

# Schraubenlösen unter wechselnden Lasten

Reinhard Helfrich, Michael Klein, Nils Wagner

(INTES GmbH, D-70565 Stuttgart, <http://www.intes.de>, info@intes.de)

## 1 Einführung

Vorgespannte Schraubverbindungen werden heute standardmäßig in Strukturberechnungen im Rahmen einer Kontaktanalyse mit finiten Elementen berücksichtigt. Dafür stehen auch vereinfachte Schraubenmodelle zur Verfügung, um den Aufwand für die Gewindemodellierung einzusparen. Das ist vor allem bei Modellen mit einer größeren Anzahl von Schrauben eine große Erleichterung.

Schraubenverbindungen können sich im Betrieb vor allem durch Wechsellasten auch selbst lösen (siehe [1,2]). Es ist keine Frage, dass dies für die Betriebssicherheit von Geräten und Anlagen von größter Bedeutung ist. Daher gibt es viele praktische Möglichkeiten, Schrauben gegen Losdrehen zu sichern, mit wechselnden Erfolgen. Für die experimentelle Prüfung von Schraubverbindungen stehen standardisierte Tests zur Verfügung (z.B. Junker-Test, siehe [4]).

Nach [1] können Schraubverbindungen auf verschiedene Weise versagen:

- Die Schraube bricht.
- Korrosion zerstört die Schraubverbindung.
- Vorspannungsverlust der Schraubverbindung bei Längsbelastung durch Relaxation verursacht
  - durch Zusammenpressen rauer Oberflächen an Schraubenkopf, Mutter und Gewinde (mit plastischen Effekten),
  - durch Plastifizierungen aufgrund hoher Längsbelastungen,
  - durch Kriecheffekte.
- Vorspannungsverlust bei selbsttätigem Aufdrehen der Schraube unter wechselnden Haft- und Gleitbedingungen aufgrund wechselnder Querbelastung.

Im Rahmen einer Maschinen- oder Aggregate-Entwicklung sind Schraubverbindungen vor allem im Hinblick auf den Vorspannungsverlust auszulegen. Dabei spielen Längs- und Querbelastung meist beide eine Rolle. Diese Belastung kann sowohl durch Kräfte als auch Momente erzeugt werden.

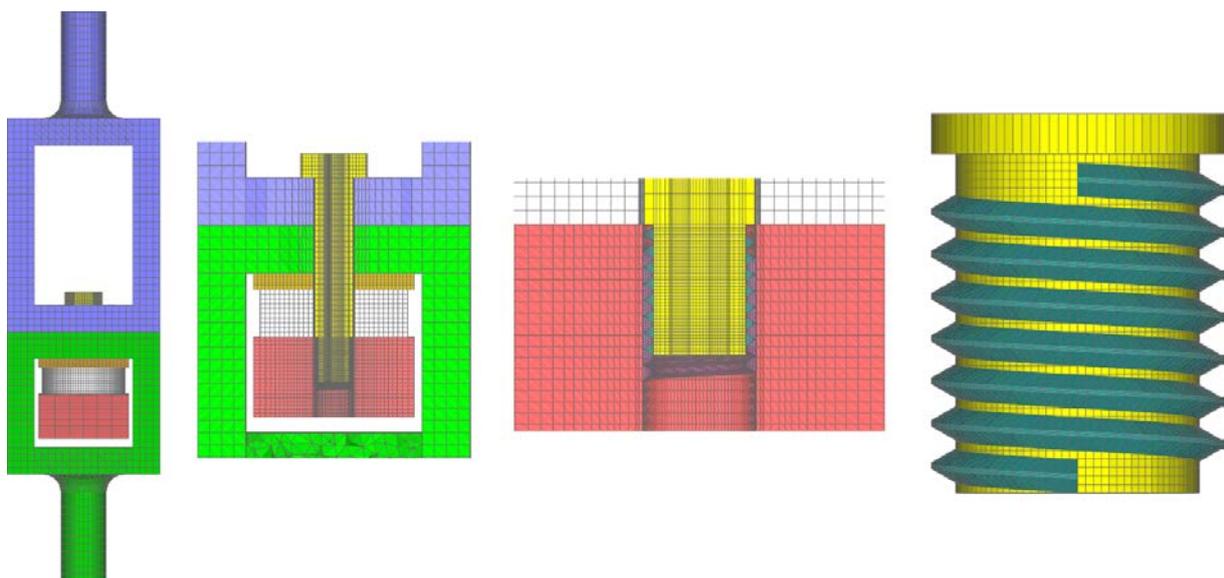


Abb. 1: Model des Schraubentests wie in [3] beschrieben

## 2 Beispielmodell

Abb. 1 zeigt das verwendete FE-Modell, wie es in [3] angegeben wurde. Das Schraubengewinde wurde unabhängig vom Bolzen vernetzt und hinterher mit dem Bolzen verbunden.

## 3 Relaxation

Zunächst wird die Relaxation der Vorspannung aufgrund plastischer Effekte durch Längsbelastung der Schraube beschrieben. Einer der in [3] betrachteten Fälle ist eine Vorspannung von 14 kN und einer axialen Zuglast von 20 kN. Das einfache Plastizitätsgesetz hat eine Fließgrenze von 480 MPa und eine Verfestigung von 400 MPa. Der verwendete Reibwert ist 0,132. Abb. 2 zeigt links die Lastgeschichte mit der Vorspannung und der schwelenden Zuglast auf der Schraube. Rechts sieht man den Vorspannungsverlust aufgrund der Plastizität. Wie zu erwarten war, senkt sich die Vorspannung vor allem während des ersten Lastwechsels. Dann ist der plastische Effekt eingespielt und ändert die Vorspannung nicht mehr wesentlich.

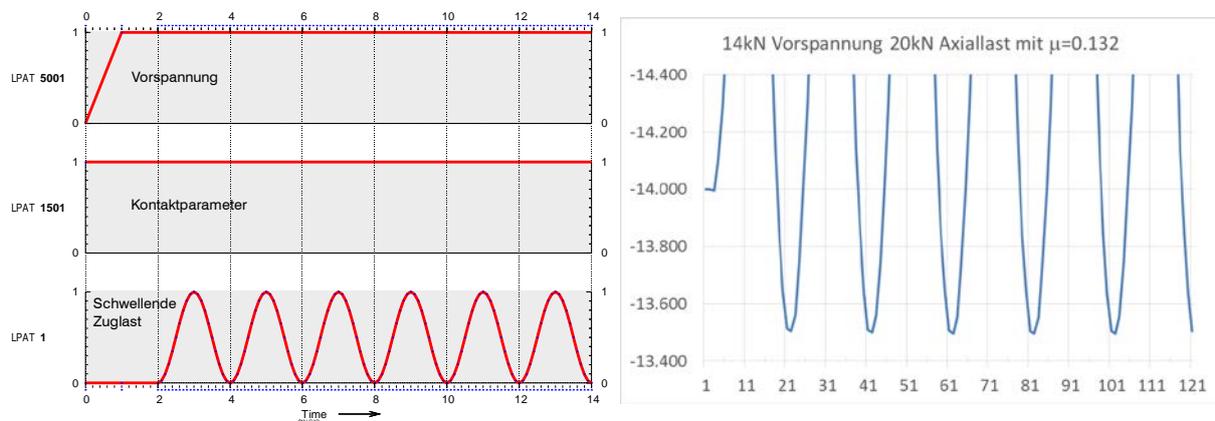


Abb. 2: Lastgeschichte und Vorspannungsverlust bei Relaxation

## 4 Schraubenlösen

Hier wird das Schraubenlösen unter wechselnder Querbeanspruchung beschrieben. Dazu wird der obere Teil der Versuchseinrichtung (siehe Abb.1 links das obere Joch) mittels vorgeschriebener Verschiebung hin- und hergeschoben mit einer Amplitude von  $\pm 0,3$  mm. Bei dieser Amplitude kommt der Schraubenschaft noch nicht in Kontakt mit der Bohrung. Abb. 3 zeigt links die Lastgeschichte mit der Vorspannung und der wechselnden Querverschiebung. Während der ersten neun Lastwechsel senkt sich die Vorspannung kontinuierlich ab. Ein weiteres Absenken ist bei zusätzlichen Lastwechseln zu erwarten.

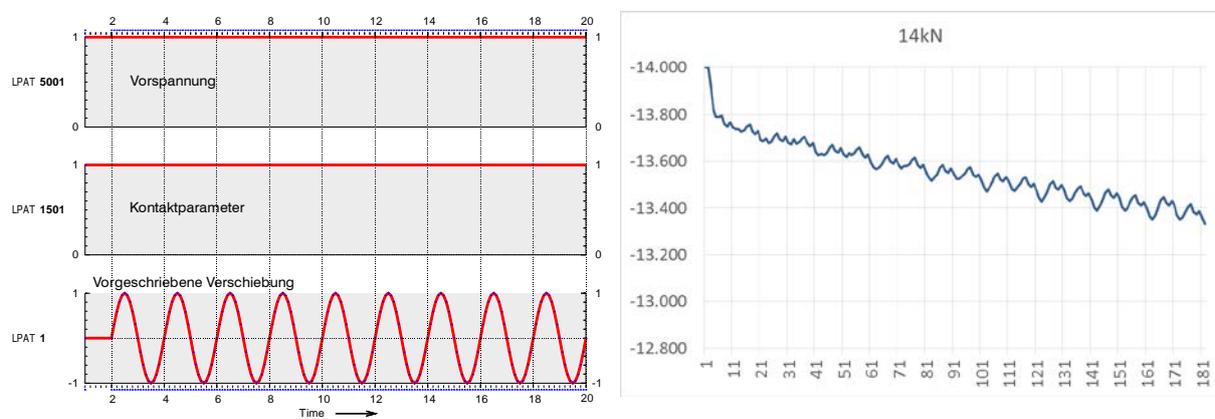


Abb. 3: Lastgeschichte und Vorspannungsverlust bei Querverschiebung

## 5 Diskussion

Eine Schraube im angezogenen Zustand steht unter Zug durch die Vorspannkraft und unter Torsion aufgrund der Gewindesteigung. Diese Torsion wird durch die Reibkräfte im Gewinde und am Schraubenkopf gehalten. Die Vorspannkraft kann durch axiale Belastungen mit plastischen Verformungen relaxieren. Sie kann aber auch durch wechselnde Querkräfte zwischen Gewinde und Schraubenkopf abfallen, weil kleine Bereiche der Reibzonen vom Haftzustand ins Gleiten und wieder zurück in den Haftzustand kommen. Diese kleinen Gleiteffekte summieren sich über einer großen Zahl von Lastwechseln zu einer Drehung der Schraube, die dabei Ihre Vorspannkraft verliert.

Für die Berechnung des Schraubenlösen sind nun zwei Punkte entscheidend. Zum einen muss das Gewinde modelliert werden, um die Reibkräfte im Gewinde realistisch darzustellen, und zum anderen wird eine nichtlineare Berechnung benötigt, welche die großen Drehungen der Schraube berücksichtigen kann. Dabei wird eine statische Berechnung als ausreichend betrachtet.

Bei der Modellierung des Gewindes geht man häufig den Weg, Gewinde und Bolzen getrennt zu vernetzen und dann die Netze zusammenzukleben. Dieses Kleben erfordert lineare Zwangsbedingungen, die leider die Eigenschaft haben, dass Spannungsauswertungen an dieser Stelle heikel sind und ungenau sein können. Solange nur Kräfte und Verschiebungen betrachtet werden, ist das unkritisch. Bei Spannungen und plastischen Verformungen muss man dann genauer hinschauen.

Zunächst muss die Schraube angezogen werden. Dazu ist allerdings eine Berücksichtigung der Drehung der Schraube nicht erforderlich, sondern es kann genügen, die Schraube in Endlage unter die gewünschte Vorspannkraft zu setzen. Dabei geht allerdings der Effekt verloren, bei dem das Anzugsmoment zu Teilen für die Drehung der Schraube gegen die Reibung verwendet wird, aber nicht für die Erzeugung der Vorspannkraft (siehe [3]).

Beim Schraubenlösen muss die nichtlineare Berechnung folgende Effekte berücksichtigen:

- Kontakt mit Reibung unter dem Schraubenkopf und im Gewinde
- Die Änderung des Kontaktzustandes aufgrund der Drehung
- Die Geometrieänderung aufgrund der Drehung (geometrisch nichtlinearer Effekt)
- Eventuell auch plastische Verformungen der Schraube (material-nichtlinearer Effekt)
- Eine große Anzahl von Lastwechseln

Häufig kann man auf die plastischen Verformungen verzichten, um das Schraubenlösen nachzurechnen. In Abb. 4 rechts zeigt die untere Kurve den Vorspannungsverlust mit vollständiger nichtlinearer Berechnung.

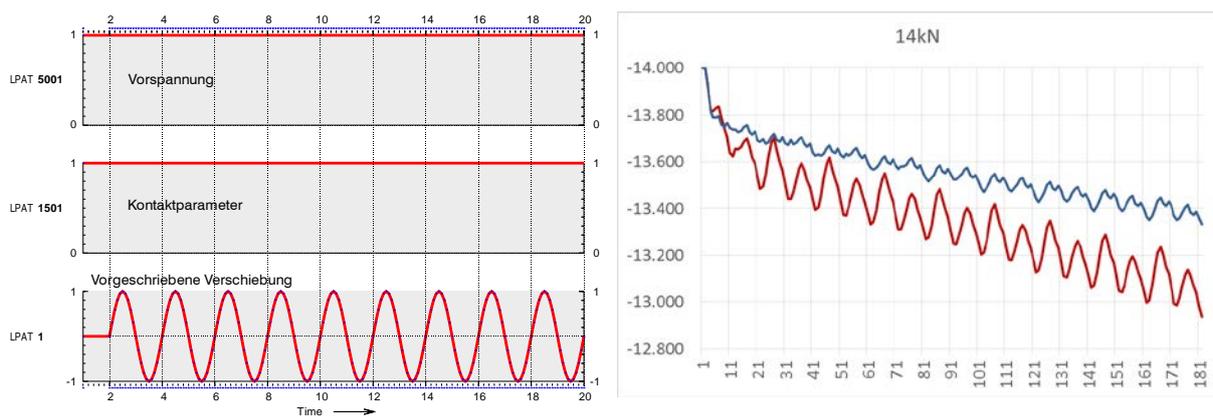


Abb. 4: Vorspannungsverlust bei linearer (oben) und geometrisch nichtlinearer (unten) Berechnung

Der Rechenaufwand für eine solche Berechnung ist bereits mit einer einzelnen Schraube erheblich. Die Anzahl der Lastwechsel im Versuch (wie Junker-Test, siehe [4]) liegt oft bei 1000 oder 2000. Es ist offensichtlich, dass dies in der Berechnung kaum sinnvoll erscheint und für mehrere Schrauben keine erfolgreiche Berechnungsstrategie darstellt.

Wenn es um den Nachweis des SchraubenlöSENS geht und nicht darum, welcher Drehwinkel nach einer gegebenen Anzahl von Lastwechseln auftritt, dann kann man Rechenzeit in folgender Weise sparen:

- Durchführung einer linearen Berechnung, d.h. ohne geometrisch nichtlinearen Effekt, aber mit Kontakt, Reibung, und der Berücksichtigung der Änderung des Kontaktzustandes aufgrund der Drehung.
- Bei sich wiederholenden Lasten kann der bei einer Last erreichte Kontaktzustand als Startwert der Iteration für die nächste Wiederholung der gleichen Last gewählt werden. Damit konvergiert die Kontaktanalyse typischerweise sehr viel schneller.
- Die Anzahl der Lastwechsel kann klein gehalten werden.

Von dieser Vorgehensweise wurde hier Gebrauch gemacht (siehe Abb. 3). Abb. 4 zeigt den Vergleich dieser linearen Berechnung und der geometrisch nichtlinearen Berechnung. Dabei sorgt offenbar der geometrisch nichtlineare Effekt für eine Verstärkung des Vorspannungsverlusts. Ansonsten bildet auch die lineare Berechnung das SchraubenlöSEN korrekt ab. Der zeitliche Vorteil der linearen Lösung liegt hier bei etwa einem Faktor 5.

Eine weitere deutliche Reduktion der Rechenzeit könnte es nur geben, wenn die vereinfachten Schraubenmodelle, die für die Vorspannung bereits vorhanden sind, ertüchtigt werden könnten, um auch das SchraubenlöSEN darzustellen. Erst dann wäre daran zu denken, auch Modelle mit vielen Schrauben so zu berechnen, dass das LöSEN einzelner Schrauben detektiert wird.

## 6 Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei den Autoren von [3], insbesondere J. Liu und H. Ouyang, welche ihr Simulationsmodell für weitere Berechnungen zur Verfügung gestellt haben.

## 7 Literatur

- [1] D. Koch, C. Friedrich, G. Dinger: Simulation of rotational self-loosening of bolted joints. NAFEMS Seminar „Simulation of Connections and Joints in Structures“, Wiesbaden, 28./29.4.2010.
- [2] C. Moosbauer, M. Winkler: Evaluation of the self-loosening of bolted connections with PERMAS. PERMAS Users' Conference 2014, Stuttgart, ISBN 978-3-926494-14-6.
- [3] J. Liu, H. Ouyang, J. Peng, C. Zhang, P. Zhou, L. Ma, M. Zhu: Experimental and numerical studies of bolted joints subjected to axial excitation. *Wear* 346-347 (2016) 66-77.
- [4] DIN 65151: Dynamische Prüfung des Sicherungsverhaltens von Schraubenverbindungen unter Querbeanspruchung (Vibrationsprüfung). Beuth Verlag, 2002.
- [5] PERMAS: PERMAS Version 15, User Manual, 2014