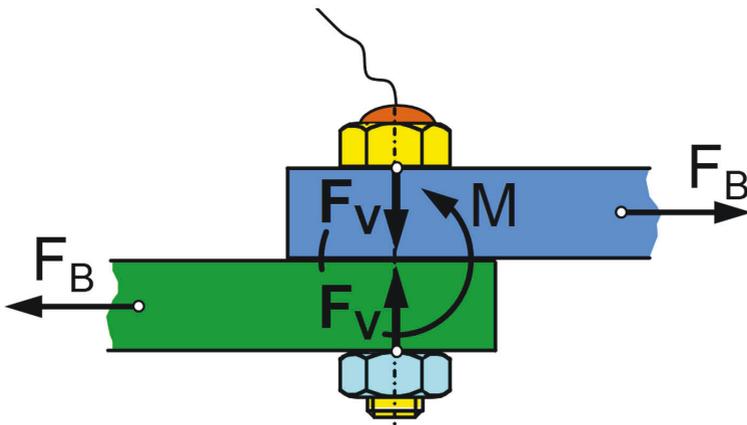


*Christopher Dümpelmann*

Erfassung der Strukturintegrität  
durch Messung der zeitabhängigen  
Vorspannkraft in Schraubenverbindungen



*Christopher Dümpelmann*

Erfassung der Strukturintegrität  
durch Messung der zeitabhängigen  
Vorspannkraft in Schraubenverbindungen

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.dnb.de> abrufbar.

## Impressum

**Umschlag:**  
Christopher Dümpelmann

**Druck und Bindung:**  
UniPrint, Universität Siegen

Siegen 2020: *universi* – Universitätsverlag Siegen  
[www.uni-siegen.de/universi](http://www.uni-siegen.de/universi)

Gedruckt auf alterungsbeständigem holz- und säurefreiem Papier

**ISBN 978-3-96182-074-0**

Die Publikation erscheint unter der  
Creative Commons Lizenz CC-BY-SA



# **Erfassung der Strukturintegrität durch Messung der zeitabhängigen Vorspannkraft in Schraubenverbindungen**

DISSERTATION

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

vorgelegt von

**Christopher Dümpelmann, M.Sc.**

eingereicht bei der Naturwissenschaftlich-Technischen Fakultät  
der Universität Siegen  
Siegen 2019

Betreuer und erster Gutachter  
Prof. Dr.-Ing. Christoph Friedrich  
Universität Siegen

Zweiter Gutachter  
Prof. Dr.-Ing. Peter Schaumann  
Leibniz Universität Hannover

Tag der mündlichen Prüfung  
27. Februar 2020

---

# Vorwort

Diese Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente - Verbindungstechnik und Produktinnovation (MVP) des Instituts für Konstruktion der Universität Siegen.

Meinem Doktorvater und Lehrstuhlleiter Herrn Prof. Dr.-Ing. Christoph Friedrich möchte ich an dieser Stelle meinen besonderen Dank aussprechen für die Chance der Promotion sowie die geleistete Unterstützung. Des Weiteren gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Schaumann für die Tätigkeiten als Korreferent sowie Frau Prof. Dr.-Ing. Tamara Reinicke und Herrn Prof. Dr.-Ing. Claus-Peter Fritzen für die übernommenen Aufgaben und Mühen in der Promotionskommission.

Ein weiterer Dank gilt meinen Arbeitskollegen Dipl.-Wirt.-Ing. Jens Peth, Dr.-Ing. Dino Guggolz, M.Sc. Lasse Krusch, M.Eng. S. K. Manoharan, Dr.-Ing. Holger Poggel und unserer Sekretärin Frau Gudrun Geschke für die Unterstützung. Zudem danke ich all meinen studentischen Hilfskräften die mir stets zur Seite standen.

Für die Entlastung und Geduld während meines bisherigen Ausbildungswegs danke ich meinen Eltern Georg und Marianne Dümpelmann von ganzem Herzen. Doris, dir möchte ich herzlich danken für das Korrekturlesen sowie die geleistete Unterstützung.

Abschließend möchte ich all denen danken, die ich an dieser Stelle nicht namentlich erwähnt habe, die mich aber ebenfalls über all die Jahre begleitet und gefördert haben sowie weiterhin mein Leben mit mir gestalten wollen.

Milchenbach, im Mai 2020

*Christopher Dümpelmann*

---

Gewidmet

† Heinrich und † Anne Schlüchtermann

---

# Kurzfassung

## **Erfassung der Strukturintegrität durch Messung der zeitabhängigen Vorspannkraft in Schraubenverbindungen**

*Christopher Dümpelmann, Dissertation, Universität Siegen, 2020*

Schraubenverbindungen werden seit Jahrhunderten erfolgreich eingesetzt und sind dennoch nicht am Ende ihrer Entwicklung angekommen. Trotz Regelwerken, numerischer Berechnungen und neuer Montageverfahren kommt es immer wieder zu schadhafte Schraubenverbindungen, die im Extremfall zu Unfällen führen. Mit Hilfe der Zustandsüberwachung wird angestrebt, diese Risiken, sowie auch Produktionsausfälle, fatale Schäden an Maschinen und die Gefahr für Leib, Leben und Umwelt zu verhindern.

Durch die Kombination von Schrauben mit bewährten Messtechnologien kann die vorherrschende Schraubenkraft ausgegeben werden und die Schraube selbst wird so zu einem Sensor. Die vorliegende Dissertation zielt darauf ab, mittels solcher Sensorschrauben die Strukturintegrität zu erfassen und Schäden der Verbindung sowie der Struktur zu detektieren. Zusätzlich wird der Begriff des Bolt-Condition-Monitorings (BCM) eingeführt und definiert. Die Dissertation ist an interessierte Ingenieure und Forscher aus den Bereichen Verbindungs- und Messtechnik sowie Zustandsüberwachung gerichtet.

Einleitend werden die empirisch ermittelten Eigenschaften der Sensorschraube unter Standardlastfällen dargestellt. Sie dienen als Grundlage für die weiteren Untersuchungen. Dann wird mittels verschiedener Prüfaufbauten die Detektion der einzelnen Schadensmechanismen von Schraubenverbindungen untersucht. Die anschließende Behandlung von Strukturschäden erfolgt an einem Windenergieanlagenurmmodell sowie an Flanschverbindungen. Abschließend wird das Betriebslastverhalten anhand eines Feldversuchs geprüft.

Die Ergebnisse zeigen, dass durch die Wahl eines geeigneten Schädigungsindicators sowie in einigen Fällen auch durch Kombination mit einer BCM-Funktion Schäden in Schraubenverbindungen und Strukturen frühzeitig erkannt werden können. Die dazu notwendige Methodik sowie das nötige Vorgehen wird illustriert und erläutert.

---

# Abstract

## **Capturing of structural integrity by measuring the time-dependent preload force in bolted joints**

*Christopher Dümpelmann, Dissertation, University of Siegen, 2020*

Bolted joints haven been used successfully for centuries and have not yet reached the end of their development. Despite standards, simulations and new methods of assembly, defects in bolted joints still occur repeatedly, which in the worst case can lead to serious accidents. Condition monitoring aims to prevent these risks as well as avoiding production downtimes, serious damage to machines and danger to humans as well as the environment.

By using proved and tested measurement technology to upgrade common bolts, the prevailing bolt load can be transmitted; and the bolt itself functions as a sensor. This thesis aims to use sensor bolts in order to measure structural integrity and detect damage of the connection as well as of the structure. Furthermore, the term bolt-condition-monitoring (BCM) is introduced and defined. The thesis is addressed to interested engineers and researchers in the fields of connection and measurement technology as well as condition monitoring.

The empirically determined properties of the sensor bolts in cases of standard loads will be presented first. They serve as a valid basis for further investigations. Subsequently, the detection of the individual damage mechanisms of bolted joints is examined by means of various testing setups. The following treatment of structural damage is examined on the model of a wind turbine tower and flange connections. Finally, the operating load behavior is tested by means of a field trial.

The results of these studies show that damages in bolted joints and structures can be detected at an early stage by selecting a suitable damage indicator and in certain cases in combination with a BCM function. This thesis shows and explains the required methods and processes.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>III</b>
<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>XV</b>
<b>Formelzeichen und Abkürzungen .....</b>	<b>XVI</b>
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik.....</b>	<b>3</b>
<b>2.1 Schraubenverbindungen .....</b>	<b>3</b>
2.1.1 Funktionsprinzip einer Schraubenverbindung.....	3
2.1.2 Vorspannkraftmessung an Schraubenverbindungen .....	11
2.1.3 Schädigungsmechanismen einer Schraubenverbindung .....	22
2.1.3.1 Bruchversagen.....	25
2.1.3.2 Vorspannkraftrelaxation .....	27
2.1.3.3 Selbsttätiges Losdrehen .....	32
2.1.4 Numerische Berechnung von Schraubenverbindungen .....	36
<b>2.2 Zustandsüberwachung und deren zukünftige Bedeutung... </b>	<b>41</b>
<b>3 Zielsetzung und Lösungsweg .....</b>	<b>50</b>
<b>4 Schrauben als Sensor .....</b>	<b>55</b>
4.1 Untersuchung der Tragfähigkeit.....	59
4.2 Kalibriergenauigkeit.....	62
4.3 Montageverhalten und Signalpräzision.....	64
4.4 Biegemomentempfindlichkeit .....	74
4.5 Zeitabhängiges Messverhalten .....	85
4.6 Temperatureinfluss.....	90

---

4.7	<b>Gesamtbewertung der untersuchten Einflussparameter .....</b>	<b>98</b>
<b>5</b>	<b>Vorspannkraftverhalten von Schraubenverbindungen in Bauteilsystemen .....</b>	<b>101</b>
5.1	<b>Vorspannkraftrelaxation .....</b>	<b>101</b>
5.1.1	Vorspannkraftrelaxation bei Raumtemperatur .....	103
5.1.2	Vorspannkraftrelaxation bei erhöhter Temperatur .....	107
5.2	<b>Selbsttätiges Losdrehen.....</b>	<b>117</b>
5.3	<b>Bruchversagen.....</b>	<b>126</b>
5.4	<b>Strukturschäden .....</b>	<b>130</b>
5.4.1	Strukturschäden außerhalb des Kraftflusses .....	130
5.4.2	Strukturschäden innerhalb des Kraftflusses.....	136
5.4.2.1	<i>Stationäres Schädigungsverhalten .....</i>	<i>136</i>
5.4.2.2	<i>Progressives Schädigungsverhalten.....</i>	<i>169</i>
5.5	<b>Betriebslastverhalten.....</b>	<b>187</b>
<b>6</b>	<b>Methodik und Schlussfolgerungen.....</b>	<b>203</b>
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>212</b>
<b>8</b>	<b>Literaturangaben .....</b>	<b>214</b>
<b>9</b>	<b>Anhang .....</b>	<b>236</b>
9.1	<b>Ergänzende Abbildungen .....</b>	<b>236</b>

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Geschlossener Kraftfluss einer Schraubenverbindung am Beispiel einer Flanschverbindung, hier als Starrkörperverbindung dargestellt, in Anlehnung an [29 bis 32].....	4
Abbildung 2:	Belastungsarten einer Schraubenverbindung in Anlehnung an [11].....	5
Abbildung 3:	Zweifedermodell einer Schraubenverbindung, in den Zuständen "vor Montage" und "nach Montage mit Axialkraftbelastung" nach [29].....	6
Abbildung 4:	Verspannungsschaubild für eine Schraubenverbindung mit zugschwellender axialer Belastung in Anlehnung an [29].....	8
Abbildung 5:	Beispiele von unterschiedlichem Strukturverhalten von Schraubenverbindungen; links: Einfluss der einzelnen Steifigkeiten auf die Schraubenzusatzkraft nach [38, 39]; rechts: Einfluss von exzentrischer Schraubenbelastung nach [29, 33]; gilt nur für sehr steife Bauteile.....	9
Abbildung 6:	Verfahren zur Vorspannkraftmessung an Schraubenverbindungen.....	12
Abbildung 7:	Messung der Vorspannkraft mittels Ultraschallmesstechnik; links: Erläuterung des Reflexionsverfahrens an einer Schraube nach [43, 53]; rechts: Relative Laufzeitänderung und Aufteilung der physikalischen Anteile nach [43, 54].....	15
Abbildung 8:	Mögliche Applikation von Dehnungsmessstreifen an Schrauben; links: Innenapplikation mit Zentralbohrung; rechts: Außenapplikation mit Zentral- und Querbohrung.....	17
Abbildung 9:	Tragfähigkeitspotenzial der Sensorschrauben mit Zentralbohrung gegenüber der geforderten Prüfkraft nach DIN EN ISO 898-1 [66], [eigene Untersuchung].....	18

---

Abbildung 10:	Wheatstonesche Brückenschaltung; Viertelbrückenschaltung mit Dreileiteranschlusstechnik zur Messung der Schraubenkraft, in Anlehnung an [68].....	19
Abbildung 11:	Vorspannkraftentwicklung über die Lebenszeit einer Schraubenverbindung bei unterschiedlichen Montagevorspannkraften nach [75].....	23
Abbildung 12:	Schädigungsmechanismen bei montierten Schraubenverbindungen im Betrieb nach [2].....	24
Abbildung 13:	Links: prozentuale Verteilung der Schadensbilder bei Schraubenverbindungen nach [87]; zu beachten ist jedoch, dass der große Bereich des Schwingbruches durch andere Schädigungsmechanismen ausgelöst sein kann; rechts: Spannungsverteilung in einer Schraube-Mutter-Verbindung nach [29, 33].....	26
Abbildung 14:	Beschreibung des Vorspannkraftrelaxationsverhaltens einer Schraubenverbindung mit Kenngrößen für die Auslegung nach [48].....	28
Abbildung 15:	Schematische Darstellung der Folgen von Fließen einer verspannten Dichtung; links: Dichtung mit großem Fließpotenzial; rechts: Dichtung mit geringem Fließpotenzial nach [102].....	31
Abbildung 16:	Drehmomentbilanzen im Montage- und Betriebszustand einer Schraubenverbindung [108].....	33
Abbildung 17:	Die vier Phasen des selbsttätigen Losdrehens einer Schraubenverbindung unter Querbelastrung in Anlehnung an [36, 111].....	35
Abbildung 18:	Auszug der in VDI 2230 Blatt 2 vorgeschlagenen Modellklassen für die Modellierung einer Schraubenverbindung in der numerischen Berechnung, in Anlehnung an [12, 13, 68].....	38
Abbildung 19:	Aufbringen der Vorspannkraft in der numerischen Berechnung mittels Knotenverschiebung.....	40

---

Abbildung 20:	Schadensidentifikationsebenen in Anlehnung [125, 127], insbesondere die Ebenen 3, 4 und 5 erfordern im Einzelfall eine Ingenieurbewertung .....	42
Abbildung 21:	Beispiel für eine grafische Auswertung anhand eines Schädigungsindikators mit Vertrauensintervall, in Anlehnung an [125].....	44
Abbildung 22:	Klassifizierung der Methoden zur Überwachung von Schraubenverbindungen in einer mechanischen Struktur [eigene Darstellung] .....	45
Abbildung 23:	Prognostizierte Investitionen in die Industrie 4.0 (Informations- und Kommunikationstechnologie Lösungen) in Deutschland für die Jahre 2013 bis 2020 [140].....	48
Abbildung 24:	Vereinfachtes Schaubild eines Regelkreises verknüpft mit dem weiteren Vorgehen .....	53
Abbildung 25:	Aufbau der Messkette bei den durchgeführten Versuchen; Einfluss der Filterung auf Messdaten, entnommen aus einem Versuch zum Betriebslastverhalten (vgl. Kapitel 5.5).....	58
Abbildung 26:	Zeitlicher Verlauf der Schraubenkraft unter möglicher Betriebsbelastung; Erläuterung der für eine Schraubenverbindung wichtigen Größen und symbolische Darstellung .....	59
Abbildung 27:	Zugversuch an Schrauben nach DIN EN ISO 898-1 [66] zur Sicherstellung des uneingeschränkten statischen Tragverhaltens der Sensorschrauben .....	60
Abbildung 28:	Ermittlung der erforderlichen Kalibrierpunktabstände von Sensorschrauben mit Bolzen-DMS bei rampenförmiger Belastung im Pulsationsprüfstand .....	63
Abbildung 29:	Montageprüfstand sowie zusätzliche Messtechnik für vergleichende Versuche zwischen Montageprüfstand und Sensorschraube; zusätzlich exemplarische Darstellung der Messergebnisse und Piktogramm für den Montageprüfstand....	65

- Abbildung 30: Oben: Vorspannkraft- Drehmomentzusammenhang bei Mehrfachmontage einer Flanschverbindung, ermittelt mit Montageprüfstand und Sensorschraube/Drehmomentmesswelle; unten: Vergleich der Montagekurven bei Mehrfachmontage der beiden Verfahren und Entwicklung der Gesamtreibungszahl ..... 67
- Abbildung 31: Gestufte Montage, analog zu einer Flanschverbindung, mit dem Montageprüfstand und exemplarisch vergrößerter Ausschnitt eines Stufenübergangs ..... 69
- Abbildung 32: Montagekurve und relative Abweichung zwischen Montageprüfstand und Sensorschrauben bei Betrachtung von vier Schrauben; Fehlerbalken stellen min.- /max. Abweichung der Versuchsreihe mit jeweils  $N = 5$  Messungen bzw. Montagen dar; Kurve repräsentiert den Mittelwert ..... 70
- Abbildung 33: Vergleich verschiedener Sensorschrauben mit unterschiedlichen DMS-Typen, relative Abweichung bezogen auf Vorspannkraft des Montageprüfstands; Fehlerbalken stellen min.- /max. Abweichung der Versuchsreihe mit jeweils  $N = 5$  Messungen bzw. Montagen dar; Kurve repräsentiert den Mittelwert ..... 72
- Abbildung 34: Vibrationsprüfmaschine nach [166]; oben: schematischer Aufbau der Einspannsituation und Wegmesssystem; unten: Foto der Prüfmaschine sowie Piktogramm ..... 75
- Abbildung 35:  $\Delta F_{KMD}$  der Kraftmessdose und  $F_{SA-DMS}$  einer Sensorschraube mit Bolzen-DMS bei den Montagevorspannkraftstufen  $F_M = 10 \text{ kN}$ ,  $20 \text{ kN}$  und  $30 \text{ kN}$ , Marker stellen jeweiligen Messpunkt dar ..... 76
- Abbildung 36: Relative Abweichung zwischen Kraftmessdose und Sensorschraube über  $360^\circ$ , ausgewertet an den jeweiligen Messpositionen bei einer Montagevorspannkraft von  $F_M = 30 \text{ kN}$  ..... 78

- Abbildung 37: Netzdiagramm des prozentualen Fehlers der Sensorschraube bezogen auf das Signal der Kraftmessdose normiert über die Tischschwingbreite, Marker stellen jeweiligen Messpunkt dar; Säulendiagramm zur Gegenüberstellung der Ergebnisse aus numerischer Berechnung (num. Ber.) und Messergebnissen der Kraftmessdose (KMD) bei einer Montagevorspannkraft  $F_M = 30 \text{ kN}$ , in Anlehnung an [167] ..... 79
- Abbildung 38: Gemittelte Montagekurve von drei Schrauben, vorspannkraftgesteuerte Montage auf 30 kN mit eingezeichneten Weiterdrehwinkeln bei Änderung der Vorspannkraft; Fehlerbalken stellen min.- /max. Abweichung der Versuchsreihe mit  $N = 3$  Messungen dar; Kurve repräsentiert den Mittelwert..... 80
- Abbildung 39: Vergleich der Sensorschrauben mit verschiedenen DMS-Typen unter Biegebelastung bei einer Montagevorspannkraft von  $F_M = 10 \text{ kN}$ ; Fehlerbalken stellen min.- /max. Abweichung der Versuchsreihe mit  $N = 3$  Messungen dar, Kurven repräsentieren den Mittelwert, Marker stellen jeweiligen Messpunkt dar ..... 81
- Abbildung 40: Position des Bolzen-DMS zur Belastungsrichtung; links: Mikroskopaufnahme, Schnittbild durch Sensorschraube und DMS mit Angabe der Richtung von  $F_Q$  für das ausgegebenen  $F_{SAmin}$ ; mittig: Messergebnisse bei Biegebelastung, Marker stellen jeweiligen Messpunkt dar; rechts: durchtrennte Schraube und schematische Darstellung der Ausgangslage zu Beginn des Versuchs..... 83
- Abbildung 41: Herleitung der Signalüberhöhung bei Sensorschrauben; oben: Skizze der Vibrationsprüfmaschine, Verformung des DMS je nach Belastungsrichtung; unten: Messergebnis einer Sensorschraube unter Biegebelastung, Marker stellen jeweiligen Messpunkt dar ..... 84
- Abbildung 42: Messung von verspannten Sensorschrauben mit DMS bei einer Raumtemperatur von  $21 \text{ °C}$  über 1000 h ..... 87

- Abbildung 43: Messung von verspannten Sensorschrauben mit DMS bei ca. 21 °C Raumtemperatur über 160 h; oben: Normierte Vorspannkraft der Sensorschrauben; unten: zugehörige Raumtemperatur ..... 88
- Abbildung 44: Vorspannkraftänderung in Abhängigkeit von der Temperatur; oben: normierte Vorspannkraft bei Temperaturbelastung des Systems; unten: zugehöriger Temperaturverlauf ..... 92
- Abbildung 45: Vorspannkraftänderung in Abhängigkeit von der Temperatur bei Standard-DMS (verspannt in einer Hülse) und Bolzen-DMS verspannt in einem temperaturkompensierten Kraftmessring ..... 93
- Abbildung 46: Scheinbare Schraubkraft aufgrund thermischer Belastung bei verschiedenen Vorspannkraftniveaus und Verwendung von Schrauben mit Bolzen-DMS; oben: scheinbare Schraubkraft der einzelnen Schrauben mit unterschiedlichen Montagevorspannkraften; unten: zugehöriger Temperaturverlauf ..... 95
- Abbildung 47: Ermittlung einer Ausgleichsfunktion zur Kompensierung der scheinbaren Schraubkraft von Sensorschrauben mit Bolzen-DMS, Grundgleichung der Ausgleichsfunktion und Angabe des Definitionsbereiches ..... 97
- Abbildung 48: Vorspannkraftrelaxationsmessung an Stahlflanschverbindungen mit verschiedenen Dichtungen bei Raumtemperatur; Auswertung der Abweichung je Messung; normierte Vorspannkraft  $F_{Vn}$  bezogen auf den Montagezustand ..... 104
- Abbildung 49: Vorspannkraftrelaxationsmessung an Stahlflanschverbindungen mit verschiedenen Dichtungen bei Raumtemperatur; Auswertung der mittleren normierten Vorspannkraft zum Vergleich des Dichtungsverhaltens ..... 106
- Abbildung 50: Prüfstand zur Untersuchung der Relaxation von Flanschverbindungen bei erhöhter Temperatur; im Bild: Aluminiumflansch ..... 108

- Abbildung 51: Oben: Relaxationsmessung an Stahlflanschverbindungen mit verschiedenen Dichtungen bei erhöhter Temperatur (75 °C); unten: Fluid- und Schraubentemperatur ..... 110
- Abbildung 52: Oben: Relaxationsmessung an einer Stahlflanschverbindung mit Dichtung aus PTFE bei erhöhter Temperatur (75 °C); unten: zugehörige Fluid- und Schraubentemperatur..... 111
- Abbildung 53: Oben: Relaxationsmessung an einer Aluminiumflanschverbindung mit Dichtung aus FA-Material bei erhöhter Temperatur (75 °C) und um scheinbare Schraubenkraft korrigierte Messdaten; unten: zugehörige Fluid- und Schraubentemperatur..... 113
- Abbildung 54: Oben: Relaxationsmessung an einer Stahlflanschverbindung mit Dichtung aus FA-Material bei erhöhter Temperatur (75 °C) zweimalig durchlaufene Temperaturbelastung sowie Nachspannen nach erstem Zyklus; unten: zugehörige Fluid- und Schraubentemperatur..... 115
- Abbildung 55: Losdrehversuch mit Vibrationsprüfmaschine von vier Sensorschrauben; aufgetragen sind Kenngrößen der Sensorschrauben sowie die dem jeweiligen Versuchslauf zugehörige Tischschwingbreite ..... 119
- Abbildung 56: Anwendung einer BCM-Funktion beim Schädigungsmechanismus selbsttätiges Losdrehen ..... 121
- Abbildung 57: Prüfaufbau „MoHaS“ montiert auf Pulsationsprüfstand und eine Untersicht zur Visualisierung der Schraubenpositionen; Hinweis: Die markierten Schrauben sind von der Unterseite her montiert; daher sind keine Schraubenköpfe an den Markierungspositionen sichtbar..... 122
- Abbildung 58: Kettenreaktion des selbsttätigen Losdrehens bei einer Mehrschraubenverbindung in Anlehnung an [179] ..... 124
- Abbildung 59: Schwingbrüche von Einschraubenverbindungen erzeugt auf einer Vibrationsprüfmaschine ..... 127

- Abbildung 60: Versagensmechanismen selbsttätiges Losdrehen und Bruchversagen mittels gleicher BCM-Funktion ausgewertet; Mechanismen zeigen unterschiedliche Charakteristiken bei der Auswertung; eine Trennung ist so möglich ..... 129
- Abbildung 61: Rotationsprüfstand und Benennung der verwendeten Sensoren sowie eingesetztes Wälzlager mit Außenringschaden ..... 132
- Abbildung 62: Leistungsdichtespektren der Sensorschrauben, Drehzahl der Welle  $n_{\text{Welle}} = 3000 \text{ min}^{-1}$ , Lager mit Außenringschaden montiert..... 133
- Abbildung 63: Hüllkurvenspektren der Sensorschrauben und des Beschleunigungssensors, Drehzahl der Welle  $n_{\text{Welle}} = 3000 \text{ min}^{-1}$ , Lager mit Außenringschaden montiert ..... 135
- Abbildung 64: Prüfaufbau „Windenergieanlage“ montiert auf Pulsationsprüfstand; Detailansicht in das Innere des Turms mit Draufsicht auf die Sensorschrauben ..... 138
- Abbildung 65: Darstellung der gemessenen Schraubenzusatzkräfte der 16 Sensorschrauben (Liniendiagramme) und normierte Schraubenzusatzkräfte als Säulendiagramm für den markierten Zeitpunkt..... 141
- Abbildung 66: Abgleich zwischen Modell der numerischen Berechnung und dem realen Versuchsaufbau; links: Schnittansicht des Modells in der numerischen Berechnung; rechts: Versuchsaufbau auf dem Pulsationsprüfstand..... 143
- Abbildung 67: Ergebnis der numerischen Berechnung, Verformung des Flanschrings der Turmfußverschraubung in Folge der Kraft  $F_{\text{quer}}$  sowie exemplarisch die Neigung von zwei Bohrungsachsen ..... 145
- Abbildung 68: Ergebnisse der numerischen Berechnung bei einer Belastung  $F_{\text{quer}} = 25 \text{ kN}$  bei Raumtemperatur mit idealer Bauteilgeometrie, Schraubenkräfte über  $N = 3$  Schwingenspiele gemittelt..... 147

- Abbildung 69: Ergebnisse des Versuches bei einer Belastung  $F_{\text{quer}} = 25 \text{ kN}$ , Schraubenkräfte über  $N = 5$  Schwingspiele gemittelt ..... 148
- Abbildung 70: Oben: Veränderung der Schraubenzusatzkräfte bei inkrementeller  $180^\circ$  Drehung des Turms um seine Hochachse, Marker stellen jeweiligen Messpunkt dar; unten: Verlauf der Belastung  $F_{\text{quer}}$  über der Zeit, Diagramm gilt für alle neun Messungen des oberen Diagramms..... 151
- Abbildung 71: Auswertung nach 2) Differenzen der Schraubenzusatzkräfte (aktuelle Messung – Referenzmessung); Schraube 1 weist nur 50 % der Soll-Vorspannkraft auf; schematische Darstellung der angreifenden Hebelarme der Schrauben bezogen auf die variable Lage der neutralen Faser in folge von Biegung..... 154
- Abbildung 72: Abhängigkeit der Schraubenzusatzkraft bei sinkender Vorspannkraft von Schraube 1 bei konstanter Geometrie und Betriebskraft ..... 155
- Abbildung 73: Auswertung nach 2) Differenzen der Schraubenzusatzkräfte (aktuelle Messung – Referenzmessung); Schraube 1 ohne Vorspannkraft ..... 158
- Abbildung 74: Auswertung nach 4) Normierte Differenzen der Schraubenzusatzkräfte (aktuelle Messung – Referenzmessung) bezogen auf die maximal auftretende Abweichung je Messung; nachgebildeter Querriss durch Demontage der Schrauben im Trennflansch oberhalb der Sensorschrauben 6, 7, 8 ..... 160
- Abbildung 75: Skizze L-förmiger Ringflanschverbindungen in perfekter sowie in möglichen imperfekten Ausführungen in Anlehnung an [205, 207] ..... 161
- Abbildung 76: Neuer Referenzdatensatz mit eingefügten Futterblechen in der Trennfuge für die Betrachtung von Flanschimperfectionen ..... 163

- Abbildung 77: Einfluss von erhabenen Futterblechen an Position 3 und 12 auf die Lastverteilung der Schraubenverbindung; Auswertung nach 4) Normierte Differenzen der Schraubenzusatzkräfte (aktuelle Messung – Referenzmessung) bezogen auf die maximal auftretende Abweichung je Messung ..... 164
- Abbildung 78: Veränderung der Schraubenkräfte bei fehlenden Futterblechen bzw. Parallelklaffung mit der Folge nicht ausreichender Flächenpressung in der Trennfuge; Auswertung nach 4) Normierte Differenzen der Schraubenzusatzkräfte (aktuelle Messung – Referenzmessung) bezogen auf die maximal auftretende Abweichung je Messung ..... 165
- Abbildung 79: Flächenpressungsverteilung ermittelt mittels numerischer Berechnung beim Einsatz von Futterblechen und zwei möglichen Schadensszenarien; oben: Ausgangssituation, idealer Flanschkontakt; mittig: zwei markante Erhebungen; unten: fehlende Futterbleche ..... 167
- Abbildung 80: Schematische Darstellung der an einer Rohrflanschverbindung wirkenden Belastungen in Anlehnung an [99, 101] ..... 170
- Abbildung 81: Prüfaufbau für Tragverhalten und Rissdetektion bei Flanschverbindungen montiert auf Pulsationsprüfstand; Darstellung nach Versuch zur Rissdetektion und Bruch der Schweißnaht sowie Schnittdarstellung des Prüfkörpers ..... 171
- Abbildung 82: Vergleich von verschiedenen Flanschkonstellationen hinsichtlich Schwellwert zum Betreiben von BCM und die Entwicklung des Kraftverhältnisses bei steigender Betriebskraft ..... 173
- Abbildung 83: Vergleich der verschiedenen FEM-Modellklassen nach VDI 2230 [12] gegenüber der Messung; Bilder der numerischen Berechnung zeigen die vorherrschenden Verformungen bei wirkender zügiger Betriebskraft ..... 174

- Abbildung 84: Rohdaten der Messung, Stahlflansch mit Dichtung aus PTFE; Bild der Bruchstelle: Zapfen des eingeschraubten Gewindes im Gegenlager ..... 176
- Abbildung 85: Vergleich verschiedener Schädigungsindikatoren sowie Kennzeichnung des jeweiligen Detektionszeitpunktes durch die Detektionslinie mit Rangfolge in eingekreisten Nummern, Auswertung exemplarisch an Schraube 1, Stahlflansch mit Dichtung aus PTFE, Ergebnisse aus Abbildung 84 ..... 177
- Abbildung 86: Vergleich der Schädigungsindikatoren Schraubenzusatzkraft und BCM-Funktion mit Darstellung aller im Kraftfluss liegenden Sensorschrauben sowie Kennzeichnung des jeweiligen Detektionszeitpunktes durch die Detektionslinie mit Rangfolge in eingekreisten Nummern, Stahlflansch mit Dichtung aus PTFE ..... 180
- Abbildung 87: Nachweis der Übereinstimmung des detektierten Rissfortschritts anhand von Rasterelektronenmikroskopaufnahmen; Makroskopische Aufnahme der Bruchfläche; Liniendiagramm der Schraubenzusatzkraft  $F_{SA}$  ..... 182
- Abbildung 88: Vergleich der Schädigungsindikatoren aller im Kraftfluss liegenden Sensorschrauben sowie Kennzeichnung des jeweiligen Detektionszeitpunktes durch die Detektionslinie mit Rangfolge in eingekreisten Nummern, Aluminiumflansch mit Dichtung aus FA-Material; Bild der Bruchstelle: Zapfen des eingeschraubten Gewindes im Gegenlager ..... 183
- Abbildung 89: Relative potenzielle Reaktionszeit der vorgestellten Schädigungsindikatoren bei progressivem Schädigungsverhalten ..... 185
- Abbildung 90: Darstellung des Modells der numerischen Berechnung und des realen Versuchsaufbau jeweils mit den für die Schraubenverbindung relevanten Größen; links: Modell in der numerischen Berechnung; rechts: realer Versuchsaufbau 188

Abbildung 91: Voruntersuchung zum Feldversuch „Befestigungsverschraubung einer Traktoranhängerkupplung“; links: numerische Berechnung der Anhängerkupplung unter Stützlastbelastung; rechts: Säulendiagramm mit den aus der numerischen Berechnung ermittelten Schraubenzusatzkräften für die zwei betrachteten Fälle 0 und 3, vgl. Tabelle 6 .....	189
Abbildung 92: Versuchsaufbau „Befestigungsverschraubung einer Traktoranhängerkupplung“ .....	190
Abbildung 93: Vergleich der gemessenen Schraubenzusatzkräfte gegenüber der analytischen Berechnung für den Lastfall „Anhängen“ bei vier unterschiedlichen Beladungszuständen; Angabe der analytisch ermittelten Stützlast aus Belastung durch Anhänger $F_{\text{Stütz-Analytik}}$ und Rückrechnung aus der gemessenen Schraubenbelastung $F_{\text{Stütz-Mess}}$ .....	192
Abbildung 94: Vergleich der drei Befüllvorgänge für die unterschiedlichen Beladungszustände anhand der Änderung der normierten Schraubenkraft .....	194
Abbildung 95: Lastfall „Beschleunigen und Bremsen“ bei voller Beladung .....	196
Abbildung 96: Beispielhafte Auswertung der Schraube 2 aus dem Lastfall „Beschleunigen und Bremsen“, Berechnung des Schädigungsindikators mittels BCM-Funktion .....	198
Abbildung 97: Teststrecke für den Lastfall Bergauffahrt sowie die geographische Höhendifferenz aufgetragen über der Fahrstrecke .....	199
Abbildung 98: Lastfall „Bergauffahrt“ bei voller Beladung .....	200
Abbildung 99: Flussdiagramm zum methodischen Vorgehen beim Systemaufbau von BCM; Betriebszustand ist z.B. Fahrgeschwindigkeit (vgl. Traktorversuch in Kapitel 5.5) .....	207
Abbildung 100: Methodik der Zustandsüberwachung mittels BCM .....	208

# Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Aufstellung der verwendeten DMS .....	56
Tabelle 2:	Technologische Daten der verwendeten DMS .....	57
Tabelle 3:	Bewertung der unterschiedlichen Bauarten von Sensorschrauben mit DMS anhand der zuvor durchgeführten Untersuchungen .....	99
Tabelle 4:	Übersicht der verwendeten Dichtungen aus unterschiedlichen Werkstoffen bzw. Materialkombinationen ...	103
Tabelle 5:	Vergleich der ermittelten Schraubenzusatzkräfte durch Versuch und numerischer Berechnung .....	149
Tabelle 6:	Untersuchte Beladungszustände des Anhängers .....	191
Tabelle 7:	BCM-Funktion bzw. Schädigungsindikator je nach Schädigungsmechanismus bzw. Systemverhalten .....	204

# Formelzeichen und Abkürzungen

## lateinische Zeichen

$A$	Amplitude	[-]
$A_N$	Nennquerschnittsfläche	[mm <sup>2</sup> ]
$A_S$	Spannungsquerschnitt des Schraubengewindes	[mm <sup>2</sup> ]
$A_{Zb}$	Querschnittsfläche der Zentralbohrung	[mm <sup>2</sup> ]
$D_{Km}$	mittlerer wirksamer Durchmesser der Kopfauf- gefläche	[mm]
$\mathbb{D}$	Definitionsbereich	[-]
$F$	Kraft allgemein	[N]
$F_{\Delta t}$	Differenzenquotient einer Kraft nach der Zeit	[N/s]
$F_A$	anteilige Betriebskraft je Schraube	[N]
$F_{Ai}$	anteilige Betriebskraft der i-ten Schraube	[N]
$F_{api}$	axiale Belastung des Rohrs durch Innendruck	[N]
$F_{amax}$	maximale axiale Zugkraft	[N]
$F_B$	Betriebskraft	[N]
$F_D$	Dichtkraft	[N]
$F_K$	Klemmkraft	[N]
$F_{Kerf}$	erforderliche Mindestklemmkraft	[N]
$F_{KMD}$	mittels Kraftmessdose gemessene Kraft	[N]
$F_{KR}$	Restklemmkraft	[N]
$F_M$	Montagevorspannkraft	[N]
$F_{Mmax}$	maximale Montagevorspannkraft	[N]
$F_{Mmin}$	minimale Montagevorspannkraft	[N]
$F_{m, min}$	erforderliche Mindestbruchkraft	[N]
$F_{normal}$	Normalkraft durch Pulsationsprüfstand	[N]

$F_p$	Prüfkraft	[N]
$F_{PA}$	Plattenzusatzkraft	[N]
$F_Q$	Querkraft	[N]
$F_{quer}$	Querkraft durch Pulsationsprüfstand	[N]
$F_{qmax}$	maximale Querkraft	[N]
$F_{Ref.}$	Referenzkraft	[N]
$F_{RK}$	Reibkraft unter dem Schraubenkopf	[N]
$F_{RT}$	Reibkraft in der Trennfuge	[N]
$F_S$	Schraubenkraft	[N]
$F_{SA}$	Schraubenzusatzkraft	[N]
$F_{SA-DMS}$	mittels DMS gemessene Schraubenzusatzkraft	[N]
$F_{SA-DMSn}$	mittels DMS gemessene Schraubenzusatzkraft normierte auf Verschiebung	[N/mm]
$F_{SAi}$	i-te Schraubenzusatzkraft	[N]
$F_{SAmin}$	minimale gemessene Schraubenzusatzkraft	[N]
$F_{SA_n}$	normierte Schraubenzusatzkraft	[%]
$F_{SA-num.Ber.}$	mittels numerischer Berechnung ermittelte Schraubenzusatzkraft	[N]
$F_{SA\Delta t}$	Differenzenquotient der Schraubenzusatzkraft nach der Zeit	[N/s]
$F_{SDMS}$	mittels DMS gemessene Schraubenkraft	[N]
$F_{SDMSi}$	i-te mittels DMS gemessene Schraubenkraft	[N]
$F_{S-num.Ber.i}$	i-te mittels numerischer Berechnung ermittelte Schraubenkraft	[N]
$F_{Sm}$	mittlere Schraubenkraft	[N]
$F_{Smax}$	maximale Schraubenkraft	[N]
$F_{Smin}$	minimale Schraubenkraft	[N]
$F_{Srad}$	Rückstellkraft der Schraube	[N]

$F_{sS}$	scheinbare Schraubenkraft	[N]
$F_{sS(T)}$	scheinbare Schraubenkraft abhängig von der Temperatur	[N]
$F_{Stütz}$	Stützlast	[N]
$F_{Stütz-Analytik}$	analytisch ermittelte Stützlast aus Belastung durch den Anhänger	[N]
$F_{Stütz-Mess.}$	rückgerechnete Stützlast aus gemessenen Schraubenbelastungen	[N]
$F_V$	Vorspannkraft	[N]
$\dot{F}_V$	zeitliche Änderung der Vorspannkraft	[N/s]
$F_{Vn}$	normierte Vorspannkraft	[%]
$F_{Vsoll}$	Sollvorspannkraft	[N]
$F_Z$	Setzkraftverlust	[N]
$F_{ZR}$	zusätzliche Kräfte auf die Rohrleitung	[N]
$F_{Zug}$	Zugkraft der Prüfmaschine	[N]
$G_{BCM}$	BCM-Funktion; Die Einheit ist abhängig von den verrechneten physikalischen Größen.	[ ]
$G_{BCM_i}$	i-te BCM-Funktion; Die Einheit ist abhängig von den verrechneten physikalischen Größen.	[ ]
$G_{BCM\Delta t}$	Differenzenquotient der BCM-Funktion nach der Zeit; Die Einheit ist abhängig von den verrechneten physikalischen Größen.	[ /s]
$M_A$	Anziehdrehmoment	[Nm]
$M_B$	Biegemoment	[Nm]
$M_G$	Gewindemoment	[Nm]
$M_{GR}$	Gewindereibmoment	[Nm]
$M_{GSt}$	Gewindesteigungsmoment	[Nm]
$M_K$	Kopfreibmoment	[Nm]
$M_L$	Lösemoment	[Nm]

---

$M_{Li}$	inneres Losdrehmoment	[Nm]
$M_{ZR}$	zusätzliche Momente auf die Rohrleitung	[Nm]
$N$	Stichprobenumfang	[-]
$\mathbb{R}$	Menge der Reelle Zahlen	[-]
$R_i$	i-ter Widerstand	[ $\Omega$ ]
$R_{p0,2}$	Streckgrenze	[N/mm <sup>2</sup> ]
$R_z$	gemittelte Rauhtiefe	[ $\mu\text{m}$ ]
$T$	Temperatur	[ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{\text{Becken}}$	Beckentemperatur	[ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{\text{Fluid}}$	Fluidtemperatur	[ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_{\text{Schraube}}$	Schraubentemperatur	[ $^{\circ}\text{C}$ ]
$U_A$	Brückenausgangsspannung	[V]
$U_B$	Brückenspeisespannung	[V]
$X$	kontextbezogene Variable	[-]
$a$	Exzentrizität	[mm]
$a_{\text{Fahr}}$	Fahrbeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_{\text{Neig}}$	Beschleunigung durch Neigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_x$	Beschleunigung in Richtung der x-Achse	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_y$	Beschleunigung in Richtung der y-Achse	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_z$	Beschleunigung in Richtung der z-Achse	[m/s <sup>2</sup> ]
$c_s$	Schraubensteifigkeit	[N/mm]
$c_{\text{Sys}}$	Systemsteifigkeit	[N/mm]
$d_2$	Flankendurchmesser	[mm]
$d_{zb}$	Durchmesser der Zentralbohrung	[mm]
$f$	Frequenz	[1/s]
$f()$	Funktion von	[-]

$f_P$	Längenänderung der Platte/Bauteil	[mm]
$f_{PA}$	Längenänderung der Platte/des Bauteils durch Plattenzusatzkraft	[mm]
$f_{rel}$	relative Abweichung	[%]
$f_S$	Längenänderung der Schraube	[mm]
$f_{SA}$	Längenänderung der Schraube durch Schraubenzusatzkraft	[mm]
$f_{Verf}$	Verformung allgemein	[mm]
$h_{Turm}$	Distanz zwischen Kraftangriff und Trennfuge	[mm]
$l_i$	Hebelarmlänge der i-ten Schraube zur neutralen Faser	[mm]
$l_K$	Klemmlänge	[mm]
$n$	Krafteinleitungsfaktor	[-]
$n_{Welle}$	Drehzahl der Welle	[min <sup>-1</sup> ]
$p$	Druck/Flächenpressung allgemein	[MPa]
$p_i$	innerer Überdruck in der Rohrleitung	[MPa]
$p_G$	Grenzflächenpressung	[MPa]
$p_i$	Innendruck	[MPa]
$s$	Fahrstrecke	[m]
$s_Q$	Verschiebung des verspannten Bauteils	[mm]
$s_{rad}$	Verschiebung des Schraubenkopfes	[mm]
$t$	Zeit	[s]
$t_0$	Startzeitpunkt	[s]
$t_F$	Materialdicke des Futterblechs	[mm]
$t_{Reak}$	relative potenzielle Reaktionszeit	[%]
$t_{Solv.}$	normierte Berechnungszeit des Solvers	[%]
$u_{Flansch}$	Verschiebung des Turms auf Höhe des Trennflansches	[mm]

---

$U_{\text{normal}}$	Verschiebung durch Pulsationsprüfstand, normal zur Trennfuge	[mm]
$U_{\text{quer}}$	Verschiebung durch Pulsationsprüfstand, quer zur Schraubenachse	[mm]
$U_{\text{Tisch}}$	Schwingbreite bzw. Verschiebung des Tisches der Vibrationsprüfmaschine	[mm]
$U_{\text{Tischoeff}}$	gemessene effektive Schwingbreite bzw. Verschiebung des Tisches der Vibrationsprüfmaschine	
$U_{\text{Traverse}}$	Traversenweg der Prüfmaschine	[mm]
$U_{\text{Turm}}$	Verschiebung des Turms auf Höhe des Kraftangriffs	[mm]
$V_{\text{Traktor}}$	Fahrgeschwindigkeit des Traktors	[m/s]

**griechische Zeichen**

$\Delta F_{\text{Kalib}}$	Abstand der Kalibrierpunkte	[N]
$\Delta F_{\text{KMD}}$	Differenz/Änderung der mittels Kraftmessdose gemessenen Kraft	[N]
$\Delta F_{\text{KMDn}}$	mittels Kraftmessdose gemessene Kraft normiert auf Verschiebung	[N/mm]
$\Delta F_{\text{M}}$	Streuung der Montagevorspannkraft	[N]
$\Delta F_{\text{SA}}$	Differenz/Änderung der Schraubenzusatzkraft	[N]
$\Delta F_{\text{SAn}}$	normierte Differenz der Schraubenzusatzkraft	[%]
$\Delta F_{\text{Sn}}$	Änderung der normierten Schraubenkraft	[N]
$\Delta F_{\text{SA}}$	Änderung der Schraubenzusatzkraft	[N]
$\Delta F_{\text{V}}$	Änderung der Vorspannkraft	[N]
$\Delta F_{\text{Vkriech}}$	Änderung der Vorspannkraft durch Kriechen	[N]
$\Delta F_{\text{Vplast}}$	Änderung der Vorspannkraft durch Plastifizierung	[N]
$\Delta F_{\text{Vrelax}}$	Änderung der Vorspannkraft durch Relaxation	[N]
$\Delta h$	geographische Höhendifferenz	[m]
$\Delta R$	Widerstandsänderung	[ $\Omega$ ]
$\Delta R_i$	Widerstandsänderung des i-ten Widerstands	[ $\Omega$ ]
$\Delta T$	Änderung der Temperatur	[ $^{\circ}\text{C}$ ]
$\Delta t$	Differenz/Änderung der Zeit	[s]
$\Delta t/t$	relative Laufzeitänderung	[%o]
$\Delta U$	Potenzialänderung	[mV/V]
$\Delta u$	Verschiebung	[mm]
$\Delta \vartheta$	Änderung des Drehwinkels/Drehwinkelinkrement	[ $^{\circ}$ ]
$\Phi$	Kraftverhältnis der Schraubenverbindung	[-]
$\alpha$	Neigungswinkel der Bohrungsachse	[ $^{\circ}$ ]
$\alpha_A$	Anziehfaktor	[-]

---

$\gamma_{\text{Gew}}$	Kippwinkel der Schraube	[°]
$\delta_{\text{P}}$	Nachgiebigkeit der Patte/Bauteil	[mm/N]
$\delta_{\text{S}}$	Nachgiebigkeit der Schraube	[mm/N]
$\varepsilon$	Dehnung	[-]
$\varepsilon_{\text{el}}$	elastische Dehnung	[%o]
$\vartheta$	Drehwinkel	[°]
$\vartheta_{\text{L}}$	Losdrehwinkel	[°]
$\mu_{\text{G}}$	Reibungszahl im Gewinde	[-]
$\mu_{\text{Ges}}$	Gesamtreibungszahl	[-]
$\mu_{\text{K}}$	Reibungszahl unter dem Schraubenkopf	[-]
$\mu_{\text{T}}$	Reibungszahl in der Trennfuge	[-]
$\rho'$	Reibungswinkel mit Einbeziehung des schrägen Auflagekontakts durch den Flankenwinkel des Gewindes	[°]
$\sigma_{\text{max}}$	maximal vorherrschende Spannung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{\text{vmax}}$	maximale Vergleichsspannung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\varphi$	Steigungswinkel des Schraubengewindes	[°]

**Abkürzungen**

Abw.	Abweichung
BCM	Bolt-Condition-Monitoring
CM	Condition Monitoring
Co.	Compagnie
CPS	Cyber-Physikalische-Systeme
DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.
DMS	Dehnungsmessstreifen
EDV	elektronische Datenverarbeitung
EN	Europäische Norm
FA-Material	Fasergebundenes Dichtungsmaterial, meist auf Basis von Aramid für die Fasern und Elastomeren für die Matrix
FEM	Finite-Element-Methode
FK	Festigkeitsklasse
Gl.	Gleichung
GmbH	Gesellschaft mit beschränkter Haftung
HBM	Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH
HBW	Härteprüfung nach Brinell mit Prüfkugel aus Wolframkarbid-hartmetall
ISO	Internationale Organisation für Normung
KMD	Kraftmessdose
Leistungsd.	Leistungsdichte
Ltd.	Limited (Kapitalgesellschaft nach englischem oder EU-Handelsrecht)
M	Metrisch
MME	mechatronische Maschinenelemente
MoHaS	Monitoring of Structural Health and Self-loosening
NBR	Nitrile-Butadiene-Rubber

---

PKW	Personenkraftwagen
PM	Population Monitoring
PMT-System	Permanent-Mounted-Transducer-System
Pot.	Potenziell
PTFE	Poly-Tetra-Fluor-Ethylen
R	Lastverhältnis der äußeren Belastung
S	Schraube
SHM	Structural Health Monitoring
Smart ME	Smart Machine Elements
Tischschwingb.	Tischschwingbreite
ToF	Time of Flight
USA	Vereinigte Staaten von Amerika
VDE	Verband der Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik e. V.
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WEA	Windenergieanlage
abh.	abhängig
bzw.	beziehungsweise
ca.	circa
etc.	et cetera
ggf.	gegebenenfalls
max.	maximal
min.	minimal
num. Ber.	numerische Berechnung
o.	ohne
usw.	und so weiter
vgl.	vergleiche

z.B.                    zum Beispiel

Entgegen der DIN 461 [1] werden in dieser Dissertation die Einheiten der Diagrammachsenbeschriftungen, wie in weiten Teilen des Maschinenbau üblich, in eckigen Klammern angegeben. Damit eine Kopierfähigkeit der Diagramme gewährleistet ist, werden die einzelnen Kurven über Marker unterschieden, sofern nicht explizit angegeben, sind die dargestellten Kurven kontinuierlich ermittelt. Die untersuchten Systeme werden anhand von Prinzipbildern veranschaulicht, sie stellen teilweise Freikörperbilder in einer vereinfachten Form dar.

# 1 Einleitung

Schrauben zählen zu den meist genutzten, ältesten und bewährtesten Verbindungstechnologien bei technischen Produkten [2 bis 5]. Sie sind trotz Technologien wie Nieten, Kleben oder Klemmen weiterhin eine zentrale Säule [6]. Einfach zu handhaben sind sie jedoch nicht unbedingt [4] und die exakte Montage ist eine Kunst [7]. Der größte Anteil von ihnen wird als Mehrschraubenverbindungen ausgeführt [8]. Schraubenverbindungen sind häufig mehrdimensional belastet [9], zudem kann es zu Komplexbeanspruchungen durch mechanische, chemische, elektrochemische, thermische und/oder radiologische Belastungen kommen [10]. Dies in Kombination mit einer steifigkeitsabhängigen Lastverteilung macht die Auslegung schwierig. Trotz etablierter Regelwerke wie z.B. VDI 2230 Blatt 1 und 2 [11, 12] zur Auslegung von Schraubenverbindungen und Kenntnis der Schädigungsmechanismen sind Ausfälle nicht auszuschließen [13]. Nach [14] werden zur Behebung von Schäden durch Schraubenausfälle Milliarden von Dollar aufgewendet. Viele Maschinenbausysteme sind zudem sicherheitskritische Systeme, daher ist es wichtig, potenzielle Abweichungen vom Idealzustand frühestmöglich zu erkennen und zu identifizieren [15]. Speziell bei Schrauben wird deswegen in der VDI/VDE-Richtlinie 2862 [16, 17] der Schraubfall in drei Kategorien eingeteilt, um eine Risikoklassifizierung durchführen zu können. Häufig sind Schraubenverbindungen für die Funktion entscheidend. Fallen sie aus, so kann dies hohe Reparaturkosten verursachen und eine Gefahr für Leib, Leben und Umwelt darstellen [17, 18]. Die Ursache für einen Ausfall liegt oft in gestiegenen Anforderungen an die Schraubenverbindung (z.B. Leichtbau) in Kombination mit dem Ziel kostengünstiger Produktion und Montage [19]. Zudem ist eine Inspektion bestehender Verbindungen bei komplexen Konstruktionen und schlechter Erreichbarkeit der Anlage (z.B. Offshore-Windenergieanlage) schwierig [20, 21].

Die Grundlage aller Schraubenverbindungen wurde durch den griechischen Mathematiker Archimedes im 3. Jahrhundert vor Christus geschaffen [22]. Damals dienten Wasserspiralen dazu, Wasser aus dem Nil für die Bewässerung auf höhergelegene Ebenen zu transportieren [22]. Heute sind Schrauben Normteile und werden vorrangig als Verbindungselemente in Maschinen und Anlagen eingesetzt. Sie befinden sich an Verbindungsstellen, wo sie die Aufgabe haben, gesammelt hohe Kräfte zu übertragen. Während Ihrer Lebensdauer müssen sie

unter anderem zusätzlich zu axialen Betriebskräften auch Mindestklemmkräfte sicherstellen [23].

Die Belastung der Schraube lässt sich bei der Montage oder später im Betrieb nicht direkt ermitteln. Durch den Einsatz verschiedener Technologien ist dies dennoch möglich. Die Schraube wird so zu einem Sensor. Sie kann nach außen kommunizieren und Auskunft über den derzeitigen Belastungszustand geben. Diese Technik wird bislang häufig in Versuchsaufbauten eingesetzt, um Schraubenverbindungen zu untersuchen und auszulegen. Ein weiteres Themenfeld für den Einsatz solcher Schrauben kann die Zustandsüberwachung sein. Erstens zur Überwachung der Schraubenverbindung selbst und zweitens zur Überwachung der übergeordneten Struktur. Insbesondere bei schwer erreichbaren Anlagen mit teuren Ausfallzeiten, ergibt sich ein primärer Nutzen für den Endanwender.

Menschen lernen aus Fehlern, Maschinen hingegen führen den gleichen Arbeitsschritt beim tausendsten Mal nicht anders aus als beim ersten Mal [24]. Treten jedoch Schäden auf, so ändert sich das Betriebsverhalten der Maschine [4]. Eine Maschine ohne Sensorik ist außerstande Schädigungen wahrzunehmen, worunter in weiterer Folge die Produktqualität leidet. Ist es jedoch möglich, das meist hochbelastete Normteil Schraube durch eine Schraube mit Kommunikationsschnittstelle zu substituieren, so werden Aussagen über den inneren Kräftefluss möglich. Dies gilt es, sich zu Nutze zu machen, denn viele Sensoren der bestehenden Zustandsüberwachungssysteme können die Kräfte nicht dort erfassen, wo sie übertragen werden.

Die Zustandsüberwachung an und durch Schraubenverbindungen wird in dieser Dissertation genauer betrachtet. Dazu werden verschiedene Versuche und numerische Berechnungen durchgeführt, um das Systemverhalten bzw. die einzelnen Schädigungsmechanismen genauer untersuchen zu können. Das Ziel ist ein System, welches es ermöglicht, außerplanmäßige Ausfälle von technischen Anlagen früher zu erkennen und kontinuierlich den Zustand bzw. die Strukturintegrität zu überwachen, zu bewerten und so eine erhöhte Anlagenverfügbarkeit zu erreichen. Deshalb sind allmähliche Schädigungen mit sich langsam verändernden Vorspannkräften von besonderer Bedeutung.

## 2 Stand der Technik

Das folgende Kapitel liefert einen Überblick über den aktuellen Stand der Technik sowie die zum Verständnis der Arbeit erforderlichen Grundlagen. Das erste Unterkapitel ist den Schraubenverbindungen gewidmet, hier wird auf Funktionsprinzip, Vorspannkraftmessung, Schädigungsmechanismen und die numerische Berechnung von Schraubenverbindungen eingegangen. Das zweite Unterkapitel beschäftigt sich mit der Zustandsüberwachung von Maschinen und Anlagen sowie deren zukünftige Bedeutung im Rahmen der Industrie 4.0.

### 2.1 Schraubenverbindungen

Schraubenverbindungen begleiten uns täglich, sie sind unter anderem in Alltagsgegenständen verbaut und ermöglichen uns beispielsweise den Weg zur Arbeit mit dem PKW, dem Zug oder dem Fahrrad. Sie aus unserem Leben wegzudenken, ist kaum vorstellbar.

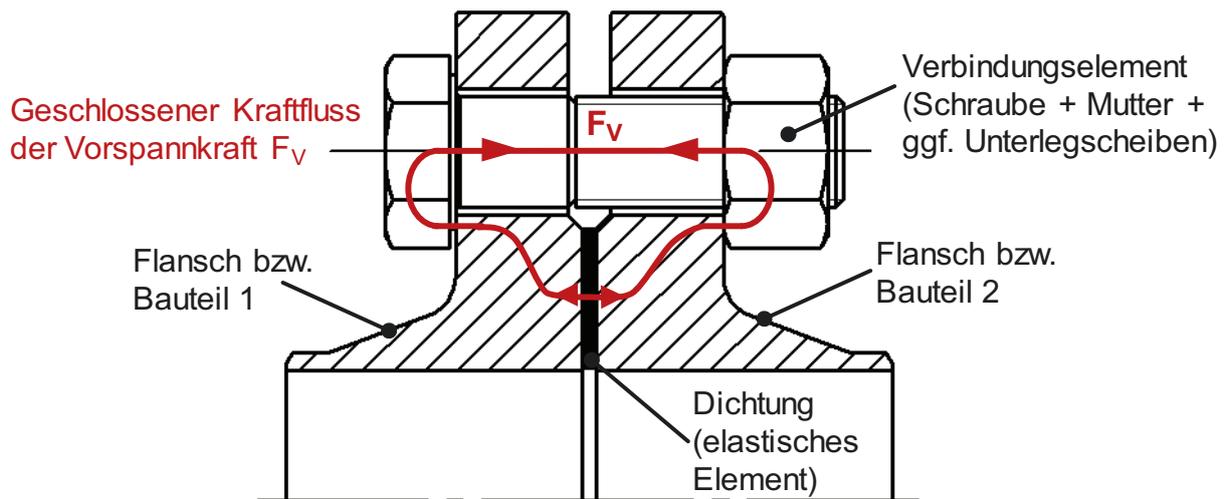
Schraubenverbindungen sind lösbare und wiederverwendbare Verbindungselemente zur Übertragung hoher Beanspruchungen, deren Funktion über alle erdenklichen Betriebslasten erhalten bleiben muss [11, 25]. Bei einer Schraubenverbindung werden mindestens zwei oder mehr Bauteile (bzw. Platten) durch eine oder mehrere Schrauben aufeinandergespresst [11]. Für diese Pressung ist die Vorspannkraft der Schraube verantwortlich, sie ist die zentrale Größe einer jeden vorgespannten Schraubenverbindung [25]. Bei korrekt ausgeführter Auslegung und Montage der Schraubenverbindung verhalten sich die verbundenen Bauteile, bis zu einer Überbelastung, wie ein einzelnes [25].

#### 2.1.1 Funktionsprinzip einer Schraubenverbindung

Die Aufgabe der Schraube hat sich seit ihrer Erfindung nicht wesentlich geändert: Sie dient dazu, Bauteile miteinander zu verbinden. Es wird dabei in kraft- und formschlüssige Verbindungen unterschieden. Die formschlüssigen Schraubenverbindungen können im Stahlbau [26] oder bei Positionieraufgaben auftreten. Weiterhin wird im Stahlbau bevorzugt auf Abscheren belastet (Scher-/Lochleibungsverbindungen) mit oder ohne planmäßige Vorspannung [27]. Der überwiegende Teil der Schraubenverbindungen (im allgemeinen Maschinen- und

Fahrzeugbau) wird jedoch als kraftschlüssige, hochvorgespannte Verbindung ausgeführt, die vorwiegend axial belastet wird [27].

Durch das Einschrauben des Schraubengewindes in das Muttergewinde bei der Montage wird der Abstand zwischen Schraubenkopf und Muttergewindebauteil verkürzt. Durch die Nachgiebigkeit der Schraube und der Bauteile führt dies zu einer Verspannung. Dadurch treten bereits vor der Inbetriebnahme des Systems örtliche Beanspruchungen auf [28]. Die bei der Montage erzeugte Montagevorspannkraft  $F_M$  bewirkt in der Trennfuge die Klemmkraft  $F_K$  [11]. Durch die Vorspannkraft werden die verbundenen Bauteile aufeinander gepresst. Es entsteht der geschlossene Kraftfluss, durch die Schraube, die verspannten Bauteile sowie das Muttergewindebauteil, welcher für die Funktionsfähigkeit der Schraubenverbindung aufrechterhalten werden muss [28]. Der Kraftfluss ist in Abbildung 1 am Beispiel einer Flanschverbindung gezeigt.



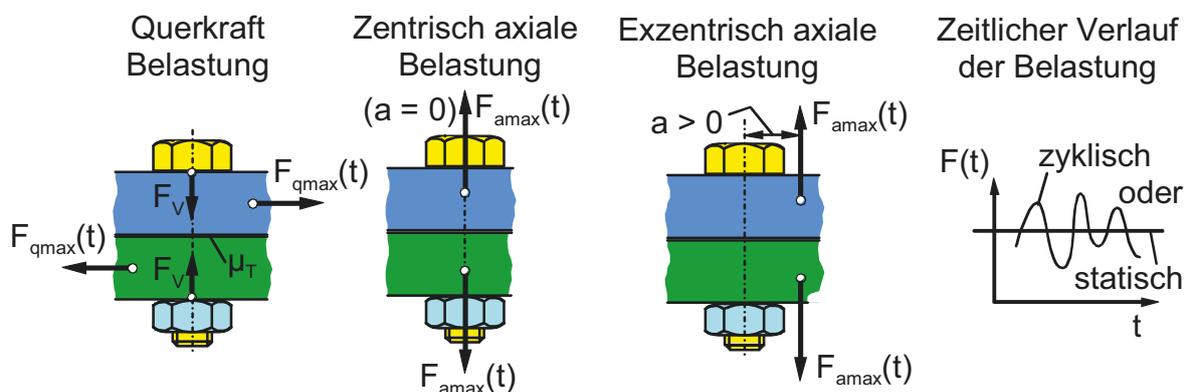
**Abbildung 1:** Geschlossener Kraftfluss einer Schraubenverbindung am Beispiel einer Flanschverbindung, hier als Starrkörperverbindung dargestellt, in Anlehnung an [29 bis 32]

Die Betriebssicherheit von Schraubenverbindungen hängt entscheidend von der Höhe der Vorspannkraft ab [33]. Wird diese durch die Montage nicht richtig eingestellt, sind alle vorherigen Bemühungen (Konstruktion, Fertigung) nichtig [33]. Eine zu hohe Vorspannkraft kann zu Überlastungen von Bauteilen bzw. der Schraube führen (direktes Versagen), eine zu niedrige hingegen kann ein indirektes Versagen einleiten [33]. Nur die richtig eingestellte Vorspannkraft führt zu

technischen und wirtschaftlichen Vorteilen [33]. Insbesondere bei exzentrischer Belastung ist die Vorspannkrafthöhe für das Übertragungsverhalten wichtig.

Die Montage einer Schraubenverbindung kann auf unterschiedliche Art und Weise erfolgen. Je nach Rahmenbedingungen können unterschiedliche Verfahren, siehe [11, 33], gewählt werden, mit denen auch die Güte der Montage beeinflusst wird. Die Kontrolle der Montagezielgröße Vorspannkraft ist nicht direkt möglich. Die Vorspannkraft kann nur indirekt mit der Verknüpfung über die Elastizitätstheorie, den Gesetzen der schiefen Ebene und der Reibung erfasst werden [33]. Dies kann zu großen Streuungen der Montagevorspannkraft (großer Anziehungsfaktor  $\alpha_A$ ) führen und eine zu niedrige oder zu hohe Ausnutzung des Schraubwerkstoffes zur Folge haben [34]. Zudem ist die Schraubenvorspannkraft nach der Montage nicht exakt bekannt [34]. Flanschverbindungen werden nach vorgegebenen Montagerichtlinien verschraubt, was meist mehrstufig erfolgt, um z.B. eine Flächenpressung auf die Dichtung zu erzeugen [35].

Nachdem die Schraubenverbindung korrekt montiert wurde, kann das System in Betrieb genommen werden. Dabei sind unterschiedliche Belastungsarten auf die Schraubenverbindung hinsichtlich Krafrichtung, -angriffspunkt und zeitlicher Verlauf bereits in der Konstruktionsphase zu beachten, Abbildung 2.

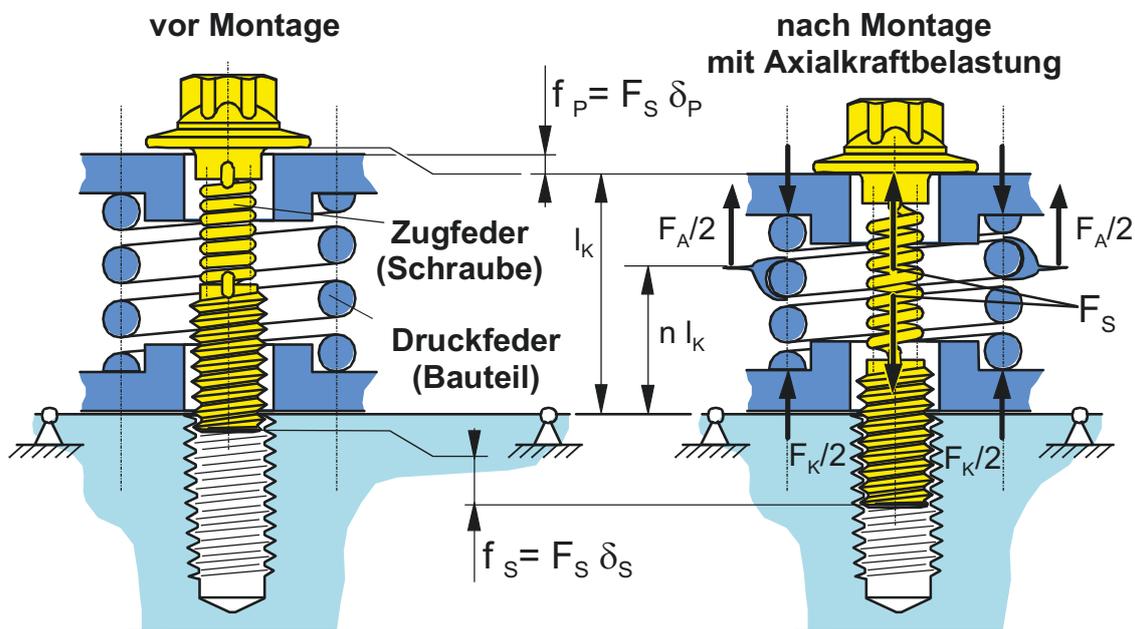


**Abbildung 2:** Belastungsarten einer Schraubenverbindung in Anlehnung an [11]

Je nach Belastungsart können Schraubenzusatzkräfte entstehen, die in der Auslegung berücksichtigt werden müssen. In querkraftbelasteten Schraubenverbindung entsteht nach [29] ohne Bauteilverformung keine Schraubenzusatzkraft; dies kann bei heutigen großen Belastungshöhen und nachgiebigen Komponenten im Leichtbau nicht verallgemeinert werden. Bei steifen Bauteilen muss für die sichere Übertragbarkeit der Querkraft mittels Reibung in der Trennfuge (gleitfeste

Verbindung) die Bedingung  $F_{qmax} < F_K \cdot \mu_T$  erfüllt werden [29]. Dabei entspricht die Klemmkraft  $F_K$  dann der Vorspannkraft  $F_V$ , da keine axiale Belastung der Schraube vorliegt und  $\mu_T$  der Reibungszahl in der Trennfuge. Tritt eine lastbedingte Bauteilverformung auf, so entsteht in der Schraube trotz Querkraftbelastung eine Schraubenzusatzkraft, die es zu beachten gilt.

Erfährt die Schraubenverbindung generell eine zusätzliche Axialbelastung  $F_{amax}$  (zentrisch oder exzentrisch), so ist diese zu berücksichtigen. Wird eine Schraubenverbindung durch eine Betriebskraft  $F_B$  belastet, so erfahren die einzelnen Schrauben je nach Schraubenfeldkonfiguration sowie Position im Schraubenfeld unterschiedliche große axiale Betriebskraftanteile  $F_A$ . Der auf die Schraube entfallene Teil wird als Schraubenzusatzkraft  $F_{SA}$  bezeichnet, der verbleibende Anteil, die Plattenzusatzkraft  $F_{PA}$ , ruft eine Be- bzw. Entlastung der Trennfuge hervor [11]. Die Schraube trägt somit im Verspannungsgleichgewicht mit Kraftnebenschluss nicht den vollen Anteil des Betriebskraftanteils  $F_A$ . Die Begründung dafür lässt sich sehr gut mit dem idealisierten Zweifedermodell veranschaulichen, Abbildung 3.



**Abbildung 3:** Zweifedermodell einer Schraubenverbindung, in den Zuständen "vor Montage" und "nach Montage mit Axialkraftbelastung" nach [29]

Das Zweifedermodell substituiert die Schraube durch eine Zugfeder und das verspannte Bauteil durch eine Druckfeder. Bei Schraubenverbindungen wird häufig der Begriff der Nachgiebigkeit ( $\delta_s$  für die Schraube und  $\delta_p$  für die Platte

bzw. Bauteil) verwendet, welcher als Kehrwert der Steifigkeit definiert ist. Vor der Montage sind alle Federn unbelastet. Nach Montage erfährt die Schraube aufgrund ihrer höheren Nachgiebigkeit eine deutlich größere Längenänderung  $f_S$  als die steifen, weniger nachgiebigen Bauteile mit einer Längenänderung  $f_P$ . Erhöhte Nachgiebigkeiten der Bauteile in Leichtbauanwendungen sind nicht zu unterschätzen, denn sie bedingen hohe Schraubenzusatzkräfte. Die Berechnung der Nachgiebigkeiten von Schraube und Bauteilen kann [11] entnommen werden. Nach der Montage herrscht ein Kräftegleichgewicht des Federsystems. Aufgrund der unterschiedlichen Nachgiebigkeiten sind die axialen Verformungen  $f_{\text{Verf}}$  der „Federn“ jedoch nicht gleich,  $f_S \neq f_P$  [29]. Das System ist während der Montage analog zu einer Reihenschaltung von zwei Federn zu betrachten [36].

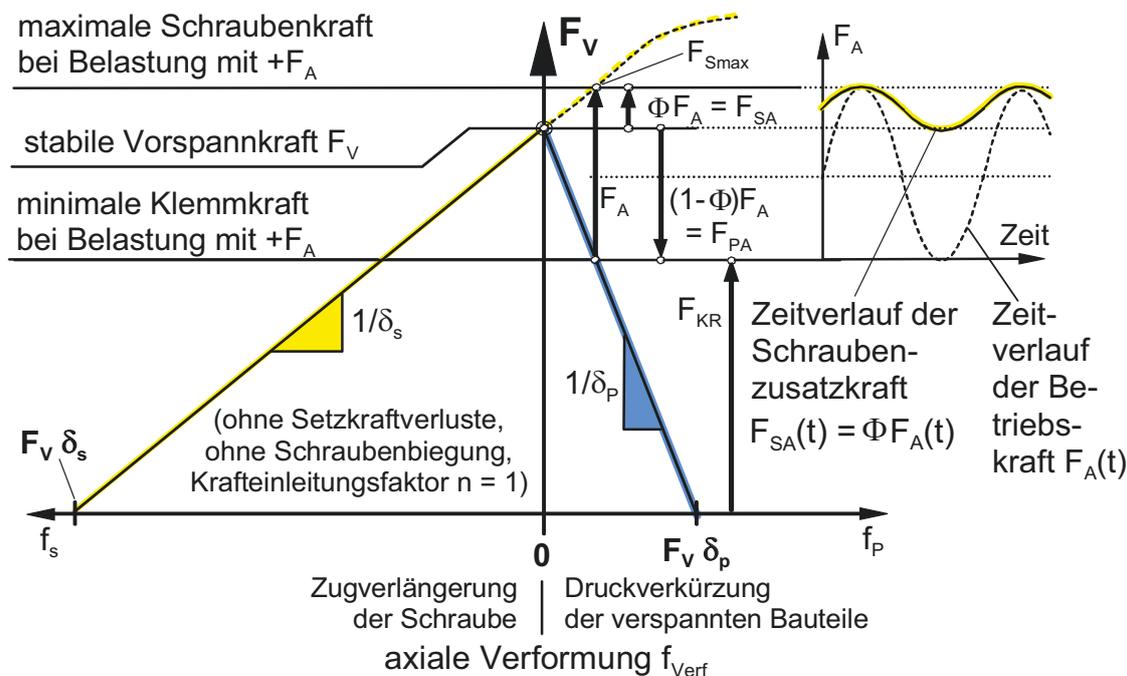
Wird das verspannte System im Betriebszustand mit einer Axialkraft belastet, so wird die Schraube zusätzlich zu  $f_S$  um einen gewissen Betrag  $f_{SA}$  gelängt. Die Bauteile können sich somit um den gleichen Längenbetrag  $f_{PA}$  entspannen,  $f_{SA} = f_{PA}$ , im Betrieb verhält sich das System somit wie eine Parallelschaltung von zwei Federn. Durch die unterschiedlichen Nachgiebigkeiten  $\delta_S$  und  $\delta_P$  sind die Änderungen der Kräfte jedoch nicht gleich (gegensätzlich zur Montage). Die Gegenkraft der Bauteile auf die Schraube wird meist deutlich kleiner. Diese Differenz wird durch die Plattenzusatzkraft ausgeglichen und der restliche Anteil der Axialkraft wirkt als Schraubenzusatzkraft auf die Schraube. Die Aufteilung der Zusatzkräfte wird als Kraftverhältnis  $\Phi$  bezeichnet. Gemäß Gl. (1) kann es aus dem Verhältnis der Kräfte oder zusätzlich als Verhältnis der Nachgiebigkeiten von Schraube und Bauteil ermittelt werden.

$$\Phi = \frac{F_{SA}}{F_A} = \frac{\delta_P}{\delta_S + \delta_P} \quad \text{Gl. (1)}$$

mit:

$\Phi$	Kraftverhältnis der Schraubenverbindung
$F_{SA}$	Schraubenzusatzkraft
$F_A$	anteilige Betriebskraft
$\delta_P$	Nachgiebigkeit der Platten
$\delta_S$	Nachgiebigkeit der Schraube

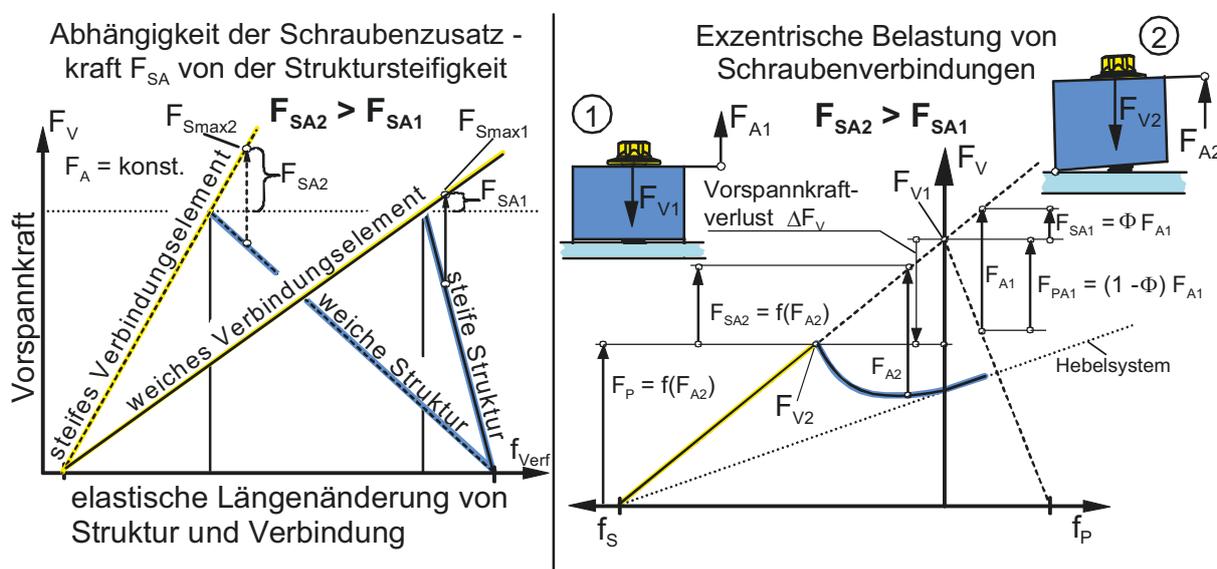
Das Verspannungsschaubild (auch als Verspannungsdreieck bezeichnet), Abbildung 4, stellt das Kräftespiel von spannenden Schrauben und gespannten Bauteilen dar [37]. In dem Beispiel ist eine zentrisch axial belastete Schraubenverbindung mit zugschwellender Betriebskraft gezeigt.



**Abbildung 4:** Verspannungsschaubild für eine Schraubenverbindung mit zugschwellender axialer Belastung in Anlehnung an [29]

Das Verspannungsschaubild verdeutlicht das Lastverformungsverhalten der betrachteten Schraubenverbindung. Auf der Abszisse werden die Zugverlängerung der Schraube sowie die Druckverkürzung der verspannten Bauteile aufgetragen. Auf der Ordinate ist die Schraubenvorspannkraft bzw. sofern eine zusätzliche axiale Betriebskraft vorliegt die aktuell wirkende Schraubkraft dargestellt. Die maximale Schraubkraft ist für den Festigkeitsnachweis zu beachten und darf nicht oberhalb der maximal möglichen Beanspruchbarkeit (in der Regel die Streckgrenze) liegen, damit kein Versagen der Schraube eintritt. Beanspruchungsreserven in der Schraubenverbindung sind jedoch durch den Abbau der Torsionsspannung zu erwarten. Weiterhin wird die Auswirkung einer Betriebskraft auf die Pressung in der Trennfuge, die Restklemmkraft  $F_{KR}$ , veranschaulicht. In diesem Verspannungsschaubild sind die Streuungen durch Montage, sowie Setzkraftverluste und die Schraubenbiegung vernachlässigt.

Die unterschiedlichen Steigungen der beiden Geraden spiegeln die Nachgiebigkeiten von Schraube und Bauteilen wider. Die Aufteilung der axialen Betriebskraft  $F_A$  in die zwei Anteile ( $F_{SA}$  und  $F_{PA}$ ) zeigt sich hier grafisch. Die Betriebsbeanspruchung von Schraubenverbindungen wird maßgeblich von den im Kraftfluss stehenden Nachgiebigkeitsverhältnissen der Komponenten, bzw. dem Schraubenumfeld, beeinflusst [4, 33]. In [27] sind für die Höhe der Schraubenzusatzkraft der Werkstoff sowie die Krafteinleitungsbedingungen als ergänzende Parameter genannt. Zur Visualisierung des Einflusses der unterschiedlichen Parameter auf das Kraftverhältnis sind diese in Abbildung 5 verdeutlicht.



**Abbildung 5:** Beispiele von unterschiedlichem Strukturverhalten von Schraubenverbindungen; links: Einfluss der einzelnen Steifigkeiten auf die Schraubenzusatzkraft nach [38, 39]; rechts: Einfluss von exzentrischer Schraubenbelastung nach [29, 33]; gilt nur für sehr steife Bauteile

Im linken Teil der Abbildung ist der Zusammenhang mit unterschiedlichen Struktursteifigkeiten bzw. entsprechend auch Nachgiebigkeiten dargestellt. Es wird deutlich, dass bei einer weichen Struktur und steifen Verbindungselementen hohe Schraubenzusatzkräfte ( $F_{SA2} > F_{SA1}$ ) entstehen (z.B. Stahlschraube in Kunststoffbauteilen). Für eine langlebige Auslegung empfiehlt [39] die Schraube so elastisch wie möglich und die Bauteile so steif wie möglich auszuführen, mit der Konsequenz einer niedrigen Schraubenzusatzkraft. Die Nachgiebigkeit kann zum einen durch die Substitution von Werkstoffen beeinflusst werden, als Beispiel sei hier der Wechsel von Stahl zu Aluminium zu nennen, mit der Konsequenz, dass bei gleicher Geometrie die Steifigkeit abfällt. Zum anderen nimmt im

Zuge von Leichtbau und kompakteren Bauweisen die Bauteilsteifigkeit meist ab, zusätzlich wird oft die Schraubendimension reduziert. Die Verbindungen werden bis an die Zeitstandfestigkeit optimiert, zudem werden Lastspitzen zugelassen, die teilweise zum Klaffen der Verbindung führen [39]. Beim Klaffen einer Schraubenverbindung liegt örtlich keine Flächenpressung mehr in der Trennfuge vor, die Schraube erfährt höhere Belastungen [39].

Im allgemeinen Betrieb bilden exzentrisch axial belastete Verbindungen (vgl. Abbildung 2) laut [11, 33, 40] den Regelfall. Diese Belastungsart bewirkt eine zusätzliche Biegebeanspruchung der Schraube. Bei dieser Belastungsart kann es zum einseitigen Aufklaffen der Trennfuge bzw. zum Kantentragen kommen [11]. Die Druckspannungen in der Trennfuge sind dann an bestimmten Stellen gleich Null [11]. Die geänderten Verformungs- und Kraftbedingungen zeigen sich auch im Verspannungsschaubild, Abbildung 5 rechts. Im Zustand 1 ist die Vorspannkraft ausreichend hoch, um die Trennfuge geschlossen zu halten. Erfolgt jedoch ein Vorspannkraftverlust, Zustand 2, führt dies zum Kantentragen und das bekannte Verspannungsschaubild hat keine Gültigkeit mehr [33]. Oberhalb der Abhebegrenze ist die Schraubenzusatzkraft nicht mehr eindeutig zu bestimmen. Es gilt der Zusammenhang  $F_{SA} = f(F_A)$ . Dies kann sogar dazu führen, dass aufgrund der Hebelverhältnisse  $F_{SA}$  größer als  $F_A$  wird.

## Fazit

Die Vorspannkraft ist die zentrale Kenngröße einer Schraubenverbindung. Sie kann jedoch während der drehenden Montage nicht direkt, sondern nur über Hilfsgrößen (z.B. das Montagedrehmoment) eingestellt und festgelegt werden. Wird die Schraubenverbindung im Betrieb noch zusätzlichen Belastungen ausgesetzt, so steigt die Schraubenkraft über die Vorspannkraft hinaus an (z.B.  $F_{Smax} = F_V + F_{SA}$  unter Annahme von zentrisch axialer Belastung). Bei rein elastischer Dimensionierung muss die aus Montage und Betrieb resultierende maximale Schraubenbeanspruchung im Spannungsquerschnitt unterhalb der Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes liegen. Wird die Streckgrenze überschritten plastifiziert der Werkstoff und es erfolgt ein unerwünschter Vorspannkraftverlust. Im Prinzip gilt dies für alle Biegespannungsmaxima aus Exzentrizität, führt aber heute zu sehr konservativ ausgelegten Schraubenverbindungen, die groß und schwer sind.

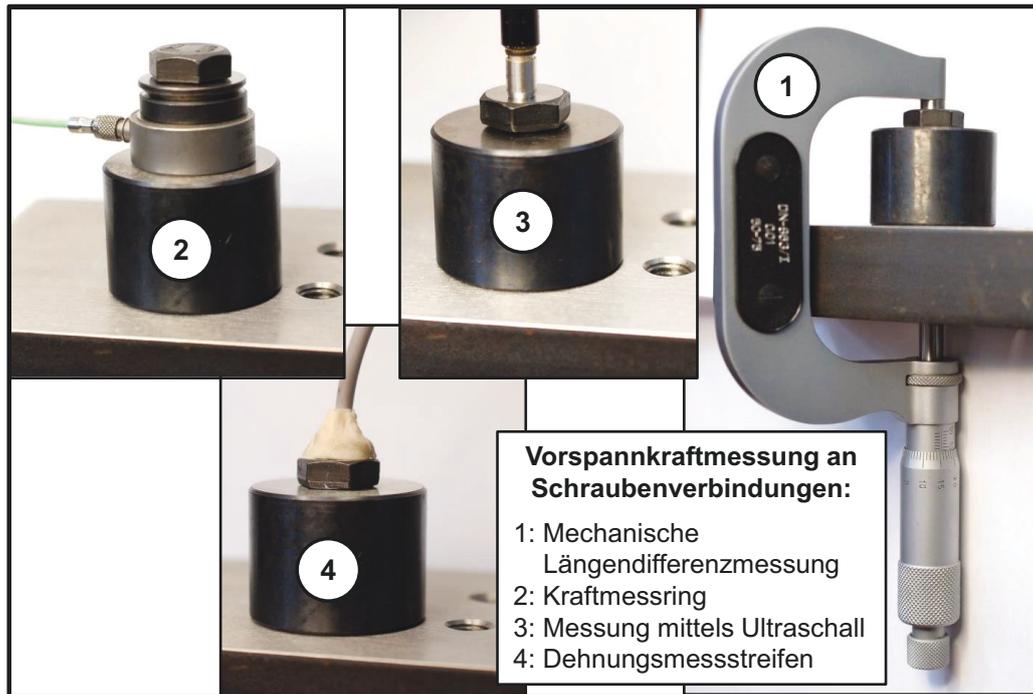
Je nach Belastungssituation der Schraubenverbindung gestaltet sich eine präzise Auslegung schwierig. Zur Verifizierung der Berechnungen oder allgemein zur Messung von Schraubenbelastungen stehen verschiedene Verfahren zur Verfügung.

### 2.1.2 Vorspannkraftmessung an Schraubenverbindungen

Die Vorspannkraft bzw. die aktuell vorliegende Schraubenkraft ist für die Aussage über die vorherrschende Belastung der Schraubenverbindung ausschlaggebend. Für das direkte Erfassen dieser Kenngröße bieten sich unter anderem folgende Verfahren an:

- 1) Mechanische Längendifferenzmessung, vgl. [41],
- 2) Kraftmessringe, vgl. [42],
- 3) Messung mittels Ultraschall (Laufzeitänderung), vgl. [43],
- 4) Dehnungsmessstreifen, vgl. [44] ,
- 5) Piezoelektrische-Sensoren (Wellenausbreitung und -reflektion) vgl. [45],
- 6) Faseroptisch (Faser-Bragg-Gitter Sensoren), vgl. [5].

Die ersten vier Verfahren sind in Abbildung 6 exemplarisch dargestellt und werden im Folgenden genauer betrachtet. Die Verfahren der Punkte 5) und 6) dienen wegen der geringen Bedeutung für die Vorspannkraftmessung von Schraubenverbindungen nur der Vollständigkeit. In [46] werden wegen der Praxisbedeutung ebenfalls nur die Punkte 1) bis 4) näher betrachtet.



**Abbildung 6:** Verfahren zur Vorspannkraftmessung an Schraubenverbindungen

### Mechanische Längendifferenzmessung

Die mechanische Längendifferenzmessung ist eine konventionelle Methode, die es ermöglicht, ohne großen technischen Aufwand und Änderungen des mechanischen Verhaltens der Schraube, Vorspannkraftmessungen durchzuführen [46]. Es wird etwa in [41, 47, 48] zur Ermittlung der Vorspannkraftrelaxation bei temperaturbelasteten Schraubenverbindungen verwendet. Durch das Aufbringen der Vorspannkraft oder weiterer axialer Be- und Entlastungen ändert sich die Schraubenlänge, siehe Verspannungsschaubild in Abbildung 4. Diese Längenänderungen geben Aufschluss über die vorliegende Belastung. Soll diese mit dem Verfahren der mechanischen Längendifferenzmessung bestimmt werden, ist es nötig, die unbelastete Ausgangslänge der Schraube zu kennen, sowie die Länge im verspannten Zustand. Die sich so ergebende Längendifferenz verrechnet mit der Schraubennachgiebigkeit für den entsprechenden Schraubfall ergibt die anliegende Belastung [48]. Die Methode ist bewährt und zeitaufwendig [43], hat aber den Vorteil, dass viele negative Haupteinflussfaktoren (z.B. Reibungsverhältnisse) eliminiert werden können. Die Präzision steigt mit zunehmender Klemmlänge und Dehnung der Schraube, daher bietet sich das Verfahren im Stahlbau an, vgl. [49]. Weiterhin ist es möglich, noch nach langer Zeit die vorherrschende Vorspannkraft zu bestimmen [50], sofern die Ankopplungspunkte noch intakt sind. Es ist meist eine zweiseitige Zugänglichkeit erforderlich und

eine präzise Messeinrichtung z.B. Bügelmessschraube; alternative Verfahren mit einseitiger Zugänglichkeiten sind in [33] und [51] erläutert. Zudem gilt es die Art der Ankoppelung sowie die Ausrichtung des Messinstruments (senkrecht oder waagrecht) zu berücksichtigen. Für dynamische und kontinuierliche Messungen ist dieses Verfahren ungeeignet [44]. Stellen sich plastische Verformungen während der Montage oder des Betriebes ein, so gilt es, diese zu berücksichtigen [43].

### **Kraftmessringe**

Kraftmessringe oder Kraftmessdosen werden, analog zu einer Unterlegscheibe, direkt im Kraftfluss verspannt und benötigen dadurch entsprechenden Bauraum. Aufgrund von Bauteilkrümmungen (z.B. bei Rohren) können sie gegebenenfalls nicht eingesetzt werden [52]. Sie sind nach zwei Wirkprinzipien erhältlich: Erstens basierend auf dem DMS-Prinzip (resistiv) oder zweitens mit Hilfe von Quarzkristallen (piezo-elektrisch) welche jedoch nicht für statische Langzeitmessungen verwendet werden sollten, da sich ein zeitabhängiger Ladungsverlust einstellt [43]. Die Montage im Kraftfluss birgt jedoch Nachteile. Es wird ein zusätzliches Element, mit eigener Nachgiebigkeit, in den Kraftfluss eingebracht, was zudem zur Änderung der Klemmlänge (längere Schraube, somit ebenfalls geänderte Nachgiebigkeit) führt. Das hat Auswirkungen auf die Systemsteifigkeit und das Vorspannkraftrelaxationsverhalten (mehr Trennfugen) [43, 46]. Der Steifigkeitseinfluss wird in [42] ausführlich thematisiert. Werden Kraftmessringe verwendet, um Vorspannkraftänderungen unter Temperatureinfluss zu messen, ist hier besonders bei der Kombination verschiedener Werkstoffe auf die unterschiedlichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten zu achten [53]. Weiterhin ist für die Sensoren eine reproduzierbare und gleichförmige Lasteinleitung gefordert [44]. Kraftmessringe werden immer wieder auch zur Kalibrierung, z.B. von Ultraschallanwendungen, eingesetzt [3]. Sie sind häufig für mehrere Schraubengrößen und -längen einsetzbar [42].

### **Messung mittels Ultraschall**

Die Ultraschalltechnik ist eines der meist angewendeten Prüfprinzipien in der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung [53]. Häufig wird es zur Detektion von Fehlstellen unter anderem in Schweißnähten oder Gussteilen verwendet. Die in den

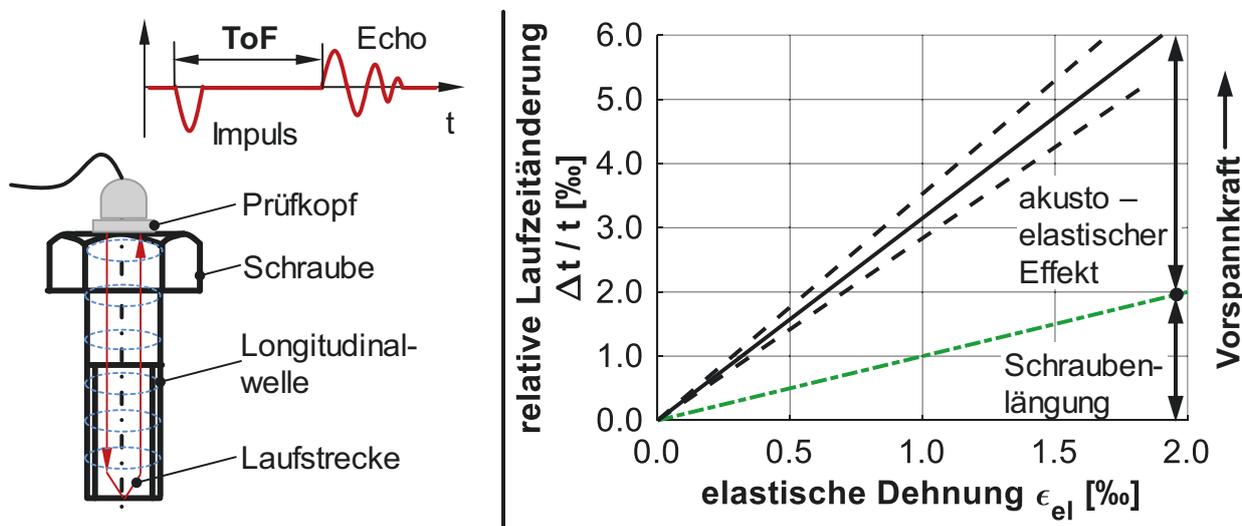
Prüfkörper eingeleitete Ultraschallwelle wird an den Grenzflächen teilweise durchgelassen und teilweise reflektiert. So ergeben sich zwei Verfahren: Das Durchschallungsverfahren und das Reflexionsverfahren, wobei letzteres bei der Vorspannkraftmessung von Schraubenverbindungen eingesetzt wird [53]. Der Messkopf wirkt somit als Sender und Empfänger, weshalb der piezoelektrische Schwinger kurze Zeit nach Aussenden des Sendeimpulses wieder im Ruhezustand sein muss. Das Verfahren ist daher nur mit Impulsen realisierbar [53]. Damit die Welle ideal in die Schraube eingeleitet und gut reflektiert werden kann, muss die Schraube als Voraussetzung eine ebene und planparallele Kopf- und Stirnseite aufweisen [20]. Die Ankopplung des Messkopfes an die Schraube erfolgt über ein Koppelmedium wie beispielsweise Öl [43]. Die notwendige Ankopplung gilt als Nachteil dieses Verfahrens [53].

Beim Permanent-Mounted-Transducer-System (PMT-System) wird direkt auf jeden Schraubenkopf ein piezo-elektrischer Dünnschichtsensor aufgespult [43]. Somit ist der Sensor fest mit dem Schraubenkopf verbunden [43]. Alternativ kann dieser auch geklebt werden [54]. Die Kopplung zwischen Prüfkopf und piezo-elektrischem Dünnschichtsensor ist dadurch nur noch elektrisch und der Schallkopf außerhalb der Schraube entfällt, wodurch die Messgenauigkeit deutlich erhöht wird [43, 54].

Die Vorspannkraftmessung mittels Ultraschall nutzt das Prinzip der Laufzeitänderung (Time of Flight, ToF) [55]. Ultraschallsensoren arbeiten nach dem piezoelektrischen Effekt. Sie leiten eine mechanische Schwingung in die Schraube ein, der Ultraschallimpuls durchwandert die Schraube und wird am Ende reflektiert, Abbildung 7 links. Der sich ergebende Laufzeitunterschied des Echos im verspannten und unverspannten Zustand gibt Aufschluss über die Längenänderung der Schraube, von der auf die Vorspannkraft rückgeschlossen werden kann [56]. Die Vorspannkraft ist dabei proportional zur Differenz der Laufzeit [56]. Nachteilig ist, dass bei dieser Methode im Vorhinein eine Laufzeitkalibrierung der unbelasteten Schraube erfolgen muss [20]. Bei der Vorspannkraftmessung werden longitudinale Wellen verwendet [43] und keine Transversalwellen.

Beim Einsatz der Ultraschallmesstechnik tritt eine Überlagerung von zwei Effekten auf, die eine Laufzeitänderung hervorrufen. Erstens, eine Längung der Schraube (Hooke'sche Beziehung), wodurch sich die Laufstrecke der Schallwelle verlängert. Zweitens, die Veränderung der Schallgeschwindigkeit in Abhängigkeit der anliegenden mechanischen Spannung. Dies wird als akusto-elastischer Ef-

fekt bezeichnet [54]. Unter dem Einfluss von mechanischen Last- oder Eigenspannungen, mit Ausnahme des hydrostatischen Drucks, wird jeder Werkstoff akustisch anisotrop [57]. Mit steigender Zugspannung nimmt die Schallgeschwindigkeit systematisch ab [54]. Der akusto-elastische Effekt zeigt sich am größten bei parallel zur Spannung schwingenden Longitudinalwellen [20]. Die mathematische Beschreibung dieses Effektes kann mittels der elastischen Konstanten II. Ordnung (Elastizitätsmodul, Poissonzahl) und den Konstanten III. Ordnung (Murnaghan-Konstanten) erfolgen. Für den einaxialen Zugspannungsfall können diese oft mit dem K-Wert zusammengefasst werden, Details in [54]. Die beschriebenen Anteile (Schraubenlängung und akusto-elastischer Effekt) an der relativen Laufzeitänderung einer Schallwelle sind in Abbildung 7 rechts verdeutlicht. Daraus geht hervor, dass der akusto-elastische Effekt den größten Anteil an der Laufzeitänderung hat und somit nicht vernachlässigt werden darf [20]. In [7] und [8] wird eine Messunsicherheit von  $\pm 3\%$  auf die Zielvorspannkraft für das Ultraschallmessverfahren angegeben. Die Messung der Vorspannkraft mittels Ultraschall wird unter anderem in [8, 43, 58] verwendet.



**Abbildung 7:** Messung der Vorspannkraft mittels Ultraschallmesstechnik; links: Erläuterung des Reflexionsverfahrens an einer Schraube nach [43, 53]; rechts: Relative Laufzeitänderung und Aufteilung der physikalischen Anteile nach [43, 54]

In [59] wird die Zwei-Moden-Methode zur Anwendung bei Schraubenverbindungen beschrieben. Sie soll durch Nutzen der Laufzeitunterschiede zwischen Longitudinal- und Transversalwellen, beim Durchlaufen der gleichen Schrauben-

strecke, eine Vorspannkraftmessung mit unbekanntem Anfangsdaten ermöglichen. Die Machbarkeit der Methode wird in [20] und [60] bestätigt.

### **Dehnungsmessstreifen**

Im Jahre 1843 entwickelte Charles Wheatstone die nach ihm benannte Brückenschaltung, mit der es gelang, trotz einer instabilen Spannungsquelle, kleine Widerstandsänderungen zu messen [61]. 1856 entdeckte William Thomsen (später Lord Kelvin), dass sich der Widerstand eines elektrischen Leiters durch Einwirkung mechanischer Beanspruchung ändert sowie die Proportionalität zwischen Dehnung und Widerstandsänderung [61]. Die Widerstandsänderung ist durch die vergrößerte Länge und der einhergehenden Verringerung des Querschnitts eines zugbelasteten Leiters zu begründen. Die Verknüpfung der Feststellungen von Wheatstone und Thomsen sind bis heute Grundlage für die Messung mittels Dehnungsmessstreifen (DMS).

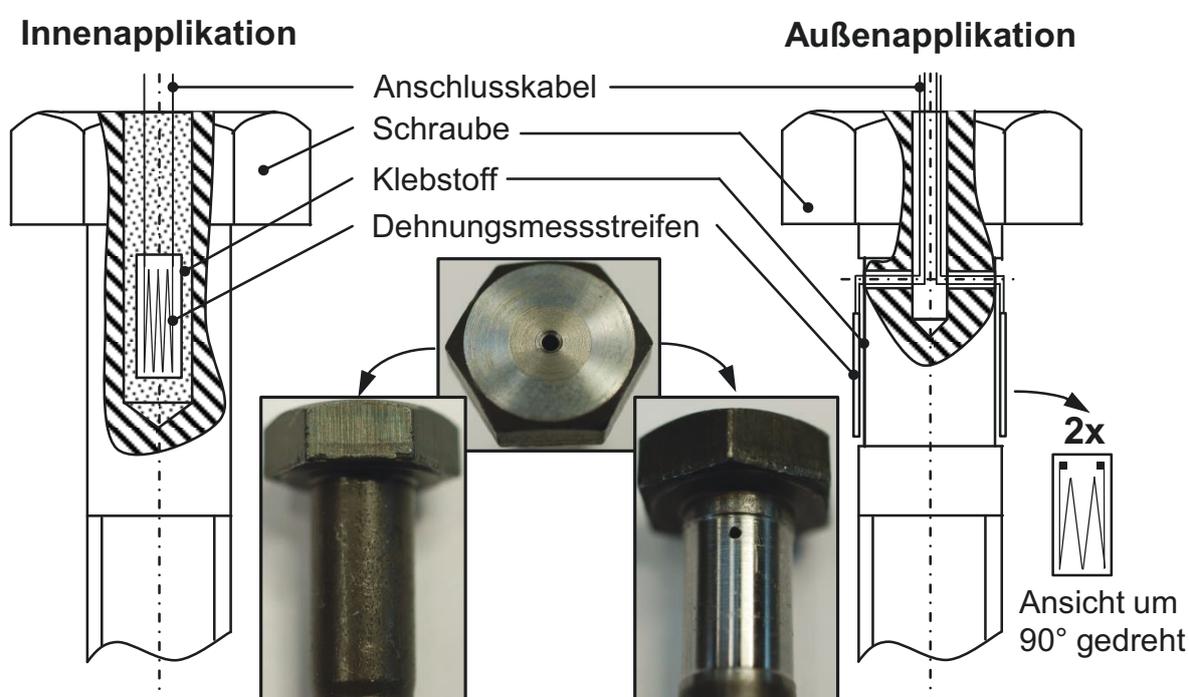
Der Dehnungsmessstreifen wurde um das Jahr 1938 nahezu zeitgleich von zwei unterschiedlichen Forschern (E. E. Simmons und Prof. A. C. Ruge) in zwei weit auseinanderliegenden Orten der USA erfunden [62]. Der DMS mit der Bezeichnung SR-4 wurde weltweit bekannt [62]. Weitere Details zur Historie des DMS können [63] entnommen werden.

Sensoren, die mit DMS arbeiten, bestehen aus zwei Bauteilen: einem Federkörper und dem DMS selbst als eigentlichem Sensor. Der Federkörper wandelt die eingeleiteten Kräfte in Dehnungen um, die der DMS erfassen kann und die daraufhin eine elektrische Widerstandsänderung hervorrufen. DMS eignen sich zum Messen von hochfrequenten Schwingungen und Impulsen [64]. Für präzise Ergebnisse muss die Dehnung reproduzierbar sowie die Proportionalität zwischen Dehnung und Kraft vorhanden bleiben. Durch geschickte Schaltungen können Temperatur und mechanische Einflüsse, die nicht gemessen werden sollen (z.B. Biegung), eliminiert werden. So lassen sich kostengünstige und sehr präzise Kraftaufnehmer herstellen [65].

Wird dieser Aufbau auf eine Schraubenverbindung angewendet, so besteht die Möglichkeit, als Federkörper das Bauteil oder die Schraube zu verwenden. Die Befestigung an Bauteilen ist eine problemspezifische Sonderlösung [3]. Generell ist die Applikation dort für die Messung von Schraubenkräften ungünstig, da die Bauteile in der Regel deutlich steifer sind und der DMS nicht unmittelbar an der

kraftkonzentrierten Position appliziert werden kann. Die Messung an Schrauben hingegen ist selbst bei sehr geringem Bauraum möglich, z.B. in Führungsschienen von Werkzeugmaschinen [42].

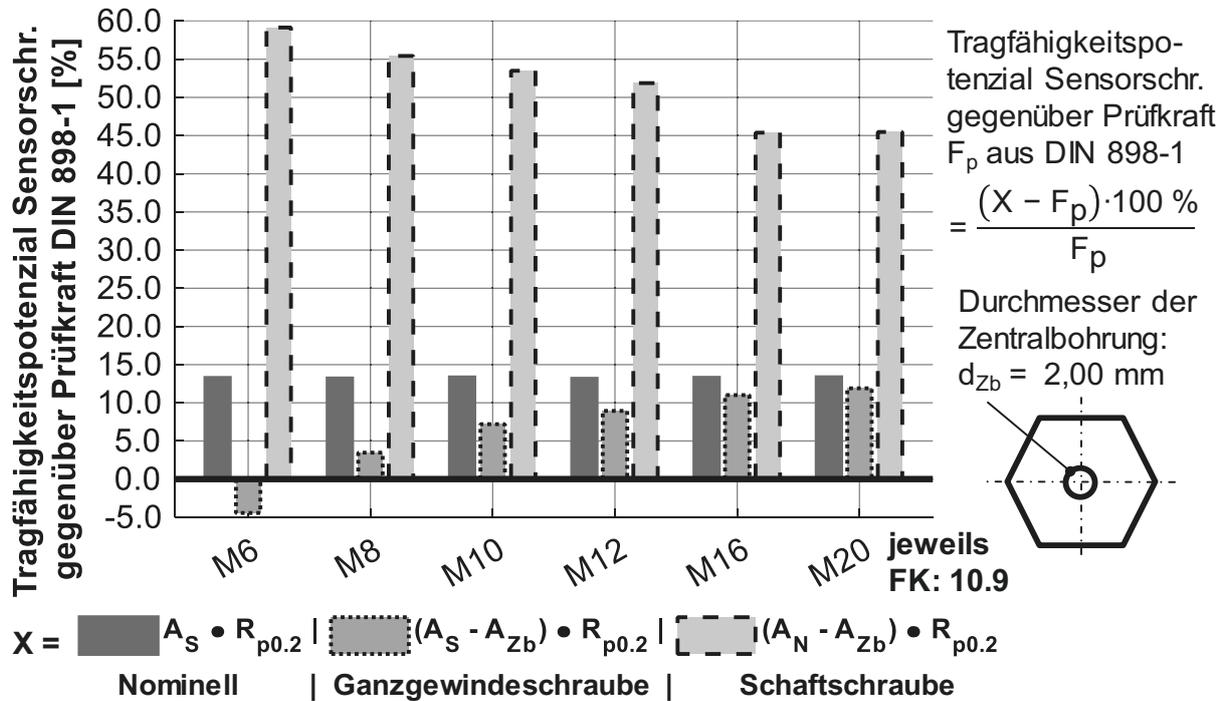
Bei der Applikation an Schrauben kann in zwei Varianten unterschieden werden: einer Applikation außen an der Schraube mit zentrisch axialer Bohrung (im Weiteren als Zentralbohrung bezeichnet) und zusätzlicher Querbohrung sowie einer Applikation in der Schraube selbst, vorzugsweise im Schaft, bei der nur die Zentralbohrung erforderlich ist. Beide Varianten werden in Abbildung 8 dargestellt. Das Erfassen der Schraubenvorspannkraft mittels Dehnungsmessstreifen ist wahrscheinlich aktuell das exakteste Verfahren [50].



**Abbildung 8:** Mögliche Applikation von Dehnungsmessstreifen an Schrauben; links: Innenapplikation mit Zentralbohrung; rechts: Außenapplikation mit Zentral- und Querbohrung

Durch beide Varianten wird eine geometrische Änderung an der Schraube erforderlich, um durch Bohren und ggf. Abdrehen Raum für die DMS zu schaffen, was mit Steifigkeitseinbußen einhergeht. Aufgrund dessen sollten die Änderungen so gering wie möglich gehalten werden [43]. Durch die mechanische Bearbeitung werden neue undefinierte Kerben in die Schrauben eingebracht. Sie können ggf. die Dauerschwingfestigkeit negativ beeinflussen (insbesondere bei Querbohrun-

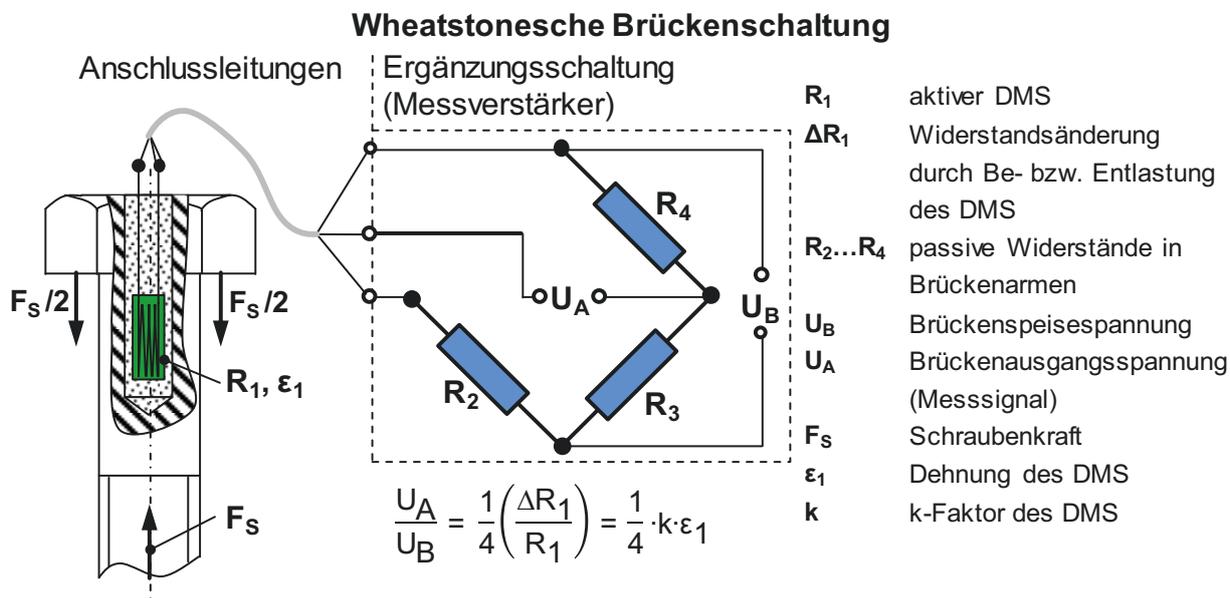
gen). Einen Überblick über das Tragfähigkeitspotenzial der Sensorschraube, gegenüber der Prüfkraft gemäß DIN EN ISO 898-1 [66], zeigt Abbildung 9 am Beispiel von Sensorschrauben mit einer Zentralbohrung für die Innenapplikation von DMS.



**Abbildung 9:** Tragfähigkeitspotenzial der Sensorschrauben mit Zentralbohrung gegenüber der geforderten Prüfkraft nach DIN EN ISO 898-1 [66], [eigene Untersuchung]

Die nominelle Tragfähigkeit (Spannungsquerschnitt  $A_S \cdot$  Streckgrenze  $R_{p0,2}$ ) einer Schraube liegt ca. 10-15 % oberhalb der in DIN EN ISO 898-1 [66] geforderten Prüfkraft. Durch die Zentralbohrung erfolgt eine Reduktion der axialen Tragfähigkeit im jeweiligen Bereich. Bei Schaftschrauben bleibt durch die Zentralbohrung ((Nennquerschnittsfläche  $A_N -$  Querschnittsfläche der Zentralbohrung  $A_{zb}) \cdot R_{p0,2}$ ) der Spannungsquerschnitt der schwächste Bereich der Schraube, der Einsatz ist somit unbedenklich (Tragfähigkeitspotenzial  $> 45 \%$ ), vgl. auch [44]. Ganzgewindeschrauben sind dagegen kritischer zu bewerten ( $(A_S - A_{zb}) \cdot R_{p0,2}$ ). Das Tragfähigkeitspotenzial ist rechnerisch vorhanden liegt aber bis M12 unter 10 %. Der Einsatz einer Innenapplikation ist in der Regel ab M8 möglich [43, 67]. Neuere Entwicklungen erreichen M5 bis M6 durch Miniaturisierung.

Die bereits zu Beginn erwähnte Wheatstonesche Brückenschaltung ist eine Verstärkerschaltung, die es ermöglicht, bereits sehr kleine relative Widerstandsänderungen zu erfassen, Abbildung 10. Sie besitzt vier Widerstände die über die Brückenspeisespannung  $U_B$  mit Energie versorgt werden. Weisen alle vier Widerstände  $R_1 \dots R_4$  den gleichen Betrag auf, ist die Brücke abgeglichen und die Brückenausgangsspannung  $U_A$  ist Null. Wird wie in dem dargestellten Fall einer Viertelbrückenschaltung der DMS in folge der Schraubenkraft  $F_S$  gedehnt, so ändert sich der Widerstand um  $\Delta R_1$ . Die Brücke wird verstimmt und es liegt eine Brückenausgangsspannung vor. Damit diese unabhängig von der Speisespannung  $U_B$  bewertet werden kann, wird meist das Verhältnis  $U_A/U_B$  in [mV/V] verwendet. Die Verknüpfung zur Dehnung wird bei üblichen Anwendungen mit dünnen Klebstoffschichten über den k-Faktor (Proportionalitätsfaktor) des DMS erreicht. Da in diesem Anwendungsfall bei Sensorschrauben mit Innenapplikation eine Einbettung des DMS in den Klebstoff erfolgt, kann dieser Zusammenhang nicht mehr angewendet werden. Details zur erforderlichen Kalibrierung werden im Kapitel 4.2 behandelt.



**Abbildung 10:** Wheatstonesche Brückenschaltung; Viertelbrückenschaltung mit Dreileiteranschlusstechnik zur Messung der Schraubenkraft, in Anlehnung an [68]

Bei der Applikation des DMS im Schraubenschaft (Innenapplikation) wird im ersten Schritt die Zentralbohrung in die Schraube eingebracht. Nach anschließender

Reinigung der Bohrung wird diese mit einem Klebstoff von unten nach oben aufgefüllt. Dies dient dazu, die Luft aus dem Bohrkanal zu verdrängen und entsprechende Einschlüsse in der Klebung zu minimieren. Danach wird der DMS in den noch flüssigen Klebstoff eingeführt, wobei darauf zu achten ist, dass dieser den Bohrungsgrund nicht berührt, um Spannungssingularitäten zu vermeiden. Je nach Klebstoff muss nach dem Aushärten bei Raumtemperatur noch eine zusätzliche Wärmebehandlung durchgeführt werden. Nach Abschluss des Klebeprozesses kann der Anschluss der Leitungen erfolgen. Bei dieser Vorgehensweise ist der DMS gegenüber einer klassischen Applikation über eine sehr dicke Klebstoffschicht mit dem Federkörper Schraube verbunden. Der Anschluss des DMS an den Messverstärker erfolgt als Viertelbrücke, vgl. Abbildung 10, mit der Konsequenz, dass diese laut [44] und [62] anfälliger gegenüber Störeinflüssen ist als Brückenschaltungen mehrerer DMS. Sie hat aber den Vorteil einer einfachen Anwendbarkeit und dem geringsten Aufwand bei der Sensorherstellung. Mit diesem Aufbau können keine Biege- und Torsionsmomente erfasst werden, sondern nur die zentrale Größe: Vorspann- bzw. Schraubkraft. Diese Variante wird in [42, 44, 52, 69, 70] verwendet, [44] verweist diesbezüglich in seiner Arbeit auf weitere Referenzen.

Die Außenapplikation der DMS am Schraubenschaft gestaltet sich im Gegensatz zur Applikation im Schraubenschaft, welche mit geringem Aufwand umgesetzt werden kann, sehr aufwändig. Sie bietet aber die Option, auf diese Weise auftretende Biegemomente oder Torsionsmomente zu erfassen oder aber eine Temperaturkompensation durchzuführen. Dazu müssen entsprechende Schaltungen der Wheatstone'schen Brückenschaltung verwendet werden. Beispiele dazu sind in [71] zu finden. Für die Außenapplikation werden die außen auf die Schrauben aufgebracht DMS mit einer möglichst dünnen Klebstoffschicht appliziert, die Dehnung wird so direkter auf den DMS übertragen. Die Anschlussleitungen müssen durch die Bohrkanäle zum Schraubenkopf geführt werden.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, den DMS auf den geplanten Schraubenkopf zu platzieren und die membranartige Durchbiegung dessen als Maß für die Vorspannkraft zu nutzen [72, 73]. Die Stauchung des Schraubenkopfs steht in linearem Zusammenhang mit der Schaftdehnung [73]. Es erfolgt somit keine Modifikation der Schraube im lastführenden Bereich. Außerdem kann dieses Verfahren bei kleinen Schrauben angewendet werden, sofern der Schraubenkopf eine entsprechende Fläche bereitstellt [72]. In [72] wird gezeigt, dass während der Montage starke Überhöhungen auftreten und somit ein präzises Einstellen

der Montagevorspannkraft nicht möglich ist. Die Verformung und somit auch die Dehnungen sind bei dieser Variante deutlich schwächer. Das führt zu einer geringen Brückenverstimmung und einem schlechten Signal-zu-Rausch-Verhältnis, die technische Qualität des Nutzsignals wird gemindert.

## **Fazit**

Die vier angesprochenen Verfahren zur Vorspannkraftmessung an Schraubenverbindungen nutzen verschiedene Effekte zur Bestimmung der Schraubenkraft. Die mechanische Längendifferenzmessung nutzt die Tatsache, dass sich die Schraube durch die Vorspannkraft bzw. aktuell vorliegende Schraubenkraft längt. Diese Längenänderung wird erfasst und in Verknüpfung mit der Schraubennachgiebigkeit kann die Schraubenkraft bestimmt werden. Das Verfahren eignet sich jedoch nicht für kontinuierliche Messungen.

Der Kraftmessring wird wie eine Unterlegscheibe als zusätzliches Bauteil in die Schraubenverbindung eingebracht. Dies führt zu geänderten Steifigkeiten und bei dynamischer Belastung zu einem anderen Kraftverhältnis als im ursprünglichen Schraubfall. Die Kraftmessringe werden oft auch für Kalibrierzwecke eingesetzt.

Die Ultraschalltechnik ist ein häufig angewendetes Prüfprinzip. Per piezoelektrischem Schwinger werden Ultraschalllongitudinalwellen in die Schraube eingeleitet. Das Echo der Welle wird am Sensor wieder erfasst und über die Laufzeitänderung des Echos gegenüber dem der unverspannten Schraube wird die vorliegende Kraft bestimmt. Dazu ist jedoch die Laufzeit der unbelasteten Schraube erforderlich. Die Laufzeit wird von zwei Parametern beeinflusst: Die Schraubenverlängerung in folge der Vorspannkraft und durch den akusto-elastischen Effekt, der eine Änderung der Schallgeschwindigkeit hervorruft, wobei dieser den größeren Anteil bildet.

Die letzte vorgestellte Möglichkeit ist die Messung der Vorspannkraft mittels DMS. Der DMS nutzt den Effekt, dass sich der Widerstand in einem elektrischen Leiter durch eine mechanische Belastung ändert. Der Effekt wird durch die Wheatstonesche Brückenschaltung nutzbar gemacht. Der DMS wird auf oder in die Schraube, die als Federkörper fungiert, appliziert und wandelt die Kräfte in die für den DMS nutzbare Dehnung um. Diese Variante ruft kaum Änderungen der Steifigkeit und Tragfähigkeit hervor, sodass der reale Schraubfall betrachtet werden

kann. Ein tabellarischer Vergleich der Verfahren zur kontinuierlichen Messung ist auch in [3] zu finden.

Die Vorspannkraft einer Schraubenverbindung ist maßgeblich für ihr Funktionieren verantwortlich. Durch Umwelteinflüsse und ungünstige Betriebslasten können Schäden an Schraubenverbindungen auftreten, sodass es zum Vorspannkraftverlust kommt oder gar zum vollständigen Versagen der Schraubenverbindung.

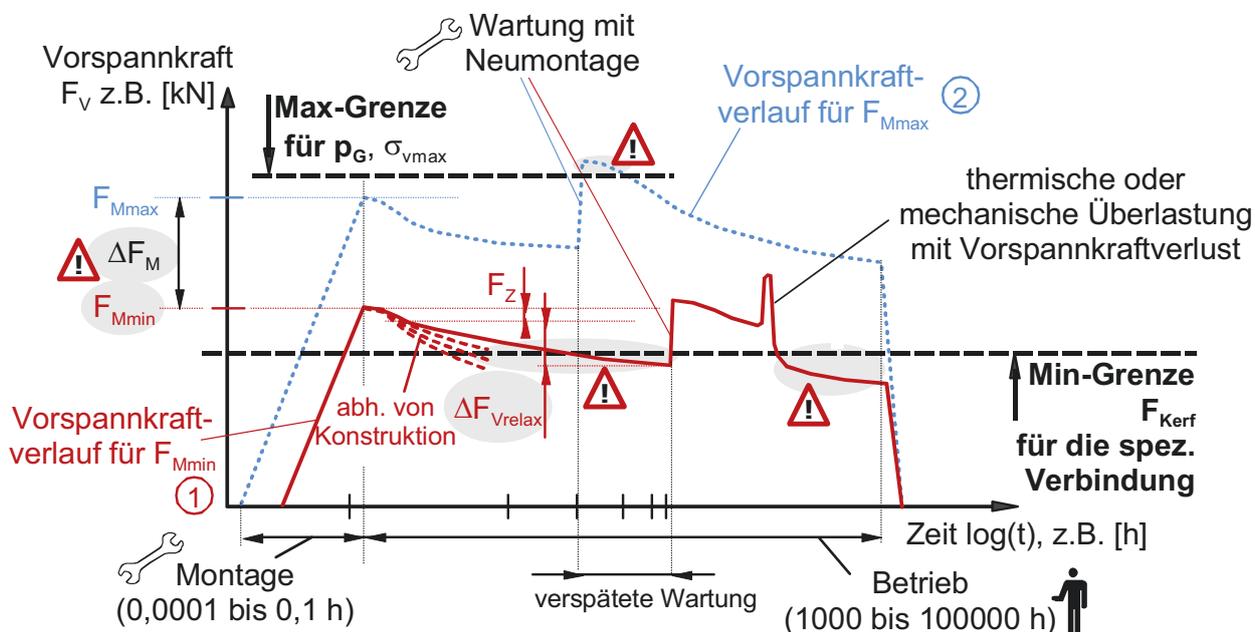
### 2.1.3 Schädigungsmechanismen einer Schraubenverbindung

Schraubenverbindungen werden meistens nach Standardwerken, wie unter anderem der VDI-Richtlinie 2230 [11], dimensioniert. Dabei wird aber häufig das nichtlineare Verhalten, welches eine Schraubenverbindung über ihren Lebenszyklus hinweg erfährt, außer Acht gelassen. Der generelle Lebenszyklus eines Produktes teilt sich in vier Bereiche: Produktentwicklung, Fertigung, Nutzung und Entsorgung [74]. Während der Fertigung und Nutzung ist eine zuverlässige Funktion der Verbindung unerlässlich.

Schraubenverbindungen weisen über ihren Lebenszyklus keinesfalls ein konstantes Vorspannkraftniveau auf [75]. Die Verbindung erfährt diverse Belastungen: unter anderem Montage, Betrieb und die sich daraus ergebenden mechanischen und thermischen Anteile [74]. Einen Überblick über den möglichen Vorspannkraftverlauf einer Schraubenverbindung während ihrer Lebenszeit gibt Abbildung 11.

Die Montage einer Schraubenverbindung ist mit Streuungen der Zielgröße Vorspannkraft behaftet. Das zeigen exemplarisch die Kurven 1 und 2 in Abbildung 11. Kurve 1 repräsentiert die minimale Montagevorspannkraft  $F_{Mmin}$ , Kurve 2 die maximale Montagevorspannkraft  $F_{Mmax}$ . Daraus ergeben sich auch unterschiedliche Bedingungen für den Belastungsverlauf. Erlangt die Schraube die maximale Montagevorspannkraft, kann sie leichter an ihre Belastbarkeitsgrenze gelangen. Bei minimaler Vorspannkraft besteht die Möglichkeit des Unterschreitens der minimalen erforderlichen Klemmkraft  $F_{Kerf}$ , was zu einer Gefahrensituation führen kann [74]. Für die Dauerhaltbarkeit einer Schraubenverbindung ist somit nicht die Montagevorspannkraft sondern die nach einer bestimmten Betriebsdauer verbleibende Restklemmkraft von Bedeutung [27]. Es ist somit entscheidend, die erforderliche Montagevorspannkraft zu erreichen und für die weitere Gebrauchstauglichkeit und Tragfähigkeit nachweisbar zu erhalten [56]. Die Erfah-

rungen von [23] zeigen, dass trotz richtiger Dimensionierung und einer niemals überbeanspruchten Schraubenverbindung immer Vorspannkraftverluste eintreten.



**Abbildung 11:** Vorspannkraftentwicklung über die Lebenszeit einer Schraubenverbindung bei unterschiedlichen Montagevorspannkraften nach [75]

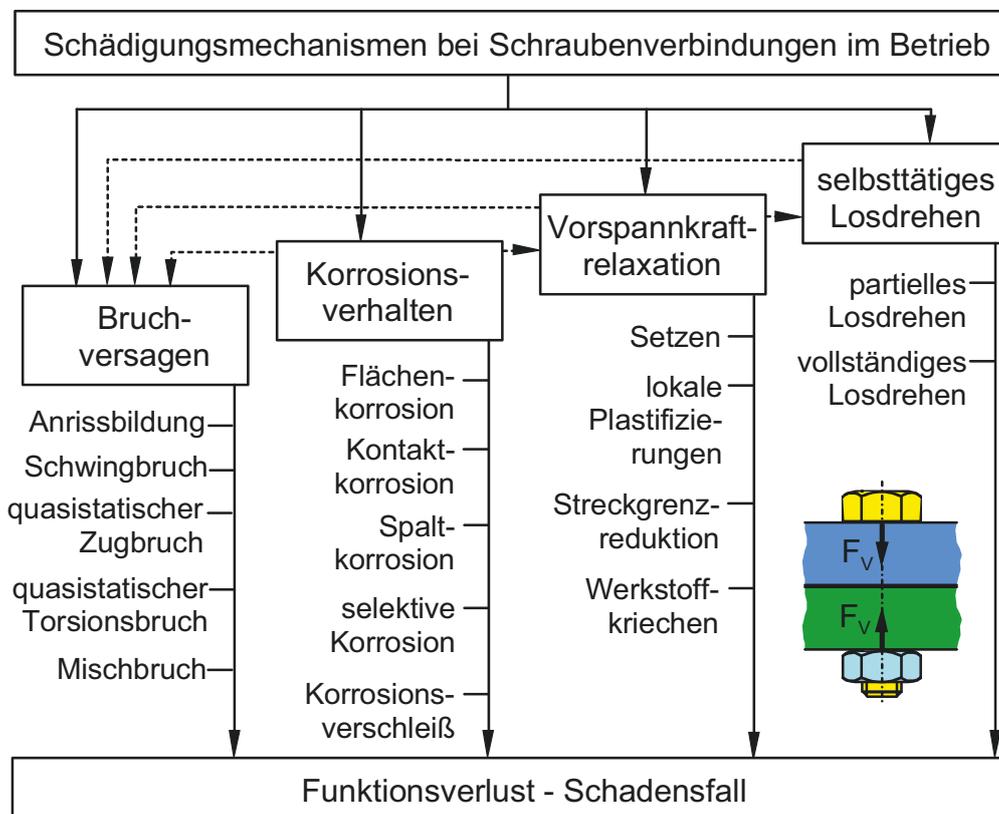
Die folgenden Ursachen können zum Vorspannkraftverlust führen:

- Setzen in der Kontaktfläche durch Einebnen von Oberflächenunebenheiten in den unter Druck stehenden Kontaktzonen [29],
- Plastifizierung der Bauteile und/oder der Schraube durch Überschreitung der Streckgrenze aufgrund thermischer und/oder mechanischer Lasten, das Lastplastifizieren genannt wird [74],
- Relaxation der im Kraftfluss liegenden Teile durch zeit- und/oder temperaturabhängiges Plastifizieren aufgrund werkstofflicher Effekte wie dem Kriechen [74],
- das selbsttätige Losdrehen der Verbindung [34].

Die ersten drei Punkte lassen sich nach [74] zur Vorspannkraftrelaxation  $\Delta F_{Vrelax}$  zusammenfassen. Die Vorspannkraftrelaxation wird im Kapitel 2.1.3.2 ausführlicher behandelt und das selbsttätige Losdrehen in Kapitel 2.1.3.3. Abbildung 12

gibt einen Überblick über die Schädigungsmechanismen an Schraubenverbindungen sowie deren Wechselwirkungen.

Schadensmechanismen bei Schraubenverbindungen unterscheiden sich in direkte (Bruchversagen) und indirekte Mechanismen (Korrosionsverhalten, Vorspannkraftrelaxation und selbsttätiges Losdrehen). Die indirekten Mechanismen sind von außen nicht sichtbar, ihnen geht meist ein Vorspannkraftverlust voraus, sie können aber zum Bruchversagen führen [2]. Zwischen den einzelnen Mechanismen bestehen Wechselwirkungen [2], die durch die Pfeile angedeutet sind. Eines haben alle Schädigungsmechanismen gemeinsam: Sie führen zu einem Funktionsverlust bzw. Schadensfall.



**Abbildung 12:** Schädigungsmechanismen bei montierten Schraubenverbindungen im Betrieb nach [2]

Der gefährlichste Schadensfall ist bis heute das Bruchversagen. Ihn gilt es zu vermeiden. Durch Leistungssteigerungen, höhere Ausnutzungen (von Bauteilen und Schrauben) bei sinkender Schraubenmasse werden auch die weiteren Schadensmechanismen immer präsenter. Gerade im Leichtbau sind das Korrosionsverhalten, die Vorspannkraftrelaxation und das selbsttätige Losdrehen von

Bedeutung [76]. Sie alle zeigen während des Fortschrittes einen nichtlinearen Verlauf, sodass sie schwer zu kalkulieren sind [77] und mit einem Bruchversagen enden können. Beispiele für gravierende Schadensfälle bzw. Unfälle an Schraubenverbindungen sind vielfältig. Sie finden sich in diversen Branchen, zum Beispiel bei Windenergieanlagen (WEA) [78, 79], beim Automobil [80, 81], im Schienenverkehr [82] oder im Flugverkehr [83, 84]. In [85] wird eine Statistik über Rückrufe in der Automobilindustrie aufgrund von fehlerhaften Schraubenverbindungen gezeigt, weiterhin sind die Daten in die einzelnen Versagensgründe einer Schraubenverbindung aufgeschlüsselt.

## **Fazit**

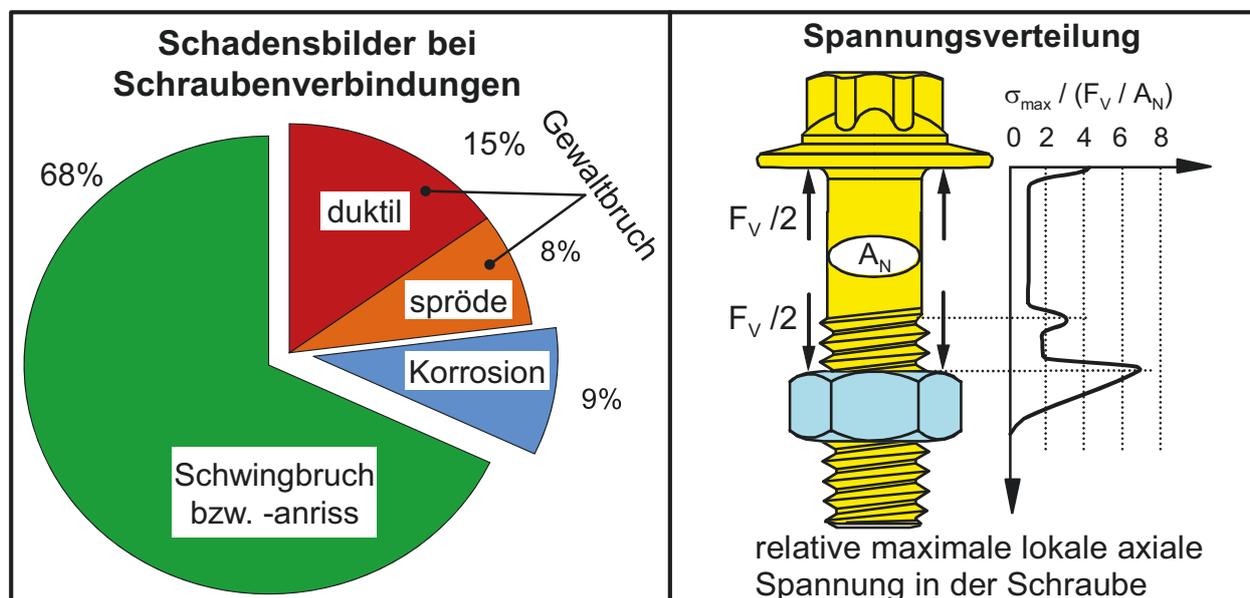
Der Lebenszyklus einer Schraubenverbindung ist nichtlinear und wird von vielen Parametern beeinflusst. Der Vorspannkraftverlust ist dabei eine der kritischsten Größen. Tritt er ein, so kann dieser zu direktem oder indirektem Versagen führen. Egal welcher Schadensmechanismus greift, alle führen innerhalb unterschiedlicher Zeitspannen zur Beeinträchtigung bzw. zum Funktionsverlust der Verbindung und des Systems.

Im weiteren Verlauf werden die mechanischen Schädigungsmechanismen genauer betrachtet. Der Korrosionsschutz ist weitestgehend durch Lacke, galvanische Beschichtungen oder andere Oberflächenveredelungsmaßnahmen abgesichert, welcher individuell auf die gefügten Komponenten abgestimmt werden muss [2, 33].

### **2.1.3.1 Bruchversagen**

Schraubenverbindungen versagen im Allgemeinen durch Bruch der Schraube [27]. Bei Gewaltbruch und Ermüdung sind die Werkstoffeigenschaften maßgebend [4]. Die Belastungen auf eine Schraubenverbindung sind nicht nur statisch sondern auch dynamisch [27]. Das führt häufig zur Schadensursache: Schwingbruch der Schraube [33]. Schrauben weisen durch ihre funktionsbedingte Geometrie eine Aneinanderreihung von Kerbstellen auf, daher können sie nur geringe schwingende Belastungen ertragen [33]. Das führt dazu, dass der Schwingbruch in der Schadensstatistik an erster Stelle steht [86], vgl. Abbildung 13 links. Zu bedenken ist auch, dass der Schraubenbruch oft die finale Folge der anderen Schadensmechanismen ist, vgl. Abbildung 12. Dies ist für die Ursachenklärung in einem Schadensfall wichtig. Weitere Schadensbilder sind der

Gewaltbruch bei zügiger Belastung, der sich nochmals in duktil oder spröde unterteilen lässt sowie als weiterer Aspekt verschiedene Korrosionsarten.



**Abbildung 13:** Links: prozentuale Verteilung der Schadensbilder bei Schraubenverbindungen nach [87]; zu beachten ist jedoch, dass der große Bereich des Schwingbruchs durch andere Schädigungsmechanismen ausgelöst sein kann; rechts: Spannungsverteilung in einer Schraube-Mutter-Verbindung nach [29, 33]

Die schärfste Kerbwirkung in der Schraubenverbindung liegt im Allgemeinen im ersten tragenden Gewindegang, da dort eine stark konzentrierte Umlenkung des Kraftflusses von der Schraube über die Mutter in das Bauteil auftritt [86], siehe Abbildung 13 rechts. Die Schwingfestigkeit wird daher maßgeblich von der Beanspruchung und Beanspruchbarkeit des ersten tragenden Gewindegangs beeinflusst [27]. Der Kopfübergangsradius ist bewusst so groß gewählt, dass dort nicht die kritische Stelle bei axialer Belastung liegt. Die Werkstoffschädigung in der Schraube ist aufgrund der inhomogenen Spannungsverteilung ungleichmäßig [27]. Wird die Schraubenverbindung einer exzentrischen Krafteinleitung mit der Folge einer Biegebelastung der Schraube ausgesetzt, so tritt der Bruch oft (aber nicht nur) unter dem Kopf im Übergang zum ungekerbten Schaft auf [27]. Eine Biegebelastung stellt eine extreme Beanspruchung der Schraube dar, daher sind Biegedauerbrüche eine häufige Schadensursache [88]. Durch den ungünstigen Belastungszustand kann sich der maximale Kerbfaktor vom tragenden Gewinde zum Kopf-Schaft-Übergang verlagern und dort den Bruch initiieren.

Eine tabellarische Aufstellung mit Einflüssen auf die Dauerhaltbarkeit einer Schraubenverbindung ist in [33] zu finden.

Der quasistatische Zugbruch tritt bei Überlastungen ein oder wird bei der Feststellung der mechanischen Eigenschaften im Rahmen einer Zugprüfung an fertigen Schrauben nach DIN EN ISO 898-1 [66] herbeigeführt. Der Torsionsbruch kann durch ein zu hohes Gewindemoment bei der Montage entstehen, wenn das Versagen nicht in Folge der axial wirkenden Zugkraft sondern durch zu hohe Torsionsspannungen eintritt.

Durch den Einsatz von Schrauben höherer Festigkeitsklassen steigt das Risiko für wasserstoffinduzierte Spannungsrisskorrosion [89], die zu (verzögerten) Brüchen mit der Folge von plötzlichem Funktionsausfall führt [28]. Drei Bedingungen müssen dazu erfüllt sein: erstens die Anfälligkeit des Werkstoffes für Wasserstoffschäden, zweitens eine anliegende Zugspannung (meist durch die äußere Belastung gegeben z.B. die Vorspannung bei Schraubenverbindungen) und drittens das Angebot von atomarem Wasserstoff [90]. Atomarer Wasserstoff kann fertigungs- und betriebsbedingt bereitgestellt werden. Bei Schraubenverbindungen ist der Festigkeitsklasse 12.9 hinsichtlich dieses Versagensmechanismus besondere Bedeutung zu widmen.

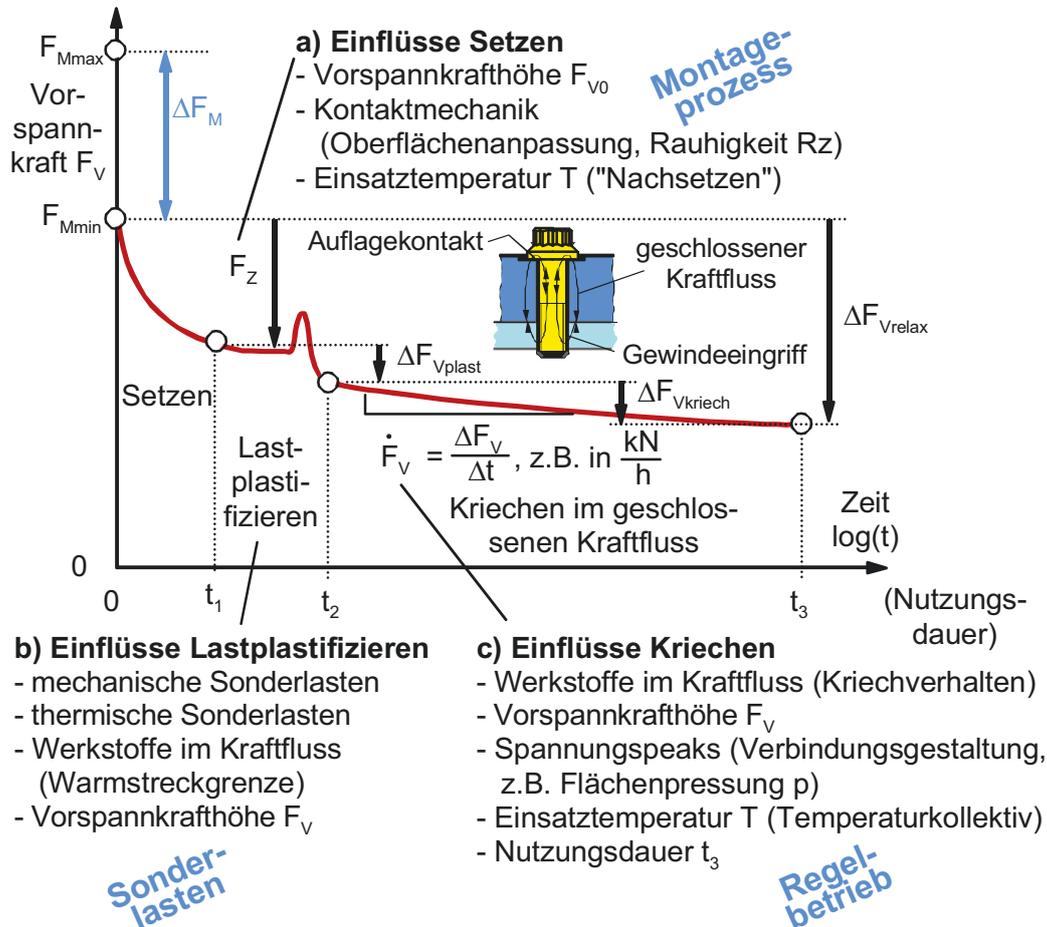
## **Fazit**

Das Bruchversagen einer Schraubenverbindung führt meist zu einem Funktionsverlust des Systems, die häufigste Versagensart ist der Schwingbruch. Durch die funktionsbedingten Kerbstellen einer Schraube kann diese nur geringe Schwingkräfte übertragen und ist somit entsprechend anfällig für den Schwingbruch. Weitere Bruchformen treten zu geringeren Anteilen auf. Das Bruchversagen durch wasserstoffinduzierte Spannungsrisskorrosion ist vor allem im Leichtbau bei hohen Ausnutzungsgraden, geringen Sicherheiten und hochfesten Stahl-Schraubenwerkstoffen zu beachten. Dementsprechend werden aktuell Forschungsarbeiten zur genaueren Analyse dieser selektiven Korrosionsart durchgeführt [91, 92]. Dem Bruchversagen können die folgenden Mechanismen vorangehen.

### **2.1.3.2 Vorspannkraftrelaxation**

Relaxation im Allgemeinen beschreibt den Abbau von Spannungen. Wie bereits in Kapitel 2.1.3 genannt, setzt sich die Vorspannkraftrelaxation aus den drei

Größen Setzen, Lastplastifizieren und Kriechen zusammen. Deren Einfluss auf die Vorspannkraft einer Schraubenverbindung ist in Abbildung 14 grafisch zusammengestellt. Gerade im Leichtbau werden die Bauteile hoch ausgenutzt, wodurch die Prozesse der Vorspannkraftrelaxation begünstigt werden [76].



**Abbildung 14:** Beschreibung des Vorspannkraftrelaxationsverhaltens einer Schraubenverbindung mit Kenngrößen für die Auslegung nach [48]

Das Setzen ist ein kurzzeitiger Prozess, der direkt nach der Montage beginnt mit der Folge von Setzkraftverlusten  $F_Z$ , sie sind im Allgemeinen nicht zu vermeiden [23]. Die Setzbeträge sind das zugehörige Längenmaß der plastischen Verformung. Während des Setzens erfolgt ein plastisches Einebnen von Oberflächenunebenheiten bzw. Rauigkeit in den Kontaktflächen der unter Druck stehenden Kontaktzonen [11, 29]. Die Höhe der Setzkraftverluste ist unter anderem vom Montageverfahren, den Betriebskräften, der Nachgiebigkeit der Verbindung sowie der Anzahl der Trennfugen abhängig [43].

Werden, wie zum Beispiel im Leichtbau, unterschiedliche Werkstoffe miteinander verschraubt und diese Verbindung im Betrieb einer Temperaturänderung ausgesetzt, so können temperaturabhängige Vorspannkraftänderungen entstehen. Diese können rein elastisch und reversibel verlaufen oder bis hin zu einer plastischen Sonderlast reichen. Durch unterschiedliche thermische Ausdehnungskoeffizienten der gefügten Bauteilwerkstoffe kann es zur örtlichen Überschreitung der Streckgrenze bzw. Grenzflächenpressung kommen [43]. Zusätzlich verringert sich im Allgemeinen bei Erwärmung die ertragbare Streckgrenze sowie der Elastizitätsmodul der Werkstoffe [43]. Eine Untersuchung der genannten Werkstoffkennwerte an Stahlschrauben der Festigkeitsklasse 10.9 unter Temperaturbelastung wird in [93] erläutert. Sie zeigt, im Rahmen des untersuchten Temperaturbereichs, dass bereits bei 200 °C Einflüsse auftreten. Die Kombination aus Temperaturänderung unterschiedlicher gepaarter Werkstoffe und Änderung der Werkstoffeigenschaften kann zu einer thermomechanischen Sonderlast führen, bei der es zum Lastplastifizieren kommt. Details zu diesem Lastfall an einer Verbindung mit Stahl-Schraube und Aluminium-Bauteil können [41] entnommen werden. Rein mechanische Sonderlasten können zum Beispiel durch Lastspitzen im Betrieb, bei stoßartigen Belastungen oder durch ein unsachgemäß ausgeführtes Nachziehen der Verbindung entstehen.

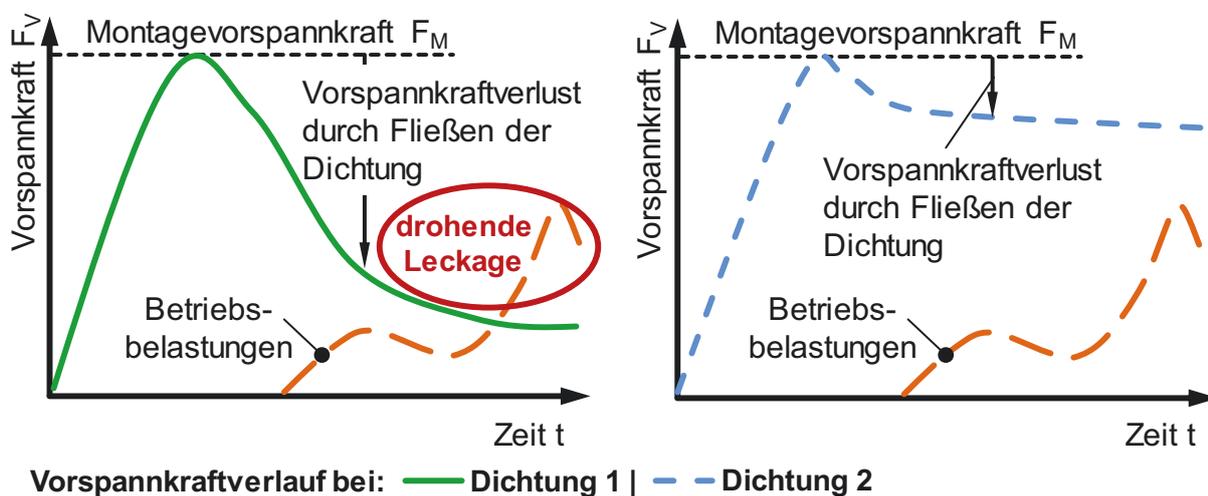
Als letzten Anteil der Vorspannkraftrelaxation ist das Werkstoffkriechen zu nennen. Dies tritt bevorzugt auf, wenn Werkstoffe niedriger Festigkeit mitverspannt werden (z.B. weiche Unterlegscheiben oder Dichtungen) [33]. Der Mechanismus Kriechen ist eine zeitabhängige, irreversible plastische Verformung eines Werkstoffes unter Last [43, 94]. Die bisherigen Betrachtungen waren weitestgehend zeitunabhängig, das heißt in folge einer Kraft stellt sich mehr oder weniger schnell ein Gleichgewichtszustand ein [95]. Dieses Gleichgewicht existiert streng genommen nicht, da selbst bei Raumtemperatur ein Werkstoff kriecht [95]. Kriechen ist jedoch erst oberhalb der homologen Temperatur (0,3 bis 0,4 der Schmelztemperatur der Werkstoffe in [K]) so dominant, dass es technisch relevant ist und berücksichtigt werden muss [94, 95]. Über dieser Temperaturgrenze sind die Festigkeitseigenschaften zusätzlich zeitabhängig und können deutlich unterhalb der Warmstreckgrenze zu erheblichen irreversiblen plastischen Verformungen führen [96]. Kriechen ist somit maßgeblich von den Parametern Zeit, Temperatur und wirkender Beanspruchung abhängig [43, 74]. Gerade Leichtbauwerkstoffe weisen nur eine geringe Kriechfestigkeit auf, was zu entsprechend großen Vorspannkraftverlusten führt [76]. Kriechen lässt sich in drei Stadien auf-

teilen, wobei nur das Übergangskriechen (primäres Kriechen) und das stationäre Kriechen (sekundäres Kriechen) für die Berechnungen des Relaxationsverhaltens technisch relevant sind [95, 96]. Weitere Details zum Kriechverhalten sind unter anderem in [94 bis 96] und [43] zu finden.

Auch Flanschverbindungen, die zu den meist verwendeten Konstruktionselementen bei Medium führenden Komponenten gehören [97], sind von der Vorspannkraftrelaxation gefährdet. Das führt zu geringeren Flächenpressungen auf die Dichtung und erhöht die Gefahr einer Leckage [98]. Flanschverbindungen werden häufig als lösbare, leicht demontierbare Verbindungen beispielsweise für Revisionen benötigt [97, 99, 100]. Zur Abdichtung des geführten Mediums gegenüber der Umwelt wird zwischen die Flansche eine Dichtung gelegt [97], die meist aus einem weicheren Werkstoff besteht, um Unebenheiten auszugleichen [37, 101, 102]. Die Dichtung hat dafür Sorge zu tragen, dass die Verbindung „dicht“ ist, das heißt einen Stofffluss zwischen zwei funktionsmäßig voneinander getrennten Räumen zu verhindern oder zu begrenzen [101, 103]. Dazu wird sie üblicherweise mit Schrauben verspannt [97]. Laut [33] sollen jedoch keinesfalls plastische oder quasielastische Elemente (Dichtungen) mitverspannt werden. Das erschwert die Auslegung und Aufrechterhaltung der Vorspannkraft, ist jedoch aus Gründen der deutlich einfacheren Handhabung gängige Praxis. Bei Flanschverbindungen wird die Dichtung häufig im Krafthauptschluss verspannt [97], siehe Abbildung 1. Sie überträgt somit die volle Vorspannkraft. Zu den wesentlichen Erkenntnissen seiner Arbeit zählt Schaaf in [97], dass zur optimalen Abdichteigenschaft einer Dichtung eine bestimmte Vorspannkraft aufgebracht werden muss, oberhalb derer keine wesentliche Verbesserung der Abdichteigenschaften zu verzeichnen ist. Als Alternative können Systeme mit Dichtungen im Kraftnebenschluss verwendet werden. Dabei wird eine Dichtung wie etwa ein O-Ring in eine vorgesehene Nut im Flansch eingesetzt und das Flanschpaar auf Block gezogen [104].

Bei Flanschverbindungen wird nach [101] das Versagen durch äußerliches „Undichtwerden“ kenntlich. Dies kann in zwei Fälle unterschieden werden: erstens Überschreiten der zulässigen Leckagerate (vgl. VDI 2290 [103]) oder zweitens das Herausblasen der Dichtung aus dem Flansch (seltenerer Fall und hier nicht weiter betrachtet). Das „Undichtwerden“ bzw. das Auftreten einer Leckage ist oft auf die Relaxationseffekte des Dichtungsmaterials zurückzuführen [97], damit geht ein Vorspannkraftverlust einher. Das bestätigt auch [32]. Der Vorspannkraftverlust durch Dichtungen ist deutlich größer als der durch erlaubt eingesetz-

te Schraubenqualitäten. Die Dauerstabilität einer Flanschverbindung wird wesentlich vom dem Fließ- bzw. Relaxationsverhalten einer Dichtung beeinflusst [102]. Diesen Zusammenhang verdeutlicht Abbildung 15.



**Abbildung 15:** Schematische Darstellung der Folgen von Fließen einer verspannten Dichtung; links: Dichtung mit großem Fließpotenzial; rechts: Dichtung mit geringem Fließpotenzial nach [102]

Es sind vergleichend zwei Dichtungen mit unterschiedlichem Relaxations- bzw. Fließverhalten gegenübergestellt. Bei einem starken Fließen der Dichtung und einem damit einhergehenden Vorspannkraftverlust kann eine Leckage drohen, wenn die Restklemmkräfte in der Schraubenverbindung nicht mehr ausreichend hoch sind. Die Vorspannkraftverluste können je nach Dichtung, Anordnung und Montage bis zu 80 % der Montagvorspannkraft betragen. Bleibt die Verbindung hoch vorgespannt, so können die Betriebsbelastungen kompensiert werden [102] und das System bleibt dicht.

## Fazit

Die Vorspannkraftrelaxation setzt sich aus den drei Mechanismen Setzen, Lastplastifizieren und Kriechen zusammen. Setzen tritt in jeder Schraubenverbindung auf und ist nach relativ kurzer Zeit abgeschlossen. Der Schadensmechanismus des Lastplastifizierens kann mechanisch (exzentrische Belastung), thermisch (Überlasten) oder thermomechanisch (Bauteile die im Materialmix gefertigt sind z.B. Leichtbau) bedingt sein. Das werkstoffseitige Kriechen ist von den Parame-

tern Zeit, Temperatur und einwirkender Beanspruchung abhängig. Es wird technisch relevant, sobald ein System oberhalb der homologen Temperatur betrieben wird.

Besonders bei Flanschverbindungen mit einer Dichtung im Krafthauptschluss treten Vorspannkraftverluste durch Fließen der Dichtung auf. Versagende Dichtungen können zum Teil einen erheblichen Schaden an Mensch, Umwelt und Betrieb hervorrufen [102]. In [105] wird die Vorspannkraftrelaxation als Feind der Verbindungsintegrität treffend formuliert.

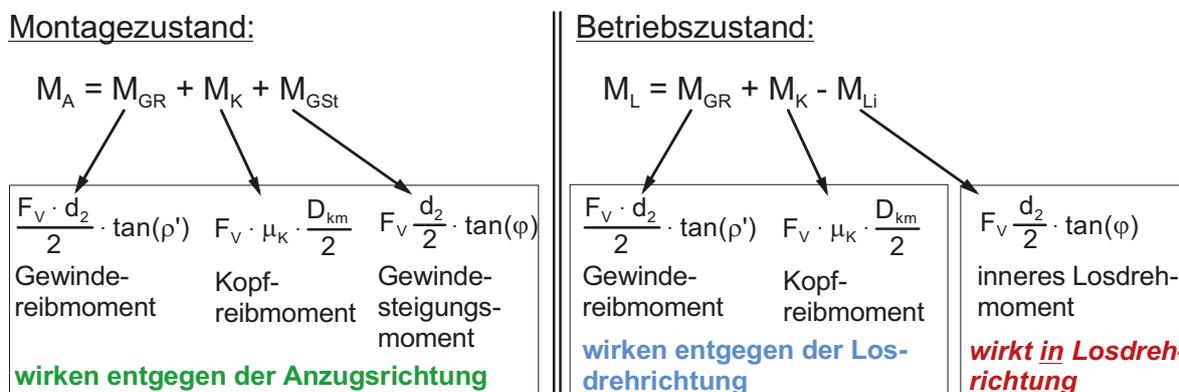
Die Vorspannkraftrelaxation bzw. allgemein ein Vorspannkraftverlust kann dazu führen, dass es zum Abgleiten der Trennfugen der gefügten Bauteile in folge einer Querkraft kommt. So kann das selbsttätige Losdrehen initiiert werden, welches im nächsten Kapitel genauer betrachtet wird.

### **2.1.3.3 Selbsttätiges Losdrehen**

Eine weitere Ursache für einen Vorspannkraftverlust kann selbsttätiges Losdrehen oder das Lockern der Schraubenverbindung in Folge der Vorspannkraftrelaxation sein [33]. Wichtig ist an dieser Stelle das Lockern vom selbsttätigen Losdrehen klar zu trennen, beides wiederum wird Lösen genannt. Beim selbsttätigen Losdrehen findet zwischen dem Schrauben- und Muttergewinde eine Rotation statt, beim Lockern jedoch nicht. Beides führt zum Vorspannkraftverlust. Durch Lockern können die notwendigen Bedingungen für das selbsttätige Losdrehen geschaffen werden.

Das selbsttätige Losdrehen ist ein dynamisches Phänomen, welches statisch nicht erfasst werden kann. Zudem kann es bei einem kritischen Lastkollektiv im Betrieb ohne Vorankündigung mitunter erst nach Jahren [106] auftreten und zum Komplettversagen mit entsprechend großen Folgen führen, was diesen Mechanismus so gefährlich macht [2]. Das Prinzip des selbsttätigen Losdrehens ist, dass durch die Relativbewegung im Gewinde sowie in den Trennfugen, die zwischen der spannenden Schraube und den verspannten Bauteilen liegen, durch lokale Gleitbewegungen der Eindruck entsteht, als ob der Reibschluss aufgehoben wäre. Diese Relativbewegungen werden durch äußere Betriebslasten erzwungen [107]. In dem Augenblick, in dem der Reibschluss zwischen zwei Körpern durchbrochen wird, verhalten sie sich so, als liege keine Reibung vor [107]. Der Begriff „selbsttätig“ besagt, dass kein direkter Angriff von externen Kräften oder Drehmomenten an Schraube oder Mutterbauteil auftritt [36] und trotzdem

eine Rotation der Schraube bzw. Mutter erfolgt. Es stellt sich die Frage, woher dieser innere Antrieb stammt. Aufschluss darüber geben die Drehmomentbilanzen für den Montage- und Betriebszustand in Abbildung 16.



**Abbildung 16:** Drehmomentbilanzen im Montage- und Betriebszustand einer Schraubenverbindung [108]

Das Anziehdrehmoment  $M_A$  bei der Montage setzt sich aus den drei Teildrehmomenten Gewindereibmoment  $M_{GR}$ , Kopfreibmoment  $M_K$  und Gewindesteigungsmoment  $M_{GSt}$  zusammen [36]. Ausschließlich Letzteres ist für die eigentliche Erzeugung der Vorspannkraft verantwortlich [109]. Dabei wird meist der größte Teil des Anziehdrehmomentes für die Reibmomente ( $M_{GR}$  und  $M_K$ ) benötigt, um die dort vorliegende Festkörperreibung zu überwinden [68]. Zum Lösen der Schraubenverbindung im Betriebszustand wird das Lösemoment  $M_L$  benötigt. Allerdings ist es niedriger als das Anziehdrehmoment, da das Gewindesteigungsmoment im Betrieb als ein inneres Losdrehmoment  $M_{Li}$  entgegen der anderen beiden Momente wirkt [36]. Das innere Losdrehmoment ist somit die Ursache und der innere Antrieb zum Losdrehen. Die Reibmomente verhindern jedoch, dass aufgrund des Torsionsmomentes im Schaft bzw. des inneren Lösemoments die Schraube sich selbsttätig losdreht [68]. Die bislang beschriebene eher konventionelle Betrachtungsweise fällt unter den Begriff des „Makrogleitens“ (visuelle Kontrolle, Gleitbewegung ab ca. 0,1 mm) [110]. Seit ca. 1988 ist jedoch das nicht sichtbare „Mikrogleiten“ bekannt (Losdrehwinkel  $\vartheta_L = 1/1000^\circ$  pro Schwingenspiel), welches zu einer allmählichen Abnahme der Vorspannkraft führt (Drehlockern) und Makrogleiten auslösen kann [110], vgl. auch [109]. Das Lastverformungsverhalten der Bauteile nimmt ebenfalls Einfluss auf den Losdrehwinkel bzw. dessen Gradienten [109]. Das selbsttätige Losdrehen ohne das Anliegen

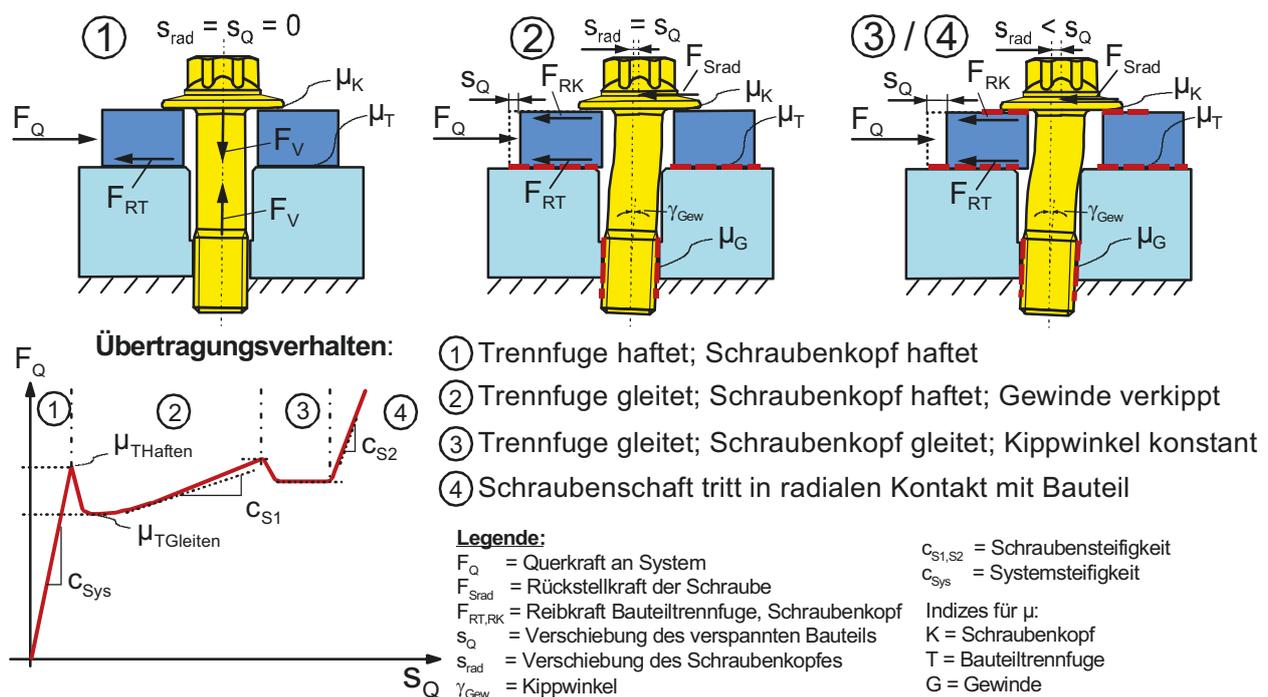
äußerer Belastungen ist rechnerisch bei kleinen Reibungszahlen möglich, da die Selbsthemmung nicht gegeben ist, was bei metrischen Gewinden in der Praxis jedoch keine nennenswerte Relevanz hat.

Im weiteren Verlauf werden nur Schraubenverbindungen betrachtet, die einer quer zur Schraubenachse bzw. einer parallel zur Trennfuge wirkenden Last ausgesetzt sind, da diese in der Praxis häufig durch selbsttätiges Losdrehen versagen [107] bzw. einem größeren Risiko unterliegen als axial belastete Schraubenverbindungen [36]. Weiterhin werden nur die für den Maschinenbau üblichen reibschlüssigen querkraftbelasteten Schraubenverbindungen betrachtet.

Wird eine Schraubenverbindung einer dynamischen Querkraft ausgesetzt, kann es zum Abgleiten der Kontaktflächen kommen. Das Gleiten wird weiterhin in partielles und vollständiges Gleiten unterschieden. Details dazu können [68] entnommen werden. Kommt es durch die dynamische Querkraft zur Rotation der Schraube, tritt ein signifikanter Vorspannkraftverlust ein. Dafür ist es notwendig, dass im Gewinde und unter dem Schraubenkopf vollständiges oder partielles Gleiten vorliegt [68]. Liegt dieser Zustand vor, wird das innere Losdrehmoment vorherrschend und eine Rotation der Schraube (mit kleinen Winkelinkrementen) erfolgt mit einem einhergehenden Vorspannkraftverlust [68]. Der Ablauf der entsprechenden Belastungssituation ist in Abbildung 17 dargestellt.

Koch hat in [36] das selbsttätige Losdrehen unter Querkraftbelastung in vier Phasen klassifiziert. In Phase 1 ist die Querkraft  $F_Q$  kleiner als die Reibkraft  $F_{RT}$  in der Trennfuge. Die Haftbedingung wird nicht verletzt, somit erfolgt keine Verschiebung der Bauteile gegeneinander. Unter der Annahme starrer Bauteile erfährt die Schraube keine Biegebelastung. Die Verbindung verhält sich linear elastisch, vgl. Abbildung 17, Diagramm unten links, Phase 1. In Phase 2 wird die Haftreibung in der Trennfuge durch die Querkraft überwunden, der Schraubenkopf haftet jedoch weiterhin auf dem Bauteil. Die Schraube erfährt in dieser Phase bereits eine Biegebeanspruchung. Die so erzwungene Pendelbewegung der Schraube im Gewinde erzeugt eine Drehbewegung im Gewindebereich mit der Folge einer Änderung der Torsionsspannung im Schraubenschaft. Die Phase beginnt mit dem Überschreiten der Haftreibung in der Trennfuge, über das Erreichen der losdrehkritischen Querverschiebung (ab hier tritt Losdrehen erstmalig auf) bis zur maximalen Grenzverschiebung. Die maximale Grenzverschiebung bedingt, dass der Schraubenkopf der Bauteilbewegung nicht weiter folgen kann und so vollständig auf dem verspannten Bauteil abgleitet. Die Bedingung für

Phase 3 ist das vollständige Überschreiten der Haftreibung in der Kopfaufgabe. Die Verschiebung des Schraubenkopfes ist kleiner als die des verspannten Bauteils. In Phase vier schlägt das Bauteil an der Schraube an, die radiale Steifigkeit wird schlagartig erhöht und die Schraube wird auf Scherung belastet. Das System versagt dann durch den vollständigen Verlust der Vorspannkraft. Dies kann eintreten durch einen Dauerbruch, das vollständige Aufheben des Verspannungsgleichgewichts oder das Abscheren des Schraubenbolzens.



**Abbildung 17:** Die vier Phasen des selbsttätigen Losdrehens einer Schraubenverbindung unter Querbelastung in Anlehnung an [36, 111]

Das Verhältnis der Steifigkeiten von Bauteil und Schraube ist im Leichtbau häufig ungünstiger [13], die Gefahr des selbsttätigen Losdrehens steigt [112]. Denn bereits [107] stellte fest, dass das Gleiten umso später einsetzt, je höher die Vorspannkraft, je größer der Reibungszahl und je biegeelastischer die Schraube ist.

## Fazit

Das selbsttätige Losdrehen ist ein dynamischer Versagensmechanismus, der in vier Phasen eingeteilt ist und plötzlich auftreten kann, vor allem bei Leichtbauanwendungen.

Die in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Versagensfälle lassen sich teilweise nur mit vereinfachten Modellen analytisch bestimmen. Meist sind jedoch hohe Ausnutzungen der Bauteile und Schrauben gefordert. Das sicher bestimmen zu können überschreitet erfahrungsgemäß den Rahmen der analytischen Verfahren, daher wird seit einiger Zeit die numerische Berechnung angewendet.

### **2.1.4 Numerische Berechnung von Schraubenverbindungen**

Die analytische Auslegung und Berechnung von Maschinenelementen ist häufig nur möglich, wenn starke Vereinfachungen hinsichtlich Geometrie und Material getroffen werden [113]. Gerade bei komplexen Strukturen und Mehrschraubenverbindungen kann das häufig zu verfälschten Ergebnissen führen [114]. Heute werden numerische Berechnungen, die nach der Finite-Element-Methode (FEM) arbeiten, häufig routinemäßig zur Auslegung im Maschinenbau, Apparatebau usw. eingesetzt [115, 116]. Der Begriff FEM wurde maßgeblich durch Ray W. Clough 1960 geprägt [117]. Die FEM ist ein numerisches Näherungsverfahren, um Differenzialgleichungen zu lösen, so der Mathematiker [118]. Für den Ingenieur ist es ein Verfahren, das in der Regel zur Berechnung von Verformungen und Spannungen in Bauteilen dient [118]. Es ermöglicht komplexe und heterogene Strukturen realitätsnah abzubilden, das Strukturverhalten unter einer Belastung zu erfassen [34, 115] und liefert Aussagen über das Lastverformungsverhalten von Bauteilen. In [117] wird überspitzt formuliert: „Ein FEM-Programm rechnet alles, was formal richtig erscheint.“. Es ist unumgänglich, die Ergebnisse einer numerischen Berechnung kritisch auf Plausibilität zu prüfen oder noch besser sie anhand von Versuchen und Messungen zu verifizieren.

Die numerische Berechnung mittels FEM ist in drei Prozessschritte unterteilt. Erstens das Erstellen des Analysemodells (Preprocessing), dabei wird die zu untersuchende Geometrie möglichst exakt abgebildet, aber um unwesentliche Geometrieelemente (Fasen, Bohrungen) vereinfacht. Da eine mathematische Beschreibung der weiterhin meist komplexen Strukturen nicht möglich ist, erfolgt anschließend die Diskretisierung, wobei die Geometrie in einfache Teilgebiete, die finiten Elemente, zerlegt wird, wodurch das sogenannte Netz entsteht. Aufgrund der Diskretisierung ist das Modell mathematisch handhabbar. Weiterhin werden die Werkstoffeigenschaften, die Randbedingungen (Kontaktbedingungen, Verschiebungen, Belastungen) sowie die benötigten Auswerteparameter definiert.

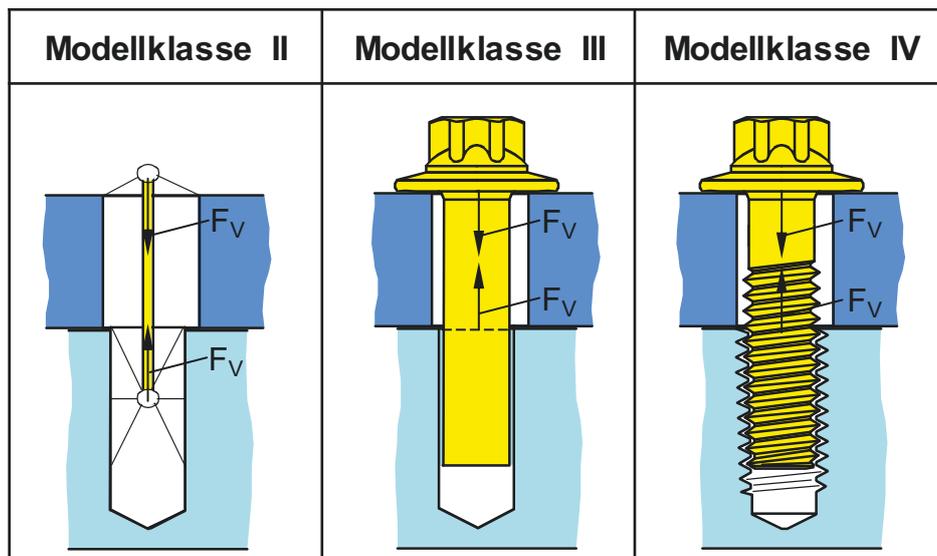
Im zweiten Schritt, der Finite Elemente Analyse (Solving), erfolgt die eigentliche Berechnung. Aufgrund der Diskretisierung liegen kleine mathematisch einfach beschreibbare Elemente vor, die durch Differenzialgleichungen formuliert werden. An den Eckpunkten der Elemente befinden sich Knoten, welche den Übergang zu den Nachbarelementen herstellen und sie untereinander verknüpfen. Über Ansatzfunktionen wird das Verhalten jedes einzelnen Elements beschrieben. Durch den Zusammenhang zwischen benachbarten Elementen über die Knoten ergibt sich ein Gleichungssystem. Zur Lösung dieses Systems (Bestimmung der Koeffizienten) wird ein energetischer Ansatz gewählt, der das Minimum der potenziellen Energie ermittelt, analog zu den Prozessen der Natur. Da häufig nichtlineare Probleme zu lösen sind (Werkstoffverhalten, Kontaktbedingungen, Geometrie), kann nur eine iterative Näherungslösung erfolgen. Das Ergebnis weist somit einen von der Modellqualität abhängigen Fehler auf.

Im dritten und letzten Schritt erfolgt die Auswertung der Analyse (Postprocessing). Hier werden die Ergebnisse visualisiert und aufbereitet, sodass die Bewertung erfolgen kann. Vertiefende Informationen zur FEM sind in [115, 117, 118] zu finden.

In diesem Kapitel wird hauptsächlich die numerische Berechnung von Schraubenverbindungen fokussiert. Zuerst wird die Art der Modellierung einer Schraube in der numerischen Berechnung und anschließend die Möglichkeit der Vorspannkraftaufbringung im Rahmen dessen betrachtet.

Die VDI 2230 Blatt 2 [12] schlägt vier mögliche Modellklassen vor, mit denen eine reale Schraubenverbindung in der numerischen Berechnung abgebildet werden kann. Für die analytische Dimensionierung der Einschraubenverbindung nach VDI 2230 Blatt 1 [11] sind die genauen Belastungen aus der numerischen Berechnung erforderlich. Dazu muss der Kraftfluss der Mehrschraubenverbindung in der numerischen Berechnung korrekt abgebildet werden [119]. Dies ist sicherzustellen, sodass jede sicherheitsrelevante Schraube richtig dimensioniert werden kann [119]. Es gibt jedoch keine allgemeingültige universelle Vorgehensweise der Modellierung, da sie von etlichen Faktoren abhängt [120]. Für diese Arbeit sind ausschließlich die Modellklassen II-IV nach VDI 2230 [12] relevant. Ausschließlich mit diesen Modellklassen besteht die Möglichkeit die Vorspannkraft aufzubringen und die anliegenden Schraubenkräfte explizit auszuwerten. Sie sind in Abbildung 18 gegenübergestellt. Für diese Modellklassen sind unter anderem Kontaktbedingungen notwendig, die bei Schrauben im Gewinde-

eingriff und unter dem Kopf sowie in der/den Trennfuge/n erforderlich sein können. Details dazu sind in [121], [36] und [68] zu finden. Die Vor- und Nachteile in der Anwendung der jeweiligen Modellklassen sind in [12, 13, 36, 116] beschrieben und diskutiert. Die hier ausgeschlossene Modellklasse I der VDI 2230 Blatt 2 [12] bietet nicht die Möglichkeit, Vorspannkräfte aufzubringen, da dort weder Schraube noch Trennfuge berücksichtigt werden. Nur die Bauteile werden im Bereich der Verspannung als ein Körper modelliert.



**Abbildung 18:** Auszug der in VDI 2230 Blatt 2 vorgeschlagenen Modellklassen für die Modellierung einer Schraubenverbindung in der numerischen Berechnung, in Anlehnung an [12, 13, 68]

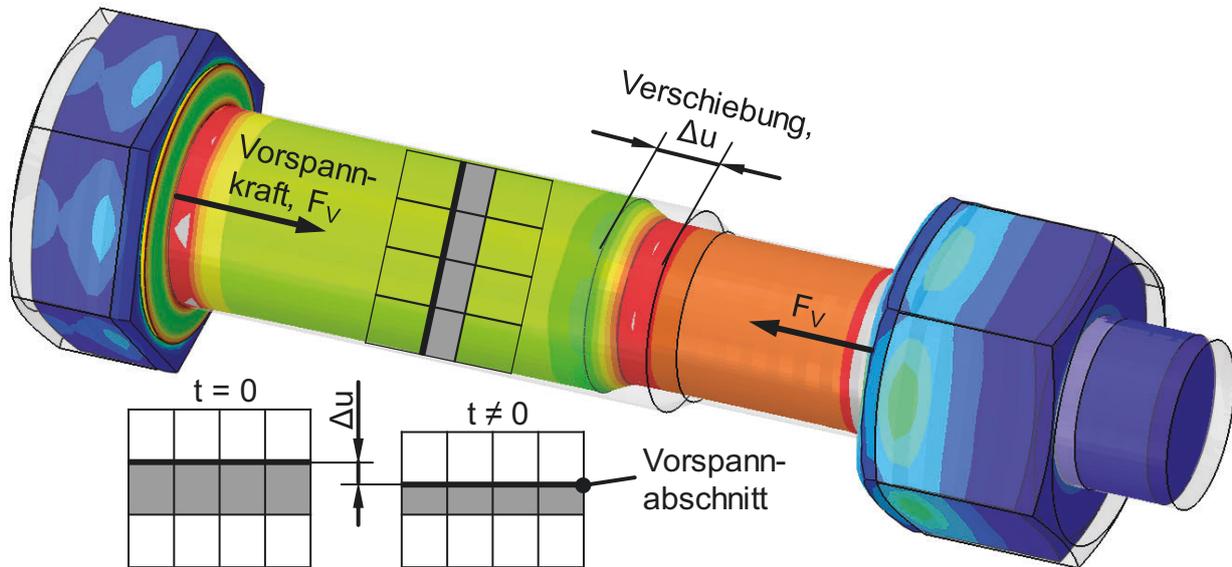
Die drei abgebildeten Modellklassen zeigen die unterschiedlichen Detaillierungsgrade, mit denen eine Schraubenverbindung modelliert werden kann. Mit steigender Modellklasse erhöht sich der Grad der Detaillierung sowie der Ergebnisgüte, jedoch auch der Aufwand hinsichtlich Modellierung und Berechnung [68]. Es muss somit ein Abwägen zwischen Ergebnisgüte und Modellierungsaufwand erfolgen [13]. Generell lassen sich zwei unterschiedliche Ziele formulieren: erstens die lokale Betrachtung, bei der örtliche Vorgänge (z.B. werkstoffliche Versagensmechanismen) vordergründig sind oder zweitens, das globale Übertragungsverhalten des Schraubensystems vordergründig zu untersuchen [36]. Die detailgetreue Abbildung der Schraubengeometrie ist nur erforderlich, wenn örtliche Vorgänge von Interesse sind [116]. In dieser Arbeit ist der zweite Fall von Relevanz, da das Übertragungsverhalten und dessen Änderungen im Fokus stehen.

Das Aufbringen der Vorspannkraft wird in dem hier betrachteten Nenndurchmesserbereich der Schraubenverbindungen bei Versuchen sowie in der betrieblichen Praxis über eine drehende Montage umgesetzt. In der numerischen Berechnung ist dies auch eine Möglichkeit, dazu muss jedoch zwangsläufig die Modellklasse IV verwendet werden, mit der Konsequenz, dass erhöhte Berechnungszeiten in Kauf zu nehmen sind. Dafür wird im Gegenzug jedoch der Montageprozess ebenfalls abgebildet, und die Torsionsbelastung des Schraubenschafts entspricht der einer realen Montage [36]. Für die Auslegung der Schraube kann es erforderlich sein, die Prozesskette von der Montage bis hin zum Betrieb zu untersuchen, um alle relevanten Parameter zu erfassen, da sonst die Gefahr einer zu makroskopischen Betrachtung besteht.

Häufig sind jedoch diese Informationen für das Betriebslastverhalten nicht relevant, und es wird auf eine niedrigere Modellklasse zurückgegriffen. Dann muss die Vorspannkraft alternativ aufgebracht werden. Eine Möglichkeit ist, wie teilweise bei der Montage großer Schrauben üblich, das Verfahren der thermischen Längenänderung zu verwenden. In der numerischen Berechnung werden dabei den Schrauben bzw. Bauteilen unterschiedliche Ausdehnungskoeffizienten und/oder Temperaturniveaus zugewiesen und so die Vorspannung erzeugt. Nachteilig ist dieses Verfahren, wenn thermische Lastfälle abgebildet werden müssen [12]. Die in Abbildung 19 gezeigte Alternative arbeitet mit einer definierten Knotenverschiebung. Die beiden rotationsfreien Vorspannmethoden berücksichtigen keine Torsionsbeanspruchung; dazu ist eine drehende Montage erforderlich. In [68] ist ein Vergleich sowie die Vorgehensweise für die rotationsfreie und drehende Vorspannkraftaufbringung erläutert und ausgewertet.

Die Schraube wird idealerweise im Schaftbereich in zwei Teile geteilt und mittels des Vorspannabschnitts (Pre-tension Section) wieder verbunden. Der Vorspannabschnitt hat nur einen Knoten sowie einen Freiheitsgrad, dieser wird normal zur Schnittebene, das heißt in Längsachse der Schraube definiert. Die unterhalb der Ebene liegenden Elementknoten werden entlang der Achse relativ gesehen verschoben (grauer Bereich), sodass die übrigen im Kraftfluss liegenden Elemente gestreckt und die erforderliche Zugvorspannkraft aufgebracht werden kann. Visuell zeigt sich dies analog zu schrumpfenden Elementen. Die Definition des Betrags der zu erzielenden Vorspannung kann entweder über die Verschiebung ( $\Delta u$ ) oder aber als Reaktions- bzw. Vorspannkraft im Steuerknoten selbst vorgegeben werden. Um die numerische Berechnung stabil zu halten, bietet sich nach [68] an, zuerst mit einer Verschiebung zu arbeiten bis die Kontakte geschlossen

sind und danach die Zielvorspannkraft aufzugeben. Nach dem Aufbringen der Vorspannkraft wird die Schraubenlänge fixiert, um die Vorspannkraft aufrecht zu erhalten. Die in folge von Betriebskräften auftretenden Schraubenzusatzkräfte können anschließend am Steuerknoten ausgewertet werden.



**Abbildung 19:** Aufbringen der Vorspannkraft in der numerischen Berechnung mittels Knotenverschiebung

## Fazit

Mit Hilfe der numerischen Berechnung können viele ingenieurwissenschaftliche Probleme untersucht werden. Die ermittelten Ergebnisse sind jedoch immer mit entsprechendem Sachverstand zu überprüfen. Bei der Untersuchung von Schraubenverbindungen stehen vier Modellklassen nach VDI 2230 Blatt 2 [12] zu Verfügung, anhand derer die Schraube in unterschiedlichen Detaillierungsgraden in der numerischen Berechnung abgebildet werden kann. Die Wahl ist hier an die benötigte Ergebnisqualität anzupassen. Die Vorspannkraft wird in der numerischen Berechnung meist über einen Vorspannkraftabschnitt im Schraubenschaft aufgebracht. Dieses Prinzip arbeitet mit Knotenverschiebungen bzw. dem virtuellen Verkürzen der Schraube im Klemmlängenbereich.

Die numerische Berechnung im Themengebiet der Bauteiltragfähigkeit ist nur ein geringer Teil des technisch Möglichen. Im Rahmen der virtuellen Produktentwicklung und der wachsenden Digitalisierung werden sich die Prozesse im industriellen Umfeld immer stärker dahingehend ändern und anpassen.

## 2.2 Zustandsüberwachung und deren zukünftige Bedeutung

Überwachungsmaßnahmen dienen im Allgemeinen dazu, sich vor kritischen Situationen zu schützen. Die Zustandsüberwachung ist eine Kombination aus Datenakquise, Grenzwertdefinitionen, Signalanalyse und Diagnoseprozessen [122]. Besonders bewertungsintensiv und ingenieurlastig sind die Schritte Grenzwertdefinition und Diagnoseprozesse. Die menschliche Haut bzw. das Nerven- und Kontrollsystem gilt es als Grundidee für die Überwachung auf Maschinen zu übertragen [123]. In der menschlichen Hand allein befinden sich bereits über 100.000 Sensoren [123]. Eine mit Sensoren ausgestattete Struktur, die durch eine Auswerteeinheit kontrolliert wird, bildet die Analogie zum Nervensystem, inklusiv Gehirn [123].

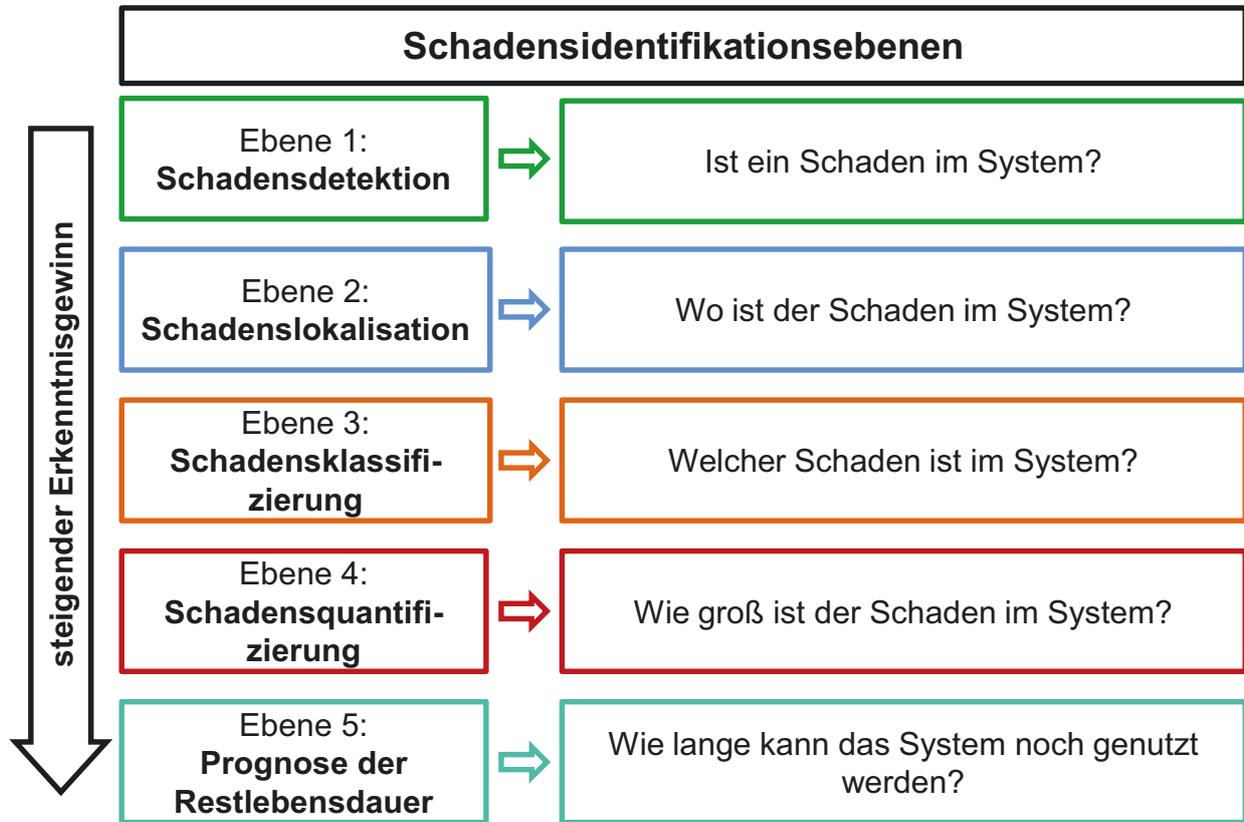
Die Echtzeit-Zustandsüberwachung von Maschinen und Anlagen wird immer mehr zum Stand der Technik [122] und wurde ursprünglich für die Anwendung in der Luft- und Raumfahrt entwickelt [124]. Sie verfolgt das Ziel, Wartungsaufwand sowie Wartungskosten zu senken und dabei die Betriebssicherheit zu erhöhen [21]. Das schließt das frühzeitige Erkennen von Schädigungen [125] und den Schutz vor Produktionsausfällen sowie fatalen Schäden an Maschine, Umwelt und Menschen mit ein [126]. Das Nichterkennen solcher Aspekte führt zu unerwünschten wirtschaftlichen Verlusten. Die Entstehung von Schäden lässt sich in den meisten Fällen nicht vermeiden [21], jedoch will die Industrie Schäden in ihren Produkten bzw. Produktionsanlagen zum frühestmöglichen Zeitpunkt erkennen [127].

Ein Schaden ist in der VDI 3822 [128] wie folgt definiert:

*„Veränderungen an einem Produkt, durch die eine oder mehrere seiner vorgesehenen Funktionen wesentlich beeinträchtigt oder unmöglich gemacht werden.“*

Es wird darauf hingewiesen, dass in der deutschsprachigen Fachliteratur die Begriffe Schaden und Schädigung nicht eindeutig unterschieden werden, vgl. [124]. Liegt ein Schaden vor, fällt das Produkt etwa eine Maschine oder Anlage nicht zwangsläufig vollständig aus, sondern funktioniert nicht mehr optimal [127]. Es muss somit ein Vergleich zwischen dem aktuellen und dem ungeschädigten Zustand stattfinden, um den aktuellen Zustand der Maschine zu ermitteln [127, 129]. Maschinen und Bauwerke werden häufig über ihren eigentlich vorbestimmten Nutzungszeitraum hinaus betrieben, insofern wird es immer wichtiger, den

genauen Zustand zu kennen. Die dazu nötigen Schadensidentifikationsmethoden werden in Anlehnung an [125, 127] in fünf Ebenen klassifiziert, Abbildung 20.



**Abbildung 20:** Schadensidentifikationsebenen in Anlehnung [125, 127], insbesondere die Ebenen 3, 4 und 5 erfordern im Einzelfall eine Ingenieurbewertung

Je höher die erreichte Ebene, desto größer ist der Erkenntnisgewinn über den vorliegenden Schaden. Können die nebenstehenden Fragen beantwortet werden, so gilt die Ebene als erreicht. Ziel aller Systeme ist es, eine möglichst hohe Ebene zu erreichen, um einen maximalen Erkenntnisgewinn zu liefern.

Es werden im Rahmen dieser Arbeit zwei Arten der Zustandsüberwachung näher betrachtet. Die Abgrenzung der beiden Formen voneinander wird anhand der VDI-Richtlinie 4551 [130] wie folgt durchgeführt. Erstens: Das Condition Monitoring (CM) überwacht die Maschinenkomponenten. Zweitens: Das Structural Health Monitoring (SHM), welches bei den Tragstrukturen angesiedelt ist. Zudem existiert unter anderem noch das Population Monitoring (PM), welches den Zustand mehrerer Systeme vergleicht [122] und hier nur der Vollständigkeit halber genannt wird. Alle haben gemein, dass sie beispielsweise einen Prozess, eine

Maschine oder definierte Größen kontinuierlich beobachten, um deren Entwicklungen und Änderungen über die Zeit hinsichtlich Betrieb und Leistung zu beschreiben [122]. Die Motivation dahinter ist, Aussagen über den vorliegenden Ist-Zustand bzw. die Abweichungen zum Referenzzustand des beobachteten Objekts zu erhalten, weshalb es mehr als ein reines Erfassen von Messdaten ist [122]. Die beiden Verfahren Condition Monitoring und Structural Health Monitoring zielen darauf ab, frühzeitig Schäden zu erkennen und nutzen dazu ein Netzwerk aus permanent installierten Sensoren bzw. Aktuatoren, sowie einer Analyse- und Entscheidungskomponente [122]. Beide Verfahren werden im Folgenden genauer erläutert.

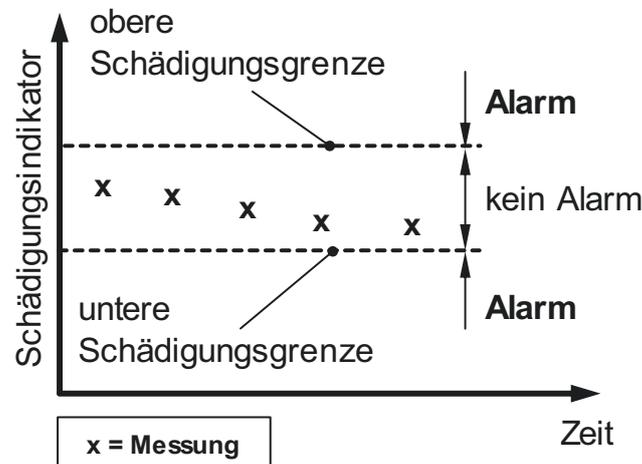
Das CM wird in der Regel zur Überwachung von angetriebenen bzw. rotierenden Maschinen und deren Maschinenelementen (u.a. Wälzlager und Getriebe) verwendet [122, 124, 127]. Dabei sind in der Regel die Eigenfrequenzen, Überrollfrequenzen, Massen und Steifigkeiten weitestgehend bekannt und von Bauteil zu Bauteil konstant. CM nutzt die Änderungen oder das Auftreten von Schwingungen bzw. deren Frequenzen zur Auswertung, welche unmittelbar mit den Veränderungen durch Schäden verknüpft sind [122]. Die dazu nötigen Messungen erfolgen mittels Schallsensoren. Eine Auswertung im Zeitbereich gibt an, wann ein Peak auftritt während sich im Frequenzbereich die Häufigkeit zeigt [21]. Zudem sind die Schadensarten und Orte meist bekannt. Große Datenbanken sowie klare und quantifizierbare wirtschaftliche Vorteile machen das System erfolgreich [127]. Vertiefende Informationen zur Zustandsüberwachung anhand von Schwingungen ist unter anderem in [131, 132] zu finden.

Beim SHM werden vorrangig statisch belastete, tragende Strukturen und Tragwerke wie Brücken, Türme etc. beobachtet, es handelt sich hier vorrangig um individuelle, grobe Strukturen und Toleranzen [122]. Das Ziel ist es, die Tragfähigkeit und Stabilität der Konstruktion sowie die verbleibende Lebensdauer beurteilen zu können [122, 130]. Zur Auswertung wird häufig die Strukturantwort auf eine umgebungsbedingte, betriebsbedingte oder gezielte Anregung genutzt, um Änderungen zu erkennen, die mit Schäden verbunden sein können [122]. Denn ändern sich die physikalischen Eigenschaften (Masse, Dämpfung und Steifigkeit), treten Veränderungen der modalen Eigenschaften (z.B. der Eigenfrequenzen) hervor [18]. In den meisten Fällen können die durch den Schaden verursachten Veränderungen nicht durch spezifische Merkmalsänderungen (z.B. Auftreten von kinematischen Randfrequenzen bei CM) vorhergesagt oder lokalisiert werden [18]. Generell ist das Versagenskriterium bzw. die maximale Belastungs-

grenze meist unbekannt, daher wird hier ebenfalls die numerische Berechnung benötigt [122]. Sonst kann nur ein Schaden entdeckt, der Fortschritt beobachtet aber keine Lebensdauerprognose gegeben werden.

Zur Beurteilung, ob eine Schädigung vorliegt, sind Kenngrößen, sogenannte Schädigungsindikatoren, erforderlich. Für sie sind zulässige Grenzwerte definiert, die im Fall einer Schädigung überschritten werden [21]. Die Schädigungsindikatoren sollen möglichst sensitiv gegenüber Schäden sein und nicht sensitiv gegenüber Veränderungen der Umgebungs- und Betriebszustände, wobei sich meist beides bedingt [21]. Die Schädigungsindikatoren sind dabei individuell festzulegen [127]. In Abbildung 21 ist an einem Diagramm gezeigt, wie eine grafische Auswertung anhand eines Schädigungsindikators erfolgen kann.

Der Schädigungsindikator darf sich innerhalb des Vertrauensintervalls bewegen, ohne einen Alarm auszulösen. So wird jedoch nur die in Abbildung 20 angesprochene erste Ebene der Schadensidentifikation erreicht. Die Auswertung dieser Messungen kann unter Umständen für eine grobe Abschätzung der zweiten Ebene der Schadensidentifikation herangezogen werden [125].

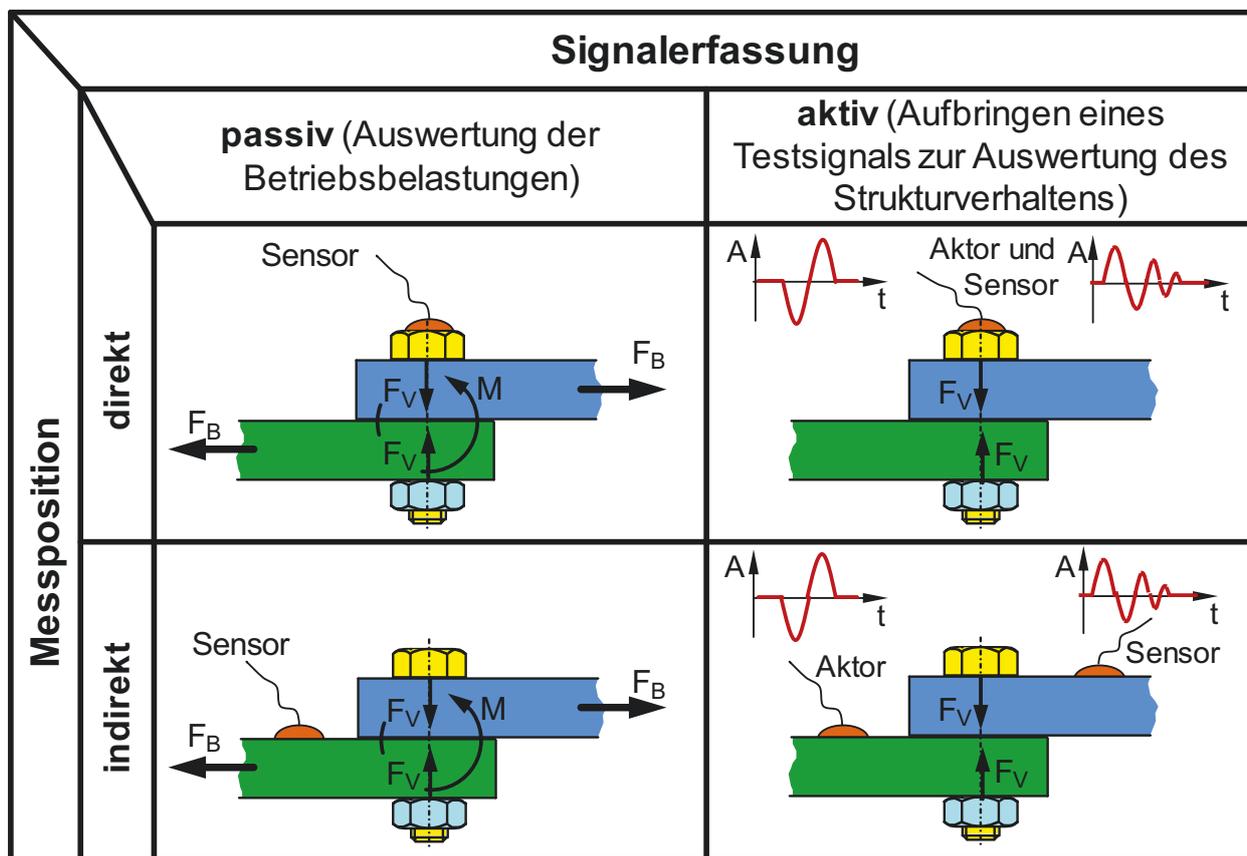


**Abbildung 21:** Beispiel für eine grafische Auswertung anhand eines Schädigungsindikators mit Vertrauensintervall, in Anlehnung an [125]

Die Grundlage für Schädigungsindikatoren sind Messdaten, welche direkt verwendet oder aber aus diversen Einzelsignalen kombiniert werden können [21]. Dabei wird als übergeordnete Ebene zwischen globalen und lokalen Methoden unterschieden [133]. Die lokalen Methoden benötigen ein dichtes Netz an Sensoren [21, 133]. Sie messen meist Strukturantworten an kritischen Stellen und sind

so sensitiv gegenüber Schädigungen [124, 133]. Globale Methoden gehen davon aus, dass sich das Gesamtstrukturverhalten durch lokale Schädigungen ändert [133]. Es benötigt nur ein grobes Netz an Sensoren und ist im Gegenzug aber nur wenig sensitiv für kleine Schäden [133], insbesondere wenn diese nur geringe Auswirkungen auf das Verhalten der Gesamtstruktur nehmen [124].

Zur Erfassung der Messdaten wird grundlegend zwischen dem passiven und dem aktiven Verfahren unterschieden [45]. Weiterhin ist eine Unterscheidung hinsichtlich der Messposition zu treffen. Je nach Messprinzip (z.B. DMS oder Wellenausbreitung) ist zusätzlich zwischen absoluten und relativen Änderungen zu unterscheiden. Eine übersichtliche Darstellung der Signalerfassung und Messposition zeigt Abbildung 22.



**Abbildung 22:** Klassifizierung der Methoden zur Überwachung von Schraubenverbindungen in einer mechanischen Struktur [eigene Darstellung]

Passive Verfahren nutzen Strukturantworten, die durch unbekannte Anregungsniveaus, -orte und -arten [21, 45], z.B. hier durch die Betriebskraft  $F_B$ , hervorgerufen werden. Meist ist dazu eine hohe Sensordichte erforderlich. Die Messung

der Systemausgangs-Zeitdaten erfolgt in der Regel kontinuierlich, sie werden auch als Output-Only-Methoden bezeichnet [21]. Weiterführend kann eine Einteilung je nach Komplexität der Messdatenverarbeitung erfolgen. Für diese Arbeit sind messdatenbasierende Methoden relevant. Aktive Verfahren hingegen senden meist über Piezo-Aktoren ein kontrolliertes Anregungssignal aus [45]. Dieses wird über Piezo-Sensoren oder aber die Reflektion im Aktor, der gleichzeitig als Sensor fungiert, erfasst [134]. So können Änderungen der Signale (Amplitude, Laufzeit, Signalform, usw.) mit Strukturänderungen (Steifigkeit, Dämpfung, usw.) in Beziehung gesetzt werden [45, 134]. Dies bietet die Möglichkeit einer flächendeckenden Strukturanalyse. Zur Auswertung der Wellen stehen Änderungen der Signalform oder –amplitude gegenüber dem Anregungssignal zu Verfügung.

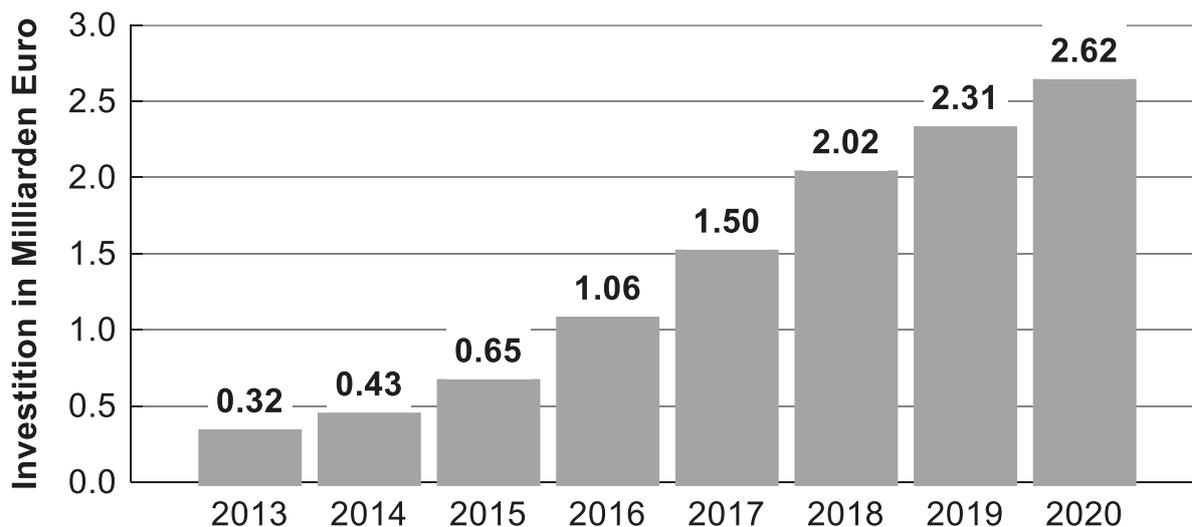
Die Messposition unterscheidet sich in direkt und indirekt. Bei der direkten Messung wird der Aktor/Sensor an der Schraube selbst befestigt. Er misst somit die Änderungen in der Schraube selbst. Bei der indirekten Messposition erfolgt eine Platzierung in der Nähe der Schraubenverbindung. Es werden somit die Veränderungen der Umgebung gemessen. Die erfassten Messdaten können im Anschluss zu Schädigungsindikatoren weiterverarbeitet werden. Bevor relevante Schädigungen und folglich Änderungen in den Schädigungsparametern eintreten, müssen vorbeugende Maßnahmen getroffen werden.

Wartungen an Maschinen und Anlagen dienen dazu, unerwartete Schäden und Produktionsausfälle vorbeugend zu vermeiden. Es lassen sich traditionell drei Methoden der Wartung unterscheiden. Beim Fahren bis zum Bruch (Run-to-Failure Management) werden keine Mittel für Wartung aufgewendet, bis eine Reparatur notwendig ist [135]. Als Beispiel können hier Haushaltsgeräte genannt werden. Dies ist aber auch die unwirtschaftlichste Methode [135]. Die vorbeugende Maschinenwartung (Preventive Maintenance) ist zeitgesteuert (verstrichene Zeit, Betriebsstunden oder Laufleistung) [135] und ist die wahrscheinlich bekannteste und verbreitetste Methode im industriellen Umfeld [136]. Als Beispiel aus dem privaten Bereich eignet sich hier der Zahnriemen eines PKW-Verbrennungsmotors, der nach einer definierten Laufleistung bzw. Zeit gewechselt wird [136]. Anhand von Ausfallwahrscheinlichkeiten werden die Revisionsintervalle bei dieser Methode festgelegt, dabei wird vom technischen und wirtschaftlichen Standpunkt aus betrachtet das Revisionsintervall aus Sicherheitsgründen zu kurz festgelegt [136]. Zudem beruht die vorbeugende Wartung auf Wahrscheinlichkeiten, es kann also trotzdem zu einem Bauteildefekt kommen [136]. Diese negativen Aspekte werden mit der zustandsabhängigen Wartung

(Predictive Maintenance) verhindert [136]. Ziel ist es, das maximale Intervall zwischen den Reparaturen zu erreichen und die Anzahl bzw. Kosten ungeplanter Stillstände zu minimieren [135]. Bei der zustandsabhängigen Wartung ist ein kontinuierliches Erfassen von Messdaten bzw. die Überwachung der Maschine erforderlich [126]. Durch den Einsatz von CM- und SHM-Technologien wird dies ermöglicht [127]. Anhand des Trends der Schädigungsindikatoren (meist eine Verschlechterung) können Maßnahmen eingeleitet werden [126]. So kann durch die zustandsabhängige Wartung die Stillstandszeit minimiert und sichergestellt werden, dass die übrigen bzw. reparierten Maschinen in einem angemessenen Zustand sind [135]. Solch ein System ist jedoch nur dann brauchbar, wenn rechtzeitig eine Warnung ausgegeben wird, bevor ein größerer Schaden eintritt [127]. Über 80 % der in [137] befragten Unternehmen (aus dem deutschen Maschinenbau) haben sich bereits intensiv mit dem Thema der zustandsabhängigen Wartung befasst und sehen als größten Nutzen eine erhöhte Anlagenverfügbarkeit. Die Entwicklung wird durch die fallenden Preise für Sensoren begünstigt [136]. Im Zuge der Industrie 4.0 gewinnt die zustandsabhängige Wartung immer mehr an Bedeutung.

Die Industrie 4.0 ist die vierte industrielle Revolution nach der Mechanisierung, Elektrifizierung und Automatisierung [138, 139] und zählt zu den größten Trends unserer Zeit [136]. Dies wird anhand der 2013 prognostizierten Investitionen in diese Thematik untermauert, Abbildung 23. Die Prognose zeigt, wie wichtig das Thema für die deutsche Wirtschaft ist [140].

Häufig werden in diesem Zusammenhang Begriffe wie Digitalisierung, künstliche Intelligenz und Vernetzung genannt [141]. Die Digitalisierung ist dabei eine notwendige Voraussetzung für die Industrie 4.0 [139]. Sie beschreibt den Wandel zu einem prozessgetriebenen und papierlosen Unternehmen mittels digitaler Geräte, wodurch eine Vernetzung aller Bereiche eines Unternehmens entsteht [139]. Mit Hilfe dieser Technologie erfolgt unter anderem eine schnellere und genauere Steuerung bzw. Kontrolle der Prozesse sowie eine erhöhte Unternehmenskommunikation. Die dazu nötige Datenverfügbarkeit muss sichergestellt werden. Für die Datengenerierung bieten sich Schraubenverbindungen an. Sie werden häufig eingesetzt und liegen praktisch immer im Kraftfluss von mechanischen Strukturen und geben so die aktuelle Belastungssituation wieder.



**Abbildung 23:** *Prognostizierte Investitionen in die Industrie 4.0 (Informations- und Kommunikationstechnologie Lösungen) in Deutschland für die Jahre 2013 bis 2020 [140]*

Die künstliche Intelligenz ist in Teilbereichen der kognitiven Intelligenz dem Menschen überlegen [141]. Der Mensch ist im Vorteil bei sensomotorischer-, emotionaler- und sozialer Intelligenz. Es gilt als kommende Herausforderung die menschliche und künstliche Intelligenz effektiv und effizient zu verbinden [141]. Durch das Internet wird eine Vernetzung von Dingen als unbelebte Materie und Menschen als belebter Materie geschaffen [141]. Die digitale Vernetzung von Menschen untereinander erfolgt durch das Internet mit Hilfe sozialer Netzwerke [141]. Für die Vernetzung unbelebter Materie steht das Internet der Dinge als ein Kernelement der Industrie 4.0 zu Verfügung [141]. Im Grunde kann jeder Gegenstand unseres täglichen Lebens somit verbunden werden [136]. So kommt es zur vollständigen Vernetzung alles mit allem und mit jedem [136]. Für das industrielle Umfeld, z.B. intelligent vernetzte Produktionssysteme, steht der Begriff Cyber-Physikalische-Systeme (CPS) [142]. Sie erfassen kontinuierlich Daten zu ihrem jeweiligen Status, insbesondere Angaben zu ihrem aktuellen Betriebszustand [142]. Allgemein formuliert beruht CPS auf der Verknüpfung von realen (physikalischen) Objekten und Prozessen mit informationsverarbeitenden (virtuellen) Objekten und Prozessen, die über Informationsnetze miteinander kommunizieren [139]. Hierfür werden Informations- und Kommunikationstechnologien mit Sensorik und Mechanik kombiniert [136]. Mittels CPS kann eine „Veredelung“ bestehender Produkte durch Sensoren und Software erfolgen [139].

## **Fazit**

Die Zustandsüberwachung ist vergleichbar mit dem Nervensystem des menschlichen Körpers. Bei Maschinen und Anlagen wird durch Sensornetzwerke mit Auswerteeinheiten solch ein System künstlich nachgebildet und zählt mittlerweile zum Stand der Technik. Es wird darauf abgezielt, die Wartungskosten zu senken und die Sicherheit zu erhöhen. Dazu sind unter anderem das CM und SHM etablierte Methoden zur kontinuierlichen Überwachung von Maschinen und Anlagen. Die dafür erforderlichen Messdaten können durch verschiedene Methoden und Verfahren ermittelt werden. Zur Identifikation einer Schädigung werden Schädigungsindikatoren ausgewertet, je nach Güte lassen sich unterschiedliche Schadensidentifikationsebenen erzielen. Zur Vermeidung von Schäden werden Wartungen durchgeführt. Um deren Effizienz zu erhöhen, werden zustandsabhängige Wartungen angestrebt. Gerade im Hinblick auf die Industrie 4.0 tritt die Vernetzung von Maschinen und das Sammeln der Daten immer mehr in den Vordergrund. Dazu sind Cyber-Physikalische-Systeme erforderlich. Mit ihnen ist es möglich, die Mechanik über Sensoren mit einem Informationsnetzwerk zu verbinden. Systeme zur Zustandsüberwachung gewinnen somit immer mehr an Bedeutung und sind für die weitere Entwicklung im Rahmen der Industrie 4.0 erforderlich.

### 3 Zielsetzung und Lösungsweg

An Schraubenverbindungen findet lokal und konzentriert eine hohe Kraftübertragung statt. Treten Änderungen in der Belastungssituation auf oder ändern sich die Nachgiebigkeiten durch Strukturschäden, so ändern sich auch die Belastungen auf die einzelnen Schrauben in einem mechanischen System. In Verbindung mit der Zustandsüberwachung (vgl. Kapitel 2.2) eröffnet dies neue Möglichkeiten. Die instrumentierte Schraube erfasst die Schraubenkraft, die in direktem Zusammenhang mit der Integrität der Schraubenverbindung selbst sowie der weiteren Struktur steht. Die dazu nötige Messung der Schraubenkraft ist mit verschiedenen, bereits in Kapitel 2.1.2 beschriebenen Techniken, wie zum Beispiel dem Ultraschallverfahren oder der DMS-Technik, möglich. Das preisgünstige Normteil Schraube wird dadurch zu einem Sensor und erhält die Fähigkeit zu kommunizieren. Es entsteht ein CPS bzw. hier konkret eine Sensorschraube. In [143] werden sie als „Schraube 4.0“ bezeichnet, und es erfolgt ein Aufwerten im Sinne der Industrie 4.0. Im Allgemeinen werden nach [144] bzw. [145] entsprechend modifizierte Maschinenelemente als mechatronische Maschinenelemente (MME) bzw. Smart Machine Elements (Smart ME) bezeichnet.

Mit MMEs kann bei geringem Abstand bzw. direkt am Entstehungsort die relevante Prozessgröße im Inneren der Maschine gemessen werden [145]. Dadurch werden Messdaten von unerreichbaren Stellen zugänglich [146]. Gegenüber indirekten Verfahren, die häufig auf Schwingungen und Wellen beruhen und mathematische Modelle benötigen, um die Prozessgröße zu bestimmen, wird so die Gefahr von Messfehlern durch Einfluss- und Störgrößen gemindert [144, 145]. Der Bedarf entsprechender Systeme steigt aufgrund von Industrie 4.0. Mit MMEs ist es möglich, die Informationsfunktion und die mechanische Standardfunktion in einem Bauteil zu vereinen (CPS) [144]. Dabei soll die Auslegung der MMEs weiterhin nach Normen und Richtlinien, wie der VDI 2230 [11] für Schraubenverbindungen, durchgeführt werden können [144]. Deshalb darf sich das grundlegende Verhalten gegenüber dem Normteil nicht ändern. Die mechanischen Eigenschaften sind also weiterhin sicherzustellen [144] (vgl. Abbildung 9). Es wird zudem auf eine einfache Anwendung ohne Spezialwissen und konstruktive Einflussnahme abgezielt [144]. Dadurch kann ein Austauschbau bzw. Substituieren ohne strukturelle Änderungen erfolgen [145]. Der Austauschbau setzt die

Austauschbarkeit von Teil A durch Teil B, welche zu unterschiedlichen Zeitpunkten oder an verschiedenen Orten gefertigt wurden, ohne Nacharbeit voraus (z.B. Schrauben, Wälzlager) [147]. Demzufolge besteht die Option einer wirtschaftlichen Nachrüstung ohne aufwändige Neukonstruktion [145].

In den folgend erläuterten Literaturstellen werden bereits Schrauben als MME eingesetzt. Sie dienen jedoch ausschließlich zur Messung von vorliegenden Belastungen oder zur Steuerung von Produktionsprozessen. Eine Detektion von Schäden innerhalb der Verbindung oder der umgebenden Struktur wird bisher wissenschaftlich nicht umfangreich betrachtet. In [43, 44, 148] werden Sensorschrauben zum Messen von Schraubenkräften im Versuch verwendet. Die Überwachung einer Drehmomentübertragung in einem Getriebe mittels Sensorschrauben wird in [144] angesprochen. In [9] wird der Einsatz von eigens entwickelten Sensorschrauben im Rahmen der Prozesssteuerung bzw. -überwachung anhand zweier Beispiele untersucht. Fortgeführt wird die Idee der Prozesssteuerung bzw. -überwachung in [149, 150], dort werden bei Umformpressen Fehler wie zu wenig Rohmaterial, Unregelmäßigkeiten im Prozess, Werkzeugdefekte und Maschinenbelastungen mittels Sensorschrauben untersucht. In [151] werden Schrauben mit Bolzen-DMS in Windenergieanlagen eingesetzt und mit den Ergebnissen von DMS-Rosetten an der Struktur verglichen. Die Option der Einbindung von Vorspannkraftmessdaten in ein CM wird in [7, 56, 152] erläutert, mit dem Ziel, die notwendige Wartung von Schraubenverbindungen, gerade bei Offshore-Windenergieanlagen (WEA), von Fristen oder protokollierten äußeren Kräften zu lösen.

Beim Patentamt liegen Erfindungen vor, die im Bereich der Überwachung des Spannungszustands von Befestigungselementen [153] liegen, die direkt an der Schraube appliziert sind. Ein Fehlerdetektionssystem für eine Maschine bzw. Befestigungselement mit Verknüpfung zur Maschinenelektronik wird in [154] vorgestellt. Speziell für die Überwachung und Überprüfung der Schraubenvorspannung bei Rotornaben von WEA liegt eine Erfindungsmeldung vor [155]. Das zeigt ebenfalls, welches großes Interesse an der Zustandsüberwachung von Schraubenverbindungen besteht. Eine wissenschaftliche und fundierte Absicherung der generellen Möglichkeiten, des Vorgehens und der Einsatzgrenzen fehlt jedoch bislang.

Verwandt ist die Zustandsüberwachung von Schraubenverbindungen mit aktiven indirekten Verfahren über piezoelektrische Sensoren, die auf der Struktur und

nicht direkt auf der Schraube befestigt sind. Sie sind unter anderem in [18, 45, 134, 156 bis 158] zu finden. Mit diesem Verfahren wird von außen am System gemessen, um so Rückschlüsse auf interne Vorgänge zu ziehen [126]. Es ist jedoch meist nicht möglich, die absoluten Änderungen zu erfassen, da sie nicht direkt die Kenngröße Vorspann- bzw. Schraubenkraft messen können. Zudem liegt eine Sensitivität gegenüber äußeren Anregungen vor [5]. An dieser Stelle setzt die vorliegende Dissertation an.

Das Ziel dieser Dissertation ist es zu untersuchen, welche Möglichkeiten bei der Erfassung der Strukturintegrität durch das direkte Messen der zeitabhängigen Vorspannkraft in Schraubenverbindungen zu erreichen sind. Die Idee ist ein vergleichsweise kostengünstiges und schnell applizierbares System zur Zustandsüberwachung. Dazu muss eine Methodik entwickelt werden, die die Randbedingungen und Einsatzgrenzen beinhaltet. Ein entsprechendes System ist für Unternehmen im Rahmen der Industrie 4.0, wachsender Leistungsanforderungen und erhöhtem Kostendruck von großer Bedeutung.

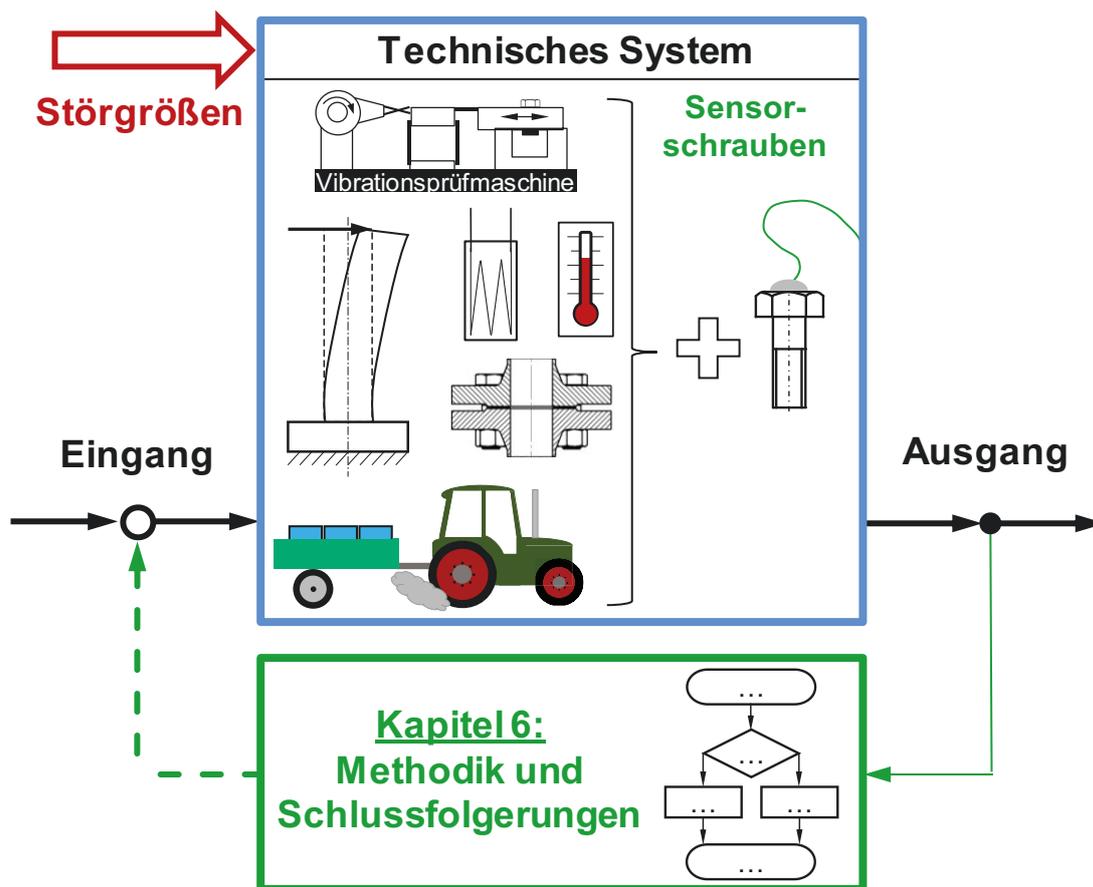
Die Erfassung der Strukturintegrität steht repräsentativ für den Begriff der Zustandsüberwachung. Das System muss somit im Bereich der Zustandsüberwachung eingegliedert werden. Für die Zugehörigkeit zu CM spricht, dass die Schraube ein Normteil mit geringen Toleranzen ist und eine äußere Anregung, wie bei Lagern mit Defekt, benötigt, um Aussagen über ihren Zustand zu liefern. Da es als Austauschbaulösung gedacht ist, kommt es immer wieder in individuellen Strukturen mit entsprechend verschiedenen Schädigungsindikatoren zum Einsatz und ist so eher im Bereich des SHM anzusiedeln. Da eine eindeutige Eingliederung nicht erfolgen kann, wird der Begriff des Bolt-Condition-Monitorings (BCM) eingeführt. Ihn gilt es ebenfalls anhand der erarbeiteten Ergebnisse zu definieren.

Im nachfolgenden Kapitel 4 wird die Schraube als Sensor betrachtet, um deren Eigenschaften und das Verhalten im Betrieb zu untersuchen. Das Vorgehen zielt darauf ab, eine valide Basis für die Ergebnisbewertung der späteren Versuche zu schaffen, sowie eine bestmögliche Bauform für den Einsatz mit BCM zu ermitteln.

Der Aufbau der darauf folgenden Kapitel 5 und 6 ist in Abbildung 24 visualisiert und verdeutlicht den verfolgten Lösungsweg. Das vereinfachte Schaubild des Regelkreises dient dabei als Grundlage für spätere Ausführungen. In Kapitel 5 *Vorspannkraftverhalten von Schraubenverbindungen in Bauteilsystemen* werden

die in Kapitel 2.1.3 vorgestellten Versagensmechanismen untersucht, wodurch individuelle Schädigungsindikatoren je Versagensmechanismus definiert werden können.

### Kapitel 5: Vorspannkraftverhalten von Schraubenverbindungen in Bauteilsystemen



**Abbildung 24:** Vereinfachtes Schaubild eines Regelkreises verknüpft mit dem weiteren Vorgehen

In Kapitel 5.4 wird zusätzlich zum Versagen der Schraubenverbindung die Strukturintegrität betrachtet. Dies geschieht mit Hilfe von Mehrschraubenverbindungen. Dazu erfolgt zusätzlich eine Unterscheidung hinsichtlich Schädigungen, die inner- und außerhalb des Kraftflusses liegen. Weiterhin erfolgt bei den außerhalb des Kraftflusses liegenden Schädigungen eine Unterscheidung in stationäres und progressives Schädigungsverhalten.

In Kapitel 5.5 wird zum Abschluss von Kapitel 5 ein Feldversuch zum Betriebslastverhalten durchgeführt. Aufgrund dessen können auch Aussagen zum Systemverhalten außerhalb der idealen Laborbedingungen getroffen werden.

Die Versuche zu einzelnen Parametern bzw. Schädigungsmechanismen von Schraubenverbindungen werden für Detailuntersuchungen durch numerische Berechnungen ergänzt.

In Kapitel 6 wird anhand der Ergebnisse aus Kapitel 5 die Methodik für BCM erarbeitet. Die Möglichkeiten, die sich durch dieses System eröffnen, werden herausgestellt und Schlussfolgerungen sowie die Definition für BCM getroffen. Den Abschluss der Dissertation bilden in Kapitel 7 die Zusammenfassung und ein Ausblick auf zukünftige Themen, die sich mit den gewonnenen Erkenntnissen eröffnen.

## 4 Schrauben als Sensor

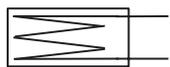
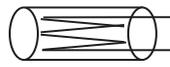
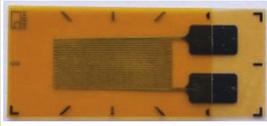
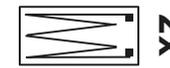
Als Basis für die weiteren Messungen wird zu Beginn die Schraube als Sensor untersucht und bewertet, dazu werden die Eigenschaften im Folgenden näher betrachtet. Dies zielt darauf ab, die Aussagefähigkeit der damit durchzuführenden Messungen abzusichern. Es werden verschiedene Belastungssituationen und Umgebungsbedingungen untersucht und ausgewertet.

Für die durchgeführten Vorspannkraftmessungen wird das Verfahren mittels Dehnungsmessstreifen (DMS) gewählt. Der Hauptgrund für diese Entscheidung ist der in Kapitel 2.1.2 aus [50] entnommene Sachverhalt, dass das Messen mittels Dehnungsmessstreifen aktuell wahrscheinlich das exakteste Verfahren ist. Zusätzlich besteht bereits Anwendungserfahrung sowie die erforderliche Messtechnik. Die Herstellung und Kalibrierung der erstellten und verwendeten Sensorschrauben wird eigenständig durchgeführt, was zudem einen wirtschaftlichen Vorteil erzielt. Die verwendeten Schrauben werden jeweils mit Molybdänsulfid ( $\text{MoS}_2$ ) geschmiert. Molybdänsulfid ist ein Festschmierstoff, der aufgrund seiner Gitterstruktur eine innere Gleitfähigkeit aufweist. Dadurch wird ein Metall-Metall-Kontakt, also ein „Fressen“, verhindert, zudem ist die Schmierwirkung auch bei erhöhten Temperaturen gegeben. Alle Sensorschrauben werden ausschließlich elastisch montiert und beansprucht, um eine Mehrfachverwendung zu ermöglichen.

Im Verlauf der Arbeit werden zwei Schraubennennendurchmesser verwendet (M10 und M16), die Länge und Festigkeitsklasse werden durch die jeweiligen Anforderungen des Versuchsaufbaus bestimmt. Die Nennendurchmesser repräsentieren im Maschinenbau häufig verwendete Dimensionen, zudem werden sie in den durchgeführten Versuchen in ihrem Betriebsbereich angemessen ausgelastet. Die Schrauben werden vor der Applikation mit DMS, entsprechend Abbildung 8, mechanisch bearbeitet. Es werden drei Typen von DMS näher betrachtet, siehe Tabelle 1. Für eine im Weiteren eindeutige Zuordnung werden die aufgeführten Bezeichnungen bzw. Piktogramme genutzt. Alle verwendeten DMS weisen den gleichen Nennwiderstand von  $120 \Omega$  auf. Die Bolzen DMS sind auf beiden Seiten mit einer strukturierten Oberfläche versehen, damit die Haftung des Klebstoffes verbessert wird. Die Bolzen- und Rund-DMS besitzen Anschlussleitungen, dadurch ist ein Anschluss der Messleitungen außerhalb der Bohrung möglich.

Der Standard-DMS hingegen hat lediglich Lötstützpunkte und ist nur auf einer Seite für die Klebung optimiert. Er wird daher nur für die Außenapplikation verwendet.

**Tabelle 1:** Aufstellung der verwendeten DMS

Bezeichnung:	Bild:	Piktogramm:	Applikation:	Nennwiderstand [ $\Omega$ ]
Bolzen-DMS			innen	120
Rund-DMS			innen	120
Standard-DMS			außen	120

In Tabelle 2 sind weitere technische Daten der DMS aufgeführt. Für die Innenapplikation werden zum einen Bolzen-DMS des Typs BTM 6C von Tokyo Sokki Kenkyujo Co., Ltd. [67] verwendet, zum anderen Rund-DMS vom Typ KFG-3-120-C20-11 des Herstellers KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS Co., Ltd [159]. Beide sind mit dem Zweikomponenten Epoxid-Klebstoff „A-2“ (Einsatztemperatur  $-30\text{ °C}$  bis  $+100\text{ °C}$ ) im Schraubenschaft vergossen. Bei der Außenapplikation sind im Gegensatz zu den beiden zuvor genannten Typen je Sensorschraube zwei DMS erforderlich. Es kommen Standard-DMS 1-LY41-3/120 mit dem auf Cyanacrylat-Basis bestehenden Klebstoff „Z70“ zum Einsatz (Einsatztemperatur  $-55\text{ °C}$  bis  $+100\text{ °C}$ ). Sowohl DMS als auch Klebstoff stammen von der Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (HBM) [160]. Die jeweiligen Einsatztemperaturen der Paarungen Klebstoff und DMS weichen voneinander ab, es gilt die engste Restriktion zu beachten. Die Messgitterlängen unterscheiden sich ebenfalls. Je größer die Messgitterlänge, desto größer die Verstimmung der Brückenschaltung und umso präziser die Aussage. Es gilt zu Beginn die ideale Kombination aus DMS und Schraubengeometrie für den Einsatz als Sensorschraube herauszufinden.

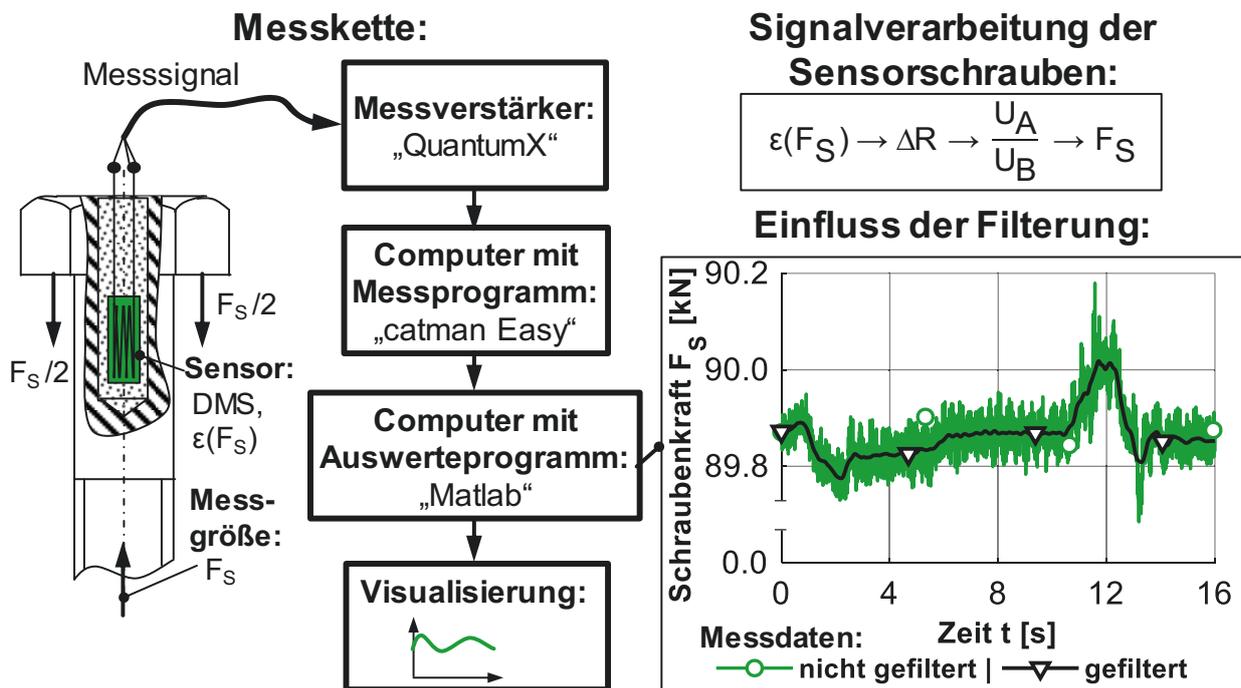
**Tabelle 2:** Technologische Daten der verwendeten DMS

Bezeichnung:	Typ:	Hersteller:	Messgitter		Einsatztemperatur [°C]
			Länge: [mm]	Breite: [mm]	
Bolzen-DMS	BTM-6C	Tokyo Sokki Kenkyujo Co., Ltd.	6	1	-10...+80
Rund-DMS	KFG-3-120-C20-11	KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS Co., Ltd.	3	ca. 6	max. +50
Standard-DMS	1-LY41-3/120	Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH	3	1,2	-70...+200

Die Sensorschrauben mit Innenapplikation werden als Viertelbrücke angeschlossen, vgl. Abbildung 10. Die dabei angewendete Dreileiter-Schaltung ist erforderlich, um den Temperaturgang der Anschlussleitungen zu kompensieren [62]. Die DMS für die Außenapplikation hingegen werden nach [71] zu einer biegekompenzierten Zweiviertel- bzw. Diagonalbrücke, vgl. [62], verschaltet.

Die vollständige Messkette ist in Abbildung 25 visualisiert. Die eigentlichen Sensoren sind die in den Schrauben verbauten DMS. Sie formen die unbekannte physikalische Messgröße, hier die Schraubenkraft, in eine elektrisch verwertbare Messgröße um. Aus diesem Grund werden Sensoren auch als „Messumformer“ bezeichnet. Die Sensorschrauben sind hier repräsentativ für alle weiteren Messgrößen, die im Rahmen der durchgeführten Versuche verwendet werden. Das Ausgangssignal der Sensoren ist meist jedoch sehr schwach und muss verstärkt werden, zudem benötigen die Sensoren teilweise eine externe Spannungsversorgung. Beide Aufgaben werden durch den Messverstärker übernommen. Als Messverstärker wird bei allen Messungen das „QuantumX“ von HBM eingesetzt. Der Messverstärker versorgt die Sensoren mit der erforderlichen Spannung und wandelt das analoge Messsignal in ein digitales um. Zusätzlich stellt er über eine Schnittstelle die digitalisierten Messdaten der Messsoftware bereit. Im Messprogramm „catman Easy“, ebenfalls von HBM, wird für die jeweiligen Versuche die Abtastrate entsprechend angepasst, die Messdaten aufgezeichnet und gespeichert. Die Abtastrate wurde immer mindestens zehnfach höher gewählt als die maximal zu erwartende Frequenz. Dadurch wird das Shannonsche Abtasttheo-

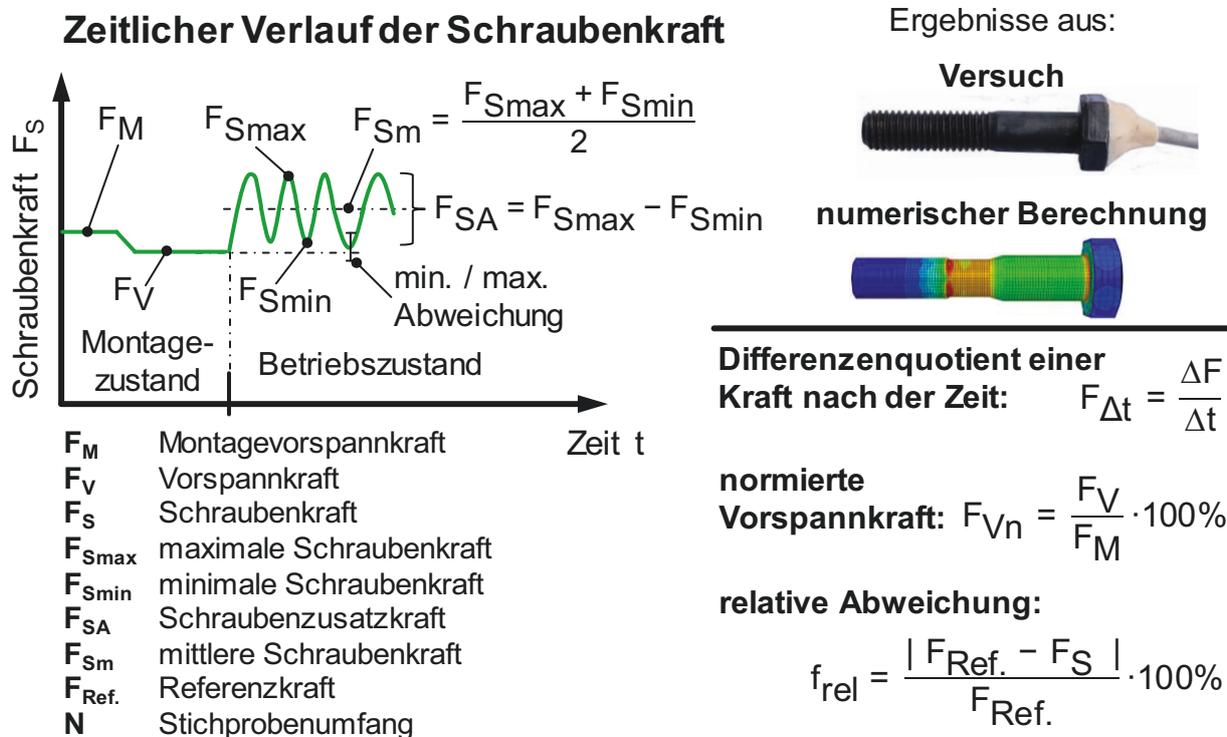
rem in ausreichender Form beachtet und garantiert, dass alle relevanten Frequenzen und Lastpeaks erfasst werden. Nach dem Versuch erfolgt mit dem Programm Matlab (Version R2017b) die Weiterverarbeitung und Visualisierung der Ergebnisse. Zur Kompensation von Messrauschen und ähnlichen Störungen werden den Anforderungen entsprechend eingestellte (Grenzfrequenz) Tiefpass- und Mittelwertfilter bei der Extrahierung der erforderlichen Kenngrößen eingesetzt, vgl. Abbildung 25.



**Abbildung 25:** Aufbau der Messkette bei den durchgeführten Versuchen; Einfluss der Filterung auf Messdaten, entnommen aus einem Versuch zum Betriebslastverhalten (vgl. Kapitel 5.5)

Unabhängig von der eingesetzten Applikationsart wird im Versuch die vorliegende Schraubenkraft gemessen, Abbildung 26. Dies kann je nach Lastfall die reine (statische) Vorspannkraft oder in folge einer angreifenden Betriebskraft eine zeitlich veränderliche Schraubenkraft sein. In der Auswertung können die weiteren für die Schraubenverbindung wichtigen Größen errechnet werden, diese sind in der Abbildung erläutert. Im weiteren Verlauf werden auch numerische Berechnungen durchgeführt und mit Hilfe von Diagrammen ausgewertet. Die visuelle Identifizierung (Ergebnisse aus Versuch oder numerischer Berechnung) wird über eine Symbolik generiert. Bei Versuchen wird das Foto einer Sensorschrau-

be, bei numerischen Berechnungen eine entsprechend ihrer Last dargestellte Schraube im jeweiligen Diagramm dargestellt.



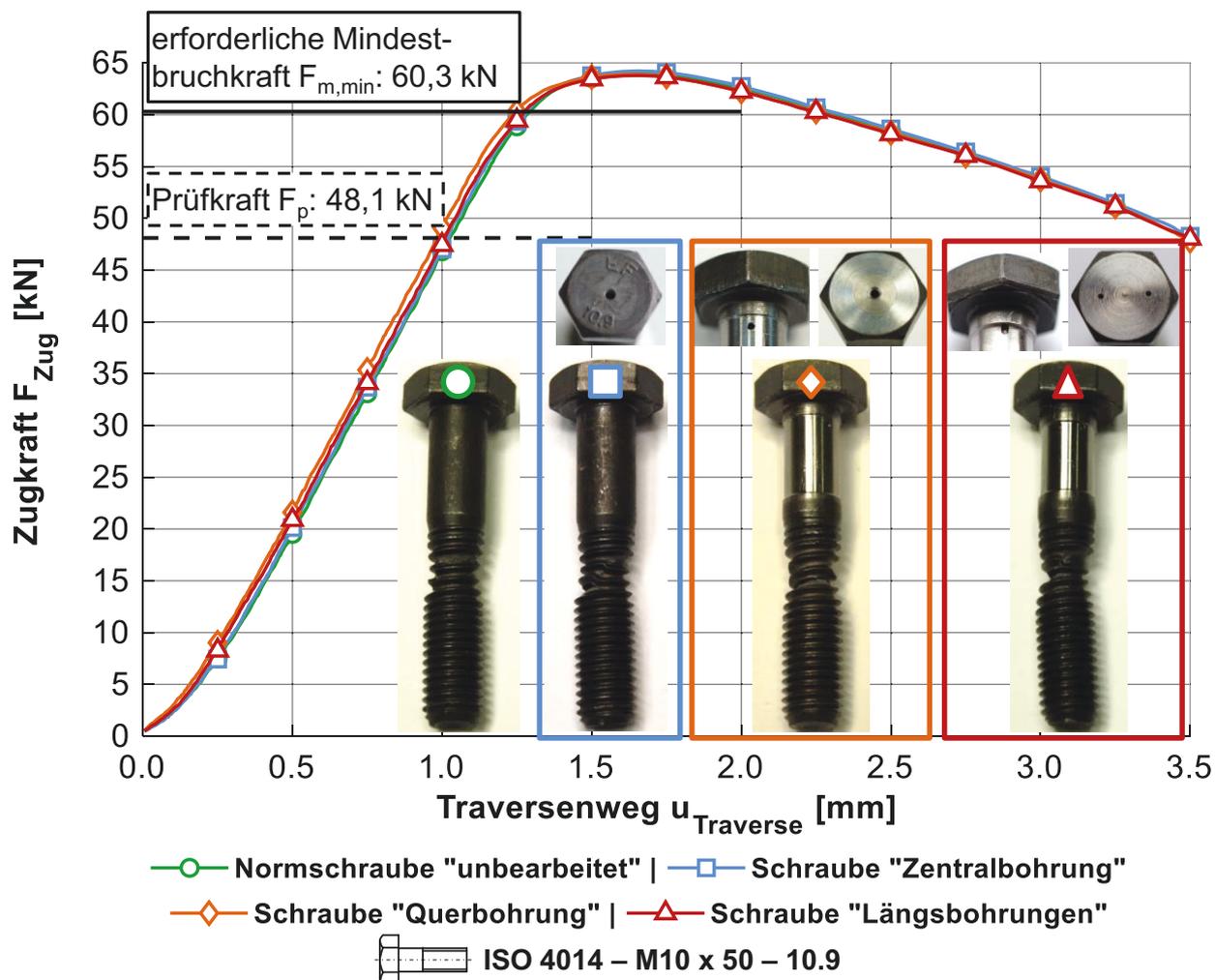
**Abbildung 26:** Zeitlicher Verlauf der Schraubenkraft unter möglicher Betriebsbelastung; Erläuterung der für eine Schraubenverbindung wichtigen Größen und symbolische Darstellung

Für die numerischen Berechnungen wird das Softwarepaket Abaqus (Version 6.13) genutzt. Das jeweilige Pre- und Postprocessing wird mit Abaqus CAE durchgeführt. Als Solver dient Abaqus/Standard, welcher nichtlineare implizite Lösungsverfahren verwendet. Aufgrund der niedrigen Prüffrequenzen ist keine dynamische numerische Berechnung erforderlich.

## 4.1 Untersuchung der Tragfähigkeit

Die Tragfähigkeit bei MMEs soll nach Möglichkeit erhalten bleiben, damit diese uneingeschränkt gegen ein Standard-Maschinenelement ausgetauscht werden können [144]. Wie bereits in Abbildung 9 gezeigt, ist die Bearbeitung der Schrauben so ausgelegt, dass keine rechnerischen Tragfähigkeitseinbußen entstehen. Ziel der Prüfung ist die Validierung der analytischen Lösung: Dazu wird

der Zugversuch an fertigen Schrauben nach DIN EN ISO 898-1 [66] durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 27 dargestellt.



**Abbildung 27:** Zugversuch an Schrauben nach DIN EN ISO 898-1 [66] zur Sicherstellung des uneingeschränkten statischen Tragverhaltens der Sensorschrauben

Es werden vier Geometrievarianten der Sechskantschraube ISO 4014 – M10 x 50 – 10.9 [161] geprüft. Als erstes die unbearbeitete Normschraube; sie dient als Referenzzustand gegenüber den bearbeiteten Varianten. Die Schraube „Zentralbohrung“ wird für die Innenapplikation mit Bolzen-DMS und Rund-DMS benötigt. Die Schraube „Querbohrung“ wird häufig für die Außenapplikation von DMS an Schrauben verwendet, beispielsweise in [38]. Die hier nötige Querbohrung stellt jedoch einen Nachteil dar, da sie den tragenden Querschnitt zusätzlich schwächt und einen zusätzlichen Bearbeitungsschritt in der Fertigung bedarf. Die Kabel zum Anschluss des DMS müssen zudem aufwändig verlegt werden. Alter-

nativ kann die in [73] beschriebene Variante mit diagonalen Bohrungen verwendet werden, aber sie ist ebenfalls aufwändiger als eine Innenapplikation. Aus diesem Grund wurde die Schraube „Längsbohrungen“ für die Außenapplikation von DMS entwickelt. Bei ihr werden zu Beginn die Bohrungen von der Kopfseite aus parallel zur Schraubenachse gebohrt. Anschließend werden die Enden der Bohrlöcher durch den für den DMS erforderlichen Absatz freigelegt. Dies verringert den Aufwand der Applikation und der tragende Querschnitt wird im Vergleich zur Schraube „Querbohrung“ weniger stark reduziert.

Je Schraubengeometrie wurden acht Schrauben getestet und jeweils der Mittelwert aus den Messungen im obigen Diagramm (Abbildung 27), abgebildet. Die Streuung je Geometrievariante ist so gering, dass sie vernachlässigt werden kann und nicht ausgewiesen wird. Die Ergebnisse zeigen jedoch nur die statische Festigkeit. Die in der Norm [66] geforderte Prüfkraft  $F_p$  und die erforderliche Mindestbruchkraft  $F_{m,min}$  wurde von allen geprüften Schrauben uneingeschränkt erreicht. Alle Schrauben versagen, wie gefordert, im ersten freien tragenden Gewindegang. Weiterhin zeigen die Schrauben keine Unterschiede zwischen den einzelnen Geometrievarianten. Der Einfluss auf die Schwingfestigkeit bleibt offen. Dieser ist für die folgenden Untersuchungen nicht von Relevanz. Die eventuell geringere Schwingfestigkeit kann somit vernachlässigt werden, ist aber zu bedenken, falls die Schraube in der Anwendung schwingend belastet wird.

Abhängig vom Montageverfahren kommt es zu einer zu berücksichtigenden Überlagerung von axialer Vorspannung und einem Torsionsmoment, wodurch ein mehrachsiger Spannungszustand im Bereich des DMS entsteht. Die Beanspruchung der Schraube steigt. Das kann ein Versagen der Schraube bei niedrigeren axialen Kräften hervorrufen, vgl. z.B. auch [38].

## Fazit

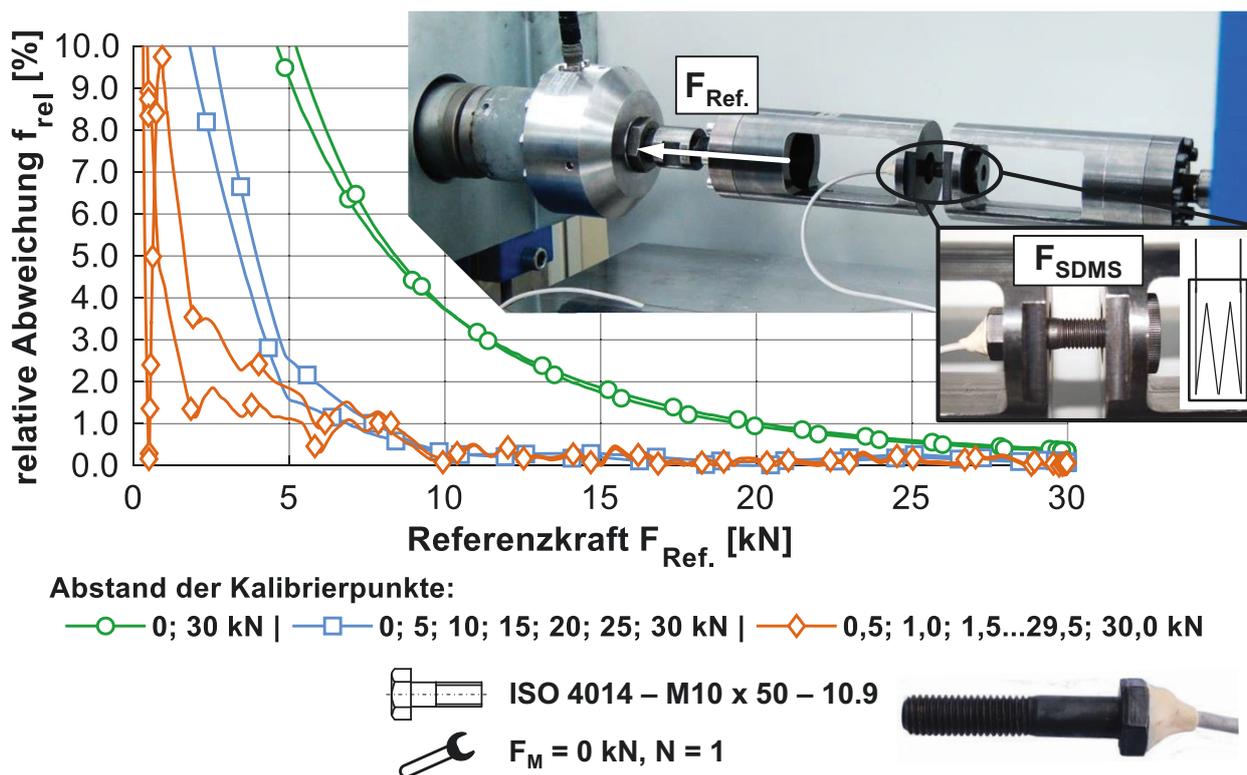
Durch den Versuch konnte die uneingeschränkte statische Festigkeit der bearbeiteten Schrauben nachgewiesen werden. Der Austausch einer konventionellen Schraube, die ausschließlich die Funktion der Tragfähigkeit erfüllt, durch eine Sensorschraube ist ohne Einbußen möglich. Durch den Einsatz der Sensorschraube wird zur Tragfähigkeit die Funktion eines Sensors hinzugefügt.

## 4.2 Kalibriergenauigkeit

Die Applikation von DMS im Schraubenschaft weicht aufgrund der vollständigen Einbettung des DMS im Klebstoff vom Standard ab. Übliche Verfahren für die Kalibrierung des DMS, welche z.B. in [62] beschrieben sind, sind nicht mehr anwendbar. Durch den Aufbau der Sensorschrauben mit Bolzen-DMS besteht kein ausreichend linearer Zusammenhang mehr zwischen Dehnung der Schraube und Potenzialänderung des DMS bzw. der Schaltung. Der k-Faktor kann nicht mehr angewendet werden. Aufgrund dessen empfiehlt der Hersteller der Bolzen-DMS eine individuelle Kalibrierung jeder Sensorschraube nach Applikation [67]. Durch die händische Fertigung kann es zu Exzentrizitäten des DMS in der Bohrung und einer daraus folgenden nicht zur Schraubenachse parallelen Dehnung des DMS kommen, zudem können Gaseinschlüsse auftreten [44]. Die Kalibrierung der Sensorschrauben erfolgt mit dem Kalibrierprüfstand, der es ermöglicht, die Schrauben senkrecht und somit frei von Querkräften zu belasten (siehe Abbildung A1). Die Zugkraft wird über einen Hydraulikzylinder mit Handpumpe aufgebracht. Als Referenz dient ein Kraftmessring.

Bei der Verwendung von gleichem Bolzen-DMS wird für den k-Faktor in [52] ein Mittelwert über den kompletten Arbeitsbereich des DMS gebildet. Durch die Kalibrierung mit einzelnen Wertepaaren, wie im Folgenden, soll eine erhöhte Genauigkeit erreicht werden. Damit Genauigkeit und Aufwand in einem angemessenen Verhältnis stehen, sind Versuche mit dem Ziel, den idealen Abstand der Kalibrierpunkte zu ermitteln, durchgeführt worden. Die Sensorschrauben sind nach der Kalibrierung mittels Kalibrierprüfstand (siehe Abbildung A2) im Pulsationsprüfstand mit der Kraft  $F_{\text{Ref.}}$  belastet worden. Als Signalform wurde eine Rampe (0 kN-30 kN, 30 kN-0 kN) gewählt (siehe Abbildung A3). Exemplarisch für eine Sensorschraube mit Bolzen-DMS ist die Auswertung in Abbildung 28 dargestellt.

Das Diagramm zeigt die relative Abweichung  $f_{\text{rel}}$  (vgl. Abbildung 26) der mittels Sensorschraube gemessenen Kraft  $F_{\text{SDMS}}$  aufgetragen über der Referenzkraft  $F_{\text{Ref.}}$  des Pulsationsprüfstands. Es sind drei Kalibrierungsstufen getestet worden. Für alle drei gilt: Ein Einfluss von Be- oder Entlastung auf die Signalgüte (relative Abweichung) der Sensorschraube ist nicht als signifikant zu bewerten (Kurven sind oberhalb einer Referenzkraft von 10 kN deckungsgleich) und kann daher im Weiteren vernachlässigt werden.



**Abbildung 28:** Ermittlung der erforderlichen Kalibrierpunktabstände von Sensorschrauben mit Bolzen-DMS bei rampenförmiger Belastung im Pulsationsprüfstand

Die erste Variante hat einen Kalibrierpunktabstand von 30 kN, das entspricht einer linearen Zweipunkt-Kalibrierung. Die Sensorschraube erreicht erst bei einer Referenzkraft von 30 kN die gleiche Genauigkeit wie die beiden anderen Kalibrierungsstufen. Bei einer Kalibrierung mit einem Punktabstand von 5 kN bzw. 0,5 kN ist die relative Abweichung deutlich kleiner. Bereits ab einer Referenzkraft von 10 kN liegt die relative Abweichung im Bereich von 0,5 %. In diesem Gebiet liegt die Zweipunkt-Kalibrierung noch bei ca. 4 %. Erfolgt die Kalibrierung alle 0,5 kN, wird nicht zwangsläufig das beste Ergebnis erzielt. Die Kurve weist einen ungleichmäßigeren Verlauf als die Kurve mit dem Kalibrierpunktabstand von 5 kN auf.

### Fazit

Die Kalibrierung der Sensorschrauben mit einem Kalibrierpunktabstand von 5 kN weist das beste Ergebnis unter dem Gesichtspunkt von Aufwand zu Nutzen auf. Grundsätzlich nimmt der relative Fehler mit steigender Referenzkraft ab. Dieser

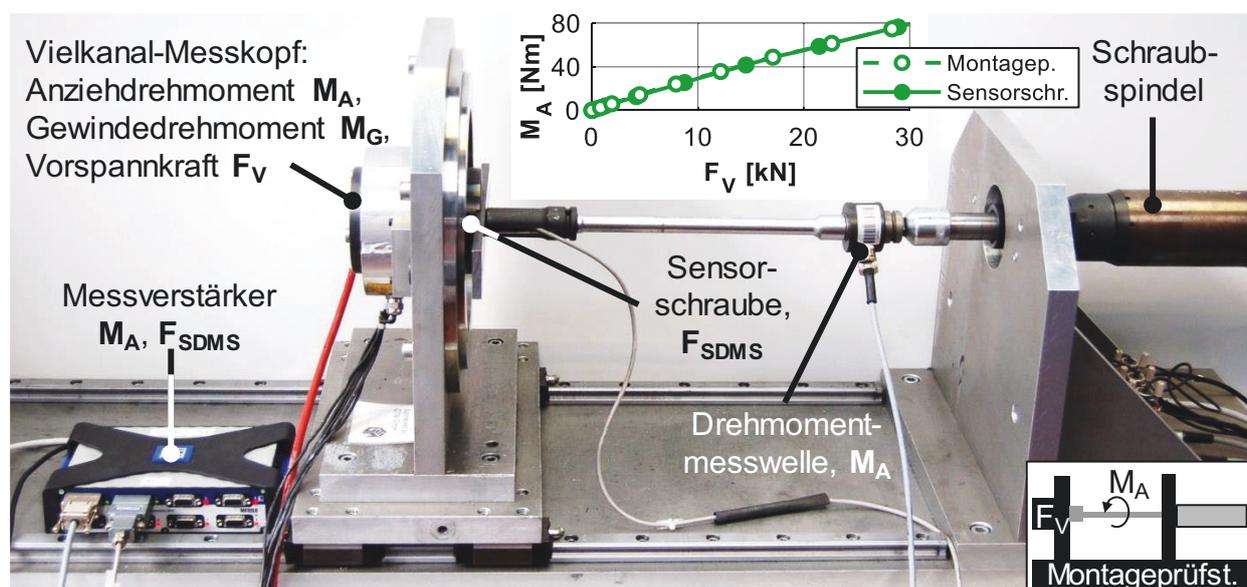
Effekt wirkt sich positiv auf die späteren Messungen aus, da Schraubenverbindungen tendenziell hoch vorgespannt werden.

### 4.3 Montageverhalten und Signalpräzision

Die sichere Montage von Schraubenverbindungen ist heutzutage immer noch ein wichtiger Prozessschritt, denn laut [14] fallen bis zu 90 % der versagenden Schraubverbindungen durch eine fehlerhafte Montagevorschrift oder Montage selbst aus. Gerade in sicherheitsrelevanten Strukturen ist es wichtig, die korrekte Montagevorspannkraft der Schraubenverbindung präzise einzustellen, um eine sichere Funktion der Verbindung zu gewährleisten. Die vorgelagerten Schritte der Auslegung und die Auswahl der Schraube sind sonst wirkungslos. Insbesondere im Hinblick auf die Serienfertigung wurden in den letzten Jahren unterschiedliche Montageverfahren zur Gewährleistung der Funktionalität von Schraubenverbindungen entwickelt und etabliert. In der Serienfertigung wird unter anderem die streckgrenzgesteuerte Montage verwendet, auf Baustellen hingegen findet immer noch die Handmontage Anwendung [11]. Durch reibungsbehaftete Kontrolle der Montagevorspannkraft, z.B. mittels Drehmomentschlüssel, wird lediglich ein Montagevorspannkraftbereich erzielt. Es können Streuungen der Vorspannkraft von 50 % auftreten, da ca. 90 % des Montage Drehmoments für die Überwindung der Reibung erforderlich sind und diese stark von Schraube zu Schraube streuen kann [156]. In [55] wird gezeigt, dass mit einer vorspannkraftüberwachten Montage hingegen die kleinsten Anziehungsfaktoren im elastischen Bereich erzielt werden können. Daher ist es wichtig, die Vorspannkraft während der Montage zu überwachen, um die zu erreichende Montagevorspannkraft exakt einzustellen. Dies kann durch den Einsatz von Sensorschrauben bzw. dem BCM erreicht werden.

Für eine sichere und zuverlässige Auslegung von Schraubenverbindungen sind Kenntnisse über die Reibungszahlen wesentlich von Bedeutung. Anhand dieser Kennwerte werden unter anderem die vorgeschriebenen Montageparameter für Schraubenverbindungen definiert. Bei Schraubenverbindungen sind die Kopfreibungszahl  $\mu_K$  und Gewindereibungszahl  $\mu_G$  zu unterscheiden. Die Teilreibungszahlen können mit einem Montageprüfstand (bzw. Reibwertprüfstand), siehe Abbildung 29, ermittelt werden. Dieser ist in der Lage, die jeweiligen Teildrehmomente sowie die Vorspannkraft zu messen und anschließend daraus, mittels geometrischen Beziehungen, die abhängig von der untersuchten Verbindung

sind, die jeweiligen Reibungszahlen zu berechnen, die nötigen Gleichungen sind in [33] zu finden. Der verwendete Prüfstand ist für Prüfungen nach DIN EN ISO 16047 [162] konzipiert. Kann ausschließlich das Anziehdrehmoment und die Vorspannkraft gemessen werden, ist ein Bestimmen der Teilreibungszahlen  $\mu_G$  und  $\mu_K$  nicht möglich. Aus den geometrischen Zusammenhängen und den zwei gemessenen Größen (Anziehdrehmoment und Vorspannkraft) kann alternativ die Gesamtreibungszahl  $\mu_{Ges}$  berechnet werden, welche jedoch weniger aussagekräftig ist.



**Abbildung 29:** Montageprüfstand sowie zusätzliche Messtechnik für vergleichende Versuche zwischen Montageprüfstand und Sensorschraube; zusätzlich exemplarische Darstellung der Messergebnisse und Piktogramm für den Montageprüfstand

Über die Schraubspindel wird das Anziehdrehmoment  $M_A$  bereitgestellt. Der Vielkanal-Messkopf misst die relevanten Kenngrößen Vorspannkraft  $F_V$ , Anziehdrehmoment  $M_A$  und ein Teilmoment, das abhängig vom Einbaufall ist. Entweder misst er das Gewindemoment  $M_G$  oder das Kopfreibmoment  $M_K$ ; hier wird das Gewindemoment gemessen. Das andere Teilmoment wird nicht gemessen, sondern aus der Differenz von Anziehdrehmoment und erstem Teilmoment berechnet. Aus den Teilmomenten und den geometrischen Bedingungen des Schraubfalls lassen sich die genannten Reibungszahlen ermitteln.

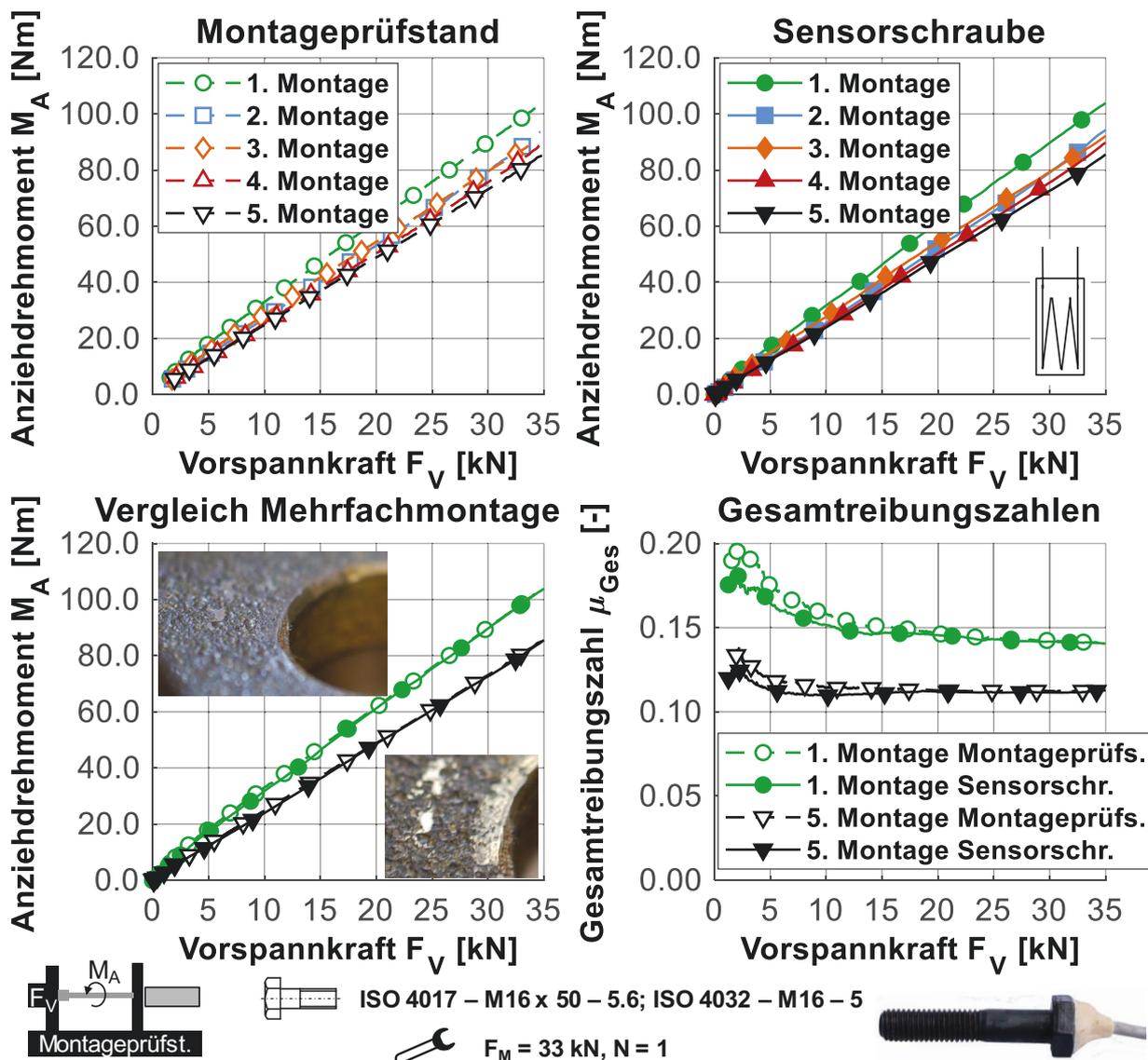
Neben dem vorrangigen Ziel, die Signalpräzision bei der Montage zu erfassen, wird der Einfluss von Mehrfachmontagen und der gestuften Montage untersucht,

zudem werden die ermittelten Reibungszahlen für die numerischen Berechnungen verwendet. Es erfolgt ein Abgleich zwischen den Vorspannkraftsignalen des Prüfstands und denen der Sensorschrauben. Der Prüfstand wird für den Abgleich mit einer zusätzlichen Drehmomentmesswelle ausgestattet, da eine direkte Kopplung dieses Prüfstands mit einem externen Messverstärker nicht möglich ist. Das Signal dieser Drehmomentmesswelle wird zeitsynchron mit dem Vorspannkraftsignal der Sensorschraube aufgezeichnet. Die Bewertung der Ergebnisse erfolgt durch eine Synchronisation der beiden Datensätze (Montageprüfstand, externer Messverstärker) über das Anziehdrehmoment  $M_A$ . Da die Anziehdrehmomente bei maximaler Vorspannkraft übereinstimmen, kann vorausgesetzt werden, dass während des Montagevorgangs keine signifikanten Abweichungen vorliegen.

### **Mehrfachmontage**

Abbildung 30 zeigt die Messdaten einer Mehrfachmontage von Sensorschrauben. Ziel der Untersuchung ist der Abgleich zwischen Prüfstand und Sensorschraube sowie der Einfluss der Mehrfachmontage. Für die Versuche sind Sechskantschrauben ISO 4017 – M16 x 50 – 5.6 [163] verwendet worden, diese Spezifikation ist in Verbindung mit den verwendeten Flanschen vorgeschrieben. Dabei wurde der gerade beschriebene Prüfaufbau verwendet. Als Gegenkontaktfläche unter dem Schraubenkopf werden Segmente aus Flanschen der Baugröße EN 1092-1/11/B1/DN 32 /PN 40/ P250GH [164] verwendet, da diese im Verlauf der Untersuchungen ebenfalls betrachtet werden. Der Montagevorgang wird über den Montageprüfstand kontrolliert. Die Abschaltbedingung ist eine Zielvorspannkraft von ca. 33 kN, das entspricht einer 70 %igen Ausnutzung der Streckgrenze bei Festigkeitsklasse 5.6, was im Anlagenbau als optimal angesehen wird [32]. Zudem sinkt bei Erwärmung die ertragbare Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes ab, was gerade bei warmgehenden Rohrleitungen zu beachten ist [32]. Gemäß VDI 2230 [11] werden die Schrauben hingegen in der Regel zu 90 % der Streckgrenze ausgenutzt.

Im oberen Teil der Abbildung 30 sind die Montagekurven der fünf aufeinander folgenden Montagen gezeigt. Jedes Diagramm zeigt ein Messverfahren. Mit steigender Anzahl an Montagen sinkt das erforderliche Anziehdrehmoment  $M_A$  zum Erreichen der Zielvorspannkraft  $F_V$ . Der größte Unterschied zeigt sich von der ersten zur zweiten Montage, dies ist bei beiden Messverfahren gleich.



**Abbildung 30:** Oben: Vorspannkraft- Drehmomentzusammenhang bei Mehrfachmontage einer Flanschverbindung, ermittelt mit Montageprüfstand und Sensorschraube/Drehmomentmesswelle; unten: Vergleich der Montagekurven bei Mehrfachmontage der beiden Verfahren und Entwicklung der Gesamtreibungszahl

In der zweiten Diagrammzeile ist links die erste und fünfte Montage dargestellt. Im Gegensatz zu den beiden oberen Diagrammen sind hier die beiden Messverfahren vergleichend dargestellt. Es zeigt sich, dass bei den verglichenen Montagen die Ergebnisse beider Verfahren nahezu deckungsgleich sind. Anhand der im Diagramm integrierten Bilder ist bereits makroskopisch erkennbar, dass ein Einebnungsprozess an den Flanschsegmenten im Bereich des Kontaktes mit der Schraube stattgefunden hat. Darin begründet sich das geringere Anziehdrehmoment bei der fünften Montage. Im Diagramm rechts unten sind die Gesamtrei-

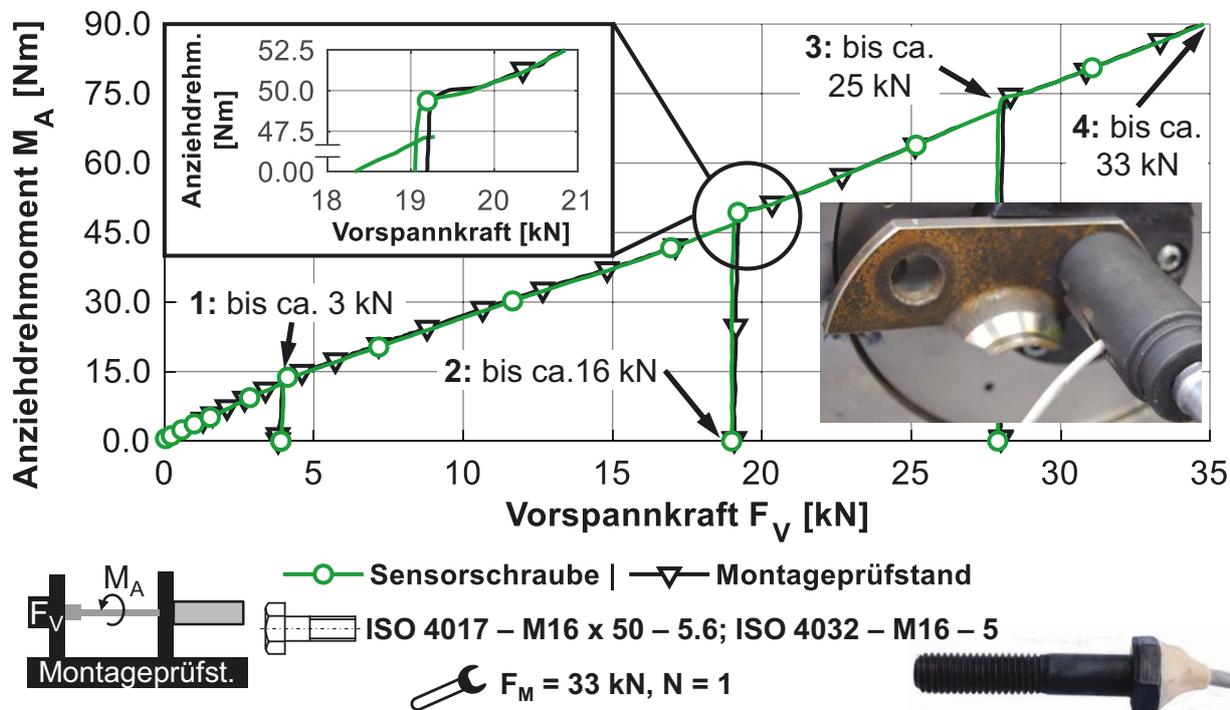
bungszahlen  $\mu_{\text{Ges}}$  der beiden gerade betrachteten Montagen gezeigt. Es bestätigen sich in diesem Fall ebenfalls die zwei Aspekte: Erstens das gesunkene Anziehdrehmoment aufgrund der verminderten Reibung, da die Gesamtreibungszahl von 0,15 auf 0,12 abgesunken ist. Zweitens ist in beiden Verfahren die ermittelte Gesamtreibungszahl ab einer Vorspannkraft von 15 kN identisch. Die Übereinstimmung der Montagegrößen sowie der Gesamtreibungszahlen der beiden Verfahren verdeutlicht die Präzision der Sensorschrauben. Die erreichte Genauigkeit ist für die spätere Zustandsüberwachung ausreichend hoch, zudem hat die Mehrfachmontage keinen negativen Einfluss auf die Sensorschrauben gezeigt.

### **Gestufte Montage**

Bei der Montage von Flanschverbindungen im Allgemeinen wird häufig eine gestufte Montage vorgeschrieben, um z.B. ein Verkippen oder eine ungleichmäßige Flächenpressungsverteilung auf die Dichtung zu vermeiden. Dazu wird in einer definierten Reihenfolge (meist über Kreuz) die Vorspannkraft der Schrauben in mehreren Stufen erhöht (meist 10 %, 50 %, 70 %, 100 % der Montagevorspannkraft bzw. Anziehdrehmoment). So auch die Vorgänge bei späteren Versuchen und daher ist in Abbildung 31 eine vierstufige Montage des gleichen Schraubentyps gezeigt.

Die Versuche werden durchgeführt um auszuschließen, dass ein Nachspannen unter Vorlast die Ergebnisqualität negativ beeinflusst. Dieser Versuch ist wie der vorangegangene ebenfalls auf dem Montageprüfstand ausgeführt worden. Die Messtechnik des Montageprüfstands dient wiederum als Referenz gegenüber der Sensorschraube. Der Versuch ist in vier Vorspannkraftstufen eingeteilt. Aufeinander folgend werden die Zielvorspannkraften 3 kN, 16 kN, 25 kN und 33 kN ohne zwischenzeitiges Lösen eingestellt, die den genannten prozentualen Stufen entsprechen. Es erfolgt ein Übersteuern der Zielgrößen durch Massenträgheit und Reaktionszeit der Schraubspindel, was im vorliegenden Fall jedoch nicht relevant ist. Grundsätzlich ist der Zusammenhang zwischen den Kenngrößen Vorspannkraft  $F_V$  und Anziehdrehmoment  $M_A$  weiterhin linear. Bei Betrachtung des vergrößerten Abschnitts im Übergang der zweiten zur dritten Stufe wird zu Beginn die Überwindung vom Haften zum Gleiten durch einen kleinen Peak im Anziehdrehmoment deutlich. Dieses Verhalten ist hinreichend aus der Verschraubungstechnik bekannt. Wichtig ist an dieser Stelle die Unempfindlichkeit

der Sensorschrauben auf gestufte Montageverfahren bzw. die Mehrfachmontage ohne Qualitätseinbußen.

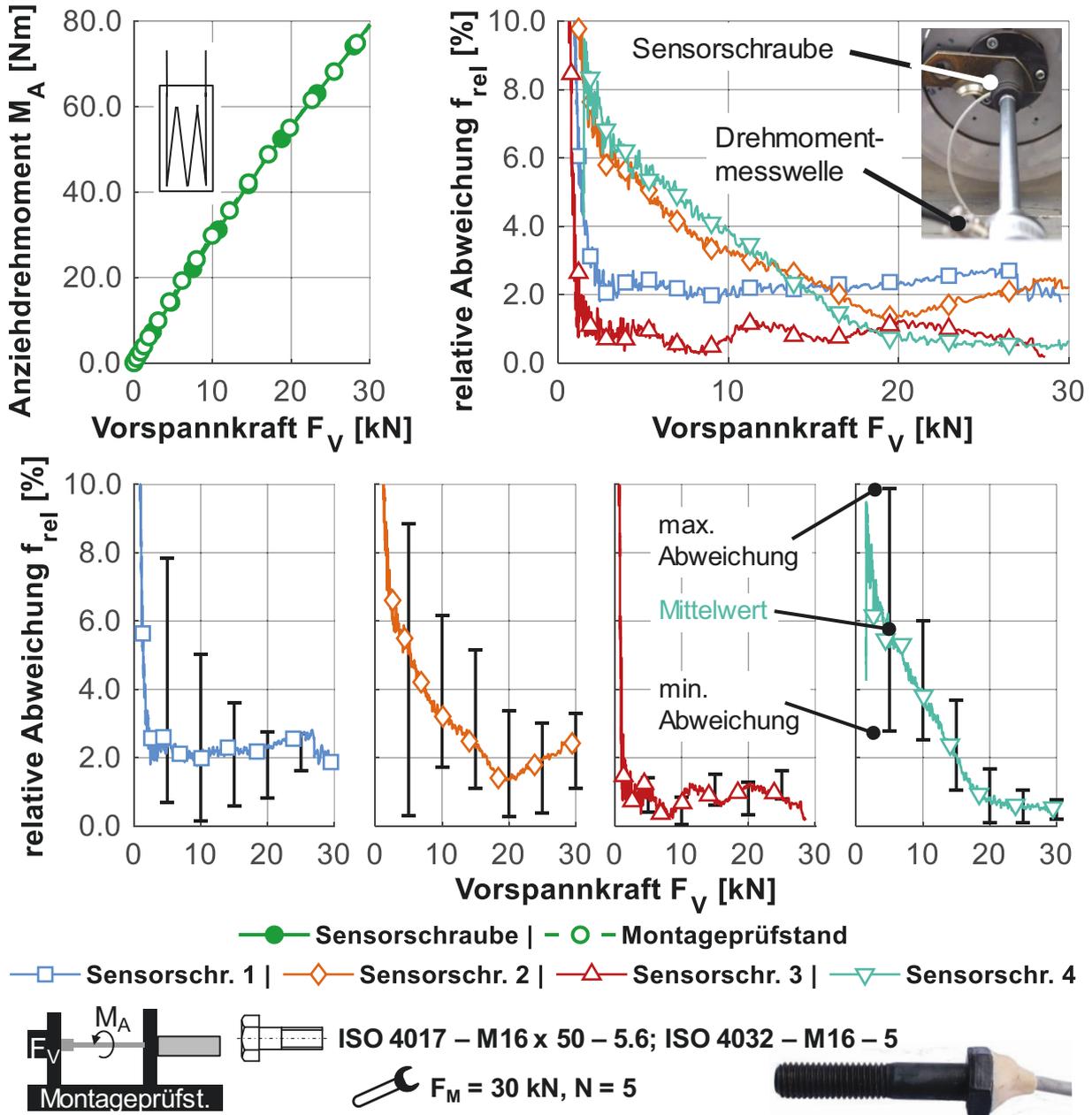


**Abbildung 31:** Gestufte Montage, analog zu einer Flanschverbindung, mit dem Montageprüfstand und exemplarisch vergrößerter Ausschnitt eines Stufenübergangs

## Signalpräzision

Die relative Abweichung von vier Sensorschrauben im Vergleich zum Montageprüfstand ist in Abbildung 32 ausgewertet. In der ersten Diagrammzeile links ist nochmals exemplarisch eine Montagekurve gezeigt. Im rechten Diagramm ist die relative Abweichung  $f_{rel}$  der Sensorschrauben bezogen auf den Montageprüfstand dargestellt. Die Kurve jeder einzelnen der vier Schrauben ist aus fünf Montagen gemittelt. In der zweiten Diagrammzeile sind die Ergebnisse jeder Schraube nochmals gezeigt, jedoch zusätzlich mit Fehlerbalken, die die maximale und minimale Abweichung je Schraube repräsentieren. Die Kurven geben die gemittelte relative Abweichung der Messungen wieder. Grundsätzlich ergeben sich zwei Charakteristiken der Sensorschrauben, welche sich maßgeblich durch den Applikationsprozess des DMS ergeben. Die erste Charakteristik zeigt sich in den Sensorschrauben 2 und 4 sehr deutlich. Hier nimmt der relative Fehler von ca.

8 % bei 2 kN auf ca. 1,5 % bei 20 kN kontinuierlich ab (bezogen auf die jeweilig anliegende Montagevorspannkraft).



**Abbildung 32:** Montagekurve und relative Abweichung zwischen Montageprüfstand und Sensorschrauben bei Betrachtung von vier Schrauben; Fehlerbalken stellen min.-/max. Abweichung der Versuchsreihe mit jeweils  $N = 5$  Messungen bzw. Montagen dar; Kurve repräsentiert den Mittelwert

Bei der zweiten Charakteristik, Sensorschrauben 1 und 3, stellt sich bereits unter 5 kN eine konstante relative Abweichung von ca. 2 % ein. Im Hauptarbeitsbe-

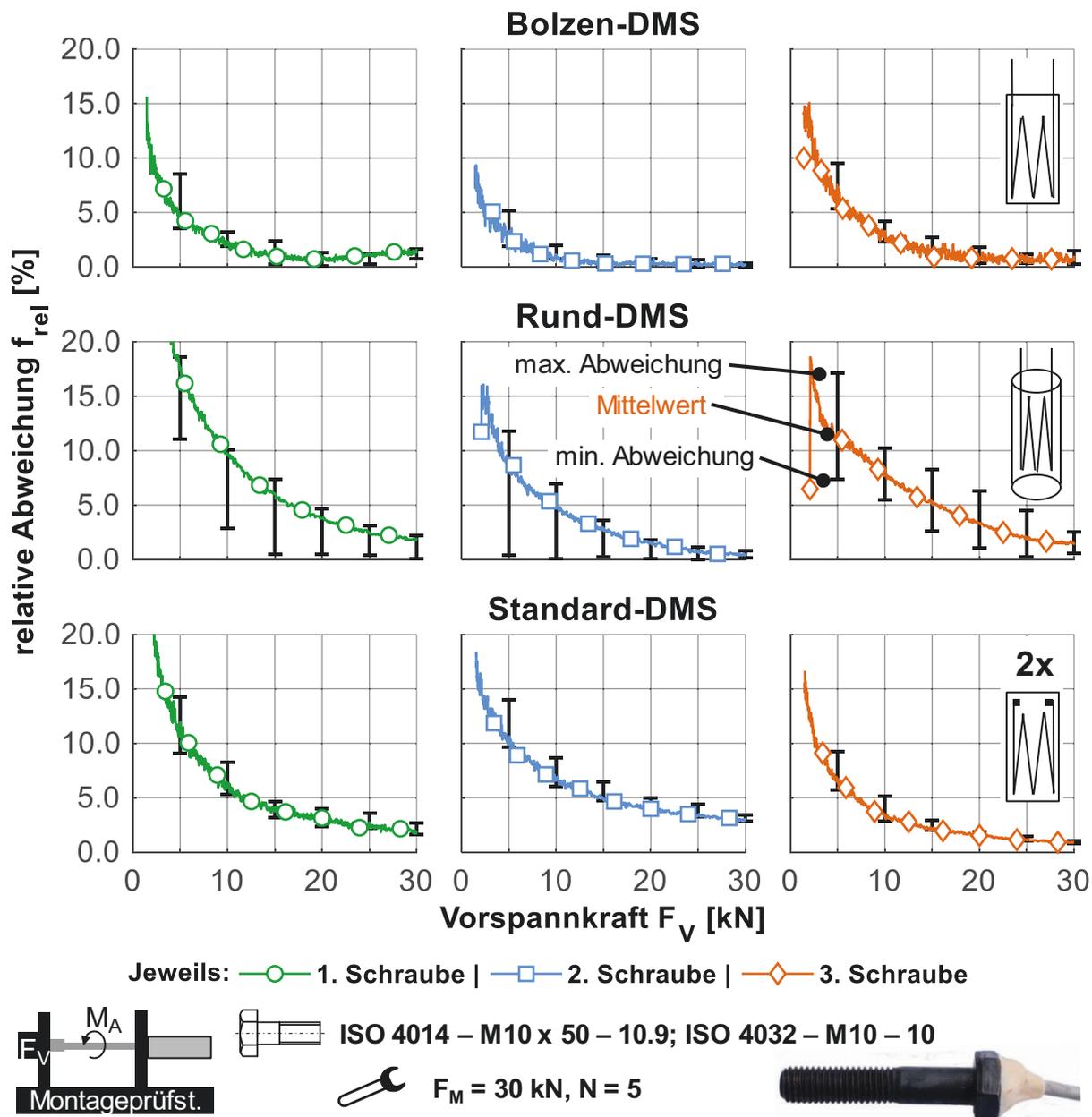
reich der Schraubenverbindung (Vorspannkraft 20-30 kN) sind die getesteten Sensorschrauben ähnlich genau, die relativen Abweichungen belaufen sich auf  $f_{rel} < 4 \%$ . Der darunter liegende Vorspannkraftbereich ( $< 20$  kN) ist eher für die Forschung relevant und weniger für die betriebliche Verwendung, daher können dort höhere Abweichungen zugelassen werden.

In Abbildung 33 wird ein Vergleich über verschiedene DMS-Typen beim Einsatz in Sensorschrauben gezogen. Die Schraubendimension hat sich im Vergleich zu allen vorherigen in diesem Kapitel gezeigten Versuchen von ISO 4017 – M16 x 50 – 5.6 [163] auf ISO 4014 – M10 x 50 – 10.9 [161] geändert, da die zuvor verwendeten Schrauben als Ganzgewindeschrauben ausgeführt sind. Durch die Verwendung von Schaftschrauben wird die Sicherheit gegen Versagen im Bereich des DMS erhöht. Aufgrund unterschiedlicher Festigkeitsklassen ist die Vorspannkraft jedoch konstant, bei einer erhöhten Dehnung der Schrauben sowie der DMS. Im Vergleich stehen die in Kapitel 4 vorgestellten Bolzen-DMS, Rund-DMS und Standard-DMS. Bei jedem DMS-Typ werden drei Sensorschrauben verwendet, dabei hat jede Schraube fünf Montagen erfahren. Daraus wurden der Mittelwert sowie die maximale und minimale Abweichung ermittelt. Der Mittelwert verläuft nicht immer mittig durch den Fehlerbalken. Die Lage der Mittelwertkurve zu den Extrema des Fehlerbalkens gibt an, mit welcher Häufigkeit eine große Abweichung (Abstand nach oben) oder eine kleine Abweichung (Abstand nach unten) in den vorliegenden Messungen auftritt.

Die Bolzen-DMS in Abbildung 33 zeigen zu Beginn ebenfalls deutliche relative Abweichungen  $f_{rel}$  bis zu einer Vorspannkraft  $F_V$  von ca. 10 kN analog zu den Messungen aus Abbildung 32. Es stellt sich jedoch bereits ab 20 kN eine relative Abweichung von ca. 1 % ein (vgl. Abbildung A4). Die Abweichung ist nochmals geringer als bei den Schrauben der Nenngröße M16. Im Vergleich zu den zwei anderen DMS-Typen stellt sich im Hauptarbeitsbereich  $> 20$  kN ein Plateau konstanter relativer Abweichung ein. Zudem sind die Abweichungen zwischen den einzelnen Montagen je Schraube sehr gering. Das beweist eine hohe Signalgüte und Wiederholgenauigkeit.

Die Rund-DMS zeigen nicht die Ausbildung eines Plateaus, die relative Abweichung nimmt jedoch bei steigender Vorspannkraft immer mehr ab. Die Streuung ist bei diesem DMS-Typ maximal in dem hier durchgeführten Vergleich, wie die Fehlerbalken verdeutlichen. Das Rauschen der relativen Abweichung ist bei

dieser Bauform geringer im Vergleich zu den Bolzen-DMS. Die relativen Abweichungen im Hauptmessbereich liegen unter 3 % (vgl. Abbildung A4).



**Abbildung 33:** Vergleich verschiedener Sensorschrauben mit unterschiedlichen DMS-Typen, relative Abweichung bezogen auf Vorspannkraft des Montageprüfstands; Fehlerbalken stellen min.-/max. Abweichung der Versuchsreihe mit jeweils  $N = 5$  Messungen bzw. Montagen dar; Kurve repräsentiert den Mittelwert

Die Standard-DMS haben gegenüber den vorher betrachteten Varianten einen gänzlich anderen Aufbau. Sie zeigen höhere Abweichungen von bis zu 4 % im

Hauptarbeitsbereich (vgl. Abbildung A4). Die Größe der Fehlerbalken liegt zwischen denen der anderen beiden DMS-Typen. Die Dehnung der Schraube wird bei dieser Bauform wesentlich direkter auf die DMS übertragen, da die Klebstoffschicht im Vergleich zu den anderen beiden Varianten deutlich geringer ist, was eine höhere Präzision erwarten lässt. Der radiale Abstand der DMS zur Rotationsachse der Schraube ist bei diesen Sensorschrauben am größten; hierin kann der Grund für die erhöhte relative Abweichung liegen. Durch die Torsionsspannung infolge des Anziehdrehmoments werden die DMS quer gedehnt. Das kann zu entsprechenden Abweichungen führen, wobei die Brückenschaltung so gewählt ist, dass der Einfluss durch Torsion bereits kompensiert wird [71]. Die gemessenen Abweichungen können aufgrund von nicht exakt ausgerichteten DMS entstehen.

## Fazit

Ziel der Versuche war es, das Montageverhalten von Sensorschrauben sowie die Signalpräzision mittels eines messtechnischen Abgleiches zum Montageprüfstand zu untersuchen. Zum einen zeigt sich, dass die Genauigkeit trotz mehrfachen Be- und Entlastens nicht negativ beeinflusst wird. Zum anderen treten je nach DMS-Typ gemittelte relative Abweichungen zwischen ein und vier Prozent auf. Die Schrauben mit Bolzen-DMS haben die geringste Abweichung. Zur Veranschaulichung der relativen Abweichung der prinzipiell einfach aufgebauten Sensorschrauben, bietet sich der Vergleich mit einer Gewichtskraft an. In dem vorliegenden Fall sind 1 % von 30.000 N Vorspannkraft eine Kraft von 300 N (entspricht einer Masse von ca. 30 kg). Im Vergleich zu den sonstigen Vorspannkraftunsicherheiten einer Schraubenverbindung ist das bereits sehr exakt. Die Vorspannkraftstreuung einer Schraube über mehrere Montagen bzw. Wiederholmontagen ist ebenfalls gering, da die Kurven in Abbildung 30 unten links deckungsgleich mit denen des Montageprüfstands sind. Der Vergleich zwischen den unterschiedlichen Nenndurchmessern M16 und M10 bei gleichem DMS-Typ zeigt, dass bei erhöhter Dehnung (Faktor ca. 2,5 bei M10 (10.9) größer im Vergleich zu M16 (5.6) bei gleicher Vorspannkraft) die Präzision steigt.

Aus diesen Ergebnissen lässt sich schlussfolgern, dass eine torsionsbehaftete Montage oder Wiederholmontage keinen signifikanten Einfluss auf die Präzision und Lebensdauer von Sensorschrauben hat. So können sie nachweislich bei diversen Versuchen eingesetzt werden. Die für das mechanische Übertragungs-

verhalten verantwortliche Vorspannkraft kann direkt bei der Montage der Schraube überwacht werden. Unter Hinzunahme einer drehmomentmessenden Einrichtung kann aus der Montage der Sensorschrauben das Anziehdrehmoment für die übrigen, nicht mit DMS bestückten Schrauben, bestimmt werden, wenn diese identische Kontaktzustände (Schmierzustand, Oberflächenzustand usw.) aufweisen. Das vermeidet nicht gänzlich alle Schwankungen dieses Montageprozesses, ist jedoch besser als Annahmen aus Tabellen und kann mobil eingesetzt werden.

In der Praxis bedeutet das, dass das Fehlverhalten von Monteuren bei der Montage durch mittels elektronischer Datenverarbeitung (EDV) gestützte Protokollierung erfasst und kontrolliert werden kann. Wichtig ist dies gerade im Hinblick auf Flanschverbindungen, die Medien mit entsprechenden Risiken für Leib, Leben und die Umwelt führen (Risikoklassen vgl. VDI 2862-2 [17]). Das Einstellen der Vorspannkraft einer Flanschverbindung - sowie auch die daraus folgende Flächenpressung auf die Dichtung zur Vermeidung von Leckagen - kann präziser erfolgen.

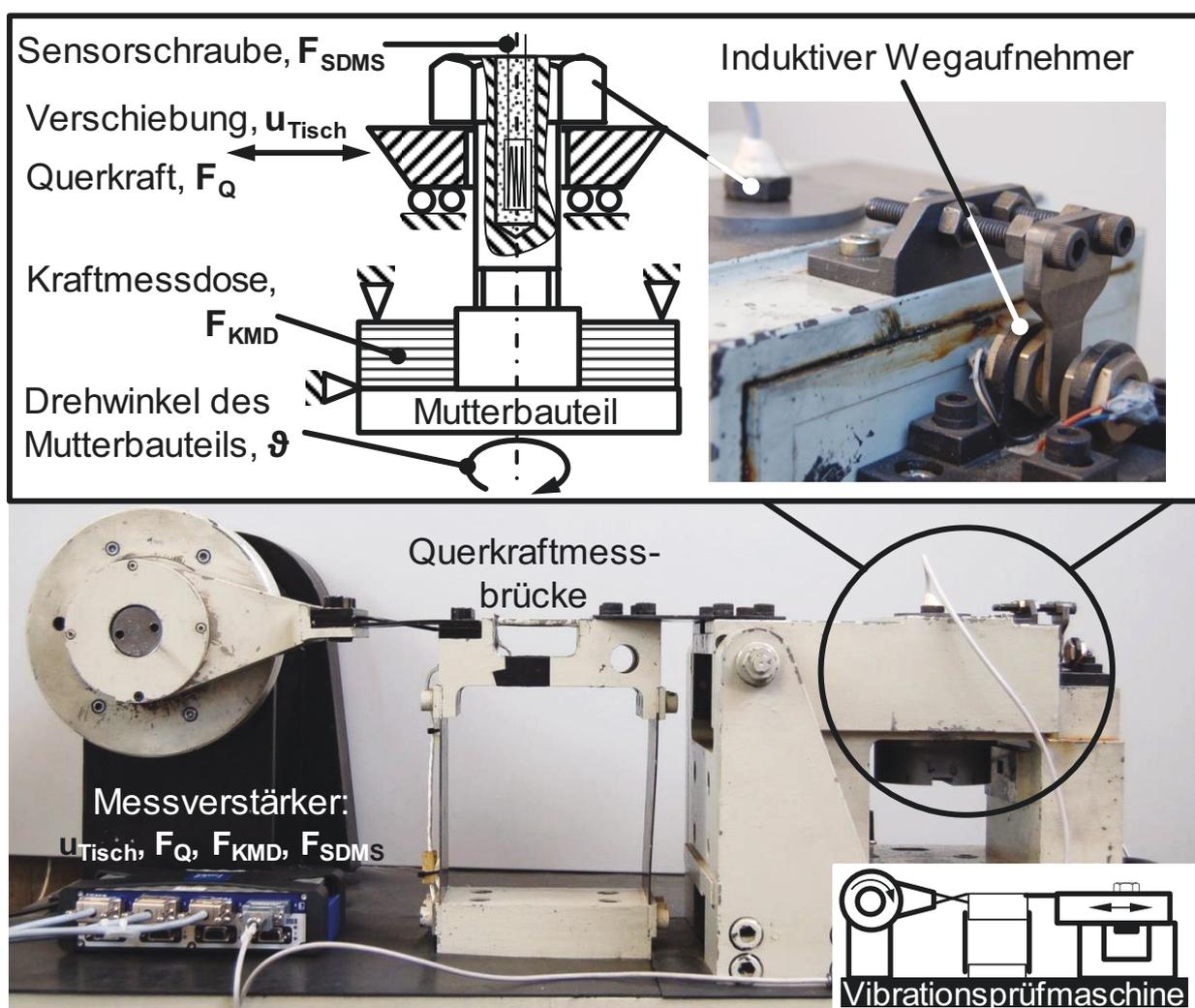
## 4.4 Biegemomentempfindlichkeit

Typischerweise werden im allgemeinen Maschinenbau Schraubenverbindungen so ausgelegt, dass die Übertragung der Querkräfte ausschließlich durch Haftreibung aufgrund der Vorspannung der Schrauben (ohne Gleiten in der Trennfuge) übertragen wird [33]. Im Zuge des Leichtbaus kann es durch die Materialwahl und optimierte Bauteilgeometrien zu verringerten Bauteilsteifigkeiten kommen, wodurch größere Verformungen zwischen Schraubenkopf und dem eingeschraubten Gewinde auftreten. Die Haftbedingungen müssen dabei nicht zwangsläufig verletzt werden. Wenn die Querkraft den Reibschluss übersteigt, erfolgt ein Abgleiten der Verbindung [165]. Sofern die Verschiebung nicht form-schlüssig verhindert wird, wird die Schraube zusätzlich einer Biegebelastung ausgesetzt [119]. Eine weitere Möglichkeit, die zu einer Biegebelastung der Schraubenverbindung führen kann, ist eine exzentrisch axiale Belastung mit Klaffen der Trennfuge, vgl. Abbildung 5.

Ziel der Versuchsreihe ist es, den Einfluss von Biegung auf Sensorschrauben mit DMS mit einer Vibrationsprüfmaschine nach [166] zu untersuchen. Die zu prüfende Schraube wird dabei auf die Zielvorspannkraft montiert und anschließend

einer verstellbaren dynamischen Querbeanspruchung ausgesetzt, den Prüfaufbau zeigt Abbildung 34.

Ein Elektromotor treibt eine Exzenterwelle an, die den wälzgelagerten Tisch sinusförmig oszillierend bewegt. Nach dem Einschalten des Motors wird der Schraubenkopf einer Querverschiebung  $u_{\text{Tisch}}$  ausgesetzt. Wird die Haftbedingung verletzt, kommt es zum Abgleiten des Schraubenkopfes. Das kann je nach Einstellung und Schraubfall zum selbsttätigen Losdrehen führen; eine detaillierte Beschreibung ist in [36] zu finden.

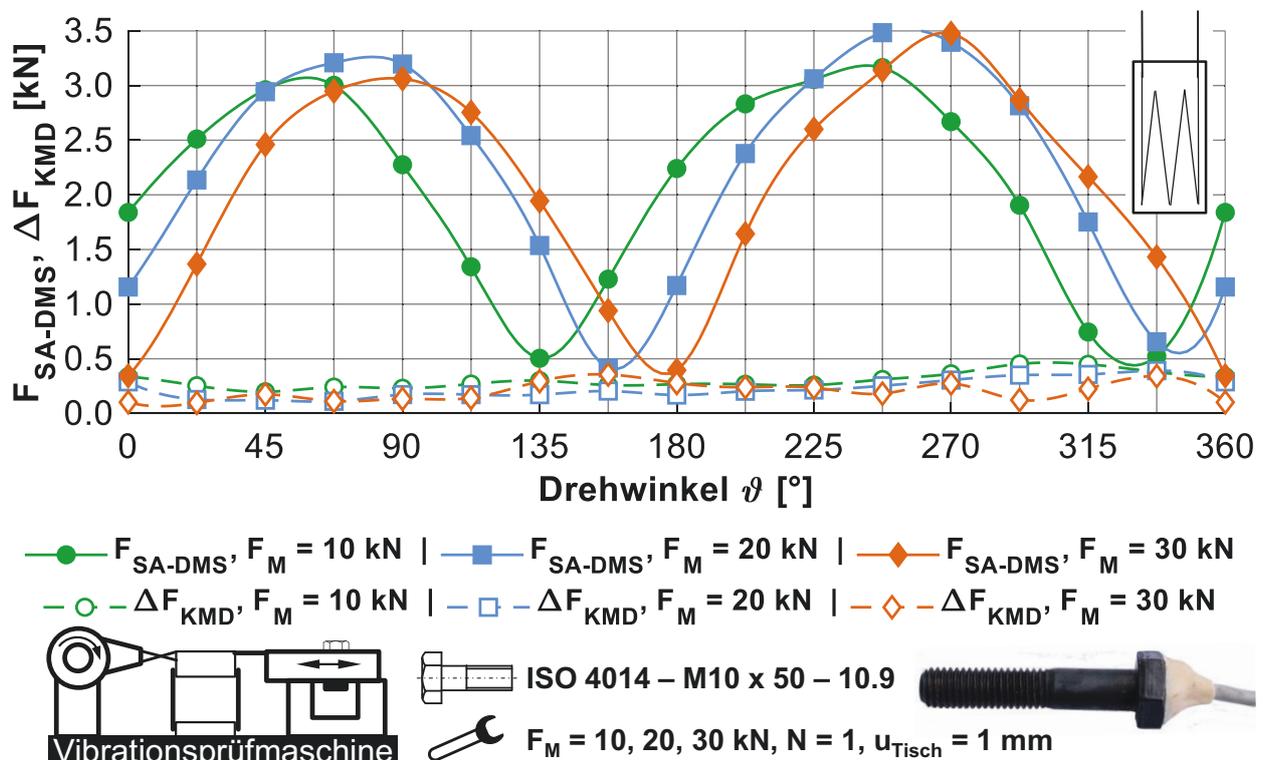


**Abbildung 34:** Vibrationsprüfmaschine nach [166]; oben: schematischer Aufbau der Einspannsituation und Wegmesssystem; unten: Foto der Prüfmaschine sowie Piktogramm

Im vorliegenden Versuch werden Schrauben nach ISO 4014 – M10 x 50 – 10.9 [161] verwendet. Die Sensorschraube wird in der Nulllage ( $u_{\text{Tisch}} = 0 \text{ mm}$ ) auf die

Zielvorspannkraft montiert. Anschließend erfolgt mit einer Frequenz  $f = 0,8 \text{ Hz}$  und einer lastfrei eingestellten Tischschwingbreite von  $u_{\text{Tisch}} = 1 \text{ mm}$  die Belastung der Schraube für eine Zeitdauer von  $t = 20 \text{ s}$ . Dieser Versuch erfolgt bei den Montagevorspannkraftstufen  $F_M = 10 \text{ kN}$ ,  $20 \text{ kN}$  und  $30 \text{ kN}$ , das Ergebnis einer Messung zeigt exemplarisch Abbildung A5.

Um eine Aussage der Empfindlichkeit über  $360^\circ$  um die Schraubenhochachse rotierende Querkraft zu bekommen, wurde nach dem Lösen das Mutterbauteil mit einem Drehwinkelinkrement von  $\Delta\vartheta = 22,5^\circ$  weitergedreht und der Versuch wiederholt. Dadurch ändert sich die Biegebelastung der Schraube relativ zum DMS. Über den Umfang ergeben sich 16 Messungen je Vorspannkraftstufe. Aus diesen Messergebnissen konnte die Schraubenzusatzkraft  $F_{\text{SA-DMS}}$ , mittels DMS gemessen, bzw. das  $\Delta F_{\text{KMD}}$  der biegekompensierten Kraftmessdose innerhalb des Prüfstands bestimmt werden. Die beiden Kenngrößen sind über den Winkel für die drei Montagevorspannkraftstufen im nachfolgenden Diagramm Abbildung 35 dargestellt.

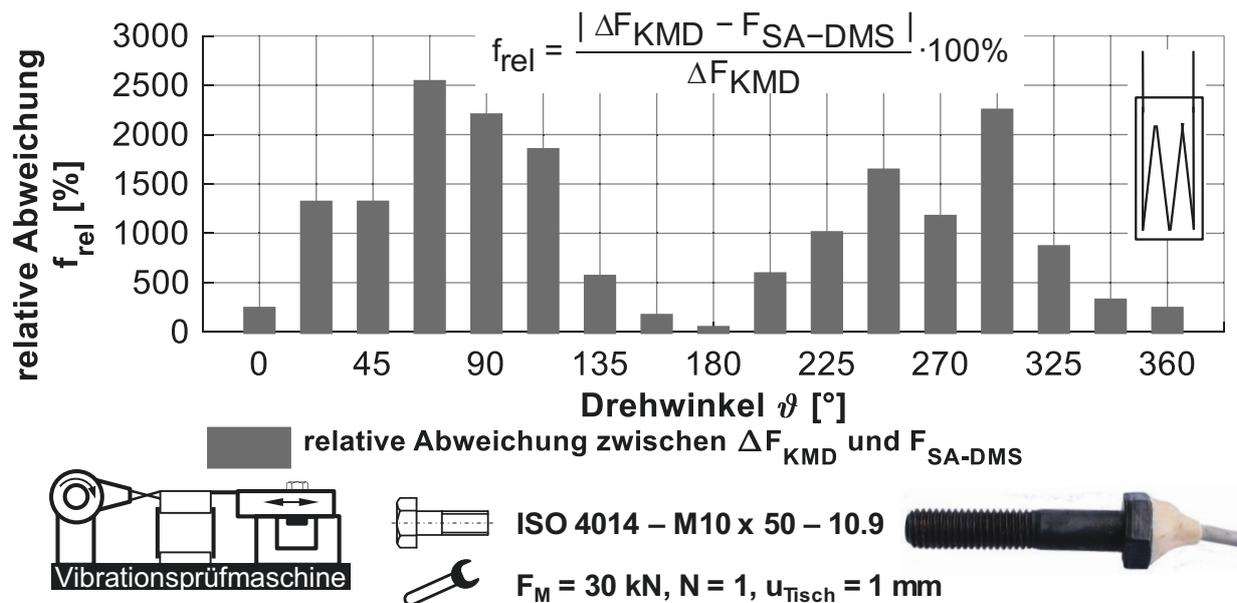


**Abbildung 35:**  $\Delta F_{\text{KMD}}$  der Kraftmessdose und  $F_{\text{SA-DMS}}$  einer Sensorschraube mit Bolzen-DMS bei den Montagevorspannkraftstufen  $F_M = 10 \text{ kN}$ ,  $20 \text{ kN}$  und  $30 \text{ kN}$ , Marker stellen jeweiligen Messpunkt dar

Jeder Datenpunkt entspricht einer einzelnen Messung nach erläuteter Methode. Die Ergebnisse sind exemplarisch mit einer Sensorschraube mit Bolzen-DMS erfasst. Im Diagramm sind die extrahierten Signale über den Drehwinkel  $\vartheta$  dargestellt. Es zeigt sich, dass bei immer gleicher Ausgangslage des Mutterbauteils ( $\vartheta = 0^\circ$ ) bei veränderter Vorspannkraft eine Phasenverschiebung der Signale auftritt. Ein Vergleich bei konstanter Montagevorspannkraft und einem Vergleich der DMS-Typen folgt in Abbildung 39.

Die gestrichelten Linien in Abbildung 35 sind die Signale der Kraftmessdose  $\Delta F_{\text{KMD}}$ . Diese zeigen, wie erwartet, über den Drehwinkel ein nahezu konstantes Niveau je Vorspannkraftstufe. Mit steigender Vorspannkraft nimmt die gemessene Amplitude  $\Delta F_{\text{KMD}}$  jedoch ab. Das Signal der Sensorschraube hingegen zeigt einen sinusförmigen Verlauf mit einer Periodendauer von  $180^\circ$ , vgl. [167]. Die Signalhöhe der Sensorschraube sollte idealerweise mit der der Kraftmessdose übereinstimmen, das ist jedoch nur in den Minima von  $F_{\text{SA-DMS}}$  der Fall. Aufgrund des relativ groben Winkelinkrements  $\Delta\vartheta$  werden die globalen Minima nicht exakt getroffen. Die gemessenen Maxima von  $F_{\text{SA-DMS}}$  liegen deutlich über der tatsächlichen vorherrschenden Belastung. In Abbildung 36 wird der Umfang des relativen Fehlers deutlich, er liegt im Maximum bei ca. 2500 %. Das verdeutlicht die Biegemomentempfindlichkeit von Sensorschrauben mit Bolzen-DMS.

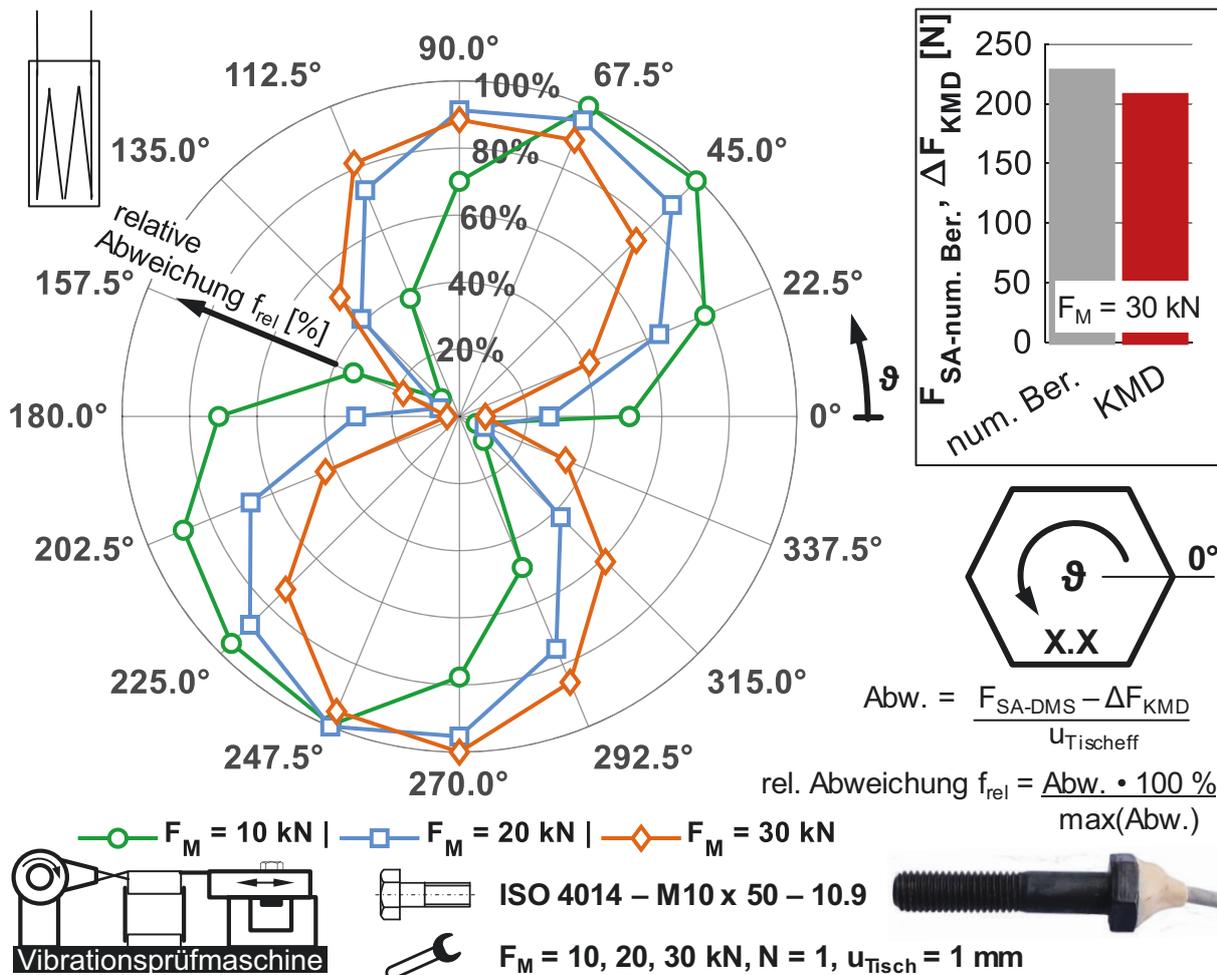
Aufgrund der Maschinensteifigkeit und der im Kraftfluss liegenden Bauteile wird im Versuch nicht die eingestellte Tischschwingbreite von  $u_{\text{Tisch}} = 1 \text{ mm}$  erreicht, vgl. auch [107, 109]. Die effektive Tischschwingbreite  $u_{\text{Tisheff}}$  entspricht ca. 30-50 % der Leerlaufamplitude von  $u_{\text{Tisch}}$  und ist abhängig von der Vorspannkraft  $F_V$ . Dieser Sachverhalt ist in Abbildung 35 noch nicht berücksichtigt, erklärt aber die verminderte Schwingbreite der Kraftmessdose  $\Delta F_{\text{KMD}}$  bei steigender Montagevorspannkraft  $F_M$ . Die effektive Tischschwingbreite  $u_{\text{Tisheff}}$  ist im Versuch messtechnisch erfasst worden und konnte dadurch als Eingangsparameter für eine numerische Berechnung genutzt werden. Um die Signalhöhe der Kraftmessdose abzusichern, erfolgte eine numerische Berechnung bei einer Montagevorspannkraft  $F_M$  von 30 kN. Das Ergebnis zeigt das Säulendiagramm in Abbildung 37, die Ergebnisse aus Versuch  $\Delta F_{\text{KMD}}$  (KMD) und numerischer Berechnung  $F_{\text{SA-num.Ber.}}$  (num. Ber.) stimmen nahezu überein. Somit sind die Sensorschrauben mit Bolzen-DMS maßgeblich für die Abweichung gegenüber der Kraftmessdose verantwortlich.



**Abbildung 36:** Relative Abweichung zwischen Kraftmessdose und Sensorschraube über 360°, ausgewertet an den jeweiligen Messpositionen bei einer Montagevorspannkraft von  $F_M = 30 \text{ kN}$

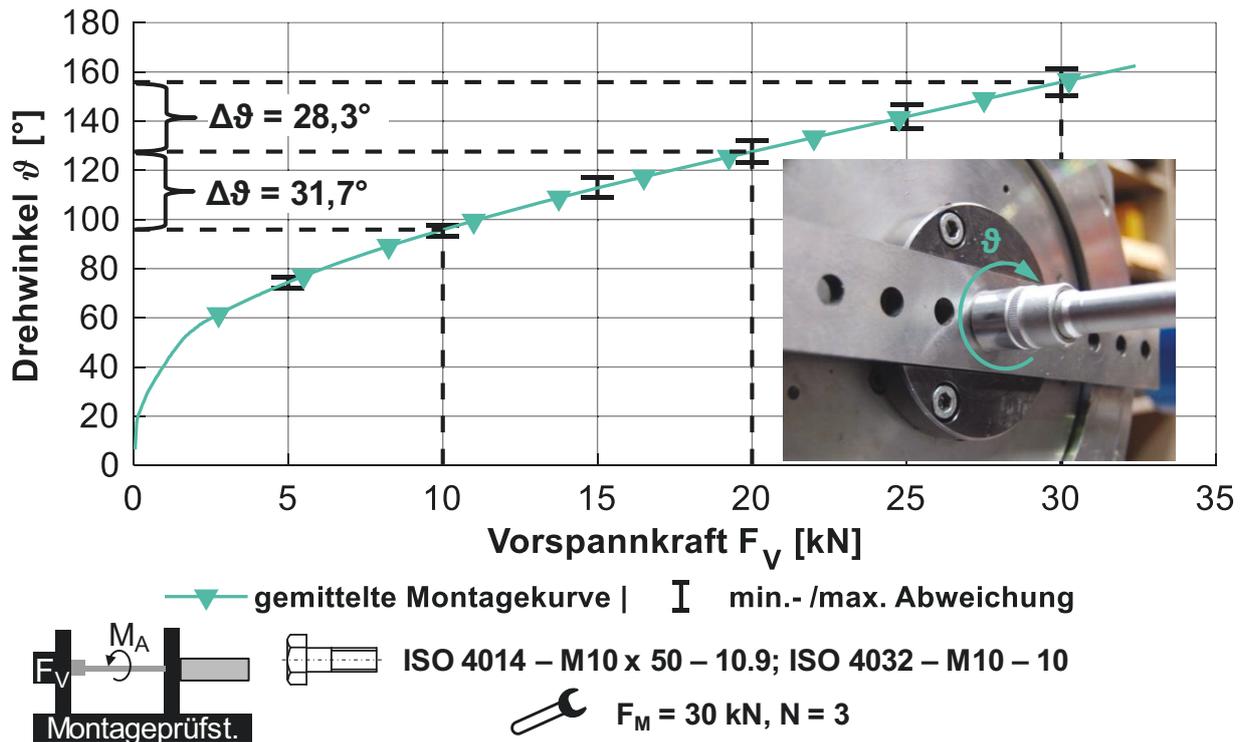
Der Einfluss der Vorspannkraft auf die Abweichung zwischen Sensorschraube und Kraftmessdose ist in Abbildung A6 dargestellt. Um die Auswirkungen der vorspannkraftabhängigen Tischverschiebung zu eliminieren, sind die Belastungsgrößen  $\Delta F_{KMD}$  und  $F_{SA-DMS}$  jeweils durch die effektive Tischschwingbreite  $u_{Tisch\text{eff}}$  dividiert und auf diese Weise normiert worden ( $F_{SA-DMSn}$  und  $\Delta F_{KMDn}$ ). Anhand des Diagramms zeigt sich, dass mit steigender Vorspannkraft die Biegemomentempfindlichkeit zunimmt, da die normierte Schraubenzusatzkraft  $F_{SA-DMSn}$  mit der Vorspannkraft steigt.

Im Netzdiagramm der Abbildung 37 ist die relative Abweichung (Abw.) zwischen Sensorschraube  $F_{SA-DMS}$  und Kraftmessdose  $\Delta F_{KMD}$  bezogen auf die effektive Schwingbreite  $u_{Tisch\text{eff}}$  als auf die maximal auftretende Abweichung normierte relative Abweichung dargestellt. Die Darstellung visualisiert das Verhalten in der Draufsicht auf eine Schraubenverbindung. Auch hier zeigt sich, dass an zwei Positionen über den Umfang die Ergebnisse von Sensorschraube und Kraftmessdose nahezu übereinstimmen sowie die Phasenverschiebung analog zu Abbildung 35 jedoch um den Einfluss der steifigkeitsabhängigen Tischschwingbreite bereinigt.



**Abbildung 37:** Netzdiagramm des prozentualen Fehlers der Sensorschraube bezogen auf das Signal der Kraftmessdose normiert über die Tischschwingbreite, Marker stellen jeweiligen Messpunkt dar; Säulendiagramm zur Gegenüberstellung der Ergebnisse aus numerischer Berechnung (num. Ber.) und Messergebnissen der Kraftmessdose (KMD) bei einer Montagevorspannkraft  $F_M = 30$  kN, in Anlehnung an [167]

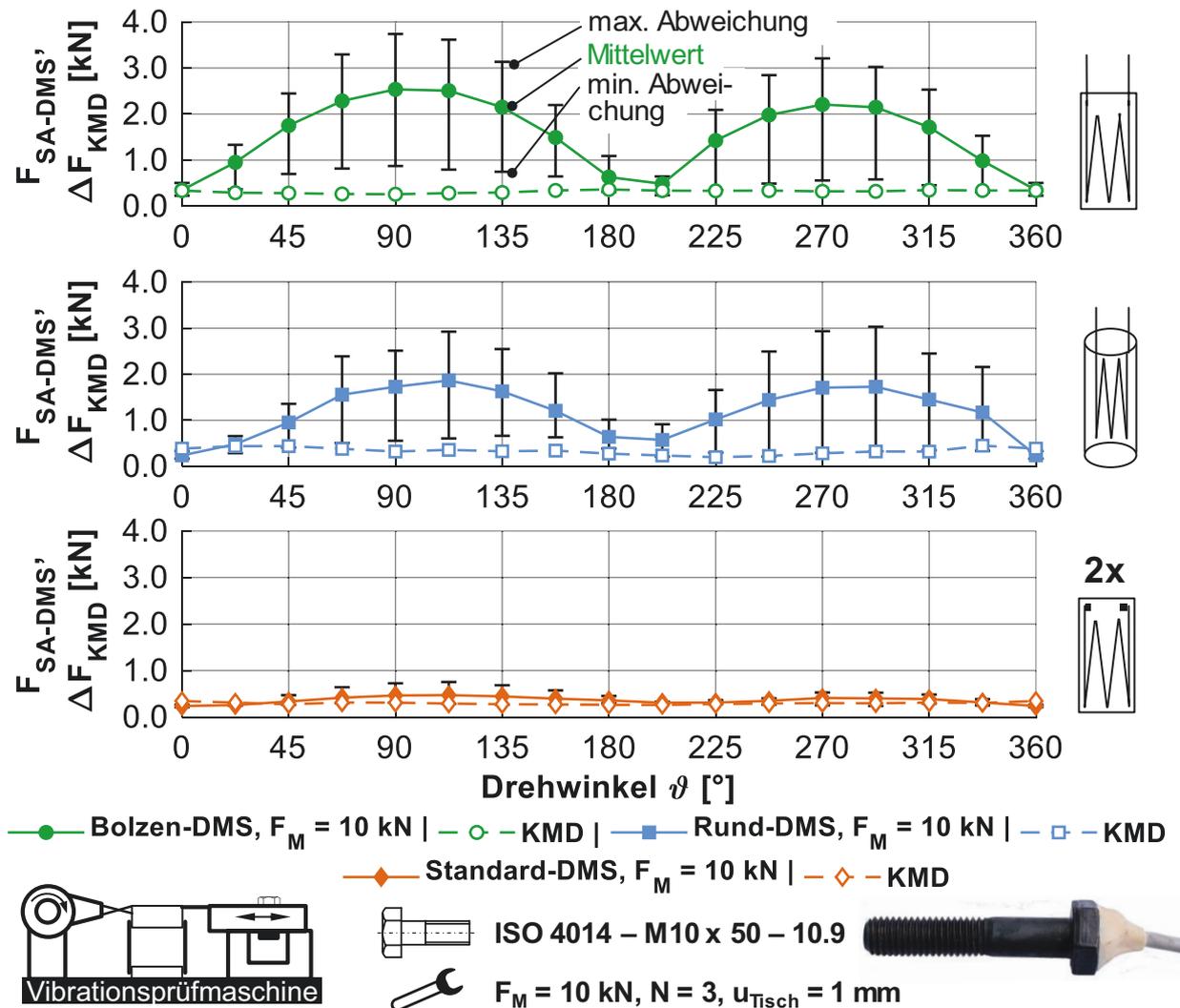
Die Verdrehung der Schleifen gegeneinander bzw. die Phasenverschiebung der Kurven ist mit dem Weiterdrehwinkel zur Erhöhung der Vorspannkraft in Relation zu setzen [167]. Dazu erfolgt eine Messung von geometrisch identischen Schrauben und gleicher Klemmlänge im Montageprüfstand. Das Ergebnis der Versuche als Mittelwertkurve aus drei Einzelschrauben zeigt Abbildung 38.



**Abbildung 38:** Gemittelte Montagekurve von drei Schrauben, vorspannkraftgesteuerte Montage auf 30 kN mit eingezeichneten Weiterdrehwinkeln bei Änderung der Vorspannkraft; Fehlerbalken stellen min.-/max. Abweichung der Versuchsreihe mit  $N = 3$  Messungen dar; Kurve repräsentiert den Mittelwert

Das Diagramm zeigt den typischen nahezu linearen Zusammenhang zwischen Vorspannkraft und Drehwinkel bei elastischer Montage. Die beiden ermittelten Drehwinkelinkremente  $\Delta\vartheta$  liegen bei ca.  $30^\circ$ . Aufgrund des groben Messinkrementses von  $\Delta\vartheta = 22,5^\circ$  der Versuche mit der Vibrationsprüfmaschine kann keine genaue Übereinstimmung gemessen werden, jedoch sind die Größenordnungen realistisch. Zudem sind die Bauteilnachgiebigkeiten von Montageprüfstand und Vibrationsprüfmaschine nicht identisch.

Im Folgenden werden die unterschiedlichen Sensorschrauben mit DMS auf ihre Biegemomentempfindlichkeit untersucht. Sie sind in Abbildung 39 vergleichend gegenübergestellt. Die Schrauben sind dem vorhergehend beschriebenen Ablauf unterzogen worden. Zur Absicherung (Fehlerbalken) sind drei Schrauben je DMS-Typ geprüft worden. Die Darstellung zeigt exemplarisch die Ergebnisse bei einer Montagevorspannkraft  $F_M$  von 10 kN. Eine Normierung mit der effektiven Tischschwingbreite ist an dieser Stelle nicht erforderlich, da die Montagevorspannkraft konstant ist.



**Abbildung 39:** Vergleich der Sensorschrauben mit verschiedenen DMS-Typen unter Biegebelastung bei einer Montagevorspannkraft von  $F_M = 10$  kN; Fehlerbalken stellen min.-/max. Abweichung der Versuchsreihe mit  $N = 3$  Messungen dar, Kurven repräsentieren den Mittelwert, Marker stellen jeweiligen Messpunkt dar

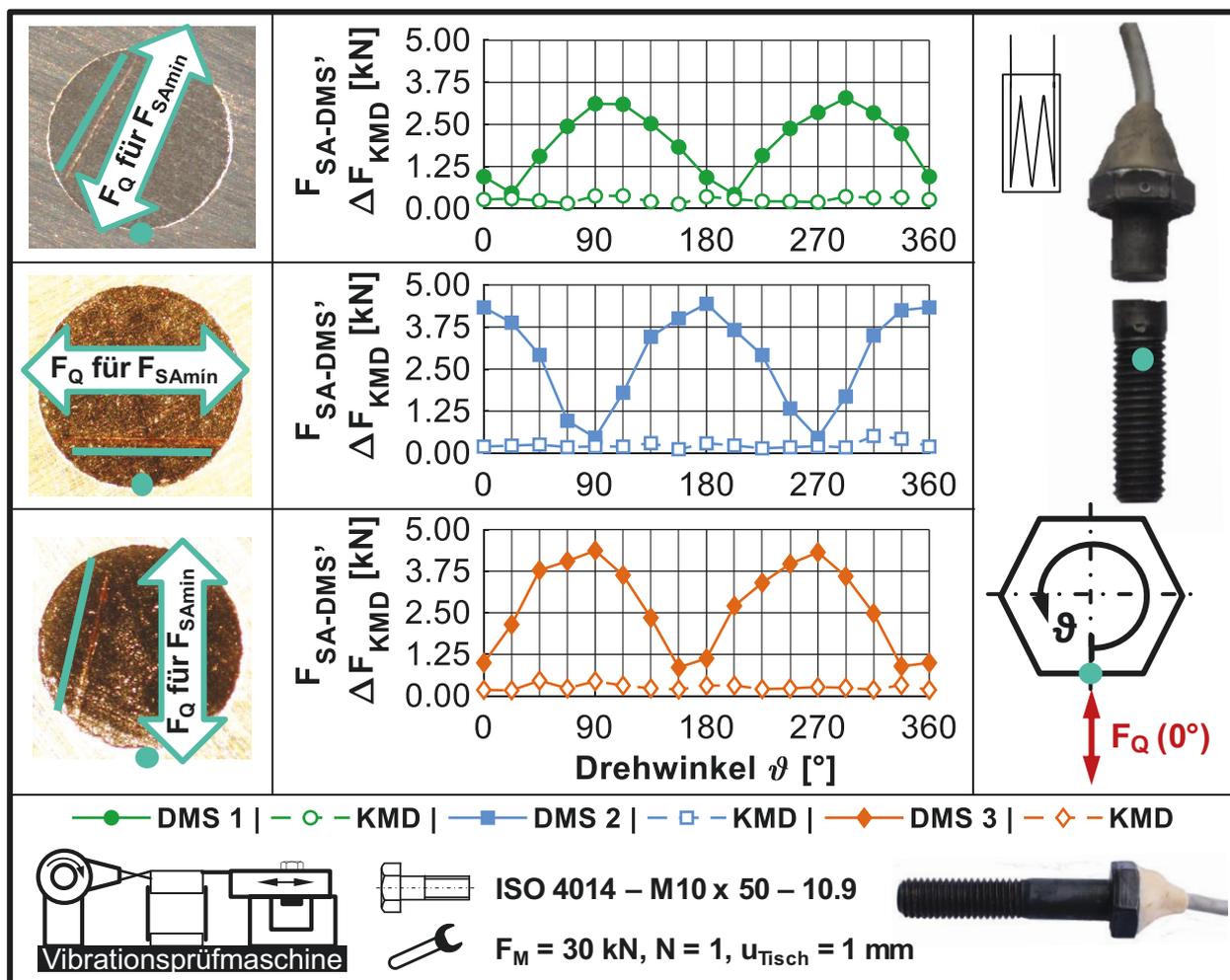
Im oberen Diagramm sind die Ergebnisse der Sensorschraube mit Bolzen-DMS dargestellt. Hier tritt die größte Biegemomentempfindlichkeit auf. Bei Betrachtung der Fehlerbalken zeigt sich auch, dass es Schrauben gab, die nur geringe Sensitivitäten aufweisen, andere hingegen überschätzten deutlich, vgl. auch Abbildung 36.

Bei Verwendung von Rund-DMS ist die Biegemomentempfindlichkeit weniger stark ausgeprägt vorzufinden als bei den Bolzen-DMS, aber trotz des nahezu rotationssymmetrischen DMS ist der Effekt noch deutlich erkennbar. Die Anzahl der deckungsgleichen Messergebnisse mit der Kraftmessdose ist jedoch gegenüber den Bolzen-DMS erhöht.

Als letztes wurden die als Zweiviertel- bzw. Diagonalbrücke geschaltete Sensorschrauben mit Standard-DMS untersucht. Die beiden um  $180^\circ$  versetzten DMS sollen den Einfluss der Biegung auf das Messsignal kompensieren. Dies wird nicht vollständig erreicht (Winkel- und Positionsabweichung der Klebposition der DMS, Klebstoffschichtdicke). Jedoch ist die Abweichung gegenüber den bereits vorgestellten Varianten deutlich abgeschwächt.

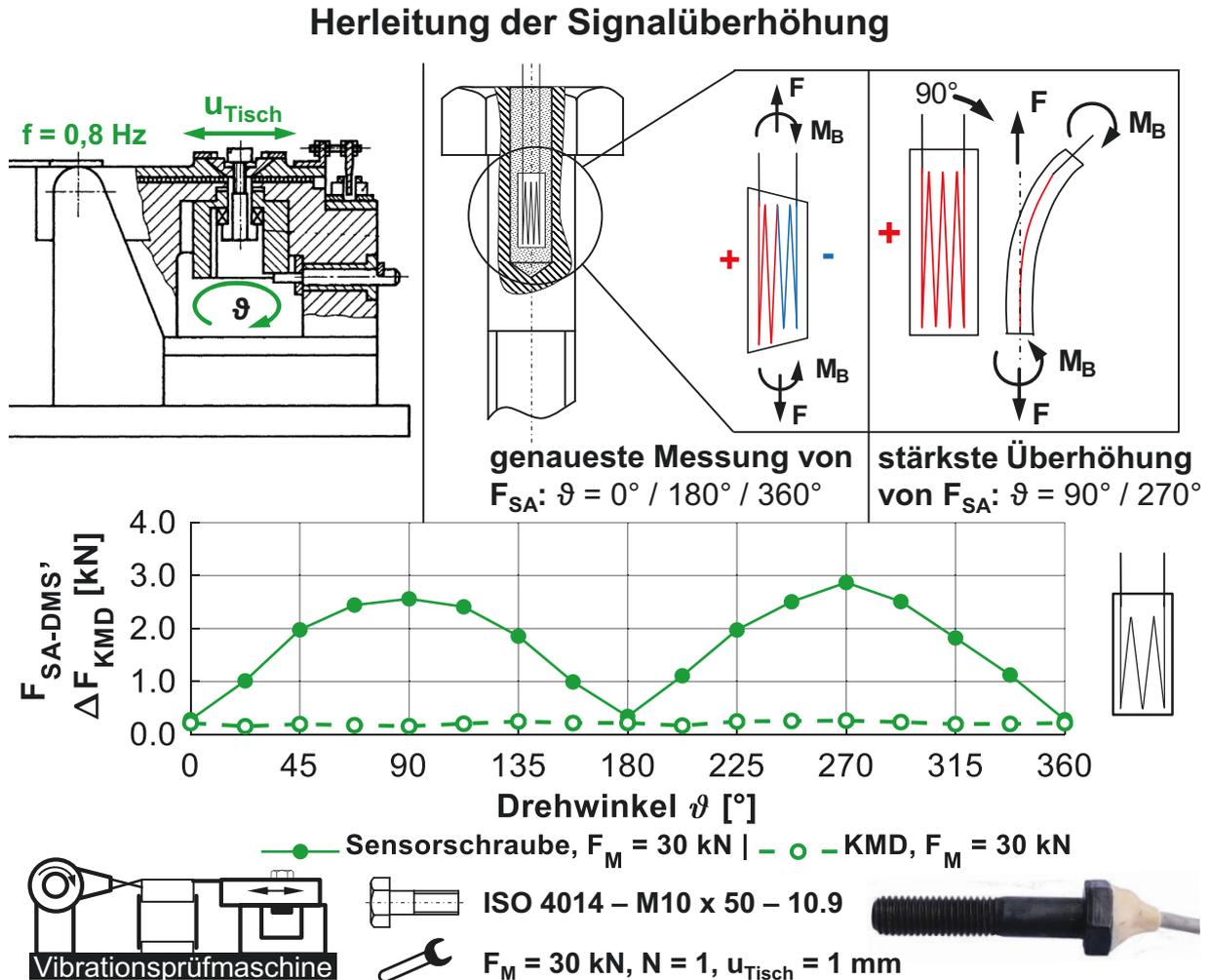
Der Bolzen-DMS und der Rund-DMS sind durch ihre Applikation sehr nahe an der biegeneutralen Achse der Schraube positioniert, trotzdem tritt die Biegemomentempfindlichkeit sehr stark in den Vordergrund. Die Abhängigkeit der Bolzen-DMS bezogen auf Biegemomente wird im Folgenden genauer untersucht. Dazu sind die dem Versuch unterzogenen Sensorschrauben auf Höhe des DMS getrennt worden um die Position des DMS nach Klebung genauer bestimmen zu können. Die Mikroskopaufnahmen sind in Abbildung 40 links dargestellt: Das Schliffbild zeigt, dass die Trägerfolie bzw. der DMS nicht mittig in der Bohrung sitzt.

In der Mikroskopaufnahme ist jeweils der DMS und zusätzlich eine Linie zur Verdeutlichung dargestellt. Der Drehwinkel  $\vartheta$  ist in den Abbildungen immer  $0^\circ$ . Weiterhin wird die Richtung der minimal gemessenen Schraubenzusatzkraft  $F_{SAmin}$  (Doppelpfeil) angegeben. Die Drehung der skizzierten minimalen Schraubenzusatzkraft ist aus den nebenstehenden Diagrammen abgeleitet. Der türkisfarbene Punkt dient als Orientierung für die Drehwinkelstellung. Die Krafrichtung in dem ersten Messpunkt ( $\vartheta = 0^\circ$ ) der jeweiligen Sensorschraube kann der schematischen Darstellung unten rechts im Bild entnommen werden.



**Abbildung 40:** Position des Bolzen-DMS zur Belastungsrichtung; links: Mikroskopaufnahme, Schnittbild durch Sensorschraube und DMS mit Angabe der Richtung von  $F_Q$  für das ausgegebenen  $F_{SAmin}$ ; mittig: Messergebnisse bei Biegebelastung, Marker stellen jeweiligen Messpunkt dar; rechts: durchtrennte Schraube und schematische Darstellung der Ausgangslage zu Beginn des Versuchs

Es wird deutlich, dass die beste Übereinstimmung mit dem Signal der Kraftmessdose besteht, wenn die Lastrichtung parallel zum DMS ist. Die ersten beiden Schrauben verdeutlichen die Annahme, die dritte Schraube zeigt leichte Abweichungen. Bei genauer Betrachtung der Mikroskopaufnahmen wird deutlich, dass keiner der DMS exakt im Zentrum der Bohrung liegt. Je exzentrischer die Lage des DMS, desto größer weicht die Amplitude von der Ideallinie ab. Weitere nicht untersuchte Fehlerquellen können an dieser Stelle die Konzentrität der Bohrung zum Schaft der Schraube, die vertikale Lage des DMS in der Bohrung oder z.B. inhomogene Klebstoffhaftung am DMS oder Schraube sein. Der Verformungsmechanismus auf den DMS ist in der nachfolgenden Abbildung 41 visualisiert.



**Abbildung 41:** Herleitung der Signalüberhöhung bei Sensorschrauben; oben: Skizze der Vibrationsprüfmaschine, Verformung des DMS je nach Belastungsrichtung; unten: Messergebnis einer Sensorschraube unter Biegebelastung, Marker stellen jeweiligen Messpunkt dar

Im unteren Teil der Abbildung 41 ist zur besseren Orientierung nochmals das Signal einer Sensorschraube mit Bolzen-DMS gezeigt. Bezogen auf das Diagramm ist bei den Winkeln  $\vartheta = 0^\circ$ ,  $180^\circ$  und  $360^\circ$  das exakteste Ergebnis zu erwarten. Aus Abbildung 40 wird deutlich, dass in diesen Punkten die Querkraft parallel zum DMS liegen muss. Auf den DMS wirkt generell aufgrund der Vorspannkraft eine Zugkraft sowie bei Querverschiebung des Schraubenkopfes ein Biegemoment. Das Biegemoment ist an dieser Stelle besonders interessant. In Parallellage des DMS zur Querkraftrichtung wird bei ideal-symmetrischer Annahme ein Teil des DMS gestreckt, der andere Teil gestaucht. Dadurch hebt sich die Längenänderung des Mänders auf und die reine Differenz der veränderten Zugkraft kann gemessen werden. Im zweiten Fall, der maximalen Abweichung

$\vartheta = 90^\circ$  und  $270^\circ$ , wird der DMS entweder nur gestreckt (dargestellter Fall) oder nur gestaucht. Aus diesem Grund erfolgt hier keine Kompensation der Biegeverformung. Das Signal wird verfälscht und stark überhöht ausgegeben. Dieser Effekt wird durch eine außermittige Lage des DMS in der Bohrung nochmals verstärkt.

## Fazit

Sensorschrauben mit DMS weisen eine Biegemomentempfindlichkeit auf. Diese ist je nach verwendetem DMS-Typ unterschiedlich stark ausgeprägt. Aufgrund dessen kann je nach Belastungssituation das Messergebnis verfälscht werden. Ein bewusstes Nutzen dieser Sensitivität ermöglicht es jedoch, kleine Veränderungen überhöht zum Ausdruck zu bringen und dadurch tendenziell eher zu erfassen. Weiterhin könnte sich diese Eigenschaft auch als Auswertekriterium heranziehen lassen (Phasenverschiebung bei konstanter periodischer Anregung z.B. beim Lösen oder der Montage). Eine relative Betrachtung der Veränderungen ist ebenfalls unabhängig von diesem Effekt.

Rund-DMS können ab hier für weitere Betrachtungen ausgeschlossen werden, da sie die aufgrund der DMS-Geometrie erhoffte Biegemomentunabhängigkeit nicht aufweisen, zudem ist ihre zulässige Einsatztemperatur (vgl. Tabelle 2) außerhalb des in Kapitel 4.6 betrachteten Temperaturbereichs. Die Außenapplikation mit Standard-DMS zeigt die geringste Biegemomentempfindlichkeit. Sie wird in den weiteren Versuchen ebenfalls betrachtet.

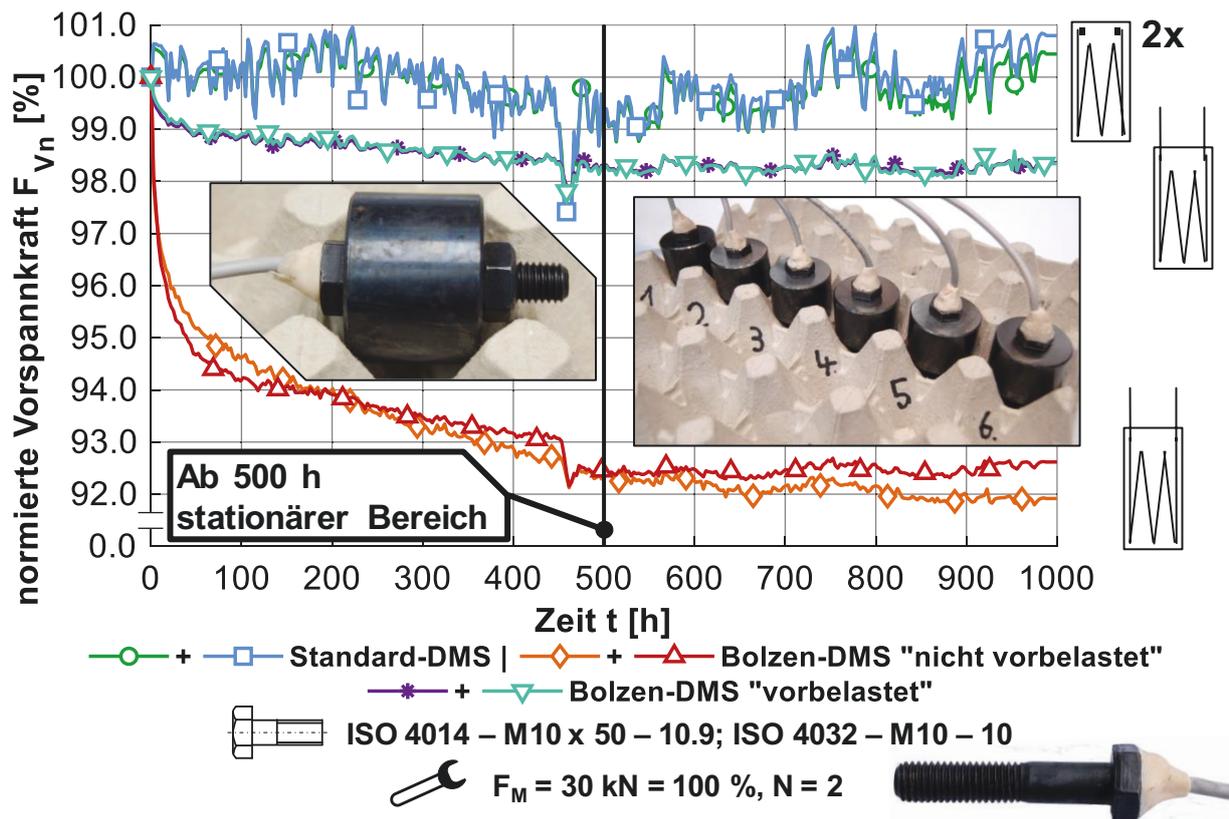
## 4.5 Zeitabhängiges Messverhalten

Die Zustandsüberwachung ist ein Prozess, der über einen längeren Zeitraum von Interesse ist. Daher muss eine Aussage über die zeitliche Signalqualität bzw. Signalstabilität der Sensorschrauben getroffen werden. Dieser Sachverhalt wird hier genauer betrachtet. Dazu ist als praktikable Langzeitmessung eine Untersuchung über 1000 h bei ca.  $21^\circ\text{C}$  Raumtemperatur durchgeführt worden. Dabei sind die Schrauben nach ISO 4014 – M10 x 50 – 10.9 [161] mit Hilfe von zylindrischen Klemmteilen und Muttern ISO 4032 – M10 – 10 [168] verspannt. Als Einflüsse auf das Vorspannkraftsignal der Sensorschrauben sind z.B. Temperatur, Setzkraftverluste, Relaxations- und Kriechvorgänge zu nennen.

Um metallischen Kriech- und Relaxationsvorgängen entgegenzuwirken bzw. diese zu minimalisieren, sind die Klemmteile aus dem Vergütungsstahl 42CrMo4 mit einer Bohrung von  $10,5 \pm 0,1$  mm gefertigt. Dadurch kann die Kontaktfläche zwischen Bauteil und dem Schraubenkopf maximal gehalten werden, zusätzlich wurden die Klemmteile einer Wärmebehandlung unterzogen, um die Festigkeit zu steigern. Abschließend erfolgte ein Schleifprozess der Stirnseiten der Zylinder, um Oberflächen mit einer geringen Rautiefe zu erzeugen. Die getroffenen Maßnahmen zielen darauf ab, die Setzkraftverluste gering zu halten, die maßgeblich von der Oberflächenrauheit abhängen, siehe [73] und [11]. Die verspannten Klemmteile sind während des Versuches senkrecht stehend in Eierpaletten gestellt. Im Versuch werden sechs Schrauben mit zwei unterschiedlichen DMS-Typen (Bolzen-DMS und Standard-DMS) betrachtet. Die Standard-DMS haben keine Belastungshistorie. Bei den innenapplizierten Bolzen-DMS sind vorbelastete und nicht vorbelastete Sensorschrauben verspannt. Die Ergebnisse der 1000 h Messung sind in Abbildung 42 dargestellt.

Das Diagramm zeigt den Verlauf der normierten Vorspannkraft  $F_{Vn}$  von sechs Sensorschrauben mit DMS, bei einer Raumtemperatur von  $21 \text{ °C} \pm 2 \text{ °C}$  aufgetragen über der Zeit  $t$ . Die Bilder veranschaulichen den Messaufbau. Die Montagevorspannkraft beträgt bei allen Sensorschrauben 30 kN. Jede einzelne Sensorschraube ist auf die individuelle Vorspannkraft beim Start der Messung normiert. Die jeweils identischen Varianten der Sensorschrauben liegen auch in ihren Messdaten dicht zusammen, teilweise sind sie sogar deckungsgleich. Die Schwingbreite der Signale spiegelt den Tag/Nacht-Rhythmus wider, der Mittelwert die Durchschnittstemperatur im Raum, vgl. Abbildung 43. Nach ca. 660 h tritt ein starker Einbruch der normierten Vorspannkraft ein. Da dieser bei allen Schrauben zu verzeichnen ist, ist dies mit einem starken Abfall der Raumtemperatur zu begründen.

Die Standard-DMS zeigen ein eher verrauschtes Signal, die Ursache dafür wird in Abbildung 43 genauer betrachtet. Diese beiden Schrauben sind in ihren Ergebnissen fast deckungsgleich, geben aber teilweise eine Vorspannkraft von über 100 % aus. Es kann keine eindeutige Aussage über einen mechanischen Vorspannkraftabfall getroffen werden, da die ausgegebene Vorspannkraft beim Beenden des Versuchs höher ist als zu Beginn.



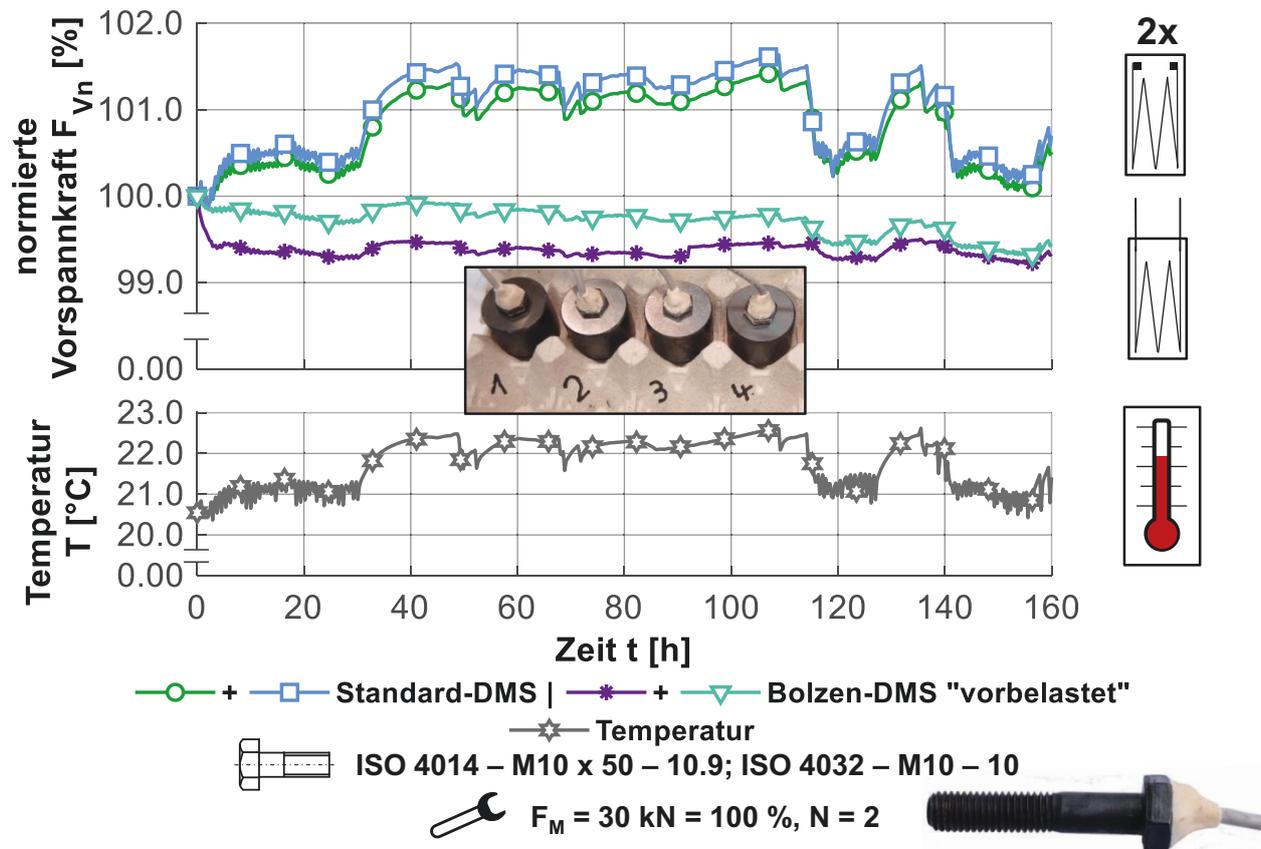
**Abbildung 42:** Messung von verspannten Sensorschrauben mit DMS bei einer Raumtemperatur von 21 °C über 1000 h

Die Bolzen-DMS zeigen trotz gleichen Aufbaus unterschiedliche Charakteristiken. Die vorbelasteten Schrauben liegen in ihren Ergebnissen deckungsgleich. Das zeugt von einer sehr guten Applikation der DMS in den Schrauben. Diese beiden Sensorschrauben zeigen nach Beendigung der Messung lediglich einen Vorspannkraftabfall von <2 % an. Die nicht vorbelasteten Schrauben zeigen einen Vorspannkraftabfall von ca. 8 % bei nahezu gleicher Charakteristik. Aufgrund des bei allen sechs Sensorschrauben gleichen Prüfaufbaus kann ein mechanischer Vorspannkraftverlust weitestgehend ausgeschlossen werden. Die gemessenen Vorspannkraftverluste sind somit auf die Messtechnik (DMS und Klebstoff) zurückzuführen.

Beide Varianten der Sensorschrauben mit Bolzen-DMS, vorbelastet und nicht vorbelastet, zeigen ab einer Auslagerungszeit von 500 h die Ausprägung eines stationären Bereiches (Änderungsrate <0,2 %/100 h), in dem die Vorspannkraft nicht weiter abnimmt. Der Zeitraum bis 500 Stunden ist jedoch unterschiedlich ausgeprägt. Diese vier Schrauben zeigen zu Beginn, bis ca. 50 Stunden, ein unterschiedlich stark ausgeprägtes Setzen. Dies kann auf Setzkraftverluste hin-

deuten. Bei den nicht vorbelasteten DMS-Schrauben ist dieser Effekt ausgeprägter, da hier noch keine Einebnungsvorgänge unter dem Schraubenkopf sowie im Gewindekontakt stattgefunden haben, vgl. [23]. In [73] wird eine Dauer von 72 Stunden für die Setzzeit einer Schraubenverbindung angenommen. Nach dem Setzen folgt ein deutlich langsames Abklingen des Signals, bis sich bei 500 h dann der stationäre Zustand einstellt. Dieser Bereich (zwischen Setzen und stationärem Zustand) ist bei beiden Varianten unterschiedlich stark ausgeprägt. Nicht DMS- und Sensor-bedingt ist dieser Effekt durch die Überlagerung von Oberflächeneinebnung, Kontaktgeometrieangepassung und Werkstoffkriechen zu erklären.

In Abbildung 43 ist bei einer weiteren Messung über 160 h zusätzlich die Raumtemperatur mit aufgetragen, um speziell diesen Effekt genauer zu untersuchen. Bei dieser Messung sind die unbelasteten Schrauben mit Bolzen-DMS ausgeschlossen, da nur die Systematik gezeigt werden soll.



**Abbildung 43:** Messung von verspannten Sensorschrauben mit DMS bei ca. 21 °C Raumtemperatur über 160 h; oben: Normierte Vorspannkraft der Sensorschrauben; unten: zugehörige Raumtemperatur

Im oberen Teil des Diagramms ist die normierte Vorspannkraft  $F_{Vn}$  der Sensorschrauben aufgetragen. Im unteren Teil die parallel dazu gemessene Raumtemperatur  $T$ , beides über der Zeit  $t$ . Beim Vergleich der beiden Teildiagramme normierte Vorspannkraft und Temperatur wird veranschaulicht, dass die Schwankungen der Sensorschraube mit Standard-DMS durch die Temperatur zu erklären sind. Es liegt aufgrund der biegekompensierten Schaltung eine doppelte Temperaturempfindlichkeit vor, vgl. [71]. Dadurch ist auch der bei diesem Aufbau auftretende Vorspannkraftanstieg zu erklären. Gleiches gilt für den in Abbildung 42 dargestellten Versuch.

Die Bolzen-DMS hingegen zeigen deutlich geringere Amplituden. Die Schaltung weist auch eine Temperaturempfindlichkeit auf, diese ist aber geringer als die zuvor diskutierte. Über den Betrachtungszeitraum wird ein Vorspannkraftverlust von ca. 1 % ausgegeben.

## Fazit

Die Messungen können nur Tendenzen aufzeigen. Maschinen und Anlagen werden und müssen über einen längeren Zeitraum betrieben werden, vgl. „Erfahrungswerte für die nominelle Lebensdauer von Wälzlagern“, Abbildung in [169]. Zu detektierende Defekte treten meist erst nach längerer Betriebsdauer auf. Für die in dieser Arbeit gezeigten Versuche wird die Belastungsdauer von 1000 h nicht überschritten. Daher dienen diese Messdaten als Grundlage für die Absicherung des zeitlichen Verhaltens der durchgeführten Versuche.

Bolzen-DMS zeigen bei Raumtemperatur nur eine geringe Empfindlichkeit gegenüber Temperaturänderungen. Die Änderungen sind durch den Temperaturgang des DMS zu erklären, da eine direkte Kompensation aufgrund der Einbettung in den Klebstoff nicht möglich ist. Der gemessene Vorspannkraftabfall liegt in der 1000 h Messung unter 10 %. Die Unterschiede der beiden Sensorschraubenvarianten mit Bolzen-DMS (vorbelastet und nicht vorbelastet) kann zum einen auf die Belastungshistorie zurückgeführt werden oder zum anderen darauf, dass sie aus unterschiedlichen Applikationsserien stammen. Dadurch können Einflüsse in der Klebung auftreten, Streuung im Mischungsverhältnis des Klebstoffes, Haftung des Klebstoffes in der Bohrung und am DMS usw. Diese und weitere Aspekte werden in dieser Arbeit nicht verfolgt, da das Strukturverhalten im Vordergrund steht. Nach 500 h stellt sich ein stationärer Bereich ein, dies ist ein positiv zu bewertendes Ergebnis dieser Versuchsreihe.

Aufgrund der vorliegenden hohen Empfindlichkeit der Standard-DMS Schaltung ist eine Auswertung schwierig, ohne den exakten Temperaturverlauf zu kennen. Selbst bei den geringen Temperaturschwankungen ist ein stabiles Vorspannungssignal nicht möglich. Hier ist eine dauerhafte Temperaturkompensation erforderlich, um exakte Ergebnisse zu erhalten.

## 4.6 Temperatureinfluss

Das Messen von mechanischen Dehnungen außerhalb der Raumtemperatur gewinnt immer mehr an Bedeutung, es erfordert darüber hinaus eine vom Standard abweichende Vorgehensweise [170]. Im Idealfall sollten DMS nur auf die in Folge mechanischer Belastung auftretenden Dehnungen reagieren [171]. Leider setzt sich die angezeigte Dehnung häufig aus der mechanischen, der thermischen sowie der scheinbaren Dehnung zusammen [172]. Durch beispielsweise eine Temperaturänderung der Messstelle ändert sich der Widerstand des DMS und somit auch die Brückenspannung. Der thermisch entstehende Messfehler wird daher auch als „scheinbare Dehnung“ bezeichnet [172]. Sie tritt nur als thermische Signaländerung auf, ohne dass eine reale mechanische Dehnung vorliegt.

Die scheinbare Dehnung kann unter anderem durch folgende Effekte hervorgerufen werden:

- Wärmeausdehnung des Messobjektes (ohne mechanische Belastung),
- temperaturabhängige Änderung des DMS-Widerstandes,
- Wärmeausdehnung der Messgitterfolie des DMS,
- temperaturabhängige Eigenschaften des Klebstoffes [171, 172].

Gerade bei statischen Messungen ist die scheinbare Dehnung die potenziell ernsthafteste Fehlerquelle [171]. Mit steigender Temperatur wird der Einfluss dieses Fehlers größer und die Kompensation umso wichtiger [172]. Eine Kompensation kann auf verschiedene Arten erfolgen, siehe [61, 171]. Bei den verwendeten Sensorschrauben mit Bolzen-DMS liegt ein Spezialfall vor. Im Vergleich zu den üblichen Applikationen von DMS ist dieser vollständig in Klebstoff eingebettet. Klebstoffe sind in ihren Eigenschaften instabil, denn diese sind von der Zeit, der Temperatur, der Feuchtigkeit usw. abhängig [171]. Eine Kompensation der scheinbaren Dehnung wird dadurch erschwert. Für quantitative Aussa-

gen empfiehlt es sich, eine individuelle Kalibrierung durchzuführen. Die Bolzen-DMS in Kombination mit dem Klebstoff „A2“ sind im Temperaturbereich von  $-10\text{ °C}$  bis  $+80\text{ °C}$  zugelassen [67], die Standard-DMS, mit dem Klebstoff „Z70“, können von  $-55\text{ °C}$  bis  $+100\text{ °C}$  betrieben werden [160], vgl. Tabelle 2.

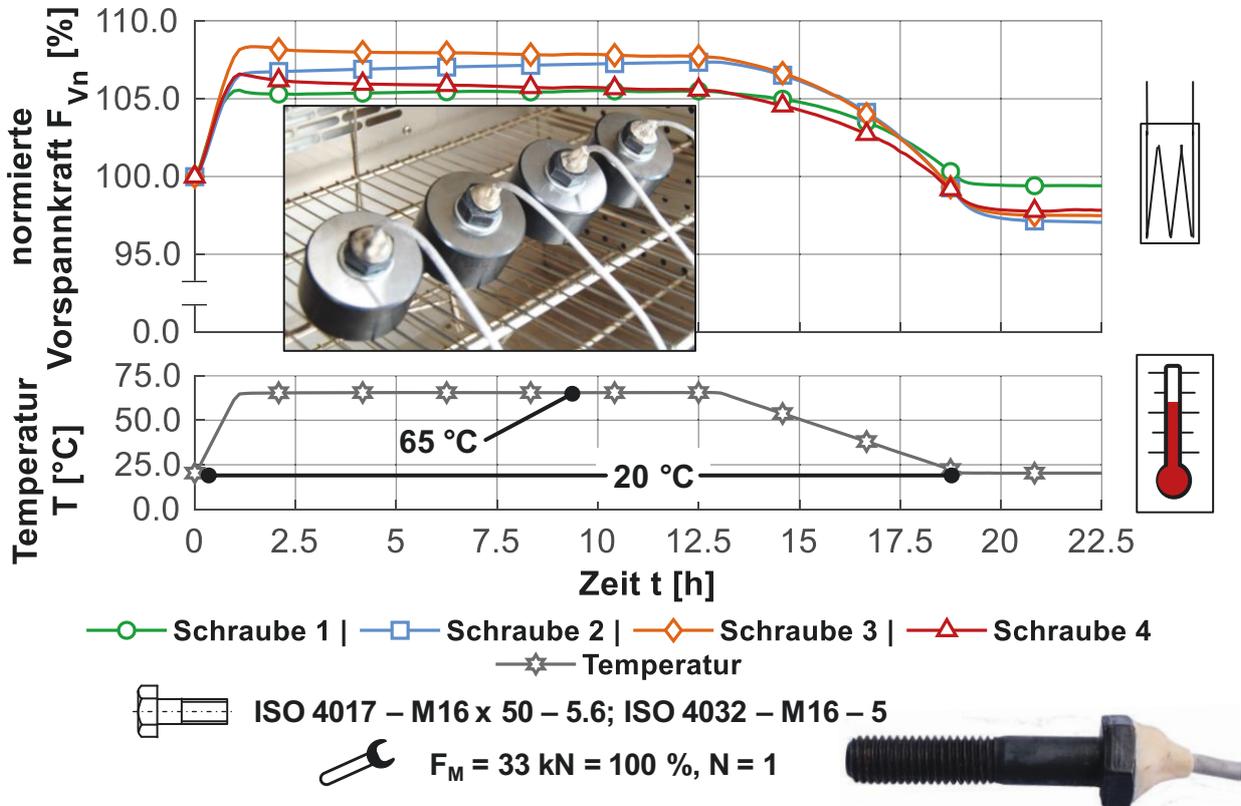
Die angesprochene Thematik wird im Folgenden an verschiedenen Temperatur-Zeit-Kollektiven untersucht, um den Einfluss der Temperaturänderung auf das Schraubenkraftsignal quantifizieren und eventuell kompensieren zu können. Im Bereich der Schraubenverbindungen wird zur Bemessung der Schraubenbelastung nicht die Dehnung, sondern die wirkende Schraubenkraft herangezogen. Daher wird im Folgenden statt der „scheinbaren Dehnung“ der Begriff der „scheinbaren Schraubenkraft  $F_{sS}$ “ verwendet.

Durch den Einfluss der Temperatur müssen bei Sensorschrauben zwei mögliche Messfehler berücksichtigt werden. Erstens ändert sich, wie bereits beschrieben, der Widerstand im DMS, zweitens dehnt bzw. längt sich die Schraube durch die Temperaturänderung; als Beispiel Erwärmung. Sind Bauteile und Schrauben aus dem gleichen Werkstoff, ist die Längenänderung gleich und das Spannungsgleichgewicht ändert sich nicht. Der DMS misst eine fiktive Vorspannkraftänderung. Hinzu kommt, dass die Sensorschraube mit DMS aus einem Materialmix besteht, Stahl für die Schraube, Kunststoff für den Klebstoff und diverse Bestandteile im DMS. Jeder dieser Werkstoffe besitzt einen unterschiedlichen Temperatúrausdehnungskoeffizienten. Als Folge treten bei homogener Temperaturänderung unterschiedliche Längenänderungen ein, was zu Messfehlern führt.

Zur Untersuchung dieses Verhaltens sind Versuche mit unterschiedlichen Nenn-durchmessern, Vorspannkraften, Applikationsverfahren und Temperaturlastkollektiven durchgeführt worden. Einführend zeigt Abbildung 44 das grundlegende Verhalten der Sensorschrauben unter Temperaturbelastung.

Es sind Schrauben ISO 4017 – M16 x 50 – 5.6 [163] mit appliziertem Bolzen-DMS verwendet worden und zugehöriger Mutter nach ISO 4032 – M16 – 5 [168]. Diese sind in zylindrischen Klemmteilen aus 42CrMo4 verspannt. Sie sind analog zu denen in Kapitel 4.5 mit angepassten Innen- und Außendurchmesser gefertigt. Die Vorspannkraft ( $F_M = 33\text{ kN}$ ) der einzelnen Sensorschrauben sind auf ihren Startwert normiert dargestellt, erste Diagrammzeile. In der zweiten Diagrammzeile ist der Temperaturverlauf dargestellt. Die Steigung des Aufheiz- bzw. Abkühlvorgangs ist nicht symmetrisch gewählt, da im weiteren Verlauf der Arbeit

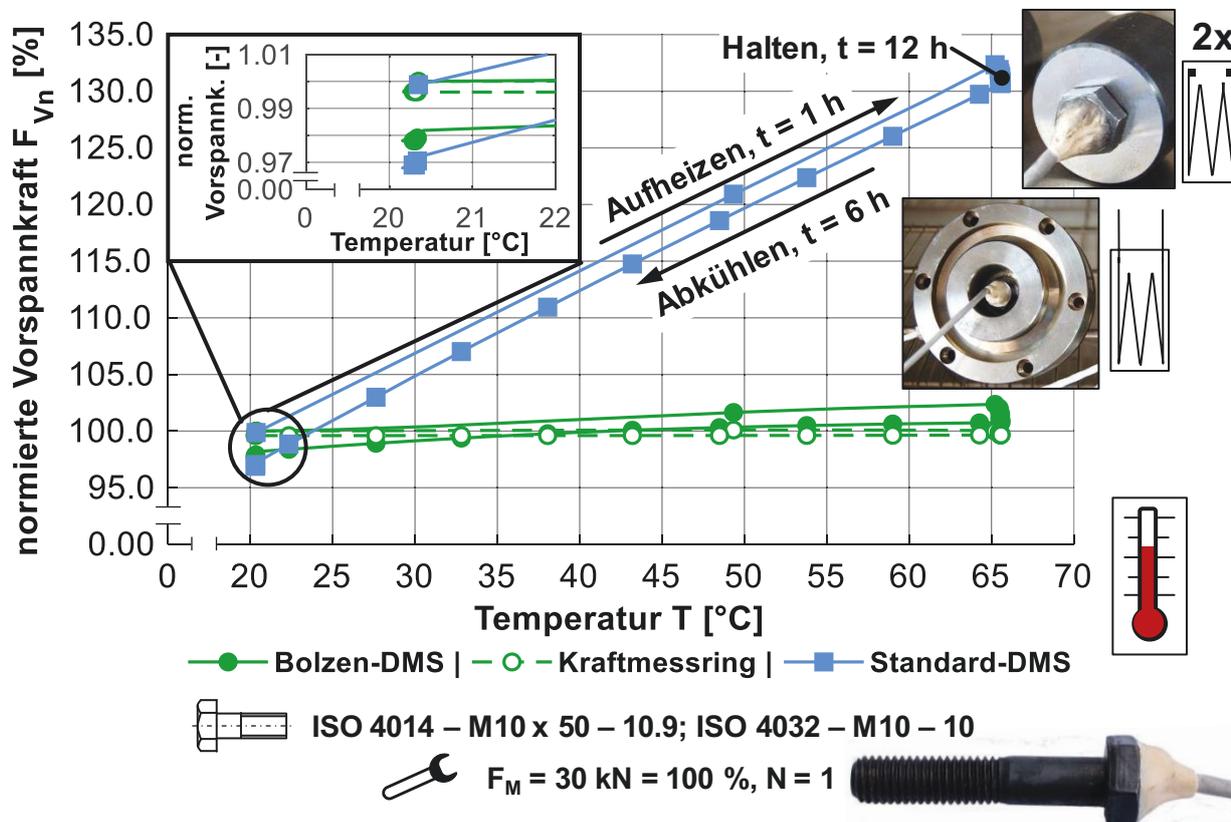
genau dieser Verlauf im Rahmen eines weiteren Versuches Verwendung findet (vgl. Kapitel 5.1.2).



**Abbildung 44:** Vorspannkraftänderung in Abhängigkeit von der Temperatur; oben: normierte Vorspannkraft bei Temperaturbelastung des Systems; unten: zugehöriger Temperaturverlauf

Die gemessene Schraubenkraft ändert sich analog zur Temperatur. Im Bereich der Abkühlung zeigt sich eine Systemträgheit. Die in den Klemnteilen gespeicherte Wärmemenge sorgt für eine verzögerte Abkühlung der Sensorschraube. Wird die Temperatur über einen längeren Zeitraum gehalten, treten irreversible Effekte im Klebstoff auf. Das äußert sich meist durch einen messtechnisch angezeigten Vorspannkraftverlust, wobei mechanisch keine Veränderungen der Vorspannkraft auftreten, vgl. Abbildung 46. Ebenso äußert sich dieser Effekt in einer geringeren gemessenen Vorspannkraft, wenn die Ausgangstemperatur wieder erreicht wird. Der Betrag der in folge Kriechens auftretenden Vorspannkraftdifferenz wird deutlich, wenn die Schraube bei Ausgangstemperatur entspannt wird. Der zu dem Zeitpunkt angezeigte Vorspannkraftwert als Differenz zur Nulllage ist der Betrag, der durch die Relaxation eintritt.

In Abbildung 45 ist der Vergleich zwischen den DMS Applikationsarten sowie die genaue Untersuchung der mechanischen Vorspannkraft über der Temperatur dargestellt.



**Abbildung 45:** Vorspannkraftänderung in Abhängigkeit von der Temperatur bei Standard-DMS (verspannt in einer Hülse) und Bolzen-DMS verspannt in einem temperaturkompensierten Kraftmessring

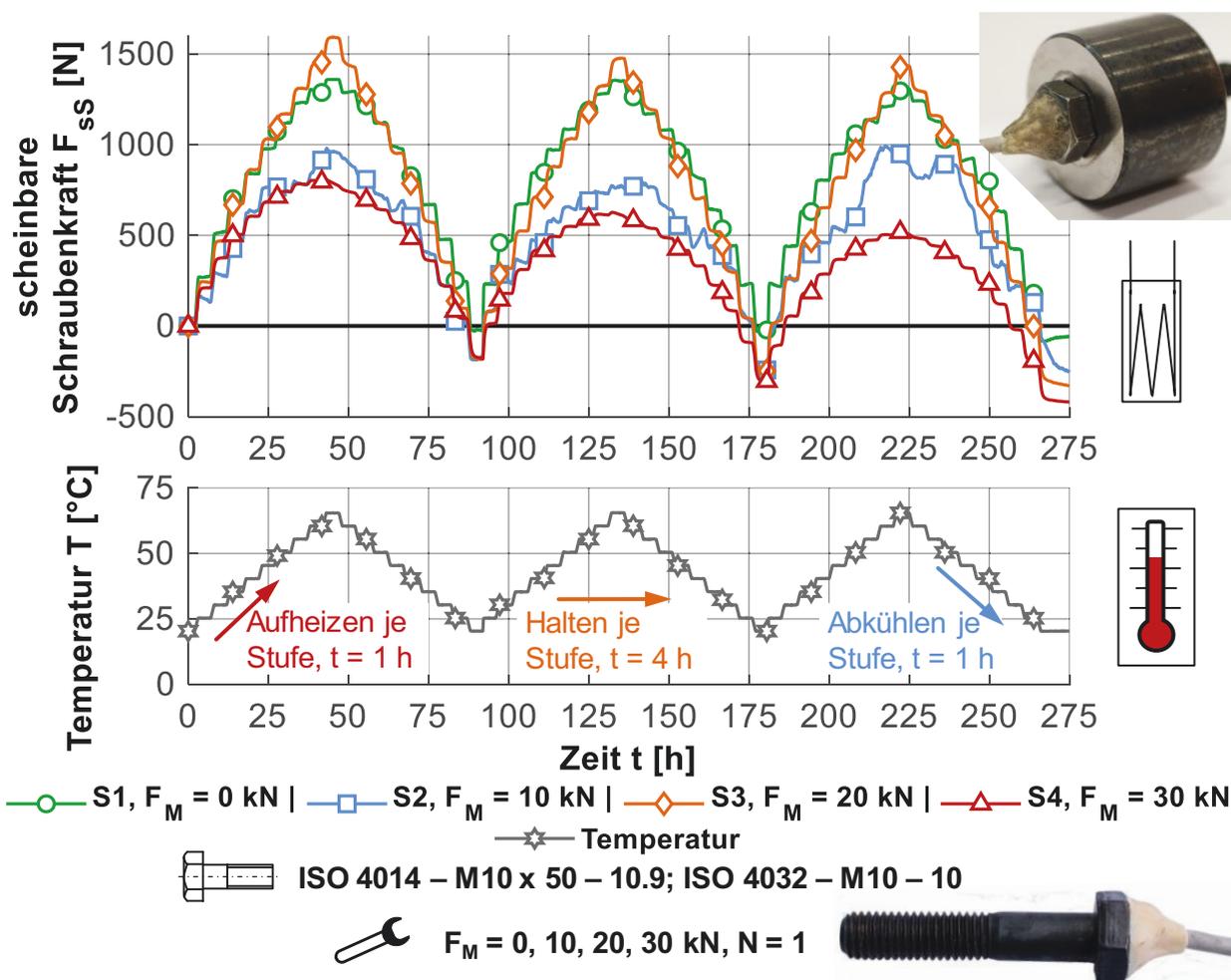
In diesem Versuch sind Sensorschrauben mit Standard-DMS, mit einem Klemmteil montiert (vgl. Kapitel 4.5) und Bolzen-DMS in einem temperaturkompensierten Kraftmessring verspannt und vergleichend gegenübergestellt. Es sind Schrauben nach ISO 4014 – M10 x 50 – 10.9 [161] und Muttern nach ISO 4032 – M10 – 10 [168] für diesen Versuch eingesetzt.

Im Diagramm ist die normierte Vorspannkraft über der Temperatur aufgetragen, zusätzlich wird der zeitliche Temperaturverlauf der Messung beschrieben. Alle in diesem Diagramm vorgestellten Messverfahren weisen eine unterschiedlich stark ausgeprägte Hysterese auf. Es wird eine starke Abhängigkeit des Messfehlers von der Applikationsart und Schaltung der DMS deutlich. Die Standard-DMS sind wesentlich empfindlicher und verfälschen das Messsignal immens. Dieser Effekt

konnte bereits in Kapitel 4.5 gezeigt werden. Weiterhin wird dieser Effekt durch die Applikation auf einer stark gekrümmten Fläche begünstigt [171]. Die Bolzen-DMS hingegen zeigen nur geringe Änderungen. Der Kraftmessring kompensiert die thermische Dehnung seines Federkörpers und misst nahezu nur die rein mechanische Vorspannkraftänderung, jedoch wird hier ein verspanntes System aus unterschiedlichen Stahlwerkstoffen betrachtet. Daher ist eine vollständige Kompensation des Systems nicht gegeben. Bei Betrachtung des vergrößerten Ausschnitts des Temperaturbereiches bei ca. 20 °C zeigen sich die bleibenden Änderungen der Vorspannkraft. Die mechanische Vorspannkraft (mittels Kraftmessring gemessen) zeigt lediglich eine Reduzierung von 0,5 % nach Beendigung der Messung. Für die weiteren Versuche wird daher die mechanische Vorspannkraft als konstant angesehen, das gilt für die Verwendung der Kraftmessringe und die wärmebehandelten Klemmteile. Der mittels Sensorschrauben gemessene Vorspannkraftverlust beträgt bei diesen zwei Schrauben zwischen 2-3 %. In Bezug auf diesen Aspekt zeigen die beiden Applikationsarten keinen signifikanten Unterschied.

Der Einfluss der Vorspannkraft auf die scheinbare Schraubenkraft und, ob dort ein Zusammenhang besteht, wird im Folgenden betrachtet. Wird eine Schraube individuell vorgespannt, erfolgt unter anderem eine vorspannkraftabhängige Dehnung des Schraubenschaftes und somit auch des Klebstoffes bzw. des DMS. Zur Untersuchung dieses Einflusses werden Schrauben nach ISO 4014 – M10 x 50 – 10.9 [161] mit Bolzen-DMS und Mutter nach ISO 4032 – M10 – 10 [168] mit Klemmteilen verspannt. Sie sind einem sich dreimalig wiederholenden gestuften Temperaturkollektiv ausgesetzt. Weiterhin soll durch diesen Versuch bei sich wiederholender Belastung die tendenzielle Entwicklung über einen längeren Zeitraum beleuchtet werden. Dazu ist die scheinbare Schraubenkraft  $F_{sS}$  über der Zeit  $t$  aufgetragen. Die scheinbare Schraubenkraft ergibt sich aus der Differenz zwischen Schraubenkraft  $F_S$  und der zu Beginn eingestellten Montagevorspannkraft  $F_M$ . Dabei wird, wie bereits dargelegt, ein mechanischer Vorspannkraftverlust ausgeschlossen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 46 dargestellt.

Die Grundcharakteristik des Temperaturkollektives ist in den Schraubensignalen wiederzuerkennen; siehe obere Diagrammzeile. Das Temperaturkollektiv, unteres Diagramm, ist wie folgt gestaltet. Die Grenzen sind 20 °C und 60 °C, dazwischen wird in 5 °C Schritten die Temperatur innerhalb einer Stunde geändert und anschließend für 4 Stunden auf der jeweiligen Stufe gehalten.



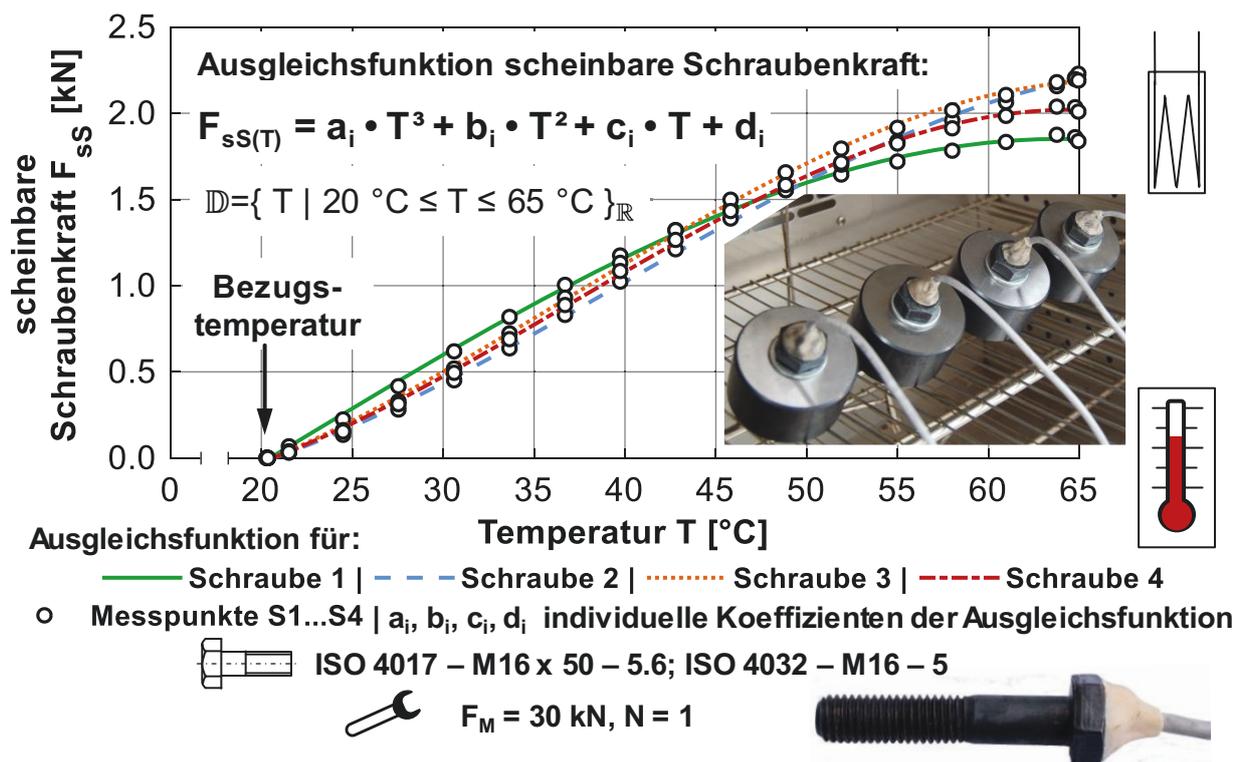
**Abbildung 46:** Scheinbare Schraubenkraft aufgrund thermischer Belastung bei verschiedenen Vorspannkraftniveaus und Verwendung von Schrauben mit Bolzen-DMS; oben: scheinbare Schraubenkraft der einzelnen Schrauben mit unterschiedlichen Montagevorspannkraften; unten: zugehöriger Temperaturverlauf

Eine Abhängigkeit des Messfehlers bezogen auf die Vorspannkraft kann nicht festgestellt werden. Jede Schraube weist eine eigene Charakteristik auf. Die maximale Abweichung wird bei einer Vorspannkraft von 20 kN festgestellt, die minimale bei 30 kN. Weiterhin zeigt die Schraube mit einer Vorspannkraft von 10 kN die Auffälligkeit, dass diese dem Temperaturverlauf nicht exakt folgt. Das kann am Verhalten des Klebstoffes oder aber an Messungenauigkeiten liegen. Die Temperatureigenschaften sind somit nicht von der Vorspannkraft, sondern individuell von jeder Sensorschraube abhängig. Die Einflussfaktoren an dieser Stelle sind vielseitig: Zusammensetzung des Klebstoffes (Vernetzung), Applikationsprozess (Haftung des Klebstoffes an Schraube bzw. DMS, Lufteinschlüsse im ausgehärteten Klebstoff, Auslagerung) usw. Die genaue Ergründung dieser Ein-

flussfaktoren steht in dieser Arbeit jedoch nicht im Fokus. Temperaturbelastungen für Sensorschrauben mit innenapplizierten DMS sind mit Unwägbarkeiten verbunden und stark vom Applikationsprozess abhängig.

Beim Blick auf das Langzeitverhalten eines sich wiederholenden Kollektivs fällt auf, dass messtechnisch eine kontinuierliche Vorspannkraftabnahme stattfindet. Die hier ablaufenden Prozesse wurden zu Beginn dieses Kapitels bereits erläutert. In Kapitel 4.5 konnte dieser Trend auch bei Raumtemperatur beobachtet werden, die Änderungen waren jedoch nicht entsprechend ausgeprägt. Daher lässt sich folgern, dass mit steigender Temperatur die Tendenz zur messtechnischen Vorspannkraftreduktion steigt. Dieser Aspekt spricht wiederum dafür, dass im Klebstoff Prozesse ablaufen, die zur Entlastung des DMS führen. Auf die Stahlbauteile hat dieser Temperaturbereich keinen Einfluss.

Liegt wie in diesem Fall eine Kombination von mehreren Einflussfaktoren auf die Schraubenkräfte vor (mechanisch und thermisch), so ist es wichtig, diese voneinander trennen zu können. Dies soll durch eine Ausgleichsfunktion erreicht werden, die die scheinbare Schraubenkraft  $F_{SS(T)}$  beschreibt. Das Funktionsargument ist die Temperatur und der Funktionswert die scheinbare Schraubenkraft  $F_{SS}$  in Folge der Erwärmung. So lässt sich die scheinbare Schraubenkraft quantifizieren und der mechanische Anteil bestimmen. Als Ausgleichsfunktion wird ein Polynom vom Grad drei gewählt (vgl. [52]). Dieses liefert als Näherung ausreichende Genauigkeit im Gültigkeitsbereich. Exemplarisch für vier Schrauben ist dies in Abbildung 47 gezeigt. Die Eingangsgrößen sind aus den gleichen Ergebnissen wie Abbildung 44 entnommen. Für die Bestimmung der einzelnen Koeffizienten ( $a_i$ ,  $b_i$ ,  $c_i$ ,  $d_i$ ) der Ausgleichsfunktion, die je Schraube individuell sind, wurde der Zeitbereich von  $t = 0$  bis  $t = 1$  Stunde verwendet. Das entspricht dem einmaligen Aufheizen von  $20\text{ °C}$  auf  $65\text{ °C}$ . Die Bezugstemperatur für das Ermitteln der Koeffizienten ist auf  $20\text{ °C}$  festgelegt, denn es kann davon ausgegangen werden, dass die Kalibrierung der Schrauben bei einer Temperatur von  $20\text{ °C}$  stattfindet.



**Abbildung 47:** Ermittlung einer Ausgleichsfunktion zur Kompensierung der scheinbaren Schraubenkraft von Sensorschrauben mit Bolzen-DMS, Grundgleichung der Ausgleichsfunktion und Angabe des Definitionsbereiches

Im Diagramm sind die jeweiligen Messpunkte bzw. Stützstellen der einzelnen Sensorschrauben für die Ermittlung der jeweiligen Ausgleichsfunktion dargestellt. Die Kurven bilden die entsprechend daraus berechneten Funktionen ab. Bis ca. 45 °C kann von einem nahezu linearen Zusammenhang zwischen scheinbarer Schraubenkraft  $F_{ss}$  und der Temperatur  $T$  ausgegangen werden. Die Funktionen bzw. Sensorschrauben zeigen bei steigender Temperatur größere Abweichungen zueinander (vgl. auch [171]) und die Steigung der scheinbaren Schraubenkraft flacht ab. Die maximalen Abweichungen liegen bei ca. 2,2 kN. Durch diesen Versuch konnte für jede Schraube eine individuelle Kalibrierung erfolgen und eine Ausgleichsfunktion ermittelt werden. In [52] hingegen werden die Parameter für die Ausgleichsfunktion exemplarisch an einem unverklebten DMS durchgeführt. Die hier gezeigten Messungen verdeutlichen, dass das nicht ausreichend ist. Der dort untersuchte Effekt der Widerstandsänderung im Kabel bei Temperatureinfluss muss in der vorliegenden Versuchsdurchführung nicht beachtet werden, da eine Dreileiterschaltung vorliegt und die entstehenden Abweichungen bereits im Vorfeld ausgeschlossen werden.

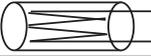
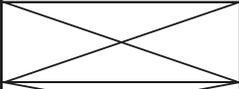
## Fazit

Bei der Erwärmung von Sensorschrauben mit Bolzen-DMS treten unterschiedliche Effekte auf, die das Schraubenkraftsignal negativ beeinflussen. Durch die Erwärmung ändert sich der elektrische Widerstand des DMS und es kommt zur Verstimmung der Brücke bzw. zur Abweichung von der Kalibrierkurve. Es wird eine scheinbare Schraubenkraft angezeigt. Durch eine Kalibrierung ist dieser Effekt gut zu erfassen und die scheinbare Schraubenkraft in Abhängigkeit von der Temperatur über eine Ausgleichsfunktion zu bestimmen. Jede Sensorschraube weist aufgrund ihres Fertigungsprozesses eine individuelle Kennlinie auf. Erschwerend kommt hinzu, dass durch die erhöhte Temperatur im Klebstoff Relaxations- bzw. Kriechvorgänge aktiviert werden, die trotz mechanisch konstanter Vorspannkraft eine niedrigere gemessene Vorspannkraft ausgeben. Das beeinflusst das Langzeitverhalten einer Sensorschraube mit Bolzen-DMS wesentlich. Hier wurden nur Versuche über maximal 275 Stunden betrachtet. Dies ist für die in dieser Arbeit durchgeführten Versuche ausreichend. Eine Aussage über das Verhalten darüber hinaus kann nicht getroffen werden. Offen bleibt auch die Frage, ob sich analog zu Abbildung 42 ein stationärer Bereich einstellt. Weiterhin lässt sich festhalten, dass die Sensorschrauben mit Bolzen-DMS eine deutlich geringere Empfindlichkeit in Bezug auf die scheinbare Schraubenkraft besitzen gegenüber den Sensorschrauben mit Standard-DMS in der vorliegenden Schaltung.

## 4.7 Gesamtbewertung der untersuchten Einflussparameter

Im Kapitel 4 wurden bisher verschiedene Sensorschrauben mit DMS hinsichtlich ihrer relevanten Eigenschaften für die Zustandsüberwachung und die im Folgenden dargestellten Versuche genauer betrachtet. Für die weiteren Analysen hinsichtlich des Vorspannkraftverhaltens in Schraubenverbindungen und Bauteilsystemen soll nur mit einem DMS-Typ weitergearbeitet werden. Zur Auswahl werden die drei untersuchten DMS-Typen in Tabelle 3 vergleichend gegenüber gestellt und anhand der zuvor durchgeführten Untersuchungen bewertet.

**Tabelle 3:** Bewertung der unterschiedlichen Bauarten von Sensorschrauben mit DMS anhand der zuvor durchgeführten Untersuchungen

Kriterium:	Bolzen-DMS:	Rund-DMS:	Standard-DMS:	Legende:								
			 2x									
Tragfähigkeit	+	+	+	<table border="1"> <tr> <td>+</td> <td>positiv</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>neutral</td> </tr> <tr> <td>-</td> <td>negativ</td> </tr> <tr> <td></td> <td>ohne Wertung</td> </tr> </table>	+	positiv	0	neutral	-	negativ		ohne Wertung
+	positiv											
0	neutral											
-	negativ											
	ohne Wertung											
Signalpräzision bei Montage	+	0	-									
Biegemomentempfindlichkeit	-	0	+									
Zeitabhängiges Messverhalten	0		+									
Temperatureinfluss	0		-									
Robustheit	+	+	-									
Materialkosten	+	-	0									
Applikationskosten	0	0	-									
<b>Gesamtwertung:</b>	<b>+3</b>	<b>+1</b>	<b>-1</b>									

Die statische Tragfähigkeit ist bei allen betrachteten Sensorschraubengeometrien gleich und liegt oberhalb der Mindestanforderung. Bei der Signalpräzision bei Montage tritt als Belastung eine Überlagerung von Zug- und Torsionskräften auf. Die Auswertung zeigt, dass sich bei Verwendung der Bolzen-DMS die geringste relative Abweichung einstellt. Die Biegemomentempfindlichkeit ist der größte Kritikpunkt der Bolzen-DMS. Die Rund-DMS sollten aufgrund ihrer Geometrie hier deutlich unempfindlicher sein, dennoch konnten sie in diesem Punkt nicht überzeugen. Weiterhin weisen sie den höchsten Einkaufspreis auf und sind in ihrer Applikation analog zu den Bolzen-DMS zu handhaben. Aufgrund dessen wurden die Rund-DMS bei weiteren Versuchen nicht mehr betrachtet (Felder ohne Wertung). Die Sensorschrauben mit Standard-DMS besitzen aufgrund ihres Aufbaus eine interne Biegekompensation, die Wirkung wird in den Versuchen deutlich. Standard-DMS weisen das stabilste Langzeitverhalten auf. Bei den Bolzen-DMS konnten zwei generelle Verhalten beobachtet werden. Zum einen ein bereits zu Beginn stabiles Verhalten und zum anderen das Einstellen eines stationären Zustandes erst nach über 500 Stunden. Die gewählte Schaltung der Sensorschrauben mit Standard-DMS reagiert sehr stark auf Temperaturänderungen. Sie geben eine scheinbare Schraubkraft aus. Dieser Effekt ist bei den Bolzen-DMS deutlich geringer ausgeprägt. Dagegen steht jedoch die Stabilität des Signals, da aufgrund des Aufbaus die Neigung der Bolzen-DMS zur Relaxa-

tion größer ist. Zusätzlich zu den abgeprüften Kriterien ist in der Bewertung der Punkt Robustheit aufgenommen. Gerade bei querkraftbelasteten Schraubenverbindungen kann es zum Abgleiten der Trennfuge kommen, und die Bauteile können am Schraubenschaft anschlagen. Hier liegt der große Vorteil der Bolzen-DMS. Sie sind geschützt im Schraubenschaft appliziert. Die Standard-DMS liegen, wie bereits erläutert, außen am Schraubenschaft und sind somit ungeschützt. Die Kosten sollen ebenfalls berücksichtigt werden, die Bewertung erfolgt auf Basis der Material- und Applikationskosten. Die Bolzen-DMS weisen die geringsten Materialkosten auf. Die mechanische Bearbeitung der Schrauben ist für die Verwendung von Bolzen-DMS und Rund-DMS gleich (nur Zentralbohrung). Für die Außenapplikation mit Standard-DMS sind weitere mechanische Bearbeitungsschritte erforderlich, zudem ist der Klebprozess sowie der elektrische Aufbau zeitintensiver.

Durch die Bewertungsmatrix in Tabelle 3 wird deutlich, dass die Bolzen-DMS unter den betrachteten Gesichtspunkten die besten Eigenschaften aufweisen. Jeder DMS-Typ wurde anhand der ermittelten Kriterien mit einem dreistufigen Bewertungsverfahren beurteilt, siehe Legende. Für die weiteren Versuche werden aufgrund dessen ausschließlich Sensorschrauben mit Bolzen-DMS verwendet.

# 5 Vorspannkraftverhalten von Schraubenverbindungen in Bauteilsystemen

Im folgenden Kapitel wird das Vorspannkraftverhalten von Schraubenverbindungen in Bauteilsystemen untersucht. Die einzelnen Unterkapitel sind nach möglichen Defekten und Schädigungen in Schrauben und Bauteilen gegliedert. Abgeschlossen werden die Untersuchungen mit einem Feldversuch zum Betriebslastverhalten.

## 5.1 Vorspannkraftrelaxation

Der Verlust von Vorspannkraft ist bei Schraubenverbindungen in Abhängigkeit der Schraube sowie der Bauteile zu sehen [37, 103]. Kriechen die verspannten Bauteile in der Verbindung, wird genauso ein Vorspannkraftverlust erzeugt wie beim Kriechen der Schraube. Dazu werden stellvertretend Flanschverbindungen betrachtet. Sie sind ein unverzichtbares Konstruktionselement im Anlagen- und Apparatebau und dienen zum Abdichten, Verbinden und Schließen von Rohrleitungen, Maschinenteilen oder Gehäusen [98 bis 100]. Eine Flanschverbindung besteht immer aus Flansch, Dichtung, Schraube, Mutter und gegebenenfalls Unterlegscheibe [100]. Sie müssen alle zusammenwirken, um eine funktionsgerechte Flanschverbindung sicherzustellen [30, 100, 103].

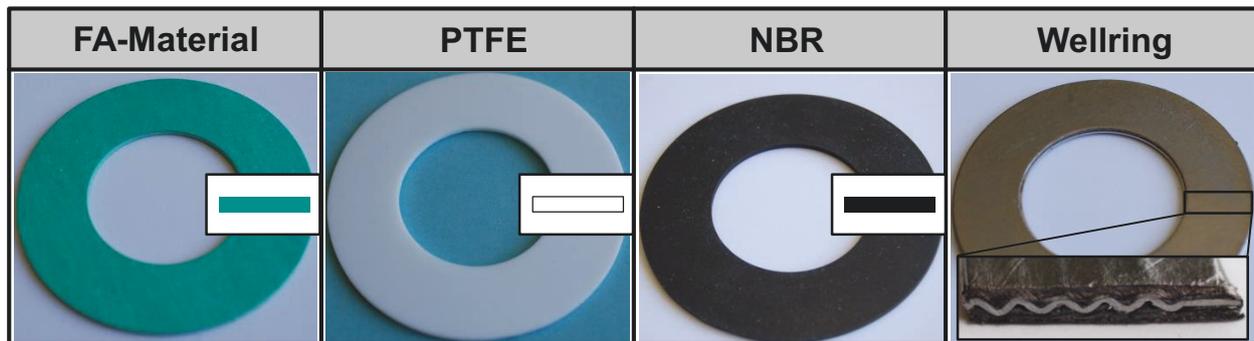
Durch die Notwendigkeit zur Nachhaltigkeit und das wachsende Umweltbewusstsein der Bevölkerung steigen die Anforderungen zur Verringerung der Schadstoffemissionen [101]. Undichte Flanschverbindungen stellen dabei einen bedeutenden Teil der Gesamtemissionen dar [97], wobei absolute Dichtheit in streng physikalischem Sinn nicht existiert [101]. Daher wird von technischer Dichtheit gesprochen, diese liegt vor, wenn ein Dichtheitskriterium eingehalten wird, welches dicht und undicht voneinander abgrenzt [101]. Durch die Forderung nach längeren Revisionszeiten und geringeren Emissionen wird die Aufrechterhaltung und Überwachung der Vorspannkraft immer wichtiger. Bereits [173] formuliert, dass es sinnvoll ist, das tatsächliche Verhalten von Rohrleitungen zu überwachen, um nicht vorgesehene Belastungen zu erfassen und zu

bewerten. Das dient zur Erhöhung der Sicherheit, der Anlagenverfügbarkeit und hilft, Kosten zu reduzieren.

Nur durch eine hochwertige Montage dieses hochgradig gekoppelten Systems lassen sich die rechnerischen Betriebsflächenpressungen an den Dichtflächen sicherstellen [104]. Das ist Voraussetzung, um eine langfristig technisch dichte Verbindung zu erzeugen. Es muss die notwendige Vorverformung gewährleistet werden, sodass bei zusätzlichen Kräften und Momenten am Rohrleitungssystem sowie weiteren Betriebslasten das System trotz Kriechens dicht bleibt [37], vgl. auch Abbildung 15. Alle lösbaren Flanschverbindungen weisen eine Leckrate auf, sie sind bei genauer Betrachtung undicht [31]. Damit diese Leckage möglichst gering ausfällt, ist das Erzeugen einer möglichst gleichmäßigen Flächenpressung auf die Dichtung erforderlich [35]. Dabei gilt es, den besten Kompromiss aus niedriger Leckage und Unversehrtheit der Bauteile (Dichtung, Schrauben, Flansche) anzustreben [30]. Die Schrauben erzeugen durch ihre Vorspannung die nötige Dichtkraft bzw. Dichtflächenpressung [31]. Fällt diese ab, wird das System undicht. Eine sorgfältige Montage ist daher zwingend erforderlich. Die Montage erfolgt in mehreren Schritten, dabei wird die Vorspannkraft sukzessiv erhöht [30]. Die Schrauben müssen immer gleichmäßig angezogen werden, um Überlasten zu vermeiden [31]. In der Regel wird drehmomentgesteuert montiert. Gerade auf Baustellen, wenn Schrauben und Muttern mehrfach verwendet werden, kann durch Defekte im Gewinde, Korrosion oder Überdehnung die Montagevorspannkraft deutlich streuen. Durch die elastischen Wechselwirkungen wird der Vorspannkraftverlust maßgeblich beeinflusst, das Ausfallrisiko steigt [174].

Im Folgenden wird auf die Vorspannkraftrelaxation von Schraubenverbindungen eingegangen. Vorrangig werden die Parameter Temperatur, Vorspannkraft und Bauteilnachgiebigkeit variiert. Die in den folgenden Untersuchungen verwendeten Flansche sind nach DIN EN 1092-1 [164] spezifiziert und arbeiten mit Dichtungen im Kräftehauptschluss. In Tabelle 4 sind die verwendeten Dichtungen dargestellt. Durch das gewählte System lassen sich unterschiedliche Bauteilnachgiebigkeiten sowie verschiedenen Kriechverhalten abbilden, sodass unterschiedliche Raten der Vorspannkraftänderung beobachtet werden können.

**Tabelle 4:** Übersicht der verwendeten Dichtungen aus unterschiedlichen Werkstoffen bzw. Materialkombinationen

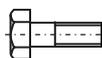
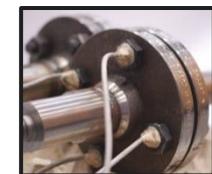
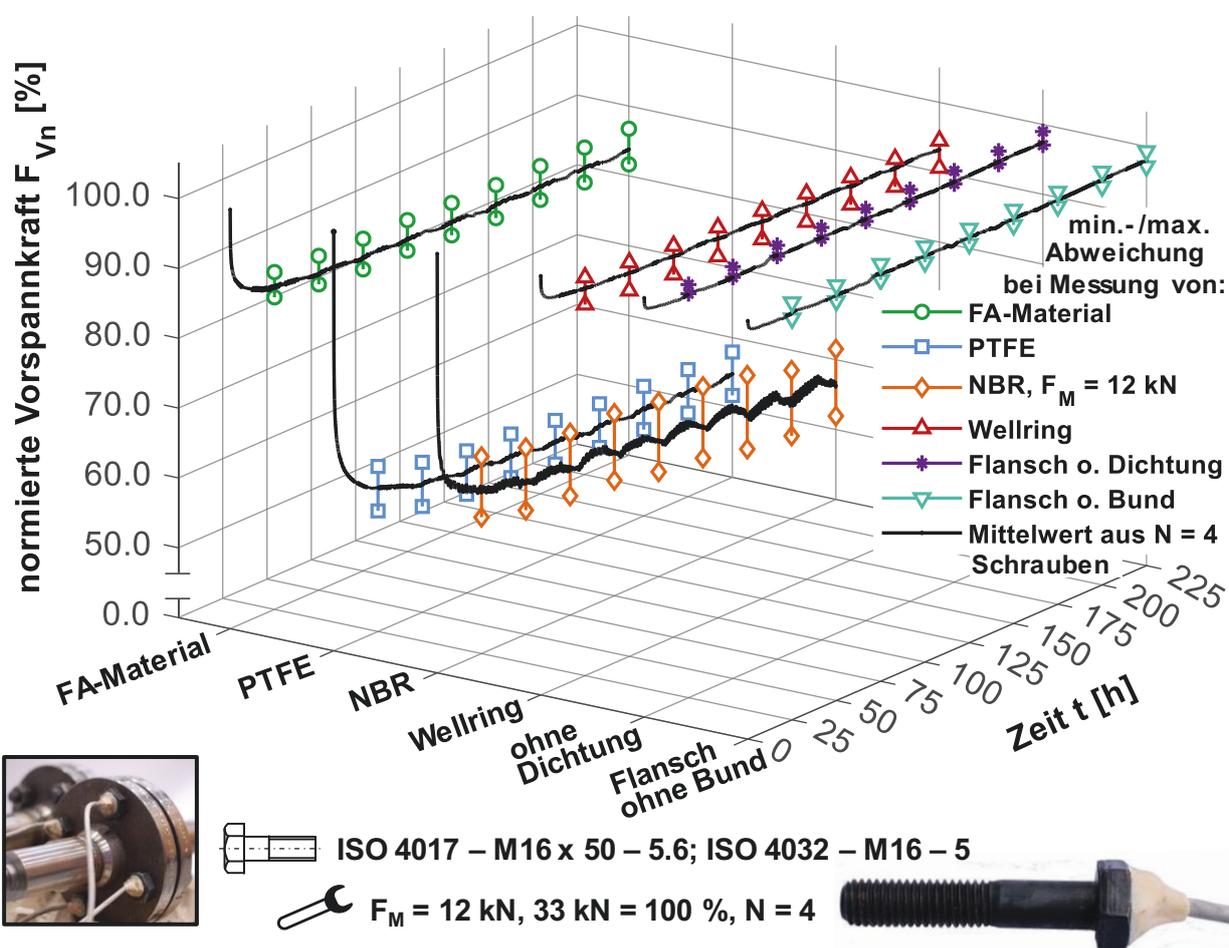


Die Dichtungen entsprechen der Norm DIN EN 1514-1 [175] und werden kurz anhand von [102] erläutert. Dort sind weitere Spezifikationen zu finden. Die ersten drei Dichtungen bestehen aus Weichstoffen. Die erste Dichtung (FA-Material) besteht aus Aramidfasern, die in einem Elastomer gebunden sind. Sie ist der Nachfolger der Asbestdichtung. Der zweite Dichtungswerkstoff ist Poly-Tetra-Fluor-Ethylen (PTFE). Er zeichnet sich durch seine umfangreiche Medienbeständigkeit und sein hervorragendes elektrisch isolierendes Verhalten aus. Sein Nachteil ist das ausgeprägte Fließverhalten. Die dritte Dichtung ist aus Nitrile-Butadiene-Rubber (NBR). Dieser Werkstoff ist gummiähnlich und erträgt nur extrem niedrige Flächenpressungen. Daher wird diese im Vergleich zu den übrigen hier vorgestellten Dichtungen mit verminderter Montagevorspannkraft eingebaut. In Verbindung mit Stahlflanschen ist es sogar möglich, dass Schrauben sich nahezu komplett entspannen. Die vierte Dichtung ist eine Wellringdichtung mit einer Weichstoffauflage aus Graphit. Der Wellring selbst ist aus Stahl gefertigt. Während der Montage drückt sich der Weichstoff in die Wellentäler und wird dort gekammert. Dieser Dichtungstyp wird als Universaldichtung im industriellen Einsatz verwendet und weist eine außergewöhnlich niedrige Leckrate auf.

### 5.1.1 Vorspannkraftrelaxation bei Raumtemperatur

In Kapitel 4.5 wurde das Verhalten von Sensorschrauben mit DMS hinsichtlich einer Verspannung über einen Zeitraum von 1000 h untersucht. Dabei zeigte sich, dass die Signale der Sensorschrauben in diesem Zeitraum als weitestgehend stabil angesehen werden können. Mit dieser Grundlage werden Vorspannkraftrelaxationsmessungen an Flanschverbindungen durchgeführt, um zu zeigen, inwieweit Relaxation (Schraube und Dichtung) mit Sensorschrauben abgebildet werden kann. Dazu wurden die Dichtungen mit zwei Flanschen nach EN 1092-

1/11/DN 32/PN 40/ P250GH [164] verspannt. Die Vorspannkraft bzw. Flächenpressung wurde durch vier Schrauben ISO 4017 – M16 x 50 – 5.6 [163] und Muttern ISO 4032 – M16 – 5 [168] aufgebracht und über in den Schrauben applizierte Bolzen-DMS gemessen. Der Versuch wurde in einem klimatisierten Raum durchgeführt, dessen Temperaturbereich sich auf  $21\text{ °C} \pm 2\text{ °C}$  beläuft. Zusätzlich zu den verschiedenen Dichtungen (Tabelle 4) sind der Standardflansch und ein Flanschpaar mit abgedrehter Dichtleiste bzw. ohne Bund, jeweils ohne Dichtung, gemessen worden. In Abbildung 48 sind die Ergebnisse der Messungen dargestellt.



ISO 4017 – M16 x 50 – 5.6; ISO 4032 – M16 – 5



$F_M = 12\text{ kN}, 33\text{ kN} = 100\%, N = 4$



**Abbildung 48:** Vorspannkraftrelaxationsmessung an Stahlflanschverbindungen mit verschiedenen Dichtungen bei Raumtemperatur; Auswertung der Abweichung je Messung; normierte Vorspannkraft  $F_{Vn}$  bezogen auf den Montagezustand

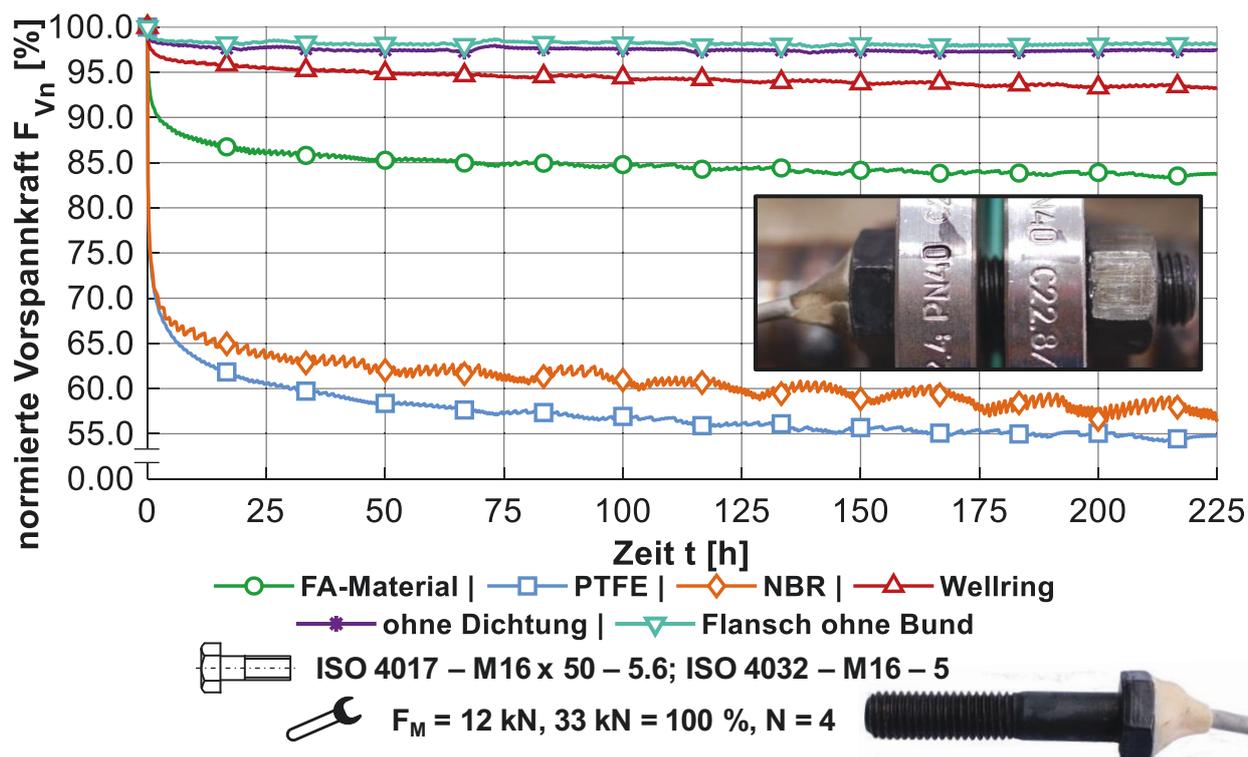
Im Diagramm ist die normierte Vorspannkraft  $F_{Vn}$  über der Zeit  $t$  von 225 Stunden dargestellt. Die Schrauben sind dabei, bis auf jene der NBR Dichtung (12 kN),

mit einer Montagevorspannkraft  $F_M = 33 \text{ kN}$  vorgespannt. Der Mittelwert der normierten Vorspannkraft über je vier Schrauben ist als schwarze Kurve abgedruckt. Die senkrechten Linien mit jeweiligen Markern geben die minimale und maximale Abweichung der jeweiligen Messung wieder.

Die Abweichung der normierten Vorspannkraft ist über den jeweiligen Messzeitraum einer einzelnen Dichtung konstant. Die Sensorschrauben weisen somit ein stabiles Langzeitverhalten und eine geringe Abweichung untereinander auf. Die Abweichungen sind bei den Messungen ohne elastisches Element im Kraftfluss (Flansch ohne Dichtung und Flansch ohne Bund) im Bereich von 2 %. Wird ein elastisches Element mitverspannt, so steigt die Abweichung bei gleicher Vorspannkraft auf 6 % bei PTFE an (FA-Material und Wellring 4 %). Aufgrund der geringeren Montagevorspannkraft von nur 12 kN bei Verwendung der NBR-Dichtung treten bei der Normierung die Abweichungen deutlicher hervor. Sie betragen in dem Fall 10 %. Je nachgiebiger das elastische Element, desto größer sind die Abweichungen innerhalb der Messreihe. Das verspannte System zeigt ein individuelles Vorspannkraftrelaxationsverhalten. Der Vergleich des Vorspannkraftrelaxationsverhaltens der verschiedenen Konfigurationen ist in Abbildung 49 anhand des Mittelwerts der normierten Vorspannkraft gezeigt. Die Ergebnisse entsprechen den schwarzen Kurven aus Abbildung 48.

Das Diagramm stellt ebenfalls die normierte Vorspannkraft  $F_{Vn}$  über der Zeit  $t$  dar. Die auf der Ordinate aufgetragene normierte Vorspannkraft ist jeweils aus den vier Schrauben gemittelt, die je Flansch verspannt sind. Das Diagramm lässt sich auf der Abszisse in zwei Bereiche gliedern. Der erste Bereich ist von Beginn der Messung bis etwa 10 Stunden anzusiedeln. Hier finden Vorspannkraftverluste mit dem größten zeitlichen Gradienten statt. Der zweite Bereich beginnt ab einer Messzeit größer als 10 Stunden. Hier findet weiterhin ein Vorspannkraftverlust statt, der jedoch deutlich langsamer fortschreitet.

Bei den reinen Stahl-Verbindungen (kein elastisches Element im Krafthauptschluss) findet nach dem Setzen kaum Vorspannkraftrelaxation statt, da die Vorspannkraft nur kaum erkennbar sinkt. An dieser Stelle bleibt gerade bei diesen geringen Änderungen die Frage offen, ob ein realer mechanischer Vorspannkraftverlust stattfindet oder nur Ungenauigkeiten der Sensorschraube zum Tragen kommen (vgl. Kapitel 4.5).



**Abbildung 49:** Vorspannkraftrelaxationsmessung an Stahlflanschverbindungen mit verschiedenen Dichtungen bei Raumtemperatur; Auswertung der mittleren normierten Vorspannkraft zum Vergleich des Dichtungsverhaltens

Bei der Wellringdichtung findet nach dem Setzen weiterhin ein messbarer Vorspannkraftverlust statt. Dieser ist jedoch deutlich geringer gegenüber den drei Weichstoffdichtungen. In der Wellringdichtung ist, wie der Name bereits erläutert, ein mit konzentrischen Wellen verformtes Blech verbaut. Dies wirkt wie eine metallische Feder und ist daher relaxationsunempfindlich, vgl. Tabelle 4.

Die Weichstoffdichtungen weisen ein stärkeres Kriechen auf. Wie bereits erläutert, zeigt die PTFE Dichtung auch hier ihr extremes Fließverhalten mit der Konsequenz eines großen Vorspannkraftverlustes. Bei der Montage der NBR Dichtung ist es nahezu unmöglich, die gewünschte Vorspannkraft einzustellen, da ein so schnelles Kriechen stattfindet. Dabei wird die zulässige Flächenpressung der Dichtung in keinem Fall überschritten. Die FA-Material Dichtung zeigt in dieser Messung das stabilste Verhalten unter den Weichstoffdichtungen.

Aufgrund der niedrigeren Vorspannkraft bei Verwendung der NBR Dichtung zeigen sich die Messungenauigkeiten im Diagramm deutlicher. Der sägezahnähnliche Verlauf der Kurve spiegelt den Temperaturverlauf des Raumes wider; vgl. Kapitel 4.5.

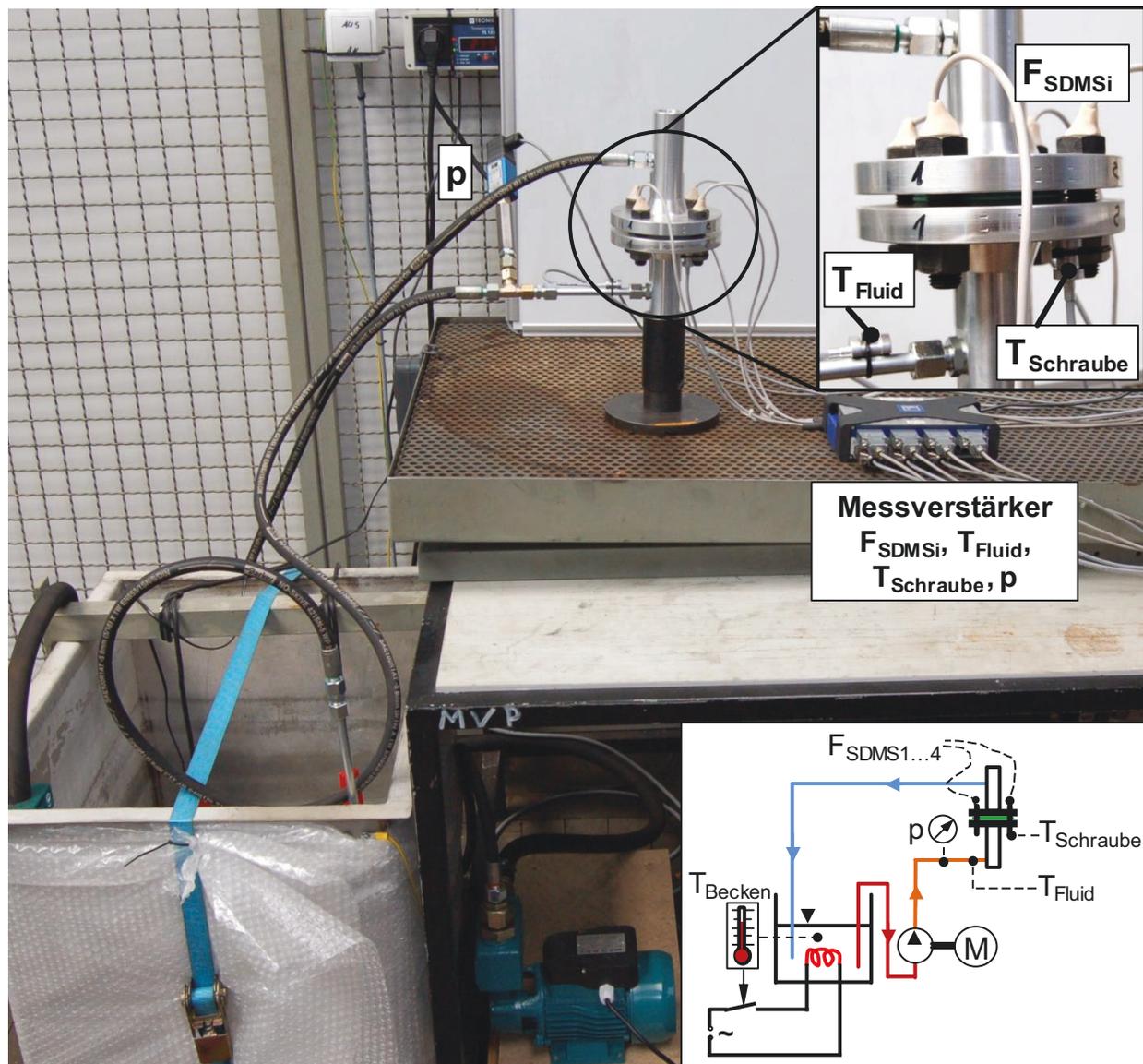
## Fazit

Für BCM bedeutet dies, dass das Messen von Vorspannkraftrelaxation mit Sensorschrauben möglich ist. Die Abweichungen bzw. individuelle Belastung einer Sensorschraube innerhalb einer Messung ist dabei abhängig von der Nachgiebigkeit des Systems. Zudem ist festzuhalten: Je steifer die Verbindung, desto weniger Vorspannkraftverlust wurde gemessen. Die Sensorschrauben mit DMS sind somit auch hier stabil. Durch die verschiedenen Dichtungsarten konnten unterschiedliche Gradienten der Vorspannkraftrelaxation nachgewiesen werden. Die Dichtungen stehen dabei nur exemplarisch für unterschiedliches Verhalten von Bauteilstrukturen und sollen an dieser Stelle nicht weiter bewertet werden.

Aufgrund der Verwendung von Sensorschrauben konnte vorspannkraftgesteuert montiert werden. Die Zielgröße Vorspannkraft wird dadurch direkt und nicht indirekt über das Anziehdrehmoment eingestellt. Das sorgt für ein präzises und sicheres Montagergebnis, gerade auch im Hinblick auf die Dichtungsflächenpresung. Zusätzlich kann die Vorspannkraft über den Lebenszyklus überwacht werden. Dies bietet viel Potenzial zur Reduzierung von Gefahren, denn drucktragende Systeme sind mindestens in Gefährdungsklasse B, je nach Medium auch A der VDI/VDE 2862 [17] eingruppiert [176].

### 5.1.2 Vorspannkraftrelaxation bei erhöhter Temperatur

Das Messen der Vorspannkraftrelaxation bei Raumtemperatur wurde im vorhergehenden Kapitel betrachtet. Durch Flanschverbindungen werden häufig Medien gefördert, deren Temperatur von der Umgebungstemperatur abweicht. Das sorgt zum einen für eine Änderung des Belastungszustandes der Flanschverbindung, zum anderen weicht die Schraubentemperatur dadurch häufig von der Kalibrier-temperatur der Sensorschraube ab. Für die Prüfung einer solchen Situation wurde ein neuer Prüfstand erstellt, der es ermöglicht, in einem offenen Kreislauf ein temperiertes Wasser-Glykol-Gemisch umzuwälzen. Der Aufbau ist in Abbildung 50 zu sehen. Die Versuche zielen darauf ab, das Verhalten bei einer überlagerten thermo-mechanischen Belastung der Verbindung zu erfassen. Dabei werden zusätzlich die Erkenntnisse aus Kapitel 4.6 berücksichtigt und so die scheinbare Schraubenkraft kompensiert.



**Abbildung 50:** Prüfstand zur Untersuchung der Relaxation von Flanschverbindungen bei erhöhter Temperatur; im Bild: Aluminiumflansch

In einem Becken wird das Fluid über eine elektrische Heizung temperiert, welche durch ein Relais mit Temperatursensor geschaltet wird, um eine konstante Temperatur des Fluides einzustellen. Eine Strömungspumpe fördert aus dem Becken das erhitzte Fluid durch die Flanschverbindung wieder zurück in das Becken. Sensorisch wird der Druck  $p$  und die Fluidtemperatur  $T_{\text{Fluid}}$  am Eingang der Flanschverbindung erfasst. Am Flansch selbst wird eine Schraubentemperatur  $T_{\text{Schraube}}$  sowie die jeweilige Vorspannkraft der rotationssymmetrisch angeordneten vier Sensorschrauben  $F_{\text{SDMS}i}$  gemessen.

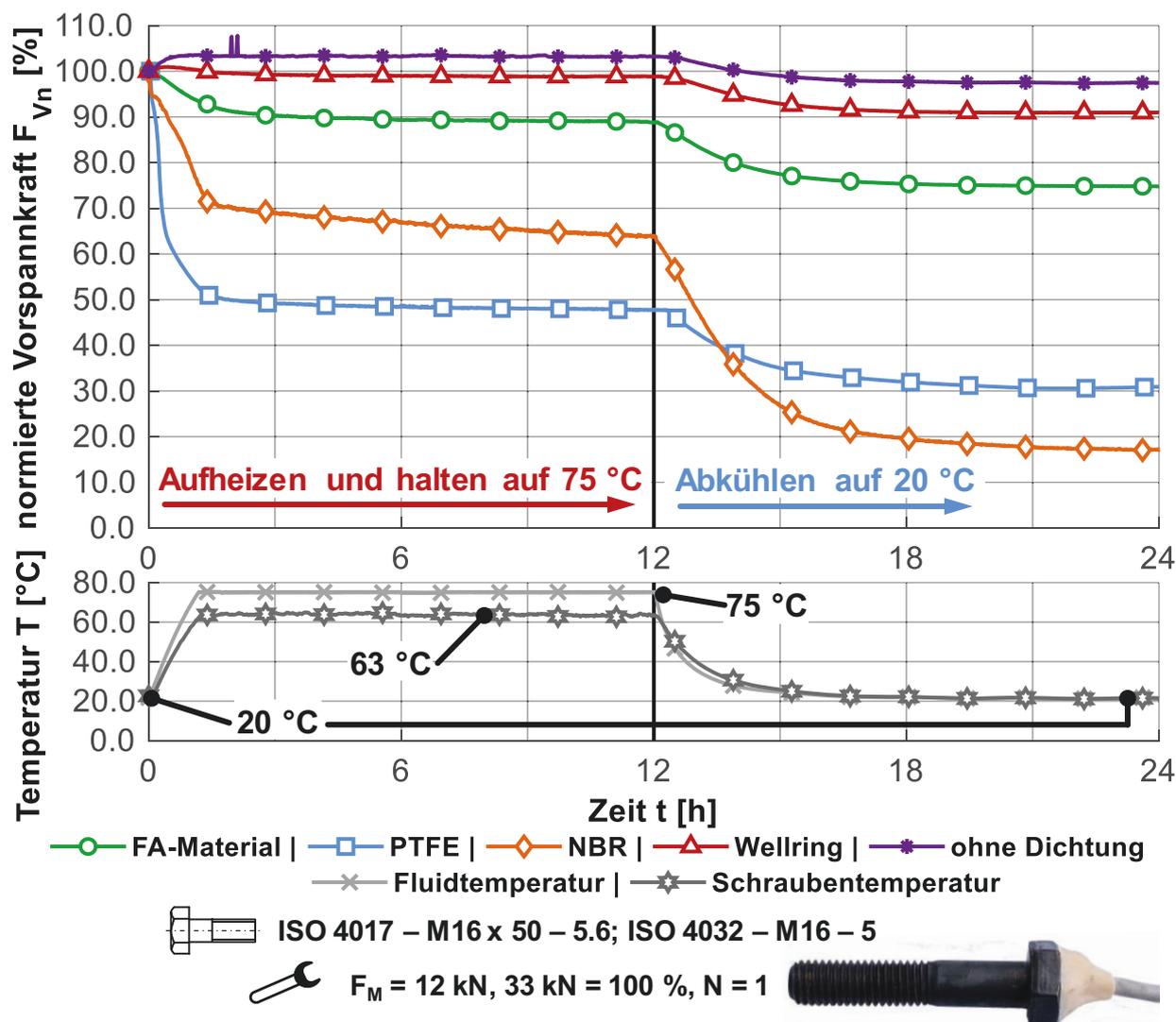
Der Versuch läuft wie folgt ab: die Flanschverbindung wird gestuft montiert, damit eine gleichmäßige Dichtflächenpressungsverteilung erreicht wird. Im Anschluss

wird die Pumpe eingeschaltet, das Medium auf die Zieltemperatur erwärmt und anschließend für ca. 11 Stunden auf dieser Temperatur gehalten. Die Abkühlung erfolgt durch Ausschalten der Heizung und der Pumpe; das System kühlt bis auf Raumtemperatur ab. Die Fluidtemperatur wurde mit 75 °C definiert, da die maximale Einsatztemperatur der FA-Material sowie NBR Dichtung mit 80 °C empfohlen ist, vgl. [102]. Der Eingangsdruck in die Flanschverbindung liegt bei allen durchgeführten Versuchen im Bereich von  $1,6 \pm 0,2$  bar. Der Druck ist so gering, dass er für die weitere Bewertung nicht relevant ist und wurde auch wegen des Absicherungsaufwands nicht höher gewählt.

### **Stahlflanschverbindung**

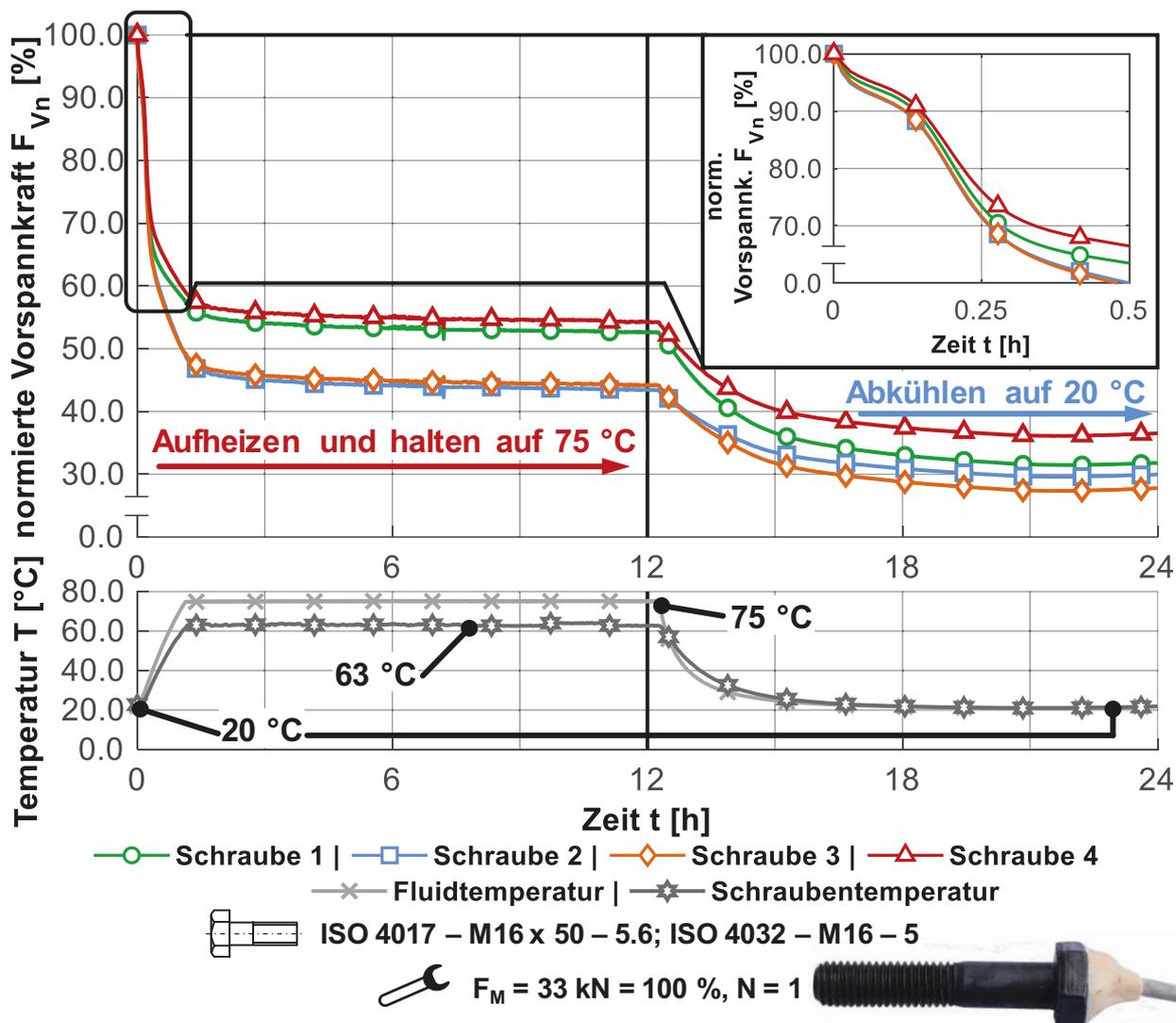
Zum Vergleich gegenüber den Messungen bei Raumtemperatur (21 °C, Abbildung 49) sind in Abbildung 51 die Messungen bei erhöhter Temperatur (75 °C) bei deutlich kürzerer Versuchszeit dargestellt. Das Diagramm zeigt in der ersten Zeile die normierte Vorspannkraft  $F_{Vn}$  der unterschiedlichen geprüften Dichtungen über der Zeit  $t$  von 24 Stunden. Die Vorspannkraften sind jeweils aus den Schrauben je Flansch gemittelt. Die Ergebnisse der einzelnen Messungen sind im Anhang, Abbildung A7 bis Abbildung A11, zu finden. Wie bereits in Kapitel 4.6 verdeutlicht, hat jede Sensorschraube mit DMS ein eigenes Temperaturverhalten, das verdeutlichen auch diese Messungen. Sofern eine Sensorschraube anschaulich falsche Ergebnisse geliefert hat, sind diese nicht zur Mittelwertbildung herangezogen worden. Das ist in den im Anhang befindlichen Diagrammen in der jeweiligen Legende der Messung durch Streichen kenntlich gemacht.

Die zweite Zeile gibt die gemessene Temperatur des Fluids und der Schraube wieder. Aufgrund der Wärmeleitung im Bauteil ist die Schraubentemperatur ca. 10 °C niedriger als die des eingeleiteten Fluids. Das führt zu einer inhomogenen Temperatur der Bauteile (Flansche, Dichtung, Schrauben). Qualitativ verhalten sich die beobachteten Systeme gleich zu denen bei Raumtemperatur, jedoch mit größeren Vorspannkraftverlusten bei wesentlich kürzerer Prüfzeit. Zudem wurden auch Versuche mit unterschiedlichen Vorspannkrafthöhen und Fluidtemperaturen durchgeführt, diese werden hier nicht weiter thematisiert, da diese eher das Verhalten der Dichtungen charakterisieren. Messungen zur Vorspannkraftrelaxation (Raumtemperatur und erhöhte Temperatur) sind umsetzbar. Es konnten unterschiedliche Kriechraten der Dichtungen sowie Restvorspannkraften gemessen werden.



**Abbildung 51:** Oben: Relaxationsmessung an Stahlflanschverbindungen mit verschiedenen Dichtungen bei erhöhter Temperatur (75 °C); unten: Fluid- und Schraubentemperatur

Erfolgt eine sehr steife Verspannung ohne elastische Dichtung, wird durch die scheinbare Schraubenkraft eine Vorspannkraft oberhalb der Montagevorspannkraft gemessen, vgl. Abbildung 51 Kurve „ohne Dichtung“. Dies wird im Folgenden genauer betrachtet. Exemplarisch sind in Abbildung 52 die Ergebnisse des Versuches mit einer PTFE Dichtung dargestellt. Im Vergleich zu Abbildung 51 ist hier nicht der Mittelwert über alle vier Schraubenvorspannkraften, sondern der Vorspannkraftverlauf jeder einzelnen Sensorschraube gezeigt.



**Abbildung 52:** Oben: Relaxationsmessung an einer Stahlflanschverbindung mit Dichtung aus PTFE bei erhöhter Temperatur (75 °C); unten: zugehörige Fluid- und Schraubentemperatur

Der Aufbau des Diagramms ist ähnlich zu dem vorherigen. Hier ist zusätzlich die erste halbe Stunde als vergrößerter Ausschnitt dargestellt. Durch das starke Kriechen der Dichtung tritt die scheinbare Schraubenkraft nicht direkt in den Vordergrund. Lediglich durch die verschiedenen Steigungen der normierten Vorspannkraft zeigt sich der Effekt, siehe Ausschnitt. Die Schrauben zeigen ein qualitativ homogenes Verhalten. Für die Zustandsüberwachung kann daraus abgeleitet werden, dass bei korrekter Montage und einem symmetrischen Belastungssystem die Verwendung einer Sensorschraube ausreichend sein kann. Im nächsten Schritt muss die scheinbare Schraubenkraft noch rechnerisch subtrahiert werden.

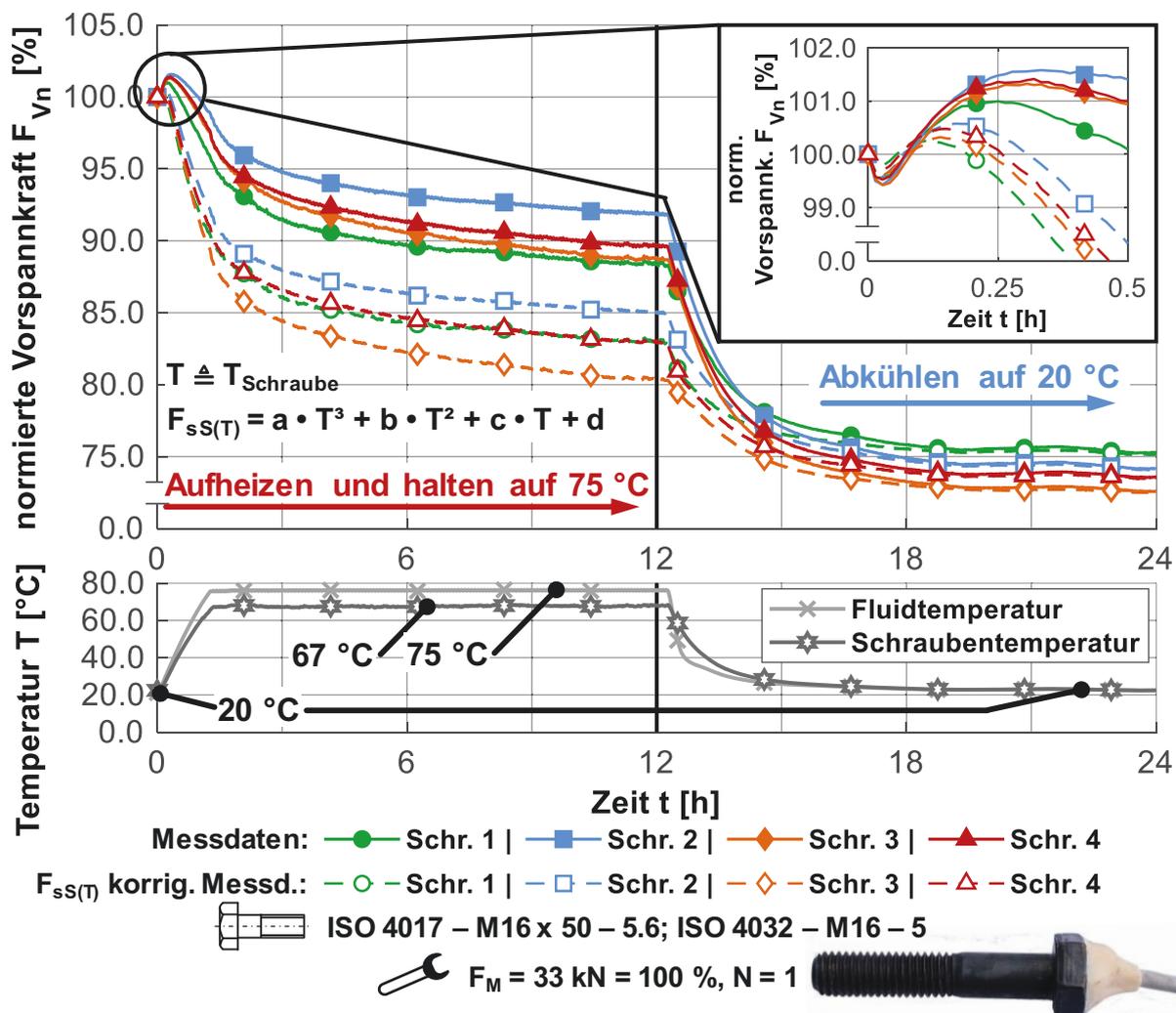
### Aluminiumflanschverbindung

Entsprechend der bereits vorgestellten Stahlflansche sind für den folgenden Versuch Flansche aus der Aluminiumlegierung EN AW-6082-T6 geometrisch identisch gefertigt und verwendet worden. Die Auswahl fällt auf diesen Werkstoff, da er die gleichen Festigkeitskennwerte (Streckgrenze und Zugfestigkeit [177]) wie die Stahlflansche aufweist. Zur Kontrolle wurden Härtemessungen von beiden verwendeten Werkstoffen (P250GH und EN AW-6082-T6) durchgeführt, Abbildung A12. Die Werkstoffe weisen die erforderlichen Härten auf. Es kann somit davon ausgegangen werden, dass die mechanischen Eigenschaften nach den entsprechenden Normen vorliegen. Durch den geänderten Werkstoff tritt ein zusätzlicher Einflussfaktor auf. In Folge der Erwärmung gewinnt der unterschiedliche thermische Längenausdehnungskoeffizient an Bedeutung, dieser vergrößert sich von Stahl zu Aluminium um Faktor zwei. Nach [101] soll der Schrauben- und Flanschwerkstoff möglichst den gleichen Wärmeausdehnungskoeffizient haben, in diesem Fall ist dies bewusst missachtet worden. Es kommt zu einer thermischen Zusatzkraft auf die Schraube (normierte Vorspannkraft größer eins). Die Schraubenkräfte steigen über ihre Montagevorspannkraft hinaus an, das wird in der Vergrößerung in Abbildung 53 deutlich. Der elastische Bereich des Schraubenwerkstoffes wird jedoch noch nicht verlassen. Zudem wird im betrachteten Versuch FA-Material als Dichtungswerkstoff verwendet, dieser weist eine geringere Kriechrate als PTFE auf (vgl. Abbildung 51) und begünstigt das Verhalten zusätzlich, vgl. Abbildung 52.

In Abbildung 53 ist zusätzlich zur messtechnisch erfassten und normierten Vorspannkraft die um die scheinbare Schraubenkraft  $F_{sS(T)}$  korrigierte normierte Vorspannkraft aufgetragen. Die dazu nötigen Parameter für die Ausgleichsfunktion sind aus den Versuchen für Abbildung 44 bzw. Abbildung 47 in Kapitel 4.6 übernommen worden.

Die Vorspannkraft wird mechanisch durch das Kriechen der Dichtung sowie durch die thermische Zusatzlast in Folge der unterschiedlichen Werkstoffe von Schraube (Stahl) und Flansch (Aluminium) beeinflusst. Die scheinbare Schraubenkraft kann durch die Ausgleichsfunktion bestimmt und subtrahiert werden. Beim Blick auf die Vergrößerung wird deutlich, dass der Anstieg der Schraubenkraft über die Montagevorspannkraft hinaus zum Teil kompensiert wird. Der verbleibende Anteil ist die thermisch-mechanische Zusatzlast, wobei diese um das Kriechen der Dichtung vermindert ist. Das Aluminium besitzt eine höhere Wär-

meleitfähigkeit als Stahl, dadurch ist die Schraubentemperatur während des Versuches, im Vergleich zu den Stahlflanschen, um 4 °C höher.



**Abbildung 53:** Oben: Relaxationsmessung an einer Aluminiumflanschverbindung mit Dichtung aus FA-Material bei erhöhter Temperatur (75 °C) und um scheinbare Schraubkraft korrigierte Messdaten; unten: zugehörige Fluid- und Schraubentemperatur

Das Diagramm in Abbildung 53 steht stellvertretend für die kritischen Lastfälle des An- und Abfahrens von Prozessanlagen. Hier können sich unkontrollierte Zustände ergeben. Gerade beim Anfahren kommt es bei warmgehenden Rohrleitungen für die Dichtung zu einem äußerst kritischen Zustand [32]. Ebenso können die Schrauben eine Überlast erfahren [31, 178]. Durch die inhomogene Temperaturverteilung (Flansch und Dichtung werden zunächst erwärmt und die

Schraube bleibt verhältnismäßig kalt) entstehen unterschiedliche Wärmedehnungen und das System wird ungleichmäßig belastet [32].

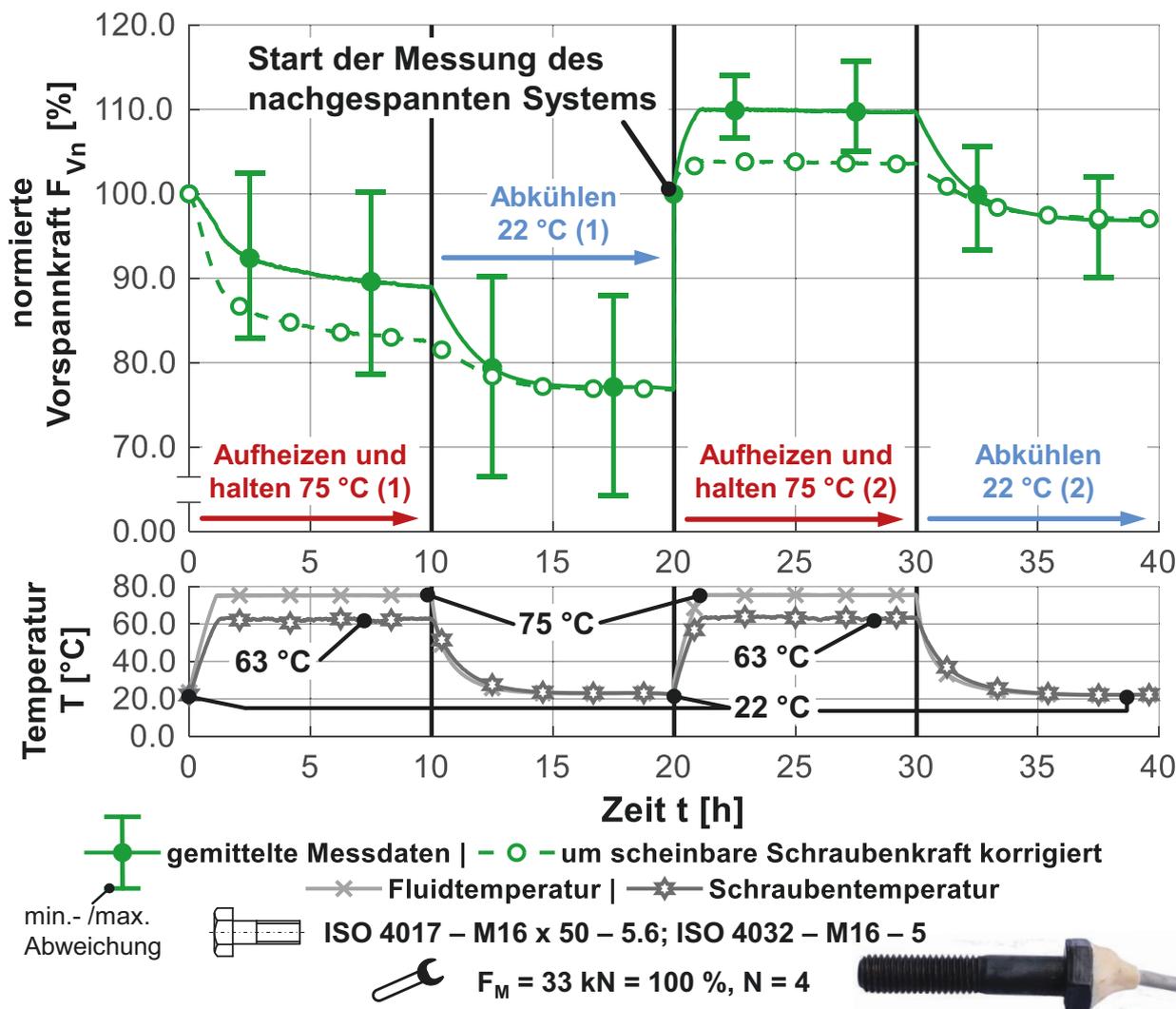
Mit BCM ist es somit möglich, auch warmgehende Rohrleitungen bzw. Flanschverbindungen zu überwachen. Die scheinbare Schraubenkraft kann durch eine je Sensorschraube individuelle Ausgleichsfunktion kompensiert werden. Die tatsächlich wirkende mechanische Vorspannkraft wird erfasst. Auftretende thermo-mechanische Zusatzlasten können dadurch bei einer Schadensakkumulation berücksichtigt werden. Auftretende Sonder- oder Überlasten werden ebenfalls registriert.

### **Nachziehen von Weichstoffdichtungen**

Laut [31] gilt folgende Hypothese: „Die Flanschverbindung bleibt bei wiederholtem An- und Abfahren nur dicht, wenn bei Weichdichtungen die Schrauben nach dem ersten Anfahren nachgezogen werden.“ Weiterhin weist [30] darauf hin, dass es zu dieser Praxis gegensätzliche Ansichten gibt. Die Hauptfaktoren dieses raschen Vorspannkraftverlustes beim ersten Anfahren sind das Setzen der Weichstoffdichtungen und aller Kontakte sowie die Veränderungen im Dichtungsmaterial, diese Prozesse werden thermisch aktiviert [30, 37]. Um den auftretenden Effekt zu verdeutlichen, ist ein solcher Vorgang im Rahmen eines Versuches durchgeführt worden, Abbildung 54. Für die Messung wurde nochmalig eine Stahlflanschverbindung mit Dichtung aus FA-Material verwendet. Nach Durchlaufen des ersten Temperaturzyklus wurde die Schraubenverbindung nachgespannt und erneut belastet. Analog dazu findet sich auch in [151], dass das Nachspannen einer Turmflanschverbindung, im Rahmen einer Wartung, mit Sensorschrauben erfasst werden kann.

Im Diagramm sind die gemittelten, normierten Vorspannkraften und zusätzlich diese aber um die scheinbare Schraubenkraft korrigiert, aufgetragen. Die Fehlerbalken geben eine Spannweite der Abweichung der normierten Vorspannkraft von maximal etwa 20 % bei diesem Versuch an. Begründet ist dies durch die individuellen Eigenschaften der Sensorschrauben mit DMS unter Temperaturbelastung, vgl. auch Kapitel 4.6. Der Versuchszeitraum spaltet sich bei 20 Stunden in den ersten und den zweiten Zyklus des Versuches. Die Aufheiz- und Halte- sowie die Abkühlphasen betragen jeweils 10 Stunden. Der erste Teil der Messung ist analog zur Messung aus Abbildung 51 zu sehen. Vor dem Start des zweiten Zyklus wurde die Montagvorspannkraft erneut eingestellt (normierte

Vorspannkraft gleich eins). Im Anschluss wurde der Temperaturzyklus wiederholt durchlaufen. Ist das System anschließend wieder abgekühlt, bleibt eine im Vergleich zum ersten Zyklus erhöhte Vorspannkraft zurück. Über das darüber hinaus gehende Vorspannkraftverhalten kann an dieser Stelle keine weitere Aussage getroffen werden.



**Abbildung 54:** Oben: Relaxationsmessung an einer Stahlflanschverbindung mit Dichtung aus FA-Material bei erhöhter Temperatur (75 °C) zweimalig durchlaufene Temperaturbelastung sowie Nachspannen nach erstem Zyklus; unten: zugehörige Fluid- und Schraubentemperatur

Wie auch in Abbildung 53 sind hier die scheinbaren Schraubenkräfte von den Messsignalen subtrahiert. Zu Beginn des zweiten Zyklus fällt auf, dass bei Erwärmung des Systems, trotz Kompensation, die Vorspannkraft zunehmen. Die Gründe können vielseitig sein. Mitunter entspricht die Montagetemperatur nicht

20 °C, die Ausgleichsfunktion hat sich durch Veränderung des Klebstoffes modifiziert (bei mehrmaliger Verwendung der Schrauben) oder die Temperaturmessstelle weist eine zum DMS verschiedene Temperatur auf. Bei Beendigung des Versuches sind die Kurven wieder deckungsgleich, die ermittelte Vorspannkraft kann also als tatsächlicher Wert angenommen werden.

## Fazit

Wird Zustandsüberwachung bei Flanschverbindungen betrieben, so steht häufig nur die Vorspannkraft, bzw. die daraus abgeleiteten Größen als Auswertekriterien zu Verfügung. Im Vergleich zum vorangegangenen Kapitel muss aufgrund der Abweichung von Betriebs- und Kalibriertemperatur die scheinbare Schraubenkraft durch eine Ausgleichsfunktion kompensiert werden. Würden nur Abweichungen betrachtet, so könnte die Ausgleichsfunktion entfallen, dafür sollte aber das Temperaturniveau konstant sein. Die durchgeführte Werkstoffsubstitution führt zu zusätzlichen thermo-mechanischen Belastungen auf die Verbindung, wodurch die Gefahr einer Schädigung steigt. Mittels BCM kann eine Flanschüberwachung durchgeführt werden. Die Ausgleichsfunktion konnte beim Nachspannen der Dichtung die scheinbare Schraubenkraft nicht mehr vollständig kompensieren. Liegt eine symmetrische Belastung auf den Flansch vor und die Montage erfolgt ordnungsgemäß, kann eine Sensorschraube für die Überwachung ausreichend sein. Bei größeren Flanschen oder unsymmetrischer Belastung kann beim Einsatz von mehreren Sensorschrauben zusätzlich eine Lokalisation des Schadens erfolgen (siehe 5.4.2.1).

Durch vorhandenes Wissen und weitere Forschung könnte durch Extrapolation der Messwerte ein Zeitpunkt für ein mögliches Versagen oder eine anzustrebende Wartung prognostiziert werden. Die Charakteristik ist hier stark von der verwendeten Dichtung sowie den individuellen Betriebsbedingungen geprägt. Diese können durch BCM entsprechend erfasst werden. Unterschreitet der so erfasste Schädigungsindikator frühzeitig den definierten Schwellwert für den jeweiligen Prozess, deutet dies auf eine Störung hin und der Service kann gezielt zur Problemstelle gesandt werden, bevor Gefahr für Leib, Leben oder Umwelt entsteht. Zur Reduktion der Daten bzw. des Auswerteaufwands kann es interessant sein, die Auswertung nur zu bestimmten Intervallen durchzuführen. Sofern kein Schaden durch Überlast auftritt, ist der Fortschritt der Schädigung durch Vorspannkraftrelaxation tendenziell langsam.

## 5.2 Selbsttätiges Losdrehen

Das selbsttätige Losdrehen einer Schraubenverbindung ist bis heute ein analytisch wie numerisch schwer kalkulierbarer und unerwünschter Effekt bei Schraubenverbindungen. Eine übersichtliche Darstellung der bislang bestehenden analytischen Ansätze ist in [109] aufgeführt. Die numerische Auslegung ist anspruchsvoll und erfordert sehr viel Erfahrung und Rechenkapazität [112]. Infolge von Lockern oder zu starken Quer- oder Biegemomentbelastungen kann es zum selbsttätigen Losdrehen einer Schraubenverbindung kommen. Die Folge ist ein partieller oder vollständiger Rückgang der Vorspannkraft und Funktionsverlust der Schraubenverbindung ohne Bruch der Bauteile. Durch die erläuterte Gefahr werden häufig Bauteilversuche oder Prüfungen mit einer Vibrationsprüfmaschine durchgeführt, um die Losdrehneigung bestimmen zu können. Die Vibrationsprüfmaschine ermöglicht jedoch aufgrund ihres Aufbaus nur einen Variantenvergleich.

Für BCM ist das selbsttätige Losdrehen ein sehr interessantes Einsatzgebiet. Es ist schwierig auszulegen, zudem kann es aufgrund von Überlasten oder Vorspannkraftrelaxation abrupt aktiviert werden. Weiterhin wird häufig die Gefahr des selbsttätigen Losdrehens im Vorfeld nicht ausreichend beachtet [179]. Gerade bei höherfrequenten mechanischen Belastungen bzw. Anregungen kann ein Versagen kurzfristig eintreten. Oft sind Losdrehereignisse jedoch erst nach Jahren im Praxiseinsatz zu beobachten, da im Betrieb nur selten auftretende Peaklasten losdrehrelevant sind.

Die nachfolgenden Versuche verdeutlichen den raschen Vorspannkraftverlust in Folge des selbsttätigen Losdrehens. Zum Festlegen der möglichen Schädigungsindikatoren werden Versuche an Einschraubenverbindungen mit der in Kapitel 4.4 vorgestellten Vibrationsprüfmaschine durchgeführt. Zudem erfolgt eine Untersuchung an Mehrschraubenverbindungen mittels eigens konstruiertem Prüfstand.

### Einschraubenverbindung

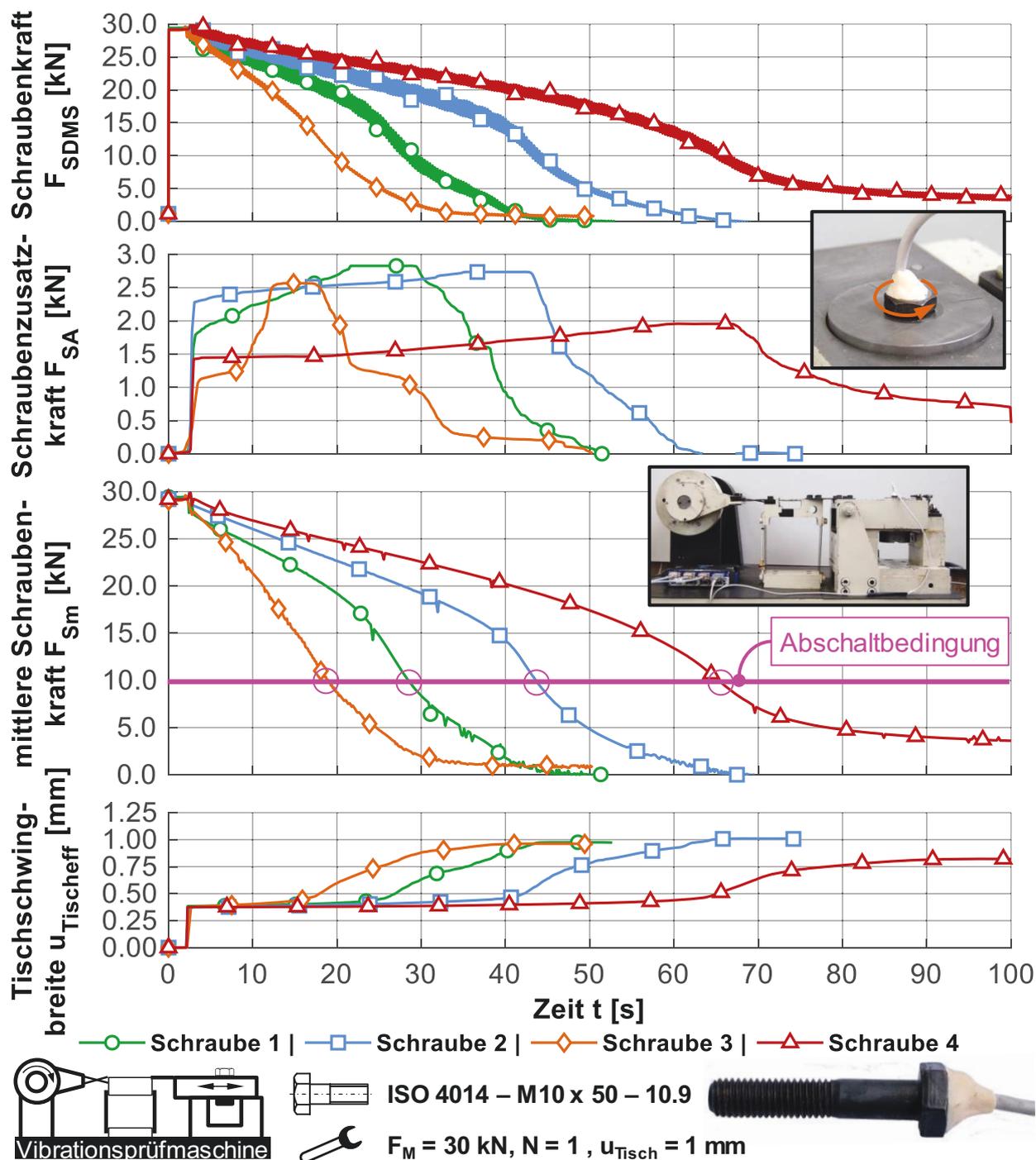
Die in Abbildung 55 dargestellten Ergebnisse wurden mit der Vibrationsprüfmaschine ermittelt. Dazu sind nacheinander vier baugleiche Sensorschrauben mit Bolzen-DMS, ISO 4014 – M10 x 50 – 10.9 [161], auf 30 kN vorgespannt und solange einer zyklischen Bewegung ausgesetzt worden, bis keine Reduzierung

der Vorspannkraft mehr ersichtlich war. Die Prüffrequenz beträgt  $f = 25$  Hz bei einer im Leerlauf eingestellten maximalen Tischschwingbreite von  $u_{\text{Tisch}} = 1$  mm. Im Versuch wird diese Schwingbreite jedoch nicht erreicht. Aufgrund der elastischen Nachgiebigkeit des Antriebs, hängt die effektive Tischschwingbreite  $u_{\text{Tischeff}}$  von der Höhe der Vorspannkraft ab (vgl. Abbildung 55).

In der ersten Diagrammzeile ist die gemessene Schraubenkraft  $F_{\text{SDMS}}$  aufgetragen. Es wird deutlich, dass sich die Mittelspannung ändert und ein schwingender Anteil überlagert ist. In der zweiten und dritten Diagrammzeile sind die beiden Größen Schraubenzusatzkraft  $F_{\text{SA}}$  und mittlere Schraubenkraft  $F_{\text{Sm}}$  aus dem Messsignal extrahiert. Unter der Annahme, dass die Schraube symmetrisch belastet wird, entspricht die mittlere Schraubenkraft der Vorspannkraft.

Die Schraubenzusatzkraft liefert bei den untersuchten Schrauben kein eindeutiges Signal, welches als Abschaltbedingung verwendet werden könnte. Wie im Rahmen der Untersuchungen zur Biegemomentempfindlichkeit festgestellt werden konnte, kann sich die durch den DMS gemessene Amplitude ändern, wenn sich die Belastungsrichtung relativ zu ihm ändert (vgl. Kapitel 4.4). Dieser Effekt zeigt sich im Rahmen des Losdrehversuches ebenfalls. Die eigentliche statische Vorspannkraft wird als mittlere Schraubenkraft aus den Messsignalen ermittelt. Sie eignet sich deutlich besser als Abschaltbedingung. Über alle untersuchten Sensorschrauben weist sie die gleiche Charakteristik auf und zeigt keine Richtungsabhängigkeit.

Bei den bisherigen Versuchen zur Vorspannkraftrelaxation trat kein Versagen der Verbindung im Untersuchungszeitraum auf. Die weiteren Versuche enden jedoch erst mit dem Versagen des Bauteils oder der Verbindung. Daher wird eine mögliche Abschaltbedingung mit in das Diagramm eingetragen. Ab diesem Zeitpunkt ist die ordnungsgemäße Funktionsweise nicht mehr gegeben, ein Ausschalten der Maschine im Betrieb wäre vonnöten. Die Abschaltbedingung ist mit einer mittleren Schraubenkraft von 10 kN definiert. Dies ist jedoch keine pauschale und allgemeingültige Definition, sondern muss individuell für den jeweiligen Anwendungsfall in der Praxis festgelegt werden.



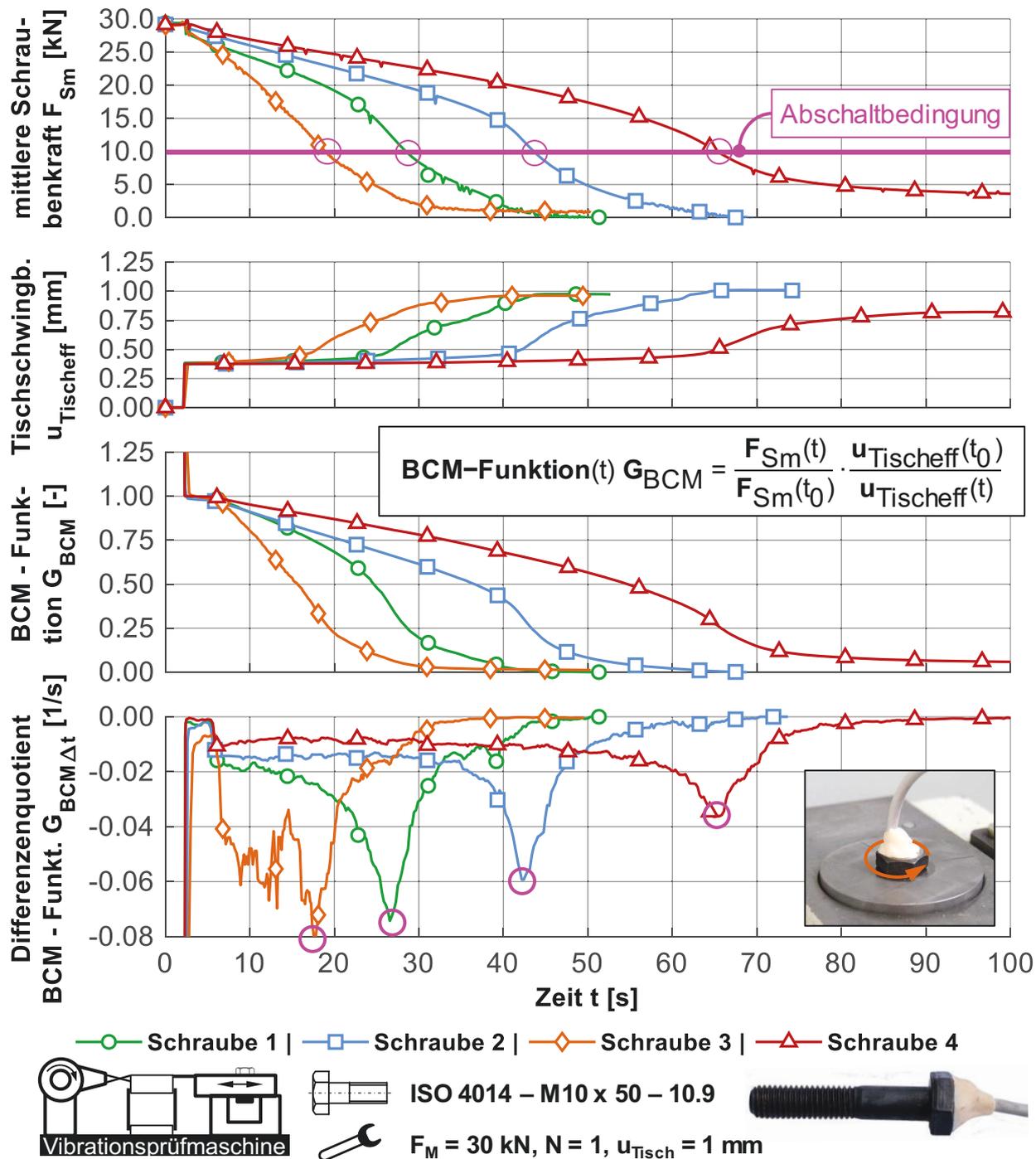
**Abbildung 55:** Losdrehversuch mit Vibrationsprüfmaschine von vier Sensorschrauben; aufgetragen sind Kenngrößen der Sensorschrauben sowie die dem jeweiligen Versuchslauf zugehörige Tischschwingbreite

Für die Definition der Abschaltbedingung wird in diesem Fall die Veränderung der effektiven Tischschwingbreite  $u_{\text{Tischch}}$  herangezogen (letzte Diagrammzeile in Abbildung 55). Sobald die mittlere Schraubenkraft unter 10 kN sinkt, steigt die Tischschwingbreite abrupt an, das Verhalten ist über alle betrachteten Schrauben gleich. Die Haftbedingung in den Kontakten wird verletzt. Eine verschraubte

Überlappverbindung würde zu diesem Zeitpunkt durchrutschen und sich nicht mehr wie ein Bauteil verhalten. Je nach Systemkenntnis, Betriebsbedingungen und Sicherheitsanforderungen muss diese Abschaltbedingung individuell angepasst werden. Das zeitliche Erreichen der Abschaltbedingung der einzelnen Schrauben ist unterschiedlich, trotz konstanter Belastung. Der Grund dafür liegt maßgeblich im tribologischen Verhalten der Verbindung. Das oben angesprochene kurzfristige Versagen der Verbindung wird hier bestätigt, Schraube 3 erreicht bereits in weniger als  $20 \text{ s} \pm 500$  Schwingspielen die Abschaltbedingung. Eine weitere Möglichkeit ist die Verknüpfung der mittleren Schraubenkraft mit einer zusätzlichen Messgröße über eine BCM-Funktion, Abbildung 56. Dort wiederholen sich die Diagramme der mittleren Schraubenkraft  $F_{\text{Sm}}$  sowie das der effektiven Tischschwingbreite  $u_{\text{Tischeff}}$  aus Abbildung 55.

Die BCM-Funktion  $G_{\text{BCM}}$  ist eine individuelle Indikatorfunktion, mit der mehrere Messgrößen verrechnet werden. Sie zielt darauf ab, Vorteile bei der Auswertung hinsichtlich Detektionszeitpunkt, Robustheit etc. zu erlangen. Wird die mittlere Schraubenkraft  $F_{\text{Sm}}$  mit der effektiven Tischschwingbreite  $u_{\text{Tischeff}}$  wie in Abbildung 56 dargestellt verrechnet, so werden beide Änderungseffekte (Reduktion der mittleren Schraubenkraft und Zunahme der effektiven Tischschwingbreite) genutzt. Beim Vergleich des Ergebnisses der mittleren Schraubenkraft (erste Diagrammzeile) mit der BCM-Funktion (dritte Diagrammzeile) wird eine Änderung der Kurvenform bereits erkennbar. Durch Bildung des Differenzenquotienten der BCM-Funktion (vierte Diagrammzeile) treten deutlich die Systemänderungen hervor. Diese so herausgearbeiteten Schädigungsindikatoren sind visuell bzw. automatisiert gut zu detektieren. Im betrachteten Fall liegt eine konstante Anregung durch den Elektromotor vor. Wäre diese stochastisch, könnte über die beschriebene BCM-Funktion eine Verknüpfung zwischen äußerer Anregung (effektive Tischschwingbreite) und Reaktion der Schraube (mittlere Schraubenkraft) getroffen werden. Das ermöglicht eine robustere und weniger fehleranfällige Bewertung des Schädigungsindikators. Das System kann so bis an die Grenzen ausgenutzt werden. Denn, wie die Grafik verdeutlicht, reagieren alle Schrauben bei gleicher Charge und Schmierzustand individuell bzw. streuen in ihren Ergebnissen. Trotz der individuellen Reaktionen schlägt der Schädigungsindikator (Differenzenquotient der BCM-Funktion  $G_{\text{BCM}\Delta t}$ ) am gleichen kritischen Systempunkt an. Das verdeutlicht, dass durch eine geschickte Wahl des Schädigungsindikators dieser unempfindlich gegenüber Streuungen ist. In diesem Fall sind die Kurven über der Zeit aufgetragen. Bei nicht konstanter Drehzahl kann

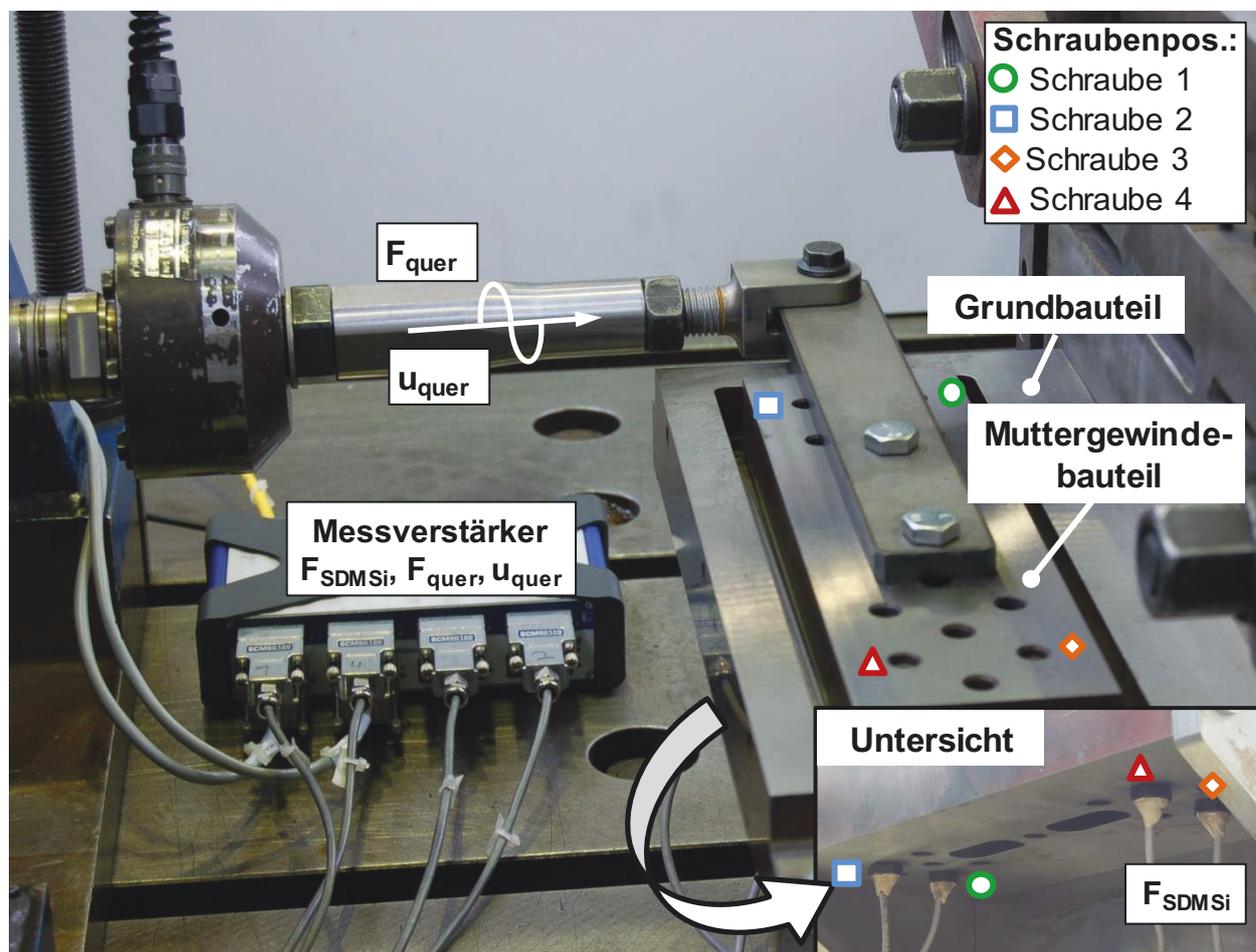
das Auflagen über der kumulierten Anzahl der Umdrehungen weitere Vorteile erzielen.



**Abbildung 56:** Anwendung einer BCM-Funktion beim Schädigungsmechanismus selbsttätiges Losdrehen

## Mehrschraubenverbindung

Bei Mehrschraubenverbindungen sind zeitgleich mehrere Schrauben an der Kraftübertragung beteiligt [106]. Zur Untersuchung des selbsttätigen Losdrehens an einer Mehrschraubenverbindung wurde die Versuchskonfiguration „Monitoring of Structural Health and Self-loosening“ (MoHaS) konstruiert, Abbildung 57. Mit diesem Prüfaufbau ist es möglich, verschiedene Schraubenfelder zu definieren sowie unterschiedliche Lasteinleitungen umzusetzen. Aufgrund der Kopplung des Schraubenverhaltens bei einer Mehrschraubenverbindung darf diese nicht als losgelöste Summe von Einschraubenverbindungen betrachtet werden. Dies gilt besonders beim selbsttätigen Losdrehen [179], denn nicht jede Schraube in einer mechanischen Struktur ist gleich losdrehgefährdet [106].



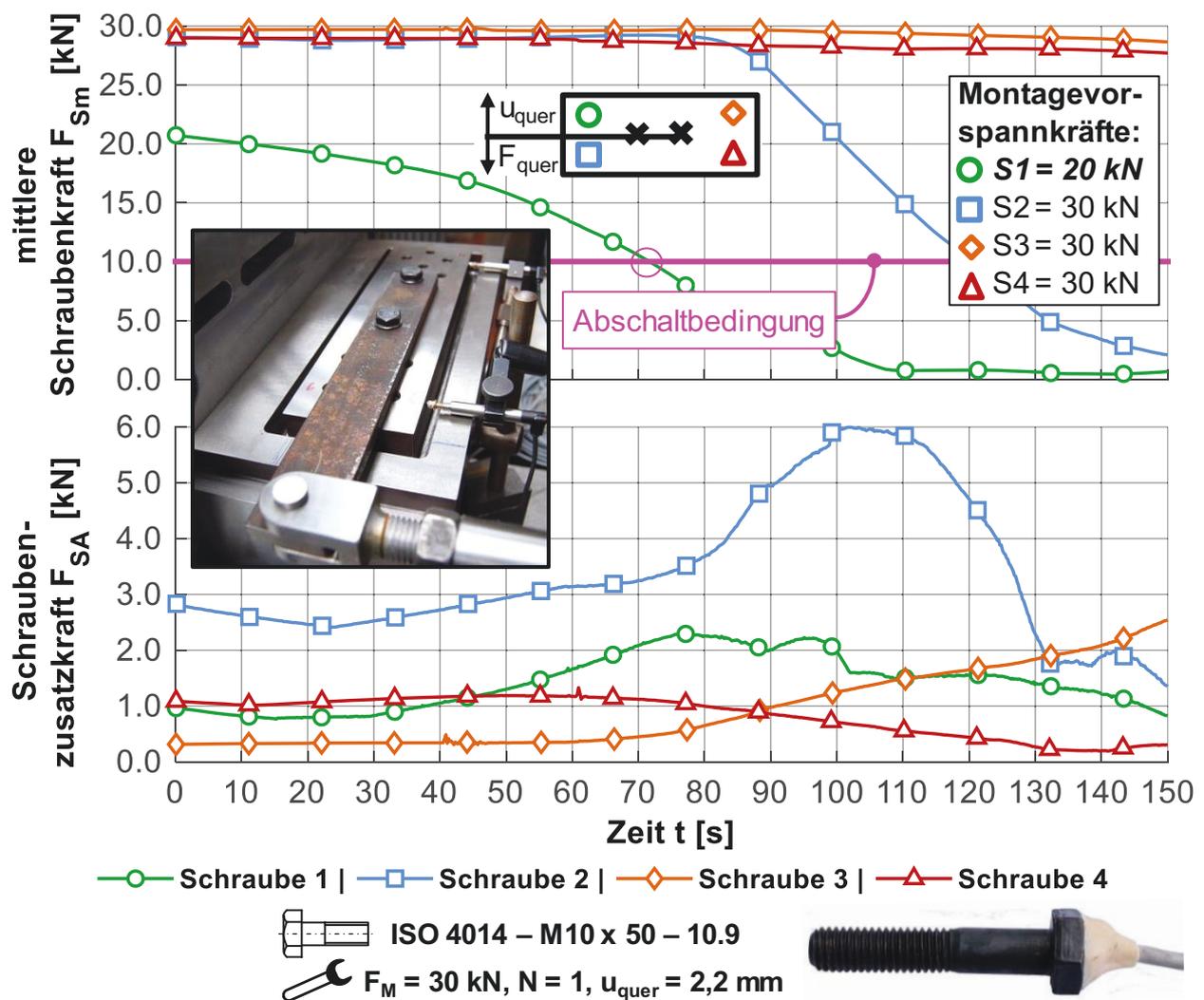
**Abbildung 57:** Prüfaufbau „MoHaS“ montiert auf Pulsationsprüfstand und eine Unteransicht zur Visualisierung der Schraubenpositionen; Hinweis: Die markierten Schrauben sind von der Unterseite her montiert; daher sind keine Schraubenköpfe an den Markierungspositionen sichtbar

Die Trennfugenreibung zwischen dem Grund- und Muttergewindebauteil ist bei diesem Prüfaufbau bewusst durch Flachkäfte niedrig gehalten, analog zur Vibrationsprüfmaschine. Der äußeren Last durch den Pulsationsprüfstand wird so vorrangig die Biegesteifigkeit der Schrauben entgegengesetzt. Dadurch ist das System in Verbindung mit der kurzen Klemmlänge sehr losdrehfreundlich. Für den im Folgenden betrachteten Versuch sind von unten vier Sensorschrauben ( $F_{SDMSi}$ ) montiert worden, die das Grund- und Muttergewindebauteil klemmen. Der Versuch wird weggeregelt ( $u_{quer}$ ) durchgeführt, analog zur Vibrationsprüfmaschine, da das Phänomen des selbsttätigen Losdrehens hauptsächlich verschiebungsinduziert ist [109]. In Folge der durch den Pulsationsprüfstand aufgebrachten Verschiebung  $u_{quer}$  wird die Schraubverbindung mit einer Axialkraft, einer Querkraft und einem Biegemoment belastet. Dadurch ergeben sich unterschiedliche Belastungen auf die jeweiligen Schrauben. Durch die Hebelarmlänge sind an Schraube 1 und 2 deutliche größere lokale Querverschiebungen zu erwarten als an Schraube 3 und 4.

Aufgrund von Streuungen der Montagevorspannkraft (Anziehungsfaktor  $\alpha_A$ ) kann ein ungleichmäßig verspanntes Schraubenfeld entstehen. Die Folge daraus kann eine starke Neigung zum selbsttätigen Losdrehen sein, die sogar im Rahmen einer Kettenreaktion auf weitere Schrauben übergreift, Abbildung 58. Die Montagevorspannkraft ist zur Demonstration dieses Risikos bewusst von 30 kN auf 20 kN abgesenkt, diese Situation kann in der Praxis durch Vorspannkraftrelaxation oder ungenaue Montage eintreten.

Im Diagramm sind die mittlere Schraubenkraft  $F_{Sm}$  (oben) und die Schraubenzusatzkraft  $F_{SA}$  (unten) aufgetragen. Die Schraubenzusatzkraft wird, wie in Abbildung 26 definiert, berechnet, so erfolgt die Auswertung unabhängig von der anliegenden Vorspannkraft. Über den Zeitraum des Versuches drehen sich Schraube 1 und 2 los. Schraube 1 ist jene mit der hier nachgebildeten Montagestreuung und der daher niedrigeren Vorspannkraft. Nach Schraube 1 dreht sich in der Folge Schraube 2 los. Die Belastung in der jeweiligen Schraube steigt so lange an, bis die Vorspannkraft relativ gesehen so klein ist, dass die Schraube kaum noch an der Kraftübertragung beteiligt ist. Wahrscheinlich würde bei weiterer Fortführung des Versuches Schraube 3 mit Losdrehereignissen folgen. Die Abschaltbedingung ist wie zuvor bei 10 kN mittlerer Schraubenkraft definiert. Würde das System bei Unterschreiten dieser Grenze stillgelegt, könnten sich keine weiteren Schrauben losdrehen. Bereits ca. 10 s später dreht sich Schraube 2 los. Wird das System also wie in diesem Fall weiter betrieben, führt dies zu

einer Kettenreaktion, Schraube 2 dreht sich ebenfalls los. Hinzu kommt, dass in diesem Fall der Energieeintrag in das System durch den Pulsationsprüfstand abnimmt, da der Versuch weggeregelt mit konstanter Amplitude durchgeführt wird. Bei einer Kraftregelung würde dieser Effekt tendenziell verstärkt werden (Unterschied zwischen vielen Realanwendungen und Prüfung mit Vibrationsmaschine, vgl. Abbildung 55). Schraube 3 und 4 drehen sich nicht los. Aufgrund des geänderten Verspannungszustandes im Schraubenfeld sinkt auch hier die Vorspannkraft leicht ab. Bei Mehrschraubenverbindung können durch Ausfall einer Schraube, hier Schraube 1, die anderen Schrauben durch Überlast versagen [165]. Dies hängt jedoch maßgeblich mit der Ausnutzung der Verbindung zusammen.



**Abbildung 58:** Kettenreaktion des selbsttätigen Losdrehens bei einer Mehrschraubenverbindung in Anlehnung an [179]

Eine BCM-Funktion, die die mittlere Schraubenkraft aller vier Schrauben in Relation setzt, zeigt in diesem Fall keinen Vorteil, da nur eine Schraube dominant die Schädigung aufweist. Die Vorspannkraft der weiteren Schrauben werden dadurch nicht zeitgleich beeinflusst. Eine Möglichkeit die aktive Änderung der Belastung zu erfassen, die die Schrauben über die Schraubenzusatzkraft abbilden, gestaltet sich schwierig. Durch die Rotation der Schrauben 1 und 2 ändert sich die Lage des DMS zur Belastungsrichtung und eindeutige Aussagen sind schwer zu formulieren, vgl. Kapitel 4.4. Die Biegemomentempfindlichkeit erweist sich hier als Nachteil. Bei Schraube 3 und 4 hat keine Rotation stattgefunden auch hier ändern sich die Schraubenzusatzkräfte durch eine gestiegene Belastung. Das verdeutlicht die Abhängigkeiten von Schrauben untereinander. Versagt eine Schraube, müssen die weiteren die Belastung abfangen, vgl. auch [112].

Bei der Überlegung, wie viele Sensorschrauben für einen Einsatz von BCM nötig wären, ist in diesem Fall die Position der am höchsten belasteten Schrauben zuerst festzulegen. Es sollten zumindest Schraube 1 und 2 als Sensorschraube ausgeführt werden, da diese die maximale Belastung aufnehmen. Daher ist es wichtig, das Übertragungsverhalten der Struktur zu kennen. Bei Eintreten der Schädigung nach ca. 70 s kann weder bei Schraube 3 noch Schraube 4 eine relevante Änderung in den Größen festgestellt werden. Somit ist es nicht sinnvoll diese als Sensorschraube auszuführen.

## **Fazit**

Der Funktionsverlust einer Schraubenverbindung kann durch das selbsttätige Losdrehen innerhalb kürzester Zeit eintreten. Dieser Effekt kann bei Ein- wie auch Mehrschraubenverbindungen auftreten. Das ist anhand zweier Beispiele verdeutlicht worden.

Die im Rahmen von BCM zu definierende Abschaltbedingung ist für die jeweilige Situation anzupassen. Für den Schadensfall des selbsttätigen Losdrehens kann die mittlere Schraubenkraft als Schädigungsindikator gewählt werden. Die Höhe der Abschaltbedingung muss nach den jeweiligen Betriebs- und Sicherheitsbedingungen festgelegt werden. Alternativ kann sich der Einsatz einer BCM-Funktion lohnen, um Verknüpfungen mit weiteren Messgrößen durchzuführen. Das stellt weiteres Potenzial zur Auswertung dar. Aufgrund der Schraubenrotation ist bei der hier verwendeten Messtechnik die Schraubenzusatzkraft schwierig

zu deuten. Für die Wahl der Position der Sensorschrauben haben sich die beiden maximal belasteten Schrauben als relevant herausgestellt.

### 5.3 Bruchversagen

Werden Schrauben einer schwingenden Belastung ausgesetzt, so kann das durch die stetige Wechselbelastung zum Versagen bzw. Bruch der Schraube führen. Die Folge ist ein abruptes Versagen der gesamten Struktur oder Funktion. Dieser Sachverhalt birgt ein großes Risiko und muss vermieden werden. Damit BCM eingesetzt werden kann, sind ein geeigneter Schädigungsindikator sowie eine Abschaltbedingung festzulegen. Dazu wurden Versuche mit der in Kapitel 4.4 vorgestellten Vibrationsprüfmaschine durchgeführt. Als Sensorschrauben wurden vier Schrauben ISO 4014 – M10 x 50 – 10.9 [161] eingebaut und mit 30 kN vorgespannt. Die Prüffrequenz beträgt  $f = 25$  Hz bei einer im Leerlauf eingestellten maximalen Tischschwingbreite von  $u_{\text{Tisch}} = 3$  mm. Damit eine entsprechende Kopfverschiebung erreicht werden konnte und der Effekt des selbsttätigen Losdrehens nicht auftrat, wurden die Schrauben mit Keilsicherungscheiben der Firma Nord-Lock gesichert. In [107] wird unter anderem der Nachteil der Schraubensicherung, die das selbsttätige Losdrehen verhindert, beschrieben. Dieser Nachteil birgt die Gefahr des Schwingbruchs, doch genau dieser Effekt wird hier gewünscht und erzielt. Die Schädigung der Schrauben beginnt mit einem Schwingbruch und endet mit einem Rest-Gewaltbruch, wenn die Belastung die Belastbarkeit der verbleibenden Resttragfläche überschreitet. Die Ergebnisse des Versuches zeigt Abbildung 59.

In der ersten Diagrammzeile sind die gemessenen Schraubenkräfte  $F_{\text{SDMS}}$  jeder einzelnen Schraube abgebildet. Zu Beginn zeigt sich bei allen Schrauben ein Angleich- bzw. Setzprozess, sodass die Vorspannkraft abnimmt. Im weiteren Verlauf ändern sich die Vorspannkraft sowie auch die Schwingbreite der einzelnen Schraubenzusatzkräfte  $F_{\text{SA}}$ . Aufgrund dieser Unterschiede lässt sich auf den ersten Blick kein Kriterium festlegen, wodurch eine Abschaltung erfolgen kann, welches für alle Schrauben hinreichend funktioniert.

Die zweite Diagrammzeile zeigt die aus den Messdaten ermittelte Schraubenzusatzkraft  $F_{\text{SA}}$ . Bei allen Schrauben ist eine Veränderung dieser zu verzeichnen. Die Höhe der Schraubenzusatzkraft variiert in diesem Kollektiv, trotz gleicher äußerer Belastung, die Begründung liefert die in Kapitel 4.4 vorgestellte Biege-

momentempfindlichkeit. Ein exakt gleiches Verhalten aller zerstörten Sensorschrauben kann jedoch nicht charakterisiert werden.

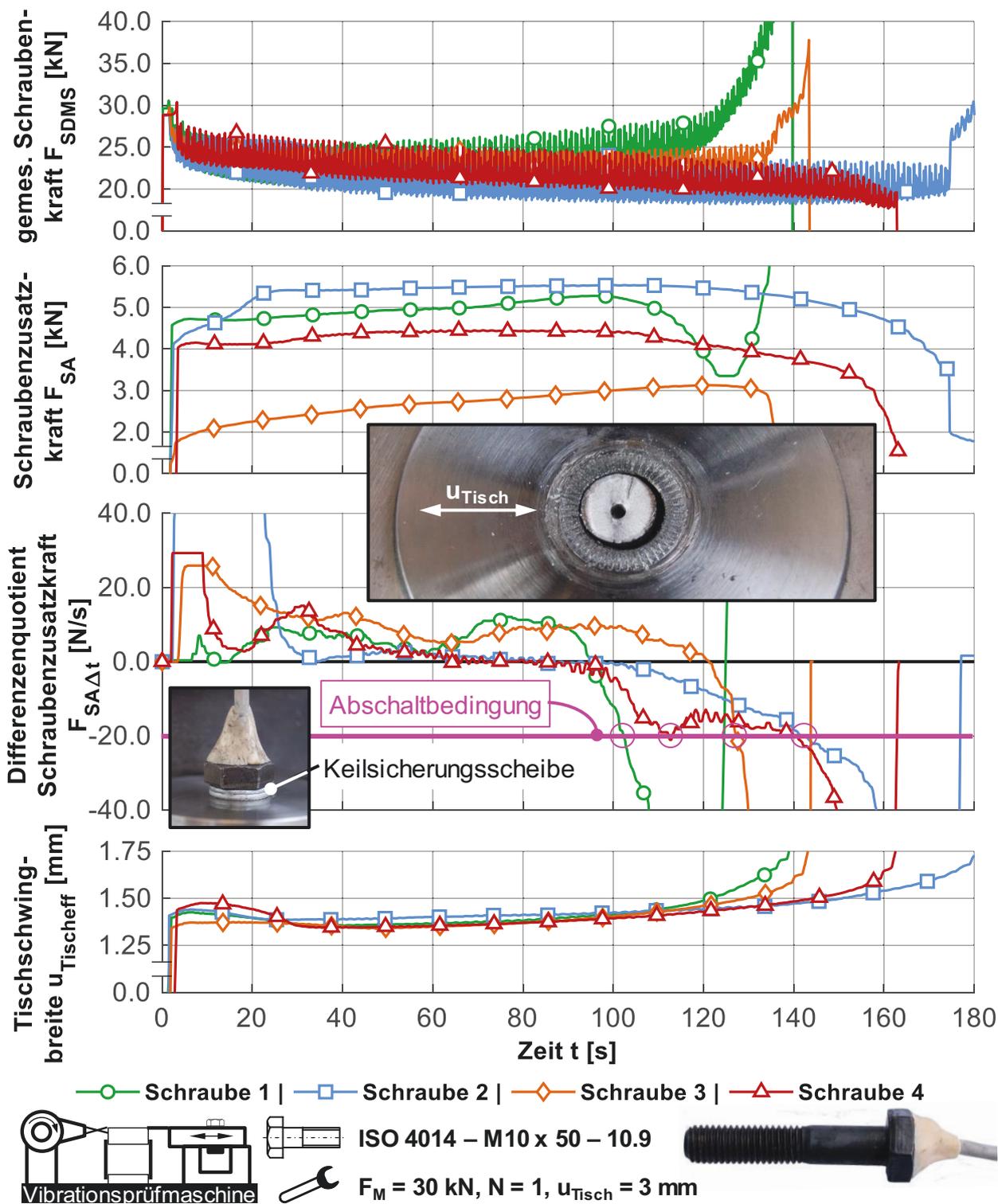


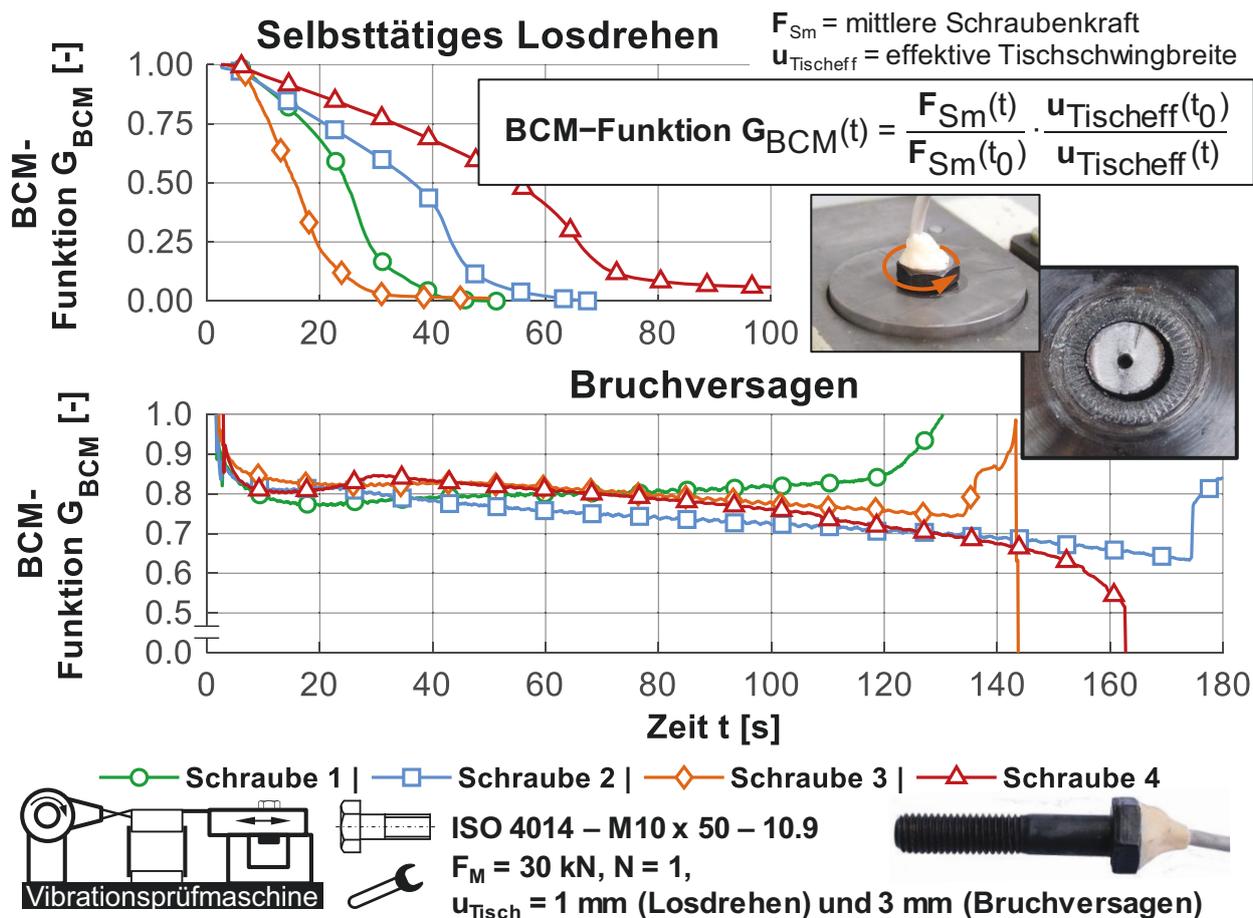
Abbildung 59: Schwingbrüche von Einschraubenverbindungen erzeugt auf einer Vibrationsprüfmaschine

Eine Möglichkeit für eine Abschaltbedingung wäre die Änderung der Schraubenzusatzkraft über der Zeit. In den ersten zwei Dritteln des Versuchs zeigen sich hier Bereiche konstanter Steigung, diese ändert sich jedoch deutlich bis zum Versagen. Der Differenzenquotient der Schraubenzusatzkraft wird in der dritten Diagrammzeile dargestellt. Zu Beginn sind noch große Änderungen der Schraubenzusatzkraft zu verzeichnen. Im mittleren Bereich bildet sich ein Plateau mit einer sehr geringen Änderung der Schraubenzusatzkraft (stabile Rissausbreitung). Ab ca. 80 Sekunden zeigt sich bei den ersten Schrauben eine massive Änderung der Schraubenzusatzkraft hin zu kleineren Schwingbreiten (instabile Rissausbreitung). Das heißt, der Differenzenquotient der Schraubenzusatzkraft  $F_{SA\Delta t}$  wechselt von einem nahezu konstanten Niveau auf ein negatives. Dies ist über alle Schrauben gleich, somit wäre für diesen Versuch eine Abschaltbedingung bei  $-20 \text{ N/s}$  zu definieren, um ein rechtzeitiges Abschalten ohne Gefahrensituation zu gewährleisten. Das so extrahierte Merkmal erfasst alle getesteten Schrauben trotz unterschiedlicher Charakteristika der Messdaten.

Die vierte Diagrammzeile gibt die effektive Tischschwingbreite  $u_{\text{Tischeff}}$  zur Verifikation wieder. Steigt diese an, deutet dies auf eine verminderte Steifigkeit bzw. Gegenkraft durch die Schraube hin. Trotz der nicht konstanten äußeren Last lässt sich eine Auswertung durchführen und eine Abschaltbedingung formulieren.

Im Folgenden wird ein direkter Vergleich zwischen selbsttätigem Losdrehen und Bruchversagen betrachtet. Dazu werden die Ergebnisse aus Kapitel 5.2, Abbildung 56 sowie aus der Abbildung 59 dieses Kapitels verwendet. Beide sind nach der gleichen BCM-Funktion in Abbildung 60 ausgewertet. Die Versuchsparameter sind bis auf die aufgezwungene Tischschwingbreite (Losdrehen:  $u_{\text{Tisch}} = 1 \text{ mm}$  und Bruchversagen:  $u_{\text{Tisch}} = 3 \text{ mm}$ ) gleich, die zeitliche Dauer der beiden Versuchsreihen bis zum Versagen der Verbindung weicht deutlich voneinander ab.

Jede Diagrammzeile spiegelt eine Versuchsreihe wider. Die Auswertung erfolgt in beiden Fällen anhand der in der Abbildung gezeigten BCM-Funktion. Der Vergleich verdeutlicht, dass bei unterschiedlichen Schädigungsmechanismen verschiedene Verläufe auftreten. Die Schädigungsindikatoren sind individuell, was die Unterscheidung der Schadensfälle einer Schraubenverbindung bzw. Struktur ermöglicht. In diesem Beispiel wird Ebene 3 Schadensklassifizierung nach [125, 127] erreicht, vgl. Abbildung 20. Sind zusätzlich noch die Systeme voneinander abweichend, ist es erforderlich, den Schädigungsindikator auf die jeweiligen Systeme spezifisch anzupassen.



**Abbildung 60:** Versagensmechanismen selbsttätiges Losdrehen und Bruchversagen mittels gleicher BCM-Funktion ausgewertet; Mechanismen zeigen unterschiedliche Charakteristiken bei der Auswertung; eine Trennung ist so möglich

## Fazit

Schwingbrüche sind eine gefährliche Versagensart bei Schraubenverbindungen. Daher bietet sich gerade hier eine Überwachung mittels BCM an. Wichtig ist es auch, den geeigneten Schädigungsindikator zu finden, an dem die Abschaltbedingung definiert werden kann. Die Anregung bzw. äußere Belastung ist in diesem Fall nahezu konstant und nicht stochastisch. Dieser Umstand erleichtert die Detektion und auch das Festlegen des Kriteriums. Zwischen der Tischschwingbreite und der Schraubenzusatzkraft besteht ein funktionaler Zusammenhang. Wird dieser entsprechend hergestellt, so kann auch bei stochastischer Anregung eine Auswertung erfolgen. Durch das Herstellen von Beziehungen mit weiteren Kenngrößen ergeben sich Hilfsgrößen wie etwa die Steifigkeit, durch die neue Schädigungsindikatoren erzeugt werden.

Im letzten Diagramm wird der Vergleich zwischen unterschiedlichen Schädigungsmechanismen (selbsttätiges Losdrehen und Bruchversagen) gezogen. Es verdeutlicht den individuellen Verlauf der jeweiligen Schädigungsindikatoren je Schädigungsmechanismus und bietet die Option, diese voneinander zu trennen und zu identifizieren. Ein Erreichen von Ebene 3 Schadensklassifizierung ist möglich; vgl. Abbildung 20.

## 5.4 Strukturschäden

Bislang stand die Sensorschraube bzw. die Schraubenverbindung mit den jeweiligen möglichen Versagensursachen im Fokus der Untersuchungen. Aber nicht nur diese kann Defekte bzw. einen Schaden aufweisen. Nach [180] ist unter einem Schaden der Funktionsverlust eines technischen Erzeugnisse zu verstehen, dabei ist es nicht relevant ob nur ein Bauteil oder gar die gesamte Anlage außer Funktion gerät. Technische Schäden können zu Sicherheitsrisiken werden. Dies gilt nicht nur in Bezug auf die körperliche Unversehrtheit beteiligter Personen, sondern auch in finanzieller Hinsicht (Produktionsausfall, Beschädigung weiterer Bauteile, usw.). Sie sind also unbedingt zu vermeiden, vgl. auch VDI/VDE-Richtlinie 2862 [16, 17].

Das folgende Kapitel widmet sich den Schäden der umgebenden Struktur von Schraubenverbindungen. Zu den Schäden zählen unter anderem das Versagen von Maschinenelementen (z.B. Wälzlager) oder Risse in der Struktur. Dabei muss eine weitere Unterscheidung getroffen werden. Bislang lagen die beobachteten Schädigungen im direkten Kraftfluss der Schraubenverbindung. Folgend wird exemplarisch auch der Fall einer außerhalb des Kraftflusses liegenden Schädigung betrachtet.

### 5.4.1 Strukturschäden außerhalb des Kraftflusses

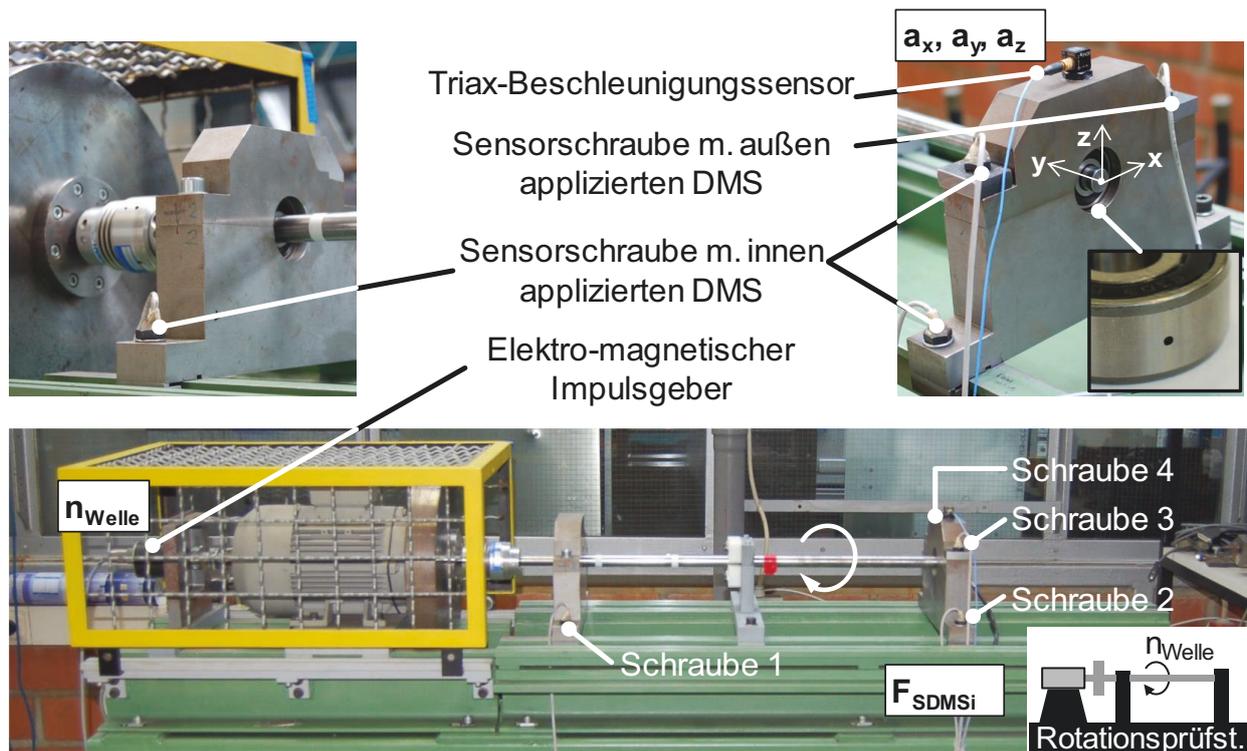
Strukturschäden bzw. die Akkumulation vieler kleiner Teilschädigungen bewirken eine Veränderung im dynamischen Verhalten (Schwingungsverhalten) von Strukturen [125]. Das wird vergleichsweise deutlich bei der Überlegung, dass der Klang eines Glases sich verändert, sobald es einen Riss (Defekt) aufweist.

Schwingungsbasierte Detektionsverfahren haben den Vorteil, dass sie auch Defekte an nicht direkt gemessenen Orten detektieren können [125]. Die Gesamtstruktur bzw. deren Änderung wird dabei betrachtet. Jeder Riss oder jede

Schädigung führt zu einer Steifigkeitsänderung der Struktur, das führt zu den genannten Änderungen im dynamischen Verhalten.

Sensorschrauben mit DMS wurden bislang zur Messung von Kräften verwendet. In diesem Abschnitt wird untersucht, ob auch die Messung von Schwingungen bzw. auftretenden Last-Frequenzen oder deren Änderungen mit Sensorschrauben möglich ist. Den dazu verwendeten Prüfstand zeigt Abbildung 61. Der Prüfstand ist mit einem Frequenzumrichter ausgestattet, um unterschiedliche Drehzahlen des Elektromotors realisieren zu können. Der Motor ist an der Antriebswelle mit einer Schwungscheibe ausgestattet und treibt eine schlanke Welle an. Das Hauptaugenmerk liegt in der Untersuchung des rechten Lagerbockes. Er ist mit einem piezoelektrischen Triax-Beschleunigungssensor versehen, um das Schwingungsverhalten des Prüfstands nach „bewährtem“ CM erfassen zu können. Weiterhin sind an dem genannten Lagerbock zwei mit Bolzen-DMS applizierte Sensorschrauben (Schraube 2 und 3) montiert. Für Schraube 4 kam eine Sensorschraube mit Standard-DMS zum Einsatz. Entgegen der in Kapitel 4.7 getroffenen Entscheidung, ist hier bewusst nochmalig eine Sensorschraube mit Standard-DMS eingesetzt, da sehr kleine Änderungen gemessen werden müssen. Durch den Aufbau mit einer geringeren Klebstoffschichtdicke wird von einer verminderten Dämpfung des Klebstoffes ausgegangen. Die Klemmlänge musste teilweise künstlich durch ein jeweils extra angefertigtes Distanzstück verlängert werden, um die erforderliche Klemmlänge für DMS Applikation im und am Schraubenschaft zu erreichen. Alle Sensorschrauben für diesen Versuch haben eine Grundkonfiguration nach ISO 4014 – M10 x 50 – 10.9 [161].

Am motorseitigen Lagerbock ist nur eine Sensorschraube mit Bolzen-DMS (Schraube 1) montiert. Sie befestigt den Lagerbock mit der Grundkonstruktion. Die Welle ist mit zwei einreihigen Rillenkugellagern des Typs 62303 2RS [181] gelagert. Das Lager im rechten Lagerbock wird im Lauf des Versuches durch ein baugleiches, aber bewusst geschädigtes Lager ersetzt. Der Defekt ist eine Bohrung im Außenring und bildet einen Außenringschaden des Wälzlagers nach. Das Achsensystem des Beschleunigungssensors ist für den Versuch wie folgt definiert: Die positive y-Achse zeigt in Richtung der Welle bzw. des Elektromotors, die positive z-Richtung ist in Richtung der Hochachse des Prüfstands definiert. Die x-Achse ergibt sich entsprechend.

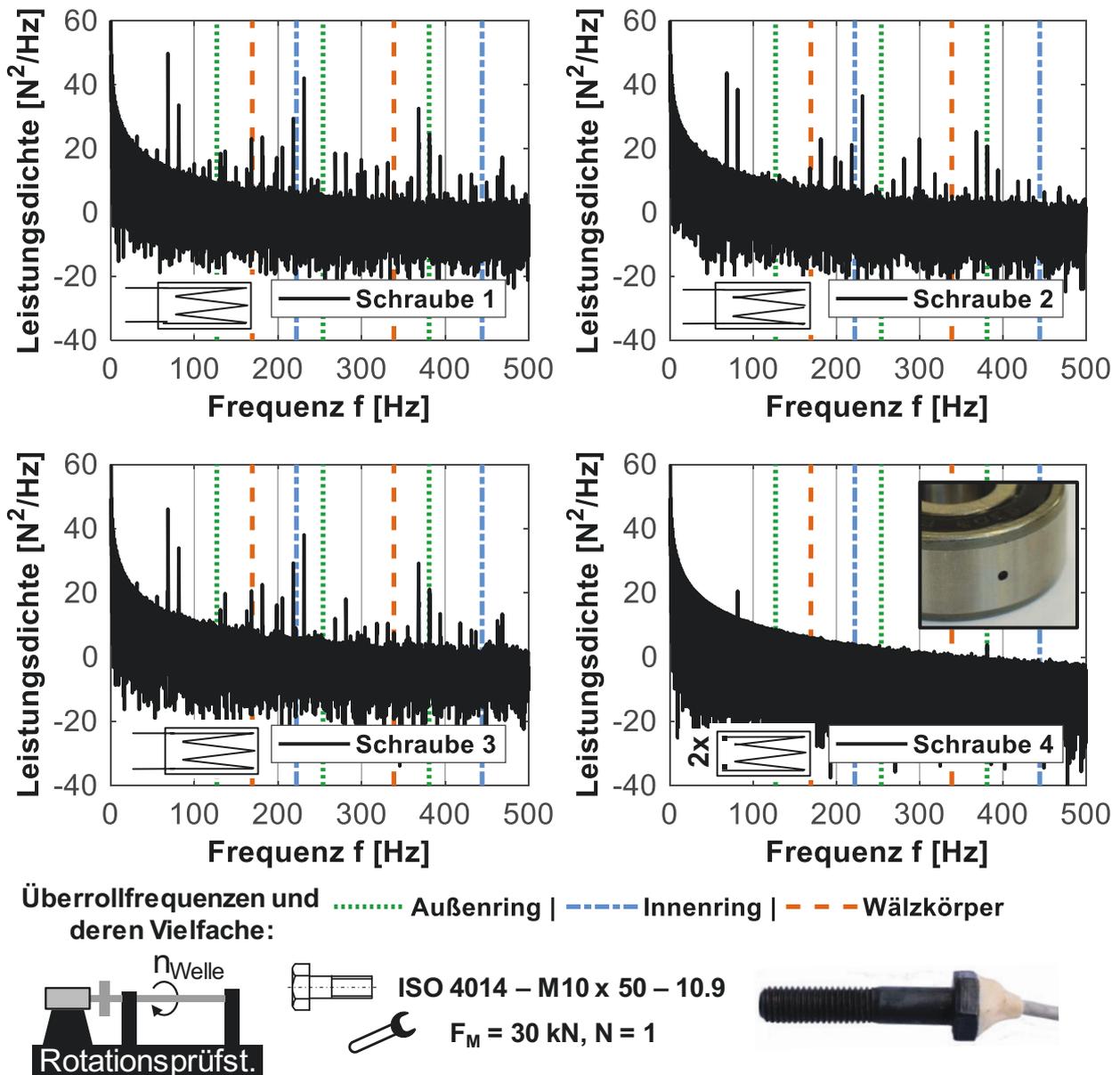


**Abbildung 61:** Rotationsprüfstand und Benennung der verwendeten Sensoren sowie eingesetztes Wälzlager mit Außenringschaden

Im hier betrachteten Fall variiert die Anregung des Systems durch zwei Größen: Erstens die Drehzahl der Welle und zweitens die Überrollfrequenzen des Lagers. Die Schraubenverbindung wird somit nur indirekt beeinflusst, da keine Änderungen in den Lastpfaden auftreten. Als direkter Einfluss sind z.B. die Versuche zu Flanschverschraubungen (vgl. Kapitel 5.4.2.2) zu betrachten; dort bewirkt eine Änderung der Lastfrequenz eine Änderung der Lastfrequenz im Kraftfluss der Sensorschraube.

Wie in [182] beschrieben, wird die Überwachung bzw. die Schadensdiagnose von Wälzlagern mit Hilfe von Beschleunigungssensoren durchgeführt. Die so gemessenen Beschleunigungen lassen sich hinsichtlich ihrer Frequenzen und Amplituden auswerten. Die Auswertung erfolgt in der Regel nicht nur im Zeit-, sondern auch im Frequenzbereich. Die Darstellung im Frequenzbereich dient dazu, die Schwingung in ihre einzelnen Frequenzkomponenten zu zerlegen. In der genannten Quelle sind weitere Informationen zu dieser Thematik zu finden. Zur Diagnose der Messungen ist die Kenntnis der verschiedenen Überrollfrequenzen erforderlich (Wälzkörper, Außen- und Innenring), die dazu nötigen Berechnungsgleichungen können unter anderem [182, 183] entnommen werden.

In Abbildung 62 sind die Leistungsdichtespektren, die mittels Sensorschrauben gemessen wurden, dargestellt. Das Leistungsdichtespektrum zeigt, wie sich die Leistung eines stationären Signals über den Frequenzbereich verteilt (Leistung pro Frequenzeinheit). Die Fläche unterhalb des Spektrums beschreibt die mittlere Leistung im betrachteten Frequenzbereich, die in dem untersuchten Signal vorhanden ist. Die Überrollfrequenzen zur Identifikation der jeweiligen Schäden sind in der Legende erläutert.



**Abbildung 62:** Leistungsdichtespektren der Sensorschrauben, Drehzahl der Welle  $n_{\text{Welle}} = 3000 \text{ min}^{-1}$ , Lager mit Außenringsschaden montiert

Die Messung ist bei rotierender Welle und montiertem Lager mit Außenringschaden durchgeführt worden. Keine der mittels Sensorschrauben gemessenen Signale lässt eindeutige Rückschlüsse auf eine Schädigung zu. Es treten zwar Peaks auf, die deckungsgleich mit Überrollfrequenzen sind, diese stehen aber nicht in einem technischen Zusammenhang und weisen keine Abweichung zu denen des ungeschädigten Lagers (hier nicht abgebildet) auf.

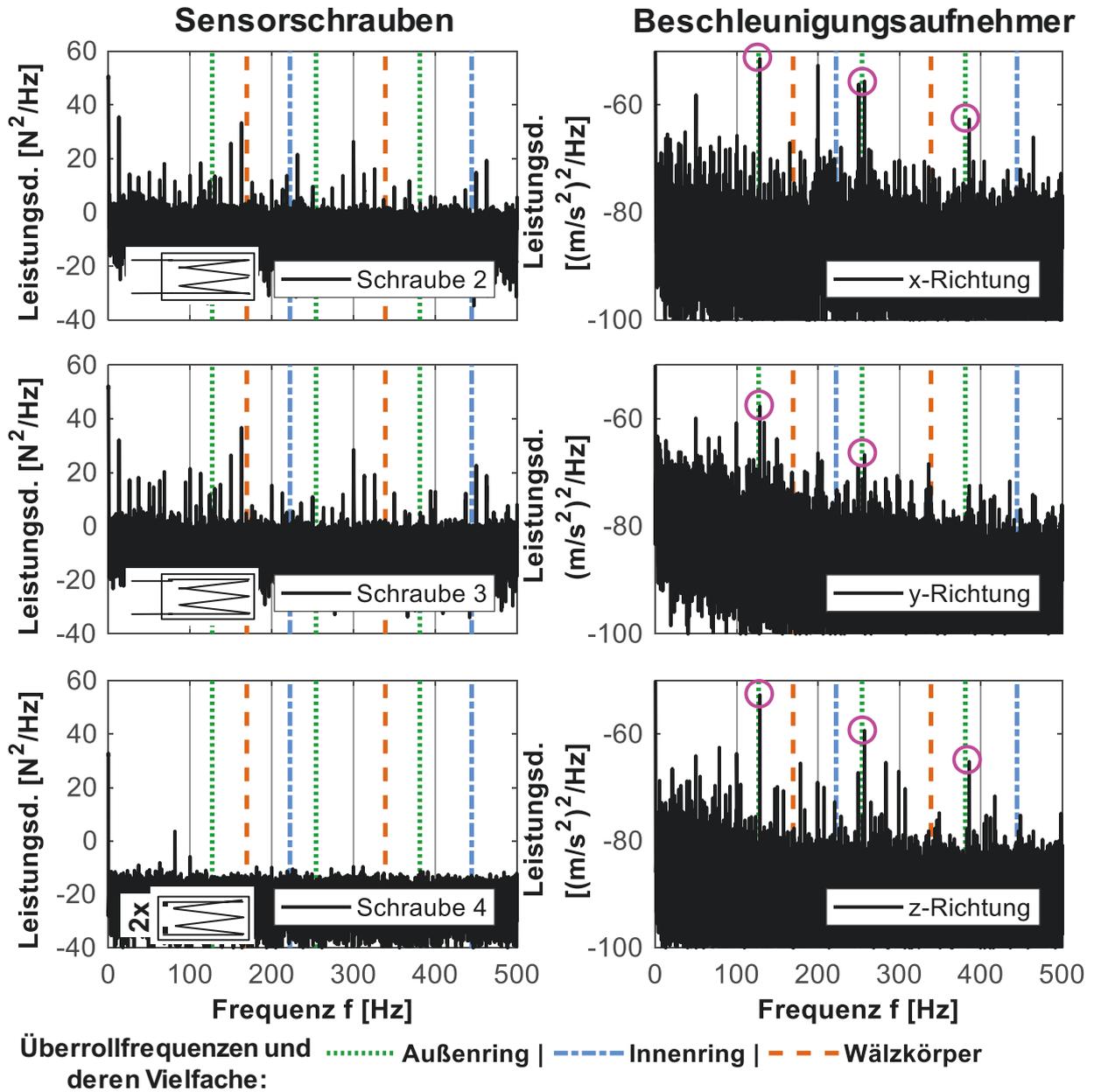
Es ist auffällig, dass bei Schraube 4, Sensorschraube mit Standard-DMS, nur eine Überhöhung bei einer Frequenz von 81 Hz hervorsteht. Diese Frequenz findet sich bei den übrigen Schrauben ebenfalls wieder. Sie ist mit den Beschleunigungssensoren nicht zu detektieren. Mit den nachfolgenden Variationen konnte keine Korrelation mit dieser Frequenz nachgewiesen werden:

- Wellendrehzahl,
- Schraubengeometrie (Nachgiebigkeiten Schraube und Platte),
- Position der Schraube (Unabhängig vom verwendeten DMS-Typ),
- Zustand des Lagers.

Durch weitere Untersuchungen wurde ermittelt: Sobald der Hauptschalter bzw. der Frequenzumrichter mit Netzspannung versorgt ist (keine Rotation der Welle), ist diese Frequenz (81 Hz) bei den Sensorschrauben messbar. Die Frequenz lässt sich somit eindeutig als Störfrequenz identifizieren und ist keine mechanische Kenngröße. Das schwächer verrauschte Signal der Schraube 4 ist zum einen auf die Außenapplikation des DMS und zum anderen auf die Schaltungsart zurückzuführen (trotz Abschirmung).

Für die Detektion von Schäden an Wälzlagern wird das Hüllkurvenspektrum verwendet; Abbildung 63. Die Messdaten sind gleich zu denen aus Abbildung 62. Jede Wälzlagerkugel erzeugt bei der Überrollung des Schadens einen Stoßimpuls, welcher sich im Messsignal als Peak widerspiegelt. Es erfolgt eine Amplitudenmodulation. Ziel des Hüllkurvenspektrums ist es, das Signal zu demodulieren und nur diese Peakfrequenzen zu ermitteln. Das daraus gebildete Spektrum ist ein zuverlässiger Nachweis für Stoßimpulse wie sie bei Lagerschäden auftreten [184]. Im Vergleich zum Leistungsdichtespektrum arbeitet das Hüllkurvenspektrum mit der Einhüllenden des Zeitsignals und nicht mit dem Zeitsignal selbst. Eine anschauliche Darstellung dazu ist in [184] zu finden. Zur besseren Übersicht ist auf das Hüllkurvenspektrum der Schraube 1 verzichtet worden. Sie be-

sitzt den größten Abstand zum überwachten Wälzlager. Nach den vorherigen Messungen ist bereits deutlich, dass eine generelle Detektion fraglich ist.



ISO 4014 – M10 x 50 – 10.9  
 $F_M = 30 \text{ kN}, N = 1$



**Abbildung 63:** Hüllkurvenspektren der Sensorschrauben und des Beschleunigungssensors, Drehzahl der Welle  $n_{Welle} = 3000 \text{ min}^{-1}$ , Lager mit Außenringsschaden montiert

Bei direktem Vergleich der Hüllkurvenspektren der Sensorschrauben mit denen des Beschleunigungssensors fällt auf, dass der Beschleunigungssensor bei der ersten Außenringüberrollfrequenz einen Peak im Hüllkurvenspektrum zeigt. Dies gilt für alle Raumrichtungen. Die Detektion des Schadens ist an dieser Stelle umsetzbar. Die Sensorschrauben hingegen zeigen keine Signalveränderungen gegenüber einem intakten Wälzlager. Eine Detektion dieser Lagerschädigung ist nicht möglich. Die weiteren durchgeführten Versuchsvarianten zeigten ebenfalls keine signifikanten Ergebnisse, daher wird auf die Darstellung der Diagramme verzichtet.

### **Fazit**

Dieser Versuchsaufbau zeigt die Grenzen der Schadensdetektion mit Sensorschrauben auf. Die Erfassung von Strukturschwingungen außerhalb des Kraftflusses ist nicht möglich. Die Sensorschraube mit Standard-DMS liefert zwar ein weniger verrauschtes Signal im Vergleich zu denen mit Bolzen-DMS, jedoch auch keinen Erkenntnisgewinn. Die eingesetzte Technik beim CM zur Detektion von Wälzlagerschäden hat sich in diesem Vergleich bewährt.

## **5.4.2 Strukturschäden innerhalb des Kraftflusses**

Die im vorangegangenen Kapitel erarbeiteten Erkenntnisse zeigen, dass es zwingend erforderlich ist, die Sensorschrauben im Kraftfluss zu platzieren, um verwertbare Aussagen zu erhalten. Bei den im Folgenden betrachteten Systemen wird dies aufgegriffen. Die Schädigungen wie auch die Sensorschrauben liegen innerhalb des Kraftflusses. Es wird zudem eine weitere Untergliederung hinsichtlich stationärem und progressivem Schädigungsverhalten durchgeführt. Der erste Aspekt wird anhand eines Windenergieanlagen-Modells erläutert, der zweite wiederum an der bereits vorgestellten Flanschverbindung.

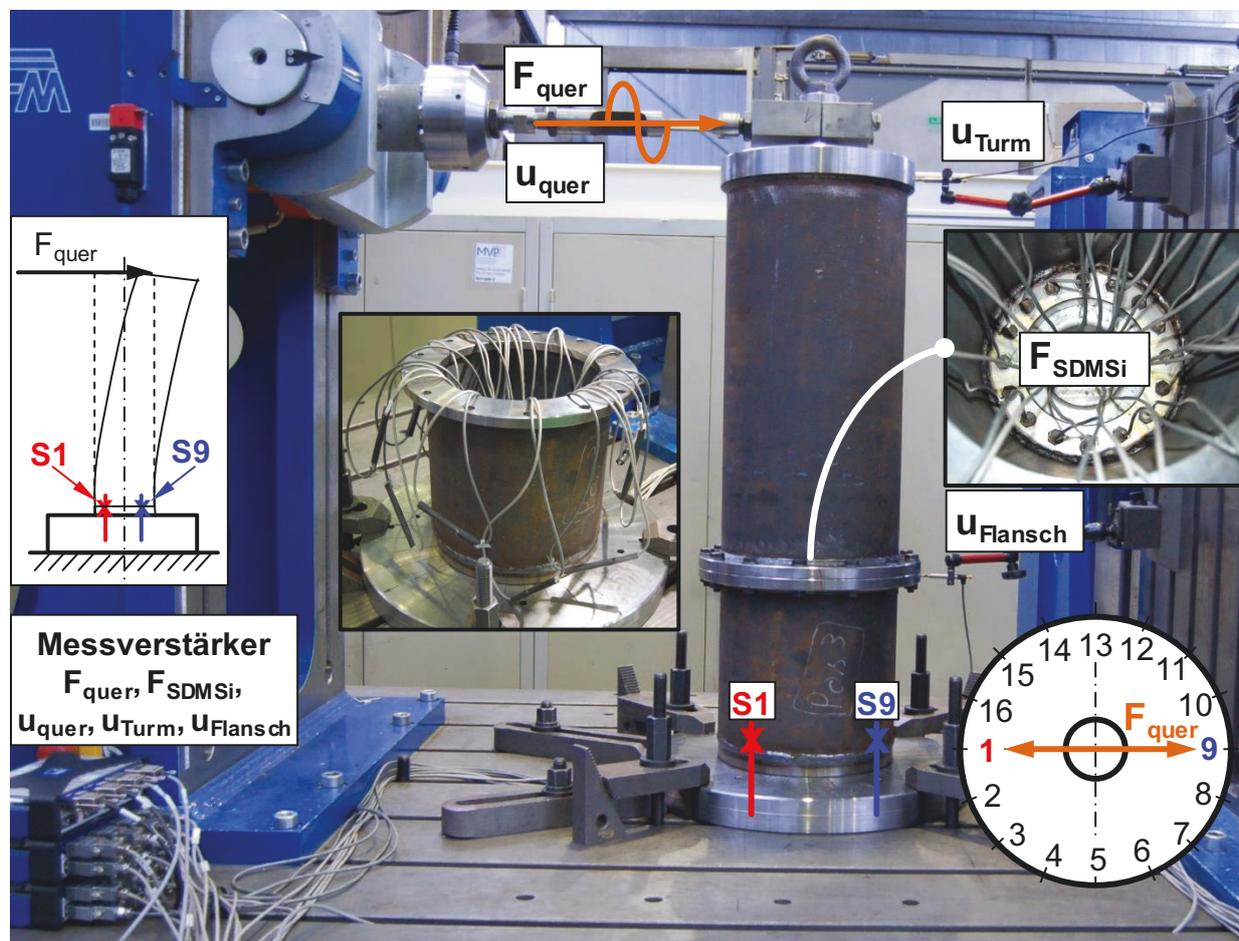
### **5.4.2.1 Stationäres Schädigungsverhalten**

Durch den von der Bundesregierung beschlossenen Ausstieg aus der Atomenergie bis 2022 wird der Einsatz erneuerbarer Energien immer bedeutsamer [185]. Die Windenergie entwickelt sich dabei zu einer der wichtigsten Energiequellen [130]. Windenergieanlagen (WEA) zur Erzeugung elektrischen Stroms wurden bereits in den 1890er Jahren in Dänemark entwickelt [21]. Moderne WEA ermöglichen aufgrund wachsender Turmhöhen auch im Binnenland und Waldge-

bieten (Schwachwindstandorte [186]) eine wirtschaftliche Energiegewinnung. Die Kosten für den Turm belaufen sich dabei etwa auf 15-25 % der Gesamtkosten [187], zudem bildet er den größten und schwersten Bestandteil einer Horizontalachsen-WEA [188]. Aus verschiedenen Segmenten wird der Turm in modularer Bauweise zusammengesetzt. Diese montageintensive Anwendung bietet Flexibilität, hat aber auch Risiken, da viele Trennfugen bzw. Schnittstellen vorliegen, die etwa durch Schrauben verbunden werden müssen. Die horizontalen Windlasten führen zu den maßgeblichen Schnittgrößen am Turm [189]. WEA werden auf eine Entwurfslebensdauer von ca. 20 Jahren ausgelegt, was eine Lastwechselzahl von mehr als  $10^9$  Lastspielen bedeutet [21, 187, 189]. Das führt zur Ermüdungsgefährdung der Schrauben [189]. Durch den Turbinenbetrieb der WEA pflanzen sich zudem starke Vibrationen bis in den Turm fort [56]. Häufig kommt es dadurch zum Lösen von Schraubenverbindungen [56]. Weiterhin liegt bei Turmflanschverbindungen oft eine undefinierte Klaffung der Flansche vor, was die Auswahl an Montageverfahren eingrenzt [190] und die Schraubenkräfte in einem erheblichen Maße beeinflusst [148]. Eine Untersuchung zum Vorspannen großer Schrauben, wie sie bei WEA üblich sind, ist in [191] durchgeführt. Bei Auftreten eines starken Vorspannkraftverlustes muss mit drastischen Lebensdauereinbußen der Schraubenverbindung gerechnet werden, da die Belastung auf einzelne Schrauben steigt [79, 192]. Der Verlust von Vorspannkraft beeinflusst die strukturelle Integrität des Bauwerks sowie die Arbeitssicherheit. Daher ist nach [130] eine geeignete wiederkehrende Prüfung in Anlehnung an DIN-EN 1090-2 [193] zu berücksichtigen. Einen Überblick über mögliche Zustandsüberwachungstechniken und Methoden für die unterschiedlichen Bereiche einer WEA wird in [130], [194] und [195] gegeben. Insbesondere für die Überwachung der Tragstruktur sind bei dieser sich sehr schnell entwickelnden Technologie noch keine allgemein anerkannten und zertifizierten Verfahren vorhanden [130]. Besonders WEA sind stets Naturgewalten ausgesetzt [7]. Damit diese unbeschadet überstanden werden, spielen unscheinbare Teile eine große Rolle: Schrauben [7].

Mit dem Prüfaufbau „Windenergieanlage“ (Abbildung 64) besteht die Möglichkeit, stationäre Schädigungen der Schraubenverbindung sowie mit Einschränkungen auch jene der Struktur zu untersuchen. Ziel ist es, einzelne Versagensarten zu provozieren und die daraus entstandenen Änderungen in den Signalen der Sensorschrauben zu analysieren. Weiterhin wird sich dem Lastverformungsverhalten gewidmet, da Flanschklaffungen die Lastverteilung beeinflussen. Darüber hinaus

werden Rundrohre in verschiedenen Bauwerken wie WEA, Brücken oder Fernsehtürmen eingesetzt [196], der Prüfaufbau steht stellvertretend für diese Konstruktionen.



**Abbildung 64:** Prüfaufbau „Windenergieanlage“ montiert auf Pulsationsprüfstand; Detailansicht in das Innere des Turms mit Draufsicht auf die Sensorschrauben

Der Prüfaufbau „Windenergieanlage“ orientiert sich als skaliertes Nachbau an der Windenergieanlage „WKA-60-II“ [197]. Der Turm wurde etwa um Faktor 40 verkleinert. Eine einheitliche Skalierung aller Komponenten konnte konstruktiv nicht erfolgen. Die Abmessungen wurden daher soweit angepasst, dass der Festigkeitsnachweis erfüllt wurde und eine Verwendung des Pulsationsprüfstands erfolgen konnte, vgl. Abbildung A13.

Ein zylindrischer Stahlring übernimmt die Funktion als Fuß bzw. „Fundament“ des Turms. In der Mitte des Rings ist eine Bohrung eingebracht, um die Signalkabel der Sensorschrauben ( $F_{SDMSi}$ ) nach außen zum Messverstärker führen zu

können, vgl. Abbildung 64. In diesem Fuß sind 16 Bohrungen auf einem Teilkreisdurchmesser von 190 mm mit M10 Innengewinden eingebracht worden, um den Turm über einen Flanschring mit gleichem Lochbild mit dem Fuß verschrauben zu können. Diese Turmfußverschraubung ist Untersuchungsgegenstand dieses Prüfaufbaus (siehe Detailansicht in Abbildung 64). Das Lochbild wird in allen weiteren Abbildungen verwendet und veranschaulicht, wie der Turm auf dem Pulsationsprüfstand aufgespannt ist (Skizze mit Positionsnummern 1...16). Weiterhin ist die Krafrichtung der äußeren Belastung  $F_{\text{quer}}$  angegeben. Die Turmfußverschraubung ist als Ringflansch ausgeführt und bildet die aus Produktions-, Montage-, Wartungs- und Rückbaukosten präferierte Fügeverbindung bei WEA ab [148, 198]. Die gewählte Konstruktion führt zu einer exzentrisch axialen Belastung der Schraube sowie einem nicht linearen Übertragungsverhalten zwischen Betriebs- und Schraubkraft [198] (Kraftverhältnis ist nicht konstant), da einseitiges Klaffen in der Trennfuge auftritt. Das führt zu Biegebelastungen und folglich zu Spannungsüberhöhungen der Schraube [189]. Nach [40] verliert das klassische Verspannungsschaubild dadurch seine Gültigkeit. Das Kräftespiel wird, wie in Abbildung 5 rechts verdeutlicht, nichtlinear.

Auf dem unteren Drittel der Turmhöhe ist eine weitere Ringflanschverschraubung eingebracht (im weiteren als „Trennflansch“ bezeichnet). Diese Trennmöglichkeit ist erforderlich, um die Montage der 16 Sensorschrauben im Inneren zu ermöglichen. Die oberen zwei Drittel des Turms werden durch eine massive Scheibe geschlossen, in der eine Welle für den Kraftangriff eingebracht ist. An dieser Welle wird die Kraft ( $F_{\text{quer}}$ ) durch den Hydraulikzylinder des Pulsationsprüfstands eingebracht. Als Belastung  $F_{\text{quer}}$  wird eine wechselnde Kraft mit einer sinusförmigen Signalcharakteristik verwendet (Lastverhältnis  $R = -1$ ). So entstehen im Rohr bzw. der Turmschale Zug- und Druckbereiche. Damit der Einfluss von ungewollten Querkräften und Momenten vermieden wird, erfolgt die Anbindung an den Pulsationsprüfstand über eine „biegeweiche Brücke“. Mit zwei Wegaufnehmern ( $u_{\text{Turm}}$  und  $u_{\text{Flansch}}$ ) werden die Verschiebungen gemessen, um einen Abgleich mit der numerischen Berechnung durchführen zu können. Die Verschiebung  $u_{\text{quer}}$  wird über ein im Hydraulikzylinder integriertes Messsystem erfasst, ist stark von der Steifigkeit abhängig und kann daher nur als Richtwert angesehen werden.

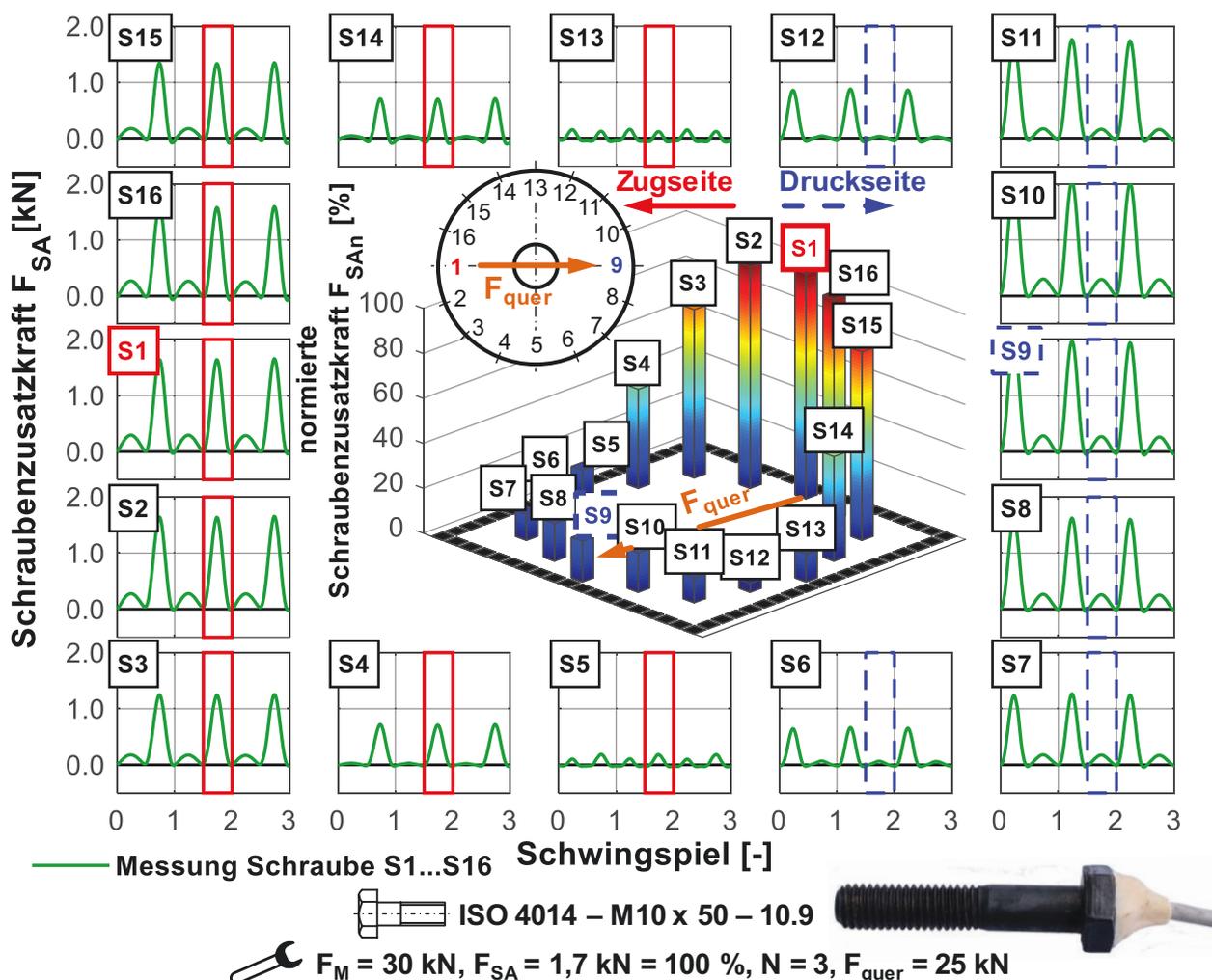
Als Sensorschrauben werden mit Bolzen-DMS applizierte Schrauben ISO 4014 – M10 x 50 – 10.9 [161] eingesetzt. Die Montage erfolgt beginnend bei Schraube 1 zweistufig über Kreuz. Die erste Stufe sind 50 % der Zielvorspannkraft, in der zweiten Stufe wird die Zielvorspannkraft von 30 kN eingestellt. Durch die kontinu-

ierliche Messung der Schraubenkräfte  $F_{SDMSi}$  kann eine vorspannkraftgesteuerte Montage erfolgen. Dadurch wird über alle Schrauben eine gleichmäßige Montagevorspannkraft erzielt und die Lastverteilung kann als symmetrisch angesehen werden, sofern keine Strukturschäden vorliegen. Das ist ein weiterer Vorteil beim Einsatz von BCM bzw. Sensorschrauben.

Nach Montage der Sensorschrauben wird der Turm am Trennflansch mit 13 Schrauben nach ISO 4014 – M12 x 50 – 12.9 [161] und Muttern ISO 4032 – M12 – 12 [168] geschlossen und die Schrauben drehmomentgesteuert (Anziehdrehmoment  $M_A = 100 \text{ Nm}$ ) montiert. Abschließend erfolgt die Anbindung an den Hydraulikzylinder des Pulsationsprüfstands.

Im weiteren Verlauf wird die Auswertung an Säulendiagrammen durchgeführt, wie es im Zentrum der Abbildung 65 zu erkennen ist. Jede Säule spiegelt dabei eine der 16 Sensorschrauben wider. Das Säulendiagramm ist gegenüber der Aufspannung zur besseren Visualisierung gedreht dargestellt. Zur Orientierung ist das in Abbildung 64 eingeführte Lochbild abgebildet. Das Säulendiagramm wird wie folgt ermittelt: Jede einzelne Messung ist so aufgebaut, dass zu Beginn das unbelastete System gemessen wird, es erfolgt nur die Erfassung der Vorspannkraft. Anschließend wird das durch  $F_{\text{quer}}$  belastete System über 20 s ( $\hat{=}$  ca. 10 Schwingspielen) bei einer Prüffrequenz von  $f = 0,5 \text{ Hz}$  gemessen. Bei der Auswertung wird das Signal zu Beginn mittels eines Gauß-Filters gefiltert, um Messrauschen und Messfehler zu entfernen und die Auswertung präziser zu gestalten. Anschließend erfolgt das Ermitteln der Extremstellen für die Auswertung der Schraubenzusatzkräfte. Die Schraubenzusatzkräfte, die je Säulendiagramm dargestellt sind, werden jeweils über mindestens fünf Schwingspiele gemittelt, um eine höhere statistische Sicherheit zu erlangen. Exemplarisch sind Schraube 1, Schraube 5 und Schraube 7 in Relation zur äußeren Belastung  $F_{\text{quer}}$  einer Messung in Abbildung A14 dargestellt. Durch das Lastverhältnis von  $R = -1$  muss die Phasenlage der aufgebrachten Kraft  $F_{\text{quer}}$  beachtet werden, damit immer eindeutig die Zug- bzw. Druckseite des Turms definiert werden kann. Die Kraftwirkungslinie von  $F_{\text{quer}}$  verläuft für den betrachteten Zeitpunkt von Schraube 1 nach Schraube 9. Exemplarisch für drei Schwingspiele ist die gemessene Schraubenzusatzkraft  $F_{SA}$  jeder einzelnen Schraube in einem der umlaufenden Liniendiagramm gezeigt. Der Auswertzeitpunkt für das Säulendiagramm ist durch die rechteckigen Rahmen in den einzelnen Liniendiagrammen der 16 Sensorschrauben definiert. Die Aufteilung in Zug- bzw. Druckseite des Turms bei Biegung ist anhand der Volllinie in Rot (Zugseite, S1-S5 und S13-S16) und der

Strichlinie in Blau (Druckseite, S6-S12) der gewählten Rahmen kenntlich gemacht. Die nach dem zuvor beschriebenen Ablauf ermittelten Amplituden, sind als normierte Schraubenzusatzkraft bezogen auf die maximal auftretende Schraubenzusatzkraft, im Säulendiagramm dargestellt. Das Säulendiagramm gibt einen visuellen Eindruck über die Verteilung der Schraubenzusatzkräfte.



**Abbildung 65:** Darstellung der gemessenen Schraubenzusatzkräfte der 16 Sensorschrauben (Liniendiagramme) und normierte Schraubenzusatzkräfte als Säulendiagramm für den markierten Zeitpunkt

Aus den Liniendiagrammen wird im betrachteten Zeitraum deutlich, dass der Pulsationsprüfstand eine Druckkraft  $F_{\text{quer}}$  auf den Turm ausübt (analog zu einer Windlast), denn die Schraubenzusatzkräfte sind im örtlichen Bereich der Schraube 1 am größten und nehmen zur neutralen Faser des Turms hin ab.

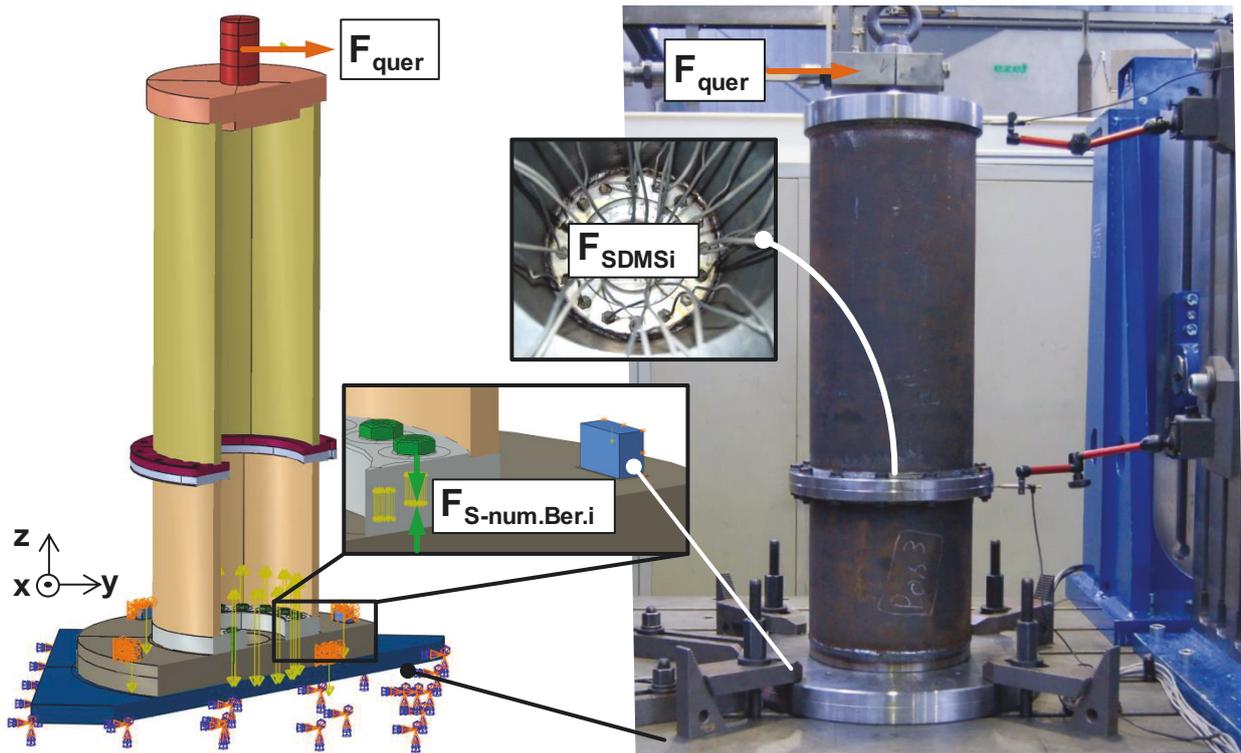
In der Starrkörpermechanik würde bei Berechnungen die neutrale Faser als Verbindung der Schrauben 5 und 13 durch das Zentrum des Turms bzw. Lochbilds angenommen werden. Aus einer zweidimensionalen Anschauung heraus liegt dann die Vermutung nahe, dass im Druckbereich die Schraubenkraft auf die aktuelle Vorspannkraft abfällt und die Schraubenzusatzkraft gleich null oder sogar negativ ist. Dieses Verhalten zeigt sich jedoch nicht in der Messung, es liegen positive Schraubenzusatzkräfte auch auf der Druckseite vor (vgl. Abbildung 65). Bei genauerem Betrachten wird deutlich, dass eine Verlagerung der neutralen Faser in den Druckbereich stattfindet. Die mittig angeordneten Schrauben erfahren eine leichte Zuglast, die sich durch die Auswirkung der Kontaktnachgiebigkeit in der Trennfuge erklärt [199]. Eine genauere Untersuchung des Lastverformungsverhalten der Turmfußverschraubung erfolgt mit der numerischen Berechnung; das dazu erforderliche Modell wird im Folgenden erläutert.

### **Numerische Berechnungen**

Zum Erzielen von geringen Rechenzeiten wird bei der numerischen Berechnung in [189] und [200] mit aus dem Gesamtsystem herausgeschnittenen Turmsegmenten berechnet und daran die Schraubenbeanspruchung ermittelt. Diese Vorgehensweise ist hier nicht sinnvoll, da das Gesamtsystem mit seinem Lastverformungsverhalten betrachtet werden muss. Aufgrund dessen wurde der Turm vollständig, inklusive Aufspannung, in der numerischen Berechnung modelliert, siehe Abbildung 66. Aufgrund von leistungsstärkeren Rechnern ist heutzutage die Segmentierung zur Reduktion der Rechenzeiten nicht mehr notwendig. Infolge der vollständigen Modellierung werden die auftretenden Biegemomente korrekt abgebildet und nicht nur die entsprechend abgeleiteten Zug- und Druckkräfte am Segment angetragen.

Die Schraubenverbindungen sind in dem hier betrachteten Modell die maximal belasteten Bereiche. Für die Modellierung der Schraubenverbindung sind Kontaktbedingungen erforderlich. Aus diesem Grund werden Elemente mit reduzierter Integration C3D8R im kompletten Modell verwendet. Dies ist für Kontaktbedingungen zu bevorzugen, zudem verkürzt sich die Rechenzeit gegenüber vollintegrierten Elementen [36]. Aufgrund der geringeren Anzahl der Integrationspunkte des gewählten Elementtyps wurde auf eine feine Diskretisierung in Spannungskonzentrierten Bereichen geachtet. Zusätzlich wurden auf eine angemessene Elementanzahl über die Höhe der Biegung geachtet, um Hourglass-

sing-Effekte zu vermeiden. Hourglassing beschreibt Verformungszustände der Elemente, die visuell einer Aneinanderreihung von Sanduhren gleicht; der Effekt kann bei den hier verwendeten linearen reduziert integrierten Elementen auftreten und das Ergebnis negativ beeinflussen [68]. Das komplette Modell der Baugruppe umfasst 624.812 Elemente. Das Werkstoffverhalten wird über lineare Materialgesetze abgebildet, die Geometrie hingegen wird nichtlinear berechnet.



**Abbildung 66:** Abgleich zwischen Modell der numerischen Berechnung und dem realen Versuchsaufbau; links: Schnittansicht des Modells in der numerischen Berechnung; rechts: Versuchsaufbau auf dem Pulsationsprüfstand

Die Kontaktformulierungen sind in Normal- und Tangentialrichtung mit der Penalty-Methode festgelegt. Diese ist gegenüber derjenigen mit Lagrange Multiplikatoren weniger exakt, weist aber eine bessere Konvergenz auf und ist, wie hier vorliegend, bei biegedominierten Systemen vorzuziehen [121]. Die Kontaktdiskretisierung erfolgt mit dem flächenbasierten Master-Slave-Konzept (surface-to-surface). Dies ist nach [68] robuster und präziser als das knotenbasierte Master-Slave-Konzept (node-to-surface). Aufgrund der sinusförmigen Belastung und der somit wechselnden Kontaktbewegung wurde die Option finite-sliding gewählt, da

so gewährleistet ist, dass in jedem Inkrement die zulässige Bewegungsrichtung neu berechnet wird.

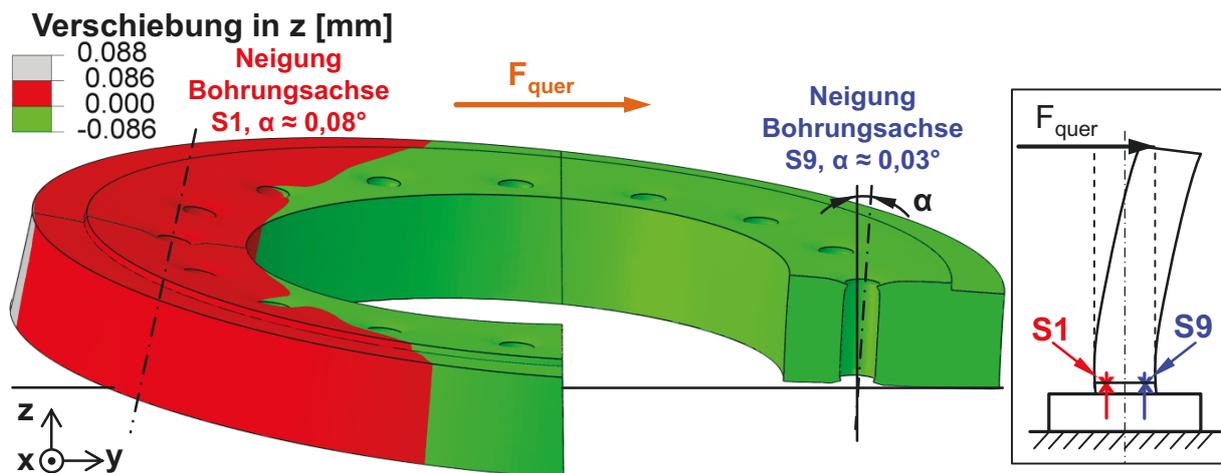
Bei der Turmfußverschraubung wird in der Trennfuge sowie unter dem Schraubenkopf eine Kontaktbedingung mit Reibung angegeben und entsprechende Relativbewegung ermöglicht. Die 16 Sensorschrauben werden mit der Modellklasse III nach der VDI 2230 Blatt 2 [12], vgl. Abbildung 18, modelliert. Die Montagevorspannkraft  $F_M$  ist analog zu den Versuchen mit 30 kN definiert und wird mit Hilfe eines Vorspannabschnitts aufgebracht.

Das Spannfeld ist nur im relevanten Bereich in der numerischen Berechnung abgebildet. Der darauf montierte Fuß des Versuchsaufbaus ist mit einer Kontaktbedingung zum Spannfeld versehen, ebenfalls reibungsbehaftet. Die im rechten Teil der Abbildung 66 abgebildeten Spanneisen zur Klemmung des Fußes auf dem Spannfeld sind vereinfacht als Quader an den jeweiligen Spannstellen in der numerischen Berechnung modelliert. Damit die reale Steifigkeit abgebildet werden kann, erfolgte hier ebenfalls eine Kontaktmodellierung mit Reibung. Der Quader ist mit einer Normalkraft belastet, die der Spannkraft des Spanneisens entspricht; zusätzlich ist eine Federsteifigkeit zugewiesen. Die Parameter Spannkraft und Federsteifigkeit sind in einem zusätzlichen Versuch ermittelt worden.

Der Trennflansch wird in den Bereichen des durch die einzelnen Schrauben erzeugten Druckkegels mit einer TIE-Verbindung versehen. Dieser Verbindungstyp kann analog zu einer Klebeverbindung gesehen werden. Dabei wird in diesem Fall vorausgesetzt, dass in Folge von  $F_{\text{quer}}$  kein Klaffen dieser Trennfuge auftritt. Die fertigungsbedingt erforderlichen Schweißungen werden ebenfalls durch TIE-Verbindungen modelliert, da das  $a$ -Maß der Schweißnähte in Summe dem der entsprechend gefügten Querschnitten entspricht. Die Krafteinleitung von  $F_{\text{quer}}$  im Modell erfolgt über einen zentralen Knoten und nicht über eine zusätzliche Anbindung, da im Modell der Einfluss von Fluchtungsfehlern ausgeschlossen werden kann. Zudem gilt in Anlehnung an das Prinzip von Saint-Venant, dass hinreichend weit entfernt vom Auswertepunkt die Modellierung der Krafteinleitung keine Relevanz besitzt. Das Modell ist abschließend anhand der im Versuch gemessenen Verformungen  $u_{\text{turm}}$  validiert, vgl. Abbildung A15. Dabei wurde ein nahezu deckungsgleicher Verlauf der Kurven erreicht.

Im Folgenden wird auf das Lastverformungsverhalten der Turmfußverschraubung eingegangen. Durch die vom Hydraulikzylinder des Pulsationsprüfstands

aufgebrachte Kraft  $F_{\text{quer}}$  erfolgt eine Verformung des Turmes analog zu einem Kragbalken mit federnder Einspannung. Das führt im vorliegenden Fall an der relevanten Schraubestelle zu positiven Schraubenzusatzkräften im Druckbereich, siehe Abbildung 65. Die Schraubenzusatzkräfte werden durch die lastabhängige Verformung des Flanschrings, welche von der umgebenden Bauteilsteifigkeit abhängig ist, hervorgerufen, Abbildung 67.



**Abbildung 67:** Ergebnis der numerischen Berechnung, Verformung des Flanschrings der Turmfußverschraubung in Folge der Kraft  $F_{\text{quer}}$  sowie exemplarisch die Neigung von zwei Bohrungsachsen

Bei maximaler Turm-Quer-Belastung von  $F_{\text{quer}} = 25 \text{ kN}$  stellt sich die dargestellte Verformung in z-Richtung ein. Der Flansch wölbt bzw. verdreht sich, sodass auf der Druckseite die Bohrungsachse der Schraube 9 geneigt wird, auf der Zugseite wird Schraube 1 ebenfalls geneigt. Der Verdrehwinkel des Flansches wird aufgrund der im Verhältnis zum Flansch niedrigen Steifigkeit der Schraube dem Schraubenkopf aufgezwungen [201]. Dies ruft eine Biegung der Schraube und die gemessenen positiven Schraubenzusatzkräfte hervor. Die mechanische Beanspruchung der Schraube steigt somit bei Schraube 1 um ca. 8 % gegenüber dem Montagezustand an. Auf der Druckseite des Turms (S9) tritt der Effekt in abgeschwächtem Maße auf. In [189] wird formuliert, dass im Druckbereich die Verbindung kaum beansprucht wird. Es sei angemerkt, dass hier Zugspannungen auf der Druckseite vorzufinden sind und sich dadurch die zügige Lastfrequenz verdoppelt, was die Bedeutung einer sorgfältigen Auslegungsrechnung mit Berücksichtigung der Abweichungen vom Idealzustand und einer dauerfesten Auslegung erhöht.

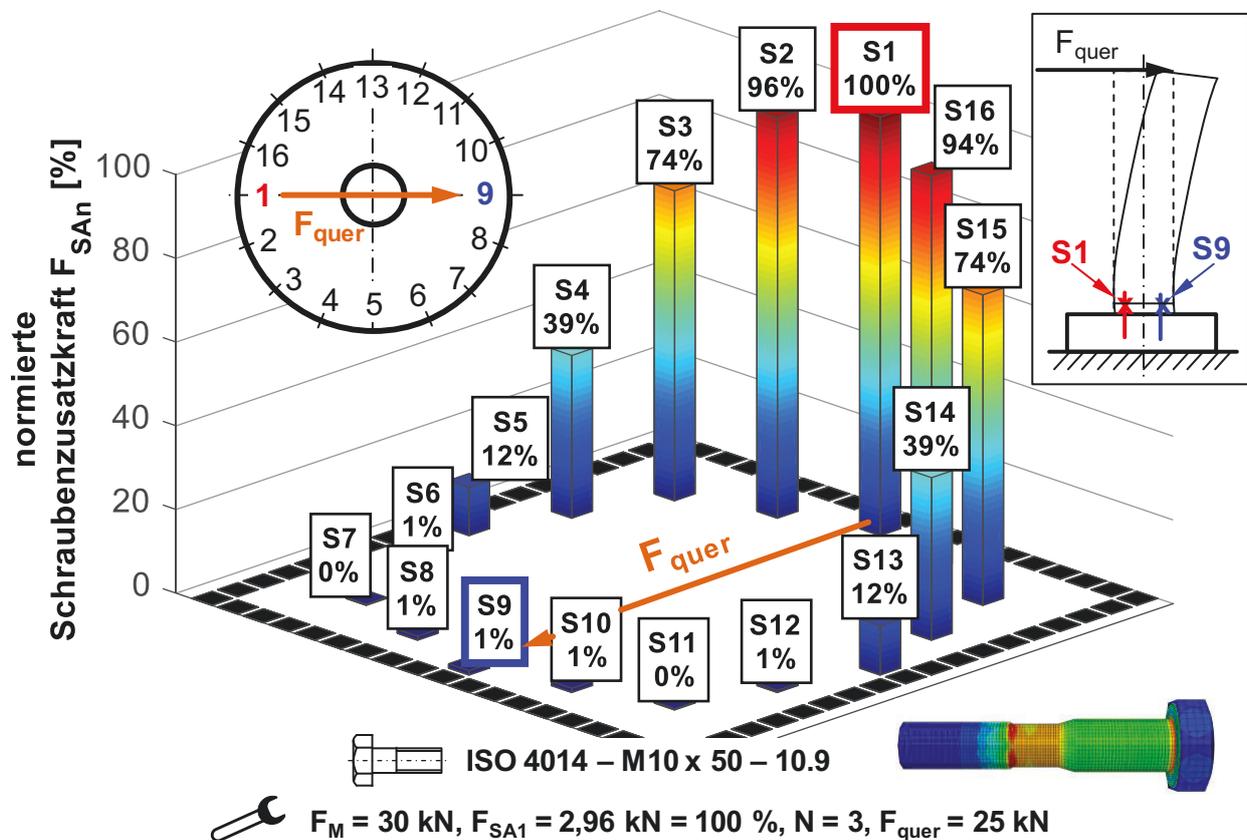
Durch Fertigungstoleranzen kann es unter anderem zu Unebenheiten der Kontaktstellen kommen. Ergeben sich dadurch Kanten oder Druckpunkte, sodass eine flächige und plane Auflage nicht mehr gewährleistet werden kann, können die in Abbildung 65 dargestellten Signalformen abweichen. Bei der Montage können zum Ausgleich von Toleranzen Futterbleche (shim plates) eingesetzt werden. Dieser Aspekt wird später noch aufgegriffen.

Die Abbildung 68 und Abbildung 69 zeigen vergleichend die normierte Schraubenzusatzkraft der einzelnen Schrauben bei einer Belastung  $F_{\text{quer}}$  von 25 kN, zum einen ermittelt mit numerischer Berechnung, zum anderen aus Messdaten extrahiert. Die Ergebnisse sind jeweils aus einer Messung bzw. Berechnung entnommen und über mindestens  $N = 3$  Schwingspiele gemittelt. Zur besseren Übersicht sind keine Fehlerbalken eingezeichnet. Eine Auswertung mit Fehlerbalken ist in einem Säulendiagramm, Abbildung A16, dargestellt. Dies steht exemplarisch für alle durchgeführten Messungen in diesem Unterkapitel, da immer die gleichen Sensorschrauben verwendet werden. Größere Abweichungen würden auf defekte Sensorschrauben hindeuten.

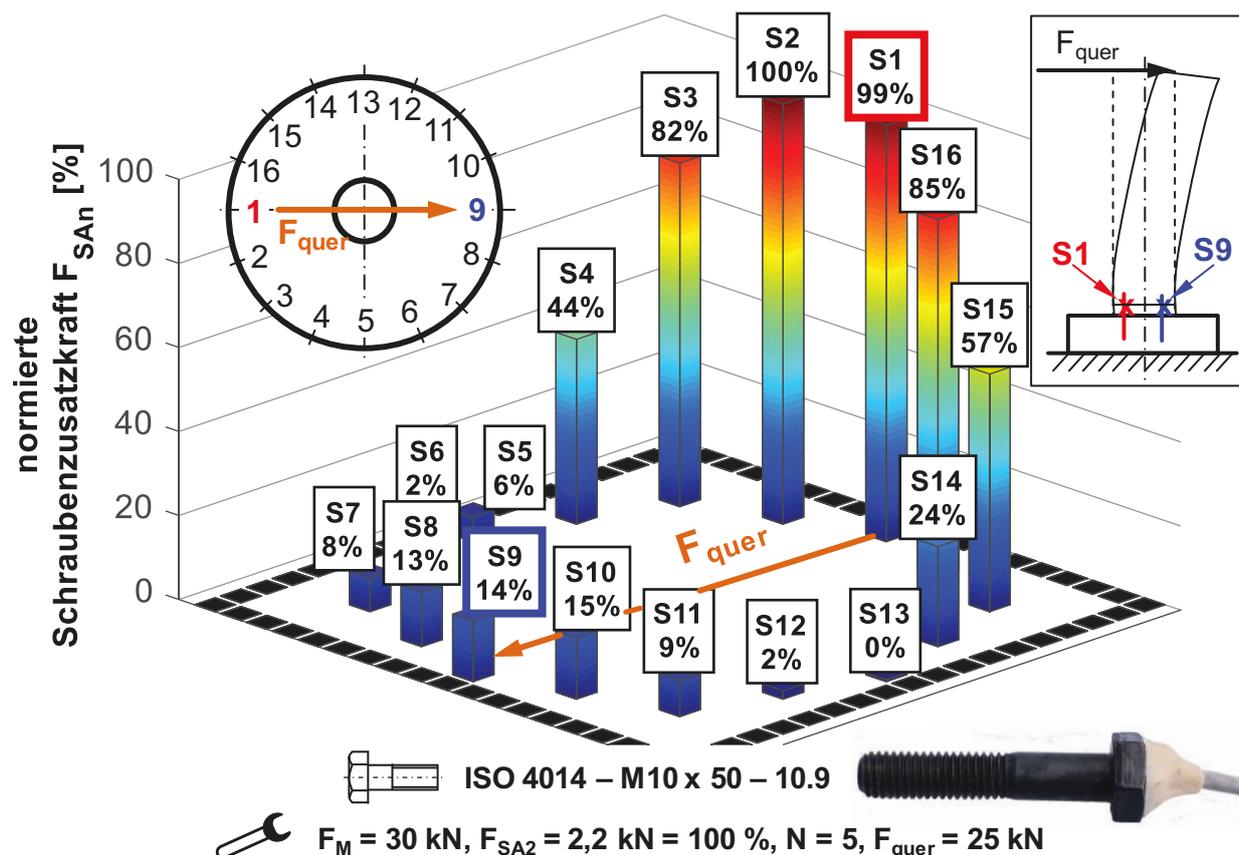
Beim Vergleich der Ergebnisse aus der numerischen Berechnung und jenen des Versuches zeigt sich, dass im Versuch die symmetrische Verteilung der Schraubenkräfte nicht so ausgeprägt ist wie in der der numerischen Berechnung; gerade im Druckbereich wird dies in dieser Darstellungsform deutlich. Die absoluten Werte der einzelnen Schraubenzusatzkräfte, die im Versuch bzw. mit Hilfe der numerischen Berechnung ermittelt wurden, sind in Tabelle 5 dargestellt. Die Aufteilung der Schrauben erfolgt dabei in Zug- bzw. Druckseite des betrachteten Zeitpunktes.

Die Tabelle veranschaulicht quantitativ die Ergebnisse der ermittelten Schraubenzusatzkräfte aus Versuch und numerischer Berechnung (num. Ber.). Zudem wird die Abweichung der Schraubenzusatzkräfte  $\Delta F_{\text{SA}}$  zwischen Versuch und numerischer Berechnung angegeben. Zusätzlich ist diese als prozentuale Abweichung mit dem Versuch als Basis ausgewiesen. Das System ist zu dem Zeitpunkt defektfrei. Wie bereits die Abbildung 68 und Abbildung 69 visuell veranschaulicht, sind die Verteilungen bzw. Relationen der Schraubenzusatzkräfte zueinander annähernd gleich, numerische Berechnung und Versuch korrelieren. Im Druckbereich erfolgt immer eine Unterschätzung, im Zugbereich immer eine Überschätzung der numerischen Berechnung. Dieser qualitative Vergleich ist für BCM von übergeordneter Bedeutung, da das globale Verhalten der Struktur ent-

scheidend ist. Die ermittelten Amplituden weichen jedoch deutlich voneinander ab. Ein genereller Messfehler ist unwahrscheinlich. Die Sensorschrauben wurden zu Beginn des Versuches kalibriert; im Rahmen von Kapitel 4 fanden entsprechende Vergleiche mit anderen Kraftmessinstrumenten statt, wodurch die Präzision der Schrauben belegt wurde. Wie Abbildung 67 bereits verdeutlicht, wird durch die Flanschverformung die Schraube mit einem Biegemoment belastet. Dies in Kombination mit den Ergebnissen aus Kapitel 4.4. weist darauf hin, dass die wahren Schraubenkräfte noch niedriger liegen können als die hier gemessenen.



**Abbildung 68:** Ergebnisse der numerischen Berechnung bei einer Belastung  $F_{quer} = 25$  kN bei Raumtemperatur mit idealer Bauteilgeometrie, Schraubenkräfte über  $N = 3$  Schwingspiele gemittelt



**Abbildung 69:** Ergebnisse des Versuchs bei einer Belastung  $F_{\text{quer}} = 25 \text{ kN}$ , Schraubenkräfte über  $N = 5$  Schwingspiele gemittelt

Im oberen Tabellenteil sind die Werte der Zugseite aufgelistet. Die numerische Berechnung liefert hier deutliche größere Schraubenzusatzkräfte als der Versuch, die Ergebnisse liegen somit auf der sicheren Seite. Im Gegensatz zum Zugbereich sind im Druckbereich die Schraubenzusatzkräfte im Versuch höher. Die Abweichungen zur numerischen Berechnung sind nicht geringer, wobei beachtet werden muss, dass der Betrag der Basis für die prozentuale Berechnung kleiner ist, als auf der Zugseite. Die prozentuale Abweichung der Schraubenzusatzkraft ist hier relativ konstant.

**Tabelle 5:** Vergleich der ermittelten Schraubenzusatzkräfte durch Versuch und numerischer Berechnung

<b>Zugseite</b>									
<b>Schraube:</b>	<b>S5</b>	<b>S4</b>	<b>S3</b>	<b>S2</b>	<b>S1</b>	<b>S16</b>	<b>S15</b>	<b>S14</b>	<b>S13</b>
$F_{SA}$ Versuch [N]	134	988	1836	2245	2225	1909	1270	536	10
$F_{SA}$ num. Ber. [N]	341	1150	2190	2828	2957	2787	2194	1149	347
$\Delta F_{SA}$ [N]	207	162	354	583	732	878	924	613	337
$\Delta F_{SA}$ [%]	154	16	19	26	33	46	73	114	3370

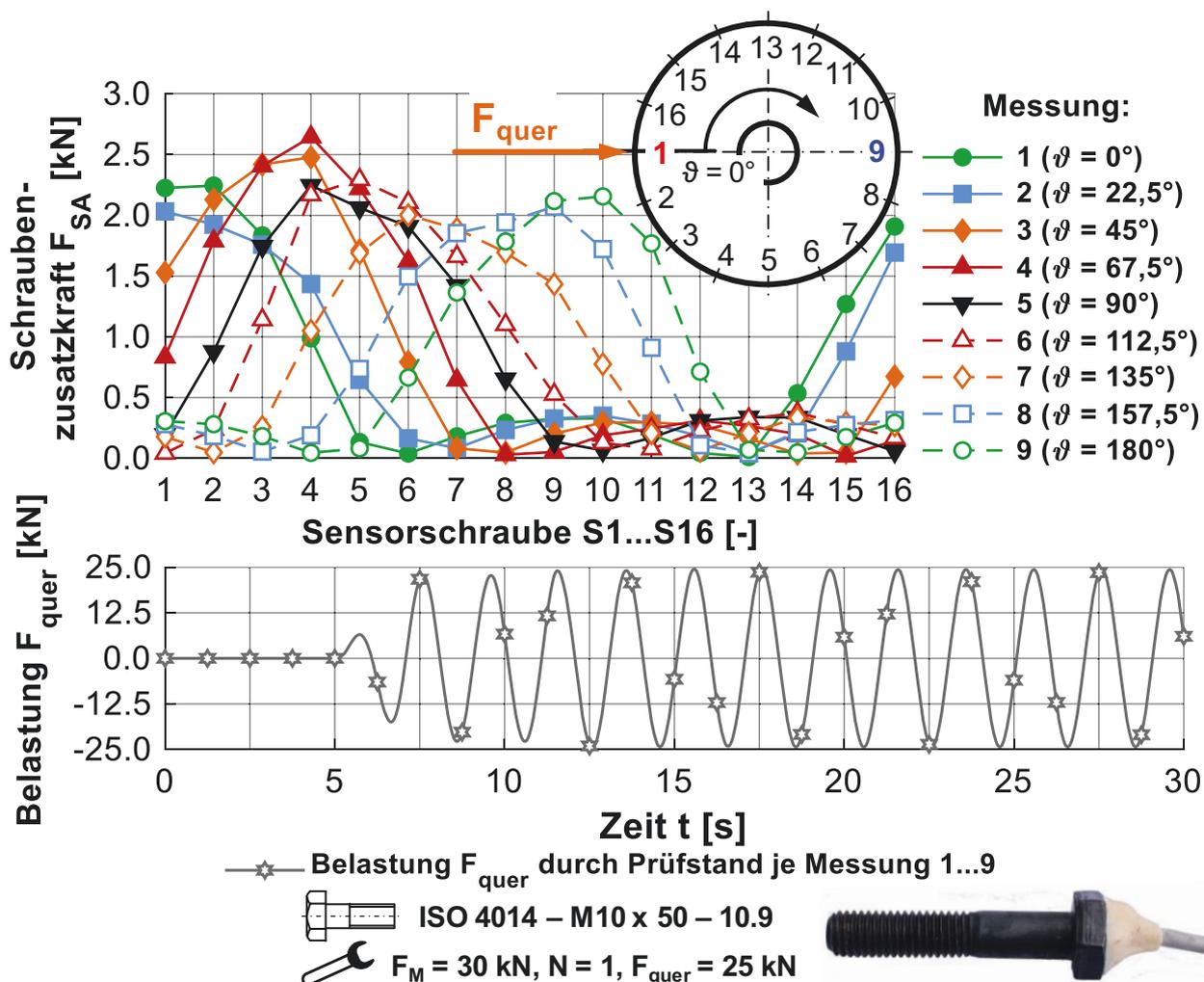
<b>Druckseite</b>							
<b>Schraube:</b>	<b>S6</b>	<b>S7</b>	<b>S8</b>	<b>S9</b>	<b>S10</b>	<b>S11</b>	<b>S12</b>
$F_{SA}$ Versuch [N]	40	181	292	324	329	196	45
$F_{SA}$ num. Ber. [N]	16	8	28	31	30	9	16
$\Delta F_{SA}$ [N]	-24	-173	-264	-293	-299	-187	-29
$\Delta F_{SA}$ [%]	-60	-96	-90	-90	-91	-95	-64

Die Abweichungen sprechen für einen systematischen Fehler. Naheliegend sind die folgenden Gründe: Erstens - der Einfluss der gewählten Modellklasse, es wurde Modellklasse III verwendet. Das bedeutet, dass der Schaft und der Kopf der Schraube originalgetreu abgebildet werden. Das Gewinde hingegen wird nur durch den Kerndurchmesser der Schraube wiedergegeben und zudem fest mit dem Bauteil verbunden [12]. Durch das fehlende Gewindenspiel wird die Schraubenverbindung zu steif abgebildet. Das Kraftverhältnis und die Belastung der Schrauben steigen. Zweitens - die Nachgiebigkeit der Schraube selbst nimmt zusätzlich Einfluss auf das Kraftverhältnis [202]. Sie wird von Netzgröße/-genauigkeit und Kontaktdefinitionen beeinflusst. Drittens - die Schraubumgebung bzw. das Lastverformungsverhalten der Struktur. Die Trennfuge wird in der numerischen Berechnung stark entlastet, dadurch entstehen stark überhöhte Schraubenzusatzkräfte in Kombination mit den bereits genannten Gründen (erhöhter Steifigkeit der Schraube, fehlendes Gewindenspiel durch Modellklasse III) führt dies zu starker Überschätzung der Schraubenzusatzkräfte. Um diese Einflüsse auf die Absolutwerte zu minimieren, ist eine Abstimmung im Detail erforderlich (z.B. Elastizitätsmodul, Netzgröße/-genauigkeit, Steifigkeiten, Modellierungsgrad usw.). Für BCM weist das Modell die erforderliche Präzision auf, und das globale Strukturverhalten wird korrekt abgebildet (vgl. Abbildung A15).

## Auswertemethoden und Schäden der Schraubenverbindung

Die genannten quantitativen Abweichungen können über Auswertemethoden für die spätere Detektion von Fehlern beherrscht werden. Als Lösungsansatz wird die Beurteilung gegenüber einem Referenzdatensatz betrachtet, damit soll der Einfluss der Messabweichungen bzw. der individuellen Schraubencharakteristik kompensiert und kleinere Änderungen stärker hervorgehoben werden. Der Referenzdatensatz wird bei intakter Anlage erstellt (vgl. Abbildung 69) und alle Veränderungen diesen Messdaten gegenüber können als potenzielle Schädigung wahrgenommen werden. Wird die Richtung der Krafteinleitung verändert, so muss auf einen anderen Referenzdatensatz zurückgegriffen werden, was Abbildung 70 veranschaulicht. Im Vergleich zu einer Windenergieanlage ist beim Prüfaufbau die Belastung  $F_{\text{quer}}$  ortsfest. Damit sich die Belastungsrichtung auf die Turmfußverschraubung ändert, muss in diesem Fall der Turm um seine Hochachse gedreht werden. Mechanisch hat dieses Vorgehen keine Auswirkungen. In Abbildung 70 oben sind für eine inkrementelle  $180^\circ$  Drehung des Turms die Schraubenzusatzkräfte der jeweiligen Sensorschrauben aufgetragen. Der Turm ist je Messung um eine Teilung bzw. Schraubenposition ( $\vartheta = 22,5^\circ$ ) weitergedreht worden, beginnend bei Schraube 1. So entsteht je Messung für jede Sensorschraube ein Datenpunkt. Die äußere Belastung ist für alle neun Messungen gleich, stellvertretend ist in Abbildung 70 unten der zeitliche Verlauf der Belastung  $F_{\text{quer}}$  durch den Prüfstand dargestellt.

Ähnlich zu Abbildung 35 (Kapitel 4.4) zeigt sich auch in dieser Messreihe eine Phasenverschiebung. Diese ist hier jedoch auch mechanisch begründet. Die maximal belastete Schraube müsste unter idealen Voraussetzungen immer direkt unterhalb bzw. in der Flucht der Krafrichtung mit konstanter Amplitude der Schraubenzusatzkraft liegen. Das kann in der Messung nicht immer bestätigt werden. Durch verschiedene Sensitivitäten der Sensorschrauben, gerade im Hinblick auf Biegung, können Abweichungen entstehen. Ebenso durch das jeweils neue Montieren des Turms auf dem Spannfeld können sich Ungenauigkeiten einstellen, die Spanneisen sind dabei immer ortsfest auf dem Spannfeld. Dieses Verhalten bestätigt die These, dass je Krafrichtung ein Referenzdatensatz erforderlich ist. Das Vorgehen wird auch bei anderen Verfahren angewandt, z.B. in [21]. Die vorgestellte Versuchsreihe wird nur bei einem Lastniveau durchgeführt. Die Erfassung der Referenzdaten ist somit abgeschlossen.



**Abbildung 70:** Oben: Veränderung der Schraubenzusatzkräfte bei inkrementeller  $180^\circ$  Drehung des Turms um seine Hochachse, Marker stellen jeweiligen Messpunkt dar; unten: Verlauf der Belastung  $F_{quer}$  über der Zeit, Diagramm gilt für alle neun Messungen des oberen Diagramms

Im Feld trifft dies jedoch nicht zu, da dort die Belastungsrichtung und -höhe variieren, was zu einer Vielzahl an benötigten Referenzdaten führt. In dieser Konstellation ist es also auch erforderlich, wie bei den vorherigen Untersuchungen, eine Verknüpfung zwischen äußerer Belastung und Reaktion der Schrauben über eine BCM-Funktion zu erstellen. Das prinzipielle Vorgehen dafür wurde in Kapitel 5.2 bereits erläutert. Zudem ist es denkbar, nur ortsabhängige Referenzdatensätze zu generieren und mittels BCM-Funktion das Übertragungsverhalten der Schraubenverbindung mit den jeweiligen äußeren Belastungen zu skalieren. Der nichtlineare Zusammenhang zwischen Betriebskraft und Schraubenzusatzkraft erschwert jedoch das Vorgehen. Wie zu Beginn dieses Unterkapitels genannt, steht dies nicht im Zentrum dieser Versuchsreihe und gibt Raum für zukünftige

Untersuchungen außerhalb dieser Arbeit. Im nächsten Schritt wird untersucht, wie und in welchem Maße sich Schäden im System „Windenergieanlage“ detektieren lassen.

Bislang ist immer die gemessene Schraubenzusatzkraft bzw. deren Normierung auf die in der jeweiligen Messung maximal auftretende Schraubenzusatzkraft aufgetragen worden. So lassen sich nur Veränderungen im Bereich des Verteilungsmusters erkennen, jedoch keine absoluten Änderungen (vgl. Abbildung 68 zu Abbildung 69). Für die weiteren Untersuchungen sind an dieser Stelle unter anderem die folgenden vier Auswertungen denkbar, um einen geeigneten Schädigungsindikator zu ermitteln.

- 1) Gemessene absolute Schraubenzusatzkräfte,
- 2) Differenzen der Schraubenzusatzkräfte (aktuelle Messung – Referenzmessung),
- 3) normierte Differenzen der Schraubenzusatzkräfte (aktuelle Messung – Referenzmessung) bezogen auf Schraubenzusatzkraft im Referenzdatensatz,
- 4) normierte Differenzen der Schraubenzusatzkräfte (aktuelle Messung – Referenzmessung) bezogen auf die maximal auftretende Abweichung je Messung.

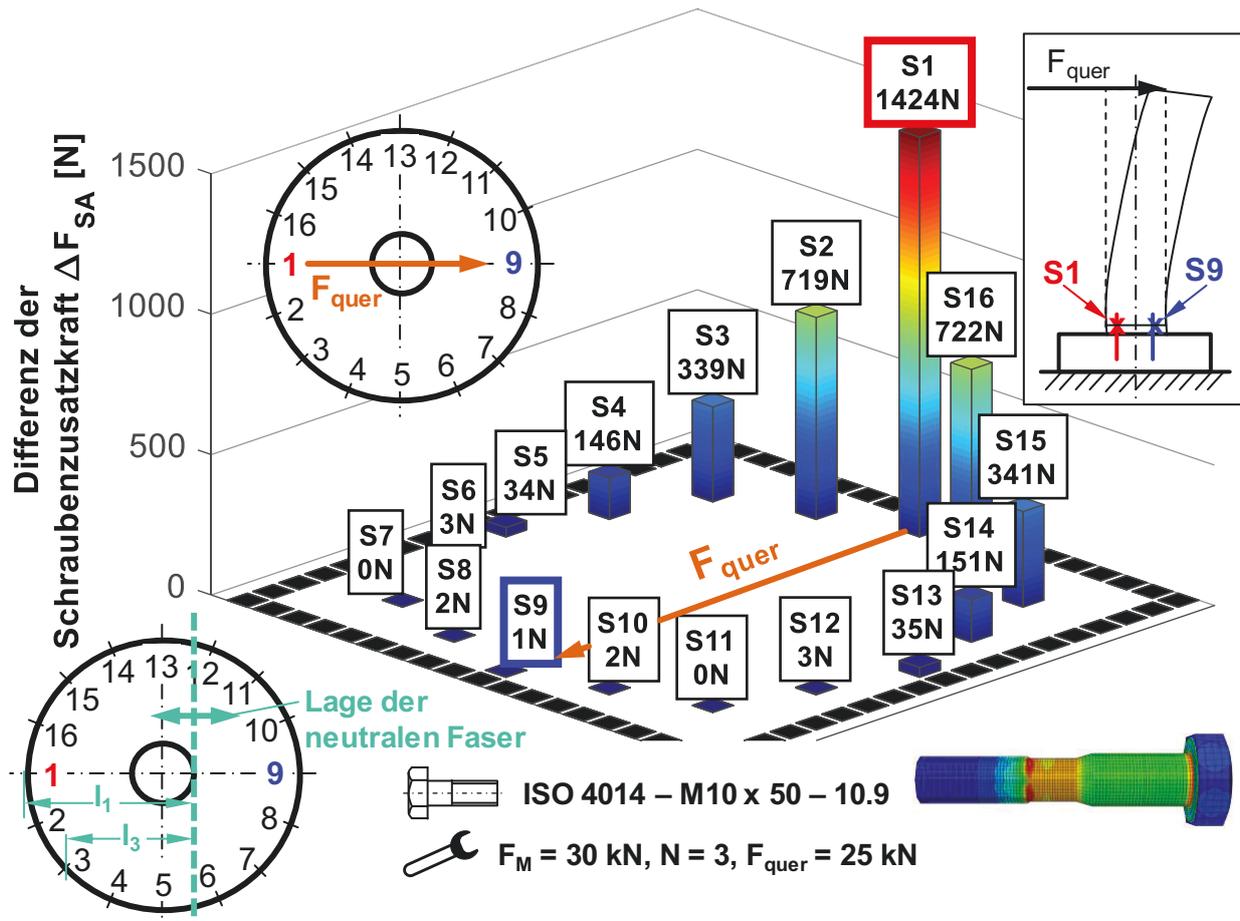
Die Auswertung nach 1) ist an dieser Stelle nicht sinnvoll, da keine direkten Änderungen bzw. Abweichungen gegenüber einem Referenzdatensatz betrachtet werden. Damit bei dieser Darstellungsform Änderungen ersichtlich werden, müssten diese sehr ausgeprägt sein. Weiterhin ist bei veränderlicher Betriebslast kein Referenzieren möglich. Das Ziel der Zustandsüberwachung ist jedoch, bereits kleine Veränderungen sichtbar zu machen. Diese Darstellungsform ist somit ungeeignet.

Eine Auswertung nach 2) bietet den vollen Informationsumfang, den die Messung liefert. Allgemeingültige Aussagen sind aber nur schwer zu formulieren, da durch die Absolutwerte sehr spezifisch das betrachtete System beschrieben wird, was für die Übertragbarkeit ungünstig ist.

Für allgemeingültige Aussagen bietet sich eine Normierung an. Dabei ist zu bedenken, dass die Aussage über die absolute Amplitudenhöhe verloren geht. Weiterhin ist die Basis der Normierung zu überlegen; in dem Punkt unterscheiden sich die Auswertungen nach 3) und 4). Es besteht die Gefahr, dass durch sehr biegesensitive Schrauben die Ergebnisse verzerrt werden.

Die Auswertung nach 3) hat sich infolge mehrerer Gründe als nicht repräsentativ herausgestellt. Die im Versuch gemessene Schraubenzusatzkraft  $F_{SA}$  als Basis der Normierung ist von der Biegesensitivität der Sensorschraube abhängig, vgl. Tabelle 5, Schraube 5 gegenüber Schraube 13. Bei gleicher Position und Betriebskraft werden unterschiedliche Reaktionskräfte  $F_{SA}$  gemessen. Das beeinflusst das Verhältnis von Schraubenzusatzkraft der Referenz zur Schraubenzusatzkraft des geschädigten Systems. Liegt im Referenzdatensatz (Basis) eine große Schraubenzusatzkraft vor, so werden kleine Änderungen nicht ersichtlich. Zudem nehmen verschiedene geometrische Nichtlinearitäten Einfluss. Zu nennen sind hier die effektive Hebelarmlänge zur neutralen Faser, das geänderte Lastverformungsverhalten der Struktur und die dadurch geänderten Belastungssituationen auf die Sensorschrauben.

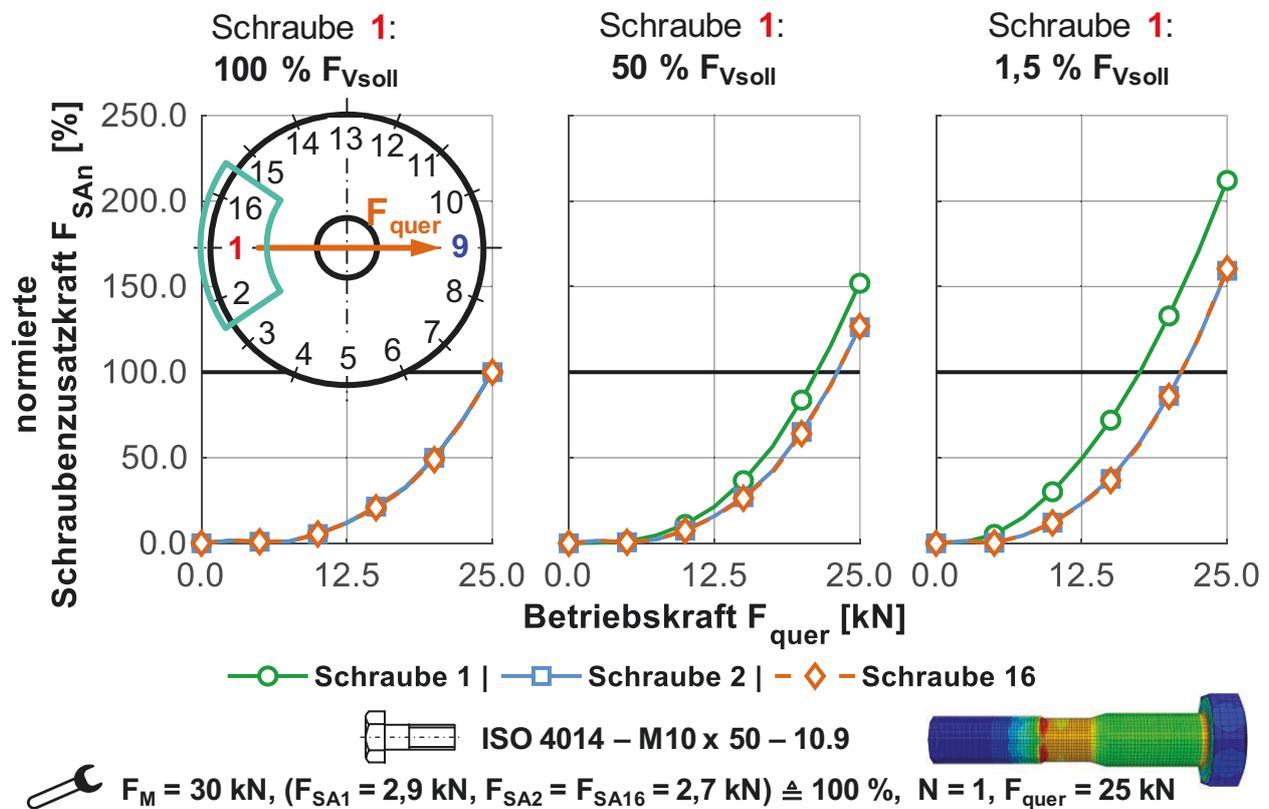
Im Folgenden wird anhand von numerischen Berechnungen der Einfluss von Vorspannkraftverlusten an Schraube 1 betrachtet. Die Auswertung erfolgt dazu nach Methode 2) Differenzen der Schraubenzusatzkräfte (aktuelle Messung – Referenzmessung). Die Referenzdaten des ungeschädigten Systems werden einer vorangegangenen Berechnung entnommen und sind in Tabelle 5 zu finden. Abbildung 71 zeigt die Änderungen der Schraubenzusatzkräfte, wenn bei Schraube 1 nur 50 % der Zielvorspannkraft vorliegt. Die Vorspannkraft kann aus diversen Gründen abfallen. Gründe für eine Vorspannkraftminderung können zum einen mechanisch sein, z.B. Vorspannkraftrelaxation, oder aber auf einen Fehler in der Messtechnik hinweisen, z.B. Kriechen des Klebstoffes mit der Folge, dass der DMS vermeintlich weniger Vorspannkraft anzeigt. Das Signal der Sensorschrauben besteht jedoch generell aus der Information der Vorspannkraft der Schraube sowie den aktuell anliegenden Schraubenzusatzkräften, sofern eine äußere Belastung anliegt. Läge ein falsches Vorspannkraftsignal durch den DMS vor, dürften keine Änderungen der umliegenden Schrauben vorliegen (bzw. nur beim Signal von Schraube 1), da das System dann mechanisch seinem Ausgangszustand entspricht. Da in dieser Betrachtung jedoch nur die Änderungen der Schraubenzusatzkraft betrachtet werden, kann generell formuliert werden, dass sich das System nicht mehr im Referenzzustand befindet. Eine Änderung der Anregung kommt nicht in Frage, daher ist von einer Schädigung auszugehen.



**Abbildung 71:** Auswertung nach 2) Differenzen der Schraubenzusatzkräfte (aktuelle Messung – Referenzmessung); Schraube 1 weist nur 50 % der Soll-Vorspannkraft auf; schematische Darstellung der angreifenden Hebelarme der Schrauben bezogen auf die variable Lage der neutralen Faser in folge von Biegung

Gegenüber Abbildung 68 bzw. Abbildung 69 wird hier ein ausgeprägter Peak bei Schraube 1 deutlich. Sie weist die größten Änderungen auf. Die Verteilung bzw. Abstufung zwischen den einzelnen Schrauben hat sich maßgeblich von Schraube 1 zu Schraube 2 bzw. Schraube 16 geändert. Der vorliegende Fehler, eine Reduzierung der Vorspannkraft von Schraube 1 um 50 %, führt dazu, dass die übrigen Schrauben eine höhere Last ertragen müssen. Das zeigen ebenfalls die Ergebnisse von [203], zudem gilt diese Erkenntnis auch für alle anderen Verbindungsgeometrien. Die Auswirkung der verminderten Vorspannkraft bei Schraube 1 auf ihre Schraubenzusatzkraft sowie die der beiden angrenzenden Schrauben wird in Abbildung 72 gegenübergestellt. Zusätzlich ist bei Messungen zu beachten, dass durch die verminderte Vorspannkraft die Lage des DMS zur Belastungsrichtung sich möglicherweise durch selbsttätiges Losdrehen geändert

hat und so gegenüber dem Referenzdatensatz eine andere Empfindlichkeit vorliegt.



**Abbildung 72:** Abhängigkeit der Schraubenzusatzkraft bei sinkender Vorspannkraft von Schraube 1 bei konstanter Geometrie und Betriebskraft

Die Kurven zeigen die Veränderung bzw. Abhängigkeit der Schraubenzusatzkräfte der Schrauben 2 und 16 am Traganteil der Betriebskraft bei sinkender Vorspannkraft von Schraube 1. Die Ergebnisse sind einer numerischen Berechnung der in diesem Kapitel untersuchten Turmfußverschraubung entnommen. Die Ergebnisse der Schrauben 2 und 16 sind aufgrund der Symmetrie deckungsgleich. Als Variationsparameter wird die Schraubenvorspannkraft der Schraube 1 gewählt. Es zeigt sich, dass mit sinkender Vorspannkraft die Flächenpressung in der Trennfuge geringer bzw. zu Null wird und partielles Klaffen auftritt. Die Folge daraus ist, dass sich das Kraftverhältnis drastisch ändert und die Schraube das etwa 2,1-fache ihrer ursprünglichen Betriebsbelastung erfährt. Sobald die Betriebskraft die Abhebegrenze überschreitet, verlässt das System die lineare Kraft-Verformungs-Kennlinie [33, 50]. Dieser Effekt tritt bei exzentrischer Belastung auf. Die Exzentrizität wirkt analog zu einer verminderten Vorspannkraft, somit

wird dieses Phänomen in Folge der verminderten Vorspannkraft verstärkt und das Aufklaffen begünstigt. Zur Steigerung der Wirtschaftlichkeit wird die Anzahl der Schrauben gering gehalten, was führt durch die reduzierte Gesamtsumme der Vorspannkraft zu höheren Schraubenkräften [203]. Das begünstigt das Ausfallrisiko einer Schraubenverbindung, erleichtert aber die Überwachung mittels BCM.

Eine Eingrenzung des Fehlers auf den Bereich um Schraube 1 ist mit Abbildung 71 möglich. Sinkt wie in diesem Fall die Vorspannkraft bei Schraube 1 ab, so erfolgt eine Änderung der Schraubenzusatzkräfte aller Schrauben. Die von außen aufgebrachte Last ist konstant, daher ist die Belastung der Turmfußverschraubung auch konstant, aber durch die reduzierte Vorspannkraft ändert sich das Lastverformungsverhalten. Die Schraubenzusatzkraft der Schraube 1 steigt weiter an, die Schrauben 2 und 16 werden ebenfalls deutlich stärker belastet. Eine Erklärung liefert ein vereinfachter analytischer Ansatz. Wird das Momentengleichgewicht Gl. (2) gebildet, zeigt sich die Abhängigkeit zwischen der äußeren Belastung und den Reaktionskräften der Schraubenverbindung. Diese Gleichung muss erfüllt sein, damit sich das Momentengleichgewicht einstellt. Entfällt eine Schraube, so müssen die übrigen Schrauben mehr aufnehmen. Dieser Ansatz wird im Verlauf nochmals Verwendung finden. Eine analoge Betrachtungsweise findet sich in [204], wobei dort eine überlagerte Zug- und Biegebelastung sowie abweichende Geometrie vorliegt.

$$F_{\text{quer}} \cdot h_{\text{Turm}} = \sum_{i=S1}^{i=S16} l_i \cdot F_{Ai} \quad \text{Gl. (2)}$$

mit:

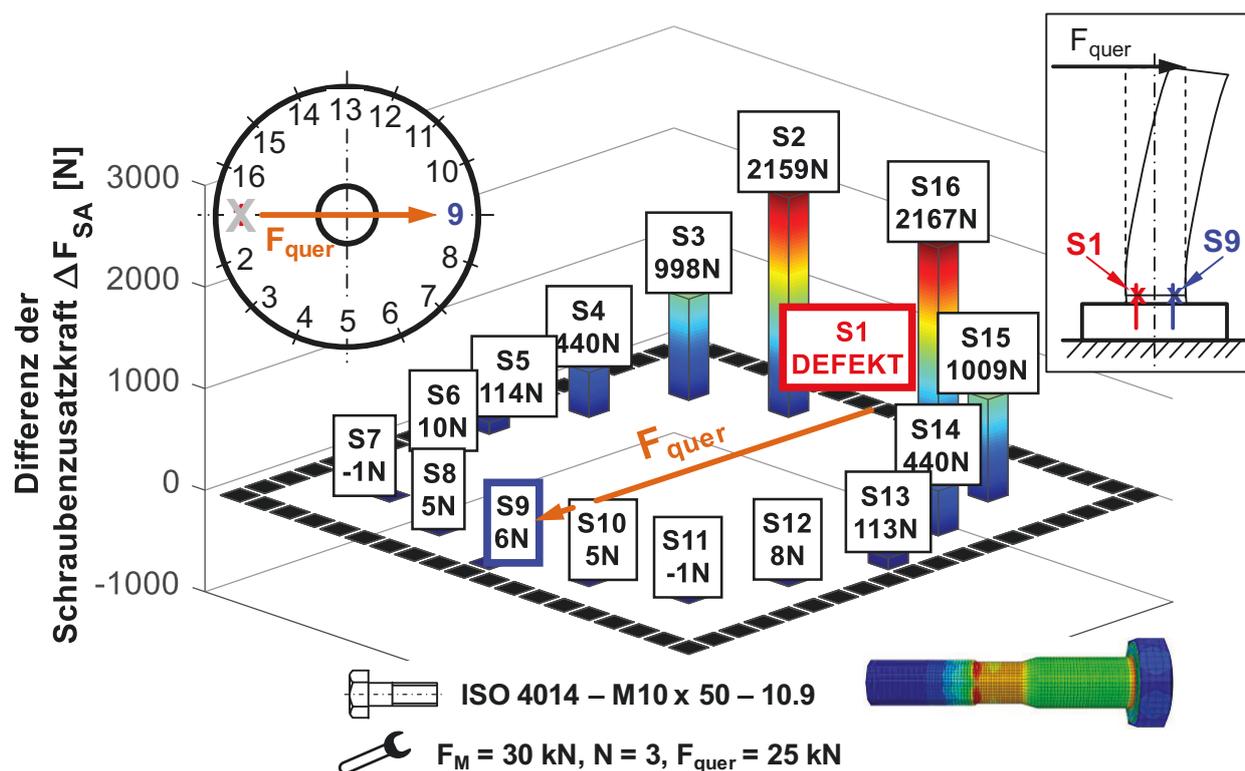
$F_{\text{quer}}$	Kraft durch den Hydraulikzylinder
$h_{\text{Turm}}$	Distanz zwischen Kraftangriff und Trennfuge
$l_i$	Hebelarm der jeweiligen Schraube zur neutralen Faser
$F_{Ai}$	anteilige Betriebskraft der jeweiligen Schraube

Dabei ist zu beachten, dass hier eine reine Starrkörperbetrachtung zugrunde liegt. Wird zusätzlich die elastische Verformung berücksichtigt, so veranschaulicht sich auch die Auswirkung der reduzierten Vorspannkraft. Wird die Vor-

spannkraft an Schraube 1 reduziert, nimmt die Flächenpressung in der Trennfuge lokal ab. Das Klaffen der Trennfuge wird in diesem Bereich erleichtert, die Verformung nimmt zu und das Kraftverhältnis ist nicht mehr konstant. Dadurch entfällt ein höherer Anteil auf die Schrauben 2 und 16. An dieser Stelle ist der Effekt besonders deutlich, da der Abstand zur neutralen Faser der Biegung bei Schraube 1 besonders groß ist, vgl. Abbildung 71 unten links,  $l_1 > l_3$ . Die Lage der neutralen Faser wird jedoch von diversen Parametern beeinflusst (Lastverformungsverhalten, Montage, Flanschimperfektion). Für BCM bedeutet dies wiederum: Je größer der Traganteil der Schraube am Gesamtsystem desto besser ist eine Detektion der Schädigung möglich. Hinsichtlich einer sehr einfachen Überwachung mittels BCM wäre die maximale Schraubenkraft  $F_{Smax}$  ein Schädigungsindikator. Dieser kann vor Überlasten des Schraubensystems warnen. Eine detaillierte Analyse ist über diese Kenngröße jedoch nicht möglich.

In Abbildung 73 ist Schraube 1 als defekt anzusehen. Die Frage, ob im Feld nur ein elektrischer (z.B. Kabelbruch) oder zusätzlich auch ein mechanischer Defekt vorliegt, kann eindeutig beantwortet werden. Da  $F_{quer}$  weiterhin konstant ist, nur Änderungen ausgewertet werden und diese hier auftreten, liegt zusätzlich ein mechanischer Defekt vor.

Auf den ersten Blick zeigt sich eine nahezu gleiche qualitative Verteilung der Schraubenzusatzkräfte im Vergleich zu Abbildung 71. Die Schrauben mit dem größten Hebelarm liefern den größten Beitrag für den Gleichgewichtszustand. In diesen beiden Diagrammen (Abbildung 71 und Abbildung 73) ist die absolute Änderung aufgetragen, daher kann hier auch ein quantitativer Vergleich gezogen werden. Da die Vorspannkraft in Schraube 1 weiter vermindert ist, müssen die Schraubenzusatzkräfte der übrigen Schrauben zunehmen. Würde in beiden Fällen die Auswertung nach 4) (Normierung auf maximale Abweichung) durchgeführt werden, könnte kein Unterschied zwischen den Zuständen 50 % bzw. 0 % der Schraubenvorspannkraft bei Schraube 1 festgestellt werden.



**Abbildung 73:** Auswertung nach 2) Differenzen der Schraubenzusatzkräfte (aktuelle Messung – Referenzmessung); Schraube 1 ohne Vorspannkraft

## Experimentelle Untersuchungen

Schraubenverbindungen sind für die Kräftepfade in einem System, je nach konstruktiver Ausgestaltung, maßgeblich verantwortlich. Bei Schädigungen erfolgt eine Umverteilung der Kräfte, welche es zu erfassen gilt. An dieser Stelle stellt sich die Frage nach der Detektionstiefe: Soll eine Schädigung über einen längeren Zeitraum beobachtet werden oder ist eine binäre Aussage ausreichend? Diese Entscheidung beeinflusst die Auswertestrategie und die Festlegung der Schädigungsindikatoren. Zudem ist die Anzahl der Sensorschrauben festzulegen. Diese sind nur hilfreich, wenn sie an „hot spots“, also schadensempfindlichen oder gegenüber Änderungen sehr sensiblen Stellen im System platziert werden. Im Vorhinein sollten diese Stellen durch Erfahrung oder unterstützende numerische Berechnung ermittelt werden. Zu viele Sensorschrauben erhöhen die Kosten (Schrauben und Datenmenge, die verarbeitet werden muss). Daher muss hier ein bestmöglicher Kompromiss zwischen Kosten und benötigter Präzision gefunden werden. In den bereits durchgeführten Versuchen und numerischen Berechnungen wurde immer mit der maximal möglichen Anzahl an Sensor-

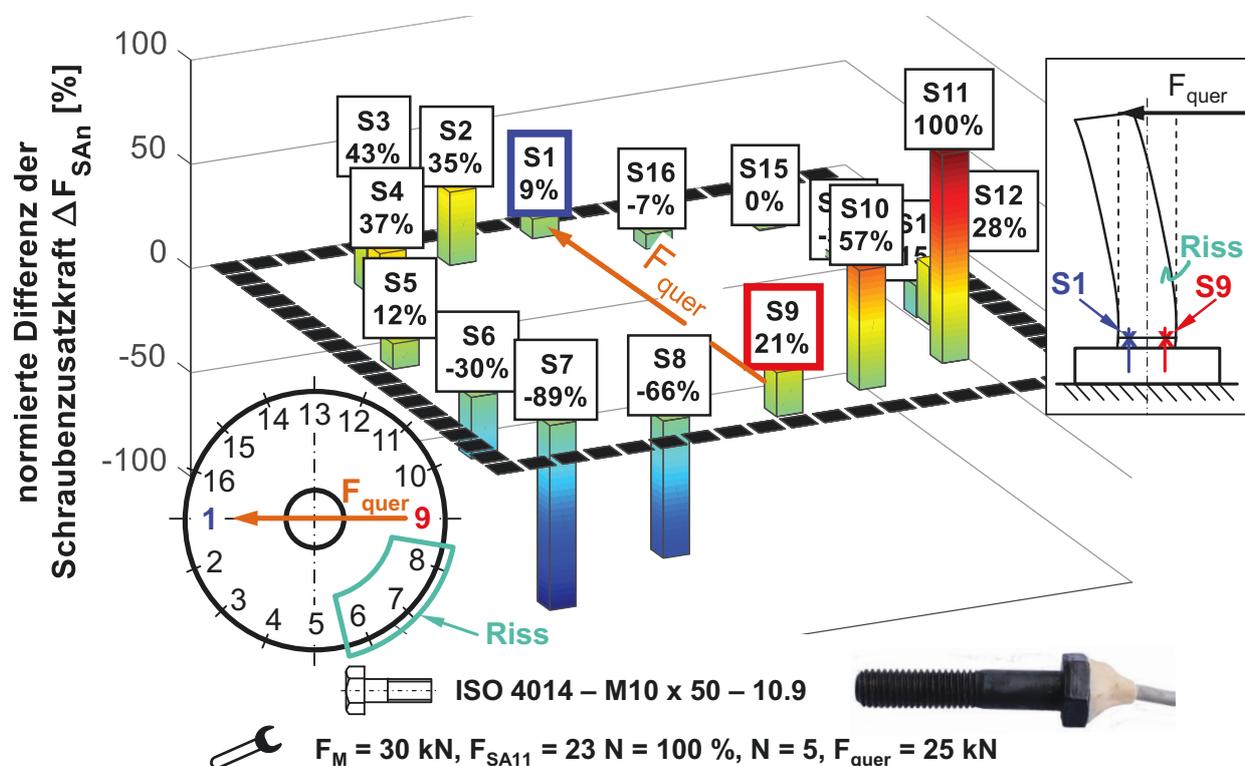
schrauben gearbeitet, um das gänzliche Verhalten im Modell zu erfassen und beurteilen zu können.

Bislang sind vorrangig numerische Berechnungen betrachtet worden, im Folgenden wird auf Versuche eingegangen. Versuche sind hinsichtlich der Auswertung anspruchsvoller, da jede Sensorschraube eine eigene Charakteristik hat und diese durch Messrauschen oder andere Störungen zusätzlich beeinflusst ist. Es bestehen geometrische Imperfektionen, die zu Abweichungen von den idealen symmetrischen Belastungsbedingungen im Vergleich zur numerischen Berechnung führen sowie Umwelteinflüsse wie z.B. die Temperatur. In der folgenden Abbildung 74 wird die zweite Halbschwingung der Sinusschwingung von  $F_{\text{quer}}$  betrachtet. Die maximale Zugbelastung liegt somit bei Schraube 9 an und der vermeintliche Druckbereich auf der Seite von Schraube 1.

Die Abbildung zeigt ein versuchstechnisch erfasstes Säulendiagramm des Prüfaufbaus. Zur besseren Darstellung ist das Diagramm gegenüber den vorherigen um  $90^\circ$  gedreht angeordnet, damit die Änderungen deutlicher hervortreten. Die Auswertung ist nach 4) Normierte Differenzen der Schraubenzusatzkräfte (aktuelle Messung – Referenzmessung) bezogen auf die maximal auftretende Abweichung je Messung erfolgt. Die Basis für die Normierung bildet die größte Abweichung, in diesem Fall Schraube 11 mit 23 N. Als Referenzdatensatz wurde die gleiche Ausrichtung verwendet, jedoch ohne Störung bzw. Defekt, dargestellt in Abbildung 69. Im Gegensatz zu den vorherigen Abbildungen wird nicht direkt ersichtlich, welches die Zug- bzw. Druckseite ist (vgl. farbliche Rahmen mit dicker Volllinie und Angabe von  $F_{\text{quer}}$ ).

Bei Betrachtung der Zugseite (S9) fällt auf, dass die Schrauben 6-8 geringere Schraubenzusatzkräfte aufweisen, die Schrauben 9-12 hingegen werden höheren Kräften ausgesetzt als im Referenzdatensatz. Das weist auf eine Störung im System hin. Bei dieser Prüfsituation wurden im Trennflansch über den Sensorschrauben 6-8 die Schrauben entfernt. Das bildet hier einen Querriss bzw. das Lösen zwischen zwei unterschiedlichen Turmsegmenten nach. Dadurch verändert sich die Steifigkeit des Systems, wodurch diese nicht mehr symmetrisch ist. Bei Zugbelastung öffnet sich der Riss, die Verformung nimmt zu. Bei Druckbelastung des Risses sind keine Änderungen zu sehen, was anhand der gemessenen Verschiebungen  $u_{\text{Turm}}$  erkannt werden kann. Im Bereich des Risses wird das System nachgiebiger und es werden geringere Kräfte an die Schrauben 6-8 geleitet, wodurch die Amplitude in diesem Bereich kleiner wird. Daraus folgt aus der

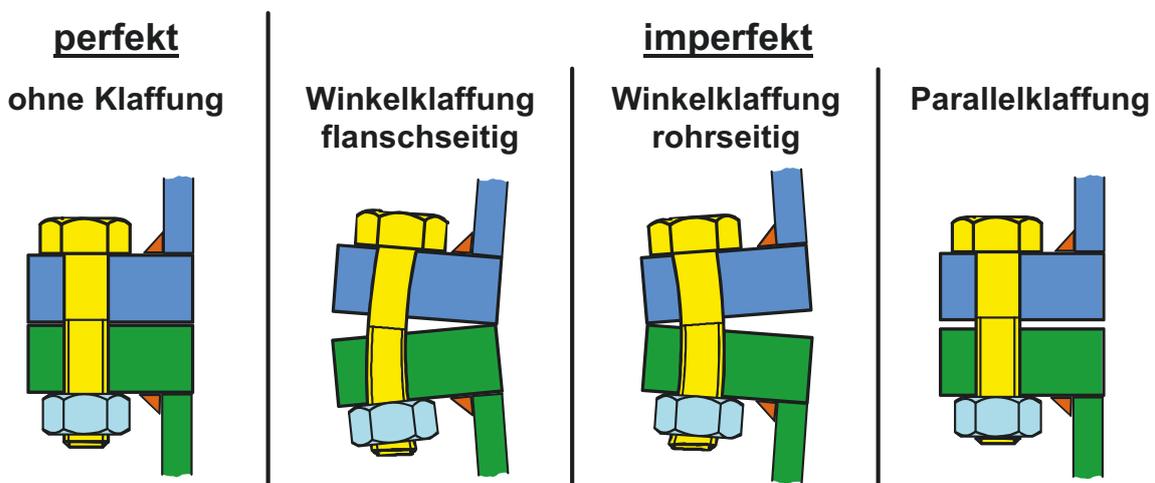
Auswertung, dass die übrigen Schrauben höheren Kräften ausgesetzt sind. Die Schrauben 9-12 müssen mehr Kräfte aufnehmen, um das Kräfte- bzw. Momentengleichgewicht herzustellen, vgl. Gleichung Gl. (2). Eine Veränderung gegenüber dem Referenzdatensatz wird ersichtlich. Im Vergleich zu den vorher betrachteten Lastfällen sind die Änderungen wesentlich kleiner. Es ist zu beachten, dass es sich bei dem Turm um ein sehr steifes Bauteil handelt, somit das Kraftverhältnis vergleichsweise klein ist und hierdurch ungünstige Detektionsbedingungen vorliegen. Dennoch ist der Strukturschaden mittels Sensorschrauben und einem geeigneten BCM-Konzept für die Schädigungsindikatoren zu erkennen.



**Abbildung 74:** Auswertung nach 4) Normierte Differenzen der Schraubenzusatzkräfte (aktuelle Messung – Referenzmessung) bezogen auf die maximal auftretende Abweichung je Messung; nachgebildeter Querriss durch Demontage der Schrauben im Trennflansch oberhalb der Sensorschrauben 6, 7, 8

Im Rahmen von Fertigungstoleranzen kann gerade bei großen Flanschen nicht von einer vollflächigen Auflage der beiden Flanschhälften ausgegangen werden [52]. Ringflanschverbindungen sind zudem sehr sensitiv gegenüber Imperfektionen, was den größten Nachteil dieser Verbindungsart darstellt [52, 151]. Damit

eine gleichmäßige Lastverteilung erreicht wird, muss aber ein flächiger Kontakt vorliegen. Nach [205] werden die in Abbildung 75 dargestellten elementaren geometrischen Imperfektionen von L-förmigen Ringflanschverbindungen unterschieden. Es sind jedoch auch Kombinationen der einzelnen Imperfektionen möglich, die Abschnitte oder gar den ganzen Umfang betreffen. Sie wirken sich unterschiedlich stark auf die Schraubenverbindung aus, wobei nach [148] Teilbereichsklaffungen besonders negativ sind. Nach [205] und [206] ist beispielsweise die rotationssymmetrische flanschseitige Winkelklaffung als unproblematisch einzustufen. Bei realen Bauteilgeometrien in diesen Größenordnungen sind plastische Verformungen aufgrund der Wärmeentwicklung beim Schweißen unvermeidlich [206]. Eine nachgelagerte mechanische Bearbeitung ist mit viel Aufwand und hohen Kosten verbunden [206]. Selbst kleine fertigungsbedingte parallele Imperfektionen klaffen deutlich früher als perfekte Verbindungen und nehmen dramatischen Einfluss auf die kalkulierte Lebensdauer [200]. Die Auslegung bzw. Berechnung der Schraubenverbindung fußt jedoch auf ideal planem und aufliegenden Ringflanschen, wie sie in Abbildung 75 links dargestellt sind.



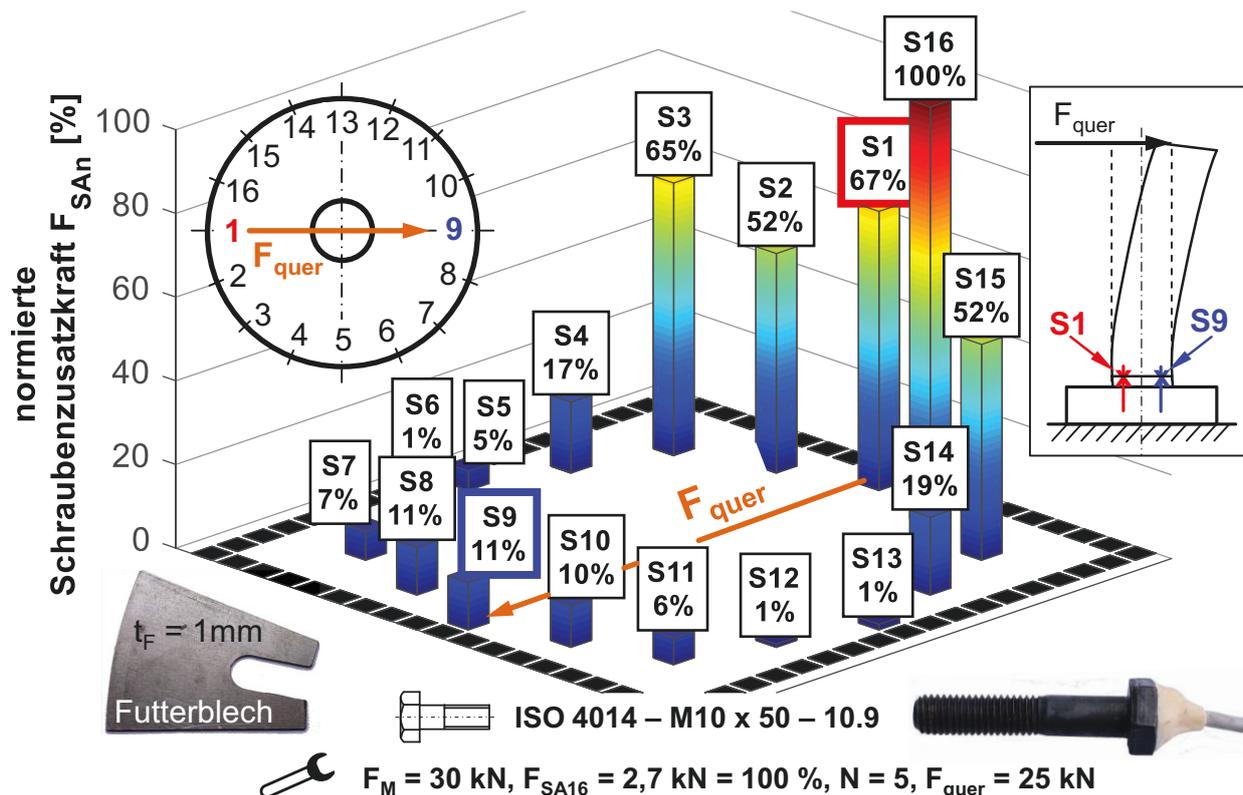
**Abbildung 75:** Skizze L-förmiger Ringflanschverbindungen in perfekter sowie in möglichen imperfekten Ausführungen in Anlehnung an [205, 207]

Damit auch bei Imperfektionen eine lange Lebensdauer der Schraubenverbindung erreicht wird und der geschlossene Kraftfluss gewährleistet werden kann - keine nachgiebigen Spalte bzw. Klaffungen - werden im Bereich des Schraubenschaftes sogenannte Futterbleche eingeschoben. Futterbleche sind „U“-förmige Bleche, die es in unterschiedlichen Dicken gibt, um den Spalt zwischen den Flanschkhälften individuell auffüllen zu können, siehe Abbildung 76. So

können die Klaffungshohlräume geschlossen werden wodurch eine wesentliche Verbesserung des Ermüdungsverhaltens der Schraubenverbindung erreicht wird [148]. Eine exakte vollflächige Auflage kann trotzdem so nicht erreicht werden. Daher wird im Folgenden der ganzheitliche Einfluss von Futterblechen auf das Tragverhalten betrachtet und dargelegt, welche Auswirkungen dies auf die Lastverteilung der Schrauben hat.

Im Versuchsaufbau liegt durch die mechanische Bearbeitung nach dem Schweißprozess ein vollflächiger Kontakt vor. Daher sind  $t_F = 1$  mm dicke Futterbleche in der Trennfuge der untersuchten Turmfußverschraubung eingefügt, um individuelle Klaffungshohlräume einbringen zu können. Dazu wurden die Sensorschrauben gelöst und von außen die Futterbleche in die Flanschverbindung eingeschoben; anschließend erfolgt die Montage der Schrauben auf die Zielvorspannkraft. Bereits durch das Einbringen dieser Bleche verändert sich der Referenzdatensatz der Schraubstelle, ohne dass eine denkbar signifikante Störung vorliegt, vgl. Abbildung 76 gegenüber Abbildung 69. Das zeigt ebenso, dass durch vermeintlich kleine Änderungen detektierbare Störungen im Gesamtbild auftreten können. Aufgrund dieser Tatsache muss ein neuer Referenzdatensatz erstellt werden, der lediglich die Änderungen durch die eingefügten Futterbleche berücksichtigt.

Durch die eingefügten Futterbleche ergeben sich andere Positionen des DMS relativ zur Kraft  $F_{\text{quer}}$ , da die Klemmlänge um einen Millimeter vergrößert wurde. Durch das erläuterte Lastverformungsverhalten tritt eine Biegung der Schraube auf. In Kombination mit der ermittelten Biegemomentempfindlichkeit der Sensorschrauben mit DMS führt das zu einer geänderten Verteilung der Schraubenzusatzkräfte. Dies verdeutlicht auch die Annahme bei den Differenzen zwischen Versuch und numerischer Berechnung. Diese Differenzen können durch eine messtechnische Verzerrung oder eine mechanische Änderung erklärt werden, jedoch ändert sich die Kräfteverteilung durch die Futterbleche nicht.

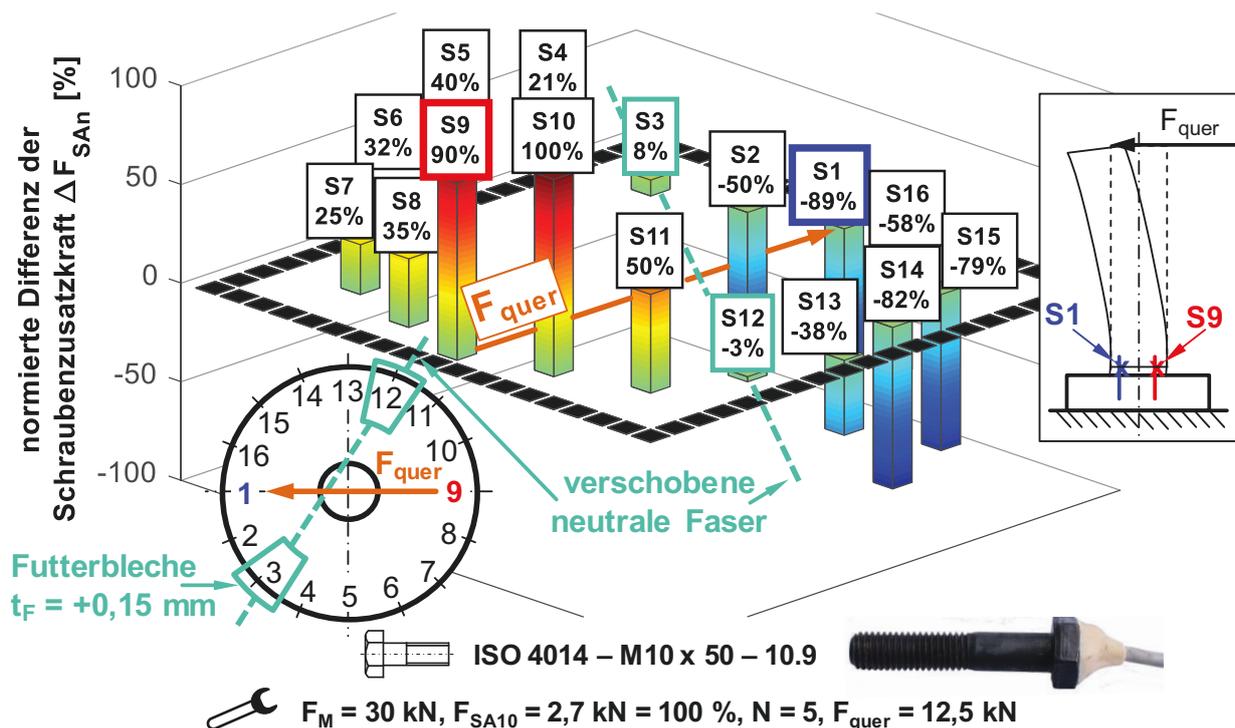


**Abbildung 76:** Neuer Referenzdatensatz mit eingefügten Futterblechen in der Trennfuge für die Betrachtung von Flanschimperfectionen

Der Einfluss von Futterblechen wird anhand von zwei Beispielen erläutert. Durch Fertigungstoleranzen sind zwei Erhebungen (Schraube 3 und 12) auf der unteren Flanschkälfte entstanden, nachgeahmt durch  $t_F = 1,15\text{ mm}$  dicke Futterbleche. Der übrige Bereich ist weiterhin mit den 1 mm dicken Futterblechen unterfüttert. In dieser Versuchskonfiguration konnte nur mit der halben Kraft von  $F_{quer}$  belastet werden. Die Schrauben erreichten dann bereits ihre elastische Grenze. Das zeigt die großen Abweichungen wie auch Gefahren, wenn die Auslegung bzw. Berechnung von idealen Flanschen ausgeht, vgl. auch [208]. Die Ergebnisse der Untersuchung zeigt Abbildung 77.

Durch die zwei Erhebungen bei Schraube 3 und 12 werden definierte Druckpunkte bereitgestellt, wie auch in der Flächenpressungsverteilung in Abbildung 79 Zeile zwei zu sehen ist. Zu Beginn konnte am unbeschädigten System die neutrale Faser der Biegung lotrecht zur Belastung  $F_{quer}$  ermittelt werden. In Folge der Erhebungen ergeben sich definierte Kippunkte und die neutrale Faser wird verschoben. Durch diesen Effekt ändert sich die Verteilung der Schraubenzusatzkräfte massiv. Es erfolgt eine negative Schraubenzusatzkraft, die die Vorspannkraft vermindert und so die Schraube entlastet. Es tritt somit ein generell

anderes Verhalten als in den zuvor betrachteten Messungen auf. Das zeigt nochmals die Relevanz eines Referenzdatensatzes. Weiterhin verdeutlicht es, wie wichtig die Zustandsüberwachung ist, um Unwägbarkeiten erfassen zu können. Zusätzlich treten diese Effekte bereits bei halber Belastung auf. Die Gefahr einer Überbeanspruchung der Schraubenverbindung steigt durch die geänderten Kontakt- und Verformungsbedingungen stark an.

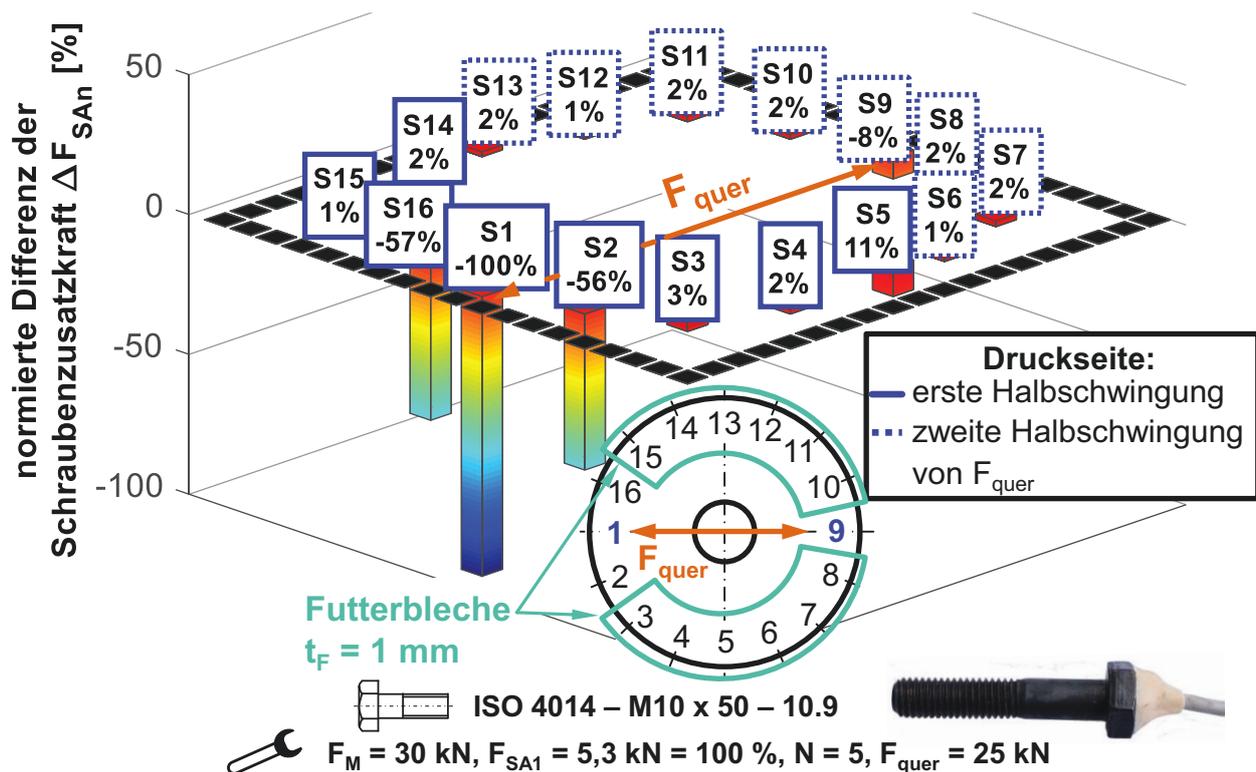


**Abbildung 77:** Einfluss von erhabenen Futterblechen an Position 3 und 12 auf die Lastverteilung der Schraubenverbindung; Auswertung nach 4) Normierte Differenzen der Schraubenzusatzkräfte (aktuelle Messung – Referenzmessung) bezogen auf die maximal auftretende Abweichung je Messung

In den bisher betrachteten Schadensfällen erfolgte die Auswertung zum einen auf verschiedene Arten hinsichtlich des Schädigungsindikators, zum anderen wurde bislang der Fokus auf den Bereich der Zugseite gelegt. Die nachfolgende Abbildung 78 verdeutlicht, dass auch ausschließlich auf der Druckseite zu erkennende Schäden auftreten können.

In der Trennfuge sind die bereits angesprochenen 1 mm Futterbleche eingefügt. Bei den in Abbildung 78 gezeigten Ergebnissen sind die Futterbleche bei den Schrauben 1, 2, 9 und 16 vor dem Aufbringen der Montagevorspannkraft entfernt

worden. Tritt zum Beispiel durch Schädigungsereignisse ein Vorspannkraftabfall ein, wird das Futterblech nicht mehr geklemmt und arbeitet sich heraus. Liegt eine Parallelklaffung im Bereich der Druckseite vor, muss diese durch die Montagevorspannkraft geschlossen werden. Erfolgt dies nicht, entsteht eine elastisch nachgiebige Verspannung der Bauteile mit nicht ausreichender Flächenpressung in der Trennfuge, was zu Strukturschäden und Schraubenüberbelastungen führen kann.



**Abbildung 78:** Veränderung der Schraubenkräfte bei fehlenden Futterblechen bzw. Parallelklaffung mit der Folge nicht ausreichender Flächenpressung in der Trennfuge; Auswertung nach 4) Normierte Differenzen der Schraubenzusatzkräfte (aktuelle Messung – Referenzmessung) bezogen auf die maximal auftretende Abweichung je Messung

Die Darstellungsform beider Phasen der aufgeprägten Sinusschwingung in einem Diagramm wurde gewählt, siehe Abbildung 78, um nur die Ergebnisse der jeweiligen Druckseite darzustellen (für die Zugseite ebenso möglich). Damit von beiden Halbschwingungen die gleiche Anzahl an Messdaten vorliegt, erfolgt die Aufteilung, wie sie im Diagramm dargestellt ist. Die Darstellungsform bietet den Vorteil, dass gleichzeitig beide Phasen eines Beanspruchungszustands verglei-

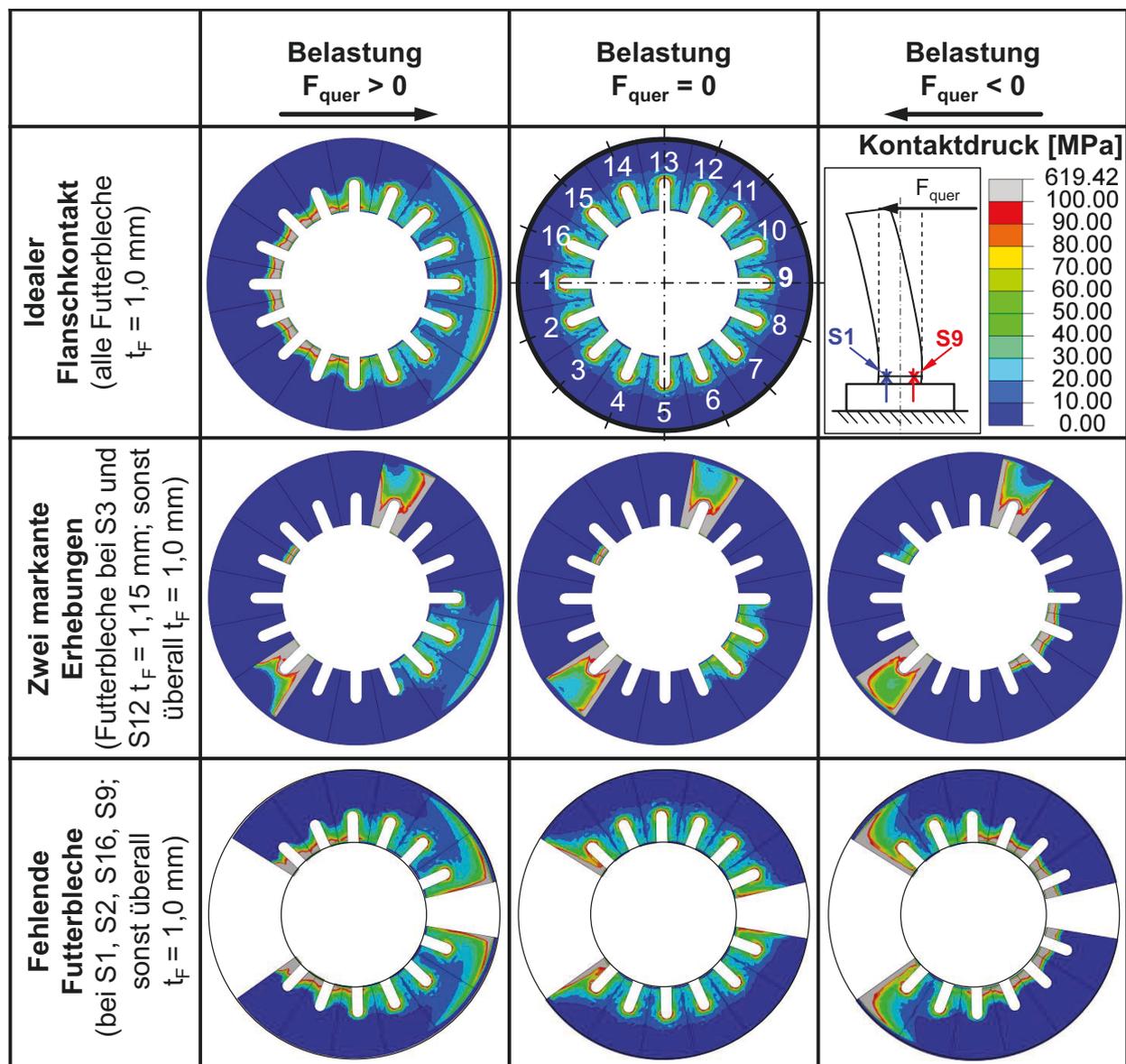
chend gegenübergestellt werden können. Die Überprüfung der symmetrischen Kräfteverteilung wird so erleichtert.

Im Bereich um Schraube 1 sind die Schraubenzusatzkräfte, auf die absolute Schraubenkraft bezogen, deutlich kleiner geworden. Es liegt eine negative Schraubenzusatzkraft bei den Schrauben vor. Die Schrauben sind zu Beginn vorgespannt. Aufgrund der hohen Steifigkeit des Flansches sind sie aber nicht in der Lage, den Spalt zu schließen, Flächenpressung in der Trennfuge zu erzeugen und eine steife Verspannung, mit ausreichender Flächenpressung in den Trennfugen, aufzubauen. Durch das aufgebrachte Moment in Folge von  $F_{\text{quer}}$  werden die Schrauben entlastet und der Spalt wird durch die äußere Last vermindert. Bei Schraube 9 findet dieser Effekt nur in einem geringeren Maße statt, da die freie Länge zwischen den einzelnen Futterblechen deutlich kleiner und ein Durchbiegen des Flansches so erschwert ist.

Bei der Auswertung der beiden letzten Schädigungsszenarien mit der numerischen Berechnung zeigt sich die stark unterschiedliche Verteilung der Flächenpressungen in der Trennfuge, Abbildung 79.

Die mittlere Spalte der Abbildung 79 zeigt die Ergebnisse an der Nullstelle von  $F_{\text{quer}}$ , also an dem Punkt, an welchem das System frei von äußeren Kräften ist. Die erste und dritte Spalte hingegen stellen die jeweiligen Extrema dar. Die erste Zeile zeigt die Flächenpressung des ungeschädigten Systems, diese ist symmetrisch und wird daher nur einmal abgebildet. In der zweiten Zeile werden die Ergebnisse des Lastfalls mit den zwei Erhebungen dargestellt (vgl. Abbildung 77). Durch die zwei erhabenen Futterbleche ist der Traganteil des übrigen Flansches nur sehr gering (keine Flächenpressung der übrigen Futterbleche, Verspannung mit hoher Steifigkeit). Lediglich an den nachgiebigsten Stellen des Flansches liegt ebenso eine Flächenpressung vor. Wird das System belastet, erfolgt eine verstärkte Umverteilung der Flächenpressungen. Ein vollflächiger Kontakt stellt sich trotz allem nicht ein. Die gemessenen Schraubenzusatzkräfte korrelieren mit der Flächenpressung. Es tritt lediglich eine Entlastung der Schrauben ein. Die in Abbildung 77 angesprochene verschobene neutrale Faser spiegelt sich dadurch wider, dass nur in diesem Bereich maximale Flächenpressungen vorliegen. Der Unterschied in der Dicke der Futterbleche liegt lediglich bei 0,15 mm. Die Verteilung der Kräfte, die durch den Höhenunterschied hervorgerufen wird, ist abhängig von der Steifigkeit der Flanschverbindung bzw. des Lastverformungsverhalten. In diesem Beispiel ist der Unterschied groß, denn bereits bei nahezu halber

Last von  $F_{\text{quer}}$  treten die gleichen Belastungen auf die maximal belasteten Schrauben auf. Im realen Anwendungsfall könnte die Last nicht ohne Weiteres reduziert werden, mit der Folge von unerwünschten Plastifizierungen und den sich daraus ergebenden Gefahren.



**Abbildung 79:** Flächenpressungsverteilung ermittelt mittels numerischer Berechnung beim Einsatz von Futterblechen und zwei möglichen Schadensszenarien; oben: Ausgangssituation, idealer Flanschkontakt; mittig: zwei markante Erhebungen; unten: fehlende Futterbleche

Fehlen einzelne Futterbleche, so ist die Auswirkung weniger gravierend. Jedoch kann aus solch einem Schaden bei anwachsendem Verlust der Futterbleche der zuvor erläuterte Fall eintreten. Die Flächenpressung ist deutlich homogener ver-

teilt. Im Übergang von fehlenden Futterblechen zu noch bestehenden Futterblechen tritt verstärkt ein Kantentragen mit hohen Flächenpressungen auf, wodurch Plastifizierungen begünstigt werden. Gerade im Bereich der Bauteile mit geringer Nachgiebigkeit ist die Auswirkung auf die Schraubenvorspannkraft sehr groß.

### **Fazit**

Der Prüfaufbau Windenergieanlage wird mit einer Querkraft belastet. Durch das entstehende Biegemoment sowie durch die Querkraft kommt es zur Überlagerung verschiedener Nichtlinearitäten, die sich auf das Tragverhalten der Ringflanschverbindung auswirken. Der Prüfaufbau weist eine hohe Steifigkeit auf, was die Zustandsüberwachung erschwert, da das Kraftverhältnis relativ klein ist. Dennoch lassen sich diverse Strukturschäden erkennen und nachweisen. Die Sensorschrauben weisen die dazu erforderliche Präzision auf. Partielles Klaffen verändert das Kraftverhältnis stark, dieser Aspekt wiederum legt eine Zustandsüberwachung nahe. Die Gründe hierfür sind unter anderem, dass das Verhältnis zwischen Nutzsignal und Messrauschen verbessert wird. Klaffen kann als Folge von Strukturschäden auftreten und somit als Auslösemechanismus fungieren.

Durch die aufgebrachte Sinusschwingung muss die Phasenlage beachtet werden, denn nicht alle Fehler lassen sich in jeder Belastungssituation detektieren. Risse zeigen beispielsweise ihren Einfluss nur, wenn sie unter einer Zugbelastung stehen. Die Amplitudenänderungen sind in diesem Fall klein, unter Laborbedingungen ist der Nachweis möglich. Im Feldeinsatz oder unter widrigen Bedingungen bleibt dies zu prüfen.

In Folge von Strukturschäden oder ungleichmäßiger Verteilung der Flächenpressung in der Trennfuge, kann sich das Lastverformungsverhalten einer Struktur gänzlich ändern und somit auch von den gedachten Verteilungen der Schraubenkräfte abweichen. Das führt zu individuellen und schwer kalkulierbaren Lastüberhöhungen. Dies kann durch Flanschimperfektionen sowie bei der Montage eingefügte bzw. fehlende Futterbleche entstehen. Es ist wichtig, den richtigen Schädigungsindikator sowie die richtige Auswerte- bzw. Darstellungsmethode zu finden, mit der die Schäden schnell und eindeutig ersichtlich werden. An dieser Stelle muss entschieden werden, welche Detektionstiefe erforderlich ist, denn diese Entscheidung beeinflusst die Wahl der Auswertestrategien. Der maximale Informationsgehalt liegt vor, wenn die Absolutwerte bzw. Differenzen erhalten bleiben. Die Auswertung über einen Referenzdatensatz, der den nicht

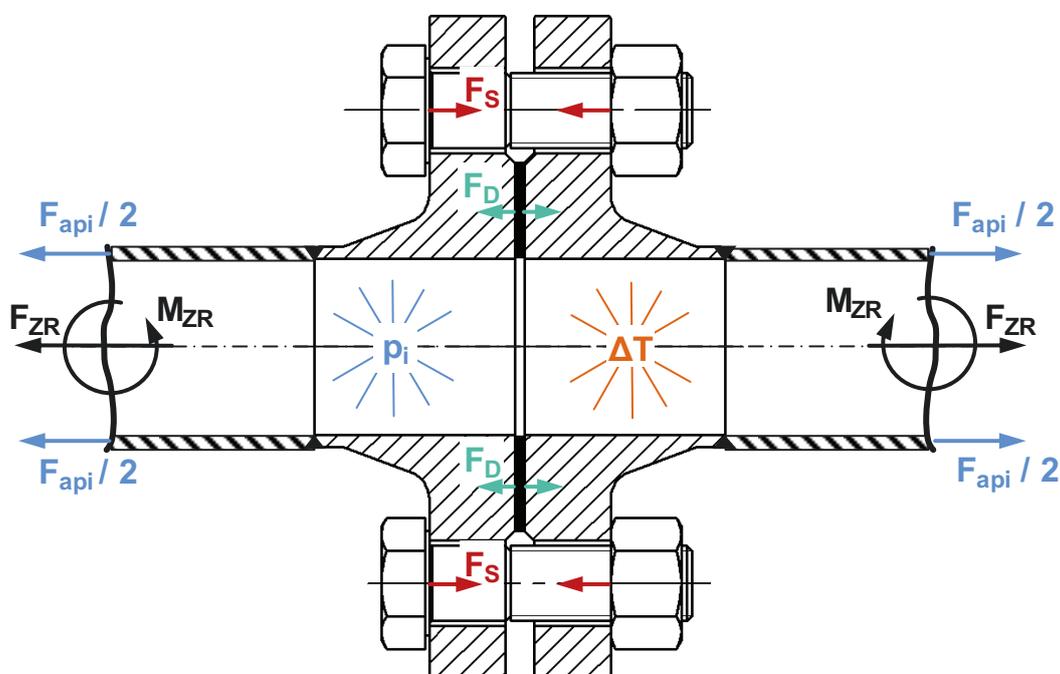
geschädigten Zustand der Anlage beinhaltet, ist meist unumgänglich, gerade wenn auch bereits sehr kleine Schädigungen lokalisiert werden müssen. Durch Messungenauigkeiten ist es wichtig, Referenzdatensätze abhängig von der Belastungsrichtung oder auch vom Montagezustand vorweisen zu können, denn es kann nicht immer von einer idealen Verteilung ausgegangen werden, wie sie die numerische Berechnung ausgibt. Sie dient als Ergänzung und zur Detailuntersuchung der Flächenpressungsverteilungen und der Ermittlung von Schraubenkräften.

Großer Nachteil der Windkraftanlagen sind die hohen Aufbau- und Instandhaltungskosten. Denen kann mit Laufzeitverlängerungen sowie der Reduzierung der Instandhaltungskosten und Vermindern der Ausfallzeiten entgegen gewirkt werden [209]. Die Zustandsüberwachung an einer Windenergieanlagen-Flanschverschraubung mittels BCM kann dazu dienen, Strukturschäden sowie Vorspannkraftverluste zu detektieren. Gerade im Hinblick auf die unterschiedlichen Lastverteilungen in Folge von Fertigungstoleranzen bzw. -einflüssen, ist eine Kontrolle der Belastungen auf die einzelnen Schrauben ein enormer Gewinn für die Betriebssicherheit einer Anlage. In [210] wird ebenfalls nachgewiesen, dass Imperfektionen einen maßgeblichen Einfluss auf das Tragverhalten haben und es wird besonders hervorgehoben, dass die rechnerische Auslegung nur für perfekte Geometrien bzw. Verbindungen gilt. Das kann zu den gezeigten Differenzen führen. Ergänzend sind die Inspektionskosten beispielsweise für Anlagen im Offshore-Bereich deutlich höher, zudem liegt die jährliche Zugänglichkeit je nach Standort bei wenigen Monaten [21]. Die Protokollierung der mittels BCM erfassten Messdaten gibt Auskunft über die Ermüdung, den Vorspannkraftverlust und ggf. Überlastungen der Schraubenverbindung. Für eine Laufzeitverlängerung bieten die Daten von Lastmesssystemen eine gute Grundlage für Gutachter über den Weiterbetrieb einer Anlage nach 20 Jahren zu entscheiden [211]. Die Überwachung muss kostengünstig und zweckmäßig sein [209]. Diese Perspektive bietet BCM. Zudem gewinnen Ringflanschverbindungen mit sehr großen Schrauben im Bereich der Verbindung zwischen Gründungspfahl und Turm (bisher Groutverbindung) bei Offshore-WEA immer mehr an Bedeutung [212].

#### **5.4.2.2 Progressives Schädigungsverhalten**

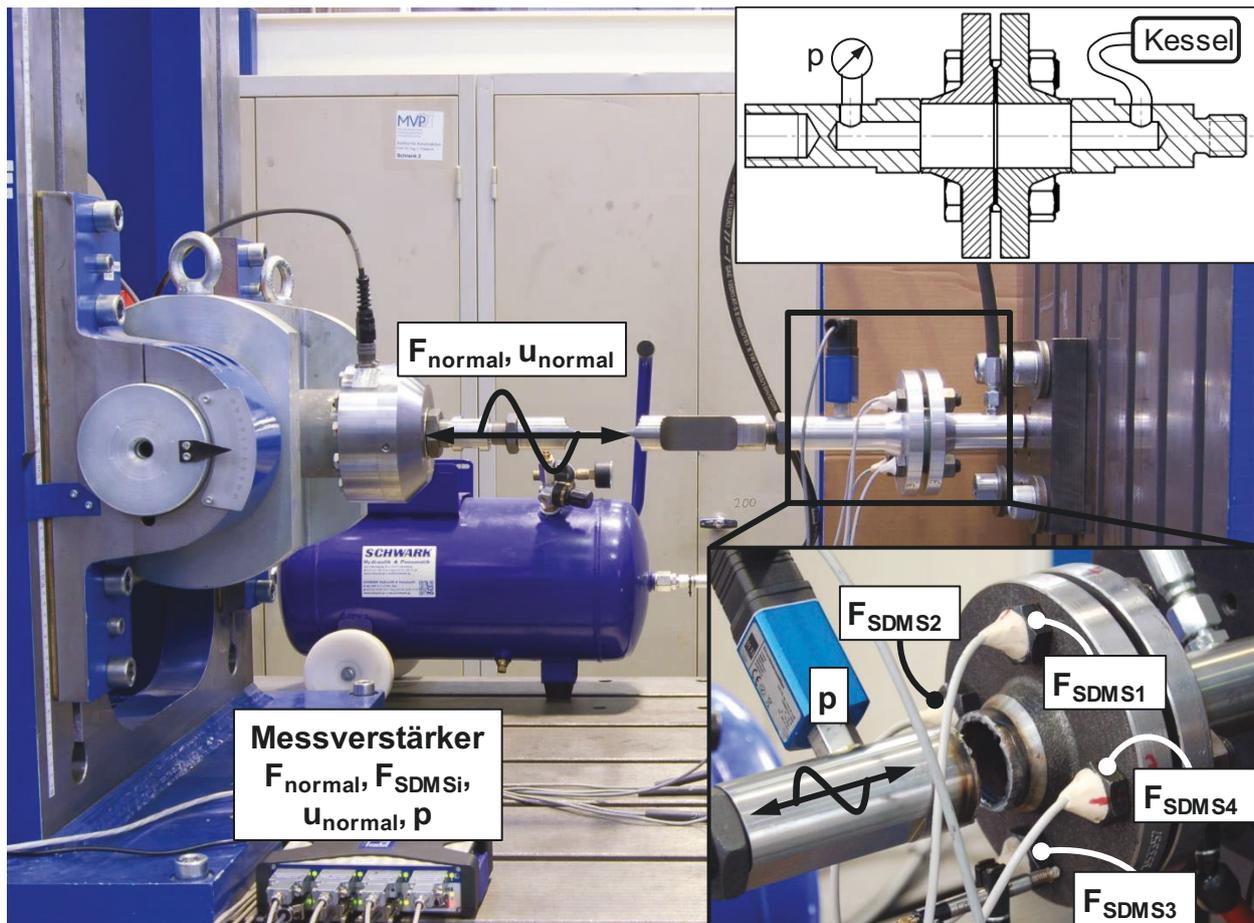
Rohrflanschverbindungen werden durch unterschiedliche Kenngrößen belastet. In [213] wird der Belastungsfall der Biegung untersucht, welche in Folge von Eigengewicht oder Windlasten auf die Verbindung wirken. Abbildung 80 veran-

schaulich in einer reduzierten schematischen Darstellung zusammengefasst mögliche Belastungen. Die Dichtung benötigt für ihre Dichtfunktion eine Mindestflächenpressung bzw. eine Dichtkraft  $F_D$ . Durch einen inneren Überdruck  $p_i$  entstehen Belastungen in axialer Richtung des Rohrs  $F_{api}$ . Aufgrund des Rohrleitungssystems können zusätzliche Kräfte  $F_{ZR}$  und Momente  $M_{ZR}$  auftreten. All diesen Kräften müssen die Schraubenkräfte  $F_S$  entgegenwirken bzw. diese kompensieren. Zudem können Einflüsse durch zeitliche und räumliche Temperaturunterschiede  $\Delta T$  auftreten. Sind die langzeitstabilen Schraubenkräfte inkl. Trennfugenentlastung im Betrieb nicht dauerhaft ausreichend hoch, wird das System undicht. Das führt zu den bereits erläuterten Folgen.



**Abbildung 80:** Schematische Darstellung der an einer Rohrflanschverbindung wirkenden Belastungen in Anlehnung an [99, 101]

Im folgenden Kapitel werden zwei Untersuchungsaspekte betrachtet: Zum einen das Tragverhalten bei unterschiedlichen Dichtungen und Flanschwerkstoffen, zum anderen die Ermittlung des progressiven Schädigungsverhaltens bei Strukturen am Beispiel von Flanschverbindungen unter zügiger schwingender Belastung. Den Prüfaufbau zeigt Abbildung 81.



**Abbildung 81:** Prüfaufbau für Tragverhalten und Rissdetektion bei Flanschverbindungen montiert auf Pulsationsprüfstand; Darstellung nach Versuch zur Rissdetektion und Bruch der Schweißnaht sowie Schnittdarstellung des Prüfkörpers

Die Flanschverbindung wird auf dem Pulsationsprüfstand getestet, vgl. Abbildung 64. Abbildung A17 zeigt eine schematische Zeichnung des Prüfkörpers. Für das Tragverhalten wird die Kraft  $F_{\text{normal}}$  durch den Hydraulikzylinder des Prüfstands aufgebracht. Die Prüfkraft wird rein schwellend eingestellt, also mit einem Lastverhältnis von  $R = 0$ . Die Schwingbreite wird von 0 kN auf 100 kN bei einer Frequenz von  $f = 0,5$  Hz gesteigert. Die Versuche zum Schädigungsverhalten werden mit einer Schwingbreite von 60 kN bei einer Frequenz von  $f = 15$  Hz durchgeführt. Als Sensorschrauben werden, wie bei den bereits vorgestellten Flanschversuchen, mit Bolzen-DMS applizierte Schrauben ISO 4017 – M16 x 50 – 5.6 [163] und Muttern nach ISO 4032 – M16 – 5 [168] mit einer Zielvorspannkraft von 33 kN verwendet. Für die Auswertung werden die Schraubenkräfte  $F_{\text{SDMS}i}$ , die Normalkraft  $F_{\text{normal}}$  sowie die zugehörige Verschiebung  $u_{\text{normal}}$  aufgezeichnet. Sofern der Bruch in der Schweißnaht bzw. im Bereich der Druckkam-

mer auftritt, kann zusätzlich der Druck  $p$  ausgewertet werden. Dazu ist das durch die Flanschverbindung bereitgestellte Volumen durch einen kleinen Druckluftkessel erweitert und mit einem Drucksensor versehen worden.

Durch die dynamische Belastung wird ein Schwingbruch initiiert. Der Schwingbruch ist eine der häufigsten Versagensursachen im Maschinenbau (vgl. Abbildung 13), er entsteht durch dynamische mechanische Beanspruchung und führt durch stetig ansteigende Spannung zum Rest-Gewaltbruch und Versagen der Struktur [214]. In der beschriebenen Darstellung ist eine Dichtung aus FA-Material eingesetzt. Es erfolgte der Bruch in der Schweißnaht. Im Rahmen der durchgeführten Versuche traten ebenfalls Brüche im rechts eingeschraubten Gewindezapfen auf. Eine Auswahl daraus wird später in diesem Kapitel erläutert.

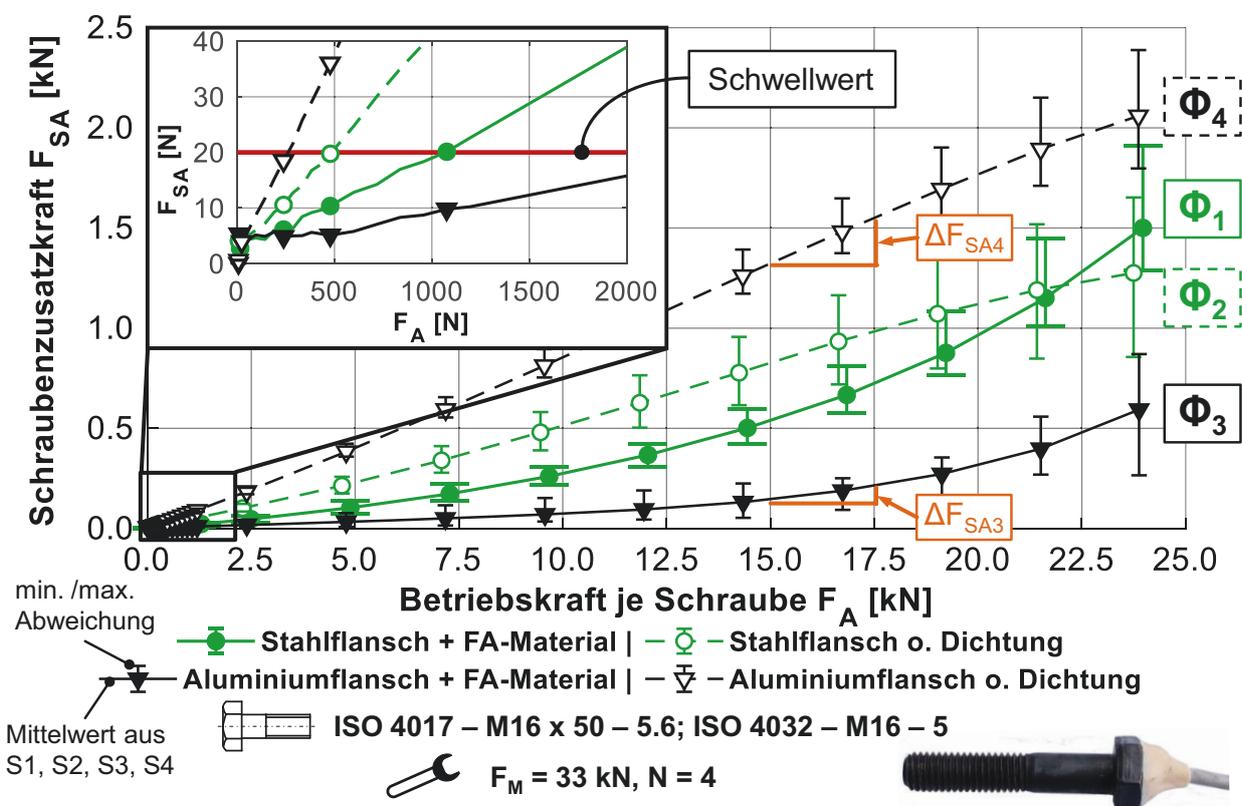
### Tragverhalten

Durch den Einsatz verschiedener Dichtungen (vgl. Tabelle 4) werden unterschiedliche Steifigkeiten der Verbindung herbeigeführt, zusätzlich werden bei gleicher Geometrie zwei unterschiedliche Werkstoffe, Stahl und Aluminium geprüft, um auch die Aspekte Leichtbau und Werkstoffsubstitution anzusprechen, vgl. Kapitel 5.1.2.

In Abbildung 82 ist die Schraubenzusatzkraft  $F_{SA}$  über der Betriebskraft je Schraube  $F_A$  aufgetragen. Dabei ist eine Kurve jeweils aus vier einzelnen Schrauben gemittelt. Die Fehlerbalken geben die min. und max. Abweichung wieder. Jede dargestellte Flanschkonstellation weist ein unterschiedliches, nicht konstantes Kraftverhältnis  $\Phi$  auf. Im Rahmen analytischer Betrachtungen wird dies häufig je nach Aufbau als konstant angenommen. Entgegen der Anschauung aus dem Verspannungsschaubild weist die nachgiebigste Verbindung (Aluminiumflansch inkl. Dichtung) die geringste Schraubenzusatzkraft sowie das niedrigste Kraftverhältnis auf.

Bei dem verwendeten Aufbau entstehen in Folge der Zugkraft zusätzliche Biegemomente auf die Schraube aufgrund der Stülperverformung des Flansches bzw. der Flanschblattneigung. Dies nimmt im Rahmen des Lastverformungsverhaltens starken Einfluss auf die Kräfteverteilung und die Belastung der einzelnen Schrauben. Die angesprochene Biegemomentempfindlichkeit ist bei der Bewertung der Ergebnisse ebenfalls zu berücksichtigen. Die Kurven der Versuche ohne Dichtung verlaufen meist linear bis degressiv, da es sich um eine tendenzi-

ell wenig nachgiebige Verbindung handelt, solange ausreichend Flächenpressung in der Trennfuge vorhanden ist. Bei Verwendung einer Dichtung zeigt sich ein progressiver Verlauf. Dies deutet auf ein Kantentragen hin, vgl. Abbildung 72. Auch bei quadratischen Flanschverschraubungen (ohne Dichtung) unter zügiger Beanspruchung stellt sich ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen Betriebskraft und Schraubenzusatzkraft ein [8]. Wie auch bei den vorangegangenen Versuchen ist bei der Anwendung von BCM das Lastverformungsverhalten der überwachten Struktur zu beachten.

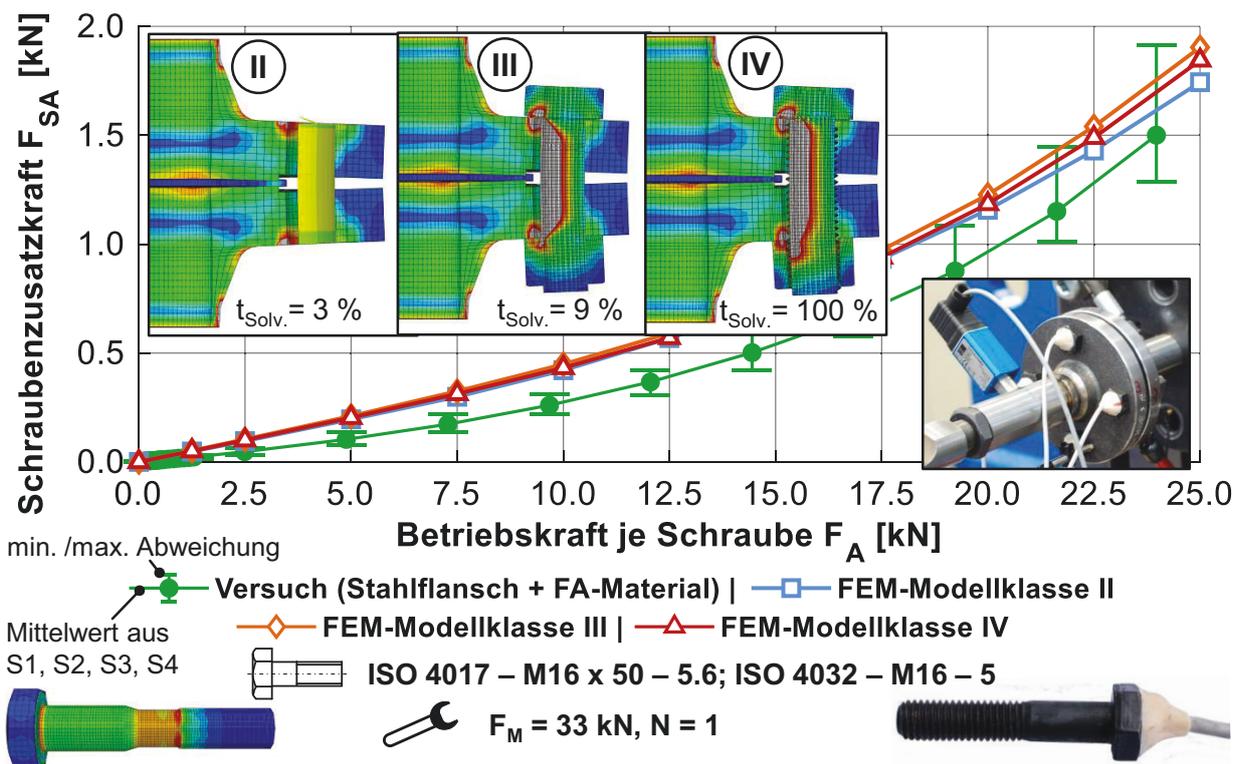


**Abbildung 82:** Vergleich von verschiedenen Flanschkonstellationen hinsichtlich Schwellwert zum Betreiben von BCM und die Entwicklung des Kraftverhältnisses bei steigender Betriebskraft

In der linken oberen Ecke ist der Anfangsbereich bei geringer Betriebskraft vergrößert dargestellt. Ab einem Schwellwert bzw. ab einer Schraubenzusatzkraft von ca. 20 N ist eine stabile Auswertung der Messsignale bei der vorliegenden Schraubenspezifikation möglich. Wird dies mit den vorherigen Aspekten des Kraftverhältnisses verknüpft, zeigt sich, dass der Schwellwert mit steigendem Kraftverhältnis früher erreicht wird und somit eine Messung bereits bei kleineren Betriebskräften möglich ist. Wie zuvor beschrieben, treten Biegemomente auf.

Diese können aufgrund der in Kapitel 4.4 ermittelten Biegemomentempfindlichkeit eine Auswertung bei niedrigen Kräften begünstigen. Für BCM ist ein großes Kraftverhältnis  $\Phi$  anzustreben. Das erzielt eine möglichst frühe Detektion bereits bei kleinen Betriebskräften. Zusätzlich ist die Schraubenzusatzkraft sensitiv gegenüber Änderungen der Betriebskraft, vgl. Steigungsdreiecke in Abbildung 82 ( $\Phi_4 \gg \Phi_3 \rightarrow \Delta F_{SA4} \gg \Delta F_{SA3}$ ).

Um das progressive Schädigungsverhalten möglichst schnell und wirtschaftlich mittels numerischer Berechnung voraussagen, ist der Grad der Schraubenmodellierung äußerst wichtig. Wie bereits in Kapitel 2.1.4 erläutert, stellt die VDI 2230 im Blatt 2 [12] verschiedene Modellklassen vor, anhand derer Schraubenverbindungen modelliert werden können. Einen Vergleich der Ergebnisse aus der numerischen Berechnung mit den Modellklassen II–IV und Messungen einer Stahlflanschverbindung mit Dichtung aus FA-Material zeigt Abbildung 83. Die Messung ist aus Abbildung 82 entnommen.

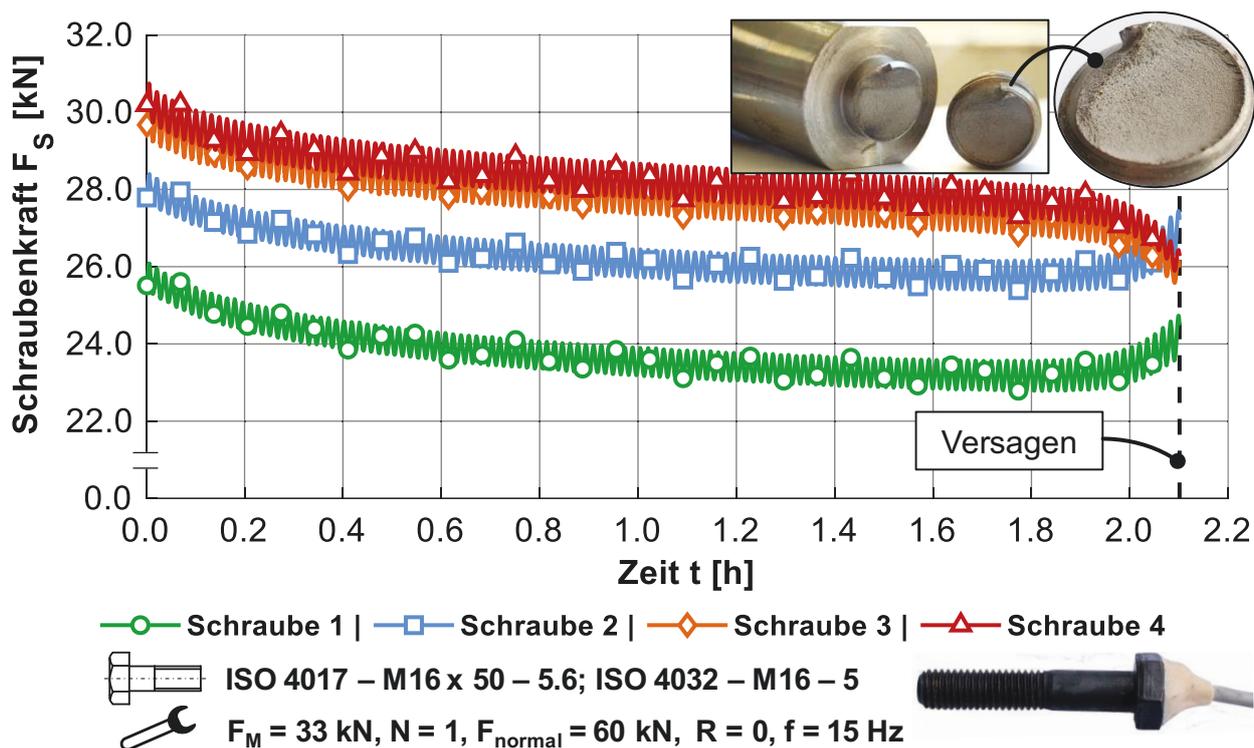


**Abbildung 83:** Vergleich der verschiedenen FEM-Modellklassen nach VDI 2230 [12] gegenüber der Messung; Bilder der numerischen Berechnung zeigen die vorherrschenden Verformungen bei wirkender zügiger Betriebskraft

Für die schnelle und wirtschaftliche Berechnung ist der Grad der Modellklasse wichtig, da die Berechnungszeiten des Solvers sehr unterschiedlich sind. Da in dieser Konstellation die Modellklasse auf die Ergebnisqualität nahezu keine Auswirkung hat und die Kurven beinahe deckungsgleich sind, kann mit einer niedrigen Modellklasse gearbeitet werden. Nach [116] ist eine detailgetreue Abbildung nur dann notwendig, wenn Interesse an örtlichen Beanspruchungen oder lokalen Verformungen besteht. Die Berechnungszeiten des Solvers  $t_{\text{Solv.}}$  sind jedoch stark unterschiedlich. Dies schlägt sich in der Wirtschaftlichkeit nieder. Zum einen in den Berechnungszeiten selbst und zum anderen wächst der Zeitverzug, bis auf das Berechnungsergebnis reagiert werden kann. Die Auswirkungen werden deutlicher je länger die Berechnungszeiten werden. Bei einer relativen Betrachtung der Berechnungszeiten und der Modellklasse IV als gewählter Basis ergeben sich die ermittelten prozentualen Verteilungen. Die Bewertung ist ausschließlich auf diesen Lastfall bezogen. Es liegt bei den Schrauben vorrangig eine Zugbelastung vor. Erfolgt eine vermehrte Querbelastung, die sogar zum selbsttätigen Losdrehen führen kann, und soll diese auch in der numerischen Berechnung betrachtet werden, muss die Wahl der Modellklasse entsprechend angepasst werden. Für diesen Lastfall einer unter Querkraft belasteten Schraubenverbindung muss die numerische Berechnung nach Modellklasse IV mit ausmodelliertem Gewinde und Gewindesteigung erfolgen [68]. Analog zum Vergleich der gemessenen Schraubenzusatzkräfte mit denen aus der idealen numerischen Berechnung in Tabelle 5 zeigen sich auch in diesem Fall Abweichungen. Die numerische Berechnung überschätzt die Schraubenbelastung. Hier tritt als weiterer Einflussparameter die Dichtung mit ihrem komplexen nichtlinearen Werkstoffverhalten hervor. Darüber hinaus sind alle verwendeten Werkstoffkennwerte nominell gewählt und es wurden keine Optimierungen in der Berechnung durchgeführt. Diese Aspekte in der numerischen Berechnung exakt abzubilden liegt nicht im Schwerpunkt dieser Arbeit.

### **Strukturschäden**

Der zweite Aspekt dieses Kapitels ist die Detektion von Rissen bzw. allgemein Strukturschädigungen im System, in Abbildung 84 sind beispielhaft die Messergebnisse aufgetragen.

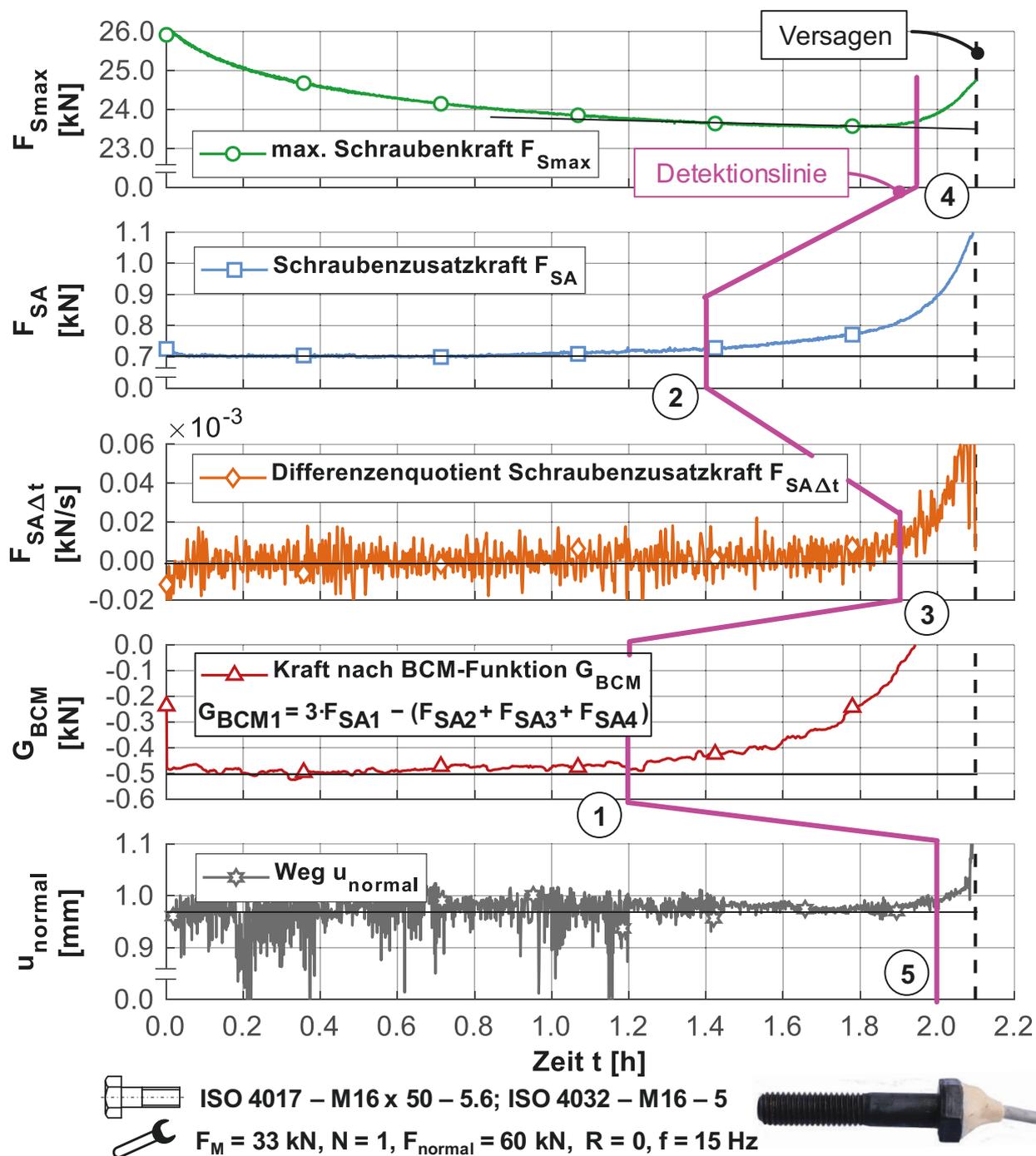


**Abbildung 84:** Rohdaten der Messung, Stahlflansch mit Dichtung aus PTFE; Bild der Bruchstelle: Zapfen des eingeschraubten Gewindes im Gegenlager

Eine Stahlflanschverbindung mit einer PTFE-Dichtung wurde bis zum Versagen der zuvor beschriebenen Last ausgesetzt. Der Bruch trat im Einschraubzapfen auf, vgl. Abbildung 81 oben rechts. Die Messdaten sind stark reduziert dargestellt. Durch die hohe Kriechneigung von PTFE entsteht eine Überlagerung von starker Vorspannkraftrelaxation und Schädigung durch Bruch. Durch die Vorspannkraftrelaxation sinkt die Mittelspannung der einzelnen Schrauben. Im Bereich ab ca. 1,8 Stunden steigt bzw. fällt die Mittelspannung. Weiterhin ändert sich die Schwingbreite der jeweiligen Sensorschrauben. Im Bereich von 2,1 Stunden tritt dann der Gewaltbruch bzw. das Versagen der Struktur ein.

Ziel des BCM ist es, einen auftretenden Schaden möglichst frühzeitig zu detektieren. Hierzu müssen ein oder mehrere Schädigungsindikatoren zur Bewertung herangezogen werden. Aufgrund von überlagerten Schädigungen (Vorspannkraftrelaxation und Bruch) wird die Detektion erschwert. Bei ausschließlicher Betrachtung der Vorspannkraft kann die Mittelspannung aufgrund der Relaxation der Dichtung sinken oder weil sich in Folge eines Risses die Schraubumgebung verändert hat. Wichtig ist es, ein Kriterium zu finden, welches eine eindeutige Schadensdetektion ermöglicht. In Abbildung 85 werden vergleichend für Schrau-

be 1 verschiedene Schädigungsindikatoren gegenüber gestellt, um den frühestmöglichen Detektionszeitpunkt zu bestimmen.



**Abbildung 85:** Vergleich verschiedener Schädigungsindikatoren sowie Kennzeichnung des jeweiligen Detektionszeitpunktes durch die Detektionslinie mit Rangfolge in eingekreisten Nummern, Auswertung exemplarisch an Schraube 1, Stahlflansch mit Dichtung aus PTFE, Ergebnisse aus Abbildung 84

Das Diagramm zeigt fünf mögliche Schädigungsindikatoren: die maximale Schraubenkraft  $F_{S_{max}}$ , die Schraubenzusatzkraft  $F_{SA}$ , der Differenzenquotient der Schraubenzusatzkraft  $F_{SA\Delta t}$ , die Kraft nach BCM-Funktion  $G_{BCM}$  sowie den Weg  $u_{normal}$ . Durch die Detektionslinie wird der Zeitpunkt für die Schädigungsdetektion je Schädigungsindikator markiert. Zur Festlegung dieses Zeitpunktes wurde eine Ausgleichsgerade über die Kurve des jeweiligen Schädigungsindikators gelegt und bestimmt, ab wann eine Abweichung zu erkennen ist. Dieses Verfahren ist subjektiv und lässt sich durch die Auflösung bzw. Skalierung der Ordinate des Diagramms beeinflussen, vgl. Abbildung 88.

Der erste Schädigungsindikator ist die maximale Schraubenkraft  $F_{S_{max}}$ , sie steht an vierter Stelle bezogen auf den Detektionszeitpunkt. Sie wird durch Vorspannkraftrelaxation bzw. allgemein durch die Mittelspannung der Schraube und die Schraubenzusatzkraft beeinflusst. Die Überlagerung bzw. Abhängigkeit verschiebt den Detektionszeitpunkt näher zum Versagen hin und wirkt sich somit ungünstig aus. Die maximale Schraubenkraft bzw. die Vorspannkraft oder bei dynamischer Belastung die Mittelspannung eignet sich unter anderem zur Überwachung der Vorspannkraftrelaxation, siehe Kapitel 5.1.

Die Schraubenzusatzkraft  $F_{SA}$  wird als zweiter Schädigungsindikator herangezogen. Sie ist unabhängig von der Mittelspannung, sofern kein Klaffen auftritt und spiegelt nur die von außen auf die Struktur aufgebrachte Betriebskraft wider. Das zeigt der waagerechte Verlauf der Kurve im Bereich von 0 bis 1,4 Stunden, es ist keine Auswirkung, aufgrund der Vorspannkraftrelaxation, zu erkennen. Der Detektionszeitpunkt liegt daher auf Rang zwei.

Der dritte Schädigungsindikator ist der Differenzenquotient der Schraubenzusatzkraft nach der Zeit  $F_{SA\Delta t}$  um die Änderungsrate zu betrachten. Aufgrund von Messrauschen und der steigenden Empfindlichkeit bei der Ableitung gegenüber Fehlern wird die Festlegung des Detektionszeitpunktes erschwert. Aus diesen Gründen kann nur Rang drei erreicht werden.

Die BCM-Funktion  $G_{BCM}$  wird als vierter Schädigungsindikator betrachtet. Sie nutzt als Eingangskriterium die Schraubenzusatzkräfte  $F_{SA}$  aller Sensorschrauben, die im betrachteten Kraftfluss liegen. Diese werden nach folgendem Prinzip verrechnet:

$$G_{BCM1} = 3 \cdot F_{SA1} - (F_{SA2} + F_{SA3} + F_{SA4}) \quad \text{Gl. (3)}$$

$$G_{BCM2} = 3 \cdot F_{SA2} - (F_{SA1} + F_{SA3} + F_{SA4}) \quad \text{Gl. (4)}$$

$$G_{BCM3} = 3 \cdot F_{SA3} - (F_{SA1} + F_{SA2} + F_{SA4}) \quad \text{Gl. (5)}$$

$$G_{BCM4} = 3 \cdot F_{SA4} - (F_{SA1} + F_{SA2} + F_{SA3}) \quad \text{Gl. (6)}$$

mit:

$G_{BCM_i}$             i-ter Funktionswert nach BCM-Funktion

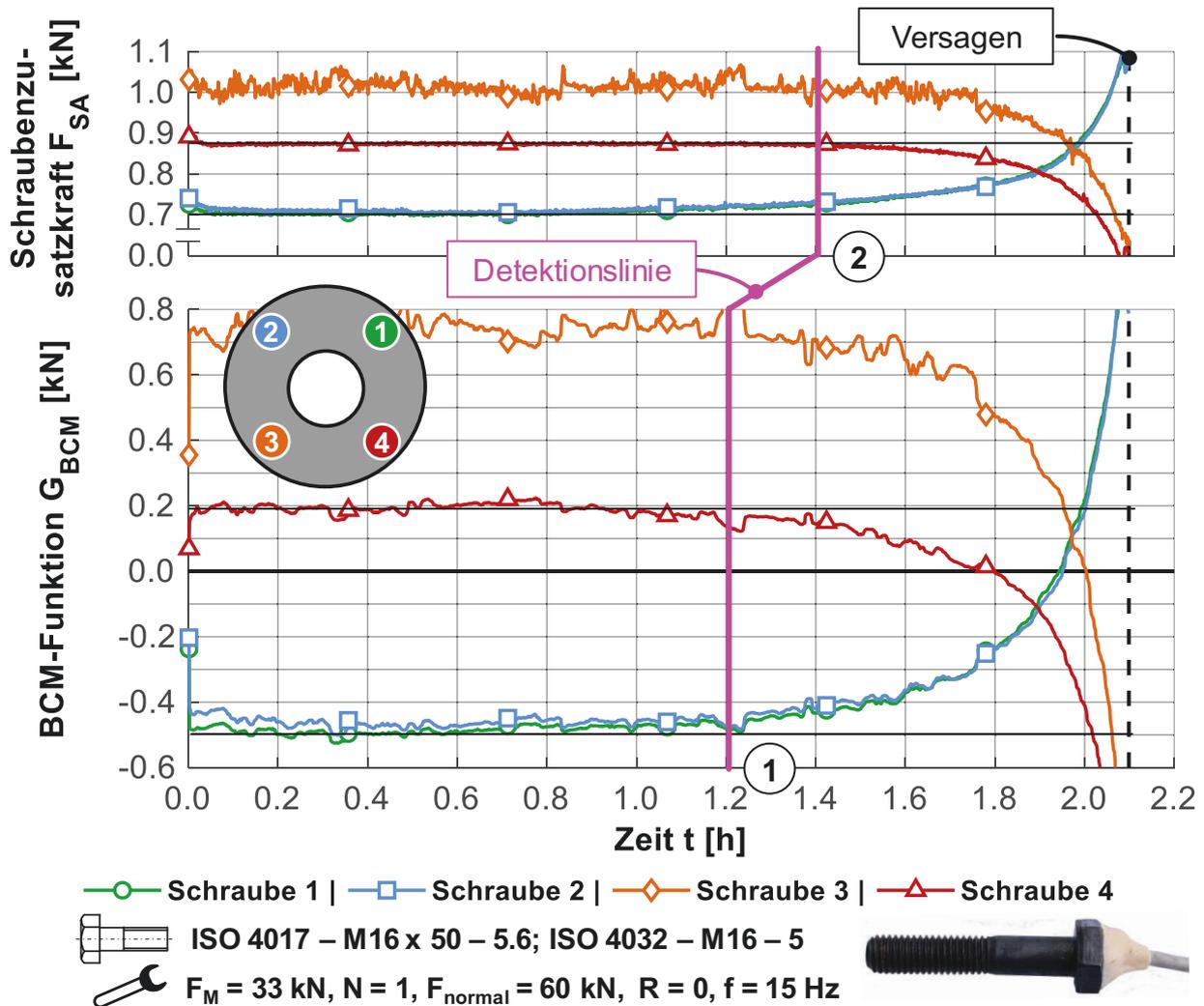
$F_{SA_i}$             i-te Schraubenzusatzkraft

Da das dritte Newtonsche Gesetz gilt, müssen die Reaktionskräfte in der Summe wieder gleich sein. Wird also eine Schraube geringer belastet, muss eine andere mehr tragen. Deshalb werden mit Hilfe der in dieser Arbeit entwickelten BCM-Funktion kleine Änderungen verstärkt und ein früherer Detektionszeitpunkt ermöglicht. Das ermöglicht Rang eins im Rating der Schadensvorhersage bei diesem System. Nachteilig ist bei dieser Methode, dass durch ein stärker rauschendes Messsignal eine Beeinflussung innerhalb des Schädigungsindikators vorliegt; vgl. Abbildung 86. Positiv ist hervorzuheben, dass das System sensitiv gegenüber Strukturschäden ist, da die Änderungen verstärkt werden.

Als fünfter und letzter Schädigungsindikator wird der Weg  $u_{normal}$  betrachtet, welcher sich ebenfalls ändert, da der Versuch kraftgeregelt ist. Er ist unabhängig von den Schraubenkräften. Durch das trotz Dichtung relativ steife System sind die Verschiebungen klein. Änderungen sind somit nur schwer zu detektieren, daher kann nur der letzte Rang erreicht werden.

Weiterhin wurde der Prüfdruck mit aufgezeichnet. Im betrachteten Fall ist der Schaden jedoch außerhalb der Druckkammer, sodass eine Detektion der Schädigung durch den Prüfdruck nicht möglich ist. Daher wird er nicht ausgewertet und als Diagramm dargestellt. Durch BCM ist es jedoch möglich, Defekte innerhalb und außerhalb der Druckkammer zu detektieren.

Nachdem der Schaden im ersten Schritt durch die richtig gewählte Methode zeitlich detektiert ist, kann im zweiten Schritt die Schadenslokalisierung erfolgen. Dazu sind in Abbildung 86 alle Schrauben der in Abbildung 84 bzw. Abbildung 85 untersuchten Flanschverbindung abgebildet.

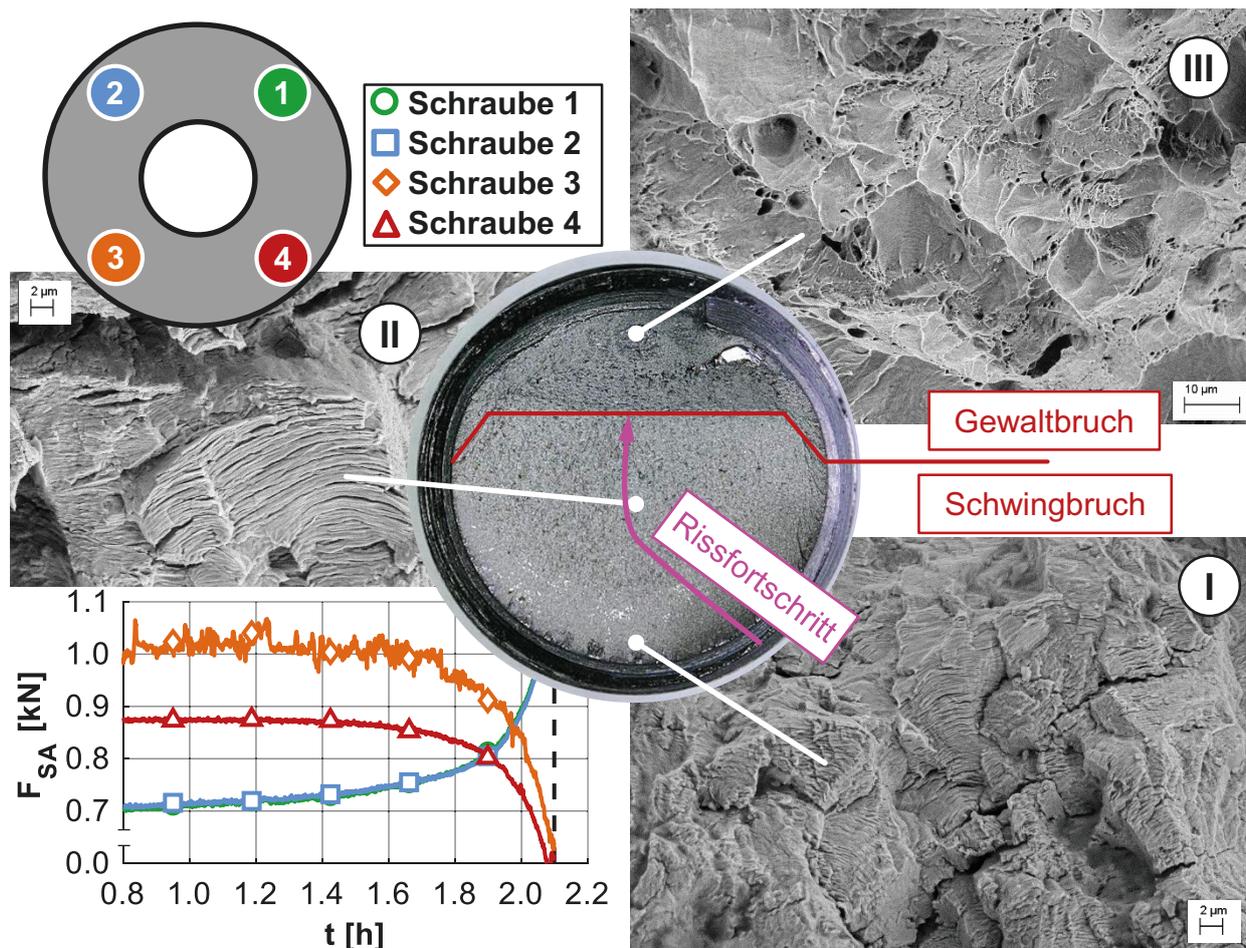


**Abbildung 86:** Vergleich der Schädigungsindikatoren Schraubenzusatzkraft und BCM-Funktion mit Darstellung aller im Kraftfluss liegenden Sensor-schrauben sowie Kennzeichnung des jeweiligen Detektionszeitpunktes durch die Detektionslinie mit Rangfolge in eingekreisten Nummern, Stahlflansch mit Dichtung aus PTFE

In der Abbildung 86 sind nochmals die Ergebnisse der zwei relevantesten Schädigungsindikatoren Schraubenzusatzkraft  $F_{SA}$  und BCM-Funktion  $G_{BCM}$  aus Abbildung 85 abgebildet, in diesem Fall jedoch für alle vier Schrauben (Schraube 1+2 verlaufen nahezu deckungsgleich). Zur Orientierung ist wieder die Detektionslinie eingezeichnet. In der vergleichenden Darstellung wird deutlich, dass sich

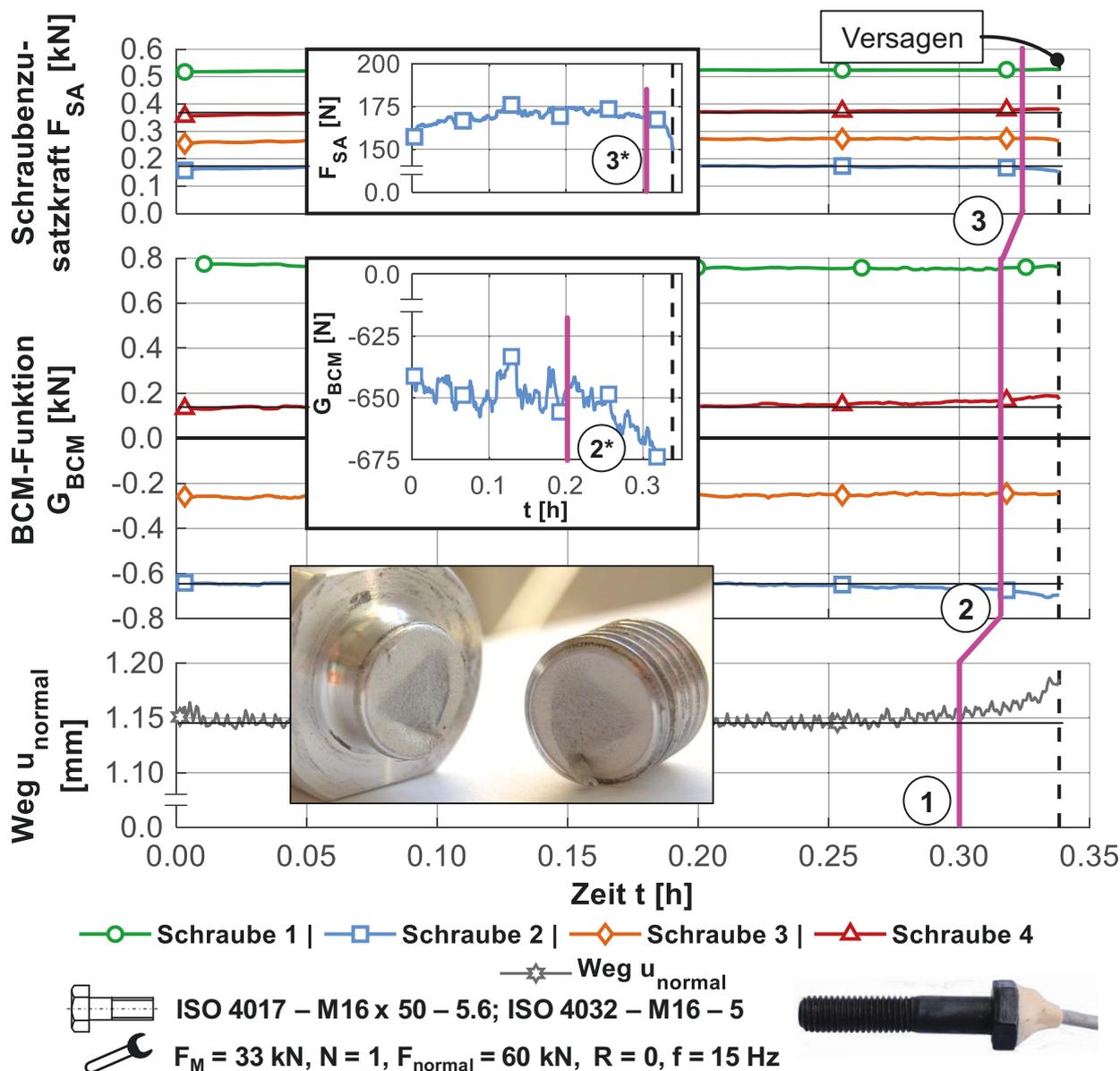
alle Schraubenzusatzkräfte im System aufgrund des Strukturschadens ändern. Die Kurve teilt sich zeitlich in drei Bereiche: den Zustand ohne Schädigung (ggf. Mikrorissausbreitung)  $F_{SA}$  ist konstant, die stabile Rissausbreitung, bei der kleine Änderungen von  $F_{SA}$  auftreten und abschließend die instabile Rissausbreitung,  $F_{SA}$  wächst deutlich schneller an. Zur Lokalisation ist es verständlicher, die Schraubenzusatzkräfte zu betrachten, wobei die BCM-Funktion den früheren Detektionszeitpunkt aufweist. Der Riss startet in der näheren Umgebung von Schraube 4, die BCM-Funktion zeigt an dieser Position zeitlich die erste Auffälligkeit und die Schraubenzusatzkraft fällt dort als erstes ab. Anschließend erfolgt ein Risswachstum in Richtung Schraube 3. Der Riss wächst weiter in Richtung der Schrauben 1 und 2, bis es zum Rest-Gewaltbruch und Versagen führt. Bei den Schrauben 3 und 4 vermindert sich die Schwingbreite mit zunehmender Belastungszeit bzw. der Anzahl an Schwingspielen. Schraube 1 und 2 erfahren jedoch eine Mehrbelastung. Das deutet darauf hin, dass durch die verminderte Steifigkeit in Folge eines Risses die Schrauben 3 und 4 nicht mehr so stark belastet werden. Das muss durch die beiden anderen Schrauben kompensiert werden. Zur Verifikation dieser Annahmen sind in Abbildung 87 Untersuchungen der Bruchfläche gezeigt.

Bei makroskopischer Betrachtung zeigt sich, ausgehend von der aufgebrachten Zug-Belastung und dem Bruch im Gewindegrund, das Bruchbild bei einem scharfen Kerb und niedriger Nennspannung, vgl. [180]. Der Zapfen ist aus einem ferritischen Baustahl und wurde mit einem Rasterelektronenmikroskop untersucht, wodurch die Schwingstreifen sichtbar wurden. Die fraktographische Beurteilung erfolgte anhand von [214]. In Bild I sind die Schwingstreifen sehr klein und der Abstand zwischen ihnen ebenfalls. Daraus folgt, dass dort pro Schwingspiel der Riss nur sehr wenig gewachsen ist. In Bild II sind die Schwingstreifen deutlich größer, daher muss der Riss in diesem Bereich bereits deutlich fortgeschrittener sein (der tragende Querschnitt wird vermindert und die Beanspruchung steigt). Die ersten beiden Bilder zeigen einen Schwingbruch, in Bild III ist der zum Schaden führende Rest-Gewaltbruch abgebildet. Der anhand von Rasterelektronenmikroskopaufnahmen beschriebene Rissfortschritt bestätigt die getroffenen Annahmen aus den Daten der Sensorschrauben. Das belegt, dass durch BCM mindestens die ersten beiden Schadensidentifikationsebenen, vgl. Abbildung 20, erreicht werden können.



**Abbildung 87:** Nachweis der Übereinstimmung des detektierten Rissfortschritts anhand von Rasterelektronenmikroskopaufnahmen; Makroskopische Aufnahme der Bruchfläche; Liniendiagramm der Schraubenzusatzkraft  $F_{SA}$

Am Beispiel des Aluminiumflansches sollen die Einsatzgrenzen bzw. Schwierigkeiten beim BCM aufgezeigt werden. Abbildung 88 zeigt die Ergebnisse bei dynamischer Belastung des Gesamtsystems aus Aluminiumflansch und einer Dichtung aus FA-Material. Die Belastung der Verbindung ist konstant gegenüber der Stahlflanschverbindung. Der Abgleich der Festigkeiten zwischen den Werkstoffen erfolgte bereits in Kapitel 5.1.2.



**Abbildung 88:** Vergleich der Schädigungsindikatoren aller im Kraftfluss liegenden Sensorschrauben sowie Kennzeichnung des jeweiligen Detektionszeitpunktes durch die Detektionslinie mit Rangfolge in eingekreisten Nummern, Aluminiumflansch mit Dichtung aus FA-Material; Bild der Bruchstelle: Zapfen des eingeschraubten Gewindes im Gegenlager

Das Versagen trat wie beim vorher erläuterten Beispiel ebenfalls im Zapfen auf. Makroskopisch zeigt sich, dass nicht nur ein Riss zum Versagen der Struktur geführt hat, sondern drei Risse, die von außen auf das Zentrum zulaufen. Aufgrund dieses Schädigungsmechanismus tritt keine oder nur wenig Veränderung in der Belastungssymmetrie auf. Dieser Sachverhalt ist ungünstig für BCM, zudem wird die Detektion durch die geringe Schraubenzusatzkraft erschwert (vgl. Abbildung 82).

Die Schraubenzusatzkraft  $F_{SA}$  kann hier nur den letzten Rang erreichen, da auch hier das geringe Kraftverhältnis seinen Einfluss stark geltend macht. Exemplarisch ist das Signal der Schraube 2 in Abbildung 88 vergrößert dargestellt. Die Sensorschraube weist die verhältnismäßig größten Änderungen in diesem Kollektiv auf. Durch die Vergrößerung des Ordinatenabschnitts soll der Einfluss der Skalierung eliminiert werden. Ein wesentlicher Vorteil durch die geänderte Auflösung hin zu einer früheren Detektion (von 3: 0,33 h zu 3\*: 0,3 h) ist allerdings nicht zu verzeichnen.

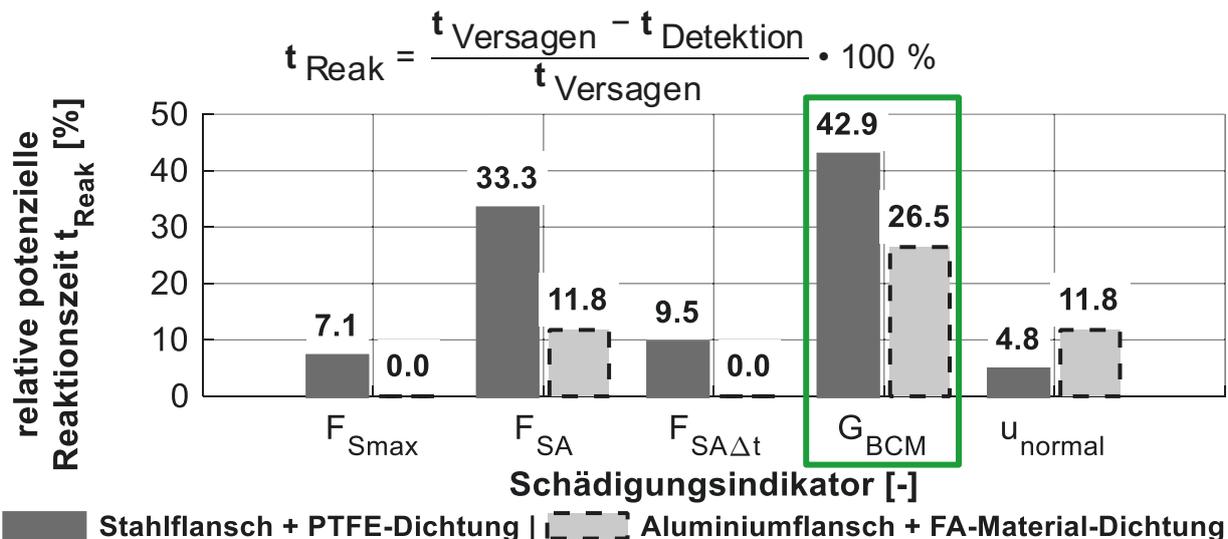
Durch die eingeführte BCM-Funktion  $G_{BCM}$  ist eine Detektion des Schadens anhand der Kräfte im Vergleich zur Schraubenzusatzkraft frühzeitiger möglich. Da im vorliegenden Fall die Änderungen sehr klein sind, wurde das Signal von Schraube 2 vergrößert dargestellt, um ebenfalls den Skalierungseinfluss zu eliminieren. Durch die geänderte Darstellung kann der Detektionszeitpunkt positiv beeinflusst werden (von 2: 0,32 h zu 2\*: 0,2 h). Es wird ebenfalls deutlich, dass trotz weniger verrauschter Schraubensignale die BCM-Funktion stärker streut, was eine Verstärkung des Fehlers verursacht. Der Vorteil einer frühzeitigeren Schadensdetektion überwiegt diesen Effekt.

Die Auswertung nach dem Weg  $u_{normal}$  liefert in der globalen Betrachtung das beste Ergebnis. Aufgrund der Werkstoffsubstitution wird die Dehnung bei gleicher Kraft etwa verdreifacht. Dieser Sachverhalt begünstigt die Auswertung nach diesem Kriterium.

Zusammenfassend sind in Abbildung 89 die Schädigungsindikatoren für das progressive Schädigungsverhalten gegenübergestellt. Aufgetragen ist die relative potenzielle Reaktionszeit  $t_{Reak}$ , die nach der Detektion der Schädigung durch den jeweiligen Schädigungsindikator verbleibt, bis das Versagen eintritt. Je früher Maßnahmen eingeleitet werden können, desto geringer sind die zu erwartenden Schäden und Ausfälle. Die Bewertung erfolgte anhand der vorgestellten Versuche. Um den Skalierungseinfluss gering zu halten erfolgt für den Aluminiumflansch ebenfalls eine grafische Auswertung in Abbildung A18, analog zur Stahlflanschverbindung, vgl. Abbildung 85.

Das Säulendiagramm verdeutlicht, dass die Schädigungsindikatoren maximale Schraubenzusatzkraft  $F_{Smax}$  sowie der Differenzenquotient der Schraubenzusatzkraft  $F_{SA\Delta t}$  bei der Aluminiumflanschverbindung keine Reaktionszeit bis zum Versagen ermöglichen, bei der Stahlflanschverbindung werden ebenfalls nur geringe Reaktionszeiten erreicht.

Der Weg  $u_{\text{normal}}$  ist bei der Aluminiumflanschverbindung aufgrund des niedrigeren Elastizitätsmoduls des Werkstoffes im Vorteil und kann ca. die doppelte relative Reaktionszeit erreichen, gegenüber der Stahlflanschverbindung. Er zeigt zudem den Vorteil der Überwachung des Gesamtsystems, jedoch sind die Auslenkungen stark von der Bauteilsteifigkeit abhängig und die Änderungen sind meist klein.



**Abbildung 89:** Relative potenzielle Reaktionszeit der vorgestellten Schädigungsindikatoren bei progressivem Schädigungsverhalten

Die Schraubenzusatzkraft  $F_{S_A}$  ist direkt mit der Betriebskraft gekoppelt und ihre Verteilung ist abhängig von der Struktursteifigkeit sowie der direkten Schraubenumgebung, welche sich in Folge von Schädigungen ändert. Dadurch kann in beiden Prüfsituationen ein Zeitfenster zum Einleiten von Maßnahmen erreicht werden.

Werden die einzelnen Schraubenzusatzkräfte untereinander verrechnet, wie mit der BCM-Funktion  $G_{\text{BCM}}$ , so werden die Änderungen verstärkt, und eine zeitlich frühere Detektion der Schädigung ist möglich. Die BCM-Funktion erreicht in beiden Versuchen die größte verbleibende Reaktionszeit und ist daher für das progressive Schädigungsverhalten zu favorisieren.

Die Versuchszeiträume bis zum Versagen der in diesem Kapitel vorgestellten Systeme sind im Vergleich zu Maschinen im industriellen Umfeld relativ kurz. Bei weiteren hier nicht dargestellten Versuchen, bei denen in Folge geringerer Last das Versagen deutlich später auftrat, erhöhte sich der Berechnungsaufwand für

die Schädigungsindikatoren deutlich. Als Alternative kann eine Auswertung zu definierten Zeitpunkten erfolgen. Das ist ausreichend bei Trendanalysen, zum Beispiel für die zustandsorientierte Instandhaltung. Sensordaten in Echtzeit zu erfassen und auszuwerten ist jedoch überall dort erforderlich, wo Schutzmaßnahmen im Fokus stehen, das kann beispielsweise ein plötzlicher Gewaltbruch durch Überlast sein [215]. Werden eher statische Versuche durchgeführt, kann mit unterschiedlichen Abtastraten gearbeitet werden [52], da die Änderungen über die Zeit meist langsamer bzw. kleiner werden. Generell ist anhand des konkreten Anwendungsfalls über Echtzeiterfassung, Abtastrate und Auswertezeitpunkt zu entscheiden.

Bei dem vorliegenden Flansch sind vier Schrauben erforderlich, um die Funktionssicherheit zu gewährleisten. Die bisherigen Versuche haben gezeigt, dass eine Detektion sowie Lokalisation des Schadens möglich ist. Als nächstes stellt sich die Frage, wie viele Schrauben überwacht werden müssen, um welche Schäden zu sehen. Wie auch in den vorangegangenen Kapiteln kann keine eindeutige Aussage getroffen werden, da sehr viele Parameter darauf Einfluss nehmen. Zu nennen sind hier Steifigkeit, Kraftverhältnis, Anregung, Schraubfall, Kosten usw. Es muss also eine individuelle Festlegung getroffen werden. Die numerische Berechnung oder auch Erfahrung können hier die nötigen Informationen liefern.

## **Fazit**

Die Versuche im Rahmen des Tragverhaltens haben gezeigt, dass durch geänderte Steifigkeiten (unterschiedliche Werkstoffe und Dichtungen) ein nichtkonstantes Kraftverhältnis zu beachten ist. Dieses Verhalten beeinflusst den Zeitpunkt, ab welcher Kraftänderung der Einsatz von BCM möglich ist, daher ist ein möglichst großes Kraftverhältnis anzustreben. Gerade solche Schraubfälle sind durch hohe Schwingbreiten besonders von Ausfall gefährdet. Für die Vorausberechnung von Schädigungen und dem Strukturverhalten mittels der numerischen Berechnung ist es wirtschaftlich sinnvoll, mit der Modellklasse II zu arbeiten.

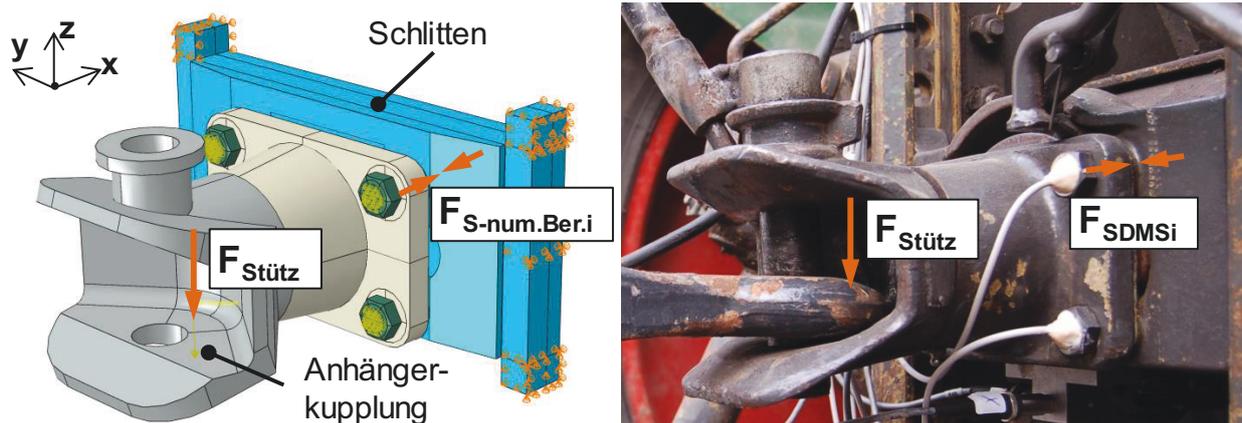
Im Rahmen der Versuche zum progressiven Schädigungsverhalten zeigt sich, dass je nach verwendetem Schädigungsindikator, der Zeitpunkt der Schadensdetektion unterschiedlich ist. Das BCM strebt eine frühestmögliche Schadensdetektion an. Um dies zu erreichen, ist ein geeigneter Schädigungsindikator zu wählen. Die besten Ergebnisse wurden mit der Schraubenzusatzkraft und der

BCM-Funktion erreicht. Im Anschluss daran erfolgt die Lokalisation des Schadens. Durch die Sensorschrauben kann die Rissausbreitungsrichtung nachgewiesen bzw. zum Zeitpunkt der Schadensdetektion der Ort der Schädigung bestimmt werden. Durch die BCM-Funktion wird eine Abweichung vom Normalzustand schneller und deutlicher hervorgehoben, leider können auch Fehler durch dieses Verfahren verstärkt werden. Es ist auf eine gute Signalqualität zu achten, damit die Vorteile des Verfahrens genutzt werden können.

## 5.5 Betriebslastverhalten

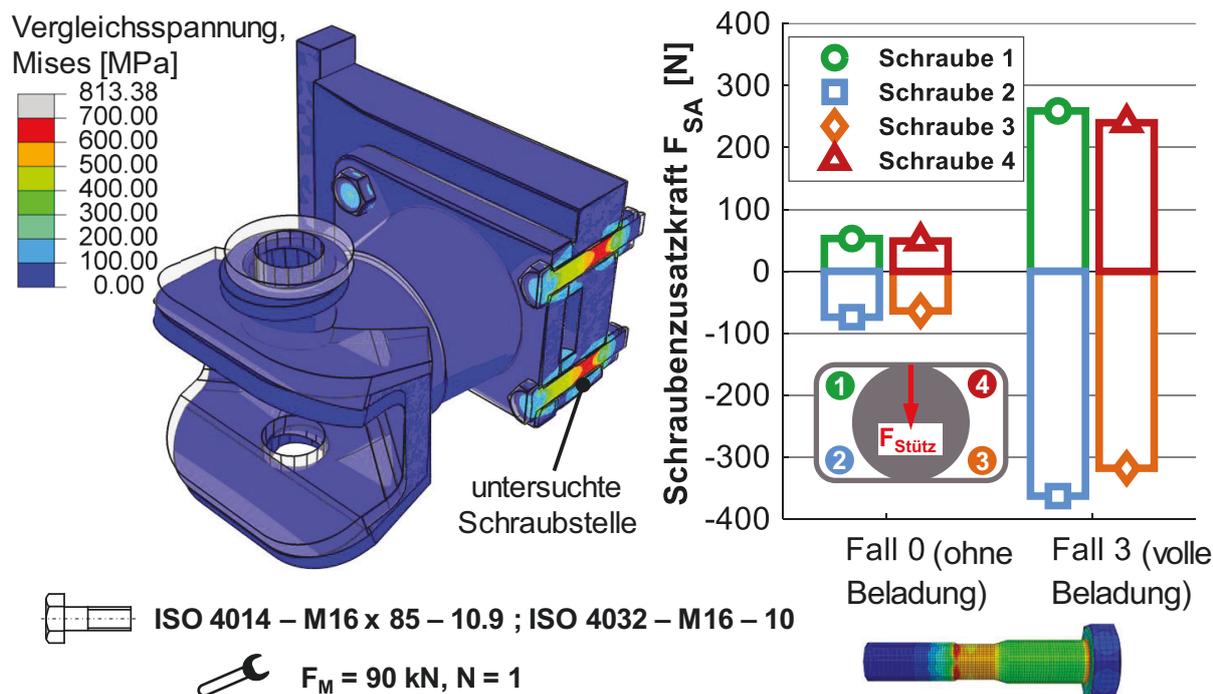
Alle bislang durchgeführten Versuche fanden unter Laborbedingungen statt. Im industriellen Umfeld sind die Systeme jedoch deutlich rauerer Umgebungsbedingungen ausgesetzt. Hierzu zählen unter anderem mechanische Schwingungen sowie elektrische Störeinflüsse. Weiterhin erfolgte die Anregung bzw. Belastung der untersuchten Strukturen bislang nur periodisch und mit bekannten Parametern. Dies kann im späteren Einsatz zutreffend sein, jedoch ist häufig auch mit stochastischen Anregungen zu rechnen. Diese veränderten Umgebungs- und Betriebsbedingungen sind mit dem Feldversuch „Befestigungsverschraubung einer Traktoranhängerkupplung“ untersucht worden.

Eine Anhängerkupplung dient dazu, ein Zugfahrzeug, in diesem Fall einen Traktor, mit einem Anhänger lösbar zu verbinden. Dazu stehen verschiedene Bauformen von Anhängerkupplungen zu Verfügung. Im Nutzfahrzeugsbereich ist die Bolzenkupplung, z.B. nach DIN 11028 [216], noch immer stark vertreten und wird daher im Folgenden betrachtet. Die untersuchte Schraubstelle verbindet die eigentliche Anhängerkupplung mit einem Schlitten, der die individuelle Höheneinstellung der Anhängerkupplung ermöglicht. Da das System eine hohe Steifigkeit besitzt, war es fraglich, ob und inwieweit Änderungen der äußeren Kräfte in den Schrauben überhaupt gemessen werden können. Damit dieser Sachverhalt bewertet werden kann, ist ein vereinfachtes Modell für die numerische Berechnung erstellt worden, um dadurch die Größenordnung der Schraubenzusatzkräfte zu erhalten, siehe Abbildung 90.



**Abbildung 90:** Darstellung des Modells der numerischen Berechnung und des realen Versuchsaufbaus jeweils mit den für die Schraubenverbindung relevanten Größen; links: Modell in der numerischen Berechnung; rechts: realer Versuchsaufbau

Der Schlitten ist in allen Raumrichtungen entsprechend dem realen Aufbau fixiert. Verformungen, wie sie die Schlittenführung zulässt, sind möglich. Durch Mikrostrukturaufnahmen der einzelnen verschraubten Bauteile konnte festgestellt werden, dass der Schlitten aus Gusseisen mit Kugelgraphit besteht, alle weiteren Bauteile aus Stahllegierungen. In der numerischen Berechnung ist diesem Bauteil ein geringerer Elastizitätsmodul von 175 GPa im Vergleich zu Stahl (210 GPa) zugewiesen. Als Belastung auf die Anhängerkupplung wurde ausschließlich die zu erwartende Stützlast verwendet, da diese analytisch erfasst werden konnte. Abbildung 91 zeigt die Ergebnisse der numerischen Berechnung.



**Abbildung 91:** Voruntersuchung zum Feldversuch „Befestigungsverschraubung einer Traktoranhängerkupplung“; links: numerische Berechnung der Anhängerkupplung unter Stützlastbelastung; rechts: Säulendiagramm mit den aus der numerischen Berechnung ermittelten Schraubenzusatzkräften für die zwei betrachteten Fälle 0 und 3, vgl. Tabelle 6

In der linken Bildhälfte ist die numerische Berechnung gezeigt, zur besseren Visualisierung ist die unverformte Geometrie ebenfalls abgebildet. Die durch die Stützlast verformte Geometrie ist um den Faktor 100 überhöht dargestellt. Zur Prüfung wurde die minimale sowie maximale Belastungssituation unter reiner Stützlast gewählt. In Abbildung 82 ist der Schwellwert für die Auswertung von Sensorschrauben der Größe M16 mit einer Schraubenzusatzkraft von mindestens 20 N definiert. Die numerische Berechnung wertet für die geringere Belastung (Fall 0: Anhänger ohne Beladung) eine Schraubenzusatzkraft von ca. 50 N und für die höhere (Fall 3: volle Beladung) etwa 250 N aus. Das signalisiert, dass der angedachte Prüfaufbau relevante Aussagen liefern kann, da bereits bei der geringen Last der Schwellwert überschritten wird. Zudem spiegelt dieser Lastfall die geringsten Belastungen auf die Schraubenverbindung innerhalb des Prüfumfanges wider, da keine dynamischen Belastungen berücksichtigt werden. Durch das Verlassen der Laborumgebung ist jedoch eine schlechtere Signalqualität der Messungen zu erwarten, weiterhin konnte aufgrund der komplexen Geometrien der Anhängerkupplung mit den zu Verfügung stehenden Mitteln keine exakte Abbildung des realen Systems in der numerischen Berechnung erzeugt werden.

Da der Schwellwert um den Faktor 2,5 überschritten wird, kann von einer ausreichenden Sicherheit und einem funktionsfähigen System ausgegangen werden. Den vollständigen Versuchsaufbau zeigt Abbildung 92.

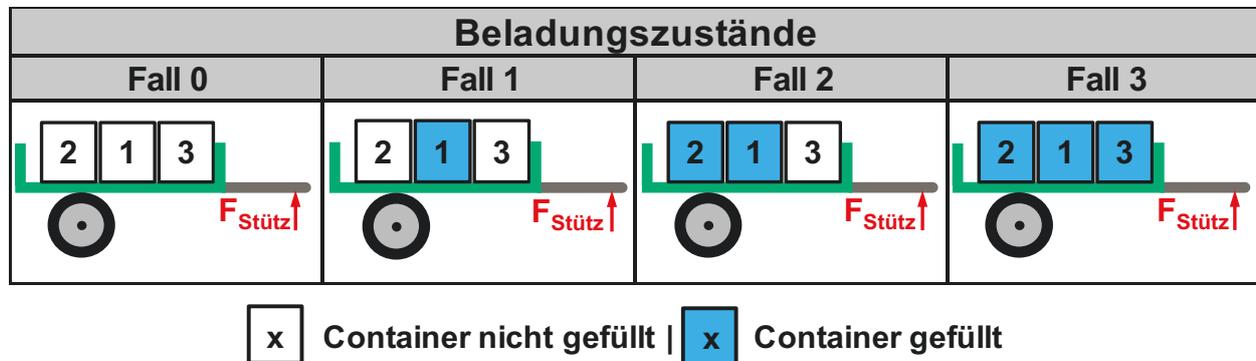


**Abbildung 92:** Versuchsaufbau „Befestigungverschraubung einer Traktoranhängerkupplung“

Die originalen Schrauben der Traktoranhängerkupplung wurden durch baugleiche mit Bolzen-DMS bestückte Schrauben ISO 4014 – M16 x 85 – 10.9 [161] und Muttern ISO 4032 – M16 – 10 [168] im Rahmen des Austauschbaus ersetzt. Die Montagevorspannkraft wurde mit 90 kN festgelegt. Als Anhänger wird ein Einachsdreiseitenkipper mit drei Intermediate Bulk Containern verwendet. Diese umfassen ein Volumen von je 1 m<sup>3</sup> und werden sukzessiv mit Wasser gefüllt, um vier verschiedene Beladungszustände nachzubilden, Tabelle 6. Durch den Anhänger wird die Anhängerkupplung mit einer Stützlast sowie einer in Fahrtrichtung wirkenden Zug- bzw. Druckkraft belastet. Während der Versuche werden die vier Schraubenkräfte  $F_{SDMSi}$ , die Beschleunigungen im Fahrzeugachsensystem  $a_x$ ,  $a_y$ ,  $a_z$ , sowie die Fahrgeschwindigkeit des Traktors  $v_{Traktor}$  aufgezeichnet. Die Energieversorgung des Messsystems und der dafür benötigten Komponenten wird über den Generator des Traktors sichergestellt. Das Einbringen von aktiven Schädigungen ist aufgrund der Verkehrs- und Betriebssicherheit nicht umzusetzen. Es erfolgt daher eine Studie zu den Lastverteilungen und den Möglichkeiten BCM im Feld einzusetzen. Als Belastung werden deshalb verschiede-

ne, genau definierte Fahrzustände herangezogen. Wie erwartet, sind die Messsignale deutlich verrauschter als im Labor.

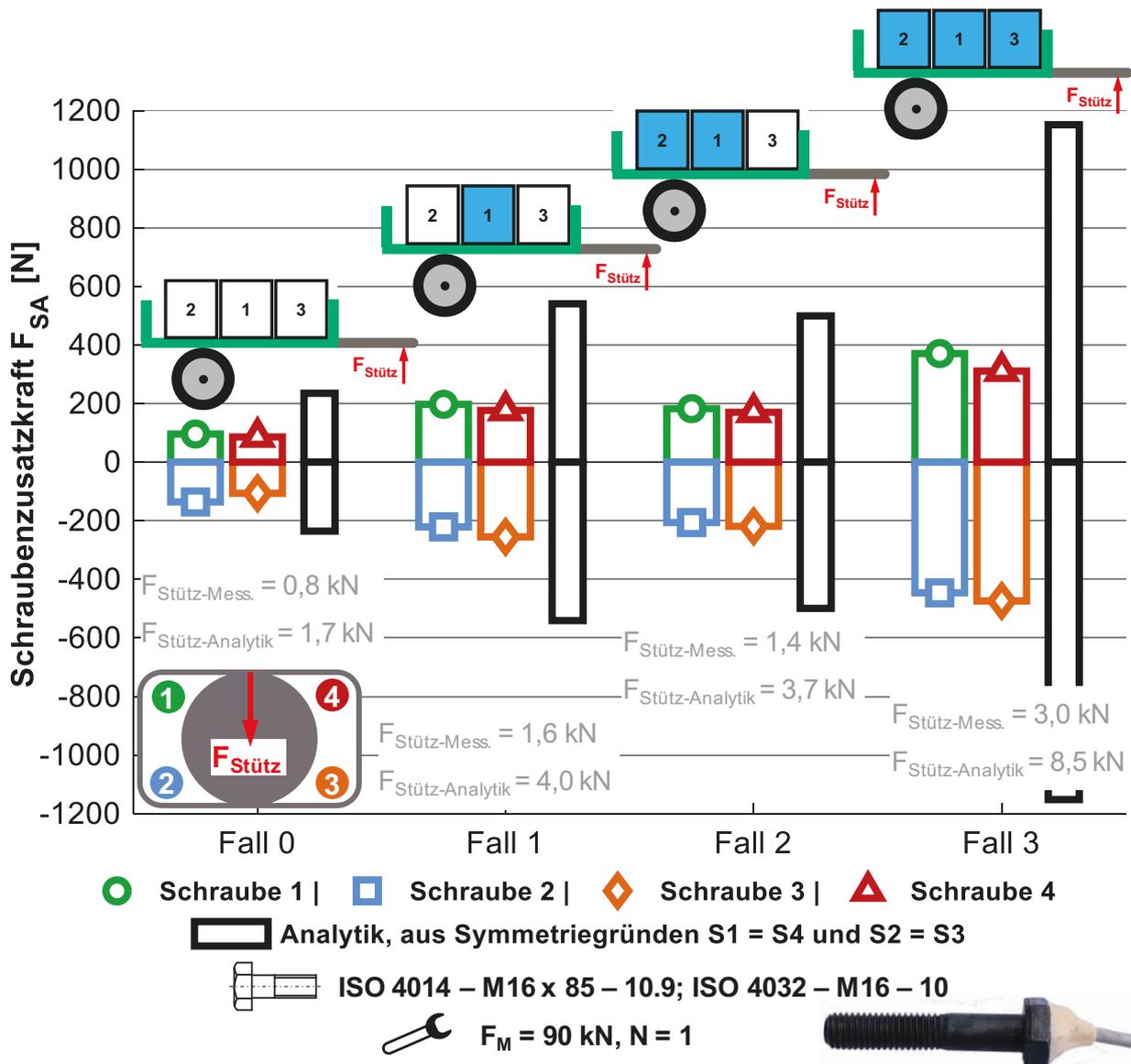
**Tabelle 6:** *Untersuchte Beladungszustände des Anhängers*



Im Rahmen der Versuche sind verschiedene Lastfälle untersucht worden, unter anderem das Anhängen des Anhängers an den Traktor, das Befüllen der Container, Bremsen und Beschleunigen sowie die Bergauffahrt. Die genannten Lastfälle wurden alle mit den vier unterschiedlichen Beladungszuständen durchgeführt.

### Statische Belastungen

Der erste Lastfall „Anhängen“ ist ein quasistatischer Versuch. Dieser diente als Grundlage für die vorangegangene numerische Berechnung, vgl. Abbildung 91. Der Anhänger wurde im jeweiligen Beladungszustand auf einer ebenen Fläche abgestellt und die Anhängerkupplung mit Hilfe des Anhänger-Stützrades entlastet bis diese nicht mehr mit der Stützlast beaufschlagt war. Anschließend wurde durch das Absenken der Deichsel mit Hilfe des Stützrades die Stützlast wieder aufgebracht. Dieser Belastungsvorgang wurde jeweils gemessen und aufgezeichnet. Die Ergebnisse zeigt Abbildung 93. Je nach Beladungszustand des Anhängers ergeben sich unterschiedliche Stützlasten. Die Schraubenzusatzkraft wurde anhand der Messungen ermittelt. Zum Abgleich ist für diesen Lastfall die analytische Lösung in Folge der Stützlast mit im Diagramm aufgetragen. Zur Absicherung der Versuche wurde der Fall 0 dreimal durchgeführt, um die Abweichungen zu erfassen, die Ergebnisse sind in Abbildung A19 abgebildet. Der Versuch zeigt nur geringe Abweichungen, daher wird für alle folgenden Versuch in diesem Unterkapitel auf eine mehrfache Durchführung der einzelnen Abläufe verzichtet.



**Abbildung 93:** Vergleich der gemessenen Schraubenzusatzkräfte gegenüber der analytischen Berechnung für den Lastfall „Anhängen“ bei vier unterschiedlichen Beladungszuständen; Angabe der analytisch ermittelten Stützlaster  $F_{Stütz-Analytik}$  aus Belastung durch Anhänger und Rückrechnung der Gegenkraft aus der gemessenen Schraubenbelastung  $F_{Stütz-Mess.}$ .

Das Diagramm ist in die vier vorliegenden Beladungszustände (Fall 0 bis 3) gegliedert. Die Piktogramme verdeutlichen den jeweiligen Beladungszustand. Die markierten Balken geben jeweils eine gemessene Schraubenzusatzkraft wieder. Die nebenstehenden schwarzen Balken geben die Lösung der Analytik an. Beim Vergleich über alle vier Fälle zeigt sich, dass die Lösung der Analytik deutlich höhere Schraubenzusatzkräfte als die Messung liefert. Wird eine analytische Berechnung der Stützlaster  $F_{Stütz-Analytik}$  aus der Belastung durch den Anhänger und Rückrechnung der Gegenkraft aus der gemessenen Schraubenbelastung

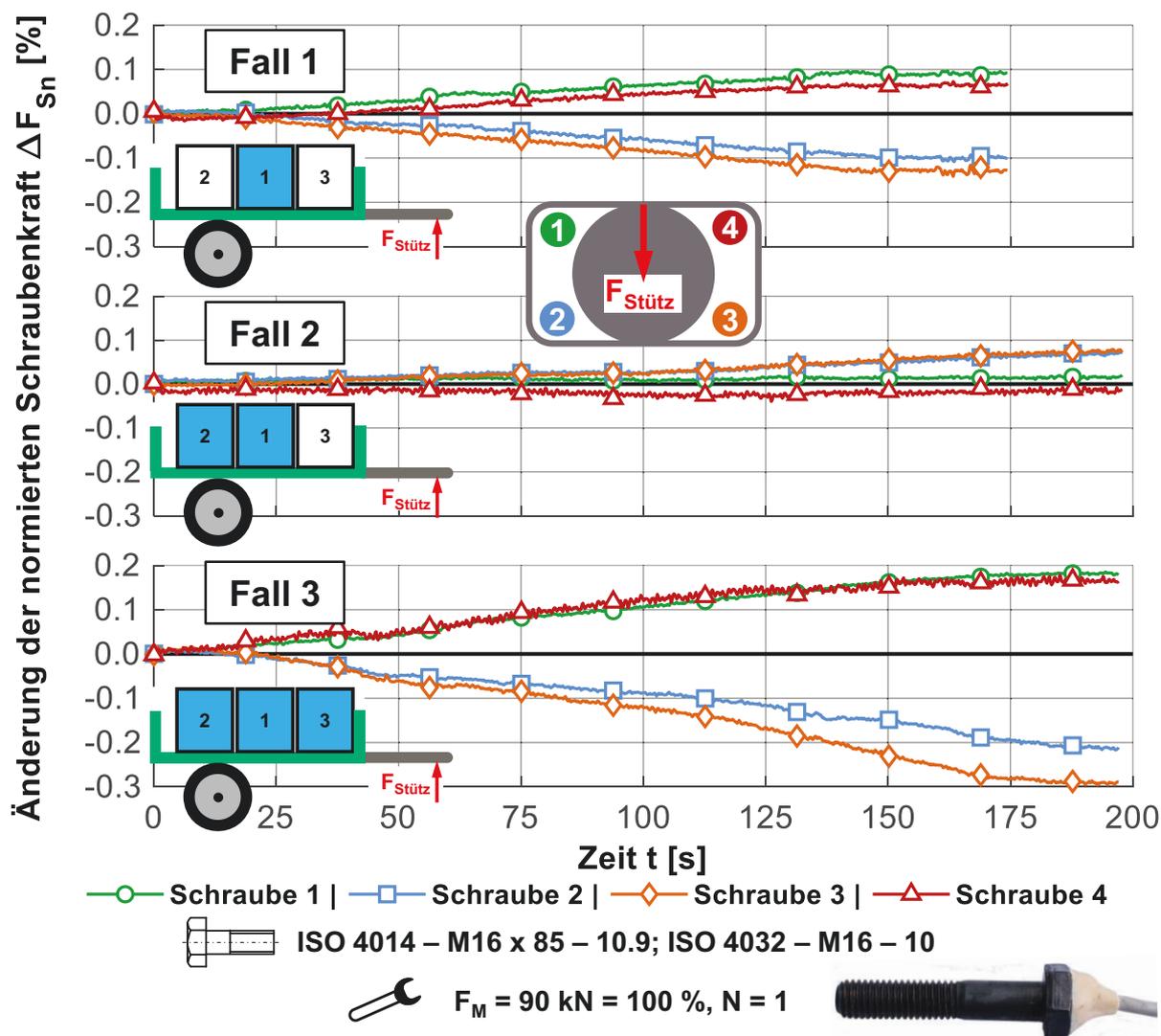
$F_{\text{Stütz-Mess.}}$  durchgeführt, zeigt sich die gleiche Tendenz. Die Differenzen zwischen Messung und Berechnung wachsen mit steigender Stützlast. In der Berechnung wird lediglich von einem Starrkörpermodell ausgegangen, ohne geometrische Abweichungen und elastische Formänderungen zu berücksichtigen. Die Annahme des Ortes der Krafteinleitung in die Anhängerkupplung kann nicht exakt ermittelt werden wie auch die exakte Höhe der Stützlast, die im Versuch vorlag, da jeweils Annahmen getroffen werden müssen. Diese Parameter haben jedoch starken Einfluss auf die analytisch (vgl. Abbildung 93) und numerisch (vgl. Abbildung 91) berechneten Schraubenkräfte. Es wird ausschließlich das entstehende Moment durch die Schrauben kompensiert, die Querkraft wird durch den Haftschluss abgetragen.

Grundsätzlich zeigt dieser Versuch, dass einfache Messungen im Feld möglich sind. Der qualitative Verlauf der beiden im Diagramm verglichenen Methoden stimmt überein, quantitativ kommt es zu Abweichungen. Dies wird durch verschiedene Annahmen, die im Rahmen der Berechnung erforderlich waren, begründet. Die Messung weist jedoch trotz der schlechteren Bedingungen eine hohe Auflösung bzw. Empfindlichkeit auf. Weiterhin zeigen die Sensorschrauben, die die gleiche Belastung erfahren (Schraube 1 und 4 sowie Schraube 2 und 3), nahezu gleiche Ergebnisse.

Im Rahmen von BCM könnte solch eine Messung der Stützlast auf das Zugfahrzeug durchgeführt werden, um bei falsch beladenen Anhängern gerade für Personenkraftwagen schwerwiegende Unfälle zu vermeiden. Als Beispiel ist eine zu starke Entlastung der Hinterachse und dem daraus folgenden Verlust der Fahrstabilität zu nennen. Erfolgt der Einsatz eines Anhängers mit Drehschemel, so entfällt die Stützlast bzw. dieser Lastfall.

Als zweiter Lastfall wird das Befüllen der einzelnen Container betrachtet. Abbildung 94 zeigt die Ergebnisse der Messung. Mit diesem Lastfall soll die Möglichkeit der Funktion einer Waage überprüft werden, um den Beladungszustand des Anhängers mittels der Sensorschrauben zu erfassen. Die Container wurden sukzessiv mit Wasser befüllt, während des Befüllens wurde die Messung durchgeführt. Somit spiegelt jede Messung den Vorgang für einen zusätzlichen Container wider. Durch die steigende Beladung des Anhängers ändern sich die Schraubenkräfte im Bereich von  $-0,3$  bis  $+0,2$  %. Die Ergebnisse liefern anschaulich plausible Ergebnisse. Beim Befüllen des Containers 2 wird die Stützlast auf die Anhängerkupplung geringer, da der Schwerpunkt des Containers sich hinter der

Achse des Anhängers befindet und so ein Gegenmoment erzeugt. Das zeigt wiederum die hohe Auflösung der Sensorschrauben auch bei langsamen Lastwechseln. Für BCM im Allgemeinen bedeutet es, dass aufgrund der hohen Sensitivität einer Schraubenverbindung hinsichtlich Belastungsänderungen viel Potenzial zur Überwachung von kleinen Systemänderungen besteht.



**Abbildung 94:** Vergleich der drei Befüllvorgänge für die unterschiedlichen Belastungszustände anhand der Änderung der normierten Schraubenkraft

Bezogen auf die Fragestellung der Umsetzbarkeit einer Waage muss als Voraussetzung eine Stützlaster vorliegen. Dies wird durch die Bauart des Anhängers definiert. Wie die Befüllvorgänge zeigen, verschiebt sich der Gesamtschwerpunkt des Anhängers je nach Beladungszustand. Das macht die Funktion einer allgemeingültigen Waage nicht direkt möglich. Mit der Restriktion, dass der Schwer-

punkt des Anhängers sich in horizontaler Lage je nach Beladung nicht verschiebt, könnte eine Waage umgesetzt werden. Ein mögliches Einsatzgebiet wären Tankfahrzeuge, die Fluide transportieren. Die Messung der Stützlast ist jedoch auch in dem vorliegenden Fall möglich, sodass die Belastung des Fahrzeugs bestimmt werden kann.

### **Dynamische Belastungen**

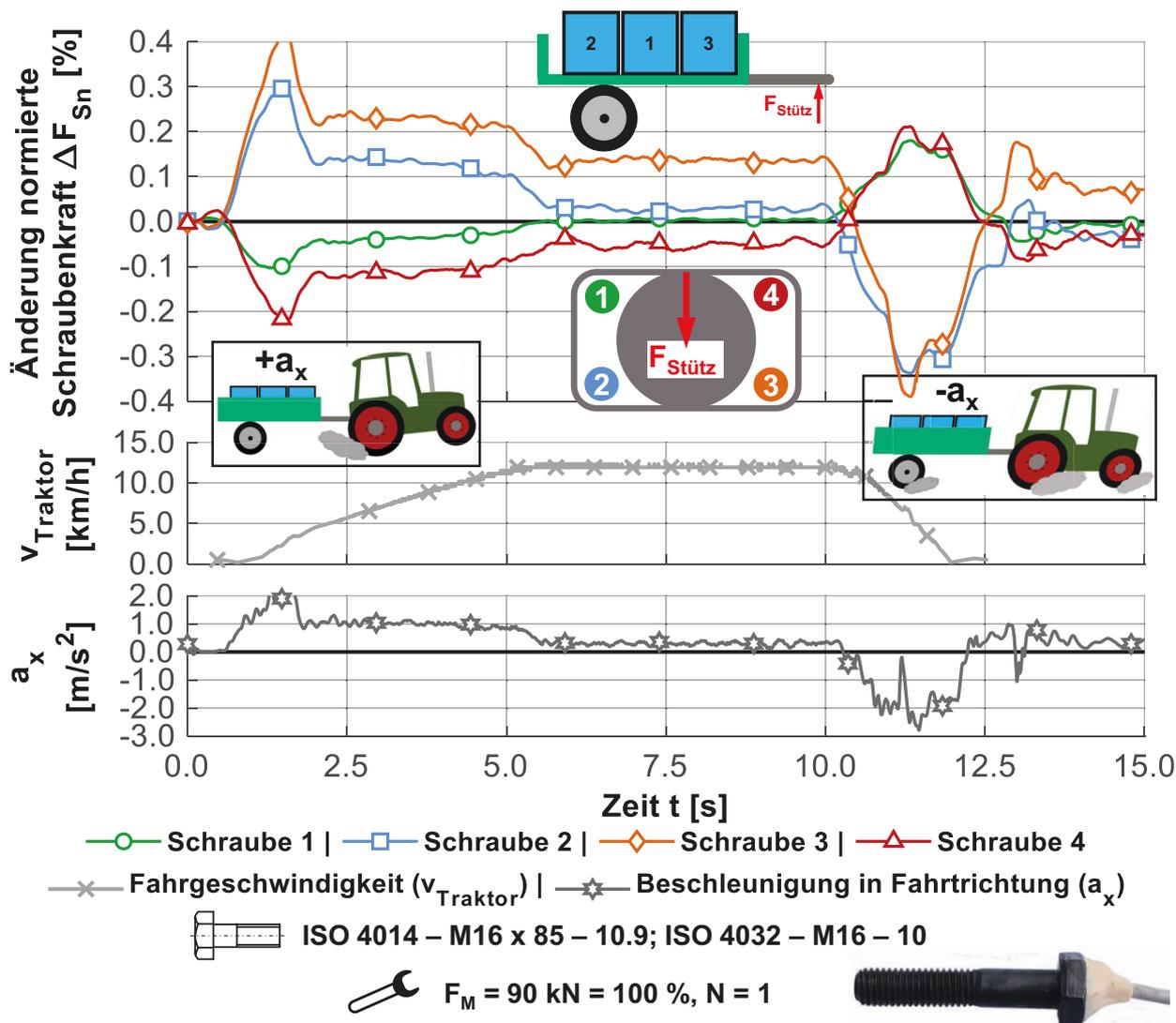
Nach zwei quasistatischen Versuchen werden im Folgenden dynamische Belastungen gezeigt. Als erster dynamischer Versuch wird der Lastfall „Beschleunigen und Bremsen“ betrachtet. Die Ergebnisse veranschaulicht Abbildung 95.

Für diesen Lastfall wurde eine ebene Strecke definierter Länge festgelegt. Zu Beginn beschleunigt das Gespann auf die Maximalgeschwindigkeit für den eingelegten Gang (während des Versuches wurde zum Vermeiden einer Zugkraftunterbrechung nicht geschaltet). Nach dem Halten einer konstanten Geschwindigkeit erfolgte bei der definierten Bremsmarkierung eine rasche Verzögerung bis zum Stillstand.

Die gemessene Beschleunigung in Fahrtrichtung ( $a_x$ ) spiegelt den Verlauf der Schraubenkräfte wider. Diese steht in direktem Zusammenhang mit der Betriebskraft der Schrauben. Zu Beginn, während der Beschleunigung der Fahrzeuge, wird eine positive Beschleunigung gemessen. Im Bereich konstanter Geschwindigkeit ist die Fahrbeschleunigung unter diesen Bedingungen Null. Im Bereich der Verzögerung zeigt sich eine ausgeprägte negative Beschleunigung.

Beim Vergleich des Geschwindigkeits- bzw. Beschleunigungsprofils mit dem der Schraubenkräfte stellen sich eindeutige Zusammenhänge dar. Während des Anfahr- und Beschleunigungsvorgangs (0–5 s) werden die unteren Schrauben 2 und 3 einer zusätzlichen Zugbelastung ausgesetzt, die oberen Schrauben 1 und 4 werden hingegen entlastet. Dieses Verhalten erklärt sich durch die angreifenden Momente an der jeweiligen Schraubstelle. Nach ca. 1,5 s fällt die Schraubenkraft erstmalig ab, die Beschleunigung verringert sich zu diesem Zeitpunkt ebenfalls. Dieser Effekt tritt aufgrund von Lastwechseln sowie der Motorkennlinie des Traktors hervor. Im Bereich konstanter Geschwindigkeit sinken die Schraubenzusatzkräfte nahezu auf ihren ursprünglichen Wert, da nur der Roll- und Luftwiderstand in diesem Bereich überwunden werden muss. Sobald der Bremsvorgang nach ca. 10 s eingeleitet wird, ändert sich der Belastungszustand in der

Schraubenverbindung. Es erfolgt ein Lastwechsel. Der Anhänger läuft auf und „schiebt“ den Traktor, bis bei ca. 11 s die Auflaufbremse des Anhängers greift, siehe Peak in der Beschleunigung, der sich ebenfalls in den Schraubenkräften finden lässt. Nach 12,5 s stehen beide Fahrzeuge vollständig. Aufgrund des letzten Bremsimpulses öffnet sich die Bremse des Anhängers, sodass sich die Belastungen in den Schrauben nochmals umkehren.



**Abbildung 95:** Lastfall „Beschleunigen und Bremsen“ bei voller Beladung

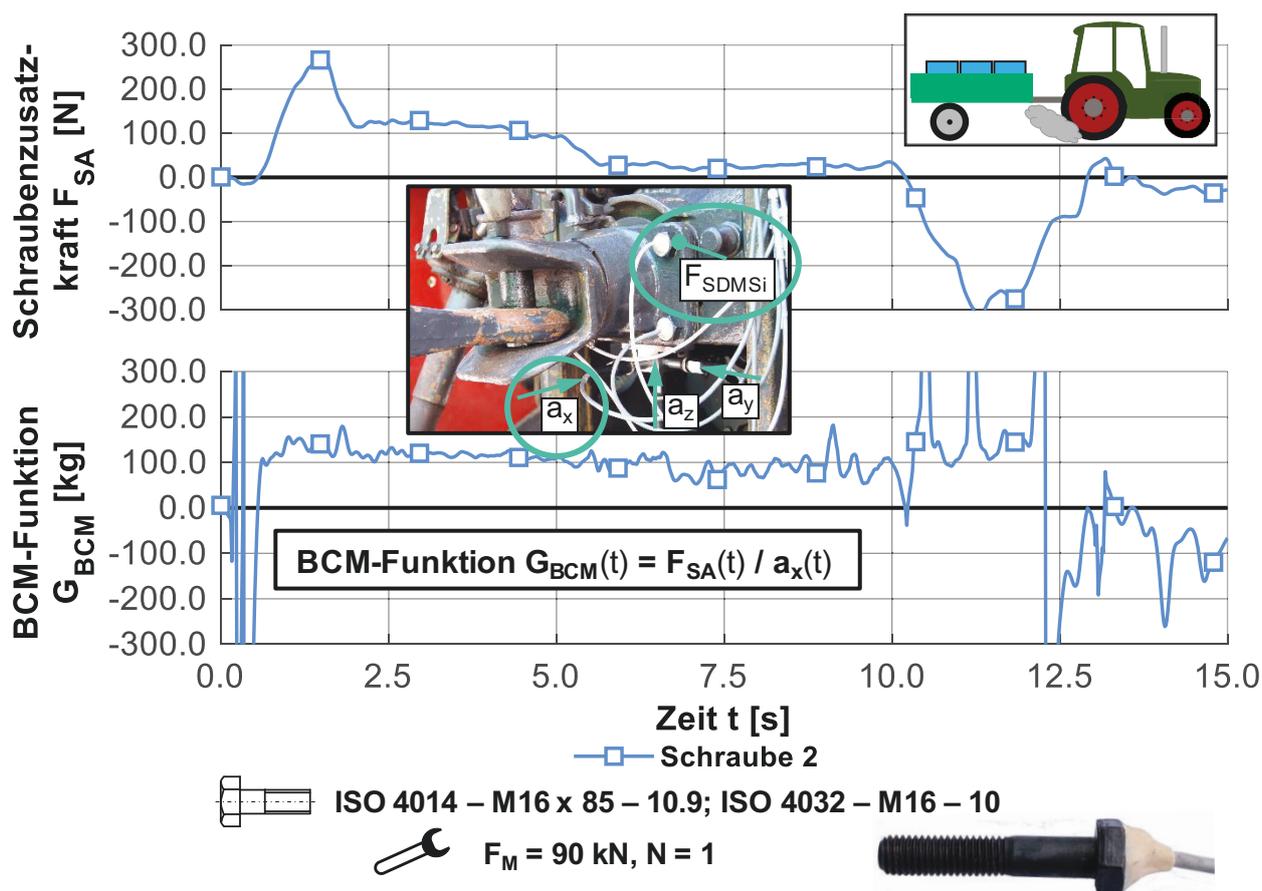
Die Schraubenkräfte korrelieren mit den gemessenen Beschleunigungen und zeigen plausible Ergebnisse. Die Verteilung der Kräfte an den Schrauben (Belastung bzw. Entlastung) gestaltet sich etwas schwieriger. Da die Anhängerkuppelung einen nicht unwesentlichen nutzungsbedingten Verschleiß und somit Spiel

im Drehgelenk aufweist, kann durch die unterschiedlichen angreifenden Kräfte und Momente eine entsprechende Überlagerung entstehen.

Die ruck- und stoßartigen Belastungen haben ein stärkeres Schädigungsverhalten auf die Struktur und können durch BCM erfasst und kumuliert werden. Weiterhin ist die kontinuierliche Prüfung der Funktionsfähigkeit der Anhängerbremse bei Druckluft gebremsten Anhängern (Anhängers wird zeitlich vor dem Zugfahrzeug gebremst) möglich. Es muss im Bremsfall eine zusätzliche Zugkraft in den Schrauben auftreten; je nach Betrag kann auf die Leistungsfähigkeit rückgeschlossen werden.

Wie zu Beginn des Kapitels bereits erwähnt, liegt eine stochastische Anregung vor. Beim BCM handelt es sich um ein passives System, das auf äußere Anregungen reagiert. Sind diese veränderlich, ist die Bewertungsbasis für unzulässige Abweichungen besonders zu klären. Aufgrund dessen kann es nötig sein, mittels einer BCM-Funktion entsprechende Schädigungsindikatoren einzuführen und diese anstelle der direkten Schraubenkräfte zur Bewertung heranzuziehen. Für Schraube 2 aus dem vorangegangenen Lastfall wurde die Verwendung einer BCM-Funktion in Abbildung 96 exemplarisch durchgeführt.

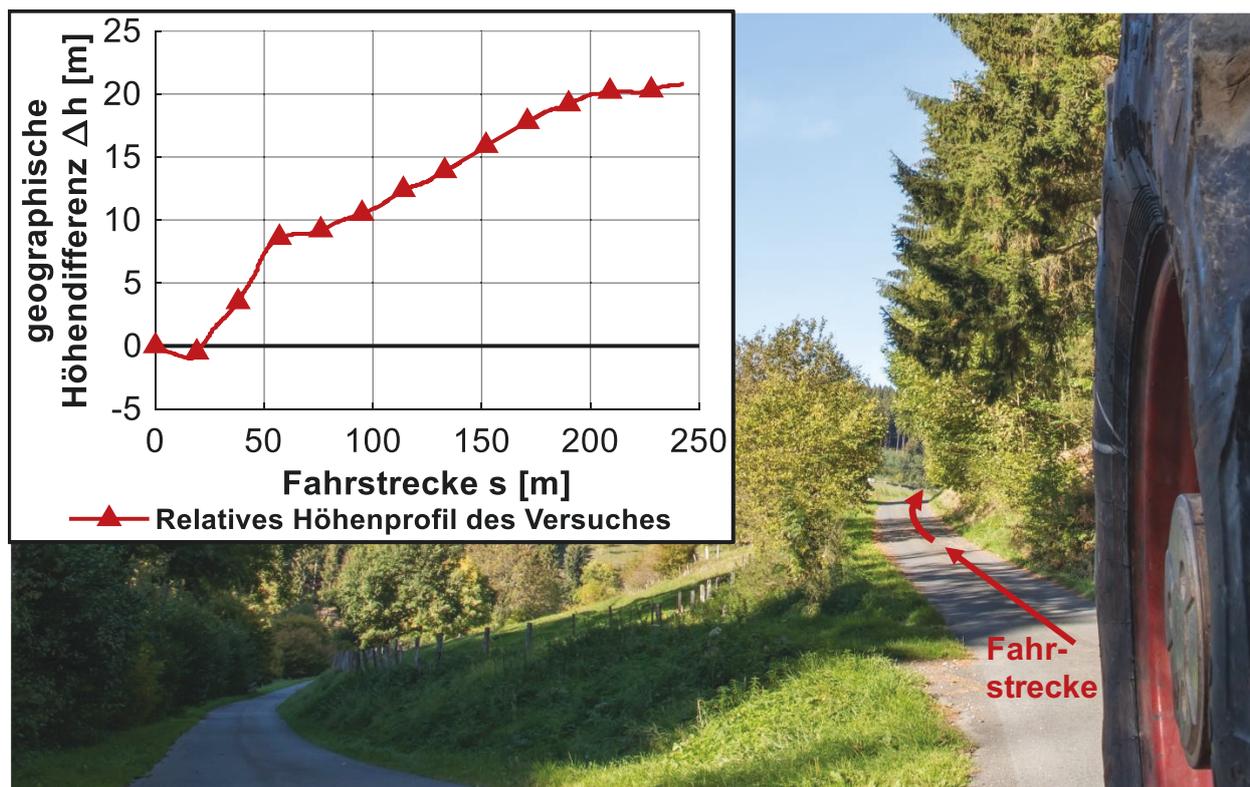
In der ersten Diagrammzeile ist die Schraubenzusatzkraft aus dem Versuch als Referenz aufgetragen, die zugehörige Beschleunigung kann Abbildung 95 entnommen werden. In der zweiten Diagrammzeile ist der Schädigungsindikator gezeigt. Für den vorliegenden Lastfall wird das zweite Newtonsche Gesetz, die Grundgleichung der Mechanik, ( $\text{Kraft} = \text{Masse} \cdot \text{Beschleunigung}$ ) [217] als Grundlage zur Bildung der Schädigungsindikatoren gewählt. Wird die Schraubenzusatzkraft durch die vorliegende Beschleunigung dividiert, werden die Einflüsse der Beschleunigung auf das Schraubensignal eliminiert bzw. bereinigt. Es wird deutlich, dass der Schädigungsindikator ein weitestgehend konstantes Niveau ausbildet (Bereich bis ca. 10 s). Starke dynamische Änderungen können nicht vollständig kompensiert werden. Die hergestellte Beziehung zwischen Schraubenzusatzkraft und Beschleunigung führt dazu, dass sich eine Basis bildet, zu der Änderungen bewertet werden können und so gegebenenfalls weitere Einflüsse und Störungen sichtbar werden. Das ist nur ein Beispiel für die Bildung von Schädigungsindikatoren und soll die Vielzahl an Möglichkeiten, die sich mit BCM ergeben, aufzeigen.



**Abbildung 96:** Beispielhafte Auswertung der Schraube 2 aus dem Lastfall „Beschleunigen und Bremsen“, Berechnung des Schädigungsindikators mittels BCM-Funktion

Bei nicht ebenen Streckenprofilen treten zusätzlich zu den Kräften aus Beschleunigungen und Verzögerungen auch Hangabtriebskräfte auf, die die Belastungen in den Schrauben ändern. Damit eine Untersuchung hinsichtlich dieser Auswirkungen vorgenommen werden kann, ist eine Bergauffahrt in das Versuchskollektiv aufgenommen worden. Die Teststrecke ist in Abbildung 97 abgebildet. Das Gespann steht zu Beginn des Versuches leicht abschüssig, bis dann eine Senke durchfahren wird und die eigentliche Bergauffahrt erfolgt. Der Versuch endet auf einem nahezu ebenen Teilstück.

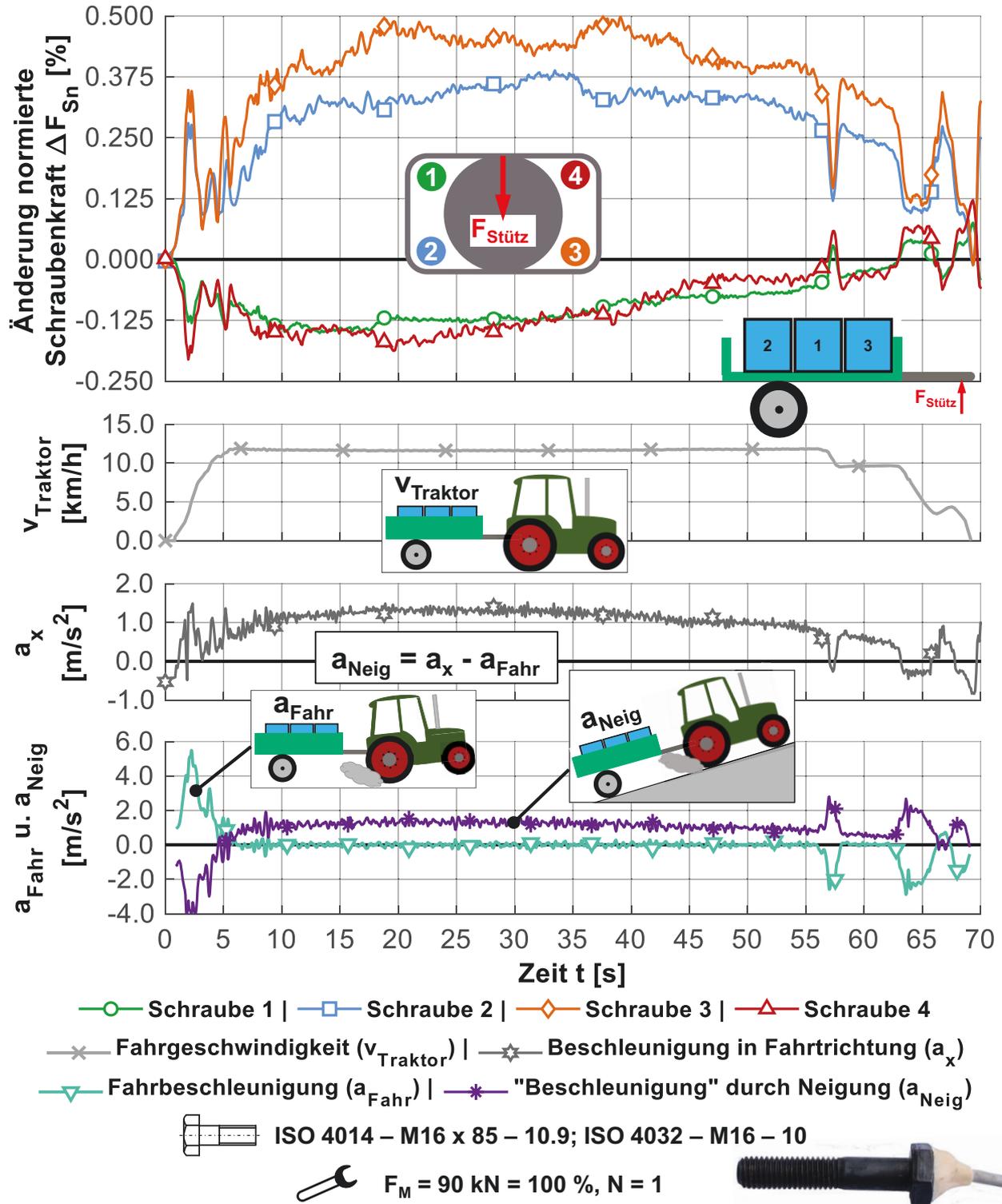
Während des Versuches wird eine geographische Höhendifferenz von ca. 20 m überwunden. Die dem Versuch zugehörigen Ergebnisse sind in Abbildung 98 dargestellt. Die ersten drei Diagrammzeilen sind analog zum vorherigen Lastfall „Beschleunigen und Bremsen“. In der letzten Diagrammzeile sind nochmals Beschleunigungen aufgetragen.



**Abbildung 97:** Teststrecke für den Lastfall Bergauffahrt sowie die geographische Höhendifferenz aufgetragen über der Fahrstrecke

Wie auch beim vorangegangenen Lastfall steigen die Schraubenkräfte zu Beginn in Folge der Beschleunigung des Gespanns an. Die Änderungen sind trotz gleicher Last geringer, da das Gespann bergab steht (vgl. gemessene Beschleunigung  $a_x$  in Abbildung 95) und so der Anhänger bereits aufgrund der Hangabtriebskraft beschleunigt. Trotz Erreichens der konstanten Geschwindigkeit steigen die Schraubenkräfte im Gegensatz zum vorherigen Lastfall weiter an. Die Hangabtriebskraft zeigt sich in vollem Umfang. Bei ca. 57 s wird die Geschwindigkeit erstmalig gedrosselt. Durch die Massenträgheit des Anhängers erfolgt ein Lastwechsel in den Schrauben. Bei 62 s erfolgt der eigentliche Bremsvorgang, auch dieser zeigt sich ausgeprägt in den Schraubenkräften.

Der verwendete Beschleunigungssensor (HBM Absolutbeschleunigungsaufnehmer Typenreihe B12) funktioniert mit einem Feder-Masse-System und reagiert sowohl auf konstante Beschleunigungen als auch auf Schwing- und Schockbeschleunigungen. Im vorliegenden Versuch wird zum einen die Fahrbeschleunigung ( $a_{\text{Fahr}}$ ) und zum anderen ein vom Fahrzeugneigungswinkel abhängiger Anteil der Erdbeschleunigung ( $a_{\text{Neig}}$ ) überlagernd gemessen. In der Ebene ist das lokale Koordinatensystem des Traktors und das globale identisch ausgerichtet.



**Abbildung 98:** Lastfall „Bergauffahrt“ bei voller Beladung

Bei der Bergauffahrt dreht sich das lokale Koordinatensystem des Traktors um dessen y-Achse relativ zum globalen Koordinatensystem (bei einer Kurvenfahrt entsprechend um die z-Achse). Aufgrund dessen wird der Nullabgleich der lokalen x-Achse unwirksam und es wird, je nach Drehwinkel, ein Anteil der Erdbbe-

schleunigung gemessen, die „Beschleunigung“ durch Neigung. Die Komponenten  $a_{\text{Fahr}}$  und  $a_{\text{Neig}}$  sind in der letzten Diagrammzeile voneinander getrennt betrachtet und für eine Auswertung herangezogen. Durch das Signal der Geschwindigkeit ( $v_{\text{Traktor}}$ ) ist es möglich, durch Differenziation die Fahrbeschleunigung ( $a_{\text{Fahr}}$ ) zu ermitteln. Wird diese von der gemessenen Beschleunigung ( $a_x$ ) subtrahiert, so ergibt sich die „Beschleunigung“ durch Neigung ( $a_{\text{Neig}}$ ). Bei der Differenziation der Geschwindigkeit treten jedoch Beschleunigungspeaks auf, die deutlich über der gemessenen Gesamtbeschleunigung liegen und so auch die „Beschleunigung“ durch Neigung beeinflussen. Diese Überhöhung ist durch die Differenziation begründet und nur schwer zu unterdrücken.

Bei qualitativem Vergleich der „Beschleunigung“ durch Neigung und den Schraubenkräften wird der Zusammenhang deutlich. Die Änderung der Schraubenkräfte erfolgt bei konstanter Geschwindigkeit durch die Hangabtriebskraft. Der parabelförmige Verlauf der Schraubenkräfte zeigt sich ebenfalls in der „Beschleunigung durch Neigung“. Die Änderungen der Fahrgeschwindigkeit sind als entsprechend überlagerte Peaks wiederzufinden. Durch die Trennung der Beschleunigungen in einzelne Komponenten ist eine präzisere Auswertung und Bewertung der einzelnen Signale möglich. Diese Komponenten können ebenfalls zur Bildung von Schädigungsindikatoren mittels einer BCM-Funktion herangezogen werden. Im Fall einer Bergabfahrt tritt dieser Effekt ebenfalls auf, jedoch in entsprechend umgekehrter Form.

## Fazit

Der betrachtete Versuch wendet BCM außerhalb von Laborbedingungen an. Aufgrund dessen kann nicht mit einer definierten Anregung bzw. Belastung kalkuliert werden, anstelle dessen wird von einer stochastischen Anregung ausgegangen. Vorbereitend auf den Versuch ist eine numerische Berechnung der Schraubstelle durchgeführt worden, um die Aussagefähigkeit des Versuches zu verifizieren, diese wurde dadurch bestätigt. Beim Lastfall „Anhängen“ wurde der Vergleich zur Analytik gezogen, diese überschätzt die Schraubenkräfte deutlich. Der qualitative Verlauf stimmt jedoch überein. Der zweite Lastfall, das Befüllen der Container, zeigt, wie empfindlich die Schraubstelle gegenüber kleinen Änderungen ist. Der erste dynamische Lastfall „Beschleunigen und Bremsen“ veranschaulicht die Korrelation der Beschleunigung mit den Schraubenzusatzkräften. Die Kenntnis über die vorliegende Korrelation zwischen Belastung des Systems

und der Reaktion der Sensorschrauben ist wichtig, um Schädigungsindikatoren mittels BCM-Funktion für die Auswertung zu bilden. Beim BCM handelt es sich um ein passives System, daher müssen die Reaktionen mit den Aktionen des Systems in Einklang gebracht werden. Die Vielzahl an Schädigungsindikatoren ist denkbar groß und individuell vom untersuchten System und den ggf. bereits vorliegenden Informationen abhängig.

Generell hat sich gezeigt, dass der Einsatz von BCM im Feld möglich ist und sich das Fahrverhalten in den Schraubenkräften widerspiegelt. Die vorhergehende Abschätzung der zu erwartenden Schraubenzusatzkräfte hat sich als hilfreich erwiesen. Über das gezeigte Untersuchungsspektrum konnten die jeweiligen Einflussgrößen ermittelt und quantifiziert werden. Es zeigte sich auch, wie empfindlich eine Schraubstelle auf Änderungen reagiert und welche Möglichkeiten sich dadurch für BCM im industriellen Umfeld ergeben. Die Auswertetiefe und die gewünschte Redundanz legen die Anzahl der benötigten Sensorschrauben fest.

## 6 Methodik und Schlussfolgerungen

In den vorangegangenen Kapiteln wurden anhand der durchgeführten Versuche und numerischen Berechnungen die Möglichkeiten von BCM aufgezeigt. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse werden in diesem Kapitel zu einer Methodik zusammengefasst und die nötigen Randbedingungen formuliert.

BCM wird folgendermaßen definiert:

*Mit **Bolt-Condition-Monitoring (BCM)** wird kontinuierlich oder diskontinuierlich die Belastung einer oder mehrerer Sensorschrauben aufgezeichnet. Die zur Beurteilung des Systemzustands benötigten individuell festgelegten Schädigungsindikatoren werden direkt aus dem Signal der Sensorschraube oder indirekt mittels einer BCM-Funktion, die dieses Signal mit weiteren verrechnet, bestimmt. Dadurch wird der Zustand der Schraubenverbindung sowie Veränderungen im Kraftfluss des Systems überwacht und protokolliert. Eintretende Schädigungen werden detektiert und entsprechende Maßnahmen eingeleitet; ferner können die Lokalisation sowie ggf. eine Klassifizierung der Schädigung erfolgen.*

Schädigungen in einem System können die Belastungssituationen der Schraubenverbindung sowie der Struktur ändern, darauf basiert BCM. Folglich ermöglicht BCM die parallele Zustandsüberwachung von zwei Systemkomponenten: erstens der Schraubenverbindung selbst und zweitens der umgebenden Struktur. Die entscheidende Randbedingung für die Strukturüberwachung mittels BCM ist, dass die Belastungssituation einer Schraubenverbindung nachweisbar durch eine den Kraftfluss beeinflussende Schädigung verändert wird. Ist dies nicht der Fall, so kann das System keine Erkenntnisse liefern, vgl. Kapitel 5.4.1. BCM ist somit ein passives System und auf Strukturantworten bzw. Reaktionskräfte angewiesen. Dabei ist es unabhängig von der verwendeten Vorspannkraftmess-technik und folglich nach [15] und [133] in eine signalbasierte Fehlerdiagnose einzuordnen. Der Fehler bzw. die Schädigungen spiegeln sich auf spezifische Art und Weise in den Messsignalen wider und können daher über Schädigungsindikatoren mit Hilfe von Wissen und Erfahrungen diagnostiziert werden. Dabei besitzt BCM ein großes Anwendungsspektrum bei der Echtzeitdiagnose von technischen Systemen.

Die Wahl des Schädigungsindikators muss für jeden Schädigungsmechanismus separat getroffen werden (BCM-Funktion). Mit den Erkenntnissen aus Kapitel 5 ist es möglich, die in Tabelle 7 genannten Schädigungsindikatoren für mögliche Schädigungsmechanismen zu definieren. Die Tabelle dient dabei als erste Orientierung. Es wird weiterhin darauf hingewiesen, dass trotzdem jedes System individuell betrachtet werden muss.

**Tabelle 7:** BCM-Funktion bzw. Schädigungsindikator je nach Schädigungsmechanismus bzw. Systemverhalten

Schädigungsmechanismus:	BCM-Funktion / Schädigungsindikator:	vgl. Kapitel:
Vorspannkraftrelaxation	- Absolute oder normierte Vorspannkraft ggf. Temperatur korrigiert	5.1
Selbsttätiges Losdrehen	- Absolute oder normierte mittlere Schraubenkraft - BCM-Funktion aus mittlerer Schraubenkraft und Verknüpfung mit dem Betriebszustand (hier Tischverschiebung)	5.2
Schraubenbruch	- Differenzenquotient der Schraubenzusatzkraft	5.3
Strukturschäden	- Schraubenzusatzkraft (absolut, relativ, Differenz zu Referenz, normierte Abweichung) - BCM-Funktion aus den Schraubenzusatzkräften der belasteten Schrauben im Feld (Biegezugseite und Biegedruckseite gruppieren ähnlich DMS-Messbrücke).	5.4
Betriebslastverhalten	- Schraubenzusatzkraft (absolut und relativ) - BCM-Funktion aus Schraubenzusatzkraft und Betriebszustand (hier Fahrbeschleunigung)	5.5

Es kann zur Detektion von Schädigungen ausreichend sein, die alleinigen Kenngrößen aus den Sensorschrauben, z.B. statische Vorspannkraft (wie meist bei Flanschverbindungen, vgl. Kapitel 5.1), als Schädigungsindikatoren zu verwenden. Mittels BCM-Funktion ist eine Kombination aus verschiedenen zusätzlichen Messwerten als Schädigungsindikator möglich (z.B. dem Weg, vgl. Kapitel 5.2, oder die Beschleunigung, vgl. Kapitel 5.5). Ist die äußere Belastung konstant, so ändert sich die Bezugsbasis nicht, und die alleinige Veränderung der gemessenen Reaktionen ist für die Beurteilung ausreichend. Bei variabler äußerer Belastung ist jedoch eine Referenz nötig, um festzustellen, ob die Reaktion der Struktur jener eines ungeschädigten Systems entspricht. Die Schädigungsmechanismen schlagen sich unterschiedlich in den Messsignalen nieder, aufgrund dessen kann eine Trennung dieser erfolgen. Zur besseren Abgrenzung der Schädigungsmechanismen untereinander ist eine geschickte Verrechnung der ver-

schiedenen Eingangsgrößen mittels der zu definierenden BCM-Funktion anzustreben (vgl. Kapitel 5.3). Zudem lassen sich gegenüber der ausschließlichen Nutzung der Sensorschraubendaten weitere Vorteile generieren, wie z.B. Sensibilisierung der Schädigungsindikatoren hinsichtlich kleiner Änderungen sowie die Detektion von Schädigungen hin zu früheren Zeitpunkten (vgl. Kapitel 5.4.2.2).

Zusätzlich zu den genannten Einsatzgebieten ist eine messtechnische Überwachung des Betriebszustandes durch die Erfassung von Schraubenkräften möglich. Wenn dabei die Anregung nicht immer gleich ist (wie z.B. bei Fahrzuständen, vgl. Kapitel 5.5), ist eine weitere Information über den Fahrzustand zum Referenzieren nötig (z.B. Geschwindigkeitsmessung, Beschleunigungsmessung), damit die Belastung und Belastungsreaktion bewertet werden können.

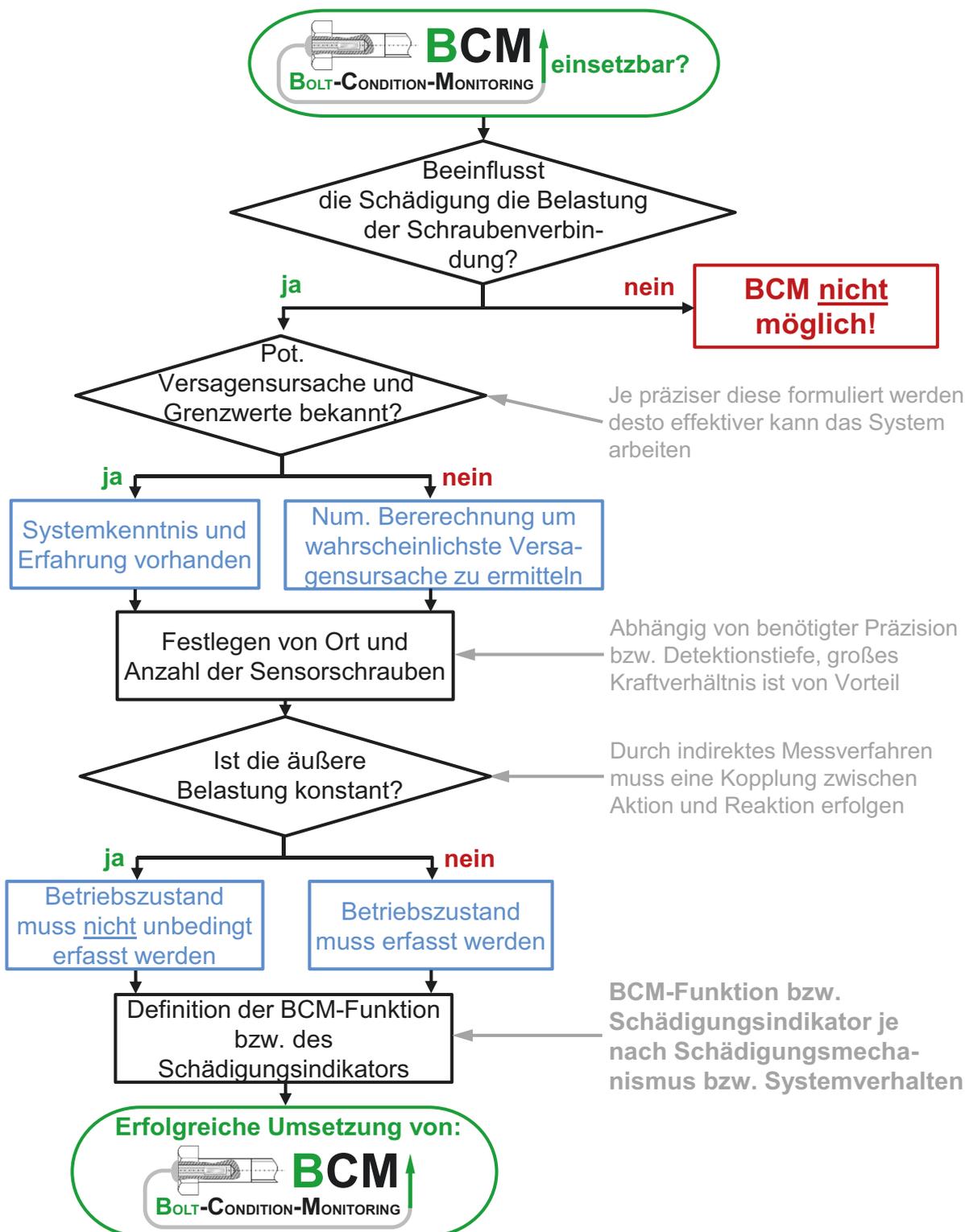
Beim Betrieb von BCM ist es nicht zwangsläufig erforderlich, Absolutwerte zu messen. Es ist jedoch von Vorteil, dass eine quantitative Aussage vorliegt und so eine Vergleichbarkeit gegenüber anderen Systemen ermöglicht wird (identischer Referenzpunkt). Werden nur relative Änderungen gegenüber dem Ausgangs-/Referenzzustand gemessen, sind keine Referenz- bzw. Nullmessungen notwendig, wodurch das System robuster und einfacher zu betreiben ist.

Besonders für die Lokalisation von Schädigungen ist die Dichte des Sensornetzwerkes von großer Bedeutung. Durch das passive Messverfahren ist eine erhöhte Sensordichte gegenüber aktiven Verfahren erforderlich. Die Anzahl der verwendeten Sensorschrauben bedingt, welches Schädigungsausmaß detektiert bzw. lokalisiert werden kann. Je genauer und feiner die Auflösung sein soll, desto mehr Sensorschrauben sind erforderlich. Die Anzahl und Positionierung der Sensorschrauben ist für jedes System individuell festzulegen. Bei unbekanntem System bietet die numerische Berechnung Hilfestellung. Mit ihr können die „hot spots“, also schadensempfindlichen oder gegenüber Änderungen sehr sensiblen Stellen ermittelt werden. So kann möglichst wirtschaftlich mit wenigen Sensorschrauben und einer maximalen Ausbeute an Informationen gearbeitet werden. Für eine hohe Änderungssensibilität ist ein großes Kraftverhältnis der mittels Sensorschrauben überwachten Schraubenverbindung von Vorteil, z.B. Leichtbau mit weicher Struktur. Dies sollte bei Neukonstruktionen berücksichtigt werden. Bei der Verwendung von Sensorschrauben mit DMS ist zudem eine hohe Dehnung der Schraube und somit des DMS anzustreben. Je höher die Dehnungsänderung, desto präziser die Messung. Bei gleicher Vorspannkraft sind geringe Querschnittsflächen der Schrauben und eine höhere Festigkeitsklasse

zur Kompensation von Vorteil (z.B. Einsatz von M10 Schrauben FK 10.9 statt M16 FK 5.6; dies kommt auch dem Trend nach kleineren Strukturen entgegen).

Die potenziellen Schädigungsmechanismen sowie die für die Definition der Warn- bzw. Abschaltbedingung wichtigen Grenzwerte müssen für die abschließende Bewertung bekannt sein oder ermittelt werden. Je präziser diese gesetzt werden können, desto mehr kann die Systemgrenze der Maschine oder Struktur ausgereizt werden. Zur Ermittlung von unbekanntem Versagensursachen und Grenzwerten bietet sich die numerische Berechnung an.

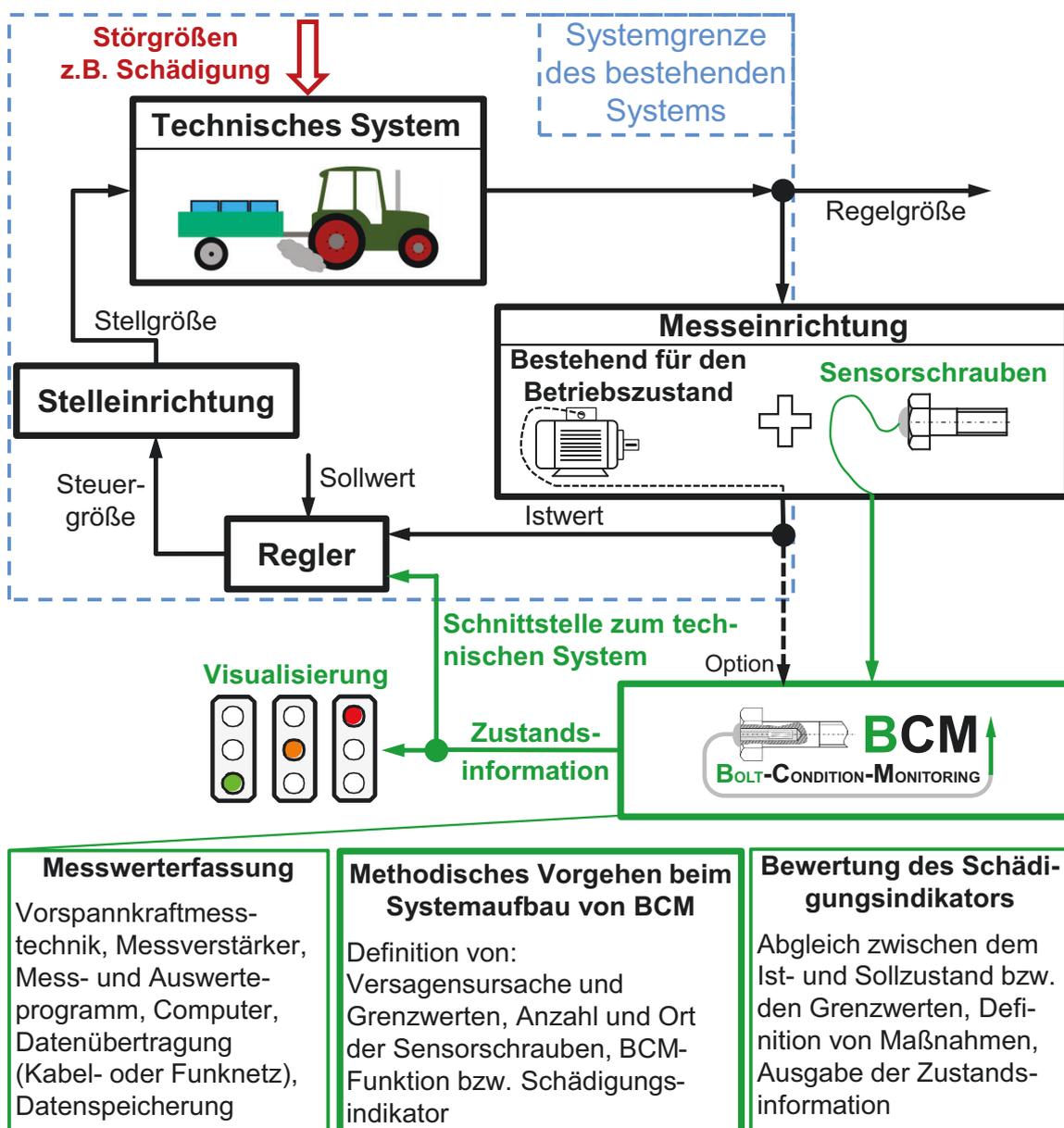
Damit BCM erfolgreich umgesetzt werden kann, ist der im folgenden Flussdiagramm (nach DIN 66001 [218]), Abbildung 99, dargestellte Ablaufplan zu beachten. Dieser stützt sich auf die hier erarbeiteten Erkenntnisse. So kann in eine bestehende Konstruktion durch Austauschbau schnell und vergleichsweise kostengünstig ein Zustandsüberwachungssystem integriert und Kräfte dort, wo sie wirken, ermittelt werden. Die erfolgreiche Umsetzung ist bereits in Kapitel 5.5 durchgeführt worden. Bei neu geplanten Systemen besteht zudem die Möglichkeit, die für BCM nötigen Komponenten direkt zu integrieren und die Kraftpfade für eine Überwachung mittels Sensorschrauben zu optimieren.



**Abbildung 99:** Flussdiagramm zum methodischen Vorgehen beim Systemaufbau von BCM; Betriebszustand ist z.B. Fahrgeschwindigkeit (vgl. Traktorversuch in Kapitel 5.5)

Zusammenfassend ist in Abbildung 100 die ganzheitliche Methodik dargestellt. Ein bestehendes technisches System mit seinem Regelkreis wird als mittels

BCM zu überwachendes System angenommen. BCM funktioniert im Rahmen des Austauschbaus als ein Erweiterungsmodul, welches sowohl für den mobilen wie auch den stationären Einsatz gedacht ist. Dabei wird dem Regelkreiselement „Messeinrichtungen“ die Komponente Sensorschraube hinzugefügt. Das Signal der Sensorschrauben und optional das des Betriebszustands wird dem BCM übergeben. Als Ausgangsgröße steht dann die Zustandsinformation zu Verfügung, diese kann visualisiert oder aber direkt an den Regler des überwachten Systems weitergegeben werden.



**Abbildung 100:** Methodik der Zustandsüberwachung mittels BCM

Die Einrichtung bzw. der Aufbau von BCM ist in drei Gruppen zu gliedern: Die Messwerterfassung, das methodische Vorgehen für den Systemaufbau von BCM und die Bewertung des Schädigungsindikators. Während des Betriebs eines technischen Systems bzw. bei der messtechnischen Überwachung des Betriebszustands treten Änderungen in der Lastverteilung der Schraubenverbindung auf. Damit diese mittels BCM detektiert werden können, ist ein kontinuierliches oder diskontinuierliches Erfassen der Messwerte von Sensorschrauben nötig. Die Messwerterfassung muss dazu mindestens die in Abbildung 25 dargestellte Messkette enthalten, ergänzende Elemente sind in Abbildung 100 genannt. Die Messwerterfassung stellt die Basis für den nächsten Schritt dar.

Das methodische Vorgehen für den Systemaufbau von BCM wird mit den Erkenntnissen aus der vorliegenden Dissertation beschrieben, und ist in Abbildung 99 dargestellt. Wie in Kapitel 5 durchgeführt, werden die Messwerte der Sensorschrauben dann direkt oder indirekt über eine BCM-Funktion ausgewertet und so der Schädigungsindikator bestimmt. Sind die Anregungen des Systems unbekannt bzw. diskontinuierlich, ist es erforderlich, die Betriebszustands-Zeitdaten zu bestimmen.

Nach dem erfolgreichen Aufbau des Systems erfolgt im letzten Schritt die Bewertung des Schädigungsindikators anhand der zuvor definierten Grenzwerte mit der Ausgabe der Zustandsinformationen. Anhand dieser kann dann entschieden werden, ob und wie ein weiterer Betrieb der Maschine möglich ist. Weiterhin dienen diese Daten im Vorlauf zur zustandsabhängigen Wartung.

### **Mit Bolt-Condition-Monitoring ist es somit möglich:**

#### *1) Belastungen zu ermitteln*

- Bei Montage: Die Montagevorspannkraft kann unabhängig von Reibungszahlen und weiteren Störgrößen präzise eingestellt werden (bis zur Tragfähigkeitsgrenze der beteiligten Bauteile). In Kombination mit einer Drehmomentmesswelle bei drehender Montage ist das Ermitteln einer Gesamtdrehzahl möglich.
- Im Betrieb: Es ist möglich die Belastungen der einzelnen Schrauben im Schraubenfeld zu erfassen. Insbesondere bei einem Verspannungsgleichgewicht aufgrund von Fertigungstoleranzen oder ungünstigem Lastverformungsverhalten.

## 2) Zustandsüberwachung durchzuführen

- Das Vorspannkraftverhalten von Schraubenverbindungen kann gemessen und so deren Relaxationsverhalten quantifiziert werden. Mit Erfahrungswerten und numerischen Berechnungen sind Prognosen für die weitere Entwicklung möglich.
- Die Veränderungen der Kräfteverteilung bei eintretender Schädigung können erfasst werden (z.B. selbsttätiges Losdrehen, Verlust von Futterblechen bei Turmverschraubungen, Rissen, usw.) und es kann somit rechtzeitig ein Eingreifen erfolgen.
- Die Detektion und Lokalisation von Rissen ist möglich, sofern diese Steifigkeitsänderungen im Kraftfluss der Sensorschrauben verursachen. In Kombination mit Erfahrungswerten und numerischen Berechnungen lassen sich Prognosen über den weiteren Rissfortschritt beschreiben.
- Eine Zustandsüberwachung unter Nicht-Laborbedingungen im mobilen Einsatz an steifen Bauteilen mit ungünstigem Kraftverhältnis ist umsetzbar.

## 3) Auswertung und Bewertung der Schädigungsindikatoren durchzuführen

- Mit der BCM-Funktion kann eine Verrechnung von verschiedenen Messgrößen erfolgen (individuelle Bestimmung eines Schädigungsindikators). Dies ermöglicht die Zustandsüberwachung trotz passiven, aber direkten Messverfahrens bei variablen Eingangsgrößen bzw. Belastungssituationen.
- Durch die Definition von Grenzwerten für die Schädigungsindikatoren kann ein Frühwarnsystem mit Abschaltbedingungen aufgebaut werden, das eine Gefahr bei Schäden und Überbelastungen für Leib, Leben und Umwelt verhindert. Eine Auswertung hinsichtlich zustandsabhängiger Wartung wird so zusätzlich ermöglicht.
- Verschiedene Schadensursachen einer Schraubenverbindung können anhand der unterschiedlichen Schädigungsindikatoren voneinander unterschieden werden, z.B. selbsttätiges Losdrehen und Bruchversagen, vgl. Abbildung 60.
- Vorspannkraftänderungen in Folge von Temperatureinwirkung können ermittelt und deren Einfluss auf das Messsignal kompensiert werden, wenn die Signaländerung bei Temperaturlast vorliegt.

Als ein Makel stellte sich heraus, dass es nicht möglich ist, Schwingungen zu erfassen, die nicht direkt im Kraftfluss liegen und deren Amplitude klein im Verhältnis zur Vorspannkraft ist.

Mit der zu Beginn dieses Kapitels durchgeführten Definition ist zukünftig eine Einordnung von BCM im Bereich der Zustandsüberwachung gegeben. Die in Kapitel 3 gesetzten Ziele hinsichtlich Definition von Möglichkeiten der Zustandsüberwachung mittels Schraubenverbindungen, die Entwicklung einer Methodik sowie der Ablaufplan zur Umsetzung und die Definition von BCM konnte umgesetzt werden. Bei der Einteilung der Schadensidentifikationsebenen nach [125, 127] (vgl. Kapitel 2.2), kann Ebene 1 Schadensdetektion und 2 Schadenslokalisierung erreicht werden, vgl. Kapitel 5.4.2.2. Die Ebene 3 Schadensklassifizierung ist durch eine geschickte Wahl eines oder mehrerer Schädigungsindikatoren, die parallel ausgewertet werden, möglich, vgl. Kapitel 5.3. Zum Erreichen der weiteren Ebenen sind numerische Berechnungen und Erfahrung nötig.

In [126] wird folgende These formuliert:

*„Der Schwingungsaufnehmer wird zwangsläufig immer Bestandteil, Anfang einer Messkette zur Maschinenüberwachung sein.“*

Mit den Erkenntnissen aus der vorliegenden Arbeit kann dies nicht bestätigt werden. Beim BCM bilden Sensorschrauben die Grundlage des Systems, welche ggf. durch weitere Messgrößen ergänzt werden können. BCM ist als alternatives, zu den bereits auf dem Markt bestehenden Systemen der Zustandsüberwachung, zu betrachtendes System. Für die weitere Entwicklung der Industrie 4.0 und die wachsende Bedeutung der zustandsabhängigen Wartung sind dies positive Zeichen. Hinsichtlich Betriebssicherheit und Betriebsverfügbarkeit sowie Produktionssicherheit und Reduktion von aufwändigen Wartungen (z.B. Off-shore-Windenergieanlagen) besteht mit BCM viel Potenzial. Vorteilhaft ist auch die Tatsache, dass eine Sensorschraube auf die gewünschte Zielvorspannkraft direkt angezogen werden kann und ungenaue Montagethoden entfallen. Es ist eine Überwachung der Schraubenkraft von der Montage bis zur Abschaltung der Anlage über den gesamten Lebenszyklus der Schraubenverbindung sowie der den Kraftfluss beeinflussenden Systemkomponenten möglich.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel der Dissertation ist, die Möglichkeiten der Zustandsüberwachung durch Messen der zeitabhängigen Vorspannkraft von Schraubenverbindungen zu untersuchen. Diese Themenstellung ist für die zukünftige wirtschaftliche und digitale Entwicklung von großer Bedeutung. Für das Verständnis der Thematik wurden im Kapitel 2, *Stand der Technik*, die Grundlagen von Schraubenverbindungen, die Vorspannkraftmesstechnik und die numerische Berechnung von Schraubenverbindungen behandelt. Die in Kapitel 2.1.3 erläuterten Schädigungsmechanismen dienen als Grundstruktur für das Kapitel 5. Als zweites Hauptkapitel folgt im *Stand der Technik* die Einführung in die Zustandsüberwachung. Das Wissen aus den zwei Disziplinen Schraubenverbindungen und Zustandsüberwachung wird in Kapitel 3 zusammengeführt und die Forschungsfrage abgeleitet. Zur Beantwortung dieser Frage wird in Kapitel 4 die Schraube als Sensor betrachtet. Darauf aufbauend werden in Kapitel 5 Versuche und numerische Berechnungen an verschiedenen technischen Systemen durchgeführt. Dazu zählen unter anderem die Vibrationsprüfmaschine, der Montageprüfstand, die Flanschverbindungen, der Turm einer Windenergieanlage sowie ein Feldversuch mittels Traktor. Als Orientierung dienten hier die möglichen Schadensfälle von Schraubenverbindungen sowie der umgebenden Struktur. Es konnten so verschiedene Schädigungsindikatoren ermittelt werden. Die Untersuchungen führen zu der in Kapitel 6 definierten Methodik sowie dem Flussdiagramm bei der Anwendung von BCM. Ebenso wurden dort die Möglichkeiten für BCM beschrieben und die Schlussfolgerungen formuliert.

BCM bietet viele Möglichkeiten und hat großes Potenzial im Bereich der Zustandsüberwachung ohne großen Applikationsaufwand. Dabei wird eine durchgehende Prozesskette von der Montage bis Auswertung der Kräfte im Betrieb und Überwachung des Langzeitverhaltens einer Schraubenverbindung in der Maschine/Anlage bzw. der Struktur ermöglicht. Es kann eine ganzheitliche Überwachung nicht nur der Schraubenverbindung sondern auch der Strukturintegrität einschließlich Detektion von Betriebsüberlasten erfolgen.

Im Rahmen der Dissertation wurde vorrangig ein Überblick über die Möglichkeiten und Potenziale der Zustandsüberwachung gegeben, mit einem verstärkten Fokus auf Schraubenverbindungen und die dazu nötige Methodik vorgestellt.

Daraus lassen sich weitere offene Fragestellungen ableiten, beispielsweise ist es denkbar, die Signale nicht nur für die Zustandsüberwachung zu nutzen, sondern die Regelung und Überwachung des Produktionsprozesses aktiv damit zu beeinflussen, z.B. Zustellbewegung beim Zerspanen je nach Schnittkräften. Ein weiterer Punkt im Bereich der Schraubenverbindungen ist das Systemverhalten bei bzw. nach überelastischer Montage (bei DMS geänderte Kalibrierdaten). Weiterhin gilt es, das Langzeitverhalten der verwendeten Sensorschrauben über mehrere Jahre oder Jahrzehnte zu untersuchen und zu verbessern. Besteht die Option einer Nachrüstung von bestehenden Schrauben durch Einbringen einer kleineren Sensorschraube? Im Zuge des immer noch wachsenden Leichtbaus bestehen offene Fragen hinsichtlich des Verhaltens bei einer Mischbauweise mit verschiedenen Werkstoffen in einer Struktur. Die genauere Montage und die exakte Kenntnis der Schraubenbelastungen ermöglichen eine höhere Ausnutzung der Verbindung auch für neue zukünftige Produkte. Das spart Kosten. Kleinere Schraubenquerschnitte mit weniger Masse (Leichtbau) können eingesetzt werden, wodurch Bauraum eingespart wird. Weiterhin können ggf. Sicherheitsfaktoren reduziert werden.

Die erarbeiteten Erkenntnisse können in zukünftigen Projekten mit in die aktuellen Systeme der Zustandsüberwachung eingepflegt werden. Dabei stellt sich die Frage, welche Möglichkeiten sich ergeben, wenn in Verbindung mit künstlicher Intelligenz ein Training des Systems ermöglicht wird. Als mögliche Weiterführung der Thematik ist Smart Data bzw. die Online-Bewertung der Signale zu nennen. Insofern ist davon auszugehen, dass sich in Zukunft durch die Industrie 4.0, Plug 'n' produce und weitere Forschung stetige Verbesserungen zeigen werden. BCM wird so noch einfacher anzuwenden und kann sein Potenzial noch stärker aufzeigen.

## 8 Literaturangaben

- [1] DIN 461. Graphische Darstellung in Koordinatensystemen, Berlin: Beuth Verlag GmbH, März 1973.
- [2] Friedrich, C. u. Koch, D.: Zuverlässigkeit von Schraubenverbindungen im Leichtbau. *Lightweight Design* 3 (2010) 5, S. 28–35.
- [3] Guenther, P., Tiemens, H. u. Sigwart, A.: Verschraubungsversuche und Klemmkraftmessungen in der automobilen Praxis. Berechnung, Gestaltung, Montage, Anwendung, VDI-Fachtagung Schraubenverbindungen, 5 2239; Jg. 2014, S. 141–150.
- [4] Krä, C.: Benötigen Schrauben eine Zustandsüberwachung? *Allianz Report für Risiko und Sicherheit* 73; Jg. 2000, S. 123–131.
- [5] Khomenko, A., Koricho, E. G., Haq, M. u. Cloud, G. L.: Bolt tension monitoring with reusable fiber Bragg-grating sensors. *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design* 51 (2016) 2, S. 101–108.
- [6] Redepenning, B.: Eine Schraube ist eine Schraube ist eine... Verschraubung als zentrale Säule in der Verbindungstechnik. *HANSER KONSTRUKTION* Jg. 2018-03-15 (2018) 1, S. 33.
- [7] Zöllner, T.: Identifikation von Sensorschrauben mit Bildverarbeitung. *MM - Maschinenmarkt. Das IndustrieMagazin* Jg. 2010 21, S. 78–80.
- [8] Petersen, U.: Experimentelle Untersuchungen zum Übertragungsverhalten von rechteckförmigen Meherschraubenverbindungen (MSV). Berechnung, Gestaltung, Montage, Anwendung, VDI-Fachtagung Schraubenverbindungen, 4 2153; Jg. 2011, S. 49–71.
- [9] Groche, P. u. Brenneis, M.: Manufacturing and use of novel sensoric fasteners for monitoring forming processes. *Measurement* 53 (2014), S. 136–144.
- [10] Schneider, W.: Schäden an Schraubenverbindungen. *Kongressband Verbindungstechnik-vt'80. Arbeitsgruppe Messe + Kongress im Ingenieur Digest Verlag, Frankfurt/M. Messegelände Köln, 8.-10.9.1980; (1980) Sep, S. 155-164 (1980), S. 155–164.*

- [11] VDI-Richtlinie VDI 2230, Blatt 1. Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen, Berlin: Beuth Verlag GmbH, Dezember 2014.
- [12] VDI-Richtlinie VDI 2230, Blatt 2. Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen Mehrschraubenverbindungen, Berlin: Beuth Verlag GmbH, Dezember 2014.
- [13] Koch, D. u. Öngün, Y.: Simulation von Schraubenverbindungen. Berechnung und Simulation: Anwendungen, Entwicklungen, Trends, 3. Deutschsprachige NAFEMS Konferenz, Bamberg, DE, 25-27 Apr (2016), S. 209–221.
- [14] Huang, Y. H., Liu, L., Yeung, T. W. u. Hung, Y. Y.: Real-time monitoring of clamping force of a bolted joint by use of automatic digital image correlation. *Optics and Laser Technology* 41; Jg. 2009 (2009) 4, S. 408–414.
- [15] Gao, Z., Cecati, C. u. Ding, S. X.: A survey of fault diagnosis and fault-tolerant techniques- Part I: Fault diagnosis with model-based and signal-based approaches. *IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS* 62. (2015) 6, S. 3757–3767.
- [16] Richtlinie VDI/VDE 2862 Blatt 1. Mindestanforderungen zum Einsatz von Schraubssystemen und -werkzeugen Anwendungen in der Automobilindustrie, Berlin: Beuth Verlag GmbH, April 2012.
- [17] VDI/VDE-Richtlinie VDI/VDE 2862 Blatt 2. Mindestanforderungen zum Einsatz von Schraubssystemen und -werkzeugen Anwendungen im Anlagen-, Maschinen- und Apparatebau sowie für Flanschverbindungen an drucktragenden Bauteilen, Berlin: Beuth Verlag GmbH, Februar 2015.
- [18] Caccese, V., Mewer, R. u. Vel, S. S.: Detection of bolt load loss in hybrid composite/metal bolted connections. *ENGINEERING STRUCTURES* 26; Jg. 2004-06-01 (2004) 7, S. 895–906.
- [19] Heermant, C.: Schadensanalyse an Schraubenverbindungen. Tagungsband DVM-Tag 2016 - Bauteil verstehen. (2016) DVM-Bericht 1683, S. 131–140.

- [20] Becker, M., Groß, N. u. Herzer, H.-R.: Ultraschall-Vorspannkraftmessung über den gesamten Lebenszyklus von Verschraubungen, Koblenz. <http://publica.fraunhofer.de/documents/N-452369.html>, abgerufen am: 25.10.2018.
- [21] Kraemer, P.: Schadensdiagnoseverfahren für die Zustandsüberwachung von Offshore-Windenergieanlagen, Bd. 3. Dissertation Siegen: Institut für Mechanik und Regelungstechnik - Mechatronik 2011.
- [22] Deppert-Lippitz, B. u. Würth, R.: Die Schraube zwischen Macht und Pracht. Das Gewinde in der Antike. Sigmaringen: Thorbecke 1995.
- [23] Wiegand, H., Illgner, K. H. u. Beelich, K. H.: Über die Verminderung der Vorspannung von Schraubenverbindungen durch Setzvorgänge. Werkstatt und Betrieb 98 (1965) 11, S. 823–827.
- [24] Trächtler, A., Iwanek, P. u. Scheffels, G.: Immer besser: Maschinen optimieren sich selbst. Konstruktion (2017) 03, S. 56–58.
- [25] Schatz, V.: 10 Schritte zur sicheren Schraubverbindung. Marburg: Tectum-Verl. 2007.
- [26] DIN EN 1993-1-8. Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten – Teil 1-8: Bemessung von Anschlüssen, Berlin: Beuth Verlag GmbH, Dezember 2010.
- [27] Dünkel, V.: Schwingfestigkeit von Schraubenverbindungen - Optimierte Versuchsführung und deren Anwendung bei der Untersuchung von Randschicht- und Oberflächenzuständen. Dissertation TU Darmstadt. Aachen: Shaker Verlag 1999.
- [28] Friedrich, C.: Schraubfachausbildung DSV, Modul II Konstruktion / Berechnung. Siegen 2018.
- [29] Friedrich, C.: Designing Fastening Systems, In: Totten, G. E., Funatani, K. u. Xie, L.: Modeling and simulation for material selection and mechanical design. New York: Marcel Dekker 2004.

- [30] Abt, W., Borovinèar, I. u. Borsboom, Frans, Burgess, Fred M.: Wegweiser für eine sichere Dichtverbindung an Flanschen. Wegweiser für eine sichere Dichtverbindung an Flanschen 009 / 98, Lancaster, United Kingdom: <https://idt-dichtungen.de/dl/4368dbfa9c6128402e3305c4a0aa0c4f/ESA%2BFSA-Wegweiser-Dichtverbindung-an-Flanschen.de.pdf>, abgerufen am: 05.07.2018.
- [31] Scholz, G.: Rohrleitungs- und Apparatebau. Planungshandbuch für Industrie- und Fernwärmeversorgung. Berlin: Imprint Springer 2012.
- [32] Tietze, W. (Hrsg.): Handbuch Dichtungspraxis. Essen. Essen: Vulkan-Verl. 2003.
- [33] Kloos, K. H., Thomala, W. u. Wiegand, H.: Schraubenverbindungen. Berlin [u.a.]: Springer 2007.
- [34] Pollicino, F. u. Schleeßelmann, R.: Berechnung der hochbelasteten Schraubenverbindung des Rotorblattes einer Windenergieanlage mittels FEM und VDI 2230 unter Berücksichtigung der Montage. Schraubenverbindungen: Berechnung, Gestaltung, Anwendung; Tagung Dresden 5. und 6. Oktober (2005) VDI-Berichte Nr. 1903, S. 255–280.
- [35] Reppien, M., Schünemann, A., Riedel Alexander u. Korves, A.: Untersuchung verschiedener Anziehverfahren zur Flanschmontage. Technische Sicherheit 2; Jg. 2012 6, S. 44–49.
- [36] Koch, D.: Beitrag zur numerischen Simulation des selbsttätigen Losdrehverhaltens von Schraubenverbindungen. Dissertation Universität Siegen. Aachen: Shaker Verlag 2012.
- [37] Wagner, W.: Festigkeitsberechnungen im Apparate- und Rohrleitungsbau. Vogel Business Media 2006.
- [38] Hörnig, T. H.: Beitrag zur Tragfähigkeit des Gewindeeingriffs bei Schraubenverbindungen im Leichtbau. Dissertation Universität Siegen. Aachen: Shaker Verlag 2016.
- [39] Turlach, G.: Die Verbesserung der Dauerhaltbarkeit höchstfester Schraubenverbindungen. VDI Zeitschrift 126; Jg. 1984 (1984) 20, S. 92-97.
- [40] Kloos, K. H. u. Schneider, W.: Haltbarkeit exzentrisch beanspruchter Schraubenverbindungen/Consistency of eccentrically stressed screw connections. VDI-Zeitschrift 126; Jg. 1984 (1984) 19, S. 741–750.

- [41] Peth, J. u. Friedrich, C.: Design influences of preload relaxation behaviour in bolted joints using aluminium parts. 6th International Conference on Integrity - Reliability – Failure, Lissabon 2018.
- [42] Brecher, C., Jasper, D., Schmidt, S. u. Fey, M.: Methodik zur Ermittlung der Schraubenzusatzkräfte von Schraubenverbindungen. Konstruktion 68; Jg. 2016 6, S. 78–82.
- [43] Duchardt, M.: Bewertung des Vorspannkraftverlustes in Schraubenverbindungen unter kombinierter mechanischer und thermischer Beanspruchung. Dissertation TU Darmstadt. Aachen: Shaker Verlag 2013.
- [44] Schiborr, M.: Anwendung von direkten Kraftanzeigern in vorgespannten Verbindungen, Essen, Dissertation Universität Duisburg-Essen. Duisburg 2016.
- [45] Amerini, F. u. Meo, M.: Structural health monitoring of bolted joints using linear and nonlinear acoustic methods. EWSHM, European Workshop on Structural Health Monitoring, 5 Jg. 2010.
- [46] Jenne, M., Hubbertz, H., Friedrich, C. u. Bär, C.: Improved Mechanical Preload Measurement of Bolted Joints for Light Weight Design With CFRP Components. Proceedings of 2015 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition (2015).
- [47] Wellinger, K. u. Keil, E.: Der Spannungsabfall in Stahlschrauben bei höherer Temperatur unter Last. Archiv für das Eisenhüttenwesen 15 (1942) 10, S. 475–478.
- [48] Friedrich, C., Guggolz, D., Peth, J.: Zukunftsaspekte der additiven Fertigung für Produktinnovation sowie Besonderheiten von Schraubenverbindungen bei additiv gefertigten metallischen Bauteilen. In: Richard, H. A., Schramm, B. et. al: Additive Fertigung von Bauteilen und Strukturen. Berlin: Springer 2017.
- [49] Schaumann, P. u. Rutkowski, T.: InSitu - Vorspannkräfte großer Schrauben bei Windenergieanlagen. 1. Münchener Forum für Verbindungstechnik im Stahl-, Maschinen- und Anlagenbau, 2.-3.12.2004, München.
- [50] Bickford, J. H.: Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints. Non-gasketed joints, Bd. 207. Boca Raton, Fla.: CRC Press 2008.

- [51] Schoft, S.: Langzeitverhalten elektrotechnischer Verbindungen unter Berücksichtigung des Kriechens der Leitermaterialien. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 21: Elektrotechnik, 2007, Vol. 381, p. 1-175 (2007).
- [52] Matos, R., Shah Mohammadi, M. R. u. Rebelo, C.: A year-long monitoring of preloaded free-maintenance bolts – Estimation of preload loss on Bob-Tail bolts. Renewable Energy 116; Jg. 2018-02-01 (2018) Part B, S. 123–135.
- [53] Gerstmayr, G., Oberhuber, P., Bösch, L. u. Thomas, J.: Erfassung von Vorspannkraften in Schraubverbänden mittels Ultraschall, [https://pure.unileoben.ac.at/portal/files/1016861/Erfassung\\_von\\_Vorspannkraften\\_in\\_Schraubverbänden\\_mittels\\_Ultraschall.pdf](https://pure.unileoben.ac.at/portal/files/1016861/Erfassung_von_Vorspannkraften_in_Schraubverbänden_mittels_Ultraschall.pdf), abgerufen am: 25.10.2018.
- [54] Schneider, E.: Überprüfung der Vorspannkraft in Schrauben und Bolzen mittels Ultraschallverfahren, Berlin. [http://publica.fraunhofer.de/eprints/urn\\_nbn\\_de\\_0011-n-2186828.pdf](http://publica.fraunhofer.de/eprints/urn_nbn_de_0011-n-2186828.pdf), abgerufen am: 25.10.2018.
- [55] Persson, E. u. Roloff, A.: Ultrasonic tightening control of a screw joint. A comparison of the clamp force accuracy from different tightening methods. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 230; Jg. 2016 15, S. 2595–2602.
- [56] Scheuch, F.: Off- und Online-Bestimmung der Vorspannkraft von Schraubverbindungen bei Windenergieanlagen mittels Ultraschall. Grundlagen der ultraschallgesteuerten Schraubmontage. Aktuelle Einsatzgebiete in verschiedenen Industrien Ausblick Serienanwendungen und Produktentwicklung. Schraubtechnik im Wandel der Zeit, Fachtagung Automatisierte Schraubmontage, 4 2100; Jg. 2010, S. 83–99.
- [57] Lüthi, T.: Beitrag zur Ermittlung von Eigenspannungen mit Ultraschall, Anwendung auf Schweissnähte. Germany, Europe: Zürich 1990.
- [58] Kabisch, T.: Analytische und experimentelle Untersuchung einer querbelasteten Mehrschraubenverbindung. Werkstoffe und Fügeverfahren - Neue Herausforderungen für die Betriebsfestigkeit: Tagung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, 39 139; Jg. 2012, S. 17–29.
- [59] Veitinger, H.: Verschrauben mit Ultraschall. Vorspannkraft direkt messen. Schweizer Maschinenmarkt 94; Jg. 1994 (1994) 25, S. 30–31.

- [60] Becker, M.: Determination of preload in bolts by ultrasound without referencing in unloaded state. WCNDT, 19<sup>th</sup> World Conference on Non-Destructive Testing, München, 2016.
- [61] Keil, S.: Dehnungsmessstreifen. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden 2017.
- [62] Hoffmann, K.: Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmeßstreifen. Darmstadt: Hottinger-Baldwin-Meßtechnik 1987.
- [63] Keil, S.: Eine Sensor-Erfindung von besonderer Bedeutung. Elektronikpraxis (2016) 15, S. 160–164.
- [64] Herrmann, R., Stockmann, M. u. Marx, S.: Untersuchungsstrategie zur Bewertung der Langzeitstabilität von Dehnungsmessstreifen. Bautechnik 92 (2015) 7, S. 451–460.
- [65] Genauigkeit bei der Kraftmessung. Kleinerer Messfehler erhöht die Produktivität. Quality Engineering Jg. 2011 3, S. 38–40.
- [66] DIN EN ISO 898-1. Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl – Teil 1: Schrauben mit festgelegten Festigkeitsklassen – Regelgewinde und Feingewinde (ISO 898-1:2013); Deutsche Fassung EN ISO 898-1:2013, Berlin: Beuth Verlag GmbH, Mai 2003.
- [67] Tokyo Sokki Kenkyujo Co., Ltd.: STRAIN GAUGES:  
[https://www.tml.jp/e/download/catalog/StrainGauges\\_E1007D.pdf](https://www.tml.jp/e/download/catalog/StrainGauges_E1007D.pdf), abgerufen am: 30.10.2018.
- [68] Dinger, G.: Ermittlung des selbsttätigen Losdrehens bei Mehrschraubenverbindungen. Dissertation Universität Siegen. Aachen: Shaker Verlag 2013.
- [69] Friede, R.: Vorspannkraftverluste durch Setzen und selbsttätiges Losdrehen planmäßig vorgespannter Schraubenverbindungen. Dissertation TU Darmstadt, Bd. 89. Darmstadt: Inst. für Stahlbau und Werkstoffmechanik 2010.
- [70] Stranghöner, N.: Execution and reliability of slip resistant connections for steel structures using CS and SS (SIROCO), Luxemburg:  
<https://op.europa.eu/en/publication-detail/-/publication/fe331d9c-460e-11e9-a8ed-01aa75ed71a1>, abgerufen am: 04.03.2020.

- [71] Hoffmann, K.: Anwendung der Wheatstoneschen Brückenschaltung. Darmstadt 2001.
- [72] Hofmann, S.: Möglichkeiten zum Erfassen der Schraubenvorspannung mit Dehnungsmessstreifen. Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal 39 (2014), S. 95–100.
- [73] Ba Saleem, M. O.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen der Setzverluste an Schraubenverbindungen, Technische Universität Chemnitz Dissertation. Chemnitz 1991.
- [74] Friedrich, C. u. Hubbertz, H.: Engineering Calculation of Threaded Fastening Systems Considering Deviations in Advanced Design. Proceedings of IMECE2012, 2012 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition (2012).
- [75] Hubbertz, H.: Auslegung von optimierten Schraubenverbindungen mit reduzierten Streuungen und Unsicherheiten. Innovative Verbindungstechnik: Schraubtechnik und Gewindesicherung, Neckarsulm 2012.
- [76] Friedrich, C. u. Hubbertz, H.: Hoch beanspruchte Schraubenverbindungen im Leichtbau - Zusatzanforderungen für eine lebenszyklusorientierte wirtschaftliche Auslegung. Systemleichtbau als ganzheitlicher Ansatz, LLC 2013, 6. Landshuter Leichtbau-Colloquium, Landshut, 27.-28. Feb, 2013; S. 277-289 (2013).
- [77] Friedrich, C., Hubbertz, H. u. Dinger, G.: Standardized calculation of bolted joints for future Requirements. Proceedings of the ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition (2011).
- [78] Gallera, C. von: Windenergie: Black Hawk Down in Kirtorf — Waren Schrauben schuld am Zusammenbruch der Windkraftanlage? Unfall am: 19.06.2011: <https://www.mittelhessenblog.de/windenergie-black-hawk-down-in-kirtorf-waren-schrauben-schuld-am-zusammenbruch-der-windkraftanlage/>, abgerufen am: 05.11.2018.
- [79] Liu, Y. u. Ishihara, T.: Fatigue Failure Accident of Wind Turbine Tower in Taikoyama Wind Farm. Accident on March, 2013. Europe's Premier Wind Energy Event, EWEA, European Wind Energy Association Annual Conference and Exhibition, 2015 Jg. 2015.

- [80] AUTO SERVICE PRAXIS Online: BMW ruft Reihen-Sechszylinder zurück: <https://www.autoservicepraxis.de/bmw-ruft-reihen-sechszylinder-zurueck-1352842.html?fromSearch=true>, abgerufen am: 05.11.2018.
- [81] Süddeutsche Zeitung: Motortausch nach Brand. Unfälle: im Februar 2014, München: <https://www.sueddeutsche.de/auto/rueckruf-porsche-gt-motortausch-nach-brand-1.1916604>, abgerufen am: 05.11.2018.
- [82] Rail Accident Investigation Branch, Department for Transport: Rail Accident Report. Derailment at Grayrigg 23 Februar 2007, United Kingdom: [http://www.railwaysarchive.co.uk/documents/RAIB\\_GrayriggFinal2008.pdf](http://www.railwaysarchive.co.uk/documents/RAIB_GrayriggFinal2008.pdf), abgerufen am: 25.01.2019.
- [83] Kühne, F. u. Rahl, H.: Untersuchungsbericht zum Flugzeugabsturz am 08.08.2000 im Fluß Salzach bei Laufen, Braunschweig: [https://www.bfu-web.de/DE/Publikationen/Untersuchungsberichte/2000/Bericht\\_3X191-0.00.pdf?\\_\\_blob=publicationFile](https://www.bfu-web.de/DE/Publikationen/Untersuchungsberichte/2000/Bericht_3X191-0.00.pdf?__blob=publicationFile), abgerufen am: 05.11.2018.
- [84] National Transportation Safety Board: Loss of Pitch Control on Takeoff, Emery Worldwide Airlines, Flight 17, McDonnell Douglas DC-8-71F, N8079U, Rancho Cordova, California, February 16, 2000: <https://www.nts.gov/investigations/AccidentReports/Reports/AAR0302.pdf>, abgerufen am: 05.11.2018.
- [85] Eberhard, A., St. Beyer, Beyer, J. u. Oechsner, M.: Selbsttätiges Losdrehen von Schraubenverbindungen unter transversaler Beanspruchung. Tagungsband DVM-Tag 2016 - Bauteil verstehen. (2016) DVM-Bericht 1683, S. 121–130.
- [86] Thomala, W.: Größere Sicherheit bei Schraubenverbindungen/Greater safety with bolted joints. Drahtwelt 65; Jg. 1979 (1979) 2, S. 67–73.
- [87] Benner, E.: Allianz-Handbuch der Schadenverhütung. Düsseldorf: VDI-Verlag 1984.
- [88] Schneider, W.: Beanspruchung und Haltbarkeit hochvorgespannter Schraubenverbindungen. Dissertation TU Darmstadt. Erlangen: Gruner Druck GmbH 1991.

- [89] Hoche, H. u. Oechsner, M.: Brüche hochfester Schrauben infolge wasserstoffinduzierter Spannungsrisskorrosion - Ursachen und Abhilfemaßnahmen Fractures in High-Strength Bolts due to Hydrogen Induced Stress Corrosion - Causes and Corrective Actions. *Praktische Metallographie / Practical Metallography* 54; Jg. 2017 (2017) 3, S. 178.
- [90] Brahim, S. V.: Fundamentals of Hydrogen Embrittlement in Steel Fasteners, Montréal, Canada: [https://www.boltcouncil.org/files/Hydrogen EmbrittlementInSteelFasteners-Brahimi.pdf](https://www.boltcouncil.org/files/Hydrogen%20EmbrittlementInSteelFasteners-Brahimi.pdf), abgerufen am: 09.08.2019.
- [91] Brahim, S. V., Sriraman, K. R. u. Yue, S.: Hydrogen embrittlement characteristics of two tempered martensitic steel alloys for high-strength bolting. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 231 (2016) 17, S. 3214–3227.
- [92] Gosheva, O., Andersohn, G. u. Oechsner, M.: Comparative study of the testing approaches for the susceptibility of high-strength fasteners to environmental hydrogen embrittlement (EHE). *Materials Testing* 60 (2018) 3, S. 251–256.
- [93] Lange, J. u. Gonzalez, F.: Behavior of High-Strength Grade 10.9 Bolts under Fire Conditions. *Structural Engineering International* 22; Jg. 2012-11-01 (2012) 4, S. 470–475.
- [94] Rösler, J., Harders, H. u. Bäker, M.: *Mechanisches Verhalten der Werkstoffe*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden 2012.
- [95] Roos, E., Maile, K. u. Seidenfuß, M.: *Werkstoffkunde für Ingenieure. Grundlagen, Anwendung, Prüfung*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, Imprint: Springer Vieweg 2017.
- [96] Haberling, C.: *Berechnung lösbarer Leichtmetallverbindungen für Mono- und Mischbauweise im Automobilentstehungsprozess*, Bd. 10. Dresden: w.e.b.-Univ.-Verl. 2004.
- [97] Schaaf, M.: *Strategie zur Verminderung von Emissionen aus Flanschverbindungen*. Zentrale Universitätseinrichtungen. Materialprüfungsanstalt Universität Stuttgart (MPA Stuttgart, Otto-Graf-Institut (FMPA)); (2015).

- [98] Chen, Y., Xu, Y. Y., Huang, L. Y., Xu, Y. H. u. Guan, K. S.: Creep Behavior of Metal-to-Metal Contact Bolted Flanged Joint. ICMFM, International Colloquium on Mechanical Fatigue of Metals, 17 130; Jg. 2015 (2015), S. 214–220.
- [99] Purper, H.: Experimentelle und numerische Untersuchung des Relaxationsverhaltens von Rohrflanschverbindungen. Dissertation Universität Stuttgart. Universität Stuttgart; Staatliche Materialprüfungsanstalt Universität Stuttgart 2002.
- [100] Krauß, C., Michelfeit, S. u. Wiebe, H.: Schraubenverbindungen im Chemieanlagenbau. 12. informations- und Diskussionsveranstaltung 2018; Schraubenverbindungen, leicht-innovativ-sicher, Darmstadt.
- [101] VDI-Richtlinie VDI 2200. Dichte Flanschverbindungen Auswahl, Auslegung, Gestaltung und Montage von verschraubten Flanschverbindungen, Berlin: Beuth Verlag GmbH, Juni 2007.
- [102] Thomsen, P., Lannewehr, G., Ahlers, O., Hardorp, R., Lehmer, J., Siebler, D. u. Zellner, N.: Dichtungsvademecum. Wissen und Grundlagen zur statischen Dichtungstechnik; Flangevalid. Essen: PP PUBLICO Publications 2012.
- [103] VDI-Richtlinie VDI 2290. Emissionsminderung Kennwerte für dichte Flanschverbindungen, Berlin: Beuth Verlag GmbH, Juni 2012.
- [104] Wilming, H.: Verschraubungen an Druckgeräten im Anlagenbau und VDI 2862 Blatt 3 - Anforderungen und Praxis. Anspruch und Tendenzen in der experimentellen Strukturmechanik, GESA-Symposium, 1999 Jg. 2012 (2012), S. 63–73.
- [105] Halkyard, D.: The bolted connection - seal: <https://www.europeansealing.com/wp-content/uploads/2018/05/ESA.pdf>, abgerufen am: 05.07.2018.
- [106] Friedrich, C. u. Manoharan, S. K.: Selbsttätiges Losdrehen - Ein bedeutender Schädigungsmechanismus im Leichtbau. Tagungsband DVM-Tag 2016 - Bauteil verstehen. (2016) DVM-Bericht 1683, S. 85–97.
- [107] Blume, D.: Wann müssen Schraubenverbindungen gesichert werden? Verbindungstechnik - Ingenieur Digest Verlag Frankfurt (1969) 1, S. 25–30.

- [108] Koch, D., Friedrich, C., Ertl, J. u. Mandlmeier, S.: Untersuchung des selbsttätigen Losdrehverhaltens am Beispiel eines Radverbunds. Schraubenverbindungen, kleiner-leichter-umweltfreundlicher, 9. Informations- und Diskussionsveranstaltung, neue Ergebnisse aus Forschung und Praxis, Darmstadt, DE, 6.-7. Mai, 2009; (2009) S. 5/1- (17S.).
- [109] Guggolz, D.: Auslegungsprozess zur Absicherung des selbsttätigen Losdrehverhaltens von Schraubenverbindungen in realen Bauteilsystemen. Dissertation Universität Siegen. Aachen: Shaker Verlag 2019.
- [110] Okada, K.: Die Stimme der Weisheit. Bolted 2017 (2017) 1, S. 18.
- [111] Friedrich, C., Koch, D. u. Dinger, G.: Erweiterte Bewertung des Ausfallrisikos von Schraubenverbindungen im Leichtbau. 4. Landshuter Leichtbau-Colloquium, Leichtbau - eine Schlüsseltechnologie für Material-, Energieeffizienz und Klimaschutz, Landshut, DE, 26.-27. Feb, 2009.
- [112] Guggolz, D., Dümpelmann, C. u. Friedrich, C.: Losdrehverhalten und Monitoring einer mehraxial belasteten Mehrschraubenverbindung am Beispiel einer Radlagerverschraubung. 8. Landshuter Leichtbau-Colloquium (LLC 2017) 08.-09.03.2017, Landshut, S. 159–172.
- [113] Wehmann, C.: Nichtlineare Finite-Elemente-Analyse für Berechnungen im Maschinenbau. Geometrische Nichtlinearitäten und plastisches Materialverhalten ausgewählter Maschinenelemente. Aachen: Shaker 2014.
- [114] MEINGAST, M.: Der richtige Dreh. Hanser Konstruktion Jg. 2018-03-15 (2018) 1, S. 44.
- [115] Knothe, K. u. Wessels, H.: Finite Elemente Elektronische Ressource. Eine Einführung für Ingenieure. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, Imprint: Springer Vieweg 2017.
- [116] Wuttke, U.: Praxisgerechte Bewertung zyklisch beanspruchter Schraubenverbindungen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode. Dissertation TU Darmstadt, 1/2008. Aachen: Shaker Verlag 2007.
- [117] Klein, B.: FEM Elektronische Ressource. Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden 2015.

- [118] Herrmann, H.: Die Methode der Finiten Elemente für Ingenieure. Grundlagen, Theorie und praktische Anwendung mit dem FEM-Baukasten. Frankfurt am Main: Deutsch 2012.
- [119] Hammerbacher, D. u. Günther, F.: Einfluss der Modellklasse bei der Berechnung von Schraubenverbindungen der Anbindung eines Kompressoraggregats am Schienenfahrzeug-Wagenkasten. Anspruch und Tendenzen in der experimentellen Strukturmechanik, GESA-Symposium, 1999 (2014).
- [120] Lange, H.: Vorgehensweise bei der numerischen Berechnung von Schraubenverbindungen nach VDI 2230 Blatt 2. Berechnung, Gestaltung, Montage, Anwendung, VDI-Fachtagung Schraubenverbindungen, 4 2153; Jg. 2011 (2011), S. 91–98.
- [121] Nasdala, L.: FEM-Formelsammlung Statik und Dynamik. Hintergrundinformationen, Tipps und Tricks. Wiesbaden: Vieweg + Teubner 2010.
- [122] Friedmann, H. u. Kraemer, P.: Vibration-based condition monitoring, structural health monitoring, population monitoring – Approach to a definition of the different concepts by means of practical examples from the field of wind energy. 8<sup>th</sup> European Workshop On Structural Health Monitoring (EWSHM 2016), Bilbao, Spanien: [https://www.ndt.net/events/EWSHM2016/app/content/Paper/339\\_Friedmann\\_Rev1.pdf](https://www.ndt.net/events/EWSHM2016/app/content/Paper/339_Friedmann_Rev1.pdf), abgerufen am: 17.12.2018.
- [123] Balageas, D., Fritzen, C.-P. u. Güemes, A.: Structural Health Monitoring. London, Newport Beach, CA: ISTE Ltd 2006.
- [124] Hille, F.: Unterraumbasierte Detektion von Strukturschäden an Jacket-Gründungen von Offshore-Windenergieanlagen; Subspace based detection of structural damage on jacket foundations of offshore wind turbines. Dissertation TU Berlin. Berlin 2018.
- [125] Rytter, A.: Vibrational Based Inspection of Civil Engineering Structures. Aalborg: Dept. of Building Technology and Structural Engineering, Aalborg University 1993.
- [126] Kolerus, J. u. Wassermann, J.: Zustandsüberwachung von Maschinen. Das Lehr- und Arbeitsbuch für den Praktiker. Renningen: expert verlag 2014.

- [127] Farrar, C. R. u. Worden, K.: An introduction to structural health monitoring. Philosophical transactions. Series A, Mathematical, physical, and engineering sciences 365 (2007) 1851, S. 303–315.
- [128] VDI-Richtlinie VDI 3822. Schadensanalyse - Grundlagen und Durchführung einer Schadensanalyse, Berlin: Beuth Verlag GmbH, November 2011.
- [129] Inman, D. J. (Hrsg.): Damage prognosis for aerospace, civil and mechanical systems. Chichester. Chichester: Wiley 2005.
- [130] VDI-Richtlinie VDI 4551 Entwurf. Strukturüberwachung und -beurteilung von Windenergieanlagen und Offshorestationen, Berlin: Beuth Verlag GmbH, Oktober 2018.
- [131] VDI-Richtlinie VDI 3839, Blatt 1. Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen, Allgemeine Grundlagen, Berlin: Beuth Verlag GmbH, März 2001.
- [132] DIN ISO 13373-1. Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen, Schwingungs- Zustandsüberwachung Teil 1: Allgemeine Anleitungen, Berlin: Beuth Verlag GmbH, Juli 2002.
- [133] Stepinski, T., Uhl, T. u. Staszewski, W.: Advanced Structural Damage Detection. From Theory to Engineering Applications. Chichester: Wiley 2013.
- [134] Park, G., Cudney, H. H. u. Inman, D. J.: Feasibility of using impedance-based damage assessment for pipeline structures. EARTHQUAKE ENGINEERING & STRUCTURAL DYNAMICS 30; Jg. 2001-10-01 (2001) 10, S. 1463–1474.
- [135] Mobley, R. K.: An introduction to predictive maintenance. Amsterdam u.a.: Butterworth-Heinemann 2002.
- [136] Andelfinger, V. P. u. Hänisch, T. (Hrsg.): Industrie 4.0. Wie cyberphysische Systeme die Arbeitswelt verändern. Wiesbaden. Wiesbaden: Springer Gabler 2017.
- [137] Roland Berger, VDMA u. Deutsche Messe: Predictive Maintenance. Service der Zukunft – und wo er wirklich steht: [https://www.rolandberger.com/publications/publication\\_pdf/roland\\_berger\\_vdma\\_predictive\\_maintenance\\_d\\_1.pdf](https://www.rolandberger.com/publications/publication_pdf/roland_berger_vdma_predictive_maintenance_d_1.pdf), abgerufen am: 17.12.2018.

- [138] Deckert, R. u. Günther, A.: Digitalisierung und Industrie 4.0 – Eine Einführung zu ausgewählten neueren Entwicklungen in Wirtschaft und Gesellschaft, Hamburg: <https://digitale-skripte.hfh-fernstudium.de/GBW/GBW005.html?p=0>, abgerufen am: 11.01.2019.
- [139] Huber, W.: Industrie 4.0 kompakt - wie Technologien unsere Wirtschaft und unsere Unternehmen verändern. Transformation und Veränderung des gesamten Unternehmens. Wiesbaden: Springer Vieweg 2018.
- [140] bitkom u. Experton: Investition in Industrie 4.0 in Deutschland in den Jahren 2013 bis 2020. Zitiert nach [de.statista.com](https://de.statista.com), Berlin: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/372846/umfrage/investition-in-industrie-40-in-deutschland/>, abgerufen am: 17.12.2018.
- [141] Deckert, R.: Digitalisierung und Industrie 4.0. Technologischer Wandel und individuelle Weiterentwicklung. Wiesbaden: Springer Gabler 2019.
- [142] Wagner, R. M. (Hrsg.): Industrie 4.0 für die Praxis. Mit realen Fallbeispielen aus mittelständischen Unternehmen und vielen umsetzbaren Tipps. Wiesbaden. Wiesbaden: Springer Gabler 2018.
- [143] Zühlke, K.: Sie meldet ihr Anzugsdrehmoment Die kluge Schraube 4.0 denkt mit. Markt & Technik Jg. 2018-07-06 (2018) 28, S. 29.
- [144] Martin, G., Schork, S., Vogel, S. u. Kirchner, E.: MME – Potentiale durch mechatronische Maschinenelemente. Konstruktion (2018) 01-02, 71–82.
- [145] Schork, S., Gramlich, S. u. Kirchner, E.: Entwicklung von Smart Machine Elements - Ansatz einer smarten Ausgleichkupplung. Germany, Europe: TuTech Innovation 2016.
- [146] Sensorische Komponenten. Maschine und Werkzeug 118; Jg. 2017 (2017) 2, S. 100–101.
- [147] Kienzle, O., Berndt, G., Damm, T., Drescher, C. W., Frenz, G. u. al, M. G. e.: Zusammenfassung der Hauptgesichtspunkte für den Austauschbau. Schriften der Arbeitsgemeinschaft Deutscher Betriebsingenieure: Band I Der Austauschbau und seine praktische Durchführung (1923), S. 288–316.
- [148] Feldmann, M., Naumes, J. u. Pak, D.: Zum Last-Verformungsverhalten von Schrauben in vorgespannten Ringflanschverbindungen mit überbrückten Klaffungen im Hinblick auf die Ermüdungsvorhersage. Stahlbau 80; Jg. 2011 1, S. 21–29.

- [149] Kim, S.-Y., Ebina, A., Sano, A. u. Kubota, S.: Monitoring of process and tool status in forging process by using bolt type piezo-sensor. *Procedia Manufacturing* 15 (2018), S. 542–549.
- [150] Stahlmann, M. u. Brenneis, J.: Sensorik in der Presse hilft, die Produktivität zu steigern. *blechnet.com* Jg. 2018-04-03 (2018) 002, S. 46.
- [151] Matos, R. u. Rebelo, C.: Dynamic measurements of a steel wind tower. *ICOVP, Biennial International Conference on Vibration Problems*, 11 Jg. 2013.
- [152] Scheuch, F.: Sensor erhöht Verfügbarkeit und senkt Betriebskosten. Einsatzgebiet: Serienfertigung von Windenergieanlagen. *VDMA Nachrichten* 84; Jg. 2005 4, S. 61.
- [153] Haug, Peter, 78733 Aichhalden, DE: Patentschrift: Anordnung und Verfahren zur Bestimmung und Überwachung des Spannungszustandes eines Befestigungselementes. Haug, Peter, 78733 Aichhalden, DE.
- [154] Caterpillar, Inc., Peoria, 111., US: Patentschrift: Fehlerdetektionssystem und Fehlerdetektionsverfahren. White, Jon P., Monticello, IL, US, Polium, Christopher A., Peoria, IL, US, Verma, Mohit, Decatur, IL, US, Reinhart, James W., Decatur, IL, US, Heller, Ricky J., Canton, IL, US u. Holthaus, David W., Monticello, IL, USWO 2010/080470.
- [155] RWE Innogy GmbH, 45127 Essen, DE: Patentschrift: Verfahren zur Überwachung oder Überprüfung der Schraubbolzenvorspannung an dynamisch beanspruchten Schraubverbindungen. Daum, Karlheinz, 67133 Maxdorf, DE.
- [156] Wang, T., Song, G., Liu, S., Li, Y. u. Xiao, H.: Review of Bolted Connection Monitoring. *Web server without geographic relation, Web server without geographic relation (org)*: SAGE Publishing 2013.
- [157] Zhang, Z., Xu, H., Liao, Y., Su, Z. u. Xiao, Y.: Vibro-acoustic modulation (VAM)-inspired structural integrity monitoring and its applications to bolted composite joints. *Composite Structures* 176; Jg. 2017-09-15 (2017), S. 505–515.

- [158] Razi, P., Esmaeel, R. A. u. Taheri, F.: Improvement of a vibration-based damage detection approach for health monitoring of bolted flange joints in pipelines. *Structural Health Monitoring* 12; Jg. 2013-05-01 (2013) 3, S. 207–224.
- [159] KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS CO., LTD.: Catalog: [http://www.kyowa-ei.com/eng/download/support/download/catalog/kfg\\_catalog\\_e2016\\_01\\_eng.pdf](http://www.kyowa-ei.com/eng/download/support/download/catalog/kfg_catalog_e2016_01_eng.pdf), abgerufen am: 05.02.2018.
- [160] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH: Dehnungsmessstreifen. Erste Wahl für Dehnungsmessungen, Darmstadt: <https://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/S01264.pdf>, abgerufen am: 16.02.2019.
- [161] DIN EN ISO 4014. Sechskantschrauben mit Schaft – Produktklassen A und B, Berlin: Beuth Verlag GmbH, Juni 2011.
- [162] DIN EN ISO 16047. Verbindungselemente – Drehmoment/Vorspannkraft-Versuch, Berlin: Beuth Verlag GmbH, Januar 2013.
- [163] DIN EN ISO 4017. Mechanische Verbindungselemente – Sechskantschrauben mit Gewinde bis Kopf – Produktklassen A und B, Berlin: Beuth Verlag GmbH, Mai 2015.
- [164] DIN EN 1092-1. Flansche und ihre Verbindungen – Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN bezeichnet – Teil 1: Stahlflansche, Berlin: Beuth Verlag GmbH, April 2013.
- [165] Seider, W.: Querkraftbelastete Schraubenverbindungen: Mechanismen des selbsttätigen Losdrehens. *VDI-Berichte* (2014) 2239, S. 131–140.
- [166] DIN 65151. Dynamische Prüfung des Sicherungsverhaltens von Schraubenverbindungen unter Querbeanspruchung (Vibrationsprüfung), Berlin: Beuth Verlag GmbH, August 2002.
- [167] Manoharan, S. K., Dümpelmann, C. u. Friedrich, C.: Condition Monitoring of Multi-Bolted Joints with Combination of Preload Measurement and Extended Evaluation from FEA. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* 10; Jg. 2017 (2017) 1, S. 385–390.
- [168] DIN EN ISO 4032. Sechskantmuttern (Typ 1) – Produktklassen A und B (ISO 4032:2012); Deutsche Fassung EN ISO 4032:2012, Berlin: Beuth Verlag GmbH, April 2013.

- [169] Niemann, G., Höhn, B.-R. u. Winter, H.: Maschinenelemente. Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2005.
- [170] Stockmann, M.: Untersuchungen zur Messung mit DMS bei hohen Temperaturen. Sicherheit und Wirtschaftlichkeit durch Messtechnik, Monitoring und Beanspruchungsanalyse, GESA-Symposium, 2003 1757; Jg. 2003, S. 99–109.
- [171] Ohne Verfasser: [www.micro-measurements.com: Strain Gage Thermal Output and Gage Factor Variation with Temperature: http://www.vishaypg.com/docs/11054/tn504.pdf](http://www.vishaypg.com/docs/11054/tn504.pdf), abgerufen am: 04.07.2017.
- [172] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH: Temperaturkompensation von Dehnungsmessstreifen. Theorie und Umsetzung in die Praxis. Sensor Magazin Jg. 2013 2, S. 18–20.
- [173] Hofstötter, P., Pach, W. u. Trobitz, M.: Überwachung von Rohrleitungen und Komponenten in den Kernkraftwerken Grundremmingen (KRB II). Anspruch und Tendenzen in der experimentellen Strukturmechanik, GESA-Symposium, 1463; Jg. 1999 (1999), S. 277–284.
- [174] Zhu, L., Bouzid, A.-H. u. Hong, J.: Numerical and Experimental Study of Elastic Interaction in Bolted Flange Joints. PVP, ASME Pressure Vessels and Piping Conference, 2016 Jg. 2016 (2017) 139.
- [175] DIN EN 1514-1. Flansche und ihre Verbindungen - Maße für Dichtungen für Flansche mit PN-Bezeichnung - Teil 1: Flachdichtungen aus nichtmetallischem Werkstoff mit oder ohne Einlagen; Deutsche Fassung EN 1514-1:1997, Berlin: Beuth Verlag GmbH, August 1997.
- [176] Thomsen, P.: Kontrolle der Vorspannkraft montierter Schraubverbindungen. VDI-Berichte Nr. 2270; Jg. 2016, S. 86–92.
- [177] DIN EN 755-2. Aluminium und Aluminiumlegierungen – Stranggepresste Stangen, Rohre und Profile – Teil 2: Mechanische Eigenschaften; Deutsche Fassung EN 755-2:2016, Berlin: Beuth Verlag GmbH, Oktober 2016.
- [178] Sciffet, L.: Thermomechanical behaviour of bolted assemblies. Valves and Actuators, Applications and Developments, International Conference, Manchester, GB, Sep 19-21, 1994; (1994) S. 131-139.

- [179] Dümpelmann, C., Guggolz, D. u. Friedrich, C.: Montagesensitivität und Übertragungsverhalten von Mehrschraubenverbindungen mit VDI-Richtlinie 2230 Blatt 1 und Blatt 2 rechnerisch Vorhersagen und experimentell verifizieren. 7. VDI/VDE Fachtagung, Schraubmontage 2016, Herausforderungen und Lösungsansätze für die moderne Schraubmontage 2270; Jg. 2016, S. 69–83.
- [180] Grosch, J.: Schadenskunde im Maschinenbau, Bd. 308. Renningen: Expert-Verl. 2004.
- [181] DIN 625-1. Wälzlager – Radial-Rillenkugellager – Teil 1: Einreihig, Berlin: Beuth Verlag GmbH, April 2011.
- [182] Schlecht, B.: Maschinenelemente 2. Getriebe, Verzahnungen und Lagerungen. München: Pearson Studium 2009.
- [183] Wirth, R.: Maschinendiagnose an Industriegetrieben. Teil II. Signalidentifikation in der Praxis/Machine diagnosis at gear units for industrial use. Part II: Identification of signals in practice. Antriebstechnik 37; Jg. 1998 (1998) 11, S. 77–81.
- [184] Wirth, R.: Maschinendiagnose an Industriegetrieben. Teil I. Grundlagen der Analyseverfahren/Machine diagnosis at gear units for industrial use. Part I: Fundamentals of the analysis methods. Antriebstechnik 37; Jg. 1998 (1998) 10, S. 75–80.
- [185] Schaumann, P., Bechtel, A., Eichstädt, R., Stranghöner, N., Berg, J., Gorbachov, A., Wagner, H. u. Röder, J.: Nachhaltige Stahlkonstruktionen für Erneuerbare Energien. Stahlbau 83 (2014) 7, S. 487–494.
- [186] Ebert, A., Glienke, R. u. Wanner, M.-C.: Aktuelle Anforderungen an die mechanische Fügetechnik im Stahl- und Metalleichtbau für Solar- und Windenergieanlagen. DVS Congress, Große Schweißtechnische Tagung, 2014, DVS-Studentenkongress, 2014 Jg. 2014 306, S. 210–220.
- [187] Glienke, R., Ebert, A., Wanner, M.-C. u. Kupzok, A.: Anforderungen an die mechanische Fügetechnik für Türme von WEA in Stahlbauweise für große Nabenhöhen. Stahlbau 84; Jg. 2015-08-01 (2015) 8, S. 556–570.
- [188] Wanner, M.-C. u. Glienke, R.: Stand der F&E bei dicken Blechen am Beispiel der Windenergie. Gemeinsame Forschung in der Mechanischen Fügetechnik, Fügetechnisches Gemeinschaftskolloquium, 2 Jg. 2012.

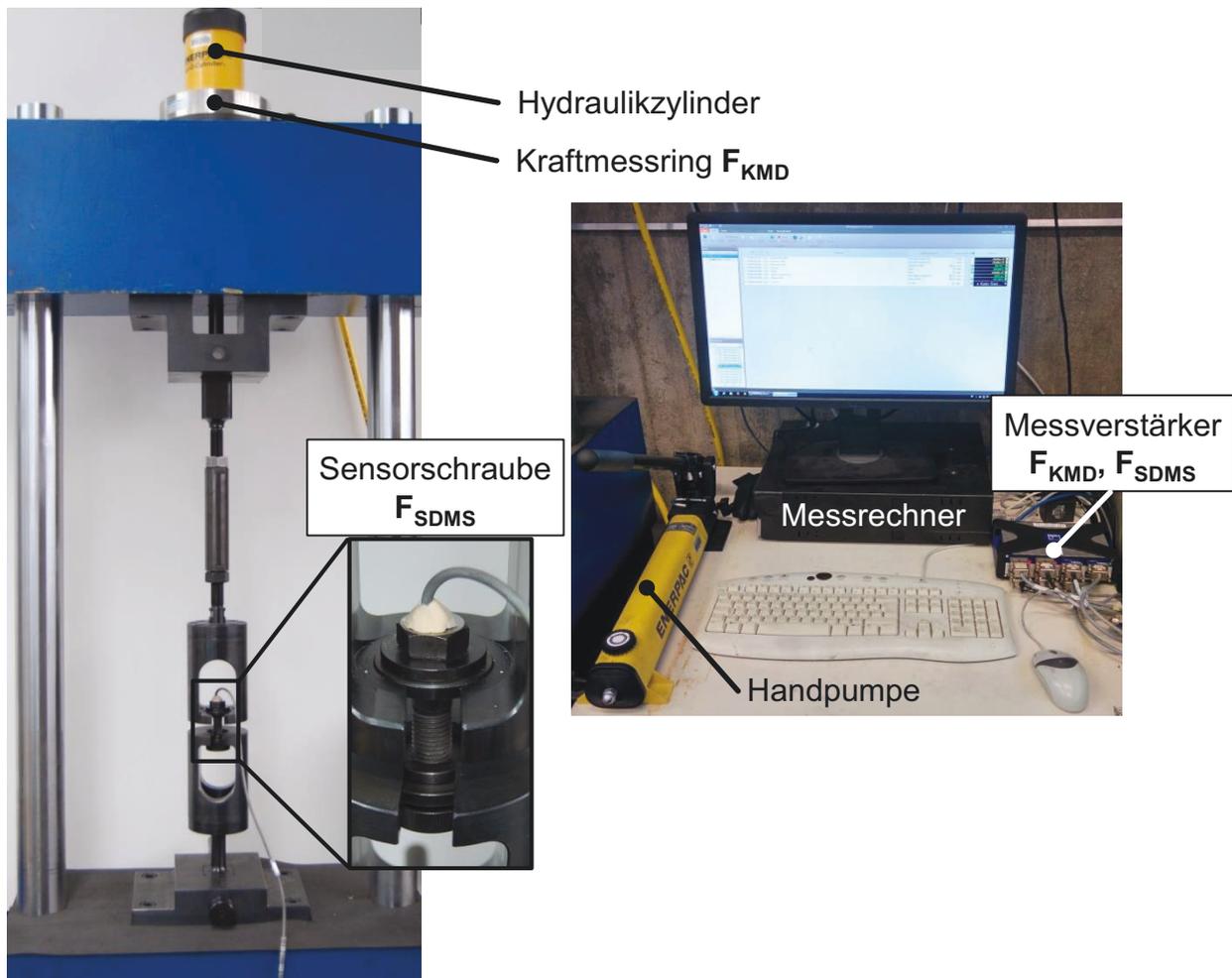
- [189] Seidel, M. u. Schaumann, P.: Ermittlung der Ermüdungsbeanspruchung von Schrauben exzentrisch belasteter Flanschverbindungen/Calculation of fatigue loads for bolts in eccentrically loaded flanges. Stahlbau 70; Jg. 2001 (2001) 7, S. 474–486.
- [190] Hohmann, F.: Wartungsfreie Schraubenverbindungen für Windkraftanlagen von M30 bis M72. Über 3.000 Ultraschallmessungen an Windenergieanlagen in über 18 Monaten: IHF Verbindungselemente sind wartungsfrei. 6. VDI/VDE Fachtagung, Schraubmontage 2014, von der Entwicklung zur prozesssicheren Produktion; 2219, Jg. 2014, S. 21–28.
- [191] Rutkowski, T.: Zum Vorspannen von Stahlbauverschraubungen großer Abmessungen. Dissertation, Schriftenreihe des Instituts für Stahlbau der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Bd. 28. Aachen: Shaker 2012.
- [192] Schaumann, P. u. Rutkowski, T.: Einflussfaktoren auf die Vorspannkraft großer Schrauben bei Windenergieanlagen. 2. Münchener Forum Verbindungstechnik, 23.-24.11.2006, München.
- [193] DIN EN 1090-2. Ausführung von Stahltragwerken und Aluminiumtragwerken – Teil 2: Technische Regeln für die Ausführung von Stahltragwerken; Deutsche Fassung EN 1090-2:2018, Berlin: Beuth Verlag GmbH, September 2018.
- [194] García Márquez, F. P., Tobias, A. M., Pinar Pérez, J. M. u. Papaelias, M.: Condition monitoring of wind turbines. Techniques and methods. Renewable Energy 46; Jg. 2012-10-01 (2012), S. 169–178.
- [195] Liu, W., Tang, B. u. Jiang, Y.: Status and problems of wind turbine structural health monitoring techniques in China. Renewable Energy 35; Jg. 2010 (2010) 7, S. 1414–1418.
- [196] Van-Long, H., Jean-Pierre, J. u. Jean-François, D.: Behaviour of bolted flange joints in tubular structures under monotonic, repeated and fatigue loadings I. Experimental tests. Journal of Constructional Steel Research 85 (2013), S. 1–11.
- [197] Gasch, R., Twele, J. u. Bade, P.: Windkraftanlagen. Grundlagen, Entwurf, Planung und Betrieb. Wiesbaden: Springer Vieweg 2016.

- [198] Pedersen, N.: On analysis and redesign of bolted L-flanged connections. *Wind Energy* 20; Jg. 2017 6, S. 1069–1082.
- [199] Lori, W.: Rechnerische Behandlung von Mehrschraubenverbindungen - Blatt 2 der Richtlinie VDI 2230. SMK 2012, Tagungsband, Schweizer Maschinenelemente-Kolloquium, 20. und 21. November 2012. 2, Jg. 2012, S. 127–141.
- [200] Mangold, A.: FEM-Untersuchung zur Beurteilung des Einflusses von geometrischen Imperfektionen auf die Lebensdauer von Schraubverbindungen bei Windkraftanlagen. *Stahlbau* 74; Jg. 2005 6, S. 462–470.
- [201] Schaumann, P., Kleineidam, P. u. Seidel, M.: Zur FE-Modellierung von zugbeanspruchten Schraubenverbindungen. *Stahlbau* 70; Jg. 2001 2, S. 73–84.
- [202] Wuttke, U., Pyttel, B. u. Berger, C.: Bewertung von Schraubenverbindungen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode. *Konstruktion* 61; Jg. 2009 1/2, S. 51–54.
- [203] Galwelat, M. u. Beitz, W.: Das Verhalten rotationssymmetrischer Mehrschraubenverbindungen unter Biegemomentbelastung. *Konstruktion* 32 (1980) 7, S. 257–263.
- [204] Xue, B., Chen, Y., Chen, C. u. Wang, J.-Y.: Experimental Study of Inner-and-Outer Steel Flanges Subjected to Tension and Bending Loads. *Recent Development in Machining, Materials and Mechanical Technologies, IC3MT, International Conference on Machining, Materials and Mechanical Technologies, 2014 (2017)*.
- [205] Jakubowski, A. u. Schmidt, H.: Experimentelle Untersuchungen an imperfekten vorgespannten geschraubten Ringflanschstößen unter Rohrbiegebelastung, Bd. 95. Essen 2002.
- [206] Lener, G.: Einfluss imperfekter Ringflanschverbindungen auf die Ermüdungsfestigkeit von kreiszylindrischen Stützen. *Stahlbau* 80; Jg. 2011 5, S. 347–358.
- [207] Schmidt, H. u. Jakubowski, A.: Ermüdungssicherheit imperfekter vorgespannter Ringflanschstöße in windbeanspruchten turmartigen Stahlbauten, T 2978. Stuttgart: Fraunhofer-IRB 2002.

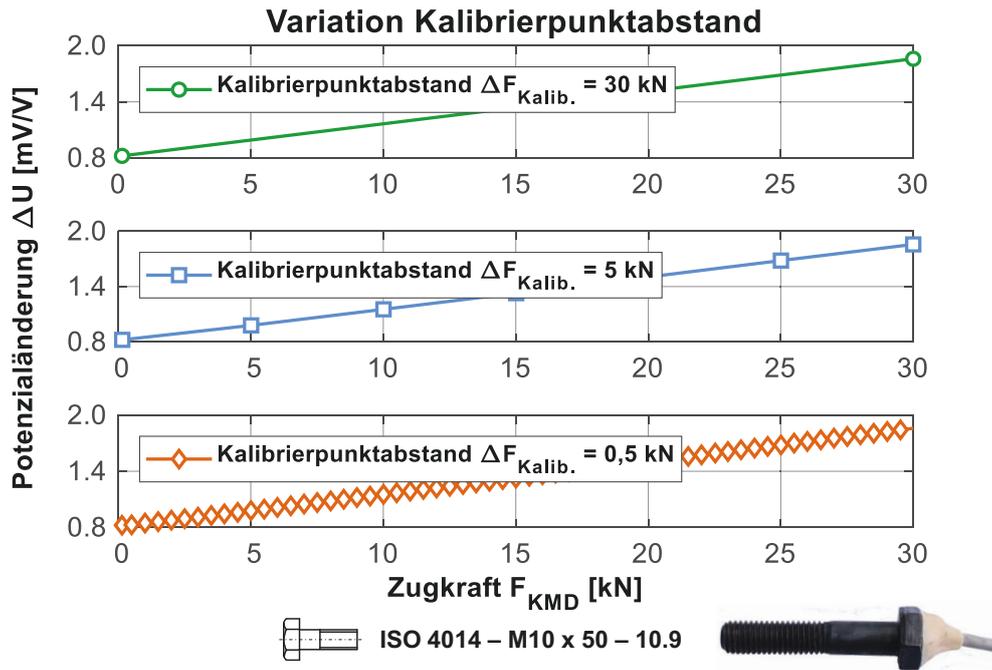
- [208] AFS Advanced Fastening Solutions GmbH. persönliche Kommunikation. Freudenberg / Siegen. 2019.
- [209] Soman, R. N., Malinowski, P. H. u. Ostachowicz, W. M.: Bi-axial neutral axis tracking for damage detection in wind-turbine towers. *Wind Energy* 19; Jg. 2016 4, S. 639–650.
- [210] Schaumann, P. u. Seidel, M.: Ermüdungsbeanspruchung geschraubter Ringflanschverbindungen bei Windenergieanlagen. *Stahlbau* 71; Jg. 2002 3, S. 204–211.
- [211] Schröder, C.: Lastoptimierung von Windenergieanlagen. *Konstruktion* (2016) 9, S. 46–48.
- [212] Schaumann, P. u. Eichstädt, R.: Ermüdung sehr großer HV-Schraubengarnituren. *Stahlbau* 85 (2016) 9, S. 604–611.
- [213] Nelson, N. R., Prasad, N. S. u. Sekhar, A. S.: A Study on the Behavior of Single- and Twin-Gasketed Flange Joint Under External Bending Load. *Transactions of the ASME, Series J. Journal of Pressure Vessel Technology* 139; Jg. 2017 5, 051204/1-051204/8.
- [214] Lange, G. (Hrsg.): Systematische Beurteilung technischer Schadensfälle. Weinheim [u.a.]: Wiley-VCH 2001.
- [215] Bose-Munde, A. u. Hofmann, B.: Aussagefähige Sensordaten sind wichtige Grundlage für Industrie 4.0: <https://www.maschinenmarkt.vogel.de/aussagefaehige-sensordaten-sind-wichtige-grundlage-fuer-industrie-40-a-825157/?cmp=nl-421&uuid=CC6D40C0-0A29-4B23-89AAE7C74577AB5B>, abgerufen am: 29.05.2019.
- [216] DIN 11028. Landmaschinen und Traktoren Anhängerkupplung Bolzenkupplung für Zugöse 40, Berlin: Beuth Verlag GmbH, Juli 1999.
- [217] Harten, U.: Physik. Eine Einführung für Ingenieure und Naturwissenschaftler. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg 2017.
- [218] DIN 66001. Sinnbilder und ihre Anwendung, Berlin: Beuth Verlag GmbH, Dezember 1983.

## 9 Anhang

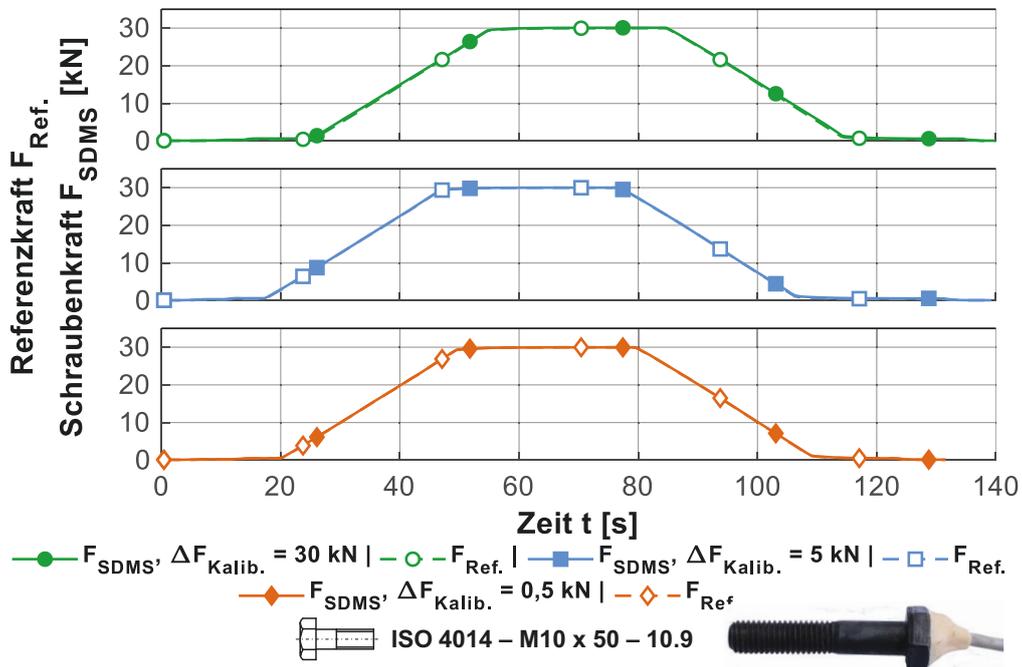
### 9.1 Ergänzende Abbildungen



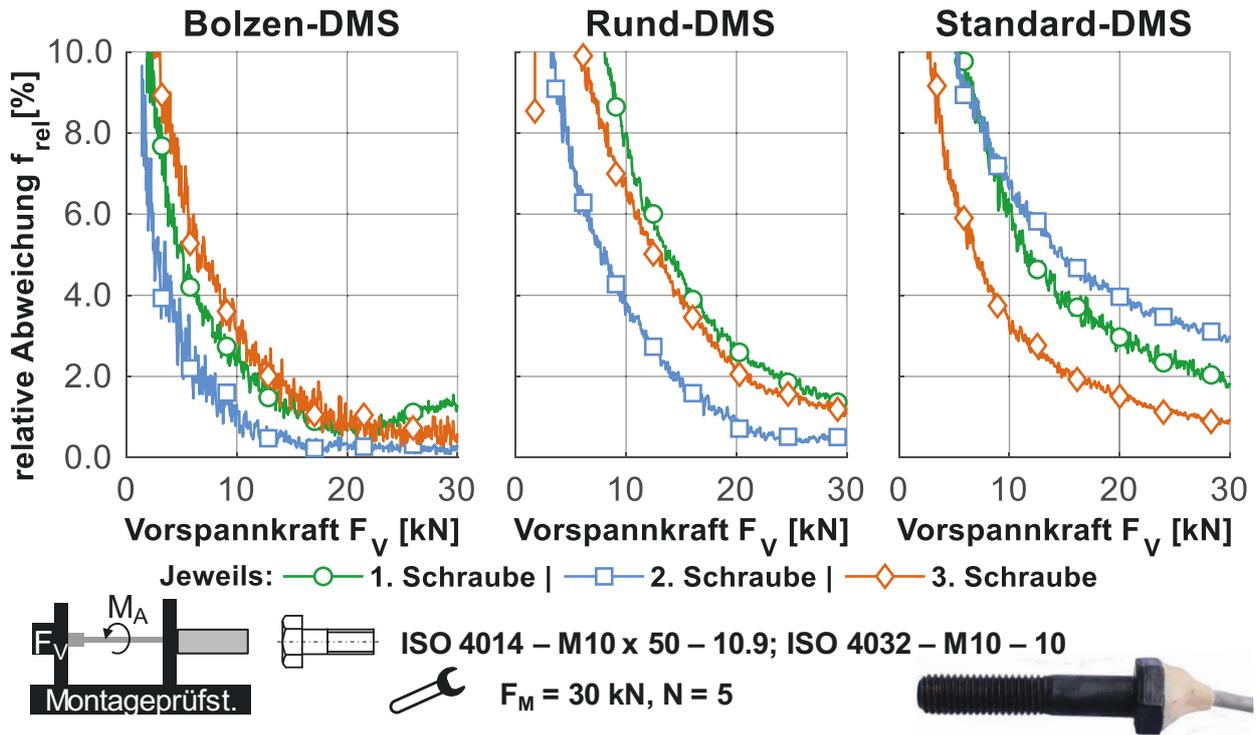
**Abbildung A1:** Kalibrierprüfstand und zugehöriger Arbeitsplatz



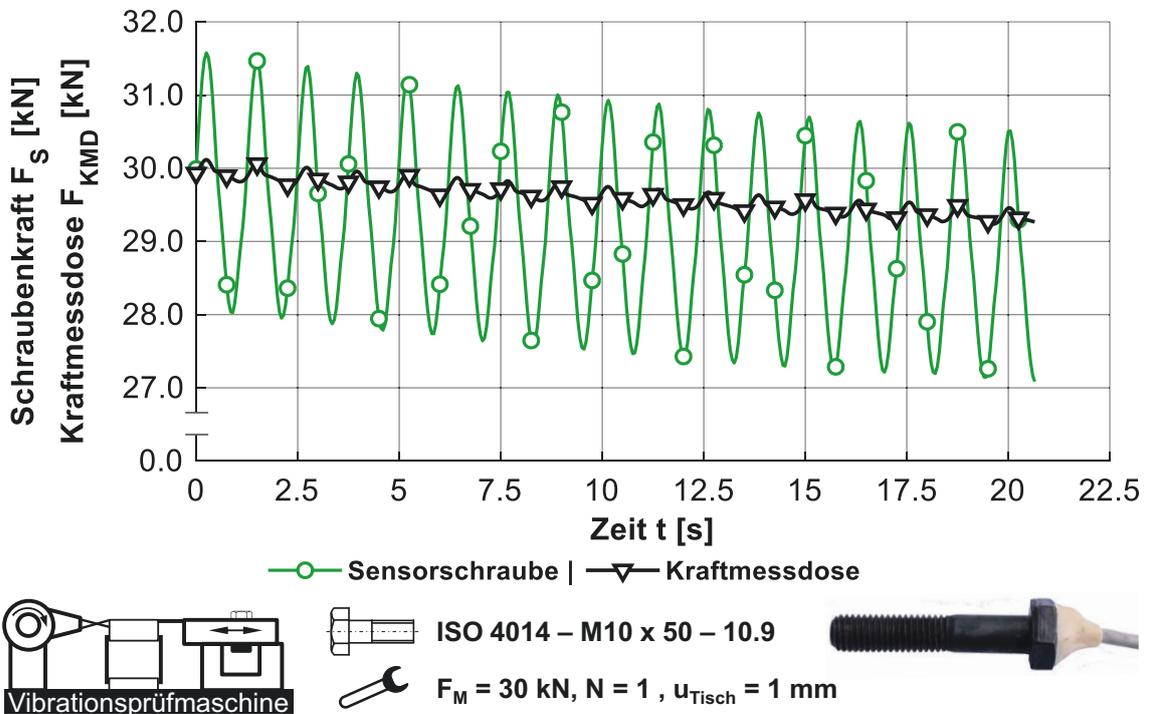
**Abbildung A2:** Exemplarische Kalibrierkurven einer Sensorschraube bei unterschiedlichem Kalibrierpunktabstand, Marker stellen jeweiligen Messpunkt dar



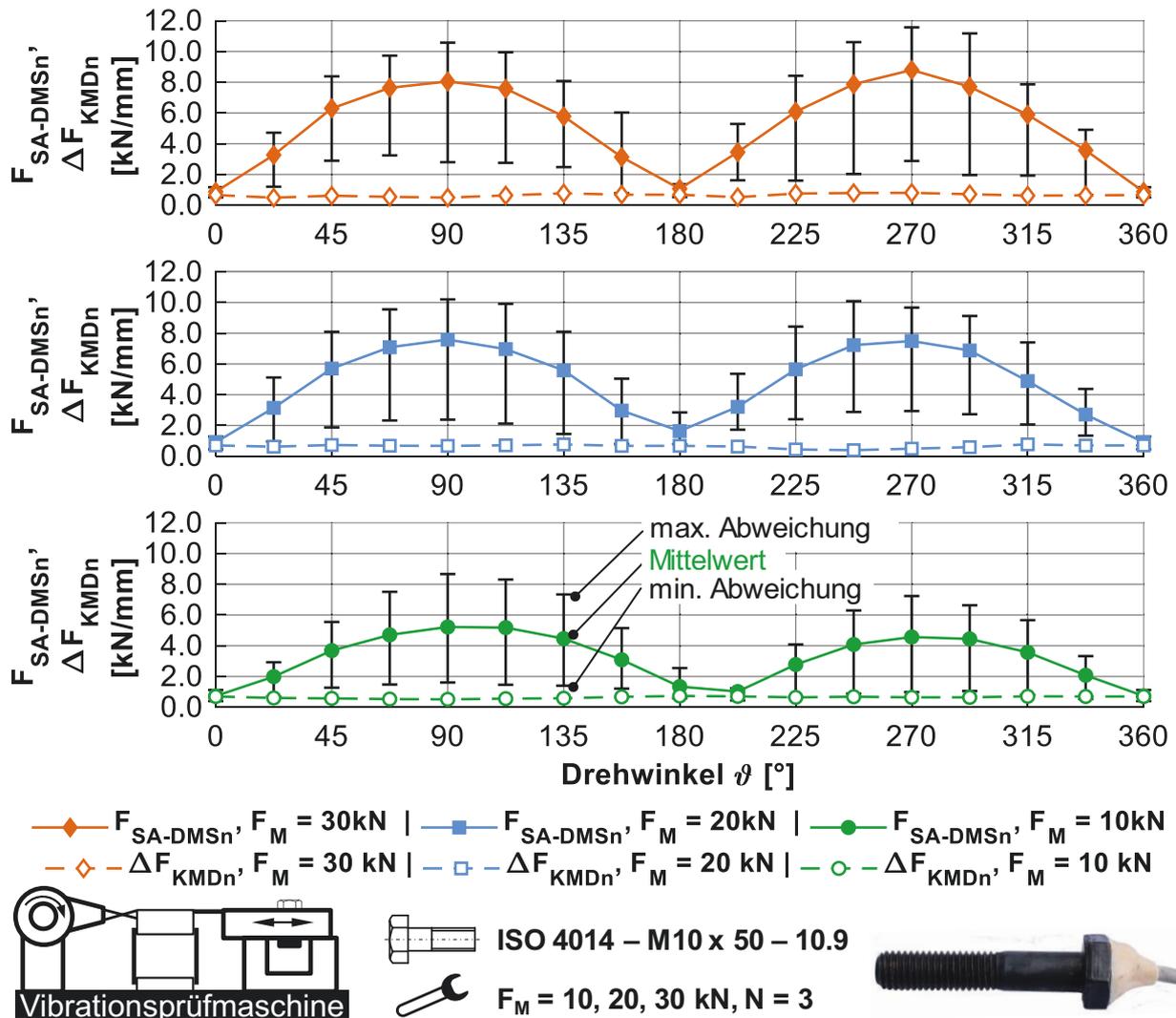
**Abbildung A3:** Rampenförmige Belastung einer Sensorschraube mit Referenzkraft bei drei unterschiedlichen Kalibrierpunktabständen  $\Delta F_{Kalib.}$  der Sensorschraube



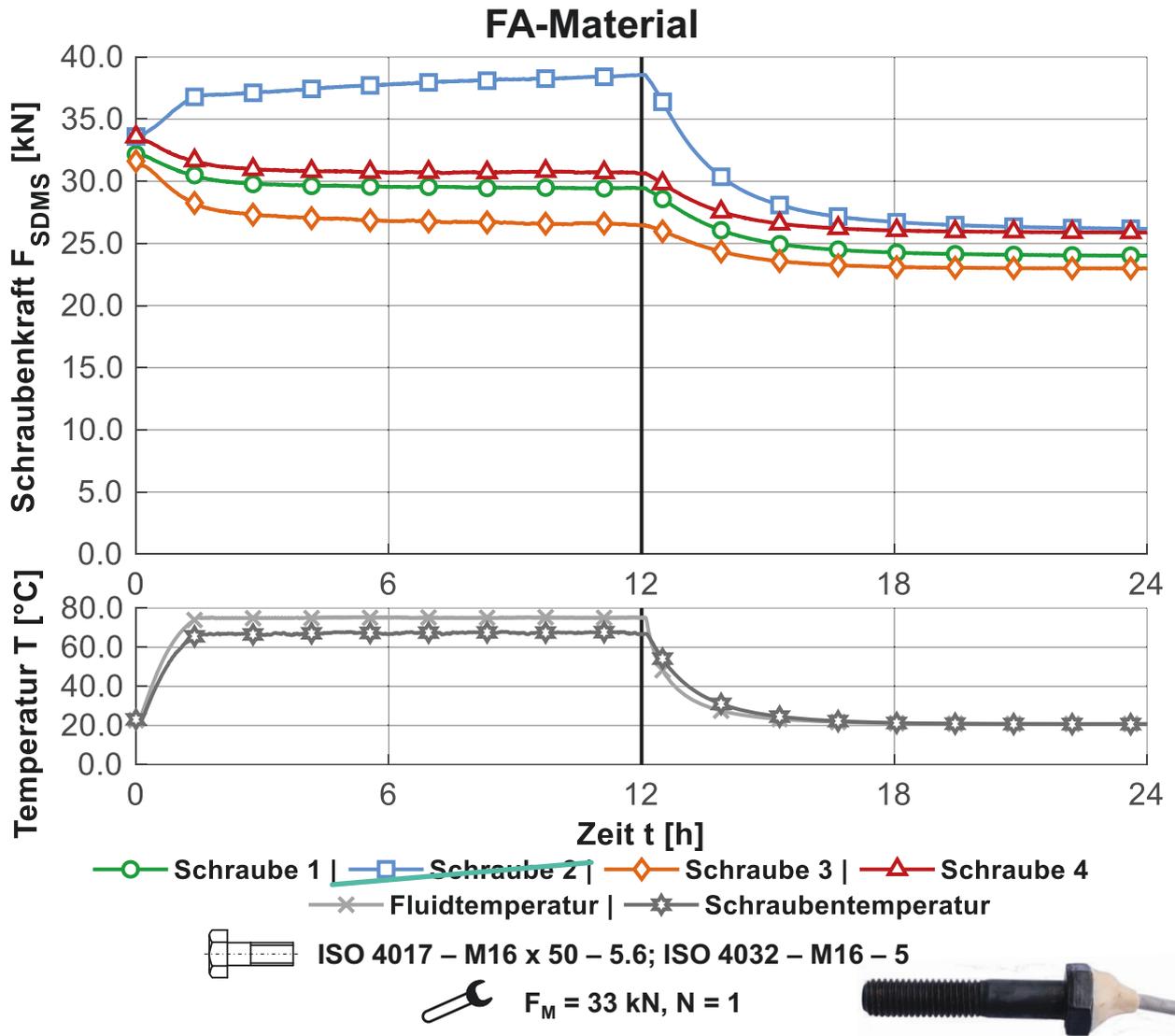
**Abbildung A4:** Vergleich verschiedener Sensorschrauben mit unterschiedlichen DMS-Typen, relative Abweichung bezogen auf Vorspannkraft des Montageprüfstands bei Betrachtung von je drei Schrauben, gemittelt über fünf Montagen



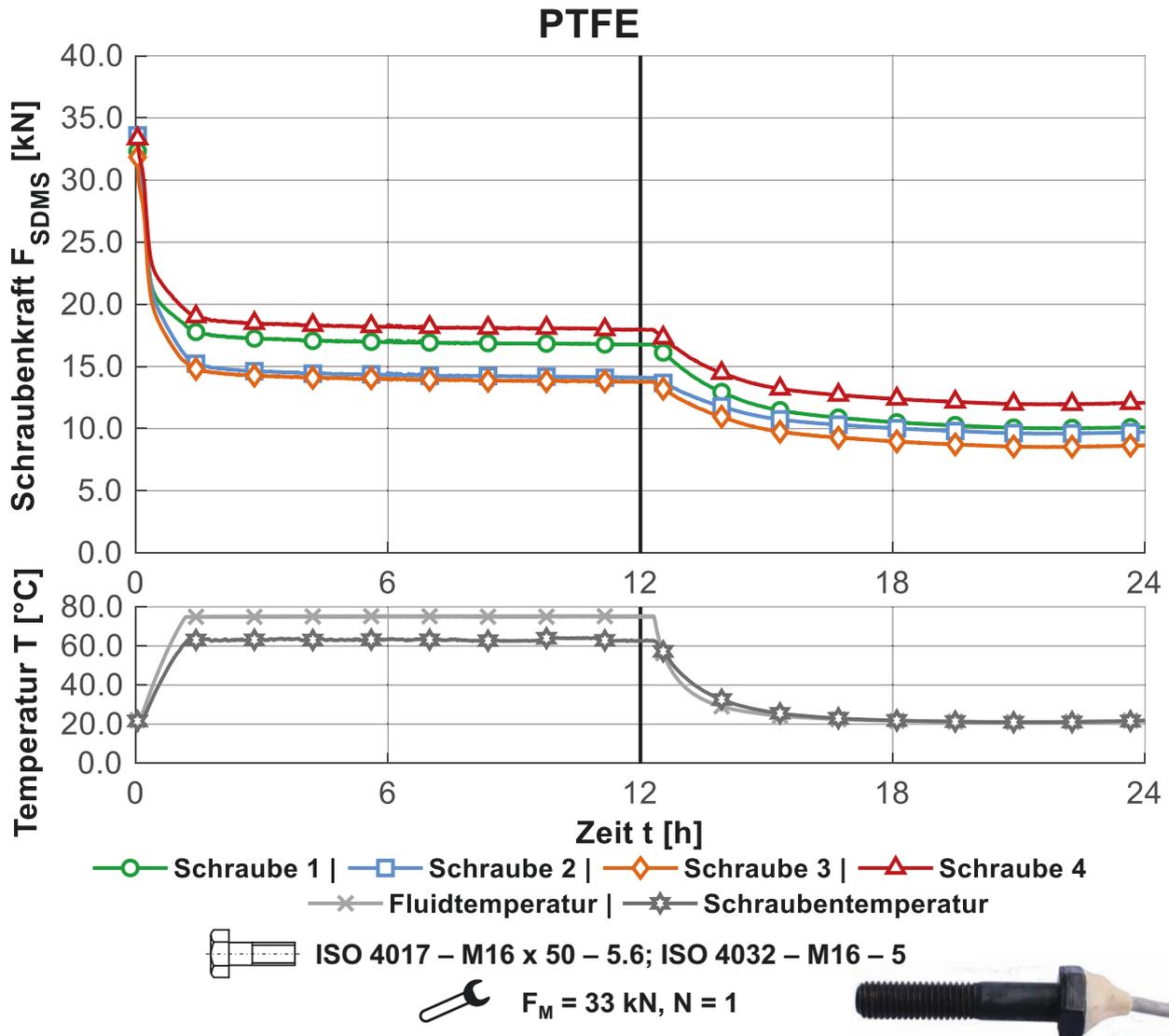
**Abbildung A5:** Ergebnis einer Messung zur Biegeempfindlichkeit von Sensorschrauben mit DMS durchgeführt im Vibrationsprüfmaschine



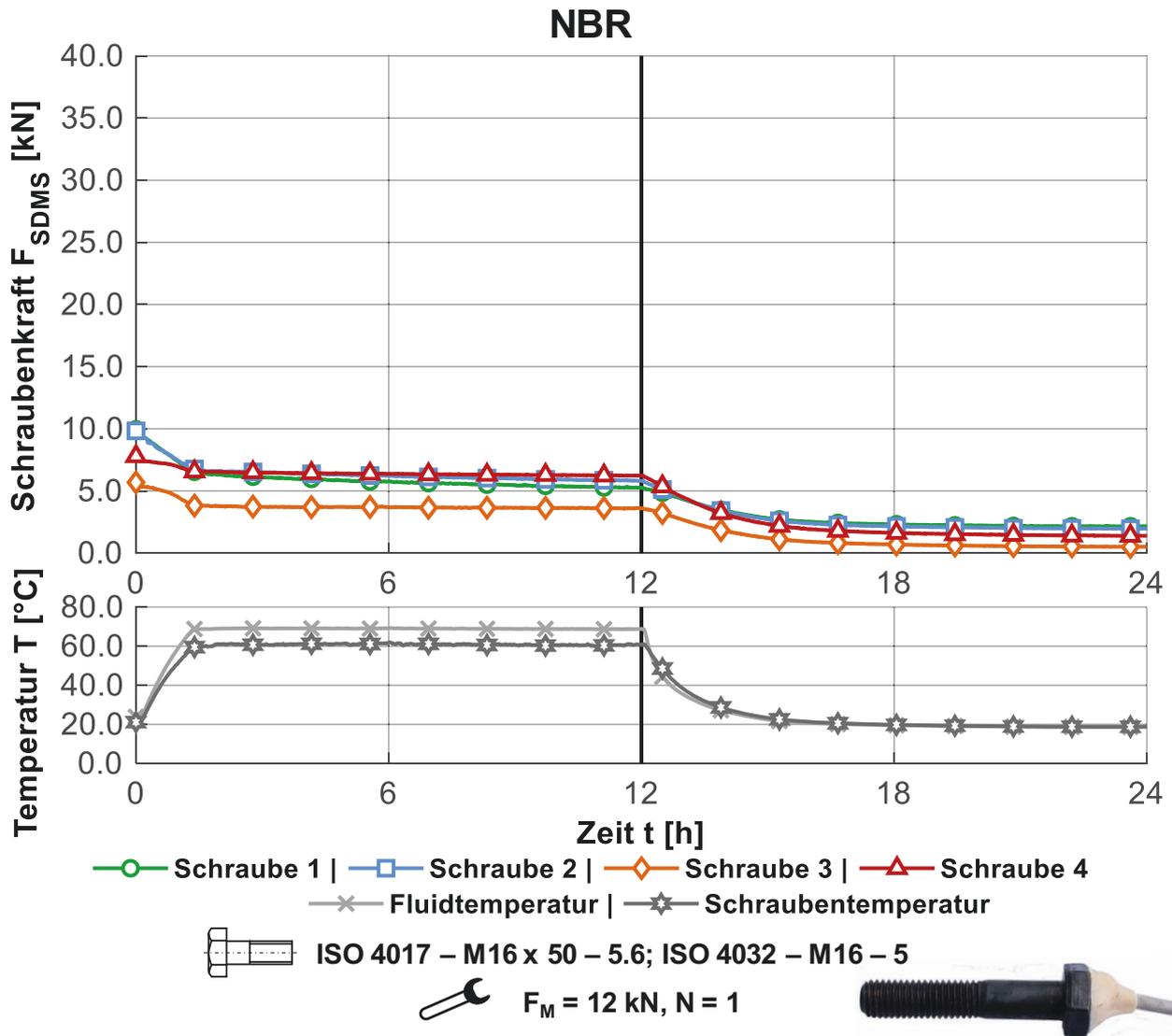
**Abbildung A6:**  $\Delta F_{KMDn}$  der Kraftmessdose und  $F_{SA-DMSn}$  von drei Sensorschrauben mit Bolzen-DMS bei den Montagevorspannkraftstufen  $F_M = 10$  kN, 20 kN und 30 kN; Fehlerbalken stellen min.-/max. Abweichung der Versuchsreihe mit jeweils  $N = 3$  Messungen dar; Kurve repräsentiert den Mittelwert; Marker stellen jeweiligen Messpunkt dar



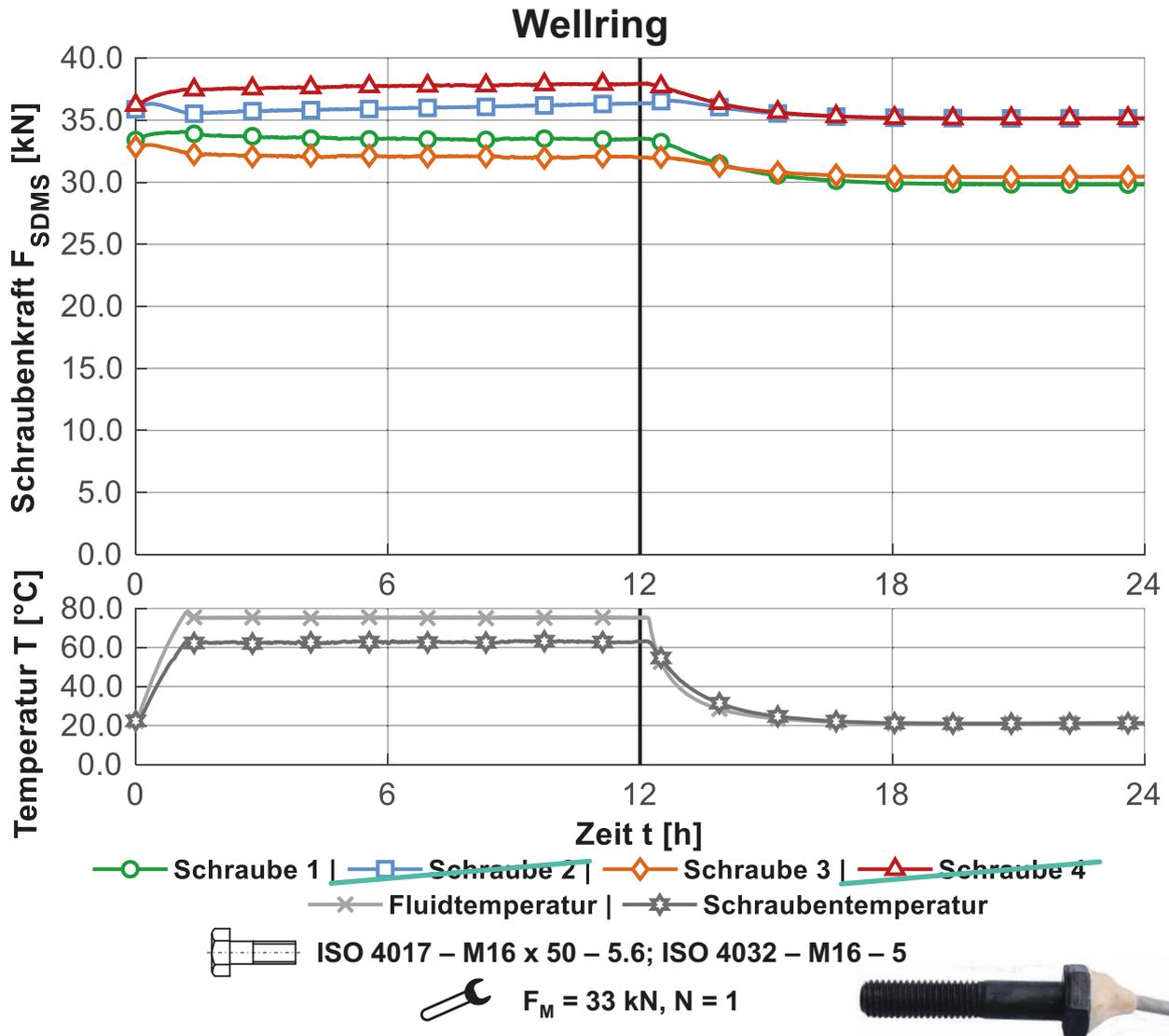
**Abbildung A7:** Relaxationsmessung an einer Flanschverbindung mit Dichtung aus FA-Material bei erhöhter Temperatur (75 °C); oben: Schraubenkraft  $F_{SDMS}$  der einzelnen Sensorschrauben; unten: Fluid- und Schraubentemperatur; Schraube 2 wegen gemessener Vorspannkraftzunahme statt -abnahme für weitere Auswertung ausgeschlossen



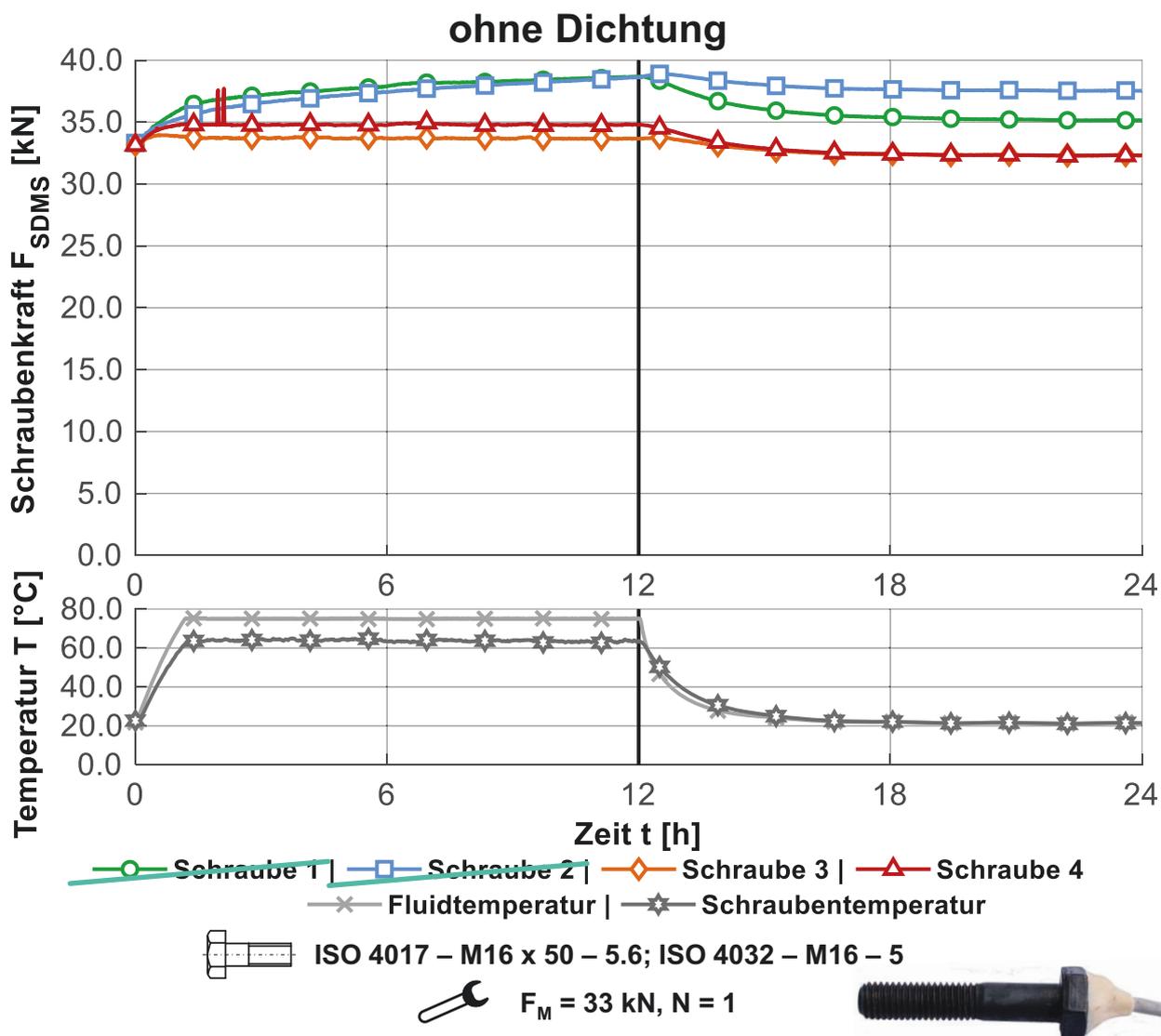
**Abbildung A8:** Relaxationsmessung an einer Flanschverbindung mit Dichtung aus PTFE bei erhöhter Temperatur (75 °C); oben: Schraubenkraft  $F_{SDMS}$  der einzelnen Sensorschrauben; unten: Fluid- und Schraubentemperatur



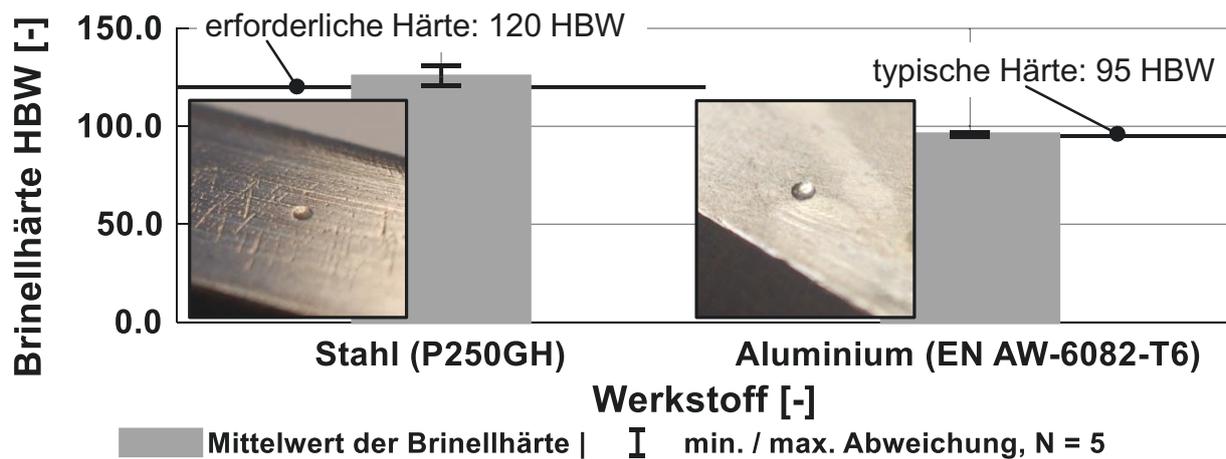
**Abbildung A9:** Relaxationsmessung an einer Flanschverbindung mit Dichtung aus NBR bei erhöhter Temperatur (75 °C); oben: Schraubenkraft  $F_{SDMS}$  der einzelnen Sensorschrauben; unten: Fluid- und Schraubentemperatur



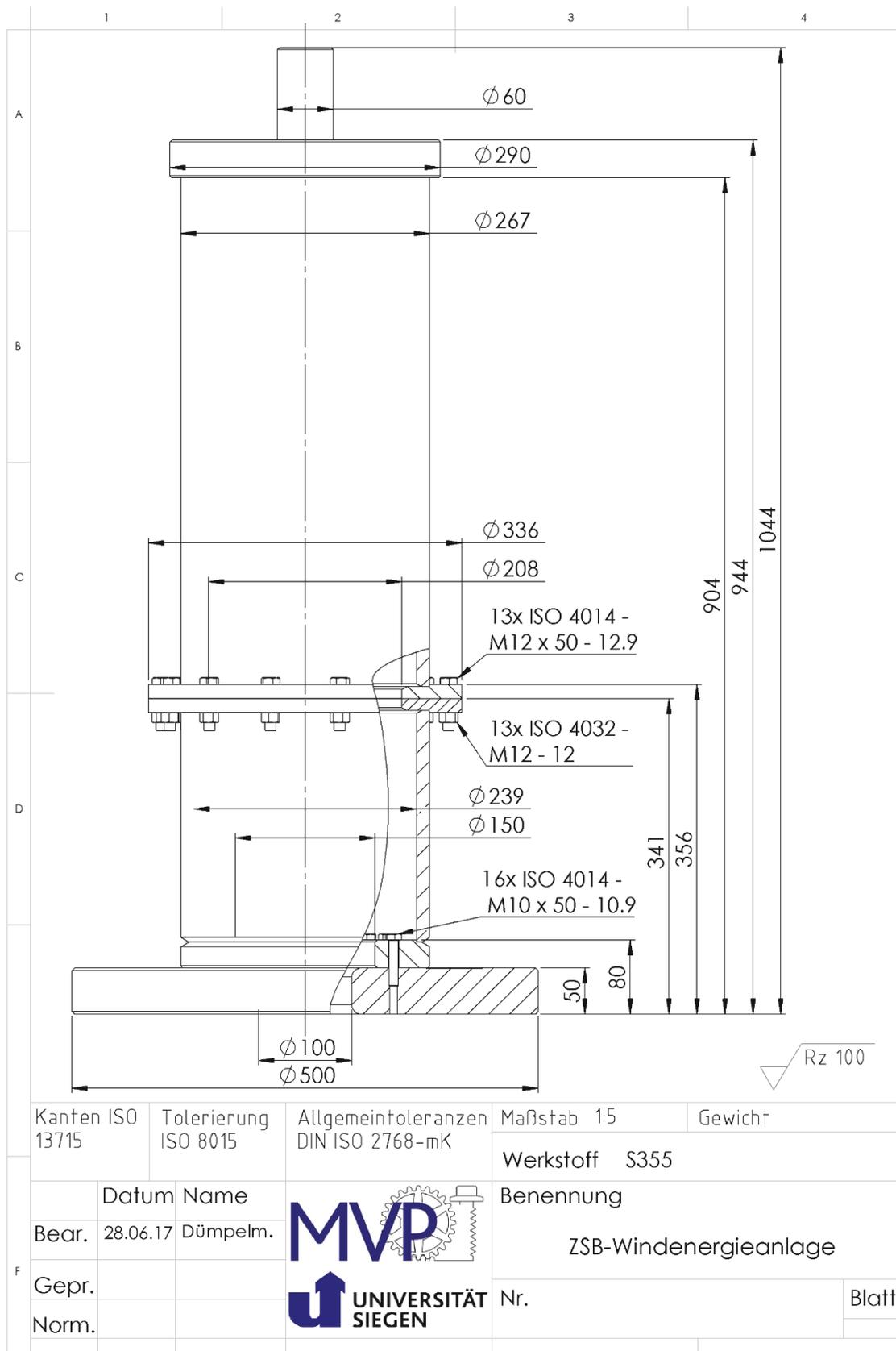
**Abbildung A10:** Relaxationsmessung an einer Flanschverbindung mit Wellring Dichtung bei erhöhter Temperatur (75 °C); oben: Schraubenkraft  $F_{SDMS}$  der einzelnen Sensorschrauben; unten: Fluid- und Schraubentemperatur; Schraube 2 und Schraube 4 wegen gemessener Vorspannkraftzunahme statt -abnahme für weitere Auswertung ausgeschlossen



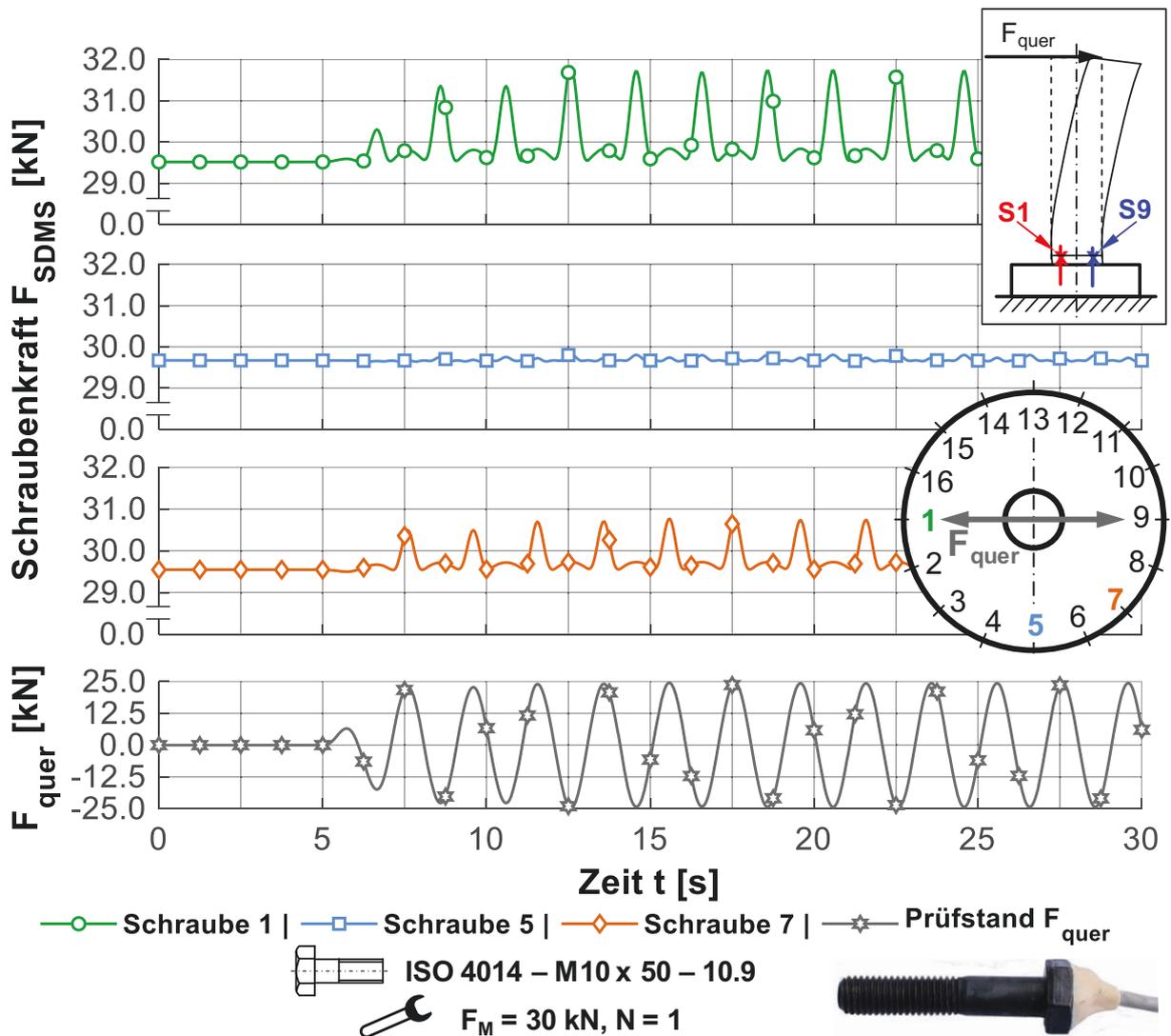
**Abbildung A11:** Relaxationsmessung an einer Flanschverbindung ohne Dichtung bei erhöhter Temperatur (75 °C); oben: Schraubenkraft  $F_{SDMS}$  der einzelnen Sensorschrauben; unten: Fluid- und Schraubentemperatur; Schraube 1 und Schraube 2 wegen gemessener Vorspannkraftzunahme statt -abnahme für weitere Auswertung ausgeschlossen



**Abbildung A12:** Kontrollmessung der Brinellhärte der verwendeten Werkstoffe: Stahl (P250GH) und Aluminium (EN AW-6082-T6)



**Abbildung A13:** Schematische Zusammenbauzeichnung des Prüfkörpers Windenergieanlage für die Untersuchungen zum stationären Schädigungsverhalten



**Abbildung A14:** Exemplarische Messung von drei Sensorschrauben der Turmfußverschraubung bei einer Belastung des Prüfaufbaus durch den Pulsationsprüfstand mit  $F_{quer}$

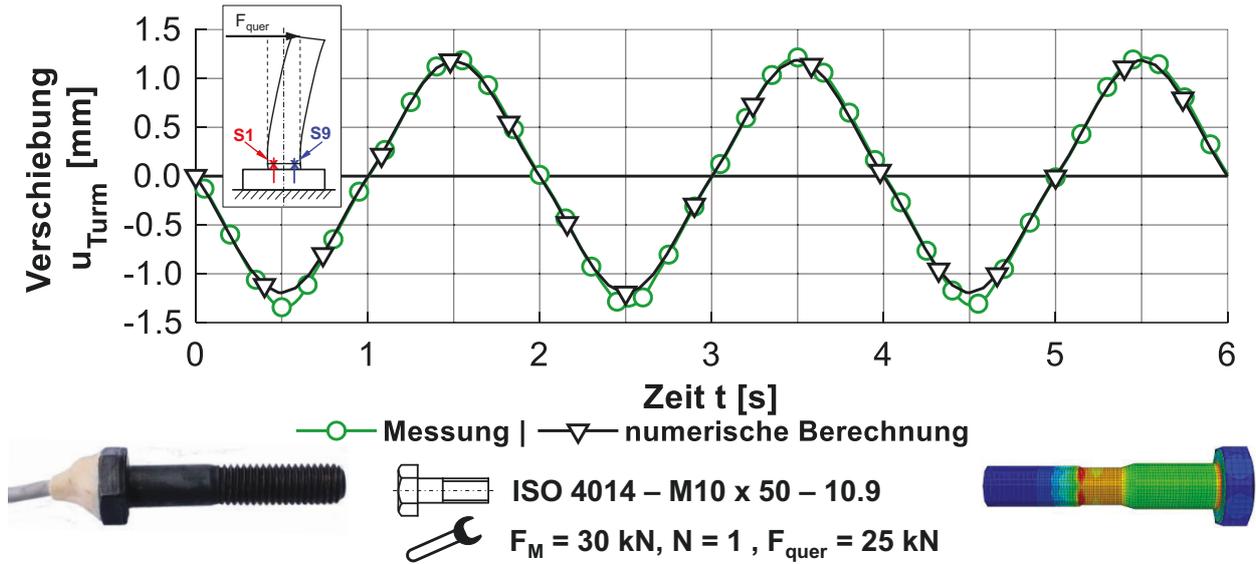


Abbildung A15: Validierung des Modells der numerischen Berechnung anhand der gemessenen Verschiebungen  $u_{Turm}$  im Versuch

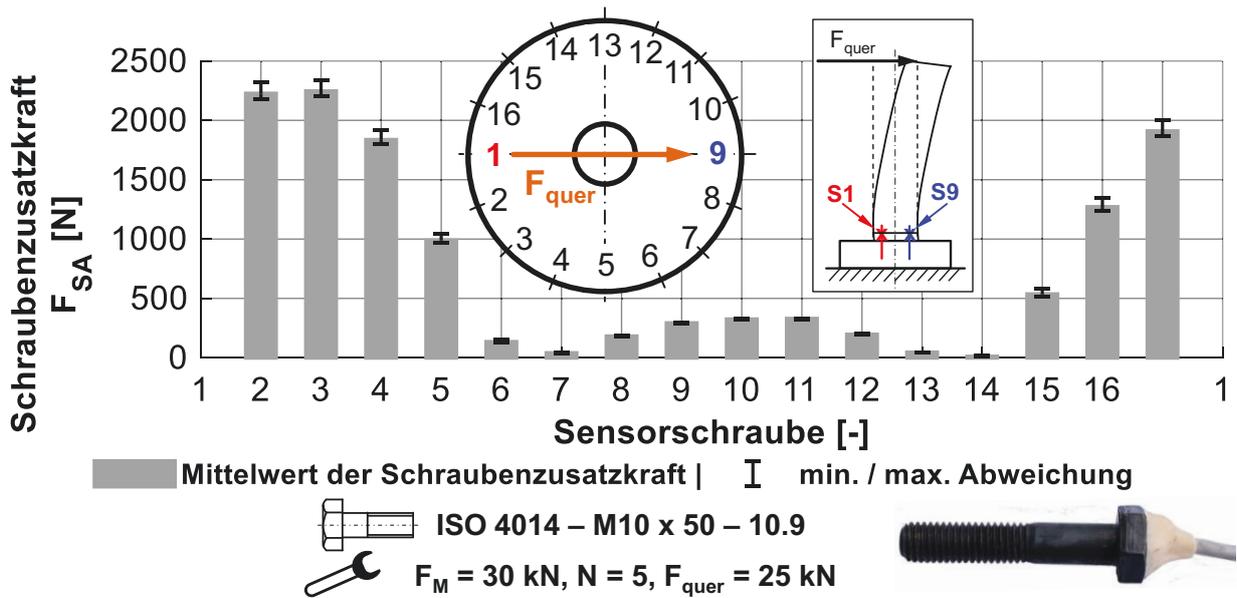
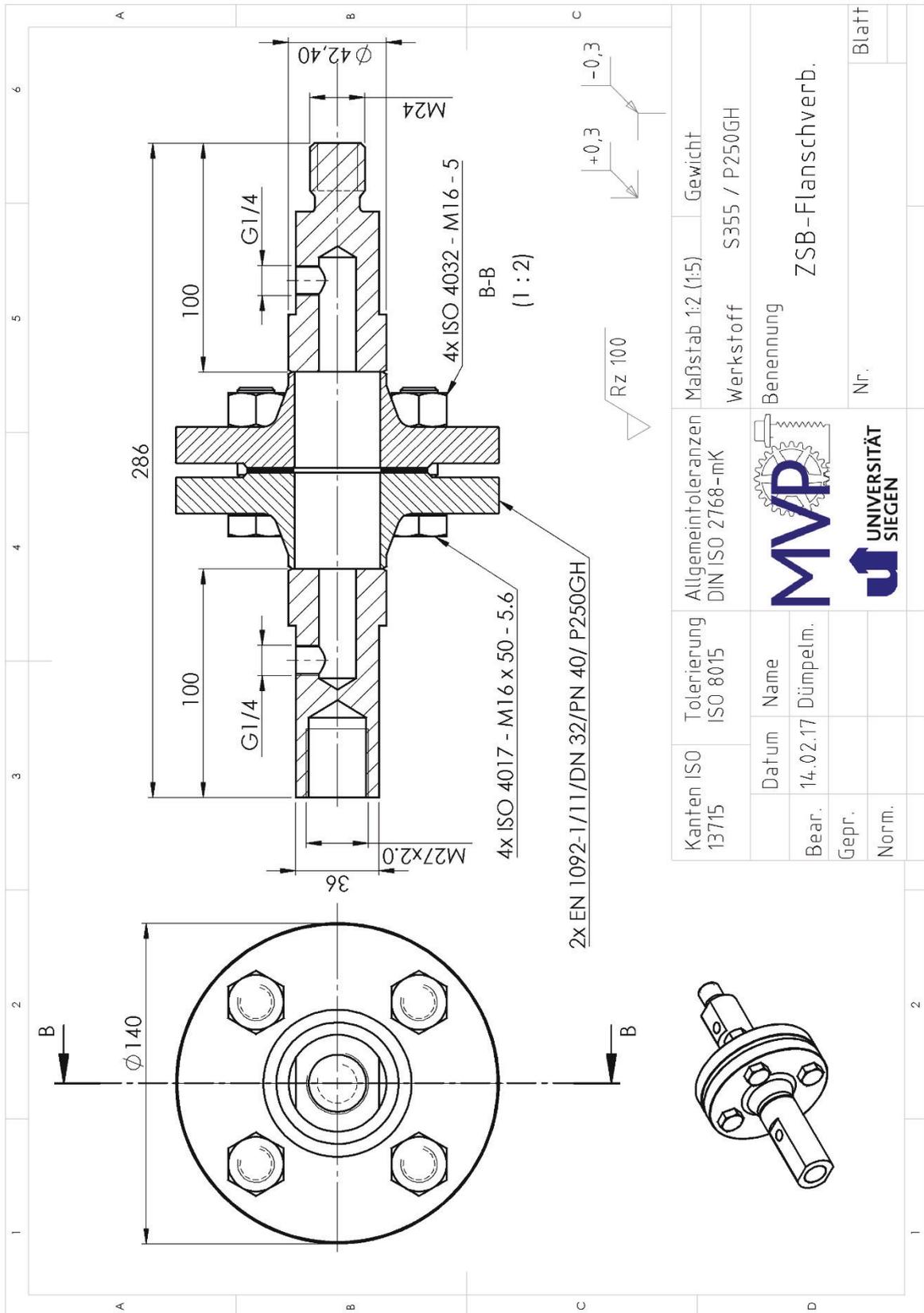
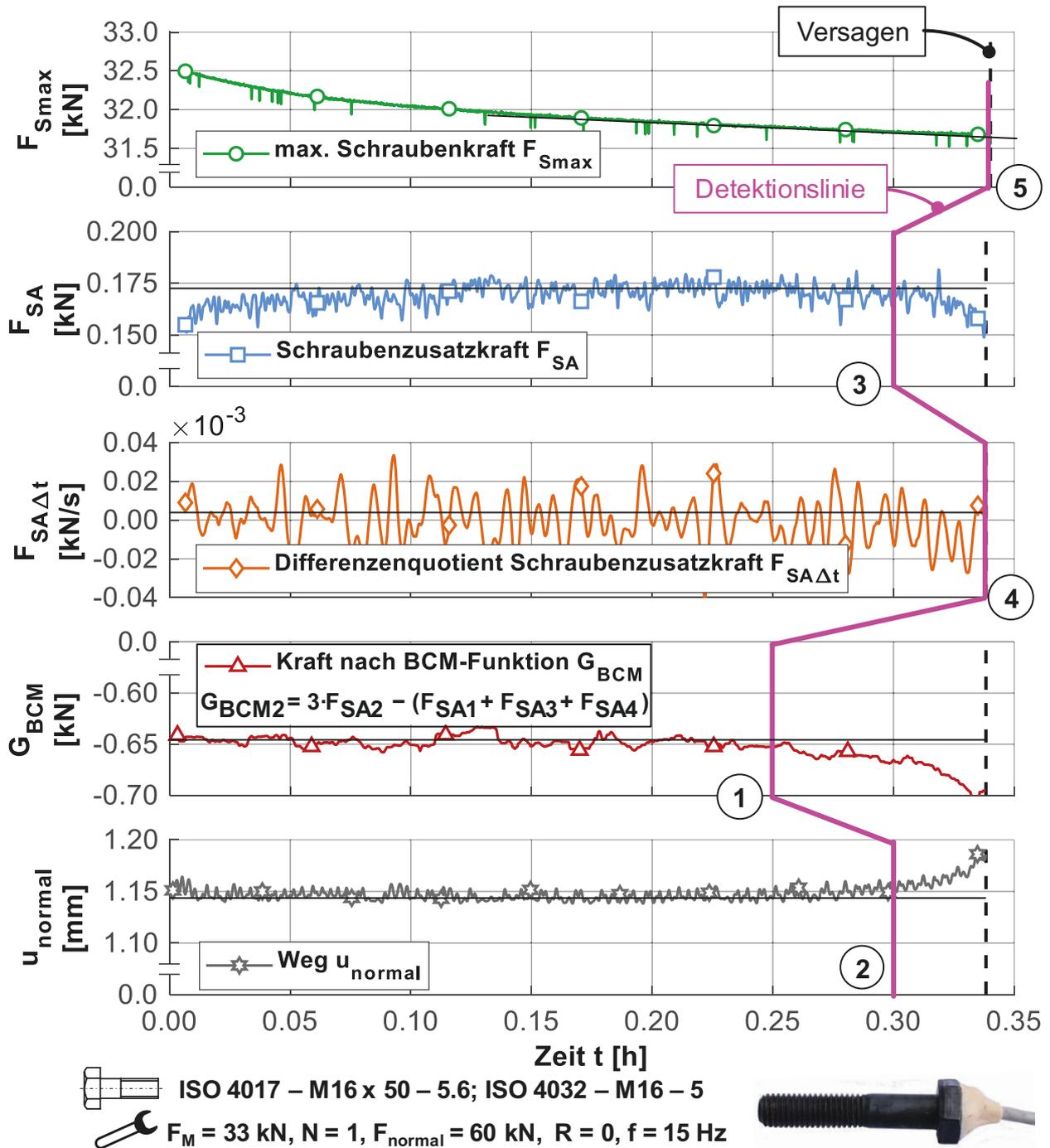


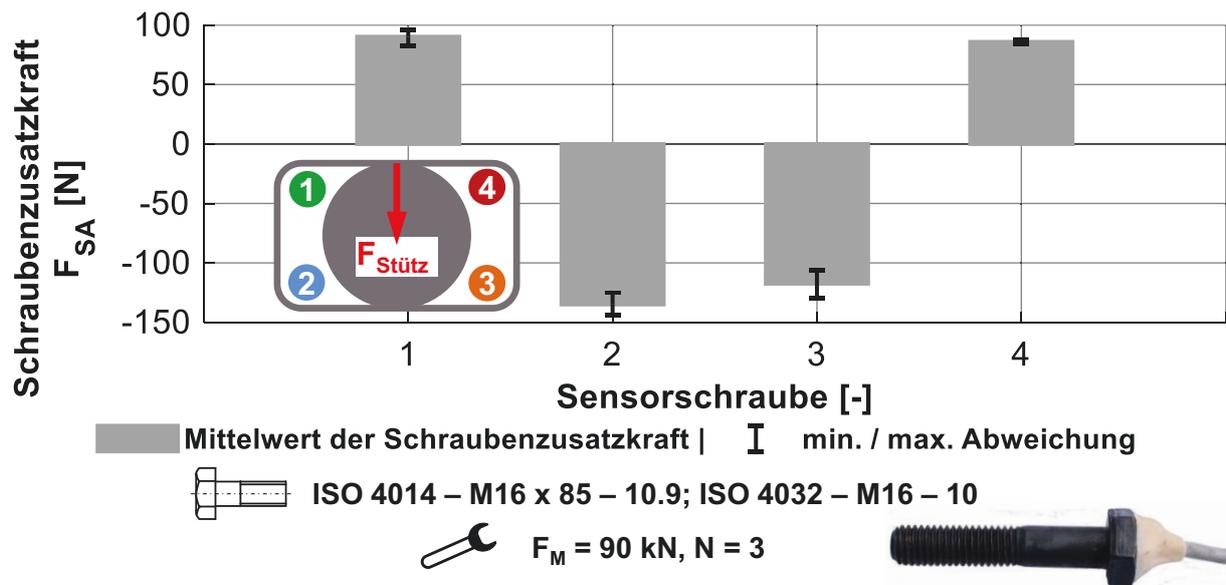
Abbildung A16: Exemplarische Auswertung der Schraubenzusatzkraft mit Darstellung der Messabweichungen bei einer Messung über  $N = 5$  Schwingspiele



**Abbildung A17:** Schematische Zusammenbauzeichnung des Prüfkörpers Flanschverbindung für die Untersuchungen zum progressiven Schädigungsverhalten



**Abbildung A18:** Vergleich verschiedener Schädigungsindikatoren sowie Kennzeichnung des jeweiligen Detektionszeitpunktes durch die Detektionslinie mit Platzierung in eingekreisten Nummern, Auswertung exemplarisch an Schraube 2, Aluminiumflansch mit Dichtung aus FA-Material



**Abbildung A19:** Lastfall „Anhängen“ bei unbeladenem Anhänger (Fall 0), Auswertung der Streuung bei unabhängiger Wiederholmessung mit  $N = 3$  Messungen

Schraubenverbindungen werden seit Jahrhunderten erfolgreich eingesetzt. Trotz anerkannter Auslegungs- und Montageverfahren kommt es immer wieder zu schadhafte Schraubenverbindungen, die im Extremfall zu Unfällen führen. Dies gilt es mit Hilfe der Zustandsüberwachung zu vermeiden.

Die vorliegende Dissertation zielt darauf ab, mittels Sensorschrauben die Strukturintegrität zu erfassen und Schäden der Verbindung sowie der Struktur zu detektieren. Zusätzlich wird der Begriff des Bolt-Condition-Monitorings (BCM) eingeführt und definiert. Einleitend werden die empirisch ermittelten Eigenschaften der Sensorschraube unter Standardlastfällen dargestellt. Dann wird mittels verschiedener Prüfaufbauten die Detektion der einzelnen Schadensmechanismen von Schraubenverbindungen untersucht. Die anschließende Behandlung von Strukturschäden erfolgt an einem Windenergieanlagenurmmodell sowie an Flanschverbindungen. Abschließend wird das Betriebslastverhalten anhand eines Feldversuchs geprüft.

Die Ergebnisse zeigen, dass durch die Wahl eines geeigneten Schädigungsindikators Schäden in Schraubenverbindungen und Strukturen frühzeitig erkannt werden können. Die dazu notwendige Methodik sowie das nötige Vorgehen wird illustriert und erläutert.