

Numerische Analyse von Schraubenverbindungen bei direkter Lasteinleitung in den Schraubenkopf

Numerical analysis of bolted connections with direct load introduction into the bolt head

Dr.-Ing. Roland Jakel, DENC AG, Langenfeld/Rheinland

Kurzfassung

Die VDI-Richtlinie 2230 gibt sehr detaillierte Berechnungshinweise für Verschraubungen, bei denen die Einleitung der Betriebslast innerhalb des Flansches (in der Richtlinie „Platten“ genannt) stattfindet: In diesem Fall liegt der Richtwert „ n “ für den Ort der Krafteinleitung innerhalb der Klemmlänge zwischen 0 und 1, siehe Bild 1.

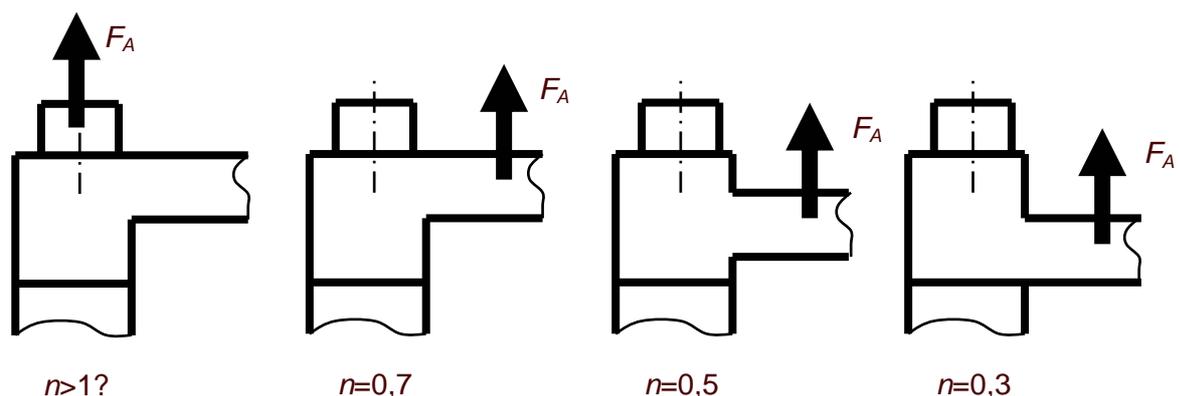


Bild 1: Unbekannter n -Wert bei Lasteinleitung in den Schraubenkopf (ganz links) sowie Schätzungen für Krafteinleitungsfaktoren nach der alten VDI-Richtlinie von 1986 [1] (rechts)

In der industriellen Praxis tritt jedoch auch der Fall auf, dass die Betriebslast nicht in die Platten, sondern direkt in die Schraube bzw. den Schraubenkopf eingeleitet wird (siehe Bild 1 links), wie dies z.B. bei Spurstangen im Automobilbau oder Tragstreben in der Luft- und Raumfahrttechnik geschieht. Eine solche Verbindung kann nicht mit der VDI-Richtlinie 2230 berechnet werden, da für diesen Anwendungsfall der n -Wert nicht mehr definiert ist.

Am Beispiel einer längeneinstellbaren Verschraubung für einen Gabelkopf am Ende einer Tragstrebe in der Ariane 5-Rakete wird die Bestimmung der Kraftverhältnisse ϕ_n und ϕ_k sowie des n-Wertes mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente sowie eines analytischen Ansatzes erörtert. Als FEM-Software wird das konstruktionsbegleitende Werkzeug Pro/MECHANICA Structure eingesetzt. Die Ergebnisse der Analysen werden mit Versuchsdaten verglichen.

Abstract

The VDI guideline 2230 „Systematic calculation of high duty bolted joints“ gives very detailed advice how to analyze bolted connections with load introduction within the flange (called „plates“ in the guideline). In this case, the guide value „n“ for the location of the load introduction point within the clamping length is between 0 and 1, see fig. 1.

In industrial applications, there is also the case that the operational load is not introduced into the plates, but directly into the bolt or bolt head, see fig. 1 left. Examples are tie rods in cars or struts in planes or rockets. A bolted connection like that cannot be analyzed with the VDI guideline 2230, since for this application the n-value is not defined.

Instancing a length adjustable bolted connection of a fork head at the end of a strut used within the European Ariane 5 rocket, the estimation of the force relations ϕ_n , ϕ_k , and the n-value with help of a FEM-analysis as well as with an analytical approach is described. As FEM code, the tool Pro/MECHANICA Structure is used. The results of the analyses are compared with test data.

1. Einführung

Bei Schraubenverbindungen greift die Betriebslast üblicherweise innerhalb der Platten an, also unterhalb der Schraubenkopfauflage und oberhalb der Mutterauflage. Für diesen Fall liefert die VDI-Richtlinie 2230 von 1986 [1] Schätzungen (siehe Bild 1) bzw. in neueren Ausgaben, z.B. [2], analytische Ansätze für den sogenannten Krafteinleitungsfaktor n .

Der Krafteinleitungsfaktor n stellt dabei den Zusammenhang zwischen dem realen Kraftverhältnis ϕ_n und dem theoretischen Kraftverhältnis ϕ_k bei exakter Krafteinleitung in der Schraubenkopf- und Mutterauflage her:

$$\phi_n = n \cdot \phi_k = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} \quad (1)$$

Das Kraftverhältnis ϕ_k ist definitionsgemäß nur abhängig von den elastischen Nachgiebigkeiten von Schraube δ_S und Platte δ_P , also von deren Geometrien und den verwendeten Werkstoffen (E-Moduli). Nur der n -Wert berücksichtigt den realen Ort der Krafteinleitung, der letztlich festlegt, welche Teile der Verbindung gedanklich zur Schraube und welche zum Flansch (zur „Platte“) gehören. Das Kraftverhältnis ϕ_k wird also nur durch eine rein „formale“ Zuordnung der Nachgiebigkeiten zur Schraube bzw. zum Flansch bestimmt, wobei die tatsächliche Lasteinleitung keine Rolle spielt – dem trägt der n -Wert Rechnung.

Mittels des realen Kraftverhältnisses ϕ_n kann die Zusatzbeanspruchung F_{SA} der Schraube (zusätzlich zur Vorspannkraft F_M) bzw. die Entlastung des Flansches F_{PA} (z.B. zum Prüfen auf Klaffen) durch die Betriebskraft F_A errechnet werden [1]:

$$F_{SA} = \phi_n \cdot F_A \quad (2)$$

$$F_{PA} = (1 - \phi_n) \cdot F_A \quad (3)$$

Damit kommt dem realen Kraftverhältnis ϕ_n die zentrale Rolle bei der Schraubanalyse zu. Die Bestimmung des Krafteinleitungsfaktors n ist eine der Hauptschwierigkeiten bei der Verschraubungsanalyse. Besonders bei ungewöhnlichen Verschraubungsgeometrien bzw. Krafteinleitungsorten wird eine Analyse mittels der Methode der Finiten Elemente oder ein Versuch notwendig sein, um ausreichende Sicherheit bei der Dimensionierung zu erlangen.

2. Vorstellung der Schraubverbindung

Bei der zu berechnenden Schraubverbindung handelt es sich um die in Bild 2 gezeigte Strebe aus einem Fachwerk von 36 baugleichen Streben zur Befestigung eines Treibstofftanks der Ariane 5-Trägerrakete. Zur Montage an den angrenzenden Tragstrukturen ist an beiden Enden ein Gabelkopf angebracht, jeweils mit einem Rechts- und einem Linksgewinde zur Längeneinstellung. An einem Strebenende sitzt unterhalb einer Kontermutter und zweier Unterlegscheiben ein Kraftsensor zur Beanspruchungsmessung.

Die in der Konstruktion eingesetzten Materialien zeigt Tabelle 1 im Anhang. Für die Berechnung der Nachgiebigkeiten gemäß VDI 2230 können die charakteristischen Geometrien der Tabelle 2 (Anhang) entnommen werden. Die schließlich mit [1] errechneten Nachgiebigkeiten listet Tabelle 3 auf. Problematisch ist dabei die Bestimmung der Plattennachgiebigkeit, da stark unterschiedliche Geometrien und Werkstoffe eingesetzt

wurden (zwei Unterlegscheiben unterschiedlicher Größe sowie ein Kraftsensor). Im Weiteren soll nur der in Tabelle 3 als „Ansatz 2“ bezeichnete Wert für die Plattensteifigkeit weiterverwendet werden.

Für das Kraftverhältnis ϕ_k ergibt sich gem. Tabelle 3 somit ein Wert von:

$$\phi_k = \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} = \frac{1,57 \cdot 10^{-7}}{6,25 \cdot 10^{-7} + 1,57 \cdot 10^{-7}} = 0,2 \quad (4)$$

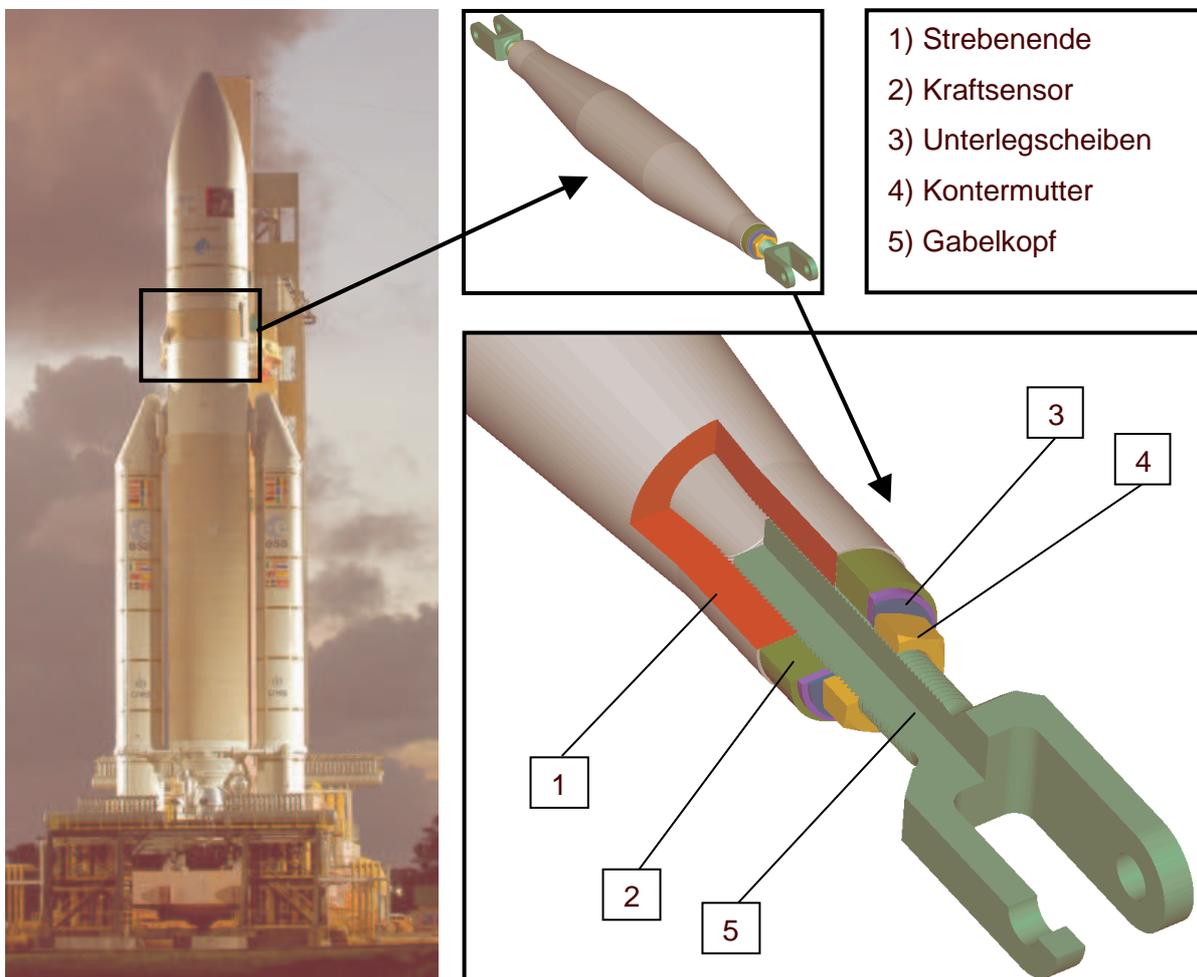


Bild 2: Aluminiumstrebe mit MJ20x1,5-Verschraubung aus einem Strebenfachwerk zur Befestigung des LO_x-Tanks in der kryogenen Oberstufe ESC-A der Trägerrakete Ariane 5 [3]

Der die Krafteinleitung kennzeichnende n-Wert ist für diesen Fall nicht definiert, dürfte aber deutlich oberhalb 1 liegen, da die Betriebskraft oberhalb der Kontermutter in den Gabelkopf bzw. in die Strebe (also die Sacklochverschraubung) eingeleitet wird und nicht innerhalb der Platten.

Ersatzweise könnte nun ein reales Kraftverhältnis ϕ_n^* berechnet werden, wenn man die Nachgiebigkeiten von Mutter δ_M und Sacklochverschraubung δ_G nicht definitionsgemäß der Schraubennachgiebigkeit $\delta_s = \delta_M + \delta_1 + \delta_G$ (siehe Tabelle 3), sondern der Platte zuweisen würde, da diese beiden Nachgiebigkeiten aufgrund der Krafteinleitungsorte gedanklich zur letzteren gehören:

$$\phi_n^* = \frac{\delta_P^*}{\delta_S^* + \delta_P^*} = \frac{(\delta_P + \delta_M + \delta_G)}{\delta_1 + (\delta_P + \delta_M + \delta_G)} = \frac{4,75 \cdot 10^{-7}}{3,07 \cdot 10^{-7} + 4,75 \cdot 10^{-7}} = 0,607 \quad (5)$$

Somit ließe sich – die formale Bestimmung von ϕ_k gemäß Gl. (4) zugrunde gelegt – mittels Gl. (5) und Gl. (1) ein n-Wert von etwa

$$n = \frac{\phi_n^*}{\phi_k} = \frac{0,607}{0,2} \approx 3 \quad (6)$$

vermuten. Wie groß dieser tatsächlich ist, soll nachfolgend mittels einer FEM-Analyse sowie durch Versuche geklärt werden.

3. FEM-Berechnung mit einem konstruktionsbegleitenden Analysewerkzeug

Das Modell der Strebe ist mit dem 3D-CAD-System Pro/ENGINEER erstellt worden, siehe Bild 2. Integriert in dieses System ist das Finite-Elemente Programm Pro/MECHANICA Structure, das auf die CAD-Geometrie zugreift und damit konstruktionsbegleitend ein sehr schnelles und effizientes Preprocessing erlaubt. Hierzu wird, wie in Bild 2 dargestellt, die Verschraubung in das CAD-Modell eingebracht und ein Materialschnitt durch das Strebengewinde gelegt, womit die zu analysierende Geometrie des axialsymmetrischen Verschraubungsproblems genau definiert ist. Das FEM-Modell wird anschließend direkt auf Basis dieser Schnittgeometrie erzeugt, siehe Bild 3.

Im FEM Modell werden dann folgende Arbeitsschritte durchgeführt:

- Definition der Kontakte zwischen den einzelnen Gewindeflanken
- Definition der Messgrößen für die Kontakte (Flankenkräfte und -Pressungen)
- Vernetzung der Struktur mit feineren Elementen in den Kontaktbereichen
- Zuweisung der Materialeigenschaften
- Definition der Betriebslasten und Randbedingungen
- Festlegung der Vorspannung

Letztere wird eingestellt durch ein variables axiales Übermaß am Flansch (also eine axiale „Presspassung“), d.h., die anfängliche Durchdringung der Kontaktstellen vor der Analyse kann variiert werden. In der Analyse stellt sich dann aufgrund dieses Übermaßes eine Vorspannung ein, da das FEM-Programm die sich durchdringenden Flanken erkennt und solange iterativ auseinander schiebt, bis sie aufeinander zum Liegen kommen und ein Kräftegleichgewicht hergestellt ist. Mittels dieser das Übermaß steuernden Designvariablen können sehr schnell in einem Analysemodell verschiedene Vorspannungen eingestellt und das Verhalten unter Betriebslast überprüft werden, siehe auch Bild 4.

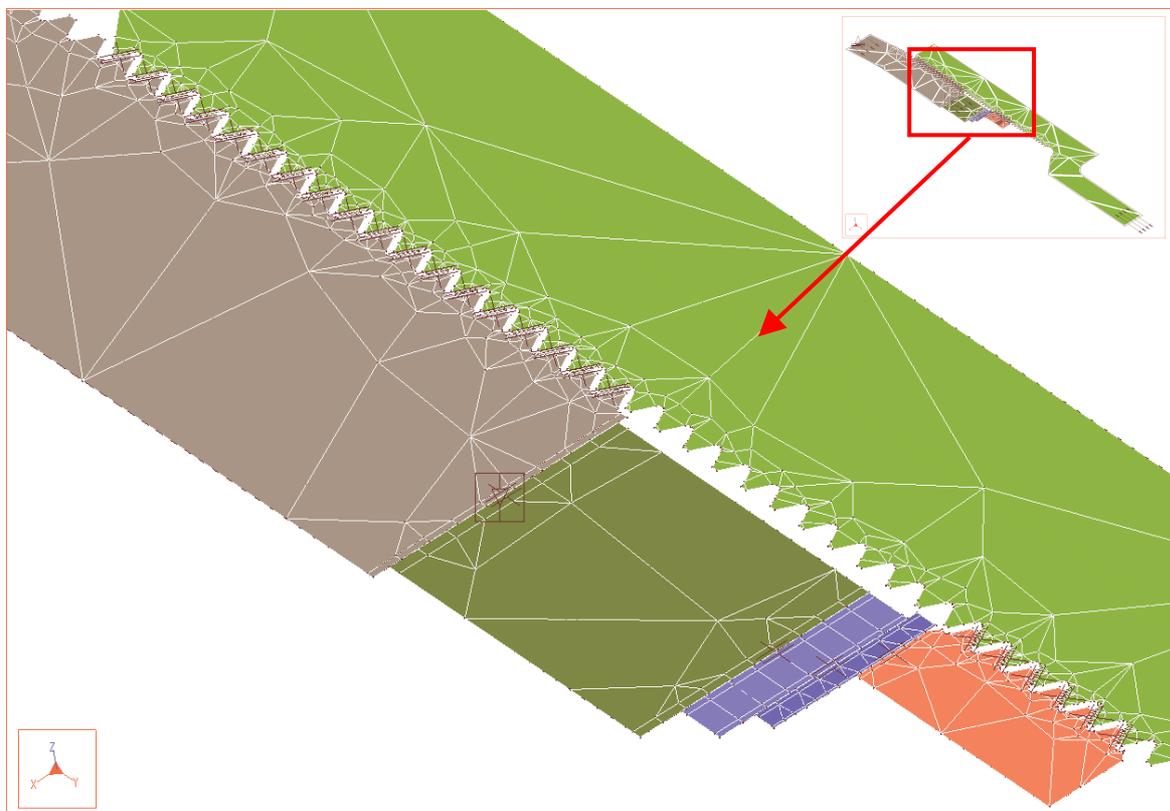


Bild 3: Axialsymmetrisches FEM-Modell des Verschraubungsproblems aus Bild 2

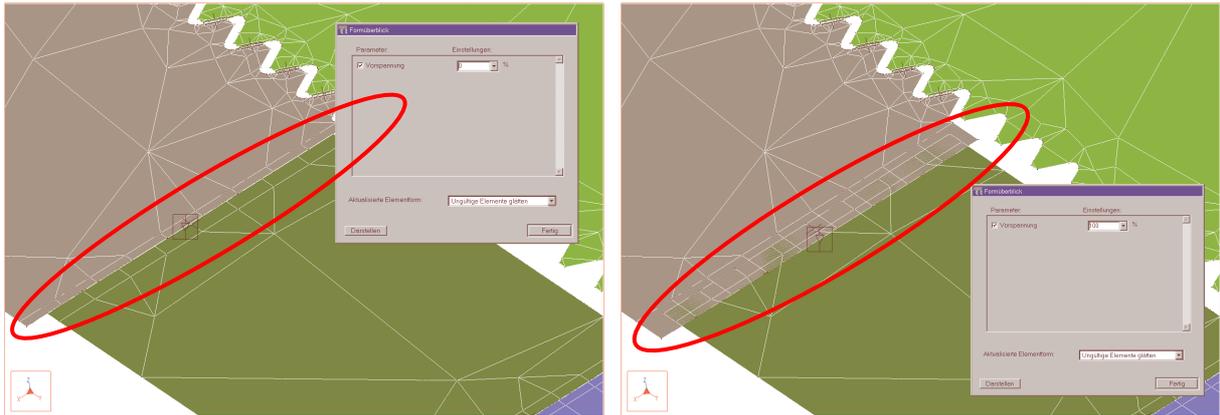


Bild 4: Designvariable zur Vorspannungseinstellung im FEM-Modell (links: niedrige Vorspannung = kleines Übermaß; rechts: hohe Vorspannung = großes Übermaß)

Nach der Vorbereitung des Modells werden die einzelnen Analysen definiert:

- 1) Eine sogenannte „globale Sensitivitätsstudie“ zum Ermitteln der Abhängigkeit der Vorspannkraft von der Designvariable „axiales Übermaß“. Anhand der sich einstellenden Kennlinie (erreichte Vorspannung vs. Designvariable) kann dann das Modell auf die Soll-Vorspannkraft justiert werden. Dies geschieht in der
- 2) Analyse nur mit Vorspannkraft von 55 kN: Es werden hier die sich einstellenden Spannungen, Verformungen, Kontaktdrücke und Schnittkräfte aufgrund der gewählten Vorspannkraft berechnet.
- 3) Analyse mit Vorspannung und zusätzlicher Zuglast von 40 kN am Gabelkopf.
- 4) Analyse mit Vorspannung und zusätzlicher Drucklast von 40 kN am Gabelkopf.

4. Ergebnisse der FEM-Analyse und Vergleich mit Messdaten

Die wichtigsten Ergebnisse der FEM-Analyse sind in Bild 5 graphisch aufbereitet: Zunächst einmal ist in der Analyse nur mit Vorspannkraft die experimentell eingestellte Vorspannung von 55 kN fast exakt erreicht worden (55,014 kN). Dieser Wert muss sich, wenn die FEM-Rechnung korrekt auskonvergiert ist, an folgenden Stellen wieder finden:

- 1) An der Klemmstelle Sensor-Strebe (entspricht der Flanschkraft F_P);
- 2) an der Summe der Muttergewinde-Flankenkräfte, vektoriell projiziert auf die Achsrichtung der Schraube (entspr. Multiplikation der Kraftsumme mit $\cos 30^\circ$);
- 3) an der Summe der Strebengewinde-Flankenkräfte, vektoriell projiziert auf die Achsrichtung der Schraube (entspricht der Schraubkraft F_S).

Dies ist, wie die Säulen des Diagramms in Bild 5 zeigen, exakt erfüllt.

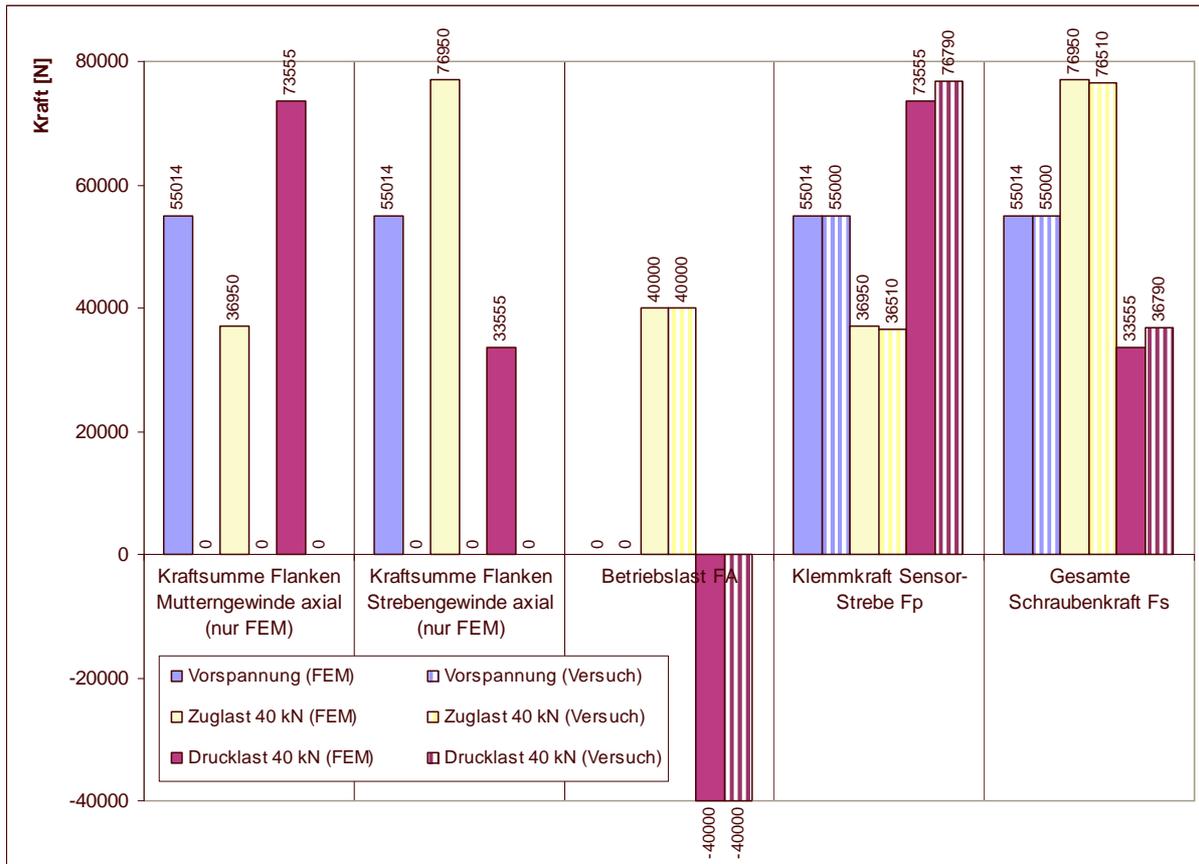


Bild 5: Vergleich zwischen FEM-Analyse und Messungen

Bei der Überlagerung der Vorspannung mit der Zug-Betriebskraft von 40 kN erwartet man eine Entlastung des Flansches bzw. der Platten (=Reduktion der Klemmkraft am Sensor) sowie eine zusätzliche Belastung der Schraube. Hier zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse aus FEM-Analyse und Messung: Die Restklemmkraft am Flansch (Kraftsensor) ist mit 36,51 kN aus der Messung fast identisch mit den errechneten 36,95 kN, entsprechendes gilt für die Schraubenkraft mit 76,51 kN (Versuch) zu 76,95 kN (FEM). Beim Drucklastfall sind die Abweichungen dagegen etwas größer: Hier beträgt die Klemmkraft am Flansch im Versuch 76,79 kN und in der FEM-Analyse 73,56 kN.

Aus dem Versuch lässt sich nicht direkt das Kraftverhältnis ϕ_k , wohl aber das reale Kraftverhältnis ϕ_n bestimmen (Auflösen von Gl. (3) nach ϕ_n , da F_{PA} und F_A gemessen wurden):

$$\phi_n = 1 - \frac{F_{PA}}{F_A} \quad (7)$$

Ebenso gilt durch Auflösen von Gl. (2) mit $F_{SA} = F_S - F_M$:

$$\phi_n = \frac{F_{SA}}{F_A} = \frac{F_S - F_M}{F_A} = \frac{\text{gesamte Schraubenkraft} - \text{Montagevorspannkraft}}{\text{Betriebskraft}} \quad (8)$$

Mit Gleichung (7) bzw. (8) ergibt sich aus der FEM-Analyse entsprechend der Zahlenwerte aus Bild 5 für den Zugversuch ein Kraftverhältnis von $\phi_n=0,548$; aus dem Experiment erhält man einen Wert von $\phi_n=0,538$, also eine Abweichung von gerade etwa 2 %. Für den Druckversuch erhält man aus der Analyse $\phi_n=0,536$ und aus dem Experiment $\phi_n=0,455$. Hier ist die Abweichung mit ca. 18 % deutlich größer.

Legt man ein Kraftverhältnis ϕ_k von 0,2 gemäß Gl. (4) zugrunde, so beträgt folglich der n-Wert bei Zuglast $n=2,74$ (FEM) bzw. $n=2,69$ (Versuch). Die Schätzung des n-Wertes anhand Gl. (5) und (6) war also mit $n=3$ recht brauchbar. Für das gezeigte Beispiel ist es also zulässig, die Nachgiebigkeit der Mutter sowie die des eingeschraubten Teils des Schraubengewindes zur Plattennachgiebigkeit zu addieren, wie in Gl. (5) durchgeführt, und zur Schraube nur die reine Nachgiebigkeit des der Klemmlänge entsprechenden zylindrischen Teils zu zählen. Damit kann in diesem Sonderfall ein praktisch ausreichend genaues Kraftverhältnis ϕ_n errechnet werden. Ob dieser Ansatz allgemeingültig ist, lässt sich anhand des vorliegenden Rechen- und Datenmaterials jedoch nicht sagen – dies müsste in weiteren Versuchen bzw. einem entsprechenden Forschungsprojekt geklärt werden.

Die FEM-Analyse liefert weiterhin Aussagen über den Spannungszustand der verschraubten Teile. Bild 6 zeigt die von Mises-Spannung und Bild 7 die Axialspannung für den reinen Vorspannungsfall, mit Zuglast und mit Drucklast. Sehr gut sind bei Zuglast am Gabelkopf die Entlastung von Mutter und Platte sowie die zusätzliche Belastung der Schraube zu erkennen, erwartungsgemäß umgekehrt verhält es sich bei der Druckbelastung des Gabelkopfes.

Interessant und nicht erwartet ist die hohe Beanspruchung des obersten Gewindeganges der Mutter (Gang 6). Man hätte hier eher eine hohe Belastung des Gewindeganges zur Platte hin erwartet (Gang 1), wie dies auch im Strebengewinde der Fall ist. Hierauf wird im folgenden Kapitel eingegangen.

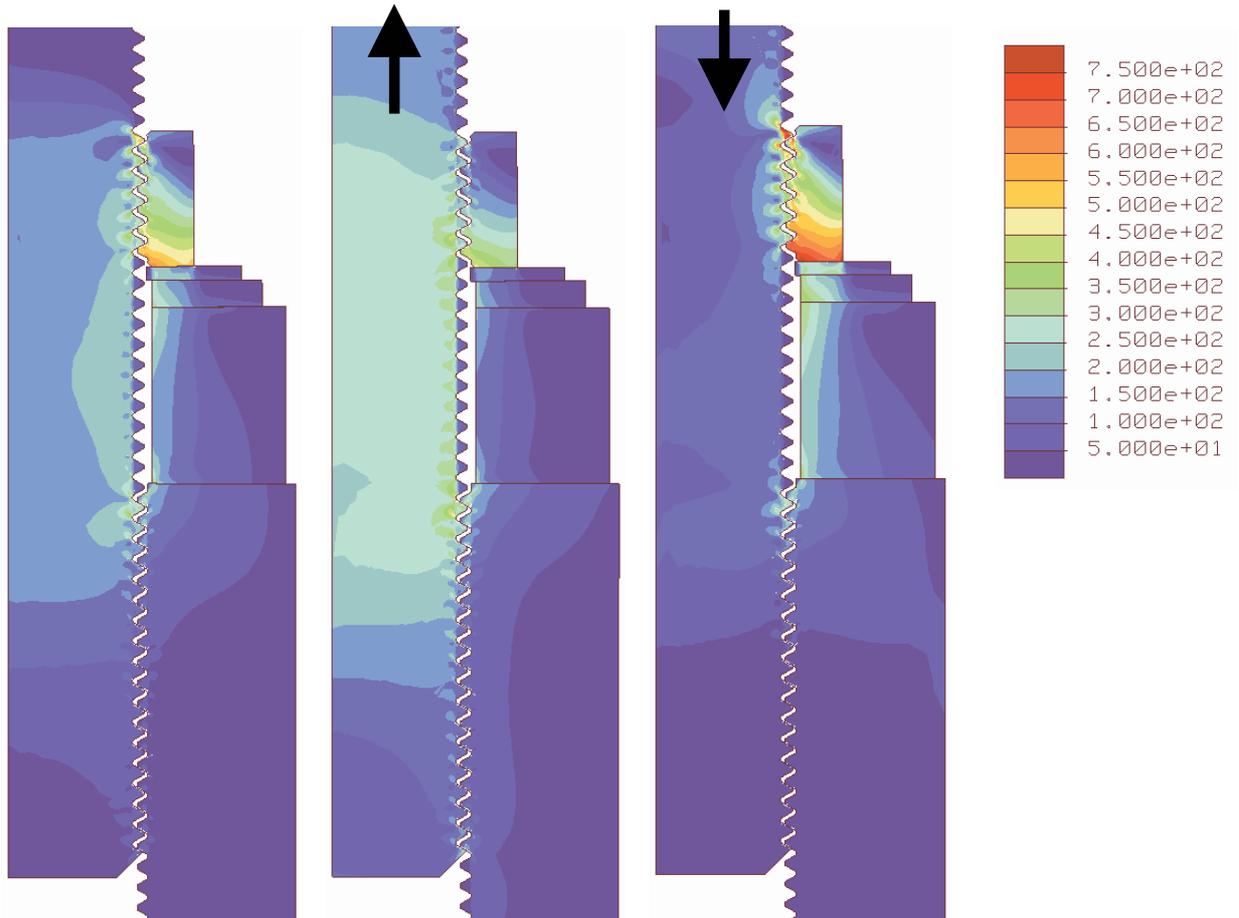


Bild 6: Von Mises-Spannungen [MPa] in der Verschraubung.

Links: Nur Vorspannung 55 kN; Mitte: +Zuglast 40 kN; rechts: +Drucklast 40 kN

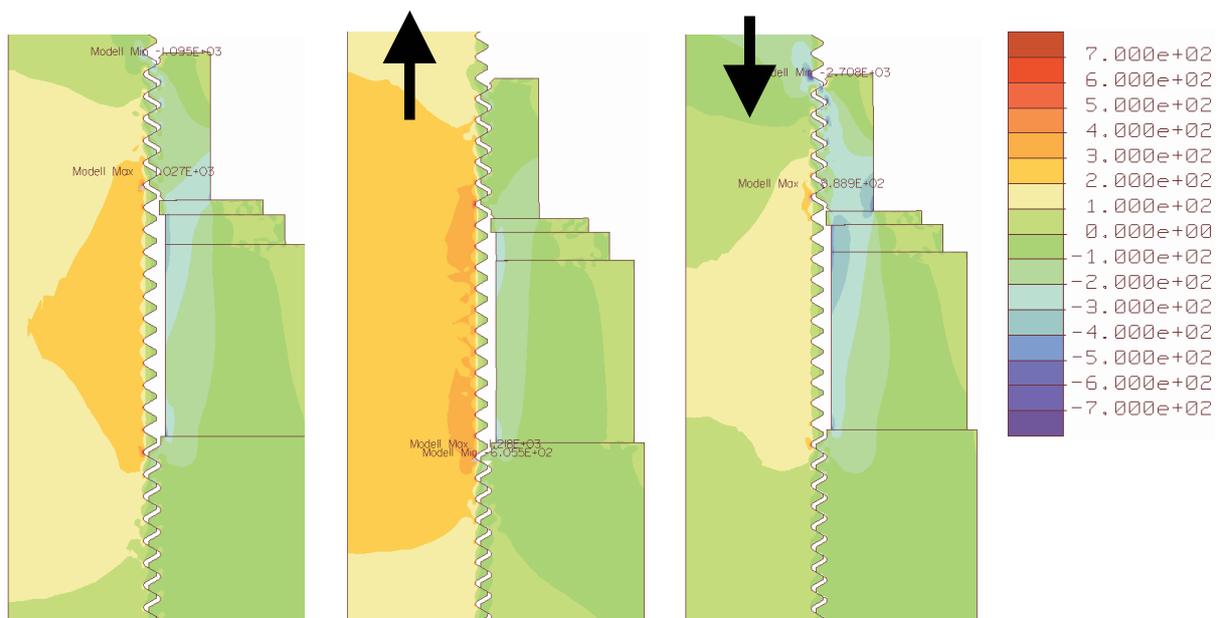


Bild 7: Axiale Spannungen [MPa] in der Verschraubung.

Links: Nur Vorspannung 55 kN; Mitte: +Zuglast 40 kN; rechts: +Drucklast 40 kN

5. Grenzen der FEM-Analyse

Es liegt der Gedanke nahe, den zur Erreichung der gewünschten Vorspannung erforderlichen Anzugsdrehwinkel nach dem Aufliegen der Mutter einfach aus der Designvariable zur Einstellung des axialen Übermaßes zu errechnen. Da die Gewindesteigung bekannt ist, ließe sich dieses Übermaß nämlich sofort in einen Drehwinkel umrechnen. Die Praxis lehrt jedoch, dass der real erforderliche Anzugsdrehwinkel wesentlich größer ist als der so aus der FEM-Analyse abgeleitete.

Hierfür können folgende Einflüsse verantwortlich gemacht werden:

1. Fertigungstoleranzen des Gewindes, d.h. die Gewindegänge tragen nicht so gleichmäßig wie im idealen FEM-Model.
2. Fließen in den ersten Muttergängen, damit verbunden eine Lastumlagerung auf die anderen Gänge.
3. Abrasionseffekte beim Anziehen des Gewindes sowie Setzerscheinungen (Oberflächenglättung).
4. Aufliegen der Mutter (d.h. die „Nullstellung“) ist real nur schwer zu spüren (Verschmutzungen, Reibung)

Allgemein weist das der verwendeten FEM-Software zugrunde liegende Kontakt- und Materialmodell einige Einschränkungen auf, die die Ergebnisse je nach Problemstellung signifikant beeinflussen können:

1. Keine Reibung im Kontaktbereich (Flanken können kräftefrei aufeinander gleiten)
2. Keine Überlagerung mit großen Verformungen (keine Theorie höherer Ordnung)
3. Nur linear-elastisches Werkstoffmodell, keine Berücksichtigung von Fließen.

Diese Annahmen führen dazu, dass über die reine Bestimmung des Kraftverhältnisses ϕ_n hinaus je nach Anwendungsfall nur eingeschränkt Aussagen gemacht werden können.

Aus der FEM-Analyse des vorangegangenen Kapitels wurden für die einzelnen Lastfälle auch einmal die Flankenkräfte im Strebengewinde in einem Säulendiagramm ausgewertet, siehe Bild 8. Demnach heben die letzten vier Gewindeflanken unter Druckbeanspruchung des Gabelkopfes ab. Sehr bemerkenswert ist, dass die Kraftänderung für die verschiedenen Lastfälle lt. der FEM-Kontaktanalyse an den hinteren Flanken deutlich größer ist als an den vorderen, hochbelasteten Gängen.

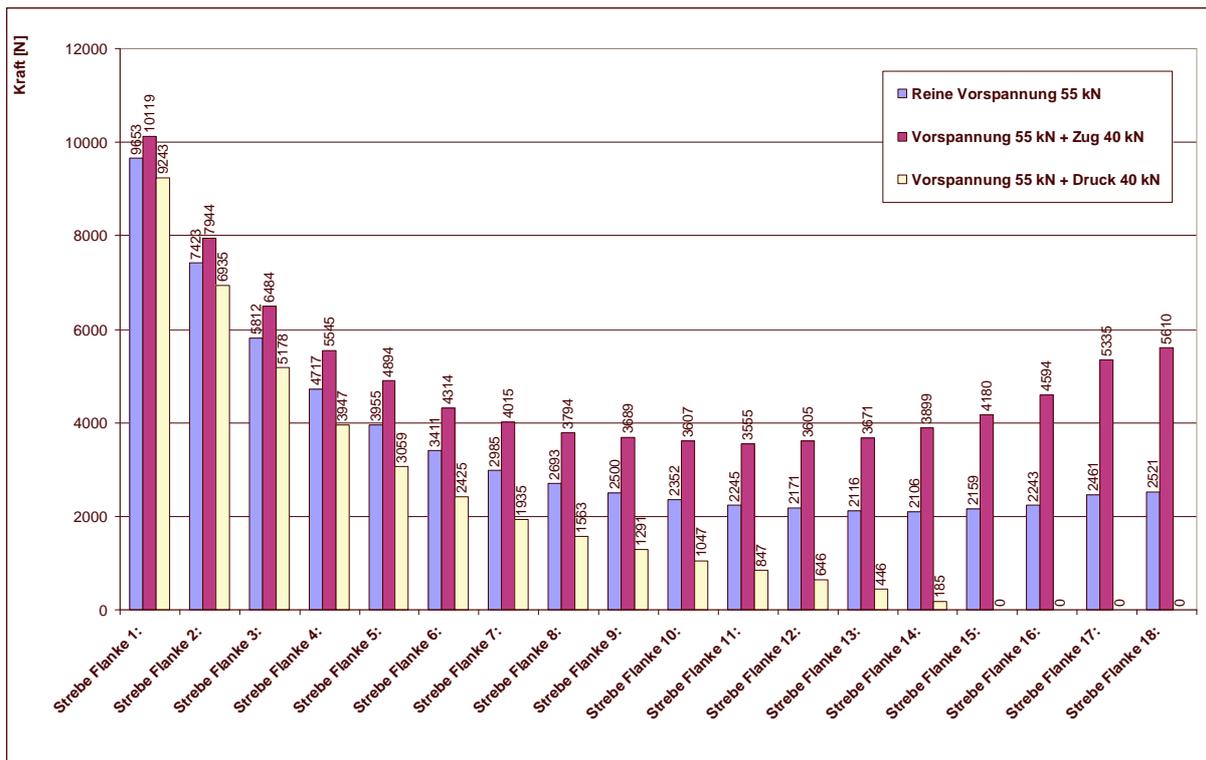


Bild 8: Flankennormalkräfte lt. reibungsfreier FEM-Kontaktanalyse in den insgesamt 18 Gewindegängen der Strebenverschraubung

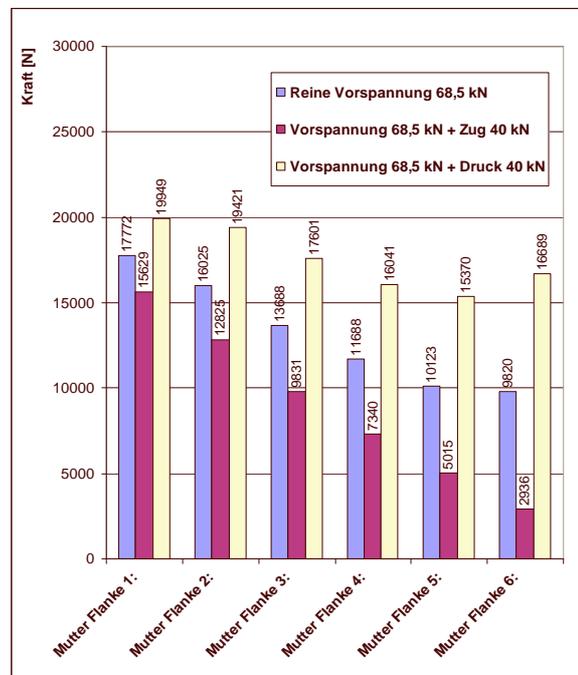
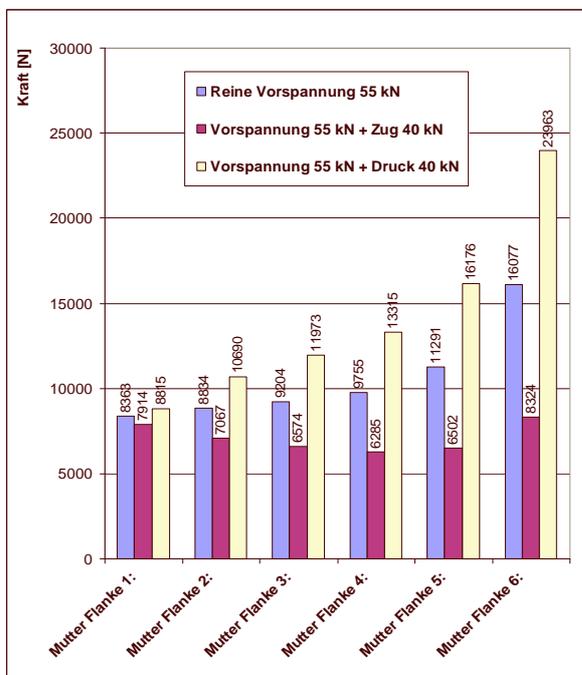


Bild 9: Flankennormalkräfte lt. reibungsfreier FEM-Kontaktanalyse in den insgesamt 6 Gewindegängen der Mutterverschraubung. Linkes Teilbild: Ohne radiale Fesselung der Mutter, rechts: Mit radialer Fesselung; gleiches axiales Übermaß, vgl. Bild 10.

Dieser Effekt tritt an der Mutter, die nur 6 Gänge hat, ebenso auf, allerdings ist hier der letzte Gewindegang paradoxerweise der höchstbeanspruchte, siehe Bild 9 links. Dies steht im Widerspruch zur allgemeinen Darstellung in der Literatur, wonach nur die ersten Gänge nennenswert tragen. Bereits bei den Spannungsbildern des vorherigen Kapitels fiel dieser ungewöhnliche Effekt auf. Hierfür konnte zunächst keine Erklärung gefunden werden.

Weitere Untersuchungen zeigten, dass offenbar das verwendete Kontaktmodell ohne Reibung zu dieser Lastumlagerung führt: Die Gewindeflanken gleiten, so dass die Mutter unten radial aufgeweitet wird, oben dagegen sich sogar geringfügig nach innen bewegt und verkippt, siehe Bild 10, linke Seite (von Mises Spannung mit maßstäblich überlagertem unverformtem Modell – dünne Linie). Fesselt man dagegen die Außenseite der Mutter in radialer Richtung, erhält man einen erwartungsgemäß sehr viel stärker belasteten ersten Gang sowie einen deutlich geringer belasteten sechsten Gang. Die im FEM-Modell nicht berücksichtigte Flankenreibung, die einer radialen Aufweitung und Verkipfung entgegen wirkt, könnte also für diesen unerwarteten Effekt verantwortlich sein.

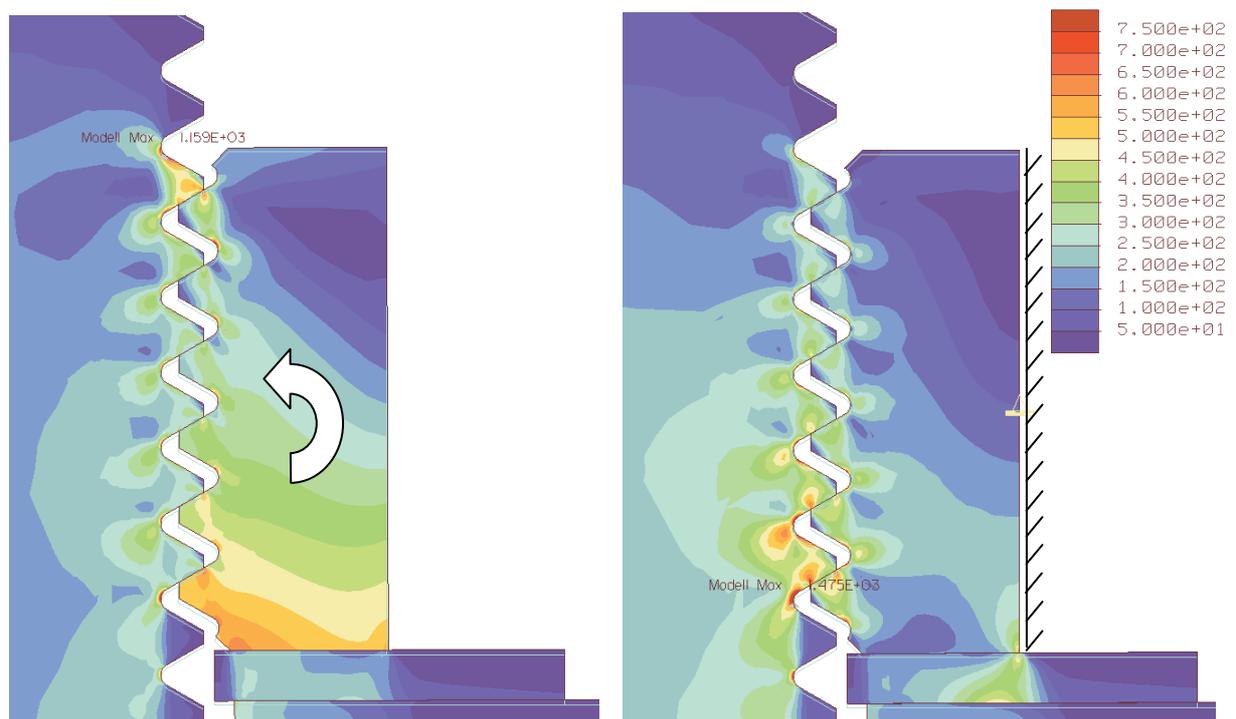


Bild 10: Von Mises-Spannungen des Ausgangsmodells ohne Fesselung (links) und des Modells mit radialer Fesselung der Mutter (rechts) für den reinen Vorspannungsfall. Reibungsfreies Kontaktmodell bei gleichem axialen Übermaß (ergibt links eine Vorspannung von 55 kN; rechts von 68,5 kN).

6. FEM-Vergleichsanalyse zur Überprüfung des Kraftverhältnisses ϕ_k

Zur numerischen Überprüfung des mittels der VDI-Richtlinie abgeleiteten ϕ_k -Wertes nach Gl. (4) wird auch noch der ideale Fall der Betriebslasteinleitung direkt unter dem Schraubenkopf bzw. die Mutterauflage untersucht (also für $n=1$). In diesem Fall ergibt sich die Gegenkraft nicht als Reaktionskraft aus der Einspannbedingung am abgeschnittenen Strebenende, sondern wird als Streckenlast direkt in die Stirnfläche der Strebe eingebracht, siehe Bild 11. Die Analyse erfolgt also im Lastengleichgewicht.

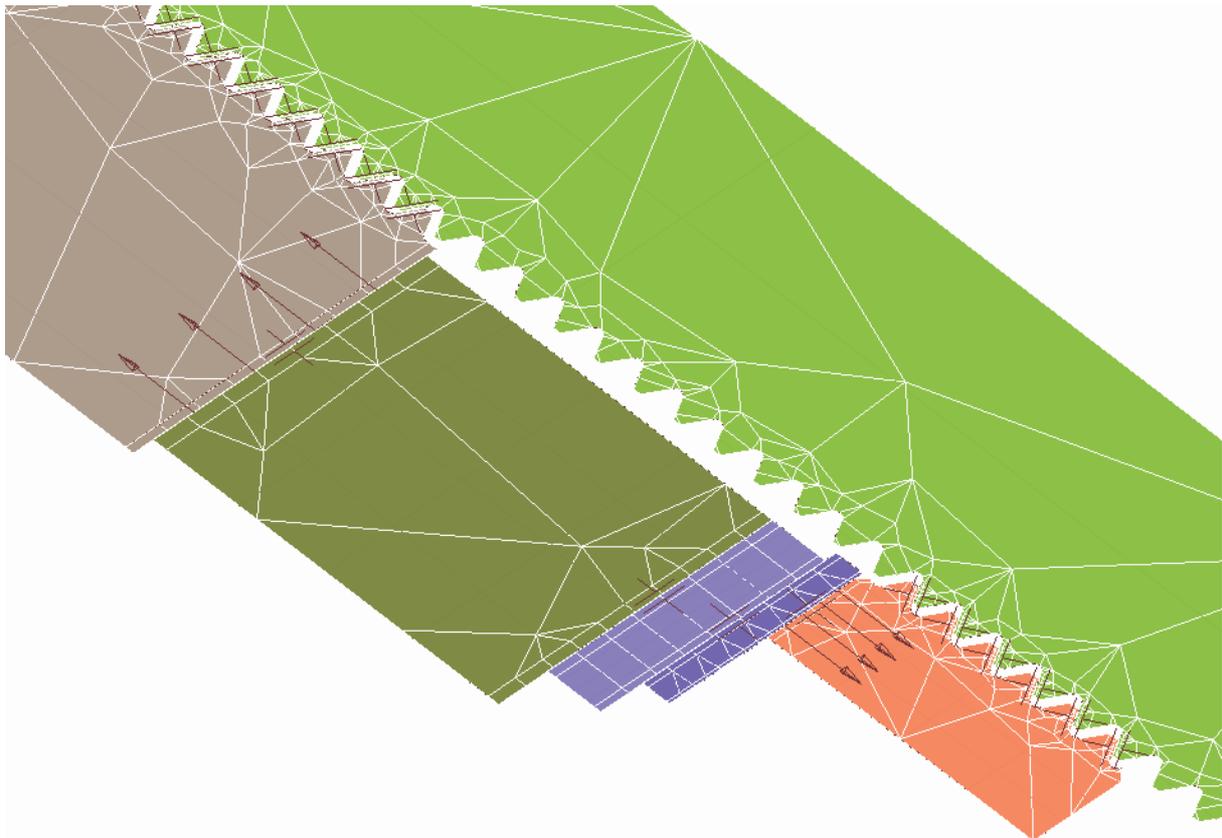


Bild 11: Betriebslasteinleitung von $F_A = 40$ kN direkt unter dem Schraubenkopf (bzw. der Mutterauflage). Hier wird definitionsgemäß $\phi_n = \phi_k$, da $n=1$.

Das Bild 12 zeigt die sich daraus ergebende Kraftverteilung im Vergleich zum reinen Vorspannungsfall und zum Fall mit Lasteinleitung in den Gabelkopf. Demnach beträgt die Schraubenzusatzkraft $F_{SA} = 8499$ N, womit sich ein Kraftverhältnis von $\phi_n = F_{SA}/F_A = 0,21$ ergibt. Wegen des hier vorliegenden Sonderfalls $n=1$ beträgt damit die Abweichung zum analytisch bestimmten Kraftverhältnis $\phi_k = 0,2$ (siehe Gl. 4) gerade ca. 5 %.

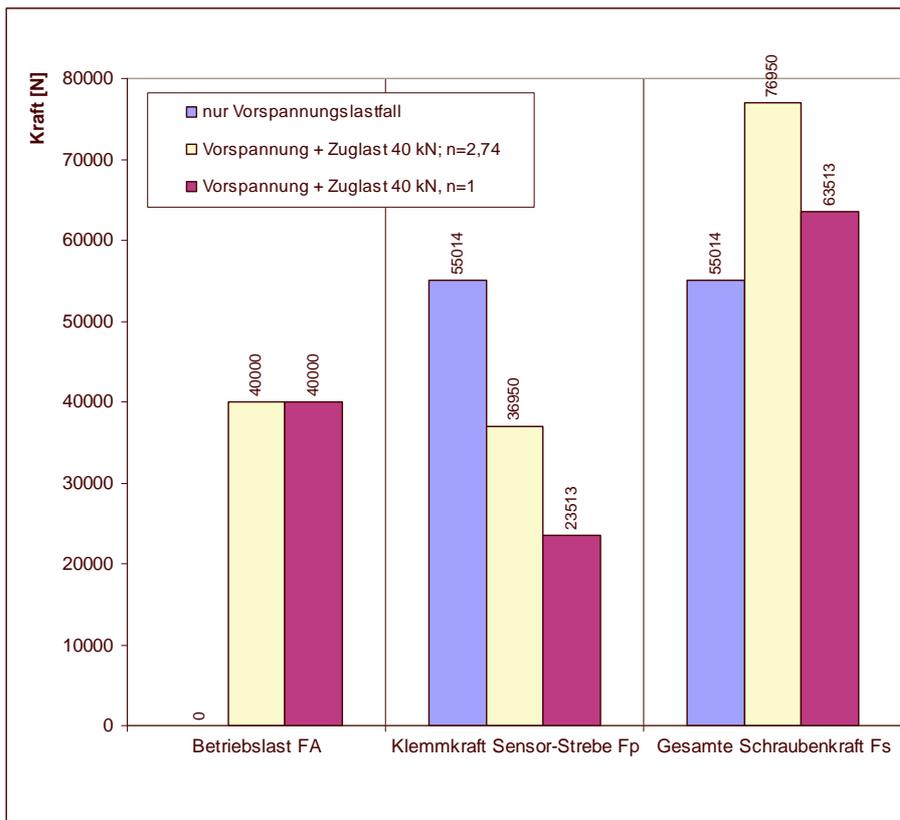


Bild 12: FEM-Ergebnisse bei Betriebslasteinleitung direkt unter dem Schraubenkopf/der Mutterauflage ($n=1$; siehe Bild 11) im Vergleich mit dem reinen Vorspannungsfall und dem Fall der Lasteinleitung in den Gabelkopf ($n=2,74$)

7. Danksagung

Besonderer Dank gilt der französischen Raumfahrtagentur CNES in Paris und der EADS Space Transportation in Bremen für die Freigabe der Veröffentlichung. Der EADS sei hier außerdem für die Bereitstellung der Messdaten aus dem Ariane 5-Projekt gedankt.

8. Literaturverzeichnis

- [1] VDI-Richtlinie 2230: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, Ausgabe Juli 1986
- [2] VDI-Richtlinie 2230: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, Ausgabe Oktober 2001
- [3] Projekt Kryogene Oberstufe ESC-A der Ariane 5:
Messdaten zur Verfügung gestellt von EADS Space Transportation, Bremen
Freigabe durch die französische Raumfahrtagentur CNES, verantwortlich für das Ariane 5-Projektmanagement im Auftrag der ESA

9. Formelzeichen

Diese Veröffentlichung verwendet die allgemein üblichen Formelzeichen nach [1].

10. Tabellenanhang

Tabelle 1: Eingesetzte Materialien für die einzelnen Bauteile

Material	E-Modul [MPa]	Querdehnzahl [-]	Bauteile
Aluminium	70000	0,31	Strebe
A286	200705	0,31	Kontermutter, Unterlegscheiben
Inconel	202800	0,29	Gabelkopf
Sensor (E-Modul abgeleitet aus Nennsteifigkeit $K=9 \times 10^6 \text{ N/mm}$)	124218	0,3	Kraftsensor Kistler 9051 A

Tabelle 2: Charakteristische Geometrien für die Bestimmung der Schrauben- und Plattennachgiebigkeiten gemäß VDI 2230 [1]

Bauteil	Innendurchmesser [mm]	Außendurchmesser [mm]	Länge [mm]
Gabelkopfschraube	-	MJ20x1,5 (DIN ISO 5855) Außen-Ø: $d=19,784$ Flanken-Ø: $d_2=18,936$ Kern-Ø: $d_3=18,097$	Klemmlänge $l_k=16$
Sechskantmutter	MJ20x1,5 (DIN ISO 5855) Kern-Ø: $D_1=18,776$ Flanken-Ø: $D_2=19,144$ Außen-Ø: $D_3=20,334$	Schlüsselweite SW 27 (als zylindrischer Außendurchmesser angenommen)	10
Unterlegscheibe klein	20,2	34	1
Unterlegscheibe groß	21	37	2
Kraftsensor	21	40,5	13
Strebe (Muttergewinde)	MJ20x1,5 (DIN ISO 5855) Kern-Ø: $D_1=18,776$ Flanken-Ø: $D_2=19,144$ Außen-Ø: $D_3=20,334$	40,9	-

Tabelle 3: Errechnete Nachgiebigkeiten der Verschraubungselemente

Bauteile	Berechnungsgleichungen	Nachgiebigkeiten [mm/N]
Gabelkopfschraube gesamt; bestehend aus:	$\delta_S = \delta_M + \delta_1 + \delta_G$	$6,2462 \cdot 10^{-7}$
Sechskantmutter	$\delta_M = \frac{0,4 \cdot d}{E_{A286} \cdot A_N}; A_N = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$	$1,2826 \cdot 10^{-7}$
Gewindeteil	$\delta_1 = \frac{l_K}{E_{Inconel} \cdot A_{d3}}$	$3,0672 \cdot 10^{-7}$
Eingeschraubtes Schraubengewinde	$\delta_G = \frac{0,5 \cdot d}{E_{Inconel} \cdot A_{d3}}$	$1,8963 \cdot 10^{-7}$
Platte gesamt; bestehend aus: Hinweis: Angenommene Werte für beide Unterlegscheiben nach Ansatz 2: $d_w=27$ mm $d_h=21$ mm $D_A=37$ mm $l_k=3$ mm $\rightarrow A_{ers}=324,926$ mm ²	<p>Ansatz 1: $\delta_P > \delta_{PUkl} + \delta_{PUgr} + \delta_{PSens}$</p> <p>Ansatz 2: $\delta_P \approx \frac{l_{Ukl} + l_{Ugr}}{E_{A286} \cdot A_{ers}} + \delta_{PSens}$</p> <p>Mit Ersatzquerschnitt für die beiden Scheiben gem. [1] $A_{ers} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_w \cdot (D_A - d_w) \cdot \left[\left(\sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_w}{D_A^2} + 1} \right)^2 - 1 \right]$</p>	<p>Ansatz 1: $> 1,3326 \cdot 10^{-7}$</p> <p>Ansatz 2: $1,5711 \cdot 10^{-7}$</p>
Unterlegscheibe klein	Ansatz 1: $\delta_{PUkl} = \frac{l_{Ukl}}{E_{A286} \cdot A_{Ukl}}$	$8,4815 \cdot 10^{-9}$
Unterlegscheibe groß	Ansatz 1: $\delta_{PUgr} = \frac{l_{Ugr}}{E_{A286} \cdot A_{Ugr}}$	$1,3672 \cdot 10^{-8}$
Kraftsensor	Ansatz 1+2: $\delta_{PSens} = \frac{l_{Sens}}{E_{Ersatz} \cdot A_{Sens}}$	$1,1111 \cdot 10^{-7}$