

---

# FE-Modellierung von Holzschraubenverbindungen in Vollholz und Furnierschichtholz unter axialer Beanspruchung

---

Masterarbeit

von

Christian Bertram

angefertigt am

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Versuchsanstalt für Stahl, Holz und Steine

Holzbau und Baukonstruktionen

Institutsleiter: Prof. Dr.-Ing. H.J. Blaß

Betreuung: Dipl.-Ing. Y. Steige, PD Dr.-Ing. M. Frese

Oktober 2017



Karlsruhe, den 10.04.2017 (MA 018) Ste/Fr

## MASTERARBEIT

aus dem Bereich Ingenieurholzbau für Herrn Christian Bertram

### **FE-Modellierung von Holzschraubenverbindungen in Vollholz und Furnierschichtholz unter axialer und lateraler Beanspruchung**

Mit dem Unternehmen Würth bearbeitet das KIT gegenwärtig ein Forschungsvorhaben, das die Entwicklung einer für Laubholz mit höherer Rohdichte geeigneten selbstbohrenden Schraube zum Ziel hat. Herr Bertram hat sich entschieden, seine Masterarbeit in Abstimmung mit den Arbeitsschwerpunkten des „Arbeitspaketes 4 Simulation“ des beschriebenen Forschungsvorhabens anzufertigen (s. Anlage). Aus dieser Abstimmung ergibt sich für die Zeit der Bearbeitung seiner Masterarbeit u. U. ein dynamisches und veränderliches Aufgabenfeld, das wie folgt umrissen werden kann:

- Studium und Analyse des Forschungsantrags bzw. der –idee sowie sachbezogene Recherchen und Studium der einschlägigen Literatur
- Einarbeitung in die laboreigenen Versuchseinrichtungen und in die entsprechende Bediensoftware sowie eigenständiges Arbeiten mit den Versuchseinrichtungen
- Einarbeitung in das Finite-Elemente-Programm ANSYS und dessen Prozessoren; zweckmäßige Modellierung, Berechnung und Analyse von Holzschraubenverbindungen in Vollholz (Fichte und Buche) und Buchen-Furnierschichtholz im Zusammenhang mit der axialen und lateralen Tragfähigkeit sowie Steifigkeit
- Validierung durch eigenständig durchgeführte experimentelle Belastungsversuche und bestehende Versuchsdaten in axialer und lateraler Richtung
- Bereicherung des im Forschungsantrag vorgesehenen Versuchsprogramms bzw. der vorgesehenen Versuchsdurchführung mit eigenen Ideen und Vorschlägen
- Abschließende Beschreibung der Untersuchungen, Ergebnisse und Schlussfolgerungen in deutscher Sprache unter Verwendung geeigneter Darstellungen (Diagramme, Zeichnungen usw.) und Fotografien
- Präsentation der Arbeit in einem Abschlussvortrag

Der Masterarbeit sind 30 LP zugeordnet. Die Bearbeitungsdauer beträgt sechs Monate. Weitere Festlegungen enthält § 11 der Studien- und Prüfungsordnung des KIT für den Masterstudiengang Bauingenieurwesen in der jetzt gültigen Fassung.

Ausgabe: 10.04.2017

Abgabe: 10.10.2017 (zuzügl. Feiertage)

Abgegeben am: \_\_\_\_\_



PD Dr.-Ing. M. Frese



# Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich vorwiegend mit der axialen Steifigkeit von selbstbohrenden Gewindeschrauben. Hierzu wurde ein numerisches Modell entwickelt, mit welchem sich derartige Verbindungen für nahezu beliebige Geometrien und Einbindetiefen der Schrauben untersuchen lassen.

Das Modell liefert ein vertieftes Verständnis der Spannungszustände sowohl im Holz als auch in der Schraube. Da ein Abgleich der Ergebnisse bestehender Versuche nur eine geringe Übereinstimmung mit den Simulationen ergab, wurden weitere Versuche geplant und durchgeführt. Neben klassischen Ausziehversuchen wurden auch Verbindungen geprüft, bei denen die Schrauben zuvor eingeklebt wurden. Insbesondere für Hölzer aus Buchenschnittholz und Buchenfurnierschichtholz war eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse aus Versuchen und Simulationen zu erkennen. Dabei wiesen die eingeklebten Schrauben durchweg die höchste axiale Steifigkeit auf.



# Abstract

The present work mainly deals with the stiffness of joints with self-tapping screws. Therefore, a numerical model has been developed which can investigate such joints for various geometries and penetration depths of the screw.

The model enables a deep understanding of the stress conditions in timber as well as the screw. Since existing results of given withdrawal tests did not confirm the simulation results, further tests have been evolved and performed. Apart from classic withdrawal tests, tests with screws glued into predrilled timber specimens were carried out. Especially the withdrawal tests with beech lumber and laminated veneer lumber made from beech, showed the best match with the simulation results. The glued screws led in all test series to the highest values of axial stiffness.





# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Grundlagen</b>	<b>3</b>
2.1	Der Werkstoff Holz . . . . .	3
2.2	Verbundverhalten Schraube-Holz . . . . .	5
2.3	Ausziehtragfähigkeit einer Holzschraubenverbindung . . . . .	7
2.4	Axiale Steifigkeit einer Holzschraubenverbindung . . . . .	8
<b>3</b>	<b>Entwicklung eines FE-Modells</b>	<b>11</b>
3.1	Modellierung mit <i>ANSYS Mechanical APDL</i> . . . . .	11
3.1.1	Geometrie . . . . .	11
3.1.2	Materialmodelle . . . . .	16
3.1.3	Vernetzung . . . . .	19
3.1.4	Kontakt . . . . .	21
3.1.5	Lagerbedingungen . . . . .	23
3.1.6	Lasteinleitung . . . . .	23
3.1.7	Lösungseinstellungen . . . . .	24
3.1.8	Postprocessing . . . . .	25
3.2	Validierung mit <i>ANSYS Workbench</i> . . . . .	26
3.2.1	Geometrie . . . . .	26
3.2.2	Vernetzung . . . . .	27
3.2.3	Kontakt . . . . .	28
3.2.4	Analyseeinstellungen . . . . .	28
3.2.5	Randbedingungen und Lasteinleitung . . . . .	29
3.2.6	Ergebnis und Diskussion . . . . .	29
3.3	Ergebnisse . . . . .	29
3.3.1	Axiale Steifigkeit . . . . .	30
3.3.2	Verformungen von Schraube und Holzmatrix . . . . .	31
3.3.3	Spannungen der Schraube . . . . .	33
3.3.4	Spannungen im Holz . . . . .	34
3.3.5	Variation der Einbindetiefe . . . . .	38

<b>4</b>	<b>Auswertung bestehender Versuche</b>	<b>43</b>
4.1	Versuche zum Einfluss des Kraft-Faserwinkels . . . . .	43
4.1.1	Probekörpergeometrie . . . . .	43
4.1.2	Schraubentyp . . . . .	44
4.1.3	Versuchsdurchführung . . . . .	44
4.1.4	Ergebnisse . . . . .	45
4.2	Versuche zum Einfluss der Einbindelänge . . . . .	46
4.2.1	Schraubentyp . . . . .	46
4.2.2	Ergebnisse . . . . .	46
4.3	Abgleich des FE-Modells mit den Versuchsergebnissen . . . . .	47
4.4	Diskussion der Ergebnisse . . . . .	48
<b>5</b>	<b>Modellierungsvarianten</b>	<b>51</b>
5.1	Modellierung von Rissen . . . . .	51
5.2	Modellierung mit <i>Element Birth and Death</i> . . . . .	54
5.2.1	Berücksichtigung der Querkzugfestigkeit . . . . .	55
5.2.2	Berücksichtigung der Schubfestigkeit . . . . .	56
5.3	Modellieren einer weichen Schicht . . . . .	57
<b>6</b>	<b>Hinweise zum Modell</b>	<b>59</b>
6.1	Schwierigkeiten der Geometrieerzeugung . . . . .	59
6.2	Schwierigkeiten der Berechnung . . . . .	61
<b>7</b>	<b>Durchgeführte Versuche</b>	<b>63</b>
7.1	Geometrie der Probekörper . . . . .	63
7.2	Bestimmung der E-Moduln . . . . .	65
7.2.1	Versuchsaufbau . . . . .	67
7.2.2	Versuchsdurchführung . . . . .	68
7.2.3	Ergebnisse . . . . .	68
7.3	Ausziehversuche . . . . .	70
7.3.1	Schrauben . . . . .	70
7.3.2	Untersuchung des Messpunktes . . . . .	71
7.3.3	Serien Kt-m und Kt-u . . . . .	73
7.3.4	Vergleichsserien V-F, V-Bu und V-Ba . . . . .	77
7.3.5	Geklebte Serien K-F, K-Bu und K-Ba . . . . .	79
7.3.6	Serien FG-Bu, FG-Ba und FG-K . . . . .	82
7.4	Abgleich mit FE-Modell . . . . .	83
7.4.1	Serien V-F und K-F . . . . .	83
7.4.2	Serien V-Bu und K-Bu . . . . .	85
7.4.3	Serien V-Ba und K-Ba . . . . .	87

7.4.4	Serie FG-Ba . . . . .	90
7.5	Diskussion der Simulationsergebnisse . . . . .	91
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Fazit</b>	<b>93</b>
<b>9</b>	<b>Ausblick</b>	<b>95</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>97</b>
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>99</b>
A.1	E-Moduln . . . . .	100
A.1.1	Fichtenschnittholz . . . . .	100
A.1.2	Buchenschnittholz . . . . .	102
A.2	Ausziehversuche . . . . .	105
A.2.1	Serie V-F . . . . .	105
A.2.2	Serie V-Bu . . . . .	106
A.2.3	Serie V-Ba . . . . .	107
A.2.4	Serie K-F . . . . .	108
A.2.5	Serie K-Bu . . . . .	109
A.2.6	Serie K-Ba . . . . .	110
A.2.7	Serie FG-Bu . . . . .	111
A.2.8	Serie FG-Ba . . . . .	112
A.2.9	Serie FG-K . . . . .	113
A.3	APDL Code . . . . .	113
	<b>Erklärung</b>	<b>127</b>



# 1 Einleitung

Der Einsatz von Buchenholz im konstruktiven Holzbau gewinnt immer mehr an Bedeutung. Im Vergleich zu Nadelholz weisen hieraus hergestellte Bauprodukte wie Buchenbrettschichtholz und Buchenfurnierschichtholz deutlich höhere Festigkeits- und Steifigkeitseigenschaften auf. Um diese verbesserten Eigenschaften in einem Tragwerk nutzen zu können, kommt den Verbindungen eine hohe Bedeutung zu, da nun vergleichsweise hohe Kräfte übertragen werden müssen.

In Nadelholz sind derzeit selbstbohrende Vollgewindeschrauben Stand der Technik. Damit lassen sich effiziente und hoch tragfähige Verbindungen realisieren. In Laubholz ist die Wirtschaftlichkeit solcher Verbindungen bislang deutlich geringer, da für das Einbringen der Schrauben die Hölzer vorgebohrt werden müssen.

Um diesem Umstand Rechnung zu tragen, führt das KIT derzeit in Kooperation mit einem Schraubenhersteller ein Forschungsvorhaben zur Entwicklung einer selbstbohrenden Schraube für Buchenholz durch. Parallel dazu beschäftigt sich ein weiteres Forschungsvorhaben des KIT mit der axialen Steifigkeit von Holzschraubenverbindungen.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung eines numerischen Modells auf Basis der Finite-Elemente Methode, welches die Interaktion zwischen Schraube und umgebendem Holz abbildet.

Dieses Modell soll einen Beitrag zu beiden Forschungsvorhaben liefern. Es ermöglicht ein vertieftes Verständnis der mechanischen Zusammenhänge von Holzschraubenverbindungen. Damit lassen sich Aussagen zu optimalen Randabständen, Einbindetiefen und Ähnlichem treffen. Idealerweise könnten hierdurch in Zukunft kostenintensive praktische Versuche vermieden oder zumindest deren Anzahl verringert werden.

Für einen möglichst vielfältigen Einsatz des Modells wird die Geometrie parametrisiert. Parameter sind hier für die Schraube der Nenn- und Kerndurchmesser, die Gewindesteigung sowie die Flankenwinkel. Weiterhin können die Randabstände der Schraube mithilfe der Abmessungen des umgebenden Holzes variiert werden.

Aufgrund des begrenzten zeitlichen Rahmens dieser Arbeit, wird der Schwerpunkt auf die axiale Beanspruchung gelegt. Bei der Entwicklung des Modells wird dabei großer Wert auf universelle Anwendbarkeit gelegt, sodass eine Adaptierung auf andere Gebiete wie z.B. eine laterale Beanspruchung mit wenig Aufwand realisiert werden kann.

Zur Validierung werden zunächst vorhandene Versuchsdaten ausgewertet. Anschließend werden weitere, speziell auf das Modell abgestimmte Versuche, entwickelt und durchgeführt.

## 2 Grundlagen

### 2.1 Der Werkstoff Holz

Zur Erlangung aussagekräftiger Ergebnisse bei einer FE-Berechnung spielt die Verwendung geeigneter Materialmodelle eine entscheidende Rolle. Bevor diese in einem späteren Kapitel vorgestellt werden, sollen an dieser Stelle die Grundlagen zum Material Holz erläutert werden.

Zur Betrachtung der Materialeigenschaften von Holz ist das Wissen über dessen Anatomie erforderlich. Dabei können verschiedene Betrachtungsebenen unterschieden werden [8]. Diese reichen von der Ebene des Bauholzes bis zur mikroskopischen Ebene. Wird Bauholz betrachtet, so sind die Holzeigenschaften beispielsweise stark von Holzmerkmalen wie Ästen und Faserabweichungen abhängig. Im mikroskopischen Bereich wird hingegen die Zellebene betrachtet. Für die Modellierung soll von fehlerfreiem Holz ausgegangen werden. Hier wird von der makroskopischen Ebene gesprochen.

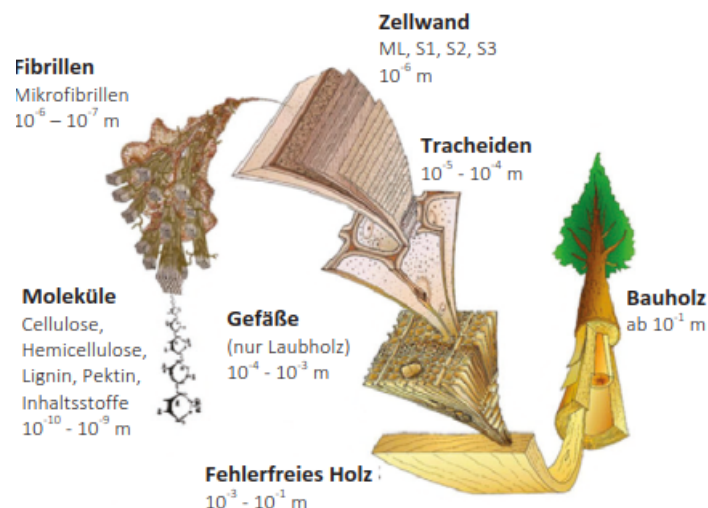


Abbildung 2.1: Betrachtungsebenen bei Holz [8]

Holz ist ein anisotroper Werkstoff, d.h. die Eigenschaften sind richtungsabhängig. Vereinfachend können auf makroskopischer Ebene drei Richtungen festgelegt werden. Es wird unterschieden in longitudinaler-, tangentialer- und radialer Richtung (Vgl. Abb. 2.2). Da-

bei entspricht die longitudinale Richtung dem Verlauf der Fasern und die radiale Richtung verläuft senkrecht zu den Jahrringen. Die tangentiale Orientierung steht senkrecht auf der Ebene, welche durch die longitudinale und radiale Richtung gebildet wird. Sie „tangiert“ die Jahrringe.

Aufgrund dieser drei senkrecht aufeinander stehenden Achsen wird Holz auch als „rhombisch anisotrop“ bezeichnet [21].

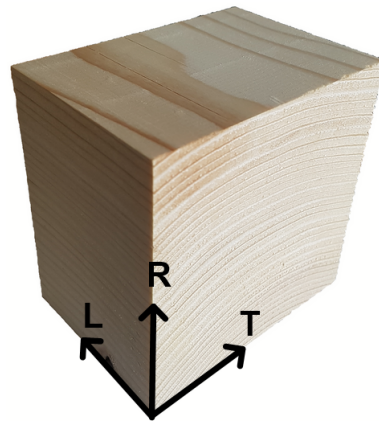


Abbildung 2.2: Achsen im Holz

Im Bauwesen werden die tangentiale und radiale Richtung meist vereinfachend zu einer Richtung zusammengefasst. Damit verbleiben die beiden Richtungen parallel und quer zur Faser. Unter dieser Voraussetzung beschreibt Abbildung 2.3 qualitativ das Spannungs-Dehnungsverhalten von Holz. Dabei repräsentiert die fett gedruckte Linie das Zug- und Druckverhalten parallel zur Faser. Es ist zu erkennen, dass dieses Verhalten nicht symmetrisch verläuft. Während im linearen Bereich sowohl der Zug- als auch der Druckbereich durch den gleichen Elastizitätsmodul beschrieben werden kann, verhalten sich die plastischen Bereiche sehr verschieden. Im Zugbereich verhält sich Holz bei Belastung parallel zur Faser ausgeprägt linear und erreicht anschließend nach einem kurzen nichtlinearen Bereich die Zugfestigkeit  $f_{t,0}$  und versagt spröde. Im Druckbereich ist hingegen ein stark nichtlineares Verhalten zu beobachten und das Erreichen der Druckfestigkeit  $f_{c,0}$  führt noch nicht zum Versagen. Der Spannungsabfall nach Erreichen der Druckfestigkeit ist durch lokales Ausknicken der Holzfasern zu erklären.



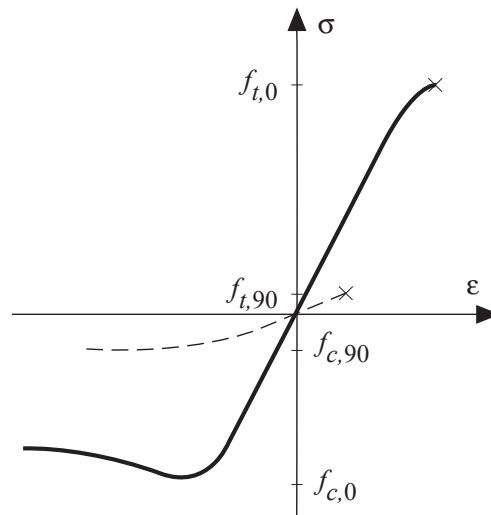


Abbildung 2.3: Spannungsdehnungslinie für fehlerfreies Holz

Die gestrichelte Linie beschreibt das Verhalten quer zur Faser. Im Druckbereich ist hier schon für kleine Dehnungen nichtlineares Verhalten zu beobachten. Im Gegensatz zur parallelen Richtung ist keine eindeutige Druckfestigkeit erkennbar. Vielmehr steigt die Festigkeit kontinuierlich leicht an, da es hier zu keinem Ausknicken der Fasern kommen kann. Zur Festlegung der Druckfestigkeit  $f_{c,90}$  quer zur Faser wird daher ein Kriterium über eine maximale Verformung verwendet.

Zug quer zur Faser verläuft fast bis zum Bruch linear. Das Versagen ist entsprechend sehr spröde. Aus dem Diagramm geht weiterhin hervor, dass die Zugfestigkeit quer zur Faser  $f_{t,90}$ , die so genannte Querkzugfestigkeit, im Vergleich mit der parallelen Richtung sehr gering ausfällt. Aus diesem Grund sollten in Holzkonstruktionen Querkzugspannungen möglichst vermieden werden. Ist dies nicht möglich, so sind geeignete Verstärkungen anzuordnen.

## 2.2 Verbundverhalten Schraube-Holz

Eine Literaturrecherche zum Thema Verbund zwischen Schraube und Holz zeigte, dass der Verbund bislang nur wenig im Detail erforscht wurde. Bisherige Untersuchungen beschränken sich in der Regel auf die Ermittlung von Auszieh Widerständen. Eine Betrachtung des Verbundverhaltens auf der Ebene einzelner Gewindesteigungen wird dabei vernachlässigt. Eine Ausnahme hierzu bildet die Dissertation von Mazen Ayoubi [4], welche sich mit dem Verbundverhalten von Vollgewindeschrauben beim Einsatz als Bewehrung in Brettschicht-holzbauteilen beschäftigt. Daher stützen sich die folgenden Ausführungen in weiten Teilen auf diese Arbeit.

Ayoubi unterteilt den Verbund in die drei Mechanismen Haft- Scher- und Reibverbund, welche zum Teil parallel auftreten. Dabei kommt dem Haftverbund eine eher geringe Bedeutung zu. Dieser ist nur bei geringer Belastung aktiv. Unter Scherverbund wird der Widerstand gegen Abscheren des zwischen den einzelnen Gewindesteigungen liegenden Holzes von der restlichen Holzmatrix verstanden. Der Reibverbund hingegen beschreibt den Widerstand gegen Gleiten zwischen den Holz- und Stahloberflächen. Das im Vergleich zu Schrauben mit metrischem Gewinde erhöhte Verhältnis von Nenndurchmesser zu Kerndurchmesser bei Vollgewindeschrauben bewirkt eine Erhöhung des Reibverbundes. Nach dem vollständigen Abscheren des Holzes zwischen den Gewindesteigungen, wirkt auch in der Mantelfläche, die vom Nenndurchmesser begrenzt wird, ein Reibverbund.

Bereits während des Einschraubvorgangs kommt es zu Zerstörungen der Holzstruktur im Bereich der Schraube. Durch die Wirkung der Gewindeflanken kommt es sowohl beim Eindrehen quer zur Faser als beim Eindrehen längs der Faser zu ersten Rissen, welche sich ausgehend von der Flankenspitze im Holz ausbreiten. Die Risse vergrößern sich bei zunehmender Krafteinleitung in das Holz durch die Schraube. Dabei wird das Holz auf der einen Seite der Gewindeflanken auf Druck belastet, während auf der lastabgewandten Seite Hohlräume entstehen. Die Entwicklung der Verbundrisse ist in Abbildung 2.4 für die beiden Kraftfaserwinkel  $0^\circ$  und  $90^\circ$  dargestellt. Auch bei faserparallel eingedrehten Schrauben treten zunächst Risse quer zur Schraubenachse auf, welche allerdings bei fortschreitender Last die Richtung wechseln und sich in Faserrichtung fortpflanzen.

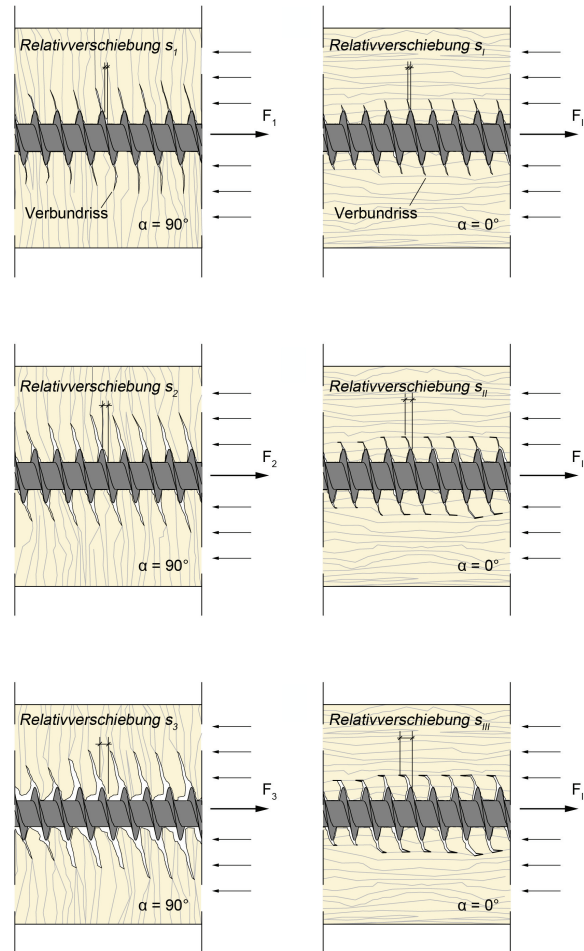


Abbildung 2.4: Rissentwicklung [4]

## 2.3 Ausziehtragfähigkeit einer Holzschraubenverbindung

Zur Bestimmung der Tragfähigkeit einer Holzschraubenverbindung wird die Ausziehtragfähigkeit im Eurocode 5 [12] nach folgender Gleichung berechnet:

$$F_{ax,\alpha,Rk} = \frac{n_{ef} f_{ax,k} d l_{ef} k_d}{1,2 \cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha} \quad (2.1)$$

mit

$$k_d = \min \begin{cases} \frac{d}{8} \\ 1 \end{cases}$$

$$f_{ax,k} = 0,52 d^{-0,5} l_{ef}^{-0,1} \rho^{0,8}$$

charakteristischer Wert der Ausziehfestigkeit rechtwinklig zur Faserrichtung in N/mm<sup>2</sup>

$n_{ef}$	wirksame Anzahl von Schrauben
$l_{ef}$	Eindringtiefe des Gewindeteils in mm
$\rho_k$	charakteristischer Wert der Rohdichte in $\text{kg/m}^3$
$\alpha$	Winkel zwischen Schraubenachse und Faserrichtung

Nichtsdestotrotz werden Verbindungen mit selbstbohrenden Holzschrauben derzeit in der Regel nach allgemeiner bauaufsichtlicher Zulassung (abZ) oder nach europäischer technischer Zulassung (ETA) bemessen.

Anhand von Gleichung 2.1 lässt sich die Abhängigkeit der Ausziehtragfähigkeit vom Kraftfaserwinkel erkennen. Das Verhältnis von  $F_{ax,90}/F_{ax,0}$  wird zu 1,2 angenommen. Obwohl zahlreiche Versuche von Blaß et al. [6] keinen eindeutigen Einfluss des Winkels zwischen Schraubenachse und Faserrichtung erkennen ließen, führte die Einführung dieses Faktors zur besten Korrelation zwischen Versuchsergebnissen und Berechnungen.

## 2.4 Axiale Steifigkeit einer Holzschraubenverbindung

Die axiale Steifigkeit einer im Holz eingedrehten Schraube beschreibt den Widerstand der Schraube gegen Verschiebung in axialer Richtung bei Belastung in ebendieser Richtung. Sie wird durch den Verschiebungsmodul  $K_{ser}$  beschrieben.

Im Gegensatz zur Ausziehtragfähigkeit  $F_{max}$ , welche für den Zustand der Tragfähigkeit maßgebend ist, gibt es bis heute nur wenige Modelle zur Bestimmung von  $K_{ser}$ . Im Eurocode 5 wird beispielsweise keine Berechnungsformel angegeben.

Blaß et al. [6] leiteten aus Versuchen folgende Beziehung ab:

$$K_{ser} = 243 \cdot (\rho \cdot d)^{0,2} \cdot l_{ef}^{0,4} \quad [\text{N/mm}] \quad (2.2)$$

mit

$d$	Schraubendurchmesser in mm
$l_{ef}$	Länge des im Holz eingedrehten Gewindebereiches
$\rho_k$	Rohdichte des Holzes in $\text{kg/m}^3$

Für die Praxis finden sich entsprechende Formeln in den technischen Zulassungen. So z.B. in der ETA 11/0190 [9] für selbstbohrende Schrauben der Firma Würth. Darin ist folgende

Gleichung zur Bestimmung von  $K_{ser}$  angegeben:

$$K_{ser} = 780 \cdot d^{0,2} \cdot l_{ef}^{0,4} \quad [\text{N/mm}] \quad (2.3)$$

Als weiteres Beispiel sei die ETA-12/0063 [24] für Schrauben der Firma SFS intec AG genannt. Hier gilt:

$$K_{ser} = 25 \cdot l_{ef} \cdot d \quad [\text{N/mm}] \quad (2.4)$$

Der Vergleich von Gleichung 2.2 bis 2.4 am Beispiel einer 8 mm Schraube (Vgl. Abb. 2.5) zeigt unter Annahme einer Rohdichte von  $350 \text{ kg/m}^3$  eine annähernde Übereinstimmung zwischen der von Blaß formulierten Gleichung und derjenigen aus der ETA-11/0190. Im Gegensatz dazu führt Gleichung 2.4 zu rechnerisch wesentlich höheren Steifigkeiten bei großen Einbindelängen.

Es zeigt sich, dass die axiale Steifigkeit derzeit nicht einheitlich in der Bemessung geregelt ist. Die verschiedenen rechnerischen Steifigkeiten lassen sich nicht auf die Unterschiede der einzelnen Schrauben zurückführen. Um hier Verbesserungen zu erzielen, muss die axiale Steifigkeit von Holzschraubenverbindungen weiter erforscht werden.

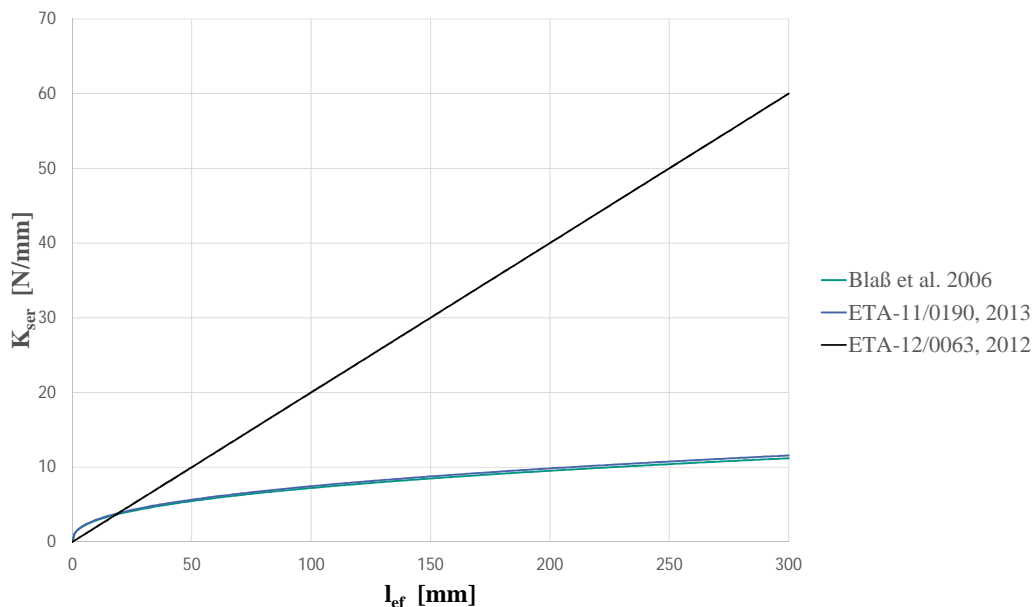


Abbildung 2.5: Vergleich der berechneten axialen Steifigkeiten für  $d = 8 \text{ mm}$  und  $\rho = 350 \text{ kg/m}^3$

Realistische Steifigkeitswerte lassen sich aus Versuchen ableiten. Dabei erfolgt die Ermitt-

lung von  $K_{ser}$  durch Auswertung von Ausziehversuchen wie in [22] in Anlehnung an DIN EN 26891 [11]:

$$K_{ser,ax,i} = \frac{F_{04} - F_{01}}{\nu_{i,04} - \nu_{i,01}} \quad (2.5)$$

Hierbei beschreiben  $F_{04}$  bzw.  $F_{01}$  die Last bei 40 bzw. 10% der Höchstlast und  $\nu_{i,04}$  bzw.  $\nu_{i,01}$  die dazu korrespondierenden Verschiebungen.

# 3 Entwicklung eines FE-Modells

## 3.1 Modellierung mit *ANSYS Mechanical APDL*

Zur Modellierung und Berechnung wird die kommerzielle Finite-Elemente Software *ANSYS Mechanical APDL* in der Version 18 verwendet. Für die Eingabe können zwei verschiedene miteinander kompatible Ansätze verfolgt werden. Neben der Benutzung der grafischen Oberfläche (*Graphical User Interface, GUI*) lassen sich sämtliche Eingaben auch als Kurzbefehle realisieren. Tatsächlich werden durch die Benutzung der *GUI* im Hintergrund die entsprechenden Befehle ausgeführt. Damit ist es auch möglich beide Methoden zur Eingabe zu verwenden. Für Anfänger erweist sich zunächst die grafische Oberfläche als komfortabler. Sie führt den Anwender strukturiert durch den Analyseprozess. Angefangen bei der Eingabe der Materialdaten, über die Modellierung des Modells bis zur Berechnung und anschließenden Auswertung mithilfe der Post-Prozessoren. Diese Vorgehensweise mag für einfache Modelle mit konstanten Parametern hinreichend sein. Die Bedienung durch Nutzung der Kommandos erscheint hingegen zunächst deutlich aufwendiger. Allerdings ergeben sich daraus zahlreiche gewichtige Vorteile. Der für diese Arbeit entscheidende Vorteil liegt in der Möglichkeit das Modell parametrisch aufzubauen. D.h. statt für die Modellabmessungen feste Werte vorzugeben, werden diese durch Parameter ersetzt. Sie können dann vor jeder Berechnung in gewissen Grenzen frei variiert werden. Im vorliegenden Fall lassen sich so z.B. in sehr kurzer Zeit Geometrien für verschiedene Schraubendurchmesser, -längen oder -flankenwinkel erstellen. Darüber hinaus sind jederzeit gezielte Änderungen möglich, ohne zahlreiche Menüs der *GUI* aufzurufen.

### 3.1.1 Geometrie

Eine FE-Berechnung kann grundsätzlich nur an so genannten Elementen durchgeführt werden. Das zu untersuchende Gebiet, hier die Geometrie der Schraube und der umgebenden Holzmatrix, muss entsprechend diskretisiert, d.h. in Elemente zerlegt werden. Dieser Vorgang wird als Vernetzen bezeichnet. Bei vielen aktuellen FE-Programmen ist es möglich Geometriedaten aus externen CAD-Programmen zu importieren und anschließend zu vernetzen. Zu diesem Zweck wurden entsprechende Daten eines Schraubenherstellers zur Verfügung gestellt.

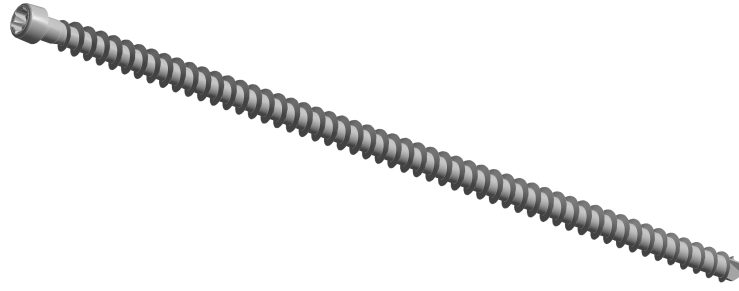


Abbildung 3.1: 3D Model einer 8 mm Vollgewindeschraube

*Mechanical APDL* stellt Schnittstellen zum Import von einigen gängigen 3D-Dateiformaten bereit. Darunter sind sowohl das herstellerunabhängige IGES-Format als auch einige herstellereigene Formate. Beim Versuch die vorhandenen Daten zu importieren wird in *ANSYS* allerdings eine Geometrie erstellt, welche bestenfalls aus Flächen besteht. Die Umwandlung der Flächen in Volumen erscheint angesichts der komplexen Geometrie zu aufwendig. Auch die Verwendung alternativer Dateiformate wie zum Beispiel dem Arcis-Format brachte keinen Erfolg.

Vorausgesetzt der Import würde funktionieren, gäbe es allerdings einen weiteren wichtigen Aspekt zu bedenken. Sowohl die Erstellung der Geometrie über die grafische Benutzeroberfläche als auch der Import bestehender CAD-Daten führt den Nachteil mit sich, dass sich die Geometrie, insbesondere in Bezug auf die Schraube, nicht nachträglich verändern lässt. Sollen also zu einem späteren Zeitpunkt Parameterstudien mit Veränderungen der Geometrie durchgeführt werden, so ist es erforderlich für jeden neuen Parameter ein neues Modell zu importieren oder über die *GUI* zu erstellen.

Aus diesen Gründen wird die Geometrie allein mit den Möglichkeiten der Modellierung in *Mechanical APDL* programmiert. Zur Geometrienerzeugung können in *APDL* zwei verschiedene Ansätze verfolgt werden. So ist es möglich das Modell direkt über die Erzeugung von Knoten und Elementen zu erstellen. Diese Vorgehensweise eignet sich besonders für sehr kleine Modelle mit einer geringen Anzahl von Knoten und Elementen. Bei großen Modellen und komplexen Geometrien empfiehlt sich eine zweite Vorgehensweise, welche auch im vorliegenden Fall angewandt wird. Hierbei wird zunächst, ähnlich der Anwendung eines CAD-Programms, die gewünschte Geometrie erstellt. In einem weiteren Schritt kann dann die Vernetzung weitgehend automatisiert erfolgen. Für diese zweite Methode stehen so genannte Keypoints, Lines, Areas und Volumes zur Verfügung. Hierbei sei angemerkt, dass z.B. ein Volumen immer auch aus Keypoints, Lines und Areas besteht. Durch Anwendung von booleschen Operatoren, wie beispielsweise Subtraktion zweier Volumes, lassen sich beliebige Geometrien erstellen. Im Folgenden wird die Erstellung der Geometrie näher erläutert.



#### Schraube

Zur Modellierung der Schraube wird zunächst eine Spirale erstellt, dessen Durchmesser dem Kerndurchmesser der Schraube entspricht. Anschließend wird senkrecht zur Linie der Spirale der Querschnitt des Gewindes mit den entsprechenden Flankenwinkeln und der Höhe als Fläche erzeugt (Vgl. Abb. 3.2 links). Diese Fläche wird dann entlang der Spirale zu einem Volumen extrudiert.

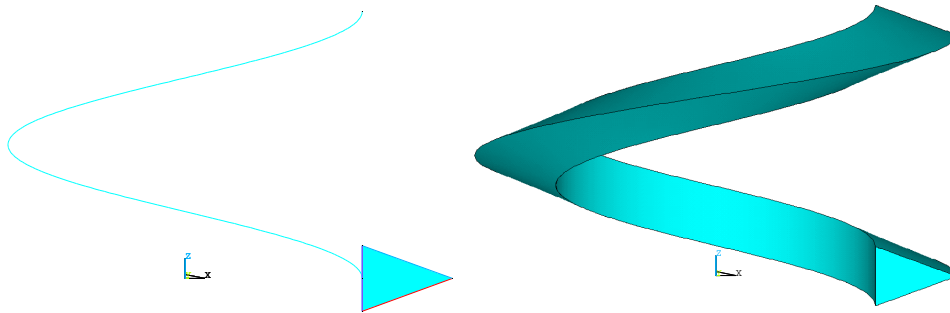


Abbildung 3.2: links: Spirale mit Gewindequerschnitt, rechts: extrudiertes Gewinde

Bei der späteren Anwendung der booleschen Operatoren, z.B. zum Erzeugen des Negativs der Schraube für das Holzgewinde, ergaben sich zahlreiche Probleme (Vgl. Abschnitt 6.1). Es stellte sich heraus, dass diese nicht auftreten, wenn zunächst nur ein Gewindegang erstellt wird. Das Gewinde entsteht dann durch in der Höhe versetzte Kopien. Für den Kern wird anschließend ein Zylinder erstellt.

Damit bei der späteren Vernetzung die einzelnen Teile der Schraube kraftschlüssig miteinander verbunden werden, werden alle Teilvolumen mit dem Befehl *vadd* zu einem Volumen verbunden. Die Geometrie von Schraubenspitze und -kopf wird vernachlässigt.

#### Holzmatrix

Für die umgebende Holzmatrix wird zunächst im Bereich der Schraube ein Zylinder erzeugt. Von diesem wird anschließend das Volumen der Schraube subtrahiert. Dadurch entsteht im Zylinder das Negativ der Schraube, also das Gewinde im Holz. Für die umliegende Holzmatrix wird ein Quader, bestehend aus 8 Teilquadern, erzeugt. Damit entstehen in den Schwerpunktslinien der Außenflächen des Holzblockes Linien, welche bei der Vernetzung als Ausgangspunkt gewählt werden. Dadurch wird sichergestellt, dass in den Flächenschwerpunkten Knoten erstellt werden. Diese Knoten werden später zur Wegmessung verwendet.

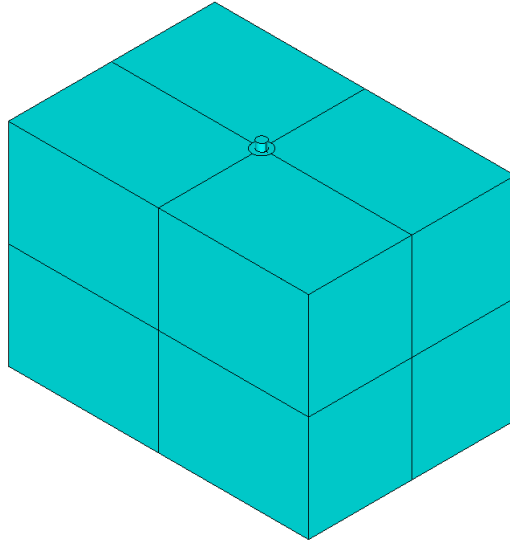


Abbildung 3.3: Erzeugte Volumen

Der Zylinder mit dem Holzgewinde wird in einen Block eingebettet und über den Befehl *vglue* mit diesem verbunden. Mit *vglue* werden die Volumen ähnlich wie bei *vadd* miteinander verbunden, allerdings bleiben die einzelnen Volumen weiterhin als solche vorhanden. Damit wird gewährleistet, dass bei der Vernetzung keine doppelten Knoten an den Schnittflächen benachbarter Körper erstellt werden und die Volumen somit kraftschlüssig miteinander verbunden sind. Durch den Erhalt der Ausgangsvolumen ist es nunmehr möglich, unterschiedliche Parameter der Vernetzung für die einzelnen Volumen zu wählen. Dadurch können im Bereich des Holzgewindes kleinere Elemente als im restlichen Block verwendet werden.

### Parametrisierung

Durch die Erstellung der Geometrie unter Verwendung von *APDL*-Befehlen, lässt sich selbige auf einfache Weise parametrisieren. Im Modell für die axiale Beanspruchung sind die in Tabelle 3.1 angegebenen Parameter in gewissen Grenzen frei wählbar. Da das Modell zunächst für Abmessungen des Holzblocks von 160x110x113 mm erstellt wurde, kommt es zum Teil zu Problemen bei großen Änderungen der Parameter. Beispielsweise scheitert die automatische Vernetzung, wenn eine Höhe von 600 mm gewählt wird. Hier muss fallweise eine manuelle Anpassung der Geometrie erfolgen. In Fällen, bei denen die automatische Vernetzung scheitert, kann beispielsweise das Zerlegen einzelner Volumen in kleinere Teilvolumen Abhilfe schaffen.

Tabelle 3.1: Parameter

Parameter:	Beschreibung
bblock, tblock, hblock	Länge, Breite und Höhe des Holzblocks
slaenge	Gesamtlänge der Schraube
p	Gewindesteigung
sunten	y-Koordinate der „Schraubenspitze“
daussen	Nenndurchmesser
dkern	Kerndurchmesser
fawinkel	Faserwinkel: Drehung des Elementkoordinatensystems um die z-Achse
meshscrew	Elementgröße der Schraube und des Holzgewindes
meshtimber	Elementgröße der restlichen Holzmatrix
rzyl1	Radius zur Begrenzung des feineren Netzes des Holzgewindes
fwinkel1, fwinkel2	Winkel zur Beschreibung der Flankenengeometrie
ykopf	Verschiebung des Schraubenkopfes in y-Richtung

Die Definition der Flankenwinkel fwinkel1 und fwinkel2 ist in Abbildung 3.4 angegeben.

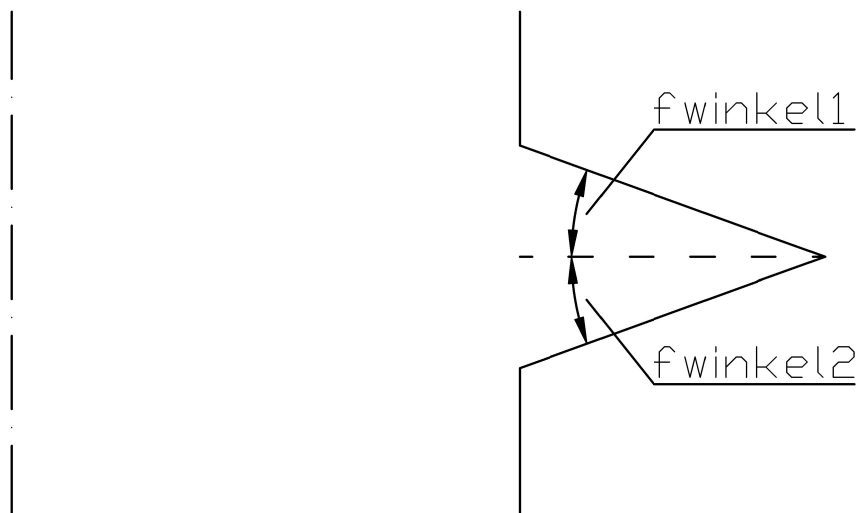


Abbildung 3.4: Definition der Flankenwinkel

### 3.1.2 Materialmodelle

#### Stahl

Für den Stahl der Schraube wird ein lineares, isotropes Materialgesetz verwendet. Bei einem isotropen Werkstoff sind die Materialeigenschaften richtungsunabhängig. Daher werden zur Beschreibung lediglich zwei Parameter, der Elastizitätsmodul und die Querdehnungszahl benötigt. Der E-Modul wird zu  $210\,000\text{ N/mm}^2$  und die Querdehnungszahl zu  $\nu = 0,3$  angenommen.

#### Holz

Einer der wichtigsten Einflussparameter bei der FE-Berechnung stellt die Wahl des Materialmodells dar. Zum Auffinden eines geeigneten Modells zur realitätsnahen Abbildung des Materialverhaltens von Holz wurde eine Literaturrecherche durchgeführt. Da Holz bei größeren Deformationen ein stark nichtlineares Verhalten aufweist, werden zumeist Ansätze verwendet, welche diese Nichtlinearität berücksichtigen. In *ANSYS* werden jedoch für das nichtlineare Verhalten von Holz keine vorgefertigten Materialmodelle bereitgestellt. In der Literatur finden sich zahlreiche verschiedene Ansätze. Ein praktikabler Ansatz wird in [23] vorgestellt. Hier werden Möglichkeiten zur Abbildung nichtlinearen Verhaltens mithilfe von in *ANSYS* implementierten Materialmodellen erläutert. Für die ältere Generation von Volumenelementen in *ANSYS* wie beispielsweise *SOLID95* existiert das Materialmodell *ANISO*. Bei diesem wird die Eingabe von 27 Materialkonstanten erforderlich. Darunter sind neben den Elastizitäts- und Schubmoduln auch die entsprechenden Fließgrenzen. Jedoch ist dieses Modell nicht für Elemente des neueren Typs wie *SOLID187* verfügbar. Als Alternative dazu wird vorgeschlagen eine Kombination aus den Modellen *BKIN* bzw. *BISO* mit *HILL* zu verwenden (Vgl. Abb. 3.5).

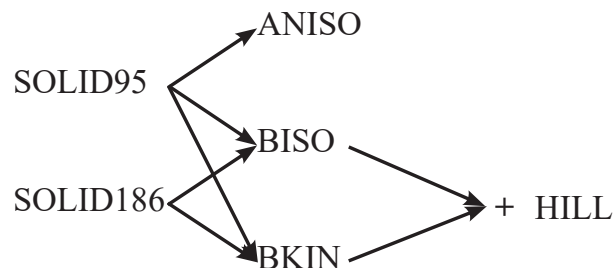


Abbildung 3.5: Nichtlineare Materialmodelle in *ANSYS* [23]

*BKIN* und *BISO* sind zwei verschiedene bilineare Verfestigungsmodelle. Sie alleine können allerdings nur für isotrope Materialien angewandt werden. Dazu werden eine Fließgrenze sowie ein Tangentenmodul für die Steifigkeit nach Überschreiten der Fließgrenze definiert.

Um die Modelle auch für orthotrope Materialien einsetzen zu können kann zusätzlich das *HILL*-Modell verwendet werden. Für das *Hill*-Modell wird die Eingabe von zusätzlichen 6 Konstanten notwendig. Mit diesen Werten werden die Fließgrenzen für die drei Raumrichtungen, basierend auf der in *BKIN/BISO* definierten Fließgrenze, skaliert.

$$R_{11} = \frac{\sigma_{11}}{\sigma_y} \quad (3.1)$$

$$R_{22} = \frac{\sigma_{22}}{\sigma_y} \quad (3.2)$$

$$R_{33} = \frac{\sigma_{33}}{\sigma_y} \quad (3.3)$$

$$R_{12} = \sqrt{3} \cdot \frac{\sigma_{12}}{\sigma_y} \quad (3.4)$$

$$R_{23} = \sqrt{3} \cdot \frac{\sigma_{23}}{\sigma_y} \quad (3.5)$$

$$R_{13} = \sqrt{3} \cdot \frac{\sigma_{13}}{\sigma_y} \quad (3.6)$$

Dabei bezeichnet  $\sigma_y$  die in *BKIN/BISO* definierte Fließgrenze. Zur Umsetzung werden also die Fließgrenzen für die drei Normal- und Schubspannungen benötigt.

Da zunächst nur die Steifigkeit im Zustand der Gebrauchstauglichkeit untersucht werden soll und somit nur kleine Deformationen zu erwarten sind, erscheint es gerechtfertigt auf die Anwendung eines nichtlinearen Materialmodells zu verzichten und stattdessen mit einem linearen Modell zu rechnen.

Aufgrund der in Abschnitt 2.1 beschriebenen Orthotropie des Holzes wird ein entsprechendes linear orthotropes Materialgesetz verwendet. Aus [7] ergibt sich für den Zusam-

menhang zwischen Spannungen und Dehnungen das folgende Gleichungssystem:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E_x & -\frac{E_x}{\nu_{xy}} & -\frac{E_x}{\nu_{xz}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{E_y}{\nu_{yx}} & E_y & -\frac{E_y}{\nu_{yz}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{E_z}{\nu_{zx}} & -\frac{E_z}{\nu_{zy}} & E_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_{xy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & G_{yz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G_{xz} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ 2\epsilon_{xy} \\ 2\epsilon_{yz} \\ 2\epsilon_{xz} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Aufgrund der Symmetrie der Steifigkeitsmatrix ergibt sich:

$$\frac{E_y}{\nu_{yx}} = \frac{E_x}{\nu_{xy}} \quad \text{und} \quad \frac{E_z}{\nu_{zx}} = \frac{E_x}{\nu_{xz}} \quad \text{und} \quad \frac{E_z}{\nu_{zy}} = \frac{E_y}{\nu_{yz}} \quad (3.8)$$

Da die Steifigkeitsmatrix weiterhin positiv definit sein muss, gilt außerdem die Beziehung:

$$1 - (\nu_{xy})^2 \frac{E_y}{E_x} - (\nu_{yz})^2 \frac{E_z}{E_y} - (\nu_{xz})^2 \frac{E_z}{E_x} - 2\nu_{xy}\nu_{yz}\nu_{xz} \frac{E_z}{E_x} > 0 \quad (3.9)$$

Damit verbleiben neun unabhängige Materialparameter. Jeweils drei Elastizitäts- und Schubmoduln sowie drei Querdehnungszahlen. Werden weiterhin die Richtungen Radial und Tangential zusammengefasst, lassen sich die notwendigen Parameter wie in [7] angeben:

Tabelle 3.2: Elastizitätskonstanten

$E_0$	$E_{90}$	$G$	$G_R$	$\nu_{0,90}$	$\nu_{90,90}$	$\nu_{90,0}$
wählen	$E_0/20$	$E_0/16$	$E_0/160$	0,480	0,420	0,024

Dabei steht  $G_R$  für den Rollschubmodul.

### 3.1.3 Vernetzung

Zur Vernetzung des Gebietes stehen in *ANSYS* zahlreiche Elementtypen zur Verfügung. Um gute Ergebnisse zu erhalten sollen Elemente höherer Ordnung, d.h. mit quadratischen Ansatzfunktionen verwendet werden. Damit kommen die beiden Elementtypen *SOLID186* und *SOLID187* in Frage. *SOLID186* ist ein Hexaederelement mit 20 Knoten. Daneben ist *SOLID187* ein 10-Knoten Tetraederelement. Die beiden Elementtypen sind in den Abbildungen 3.6 und 3.7 dargestellt.

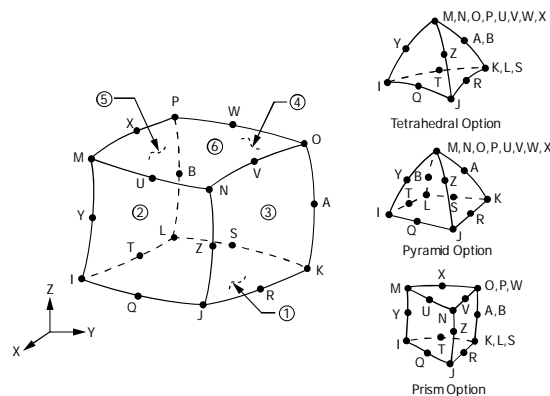


Abbildung 3.6: *SOLID186* mit Elementoptionen

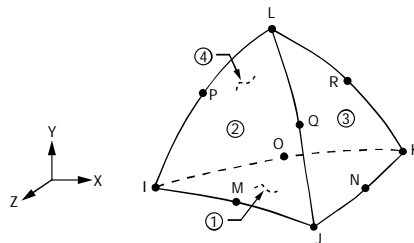


Abbildung 3.7: *SOLID187*

Grundsätzlich liefern bei der FEM Hexaederelemente, bei vergleichbarer Knotenanzahl, i.d.R. bessere Ergebnisse als Tetraederelemente [20]. Der Nachteil der Hexaederelemente liegt in der vergleichsweise schlechten Anpassung der Elemente an komplexe Geometrien. So ist es im vorliegenden Fall nicht möglich die Schraube und das Gewinde im Holz mit dieser Elementform zu vernetzen. Einen allgemeinen Ansatz für eine Vernetzung von Schraube und Gewinde mit Hexaederelementen wird von Toshimichi Fukuoka [17] geliefert. Zur Implementierung dieses Ansatzes wäre es erforderlich die Knoten und Elemente direkt zu generieren, er lässt sich also nicht auf bestehende Volumen anwenden. Eine derartige Netzgenerierung erscheint hier als zu umfangreich. Da im Rahmen dieser Arbeit in erster Linie die Verschiebungen und nicht die detaillierten Spannungen von Interesse sind,

erscheint es zweckmäßig und hinreichend die Geometrie der Schraube mit Tetraederelementen zu vernetzen. Mit *SOLID187*-Elementen lassen sich die Volumen der Schraube und des Holzgewindes automatisch vernetzen.

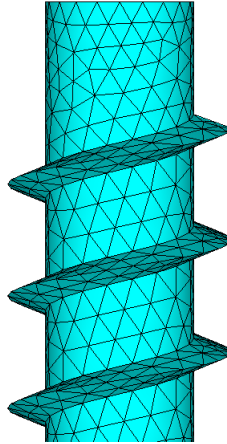


Abbildung 3.8: Vernetzte Schraube

Das äußere Volumen der Holzmatrix kann aufgrund der vergleichsweise einfachen Geometrie auch mit Hexaederelementen vernetzt werden. Zum Vergleich wurde eine solche Vernetzung durchgeführt (Vgl. Abb. 3.9). Sie ist allerdings schon deutlich aufwendiger. Es muss für zahlreiche Linien eine feste Anzahl an Elementen angegeben werden. Dadurch wird die automatische Vernetzung bei Änderung der Geometrieparameter erschwert. Darüber hinaus führt ein feines Netz im Bereich der Netzverfeinerung um die Schraube zu einer insgesamt vergleichsweise hohen Elementanzahl und somit zu erhöhten Rechenzeiten. Eine vergleichende Berechnung, einmal mit Tetraeder-, einmal mit Hexaederlementen zeigte keine signifikanten Unterschiede. Daher werden im weiteren Verlauf nur noch Tetraederlemente verwendet.

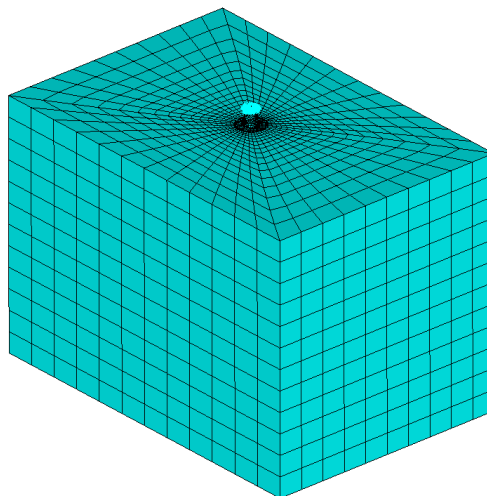


Abbildung 3.9: Hexaederelemente im Bereich des umliegenden Holzes



#### **Einfluss der Netzdichte**

Das Volumenmodell wird zur Vernetzung in zwei Bereiche verschiedener Netzdichten unterteilt. In diesem Abschnitt soll nun die Wahl der Netzdichten für beide Bereiche überprüft werden. Dafür wird zunächst für den Bereich der Schraube und des Gegengewindes im Holz eine Elementgröße von 1 mm angesetzt. Damit ist gewährleistet, dass im Bereich der Gewindeflanken bei einer 8 mm-Schraube mindestens ein Element platziert werden kann. Für die übrigen Volumen wird eine Elementgröße von 10 mm vorgegeben. Als Modellgrundlage dient das Vergleichsmodell zur Versuchsserie 29.1 aus Abschnitt 4.2.

In einem zweiten Schritt werden die Elementgrößen halbiert. Ziel ist es eine optimale Abstimmung zwischen ausreichend kleinen Elementen für exakte Ergebnisse auf der einen, und akzeptable Rechenzeiten auf der anderen Seite zu erreichen. Der Vergleich beider Ergebnisse zeigt eine Differenz der axialen Steifigkeit von weniger als 0,2%. Damit kann die im ersten Schritt gewählte Netzdichte bereits als ausreichend bezeichnet werden.

#### **3.1.4 Kontakt**

Schraube und Holz sind im Modell zwei voneinander getrennte Körper. Damit dennoch Kräfte von der Schraube ins Holz übertragen werden können, muss eine Kontaktbeziehung zwischen ihnen hergestellt werden. Dies wird über Kontaktelemente realisiert. Kontaktelemente müssen immer auf beiden Seiten des Kontaktes aufgebracht werden. Bei der Lösung wird überprüft, ob sich die beiden Kontaktflächen durchdringen. Ist dies der Fall wird eine Kontaktsteifigkeit aktiviert. Sie ist als eine Feder vorstellbar (Vgl. Abb. 3.10), welche der Durchdringung entgegen wirkt. Die Steifigkeit der Feder wird als Kontaktsteifigkeit bezeichnet. Eine hohe Steifigkeit führt zu einer geringen Durchdringung. Theoretisch führt also eine unendlich hohe Steifigkeit zur völligen Vermeidung von Durchdringungen. Dieser Fall lässt sich allerdings aus numerischen Gründen nicht lösen. Daher muss ein Kompromiss zwischen der Steifigkeit der Feder (Berechenbarkeit) und der Durchdringung gefunden werden. Durch Iterationen wird die Steifigkeit gesucht, bei welcher sich die Flächen nicht durchdringen, beziehungsweise ein vorgegebener Toleranzwert unterschritten wird. Als Berechnungsverfahren wird das Augmented-Lagrange-Verfahren angewandt.

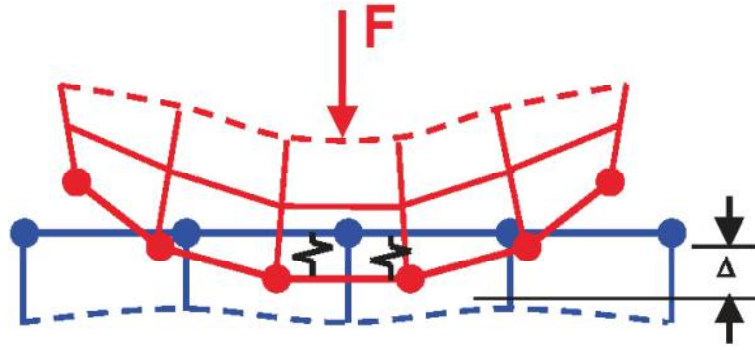


Abbildung 3.10: Funktionsweise von Kontaktelementen [18]

In *ANSYS* finden sich für die verschiedenen Anwendungsfälle zahlreiche Kontaktelemente. Im Modell handelt es sich um einen Surface-to-Surface Kontakt. Die Kontaktelemente sind Flächenelemente, die an den Berührungsflächen beider Körper auf die Volumenelemente gelegt werden. Dabei unterscheidet *ANSYS* für die beiden Seiten in *Contact*- und *Target*-Elemente. Zur Beantwortung der Frage, welche Seite mit *Contact*- und welche Seite mit *Target*-Elementen versehen werden soll, gibt die *ANSYS* Hilfe [3] zahlreiche Hinweise. Weisen beispielsweise beide Seiten des Kontaktes verschiedene Netzdichten auf, so soll die Seite des feinen Netzes mit *Contact*-Elementen und die Seite mit dem größeren Netz entsprechend mit *Target*-Elementen vernetzt werden. Im vorliegenden Fall leitet sich die Zuordnung aus der Steifigkeit beider Materialien ab. Die Seite mit der höheren Steifigkeit soll mit *Target*-Elementen vernetzt werden. Da die Steifigkeit der Schraube gegenüber der des Holzes sehr hoch ist, erhält diese die *Target*-Elemente. Mit der richtigen Zuordnung soll sichergestellt werden, dass die Kontaktflächen sich nicht gegenseitig durchdringen.

Für die steife Kontaktseite werden Elemente des Typs *TARGE170* verwendet. Für die Gegenseite im Holz das 8-Knoten 3D Element *CONTA174*.

Zur Abbildung der Reibung in den Kontaktflächen wird ein isotropes Coulombsches Reibungsmodell verwendet. Dies erfordert nur die Eingabe des Gleitreibungsbeiwertes.

### **Einfluss des Reibungsbeiwertes**

In der Literatur werden für den Reibungsbeiwert zwischen Holz und Stahl Werte im Bereich von 0,5 angegeben [16]. Zur Untersuchung des Einflusses des Reibungsbeiwertes wurde das Modell zur Versuchsserie 29.1 aus Abschnitt 4.2 verwendet und Werte zwischen 0,3 bis 0,6 verglichen. Es zeigt sich, dass der Einfluss verschiedener Reibungsbeiwerte auf die axiale Steifigkeit nur von geringer Bedeutung ist. Bei einer Erhöhung des Wertes von 0,3 auf 0,6 ist das System lediglich um etwa 2% steifer. Daher wird für alle weiteren Berechnungen ein Wert von 0,5 angenommen.

### 3.1.5 Lagerbedingungen

Zur Lagerung in der Horizontalen wird jeweils eine Linie an der Oberfläche des Würfels in x- bzw. z-Richtung gehalten, d.h. hier werden die Verschiebungen mit dem Wert Null vorgegeben (Vgl. Abb. 3.11 links). Die Randbedingungen der Linien werden von *ANSYS*, bevor die Lösung startet, auf die Knoten entlang dieser Linie übertragen. Zur Lagerung des Würfels in vertikaler Richtung werden sämtliche Knoten der oberen Fläche zusätzlich in y-Richtung gehalten (Vgl. Abb. 3.11 rechts). Dabei wird ein kreisförmiger Bereich mit einem Durchmesser von 50 mm ausgespart. Hiermit wird das Stahllager aus den Versuchen abgebildet.

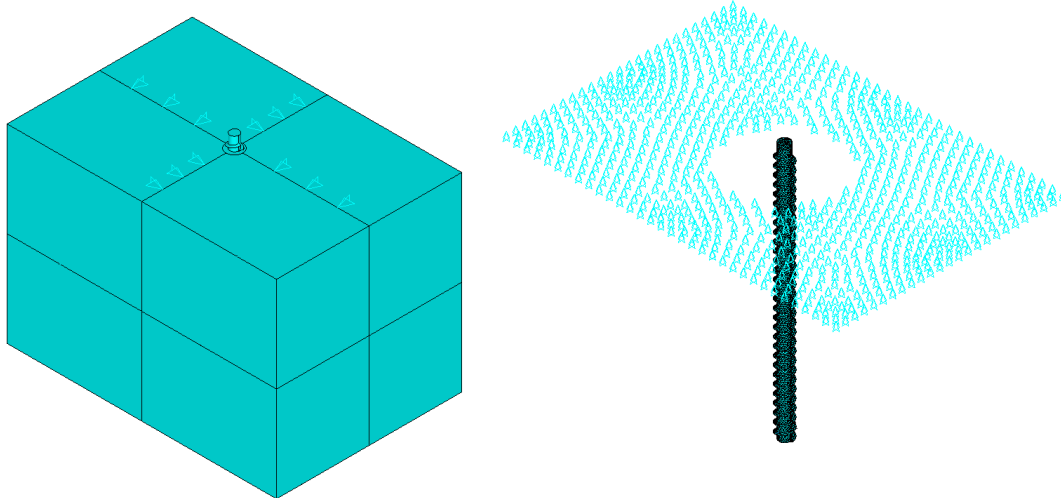


Abbildung 3.11: Lagerung: links horizontal, rechts vertikal

### 3.1.6 Lasteinleitung

Die Last wird verformungsgesteuert am oberen Ende der Schraube aufgebracht. Dies wird über einen *node-to-surface* Kontakt realisiert. Dabei wird ein einzelner Knoten, der so genannte *pilot-node*, mit einem *target*-Element und eine korrespondierende Fläche mit entsprechenden *contact*-Elementen vernetzt. Über die *Keyoption* 4 des *contact*-Elements wird die Option *rigid* aktiviert. Damit ist die Kontaktfläche starr und die Last bzw. Verformung wird gleichmäßig über die Fläche des Schraubenkopfes eingeleitet. In Abbildung 3.12 sind die *contact*-Elemente als lilafarbene Sterne und der *pilot-node* in der Mitte als schwarzer Stern dargestellt.

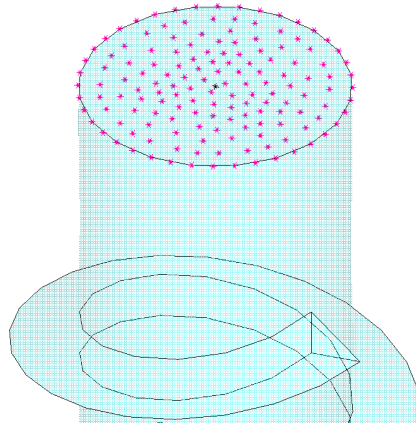


Abbildung 3.12: Lasteinleitung über *pilot-node*

Durch diese Vorgehensweise muss die Verformung nur für den *pilot-node* vorgegeben werden, anstatt sie für alle Knoten der entsprechenden Fläche zu definieren. Darüber hinaus können nach der Berechnung die Kräfte einfach für diesen Knoten ausgelesen werden und müssen nicht über alle Knoten der Fläche integriert werden.

Angemerkt sei noch, dass die Lage des *pilot-node* im Raum für aufgebrachte Verschiebungen keine Rolle spielt. Erst beim Aufbringen von Verdrehungen oder Momenten hat sie einen Einfluss.

Neben der Verschiebung des *pilot-nodes* werden keine weiteren Freiheitsgrade der Schraube gehalten. Das System wird dennoch nicht kinematisch, da die Schraube über die Kontaktbedingungen im Holzgewinde gehalten ist.

### 3.1.7 Lösungseinstellungen

#### Überprüfung der Kontakte

Bevor mit dem Befehl *solve* die Berechnung gestartet wird, werden alle Kontaktpaare mit dem Kommando *cncheck,auto* überprüft. Dabei versucht *ANSYS* über entsprechende *Keyoptions* die optimalen Einstellungen für die Kontakte zu setzen. Diesem Befehl kommt eine hohe Bedeutung zu, da die Berechnung andernfalls häufig nicht konvergiert.

#### Geometrische Nichtlinearität

Die Berücksichtigung geometrischer Nichtlinearitäten wird in *ANSYS* über den Befehl *nlgeom,on* aktiviert. In vielen Fällen ist a priori nicht bekannt, ob, und falls zutreffend in welchem Ausmaß, geometrische Nichtlinearitäten Einfluss auf die Berechnungsergebnisse haben. In diesen Fällen sollte zunächst grundsätzlich eine Berücksichtigung erfolgen.

Zur Bestimmung der Einflüsse aus geometrischer Nichtlinearität werden zwei ansonsten identische Berechnungen, einmal mit *nlgeom,on* und einmal mit *nlgeom,off* durchgeführt. Werden hier die Last-Verschiebungsdiagramme verglichen, so sind keine bemerkenswerten Unterschiede erkennbar. Bei der Betrachtung von Spannungen fallen hingegen deutliche Differenzen auf. Dazu sind in Abbildung 3.13 die Spannungen im Holz parallel zur Schraubenachse für beide Fälle gegenübergestellt. Hier ist zu erkennen, dass sich die Spannungen im nichtlinearen Fall vergleichsweise weit ausbreiten. Weiterhin ist eine Verringerung der maximalen Spannungen festzustellen. Aufgrund dieser Erkenntnisse sollte die Nichtberücksichtigung materieller Nichtlinearitäten nur in solchen Fällen gewählt werden, in welchen die Spannungsverläufe eine untergeordnete Rolle spielen. Grundsätzlich führt eine nichtlineare Berechnung zu höheren Rechenzeiten gegenüber einer linearen Berechnung. In diesem Beispiel beträgt der Unterschied 14%. Neben der Zeitersparnis kann aber auch ein weiterer Grund für eine lineare Berechnung sprechen. Dazu wird an dieser Stelle auf Abschnitt 6.2 verwiesen.

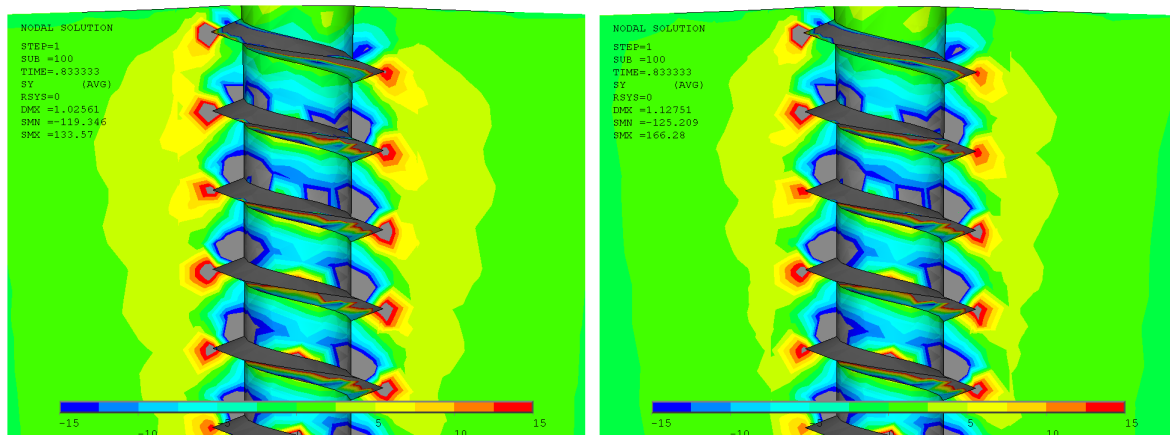


Abbildung 3.13: Geometrische Nichtlinearität: links aktiviert, rechts deaktiviert

### 3.1.8 Postprocessing

Unter Postprocessing werden sämtliche Schritte nach Durchführung der Berechnung zusammengefasst. Zur schnellen Vergleichbarkeit der Ergebnisse zweier Berechnungen mit verschiedenen Eingangsparametern, wird ein Postprocessor geschrieben, welcher zur Darstellung von Last-Verschiebungs-Diagrammen verwendet werden kann. Zu diesem Zweck werden die berechneten Verschiebungen jedes einzelnen *Sub-* bzw. *Loadsteps* an ausgewählten Knoten sowie die dazu korrespondierenden Reaktionskräfte am *pilot-node* in ein Array geschrieben und anschließend als *.txt*-Datei gespeichert. Gleichmaßen werden die Daten zu den Spannungen in der Schraubenachse exportiert. Die erzeugten Textdateien lassen sich beispielsweise in Excel einlesen und für die Erstellung entsprechender Diagramme nutzen.

Darüber hinaus werden am Ende jeder Berechnung automatisch Diagramme zum Last-Relativverschiebungsverlauf und zu den Spannungen in der Schraubenachse erzeugt. Damit lassen sich die Berechnungsergebnisse schon vorab auf einen Blick beurteilen.

## 3.2 Validierung mit *ANSYS Workbench*

Neben der klassischen Umgebung von *ANSYS Mechanical APDL* existiert ein neueres Programmpaket von *ANSYS* unter dem Namen *Workbench*. Bei der Benutzung der *Workbench* kommen verschiedene eigenständige Programmteile zum Einsatz, welche aus der *Workbench*-Umgebung heraus gestartet werden. In der *Workbench* selber werden verschiedene Analysen eines Projektes verwaltet und die technischen Daten wie beispielsweise die Materialparameter gespeichert. Hier ist auch der Austausch einzelner Analyseteile zwischen verschiedenen Analysen möglich. So lässt sich zum Beispiel die Geometrie mit mehreren Analysen verknüpfen oder die Ergebnisse einer Berechnung als Eingangswerte für eine weitere Analyse verwenden. Im Vergleich zum klassischen *ANSYS* bietet die *Workbench* eine moderne und komfortable Benutzeroberfläche. Für die Geometrieerzeugung können die eigenständige Programme *SpaceClaim* oder *DesignModeler* genutzt werden. Hier gelingt auch der Import komplexer CAD-Modelle, welche mit externen Programmen erstellt wurden. Für die FE-Berechnung sind viele Bearbeitungsschritte stark automatisiert. Beispielsweise lassen sich Kontaktpaare automatisch erzeugen. Auch die Vernetzung erfordert zunächst keinerlei Benutzereingaben und wird mit einem Klick ausgeführt. Dennoch lassen sich bei Bedarf Änderungen der Programmvorgabe realisieren. Auch die Verwendung sogenannter *Code-Snippets* ist möglich. Damit können weite Teile der klassischen *APDL* Befehle benutzt werden. Sie bieten dem Anwender große Kontrolle über die Analyse, welche über die Möglichkeiten der grafischen Benutzereingabe hinausgeht.

An dieser Stelle soll das in *Mechanical APDL* erstellte Modell durch eine vergleichende Berechnung in der *Workbench* auf Plausibilität untersucht werden. Dies erscheint insbesondere daher sinnvoll, da das Einlesen der zur Verfügung gestellten geometrischen Datensätze einer Vollgewindeschraube in *Mechanical APDL* nicht möglich ist.

Das Ziel ist ein im Grundsatz gleiches Modell, analog zu Abschnitt 3.1 zu entwickeln. Dabei soll der einzige Unterschied im Aufbau der Schraube liegen, da hier der vorhandene CAD-Datensatz der Schraubengeometrie verwendet wird, anstatt die diese mit den Mitteln von *ANSYS* zu erzeugen.

### 3.2.1 Geometrie

Zur Erstellung der Geometrie stellt die *Workbench* zwei voneinander unabhängige Programme bereit. In diesem Fall wird der *DesignModeler* verwendet. Der *DesignModeler*

ähnelt einem klassischen CAD-Programm und bietet umfangreiche Möglichkeiten in der Parametrisierung. Wie eingangs erwähnt sollen zur Abbildung der Schraube die vorhandenen CAD-Daten einer Vollgewindeschraube eingesetzt werden. Die Daten stehen im *Acis*-Format mit der Dateiendung *.sat* zur Verfügung. Über die Importfunktion des *DesignModeler* können CAD-Daten eines externen Programmes eingelesen werden. Nach dem Laden der *.sat*-Datei steht die Geometrie als Volumenkörper bereit (Vgl. Abb. 3.1). Die Erstellung des Holzgewindes und der weiteren Holzmatrix verläuft mit den Funktionen des *DesignModelers* problemlos. Zur besseren Lasteinleitung wird die komplizierte Geometrie des Schraubenkopfes durch ein Zylindervolumen ersetzt.

#### 3.2.2 Vernetzung

Nach der Erstellung der Geometrie wechselt der Anwender über die *Workbench* zum Programm *Mechanical*. Hier lassen sich nun sämtliche Analyseschritte, inklusive der Berechnung und dem Postprocessing, durchführen. Im Gegensatz zu *Mechanical APDL* wird die Vernetzung hier zunächst vollautomatisch für alle vorhandenen Körper durchgeführt. Die Elementtypen werden vom Programm selbst gewählt. Um Einfluss auf die Wahl und Größe der Elemente zu nehmen, können zusätzliche Optionen hinzugewählt werden. Neben der Größe kann zum Beispiel zwischen der Option *Tetraeder* oder *Hexaederdominant* gewählt werden. Bei zuletzt genannter Option versucht das Programm möglichst weite Bereiche der Geometrie mit Hexaeder- und den übrigen Teil mit Tetraederelementen zu vernetzen. Beispielhaft ist in Abbildung 3.14 die mit dieser Technik vernetzte Schraube zu sehen.

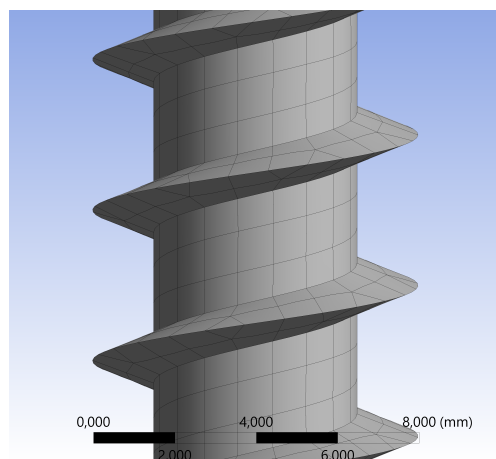


Abbildung 3.14: Vernetzte Schraube mit überwiegend Hexaederelementen

Die Elementgröße wird im Modell analog zu den Einstellungen in *Mechanical APDL* gewählt. Außerdem wird für den Übergang zwischen Bereichen großer und kleiner Elemente ein weicher Übergang vorgegeben. Grundsätzlich scheint die Technologie der Vernetzung

in *Workbench* sehr fortschrittlich. Selbst komplizierte Geometrien wie die der Schraube (inklusive Kopf und Bohrspitze) lassen sich mit einem Klick und in deutlich kürzerer Zeit fehlerfrei vernetzen. Das vollständig vernetzte Modell ist in Abbildung 3.15 dargestellt.

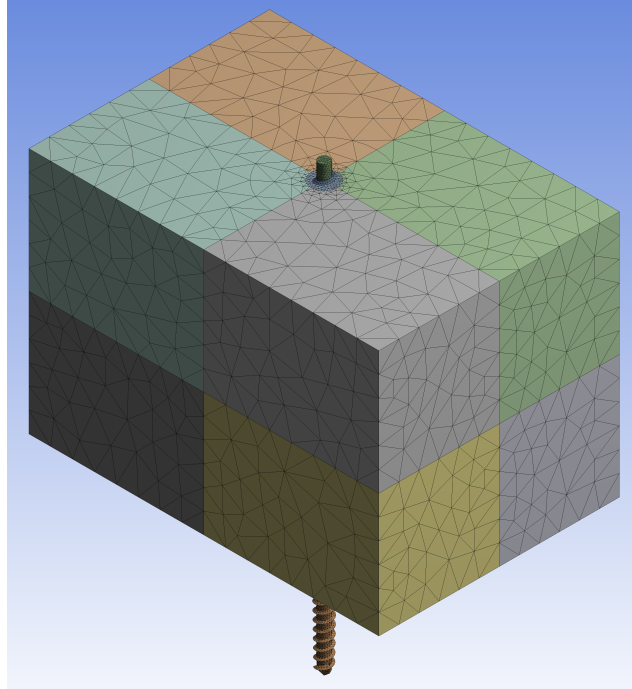


Abbildung 3.15: Vernetztes Modell

### 3.2.3 Kontakt

Die Modellierung der Kontaktbedingung zwischen Schraube und Holz wird in der *Workbench* weitgehend automatisch ausgeführt. Die Kontaktbereiche werden eigenständig erkannt und in *target*- und *contact*-Flächen eingeteilt. Diese Zuordnung lässt sich jederzeit umkehren. Als Kontakttyp wird *Reibungsbehaftet* gewählt und der Algorithmus wird vom *Pure Penalty-Verfahren* auf das robustere *Augmented-Lagrange-Verfahren* umgestellt. Zur Schließung möglicher Lücken zwischen Holzgewinde und Schraube wird weiterhin für diesen Bereich in der Kontaktbehandlung die Option *Auf Berührung anpassen* gewählt.

### 3.2.4 Analyseinstellungen

Die Analyseinstellungen werden weitgehend auf *Programmgesteuert* belassen. Die automatische Zeitschrittsteuerung, d.h. in wie viele Zeitschritte die Berechnung zerlegt wird, wird aktiviert und eine gewünschte Anzahl an Mindestschritten vorgegeben.



### 3.2.5 Randbedingungen und Lasteinleitung

Die Lagerung wird identisch mit der des Modells in *Mechanical APDL* gewählt. Zur Lasteinleitung wird auf die obere Fläche des Schraubenkopfes eine Verschiebung vorgegeben. Dabei wird programmintern ein *pilot-node* erstellt und die Verschiebung für ebendiesen vorgegeben, vollkommen analog zur Vorgehensweise wie in Abschnitt 3.1.6 beschrieben.

### 3.2.6 Ergebnis und Diskussion

Ein Vergleich der erzielten axialen Steifigkeiten zeigt eine Differenz beider Modelle von weniger als 2%. Es kann also davon ausgegangen werden, dass die manuell erzeugte Geometrie in *Mechanical APDL* die tatsächliche Schraubengeometrie zutreffend abbildet. Im weiteren Verlauf wird aufgrund der Möglichkeiten in der Parametrisierung die Modellierung mit *Mechanical APDL* fortgesetzt.

## 3.3 Ergebnisse

In diesem Abschnitt sollen die Ergebnisse einiger Berechnungen vorgestellt werden. Neben den grundsätzlichen Spannungs- und Verformungszuständen, soll beispielsweise auch der Einfluss der Einbindelänge des Gewindes untersucht werden. Zu diesem Zweck werden mithilfe des zuvor entwickelten parametrischen Modells verschiedene Modelle generiert und berechnet. Wenn nicht anders angegeben, werden die folgenden Ergebnisse mit den in Tabelle 3.3 angegebenen Parametern erzeugt.

Aufgrund der Vereinfachungen des Modells, z.B. die Verwendung eines linearen Materialmodells, können die Ergebnisse nur einen qualitativen Eindruck der Zustände im Holz vermitteln.

Tabelle 3.3: Parameter

Parameter:	Wert [mm bzw. Grad]
bblock	160
hblock	48
tblock	60
p	3,7
daussen	8
dkern	5
fawinkel	90
meshscrew	1
meshverf (Vgl. Abschn. 5.3)	2
meshblock	6
fwinkel1, fwinkel2	20
ykopf	1

Für das linear elastische Materialgesetz werden die benötigten Elastizitäts- und Schubmoduln aus den in Tabelle 3.2 angegebenen Verhältnissen bestimmt. Für den E-Modul in Faserrichtung  $E_0$  wird von einem Holz der Festigkeitsklasse C24 ausgegangen und der Wert aus Tabelle 1 der DIN EN 338 [14] entnommen. Die Querkontraktionszahlen werden nach Neuhaus [21] gewählt. Daraus ergeben sich die in Tabelle 3.4 angegebenen Materialkennwerte. Die Elastizitäts- und Schubmoduln sind in der Einheit  $\text{N}/\text{mm}^2$  angegeben.

Tabelle 3.4: Elastizitätskonstanten

$E_0$	$E_{90}$	$G$	$G_R$	$\nu_{xy}$	$\nu_{yz}$	$\nu_{xz}$
11000	550	690	69	0,033	0,6	0,027

### 3.3.1 Axiale Steifigkeit

Die axiale Steifigkeit erreicht bei diesem Modell einen Wert von  $24,1 \text{ kN}/\text{mm}$ . Das dazugehörige Kraft-Relativverschiebungsdiagramm ist in Abbildung 3.16 dargestellt.

Für die Auswertung wird der Weg in Anlehnung an die später durchgeführten Ausziehver-

suche gemessen. D. h. es wird die Verschiebung eines Punktes der Schraube ausgewertet, welcher sich in der Ausgangslage auf der Oberseite des Holzkörpers befindet. Weiterhin wird von diesem Messwert die mittlere Verschiebung der beiden Punkte des Holzkörpers abgezogen, welche sich auf der Vorder- bzw. Rückseite in den Flächenschwerpunkten befinden. Daraus ergibt sich eine etwas höhere Steifigkeit im Vergleich zur reinen Messung der Verschiebung des Schraubenkopfes.

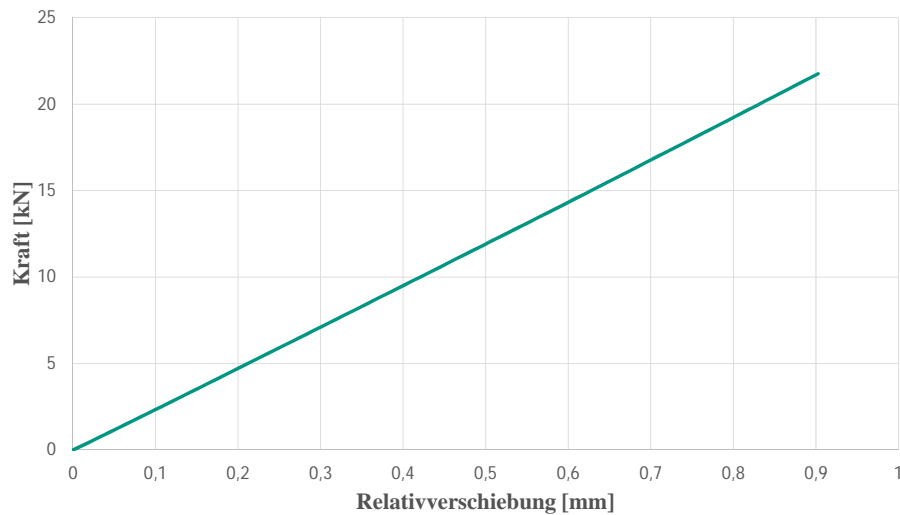


Abbildung 3.16: Kraft-Relativverschiebungs-Diagramm

### 3.3.2 Verformungen von Schraube und Holzmatrix

In Abbildung 3.17 ist die Verformung in Richtung der Schraubenachse in einem Schnitt dargestellt. Es zeigt den Zustand in dem der Schraubenkopf um 1 mm verschoben wurde. Es ist gut zu erkennen, dass die Verformung entsprechend der Vorgabe, am Schraubenkopf den höchsten Wert erreicht. Die im oberen Bereich der Einbindelänge deutlich sichtbare Relativverschiebung zwischen Schraube und Holz baut sich entlang der Schraubenachse zunehmend ab, bis sie an der Unterseite des Holzkörpers etwa bei Null liegt.

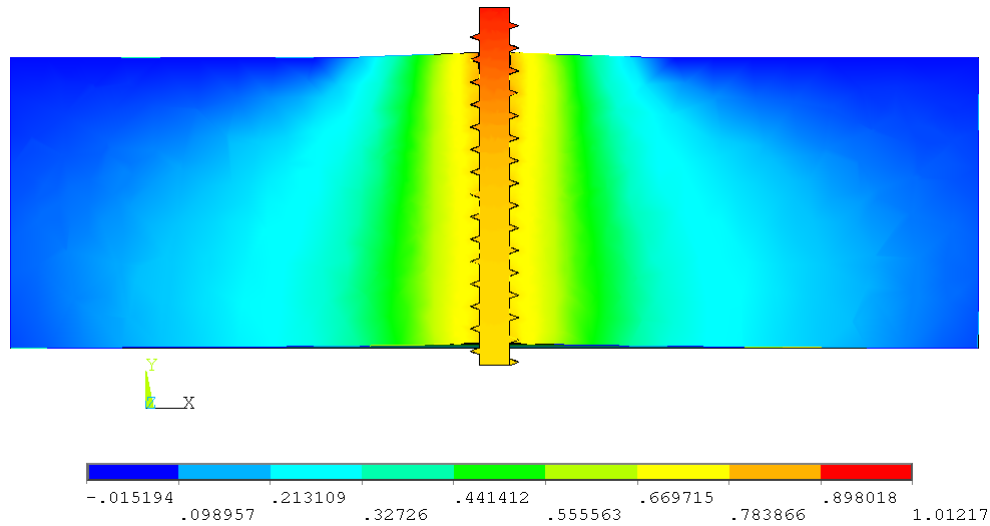


Abbildung 3.17: Verschiebungen/Verformung in vertikaler Richtung

Ein Ausschnitt dieser Darstellung ist in Abbildung 3.18 angegeben. Hier zeigt sich das Verhalten im Bereich der Kontakte. Während auf der Oberseite der Gewindeflanken der Kontakt bestehen bleibt, ergeben sich an der Unterseite kontaktlose Bereiche.

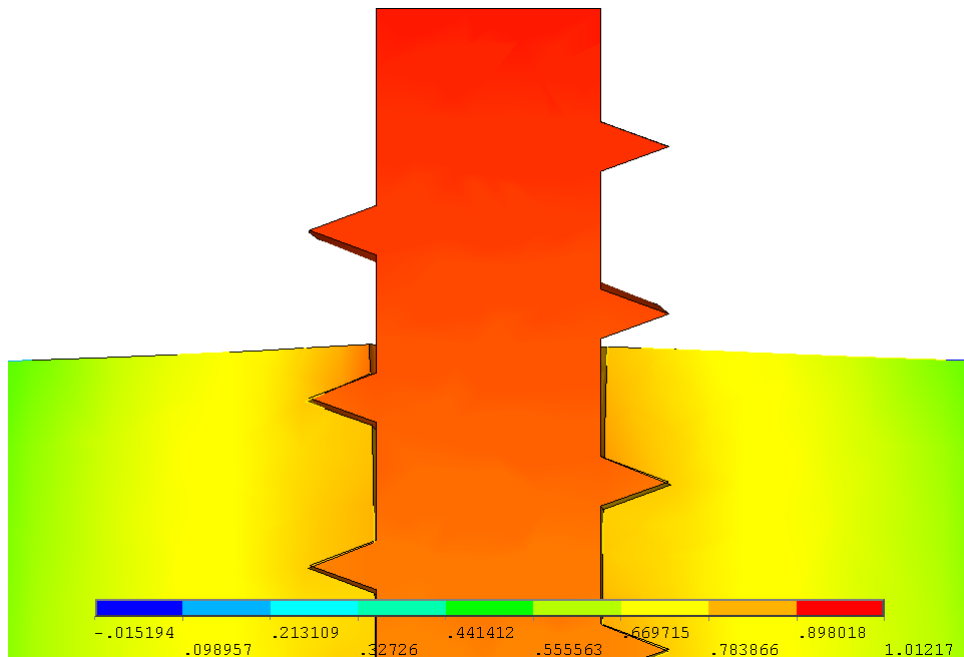


Abbildung 3.18: Detail zur Verformung

Betrachtet man die entsprechende Draufsicht des Holzes (Vgl. Abb. 3.19) fällt auf, dass sich die Verformungsfigur im Bereich der Schraube nicht kreisförmig sondern ellipsenförmig einstellt. Darin zeigt sich die Orthotropie des Holzes.

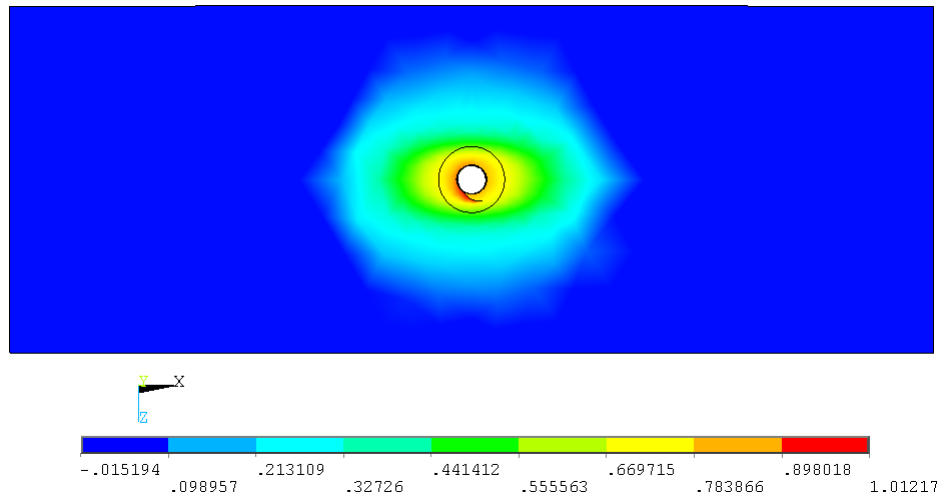


Abbildung 3.19: Draufsicht Verformung

### 3.3.3 Spannungen der Schraube

Es werden die Spannungen parallel zur Schraubenachse betrachtet. Unter der maximalen Verschiebung des Schraubenkopfes von 1 mm, stellt sich eine Reaktionskraft von 19,6 kN ein. Daraus ergibt sich am Schraubenkopf, bezogen auf den Kernquerschnitt, eine Spannung von knapp 1000 N/mm<sup>2</sup>. Der gesamte Verlauf und ein Detailausschnitt der Spannungen sind in Abbildung 3.20 dargestellt. Im Detailausschnitt wird deutlich, dass sich im Bereich der Oberseiten der Gewindeflanken Zug- und an den Flankenunterseiten Druckspannungen einstellen. Weiterhin ist zu erkennen, wie die Spannungen vom Schraubenkopf in Richtung Spitze mit jedem Gewindegang abnehmen.

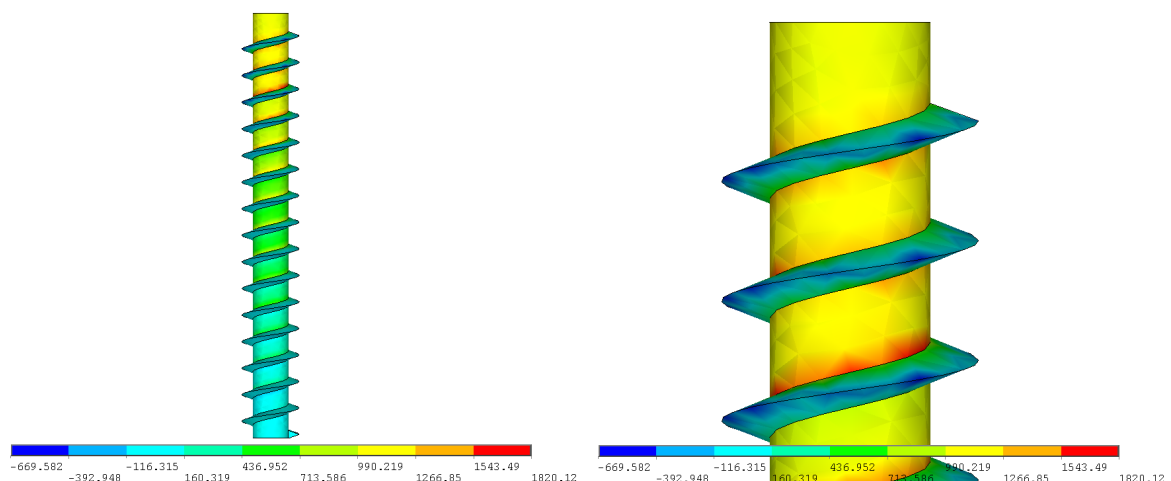


Abbildung 3.20: Spannungen parallel zur Schraubenachse

Noch deutlicher wird dies anhand des Diagramms in Abbildung 3.21. Hier ist die Längs-

spannung im Schraubenkern, entlang eines Pfades über die Länge der Schraube, dargestellt. Nach einem kurzen Bereich der Lasteinleitung werden die Spannung nahezu linear entlang der Schraubenachse abgebaut. In Höhe der halben Schraubenlänge beträgt die Spannung etwa 50% der Maximalspannung.

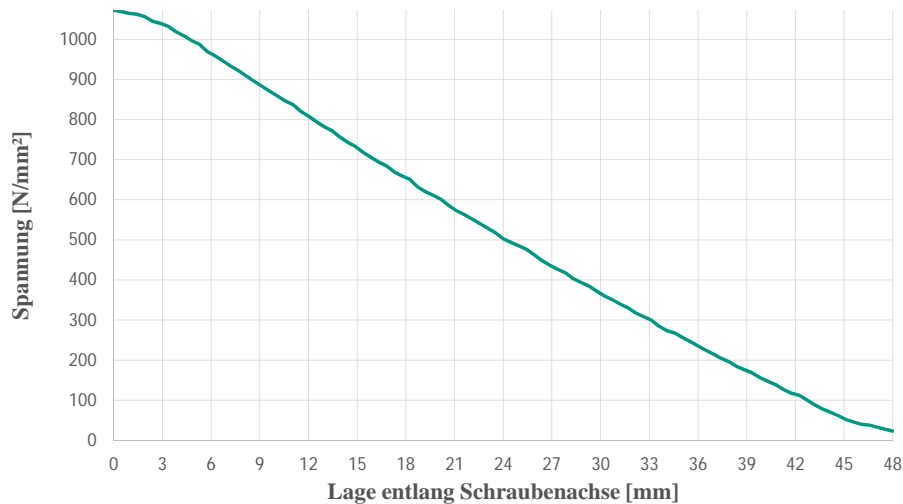


Abbildung 3.21: Längsspannung entlang der Schraubenachse

### 3.3.4 Spannungen im Holz

Zur qualitativen Beurteilung des Spannungszustandes im Holz ist zunächst eine Anpassung der Legendenskala notwendig. Andernfalls werden die Spannungsbilder aufgrund von Extremwerten weitgehend mit einer einheitlichen Farbe dargestellt. Außerdem erscheint es zweckmäßig einen Nullpunkt der Skala zu definieren, um Bereiche mit Zug- und Druckspannungen besser unterscheiden zu können. Die grau schattierten Bereiche zeigen Spannungen an, welche sich außerhalb der gewählten Skala befinden.

### Spannungen in vertikaler Richtung (Querzug)

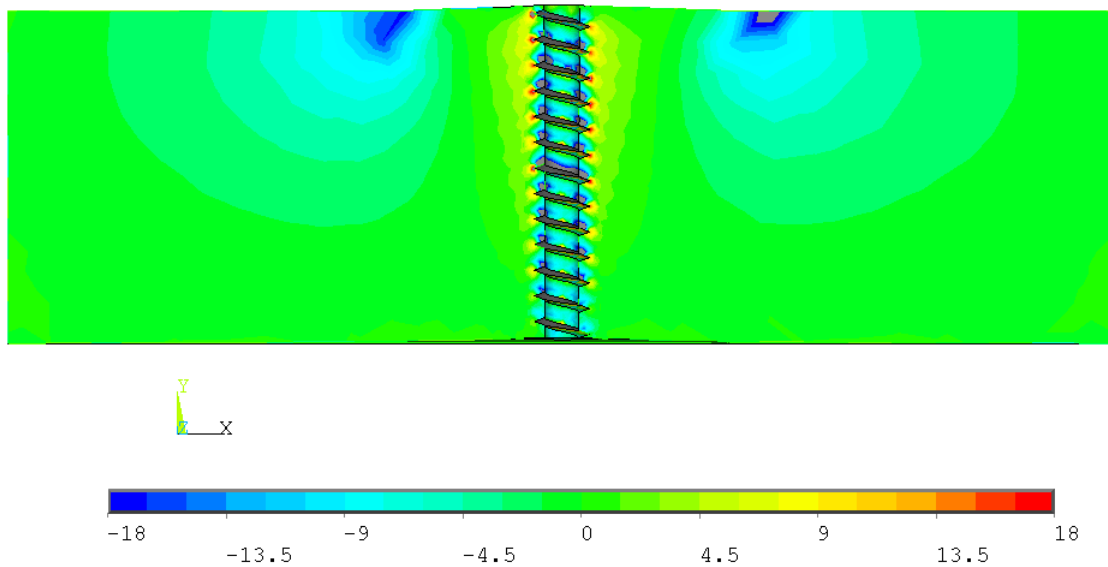


Abbildung 3.22: Vertikalspannungen im Holz, Vorderansicht

In Abbildung 3.22 sind die Spannungen in vertikaler Richtung dargestellt. Darin ist zu erkennen, wie sich oberhalb der Gewindeflanken lokal hohe Druckspannungen einstellen.

Um die Schraube herum entsteht ein trichterförmiger Bereich mit Zugspannungen. Die maximalen Zugspannungen bilden sich jeweils an den Spitzen der Gewindeflanken direkt unterhalb der Druckspannungen aus.

Im näher zur Schraube gelegenen Bereich der Vertikallager stellen sich Druckkräfte ein, welche sich in Richtung der Ränder abbauen und im äußeren Bereich in (sehr geringe) Zugspannungen übergehen. Diese Zugspannungen resultieren aus der gewählten Lagerung, da die Knoten der oberen Fläche des Holzkörpers keine Bewegungen in vertikaler Richtung zulassen. Da die Spannungen allerdings sehr gering ausfallen, ist nicht damit zu rechnen, dass sie das Ergebnis maßgeblich beeinflussen.

Zur Verdeutlichung der Vertikalspannungen ist in Abbildung 3.23 eine Draufsicht dieser Spannungen dargestellt.

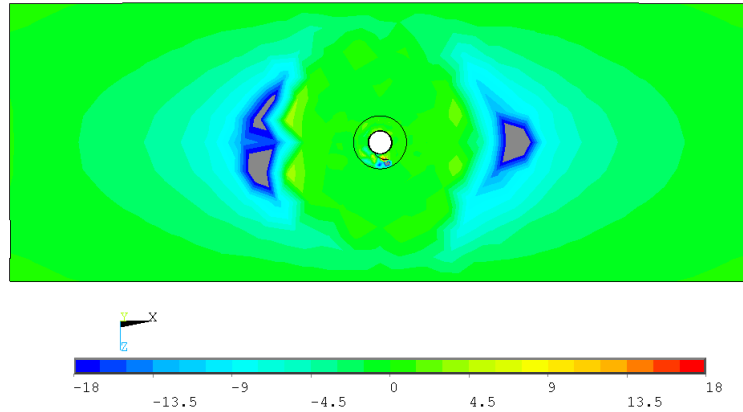


Abbildung 3.23: Draufsicht Vertikalspannungen

In Abbildung 3.24 ist der zu Abbildung 3.22 um  $90^\circ$  versetzte Schnitt bei gleicher Legenskalisierung dargestellt. Hier fallen die Spannungen im Vergleich deutlich geringer aus und bauen sich bereits im oberen Drittel weitgehend ab.

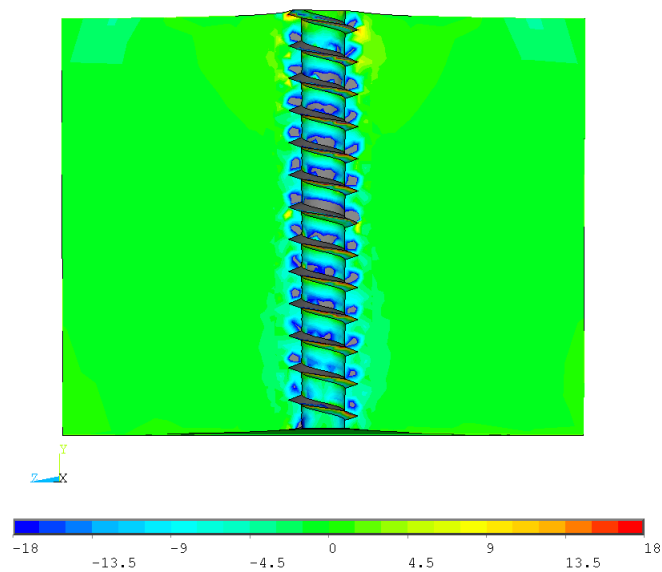


Abbildung 3.24: Vertikalspannungen im Holz, Seitenansicht

### Schubspannungen

Zur Beurteilung der Schubspannungen werden ebenfalls die Schnitte in der Vorder- und Seitenansicht betrachtet (Vgl. Abb. 3.25 und 3.26).



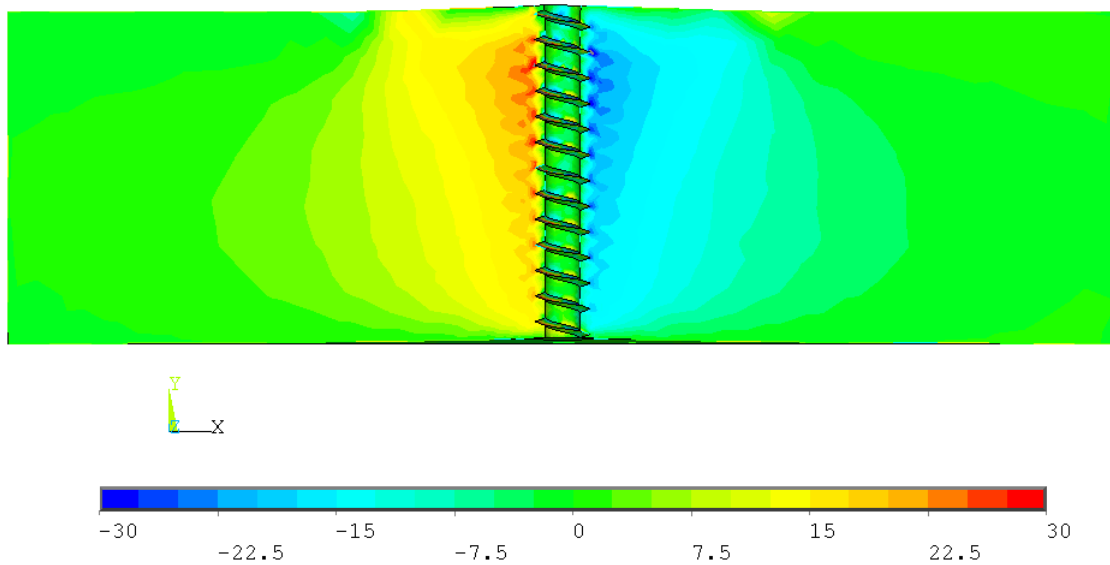


Abbildung 3.25: Schubspannungen im Holz, Vorderansicht

Werden die entsprechenden Legenden berücksichtigt, fallen auch hier quantitativ deutliche Unterschiede der beiden Betrachtungsebenen auf. Außerdem zeigt sich längs der Faser eine erheblich größere Spannungsausbreitung als in Querrichtung.

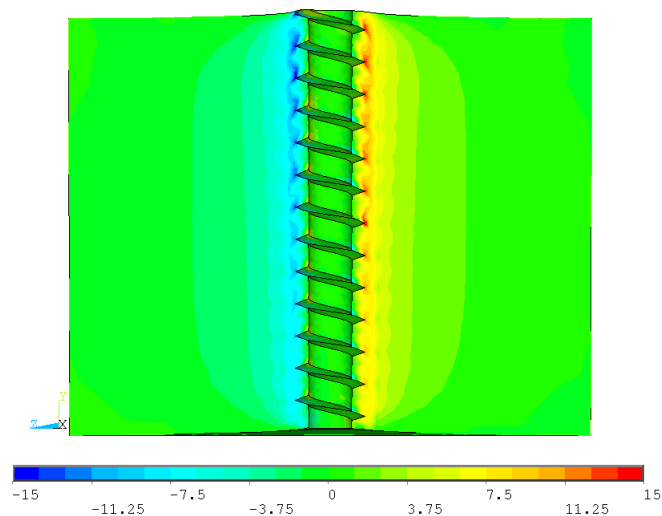


Abbildung 3.26: Schubspannungen im Holz, Seitenansicht

Für Abbildung 3.27 wurde ein zylindrisches Koordinatensystem gewählt (daher tragen alle Werte ein negatives Vorzeichen) und die Ergebnisse auf einen virtuellen Zylinder projiziert. Der Durchmesser des Zylinders entspricht dem Nenndurchmesser der Schraube. Dargestellt sind dementsprechend die Schubspannungen, welche für ein Abscheren der Schraube verantwortlich wären. Hier zeigen sich noch einmal deutlich die Unterschiede zwischen Faserrichtung und quer zur Faser. Die maximalen Schubspannungen entstehen

jeweils an der Flankenspitze und erreichen ihren Höchstwert im Bereich der dritten Gewindesteigung ab Oberkante des Holzblocks.

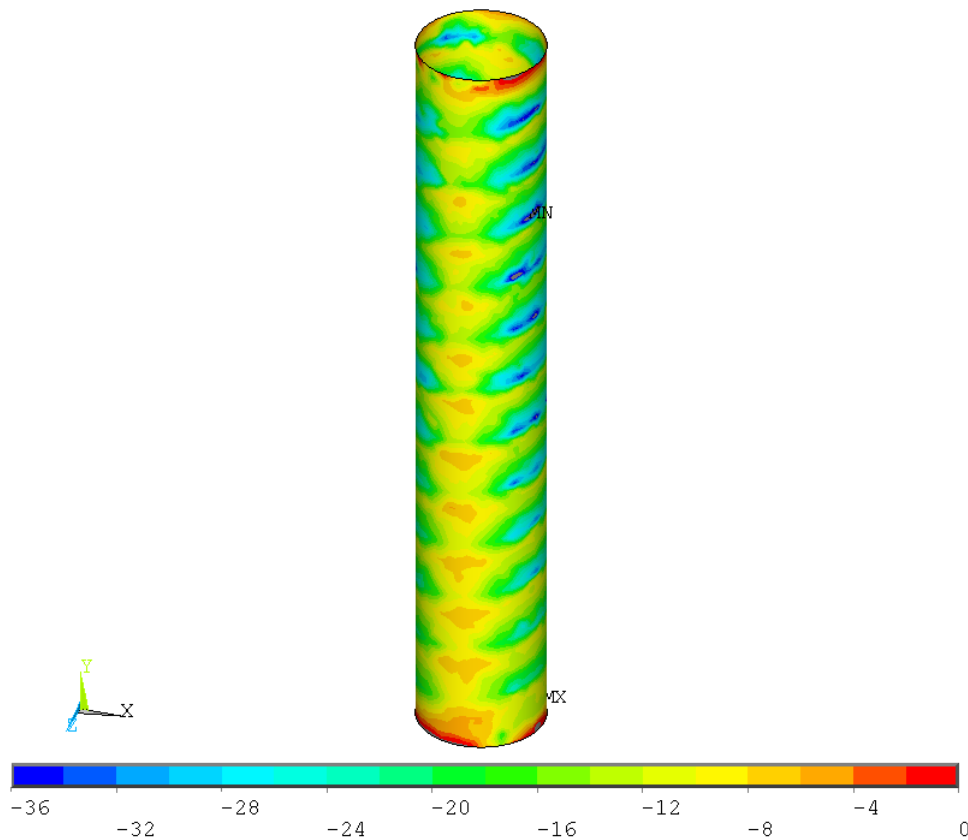


Abbildung 3.27: Schubspannungen im Holz

### 3.3.5 Variation der Einbindetiefe

Bisher wurden alle Ergebnisse anhand eines 48 mm hohen Probekörpers und einer durchgehend eingebundenen Schraube gezeigt. Nun sollen für das qualitative Verständnis der Spannungszustände zwei weitere Konfigurationen untersucht werden. Zum einen wird eine Einbindetiefe von  $5 \cdot d = 40$  mm, bei einer Probekörperhöhe von 60 mm sowie zum anderen eine Einbindetiefe von 300 mm, bei einem Probekörper mit ebendieser Höhe, untersucht. Alle anderen Parameter, mit Ausnahme einer leicht veränderten Netzdichte, sind mit denen des vorherigen Modells identisch.

#### Einbindetiefe 5d

Werden die Querzugspannungen betrachtet (Vgl. Abbildung 3.28), so zeigt sich ein Maximum der Spannungen im Bereich der Schraubenspitze. In der oberen Hälfte der Einbindetiefe zeigt sich dagegen ein ähnlicher Spannungsverlauf wie bei einer durchgängigen

Schraube. Ab der Schraubeneintrittsstelle nehmen die Spannungen bis zum Erreichen eines lokalen Maximums zu und klingen in weiterer Tiefe wieder leicht ab.

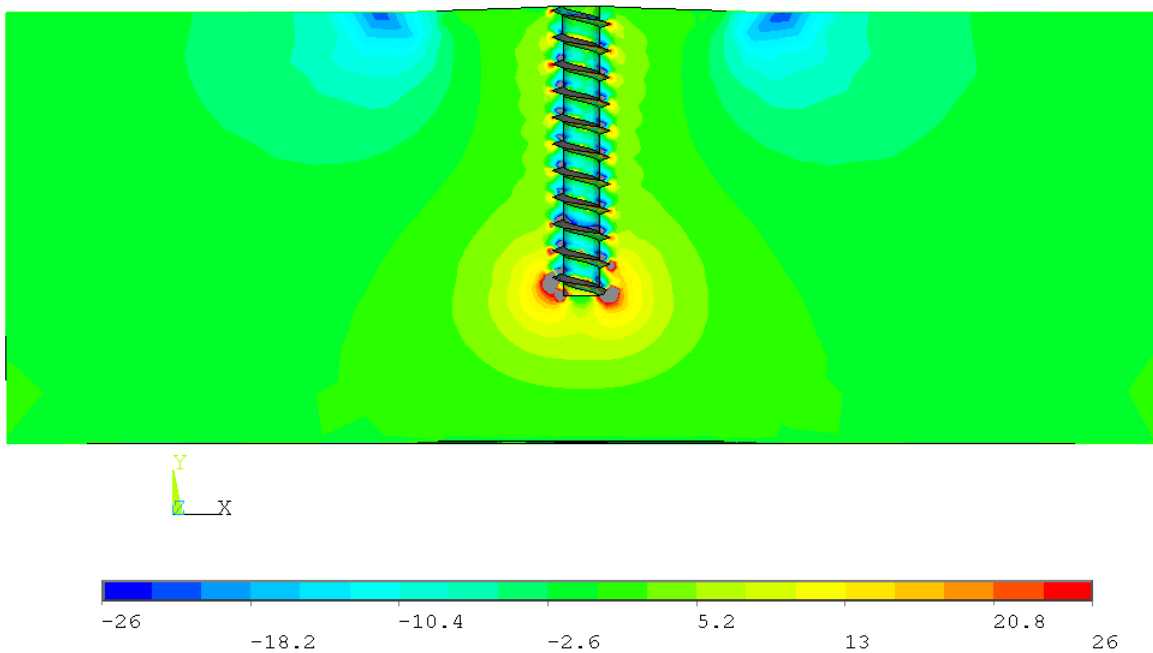


Abbildung 3.28: Querzugspannungen im Holz, Vorderansicht

Der in Abbildung 3.29 gezeigte Verlauf der Schubspannungen verhält sich sehr ähnlich zum vorher diskutierten Beispiel.

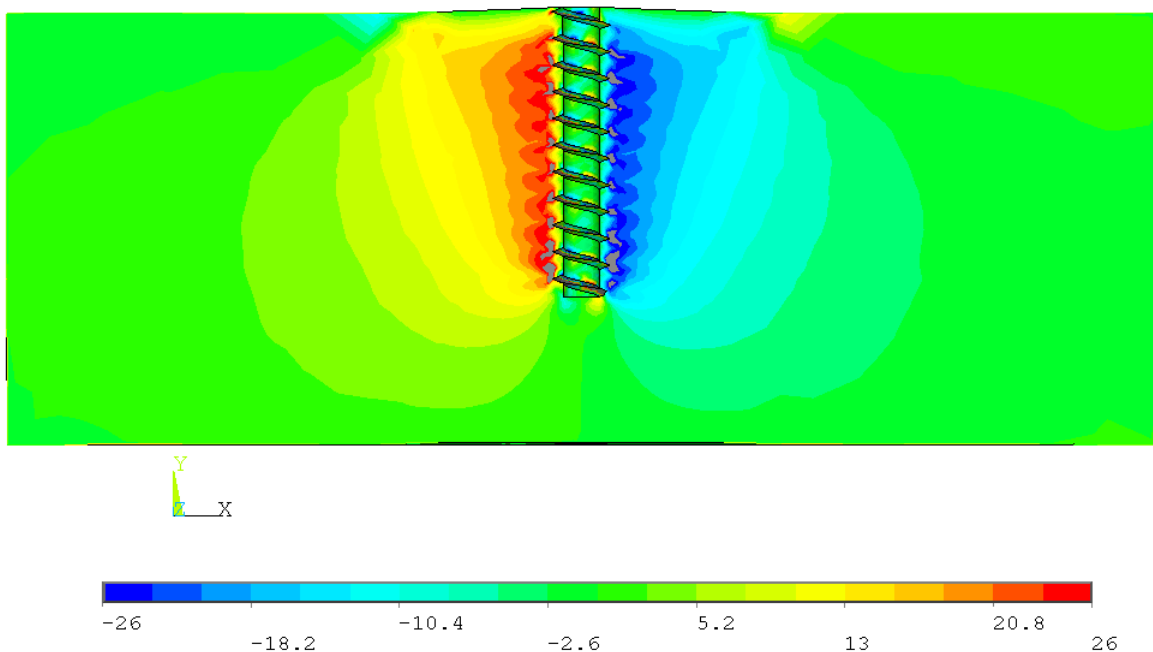


Abbildung 3.29: Schubspannungen im Holz, Vorderansicht

Abbildung 3.30 zeigt der Vollständigkeit halber die Spannungen entlang der Schraubenachse. Die axiale Steifigkeit beträgt  $25,3 \text{ kN/mm}$ . Diese im Vergleich zum Standardmodell leicht erhöhte Steifigkeit, trotz einer um  $8 \text{ mm}$  kürzeren Einbindetiefe, lässt sich möglicherweise durch ein etwas gröberes Netz im Falle des  $5\text{d}$ -Modells oder aber durch die größere Höhe des Holzkörpers erklären.

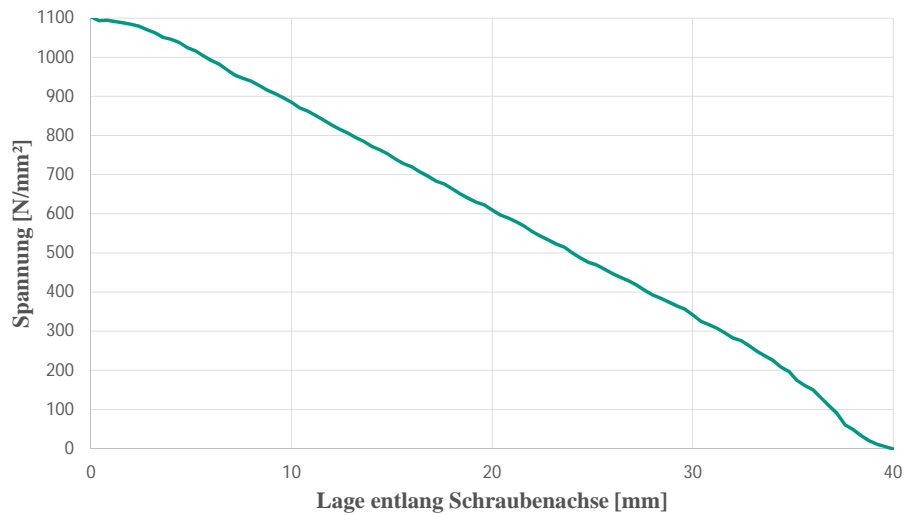


Abbildung 3.30: Längsspannung der Schraube

### Einbindetiefe 300 mm

Bei einer Einbindetiefe von  $300 \text{ mm}$  zeigt sich, dass nur eine gewisse Länge der Schraube maßgeblich für die Einleitung der Kräfte in das Holz verantwortlich ist. Dazu zeigen Abbildung 3.31 und 3.32 die Spannungen des Holzes parallel zur Schraubenachse am gesamten Körper sowie an einem Detailausschnitt.

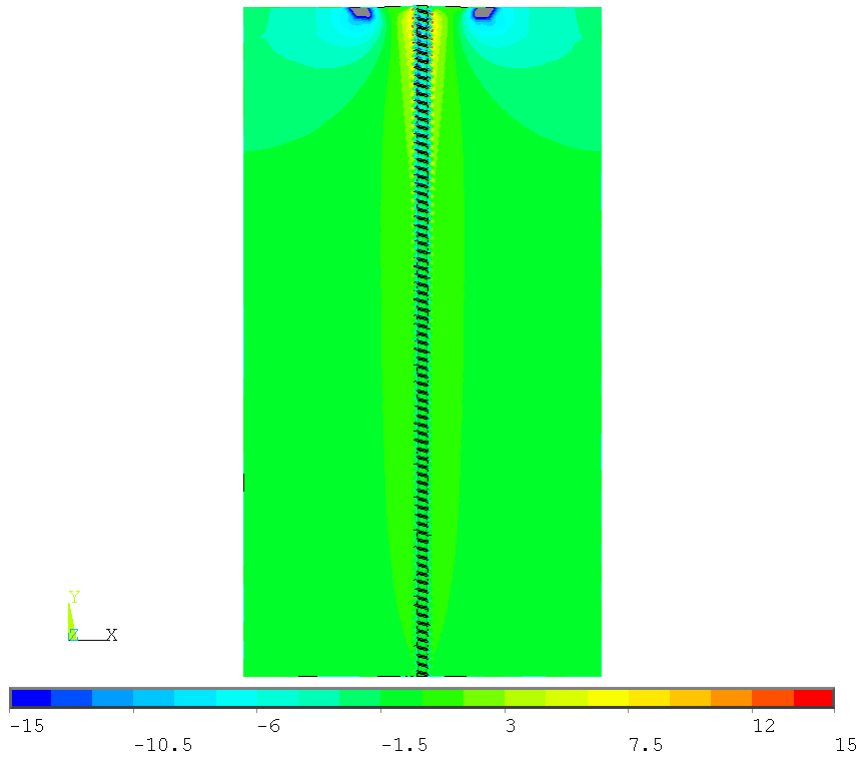


Abbildung 3.31: Querspannungen im Holz, Vorderansicht

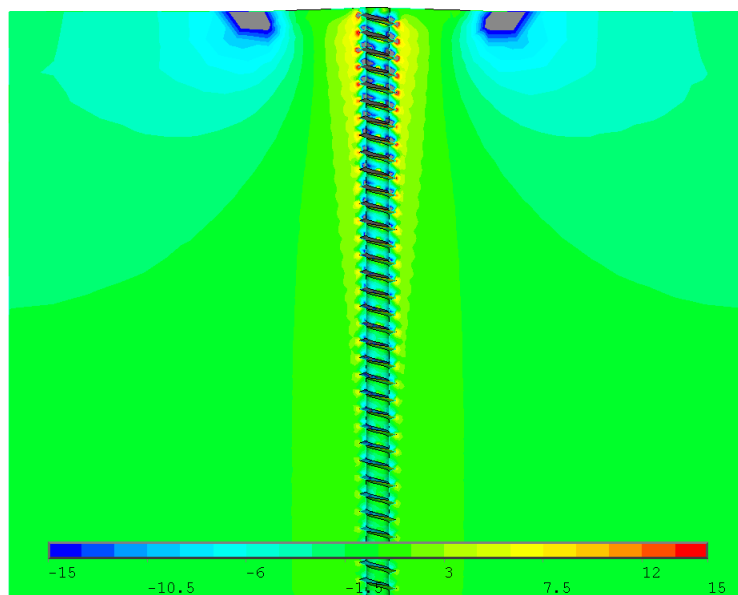


Abbildung 3.32: Querspannungen im Holz, Ausschnitt Vorderansicht

Der Verlauf der Spannungen in der Schraube ist jetzt stark nichtlinear. Bereits im ersten Drittel der Einbindetiefe werden etwa 80% der Spannungen abgebaut (Vgl. Abb. 3.33).

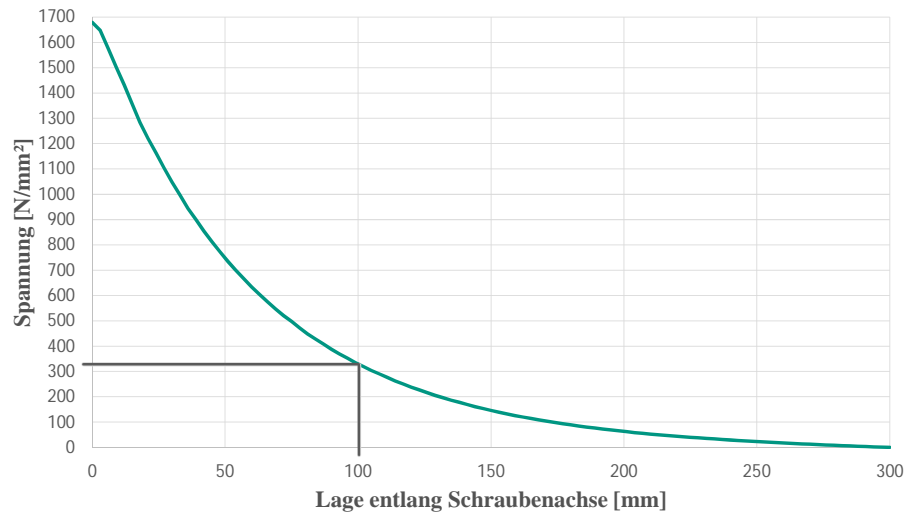


Abbildung 3.33: Längsspannungen der Schraube

Die axiale Steifigkeit beträgt  $62,8 \text{ kN/mm}$ . Sie ist damit nur etwa 2,5 mal so groß wie die des 5d-Modells, trotz einer 7,5 mal längeren Einbindetiefe. Demzufolge ist auch die axiale Steifigkeit nicht linear von der Einbindetiefe abhängig und strebt wahrscheinlich gegen einen Grenzwert.

## 4 Auswertung bestehender Versuche

Zur Untersuchung der axialen Steifigkeit von Holzschraubenverbindungen in Vollholz aus Fichte wurden bereits Versuche am Institut für Holzbau und Baukonstruktionen durchgeführt. Neben Ausziehversuchen wurde die Steifigkeit auch mittels Druckscherversuchen ermittelt. Aufgrund des Simulationsmodells sollen hier nur die Ausziehversuche näher beleuchtet werden. In zwei Prüferien wurden dabei zum einen zwei verschiedene Kraft-Faserwinkel,  $30^\circ$  und  $45^\circ$ , sowie zum anderen der Einfluss der Einbindelänge der Schraube, unter Beibehaltung eines Kraft-Faserwinkels von  $45^\circ$ , untersucht.

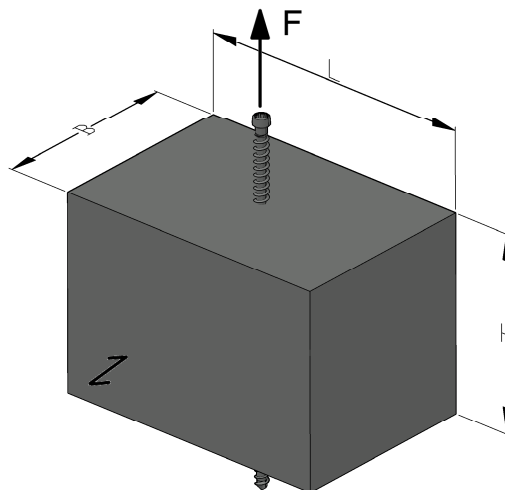


Abbildung 4.1: Geometrie der Versuchskörper

### 4.1 Versuche zum Einfluss des Kraft-Faserwinkels

Zur Untersuchung des Einflusses des Kraftfaserwinkels wurden 9 Ausziehversuche bei einem Winkel von  $30^\circ$  und 11 Versuche bei einem Winkel von  $45^\circ$  durchgeführt.

#### 4.1.1 Probekörpergeometrie

Die Geometrie der Probekörper wurde in Anlehnung an DIN EN 1382 [13] festgelegt, sie ist schematisch in Abbildung 4.1 dargestellt. Länge und Breite der Probekörper be-

trugen 160 mm x 110 mm . Die Höhe wurde in Anlehnung an die parallel durchgeführten Druckscherversuche zu 130 mm bei 30° und 113 mm bei 45° gewählt.

### 4.1.2 Schraubentyp

Es wurden selbstbohrende Vollgewindeschrauben mit einem Nenndurchmesser von 8 mm verwendet.

### 4.1.3 Versuchsdurchführung

In die bei 20°C und 65% relativer Luftfeuchte klimatisierten Probekörper wurden die Schrauben ohne Vorbohren eingeschraubt. Zur Messung der relativen Verschiebungen zwischen Schraube und Holz wurden auf halber Höhe der Probekörper, jeweils vorne und hinten, zwei induktive Wegaufnehmer montiert. Sie messen jeweils nach oben beziehungsweise unten zu einem Referenzpunkt der Schraube. Darüber hinaus wurden zwei weitere Wegaufnehmer auf der Oberseite befestigt, welche aber im weiteren Verlauf nicht betrachtet werden sollen. Als Lager diente eine 20 mm dicke Stahlplatte mit einer kreisrunden Aussparung im Bereich der Schraube mit einem Durchmesser von 50 mm. Zur Einleitung der Last in die Schraube wird der Schraubenkopf in einer entsprechenden Vorrichtung der Prüfmaschine möglichst zwängungsfrei gehalten. Der vollständige Versuchsaufbau ist in Abbildung 4.2 dargestellt.

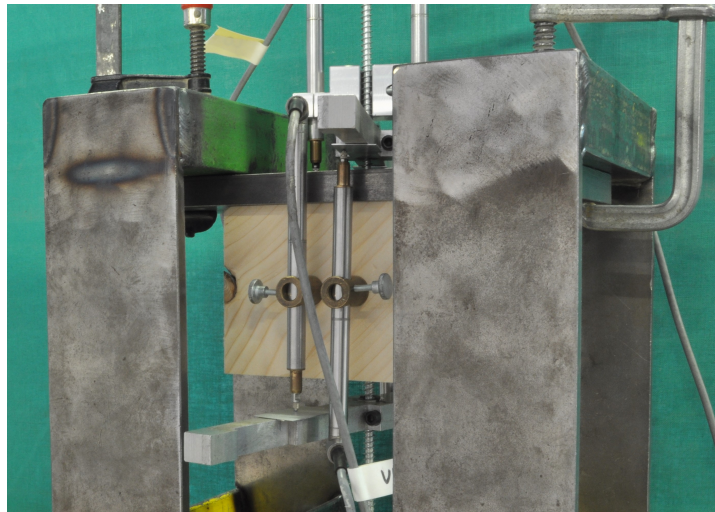


Abbildung 4.2: Versuchsaufbau

Die Belastung erfolgte in Anlehnung an DIN EN 383 [11]. Es wird zunächst, durch Vorversuche oder Berechnungen, die Maximallast  $F_{max}$  geschätzt. Während der Versuchsdurchführung wird dann gleichmäßig eine Verschiebung bis zum Erreichen einer Kraft



von  $0,4 \cdot F_{max}$  aufgebracht. Anschließend wird bis  $0,1 \cdot F_{max}$  entlastet und danach bis zum Versagen wieder belastet (Vgl. Abb. 4.3).

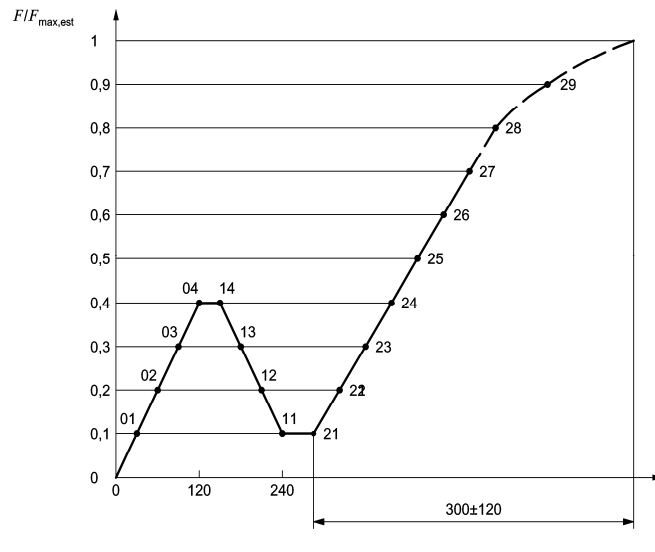


Abbildung 4.3: Belastungsverfahren nach DIN EN 383 [11]

#### 4.1.4 Ergebnisse

In Abbildung 4.4 ist das Kraft-Relativverschiebungsdiagramm des Versuchs 1.1-3 beispielhaft für die Versuchsergebnisse dieser Serie dargestellt. Die Abszisse beschreibt hier die Relativverschiebung zwischen der Schraube an der Oberseite und des Holzblocks in der Mitte. Dabei wurde bereits die Stahldehnung für den Bereich zwischen Messpunkt der Schraube und Oberkante des Holzblocks abgezogen. Im Diagramm ist deutlich der ausgeprägt lineare Bereich vor Erreichen der Maximallast zu erkennen. Im gezeigten Beispiel ergab sich eine Maximallast von  $F_{max} = 15,08 \text{ kN}$  und eine Steifigkeit von  $K_{ser} = 27,9 \text{ kN/mm}$ . Die Mittelwerte der untersuchten Parameter sind in Tabelle 4.1 angegeben.

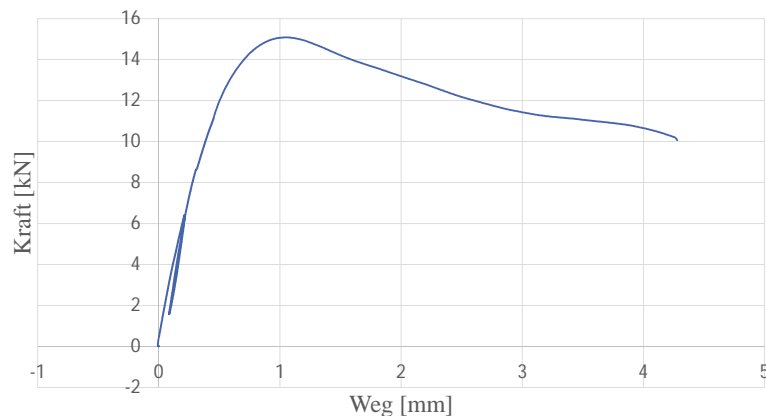


Abbildung 4.4: Versuchsergebnis Versuch 1.1-3,  $45^\circ$

Tabelle 4.1: Ergebnisse

Serie	$F_{max,mean}$ [kN]	$K_{ser,mean}$ [kN/mm]	$\rho_{mean}$ [kg/m <sup>3</sup> ]
30°	18,99	30,12	411
45°	16,15	27,65	407

## 4.2 Versuche zum Einfluss der Einbindelänge

Zur Untersuchung des Einflusses der Einbindelänge der Schraube im Holz auf die axiale Steifigkeit wurden je 5 Versuche mit variiertem Einbindelänge gemäß Tabelle 4.2 durchgeführt. Die Länge und Breite betrug bei allen Versuchen 160 bzw. 80 mm. Alle Probekörper wurden auf 20°C und 65% relativer Luftfeuchte klimatisiert und die Schrauben wurden ohne Vorbohren eingeschraubt. Der Kraftfaserwinkel betrug einheitlich 45°.

Die Versuchsdurchführung erfolgte analog zu Abschnitt 4.1.

Tabelle 4.2: Versuchsübersicht

Serie	Einbindelänge $l_{ef}$	Höhe des Probekörpers
29.1	$5 \cdot d$	40 mm
31.1	$10 \cdot d$	80 mm
35.1	$20 \cdot d$	160 mm
37.1	$25 \cdot d$	200 mm

### 4.2.1 Schraubentyp

Es wurden selbstbohrende Vollgewindeschrauben von drei unterschiedlichen Herstellern, jeweils mit einem Nenndurchmesser von 8 mm, verwendet.

### 4.2.2 Ergebnisse

In Abbildung 4.5 ist beispielhaft das Ergebnis des Versuchs 37.1-3 dargestellt. Die Mittelwerte der untersuchten Parameter aller Versuche sind in Tabelle 4.3 angegeben.

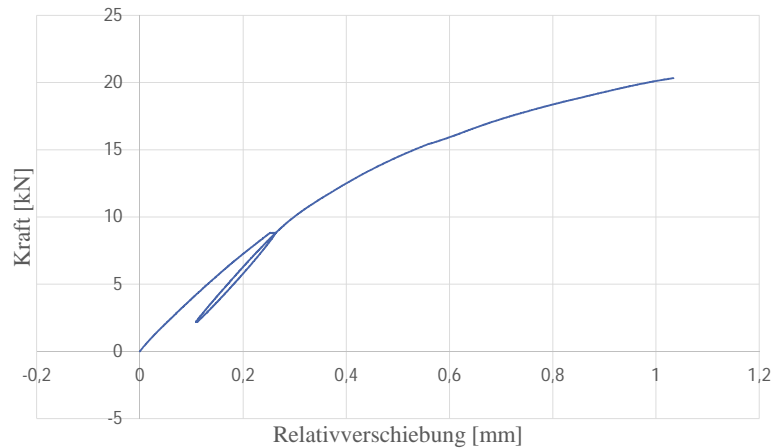


Abbildung 4.5: Versuchsergebnis Versuch 37.1-3

Tabelle 4.3: Ergebnisse

Serie	$F_{max,mean}$ [kN]	$K_{ser,mean}$ [kN/mm]	$\rho_{mean}$ [kg/m <sup>3</sup> ]
29.1	5,32	12,16	452
31.1	10,52	25,61	421
35.1	19,81	30,90	428
37.1	21,47	35,86	414

### 4.3 Abgleich des FE-Modells mit den Versuchsergebnissen

In diesem Abschnitt soll ein Abgleich zwischen FE-Berechnungen und den zuvor vorgestellten Versuchen erfolgen. Dazu wird zu jeder Versuchsreihe ein entsprechendes FE-Modell erstellt und die Ergebnisse aus Versuch und Modellierung gegenübergestellt. Da im Modell keine Bruchprozesse des Holzes abgebildet werden, kann hier keine Maximallast ermittelt werden. Damit verbleibt allein der Vergleich der axialen Steifigkeit über den  $K_{ser}$ -Wert.

Für die Versuchskörper sind, mit Ausnahme der Rohdichte, keine Materialparameter bekannt. Es wird angenommen, dass das Holz der Festigkeitsklasse C24 entsprach. Damit können die Materialparameter aus Abschnitt 4.1.4 übernommen werden. Ebenso werden die geometrischen Parameter der Schraube sowie der Netzdichte aus diesem Abschnitt übernommen.

In Abbildung 4.6 sind beispielhaft die Ergebnisse des Versuchs 2.1-4 der 30°-Serie und die Ergebnisse der Simulation gegenübergestellt.

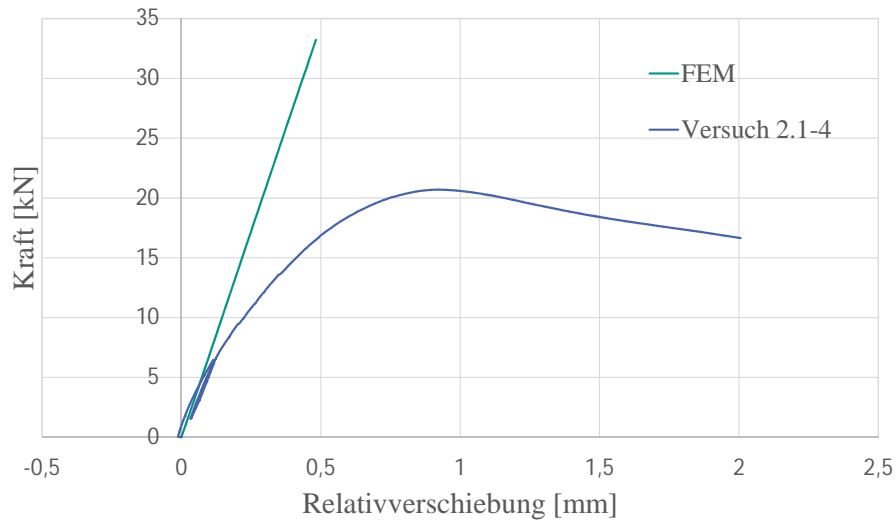


Abbildung 4.6: Vergleich FE mit Versuch 2.1-4

Es sei angemerkt, dass der im Diagramm dargestellte Versuch mit einem  $K_{ser}$ -Wert von 41,2 kN/mm den größten Wert seiner Serie repräsentiert. Eine Gegenüberstellung der Mittelwerte aus den Versuchen mit den im FE-Modell gewonnenen Werten ist in Tabelle 4.4 zusammengestellt.

Tabelle 4.4: Ergebnisse

Versuchsserie	$K_{ser,mean}$ [kN/mm]	$K_{ser,FE}$ [kN/mm]	$K_{ser,FE}/K_{ser,mean}$ [-]
30°	30,12	68,76	2,28
45°	27,65	54,52	1,97
29.1	12,16	27,25	2,24
31.1	25,61	49,20	1,92
35.1	30,90	63,93	2,07
37.1	35,86	66,34	1,85

## 4.4 Diskussion der Ergebnisse

Bei Betrachtung von Tabelle 4.4 fällt auf, dass die im Versuch und im Modell ermittelten axialen Steifigkeiten in erheblichem Maße voneinander abweichen. Im Modell wird die

Steifigkeit zwischen 85% und 128% überschätzt. Dies lässt sich durch zahlreiche Faktoren erklären. Zunächst ist unklar, inwieweit die angenommenen Materialparameter die tatsächlichen Eigenschaften der Versuchskörper repräsentieren.

Das FE-Modell basiert darüber hinaus auf der Annahme eines perfekten orthotropen Materials des Holzes. So werden beispielsweise Schwankungen der Festigkeit durch die Jahringstruktur und Ähnliches nicht abgebildet. Das Modell geht zudem von perfekten und spannungsfreien Zuständen vor Belastung aus. Die Schraube wird ideal vom umgebenden Holz umschlossen, so als sei diese in eine Flüssigkeit getaucht, welche anschließend ohne Spannungen und frei von lokalen Brüchen bzw. Rissen erstarrt. In Realität erfährt das Holz durch den Einschraubvorgang eine Vorschädigung, es kommt zur lokalen Zerstörung der gewachsenen Struktur und erste Risse treten auf (Vgl. Abschnitt 2.2).



Abbildung 4.7: Holzgewinde

In Abbildung 4.7 ist dieser Umstand anhand eines aufgetrennten Holzgewindes dargestellt. Hier wurde die Schraube ohne Vorbohren eingebracht. Es zeigt sich eine Struktur im Holz, welche nicht den idealen Bedingungen des Modells entspricht.

Unter Berücksichtigung der unzutreffenden Abbildung des tatsächlichen Gewindes im Modell, sollen im folgenden Kapitel Möglichkeiten dargestellt werden, wie das Modell modifiziert werden kann, um dennoch realistische Ergebnisse zu erzielen.



# 5 Modellierungsvarianten

## 5.1 Modellierung von Rissen

Aufgrund des in Abschnitt 2.2 erläuterten Auftretens von Rissen, wird versucht diese im Modell abzubilden. Dafür wird zunächst der zylindrische Bereich der Netzverfeinerung in eine beliebige Anzahl von Teilzylindern zerlegt, dessen Netzknoten in den horizontalen Berührungsebenen nicht miteinander verbunden werden. In den Berührungsebenen soll ein *Cohesive Zone Model* (CZM, ein Modell der Bruchmechanik) implementiert werden. Mit dem CZM von ANSYS lassen sich zwei verschiedene Moden der Bruchmechanik abbilden (Vgl. Abb. 5.1).

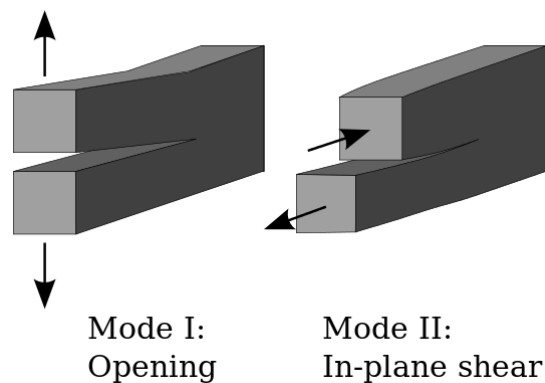


Abbildung 5.1: Mode I und II der Bruchmechanik [1]

Mode I beschreibt das Auseinanderreißen zweier Schichten normal zu ihrer Berührungsebene. Mode II hingegen das Abscheren zweier Schichten tangential zur Berührungsebene. Hier soll Mode I verwendet werden, um ein Reißen des Holzes aufgrund einer Überschreitung der Querszugfestigkeit zu simulieren. Zur Vereinfachung wird nur ein Winkel von  $90^\circ$  zwischen Schraubenachse und Holzfaserrichtung betrachtet. In ANSYS lässt sich das Cohesive Zone Model am besten durch Verwendung von Kontaktelementen implementieren. In Abbildung 5.2 sind diese beispielhaft für einen Rissabstand in Höhe der Gewindesteigung dargestellt.

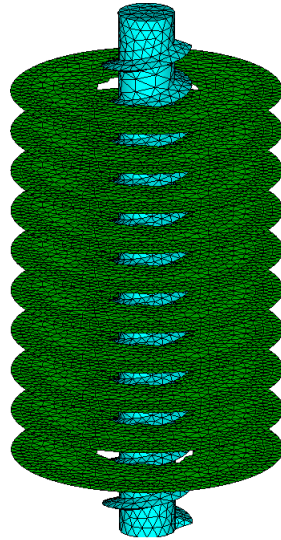


Abbildung 5.2: Kontaktelemente für Risse

Die Kontaktpaare werden mit der Option *bonded* erstellt. Das bedeutet, dass der Kontakt fest miteinander verbunden ist. Das *Cohesive Zone Model* wird dann über die Definition eines entsprechenden Materials aktiviert. Als Parameter müssen hier die maximale Spannung  $\sigma_{max}$  quer zur Berührungsebene sowie der Weg  $u_n^c$  ab Beginn des Risses bis zum vollständigen Abbau der Spannungen angegeben werden. Das Materialmodell ist in Abbildung 5.3 dargestellt.

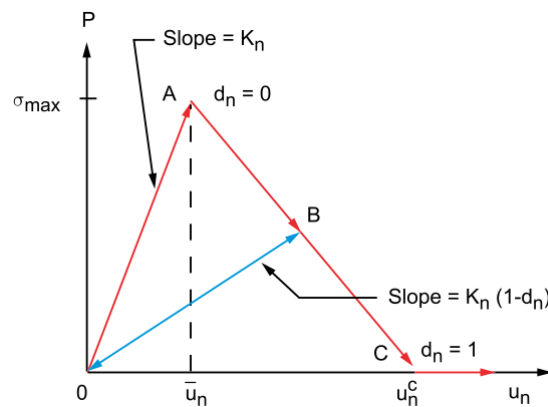


Abbildung 5.3: Materialmodell CZM Mode I [2]

Für  $\sigma_{max}$  wird der Wert der Querkzugfestigkeit verwendet. Für Brettschichtholz aus Nadelholz kann aus [19] ein mittlerer Wert, bei einer Holzfeuchte von 12%, von etwa  $2 \text{ N/mm}^2$  abgelesen werden. Für  $u_n^c$  wird aufgrund der Sprödigkeit von Holz bei Querkzugbelastung ein sehr geringer Wert angenommen, z.B.  $0,0072 \text{ mm}$ .



## Ergebnisse und Diskussion

Zur Beurteilung dieser Modellierungsmethode wird ein Modell mit den Abmessungen des Versuchs 29.1 erstellt. Für den Abstand der Risse wird die Höhe einer Gewindesteigung gewählt. Zum Vergleich wird ein Referenzmodell ohne Risse erstellt. Ein Vergleich der axialen Steifigkeit beider Modelle zeigt eine Verringerung der Steifigkeit beim Modell mit Rissen von knapp 10%.

Zur qualitativen Beurteilung wird Abbildung 5.4 betrachtet. Hier sind die Querspannungen im Holz für eine Verschiebung des Schraubenkopfes von 1 mm in der verformten Lage dargestellt. Die Verformungen sind um den Faktor 10 überhöht dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Risse im oberen Bereich schon weitgehend geöffnet sind und sich die Rissweite immer weiter verringert, je weiter der Riss von der Lasteinleitung entfernt ist.

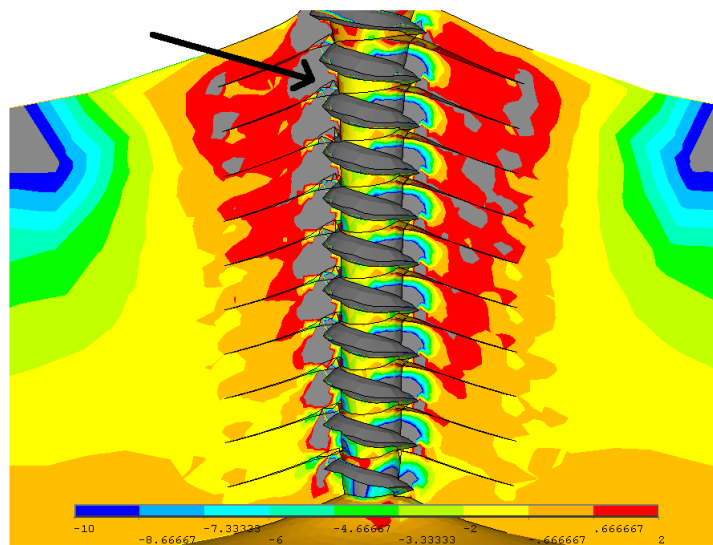


Abbildung 5.4: Querspannung in verformter Lage

Wird die Verformung betrachtet, so fällt auf, dass sich am Rissanfang (siehe Pfeil) die Rissflanken zum Teil ineinander schieben. Offenbar sind die Kontakte nach einmaliger Überschreitung der definierten Zugspannung nicht mehr als solche aktiv. Schließen sich die Kontakte nach einer Öffnung wieder und werden einer Druckbelastung ausgesetzt, so können keine Spannungen über die Rissfläche übertragen werden und die Elemente schieben sich ineinander. Damit scheint dieses Modell nur geeignet zu sein, wenn bekannt ist, dass sich die Risse nach Öffnung nicht wieder schließen, d.h. die Kontakte keiner anschließenden Druckbelastung ausgesetzt werden. Da dies offensichtlich im vorliegenden Fall nicht gewährleistet ist, erscheint diese Modellierungsmethode hier ungeeignet.

## 5.2 Modellierung mit *Element Birth and Death*

Mithilfe der *Element Birth and Death* Methode von *ANSYS* ist es möglich gezielt einzelne Elemente ein- und auszuschalten. Hier soll die Methode angewandt werden um Elemente zu deaktivieren, welche bestimmte Spannungen überschritten haben. Bei der Deaktivierung werden die Elemente in Wirklichkeit nicht gelöscht, sondern ihre Steifigkeit drastisch reduziert. Standardmäßig wird dazu die Elementsteifigkeit mit dem Faktor  $10^{-6}$  multipliziert. Etwaige Lasten der Elemente werden im Elementlastvektor zu Null gesetzt. Im Folgenden soll die Implementierung im Rahmen dieser Arbeit erläutert werden.

Bevor die ersten Elemente deaktiviert werden können, muss ein initialer Lastschritt gelöst werden. Im anschließenden Postprocessing werden die Spannungen der Elemente hinsichtlich vorgegebener Grenzwerte überprüft und das Ergebnis in einer Matrix, entsprechend Tabelle 5.1, festgehalten.

Tabelle 5.1: Ergebnisse

Nummer	Querzug	Schub	$f_{t,90} > f_{t,90,max}$ ?	$f_v > f_{v,max}$ ?	Selektiert?
$1 \dots n_{el}$	$f_{t,90}$	$f_v$	1 / 0	1 / 0	-1 / 1

Spalte 1 wird mit Zahlen von 1 bis zur höchsten im Modell vorkommenden Elementnummer durchnummeriert. Anschließend wird der Selektionsstatus aller Elemente überprüft und das Ergebnis in Spalte 6 geschrieben. Dieser Schritt wird zur Ausgabe der Elementspannungen benötigt. Nun werden für alle selektierten Elemente (beispielsweise alle Elemente der Holzmatrix) die zu untersuchenden Spannungen ausgelesen. Zum Abschluss wird in einer Schleife überprüft, ob die jeweilige Spannung einen vorgegebenen Grenzwert überschreitet und diese Information ebenfalls in einer Spalte der Matrix gespeichert.

Nach Abschluss der Berechnung des ersten Lastschrittes und dem oben beschriebenen Postprocessing geht die Berechnung über in eine Schleife, bestehend aus Lösung und Postprocessing, für alle weiteren Lastschritte. Im jeweiligen Lösungsteil werden vor dem *solve*-Befehl jeweils alle Elemente selektiert, welche den Grenzwert überschritten haben und anschließend mit dem Befehl *ckill* deaktiviert.

Zur Auswertung wird darüber hinaus die Liste der deaktivierten Elemente für jeden Lastschritt gespeichert. Mithilfe eines separaten Skriptes können diese dann später visualisiert werden (Vgl. Abb. 5.5) und es wird möglich zu überprüfen, welche Elemente in welchem Lastschritt deaktiviert wurden.

### 5.2.1 Berücksichtigung der Querkzugfestigkeit

In einem ersten Schritt wird überprüft wie sich die Vorgabe einer Querkzugfestigkeit im Rahmen der *Birth and Death* Methode auf die Ergebnisse auswirkt. Dies kann als alternatives Vorgehen zu der in Kapitel 5.1 beschriebenen Modellierung von Rissen mithilfe des *Cohesive Zone Models (CZM)* verstanden werden. Der Vorteil dieses Verfahrens liegt in der Beliebigkeit der sich einstellenden „Risse“. Im Gegensatz zum *CZM* müssen hier keine Bereiche für Risse a priori festgelegt werden. Allerdings können sich bei diesem Verfahren auch keine flächenhaften Risse einstellen. Stattdessen fallen zunächst einzelne Elemente aus, welche sich bei erhöhter Belastung zu Schichten verbinden. Abbildung 5.5 verdeutlicht dies für vier verschiedene Belastungszustände. Dabei sind die deaktivierten Elemente in türkis gezeichnet. Die Querkzugfestigkeit ist hier zu  $2 \text{ N/mm}^2$  festgelegt.

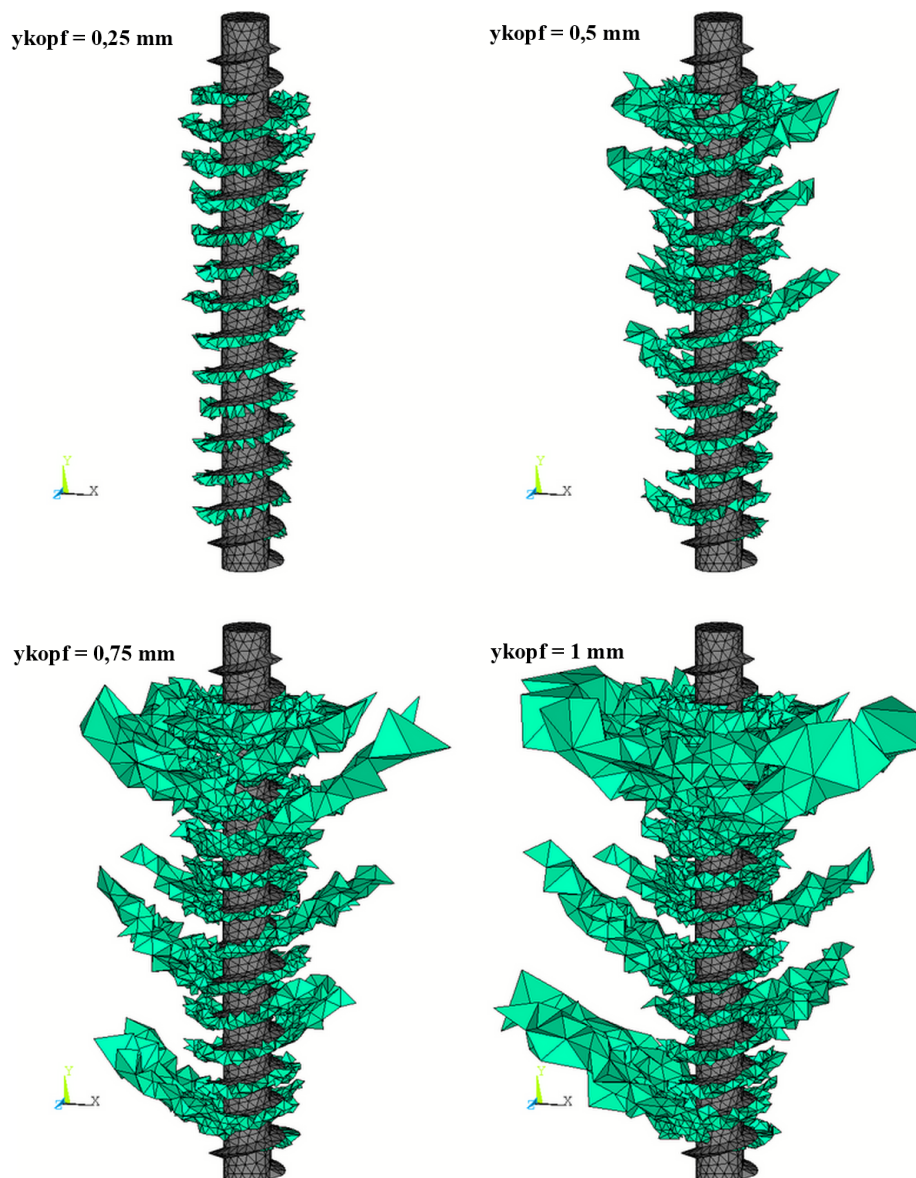


Abbildung 5.5: *Birth and Death*: deaktivierte Elemente

Zur Abbildung eines realistischen Bruchverhaltens sollte die Elementgröße im Bereich von Rissen möglichst klein gewählt werden.

Das Verhalten der axialen Steifigkeit wird in Abbildung 5.6 dargestellt. Nachdem die ersten Elemente ausfallen, zeigt sich ein zunehmend nachgiebiges und damit nichtlineares Verhalten. Damit wird qualitativ eine bessere Übereinstimmung zwischen Versuch und Modell erreicht.

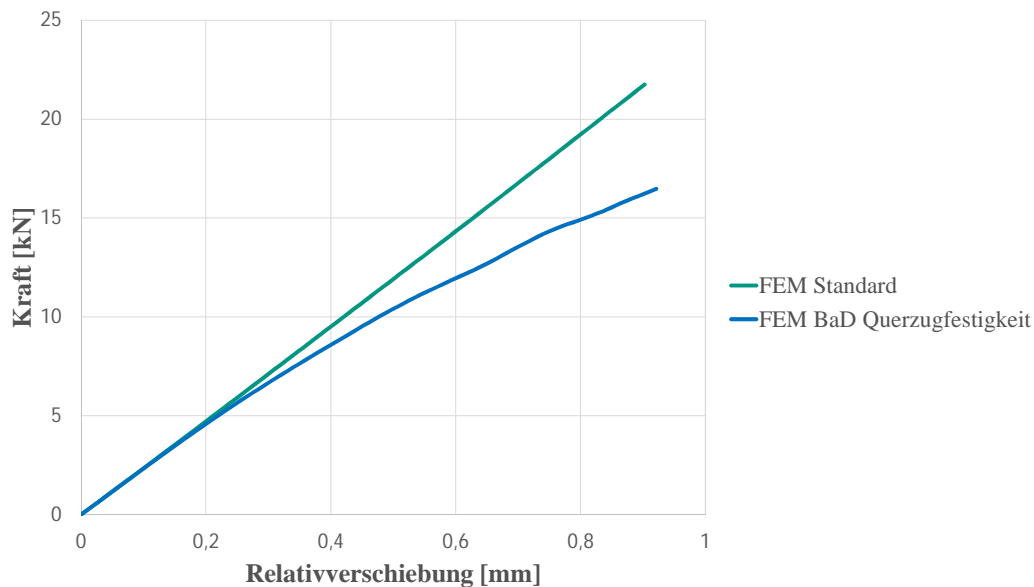


Abbildung 5.6: Vergleich der axialen Steifigkeit mit und ohne BaD

### 5.2.2 Berücksichtigung der Schubfestigkeit

Aufgrund des erwartbar hohen Einflusses der Schubfestigkeit in der Mantelfläche des gewindeumschließenden Zylinders, soll diese neben der Querkzugfestigkeit als weiteres Kriterium implementiert werden. Dazu werden die Schubspannungen vereinfachend in einem zylindrischen Koordinatensystem ausgewertet. Es wird also nicht zwischen den verschiedenen Schubspannungsebenen unterschieden. Die Ergebnisse werden anschließend mit einem gewählten Grenzwert verglichen und bei einer Überschreitung im nächsten Lastschritt deaktiviert. Das Kraft-Relativverschiebungs-Diagramm ist Abbildung 5.7 zu entnehmen.

Es zeigt sich, dass die axiale Steifigkeit für kleine Verschiebungen weitgehend mit der des Standardmodells übereinstimmt. Im weiteren Verlauf verhält sich die Steifigkeit nichtlinear und erreicht einen Maximalwert. Damit wird qualitativ eine hohe Übereinstimmung zwischen Versuchen und Simulation erreicht. Aus der Kombination zwischen vorgegebener Querkzug- und Schubfestigkeit erscheint eine realitätsnahe Abbildung des Kraft-Relativverschiebungsverlaufs möglich.

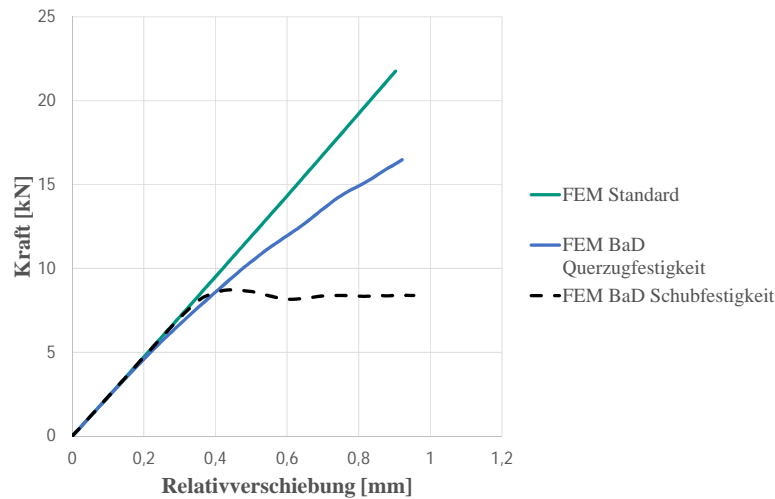


Abbildung 5.7: Vergleich verschiedener Modellierungsvarianten

### 5.3 Modellieren einer weichen Schicht

Zur Berücksichtigung der durch den Einschraubvorgang lokal gestörten Holzmatrix, wird im Modell ein zusätzliches Zylindervolumen implementiert. Damit ist es möglich in unmittelbarer Umgebung der Schraube andere Materialparameter zu verwenden. Abbildung 5.8 verdeutlicht dieses Vorgehen. Der Radius des Zylinders ist variabel. Damit ist vorstellbar, das Modell durch Variation der Materialeigenschaften und des Radius mithilfe von Versuchsdaten zu kalibrieren.

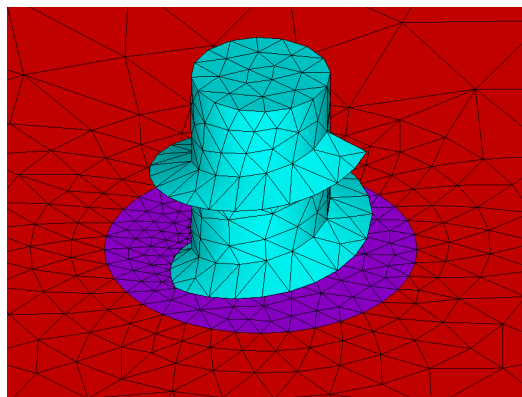


Abbildung 5.8: Visualisierung der verschiedenen Materialien



# 6 Hinweise zum Modell

In diesem Kapitel soll auf die Beschränkungen und Probleme, welche bei der Modellierung auftreten, eingegangen werden.

## 6.1 Schwierigkeiten der Geometrieerzeugung

*ANSYS Mechanical APDL* bietet zur Erstellung der Modellgeometrie im Vergleich zu modernen CAD Programmen nur sehr rudimentäre Funktionen. Zur Erzeugung von Volumen gibt es eine Reihe von Grundelementen, wie beispielsweise Blöcke oder Zylinder. Komplexe Geometrien werden in der Regel durch Anwendung von booleschen Operatoren erzeugt, indem zum Beispiel Volumen addiert oder voneinander subtrahiert werden. Damit ist es zumindest theoretisch möglich, jede denkbare Geometrie zu erzeugen. In der Praxis treten dabei allerdings zahlreiche Probleme auf. Diese lassen sich zum Teil durch alternative und nicht immer logische Vorgehensweisen umgehen, führen dadurch allerdings zu einem hohen Zeitaufwand. An einem kleinen Beispiel soll eines der Probleme geschildert werden, welches regelmäßig auftrat.

Bei einer FE-Simulation sollten Singularitäten möglichst vermieden werden. Neben anderen möglichen Ursachen, werden zum Beispiel geometrische Singularitäten durch Querschnittssprünge oder scharfe Kanten hervorgerufen. In diesen Bereichen konvergiert die FE-Lösung nicht. Eine Netzverfeinerung führt zu immer größer werdenden Spannungen, welche in der Realität nicht auftreten. Im vorliegenden Fall finden sich scharfe Kanten bei der Schraube am Übergang vom Kern zu den Flanken als auch an den Flankenspitzen. Zur Verringerung von Singularitäten wäre es also zweckmäßig diese Kanten bzw. Spitzen zu verrunden. Dies erscheint durchaus gerechtfertigt, da Holzschrauben produktionsbedingt keine ideal spitze Geometrie aufweisen. Für die Verrundung werden im Modell Radien für die Begrenzungslinien des Flankenquerschnitts gewählt. Abbildung 6.1 zeigt dafür die verschiedenen Schritte zum Erstellen der Schraubengeometrie.

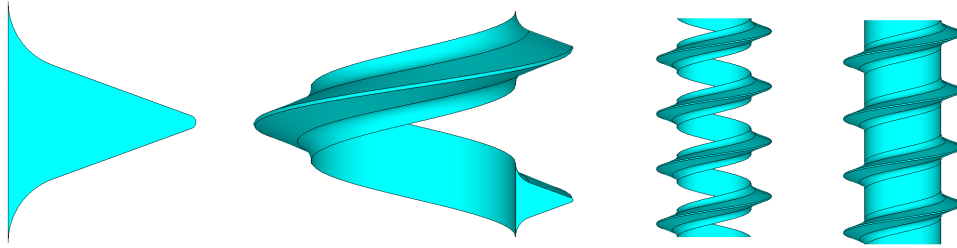


Abbildung 6.1: Erzeugen einer Schraubengeometrie mit Verrundungen

Hier werden zur Verdeutlichung überproportional große Radien verwendet. Nachdem der erste Gewindegang erzeugt ist, wird dieser mehrfach entlang der Schraubenachse kopiert. Um für die Berechnung ein kraftschlüssiges Netz zu erzeugen, müssen alle Teilvolumen entweder miteinander verklebt oder zu einem Volumen verbunden werden. Dafür bietet *ANSYS* die Befehle *vglue* bzw. *vadd* an. An dieser Stelle zeigt sich die Schwäche von *Mechanical APDL*. Statt den Befehl auszuführen erscheint die in Abbildung 6.2 angegebene Fehlermeldung.

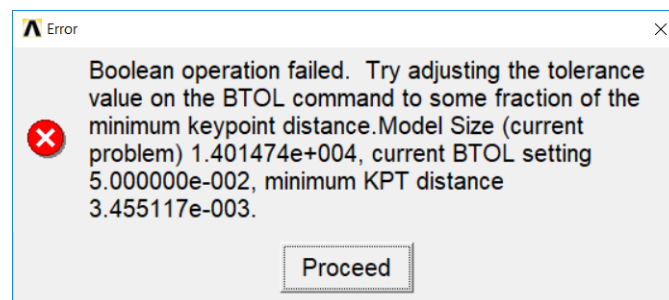


Abbildung 6.2: Error beim Erzeugen einer Schraubengeometrie mit Verrundungen

Eine Anpassung des *BTOL*-Wertes wie vorgeschlagen bringt hier keinen Erfolg. In manchen Fällen ist es dann hilfreich die zu verklebenden Volumen vor Ausführen des Befehls durch eine Skalierung deutlich zu vergrößern und anschließend wieder in die Originalgröße zu versetzen. Doch auch dieses Vorgehen führt hier nicht zum Erfolg. Schlussendlich ist dadurch die Verrundung und damit eine Verringerung von Singularitäten im Modell nicht möglich.

Ein weiterer Fehler, welcher in Zusammenhang mit der Geometrie auftritt, hängt mit der Größe des Modells zusammen. Durch die Parametrisierung ist es theoretisch möglich beliebige Schraubenlängen zu untersuchen. Wird allerdings beispielsweise eine Schraubenlänge von 300 mm vorgegeben, so werden zwar alle Volumen ordnungsgemäß erstellt, die Vernetzung des Holzgewindes bricht allerdings mit der in Abbildung 6.3 gezeigten Fehlermeldung ab. Eine Recherche zu diesem Fehler brachte keine Ergebnisse. Es zeigt sich, dass der Fehler umgangen werden kann, indem die Radien der Teilvolumen für Holzgewinde



und Netzverfeinerung vergrößert werden.

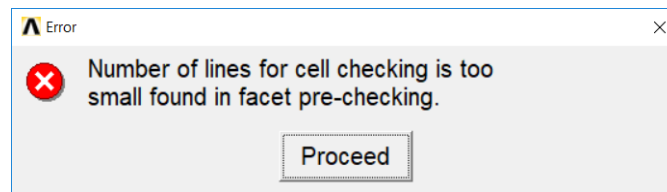


Abbildung 6.3: Error bei großen Schraubenlängen

## 6.2 Schwierigkeiten der Berechnung

Bei der Berechnung hat sich insbesondere ein Problem herauskristallisiert. Unter Berücksichtigung von geometrischen Nichtlinearitäten durch das Kommando *nlgeom,on* ist eine stabile Berechnung nur für kleine Verschiebungen des Schraubenkopfes möglich. Insbesondere der Einsatz der *Birth and Death* Methode führt schon bei sehr kleinen Verschiebungen im Bereich von 0,1 mm zu einem Abbruch der Berechnung mit dem Hinweis auf zu starke Verformungen einzelner Elemente. Die genaue Fehlermeldung lautet:

```
*** ERROR *** CP = 9012.545 TIME= 14:44:27
```

Element xxxxx (type = 1, SOLID187) (and maybe other elements) has become highly distorted. Excessive distortion of elements is usually a symptom indicating the need for corrective action elsewhere. Try incrementing the load more slowly (increase the number of substeps or decrease the time step size). You may need to improve your mesh to obtain elements with better aspect ratios. Also consider the behavior of materials, contact pairs, and/or constraint equations. Please rule out other root causes of this failure before attempting rezoning or nonlinear adaptive solutions. If this message appears in the first iteration of first substep, be sure to perform element shape checking.

Eine Untersuchung der jeweils zu stark verformten Elemente zeigt, dass diese keinem bestimmten Bereich des Modells zuzuordnen sind. Damit sind die Lösungsmöglichkeiten in Bezug auf eine Verbesserung des Netzes sehr eingeschränkt. Eine Erhöhung oder Verringerung der Netzdichten bringt keinen Erfolg.

Grundsätzlich können derartige Probleme gelöst werden, indem das Netz erneuert wird, bevor sich Elemente zu stark verformen. Dazu wird die Berechnung angehalten und ein neues Netz in der verformten Lage erstellt. ANSYS bietet hierfür zwei Möglichkeiten. Zum einen das so genannte *rezoning*. Dabei wird manuell für Teile des Modells oder für das gesamte Modell ein neues Netz erzeugt. Alternativ kann über *Mesh nonlinear adaptivity* dieses Vorgehen vollautomatisch erfolgen. Allerdings sind beide Methoden technisch ausgesprochen anspruchsvoll. So müssen beispielsweise sämtliche Spannungen und

Randbedingungen des alten Netzes auf das neue übertragen werden. Aus diesem Grund bietet *ANSYS* diese Möglichkeiten nicht für das quadratische Element *SOLID187* an. Derzeit ist dies nur mit dem linearen Element *SOLID285* möglich. Aufgrund der hohen benötigten Rechenleistung werden alle Berechnungen auf den Hochleistungsrechnern des *bwUniCluster* durchgeführt. Auf diesem führt eine Berechnung mit dem *SOLID285* Element allerdings zu einem unbekanntem Fehler. Daher bleibt für Berechnungen mit der *Birth and Death* Methode derzeit nur die Möglichkeit geometrische Nichtlinearität, unter Inkaufnahme möglicherweise unzutreffender Ergebnisse, nicht zu berücksichtigen.

# 7 Durchgeführte Versuche

Der Abgleich des FE-Modells mit bestehenden Versuchsdaten in Kapitel 4.3 hat gezeigt, dass zwischen Modell und Versuch erhebliche Abweichungen bestehen. Bezogen auf die axiale Steifigkeit liefert das Modell signifikant höhere Werte, als bei den bisher ausgewerteten Versuchen gemessen wurden. Daher sollen eigene Versuche durchgeführt werden, um speziell diesen Aspekt näher zu beleuchten.

Um realistische Materialparameter für die Modelle zu erhalten, werden zunächst für die verwendeten Hölzer Versuche zur Bestimmung der E-Moduln in Richtung der Schraubenachse durchgeführt. Anschließend wird eine Serie von Ausziehversuchen in Furnierschichtholz aus Fichte durchgeführt, um eine optimale Anordnung der Wegaufnehmer am Probekörper zu identifizieren.

Aufgrund der höheren Dichte und den geringeren Schwankungen der Materialeigenschaften von Hölzern aus Buche, wird erwartet, dass diese Versuche besser mit dem entwickelten Modell korrelieren.

Daher werden in den weiteren Serien, unter Beibehaltung der Probekörpergeometrie, neben Versuchen mit Fichtenholz auch solche mit Buchenholz und Furnierschichtholz aus Buche durchgeführt. Darüber hinaus wird ein Prototyp einer Schraube geprüft, welche ohne Vorbohren in Buchenholz eingedreht werden kann.

Zur Beurteilung des Verbundes werden zusätzlich Ausziehversuche durchgeführt, bei denen die Schrauben nicht eingeschraubt, sondern eingeklebt werden.

Alle Probekörper weisen einen Kraftfaserwinkel von  $90^\circ$  auf. Eine Übersicht aller durchgeführten Versuche findet sich in Tabelle 7.1. Die detaillierte Beschreibung der Ausziehversuche erfolgt in Abschnitt 7.3.

## 7.1 Geometrie der Probekörper

Grundsätzlich sollen, mit Ausnahme der Serien Kt-m und Kt-u, alle Probekörper mit der selben Geometrie erstellt werden. Damit soll eine Vergleichbarkeit der verschiedenen Hölzer und Schrauben gewährleistet werden.

Zur Festlegung der Einbindetiefe spielt die Ausziehtragfähigkeit eine entscheidende Rolle.

Es wird ein Versagen des Verbundes zwischen Schraube und Holz angestrebt. Damit ist der Einbindetiefe eine Grenze nach oben gesetzt, um ein Stahlversagen der Schraube zu vermeiden. Für die verwendete Schraube ist in der ETA 11/0190 [9] eine charakteristische Zugtragfähigkeit von 20 kN angegeben. Aus Erfahrungen der Versuchsanstalt für Stahl, Holz und Steine, ist für das verwendete Buchenfurnierschichtholz davon auszugehen, dass die Zugtragfähigkeit der verwendeten Schrauben bis zu einer Einbindetiefe von  $6 \cdot d$  nicht maßgebend wird. Furnierschichtholz aus Buche ist hier ausschlaggebend, da alle weiteren Hölzer eine geringere Rohdichte aufweisen und damit gleichermaßen eine geringere Ausziehtragfähigkeit erwarten lassen. Daraus leitet sich eine Probekörperhöhe von 48 mm ab.

Für die Abstände der Schraube zu den Rändern empfiehlt die DIN EN 1382 [13] Werte von  $10 \cdot d$  parallel zur Faser und  $5 \cdot d$  quer dazu (Vgl. Abb. 7.1).

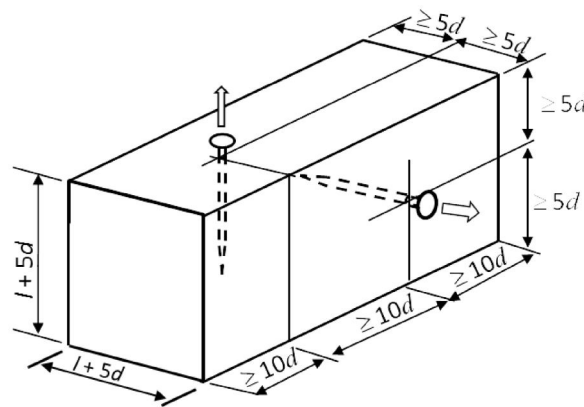


Abbildung 7.1: Randabstände nach DIN EN 1382 [13]

Daraus ergäben sich Abmessungen der Probekörper von 160x80x48 mm.

Zur Herstellung der Probekörper werden Fichten- und Buchenschnittholz sowie Furnierschichtholz aus Fichte und Buche eingesetzt. Für das Schnittholz standen Bohlen mit einer Dicke von knapp 65 mm zur Verfügung. Damit wäre es grundsätzlich möglich die geforderte Geometrie einzuhalten. Allerdings soll für die Schnitthölzer eine Bestimmung des E-Moduls in Richtung der Schraubenachse erfolgen. Zur normgerechten Durchführung ist dafür eine Probekörperhöhe von 90 mm erforderlich (Vgl. Abschnitt 7.2.1). Dies übersteigt die vorhandene Bohlenstärke. Daher wird die Anordnung der Probekörper im Zuschnitt geändert. Die Schrauben werden nun, bezogen auf die Ausgangsbohlen in dessen Schmalseite eingeschraubt. Daraus ergibt sich eine Verringerung der Randabstände quer zur Faser. Diese Abweichung zur Norm wird in Kauf genommen und die realisierten Abmessungen ergeben sich somit zu 160x60x48 mm. Durch vorab durchgeführte Einschraubversuche wurde überprüft, dass es aufgrund der verringerten Randabstände beim Eindrehen der Schrauben zu keinem Spalten des Holzes kommt.

Für die Bestimmung der E-Moduln der Schnitthölzer ist die Lage der Probekörper beim Zuschnitt wesentlich. Für jeden Ausziehversuch in Fichten- und Buchenschnittholz wird vorab an einem separaten Probekörper der zur Schraubenachse parallele E-Modul bestimmt. Damit die zu ermittelnden E-Moduln auch tatsächlich den entsprechenden Ausziehversuch repräsentieren, werden die Probekörper zur Bestimmung der E-Moduln jeweils aus der benachbarten Lage der Probekörper der Ausziehversuche entnommen. Abbildung 7.2 verdeutlicht dies für die Serien aus Fichtenschnittholz.

Die Probekörper mit den eingeschraubten sowie den eingeklebten Schrauben werden jeweils aus einer Bohle in der benachbarten Lage entnommen. Damit wird eine Vergleichbarkeit der verschiedenen Serien erzielt.

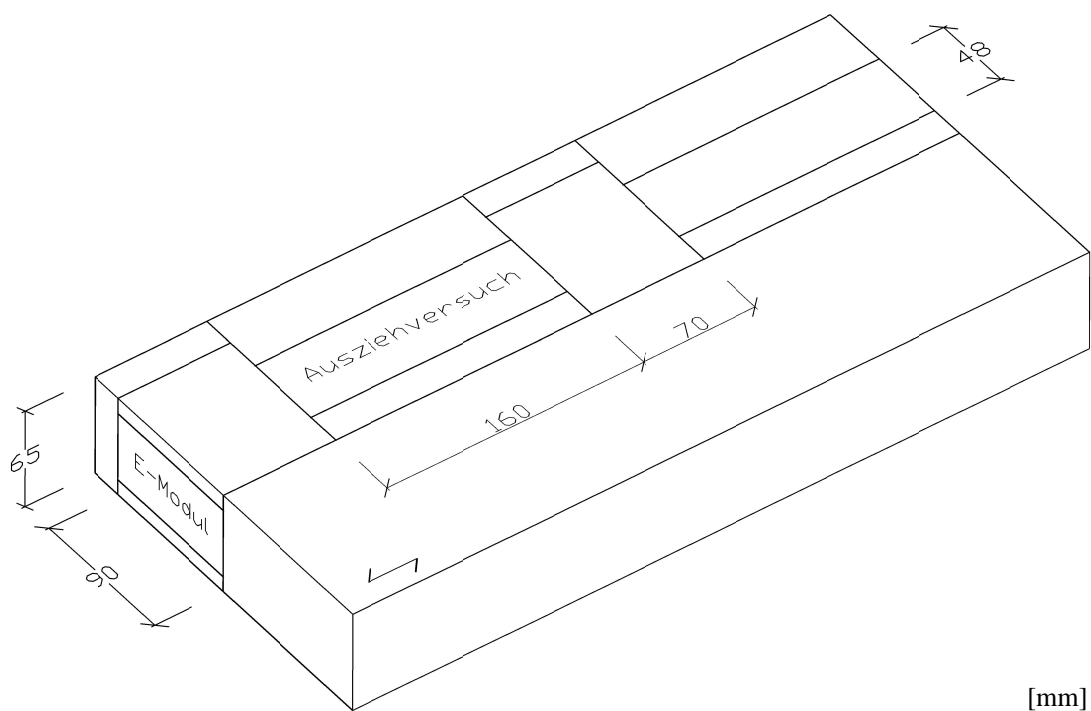


Abbildung 7.2: Skizze für den Zuschnitt

## 7.2 Bestimmung der E-Moduln

Aufgrund der erwartbar hohen Streuung der Materialparameter bei Schnittholz werden für sämtliche Versuche, bei denen die Probekörper aus Fichten- oder Buchenschnittholz bestehen, die E-Moduln in Richtung der Schraubenachse bestimmt. Es ist davon auszugehen, dass dieser den größten Einfluss auf das Ergebnis der Simulation hat. Die noch fehlenden Materialparameter können dann der Literatur entnommen und über eine Umrechnung angeglichen werden.

Tabelle 7.1: Übersicht aller Versuche

Serie	Holzart	Schraubentyp	Beschreibung
V-F-E	Schnittholz aus Fichte	-	Bestimmung der E-Moduln für Serie V-F
V-Bu-E	Schnittholz aus Buche	-	Bestimmung der E-Moduln für Serie V-Bu
K-F-E	Schnittholz aus Fichte	-	Bestimmung der E-Moduln für Serie K-F
K-Bu-E	Schnittholz aus Buche	-	Bestimmung der E-Moduln für Serie K-Bu
FG-Bu-E	Schnittholz aus Buche	-	Bestimmung der E-Moduln für Serie FG-Bu
Kt-m	Furnierschichtholz aus Fichte	<i>Vollgewindeschraube</i>	Untersuchung des Messpunktes. Hier: Messung zur Mitte des Probekörpers
Kt-u	Furnierschichtholz aus Fichte	<i>Vollgewindeschraube</i>	Untersuchung des Messpunktes. Hier: Messung zur Unterkante des Probekörpers
V-F	Schnittholz aus Fichte	<i>Vollgewindeschraube</i>	Vergleichsserie für Fichtenholz
V-Bu	Schnittholz aus Buche	<i>Vollgewindeschraube</i>	Vergleichsserie für Buchenholz
V-Ba	Furnierschichtholz aus Buche	<i>Vollgewindeschraube</i>	Vergleichsserie für Buchenfurnierschichtholz
K-F	Schnittholz aus Fichte	<i>Vollgewindeschraube</i>	Schraube eingeklebt
K-Bu	Schnittholz aus Buche	<i>Vollgewindeschraube</i>	Schraube eingeklebt
K-Ba	Furnierschichtholz aus Buche	<i>Vollgewindeschraube</i>	Schraube eingeklebt
FG-Bu	Schnittholz aus Buche	<i>Fagus-Schraube-I</i>	Vergleichsserie neue Schraube
FG-Ba	Furnierschichtholz aus Buche	<i>Fagus-Schraube-I</i>	Vergleichsserie neue Schraube
FG-K	Furnierschichtholz aus Buche	<i>Fagus-Schraube-I</i>	Vergleichsserie neue Schraube, eingeklebt

### 7.2.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau erfolgt entsprechend Abbildung 7.3, in Anlehnung an DIN EN 408 [15]. Die Last wird über eine Kugelkalotte eingeleitet. Damit wird der Einfluss herstellungsbedingter Ungenauigkeiten in der Planparallelität der beiden gegenüberliegenden Lasteinleitungsflächen minimiert und eine gleichmäßige Lasteinleitung ohne Biegung sichergestellt. Zur Messung der Stauchung des Probekörpers werden jeweils auf der Vorder- und Rückseite induktive Wegaufnehmer mit einem planmäßigen Messbereich von 2 mm angebracht. Diese Wegaufnehmer können grundsätzlich auch mehr als 2 mm Weg messen, jedoch leidet die Messgenauigkeit, wenn sie außerhalb vom optimalen Messbereich betrieben werden. Um im richtigen Bereich zu messen wird die Ausgabe von der Einheit mm auf das tatsächliche Ausgangssignal in mV/V umgestellt. Damit lässt sich bei der Arretierung der Wegaufnehmer der optimale Bereich einstellen.

Gemessen wird im mittleren Abschnitt der Versuchskörper auf einer Länge von 54 mm. In diesem Bereich kann von einer gleichmäßigen Spannungsverteilung ausgegangen werden und Effekte der Lasteinleitung haben keinen Einfluss auf das Messergebnis. Die tatsächliche Stauchung der Probekörper wird aus dem arithmetischen Mittel der, von den beiden Wegaufnehmern aufgezeichneten, Wege bestimmt. Damit wird ein Messfehler eliminiert, welcher sich aus einer Schiefstellung des Probekörpers ergeben könnte.

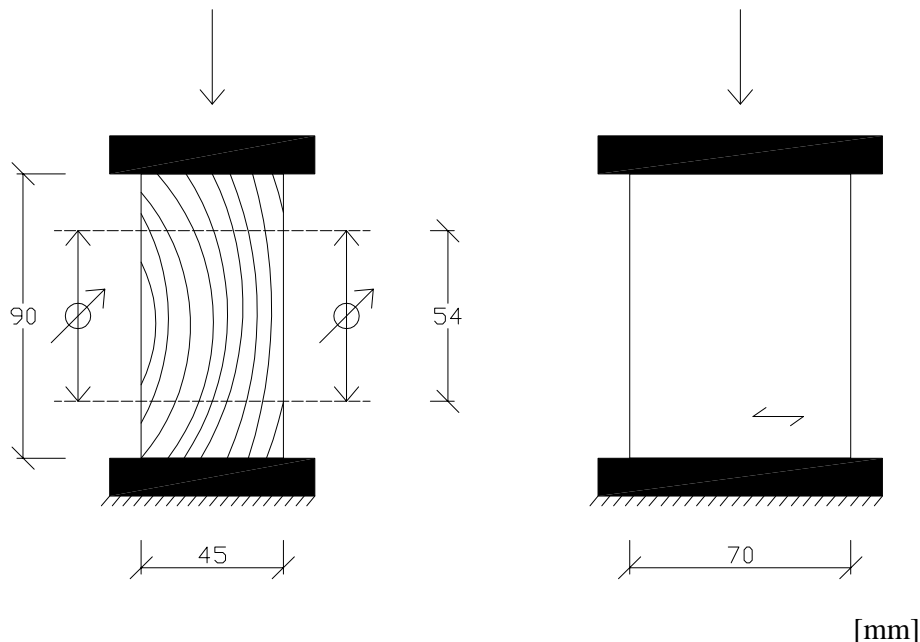


Abbildung 7.3: E-Modul Bestimmung: Versuchsaufbau

## 7.2.2 Versuchsdurchführung

Nachdem die Versuchskörper wie in Abbildung 7.4 vorgerichtet sind, wird die Last durch eine konstante Prüfgeschwindigkeit aufgebracht. Nach etwa 1 bis 2 mm Weg wird der Versuch beendet.



Abbildung 7.4: E-Modul Bestimmung: Versuchsdurchführung

## 7.2.3 Ergebnisse

Für die Auswertung der Versuche werden zunächst die Spannungs-Dehnungs-Diagramme benötigt. Zur Berechnung der Spannung wird die Kraft durch die Querschnittsfläche des Probekörpers geteilt. Für die Dehnung wird die gemessene Länge durch die Ausgangslänge von 54 mm dividiert. Mit diesen Daten lassen sich Diagramme entsprechend Abbildung 7.5 zeichnen. Hier ist beispielhaft der Versuch V-Bu-E-1 dargestellt.



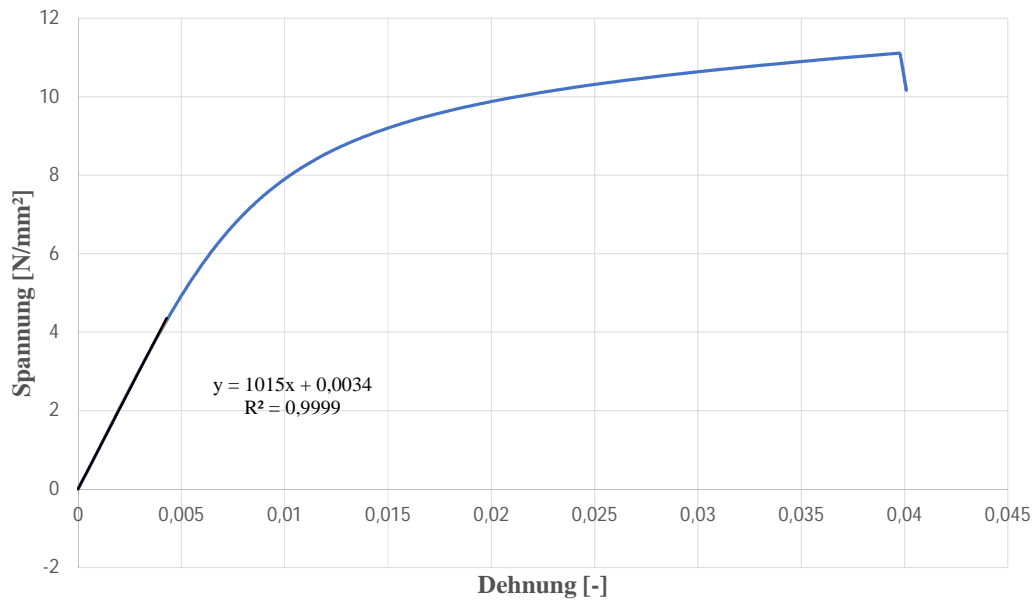


Abbildung 7.5: Spannungs-Dehnungs-Diagramm

Zur Auswertung bzw. zur Bestimmung des E-Moduls wird im linearen Bereich eine Regressionsgerade erstellt. Ihre Steigung entspricht dem E-Modul. Im gezeigten Beispiel beträgt der E-Modul also 1015 N/mm<sup>2</sup>.

Die Ergebnisse aller Versuche zur Bestimmung des E-Moduls finden sich im Anhang im Abschnitt A.1. In Tabelle 7.2 sind die Mittelwerte der einzelnen Versuchsserien zusammengefasst.

Tabelle 7.2: Mittelwerte der E-Moduln aller geprüften Serien

Serie	$E_{T,mean}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
V-F-E	383
K-F-E	352
V-Bu-E	1000
K-Bu-E	996
FG-Bu-E	987

## 7.3 Ausziehversuche

### 7.3.1 Schrauben

Für den überwiegenden Teil der Versuche wurde ein Typ einer klassischen Vollgewindeschraube verwendet. Sie wird der Einfachheit halber im Folgenden als *Vollgewindeschraube* bezeichnet. In Tabelle 7.3 sind die wesentlichen zugehörigen Geometrieparameter angegeben.

Tabelle 7.3: Schraubengeometrie

Parameter:	Wert [mm]
Nenn Durchmesser	8,0
Kerndurchmesser	5,0
Gewindesteigung	3.7
Länge	380

Die verbleibenden Versuche wurden mit der *Fagus-Schraube-I* durchgeführt. Dabei handelt es sich um den Prototyp einer Teilgewindeschraube mit einer Bohrspitze, welche planmäßig ohne Vorbohren in Harthölzer wie Buchenschnittholz und Buchenfurnierschichtholz eingeschraubt wird.

Beide Schrauben sind in Abbildung 7.6 dargestellt.



Abbildung 7.6: Schraubentypen: oben *Fagus-Schraube-I*, unten *Vollgewindeschraube*

### Zugtragfähigkeit

Für beide Schraubentypen wurde die Zugtragfähigkeit ermittelt. Dabei ergaben sich im Mittel Tragfähigkeiten von 23,4 kN für die *Vollgewindeschraube* und 24,3 kN für die *Fagus-Schraube-I*.

## Eindreihen der Schrauben

Alle Schrauben wurden mit einer stationären Maschine eingedreht. Diese Art der Einschraubung gewährleistet einen rechten Winkel zwischen Schraubenachse und Holzoberfläche.

Nach dem Einschrauben sind deutliche Unterschiede zwischen den beiden Schraubentypen an der Eintrittsstelle im Holz zu erkennen. Während bei den *Vollgewindeschrauben* nur ein geringes Aufspalten der Buchenhölzer zu erkennen ist, so ist bei den Schrauben vom Typ *Fagus-Schraube-I*, insbesondere beim Einschrauben in Buchenfurnierschichtholz, ein ausgeprägtes Spalten zu beobachten. Abbildung 7.7 verdeutlicht dies.

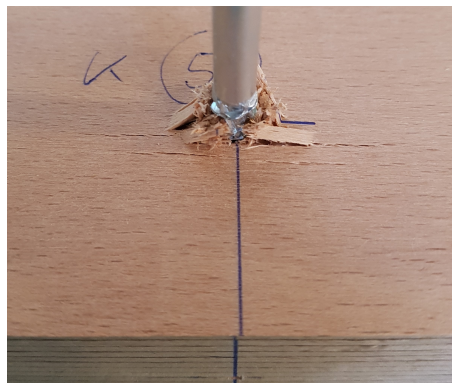


Abbildung 7.7: Aufspalten bei *Fagus-Schraube-I* in Buchenfurnierschichtholz

### 7.3.2 Untersuchung des Messpunktes

Bei den in Kapitel 4 beschriebenen Versuchen wurden parallel drei verschiedene Wegmessungen vorgenommen. So wurde die Relativverschiebung zwischen der Schraube an der Oberseite und dem Mittelpunkt des Probekörpers und ebenso die Relativverschiebung zwischen der Schraube an der Unterseite und dem Mittelpunkt des Probekörpers gemessen. Außerdem wurde die Relativverschiebung zwischen der Schraube an der Oberseite und der Oberfläche der Stahlplatte gemessen. Alle drei Arten der Messung führten zu deutlichen Unterschieden im Last-Relativverschiebungs-Diagramm. Abbildung 7.8 verdeutlicht dies.

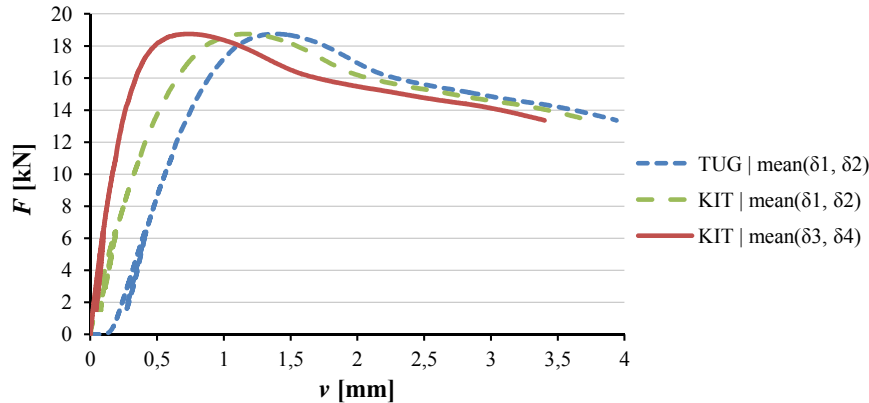


Abbildung 7.8: Vergleich unterschiedlicher Messungen [22]

Dabei beschreibt die blau gestrichelte Kurve die Messung gegen die Stahlplatte. Hier ist deutlich ein anfänglicher Schlupf erkennbar. Doch auch die Steigung der Geraden im linearen Bereich weist den geringsten Wert auf. Diese Messung führt also rechnerisch zu den geringsten Steifigkeiten der Verbindung. Bei der grün gestrichelten Kurve handelt es sich um die Messung zum Mittelpunkt des Probekörpers. Da der Probekörper sich beim Anpressen an das Stahlaufleger bewegt, sich somit aber auch der Messpunkt gleichermaßen mit bewegt, wird bei dieser Messmethode der anfängliche Schlupf nicht gemessen. Die rote Kurve repräsentiert die Messung von der Unterseite der Schraube zum Mittelpunkt des Probekörpers. Hier wird erwartungsgemäß am wenigsten Weg gemessen, da sich der Großteil der Verbundspannungen bereits in der oberen Hälfte des Probekörpers abgebaut hat. Daraus resultieren hier die rechnerisch größten Steifigkeiten.

Grundsätzlich wäre eine Messung entsprechend der blauen Kurve, also die Relativverschiebung zwischen der Oberkante des Probekörpers und der Schraube an der Austrittsstelle naheliegend. Es stellt sich jedoch die Frage, warum dies zu den rechnerisch geringsten Steifigkeiten führte. Die Steigung der grünen Kurve ist um mehr als 30% höher. Zunächst ist eine höhere Steifigkeit der grünen Kurve verständlich. Stellt man sich den Probekörper als eine Art Schwamm vor, so presst die Schraube diesen gegen das Auflager und der Messpunkt in der Mitte verschiebt sich leicht nach oben. Damit wird effektiv weniger Weg gemessen und somit eine höhere Steifigkeit berechnet. Dieser Effekt ist auch im FE-Modell erkennbar. Allerdings belaufen sich die Differenzen dort nur auf etwa 5%. Es ist vorstellbar, dass sich die großen Differenzen durch eventuelle Nachgiebigkeiten im Versuchsaufbau erklären lassen. Zur Klärung dieser Frage wären allerdings umfangreiche Untersuchungen des Versuchstandes notwendig.

Aufgrund der oben angeführten Gründe erscheint eine Messung entsprechend der grün gestrichelten Linie, also die Messung der Differenz zwischen einem Referenzpunkt oben an der Schraube und der Mitte des Holzblocks zweckmäßig. Eine solche Messung wird bei der Serie Kt-m realisiert.

Dennoch soll noch eine weitere Messung untersucht werden. Dabei wird nicht zur Mitte des Probekörpers, sondern zur Unterkante gemessen. Diese Messung wird bei der Serie Kt-u durchgeführt. Da sich dieser Punkt absolut gesehen weiter nach oben verschiebt als der Mittelpunkt des Probekörpers und zum gleichen Bezugspunkt der Schraube an der Oberseite gemessen wird, müssen die gemessenen Wege bei dieser Messung geringer ausfallen. Es ist daher zu erwarten, dass die Serie Kt-u zu rechnerisch höheren Steifigkeiten als Serie Kt-m führt.

### 7.3.3 Serien Kt-m und Kt-u

Wie im vorangegangenen Abschnitt erläutert, ist zu erwarten, dass sich eine Verschiebung des Messpunktes auf dem Probekörper nach unten in einer Erhöhung der rechnerischen Steifigkeit auswirkt. Die Serien Kt-m und Kt-u sollen diesen Effekt sichtbar machen. Um größere Unterschiede der beiden Messungen zu provozieren, werden die Probekörper dieser beiden Serien, abweichend zu allen weiteren Ausziehversuchen, mit einer Höhe von 60 mm hergestellt. Es wird ein Furnierschichtholz aus Fichte verwendet. Dieses weist im Vergleich zu Schnittholz eine höhere Homogenität der Materialeigenschaften auf. Damit sinkt die Wahrscheinlichkeit, dass lokale Steifigkeitsunterschiede in der Holzmatrix die Ergebnisse verfälschen.

#### Versuchsaufbau

Bei der Serie Kt-m befinden sich die Messpunkte auf der halben Probekörperhöhe. Der Versuchsaufbau wird entsprechend Abbildung 7.9 vorgenommen.

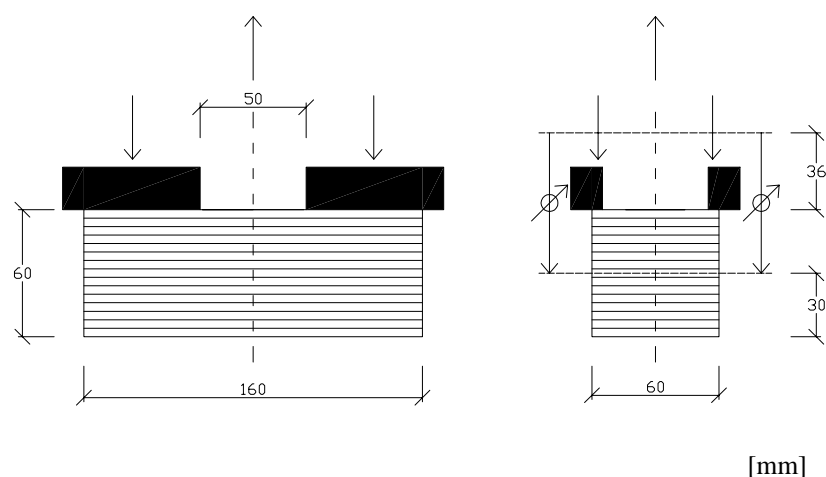


Abbildung 7.9: Versuchsaufbau der Serie Kt-m

Im Gegensatz dazu werden die Wegaufnehmer bei der Serie Kt-u nach Abbildung 7.10

montiert.

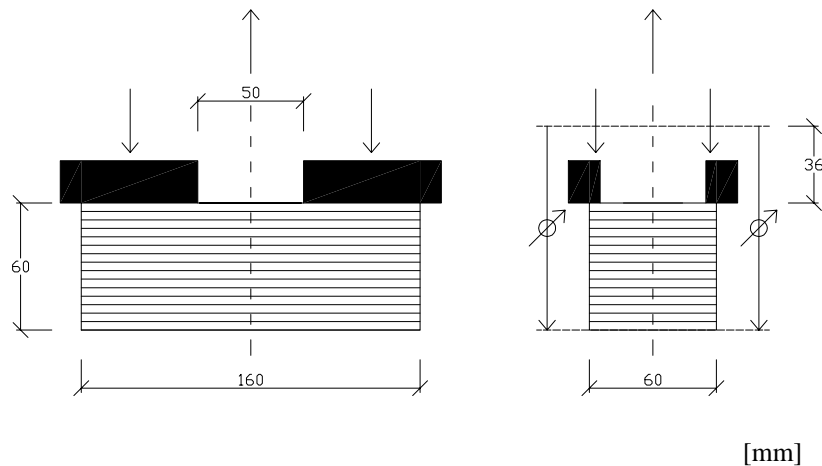


Abbildung 7.10: Versuchsaufbau der Serie Kt-u

## Ergebnisse

In Abbildung 7.11 sind beispielhaft die Versuchsergebnisse der Serie Kt-m grafisch dargestellt. Die axialen Steifigkeiten und die Maximallasten beider Serien sind den Tabellen 7.4 und 7.5 zu entnehmen. Werden hier die axialen Steifigkeiten verglichen, so zeigen sich durchweg höhere Steifigkeiten bei der Serie Kt-m. Gleichzeitig weist die selbe Serie im Mittel etwas geringere Ausziehtragfähigkeiten auf.

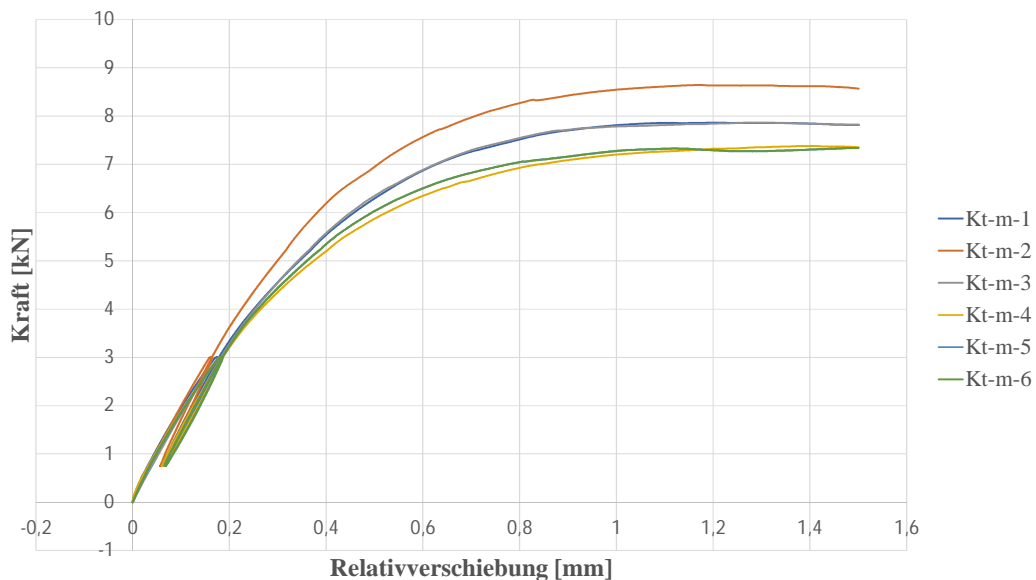


Abbildung 7.11: Kraft-Relativverschiebungs-Diagramm Serie Kt-m

Tabelle 7.4: Ergebnisse Serie Kt-m

Bezeichnung	$K_{\text{ser}}$ [kN/mm]	$F_{\text{max}}$ [kN]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Feuchte u [%]
Kt-m-1	15,3	7,9	503	9,5
Kt-m-2	17,4	8,6	517	9,3
Kt-m-3	15,7	7,9	488	9,4
Kt-m-4	15,4	7,4	478	9,6
Kt-m-5	16,9	7,6	509	10,0
Kt-m-6	15,8	7,3	511	9,9
Mittelwert	16,1	7,8	501	9,6
Standardabweichung	0,9	0,5	15	0,3
Variationskoeffizient	0,05	0,06	0,03	0,03

Tabelle 7.5: Ergebnisse Serie Kt-u

Bezeichnung	$K_{\text{ser}}$ [kN/mm]	$F_{\text{max}}$ [kN]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Feuchte u [%]
Kt-u-1	12,0	7,7	501	9,6
Kt-u-2	14,4	8,1	515	9,4
Kt-u-3	14,5	7,5	495	9,6
Kt-u-4	15,0	8,3	479	9,6
Kt-u-5	14,1	8,6	513	10,0
Kt-u-6	14,6	7,4	508	9,9
Mittelwert	14,1	7,9	502	9,7
Standardabweichung	1,1	0,5	13	0,2
Variationskoeffizient	0,08	0,06	0,03	0,02

### Diskussion und Schlussfolgerung

Vor Versuchsdurchführung wurde eine Steigerung der rechnerischen axialen Steifigkeit der Serie Kt-u gegenüber Serie Kt-m erwartet. Abgesichert wurde diese Annahme durch die Ergebnisse numerischer Simulationen, bei denen beide Messmethoden miteinander verglichen wurden. Hier waren die Unterschiede zwar im Bereich von unter einem Prozent,

die These lässt sich damit allerdings dennoch bestätigen.

Im Gegensatz dazu zeigen die Ergebnisse der Versuche genau umgekehrte Verhältnisse. Im Mittel weist Serie Kt-u gegenüber Serie Kt-m eine um 12% niedrigere Steifigkeit auf. Dieses Verhalten steht ebenso im Widerspruch zu den ermittelten Rohdichten sowie Ausziehtragfähigkeiten, da diese geringfügig höhere Werte für Serie Kt-u aufweisen.

Möglicherweise lässt sich dieses Messergebnis auf einen systematischen Messfehler zurückführen. Dafür bedarf es einer näheren Betrachtung der beiden verschiedenen Messpunkte. Für die Serie Kt-m wurde der Messpunkt durch einen Stahlwinkel realisiert, welcher durch eine Schraube in der Mitte der Probekörper fixiert wurde (Vgl. Abb. 7.12).

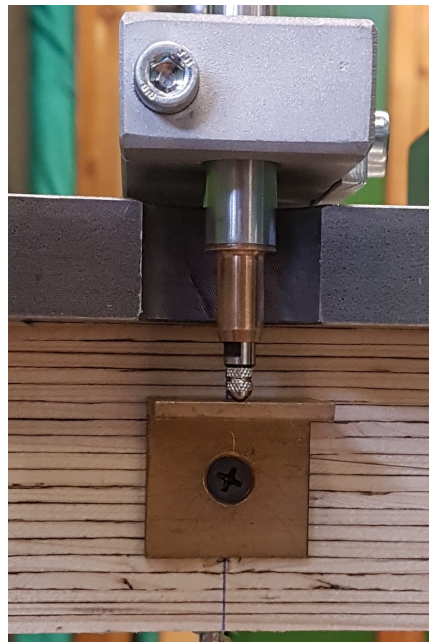


Abbildung 7.12: Ausführung des Messpunktes für Serie Kt-m

Unter Zuhilfenahme eines Winkels wurde sichergestellt, dass sich die Tastfläche des Winkels parallel zur Oberkante der Prüfkörper befindet. Damit ist auch bei leichten horizontalen Bewegungen der Wegaufnehmer eine korrekte Messung zu erwarten.

Für den Messpunkt der Serie Kt-u wurde eine dünne Stahlplatte auf der Unterseite der Probekörper mit zwei diagonal gegenüber liegenden Schrauben befestigt (Vgl. Abb. 7.13).



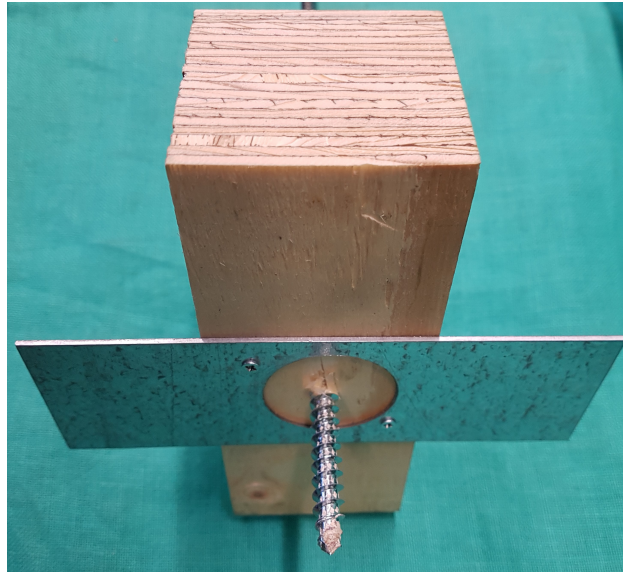


Abbildung 7.13: Ausführung des Messpunktes für Serie Kt-u

Aufgrund der geringen Biegesteifigkeit des Bleches kam es infolge des Zusammendrückens des Probekörpers möglicherweise zu einer Verbiegung des Bleches, bei dem sich die auskragenden Teile des Bleches nach unten bewegten. Daraus würde eine Erhöhung des gemessenen Weges und damit eine Verringerung der rechnerischen axialen Steifigkeit resultieren.

Als Schlussfolgerung wurden bei allen weiteren Serien die Messpunkte entsprechend Serie Kt-m ausgeführt.

### 7.3.4 Vergleichsserien V-F, V-Bu und V-Ba

Die Serien V-F, V-Bu sowie V-Ba dienen der Untersuchung des Einflusses verschiedener Materialien. Dazu wurden Ausziehversuche in Schnittholz aus Fichte und Buche sowie Furnierschichtholz aus Buche durchgeführt.

#### Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau wurde entsprechend Abbildung 7.14 vorgenommen. Dieser Aufbau ist so auch bei allen weiteren Serien angewendet worden. Daher wird in der Beschreibung der folgenden Serien darauf nicht mehr eingegangen.

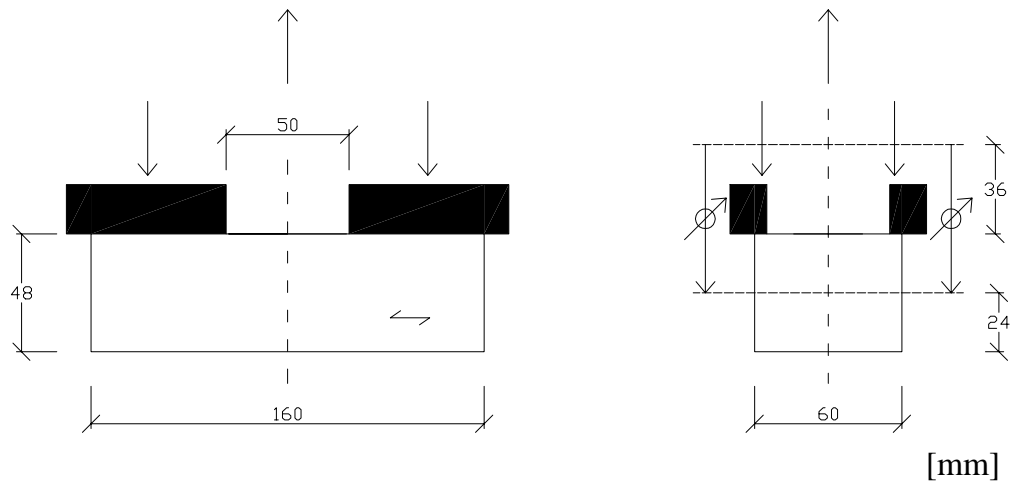


Abbildung 7.14: Zeichnung zum Versuchsaufbau

Zur Verdeutlichung ist in Abbildung 7.15 der realisierte Versuchsaufbau dargestellt.

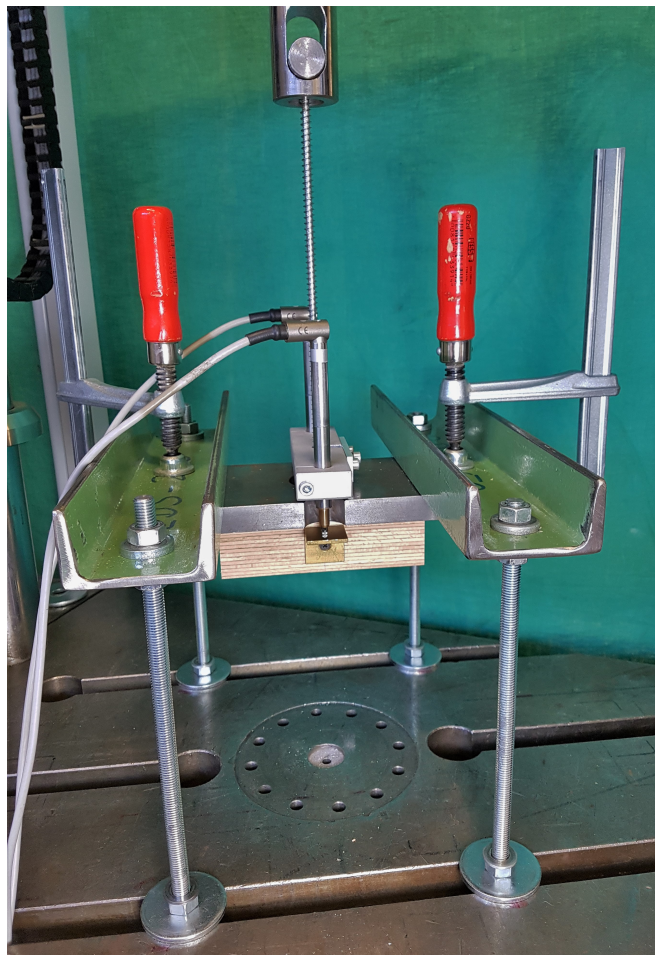


Abbildung 7.15: Tatsächlicher Versuchsaufbau

## Versuchsdurchführung

Die Versuchsdurchführung erfolgte analog zu den Serien Kt-m und Kt-u. Auch alle weiteren Ausziehversuche erfolgten in analoger Weise.

## Ergebnisse

Zur Wahrung der Übersicht sind in Tabelle 7.6 nur die Mittelwerte der einzelnen Serien zusammengestellt. Die Werte aller Einzelversuche finden sich im Anhang im Abschnitt A.2.

Tabelle 7.6: Mittelwerte Serien V-xx

Serie	$K_{\text{ser,mean}}$ [kN/mm]	$F_{\text{max,mean}}$ [kN]	$\rho_{\text{mean}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]
V-F	10,9	6,0	385
V-Bu	40,6	16,5	722
V-Ba	39,3	19,4	825

Werden die Schnitthölzer aus Fichte und Buche verglichen, so weisen die Versuche in Buchenholz eine um mehr als 270% höhere axiale Steifigkeit auf. Gleichzeitig erhöht sich die Rohdichte nur um etwa 88%. Beim Vergleich zwischen Buchenschnittholz und Buchenfurnierschichtholz zeigt sich trotz deutlich höherer Rohdichten des Furnierschichtholzes keine weitere Steigerung der axialen Steifigkeit. Die Zunahme der Ausziehtragfähigkeit erfolgt leicht überproportional, verglichen mit der Rohdichte.

### 7.3.5 Geklebte Serien K-F, K-Bu und K-Ba

Für die Serien K-F, K-Bu sowie K-Ba wurden die Probekörper mit dem Nenndurchmesser der Schrauben vorgebohrt und diese anschließend mit einem Zweikomponentenkleber eingeklebt. Bei einer Verklebung der Schraube wird die lokale Zerstörung der Holzmatrix infolge des Einschraubprozesses vermieden. Die Schraube wird so vergleichsweise perfekt in die Holzmatrix eingebettet. Dies entspricht einer Annäherung an das Simulationsmodell, bei dem eine vollständig perfekte Geometrie sowie unbeschädigte Holzmatrix simuliert wird. Daher werden in dieser Versuchsreihe deutlich höhere axiale Steifigkeiten und damit gleichzeitig eine bessere Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation erwartet.

## Verklebung

Für die Verklebung wurde der *WEVO-Spezialharz EP 32 S* in Verbindung mit dem *WEVO-Härter B 22 TS* verwendet. Laut Zulassung [10] wird bei 20 °C Umgebungstemperatur die endgültige Klebfugenfestigkeit nach 10 Tagen erreicht. Die Dauer zwischen Verklebung und Versuchsdurchführung lag für alle geklebten Versuche bei 14 Tagen.

## Ergebnisse

In Tabelle 7.7 werden die Mittelwerte der betrachteten Größen angegeben. Die Verklebung der Schrauben führt im Vergleich mit einer Einschraubung zu einer deutlichen Steigerung der Tragfähigkeit als auch der axialen Steifigkeit. Insbesondere für die Versuche in Fichtenschnittholz ist dieser Effekt sehr ausgeprägt.

Tabelle 7.7: Mittelwerte Serien K-xx

Serie	$K_{\text{ser,mean}}$ [kN/mm]	$F_{\text{max,mean}}$ [kN]	$\rho_{\text{mean}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]
K-F	20,8	10,2	385
K-Bu	52,2	19,1	714
K-Ba	47,8	20,0	827

Im Bruchverhalten zeigen sich deutliche Unterschiede zwischen den Serien aus Fichten- und Buchenholz (Vgl. Abb. 7.16). Bei den Versuchen in Buchenholz versagt die Klebefuge. An der herausgezogenen Schraube haften neben dem Klebstoff nur sehr geringe Teilchen der Holzstruktur. Bei den Serien aus Fichte versagte i.d.R. nicht die Klebefuge, sondern ganze Teile des Holzes wurden herausgerissen.

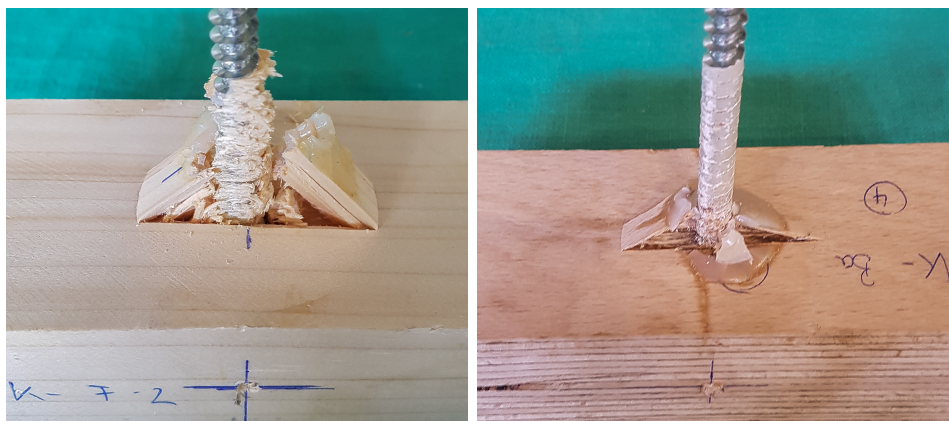


Abbildung 7.16: Ausbrüche bei Fichtenholz und Buchenurnierschichtholz

## Diskussion und Schlussfolgerungen

Um die geklebten Serien besser mit den Vergleichsserien vergleichen zu können, gibt Tabelle 7.8 jeweils den Quotienten aus den Ergebniswerten der beiden Serien an.

Tabelle 7.8: Verhältniswerte Serien K-xx / V-xx

Serie	$K_{\text{ser,mean,K}} / K_{\text{ser,mean,V}}$	$F_{\text{max,mean,K}} / F_{\text{max,mean,V}}$
K-F / V-F	1,91	1,70
K-Bu / V-Bu	1,29	1,16
K-Ba / V-Ba	1,22	1,03

Während sich bei Buchenschnittholz und Buchenfurnierschichtholz durch die Verklebung nur moderate Zuwächse bis knapp 30% ergeben, sind diese bei Fichtenschnittholz überproportional groß. Ausgehend von der Idee, dass die geringeren Steifigkeiten der nicht verklebten Schrauben durch die lokale Zerstörung der Holzmatrix während des Einschraubvorgangs hervorgerufen werden, könnte eine Ursache für dieses Verhalten in einer größeren Schädigung des vergleichsweise weichen Fichtenholz beim Einschrauben begründet liegen. Ein Vergleich zweier aufgeschnittener Probekörper unterstützt diese These (Vgl. Abb. 7.17). Während das Gewinde im Fichtenholz eine sehr grobe Struktur mit zahlreichen Brüchen aufweist, zeigt sich beim Buchenholz eine vergleichsweise hohe Homogenität. Hier sind nur im Bereich der Schraubeneintrittsstelle an der Oberseite größere Fehler in der Gewindestruktur erkennbar.

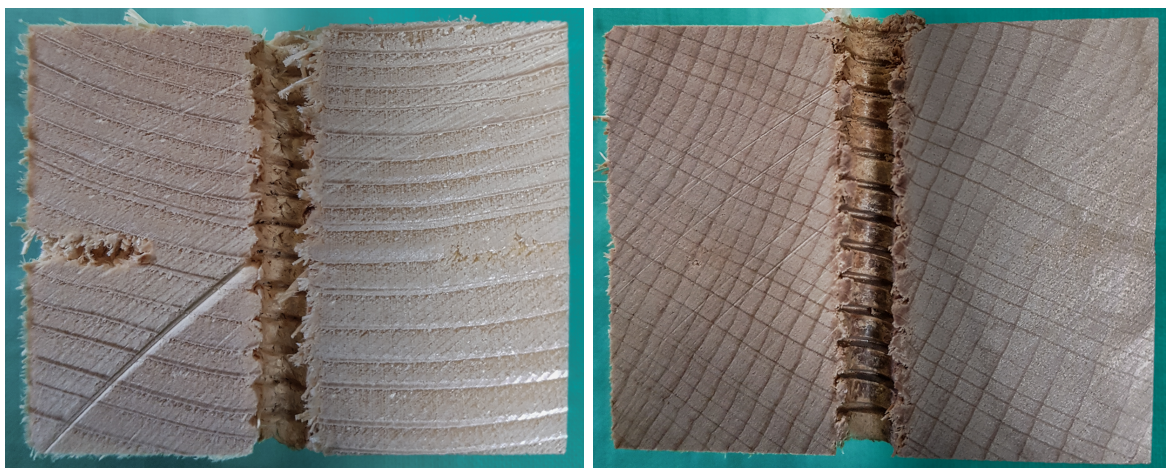


Abbildung 7.17: Ausbildung des Gewindes in Fichten- und Buchenschnittholz

### 7.3.6 Serien FG-Bu, FG-Ba und FG-K

Die Serien FG-Bu, FG-Ba sowie FG-K haben den Zweck die neu entwickelte Schraube *Fagus-Schraube-I* zu untersuchen und die Ergebnisse in Hinblick auf die axiale Steifigkeit mit denen der klassischen Vollgewindeschraube zu vergleichen. Bei den Serien FG-Bu und FG-Ba werden die Schrauben in Buchenschnittholz bzw. Furnierschichtholz eingeschraubt. Für die Serie FG-K werden die Schrauben analog zu den Serien K-xx in Buchenfurnierschichtholz eingeklebt.

#### Ergebnisse

In Tabelle 7.9 sind die entsprechenden Mittelwerte der untersuchten Größen angegeben.

Tabelle 7.9: Mittelwerte Serien FG-xx

Serie	$K_{\text{ser,mean}}$ [kN/mm]	$F_{\text{max,mean}}$ [kN]	$\rho_{\text{mean}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]
FG-Bu	40,6	16,2	717
FG-Ba	39,6	18,7	823
FG-K	25,4	10,9	825

#### Diskussion und Schlussfolgerung

Werden die Ergebnisse der Serien FG-Bu und FG-Ba mit den korrespondierenden Vergleichsserien V-Bu und V-Ba (Vgl. Tab. 7.6) verglichen, so zeigen sich keine signifikanten Unterschiede. Offenbar hat die veränderte Geometrie der *Fagus-Schraube-I* gegenüber der klassischen Vollgewindeschraube einen geringen Einfluss auf die axiale Steifigkeit. Allerdings bleibt anzumerken, dass durch die geringe Einbindetiefe ein erhöhter Einfluss der Eintritts- und Austrittsstelle der Schrauben zu erwarten ist. Wie in Kapitel 7.3.1 beschrieben, weisen beide Schraubentypen zum Teil erhebliche Unterschiede im Spaltverhalten auf.

Bei der Durchführung der Ausziehversuche der Serie FG-K zeigten sich ausgesprochen niedrige Werte für die axiale Steifigkeit als auch die Ausziehtragfähigkeit. Ein vollständiges Herausziehen der eingeklebten Schrauben offenbarte bei der Mehrzahl der Versuche einen in weiten Teilen nicht ausgehärteten Kleber. Zum Teil war dieser noch in flüssiger Phase, wie Abbildung 7.18 zeigt. Hier ist der Kleber im oberen Bereich der Verklebung noch weich und in Richtung Schraubenspitze flüssig. Da die Aushärtezeit eingehalten wurde und der Kleber bei allen weiteren Versuchsserien ausgehärtet war, ist eine ungenügende

Vermischung von Harz und Härter des Zweikomponentenklebers wahrscheinlich die Ursache dieser mangelhaften Verklebungen. Die Ergebnisse dieser Serie finden daher keine weitere Verwendung.

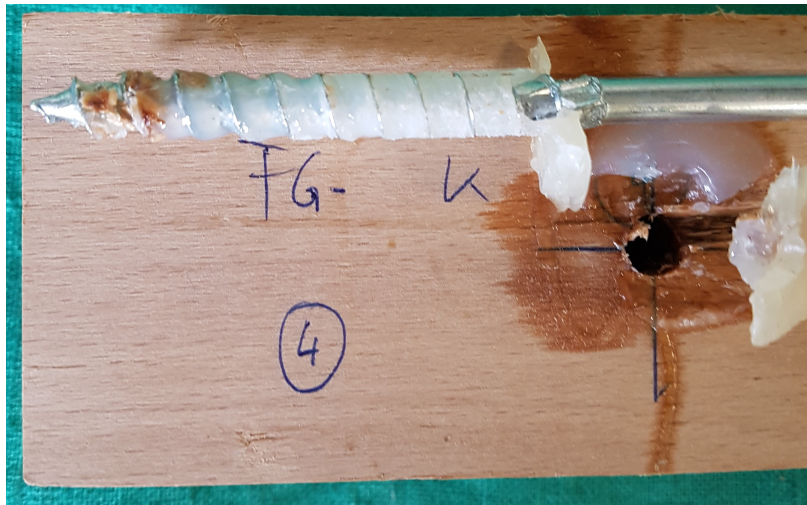


Abbildung 7.18: Nicht ausgehärtete Verklebung

## 7.4 Abgleich mit FE-Modell

Zur Beurteilung der Qualität des Simulationsmodells werden in diesem Abschnitt Vergleiche zwischen den Versuchsergebnissen und den Ergebnissen der entsprechenden Simulationen durchgeführt. Dabei beschränkt sich die Untersuchung auf die axiale Steifigkeit. Bei den Simulationen wird auf die Benutzung der *Birth and Death* Methode verzichtet.

### 7.4.1 Serien V-F und K-F

Aus den Versuchsdaten ergeben sich für die Serien V-F und K-F Mittelwerte von 383 und 352 N/mm<sup>2</sup> für den Elastizitätsmodul in Richtung der Schraubenachse. Die fehlenden Materialparameter werden mithilfe der von Neuhaus [21] angegebenen Werte für Fichtenholz ermittelt. Dazu wird der Quotient aus dem im Versuch ermittelten, sowie dem von Neuhaus angegebenen Wert gebildet. Mit diesem Faktor werden dann die weiteren Werte von Neuhaus skaliert. Die Querdehnungszahlen werden unverändert übernommen. Dabei wird vereinfachend angenommen, dass  $\nu_{TL} = \nu_{LT}$  und  $\nu_{RL} = \nu_{LR}$  gilt. Damit ergeben sich für die beiden Modelle die in Tabelle 7.10 und 7.11 gegebenen Materialparameter. Die Elastizitäts- und Schubmodul sind hier in der Einheit N/mm<sup>2</sup> angegeben.

Tabelle 7.10: Elastizitätskonstanten für Serie V-F

$E_T$	$E_L$	$E_R$	$G_{LR}$	$G_{RT}$	$G_{LT}$	$\nu_{LT}$	$\nu_{TR}$	$\nu_{LR}$
383	8511	681	511	34	553	0,033	0,60	0,027

Tabelle 7.11: Elastizitätskonstanten für Serie K-F

$E_T$	$E_L$	$E_R$	$G_{LR}$	$G_{RT}$	$G_{LT}$	$\nu_{LT}$	$\nu_{TR}$	$\nu_{LR}$
352	7822	626	469	31	508	0,033	0,60	0,027

## Ergebnisse

In Tabelle 7.12 sind die Ergebnisse der Versuche denjenigen der Simulationen gegenübergestellt. Die Bilder 7.19 und 7.20 zeigen die Kraft-Relativverschiebungs-Diagramme. Hier wurde zur Übersicht der Bereich bis etwa  $0,4 \cdot F_{max}$  ausgewählt, da auch die Berechnung der Steifigkeiten der Versuche auf Grundlage dieses Bereiches erfolgt.

Tabelle 7.12: Ergebnisse

<b>Serie</b>	$K_{ser,mean}$ [kN/mm]	$K_{ser,FE}$ [kN/mm]	$K_{ser,FE}/K_{ser,mean}$ [-]
V-F	10,9	17,7	1,57
K-F	20,8	15,8	0,76



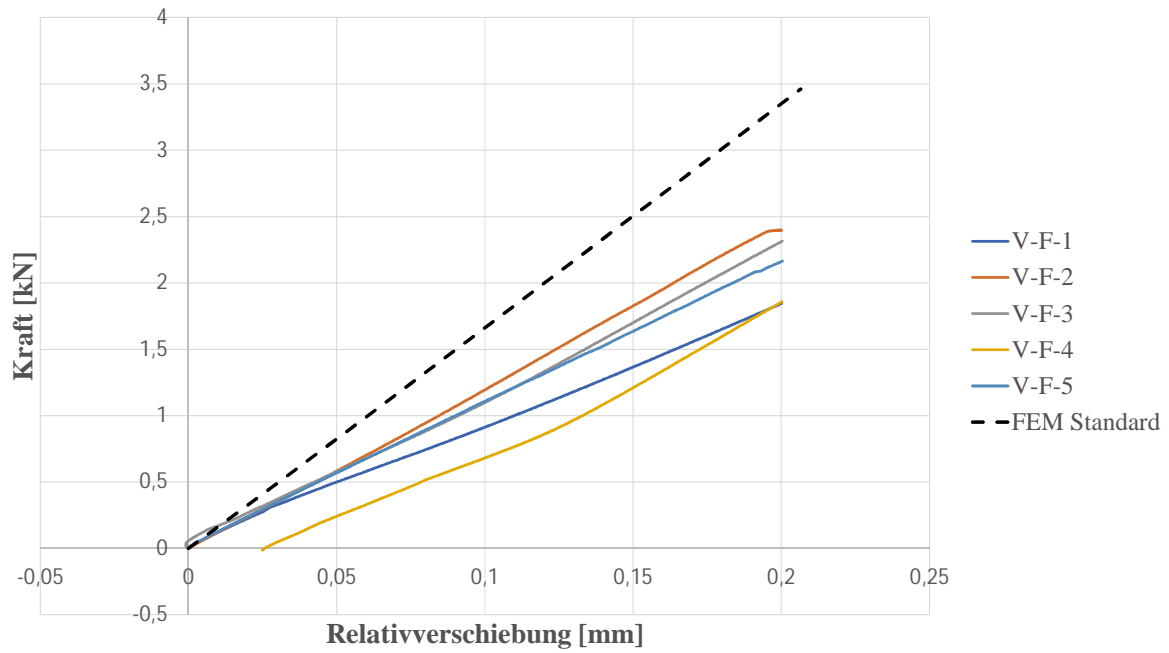


Abbildung 7.19: Abgleich Versuch und Modell, Serie V-F

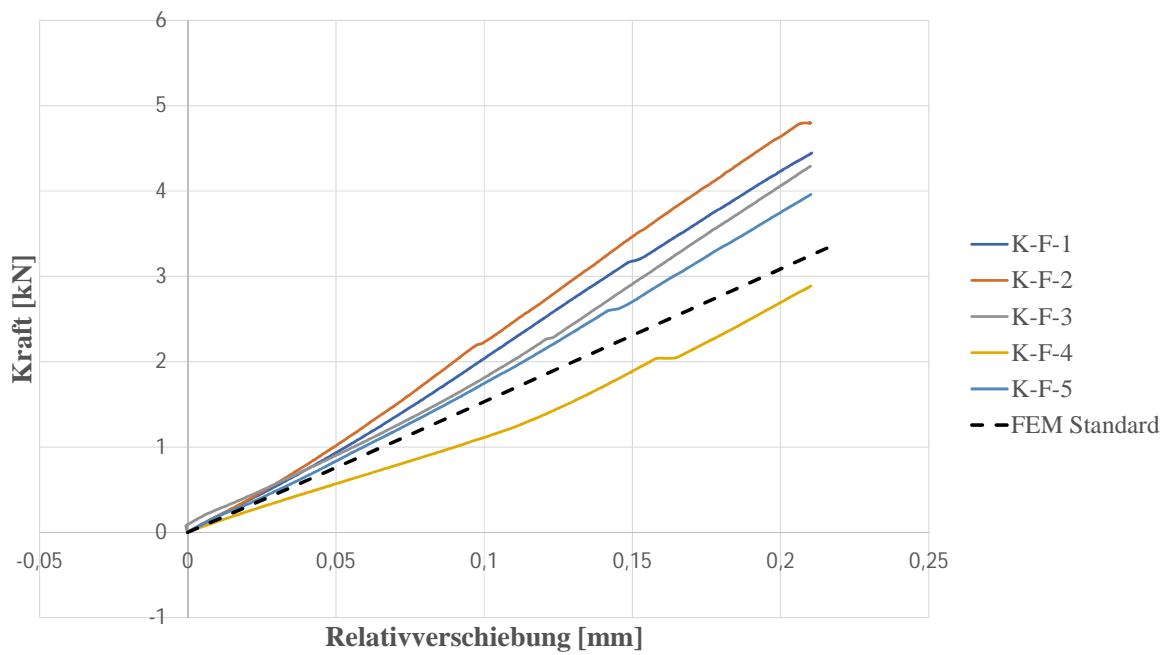


Abbildung 7.20: Abgleich Versuch und Modell, Serie K-F

### 7.4.2 Serien V-Bu und K-Bu

Da die Mittelwerte der ermittelten Elastizitätsmoduln für die Serien V-Bu und K-Bu sehr nahe beieinander liegen, werden beide Serien durch ein identisches Modell abgebildet. Die Materialparameter entsprechen Tabelle 7.13.

Tabelle 7.13: Elastizitätskonstanten

$E_T$	$E_L$	$E_R$	$G_{LR}$	$G_{RT}$	$G_{LT}$	$\nu_{LT}$	$\nu_{TR}$	$\nu_{LR}$
998	12045	1962	1411	404	929	0,037	0,31	0,032

### Ergebnis

In Tabelle 7.14 sind die Ergebnisse zusammengefasst. Die Bilder 7.21 und 7.22 zeigen die Kraft-Relativverschiebungs-Diagramme.

Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen der geklebten Schraube im Versuch und dem FE-Modell. Im Vergleich zur eingeschraubten Schraube liefert das Modell eine Überschätzung der axialen Steifigkeit von gut 33%.

Tabelle 7.14: Ergebnisse

<b>Serie</b>	$K_{ser,mean}$ [kN/mm]	$K_{ser,FE}$ [kN/mm]	$K_{ser,FE}/K_{ser,mean}$ [-]
V-Bu	40,6	54,1	1,33
K-Bu	52,2	54,1	1,04

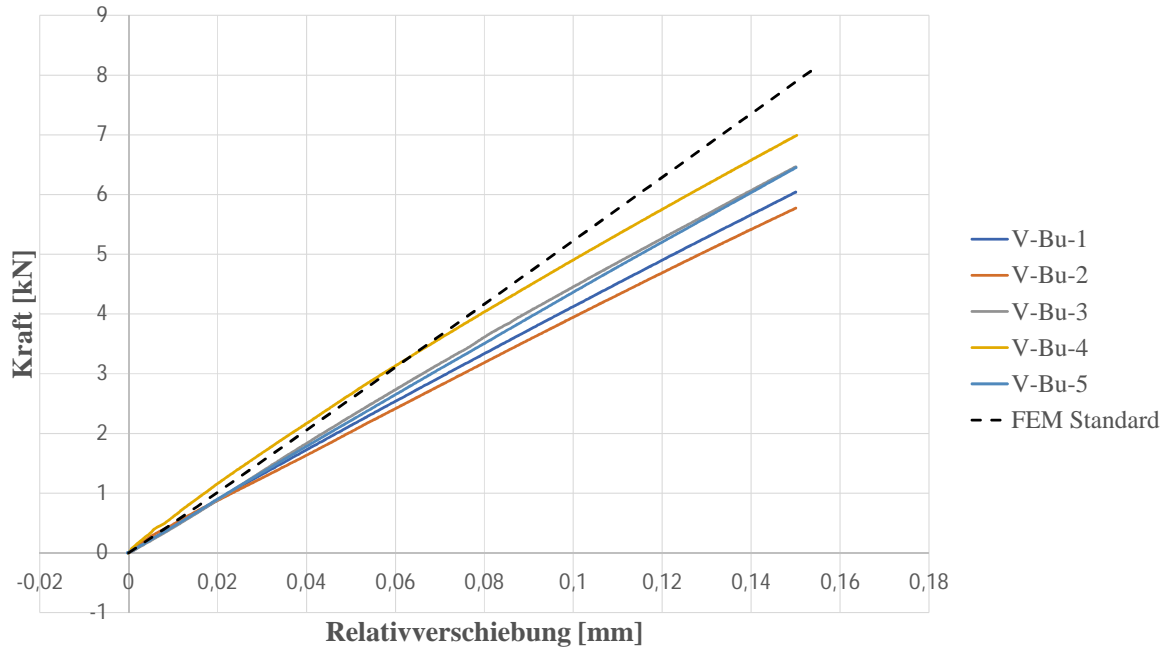


Abbildung 7.21: Abgleich Versuch und Modell, Serie V-Bu

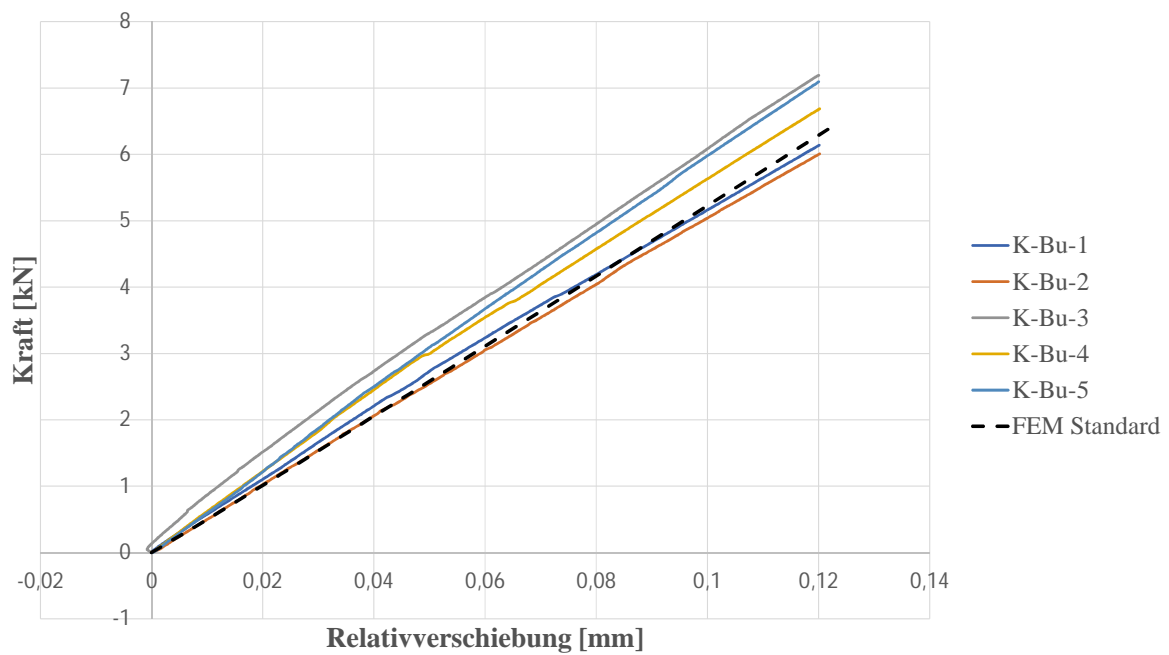


Abbildung 7.22: Abgleich Versuch und Modell, Serie K-Bu

### 7.4.3 Serien V-Ba und K-Ba

Aufgrund der geringen Streuung der Materialparameter bei Buchenfurnierschichtholz, wurden für die Serien aus diesem Material vorab keine Versuche zur Bestimmung der E-Moduln in Richtung der Schraubenachse durchgeführt. Es wurde Furnierschichtholz

der Firma Pollmeier eingesetzt. Hierfür finden sich in einer Bemessungshilfe des Herstellers [5] Angaben für die Elastizitäts- und Schubmoduln. Hieraus werden allerdings nur der E-Modul in Längsrichtung sowie zwei Schubmoduln entnommen. Für die Elastizitätsmoduln in den beiden Querrichtungen haben neuere Untersuchungen am Institut für Holzbau und Baukonstruktionen signifikant höhere Werte ermittelt. Hier sollen diese aktuellen Werte verwendet werden. Ein Rollschubmodul wird vom Hersteller bislang nicht angegeben. Dieser wird geschätzt, da zwar Untersuchungen des oben genannten Instituts durchgeführt wurden, die ermittelten Werte allerdings nicht plausibel scheinen. Neben Buchenfurnierschichtholz wurde hier auch der Rollschubmodul für Buchenschnittholz ermittelt. Dabei lagen die ermittelten Werte nur bei etwa 50% von den im Neuhaus [21] genannten Werten. Nichtsdestotrotz zeigten die Untersuchungen, dass der Rollschubmodul von Furnierschichtholz aus Buche etwa 40% niedriger als der von Buchenschnittholz ist. Damit wird der Rollschubmodul für Buchenfurnierschichtholz abgeschätzt, indem die von Neuhaus gegebenen Werte für Buchenschnittholz entsprechend abgemindert werden. Für die Querdehnungszahlen werden weiterhin die Werte des Buchenschnittholzes verwendet. Schlussendlich ergeben sich die in Tabelle 7.15 angegebenen Materialparameter.

Tabelle 7.15: Elastizitätskonstanten für Serie V-Ba und K-Ba

$E_T$	$E_L$	$E_R$	$G_{LR}$	$G_{RT}$	$G_{LT}$	$\nu_{LT}$	$\nu_{TR}$	$\nu_{LR}$
790	16800	860	760	300	850	0,033	0,60	0,027

## Ergebnis

Die quantitativen Ergebnisse sind in Tabelle 7.16 zusammengefasst. Es zeigen sich nur relativ geringe Abweichungen zwischen Simulation und Versuch. Dabei weisen die geklebten Versuche im Mittel etwas größere Steifigkeiten als die entsprechende Simulation auf.

Tabelle 7.16: Ergebnisse

Serie	$K_{ser,mean}$ [kN/mm]	$K_{ser,FE}$ [kN/mm]	$K_{ser,FE}/K_{ser,mean}$ [-]
V-Ba	39,3	44,6	1,13
K-Ba	47,8	44,6	0,93

Die Kraft-Relativverschiebungs-Diagramme sind den Abbildungen 7.23 und 7.24 zu ent-

nehmen. Für die geklebte Serie wurde hier eine zusätzliche Simulation erstellt, bei der sich Schraube und umgebende Holzmatrix die gleichen Knoten des FE-Netzes teilen und somit fest miteinander verbunden sind. Es werden also keine Kontaktelemente verwendet. In *APDL* wird dies mithilfe des Befehls *glue* erreicht. Dabei ergibt sich mit 50,5 kN/mm eine im Vergleich zum Standard-FE-Modell um etwa 13% erhöhte Steifigkeit.

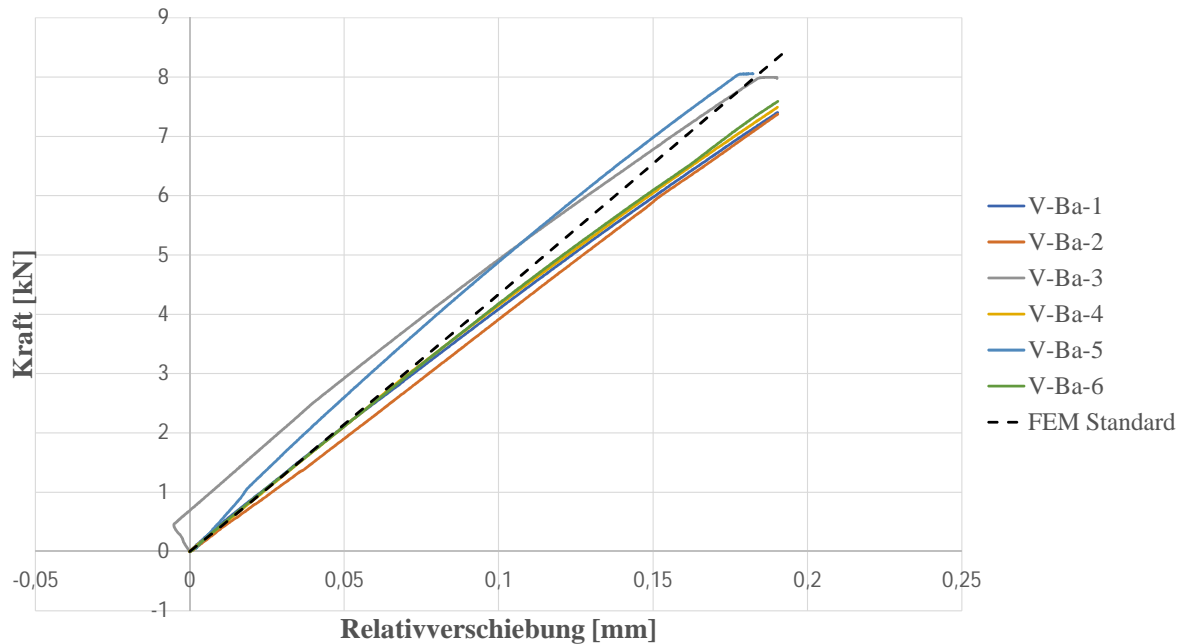


Abbildung 7.23: Abgleich Versuch und Modell, Serie V-Ba

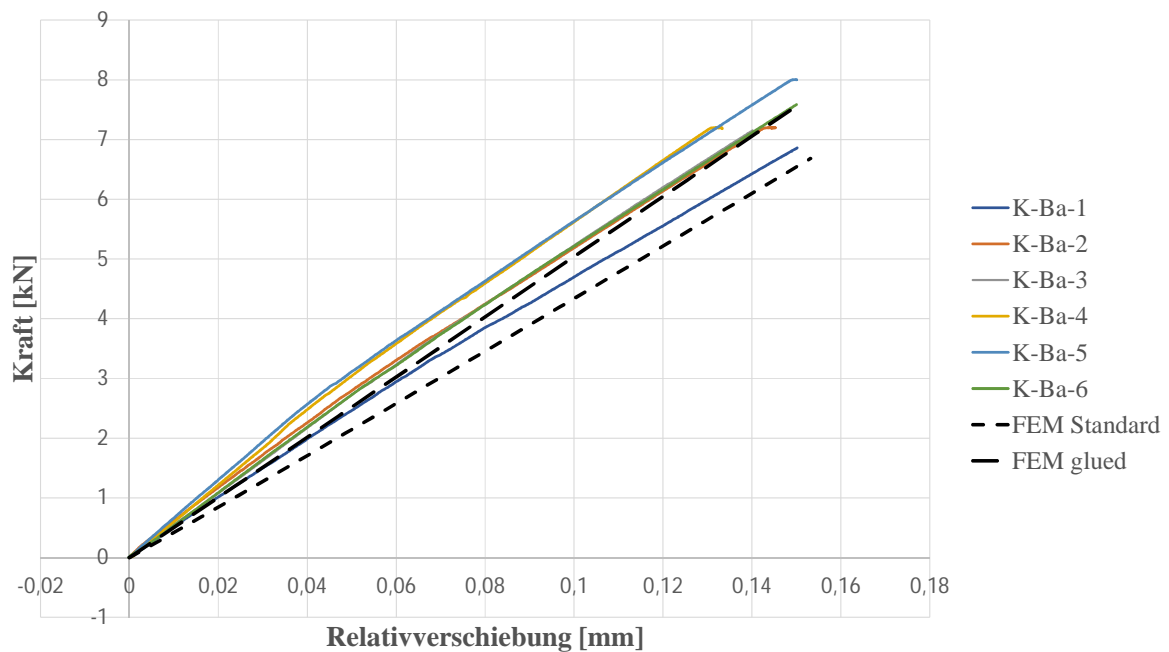


Abbildung 7.24: Abgleich Versuch und Modell, Serie K-Ba

#### 7.4.4 Serie FG-Ba

Zum Abschluss wird eine Simulation der *Fagus-Schraube-I* vorgenommen. Bei den bisherigen Simulationen ergab sich die beste Übereinstimmung zwischen Versuch und Modell bei den Serien in Buchenfurnierschichtholz. Daher werden für dieses Modell die Materialparameter dieses Holzes verwendet. Folglich entsprechen sie den bereits in Tabelle 7.15 angegebenen Werten.

Für die Geometrieparameter der Schraube wurden die in Tabelle 7.17 angegebenen Werte gemessen und im Modell übernommen.

Tabelle 7.17: Geometrieparameter *Fagus-Schraube-I*

Parameter:	Wert [mm]
Nenndurchmesser	8,0
Kerndurchmesser	5,3
Gewindesteigung	5,6

Die Flankenwinkel lassen sich aufgrund der komplexen Geometrie nicht ohne Weiteres messen und werden daher geschätzt. Es wird ein Wert von  $25^\circ$  angenommen.

#### Ergebnis

Die Ergebnisse sind Tabelle 7.18 und Diagramm 7.25 zu entnehmen. Es zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Modellierung.

Tabelle 7.18: Ergebnisse

Serie	$K_{ser,mean}$ [kN/mm]	$K_{ser,FE}$ [kN/mm]	$K_{ser,FE}/K_{ser,mean}$ [-]
FG-Ba	39,6	42,2	1,07

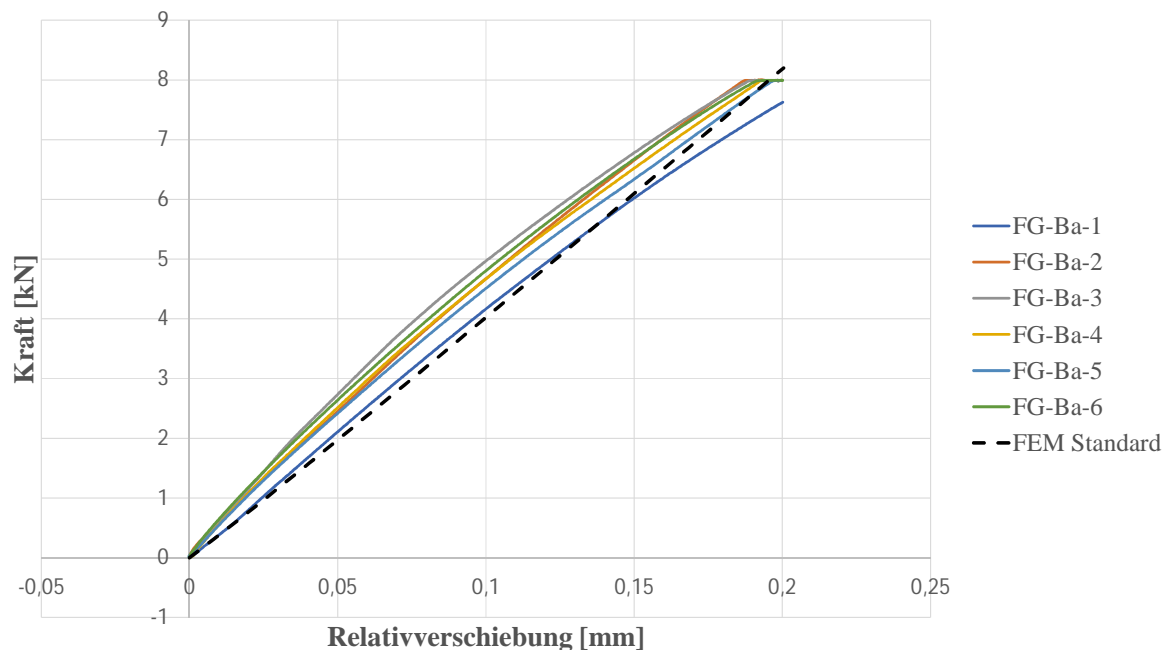


Abbildung 7.25: Abgleich Versuch und Modell, Serie FG-Ba

## 7.5 Diskussion der Simulationsergebnisse

Die in Kapitel 4 besprochenen Versuche zeigten eine sehr geringe Übereinstimmung mit den numerischen Simulationen. Hier lag die modellierte axiale Steifigkeit um bis zu 128% über den Versuchsergebnissen. Dagegen zeigt sich bei den jetzt durchgeführten Versuchen durchweg eine deutlich bessere Übereinstimmung.

Die größten Differenzen finden sich hier bei den Serien des Fichtenholzes. Dabei beträgt die höchste Abweichung allerdings nur noch 57% im Falle der Serie V-F. Die deutliche Verbesserung der Simulationsergebnisse ist vermutlich in Zusammenhang mit den verwendeten Materialparametern der Modelle zu sehen. Da für die bereits bestehenden Versuche keine Elastizitätsmoduln bestimmt wurden, musste hier für die Simulation auf Standardwerte zurückgegriffen werden. Diese Werte sind vermutlich nicht repräsentativ für die tatsächlichen Versuchskörper.

Bei den geklebten Schrauben in Fichtenholz zeigt sich im Modell, entgegen der Erwartung, eine Unterschätzung der Steifigkeit. Aufgrund der vergleichsweise stark streuenden Eigenschaften der Fichtenhölzer scheint hier allerdings die Anzahl der durchgeführten Versuche zu gering für eine weitergehende Analyse. Für aussagekräftige Ergebnisse müssten weitere Versuche durchgeführt werden.

Bei den Serien aus Buchenschnittholz zeigen sich bereits deutlich bessere Übereinstimmungen der Modelle mit den Versuchen. Die Überschätzung der Steifigkeit im Modell

fällt vergleichsweise moderat aus. Während die geschraubte Serie V-Bu noch eine Abweichung von 33% aufweist, sind es bei der geklebten Serie K-Bu lediglich 4%. Noch besser fallen die Ergebnisse für die Serien in Buchenfurnierschichtholz aus. Hier wird die Serie V-Ba nur noch zu 13% von der Simulation überschätzt, während die geklebte Variante bereits eine, gegenüber dem Modell, leicht höhere Steifigkeit im Versuch erzielt.

Für die *Fagus-Schraube-I* wurde eine Simulation in Buchenfurnierschichtholz berechnet. Bei ansonsten identischen Parametern weist die Simulation der *Fagus-Schraube-I* im Vergleich mit der Simulation der Serie V-Ba eine leicht geringere Steifigkeit auf. Die Übereinstimmung zwischen Versuch und Modellierung ist für diese Serie, bei einer Abweichung von nur 7%, am geringsten im Vergleich mit allen anderen Serien.

Insgesamt bestätigen die durchgeführten Versuche die Eingangs formulierte Erwartung, dass durch die erhöhte Dichte und die geringere Streuung der Materialparameter bei Buchenholz eine, im Vergleich zu Fichtenholz, höhere Übereinstimmung zwischen Versuchen und Modell erzielt wird. Hier liefert das Modell bereits ohne Kalibrierung Ergebnisse in der richtigen Größenordnung.



## 8 Zusammenfassung und Fazit

Ziel der vorliegenden Masterarbeit war die Erforschung von Holzschraubenverbindungen für Vollholz aus Fichte und Buche sowie Furnierschichtholz aus Buche. Dabei wurde der Fokus auf die axiale Steifigkeit einer solchen Verbindung gelegt.

Nach dem Aufzeigen der Grundlagen bezüglich des Werkstoffes Holz sowie einer kurzen Einführung in den Stand der Technik bei der Bemessung von Holzschraubenverbindungen in axialer Richtung, wurde ein Finite-Elemente Modell erarbeitet. Um einen vielfältigen Einsatz des Modells zu gewährleisten, wurde das Modell in der *ANSYS Parametric Design Language*, kurz *APDL*, entwickelt. Zur Untersuchung verschiedener Konfigurationen, welche beispielsweise durch Änderungen der Schraubeneinbindetiefe oder der Schraubengeometrie entstehen, wurde die Geometrie weitgehend parametrisiert. Zur ersten Validierung wurde ein entsprechendes Modell mit dem modernen Programmpaket *ANSYS Workbench* erstellt. Dabei diente zur Abbildung der Schraube ein 3D-Datensatz des Herstellers. Eine vergleichende Berechnung zeigte eine gute Übereinstimmung beider Modellierungsvarianten.

Mit dem entwickelten Modell können qualitative Aussagen zu den Spannungszuständen im Holz und der Schraube getroffen werden. Aufgrund von Singularitäten in der FE-Simulation und der vergleichsweise inhomogenen Struktur von Holz, welche im Modell nicht berücksichtigt wird, sind quantitative Aussagen zu Spannungen nur schwer zu treffen. Ein erster Schritt, um hier Verbesserungen zu erzielen, wäre beispielsweise die Implementierung von nichtlinearen Materialmodellen sowohl für das Holz als auch für den Stahl der Schraube.

Ein Abgleich vorhandener Versuchsergebnisse von Ausziehversuchen zeigte große Differenzen zum Modell in Bezug auf die axiale Steifigkeit. Diese wurden in den Simulationen stark überschätzt.

Um diesem Umstand Rechnung zu tragen, wurden zunächst einige Modellierungsvarianten entwickelt mit dem Ziel, das Bruchverhalten der Holzmatrix zu berücksichtigen. Dabei führte eine Simulation von vordefinierten Rissen zunächst nicht zum Erfolg. Als vielversprechender Ansatz zeigte sich eine Methode, bei der einzelne Elemente des FE-Netzes, nach Überschreiten einer vorgegebenen Grenzspannung, deaktiviert werden. Mit dieser Methode lässt sich die Steifigkeit und teilweise sogar die Tragfähigkeit einer Holzschrau-

benverbindung qualitativ gut abbilden. Allerdings gelingt die Berechnung hierbei derzeit nur, wenn geometrische Nichtlinearitäten, also große Verformungen, nicht berücksichtigt werden. Um diese Methode einer ernsthaften Nutzung zugänglich zu machen, wären weitere Untersuchungen notwendig. Gegenwärtig ist noch nicht abschätzbar, inwiefern damit die Realität zutreffend abgebildet wird. Im entwickelten Modell kann diese Methode auf einfache Weise aktiviert oder deaktiviert werden.

Mit der Durchführung weiterer Ausziehversuche konnte gezeigt werden, dass mit zunehmender Dichte des Holzes und einer geringeren Streuung der Materialeigenschaften eine bessere Korrelation zwischen den Ergebnissen aus Versuchen und denen der Simulationen besteht. Dabei zeigte sich die beste Übereinstimmung des Modells mit Ausziehversuchen in Buchenfurnierschichtholz.

Abschließend noch einige Bemerkungen zu der Arbeit mit *Mechanical APDL*. In der Theorie eröffnen sich mit der Skriptsprache *APDL* zahlreiche Möglichkeiten der Modellierung. Hierbei erhält der Anwender eine hohe Kontrolle über das Modell bzw. die Analyse. Gleichzeitig offenbarten sich allerdings große Schwächen in Bezug auf die Erstellung der Geometrien und der Netzgenerierung. Abgesehen von der Tatsache, dass die Geometrieerstellung mithilfe der bereitgestellten Befehle sehr komplex werden kann, machen eine Reihe von Fehlern die Erstellung einer gewünschten Geometrie zum Teil unmöglich. Im Vergleich mit aktuellen CAD-Zeichenprogrammen sind die Möglichkeiten hier sehr beschränkt und nicht zeitgemäß. Das führt in der Praxis zu einem unverhältnismäßig hohen Anteil der Arbeitszeit, die für die Erstellung der Geometrie aufgewendet werden muss.

Für zukünftige Arbeiten mit ähnlich komplexen Geometrien empfiehlt sich daher die Anwendung der neueren *ANSYS Workbench* unter Einbeziehung von *APDL*-Codes, um das volle Potential von *ANSYS* nutzen zu können.

## 9 Ausblick

Zum produktiven Einsatz des entwickelten Modells sind, insbesondere in Bezug auf eine Nutzung mit dem Material Fichte, noch weitere Untersuchungen zur Kalibrierung notwendig. Aber auch in den Fällen, in denen das Modell gute Resultate lieferte - z.B. bei Holzschraubenverbindungen mit Buchenfurnierschichtholz - sollte überprüft werden ob sich auch bei geänderten Geometrien vergleichbar gute Ergebnisse erzielen lassen. In Betracht kämen hierbei beispielsweise veränderte Einbindetiefen der Schrauben und verschiedene Schraubendurchmesser.

Damit das Modell vielseitig eingesetzt werden kann, sind entsprechende Anpassungen für weitere Lastfälle und Verbindungstypen vorstellbar.

Um hierzu Möglichkeiten aufzuzeigen, wurden zwei weitere Modelle erstellt. Beim ersten Modell werden anstelle einer Schraube drei Schrauben nebeneinander angeordnet und axial belastet. Abbildung 9.1 zeigt hierzu den Verlauf der vertikalen Verschiebungen. Der Abstand der einzelnen Schrauben untereinander ist hier variabel. Mit einem solchen Modell lässt sich die gegenseitige Beeinflussung der Schrauben untersuchen.

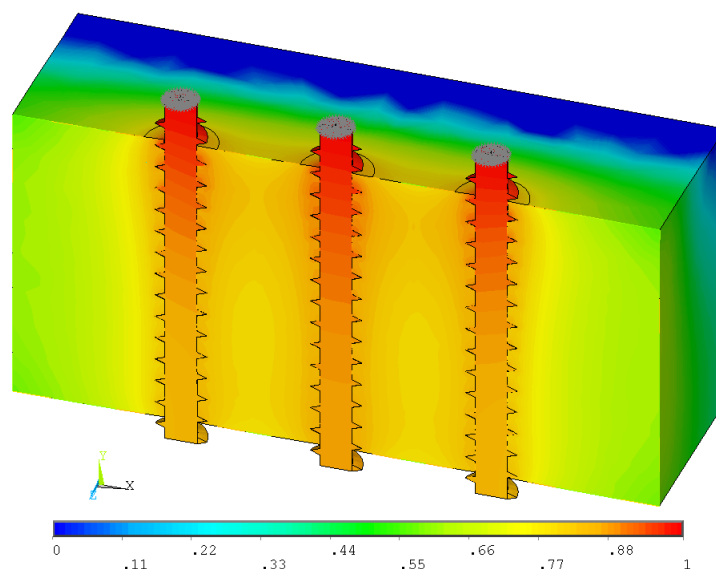


Abbildung 9.1: Modell mit 3 Schrauben

Als zweite Variante wurde ein Modell entwickelt, bei dem die Schraube einer lateralen

Beanspruchung ausgesetzt wird (Vgl. Abb. 9.2). Dazu wird der untere Block auf der linken Seite eingespannt und für die gegenüberliegende Seite des oberen Blocks eine Verschiebung in horizontaler Richtung vorgegeben.

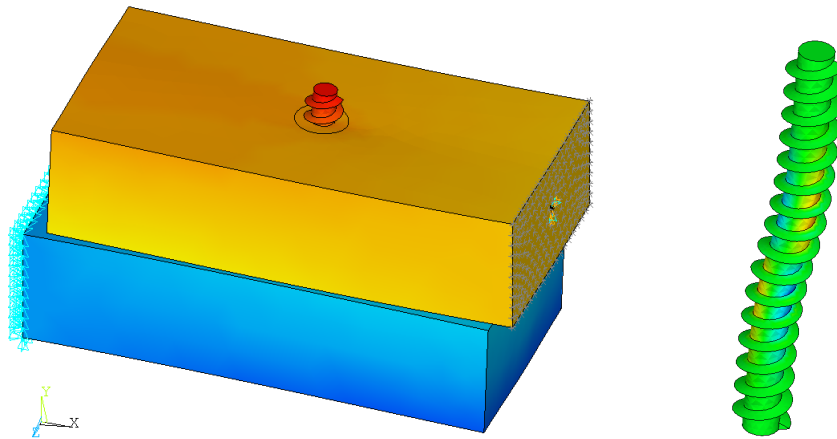


Abbildung 9.2: Beanspruchung in lateraler Richtung, links: Verschiebungen in horizontaler Richtung; rechts: axiale Spannungen in der Schraube

# Literaturverzeichnis

- [1] *Internet: wikipedia.org.* [https://en.wikipedia.org/wiki/Fracture\\_mechanics](https://en.wikipedia.org/wiki/Fracture_mechanics), Abruf: 02.08.2017
- [2] ANSYS, Inc.: *ANSYS Help: APDL Theory Reference, ANSYS Version 18.1.* 2017
- [3] ANSYS, Inc.: *ANSYS Help: Contact Technology Guide, ANSYS Version 18.1.* 2017
- [4] AYOUBI, Mazen: *Zum Verbundverhalten von Vollgewindeschrauben mit großen Einbindelängen beim Einsatz als Bewehrung in Brettschichtholzbauteilen.* RWTH Publications, 2014
- [5] BLASS, Hans J. ; STREIB, Johannes: *BauBuche Buchen-Furnierschichtholz - Bemessungshilfe für Entwurf und Berechnung nach Eurocode 5.* April 2014
- [6] BLASS, Hans J. ; BEJTKA, Ireneusz ; UIBEL, Thomas: *Karlsruher Berichte zum Ingenieurholzbau. Bd. Bd. 4: Tragfähigkeit von Verbindungen mit selbstbohrenden Holzschrauben mit Vollgewinde.* Karlsruhe : Universitätsverlag Karlsruhe, 2006
- [7] BLASS, Hans J. ; FLAIG, Marcus: *Karlsruher Berichte zum Ingenieurholzbau. Bd. 24: Stabförmige Bauteile aus Brettspertholz.* Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, 2012
- [8] BLASS, Hans J. ; SANDHAAS, Carmen: *Ingenieurholzbau: Grundlagen der Bemessung.* Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, 2016
- [9] DEUTSCHES INSTITUT FÜR BAUTECHNIK: *Europäische Technische Zulassung ETA-11/0190: Selbstbohrende Schrauben als Holzverbindungsmittel.* Juni 2013
- [10] DEUTSCHES INSTITUT FÜR BAUTECHNIK: *Allgemeine bauaufsichtliche Zulassung Z-9.1-705: 2K-EP-Klebstoff WEVO-Spezialharz EP 32 S mit WEVO-Härter B 22 TS zum Einkleben von Stahlstäben in Holzbaustoffe.* November 2016
- [11] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V.: *DIN EN 26891 Holzbauwerke Verbindungen mit mechanischen Verbindungsmitteln Allgemeine Grundsätze für die Ermittlung der Tragfähigkeit und des Verformungsverhaltens (ISO 6891 : 1983) Deutsche Fassung EN 26 891 : 1991.* 07.1991
- [12] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V.: *DIN EN 1995-1-1 Eurocode 5: Bemessung und Konstruktion von Holzbauten – Teil 1-1: Allgemeines – Allgemeine Regeln und Regeln für den Hochbau.* Dezember 2010

- 
- [13] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V.: *DIN EN 1382 Holzbauwerke – Prüfverfahren – Ausziehtragfähigkeit von HolzverbindungsmitteIn.* Juli 2016
- [14] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V.: *DIN EN 338 Bauholz für tragende Zwecke – Festigkeitsklassen.* Juli 2016
- [15] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V.: *DIN EN 408 Holzbauwerke – Bauholz für tragende Zwecke und Brettschichtholz – Bestimmung einiger physikalischer und mechanischer Eigenschaften.* Oktober 2012
- [16] DOS SANTOS, Cristóvão L. ; JESUS, Abílio M. ; MORAIS, José J.L.: Embedment strength characterization of pine wood. Numerical study of the non-linear behaviour. In: *Ciência & Tecnologia dos Materiais* 27 (2015), Nr. 1
- [17] FUKUOKA, Toshimichi: Proposition of Helical Thread Modeling With Accurate Geometry and Finite Element Analysis. In: *Journal of Pressure Vessel Technology* (2008)
- [18] GEBHARDT, Christof: *Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench: Einführung in die lineare und nichtlineare Mechanik.* München : Hanser, 2011
- [19] MÖHLER ; STECK: Untersuchungen über die Rißbildung in Brettschichtholz infolge Klimabeanspruchung. In: *bauen mit holz* 4/80 (1980)
- [20] MÜLLER, Günter ; GROTH, Clemens: *Edition expertsoft. Bd. 23: FEM für Praktiker.* 8., neu bearb. Aufl. Expert-Verlag, 2007
- [21] NEUHAUS, Helmuth: *Ingenieurholzbau: Grundlagen - Bemessung - Nachweise - Beispiele ; mit 221 Tabellen.* 3., korr. u. aktualisierte Aufl. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2011 (Studium)
- [22] RINGHOFER, Andreas: Short Term Scientific Mission (STSM) Report "Stiffness Properties of Axially Loaded Self-Tapping Screws": COST-STSM-FP1402-30283. (2016)
- [23] SAN DIEGO, Chino Jose G.: Structural Behaviour of Acetylated Wood. In: *Department of Civil and Environmental Engineering, University of Auckland* (2016)
- [24] ÖSTERREICHISCHES INSTITUT FÜR BAUTECHNIK: *Europäische Technische Zulassung ETA-12/0063: Selbstbohrende Schrauben zur Verwendung im Holzbau.* Juni 2012

# **A Anhang**

## A.1 E-Moduln

### A.1.1 Fichtenschnittholz

Tabelle A.1: E-Moduln Serie V-F-E

Bezeichnung	$E_T$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Feuchte u [%]
V-F-E-1	523	319	12,3
V-F-E-2	231	349	11,4
V-F-E-3	180	377	11,7
V-F-E-4	783	410	11,5
V-F-E-5	199	453	11,8
Mittelwert	383	382	11,7
Standardabweichung	215	52	0,4
Variationskoeffizient	0,56	0,14	0,03

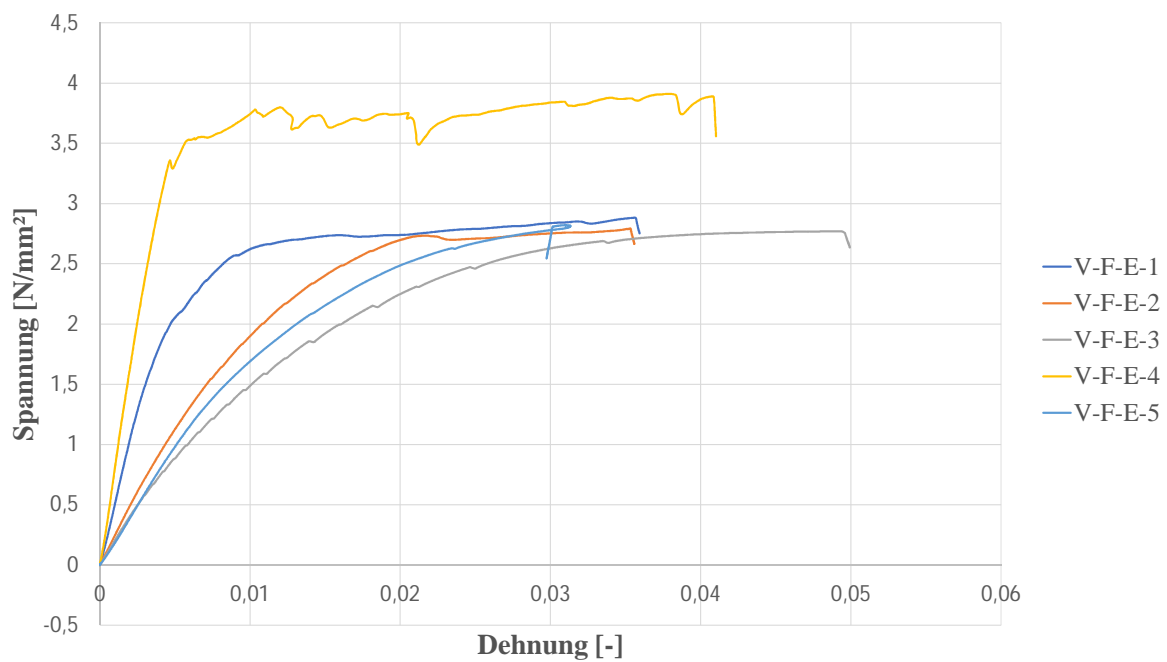


Abbildung A.1: Spannungs-Dehnungs-Diagramm Serie V-F-E



Tabelle A.2: E-Moduln Serie K-F-E

Bezeichnung	$E_T$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Feuchte u [%]
K-F-E-1	435	322	12,6
K-F-E-2	269	368	12,0
K-F-E-3	216	383	12,0
K-F-E-4	645	400	11,4
K-F-E-5	169	455	12,0
Mittelwert	352	386	12,0
Standardabweichung	169	48	0,4
Variationskoeffizient	0,48	0,13	0,04

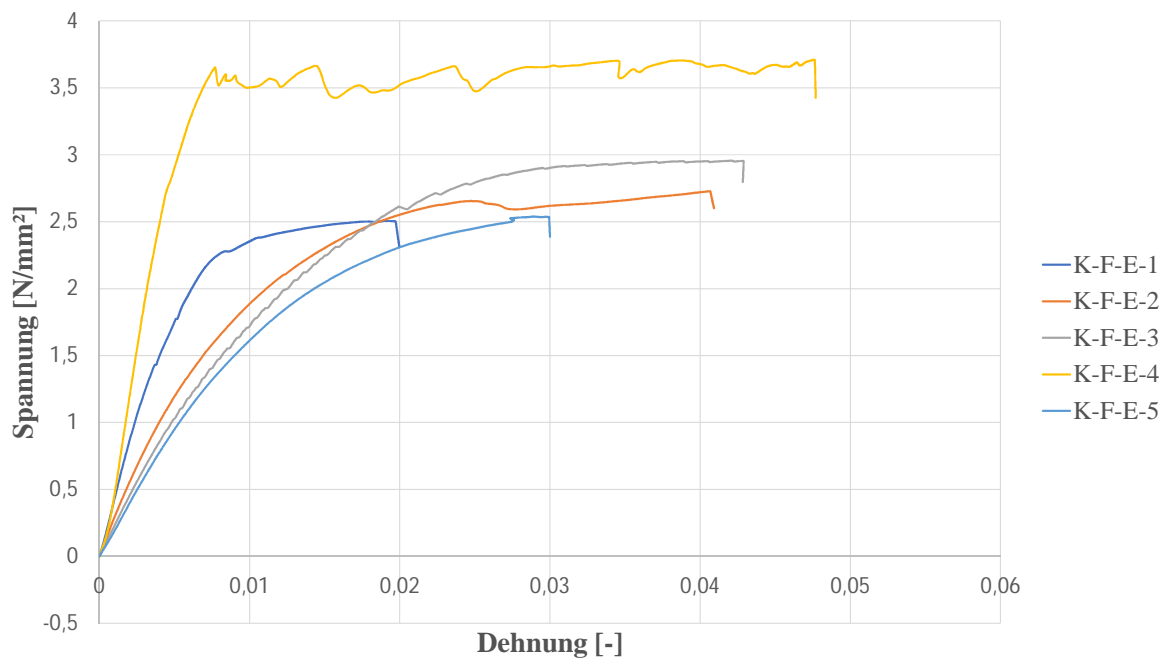


Abbildung A.2: Spannungs-Dehnungs-Diagramm Serie K-F-E

## A.1.2 Buchenschnittholz

Tabelle A.3: E-Moduln Serie V-Bu-E

Bezeichnung	$E_T$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Feuchte $u$ [%]
V-Bu-E-1	1015	692	8,9
V-Bu-E-2	777	666	8,8
V-Bu-E-3	1041	720	9,4
V-Bu-E-4	1047	765	9,5
V-Bu-E-5	1121	801	9,0
Mittelwert	1000	729	9,1
Standardabweichung	117	55	0,3
Variationskoeffizient	0,12	0,07	0,03

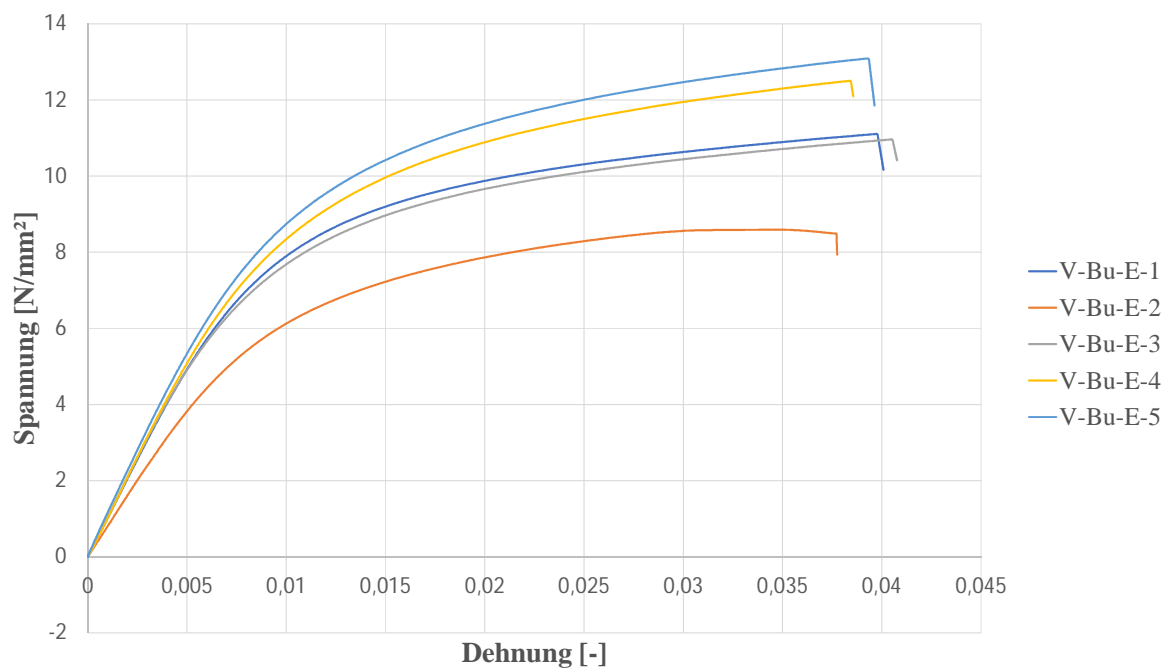


Abbildung A.3: Spannungs-Dehnungs-Diagramm Serie V-Bu-E

Tabelle A.4: E-Moduln Serie K-Bu-E

Bezeichnung	$E_T$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Feuchte u [%]
K-Bu-E-1	847	676	8,9
K-Bu-E-2	896	658	8,9
K-Bu-E-3	1057	717	9,4
K-Bu-E-4	1085	761	9,4
K-Bu-E-5	1096	773	9,7
Mittelwert	996	717	9,3
Standardabweichung	104	51	0,4
Variationskoeffizient	0,10	0,07	0,04

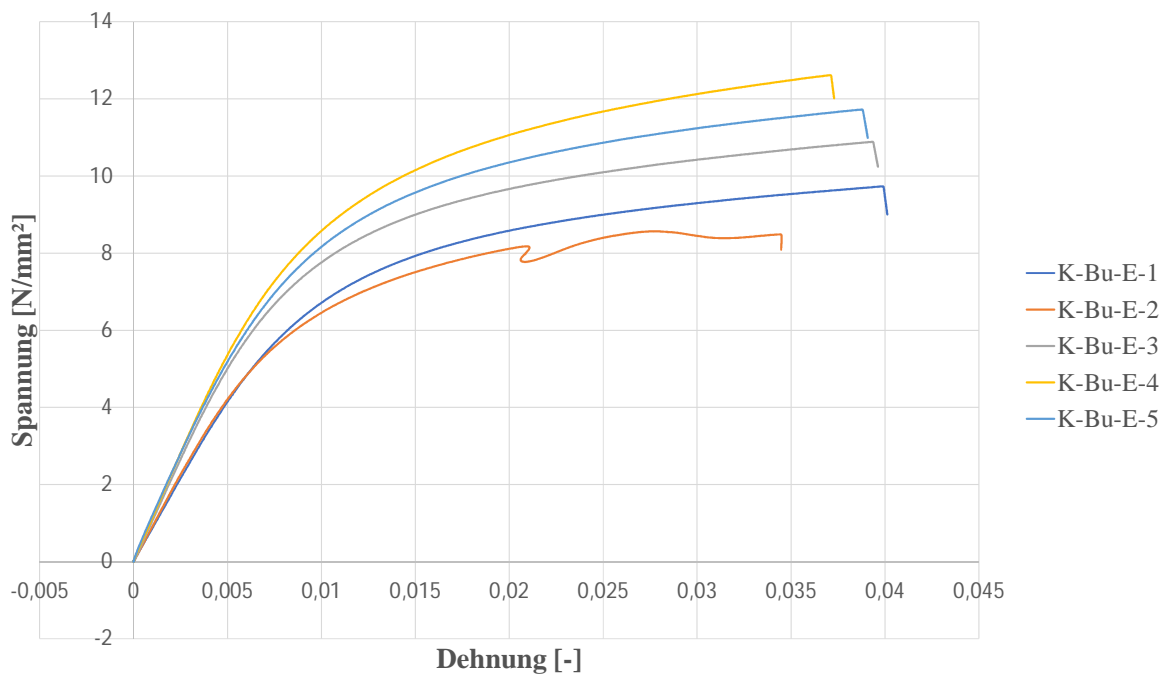


Abbildung A.4: Spannungs-Dehnungs-Diagramm Serie K-Bu-E

Tabelle A.5: E-Moduln Serie FG-Bu-E

Bezeichnung	$E_T$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Feuchte u [%]
FG-Bu-E-1	838	676	9,0
FG-Bu-E-2	902	658	8,9
FG-Bu-E-3	932	731	9,3
FG-Bu-E-4	1202	741	9,3
FG-Bu-E-5	1062	777	9,7
Mittelwert	987	717	9,2
Standardabweichung	130	49	0,3
Variationskoeffizient	0,13	0,07	0,03

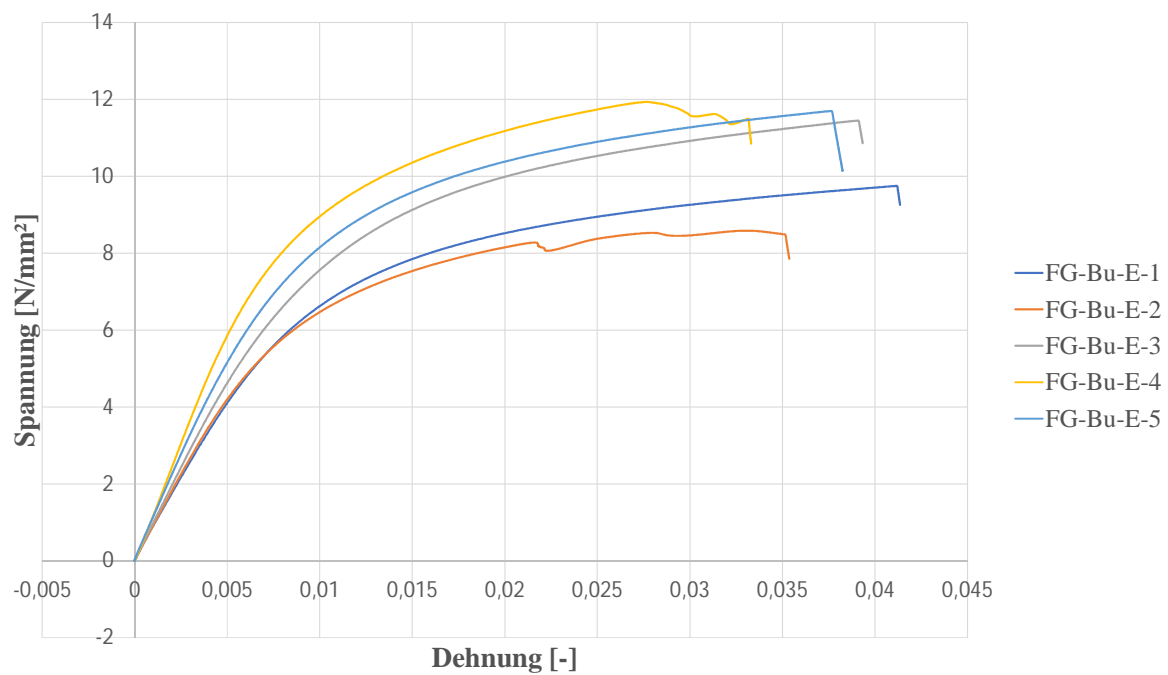


Abbildung A.5: Spannungs-Dehnungs-Diagramm Serie FG-Bu-E

## A.2 Ausziehversuche

### A.2.1 Serie V-F

Tabelle A.6: Ergebnisse Serie V-F

Bezeichnung	$K_{\text{ser}}$ [kN/mm]	$F_{\text{max}}$ [kN]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Feuchte $u$ [%]
V-F-1	8,9	4,5	311	12,6
V-F-2	12,4	5,8	357	10,8
V-F-3	11,1	6,3	393	12,3
V-F-4	11,5	6,1	414	11,8
V-F-5	10,3	7,1	451	12,1
Mittelwert	10,9	6,0	385	11,9
Standardabweichung	1,3	0,9	54	0,7
Variationskoeffizient	0,12	0,16	0,14	0,06

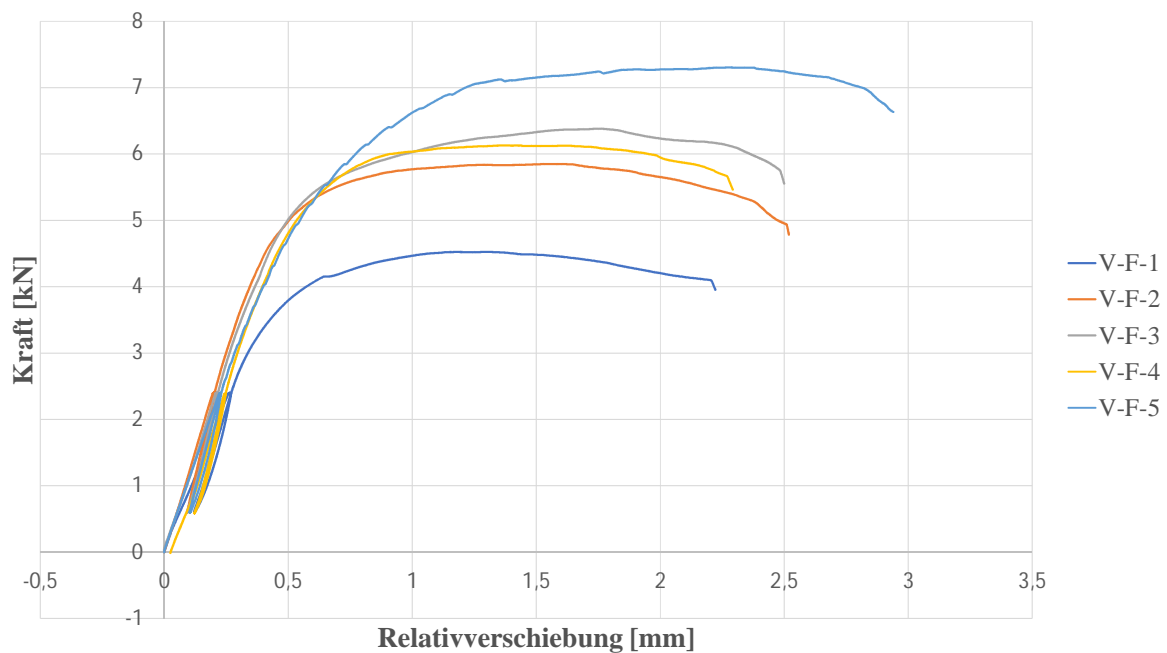


Abbildung A.6: Kraft-Relativverschiebungs-Diagramm Serie V-F

## A.2.2 Serie V-Bu

Tabelle A.7: Ergebnisse Serie V-Bu

Bezeichnung	$K_{ser}$ [kN/mm]	$F_{max}$ [kN]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Feuchte $u$ [%]
V-Bu-1	39,4	14,7	678	8,9
V-Bu-2	37,8	14,0	650	8,9
V-Bu-3	42,1	16,5	717	9,4
V-Bu-4	42,8	18,4	766	9,5
V-Bu-5	40,8	18,9	799	9,6
Mittelwert	40,6	16,5	722	9,3
Standardabweichung	2,0	2,2	61	0,3
Variationskoeffizient	0,05	0,13	0,08	0,04

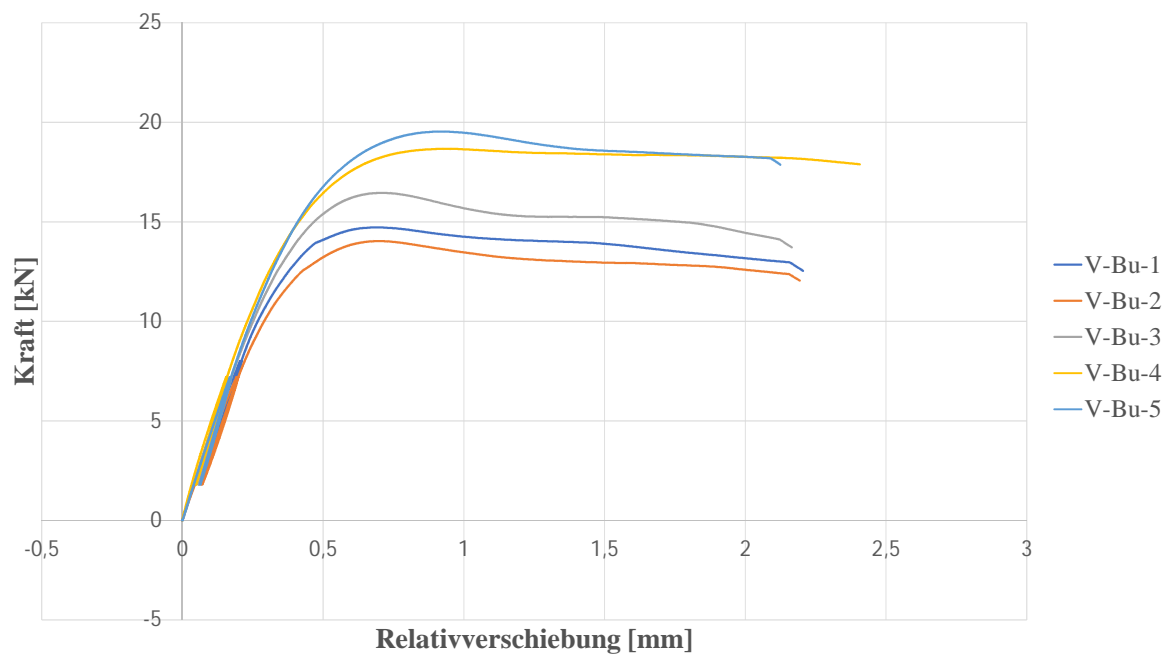


Abbildung A.7: Kraft-Relativverschiebungs-Diagramm Serie V-Bu

### A.2.3 Serie V-Ba

Tabelle A.8: Ergebnisse Serie V-Ba

Bezeichnung	$K_{\text{ser}}$ [kN/mm]	$F_{\text{max}}$ [kN]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Feuchte $u$ [%]
V-Ba-1	37,6	19,3	814	7,0
V-Ba-2	38,7	19,8	840	7,0
V-Ba-3	38,9	19,1	812	7,3
V-Ba-4	38,4	19,0	805	7,2
V-Ba-5	43,3	19,7	846	7,2
V-Ba-6	39,0	19,5	832	7,0
Mittelwert	39,3	19,4	825	7,1
Standardabweichung	2,0	0,3	17	0,1
Variationskoeffizient	0,05	0,02	0,02	0,02

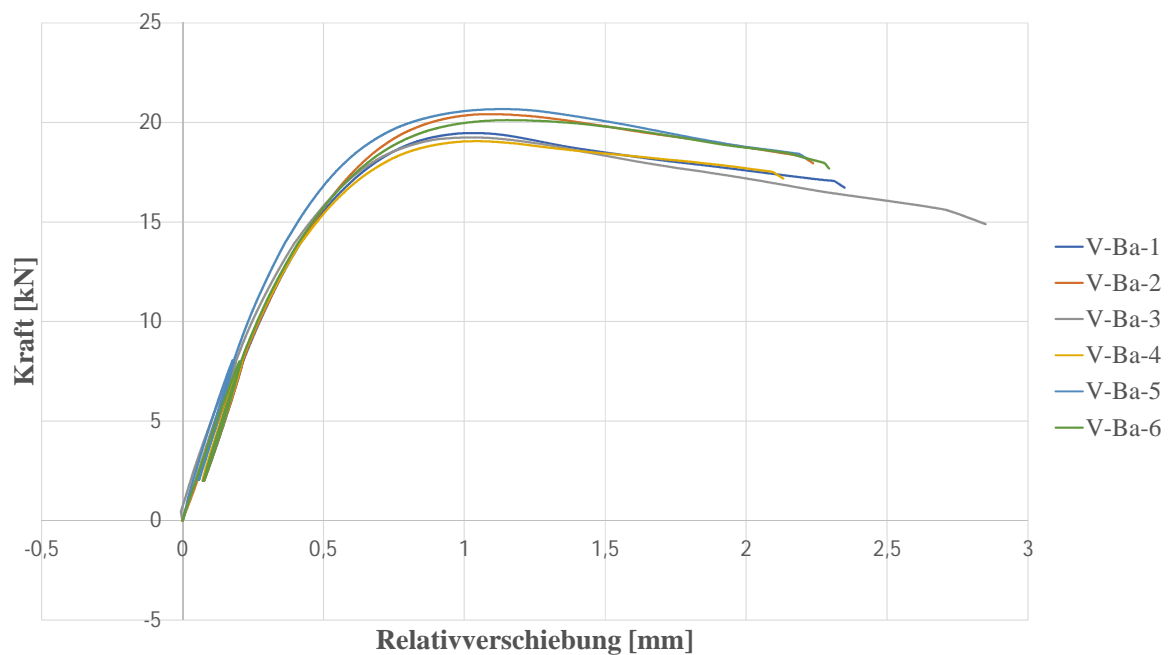


Abbildung A.8: Kraft-Relativverschiebungs-Diagramm Serie V-Ba

## A.2.4 Serie K-F

Tabelle A.9: Ergebnisse Serie K-F

Bezeichnung	$K_{\text{ser}}$ [kN/mm]	$F_{\text{max}}$ [kN]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Feuchte $u$ [%]
K-F-1	22,1	9,7	334	12,5
K-F-2	24,4	9,9	350	11,6
K-F-3	21,5	11,2	383	12,2
K-F-4	16,1	9,2	403	11,5
K-F-5	19,7	10,8	455	11,9
Mittelwert	20,8	10,2	385	11,9
Standardabweichung	3,1	0,8	48	0,4
Variationskoeffizient	0,15	0,08	0,12	0,03

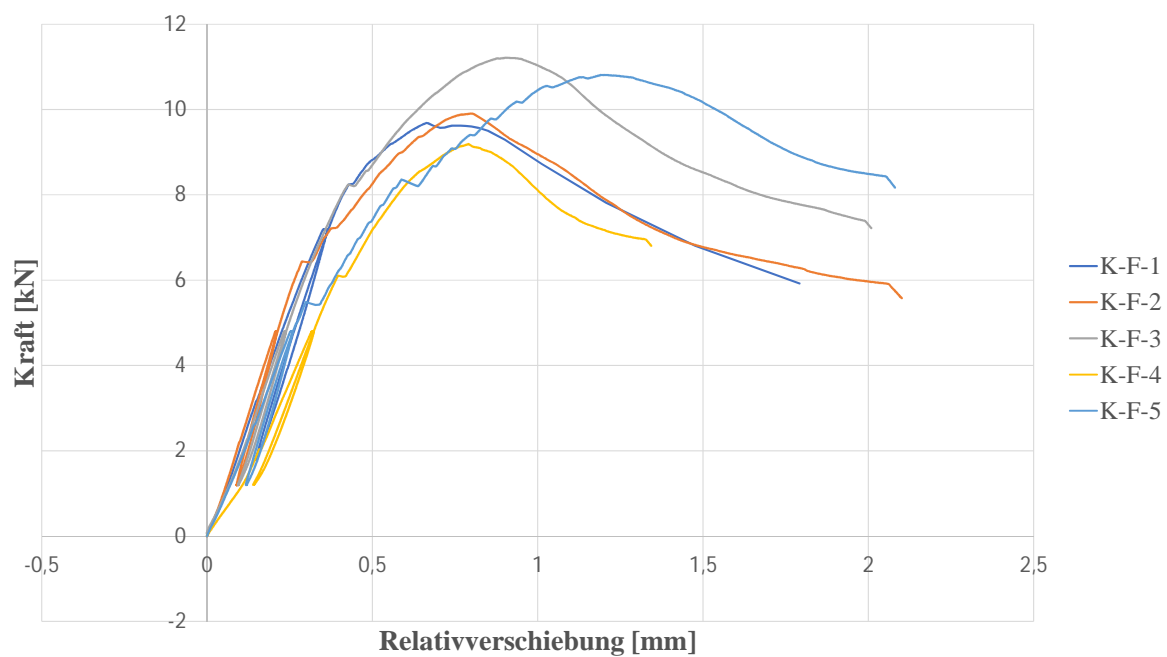


Abbildung A.9: Kraft-Relativverschiebungs-Diagramm Serie K-F



## A.2.5 Serie K-Bu

Tabelle A.10: Ergebnisse Serie K-Bu

Bezeichnung	$K_{ser}$ [kN/mm]	$F_{max}$ [kN]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Feuchte $u$ [%]
K-Bu-1	48,1	18,7	669	8,8
K-Bu-2	48,8	17,9	646	9,0
K-Bu-3	55,4	19,8	707	9,2
K-Bu-4	52,9	19,2	756	9,5
K-Bu-5	56,0	19,8	794	9,8
Mittelwert	52,2	19,1	714	9,3
Standardabweichung	3,6	0,8	61	0,4
Variationskoeffizient	0,07	0,04	0,09	0,04

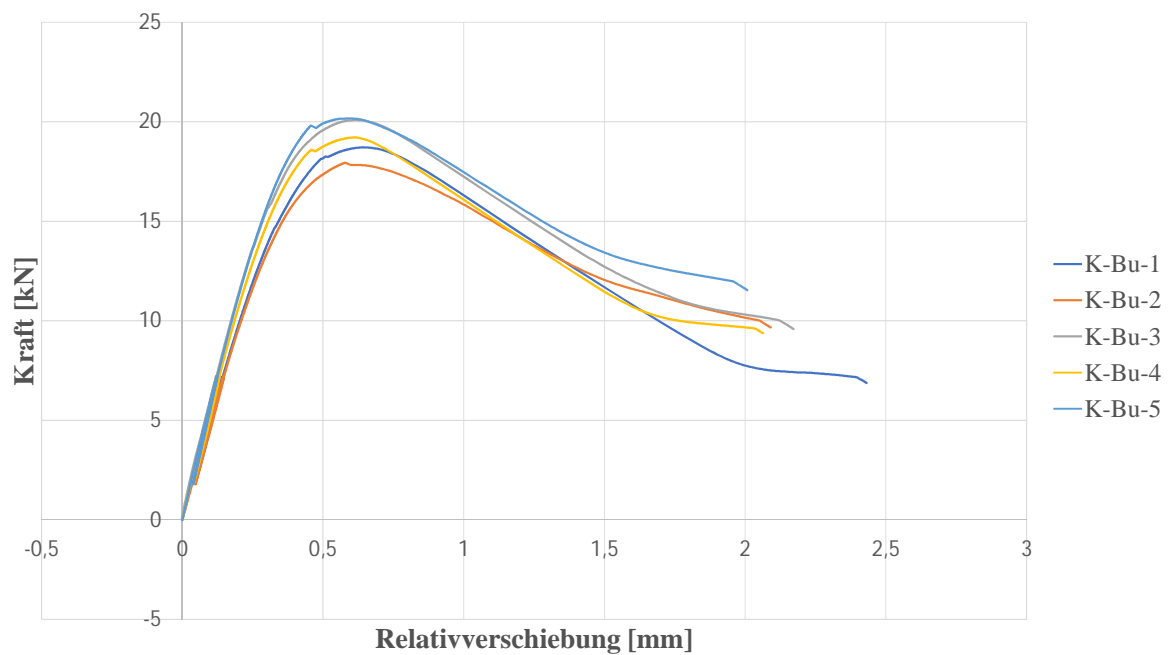


Abbildung A.10: Kraft-Relativverschiebungs-Diagramm Serie K-Bu

## A.2.6 Serie K-Ba

Tabelle A.11: Ergebnisse Serie K-Ba

Bezeichnung	$K_{\text{ser}}$ [kN/mm]	$F_{\text{max}}$ [kN]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Feuchte $u$ [%]
K-Ba-1	42,9	19,7	800	7,2
K-Ba-2	47,2	19,7	839	7,1
K-Ba-3	48,4	19,8	821	7,3
K-Ba-4	51,4	19,9	825	7,3
K-Ba-5	49,1	20,7	846	7,1
K-Ba-6	47,5	20,3	830	7,1
Mittelwert	47,8	20,0	827	7,2
Standardabweichung	2,8	0,4	16	0,1
Variationskoeffizient	0,06	0,02	0,02	0,01

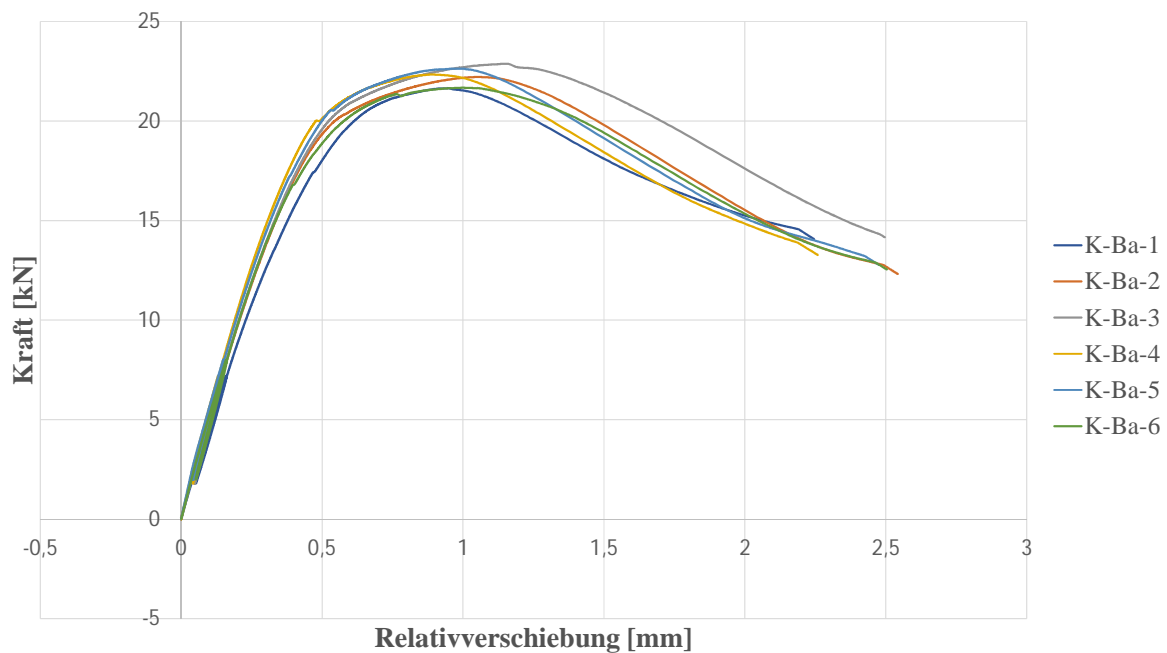


Abbildung A.11: Kraft-Relativverschiebungs-Diagramm Serie K-Ba

## A.2.7 Serie FG-Bu

Tabelle A.12: Ergebnisse Serie FG-Bu

Bezeichnung	$K_{ser}$ [kN/mm]	$F_{max}$ [kN]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Feuchte $u$ [%]
FG-Bu-1	41,6	14,3	679	9,0
FG-Bu-2	33,1	13,8	652	9,0
FG-Bu-3	41,8	17,1	733	9,3
FG-Bu-4	44,9	17,7	749	9,4
FG-Bu-5	41,4	18,1	774	9,7
Mittelwert	40,6	16,2	717	9,3
Standardabweichung	4,4	2,0	50	0,3
Variationskoeffizient	0,11	0,12	0,07	0,03

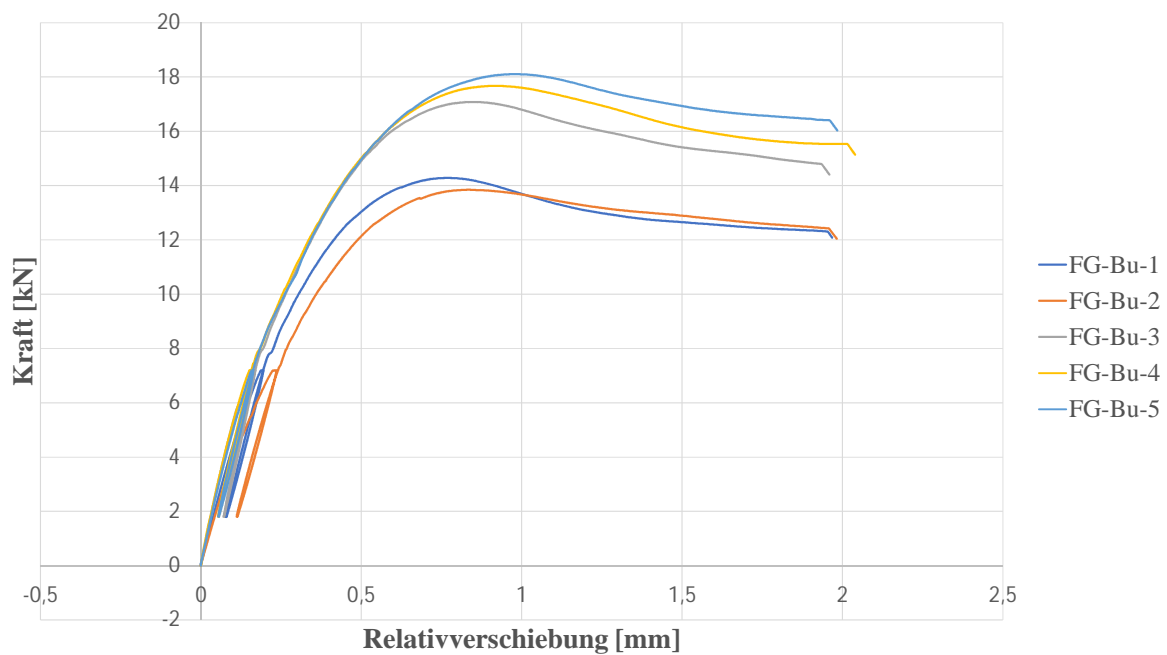


Abbildung A.12: Kraft-Relativverschiebungs-Diagramm Serie FG-Bu

## A.2.8 Serie FG-Ba

Tabelle A.13: Ergebnisse Serie FG-Ba

Bezeichnung	$K_{ser}$ [kN/mm]	$F_{max}$ [kN]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Feuchte $u$ [%]
FG-Ba-1	37,6	18,3	813	7,0
FG-Ba-2	41,0	19,3	832	7,1
FG-Ba-3	40,7	18,5	816	7,1
FG-Ba-4	39,6	18,9	817	7,3
FG-Ba-5	38,9	18,9	832	7,0
FG-Ba-6	40,1	18,5	830	7,0
Mittelwert	39,6	18,7	823	7,1
Standardabweichung	1,3	0,4	9	0,1
Variationskoeffizient	0,03	0,02	0,01	0,02

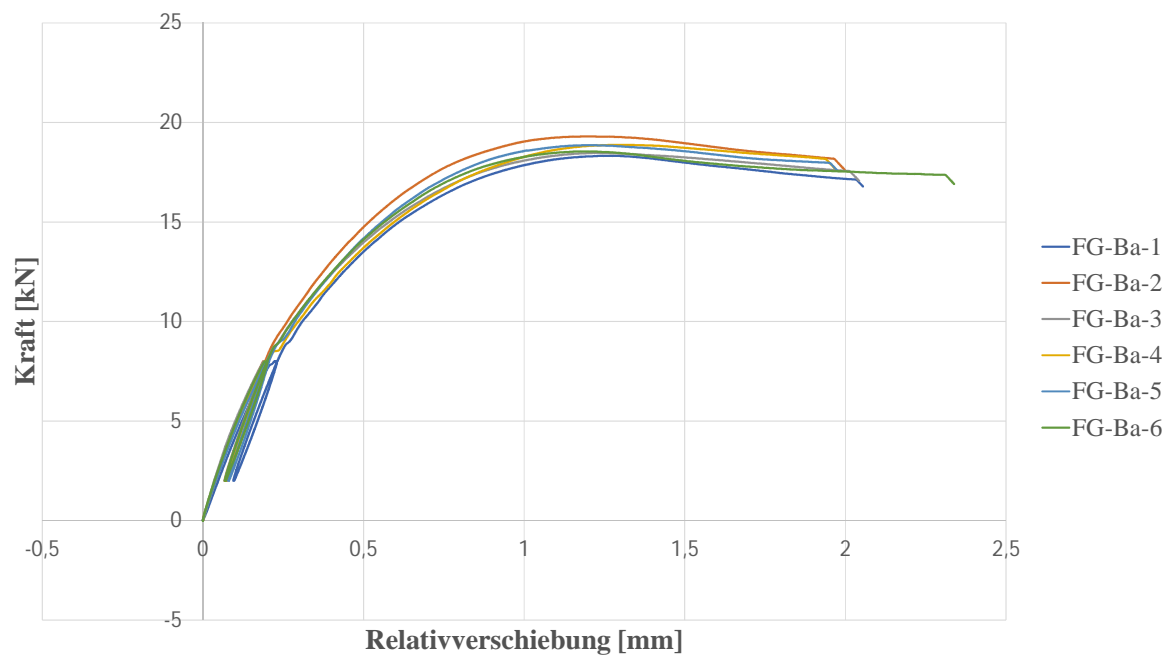


Abbildung A.13: Kraft-Relativverschiebungs-Diagramm Serie FG-Ba

## A.2.9 Serie FG-K

Tabelle A.14: Ergebnisse Serie FG-K

Bezeichnung	$K_{\text{ser}}$ [kN/mm]	$F_{\text{max}}$ [kN]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Feuchte $u$ [%]
FG-K-1	36,5	19,4	808	7,0
FG-K-2	24,0	18,9	837	7,0
FG-K-3	22,9	8,0	808	7,2
FG-K-4	29,3	5,7	812	7,2
FG-K-5	13,0	1,7	840	7,1
FG-K-6	26,6	11,4	842	7,1
Mittelwert	25,4	10,9	825	7,1
Standardabweichung	7,8	7,2	17	0,1
Variationskoeffizient	0,31	0,66	0,02	0,01

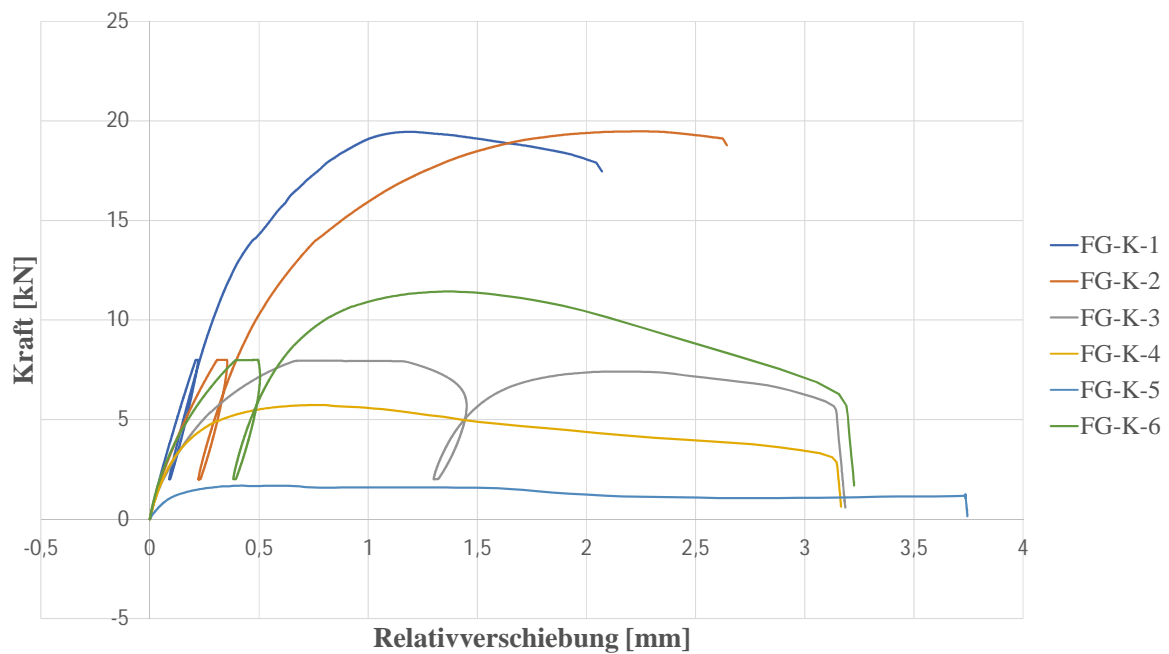


Abbildung A.14: Kraft-Relativverschiebungs-Diagramm Serie FG-K

## A.3 APDL Code

```

1  /BATCH                !Batch-Mode aktivieren, andernfalls werden Benutzereingaben
verlangt und die Berechnung stoppt
2  /CLEAR                !Datenbasis leeren
3
4  /prep7                !in Präprozessor wechseln
5  NLGEOM,on            !Geometrische Nichtlinearität für alle Substeps aktivieren
6
7  !*****
8  !----- Grundparameter -----
9  !*****
10 bblock = 160
11 tblock = 60
12 hblock = 48
13
14 p=3.7                 !Gewindesteigung
15 slaenge = hblock+3*p !Schraubenlänge
16 sunten = -p           !vertikale Koordinate der "Schraubenspitze"
17 daussen = 8           !Gewindeaußendurchmesser
18 dkern = 5.0           !Kerndurchmesser
19
20 fawinkel = 90         !Winkel zwischen Schraubenachse und Faserrichtung
21
22 meshscrew = 1         !Netzdichte der Schraube und unmittelbarer Umgebung
23 meshverf = 2          !Netzdichte der Netzverfeinerung rund um das Holzgewinde
24 meshblock = 6        !Netzdichte der äußeren Holzumgebung
25
26 rzyl = (daussen/2)*1.4 !Radius der ersten Netzverfeinerung bzw. des vorgeschädigten
Bereiches
27 rzyl2 = (daussen/2)*2.5 !Radius der zweiten Netzverfeinerung
28
29 ykopf = 1             !vorgegebene Verschiebung des Schraubenkopfes in z-Richtung
30 rlager = 25          !Radius für die Aussparung des Lagers
31
32 nls = 100             !Anzahl der Load/Substeps
33
34 BIRTHANDDEATH = 0     !Element Birth and Death verwenden? 0 = NEIN, 1 = JA
35 ft90_max = 1.5        !Maximale Querkzugfestigkeit
36 fv_max = 35           !Schubfestigkeit
37
38 n=nint(slaenge/p)     !Anzahl Drehungen als Integer (nicht verändern!)
39
40 !*****
41 !----- Flankengeometrie -----
42 !*****
43 fhoehe = (daussen - dkern)/2
44 fwinkel1 = 20         !Winkelangabe in Grad
45 fwinkel2 = 20
46
47 !*****
48 !----- Elemente -----
49 !*****
50 ET,1,SOLID187         !Volumenelement für Schraube und Holzmatrix
51
52 !** Kontakt-Elemente für Schraube-Holz-Kontakt **
53 ET,2,TARGE170
54 ET,3,CONTA174         !8-Knoten 3D-Kontaktelement
55 KEYOPT,3,5,1         !Initial Adjustment: close gap
56
57 !** Kontakt-Elemente für Pilot-Node **
58 ET,4,TARGE170
59 KEYOPT,4,4,000010    !Gehaltene Freiheitsgrade definieren. Hier: Verschiebung in
y-Richtung
60
61 ET,5,CONTA175         !node-to-surface contact element
62 KEYOPT,5,12,5        !2-D/3-D Node-to-Surface Contact
63 KEYOPT,5,2,2         !Multipoint constraint (MPC)
64
65
66

```

```

67  !*****
68  !----- Material -----
69  !*****
70  !** Material 1: Schraube **
71  MPTEMP,,,,,,,,
72  MPTEMP,1,0
73  MPDATA,EX,1,,210000
74  MPDATA,PRXY,1,,0.3
75
76  !** Material 2: Holzgewinde **
77  MPTEMP,,,,,,,,
78  MPTEMP,1,0
79  MPDATA,EX,2,,12000
80  MPDATA,EY,2,,1000
81  MPDATA,EZ,2,,2280
82  MPDATA,PRXY,2,,0.037
83  MPDATA,PRYZ,2,,0.31
84  MPDATA,PRXZ,2,,0.032
85  MPDATA,GXY,2,,1080
86  MPDATA,GYZ,2,,470
87  MPDATA,GXZ,2,,1640
88
89  !** Material 3: Holzblock **
90  MPTEMP,,,,,,,,
91  MPTEMP,1,0
92  MPDATA,EX,3,,12000
93  MPDATA,EY,3,,1000
94  MPDATA,EZ,3,,2280
95  MPDATA,PRXY,3,,0.037
96  MPDATA,PRYZ,3,,0.31
97  MPDATA,PRXZ,3,,0.032
98  MPDATA,GXY,3,,1080
99  MPDATA,GYZ,3,,470
100 MPDATA,GXZ,3,,1640
101
102 !** Plastizität für Holz **
103 !FS=30                !Fließgrenze Holz längs der Faser
104 !E2=0                !Tangentenmodul für Fließbereich
105 !tb,BKIN,2          !Datentabelle für Material 2 mit BKIN Modell initialisieren
106 !tbdata,1,FS,E2
107
108 !tb,hill,2
109 !tbdata,1,1.0,0.37,0.37,1.43,0.24,0.24 !Eingabe der 6 Parameter zur Benutzung des
Hill-Modells; TBDATA bezieht sich immer auf den letzten TB-Befehl
110
111 !** "Material" für Kontakte **
112 MP,MU,4,0.5                !Definition des Reibungskoeffizienten
113
114 !*****
115 !----- Aufbau der Helix -----
116 !*****
117 csys,0                    !Kartesisches Koordinatensystem festlegen
118 r=dkern/2                !Radius
119
120 *afun,deg                !Winkelmaß auf Grad einstellen
121 *do,i,1,5,1              !Keypoints in den Viertelpunkten erstellen
122 x=r*cos((i-1)*(90))
123 y=sunten+p*(i-1)/4
124 z=-r*sin((i-1)*(90))
125 k,i,x,y,z
126 *enddo
127
128 csys,5
129 l,1,2                    !Erzeugen der Helix-Linien
130 *repeat,4,1,1
131 csys,0
132 lcomb,all                !Viertel-Linien verbinden
133
134 NUMCMP,ALL                !Nummerierung neu ordnen

```

```

135
136 !*****
137 !----- Fläche für Sweep generieren -----
138 !*****
139 *get,mxkp,kp,,num,max           !der KP mit der höchsten Nummer wird in mxkp
    gespeichert
140
141 *afun,deg
142 k,mxkp+1,r,sunten + tan(fwinkel1)*fhoeh + tan(fwinkel2)*fhoeh,0           !Eckpunkte
    des Dreiecks festlegen
143 k,mxkp+2,r,sunten,0
144 k,mxkp+3,r+fhoeh,sunten+tan(fwinkel2)*fhoeh,0
145
146 *get,mxkp,kp,,num,max
147
148 a,mxkp-2,mxkp-1,mxkp
149
150 !*****
151 !----- Sweep -----
152 !*****
153 vdrag,1,,,,,1                   !Flankenquerschnitt an Helix-Linie extrudieren
154
155 VGEN,n-1,1, , , ,p, , ,1       !Gewindegang in Schraubenachse (n-1)-mal kopieren
156
157 BTOL,1e-004,                   !Toleranz für Boolean-Operationen herabsetzen
158
159 vadd,all                         !Gewindeteilstücke miteinander verbinden
160 numcmp,volu                     !Volumennummerierung aktualisieren
161 BTOL,1e-005,                   !Standardwert wiederherstellen
162
163 !*****
164 !----- Kerndurchmesser und Holzmatrix -----
165 !*****
166 cylind,0,r,sunten,sunten+slaenge           !Volumen für Kerndurchmesser
167
168 csys,6
169 VGEN, ,2, , , , -90, , , ,1       !Volumen in y-Achse drehen
170
171 vadd,1,2                         !Kerndurchmesser und Gewinde
    verschmelzen; Schraube erhält Nummer 1
172 numcmp,volu
173
174 numstr,volume,1000              !Volumennummerierung bei 1000 fortsetzen
175 cylind,0,rzyl,0,hblock/2       !Zylinder für feineres Netz im Bereich
    der Schraube
176 cylind,0,rzyl,hblock/2,hblock
177 cylind,rzyl,rzyl2,0,hblock/2
178 cylind,rzyl,rzyl2,hblock/2,hblock
179 VGEN, ,1000, , , , -90, , , ,1
180 VGEN, ,1001, , , , -90, , , ,1
181 VGEN, ,1002, , , , -90, , , ,1
182 VGEN, ,1003, , , , -90, , , ,1
183
184 numstr,volume,2000
185 VGEN,2,1, , , , , , ,0         !Schraube kopieren
186 vsel,s,volu,,1000
187 vsel,a,volu,,1001
188 vsel,a,volu,,2000
189 numstr,volume,3000
190 VSBV,all,2000, , , , , , ,0   !Gegengewinde im Holz durch Subtraktion
    erstellen
191
192 numstr,volume,10
193 block,0,bblock/2,0,hblock/2,0,tblock/2           !Blöcke erhalten Nummern 10-17
194 block,0,bblock/2,0,hblock/2,0,-tblock/2
195 block,0,-bblock/2,0,hblock/2,0,-tblock/2
196 block,0,-bblock/2,0,hblock/2,0,tblock/2
197 block,0,bblock/2,hblock/2,hblock,0,tblock/2
198 block,0,bblock/2,hblock/2,hblock,0,-tblock/2

```



```

199 block,0,-bblock/2,hblock/2,hblock,0,-tblock/2
200 block,0,-bblock/2,hblock/2,hblock,0,tblock/2
201
202 vsel,s,volu,,10,17
203 vadd,all !Block erhält Nummer 18
204
205 numstr,volume,10
206 cylind,0,rzyl2,0,hblock !Temporärer Zylinder für
Boolean-Operationen (Nummer 18)
207 VGEN, ,10, , , , -90, , , ,1 !Zylinder in richtige Achse drehen
208 vsel,s,volu,,18 !Block auswählen
209 vsel,a,volu,,10
210 numstr,volume,15
211 vsbv,18,10 !Block wird zu Nummer 15
212
213 block=15
214
215 allsel !Teilvolumen miteinander verschmelzen
216 numstr,volume,4000
217 vsel,s,volu,,3000,3001
218 vadd,all
219
220 vsel,s,volu,,1002,1003
221 vadd,all
222
223 allsel
224 vsel,u,,,1
225 vglue,all !Alle Holzvolumen miteinander verkleben
226
227 Holzgewinde = 4000 !Namen zur Übersicht für Teilvolumen
vergeben
228 Netzverfeinerung = 4002
229 block = 4003
230
231 allsel
232
233 !*****
234 !----- Vernetzen -----
235 !*****
236 MOPT,TIMP,5 !Elementqualität verbessern
237
238 !*** Schraube ***
239 vsel,s,,,1 !Schraube
240 ESIZE,meshscrew,0, !Globale Elementgröße festlegen
241 SMRTSIZE,6 !Smart-Size aktivieren
242 vmesh,all
243
244 !*** Holzgewinde mit Material 2 ***
245 *afun,deg
246 ewinkel = fawinkel-90
247 local,11,CART,,,ewinkel !lokales Koordinatensystem um z-Achse gedreht
(Berücksichtigung des Faserwinkels)
248 esys,11 !Elementkoordinatensystem festlegen
249 mat,2 !Material 2 (Holz) auswählen
250 allsel
251 vsel,u,,,1
252 vsel,u,,,netzverfeinerung
253 vsel,u,,,block
254 vmesh,all
255
256 !*** Netzverfeinerung um Holzgewinde mit Material 3 ***
257 mat,3
258 allsel
259 vsel,u,,,1
260 vsel,u,,,holzgewinde
261 vsel,u,,,block
262 esize,meshverf,0
263 vmesh,all
264

```

```

265 !*** äußerer Holzblock mit Material 3***
266 vsel,s,volu,,block          !Block außen
267 esize,meshblock,0
268 vmesh,all
269 esys,0                      !Standardelementkoordinatensystem wählen
270 allsel
271
272 !*****
273 !----- Kontakte zwischen Schraube und Holz-----
274 !*****
275 MAT,4                       !Material 4 verwenden (für Reibungsbeiwert benötigt)
276 R,1                         !Real Constant Set definieren/initialisieren (Zur
Verknüpfung von Target- und Contact-Elementen benötigt)
277
278 !*** Target-Surface erstellen ***
279
280 !Selektion der Gewindeflanken und des Kerns der Schraube
281 allsel
282 vsel,s,,,1
283 ASLV,r
284 csys,5
285 asel,r,loc,x,r-0.1,daussen/2+0.1
286 asel,r,loc,z,sunten,hblock
287 csys,0
288 asel,r,loc,y,sunten,hblock+p/2
289 REAL,1
290 TYPE,2
291 NSLA,S,1                   !Knoten von Fläche selektieren
292 ESURF
293
294 !*** Contact-Surface erstellen ***
295
296 !Selektion der Gewindeflanken im Holz (Kontaktfläche)
297 allsel
298 vsel,u,,,1
299 vsel,u,,,netzverfeinerung
300 vsel,u,,,block
301 aslv,r
302 csys,5
303 asel,r,loc,x,r-0.1,daussen/2+0.1
304 asel,r,loc,z,sunten,hblock
305 REAL,1
306 TYPE,3
307 NSLA,S,1
308 ESURF
309 CSYS,0
310
311 !*****
312 !----- Pilot-Node erstellen -----
313 !*****
314 allsel
315 *GET,NMAX,NODE,,NUM,MAX
316 pilot_node=Nmax+1
317 n,pilot_node,0,sunten+slaenge,0
318
319 REAL,3
320 TYPE,4
321 TSHAP,PILO
322 E,pilot_node
323
324 !*** Kontaktfläche für Pilot-Node ***
325
326 ASEL,S,LOC,y,sunten+slaenge
327 NSLA,R,1
328 REAL,3
329 TYPE,5
330 ESURF
331 ALLSEL
332

```

```

333  !*****
334  !----- Komponenten erstellen -----
335  !*****
336  !Zum erleichterten Auswählen der Bauteile im Postprocessing werden einige
      Komponenten erstellt
337
338  !*** Schraube ***
339  vsel,s,,1
340  ESLV,S,
341  cm,Schraube,elem
342  allsel
343
344  !*** Holzgewinde ***
345  vsel,u,,1
346  vsel,u,,netzverfeinerung
347  vsel,u,,block
348  ESLV,S,
349  cm,Holzgewinde,elem
350  allsel
351
352  !*** Netzverfeinerung ***
353  vsel,u,,1
354  vsel,u,,holzgewinde
355  vsel,u,,block
356  ESLV,S,
357  cm,Netzverfeinerung,elem
358  allsel
359
360  !*** Holzblock außen ***
361  vsel,s,,block
362  ESLV,S,
363  cm,Holzumgebung,elem
364  allsel
365
366  *if,BIRTHANDDEATH,EQ,1,THEN           !Schleife zur Abfrage ob Birth and Death
      verwendet werden soll
367  !*****
368  !*****
369  !----- initial Solve für Birth and Death -----
370  !*****
371  !*****
372  /solu
373
374  !*****
375  !----- Randbedingungen / Lasten -----
376  !*****
377  ykopf1 = ykopf/nls                    !Anfangsverschiebung vorgeben
378
379  csys,0                                !Kartesische Koordinaten
380
381  !*** obere Fläche des Füllvolumens in z-Richtung halten ***
382  vsel,s,,block
383  ASLV,R
384  asel,r,loc,y,hblock                    !obere Fläche selektieren
385  NSLA,S,1
386  csys,5
387  NSEL,r,LOC,X,24,100*daussen           !Alle Knoten außerhalb des Loches in der
      Stahlplatte des Versuchs auswählen
388  D,all,,0,, , ,UY, , , ,
389  csys,0
390  ALLSEL
391
392  !*** eine Linie in x-Richtung halten ***
393  vsel,s,,block
394
395  ASLV,R
396  asel,r,loc,y,hblock
397  NSLA,S,1
398  NSEL,r,loc,z,0

```

```

399 d,all,UZ,0
400 ALLSEL
401
402 !*** eine Linie in y-Richtung halten ***
403 vsel,s,,block
404
405 ASLV,R
406 asel,r,loc,y,hblock
407 NSLA,S,1
408 NSEL,r,loc,x,0
409 d,all,UX,0
410 ALLSEL
411
412 !*** Verschiebung am Pilot-Node aufbringen ***
413 d,pilot_node, ,ykopfl, , , ,UY, , , ,
414
415 !*****
416 !----- Lösen -----
417 !*****
418 ANTYPE,0
419 OUTRES,ERASE !Default-Einstellungen vornehmen
420 OUTRES,ALL,ALL !Daten für jeden Substep schreiben
421 !AUTOTS,1 !Automatic Time-Stepping aktiviert
422 NSUBST,1,100,1
423 !NLDIAG,NRRE,ON !Newton-Raphson Residual Diagnose-Files Schreiben
424 !NLDIAG,EFLG,ON !Element Components That Violate Criteria Diagnose-Files
Schreiben (unter anderem für "Highly distorted Elements"!!!)
425 CNCHECK,AUTO !Kontakte überprüfen (Hinweis aus Output-File)
426 !NROP,UNSYM !use asymmetric solver (newton-raphson)
427 !LNSRCH,ON !Linesearch aktivieren
428
429 solve
430
431 !*****
432 !-----Initial Step auswerten -----
433 !*****
434 /post1
435 set,last
436
437 allsel
438 *get,NELEM,elem,0,num,max !NELEM = Höchste Elementnummer
439 *DIM,SPANNUNGEN,ARRAY,NELEM,6
440
441 cmsel,s,Holzgewinde,elem !Elemente zur
Spannungsüberprüfung selektieren
442 cmsel,a,Netzverfeinerung,elem
443 cmsel,a,Holzumgebung,elem
444
445 *do,i,1,NELEM !"Elementnummer" in Spalte 1
Schreiben
446 SPANNUNGEN(i,1)=i
447 *enddo
448
449 *vget,SPANNUNGEN(1,6),elem,,esel,,2 !Status der Elemente (selektiert
= 1, sonst -1) speichern
450
451 rsys,11
452 *vmask,SPANNUNGEN(1,6) !Der folgenden *Vxx Befehl wird
nur für die selektierten Elemente durchgeführt
453 etab,stressy,s,y
454 *vget,Spannungen(1,2),elem,1,etab,stressy,, !Spannungen in y-Richtung
speichern
455
456 rsys,5 !Gedrehtes KOS für Ergebnisse
457 *vmask,SPANNUNGEN(1,6)
458 etab,schubxz,s,xz
459 *vget,Spannungen(1,3),elem,1,etab,schubxz,, !Schubspannungen speichern
460 rsys,0
461

```

```

462 *do,i,1,NELEM
463   *if,SPANNUNGEN(i,2),GT,ft90_max,THEN           !y-Spannungen mit Maximalwert
         vergleichen
464     SPANNUNGEN(i,4)=1
465   *else
466     SPANNUNGEN(i,4)=0
467   *endif
468 *enddo
469
470 *do,i,1,NELEM
471   *if,ABS(SPANNUNGEN(i,3)),GT,fv_max,THEN       !Schubspannungen mit Maximalwert
         vergleichen
472     SPANNUNGEN(i,5)=1
473   *else
474     SPANNUNGEN(i,5)=0
475   *endif
476 *enddo
477
478 allsel
479 save                                           !database speichern
480 parsav,all                                     !alle Parameter in Datei
         schreiben (Jobname.xxx)
481
482 !*****
483 !*****
484 !----- Birth and Death Schleife -----
485 !*****
486 !*****
487 *do,o,2,nls,1                                 !Schleife über alle weiteren Loadsteps
488
489 /solu
490
491 !*****
492 !----- Lösungsparameter / Elemente killen -----
493 !*****
494 RESCONTROL,,NONE
495 ANTYPE,static,rest                             !restart mit database aus
         initial run
496
497 parres,change                                  !verwende aktualisierte
         Parameter, insbesondere o. Andernfalls bleibt z.B. o trotz der Schleife bei 1 stehen!
498
499 OUTRES,ALL,ALL                                 !Ergebnisse für jeden Load- und
         Substep speichern
500 NSUBST,1,100,1                                !Angaben zur Anzahl der Substeps
         pro Loadstep
501
502 *if,o,LT,2,THEN                                !Sicherstellen, dass die
         Schleife bei 2 beginnt
503   o=2
504 *endif
505
506 !** Elemente deaktivieren / deaktivierte Elemente in Array speichern **
507
508 !** Querzug **
509
510 esel,none                                       !KEINE Elemente selektiert
511 *do,i,1,NELEM                                   !Elemente für EKILL selektieren
512   *if,SPANNUNGEN(i,4),EQ,1,THEN
513     esel,a,ELEM,,SPANNUNGEN(i,1)
514   *endif
515 *enddo
516
517 *DIM,KILLED_LS_%o-1%,ARRAY,NELEM,3           !Deaktivierte Elemente für jeden
         Lastschritt speichern:
518 *do,i,1,NELEM                                   !"Elementnummer" in Spalte 1
         Schreiben
519   KILLED_LS_%o-1%(i,1)=i
520 *enddo

```

```

521  *vget,KILLED_LS_%o-1%(1,2),elem,,esel           !Selektierte Elemente bekommen
Wert 1, der Rest -1
522
523  EKILL,all                                       !Alle selektierten Elemente
deaktivieren
524  allsel
525
526  !*** Schub ***
527
528  esel,none                                       !KEINE Elemente selektiert
529  *do,i,1,NELEM                                  !Elemente für EKILL selektieren
530      *if,SPANNUNGEN(i,5),EQ,1,THEN
531          esel,a,ELEM,,SPANNUNGEN(i,1)
532      *endif
533  *enddo
534
535  *vget,KILLED_LS_%o-1%(1,3),elem,,esel           !Selektierte Elemente bekommen
Wert 1, der Rest -1
536
537  EKILL,all                                       !Alle selektierten Elemente
deaktivieren
538  allsel
539
540  !*****
541  !----- Randbedingungen / Lasten -----
542  !*****
543  ykopfn = o*ykopfn/nls                          !Verschiebung für Lastschritt o vorgeben
544
545  csys,0                                          !Kartesische Koordinaten
546
547  !*** obere Fläche des Füllvolumens in z-Richtung halten ***
548  vsel,s,,block
549  ASLV,R
550  asel,r,loc,y,hblock                            !obere Fläche selektieren
551  NSLA,S,1
552  csys,5
553  NSEL,r,LOC,X,24,100*daussen                    !Alle Knoten außerhalb des Loches in der
Stahlplatte des Versuchs auswählen
554  D,all,,0,,UY,,
555  csys,0
556  ALLSEL
557
558  !*** eine Linie in x-Richtung halten ***
559  vsel,s,,block
560  ASLV,R
561  asel,r,loc,y,hblock
562  NSLA,S,1
563  NSEL,r,loc,z,0
564  d,all,UZ,0
565  ALLSEL
566
567  !*** eine Linie in y-Richtung halten ***
568  vsel,s,,block
569  ASLV,R
570  asel,r,loc,y,hblock
571  NSLA,S,1
572  NSEL,r,loc,x,0
573  d,all,UX,0
574  ALLSEL
575
576  !*** Verschiebung am Pilot-Node aufbringen ***
577  d,pilot_node,,ykopfn,,UY,,
578
579  !*****
580  !----- Lösung -----
581  !*****
582  solve
583
584

```

```

585  !*****
586  !----- Auswertung des k. Lastschritts -----
587  !*****
588  /post1
589  set,last
590
591  !** Spannungen überprüfen **
592  allsel
593  *set,SPANNUNGEN                !Array aus vorheriger Lösung
    löschen
594  *get,NELEM,elem,0,num,max      !NELEM = Höchste Elementnummer
595  *DIM,SPANNUNGEN,ARRAY,NELEM,6
596
597  cmsel,s,Holzgewinde,elem      !Elemente zur
    Spannungsüberprüfung selektieren
598  cmsel,a,Netzverfeinerung,elem
599  cmsel,a,Holzumgebung,elem
600
601  *do,i,1,NELEM                  !"Elementnummer" in Spalte 1
    Schreiben
602      SPANNUNGEN(i,1)=i
603  *enddo
604
605  *vget,SPANNUNGEN(1,6),elem,,esel,,2      !Status der Elemente (selektiert
    = 1, sonst -1) speichern
606
607  rsys,11                        !Gedrehtes KOS für Ergebnisse
608  *vmask,SPANNUNGEN(1,6)        !Der folgenden *Vxx Befehl wird
    nur für die selektierten Elemente durchgeführt
609  etab,stressy,s,y
610  *vget,Spannungen(1,2),elem,1,etab,stressy,,      !Spannungen in y-Richtung
    speichern
611
612  rsys,5
613  *vmask,SPANNUNGEN(1,6)
614  etab,schubxz,s,xz
615  *vget,Spannungen(1,3),elem,1,etab,schubxz,,      !Schubspannungen speichern
616  rsys,0
617
618  *do,i,1,NELEM
619      *if,SPANNUNGEN(i,2),GT,ft90_max,THEN        !y-Spannungen mit Maximalwert
        vergleichen
620          SPANNUNGEN(i,4)=1
621          *else
622          SPANNUNGEN(i,4)=0
623      *endif
624  *enddo
625
626  *do,i,1,NELEM
627      *if,ABS(SPANNUNGEN(i,3)),GT,fv_max,THEN      !Schubspannungen mit Maximalwert
        vergleichen
628          SPANNUNGEN(i,5)=1
629          *else
630          SPANNUNGEN(i,5)=0
631      *endif
632  *enddo
633
634  allsel
635  save                            !Database speichern
636  o=o+1
637  parsav,all                      !alle Parameter in Datei
    schreiben (Jobname.xxx)
638
639  *enddo                            !Schleife über alle Loadsteps
    beenden
640
641  *else                            !Ende der Birth and Death Schleife
642
643

```

```

644 !*****
645 !*****
646 !----- Lösung ohne Birth and Death -----
647 !*****
648 !*****
649
650 !*****
651 !----- Randbedingungen / Lasten -----
652 !*****
653 /solu
654
655 csys,0                !Kartesische Koordinaten
656
657 !** obere Fläche des Füllvolumens in z-Richtung halten **
658 vsel,s,,block
659 ASLV,R
660 asel,r,loc,y,hblock  !obere Fläche selektieren
661 NSLA,S,1
662 csys,5
663 NSEL,r,LOC,X,24,100*daussen  !Alle Knoten außerhalb des Loches in der
    Stahlplatte des Versuchs auswählen
664 D,all,,0,,UY,,,,
665 csys,0
666 ALLSEL
667
668 !** eine Linie in x-Richtung halten **
669 vsel,s,,block
670 ASLV,R
671 asel,r,loc,y,hblock
672 NSLA,S,1
673 NSEL,r,loc,z,0
674 d,all,UX,0
675 ALLSEL
676
677 !** eine Linie in y-Richtung halten **
678 vsel,s,,block
679 ASLV,R
680 asel,r,loc,y,hblock
681 NSLA,S,1
682 NSEL,r,loc,x,0
683 d,all,UY,0
684 ALLSEL
685
686 !** Verschiebung am Pilot-Node aufbringen **
687 d,pilot_node,,ykopf,,UY,,,,
688
689 !*****
690 !----- Lösung -----
691 !*****
692 ANTYPE,0
693 NSUBST,nls,2*nls,nls  !Anzahl der Substeps festlegen
694 OUTRES,ERASE          !Default-Einstellungen vornehmen
695 OUTRES,ALL,ALL        !Daten für jeden Substep schreiben
696 AUTOTS,1              !Automatic Time-Stepping aktiviert
697 TIME,1                !Time at end of Loadstep
698 !NLDIAG,NRRE,ON       !Newton-Raphson Residual Diagnose-Files
    Schreiben
699 !NLDIAG,EFLG,ON       !Element Components That Violate Criteria
    Diagnose-Files Schreiben
700 CNCHECK,AUTO          !Kontakte überprüfen (Hinweis aus Output-File)
701 !NROP,UNSYM           !use ansymmetric solver (newton-raphson)
702 !LNSRCH,ON            !Linesearch aktivieren
703
704 solve
705 *endif
706
707
708
709

```



```

710 !*****
711 !*****
712 !----- Abschließendes Postprocessing -----
713 !*****
714 !*****
715 /POST1
716
717 *GET,dateiname,ACTIVE,0,JOBNAM           !Jobname in Variable speichern
718 obenmitte = NODE(0,hblock,0)           !Knotennummer für Wegmessung
    speichern
719 vornemitte = NODE(0,hblock/2,tblock/2)
720 hintenmitte = NODE(0,hblock/2,-tblock/2)
721 vorneunten = NODE(0,0,tblock/2)
722 hintenunten = NODE(0,0,-tblock/2)
723
724 nsubst=ykopf*110                         !Anzahl der
    Loadsteps/Substeps schätzen
725 *DIM,lastverformung,array,nsubst,7      !Array initialisieren
726
727 set,first                                 !1.Substep laden
728 *do,i,1,nsubst
729     *get,lastverformung(i,1),node,pilot_node,RF,FY !Reaktionskraft am
        Pilot-Knoten auslesen
730     *get,lastverformung(i,2),node,pilot_node,U,Y   !Verschiebung in z-Richtung
        am Pilot-Knoten auslesen
731     *get,lastverformung(i,3),node,obenmitte,U,Y   !Verschiebung der Schraube
        an der Oberkante des Holzblocks auslesen
732     *get,lastverformung(i,4),node,vornemitte,U,Y   !Verschiebungen an den
        Außenseiten des Holzblocks auslesen (zwecks Vergleich mit realen Messungen an
        den Versuchskörpern)
733     *get,lastverformung(i,5),node,hintenmitte,U,Y
734     *get,lastverformung(i,6),node,vorneunten,U,Y
735     *get,lastverformung(i,7),node,hintenunten,U,Y
736
737     set,next
738 *enddo
739
740 *mwrite,lastverformung,%dateiname%_lastverformung,txt !Array für
    Last-Relativverschiebungs-Diagramm als .txt Datei schreiben
741 (100F14.6)                                         !FORTRAN Format für
    Ausgabedatei
742
743 !** Grafik für Kraft-Relativverschiebungs-Diagramm **
744 /POST26
745 NUMVAR,200                                         !Anzahl der möglichen
    Variablen von 10 auf 200 Erhöhen
746 nsol,2,obenmitte,u,y,                               !Verschiebung der Schraube
    auf Höhe der Oberkante des Holzblocks auslesen und in Variable 2 speichern
747 nsol,3,vornemitte,u,y,
748 nsol,4,hintenmitte,u,y,
749 add,5,3,4                                           !Diverse Umrechnungen
750 FILLDATA,200,,,,2,0
751 quot,6,5,200
752 FILLDATA,199,,,,-1,0
753 PROD,198,6,199
754 add,8,2,198
755 rforce,9,pilot_node,F,Y,FY                         !Kraft an Schraubenspitze
    auslesen und in Variable 7 speichern
756 prod,10,9,,,RF,,,0.001                             !Kraf von N in kN umrechnen
757 /AXLAB,X, u (mm)                                     !Achsenbeschriftungen
758 /AXLAB,Y, F (kN)
759 XVAR,8                                               !Variable für x-Achse
    (Standardwert ist hier sonst die Zeit)
760 /show,png
761 /RGB,INDEX,100,100,100, 0                           !Einstellungen für weißen
    Hintergrund
762 /RGB,INDEX, 80, 80, 80,13
763 /RGB,INDEX, 60, 60, 60,14
764 /RGB,INDEX, 0, 0, 0,15

```

```

765  PLVAR,10                                !Plot erstellen, hier mit
Berücksichtigung der Verschiebungen des Holzkörpers -> Ergebnis wird steifer
766
767  XVAR,2
768  PLVAR,10                                !Plot erstellen, hier ohne
Berücksichtigung der Verschiebungen am Holzkörper
769
770  !*** Spannungen entlang der Schraubenachse ab Oberkante Holz ***
771  /post1
772  !** Grafik **
773  set,last                                !Lastschritt auswählen
774  PATH,Schraube,2,30,100,                !Pfad erstellen
775  PPATH,1,0,0,hblock,0,0,              !Pfadpunkte definieren
776  PPATH,2,0,0,0,0,0,
777  AVPRIN,0, ,                            !Spannungen mitteln
778  PDEF, ,S,Y,AVG                         !Interpolates an item onto a
path
779  /PBC,PATH, ,0                          !Show path
780  /AXLAB,X, u (mm)                       !Achsenbeschriftungen
781  /AXLAB,Y, Spannung (N/mm^2)
782  PLPATH,SY                              !Pfad mit Spannungen in
y-Richtung plotten
783  /show,close
784
785  !** Textdatei für Schraubenspannungen **
786  PAGET,Spannung_Schraube_,TABL         !Path-Information in
(101x30) Array schreiben
787  *DIM,Spannung_Schraube,array,101,2
788  *do,i,1,101                             !Informationen zur Übersicht
in (101x2) Array schreiben
789     Spannung_Schraube(i,1)=Spannung_Schraube_(i,2)
790     Spannung_Schraube(i,2)=Spannung_Schraube_(i,5)
791  *enddo
792  *mwrite,Spannung_Schraube,%dateiname%_Sy-Schraube.txt !Array in .txt-file speichern
793  (100F14.6)
794
795  finish
796  /eof                                    !Einlesen des Codes beenden
797
798  !*****
799  !----- Hilfreiche Kommandos -----
800  !*****
801  ABBRES,NEW,'Eigene_Toolbar',' ',' '    !Eigene Toolbar laden
802  /cplane,1                              !Working-Plane als
Schnittebene verwenden
803  /type,1,5                              !Ansicht an Working-Plane
schneiden
804  /type,1,0                              !transparente Ansicht
805  /type,1,2                              !Standardansicht
806  /dev,vector,on                         !Liniendarstellung ->
Erkennbarkeit von Volumennummern
807  SBCTRAN                                !Lager von Flächen etc. auf
Knoten aufbringen (wird bei der Lösung automatisch gemacht)
808  /PSYMB,ESYS,1                          !Elementkoordinatensystem
anzeigen
809  fsum                                    !Kräfte von Knoten summieren
810
811  esel,s,live                             !Lebende Elemente selektieren
812  esel,inve                             !Selektion umkehren
813
814  /ui,copy,save,png,full,color,reverse,portrait,yes,100 !aktuelles Fenster mit
weißem Hintergrund als .png speichern

```

# Erklärung

Ich erkläre, dass

1. ich meine Masterarbeit ohne fremde Hilfe angefertigt habe;
2. ich die Übernahme wörtlicher Zitate aus der Literatur sowie die Verwendung der Gedanken anderer Autoren an den entsprechenden Stellen innerhalb der Arbeit gekennzeichnet habe.

---

Ort, Datum

---

Unterschrift