückzuführen. Der berechnete

Akkumulationsverlauf (Abbildung 7.4) weist qualitativ die gleiche Erscheinungsform wie die experimentell ermittelten Verläufe auf und ist mit dem rot dargestellten, experimentellen Verlauf darüber hinaus annähernd deckungsgleich.

Im Weiteren soll die Zuverlässigkeit der entwickelten Methode zur Akkumulation der Vorspannkraftverluste diskutiert werden. Dazu wird der Vorspannkraftverlauf mit den experimentell ermittelten Parametern der Verschiebungsgrenzkurven berechnet und den experimentellen Verläufen mit variabler Verschiebungsamplitude gegenübergestellt. Neben den Grenzkurvenparametern für eine Losdrehwahrscheinlichkeit von $P_L = 50\%$ werden auch die Parameter für Losdrehwahrscheinlichkeiten von $P_L = 10\%$ und $P_L = 90\%$ genutzt.

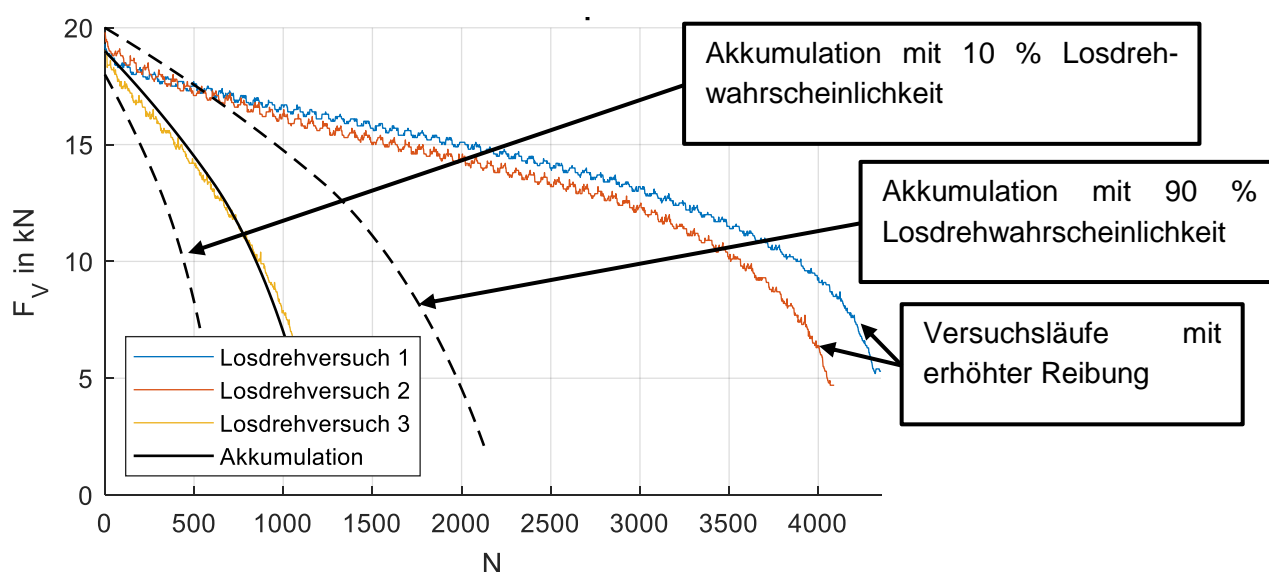


Abbildung 7.5 – Vergleich experimentell und rechnerisch bestimmter Vorspannkraftverläufe für variable Amplituden mit Variation der berechneten Losdrehwahrscheinlichkeiten (10 %, 50 % und 90 %)

Abbildung 7.5 stellt farbig drei experimentell ermittelte Vorspannkraftverläufe an M8-Verbindungen mit variabler Verschiebungsamplitude dar. Die Verbindungen wiesen eine Montagevorspannkraft von $F_M = 20$ kN und eine Klemmlänge von $l_K = 8$ mm auf. Das Verschiebungskollektiv bestand aus den Amplituden $s_{a,E} = 35 \mu\text{m}$ mit 18 Wiederholungen und $s_{a,E} = 70 \mu\text{m}$ mit zwei Wiederholungen. Schwarz durchgezogen ist der berechnete Vorspannkraftverlust nach der Methode zur Akkumulation der Vorspannkraftverluste für eine Losdrehwahrscheinlichkeit von $P_L = 50\%$ dargestellt. Gestrichelt sind die jeweiligen Verläufe für Losdrehwahrscheinlichkeiten von $P_L = 10\%$ und $P_L = 90\%$ abgebildet.

Um die Setzverluste zu Beginn der Losdrehversuche zu berücksichtigen, wurde die Ausgangsvorspannkraft für die Berechnungen in Abhängigkeit von der Losdrehwahrscheinlichkeit initial reduziert. Es erwies sich dabei für alle durchgeführten Versuche als zielführend, empirisch relative Setzverluste der Vorspannkraft von $\Delta F_{\text{Setz,rel}} = 0\%$ bei $P_L = 90\%$, von $\Delta F_{\text{Setz,rel}} = 5\%$ bei $P_L = 50\%$ und von $\Delta F_{\text{Setz,rel}} = 10\%$ bei $P_L = 10\%$ anzunehmen. Für die Übertragung der Methode zur Akkumulation der Vorspannkraftverluste auf andere Verbindungen sind gegebenenfalls neue Setzbeträge zu ermitteln.

Die Losdrehversuche 1 und 2 in Abbildung 7.5 weisen eine deutlich höhere Anzahl an erreichten Zyklen auf. Dies wurde auf eine im Versuchsverlauf gesteigerte Reibung zurückgeführt, die durch die Zyklen mit geringer Verschiebungsamplitude erzeugt wurde. In der Praxis ist dieser Fall jedoch unkritisch, da die Gefahr des selbsttätigen Losdrehens mit zunehmender Reibung sinkt. Der Vorspannkraftverlauf des Losdrehversuchs 3 stimmt wiederum gut mit dem berechneten Verlauf für $P_L = 50\%$ überein.

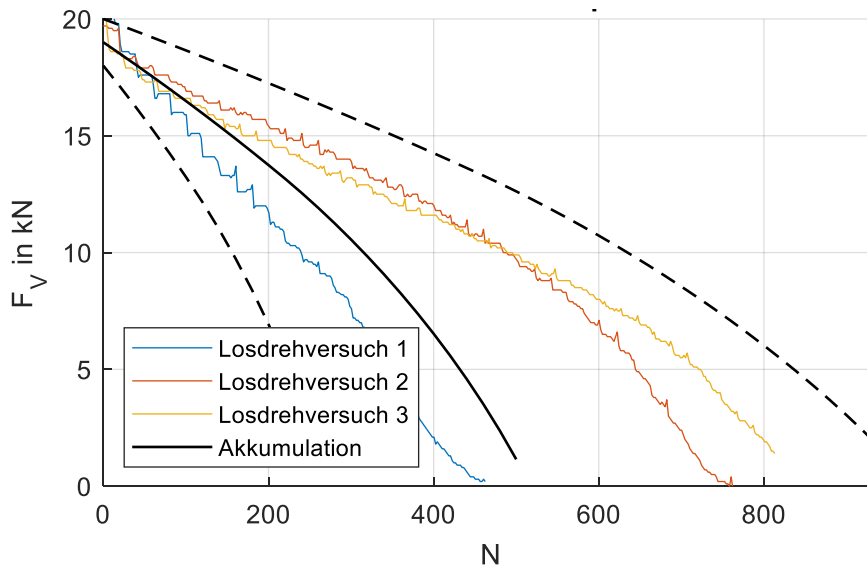


Abbildung 7.6 – Vergleich experimentell und rechnerisch bestimmter Vorspannkraftverläufe mit unterschiedlichen Losdrehwahrscheinlichkeiten

Abbildung 7.6 zeigt in ähnlicher Weise wie Abbildung 7.5 die Ergebnisse der gleichen M8-Verbindung bei variabler Verschiebungsamplitude, jedoch mit einer Stoßverschiebungsamplitude von $s_{a,E} = 150\ \mu\text{m}$. Die akkumuliert berechneten Vorspannkraftverläufe für Losdrehwahrscheinlichkeiten von $P_L = 10\%$ und $P_L = 90\%$ hüllen die experimentell ermittelten Verläufe über den gesamten betrachteten Vorspannkraftbereich ein, während sich der Verlauf für $P_L = 50\%$ mittig in die experimentell ermittelten Verläufe einordnet.

Zur Betrachtung der Zuverlässigkeit der Methode zur Akkumulation der Vorspannkraftverluste werden im Folgenden die berechneten Vorspannkraftverluste den experimentell ermittelten gegenübergestellt. Verglichen wurde dabei in Anlehnung an das Durchläuferkriterium aus AP 5 (Kapitel 5.3) jeweils die Anzahl an Zyklen bis zu einem Vorspannkraftverlust von 25 % in logarithmischer Auftragung. Es wird auch der Einfluss der zugrunde gelegten Verschiebungsgrenzkurve (Abbildung 7.1) auf die Akkumulationsergebnisse untersucht. Die Auftragung wird beispielhaft an Abbildung 7.7 erläutert.

Durch die farbigen Balken werden für jeweils identische Versuche die durch Akkumulation berechneten Zyklen für verschiedene Losdrehwahrscheinlichkeiten (10 %, 50 % und 90 %) dargestellt. Die schwarzen Punkte markieren den logarithmischen Mittelwert der Zyklen $N_{m,exp}$ der jeweiligen Versuche. Die beiden Fehlerbalken kennzeichnen jeweils die maximalen und die minimalen Zyklenanzahlen, die experimentell auftraten. Weiterhin ist die relative Abweichung der berechneten Zyklen $N_{Akk,50\%}$ bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von $P_L = 50\%$ vom logarithmischen Mittelwert der Zyklen $N_{m,exp}$ über jeder Balkengruppe vermerkt. Auf der Abszisse sind die jeweiligen Versuchsgrößen vermerkt. Zuerst wird der

untersuchte Schraubendurchmesser genannt, darauf folgend die Stoßverschiebungsamplitude in Mikrometern, anschließend die Montagevorspannkraft in Kilonewton der zugrundeliegenden Verschiebungsgrenzkurve und zuletzt die relative Restvorspannkraft bezogen auf die Montagevorspannkraft, bei der die für die Berechnung genutzte Grenzkurve ausgewertet wurde.

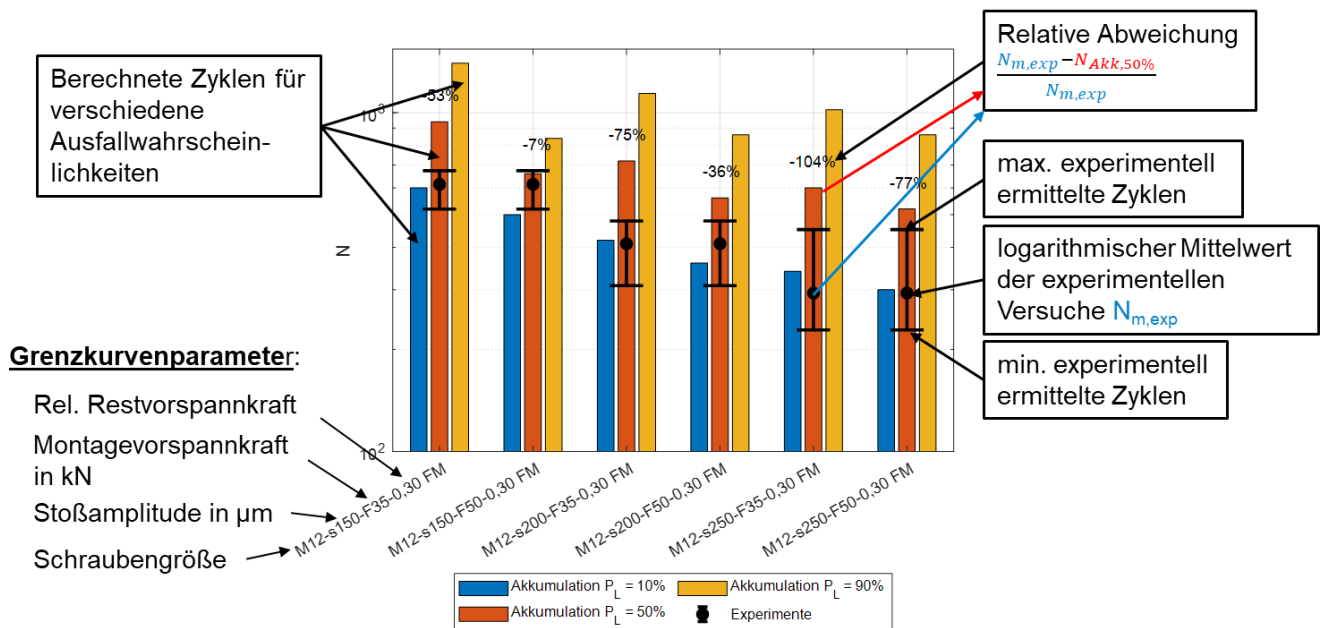


Abbildung 7.7 – Gegenüberstellung der berechneten und der experimentell ermittelten Vorspannkraftverluste bei variabler Verschiebungsamplitude

Abbildung 7.8 stellt den Vergleich der experimentellen Ergebnisse und den durch Akkumulation berechneten Zyklen an den untersuchten M8-Verbindungen unter variablen Verschiebungsamplituden dar. Links wurden für die Akkumulation die Parameter der Verschiebungsgrenzkurve bei einer Restvorspannkraft von 0,3 F_M genutzt. Rechts liegt die Verschiebungsgrenzkurve bei einer Restvorspannkraft von 0,75 F_M zugrunde.

Es lässt sich beobachten, dass die berechneten Zyklen für $P_L = 50\%$ im rechten Diagramm geringer ausfallen als im linken. Dies wird darauf zurückgeführt, dass der relative Anteil des Vorspannkraftverlustes durch Setzen bei einer höheren Restvorspannkraft größer ist. Weiterhin weisen die Berechnungen auf Basis der Grenzkurven mit $F_M = 20\text{ kN}$ im Allgemeinen eine geringere Streuung der Zyklen für verschiedene Losdrehwahrscheinlichkeiten auf als bei $F_M = 14\text{ kN}$. Die dargestellten experimentellen Versuche mit variabler Verschiebungsamplitude wurden alle mit einer Montagevorspannkraft von $F_M = 20\text{ kN}$ durchgeführt. Diesbezüglich wird vermutet, dass die größere Streuung bei den Berechnungen auf Grundlage der Verschiebungsgrenzkurve mit $F_M = 14\text{ kN}$ durch die Extrapolation auf größere Vorspannkraften erzeugt wird. Für die Versuche mit den Stoßverschiebungsamplituden $s_{a,E} = 100\ \mu\text{m}$ und $s_{a,E} = 150\ \mu\text{m}$ stimmen die Mittelwerte der experimentellen Untersuchungen gut mit der Akkumulation für eine Losdrehwahrscheinlichkeit von $P_L = 50\%$ überein. Bei der Stoßverschiebungsamplitude $s_{a,E} = 70\ \mu\text{m}$ wird die Zyklenanzahl jeweils unterschätzt. Dies liegt an den beiden Versuchen mit gestiegener Reibung (Abbildung 7.5).

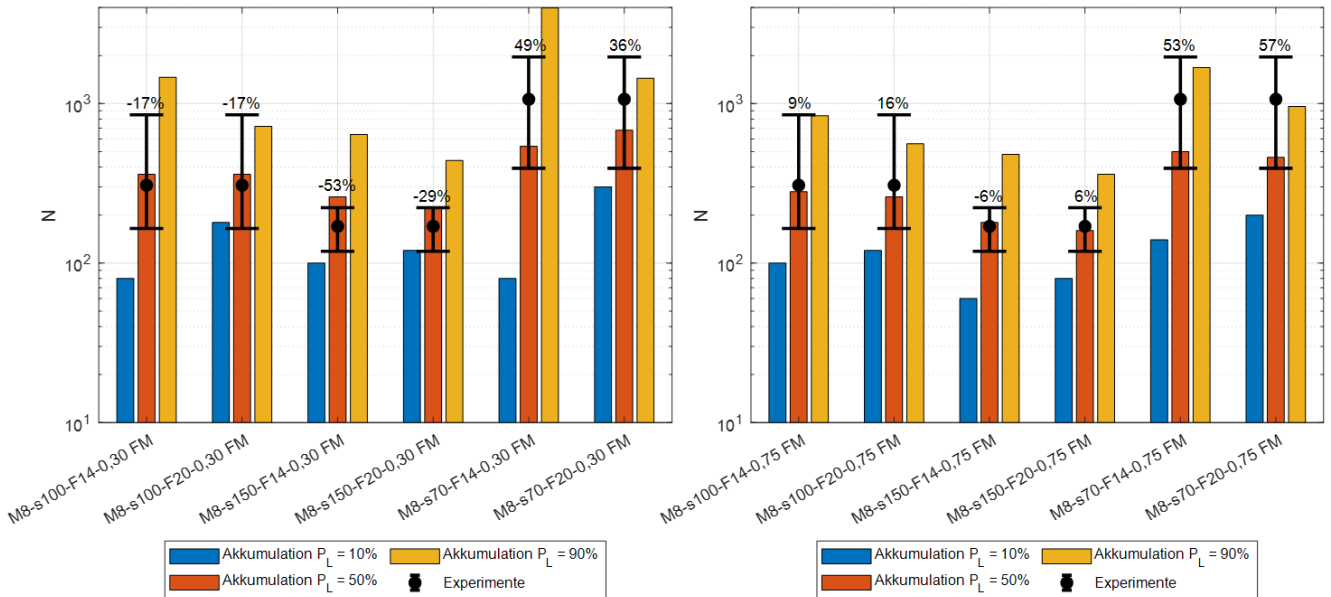


Abbildung 7.8 – Vergleich der Akkumulationsmethode gegenüber den experimentellen Ergebnissen an M8-Verbindungen bei variablen Verschiebungsamplituden anhand der Zyklen bis zu einer relativen Restvorspannkraft von 75 %

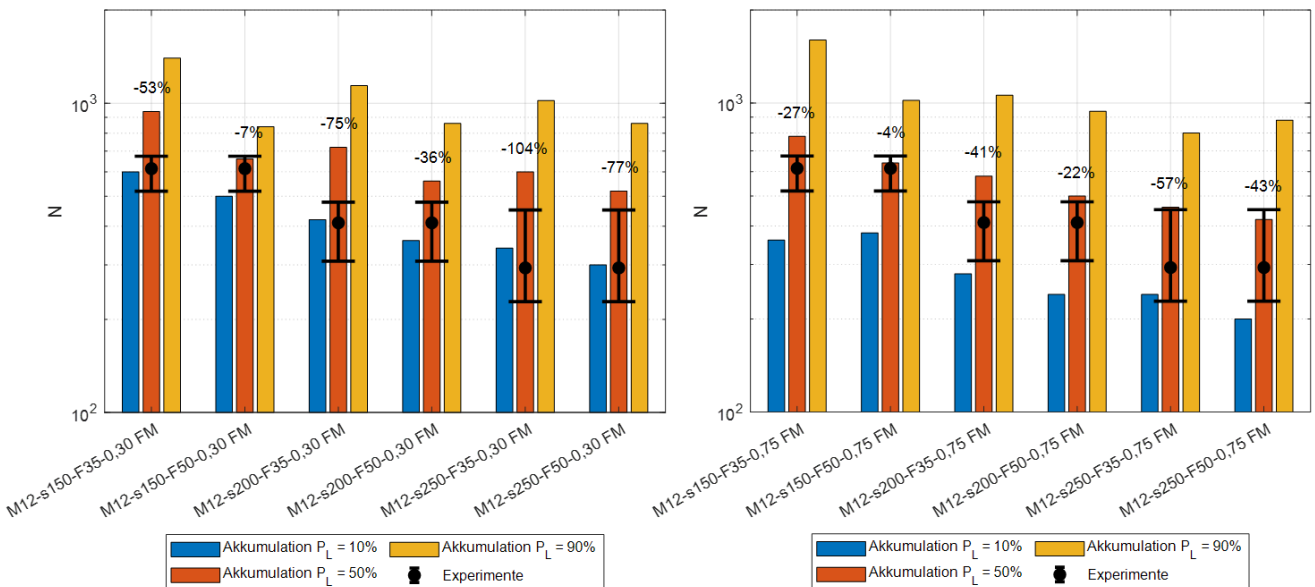


Abbildung 7.9 – Vergleich der Akkumulationsmethode gegenüber den experimentellen Ergebnissen an M12x1,5-Verbindungen bei variablen Verschiebungsamplituden anhand der Zyklen bis zu einer relativen Restvorspannkraft von 75 %

Abbildung 7.9 zeigt analog zu Abbildung 7.8 den Vergleich der Berechnungen zu den experimentellen Ergebnissen der M12x1,5-Verbindungen. Die Beobachtungen des Vergleichs an den M8-Verbindungen lassen sich übertragen. Die über den Balken notierten relativen Abweichungen zeigen, dass die Zyklenanzahl an den M12x1,5-Verbindungen durch die Akkumulation bei $P_L = 50\%$ überschätzt wird.

Als Ursache konnte identifiziert werden, dass die Vorspannkraft in den experimentellen Untersuchungen bereits früher abknickt, als erwartet (Abbildung 7.4). Die Akkumulationen auf Basis der Verschiebungsgrenzkurven, die bei einer Restvorspannkraft von $F_{V,Rest} = 30 \% F_M$ erstellt wurden (Abbildung 7.9, links), überschätzen die Zyklen stärker. Dies führt dazu, dass die experimentell ermittelten mittleren Zyklenanzahlen teilweise sogar geringer ausfallen als die berechneten Zyklen für eine Losdrehwahrscheinlichkeit von $P_L = 10 \%$. Die Berechnungen auf Basis der bei $F_{V,Rest} = 75 \% F_M$ erstellten Verschiebungsgrenzkurven weist mit einer Ausnahme für alle Berechnungen ein konservatives Ergebnis für die Losdrehwahrscheinlichkeit $P_L = 10 \%$ auf (Abbildung 7.9, rechts).

Zusammenfassend sind die Ergebnisse konservativer, die mit Parametern von Verschiebungsgrenzkurven berechnet wurden, die bei 75 % statt 30 % relativer Restvorspannkraft ausgewertet wurden. Für die Losdrehwahrscheinlichkeit von $P_L = 10 \%$ konnten für beide Schraubenabmessungen mit einer Ausnahme durchgehend konservative Ergebnisse berechnet werden. Wird die Methode auf Vorspannkraftbereiche außerhalb des für die Verschiebungsgrenzkurve untersuchten Vorspannkraftbereichs angewendet, nehmen die Streuungen zu. Die Akkumulationsmethode kann bis zu kleinsten Restvorspannkraften Vorspannkraftverläufe erzeugen, die mit den experimentellen Untersuchungen im Rahmen der Streuung übereinstimmen. Dennoch sollte im praktischen Gebrauch eine experimentelle Absicherung für den Einsatz bei geringen Restvorspannkraften erfolgen. Eine Einschränkung der Anwendbarkeit auf einen bestimmten Verschiebungsamplitudenbereich konnte im Rahmen der vorgestellten Untersuchungen nicht festgestellt werden.

7.3 Bewertung des selbsttätigen Losdrehens von Schraubenverbindungen

Die entwickelte Methode zur Vorspannkraftreduktionsakkumulation wurde anschließend in das benutzerdefinierte Schraubenelement des vereinfachten 2D FE-Modell (Kapitel 6.3) integriert. Eine Übersicht zum Ablauf dieses Prozesses ist in Abbildung 7.10 gegeben. Bei der Simulation des Modells führt Abaqus für jedes Zeitinkrement das als Fortran-Skript implementierte, benutzerdefinierte Schraubenelement aus. Dabei werden im ersten Schritt die Verschiebungen der Endknoten abgespeichert, welche für die Berechnung des Vorspannkraftverlustes benötigt werden. Im zweiten Schritt wird über Fortran ein Python-Skript zur Berechnung der Vorspannkraftreduktion ausgeführt. Dieses liest im nächsten Schritt die zuvor abgespeicherten Verschiebungen aus und berechnet durch die Methode zur Akkumulation der Vorspannkraftverluste den Vorspannkraftverlust für dieses Zeitinkrement (Abbildung 7.2). Im vierten Schritt wird dieser abgespeichert, womit die Ausführung des Python-Skriptes abgeschlossen ist. Anschließend wird im fünften Schritt der abgespeicherte Vorspannkraftverlust vom Fortran-Skript eingelesen und zusammen mit allen für die Berechnung benötigten Informationen an Abaqus übergeben.

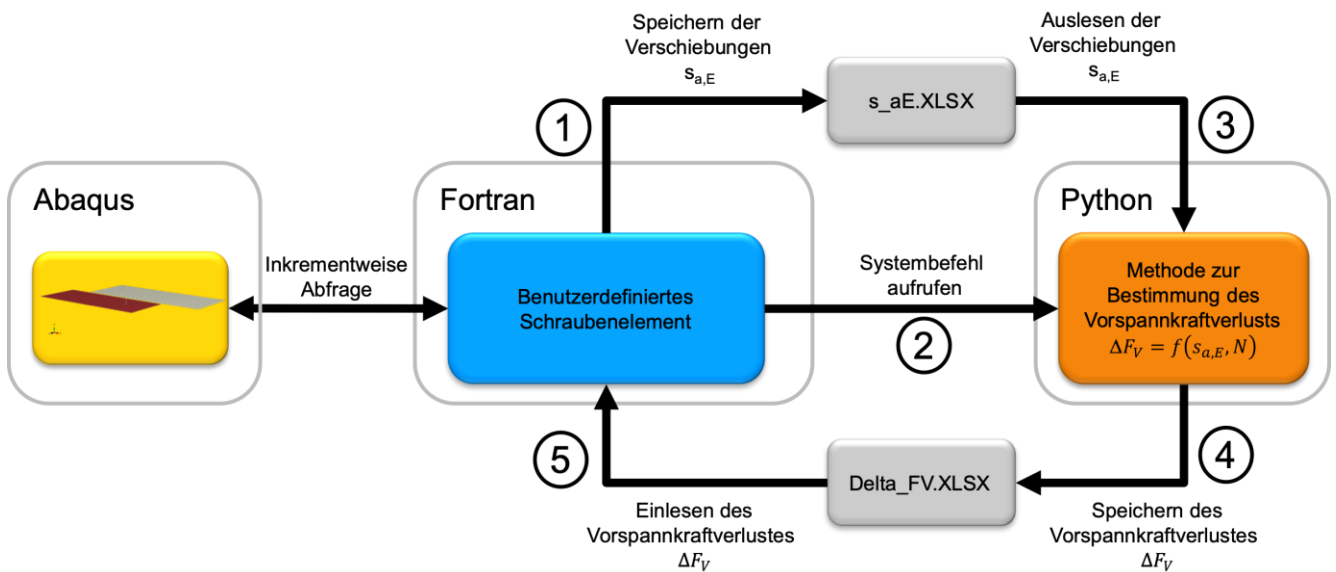


Abbildung 7.10 – Flussdiagramm zum Zusammenspiel des benutzerdefinierten Schraubenelements und der Methode zur Bestimmung des Vorspannkraftverlustes für jedes Zeitinkrement einer Simulation in Abaqus

Eine Gegenüberstellung der Querkraft-Verschiebungs-Hysteresen der Berechnung mit konstanter Vorspannkraftreduktion und jener auf Grundlage des analytischen Ansatzes zur iterativen Bestimmung der Vorspannkraftreduktion ist in Abbildung 7.11 für die M12x1,5-Schraubenverbindung und in Abbildung 7.12 für die M8-Schraubenverbindung gegeben. Für die M12x1,5-Schraubenverbindung zeigt sich ein geringfügig größerer Vorspannkraftverlust, als dies bei der Annahme einer konstanten Vorspannkraftreduktion zu beobachten ist. Dies deckt sich mit den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen, bei denen in den ersten Zyklen ein erhöhter Vorspannkraftverlust auftritt, bis sich dieser nach ca. 50 Zyklen stabilisiert (Abbildung 5.4).

Im Gegensatz dazu ergibt sich für die M8-Schraubenverbindung ein geringfügig geringerer Vorspannkraftverlust. Die Steigung der Querkraft-Verschiebungs-Kurven nimmt über die Zeit deutlich ab, was auf eine Veränderung innerhalb der Kontaktfläche hindeutet. Die Ursache für dieses Verhalten dieses Modells konnte zum Projektende noch nicht abschließend geklärt werden. Durch eine Reduzierung der Inkrementgröße konnte dieser Effekt behoben werden, vgl. Abbildung 7.14.

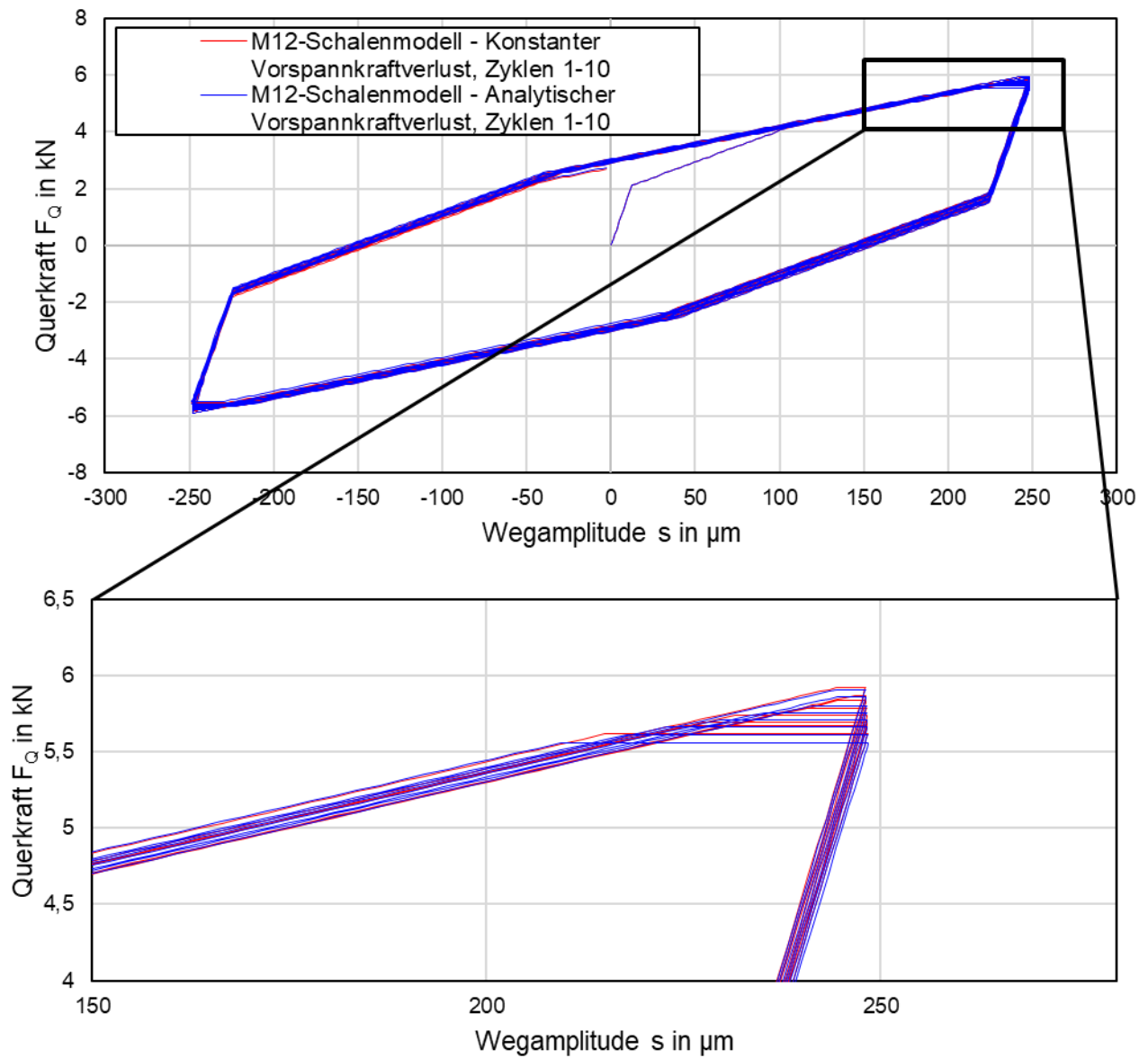


Abbildung 7.11 – Vergleich der Ergebnisse für die M12x1,5-Schraubenverbindung mit konstantem, bzw. mit analytisch bestimmten Vorspannkraftverlust

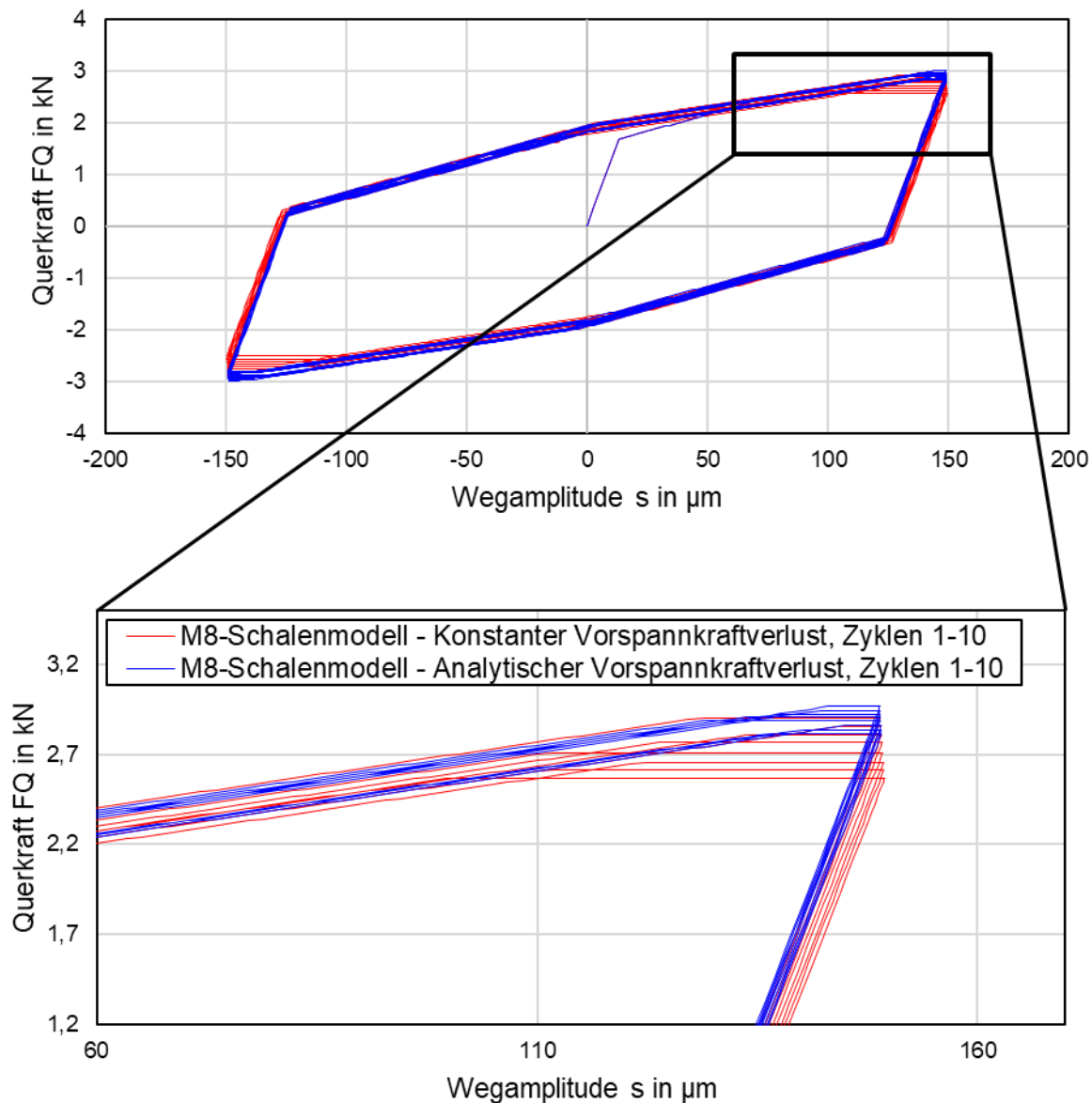


Abbildung 7.12 – Vergleich der Ergebnisse für die M8-Schraubenverbindung mit konstantem, bzw. mit analytisch bestimmten Vorspannkraftverlust

Da die Vorspannkraft zu Beginn des Versuchs durch Setzeffekte von der Montagevorspannkraft abweichen kann, wurde der Startwert der Vorspannkraft zur weiteren Verbesserung der Abbildungsgüte des vereinfachten Modells variiert und die Auswirkungen auf das Querkraft-Verschiebungs-Verhalten untersucht. In Zuge dieser Untersuchung konnte gezeigt werden, dass sich durch eine Reduktion der initialen Vorspannkraft von 8 % zum nominalen Wert eine signifikante Verbesserung der Abbildungsgüte erreichen lässt. Die im Folgenden verwendeten Werte sind in Tabelle 7.1 dargestellt.

Tabelle 7.1 – Nominaler und modifizierter Wert für die initiale Vorspannkraft

Modell	Nominaler Wert für F_V in kN	Modifizierter Wert für F_V in kN
M12	50000	46000
M8	20000	18400

Ein direkter Vergleich der Querkraft-Verschiebungs-Hysteresen mit dem nominalen und modifizierten Wert für die initiale Vorspannkraft ist für die M12x1,5-Schraubenverbindung in Abbildung 7.13 und für die M8-Schraubenverbindung in Abbildung 7.14 dargestellt.

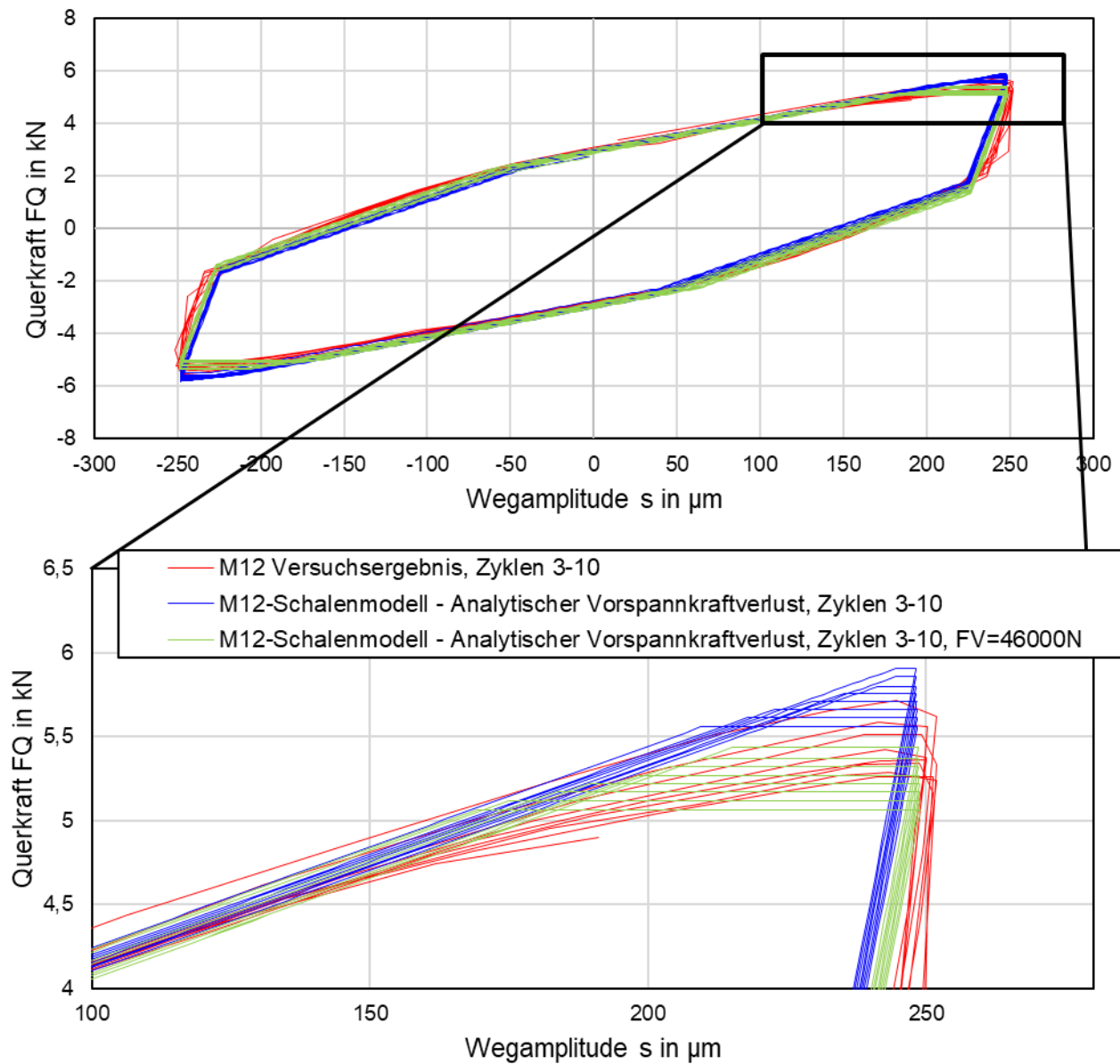


Abbildung 7.13 – Verbesserung der Abbildungsgüte für die M12x1,5-Schraubenverbindung durch Variation der Parameter für die initiale Vorspannkraft

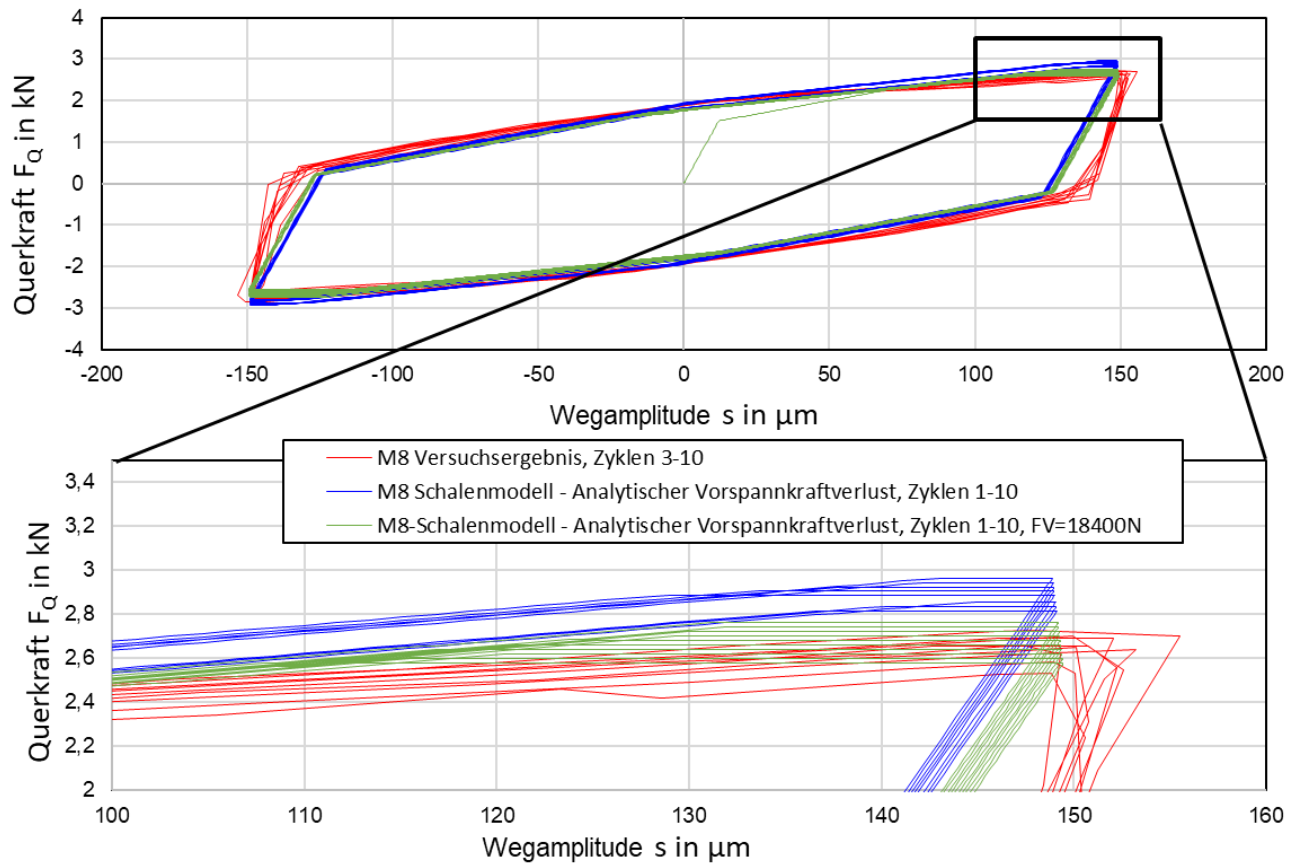


Abbildung 7.14 – Verbesserung der Abbildungsgüte für die M8-Schraubenverbindung durch Variation der Parameter für die initiale Vorspannkraft und die Steifigkeit beim Gewindereibungsvorgang

8 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel des Forschungsvorhabens war es, eine Methode zur Bewertung des selbsttätigen Losdrehens einschnittiger Schraubenverbindungen unter harmonisch oszillierender, transversaler Belastung zu entwickeln. Im Zuge des Forschungsvorhabens wurde eine Bewertungsmethodik des selbsttätigen Losdrehverhaltens von Stahl-Stahl-Schraubenverbindungen unter Einwirkung von Querkräften erarbeitet.

Zum Erreichen dieses Ziels wurden die Schraubenverbindungen experimentell charakterisiert und Kennwerte in Form parametrisierter Verschiebungsgrenzkurven, die das selbsttätige Losdrehen beschreiben, ermittelt. Auf Basis der experimentell ermittelten Kennwerte konnte eine Methode zur Akkumulation des Vorspannkraftverlusts abgeleitet werden. Diese ermöglicht für die durchgeführten Versuche eine Berechnung des Vorspannkraftverlusts auf Basis der Relativverschiebungsamplituden der verspannten Bleche.

Es erfolgte eine numerische Abbildung des nichtlinearen Querkraft-Verschiebungs-Verhaltens von Stahl-Stahl-Schraubenverbindungen. Das nichtlineare Verschiebungsverhalten zwischen den Blechen wurde auf Basis von numerischen Modellen mit unterschiedlichen Komplexitätsgraden unter Berücksichtigung von realen Reibungsverhältnissen ermittelt und experimentell validiert. Die relevanten Einflussgrößen wurden identifiziert und deren Wirkung auf das selbsttätige Losdrehverhalten analysiert.

Eine Übersicht der für die einzelnen Arbeitspakete geplanten Ziele zusammen mit den durchgeführten Arbeiten ist in Tabelle B.1 gegeben.

Das in Zuge des Projektes erstellte Gesamtkonzept zur Abschätzung des Losdrehverhaltens von Schraubenverbindungen ist in Abbildung 8.1 dargestellt. Der zur Umsetzung des Konzeptes benötigte Input lässt sich in zwei Kategorien einteilen. Auf der einen Seite stehen alle Informationen, welche einmalig innerhalb des Projektes bestimmt worden sind und für die weitere Anwendung beibehalten werden können. In diese Kategorie fallen die experimentell bestimmten Verschiebungsgrenzkurven, welche die Grundlage für die entwickelte Methode zur Bestimmung des Vorspannkraftverlustes bilden. Es werden die verbindungs-spezifischen, für die Berechnungen notwendigen Grenzkurvenparameter erzeugt, zu denen auch die kritische Grenzverschiebung zählt. Weitere Inputs dieser Kategorie sind die Reibungszahlen, welche im Zuge des Projektes auf Grundlage von experimentellen Untersuchungen bestimmt wurden, sowie das Modell zur Beschreibung der Steifigkeit des benutzerdefinierten Schraubenelements.

Die zweite Kategorie beschreibt auf der anderen Seite jene Inputargumente, welche bei der Anwendung des Gesamtkonzeptes auf vergleichbare Schraubenverbindungen erneut vorgegeben werden müssen. Diese Kategorie umfasst die Abmessungen und Materialeigenschaften der Schraube, sowie die Klemmlänge und die Vorspannkraft zu Beginn der Berechnung. Entsprechend der im Anwendungsfall gegebenen Randbedingungen muss anschließend das FE-Modell aus Schalenelementen aufgebaut werden. Sobald dies abgeschlossen ist, kann die Rechnung gestartet werden. Dabei greift Abaqus über das benutzerdefinierte Schraubenelement in jedem Zeitschritt auf die Methode zur Akkumulation des Vorspannkraftverlustes zu und berechnet die verbleibende Vorspannkraft, welche in dem aktuellen Berechnungsschritt berücksichtigt wird. Aus den Ergebnissen der Rechnung können schließlich der

Verlauf des Vorspannkraftverlusts über die Versuchsdauer und die Losdrehzyklenanzahl abgeleitet werden.

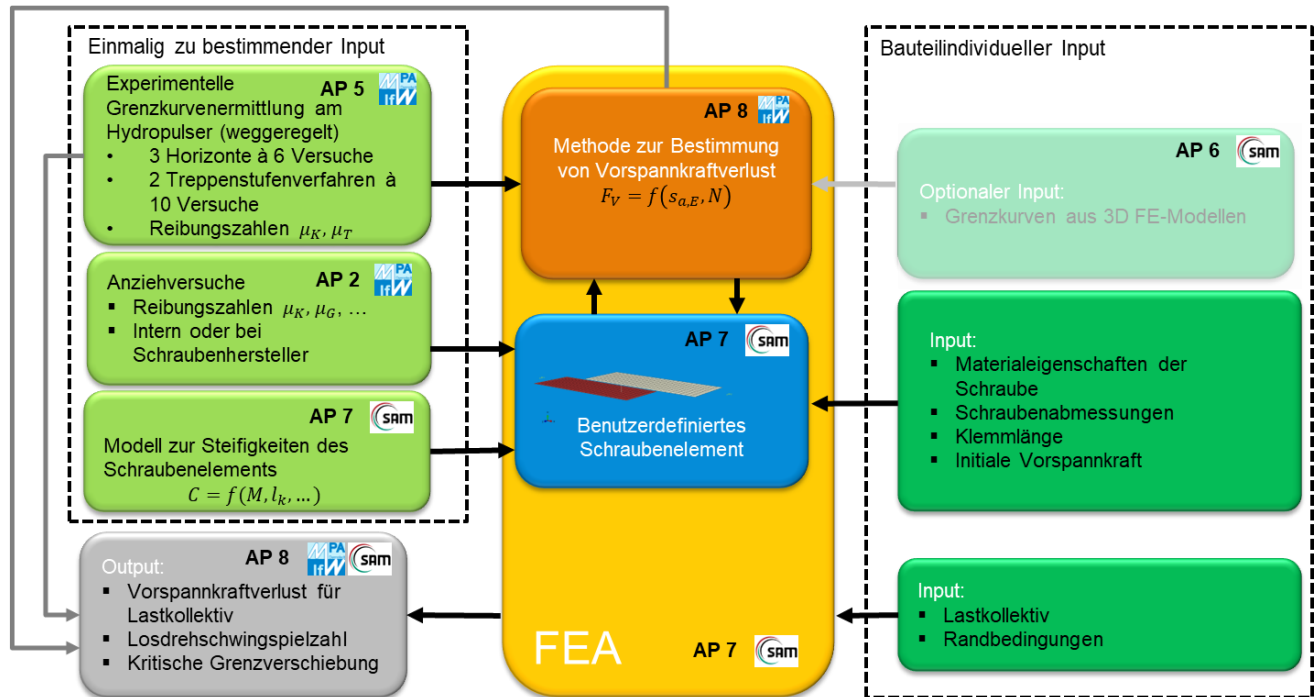


Abbildung 8.1 – Ablaufplan des Gesamtkonzepts zur Abschätzung des Losdrehverhaltens von Schrauben

In der aktuellen Form ist das entwickelte Gesamtkonzept in der Lage, das Losdrehverhalten von Schraubenverbindungen unter einachsiger Querbelastung abzubilden. Da es im realen Anwendungsfalle auch zu mehrachsigen Belastungen kommen kann, bietet es sich für weitere Arbeiten an, das Konzept in dieser Hinsicht zu erweitern. Um dies umzusetzen, wäre eine Modifikation des Modells zur Beschreibung der Steifigkeit des Schraubenelements von Nöten, um an beiden Endknoten jeweils den zusätzlichen Verschiebungs- und Verdrehungsfreiheitsgrad zu berücksichtigen. Dies hätte einer Erweiterung der Steifigkeitsmatrix von 6x6 auf 10x10 zur Folge. Es bietet sich an, diese Thematik in einem nachfolgenden Forschungsprojekt zu untersuchen.

Literaturverzeichnis

- [1] Eberhard, Neufeld: *Experimentelle und numerische Identifikation der Schraubenkopfverschiebung als Eingangsgröße für eine Bewertung des selbsttätigen Losdrehens von Schraubenverbindungen* / Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT). Berlin. 2018. (FAT Schriftenreihe 311)
- [2] Eberhard: *Selbsttätiges Losdrehen von Schraubenverbindungen unter transversaler Belastung* - Dissertation Technische Universität Darmstadt, Shaker Verlag. Düren. 2020
- [3] Haibach: *Betriebsfestigkeit* – 3. Auflage - Springer Verlag. Berlin, Heidelberg. 2006
- [4] SKF Group: *Rolling bearings*, 2013
- [5] Kloos, Thomala: *Schraubenverbindungen, Grundlagen, Berechnungen, Eigenschaften, Handhabung*, 5. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007.
- [6] Eberhard, St. Beyer, J. Beyer, Oechsner.: *Selbsttätiges Losdrehen von Schraubenverbindungen unter transversaler Beanspruchung*, DVM-Tag, Berlin, 2016.
- [7] <https://www.adac.de/infotestrat/reparatur-pflege-und-wartung/rueckrufe/suchergebnis.aspx?Kategorie=Pkw&Hersteller=&Modelle=> [Stand: 2016-03-17]
- [8] Verein Deutscher Ingenieure: *VDI-Richtlinie 2230 Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, Zylindrische Einschraubverbindungen*, Blatt 1, Düsseldorf Beuth Verlag GmbH, Berlin, November 2015.
- [9] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: *DIN 65151 Luft- und Raumfahrt Dynamische Prüfung des Sicherungsverhaltens von Schraubenverbindungen unter Querbeanspruchung (Vibrationsprüfung)*, Beuth Verlag, Berlin, August 2002.
- [10] Eberhard, Dinger, Oechsner, Friedrich, J. Beyer: *Bewertung des selbsttätigen Losdrehens hochbeanspruchter Schraubenverbindungen unter zyklisch wirkender Beanspruchung*, Vorhaben AiF IGF 16807 N, IfW / MPA TU Darmstadt und Universität Siegen, 2014
- [11] Kremer, Stolle, Berger: *Entwicklung und Verifizierung einer Versuchsmethodik zur objektiven Bewertung leistungsfähiger Oberflächenbeschichtungen von Verbindungselementen unter besonderer Berücksichtigung des Temperatureinflusses*, Vorhaben AiF 13 922 N, IfW / MPA TU Darmstadt, 2008
- [12] Pai, Hess: *Experimental study of loosening of threaded fasteners due to dynamic shear loads*, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 253, 585-602, 2002.
- [13] Pai, Hess: *Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load*, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 9, 383-402, 2002.
- [14] Izumi, Yokoyama, Iwasaki, Sakai: *Three-dimensional finite element analysis of tightening and loosening mechanism of threaded fastener*, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 12, 604-615, 2005.
- [15] Koch: *Beitrag zur numerischen Simulation des selbsttätigen Losdrehverhaltens von Schraubenverbindungen*, *Dissertation*, Universität Siegen, Shaker, 2011.
- [16] Dinger: *Ermittlung des selbsttätigen Losdrehens bei Mehrschraubenverbindungen*, *Dissertation*, Aachen, Shaker, 2013.
- [17] Guggolz, Friedrich: *Konzept zur Auslegungsmethodik zur Verhinderung des selbsttätigen Losdrehens bei Bauteilsystemen im Leichtbau*, FAT-Schriftenreihe 310, Berlin, 2018.

- [18] Eberhard, St. Beyer, Klein, Oechsner: *Übertragung von Kenngrößen des selbsttätigen Losdrehens auf Einschraubenmodellverbindungen mit kurzer Klemmlänge*, 12. Informations- und Diskussionsveranstaltung Schraubenverbindungen, Deutscher Schraubenverband e. V., Darmstadt, 2018.
- [19] Jiang, Zhang, Park, Lee: *An Experimental Study of Self-Loosening of Bolted Joints*, ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 126, pp. 925-931, September 2004.
- [20] Jiang, Zhang, Lee: *A Study of Early Stage Self-Loosening of Bolted Joints*, ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 125, pp. 518 – 526, September 2003.
- [21] Eberhard, Friedrich, J. Beyer, Oechsner: *Selbsttätiges Losdrehen hochbeanspruchter Schraubenverbindungen unter zyklisch wirkender Beanspruchung*, 11. Informations- und Diskussionsveranstaltung Schraubenverbindungen, Deutscher Schraubenverband e. V., Darmstadt, 2015.
- [22] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: *DIN EN ISO 16047 Verbindungselemente - Drehmoment/Vorspannkraft-Versuch*, Beuth Verlag, Berlin, Januar 2013.
- [23] Duchardt: *Bewertung des Vorspannkraftverlustes in Schraubenverbindungen unter kombinierter mechanischer und thermischer Beanspruchung*, Dissertation, Shaker Verlag, Band 2/2013.
- [24] Verband der Automobilindustrie e. V.: *VDA 235-203 VDA-Prüfblatt Verschraubungsverhalten / Reibungszahlen; Praxis- und montageorientierte Prüfung*, Frankfurt, August 2005.
- [25] Volkswagen Aktiengesellschaft: *VW 01131 Ermittlung von Reibungszahlen*, Wolfsburg, März 2018.
- [26] Palmgren: *Die Lebensdauer von Kugellagern*. In: Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure 68, Nr. 14, pp. 339 – 41, 1924.
- [27] Miner.: *Cumulative damage in fatigue*. In: Journal of Applied Mechanics, p. 23, 1945.
- [28] Stranghöner, Makevičius, Henkel, Glienke, Dörre: *Vorspannkraftverluste ermüdungsbeanspruchter vorgespannter Schraubverbindungen*. Abschlussbericht zum IGF-Forschungsvorhaben 18711 BG, FOSTA Projekt-Nr. P1091, Veröffentlichung in Vorbereitung
- [29] Deutscher Schraubenverband e.V.: *Technische Lieferbedingung für Schraubenstähle mit erhöhten Anforderungen*, Hagen, Mai 2012.
- [30] Eberhard, Schmidt, St. Beyer: *Ermittlung des wirksamen Durchmessers D_b für das Reibungsmoment in der Schraubkopf- oder Mutterauflage*. DSV-Information, Deutscher Schraubenverband e.V. Arbeitskreis Oberflächentechnik, Hagen, 2019.
- [31] Merkel, Öchsner: *Eindimensionale Finite Elemente : Ein Einstieg in die Methode*. 3. Auflage, Springer Verlag 2020. Berlin, Heidelberg, 2020. isbn: 9783662579947. url: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-57994-7>.
- [32] Kou u. a.: *A theoretical 4-stage shear model for single-lap torqued bolted-joint with clearances*. In: Composite Structures 186 (2018), S. 1–16. issn: 0263-8223. doi: <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2017.11.057>. url: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0263822317312503>.
- [33] Liu: *Performance Analysis and Optimal Design of High Strength Bolt Connection*. Dissertation, Dalian University of Technology, 2020.

- [34] Sauer (Hrsg): *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1 : Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen*. 9. Ausgabe. Springer-Lehrbuch. Berlin, Heidelberg, 2016. isbn: 9783642395017. url: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-39501-7>.
- [35] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: *DIN 50100 Schwingfestigkeitsversuch – Durchführung und Auswertung von zyklischen Versuchen mit konstanter Lastamplitude für metallische Werkstoffproben und Bauteile*, Beuth Verlag, Berlin, Dezember 2016

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1 - Grenzkurven für eine M12-Schraubenverbindung mit Klemmlänge $l_k = 24$ mm und einer Vorspannkraft von $F_v = 50$ kN [1]	1
Abbildung 1.2 – Übersicht über die Arbeitspakete des Forschungsvorhabens	2
Abbildung 2.1 – Schematische Darstellungen: zentraler Aufbau des Vibrationsprüfstandes nach [6], [10] (links) und Vorspannkraft-Schwingspiel-Verläufe für Losdrehsicher, Verliersicher und Losdrehen nach [11](rechts)	3
Abbildung 2.2 – Phasen bei transversal beanspruchten Schraubenverbindungen [16].....	4
Abbildung 2.3 – Phasen des selbsttätigen Losdrehens (links) und Amplituden-Schwingspielzahl-Grenzkurven des selbsttätigen Losdrehens (rechts) nach [19], [20].....	5
Abbildung 2.4 – Einflussgrößen auf das selbsttätige Losdrehen [Bild teilweise nach [5]]	6
Abbildung 2.5 – Messverfahren zur Bestimmung der Vorspannkraft [23].....	8
Abbildung 2.6 – Messung der Schraubenkopfbewegungen mit dem optischen Messsystem PONTOS der Firma GOM an einem Vibrationsprüfstand nach DIN 65151 nach [9] (links) sowie Kennzeichnung der aufgezeichneten Lage- und Winkeländerungen (rechts) [10].....	9
Abbildung 2.7 – Modellierung von Schraubverbindungen mit unterschiedlichen Komplexitätsgraden.	10
Abbildung 2.8 – Prüfvorrichtung zur Durchführung von Losdrehversuchen in einem Hydropulser [1] (links: Konstruktionsmodell von Vorder- und Rückseite, rechts: gefertigte Ausführung)	11
Abbildung 2.9 – Grenzkurven aus der Wegamplitude s_E der Bleche, die über ein Extensometer geregelt wurde, über den Schwingspielen für das selbsttätige Losdrehen einer Schraubenverbindung M8 mit einer Klemmlänge von $l_k = 1 \cdot d$ und einer Schraubenverbindung M12 mit $l_k = 2 \cdot d$. Rechts ist die Anzahl der Versuche im Treppenstufenverfahren je Verschiebungshorizont vermerkt. [1]	12
Abbildung 2.10 – Gemessene optische Verschiebung des Schraubenkopfes $s_{rad\ x}$ über der geregelten Wegamplitude s_E in x-Richtung bei Versuchen an einer einschnittigen Modellverbindung der Abmessungen M8 und M12 am Hydropulser [1].....	13
Abbildung 2.11 – Verschiebungen zwischen den Blechen (Wegamplitude s_E) in Experiment und FEA (mit iterativ angepassten Reibungszahlen ($\mu_K = 0,04$, $\mu_T = 0,10$)) für eine Schraubenverbindung der Abmessung M12 [1]	14
Abbildung 2.12 – Schematische Darstellung nutzbarer Bushing-Elemente [1].....	14
Abbildung 3.1 - Photographien der beiden untersuchten Schrauben (links: M12x1,5x75, rechts: M8x45)	15
Abbildung 3.2 – Entwickelter Adapter zur Anbringung des Ultraschallkopfes auf der Schraubenkuppe zur Ermittlung der Vorspannkraft.....	16
Abbildung 3.3 - Applikationskonzept der DMS zur Dehnungsanalyse. Das Beispiel zeigt eine M12x1,5x75 – Schraube mit abgedrehtem Schaft im verspannten Bereich (Klemmlänge $l_k = 24$ mm, links). Dort	

werden zwei DMS-Paare untereinander angeordnet zur Messung der lokalen Axialspannung appliziert (rechts). (Auf der Rückseite befinden sich zwei weitere auf identische Weise angebrachte DMS)17

Abbildung 3.4 - Applikationskonzept der DMS zur Dehnungsanalyse. Das Beispiel zeigt eine M12x1,5x75 – Schraube mit den vier DMS (1, 2 ,3 ,4) mit einer Klemmlänge $l_K = 24$ mm. Jeweils links dargestellt sind die Spannungsverläufe in z-Richtung durch die Vorspannkraft F_V (links oben), die Querkraft F_Q (links unten) und deren Kombination (rechts oben). Unten rechts ist die Skalierung der Normalspannung (S33) in z-Richtung vermerkt.....18

Abbildung 4.1 – Entwicklung der Reibungszahlen an den M12x1,5-Schrauben bei mehrfachem Anzug ohne (links) und mit (rechts) zusätzlicher Schmierung der Kopfauflagefläche mit Paste. Beide Varianten sind mit Paste im Gewinde geschmiert.....20

Abbildung 4.2 – Entwicklung der Reibungszahlen an den M8-Schrauben bei mehrfachem Anzug ohne zusätzliche Schmierung in der Kopfauflage und mit Paste im Gewinde (K1)20

Abbildung 4.3 – Skizzenhafte Darstellung der Querkraftübertragung einer Schraubenverbindung [1] 22

Abbildung 4.4 – Schematische Darstellung des Verfahrens zu Reibungszahlermittlung aus den Querkraft-Weg-Hysteresen am Hydropulser (links). Beispielhafte Darstellung der Entwicklung der Reibungszahlen über den Lastwechseln N.23

Abbildung 4.5 - Linearnadellager mit deckungsgleichen Durchgangsbohrungen in beiden Laufbahnen zum Durchstecken einer Schraube (links), eingebautes Nadellager in der für die Losdrehversuche genutzten weiterentwickelten Prüfvorrichtung (Kapitel 5.1) (rechts).....24

Abbildung 5.1 – Einschnittige Schraubenverbindung unter Belastung durch eine Querkraft, skizzenhaft dargestellt [1]25

Abbildung 5.2 – Weiterentwickelte Prüfvorrichtung für die Losdrehversuche am Hydropulser für AP 526

Abbildung 5.3 – Prüfblech mit Aussparung für Gleitlager (oben ohne Gleitlager, unten mit eingelegtem Gleitlager)27

Abbildung 5.4 – Schematische Verläufe der Vorspannkraft F_V und des Kopfdrehwinkels ϕ_K über den Zyklen N für das Eintreten von selbsttätigem Losdrehen (drei erreichte Vorspannkraftniveaus, links) und keinem selbsttätigem Losdrehen (ein erreichtes Vorspannkraftniveau sowie entsprechende Durchläufer für die beiden anderen Vorspannkraftniveaus, rechts). (M12x1,5, $l_K = 24$ mm, K1, $F_V = 50$ kN, T1)....28

Abbildung 5.5 – Verschiebungskollektiv zur Nachbildung einer Stoßbelastung aus zwei unterschiedlichen Amplitudenhöhen zum einen unterhalb und zum anderen oberhalb der experimentell ermittelten kritischen Grenzverschiebung s_{krit} 30

Abbildung 5.6 – Verschiebungsgrenzkurve der M12x1,5-Schraubenverbindung bei $l_K = 12$ mm, $F_M = 50$ kN, K1, T1 für 75 % relative Restvorspannkraft. Gestrichelt sind die jeweils resultierenden Verschiebungsgrenzkurven für Losdrehwahrscheinlichkeiten von $P_L = 10$ % (unterhalb) und $P_L = 90$ % (oberhalb) dargestellt.....32

Abbildung 5.7 – Verschiebungsgrenzkurven für die M12x1,5-Schraubenverbindung bei $l_k = 12$ mm, $F_M = 50$ kN, K1, T1 bei verschiedenen Restvorspannkraftniveaus	33
Abbildung 5.8 - Verschiebungsgrenzkurven für die Parameterkonfigurationen M12x1,5, $l_k = 12$ mm, K1, $F_V = 50$ kN, T1 & T2 bei verschiedenen Restvorspannkraftniveaus	34
Abbildung 5.9 - Verschiebungsgrenzkurven mit der Trennfugenvariante T1 für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 75 % bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von 50 %	35
Abbildung 5.10 - Gegenüberstellung der theoretischen und der experimentell ermittelten kritischen Grenzverschiebung	37
Abbildung 5.11 - Hysterese der Querkraft über der Blechrelativverschiebung über 50 Zyklen für eine M12x1,5-Schraubenverbindung bei einer Montagevorspannkraft von $F_M = 50$ kN	38
Abbildung 5.12 - Entwicklung der Reibungszahlen im Hysterese-Versuch mit einer Mittelung über jeweils drei Zyklen	39
Abbildung 5.13 – Aufzeichnung der Blechrelativverschiebung s_E , der Relativbewegung des Schraubenkopfes zu seiner Auflage in Verschiebungsrichtung Δs_K und der Drehwinkel des Schraubenkopfes um die Schraubenachse ϕ_K	39
Abbildung 6.1 – Darstellung der kompletten Prüfvorrichtung, sowie der Schraube und der Mutter des komplexen 3D FE-Modells für die M12x1,5-Schraubenverbindung	42
Abbildung 6.2 – Darstellung des komplexen 3D FE-Modells für die M8-Schraubenverbindung	43
Abbildung 6.3 – Darstellung der modellierten Kontaktflächen in der Schraubenverbindung.	44
Abbildung 6.4 – Querkraft F_Q über der Verschiebung s_E bei einer weggeregelten Belastung für die Wegamplituden $250 \mu\text{m}$	45
Abbildung 6.5 – Einfluss der Reibungszahlen an den verschiedenen Kontaktflächen auf die Querkraft-Verschiebungs-Hysterese	46
Abbildung 6.6 – Darstellung des vereinfachten FE-Modells	47
Abbildung 6.7 – Biegung mit Normalkraftanteil in der x-y-Ebene: a Belastungsgrößen und b Verformungsgrößen nach [31]	48
Abbildung 6.8 – Darstellung des benutzerdefinierten Schraubenelements inklusive der Freiheitsgrade an den beiden Endknoten des benutzerdefinierten Schraubenelements	49
Abbildung 6.9 – Darstellung der verschiedenen Gleitphasen C1–C4 im benutzerdefinierten Schraubenelement	50
Abbildung 6.10 – Vergleich der Ergebnisse des 2D- und 3D-Modells mit Versuchsergebnissen für die M8-Schraubenverbindung bei einer Klemmlänge von 16 mm und einer Vorspannkraft von 20 kN	52
Abbildung 6.11 – Vergleich der Ergebnisse des 2D- und 3D-Modells und Versuchsergebnissen für die M12x,15-Schraubenverbindung bei einer Klemmlänge von 24 mm und einer Vorspannkraft von 50 kN	53

Abbildung 7.1 - Übersicht der Verschiebungsgrenzkurven mit neuer Ansatzfunktion für eine relative Restvorspannkraft von 75 % und eine Losdrehwahrscheinlichkeit von 50 %	55
Abbildung 7.2 – Entwickelter Algorithmus zur Bestimmung des Vorspannkraftverlustes durch selbsttätiges Losdrehen.....	57
Abbildung 7.3 – Vergleich experimentell und rechnerisch bestimmter Vorspannkraftverläufe für konstante Amplituden mit und ohne Kompensationsfaktor c für eine Restvorspannkraft $F_{V,Rest} = 7$ kN (50 %-ige Losdrehwahrscheinlichkeit)	58
Abbildung 7.4 – Vergleich der experimentell und rechnerisch bestimmten Vorspannkraftverläufe mit variablen Amplituden für Schrauben der Abmessung M12x1,5	59
Abbildung 7.5 – Vergleich experimentell und rechnerisch bestimmter Vorspannkraftverläufe für variable Amplituden mit Variation der berechneten Losdrehwahrscheinlichkeiten (10 %, 50 % und 90 %)	60
Abbildung 7.6 – Vergleich experimentell und rechnerisch bestimmter Vorspannkraftverläufe mit unterschiedlichen Losdrehwahrscheinlichkeiten	61
Abbildung 7.7 – Gegenüberstellung der berechneten und der experimentell ermittelten Vorspannkraftverluste bei variabler Verschiebungsamplitude.....	62
Abbildung 7.8 – Vergleich der Akkumulationsmethode gegenüber den experimentellen Ergebnissen an M8-Verbindungen bei variablen Verschiebungsamplituden anhand der Zyklen bis zu einer relativen Restvorspannkraft von 75 %.....	63
Abbildung 7.9 – Vergleich der Akkumulationsmethode gegenüber den experimentellen Ergebnissen an M12x1,5-Verbindungen bei variablen Verschiebungsamplituden anhand der Zyklen bis zu einer relativen Restvorspannkraft von 75 %.....	63
Abbildung 7.10 – Flussdiagramm zum Zusammenspiel des benutzerdefinierten Schraubenelements und der Methode zur Bestimmung des Vorspannkraftverlustes für jedes Zeitinkrement einer Simulation in Abaqus	65
Abbildung 7.11 – Vergleich der Ergebnisse für die M12x1,5-Schraubenverbindung mit konstantem, bzw. mit analytisch bestimmten Vorspannkraftverlust.....	66
Abbildung 7.12 – Vergleich der Ergebnisse für die M8-Schraubenverbindung mit konstantem, bzw. mit analytisch bestimmten Vorspannkraftverlust.....	67
Abbildung 7.13 – Verbesserung der Abbildungsgüte für die M12x1,5-Schraubenverbindung durch Variation der Parameter für die initiale Vorspannkraft.....	69
Abbildung 7.14 – Verbesserung der Abbildungsgüte für die M8-Schraubenverbindung durch Variation der Parameter für die initiale Vorspannkraft und die Steifigkeit beim Gewindereibungsvorgang.....	70
Abbildung 8.1 – Ablaufplan des Gesamtkonzepts zur Abschätzung des Losdrehverhaltens von Schrauben	72
Abbildung A.1 - Verschiebungsgrenzkurven mit der Trennfugenvariante T1 für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 30 % bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von 50 %.....	85

Abbildung A.2 - Übersicht der Verschiebungsgrenzkurven mit neuer Ansatzfunktion für eine relative Restvorspannkraft von 30% und eine Losdrehwahrscheinlichkeit von 50 %86

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1 - Übersicht über das Prüfgut	15
Tabelle 4.1 – Mittlere Reibungszahlen der Schraubenverbindungen mit der Abmessung M8 und M12x1,5 beim ersten Anzug.....	21
Tabelle 4.2 – Mittlere Reibungszahlen der Schraubenverbindungen mit der Abmessung M8 und M12x1,5 beim 25. Anzug	21
Tabelle 5.1 – Genutzte Verschiebungshorizonte für die Erstellung der Verschiebungsgrenzkurven.....	31
Tabelle 5.2 – Experimentell ermittelte kritische Grenzverschiebungen (Mittelwert \pm Standardabweichung) für die erstellten Verschiebungsgrenzkurven.....	36
Tabelle 6.1 – Gegenüberstellung der experimentell ermittelten Reibungszahlen und der für das FE-Modell modifizierten Reibungszahlen für die unterschiedlichen Kontaktflächen	46
Tabelle 6.2 – Elementlänge und Durchmesser des benutzerdefinierten Schraubenelements in Abhängigkeit von der Gleitphase	50
Tabelle 6.3 – Eingangparameter für die M8- und M12x1,5-Schraubenverbindungen	50
Tabelle 7.1 – Nominaler und modifizierter Wert für die initiale Vorspannkraft	68
Tabelle A.1 – Grenzkurvenparameter für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 30 % bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von 10 %.....	86
Tabelle A.2 – Grenzkurvenparameter für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 30 % bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von 50 %.....	87
Tabelle A.3 – Grenzkurvenparameter für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 30 % bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von 90 %.....	87
Tabelle A.4 – Grenzkurvenparameter für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 75 % bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von 10 %.....	88
Tabelle A.5 – Grenzkurvenparameter für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 75 % bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von 50 %.....	88
Tabelle A.6 – Grenzkurvenparameter für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 75 % bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von 90 %.....	89
Tabelle B.1 – Gegenüberstellung der Ziele mit den durchgeführten Arbeiten für die einzelnen Arbeitspakete des Projekts	90

Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Bezeichnung
c	1	Kompensationsfaktor für die Vorspannkraftreduktionsakkumulation
D	mm	Durchmesser des benutzerdefinierten Schraubenelements
d	mm	Nenn Durchmesser einer Schraube
d_{el}	mm	Elementdurchmesser
E	GPa	Elastizitätsmodul
f	Hz	Prüffrequenz
F_M	kN	Montagevorspannkraft
F_Q	kN	Querkraft
F_{Qb}	kN	Reibkraft der Kopfauflage
F_{QT}	kN	Reibkraft der Trennfuge
F_V	kN	Vorspannkraft
F_{VL}	N	Vorspannkraftverlust pro Schwingspiel
$F_{V,Rest}$	kN	Restvorspannkraft
G	GPa	Schubmodul
I_S	mm ⁴	äquatoriales Flächenträgheitsmoment zweiter Ordnung des Schraubenschafts
k	1	Exponent der Verschiebungsgrenzkurvengleichung
l_{el}	mm	Elementlänge
l_K	mm	Klemmlänge einer Schraubenverbindung
M_A	Nm	Anziehdrehmoment
m_E	mm	Effektive Gewindelänge
m_e	mm	Effektive Einschraubtiefe
M_G	Nm	Gewindedrehmoment
M_K	Nm	Kopfdrehmoment
N	1	Zyklen
N_{el}	1	Anzahl der Elemente
n	min ⁻¹	Drehzahl im Anziehprüfstand
$N_{Akk,50\%}$	1	durch Akkumulation berechnete Zyklanzahl für eine Losdrehwahrscheinlichkeit von 50 %
N_G	1	Grenzyklanzahl
$N_{m,exp}$	1	logarithmischer Mittelwert der Zyklen aus experimentellen Losdrehversuchen

N_2	1	Zyklenanzahl, bei der die Verschiebungsgrenzkurvengleichung das Doppelte der kritischen Grenzverschiebung annimmt.
P	mm	Gewindesteigung
P_L	1	Losdrehwahrscheinlichkeit
R_x	rad	Rotationsrandbedingung um die x-Achse
R_y	rad	Rotationsrandbedingung um die y-Achse
R_z	rad	Rotationsrandbedingung um die z-Achse
$S_{a,E}$	μm	Amplitude des Extensometerwegs
S_E	μm	Extensometerweg / Relativverschiebung der Bleche
S_K	μm	Kopfverschiebung
S_{krit}	μm	kritische Grenzverschiebung
$S_{krit,lin}$	μm	linearisierte, kritische Grenzverschiebung
S_{th}	μm	theoretische Grenzverschiebung
U_x	mm	Verschiebungsrandbedingung in x-Richtung
U_y	mm	Verschiebungsrandbedingung in y-Richtung
U_z	mm	Verschiebungsrandbedingung in z-Richtung
α	$^\circ$	Gewindeflankenwinkel
μ_{fr}	1	Reibungszahl in der Blecheinspannung
μ_G	1	Gewindereibungszahl
μ_{ges}	1	Gesamtreibungszahl einer Schraubenverbindung
μ_K	1	Kopfreibungszahl
μ_T	1	Trennfugenreibungszahl
φ_K	rad	Kopfdrehwinkel
ν	1	Poissonzahl der Schraube

Abkürzungsverzeichnis

AP	Arbeitspaket
DIN	Deutsches Institut für Normung
DMS	Dehnungsmessstreifen
EN	Europäische Normen
FAT	Forschungsvereinigung Automobiltechnik e. V.
FE	Finite Elemente
FEA	Finite Elemente Analyse
FEM	Finite Elemente Methode
ISO	Internationale Organisation für Normung
K1	Zustand der Kopfauflage: Zinklamellenüberzug ohne zusätzlichen Schmierstoff
K2	Zustand der Kopfauflage: Zinklamellenüberzug mit zusätzlicher Schmierung durch Festschmierstoffpaste
KMR	Kraftmessring
pbA	projektbegleitender Arbeitskreis
RP	Referenzknotenpunkt
T1	Zustand der Trennfuge: beidseitig blankes Stahlblech mit zusätzlicher Schmierung durch Festschmierstoffpaste
T2	Zustand der Trennfuge: beidseitig Stahlblech mit Zinklamellenüberzug und zusätzlicher Schmierung durch Mineralölfett
ToF	Time of Flight
US	Ultraschall
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
2D	zweidimensional
3D	dreidimensional

Anhang

A. Zusammenstellung der Verschiebungsgrenzkurven

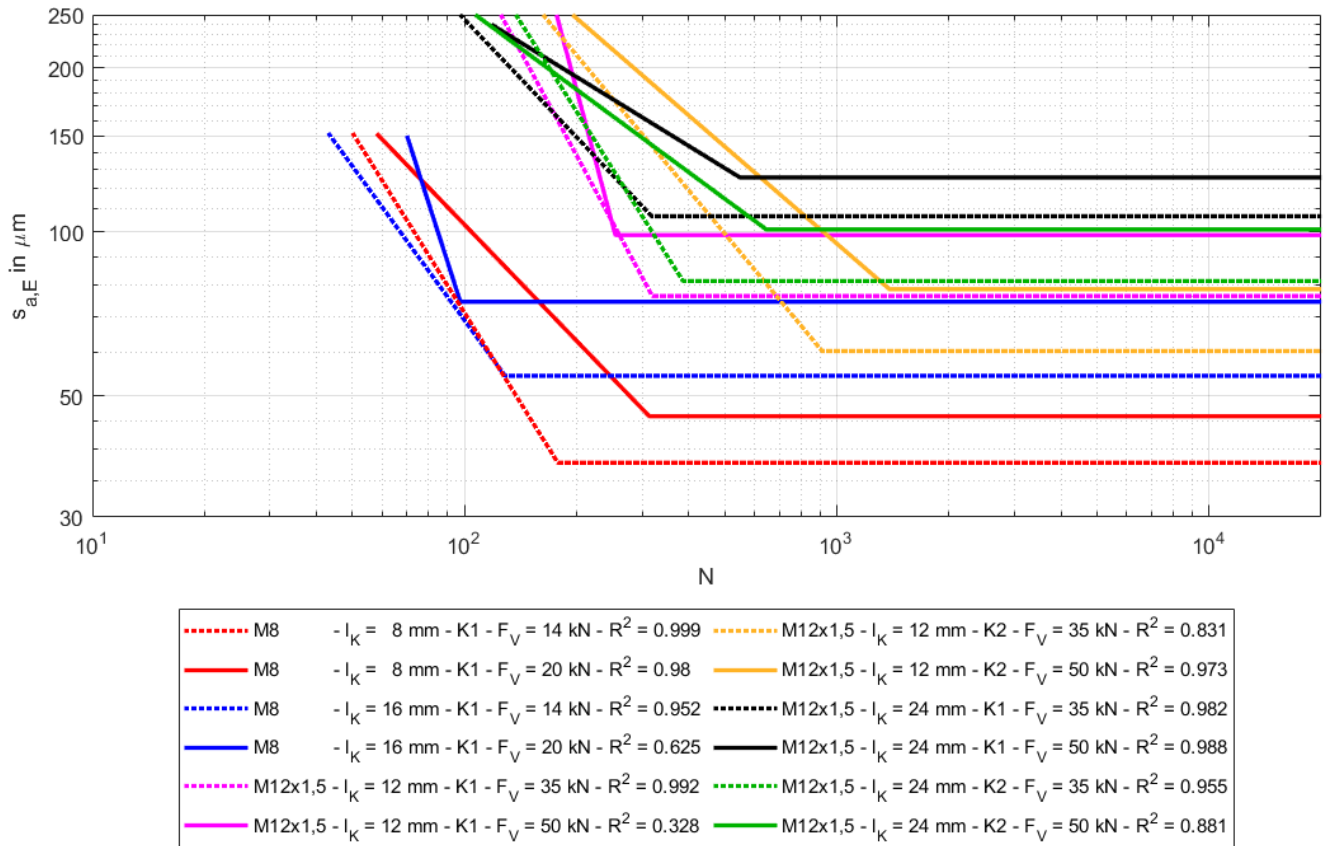


Abbildung A.1 - Verschiebungsgrenzkurven mit der Trennfugenvariante T1 für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 30 % bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von 50 %.

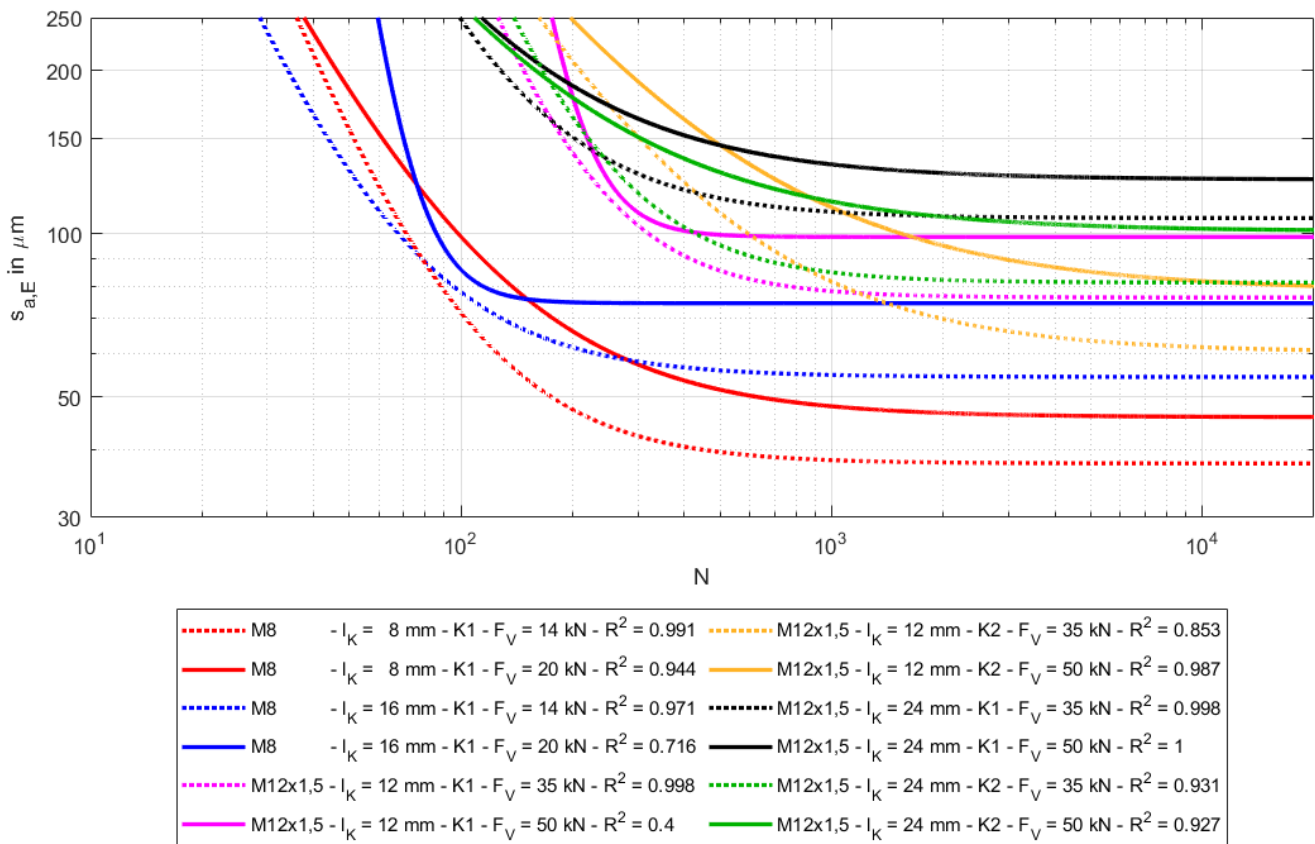


Abbildung A.2 - Übersicht der Verschiebungsgrenzkurven mit neuer Ansatzfunktion für eine relative Restvorspannkraft von 30% und eine Losdrehwahrscheinlichkeit von 50 %

Tabelle A.1 – Grenzkurvenparameter für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 30 % bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von 10 %

Grenzkurve	k	N_2	s_{krit} in μm
M8 $l_K=8$ mm K1 T1 $F_M = 14$ kN	0,203	23,9	36,9
M8 $l_K=8$ mm K1 T1 $F_M = 20$ kN	0,686	68,1	45,4
M8 $l_K=16$ mm K1 T1 $F_M = 14$ kN	0,691	49,9	53,8
M8 $l_K=16$ mm K1 T1 $F_M = 20$ kN	0,268	49,6	73,8
M12x1,5 $l_K=12$ mm K1 T1 $F_M = 35$ kN	0,810	330,9	39,4
M12x1,5 $l_K=12$ mm K1 T1 $F_M = 50$ kN	0,479	155,5	89,7
M12x1,5 $l_K=12$ mm K2 T1 $F_M = 35$ kN	0,926	336,3	50,3
M12x1,5 $l_K=12$ mm K2 T1 $F_M = 50$ kN	1,143	349,6	76,6
M12x1,5 $l_K=24$ mm K1 T1 $F_M = 35$ kN	0,613	88,2	106,4
M12x1,5 $l_K=24$ mm K1 T1 $F_M = 50$ kN	0,710	94,2	120,5

M12x1,5 $l_k = 24 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	0,344	126,4	80,7
M12x1,5 $l_k = 24 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	0,988	109,6	99,7

Tabelle A.2 – Grenzkurvenparameter für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 30 % bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von 50 %

Grenzkurve	k	N_2	s_{krit} in μm
M8 $l_k = 8 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 14 \text{ kN}$	0,555	94,0	37,7
M8 $l_k = 8 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 20 \text{ kN}$	0,722	110,6	45,9
M8 $l_k = 16 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 14 \text{ kN}$	0,591	60,9	54,4
M8 $l_k = 16 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 20 \text{ kN}$	0,189	70,1	74,4
M12x1,5 $l_k = 12 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	0,470	185,3	76,3
M12x1,5 $l_k = 12 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	0,202	191,8	98,6
M12x1,5 $l_k = 12 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	0,828	418,7	80,5
M12x1,5 $l_k = 12 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	0,990	427,6	78,5
M12x1,5 $l_k = 24 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	0,593	118,0	106,8
M12x1,5 $l_k = 24 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	0,805	112,3	125,8
M12x1,5 $l_k = 24 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	0,514	202,1	81,3
M12x1,5 $l_k = 24 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	0,928	155,7	101,0

Tabelle A.3 – Grenzkurvenparameter für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 30 % bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von 90 %

Grenzkurve	k	N_2	s_{krit} in μm
M8 $l_k = 8 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 14 \text{ kN}$	1,293	347,3	38,5
M8 $l_k = 8 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 20 \text{ kN}$	0,755	179,1	46,4
M8 $l_k = 16 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 14 \text{ kN}$	0,491	74,8	55,1
M8 $l_k = 16 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 20 \text{ kN}$	0,113	99,3	75,1
M12x1,5 $l_k = 12 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	0,208	194,6	113,1
M12x1,5 $l_k = 12 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	0,024	260,3	107,6
M12x1,5 $l_k = 12 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	0,735	558,3	70,6
M12x1,5 $l_k = 12 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	0,844	530,8	80,4
M12x1,5 $l_k = 24 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	0,572	157,8	107,3
M12x1,5 $l_k = 24 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	0,870	132,7	131,2

M12x1,5 $l_k = 24$ mm K2 T1 $F_M = 35$ kN	0,682	321,8	81,8
M12x1,5 $l_k = 24$ mm K2 T1 $F_M = 50$ kN	0,868	221,8	102,2

Tabelle A.4 – Grenzkurvenparameter für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 75 % bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von 10 %

Grenzkurve	k	N_2	s_{krit} in μm
M8 $l_k = 8$ mm K1 T1 $F_M = 14$ kN	0,785	14,0	36,9
M8 $l_k = 8$ mm K1 T1 $F_M = 20$ kN	0,763	19,6	45,4
M8 $l_k = 16$ mm K1 T1 $F_M = 14$ kN	0,911	17,0	53,8
M8 $l_k = 16$ mm K1 T1 $F_M = 20$ kN	0,414	16,2	73,8
M12x1,5 $l_k = 12$ mm K1 T1 $F_M = 35$ kN	0,606	77,9	39,4
M12x1,5 $l_k = 12$ mm K1 T1 $F_M = 50$ kN	0,687	44,0	89,7
M12x1,5 $l_k = 12$ mm K2 T1 $F_M = 35$ kN	1,183	62,7	50,3
M12x1,5 $l_k = 12$ mm K2 T1 $F_M = 50$ kN	1,299	119,4	76,6
M12x1,5 $l_k = 24$ mm K1 T1 $F_M = 35$ kN	0,706	23,7	106,4
M12x1,5 $l_k = 24$ mm K1 T1 $F_M = 50$ kN	1,028	22,1	120,5
M12x1,5 $l_k = 24$ mm K2 T1 $F_M = 35$ kN	0,044	45,7	80,7
M12x1,5 $l_k = 24$ mm K2 T1 $F_M = 50$ kN	1,108	34,7	99,7

Tabelle A.5 – Grenzkurvenparameter für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 75 % bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von 50 %

Grenzkurve	k	N_2	s_{krit} in μm
M8 $l_k = 8$ mm K1 T1 $F_M = 14$ kN	0,896	36,3	37,7
M8 $l_k = 8$ mm K1 T1 $F_M = 20$ kN	0,722	34,3	45,9
M8 $l_k = 16$ mm K1 T1 $F_M = 14$ kN	0,763	20,6	54,4
M8 $l_k = 16$ mm K1 T1 $F_M = 20$ kN	0,213	24,9	74,4
M12x1,5 $l_k = 12$ mm K1 T1 $F_M = 35$ kN	0,632	66,9	76,3
M12x1,5 $l_k = 12$ mm K1 T1 $F_M = 50$ kN	0,379	61,8	98,6
M12x1,5 $l_k = 12$ mm K2 T1 $F_M = 35$ kN	1,287	113,4	80,5
M12x1,5 $l_k = 12$ mm K2 T1 $F_M = 50$ kN	1,078	180,7	78,5
M12x1,5 $l_k = 24$ mm K1 T1 $F_M = 35$ kN	0,697	35,8	106,8
M12x1,5 $l_k = 24$ mm K1 T1 $F_M = 50$ kN	1,319	30,9	125,8

M12x1,5 $l_k = 24 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	0,467	85,2	81,3
M12x1,5 $l_k = 24 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	1,026	51,6	101,0

Tabelle A.6 – Grenzkurvenparameter für ein relatives Restvorspannkraftniveau von 75 % bei einer Losdrehwahrscheinlichkeit von 90 %

Grenzkurve	k	N_2	s_{krit} in μm
M8 $l_k = 8 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 14 \text{ kN}$	1,005	93,3	38,5
M8 $l_k = 8 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 20 \text{ kN}$	0,680	60,1	46,4
M8 $l_k = 16 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 14 \text{ kN}$	0,618	23,8	55,1
M8 $l_k = 16 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 20 \text{ kN}$	0,020	38,5	75,1
M12x1,5 $l_k = 12 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	0,517	62,8	113,1
M12x1,5 $l_k = 12 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	0,117	96,7	107,6
M12x1,5 $l_k = 12 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	1,387	203,3	70,6
M12x1,5 $l_k = 12 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	0,864	279,2	80,4
M12x1,5 $l_k = 24 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	0,689	54,1	107,3
M12x1,5 $l_k = 24 \text{ mm}$ K1 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	1,542	41,6	131,2
M12x1,5 $l_k = 24 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 35 \text{ kN}$	0,885	157,2	81,8
M12x1,5 $l_k = 24 \text{ mm}$ K2 T1 $F_M = 50 \text{ kN}$	0,947	77,0	102,2

B. Übersicht der Ziele und Ergebnisse der einzelnen Arbeitspakete

Tabelle B.1 – Gegenüberstellung der Ziele mit den durchgeführten Arbeiten für die einzelnen Arbeitspakete des Projekts

Arbeitspaket	Ziel	Ergebnis
AP 1	Probenbereitstellung für AP 2, AP 4, AP 5	Die Probenherstellung wurde durchgeführt und erfolgreich abgeschlossen.
AP 2	Experimentelle Ermittlung von Reibungszahlen für Gleiten und Haften	Es wurden folgende Versuche durchgeführt. <ul style="list-style-type: none"> ▪ Es wurden 3 x 10 Versuche Anziehversuche mit Schrauben, Muttern und Blechen zur Bestimmung der Gesamt- und Teilreibungszahlen durchgeführt. ▪ Es wurden 3 x 10 Reibversuche mit Blechen zur Bestimmung der Trennfugenreibungszahl durchgeführt. <ul style="list-style-type: none"> ➔ Es ergab sich eine starke Änderung der Reibungszahl im Versuch. ➔ Eine Methode zur Ermittlung der Reibungszahlen in der Kopfauflage und der Trennfuge im Losdrehversuch wurde entwickelt.
AP 4	- Entwicklung einer Prüfvorrichtung ($\mu_T \approx 0$) für einen Hydropulser - Durchführen von Losdrehversuchen mit konstanter Amplitude	Eine Prüfvorrichtung wurde entwickelt und die folgenden Versuche durchgeführt: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Es wurde eine Grenzkurve erzeugt. ▪ Es wurden 4 Biegemomentverläufe mit Trennfugenreibung erzeugt
AP 5	- Weiterentwicklung einer Prüfvorrichtung ($\mu_T > 0$) für einen Hydropulser - Durchführen von Losdrehversuchen mit konstanter und variabler Amplitude	Die Weiterentwicklung der Prüfvorrichtung wurde umgesetzt und die folgenden Versuche wurden durchgeführt: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Grenzkurven: konstante Amplitude (20 Varianten) <ul style="list-style-type: none"> ➔ 12 Grenzkurve ermittelt ➔ Weitere Grenzkurven entfielen in Abstimmung mit dem pBA wegen redundanter Eigenschaften bei veränderter Trennfuge ▪ Grenzkurven: variable Amplituden (2 Varianten) <ul style="list-style-type: none"> ➔ Es wurden für zwei Varianten Versuche auf jeweils 3 Lasthorizonten aufgenommen.

		<ul style="list-style-type: none"> ▪ Hysteresen wurden entsprechend der Anzahl der Grenzkurven ermittelt.
AP 3 & 6	<p>- Untersuchung des Einflusses von unterschiedlichen Kontaktalgorithmen sowie Reibungsdefinitionen auf das Reibungsverhalten in einem numerischen Modell</p> <p>- Numerische Abbildung des Verschiebungsverhaltens in querbelasteten Schraubenverbindungen</p>	<p>Die numerische Modellierung der Schraubenverbindungen inklusive Einspannung als 3D-Volumenmodell wurde umgesetzt.</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Berücksichtigung von Gewinde / Vorspannkraft / Reibung ▪ Modellierung des Anziehvorgangs ▪ Berücksichtigung der Maschinensteifigkeit <p>Die Validierung des Modells erfolgte mittels eines Abgleichs mit den experimentellen Verschiebungen.</p>
AP 7	Vereinfachte numerische Abbildung des Verschiebungsverhaltens in querbelasteten Schraubenverbindungen	<p>Die Schraubenverbindung wurde mittels Schalenelementen und einem benutzerdefinierten Schraubenelement modelliert.</p> <p style="text-align: center;">➔ Auf analytischem Ansatz basierte Methode zur Abbildung des Verschiebungsverhaltens</p> <p>Die Validierung des Modells erfolgte mittels den Versuchsergebnissen und den Ergebnissen aus dem 3D Modell.</p>
AP 8	Entwicklung eines Gesamtkonzeptes zur Abschätzung des Losdrehverhaltens auf Basis von Verschiebungen	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Eine Methode zur Vorspannkraftreduktionsakkumulation wurde entwickelt. ▪ Akkumulationsmethode wurde bei variablen Amplituden validiert und erfolgreich zur Vorhersage des Vorspannkraftverlusts genutzt. ▪ Diese wurde mittels einer Schnittstelle in das benutzerdefinierte Schraubenelement im 2D-Modell integriert. ▪ Es erfolgte ein direkter Vergleich der Ergebnisse des nichtlinearen Verschiebungsverhaltens des 2D-Schalenmodells mit den Versuchsergebnissen und dem 3D Volumenmodell.

Bisher in der FAT-Schriftenreihe erschienen (ab 2018)

Nr.	Titel
304	Der Rollwiderstand von Nutzfahrzeugreifen unter realen Umgebungsbedingungen, 2018
305	Simulationsgestützte Methodik zum Entwurf intelligenter Energiesteuerung in zukünftigen Kfz-Bordnetzen, 2018
306	Einfluss der Kantenbearbeitung auf die Festigkeitseigenschaften von Stahl-Feinblechen unter quasistatisch und schwingender Beanspruchung, 2018
307	Fahrerspezifische Aspekte beim hochautomatisierten Fahren, 2018
308	Der Rollwiderstand von Nutzfahrzeugreifen unter zeitvarianten Betriebsbedingungen, 2018
309	Bewertung der Ermüdungsfestigkeit von Schraubverbindungen mit gefurchem Gewinde, 2018
310	Konzept zur Auslegungsmethodik zur Verhinderung des selbsttätigen Losdrehens bei Bauteilsystemen im Leichtbau, 2018
311	Experimentelle und numerische Identifikation der Schraubenkopfverschiebung als Eingangsgröße für eine Bewertung des selbsttätigen Losdrehens von Schraubverbindungen, 2018
312	Analyse der Randbedingungen und Voraussetzungen für einen automatisierten Betrieb von Nutzfahrzeugen im innerbetrieblichen Verkehr, 2018
313	Charakterisierung und Modellierung des anisotropen Versagensverhaltens von Aluminiumwerkstoffen für die Crashsimulation, 2018
314	Definition einer „Äquivalenten Kontakttemperatur“ als Bezugsgröße zur Bewertung der ergonomischen Qualität von kontaktbasierten Klimatisierungssystemen in Fahrzeugen, 2018
315	Anforderungen und Chancen für Wirtschaftsverkehre in der Stadt mit automatisiert fahrenden E-Fahrzeugen (Fokus Deutschland), 2018
316	MULTIC-Tooling, 2019
317	EPHoS: Evaluation of Programming - Models for Heterogeneous Systems, 2019
318	Air Quality Modelling on the Contribution of Brake Wear Emissions to Particulate Matter Concentrations Using a High-Resolution Brake Use Inventory, 2019
319	Dehnratenabhängiges Verformungs- und Versagensverhalten von dünnen Blechen unter Scherbelastung, 2019
320	Bionischer LAM-Stahlleichtbau für den Automobilbau – BioLAS, 2019
321	Wirkung von Systemen der aktiven, passiven und integralen Sicherheit bei Straßenverkehrsunfällen mit schweren Güterkraftfahrzeugen, 2019
322	Unfallvermeidung durch Reibwertprognosen - Umsetzung und Anwendung, 2019
323	Transitionen bei Level-3-Automation: Einfluss der Verkehrsumgebung auf die Bewältigungsleistung des Fahrers während Realfahrten, 2019
324	Methodische Aspekte und aktuelle inhaltliche Schwerpunkte bei der Konzeption experimenteller Studien zum hochautomatisierten Fahren, 2020
325	Der Einfluss von Wärmeverlusten auf den Rollwiderstand von Reifen, 2020
326	Lebensdauerberechnung hybrider Verbindungen, 2020

- 327 Entwicklung der Verletzungsschwere bei Verkehrsunfällen in Deutschland im Kontext verschiedener AIS-Revisionen, 2020
- 328 Entwicklung einer Methodik zur Korrektur von EES-Werten, 2020
- 329 Untersuchung zu den Einsatzmöglichkeiten der Graphen- und Heuristikbasierten Topologieoptimierung zur Entwicklung von 3D-Rahmenstrukturen in Crashlastfällen, 2020
- 330 Analyse der Einflussfaktoren auf die Abweichung zwischen CFD und Fahrversuch bei der Bestimmung des Luftwiderstands von Nutzfahrzeugen, 2020
- 331 Effiziente Charakterisierung und Modellierung des anisotropen Versagensverhaltens von LFT für Crashesimulation, 2020
- 332 Charakterisierung und Modellierung des Versagensverhaltens von Komponenten aus duktilem Gusseisen für die Crashesimulation, 2020
- 333 Charakterisierung und Meta-Modellierung von ungleichartigen Punktschweißverbindungen für die Crashesimulation, 2020
- 334 Simulationsgestützte Analyse und Bewertung der Fehlertoleranz von Kfz-Bordnetzen, 2020
- 335 Absicherung des autonomen Fahrens gegen EMV-bedingte Fehlfunktion, 2020
- 336 Auswirkung von instationären Anströmeffekten auf die Fahrzeugaerodynamik, 2020
- 337 Analyse von neuen Zell-Technologien und deren Auswirkungen auf das Gesamtsystem Batteriepack, 2020
- 338 Modellierung der Einflüsse von Mikrodefekten auf das Versagensverhalten von Al-Druckgusskomponenten mit stochastischem Aspekt für die Crashesimulation, 2020
- 339 Stochastisches Bruchverhalten von Glas, 2020
- 340 Schnelle, breitbandige Datenübertragung zwischen Truck und Trailer als Voraussetzung für das hochautomatisierte Fahren von Lastzügen, 2021
- 341 Wasserstoffkompatibilität von Aluminium-Legierungen für Brennstoffzellenfahrzeuge, 2021
- 342 Anforderungen an eine elektrische Lade- und Wasserstoffinfrastruktur für gewerbliche Nutzfahrzeuge mit dem Zeithorizont 2030, 2021
- 343 Objective assessment of database quality for use in the automotive research and development process, 2021
- 344 Review of non-exhaust particle emissions from road vehicles, 2021
- 345 Ganzheitliche Betrachtung von Rollwiderstandsverlusten an einem schweren Sattelzug unter realen Umgebungsbedingungen, 2021
- 346 Studie zur Abschätzung der Anwendungspotentiale, Risiken und notwendigen Forschungsbedarfe bei der Verwendung von Glashohlkugeln in Kombination mit thermoplastischem Schaumspritzguss, 2021
- 347 Typgenehmigungsanforderungen an Level-3-Autobahnssysteme - Hintergrundbetrachtungen zu technischen Anforderungen für eine automatisierte Fahrfunktion, 2021
- 348 Einfluss der Kantenbearbeitung von Aluminiumblechen auf das Restumformvermögen sowie die Festigkeitseigenschaften unter quasistatischer und schwingender Beanspruchung, 2021
- 349 Verstärkung dünner formgehärteter Bauteile mittels FVK-Verrippungen, 2021
- 350 HMI Anforderungen für den automatisierten Individualverkehr unter Berücksichtigung von Leistungsmöglichkeiten und -grenzen älterer Nutzer, 2021
- 351 Compatibility of polymers for fuel cell automobiles, 2021
- 352 Entwicklung einer gewichtsoptimierten Batteriegehäusestruktur für Volumenfahrzeuge, 2021

- 353 Charakterisierung und Modellierung des Deformations- und Versagensverhaltens von nicht-faserverstärkten Thermoplasten unter mehrachsiger Crashbelastung, 2021
- 354 Untersuchung zum thermischen Komfort im Pkw für den Grenzbereich des Luftzugempfindens, 2021
- 355 Anforderungen an die Güte, Verfügbarkeit und Vorausschau einer Reibwertschätzung aus Funktionssicht, 2021
- 356 Entwicklung einer standardisierten Prüfanordnung zur Bewertung der Übernahmeleistung beim automatisierten Fahren, 2022
- 357 Vorstudie zu Verkehrsemissionen - Räumlich und zeitlich aufgelöste Daten durch Schwarmmessungen, 2022
- 358 Produktivitätssteigerung und Kostensenkung der laser-additiven Fertigung für den Automobilbau, 2022
- 359 Analyse der Einflussfaktoren auf die Abweichung zwischen CFD und Fahrversuch bei der Bestimmung des Luftwiderstands von Nutzfahrzeugen mit Fokus auf den Ventilationswiderstand von Nfz-Rädern, 2022
- 360 Werkstoffmodelle und Kennwertermittlung für die industrielle Anwendung der Umform- und Crash-Simulation unter Berücksichtigung der thermischen Behandlungen beim Lackieren im Prozess bei hochfesten Werkstoffen, 2022
- 361 Compatibility of polymers for fuel cell automobiles, 2022
- 362 Ermüdung kurzfaserverstärkter thermoplastischer Polymerwerkstoffe, 2022
- 363 Market research and definition of procedure to comparison of comfort measuring systems for a vehicle cabin, 2022
- 364 Methodische Ansätze zur Auswahl von Bordnetzstrukturen mit erhöhten Zuverlässigkeitsanforderungen, 2022
- 365 Fahrwiderstand von Lenk- und Liftachsen in Kurven und auf gerader Strecke unter realen Umgebungsbedingungen, 2022
- 366 Klimadaten und Nutzungsverhalten zu Auslegung, Versuch und Simulation an Kraftfahrzeug-Kälte-/Heizanlagen, 2022
- 367 Experimentelle und numerische Untersuchung des selbsttätigen Losdrehens von Schraubenverbindungen mit konstanten und variablen Amplituden und Entwicklung einer Bewertungsmethode, 2022

Impressum

Herausgeber	FAT Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. Behrenstraße 35 10117 Berlin Telefon +49 30 897842-0 Fax +49 30 897842-600 www.vda-fat.de
ISSN	2192-7863
Copyright	Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT) 2022

Verband der Automobilindustrie e.V. (VDA)
Behrenstraße 35, 10117 Berlin
www.vda.de
Twitter @VDA_online

VDA | Verband der
Automobilindustrie

Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT)
Behrenstraße 35, 10117 Berlin
www.vda.de/fat

FAT | Forschungsvereinigung
Automobiltechnik