

Auslegung von Dehnschrauben bei plastischem Materialverhalten unter Einsatz der Finite Elemente Analyse

Christoph Wehmann, Florian Nützel, Frank Rieg

1 Einleitung

Die Vorteile von Dehnschrauben ergeben sich aus der großen Verformung, die bei der Montage eingestellt und mit Hilfe eines taillierten Schafts ermöglicht wird. Zusätzlich zu dem geringeren Schaftdurchmesser erhöht eine größere Länge die Nachgiebigkeit und damit die Längenänderung. Aufgrund dieser hohen Längenänderung benötigen Dehnschrauben keine Schraubensicherung und sind unempfindlicher gegenüber Setzverlusten.

Die Dehnung und Längenänderung könnte durch Spannungen oberhalb der Elastizitätsgrenze bis in den Bereich plastischer Verformungen erhöht werden, um die positiven Eigenschaften dieses Maschinenelements weiter zu verstärken. Weiterhin führt die im Zuge der plastischen Dehnung auftretende Kaltverfestigung des Schraubenmaterials zu einem Anstieg der Fließ- bzw. Streckgrenze und eröffnet auf diesem Wege zusätzliches Festigkeitspotential. Die Abschätzung dieses Potentials zur Steigerung der Lastkapazität von Dehnschrauben ist wesentlicher Teil dieses Beitrags. Dazu wird eine exemplarische Dehnschraube näher betrachtet, die der Norm DIN 2510 (Beuth 1971) entspricht. Eine Berechnung der in der Dehnschraube herrschenden Spannungen bei Vorliegen plastischen Materialverhaltens ist, insbesondere im Hinblick auf die Berechnung von Kerbspannungen, nur mit numerischen Verfahren möglich. Daher ist vorgesehen, die Untersuchungen unter Einsatz der Finite Elemente Analyse (FEA) durchzuführen.

Von ausschlaggebender Bedeutung für eine präzise Spannungsberechnung im Bereich plastischen Materialverhaltens ist die Werkstoffmodellierung im Rahmen der FEA. Diese geschieht mit Hilfe der Materialmatrix, welche bei Inelastizität numerisch bestimmt werden muss. Basis für die hier durchgeführten numerischen Berechnungen der Materialmatrix ist ein Algorithmus von Simo und Hughes (Simo & Hughes 1998), welcher für die Erfassung ideal-plastischen Werkstoffverhaltens unter Verwendung eines Mehrfeldansatzes geeignet ist. Die Erweiterung dieses Algorithmus und der zugehörigen Berechnungsgleichungen zur Beschreibung nichtlinearer Verfestigungsvorgänge ist weiterer Gegenstand dieser Veröffentlichung. In diesem Zusammenhang sind neben der Materialmatrix auch die inneren Kräfte und Spannungen zu berechnen. Dabei kommt ein isotropes, nichtlineares Verfestigungsgesetz zum Einsatz. Für die Erfassung plastischer Verformungen sind neben dem Verfestigungsgesetz noch die Fließbedingung und die Fließregel erforderlich. Als Fließbedingung findet die bewährte Vergleichsspannung nach von

Mises (von Mises 1913) Anwendung, hinsichtlich der Fließregel kommt das Prinzip vom Maximum der dissipativen plastischen Arbeit (Betten 2001) zum Einsatz. Das resultierende Plastizitätsmodell wird in das Finite Elemente System Z88 (Rieg & Hackenschmidt 2009) implementiert und derart ausgearbeitet, dass neben den Spannungen und den elastischen Dehnungen die plastischen Dehnungen und die erhöhten Fließgrenzen im Ergebnis vorhanden sind. Dieses Vorgehen ermöglicht die Berücksichtigung der Vorspann- und Klemmkraftverluste infolge von bleibenden Deformationen, die im Betrieb aufgetreten sind.

Die Untersuchungen im Beitrag betreffen die Montage und den Betrieb der Dehnschrauben und zielen auf die Angabe von konkreten Handlungsempfehlungen für den Konstrukteur ab, ob und in welchem Maß plastische Dehnungen schon bei der Montage oder im Betrieb zugelassen werden können. Weiterhin enthalten diese Empfehlungen Angaben über die gesteigerte Lastkapazität aufgrund einer höheren zugelassenen Dehnung. Die dabei zugelassene plastische Dehnung ist werkstoffabhängig und gewährleistet eine definierte Dehnungsreserve. Aufgrund der veränderten Spannungsberechnung bei Berücksichtigung plastischen Materialverhaltens ist außerdem vorgesehen, die genormten Maße wie den Radius am Dehnschaft zu überprüfen.

2 Geometrie und FE-Modell mit Randbedingungen

Die nachfolgenden Betrachtungen werden vorwiegend an einer Dehnschraube der Standardform L, Bezeichnung

M20 x 200 DIN 2510 – C45,

vorgenommen. Diese besitzt gemäß DIN 2510 (Beuth 1971) eine Gesamtlänge von $l = 200$ mm und ein metrisches M20-Gewinde. Der Werkstoff der Dehnschraube ist der Vergütungsstahl C45 (Werkstoffnummer 1.0503 (Wegst 2007)).

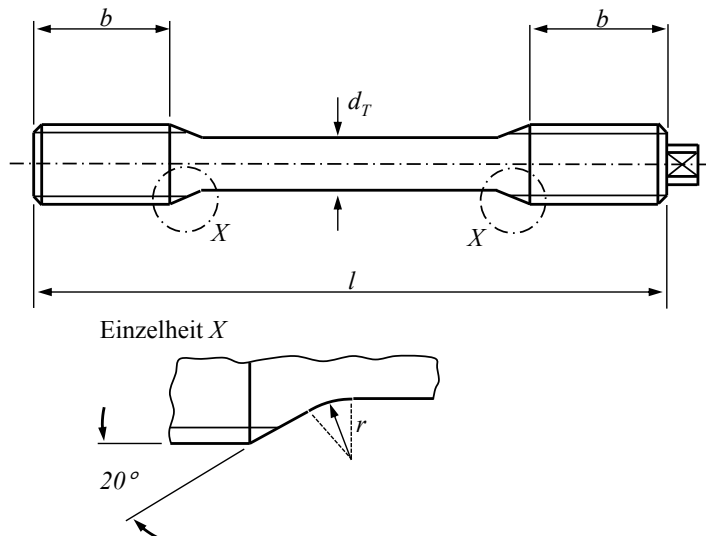


Abbildung 1: Geometrie der Dehnschraube gemäß Norm DIN 2510 (Beuth 1971)

Sämtliche Maßbezeichnungen sind in Abbildung 1 zu sehen. Ferner beträgt das Maß $b = 28 \text{ mm}$ sowie der in der Detailzeichnung eingezeichnete Radius 10 mm . Der Taillendurchmesser d_7 ist 15 mm . Abbildung 2 zeigt ein Foto der betrachteten Dehnschraube mit zugehöriger Mutter der Form NF nach DIN 2510.



Abbildung 2: Dehnschraube und Mutter der Form NF

Hinsichtlich der Randbedingungen wird angenommen, dass die Dehnschraube auf einer Seite komplett in ein Gewinde eingeschraubt ist und auf der anderen Seite durch eine Mutter gehalten wird. Die eingeschraubte Seite wird in alle Richtungen fixiert, während die Seite der Mutter als Krafteinleitung dient. Dazu wird die Schraubenkraft auf die zugehörige Mantelfläche verteilt, die in Abbildung 3 rot markiert ist (rechte Seite).

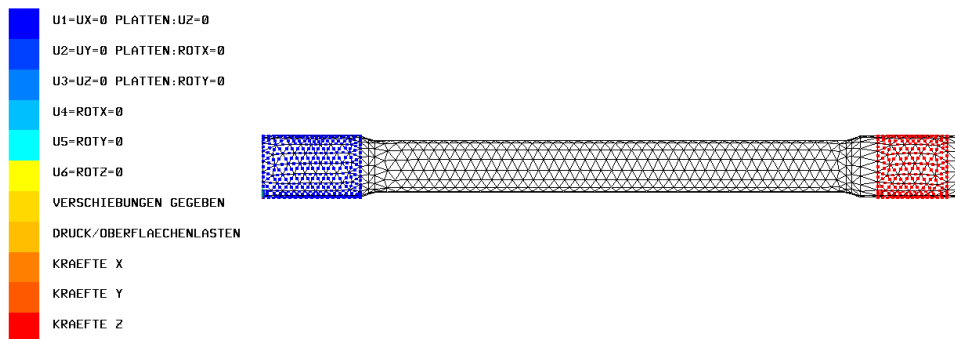


Abbildung 3: Finite-Elemente-Modell mit Randbedingungen

Abbildung 3 verdeutlicht fernerhin die Vereinfachung der Gewindegeometrie auf zylindrische Körper. Dabei diene der Spannungsdurchmesser als Maß für den Zylinder. Der Spannungsdurchmesser eines M20-Gewindes ist $d_s = 17,655 \text{ mm}$ (Decker & Kabus 2011).

Bezüglich des Elementtyps wurden Tetraeder des Z88-Typs Nr. 16 (Rieg & Hackenschmidt 2009) gewählt. Diese besitzen einen quadratischen Ansatz mit zehn Knoten und zeichnen sich bei adäquater Wahl der Integrationsordnung durch eine sehr genaue Spannungsberechnung aus. Die den durchgeführten Berechnungen zu Grunde liegende Integrationsordnung ist vier.

3 Beschreibung des Materialverhaltens

Auf die Modellierung des Werkstoffverhaltens wurde besonderen Wert gelegt, um eine Auslegung der Dehnschrauben im plastischen Bereich sicher vornehmen zu können. Das ausgearbeitete Materialmodell unterscheidet je nach Beanspruchung

und Werkstoffzustand am betreffenden Integrationspunkt zwischen elastischem und plastischem Verhalten; im elastischen Fall erfolgt die Verknüpfung von Spannungen und Dehnungen nach dem Hooke'schen Gesetz. Bei Überschreiten der Elastizitätsgrenze bzw. Fließgrenze schließt nach dem elastischen Prädiktorschritt ein plastischer Korrektorschritt im Zuge des hier eingesetzten, sog. Prädiktor-Korrektor-Verfahrens (Wriggers 2001) an. Die plastische Berechnung basiert dabei auf der Fließbedingung nach von Mises (von Mises 1913), in Verbindung mit der Anwendung des Prinzips vom Maximum der dissipativen, plastischen Arbeit (Betten 2001). Die Fließbedingung kann in der Form

$$f = \sqrt{\sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 s_{ij} s_{ij}} - \sqrt{\frac{2}{3}} k_f \quad (1)$$

geschrieben werden. Hier sind s_{ij} die Deviatorspannungen, k_f ist die Fließgrenze. Die zwei Zustände werden dann wie folgt unterschieden:

$$\begin{aligned} f < 0 & \rightarrow \text{elastisch} \\ f = 0 & \rightarrow \text{plastisch} \end{aligned} \quad (2)$$

Grundlage des hier eingesetzten Rechenverfahrens zur numerischen Erfassung der plastischen Verformungen ist ein Algorithmus von Simo und Hughes (Simo & Hughes 1998) zur Beschreibung ideal-plastischer Plastizität mit Fließbedingung nach von Mises. Dieser Algorithmus wurde erweitert, um nichtlineare Verfestigungsvorgänge erfassen zu können.

Die hier zum Einsatz kommende Fließregel des Prinzips vom Maximum der dissipativen, plastischen Arbeit und die Fließbedingung unter Berücksichtigung beliebig nichtlinearer, isotroper Verfestigung führen auf nachstehendes Gleichungssystem.

$$\begin{aligned} \mathbf{R}_{n+1} &= -\boldsymbol{\varepsilon}_{n+1}^{pl} + \boldsymbol{\varepsilon}_n^{pl} + \Delta\gamma_{n+1} \partial_\sigma f = 0 \\ f_{n+1} &= f(\boldsymbol{\sigma}_{n+1}, k_f(\gamma_{n+1})) = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

Darin bezeichnet der Index $n+1$ das Ende des momentanen „Pseudo-Zeitschritts“, n den zugehörigen Anfang. Der Begriff Zeitschritt ist an dieser Stelle eigentlich nicht ganz korrekt, da zwar ein wegabhängiges (von der Belastungsgeschichte abhängiges) aber dennoch zeitunabhängiges Materialverhalten vorliegt (Betten 2001). Zur anschaulicheren Beschreibung wird hier aber trotzdem die Bezeichnung Zeitschritt verwendet. Entsprechend der Notation ist $\boldsymbol{\varepsilon}_n^{pl}$ die plastische Dehnung zu Beginn und $\boldsymbol{\varepsilon}_{n+1}^{pl}$ die gesuchte, plastische Dehnung am Ende. Ferner misst $\Delta\gamma_{n+1}$ das plastische Dehnungsinkrement und damit den Betrag der plastischen Dehnung im momentanen Zeitschritt. Die Größe $\partial_\sigma f$ symbolisiert einen Vektor mit den Ableitungen der Fließbedingung f nach den Spannungen.

$$\partial_\sigma f := \left(\frac{\partial f}{\partial \sigma_1} \quad \frac{\partial f}{\partial \sigma_2} \quad \frac{\partial f}{\partial \sigma_3} \quad \frac{\partial f}{\partial \sigma_4} \quad \frac{\partial f}{\partial \sigma_5} \quad \frac{\partial f}{\partial \sigma_6} \right)^T \quad (4)$$

Die Lösung des Gleichungssystems (3) wird mit Hilfe des Newton-Verfahrens realisiert. Das gesamte Vorgehen ist in Abbildung 4 zu sehen.

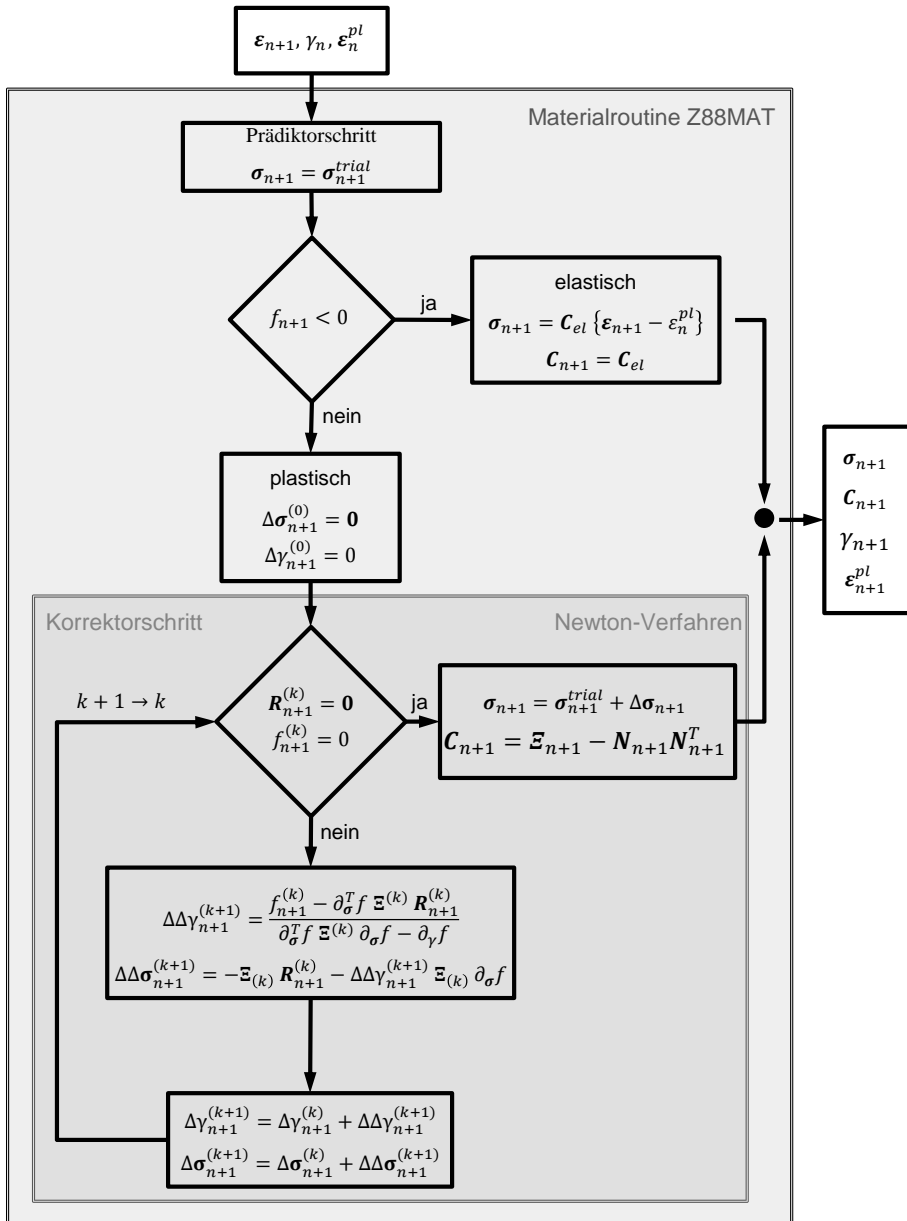


Abbildung 4: Plastische Iteration nach (Simo & Hughes 1998), erweitert für nichtlineare Verfestigung

Am Ende des Korrektorschritts stehen sämtliche Zustandsgrößen fest. Dies sind der Wert der plastischen Zustandsgröße γ_{n+1} und die plastischen Dehnungen

ε_{n+1}^{pl} . Außerdem sind die korrigierten Spannungen σ_{n+1} bekannt und die Materialmatrix C_{n+1} ist berechnet.

4 Einbettung in das System Z88

Die in Abbildung 4 gezeigte Materialroutine wird während des globalen Lösungsprozesses von den Elementroutinen aufgerufen. Dabei handelt es sich um Routinen des Z88-Typs Nr. 16 (Tetraeder mit zehn Knoten), die einen Mehrfeldansatz nach Simo und Hughes (Simo & Hughes 1998) verwenden. Dieser Mehrfeldansatz interpoliert neben den Verschiebungen zusätzlich die hydrostatische Spannung (den Druck) und den dilatatorischen Anteil der Dehnung. Die zusätzlichen Freiwerte werden allerdings auf Elementebene gelöst, so dass global weiterhin allein die Knotenverschiebungen zu berechnen sind.

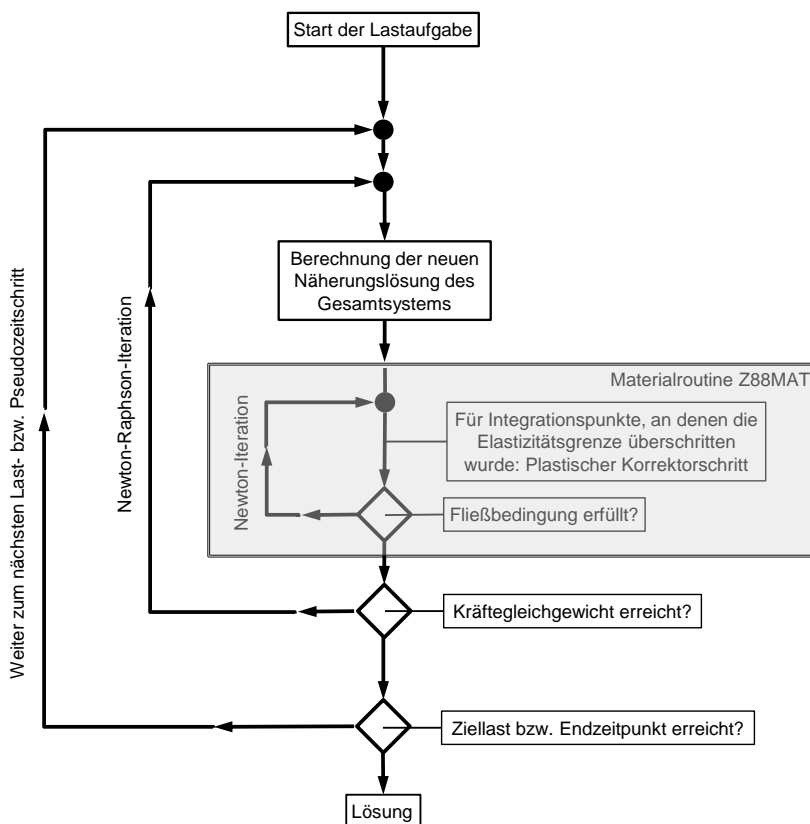


Abbildung 5: Schachtelung der Lösungsprozesse

In Abbildung 5 ist eine Übersicht über die Einbettung in das Finite-Elemente-System Z88 gegeben. Der gesamte Lösungsprozess bei plastischer Berechnung

umfasst bis zu vier ineinander geschachtelte, iterative Lösungsprozesse. Diese sind von außen nach innen:

- Last- bzw. (Pseudo-)Zeitschleife
- Iterationsschleife des globalen Newton-Raphson-Verfahrens
- Ggf. iterative Lösung des linearen Subgleichungssystems
- Iterationsschleife zur lokalen Lösung der Materialgleichungen (Newton-Verfahren)

Die Realisierung des Mehrfeldansatzes erfordert die Einführung von Formfunktionen mit spezieller Fundamentealeigenschaft: abweichend von den Verschiebungsansätzen müssen diese Formfunktionen auf die Integrationspunkte statt auf die Knoten bezogen werden. D.h. sie müssen am jeweiligen Integrationspunkt eins sein und an den anderen null. In (Simo & Hughes 1998) wird allgemein angegeben:

$$\Theta = \Gamma^T \Theta^e \quad (5)$$

Darin ist $\Theta = \Theta(r, s, t)$ die Dilatation, die bei diesem Verfahren ein Freiheitsgrad ist. Bei einem klassischen Verschiebungsansatz würde die Dilatation gemäß nachstehender Formel aus den Verschiebungen berechnet werden.

$$\Theta = \varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \quad (6)$$

Der Vektor Γ enthält die Formfunktionen für die Interpolation der Dilatation und Θ^e die Integrationspunktdilatationen, die dem Analogon der Knotenverschiebungen entsprechen. Die Interpolation des Drucks kann mit dem gleichen Ansatz realisiert werden (Simo & Hughes 1998):

$$p = \Gamma^T p^e \quad (7)$$

Ausgehend von diesem allgemeinen Ansatz ist als nächstes die Anzahl an Freiheitsgraden für Druck bzw. Dilatation festzulegen, um die Implementation vornehmen zu können. Hughes empfiehlt, bei Mehrfeldansätzen die Polynomordnung der Formfunktionen von Spannungen und Dehnungen (Größen, die allgemein auf den Ableitungen der Verschiebungen beruhen) eine Stufe niedriger zu wählen, als die Polynomordnung der Verschiebungsinterpolation (Hughes 2000). Weil hier Tetraeder mit quadratischem Ansatz eingesetzt werden, fällt die Wahl auf lineare Polynome zur Interpolation der Dilatationen und Drücke. Es ist also eine Integrationsordnung von vier Integrationspunkten festzulegen. Um die Analogie zur Verschiebungsinterpolation deutlich zu machen, sind in (8) noch einmal sämtliche Interpolationen aufgeführt, hier als Summenformel anstelle von Vektor-Skalarprodukten.

$$\Theta = \sum_{i=1}^4 \Gamma_i \Theta_i^e \quad (8a)$$

$$p = \sum_{i=1}^4 \Gamma_i p_i^e \quad (8b)$$

$$\mathbf{u} = \sum_{i=1}^{10} N_i \mathbf{u}_i \quad (8c)$$

Weil bei einem solchen Ansatz die Anzahl der Integrationspunkte die Formfunktionen Γ_i bestimmt, ist eine einfache Einstellung der Integrationsordnung nicht möglich – es muss eine komplett andere Elementroutine aufgebaut werden. Daher bieten FE-Programme vielfach nur eine mögliche Integrationsordnung pro Elementtyp an und besitzen zum Ausgleich verschiedene Elementtypen, die sich nur durch ihre Integrationsordnung unterscheiden. Die Abbildung 6 verdeutlicht noch einmal die Unterschiede zwischen den verschiedenen Form- oder Ansatzfunktionen. An den mit Kreisen markierten Knoten erfüllen die Formfunktionen N_i die Fundamenteigenschaft, an den mit Kreuzen markierten Integrationspunkten erfüllen die Formfunktionen Γ_i die Fundamenteigenschaft.

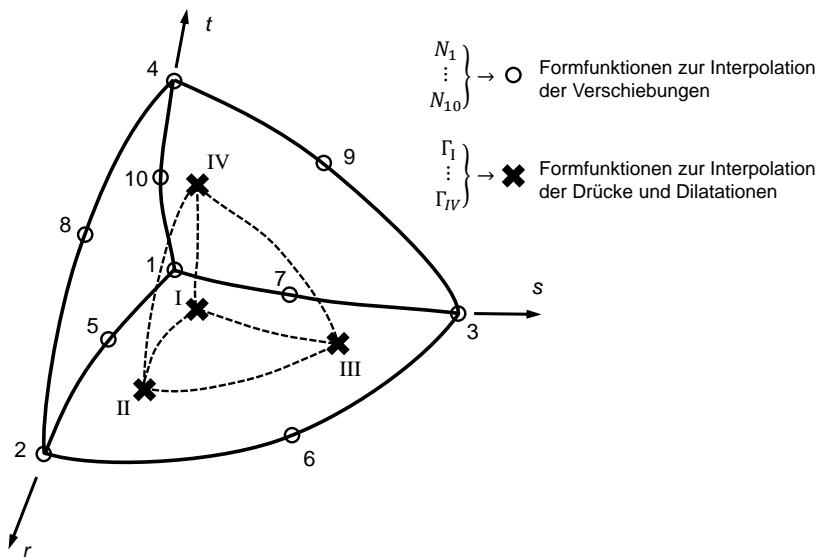


Abbildung 6: Übersicht über die Bezugspunkte der Fundamenteigenschaft

Die Formfunktionen Γ_i bestimmen sich auf Grundlage der Gauß'schen Integration in Tetraederkoordinaten mit Hilfe der Integrationsstützstellen (Rieg & Hackenschmidt 2009) wie nachkommend gezeigt.

$$\begin{aligned}
\Gamma_{\text{I}} &= 1,92705097 - 2,23606795 \cdot (r + s + t) \\
\Gamma_{\text{II}} &= -0,309016989 + 2,23606795 \cdot r \\
\Gamma_{\text{III}} &= -0,309016989 + 2,23606795 \cdot s \\
\Gamma_{\text{IV}} &= -0,309016989 + 2,23606795 \cdot t
\end{aligned}
\tag{9}$$

Es ist zu beachten, dass die Formfunktionen Γ_i auf das dasselbe, natürliche Koordinatensystem r, s, t bezogen sind wie die Formfunktionen der Verschiebungsinterpolation.

5 Vergleich mit konventioneller Auslegung anhand der Einzelschraube

Im Folgenden sind die Ergebnisse der Berechnung einer Einzelschraube dargestellt. Neben den Berechnungen unter Berücksichtigung plastischen Materialverhaltens sind stets Vergleichsrechnungen konventioneller Materialmodellierung durchgeführt worden. Abbildung 7 zeigt die Ergebnisse und verdeutlicht den Fehler der elastischen Berechnung bei großen Dehnungen. Die konventionelle Auslegung verwendet hier die Elastizitätsgrenze als Werkstoffkennwert: Aus der Abbildung liest man einen Wert von $F = 105 \text{ kN}$ ab. Für den entsprechenden Kennwert der Auslegung unter Berücksichtigung plastischen Materialverhaltens ist zu entscheiden, welche Dehnungs- bzw. Kraftreserve vorgehalten werden soll.

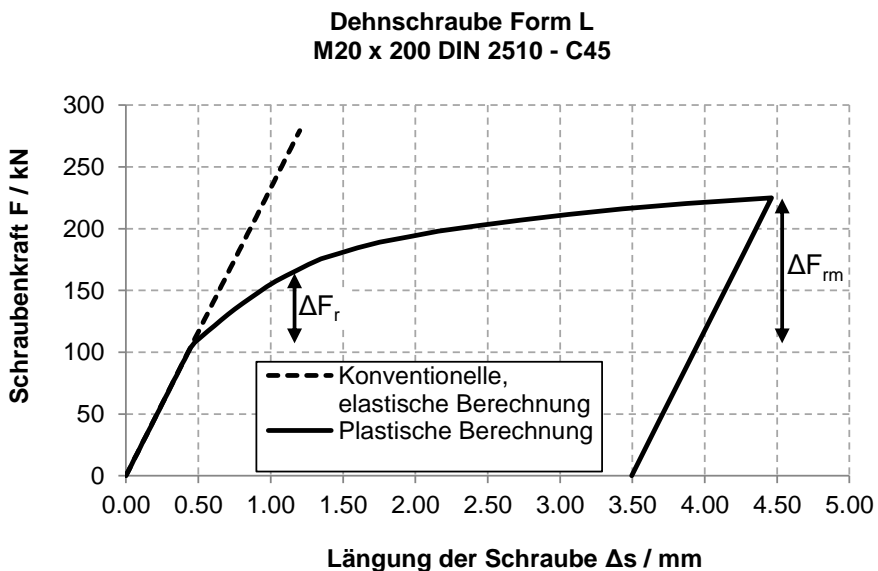


Abbildung 7: Kennlinien der Einzelschraube

Der Doppelpfeil in Abbildung 7 mit der Bezeichnung ΔF_m kennzeichnet die maximale Kraftreserve, die bis nahe an die Zugfestigkeit R_m herangeht. Sie beträgt in diesem Beispiel 120 kN. Bei Zulassung der Hälfte der Reserve und damit einem Sicherheitswert von 2 ergibt sich ein Wert von 60 kN, der in Abbildung 7 als ΔF_r ,

eingetragen ist. Aufgrund der bei metallischen Werkstoffen in der Regel im Laufe der plastischen Deformation abnehmenden Steifigkeit der Materialtangente sind die Dehnungs- und die Längungsreserve bei 50 % Kraftreserve sehr viel höher als 50 %. In dem Beispiel ist die maximale Längungsreserve ca. 4,02 mm, die Längungsreserve bei 50 % Kraftreserve beträgt ca. 0,74 mm. Daraus ergibt sich eine prozentuale Reserve von 82 %.

Eine Alternative mit noch höherem Potential zur Steigerung der Lastkapazität wäre also, den Sicherheitsfaktor auf die Längungs- bzw. Dehnungsreserve zu beziehen. Jedoch ist es in der Regel praktischer mit Unsicherheiten der Belastung zu rechnen, da im Entwicklungsprozess meistens zunächst Belastungswerte vorhanden sind. Bei der Auslegung druckführender Komponenten oder der Entwicklung von Brennräumen in der Motorentechnik beispielsweise werden Druckgrenzen vor den (daraus resultierenden) Verformungsgrenzen bekannt sein. Außerdem gewährleistet dies stets eine sicherere, konservativere Auslegung.

Das Vorgehen unter Beachtung einer Kraft- und somit Spannungsreserve von 50 % ermöglicht damit die Steigerung der Auslegungsgrenze von 105 kN (konventionelle, plastische Auslegung) auf 165 kN (plastische Auslegung). Dies entspricht einer **Steigerung der Lastkapazität um 57 %**.

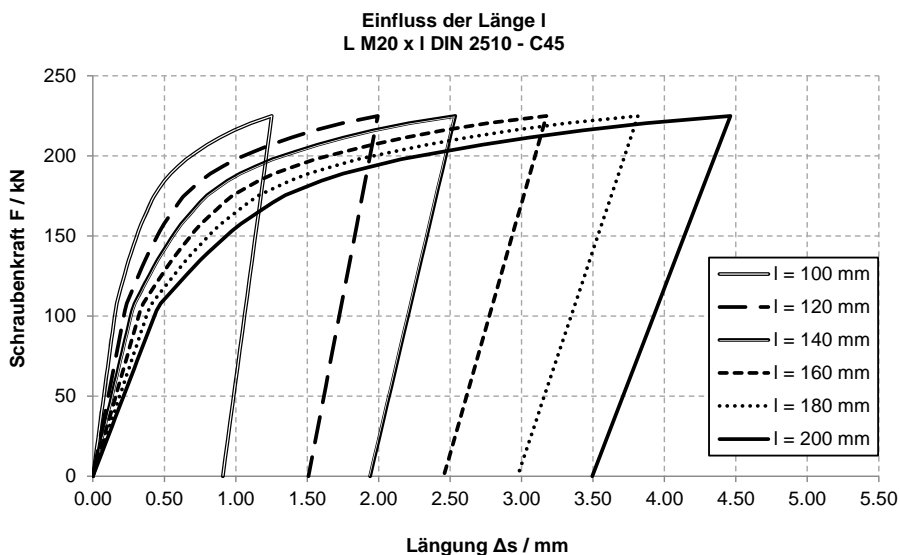


Abbildung 8: Ergebnisse der Berechnungen mit verschiedenen Schraubenlängen

Abschließend wurden Berechnungen durchgeführt, die den Einfluss der Schraubenlänge verdeutlichen sollen. Abbildung 8 zeigt die Ergebnisse dieser Berechnungen für Schraubenlängen von 100 mm bis 200 mm. Da die Elastizitätsgrenze bei diesem einfachen Belastungsfall unabhängig von der Länge ist, führt die gleiche Kraftreserve zu einer gleichen Steigerung der Lastkapazität. Die Längungsreserve nimmt allerdings mit steigender Länge zu. Daher ist auch bei plastischer Auslegung eine möglichst lange Dehnschraube vorteilhaft.

6 Vergleich mit konv. Auslegung anhand eines Anwendungsbeispiels

Die Betrachtungen an der Einzelschraube werden hier erweitert auf die Betrachtung eines Zylinderkopfes, der mit Dehnschrauben fixiert ist. In Abbildung 9 ist das Zylinderkurbelgehäuse eines Motorradmotors (Honda CBR 600F) gezeigt, welches zehn Bohrungen zur Befestigung des Zylinderkopfes besitzt. Die zehn Dehnschrauben besitzen ein Gewinde der Größe M9 und einen Taillendurchmesser von $d_T = 6,7$ mm. Die folgenden Betrachtungen erfolgen exemplarisch anhand der vorhandenen Werkstoffdaten von C45.

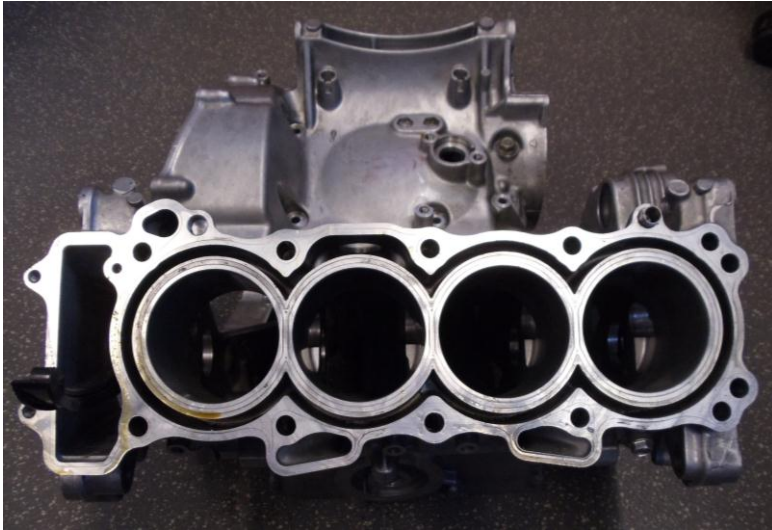


Abbildung 9: Zylinderkurbelgehäuse mit zehn Bohrungen zur Verschraubung

Die Elastizitätsgrenze von 600 N/mm^2 wird im Falle von M9-Schrauben bei $21,6 \text{ kN}$ erreicht. Eine Auslegung bis zur Elastizitätsgrenze führt bei der Wahl von kleineren Schrauben sofort zur Überschreitung des elastischen Bereichs. Eine Auslegung bis in den plastischen Bereich erlaubt hier den Einsatz von M8-Schrauben mit einem Taillendurchmesser von $d_T = 6,2$ mm; bei gleicher Belastung ($21,6 \text{ kN}$) wird die Elastizitätsgrenze, die im Falle von M8-Schrauben dem Kraftwert $18,4 \text{ kN}$ entspricht, um $3,2 \text{ kN}$ überschritten. Die Berechnungen ergaben, dass M8-Schrauben dann immer noch ca. 85 % der maximalen Kraftreserve ΔF_{rm} als Sicherheit aufweisen. Somit erlaubt die Auslegung bis in den plastischen Bereich bei diesem Anwendungsbeispiel die Wahl einer geringeren Schraubenstärke. Auch wenn die Gewichtsersparnis dabei nicht sonderlich hoch sein wird, kann eine kleinere Schraube möglicherweise durch Bauraumgewinne Vorteile in konstruktiver Hinsicht bringen.

7 Einfluss des Radius am Dehnschaft

Schließlich ist die Untersuchung des Einflusses vom Radius am Dehnschaft vorgesehen. Aufgrund des Kerbeffekts werden hier die höchsten Spannungen auftreten. Die Norm DIN 2510 (Beuth 1971) schreibt einen Radius von 10 mm bei der hier betrachteten Dehnschraube (M20 x 200 DIN 2510 – C45) vor. Die Vereinbarkeit

dieses Werts mit einer Auslegung im plastischen Bereich soll nachfolgend überprüft werden. Dazu werden elastische und plastische Rechnungen zu Schrauben mit zwei verschiedenen Radien durchgeführt. Abbildung 10 zeigt die Ergebnisse dieser Rechnungen; dargestellt ist jeweils der Spannungsverlauf im Kerbgrund.

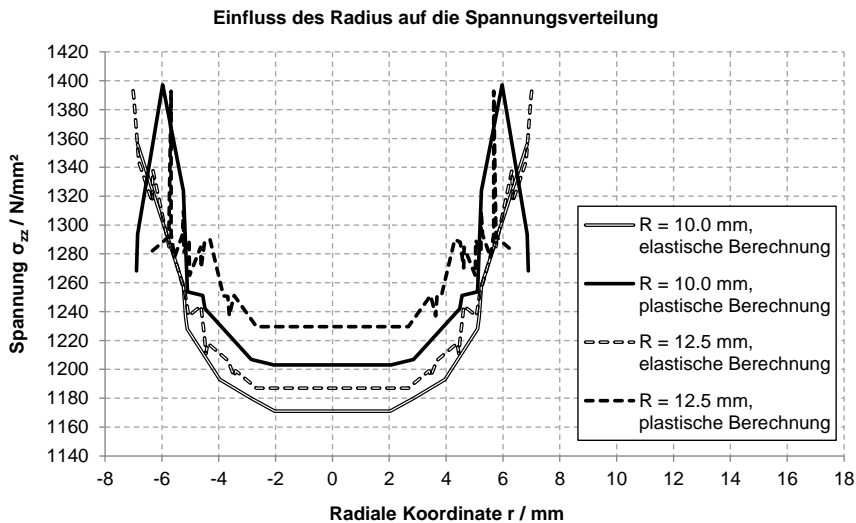


Abbildung 10: Spannungsverläufe im Kerbgrund, aufgetragen über der radialen Koordinate

Die Kurven verdeutlichen, dass wie erwartet in der Mitte des Querschnitts die niedrigsten Spannungen auftreten. Aufgrund der Kerbwirkung nehmen diese nach außen hin zu. Im Falle der linearen Berechnung steigen sie bis zur Oberfläche auf ein Maximum an. Die Erfassung des plastischen Bereichs in der numerischen Analyse zeigt jedoch ein unerwartetes Maximum mit anschließendem Abfall bis zur Oberfläche. Dies wird damit zusammenhängen, dass außen als erstes die Elastizitätsgrenze erreicht wird und hier somit die ersten plastischen Dehnungen auftreten. Diese führen zu einer Veränderung des sich einstellenden Spannungsverlaufs und ergeben auf diese Weise ein anderes Resultat des Kerbwirkungseffekts. Dies muss bei der Auslegung im plastischen Bereich berücksichtigt werden.

8 Fazit und Ausblick

Die Berechnungen unter Berücksichtigung plastischen Materialverhaltens zeigten das Potential der erweiterten Auslegung zur Laststeigerung auf. Bezogen auf die Einzelschraube ergab sich eine mögliche Steigerung der Lastkapazität von +57% für den betreffenden Stahl. Die Betrachtung eines Anwendungsbeispiels verdeutlichte, dass die Ausschöpfung einer höheren Lastkapazität zu mehr Freiheiten bei der Schraubenwahl führt. Die Ausführungen belegen aber auch den numerischen und modellierungstechnischen Mehraufwand, der sich bei Erfassung plastischen Materialverhaltens ergibt. Inwiefern dieser für den Ausnutzungsgewinn gerechtfertigt ist, muss der Konstrukteur je nach Anwendungsfall entscheiden. Das Vorgehen zum Erreichen einer diesbezüglichen Entscheidungsbasis wurde im vorliegenden

Aufsatz skizziert. Schließlich ergaben die Untersuchungen der Spannungsverteilung im Kerbgrund einen gegenüber der elastischen Berechnung veränderten Verlauf aufgrund des Kerbeffekts. Dies ist bei der Auslegung zu berücksichtigen.

9 Literaturangaben

Betten, J. 2001: Kontinuumsmechanik. Elastisches und inelastisches Verhalten isotroper und anisotroper Stoffe. 2. Auflage, Berlin u.a.: Springer Verlag.

Beuth 1971: DIN 2510, Blatt 3: Schraubenverbindungen mit Dehnschaft. Schraubenbolzen. Berlin: Beuth Verlag.

Decker, K.-H. & Kabus, K. 2011: Maschinenelemente, Funktion, Gestaltung und Berechnung. München: Carl Hanser Verlag.

Hughes, J. R. 2000: The Finite Element Method. Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis. Mineola (NY): Dover Publications.

Mises, R. E. v. 1913: Mechanik der festen Körper im plastisch-deformablen Zustand. In: Nachrichten der Königlichen Gesellschaft der Wissenschaften, S. 582-592.

Rieg, F. & Hackenschmidt, R. 2009: Finite Elemente Analyse für Ingenieure. 3. Auflage, München, Wien: Carl Hanser Verlag.

Simo, J. C. & Hughes, T. J. R. 1998: Computational Inelasticity. New York, Berlin, Heidelberg u.a.: Springer Verlag.

Wegst, C. & Wegst, M. 2007: Stahlschlüssel. Marbach: Verlag Stahlschlüssel Wegst.

Wriggers, P. 2001: Nichtlineare Finite-Element-Methoden. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag.

Kontakt

Dipl.-Ing. Christoph Wehmann
Dipl.-Ing. Florian Nützel
Prof. Dr.-Ing. Frank Rieg
Lehrstuhl für Konstruktionslehre und CAD
Universität Bayreuth
Universitätsstraße 30
95447 Bayreuth
Tel.: 0921 / 55 – 7258
E-Mail: christoph.wehmann@uni-bayreuth.de
www.konstruktionslehre.uni-bayreuth.de
www.z88.de