



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology

Diplomarbeit

Untersuchungen zur Herstellung und Tragfähigkeit von additiv gefertigten Gewinden

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom Ingenieurs unter der Leitung von

Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Manfred Grafinger
Univ. Ass. Dipl.-Ing. Dr. techn. Rainer Riegler

E307 Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung

von

Oliver Kesel

00827124

Wien, im März 2022



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung **Diplomarbeit** nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Hiermit erkläre ich, dass die vorliegende Arbeit gemäß den anerkannten Grundsätzen zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis (in der aktuellen Fassung des jeweiligen Mitteilblattes der Technischen Universität Wien), insbesondere ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel, angefertigt wurde. Die aus anderen Quellen direkt oder indirekt übernommenen Daten und Konzepte sind unter Angabe der Quellen gekennzeichnet. Die Arbeit wurde bisher weder im In- noch im Ausland in gleicher oder in ähnlicher Form in anderen Prüfungsverfahren vorgelegt.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



Wien, im März 2022

Oliver Kesel

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich all jenen danken, die durch ihre fachliche und persönliche Unterstützung zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Ich möchte mich besonders bei der Firma Cubicure und im speziellen bei der Geschäftsführung mit Jürgen Stampfl und Robert Gmeiner bedanken. Ohne die Unterstützung der Grundidee wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen.

Einen großen Dank aussprechen möchte ich allen anderen Mitarbeitenden der Cubicure, die mir sowohl in fachlichen Fragen als auch in der Unterstützung durch Proben und Tests geholfen haben.

Ich möchte mich ebenfalls bei meinen Betreuern Manfred Grafinger und Rainer Riegler für die fachliche Unterstützung zur Berechnung und Simulation und das immer offene Ohr bedanken.

Abschließend will ich mich bei der Firma Hachtel bedanken die nicht nur die CT-Analyse für diese Arbeit durchgeführt haben, sondern auch zu allen Fragen zum Spritzguss und der Auswertung der Scan Daten Rede und Antwort standen.

Kurzfassung

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Herstellung sowie der Tragfähigkeit von 3D-gedruckten Gewinden. Dabei soll die Frage geklärt werden, ob 3D-gedruckte Gewinde als belastete Elemente genutzt werden können und wie die Tragfähigkeit dafür berechnet werden kann. Dabei wird die Herstellung mittels Stereolithografie (SLA) 3D-Druck mit einem Material sowie einem Drucker der Firma Cubicure untersucht.

Um die Herstellung zu bewerten wird das Fertigungsverfahren und deren Einfluss auf die Geometrie betrachtet. Dazu werden Geometrien gedruckt, die mittels Mikroskopie als auch mittels CT-Scan ausgewertet werden, um die erreichbare Präzision und nötige Anpassungen an die Geometrie zu bewerten. Die Ergebnisse zeigen, dass das untersuchte Verfahren die nötige Präzision bietet, um Gewinde in verschiedenen Größen und Raumorientierungen herzustellen.

Um die Tragfähigkeit zu bestimmen, wird die Scherfestigkeit des Materials untersucht. Mit der VDI2230 wird eine Berechnungsmethode für die Tragfähigkeit von Gewinden betrachtet und Anpassungen für die Berechnung von Kunststoffgewinden werden diskutiert. Mit den ermittelten Materialwerten wird die Berechnung durchgeführt. Es wird eine nicht lineare FE-Simulation für ein Gewinde durchgeführt, um die plastische Verformung eines Gewindes unter Belastung zu simulieren. Zudem werden Ausreißversuche mit 3D-gedruckten Gewinden durchgeführt um die Berechnungsergebnisse der analytischen Berechnung sowie der FE-Simulation zu validieren. Mit den erlangten Erkenntnissen wird die analytische Berechnung angepasst, um die Tragfähigkeit von 3D-gedruckten Gewinden bestimmen zu können. Es wird folgende Formel für die Berechnung der Tragfähigkeit von 3D-gedruckten Gewinden erarbeitet:

$$F = C_k * \pi * d^2 * \frac{7}{8} * \tau_{BM} * (L/d)^{C_P}$$

Abstract

This thesis deals with the production and load capacity of 3D printed threads. The goal is to clarify whether 3D printed threads can be used as loaded elements and how the load-bearing capacity can be calculated. In this context, the fabrication using SLA (Stereolithography) 3D printing with a material as well as a printer from the company Cubicure will be investigated.

To evaluate the Precision of the printed threads, the manufacturing process and its influence on the geometry is considered. The printed threads are evaluated by microscopy and by CT scanning in order to quantify the achievable precision and predict necessary adjustment to the geometry. The results show that the investigated process provides the necessary precision to produce threads in different sizes and orientations.

To determine the load-bearing capacity, the shear strength of the material is investigated first. Using the VDI2230, a calculation method for the load bearing capacity of threads is considered and adaptations for the calculation of polymer threads are discussed. The calculation is performed with the determined material values. A non-linear FE simulation is performed for a thread to simulate the plastic deformations under load. In addition, pull out tests are performed with 3D-printed threads to validate the results of the analytical calculation as well as the FE simulation. With the obtained knowledge, the Analytical Calculation is adapted to determine the load carrying capacity of 3D printed threads. The following formula for calculating the load-bearing capacity of 3D-printed threads is developed:

$$F = C_k * \pi * d^2 * \frac{7}{8} * \tau_{BM} * (L/d)^{C_P}$$

Inhalt

1. Einführung.....	7
2. Grundlagen	8
2.1. Herstellung von Innengewinden in Kunststoffbauteilen.....	10
2.1.1. Ausspindelwerkzeuge	10
2.1.2. Faltkern	11
2.1.3. Abstreifen.....	12
2.1.4. Gewindefurchende Schrauben	12
3. Gewindegeometrie und Bezeichnung.....	13
3.1. Grundabmaß EI.....	15
3.2. Gewinde-Einsenkung	17
4. Materialkennwerte	18
4.1. Einfluss der schichtweisen Herstellung auf die Materialeigenschaften.....	19
4.2. Scherfestigkeit.....	20
5. Herstellung.....	23
5.1. Einfluss der schichtweisen Herstellung auf die Geometrie.....	23
5.2. Einfluss der Durchhärtetiefe	27
5.3. Test-Geometrie	30
5.4. Auswertung Geometrie Nr1	31
5.5. Auswertung CT-Scan	35
5.5.1. Durchmesser.....	37
5.5.2. Flankengenauigkeit	39
6. Berechnung.....	43
6.1. Berechnung von metallischen Verbindungen.....	43
6.2. Problemstellung der FE-Berechnung sowie des Ausreißversuches.....	47
6.3. Nicht lineare FE-Simulation	51
6.4. Berechnung nach VDI 2230	58
6.5. Vereinfachung der Berechnung	60
6.6. Anzugsmoment	61
7. Ausreißversuche	62
7.1. Aufbau.....	62
7.2. Auswertung	63
8. Ergebnisse	67
9. Anwendung	72
10. Ausblick.....	76
11. Abbildungsverzeichnis.....	80
12. Referenzen.....	82

1. Einführung

Additive Fertigung, z.B. 3D-Druck, beschreibt den Prozess, Bauteile direkt aus einem CAD-Modell werkzeuglos herzustellen. Üblicherweise werden dafür einzelne Schichten des Materials aufeinander aufgebaut. Dieser Prozess unterscheidet sich damit grundlegend von Fertigungsverfahren wie dem Fräsen oder dem Umformen. [1] [2]

Die Prozesskette kann dabei, unabhängig vom Verfahren, in die Schritte 1- bis 6 der Abbildung 1 gegliedert werden. [1]

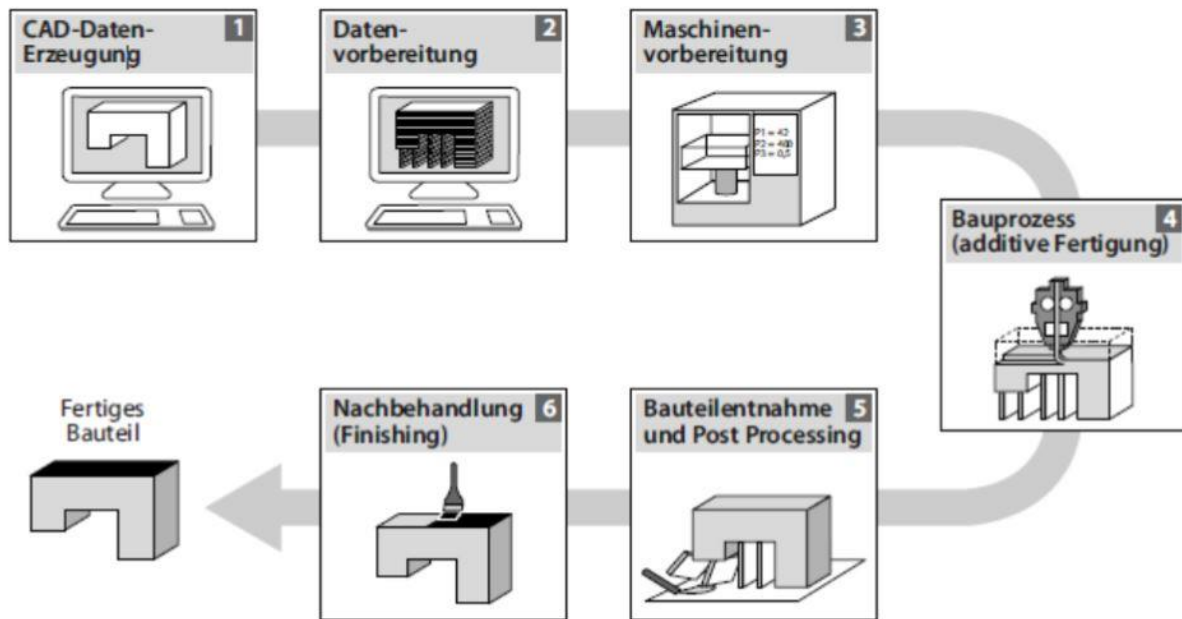


Abbildung 1: Prozesskette der Additiven Fertigung [1] [32]

3D-gedruckte Bauteile gewinnen in der digitalen Transformation im Maschinenbau stetig an Bedeutung. [3] Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Umsetzung von metrischen Gewindegeometrien mittels Stereolithografie. Zusätzlich wird ermittelt, mit welcher Kraft das Gewinde belastet werden kann. Dies soll eine Eingliederung von 3D-gedruckten Bauteilen in den Maschinenbau erleichtern und eine schnelle Abschätzung der Belastbarkeit geben.

In den Kapiteln 2 und 3 werden Grundlagen der Technologie sowie der Geometrie von Gewinden betrachtet und erste Anpassungen für additiv gefertigte Gewinde vorgenommen. In Kapitel 4 werden die Materialkennwerte des additiv gefertigten Bauteiles untersucht und die nötigen Kennwerte für eine Berechnung sowie eine FE Simulation aufbereitet. Kapitel 5 beschäftigt sich mit der prozessbedingten Genauigkeit des Verfahrens und deren Einfluss auf die Herstellung von metrischen Gewinden. Dazu wird die Geometrie eines Innengewindes genauer untersucht und mittels Proben bestimmt, ob die eingesetzte SLA-Technologie die erforderliche Präzision liefert.

In Kapitel 6 wird auf die Berechnung von Gewinden eingegangen. Für metallische Gewinde gibt es umfassende Berechnungsverfahren. Es wird angenommen, dass diese auch für die Berechnung von Kunststoffgewinden anwendbar sind. Die dazu nötigen Anpassungen werden

nach einer FE-Simulation in Kapitel 6.3 sowie der Analyse von Ausreißversuchen in Kapitel 7 ermittelt.

Ziel dieser Arbeit ist es, eine analytische Abschätzung zu entwickeln mit welcher die Tragfähigkeit von additiv gefertigten Gewinden berechnet werden kann. In Kapitel 8 werden die Ergebnisse diskutiert und ein Berechnungsansatz aufgestellt. In Kapitel 9 wird abschließend die Umsetzung der Gewindegeometrie im Konstruktionsablauf behandelt. Kapitel 10 gibt einen Ausblick auf weitere mögliche Untersuchungen und fasst die Thematiken zusammen, die in dieser Arbeit nicht behandelt werden konnten.

2. Grundlagen

In den 3D-Druck-Verfahren der Stereolithografie (SLA) wird flüssiges Photopolymer mittels lokaler Bestrahlung durch eine Lichtquelle ausgehärtet. Die üblichen Materialien sind dabei auf (Meth-) Acrylat Basis oder Epoxy Photopolymere. [4] [5]

Im SLA-Verfahren erfolgt die Belichtung mit einem Laser, welcher durch einen Scanner über das Baufeld abgelenkt wird.

Für die Herstellung der in dieser Arbeit verwendeten Probenkörper wird ein 3D-Drucker „Caligma200“ der Firma Cubicure eingesetzt. Diese Maschine produziert im „Hot Lithography“ SLA-Verfahren Bauteile aus einem Photopolymer. Dabei wird ein lichtsensitives Harz mit einem Laser schichtweise belichtet. Durch den Energieeintrag mittels Laser wird eine chemische Reaktion eingeleitet, bei der das Material Polymerketten ausbildet. Diese Polymerisation ist dabei lokalisiert auf den belichteten Bereich beschränkt. Dadurch kann die gewünschte Geometrie schichtweise zu einem kompletten Bauteil aufgebaut werden.

Im Hot Lithography - Prozess wird das Material beheizt, um die Verarbeitung von hochviskosen Harzen zu ermöglichen. Dadurch ist es möglich, Materialien mit einem höheren molekularen Gewicht zu verarbeiten. Das höhere molekulare Gewicht führt zu einer niedrigeren finalen Quervernetzung im Bauteil. Zusätzlich entstehen durch das höhere molekulare Gewicht eine höhere Anzahl an Verschlaufungen der Polymerketten. Damit lassen sich duktilere Werkstoffe mit höherer Wärmeformbeständigkeit umsetzen. [6] [1] [7]

In Abbildung 2 ist der Hot Lithography - Prozess verbildlicht.

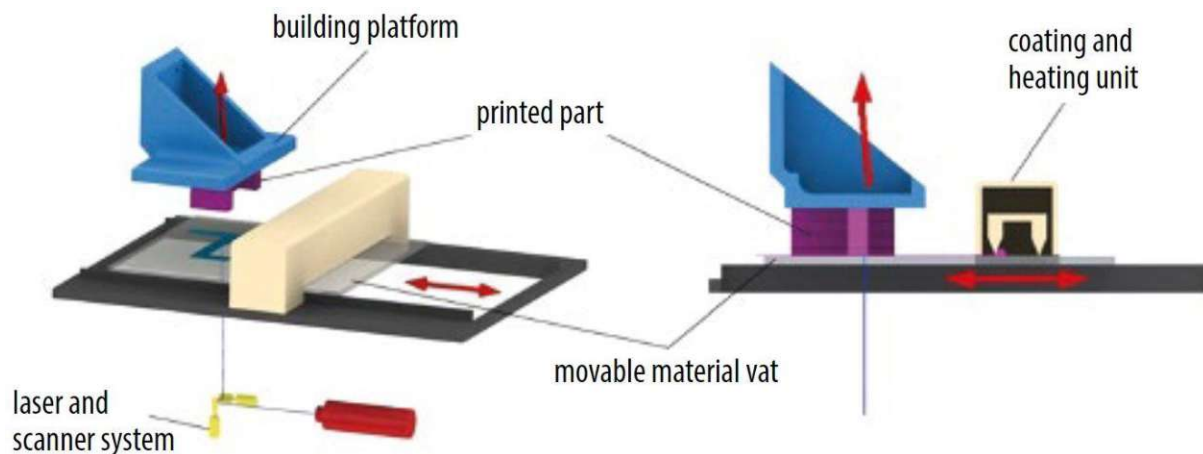


Abbildung 2: Hot Lithography Prozess [6]

Es wird mit einer Coating Unit eine Dünnschicht aus dem hochviskosen Harz auf eine Materialwanne aufgebracht. Die Bauplattform stellt die gewünschte Schichtdicke als Abstand zur Materialwanne ein. Durch das Laser-Scanner-System wird die Geometrie der Schicht belichtet. Nach der Belichtung wird das Bauteil von der Materialwanne abgelöst und auf die Wanne wird eine neue Dünnschicht aufgebracht. [6] [4]

Nach dem Druck wird das Bauteil von der Bauplattform entfernt und von möglichen Support-Strukturen getrennt. Danach müssen die flüssigen Reste des Harzes entfernt werden, bevor das Bauteil in einer UV- oder Wärme-Kammer nachgehärtet wird.

Bei der SLA-Technologie ist die resultierende Geometrie von der Prozessgenauigkeit des Druckes und unter anderem auch von der Reinigung der Bauteile abhängig.

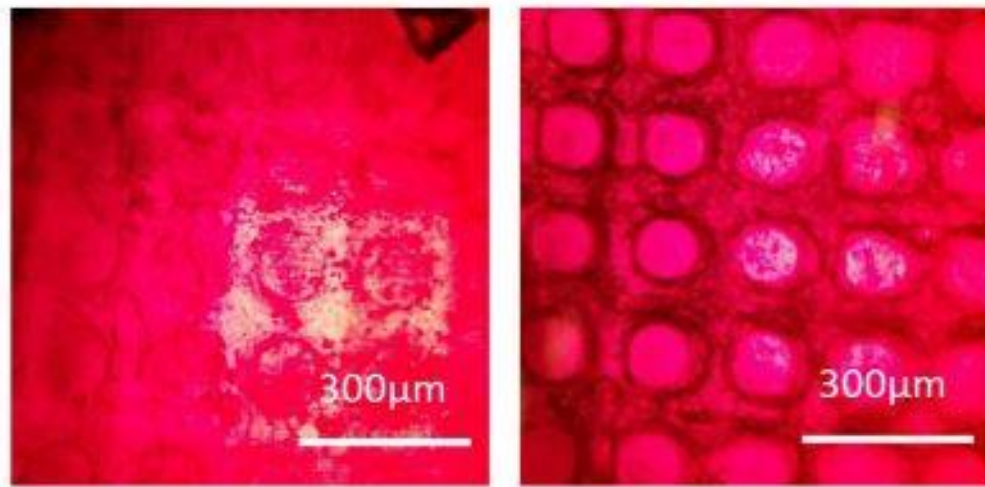


Abbildung 3: Reinigung einer Oberfläche mit $150\ \mu\text{m}$ großen zylindrischen Strukturen. Links vor der Reinigung. Rechts nach der Reinigung. [34]

Alle Harzrückstände, die beim Nachhärten auf dem Bauteil vorhanden sind, werden verfestigt und mit dem Bauteil verbunden. Die Reinigung erfolgt in einem Ultraschall-Becken in einem Lösungsmittel. Dabei kann die Reinigung nicht beliebig ausfallen, da die Dauer des Kontakts zu einem Lösungsmittel die Materialeigenschaften beeinflussen kann [8].

Der durch den Druck entstandene Grünling ist zu über 95% vernetzt. Abhängig vom Material muss die vollständige Vernetzung im Anschluss durch eine Wärmebehandlung, UV-Bestrahlung oder eine Kombination daraus herbeigeführt werden um ein vollständig ausgehärtetes Bauteil zu erhalten. [9]

2.1. Herstellung von Innengewinden in Kunststoffbauteilen

Für thermoplastische Materialien kann ein metallisches Gewindeinsert in das Bauteil eingeschmolzen werden [10]. Bei Duroplasten kann ein metallisches Insert eingepresst oder ein Gewinde kann direkt mit Bohrer und Gewindeschneider hergestellt werden [10]. Für die Wirtschaftlichkeit eines Bauteiles ist es interessant die Nachbearbeitung so gering wie möglich zu halten. Speziell im Spritzguss bei großen Stückzahlen stellt eine händische Nachbearbeitung einen ungewünschten Zeit- und Kostenfaktor dar. Eine Möglichkeit ist das Umspritzen eines Gewindeinserts im Prozess. Dies erhöht sowohl den Automatisierungsaufwand der Fertigung als auch die Komplexität der Form. Die Herstellung von Innengewinden im Spritzguss selbst ist dabei aufwendig, da sich immer ein Hinterschnitt ergibt. Um diese Geometrien trotzdem entformen zu können, wurden Techniken entwickelt, die im Folgenden kurz erläutert werden.

2.1.1. Ausspindelwerkzeuge

Ein Innengewinde kann in axialer Richtung entformt werden, sofern der Kern dabei dieselbe Rotation vollführt, welche von der Steigung des Gewindes vorgegeben wird. Aus diesem Grund wurden Ausspindelwerkzeuge entwickelt (Abbildung 4), die mit einer kombinierten Bewegung aus axialem Auszug und Rotation arbeiten. Dabei kann die Rotation mit einem extra Antrieb erfolgen, oder aus der Öffnungsbewegung der Form mit einer Führungsbuchse erzeugt werden. Das Spritzgusswerkzeug wird dadurch komplexer und aufwändiger, sowohl in der Konstruktion als auch in der Fertigung und Wartung. [11]

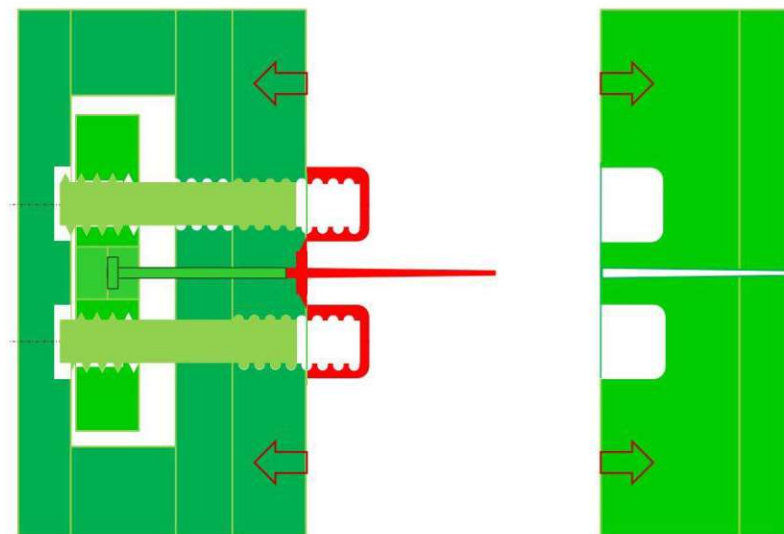


Abbildung 4: Ausdrehkern geöffnet [11]

2.1.2. Faltkern

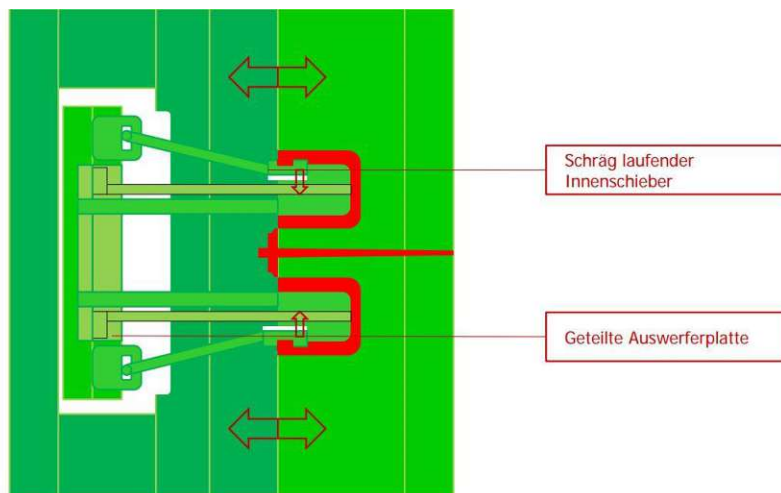


Abbildung 5: Faltkern zur Herstellung von Hinterschnitten [11]

Die Technik des Faltkernes (Abbildung 5, Abbildung 6) lässt sich mit komplexeren Geometrien auch für Innengewinde anwenden. Das Gewinde wird umspritzt und vor dem Entformen wird der Kern „gefaltet“ um den Hinterschnitt des Gewindes freizugeben. Auch diese Variante erhöht die Komplexität des Werkzeuges. [11]

Abbildung 6 zeigt einen Faltkern für die Herstellung eines Innengewindes.



Abbildung 6: Faltkern mit Gewinde im gefalteten Zustand [31]

2.1.3. Abstreifen

Eine weitere Möglichkeit der Entformung stellt das Abstreifen dar. Dabei werden meist verrundete Gewinde mit Kraft vom umspritzten Kern geschoben. Die Möglichkeit gibt es nur für Materialien, die die nötige Verformung ohne Materialversagen zulassen und stellt eine sehr kostengünstige Variante dar. Diese Gewinde eignen sich nicht für Anwendungen mit den höchsten Anforderungen an die übertragbare Kraft und werden eher für Abdeckungen und Kappen verwendet. [12] [11]

2.1.4. Gewindefurchende Schrauben

Gewindefurchende Schrauben stellen eine weitere kostengünstige Variante in der Fertigung dar. Es wird dabei kein Gewinde hergestellt, sondern nur eine Bohrung, in welcher sich eine Schraube während der Montage selbst ein Gewinde formt. Dafür wird kein metrisches Gewinde nach DIN13-19 genutzt, sondern eine Gewindegeometrie mit einem Flankenwinkel von 25° - 30° [13]. Als Referenz kann ein Beispiel mit einer Schraube von 6.35 mm Außendurchmesser und 9.5 mm Einschraubtiefe in Polyamid 66 mit einer Ausreißkraft von 7 kN angegeben werden [14]. „Die Montage der Direktverschraubungen wird im Gegensatz zu metrischen Standardverschraubungen von einem Formungsprozess überlagert“ [13]. Damit dies möglich ist muss das Material diesen Umformprozess zulassen, ohne dabei Versagenserscheinungen aufzuweisen die eine Tragfähigkeit maßgeblich reduzieren. Für Duroplaste sind daher gewindefurchende Schrauben einsetzbar, die keine Umformung nach sich ziehen, sondern eine Zerspanung bewirken. [15]

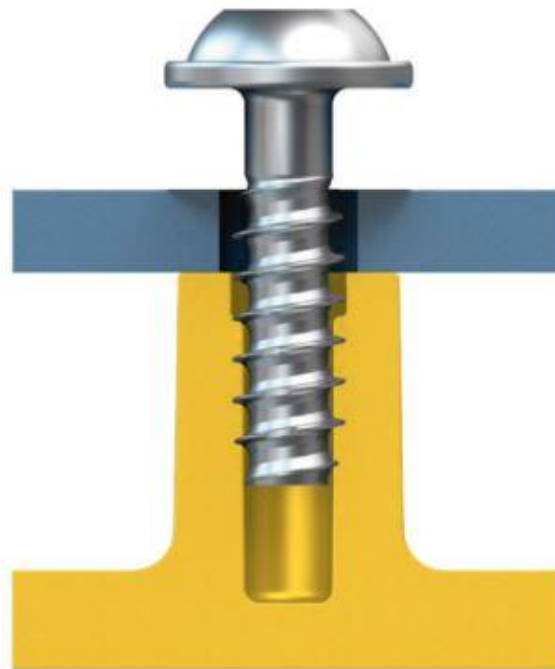


Abbildung 7: Gewindefurchende Schraube [33]

3. Gewindegeometrie und Bezeichnung.

Betrachtet wird das metrische ISO-Innengewinde nach DIN 13-19.

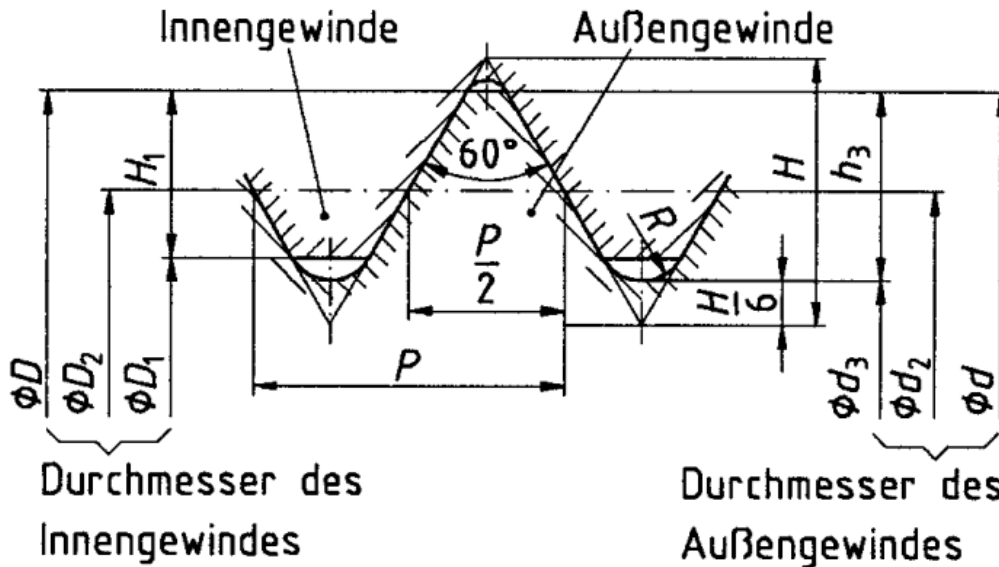


Abbildung 8: Metrisches Iso Gewinde nach DIN 13-19 [17]

Bezeichnungen der Maße in Abbildung 8:

Großbuchstaben für das Innengewinde, Kleinbuchstaben für das Außengewinde.

- D oder d: Nenndurchmesser oder Außendurchmesser des Schraubengewindes
- D1: Kerndurchmesser des Innengewindes
- P: Steigung
- H: Höhe des Gewindedreiecks
- D2: Flankendurchmesser

Für die Umsetzung in einem CAD-System wird eine Negativskizze eines Gewindeganges erstellt (Abbildung 9 oben). Diese Kontur wird entlang einer Helix mit der Steigung des Gewindes extrudiert (Abbildung 9 unten). Dieses entstandene Volumen wird von einem Körper entfernt, um das Innengewinde fertigzustellen. Eine genauere Beschreibung der Anwendung erfolgt in Kapitel 9.

Im Zuge der Fertigstellung dieser Arbeit ist ein Fehler in der verwendeten Geometrie aufgefallen, welcher bis zum Abschluss nicht mehr behoben werden konnte. Dabei wurde der verrundete Auslauf des Innengewindes bei der Extrusion zu einem Volumenkörper nicht mit übernommen. Es wird auf Seite 79 auf den Unterschied durch den Fehler und die erwartete Auswirkung auf die jeweiligen Ergebnisse eingegangen. Obwohl der Unterschied in der Geometrie in allen Untersuchungen zu tragen kommt, wird kein grundlegend abweichendes Ergebnis erwartet.

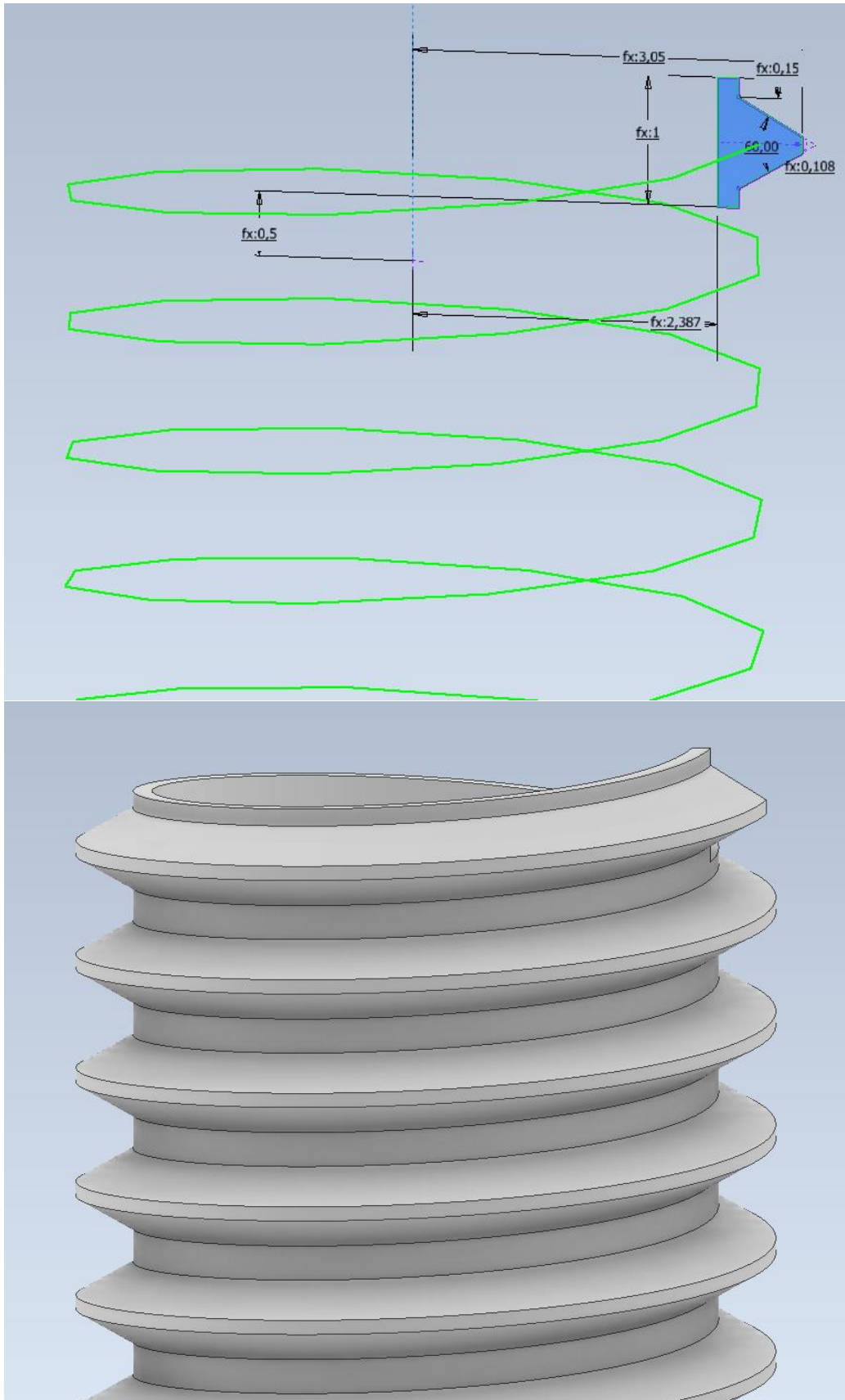


Abbildung 9: Erstellung einer Gewindegeometrie im CAD System Inventor. Oben: Querschnitt mit Helix Pfad. Unten: Erstellte Helix.

3.1. Grundabmaß EI

Um mögliche Fertigungsabweichungen auszugleichen, kann es sinnvoll sein, ein Flankenspiel in der Geometrie zu berücksichtigen. In metallischen Bauteilen dient ein Flankenspiel meist einem Ausgleich von nachfolgenden Oberflächenbehandlungen, die ein Aufmaß erzeugen [16].

Wie in Kapitel 2 bereits erklärt wird die Präzision eines Bauteiles nicht nur durch den Druck selbst sondern auch durch die anschließende Nachbearbeitung beeinflusst.

Die Oberflächen eines Innengewindes zu reinigen, stellt keine triviale Aufgabe dar. Um den Zeitaufwand in der Reinigung, und damit weder die Materialeigenschaften noch die Wirtschaftlichkeit eines Bauteiles zu beeinträchtigen, hat sich ein Flankenspiel bewährt, das mögliche Harzrückstände auf der Oberfläche sowie allgemeine Fertigungstoleranzen kompensiert.

Die DIN 13-19 benennt die Verschiebung der Geometrie für ein Flankenspiel mit dem Grundabmaß EI für Innengewinde [17].

Das Grundabmaß führt zu einem größeren Innendurchmesser sowie einem größeren Flankenspiel. In der Konstruktion muss dieser Wert berücksichtigt werden und wird im Folgenden als Grundabmaß EI bezeichnet.

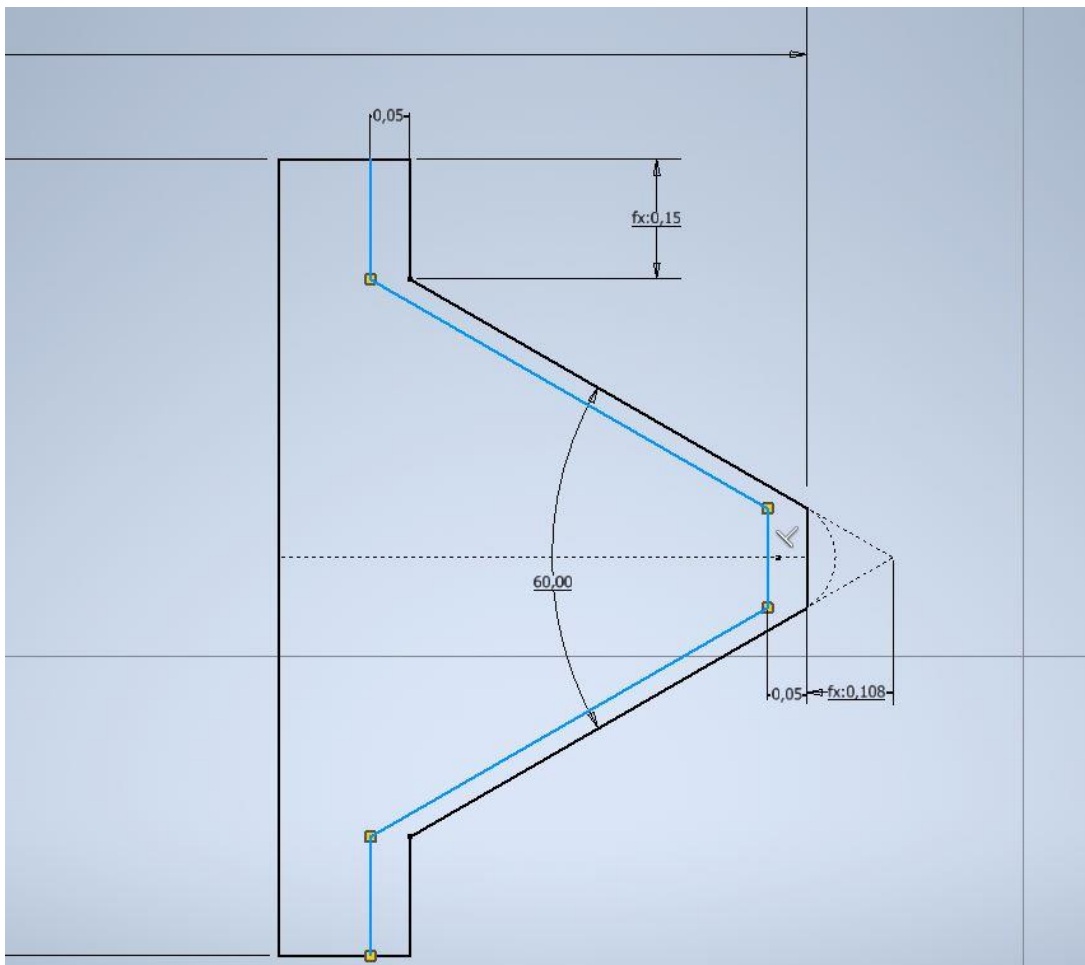


Abbildung 10: Grundabmaß EI in der negativ Skizze eines M6 Gewindes. Kontur ohne Abmaß in Blau. Kontur mit Grundabmaß in Schwarz.

Die blaue Kontur in Abbildung 10 stellt das Negativ der Gewindegeometrie nach Norm dar. Die schwarze Kontur ist mit dem Grundabmaß $EI = 0.05\text{mm}$ beaufschlagt. Die Bewertung der Größe dieses Grundabmaßes erfolgt in Kapitel 5.5.

Abbildung 11 zeigt die Definition des Grundabmaß in der Din 13-19.

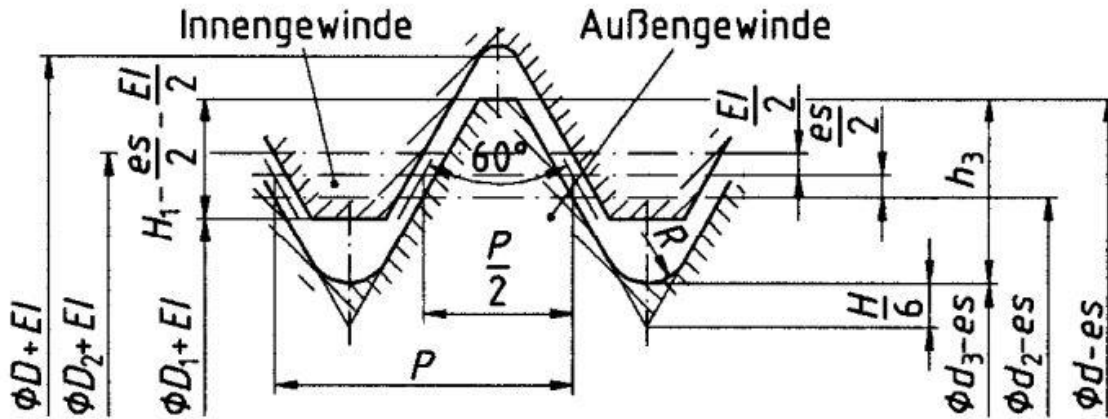


Abbildung 11: Gewindegeometrie mit Flankenspiel durch Grundabmaß in Außen und Innengewinde [17]

3.2. Gewinde-Einsenkung

Für die Einsenkung eines Gewindes gibt es verschiedene Gründe. In der Vorbereitung eines gebohrten Kernloches auf das Gewindeschneiden mit einem Gewindebohrer macht es Sinn, eine Fase zu fertigen die den Gewindebohrer zentriert und damit Verkanten verhindert. Außerdem verhindert die Fase ein spitzes Zulaufen der ersten Gewindeflanke am Beginn der Bohrung. Diese könnte beim Einschrauben verbogen werden und sich daraufhin zwischen Innengewinde und Außengewinde verklemmen. Dafür sind nach DIN76-1 sowie den verschiedenen Normierungen für Muttern Einsenkungen vorgegeben [18]. Da der Fertigungsprozess des 3D-Drucks werkzeuglos abläuft und damit keinen Gewindebohrer benötigt, fällt der erste Grund bereits weg. Für die Zentrierung der Schraube sowie für die Verhinderung von zu instabilen Gewindeflanken am Beginn der Bohrung, sollte auch ein 3D-gedrucktes Gewinde eine Einsenkung aufweisen. Da der Anschnitt nicht vollständig zur Tragfähigkeit des Gewindes beitragen kann, macht es Sinn diesen Anschnitt für das 3D-Druck-Verfahren gering zu halten. Es wird eine 90°-Fase berechnet, die mindestens den Nenndurchmesser plus Grundabmaß des Gewindes überschreitet. Da diese Fase in der Konstruktion im CAD System auf den Kerndurchmesser angewendet wird, muss die Größe der Fase wie folgt berechnet werden.

Für den Kernlochdurchmesser gilt:

$$D_1 = d - 1,082532 * P \quad (1)$$

[17]

Für die Fase ergibt sich rechnerisch dann ein Minimum von:

$$h_{f_min} = \frac{(d + 2 * EI) - D_1}{2} \quad (2)$$

Dieses Ergebnis wird auf die nächste erste Nachkommastelle aufgerundet, um den Wert der Fase h_f zu erhalten. Zudem wird der Außendurchmesser der Einsenkung mit D_c berechnet.

d [mm]	4.00	5.00	6.00	8.00	10.00
EI [mm]	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
P [mm]	0.70	0.80	1.00	1.25	1.50
D_1 [mm]	3.24	4.13	4.92	6.65	8.38
h_{f_min} [mm]	0.43	0.48	0.59	0.73	0.86
h_f [mm]	0.50	0.50	0.60	0.80	0.90
D_c [mm]	4.24	5.13	6.12	8.25	10.18

Tabelle 1: Berechnung der Einsenkung

4. Materialkennwerte

Alle Versuche und Betrachtungen für diese Arbeit werden mit dem Cubicure Material „Evolution HI“ durchgeführt. Dieses Material eignet sich für die Herstellung von funktionalen mechanischen Bauteilen. Die Duktilität des Werkstoffes ermöglicht eine plastische Verformung ohne Bruch. Mit dem Überschreiten der kritischen Dehnung im ersten Maximum der Spannungs-Dehnungs-Kurve treten bleibende Verformungen im Material auf [11]. Die Überschreitung dieser Dehnung führt aber nicht sofort zum Versagen des Materials. Damit führt eine mögliche Überbelastung des einzelnen Gewindeganges nicht direkt zum Bruch des Gewindeganges oder des gesamten Gewindes. Die nachfolgenden Ergebnisse sind daher auch nur für dieses Material aussagekräftig und können nicht direkt auf ein sprödes Material angewendet werden.

Abbildung 12 und Abbildung 13 zeigen die Materialeigenschaften des Materials Evolution HI.

MECHANICAL DATA

Tensile Strength	ISO 527 (Type 5A)	XYZ	10 mm min ⁻¹	53 MPa
Youngs Modulus	ISO 527 (Type 5A)	XYZ	1 mm min ⁻¹	2150 MPa
Elongation at Break	ISO 527 (Type 5A)	XYZ	10 mm min ⁻¹	35%
Flexural Strength	ISO 178	XZY	10 mm min ⁻¹	88 MPa
Flexural Modulus	ISO 178	XZY	2 mm min ⁻¹	1840 MPa
Charpy unnotched	ISO 179-1/1eUb	XZY	-	72 kJ m ⁻²
Shore D Hardness	ISO 868	XYZ	-	82
HDT A	ISO75	XZY	-	59 °C
HDT B	ISO75	XZY	-	80 °C

Abbildung 12: Datenblattauszug Evolution HI [19]

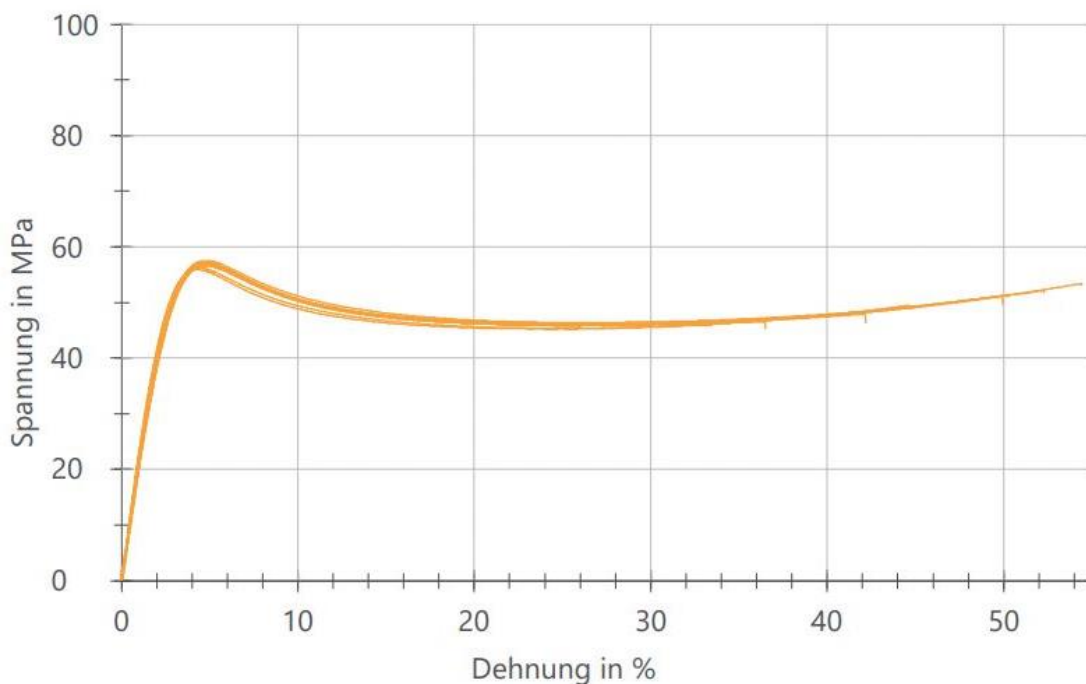


Abbildung 13: Spannungs-Dehnungs-Diagramm Evolution HI. 10Proben. Stehend gedruckt. [19]

4.1. Einfluss der schichtweisen Herstellung auf die Materialeigenschaften

In additiv gefertigten Bauteilen spielt die Fertigung grundsätzlich eine relevante Rolle für die Materialkennwerte. Um eine sinnvolle Aussage über Materialeigenschaften machen zu können muss dieser Einfluss bewertet werden bevor die Materialeigenschaften für eine analytische oder FEM-Berechnung verwendet werden können. Mittels Stereolithografie hergestellte Bauteile weisen dabei eine geringe Abhängigkeit von der Orientierung auf der Bauplattform auf und können als weitestgehend isotrop betrachtet werden. [5]

Die Materialkennwerte der Firma Cubicure werden mit gedruckten Prüfkörpern ermittelt und spiegeln dadurch direkt die Materialeigenschaften von gedruckten Bauteilen wider. In der Dokumentation wird zwischen den Druckorientierungen „liegend“ oder „stehend“ der Proben unterschieden.

Die Materialkennwerte aus den liegend und stehend gedruckten Prüfkörpern liegen innerhalb von 6% Abweichung mit 56.7 MPa für stehend gedruckte Proben und 53.3 MPa für die liegend gedruckte Proben [19]. Für die weitere Untersuchung der Scherfestigkeit sowie der Tragfähigkeit von gedruckten Gewinden werden stehend gedruckte Proben verwendet. Die Ergebnisse können daher in erster Linie nur für Gewinde mit gleicher Orientierung verwendet werden. Aufgrund der geringen Abweichung gelten die Ergebnisse auch in Näherung für andere Druckorientierungen.

4.2. Scherfestigkeit

Die Scherfestigkeit ist die relevante Größe, um die Ausreißkraft für ein Gewinde zu berechnen (siehe Kapitel 6). Dieser Materialkennwert wird jedoch seltener erhoben als die Zugfestigkeit und gehört auch nicht zu den Kennwerten in üblichen Material-Datenblättern.

Deshalb wurde für diese Arbeit eine Vorrichtung konstruiert um die Scherfestigkeit des Materials zu bestimmen.

Abbildung 14 zeigt den Aufbau des Scherversuches.

Belastet wird eine Scheibe 1 des Materials zwischen einem Stempel 2 und einer Matrize 3. Die Kraft wird über die Aufspannungen 4 und 5 von einer Zugprüfmaschine aufgebracht. Über eine Kraftmessdose wird die Kraft gemessen.

Mit der Zylinderfläche der Scheibe und der gemessenen Kraft kann daraus die Scherfestigkeit des Materials bestimmt werden.

Die Probe hat eine Höhe von $h_p = 1.8 \text{ mm}$.

Der Scherstempel hat einen Außendurchmesser von $D_{St} = 15 \text{ mm}$

Damit ergibt sich die belastete Querschnittsfläche mit:

$$A_{SV} = \pi * D_{St} * h_p \quad (3)$$

$$A_{SV} = 27\pi \text{ mm}^2 = 84.823 \text{ mm}^2 \quad (4)$$

Mit der gemessenen Zugkraft beim Abscheren lässt sich die Scherfestigkeit des Materials berechnen.

$$\tau_{BM} = \frac{F}{A_{SV}} \quad (5)$$

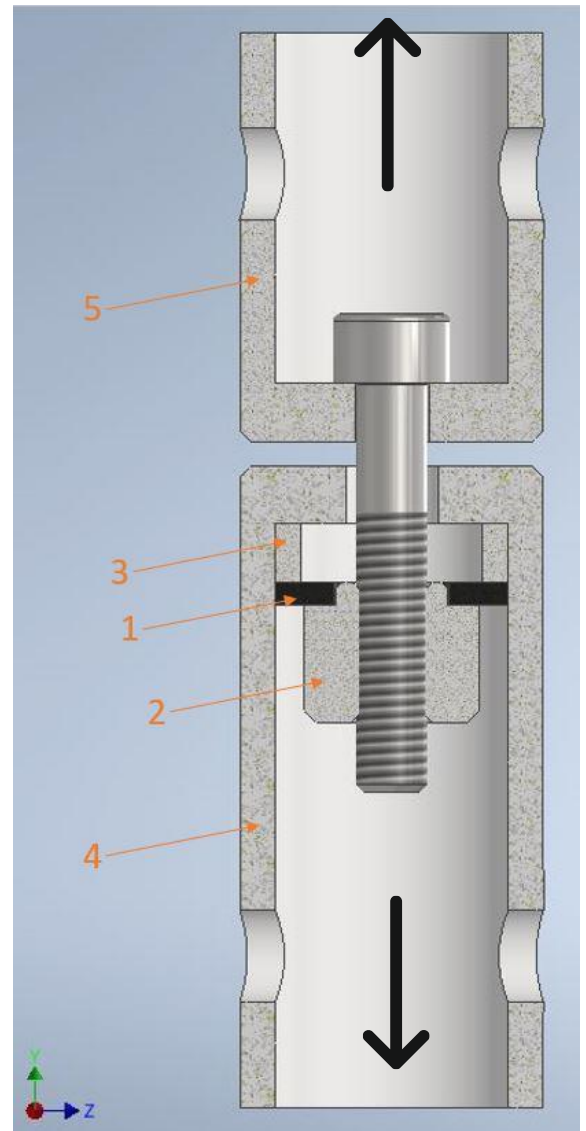


Abbildung 14: Aufbau Scherversuch. Querschnitt

Es wurden 6 identische Prüfkörper getestet. Die einzelnen Kraftkurven sind in Abbildung 15 abgebildet.

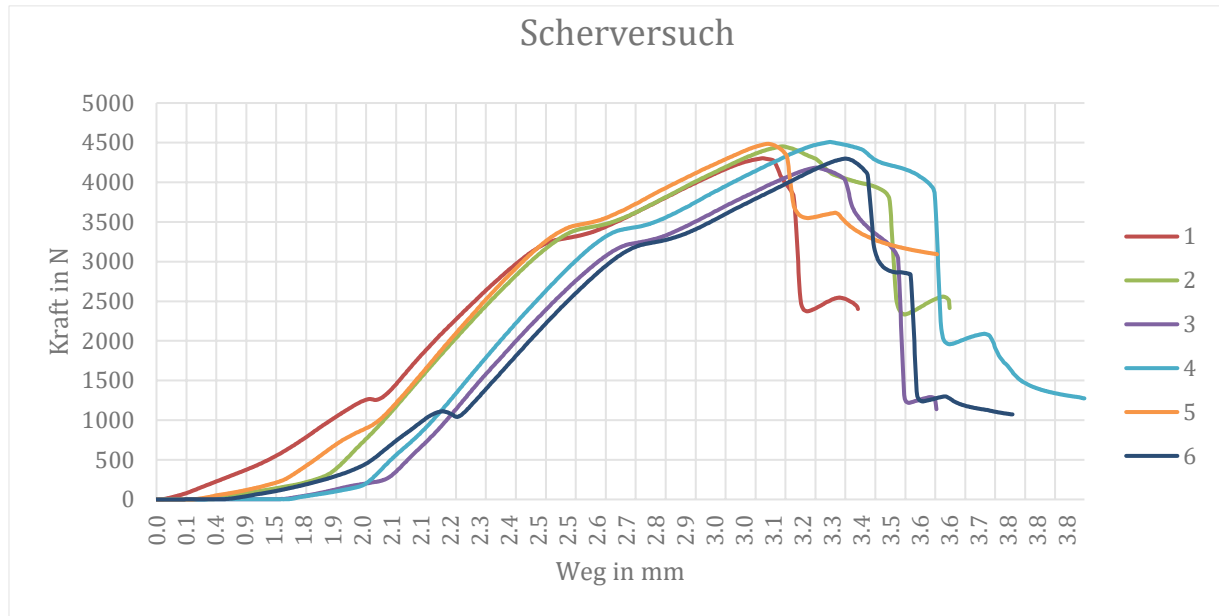


Abbildung 15: Kraft-Weg Diagramm Scherversuch

Probennummer	Maximalkraft
1	4300N
2	4460N
3	4190N
4	4510N
5	4490N
6	4300N

Tabelle 2: Maximalkräfte der Scherversuche

Daraus wird das arithmetische Mittel gebildet und dann in (5) eingesetzt:

$$\tau_{BM} = \frac{4375 \text{ N}}{84.823 \text{ mm}^2} = 51.578 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6)$$

Damit ergibt sich eine Scherfestigkeit mit 97,3% der Zugfestigkeit (53 MPa) des Materials.

Zu Beginn des Verfahrweges sind unterschiedliche Setzungen im Versuchsaufbau zu erkennen. Der Verfahrweg enthält neben der Verformung der Probe auch alle auftretenden Dehnungen und Verformungen des Versuchsaufbaus.

Ab einem Wert von 1000 N bis 1500 N zeigt sich ein annähernd linearer Verlauf.

Bei 3200 N bis 3500 N kommt es zu einem Einbruch und Veränderung der Steigung. Dieser Übergang könnte ein Hinweis auf einen Übergang von elastischer zu plastischer Verformung darstellen. In Abbildung 13 ist dieser Übergang bei der kritischen Dehnung von 4% - 5% mit einem Spannungsabfall zu erkennen.

Bei 4190 N bis 4490 N versagt das Material und es kommt zu einem deutlichen Kraftabfall.

Eine tiefere Betrachtung des Versagensmechanismus würde den Umfang dieser Arbeit übersteigen. Da das Augenmerk dieser Arbeit auf der Anwendung von funktionalen Bauteilen liegt, werden für die Ermittlung der Scherfestigkeit sowie die Ermittlung der Ausreißkraft hauptsächlich die maximalen Kräfte vor dem ersten Kraftabfall betrachtet.

Abbildung 16 zeigt den Versuchsaufbau, Abbildung 17 die Proben nach dem Test.

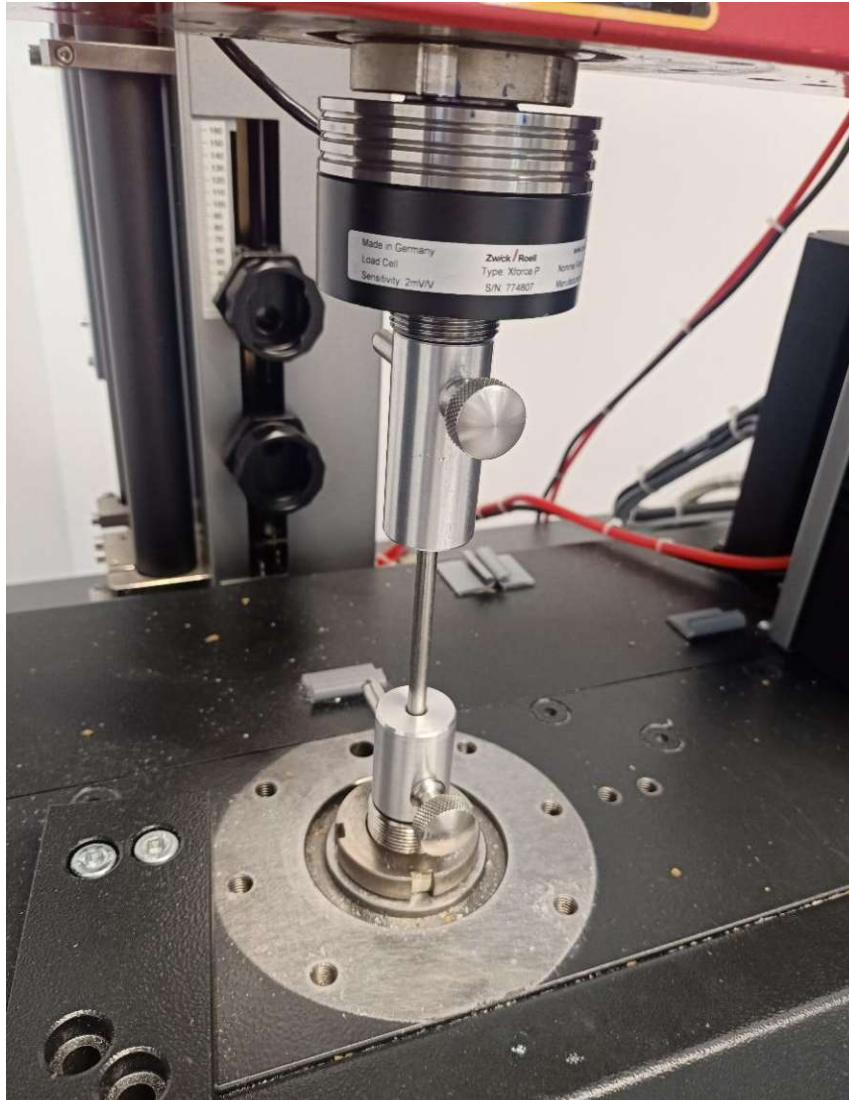


Abbildung 16: Versuchsaufbau



Abbildung 17: Scherprüfkörper nach der Prüfung

5. Herstellung

5.1. Einfluss der schichtweisen Herstellung auf die Geometrie

In der schichtweisen Herstellung muss man die Präzision in der X-Y Ebene von der Präzision in den Z-Y sowie Z-X Ebenen unterscheiden. Die Technologie, welche die Firma Cubicure verwendet, ist in der X-Y Ebene in der Präzision durch die Spot-Size des Lasers sowie durch die Rasterung des Laserpfades, beschränkt. In Ebenen normal zu X-Y Ebene, gibt der Prozess eine Diskretisierung der Schichthöhe vor. Im Folgenden werden verschiedene Fälle in der Fertigung betrachtet und die Machbarkeit für diese Technologie bewertet. Die Schichthöhe von 0.1mm wird in Abbildung 18 bis Abbildung 23 mit gestrichelten Linien angedeutet. Die schwarz gezeichnete Kontur stellt dann die Struktur dar, die sich in der schichtweisen Aushärtung ergeben sollte. Betrachtet wird ein M6-Gewinde, das mit einer Schichthöhe von 0.1mm gefertigt wird. Die Gewindeachse ist in Abbildung 18 dabei parallel zur Z-Achse.

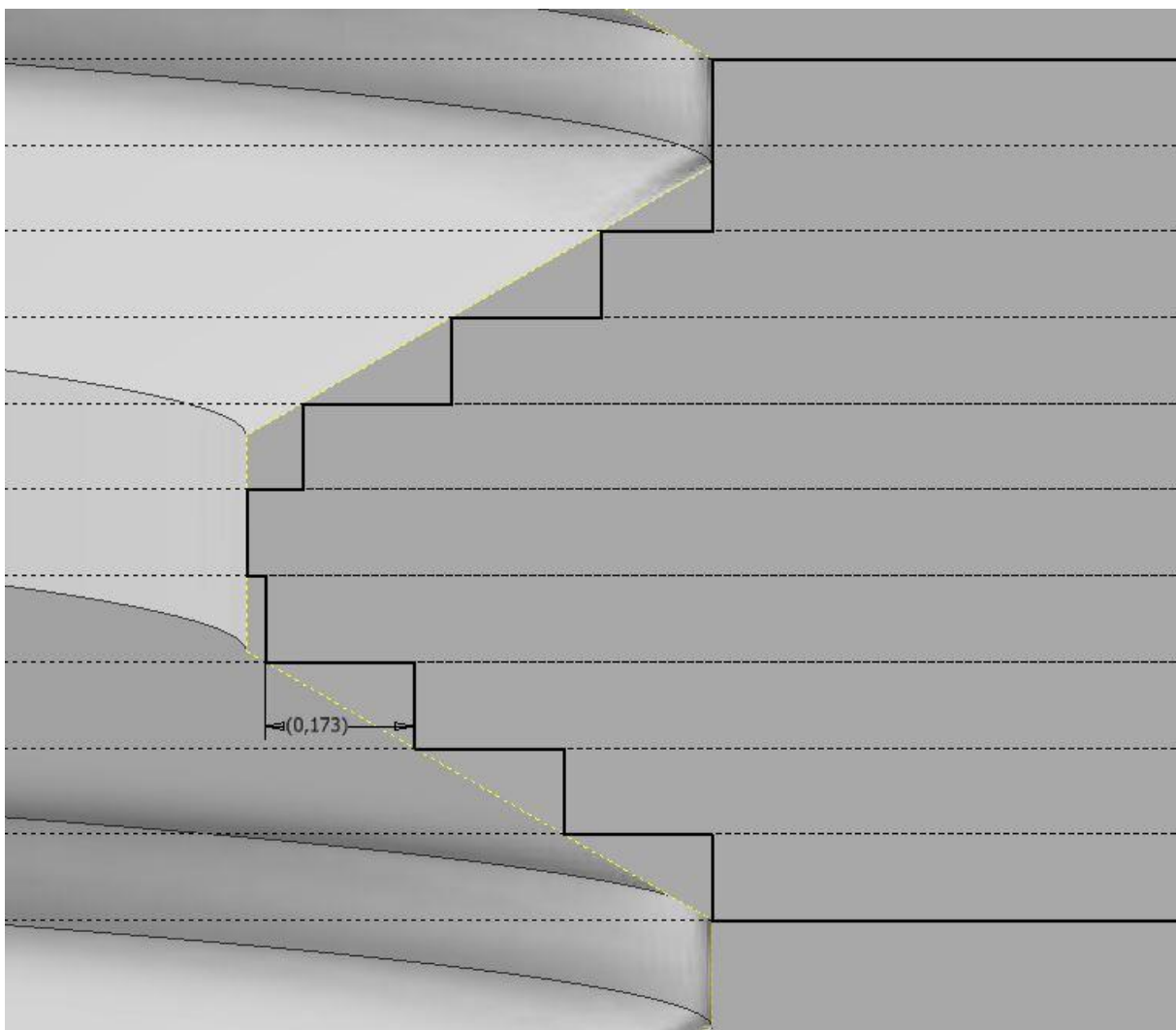


Abbildung 18: Diskretisierung M6 in Z mit 0.1mm

In der Druckvorbereitung wird aus der exakten Geometrie die angenäherte Kontur für jede Lage berechnet. In dem dargestellten Fall muss die reale gedruckte Geometrie immer innerhalb der CAD-Geometrie liegen, um ein Klemmen der Schraube beim Einschrauben zu vermeiden.

Der Prozess muss hierfür einen Überhang von 0.173mm herstellen können. Die Gewindeflanke hat eine Steigung zur Horizontalen von 30° . Als Richtlinie wird Cubicure intern ein minimaler Steigungswinkel von 15° angegeben.

Liegt die Gewindeachse in der X-Y Ebene ergibt sich in Abbildung 19 ein anderes Bild.

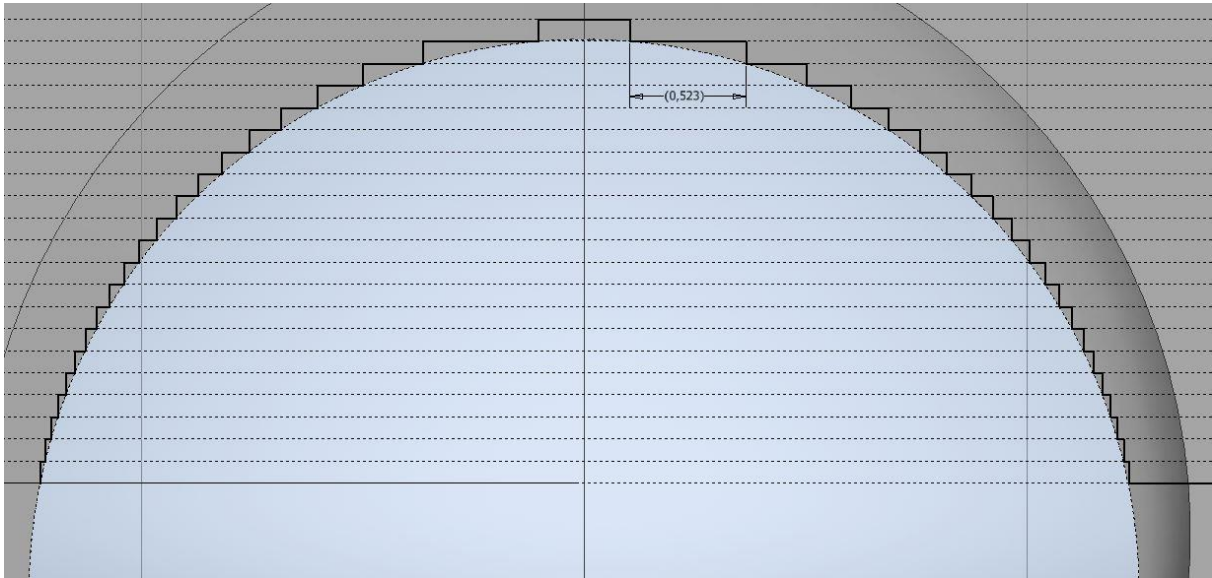


Abbildung 19: Diskretisierung M6 in X-Y 0.1mm

Die Genauigkeit der erreichbaren Geometrie variiert über die Höhe. Der maximal nötige Überhang der gefertigt werden muss, ist ungefähr dreimal so groß wie bei der Orientierung der Achse in Z-richtung. Der Winkel zur horizontalen geht gegen 0. Ein Grenzwert für den möglichen Überhang kann nicht pauschal angegeben werden. Daher wird die Bewertung der Machbarkeit anhand von gedruckten Proben erfolgen.

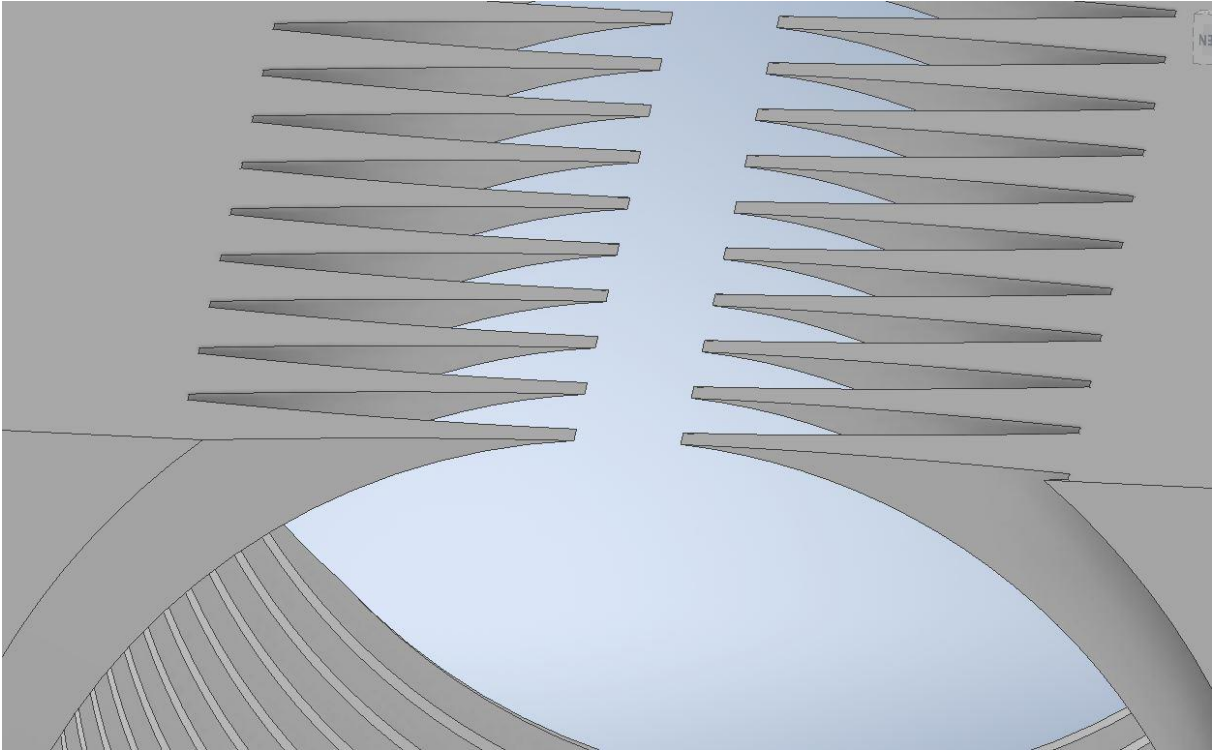


Abbildung 20: Fransen vor Überbrückung der Bögen des liegend gedruckten M6 Gewindes

Kurz bevor die Bögen in Abbildung 20 schließen, ergibt sich eine fragile Geometrie, die sich im Fertigungsprozess verformen könnte und damit dauerhafte Geometrieabweichungen zur Folge hat.

Sobald dieser Überhang geschlossen wurde, stellt die Geometrie in Abbildung 21 keine besondere Herausforderung an den Prozess mehr.

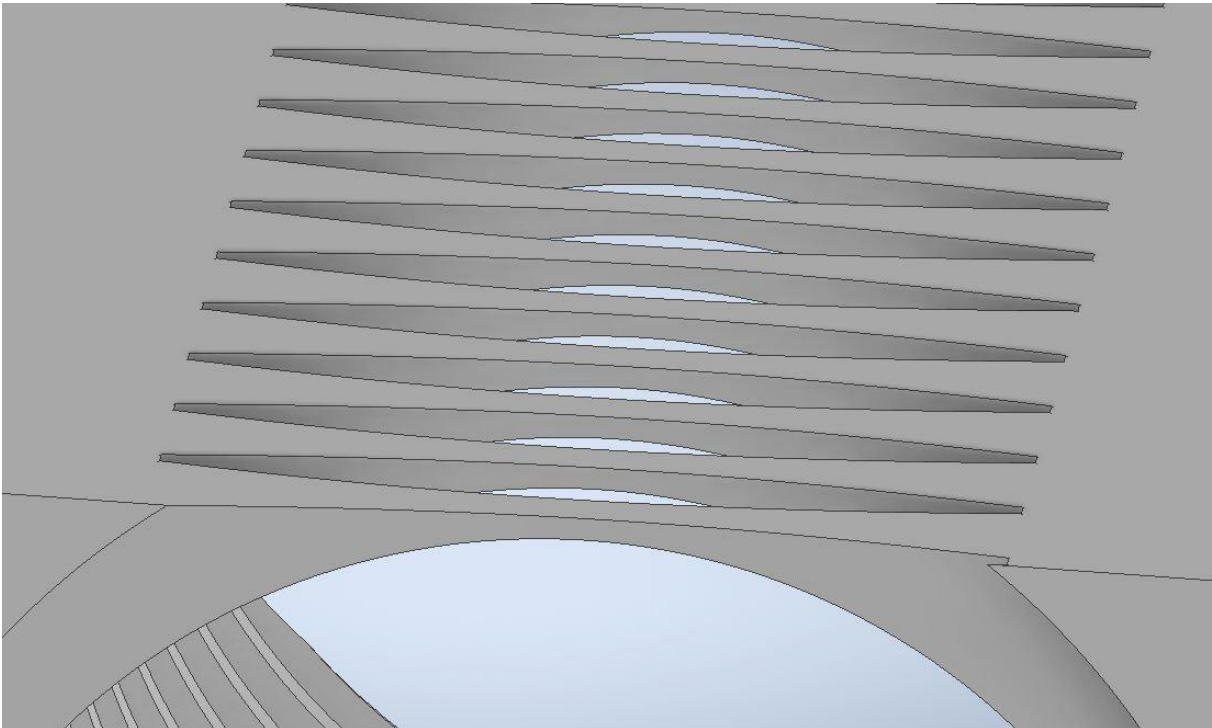


Abbildung 21: Geschlossener Überhang M6

Für das metrische Iso-Gewinde ergibt sich bei der Druckorientierung im Raumwinkel 60° zur Horizontalen, dass eine Gewindeflanke in einem Bereich horizontal liegt und sich damit ein Überhang ohne Steigung ergibt.

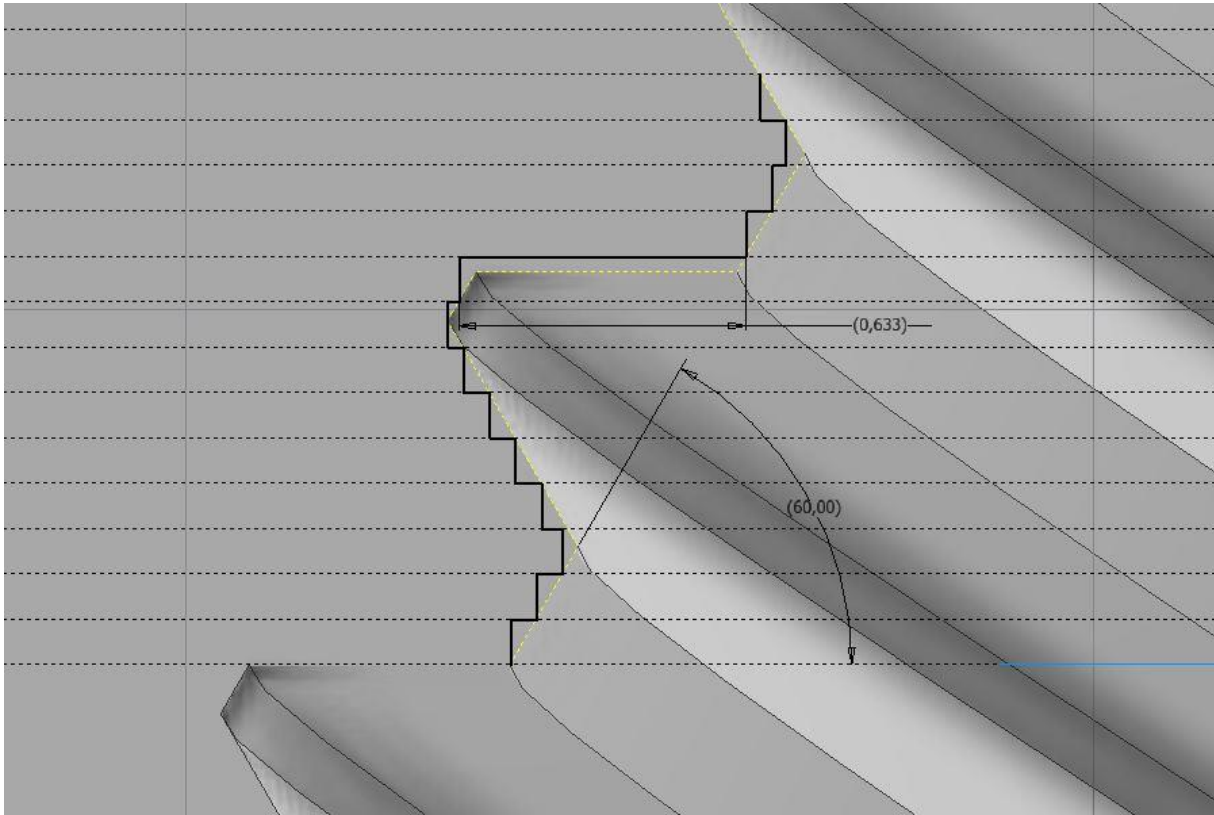


Abbildung 22: Diskretisierung M6 bei 60° Raumwinkel

Der entstehende Überhang in Abbildung 22 fällt hier geringfügig größer aus als bei den Z bzw. X-Y Orientierungen.

In den Gewindegrößen M4 bis M12 stellen diese Überhänge aus der gewonnenen Erfahrung der Firma Cubicure in der Theorie eine machbare Herausforderung an den Prozess. Für größere Gewinde ist eine Orientierung in Z problemlos, für andere Orientierungen muss der entstehende Überhang im Detail hinsichtlich der Machbarkeit bewertet werden.

In den Größen M4 bis M8 werden im Zuge dieser Arbeit Test-Geometrien gefertigt, um die Machbarkeit genau beurteilen zu können.

5.2. Einfluss der Durchhärtetiefe

Für die erreichbare reale Geometrie kommt mit der Durchhärtetiefe ein weiterer Faktor hinzu. Die Schichthöhe, die hier mit 0.1 dargestellt wurde, kann zwar im Prozess gesteuert werden, allerdings ergibt sich bei jeder Belichtung, durch den chemischen Prozess, eine Aushärtung einer 0.2 - 0.3 mm starken Schicht. Für das hier betrachtete Material wird die Durchhärtetiefe mit 0.24 mm angegeben [19].

Das führt dazu, dass Geometrien, die in Druckrichtung dünner als die Durchhärtetiefe sind, nicht hergestellt werden können.

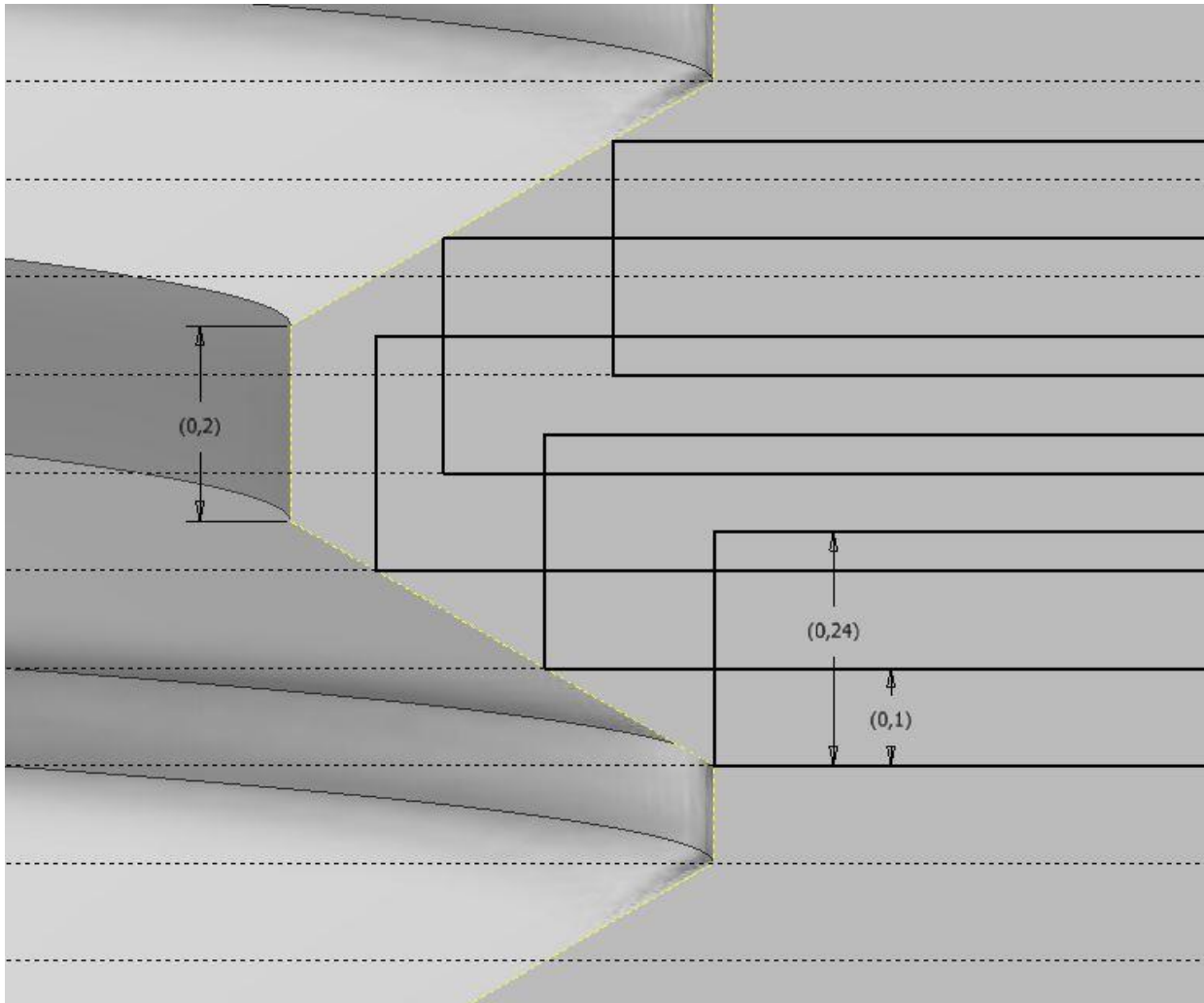


Abbildung 23: Durchhärtetiefe 0.24mm an einem M5 Gewinde

Die in Abbildung 23 mit durchgezogener schwarzer Linie markierten Bereiche stellen die jeweiligen ausgehärteten Bereiche von fünf Schichten dar. Man erkennt, dass die Spitze des Gewindeganges nicht hergestellt werden kann, da die Geometrie in Druckrichtung dünner als 0.24 mm wird. Die Spitzenhöhe von 0.24 mm wird bei einem metrischen Gewinde ab einer Steigung von 1 mm abwärts unterschritten.

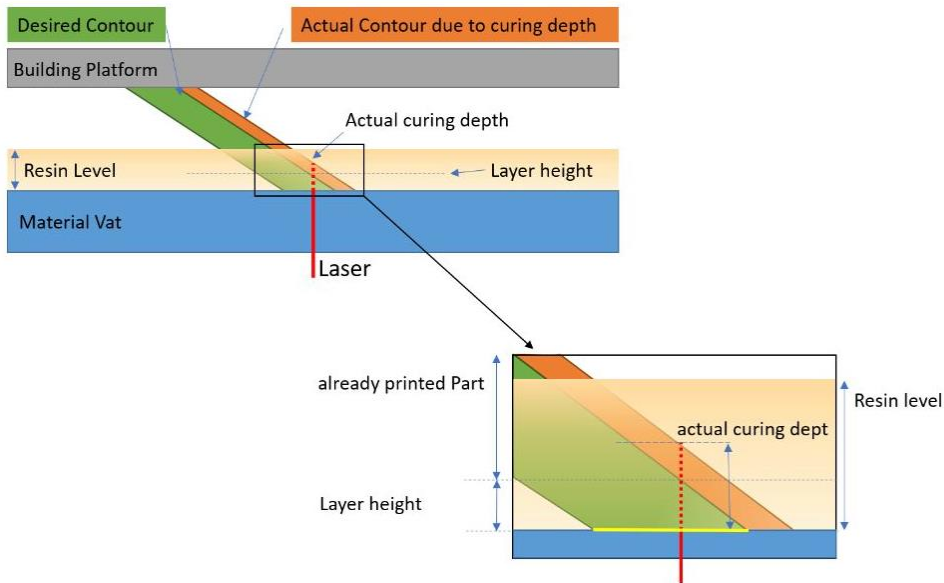


Abbildung 24: Auszug aus Cubicure Handbuch [19]

In diesem Auszug aus einem internen Handbuch der Firma Cubicure in Abbildung 24 wird die Konturabweichung von der Original-Geometrie aufgrund der Durchhärtetiefe dargestellt. In der Druckvorbereitung wird dafür eine „Z-Kompensation“ durchgeführt, bei der die Geometrie des zu druckenden Bauteiles in den betroffenen Bereichen verkleinert wird, sodass das Aufmaß, das durch die Durchhärtung entsteht, am Schluss die Original-Geometrie trifft.

Die Originalkontur ist in Abbildung 25 hell dargestellt, die durch die Z-Kompensation verschobene Kontur ist dunkel darübergerlegt. Das Bild stammt aus der Cubicure Software CSS zur Druckvorbereitung.



Abbildung 25: Z-Kompensation des Probenkörpers (Abbildung 26). Details Ansicht von M5 und M6 im Querschnitt [19]

In Abbildung 25 auf der rechten Seite ist die Z-Kompensation eines M6 Gewindes dargestellt. Dabei wird die Original-Geometrie (Hell) um einen Kompensations-Faktor verschoben um die zu druckende Geometrie (Dunkel) zu erhalten. Wenn durch die nötige Verschiebung die Außenkontur eines Bauteiles beeinträchtigt wird, zeigt sich ein anderes Verhalten, da dabei die Außenkontur priorisiert wird. In Abbildung 25 auf der linken Seite ist die Geometrie-Verschiebung bei einem M5-Gewinde zu erkennen. Dabei wird die Gewindeflanke nicht nur verschoben, sondern es wird dabei auch die Steigung verändert. Dadurch wird die Spitze der Gewindegeometrie erhalten und auf die Z-Kompensation der Spitze verzichtet.

Dies kann dazu führen, dass bei einer Steigung kleiner als 1 mm die Kontur an der Spitze des Gewindes, eine höhere Abweichung aufweist als bei größeren Gewinden. Ob dieser Effekt einen relevanten Einfluss auf die Präzision hat, wird in Kapitel 5.5.2 anhand von Probenkörpern ermittelt.

Zusätzlich zur Z-Kompensation muss noch eine Skalierung und eine „Tool-Kompensation“ durchgeführt werden. Die Tool-Kompensation gleicht dabei die Polymerisation an den Rändern des Laser-Spots aus. Der Energieeintrag des Laser-Spots nimmt in einer Normalverteilung nach außen ab. Wird die Critical Energy unterschritten erfolgt keine vollständige Aushärtung mehr [20] [21]. Damit dieser Übergang zum ausgehärteten Material mit der Sollgeometrie übereinstimmt, wird über die Tool-Kompensation der Laser-Spot um das entsprechende Maß verschoben.

Die Skalierung gleicht die Material schrumpfung aus, die sowohl während des ersten Polymerisationsprozesses im Druck als auch während des Nachbearbeitungsprozesses stattfinden kann. [22]

5.3. Test-Geometrie

Zur tatsächlichen Beurteilung der umsetzbaren Geometrie werden Probekörper (Abbildung 26) hergestellt, um die gewünschte Geometrie und das reale Ergebnis zu vergleichen.

Dazu werden Gewinde in unterschiedlichen Größen entsprechend der Norm in den angesprochenen Raum-Orientierungen gedruckt.

- Geometrie Nr1 wird exakt nach Norm modelliert.
- Geometrie Nr2 wird mit dem Grundabmaß $EI = 0.05 \text{ mm}$ konstruiert.

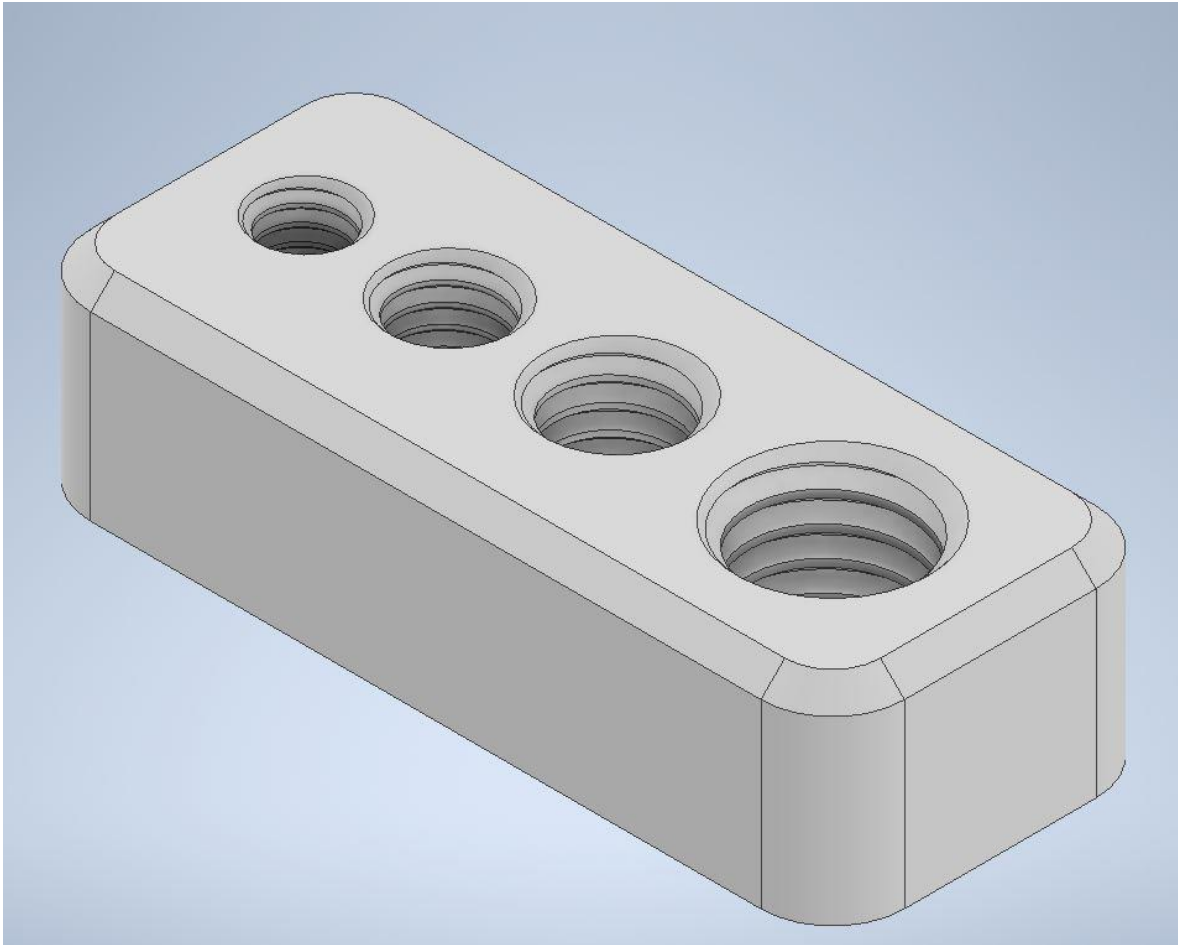


Abbildung 26: Probekörper mit M4 M5 M6 M8 Gewinde

Dabei werden in jeder Testreihe drei Probekörper in unterschiedlicher Orientierung gedruckt.

- Gewindeachse in Z
- Gewindeachse in der XY Ebene
- Gewindeachse in 60° Raumwinkel zur Horizontalen

5.4. Auswertung Geometrie Nr1



Abbildung 27: Test Samples 1

Abbildung 27 zeigt die gedruckten Prüfkörper. Ausgewertet werden die Kerndurchmesser sowie die Handhabung. Der Kerndurchmesser wird mittels Mikroskopie-Aufnahmen ausgewertet. Außerdem kann in der Mikroskopie-Aufnahme bereits die in Kapitel 5.1 beschriebene Diskretisierung beurteilt werden.

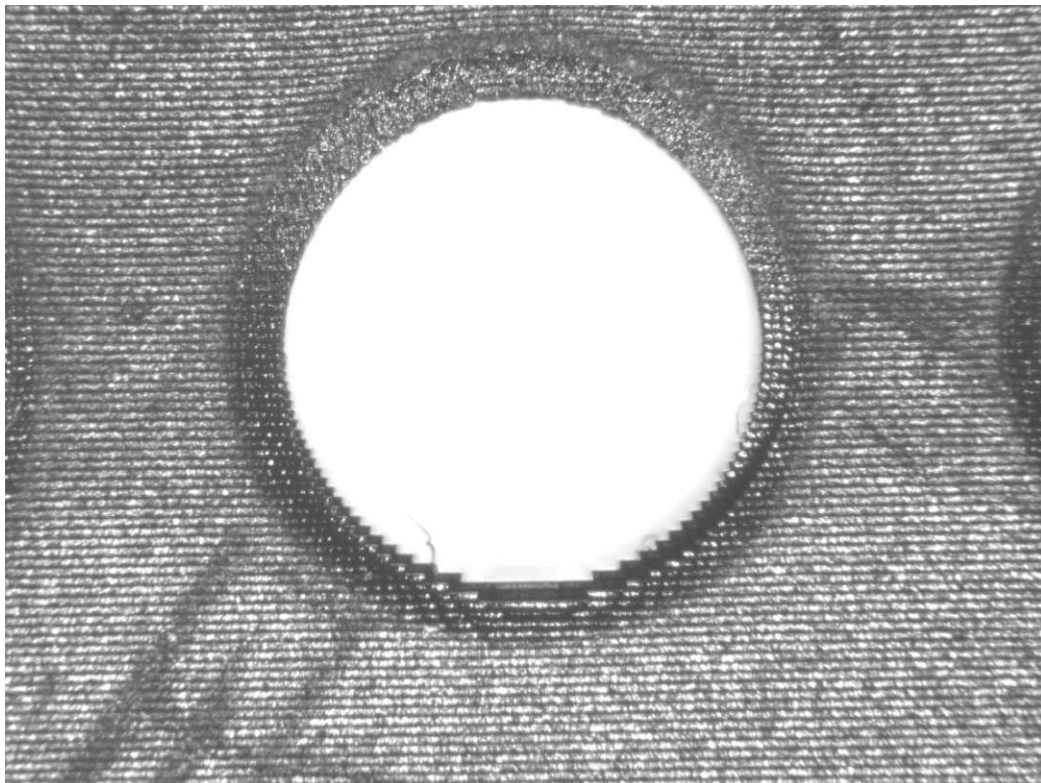


Abbildung 28: M6 XY

Die schichtweise Herstellung ist in der unteren Hälfte von Abbildung 28, wie in Abbildung 19 beschrieben, gut zu erkennen. In der oberen Hälfte kann man sehen, dass die überhängenden Strukturen, wie in Abbildung 20 beschrieben, nicht steif genug ausfallen, um einen perfekten schichtweisen Aufbau erkennen zu können. Dies führt zu einem Verschmieren der einzelnen Schichten. Das Ergebnis sieht auf Grund dieses Verschmierens aber eher dem gewünschten CAD ähnlich als der erwarteten Diskretisierung. Dies kann sich bei anderen Gewindegrößen ändern und wird daher als unerwünschte Geometrie-Abweichung betrachtet.

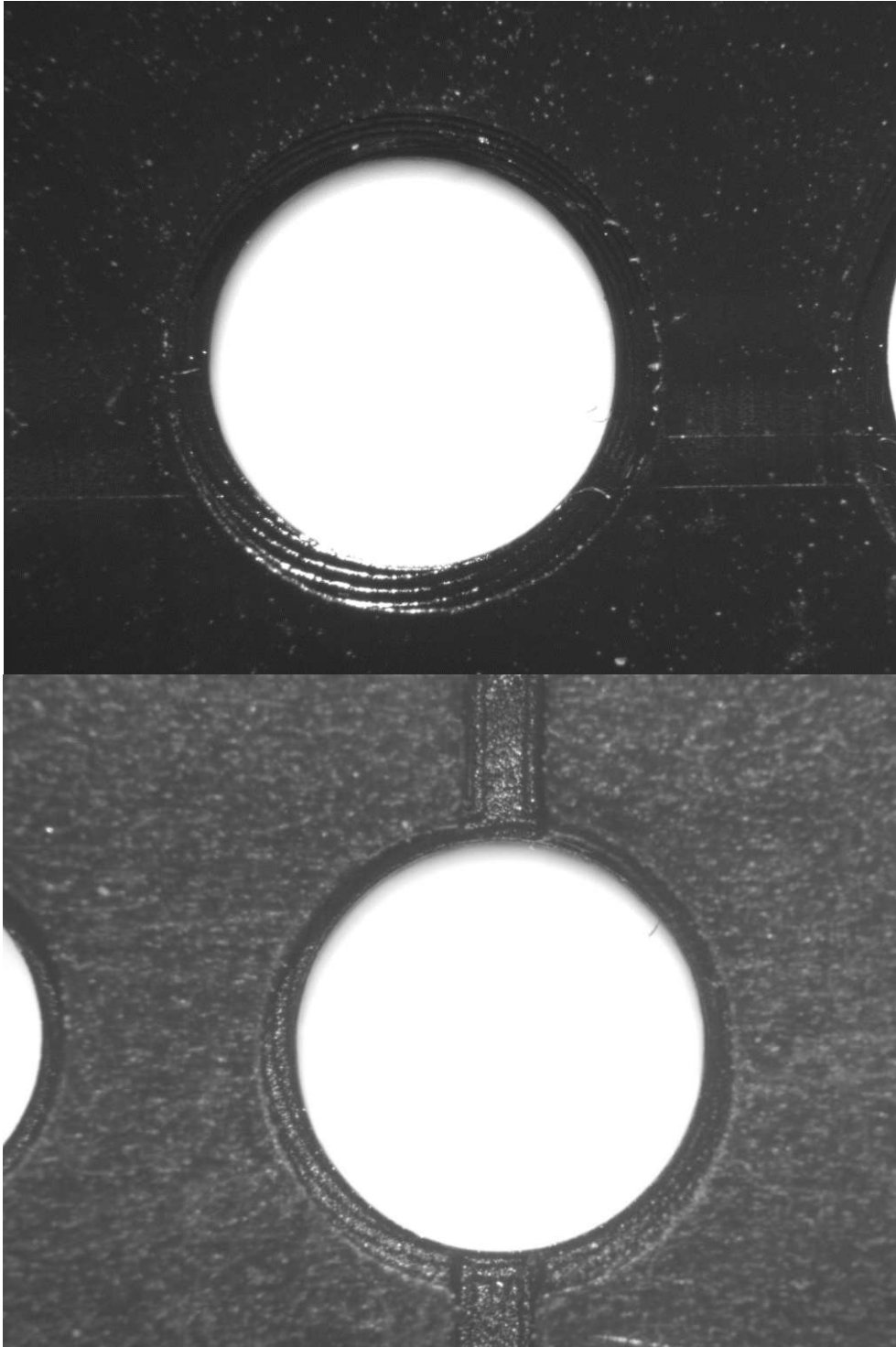


Abbildung 29: M6 Gewinde in Z gedruckt. Drauf und Rückansicht

In der Ansicht des M6-Gewindes in Abbildung 29, das mit der Gewindeachse in Z gedruckt wurde, kann man erkennen, dass die Technologie keine in dieser Vergrößerung erkennbare Diskretisierung in der XY Ebene verursacht. Die Präzision in der XY Ebene ist im Vergleich zu jener in den anderen Ebenen deutlich höher.

Die Kerndurchmesser werden für jedes Gewinde von der Front sowie der Rückseite ausgewertet. Dabei wird ein Messkreis über das Bild gelegt. Da die Punkte händisch an die Kontur angepasst werden, ergibt sich kein perfekter Kreis, sondern eher ein Oval. Der maximale mögliche sowie der minimale mögliche Durchmesser dieses Ovals werden als Messergebnis ausgegeben. Der gelegte Messkreis ist in Abbildung 30 in Gelb mit weißen Kontrollpunkten erkennbar.



	Area	Mean	Min	Max	X	Y	Major	Minor	Angle	Feret	FeretX
1	8360144.058	244.986	51	255	5138.655	3964.286	3264.693	3260.480	90.000	3264.706	5138.655
2	13698255.773	246.104	50	255	5697.479	3760.504	4218.501	4134.445	90.000	4218.487	5697.479
3	19404226.396	248.958	56	255	5334.034	4455.882	4995.854	4945.346	90.000	4995.798	5334.034
4	35295282.819	249.292	46	255	5642.857	4254.202	6743.687	6663.914	90.000	6743.697	5642.857

Abbildung 30: Messreihe "XY Rear" mit M8 dargestellt

Die Werte Major für den größtmöglichen Kreis sowie der Wert Minor für den kleinstmöglichen Kreis, werden den Vorgaben der Norm sowie den CAD Ausgangswerten und den Durchmessern, der üblichen Kernlochbohrer für die jeweiligen Gewinde, gegenübergestellt. (Tabelle 3)

Die Messreihen sind mit der Druckorientierung sowie der Aufnahme-Richtung F für Front sowie R für Rückseite beschriftet. Das bedeutet, dass die Werte von einer Druckorientierung von F und R sich auf dasselbe Kernloch beziehen, nur gegenüberliegend aufgenommen wurden.

Die Abweichungen der Kernlöcher sind über alle Orientierungen und Größen ähnlich. Es zeigt sich dabei kein deutlicher Trend nach oben oder unten.

Die Ergebnisse sind in Tabelle 3 zusammengefasst.

	M4	M5	M6	M8
Norm	3,24	4,13	4,92	6,65
CAD Soll	3,24	4,13	4,92	6,65
Bohrer	3,30	4,20	5,00	6,80
ZF Major	3,29	4,18	4,95	6,64
ZF Minor	3,21	4,16	4,88	6,59
ZR Major	3,31	4,17	4,97	6,70
ZR Minor	3,23	4,11	4,90	6,61
XYF Major	3,26	4,24	5,01	6,78
XYF Minor	3,24	4,16	4,87	6,66
XYR Major	3,26	4,22	5,00	6,74
XYR Minor	3,26	4,13	4,95	6,66
60F Major	3,25	4,18	4,94	6,67
60F Minor	3,25	4,11	4,88	6,61
60R Major	3,24	4,16	4,94	6,61
60R Minor	3,24	4,08	4,88	6,60

Tabelle 3: Messergebnisse der Kernlochdurchmesser

Ein Handhabungstest zeigt, dass alle Gewinde klemmen.

Der Kerndurchmesser des Außengewindes einer M6-Schraube als Beispiel liegt nach der Norm bei 4.77 mm [17]. Alle gemessenen Werte der Kerndurchmesser der Innengewinde liegen mindestens 0.1 mm oberhalb dieses Wertes.

Die Vermutung liegt also nahe, dass nicht der Kerndurchmesser der Schraube, sondern die Flanken des Gewindes klemmen. Wie eingangs bereits erwähnt spielt die Reinigung von Harzrückständen eine große Rolle für die Präzision der Bauteile. Der Kerndurchmesser des gedruckten Bauteils kann dabei durch das Durchgangsloch gut gereinigt werden, dies erklärt die erreichte Präzision in den gemessenen Werten. Die Flanken des Gewindes im Inneren des Bauteils sind allerdings hinterschnitten, und stellen somit eine besondere Herausforderung an die Reinigung und an die Messung.

In der Praxis hat sich das in Kapitel 3.1 erklärte Grundabmaß EI mit dem Wert 0.05 mm, bewährt. Mit diesem Abmaß soll einem ungewollten Materialauftrag auf den Gewindeflanken entgegengewirkt werden.

Um das Ergebnis mit diesem Grundabmaß sowie die Präzision der innenliegenden Gewindeflanken genauer beurteilen zu können, wird erneut eine Probenreihe mit $EI = 0.05\text{mm}$ gedruckt und anschließend mit einem CT-Scan bei der Firma Hachtel in Aalen untersucht.

5.5. Auswertung CT-Scan

Die Proben wurden mit einem Computertomographen bei der Firma Hachtel [23] vermessen und mit der Software „myVGL“ der Firma Volume Graphics ausgewertet. Verwendet wurde dabei ein CT-Scanner der Firma GE, GE Phoenix Vitomex S. Das Bauteil wird dabei in kleinen Inkrementen rotiert und mit Röntgen Strahlen bestrahlt. Die einzelnen Bilder werden dann in der Software zu einem 3D-Objekt zusammengesetzt. Die Pixelauflösung des Detektors beträgt dabei $50\ \mu\text{m}$ kann durch Graustufenerkennung aber zu einer effektiven Auflösung von $5\ \mu\text{m}$ extrapoliert werden. [23]

Die Auswertung erfolgt wie in Abbildung 31 dargestellt in einer von drei 2D-Schnittansichten.

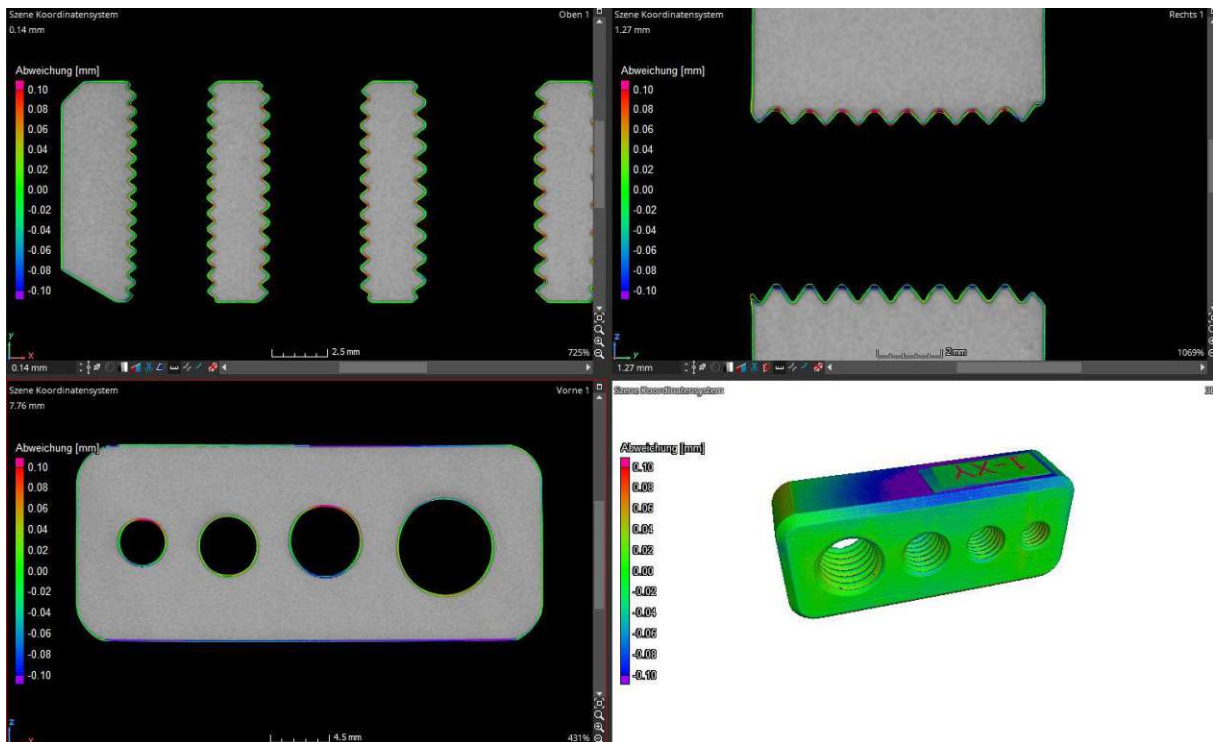


Abbildung 31: myVGL Benutzer Oberfläche

Eine 3D-Ansicht gibt einen kompletteren Überblick über das gesamte Bauteil. Über die Einfärbung der Oberflächen kann der Soll-Ist-Vergleich zwischen der CAD-Kontur sowie der real gemessenen Kontur dargestellt werden.

Es lassen sich anhand des Soll-Ist-Vergleiches auch allgemeine Aussagen zur Prozessgenauigkeit der Datenaufbereitung treffen.

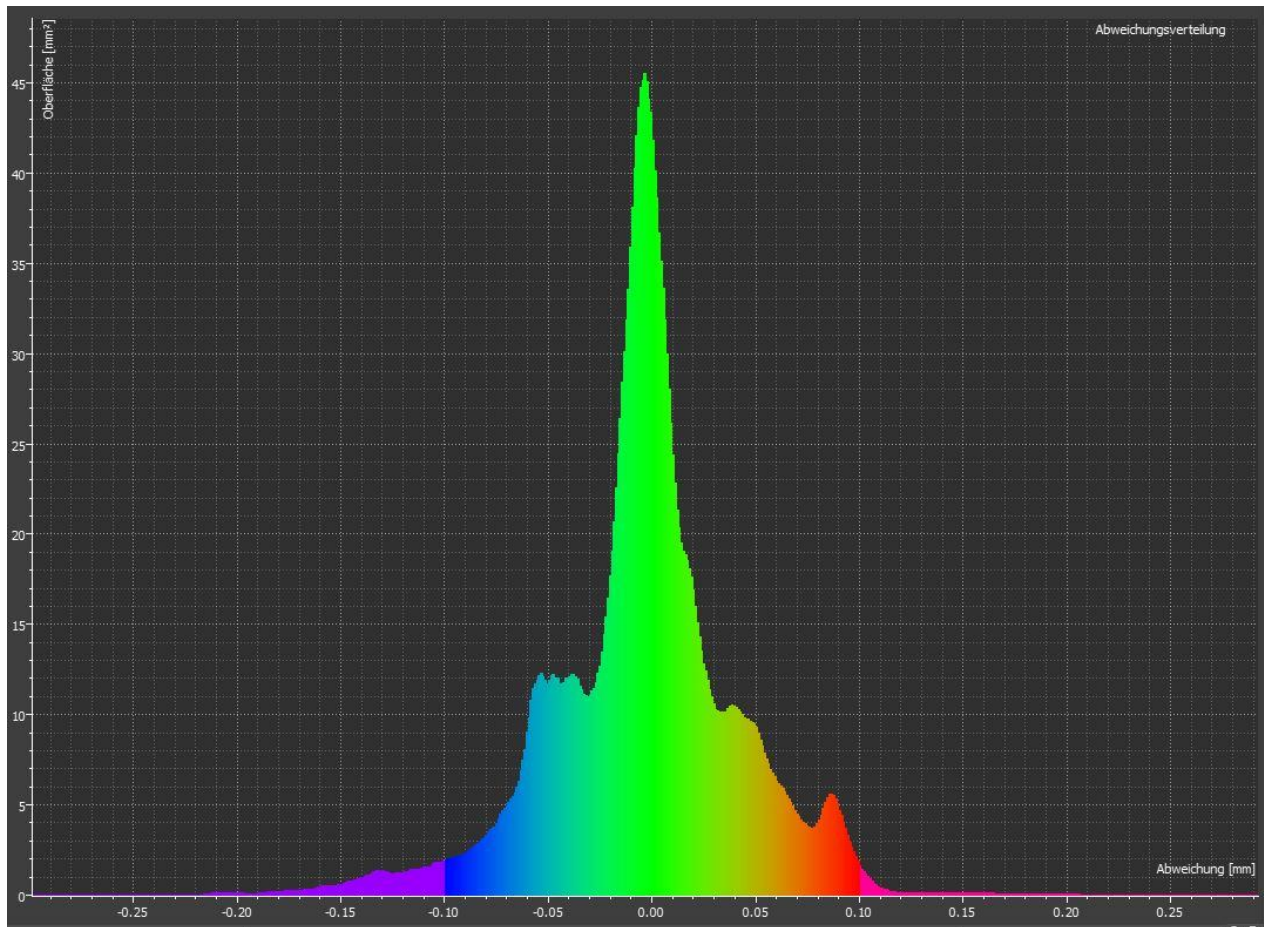


Abbildung 32: Abweichungsverteilung der Probe 1Z

Die Abweichungsverteilung der Probe in Abbildung 32 gibt an, wieviel mm^2 der Oberfläche mit welcher Abweichung auftreten. Die Verteilung fällt bei allen Proben ähnlich aus und ist hier beispielhaft von der Probe 1Z dargestellt. Es zeigt sich eine nahezu Symmetrische Verteilung um 0 mm Abweichung. Daran kann man feststellen, dass die Skalierung in der Datenaufbereitung richtig durchgeführt wurde und die prozessbedingte Schrumpfung ausgeglichen wird.

Die Abweichungen der Flächen sind für 90% der Flächen kleiner oder gleich 0.08 mm.

5.5.1. Durchmesser

Zuerst wird der Kerndurchmesser von Geometrie 1 betrachtet, um die vorherigen Messungen zu vergleichen. Dabei wird der kleinste Durchmesser im Querschnitt der Mittelebene händisch angewählt und mit der Messschieber-Funktion ausgewertet. Dies wird für alle Probenkörper und Gewindegrößen wiederholt. Abbildung 33 zeigt die Auswertung des Kerndurchmessers.

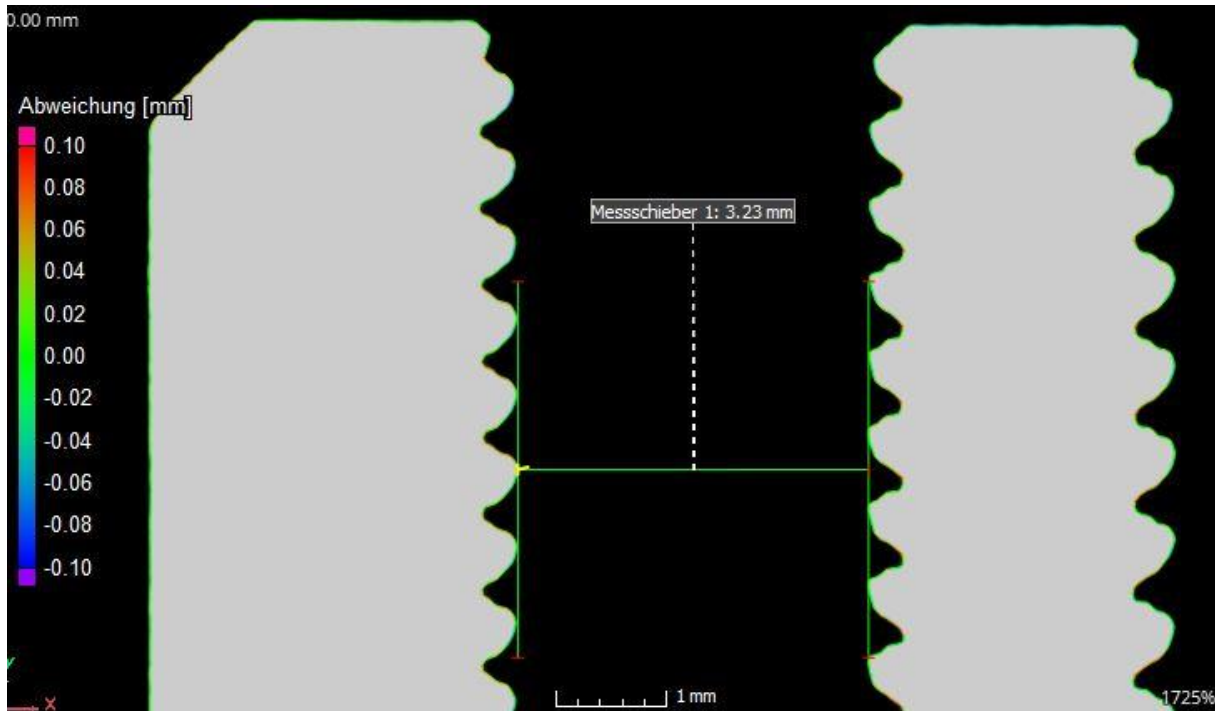


Abbildung 33: Probe "1-Z" M4 Kerndurchmesser

Kerndurchmesser aus CT-Scan	CAD Soll 1	1-Z	1-XY	1-60°	CAD Soll 2	2-Z	2-XY	2-60°
M4	3.24	3.23	3.25	3.26	3.34	3.35	3.32	3.35
M5	4.13	4.14	4.13	4.14	4.23	4.22	4.17	4.23
M6	4.92	4.88	4.92	4.91	5.02	5.00	5.01	5.02
M8	6.65	6.62	6.66	6.64	6.75	6.75	6.75	6.73

Tabelle 4: Kerndurchmesser Messergebnisse aus dem CT-Scan. Alle Werte in mm

Die Ergebnisse (Tabelle 4) liegen nah an den Ergebnissen der Mikroskopie-Aufnahmen (Tabelle 3) und bestätigen die Maßhaltigkeit des Kerndurchmessers, trotz der unterschiedlichen Orientierungen beim Drucken.

Nun können auch die Außendurchmesser des Innengewindes gemessen werden. Abbildung 34 zeigt die Auswertung des Außendurchmessers.

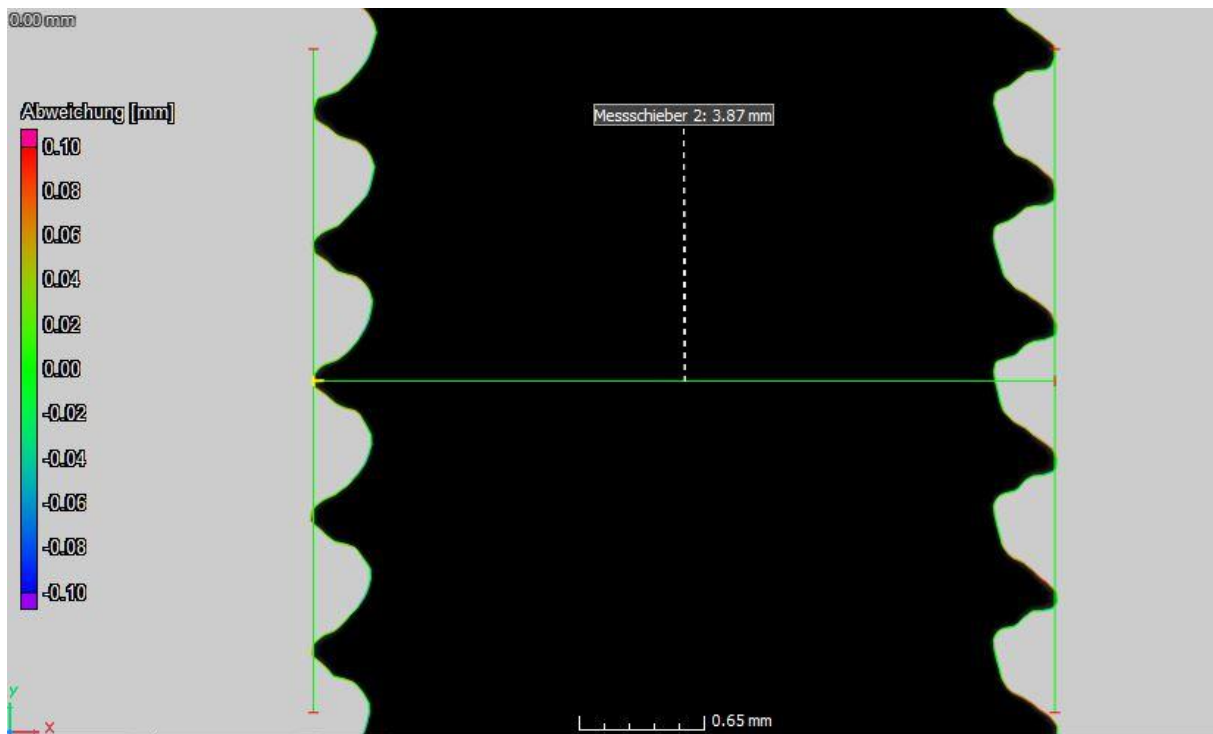


Abbildung 34: Probe "1-Z" M4 Außendurchmesser

Außendurchmesser aus CT-Scan	Norm CAD Soll1	1-Z	1-XY	1-60°	CAD Soll 2	2-Z	2-XY	2-60°
M4	4	3.87	3.82	3.86	4.1	3.99	3.93	3.94
M5	5	4.9	4.8	4.88	5.1	4.97	4.89	4.94
M6	6	5.89	5.8	5.91	6.1	5.98	5.94	5.93
M8	8	7.9	7.83	7.88	8.1	8.03	7.97	7.94

Tabelle 5: Außendurchmesser Messergebnisse aus dem CT-Scan. Alle Werte in mm

Während die Kerndurchmesser bei den Proben sehr nahe am CAD-Sollwert liegen, zeigt sich eine deutlich größere Abweichung bei den Außendurchmessern.

Es lässt sich erkennen, dass das Grundabmaß $EI = 0.05 \text{ mm}$ bei den Probekörpern 2 den gewünschten Effekt erzielt. Die Außendurchmesser der Geometrien 2 liegen nahe am Sollwert der Norm.

5.5.2. Flankengenauigkeit

Als nächstes wird die Maßhaltigkeit der Gewindeflanken in den drei Orientierungen untersucht. In den Kapiteln 5.1 und 5.2 wurden verschiedene Problemstellungen für den Prozess erläutert. Im Folgenden wird bewertet, ob und wie diese Geometrien umgesetzt wurden.

Zuerst wird in Abbildung 35 die Diskretisierung mit Orientierung in Z betrachtet. In dieser Druckorientierung haben alle Gewindeflanken dieselben Bedingungen und zeigen daher auch dasselbe Verhalten.

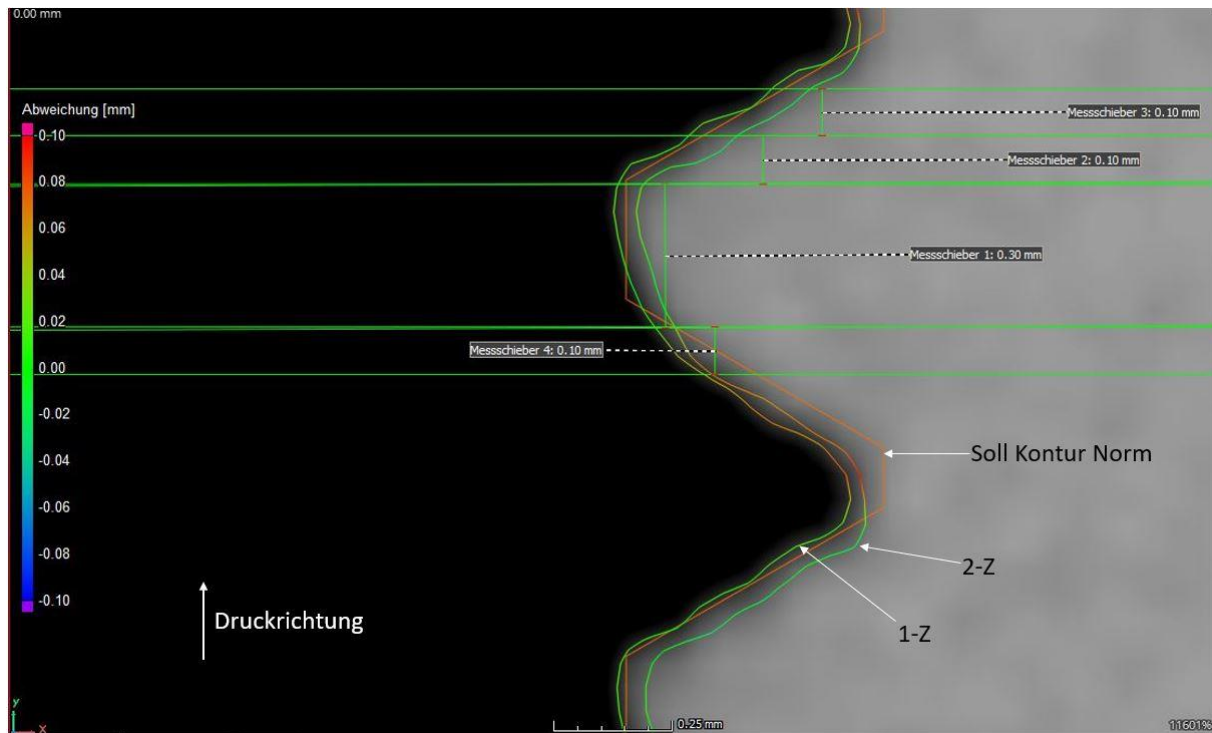


Abbildung 35: Details Ansicht M6 Proben 1-Z und 2-Z

Die Soll-Kontur nach Norm ist mit einer orangenen Linie eingeblendet. Diese wird für die Auswertung mittels Best-Fit-Verfahren unter Orientierung an der Außenkonturen des Probenkörpers positioniert.

Die Diskretisierung und die entstehenden Stufen von 0.1 mm sind erkennbar, allerdings sind die exakten Kanten nicht so deutlich erkennbar wie in einer Mikroskopie-Aufnahme. Daher wird in der Auswertung auch nicht versucht einzelne Außenkonturen im Mikrometer-Bereich zu beurteilen. Die Spitze der Flanke weist eine Stärke von 0.3 mm auf. Aus eben genanntem Grund kann daraus allein keine Aussage über die Durchhärte tiefe, die mit 0.24 mm angegeben ist, getroffen werden.

Es lässt sich erkennen, dass die Oberseite der Flanke sowohl eine deutlichere Diskretisierung aufweist als auch maßhaltiger verläuft als die Unterseite. Eine Erklärung dafür ist, dass der Überhang der Unterseite beim Drucken Verformungen unterworfen wird, da die Spitzen des Überhanges instabil sind. Dasselbe konnte bereits in den Mikroskopie-Aufnahmen beobachten werden und wurde zu Abbildung 28 bereits beschrieben. Die Flanken sowie die Spitzen weisen eine geringere Abweichung als die Täler auf.

Bei der Druckorientierung XY werden die liegenden und die hängenden Gewindeflanken betrachtet.

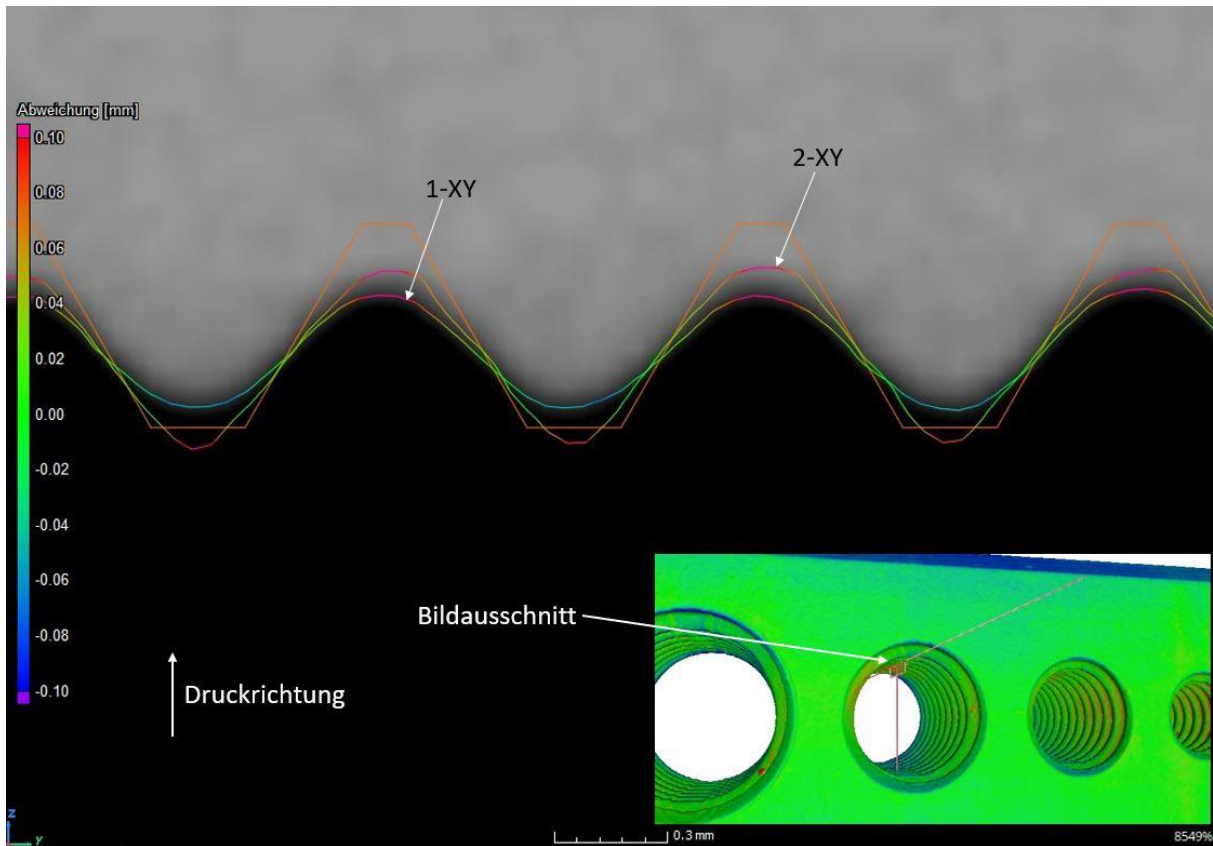


Abbildung 36: Detail Ansicht M6 Proben 1-XY und 2-XY. Hängende Gewindeflanke

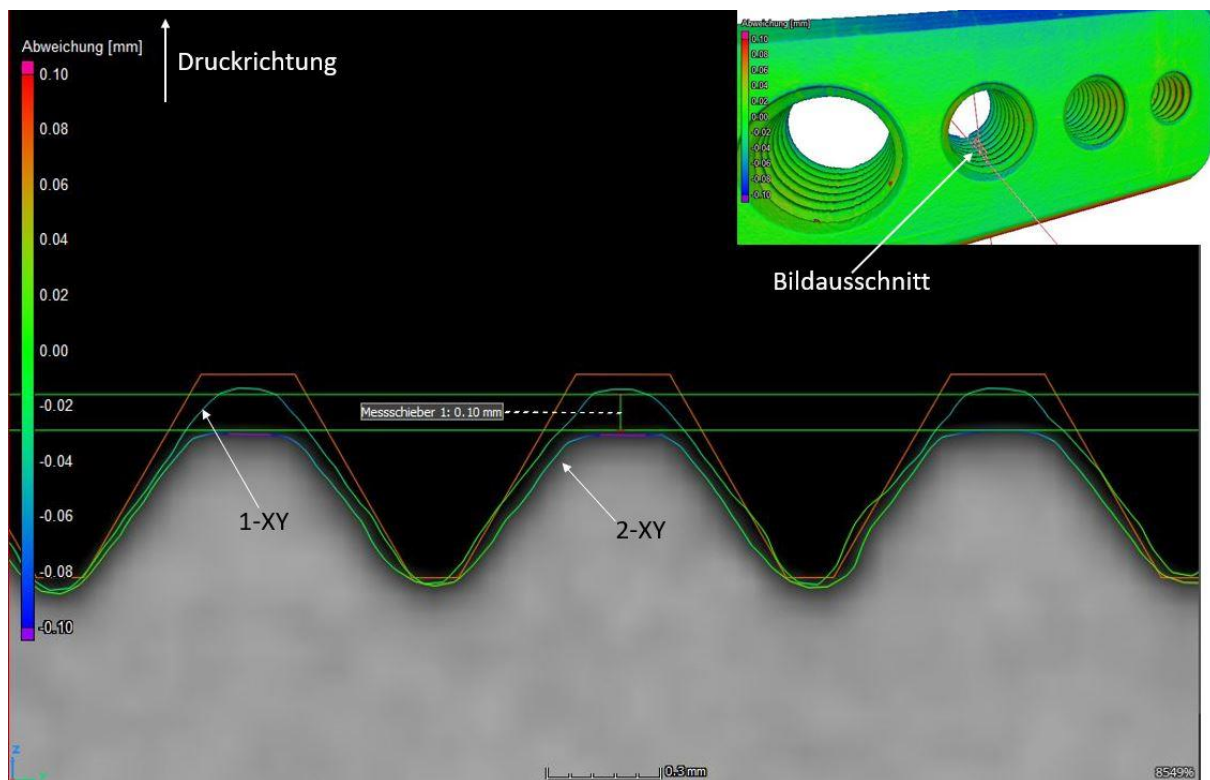


Abbildung 37: Detail Ansicht M6 Proben 1-XY und 2-XY. Liegende Gewindeflanke

In Abbildung 37 kann man erkennen, dass die Spitzen der Gewindeflanken von Probe 1 und 2 Abweichungen von 0.1 mm aufweisen, obwohl die Geometrie nur um $EI = 0.05 \text{ mm}$ verschoben sein sollte. Das lässt sich mit der prozessbedingten Auflösung in Z, die der Schichthöhe entspricht, erklären. Dieser Einfluss lässt sich nur bei der Spitze der Flanken beobachten, da die Präzision an anderen Stellen durch andere Effekte überlagert wird.

Die hängende Kontur in Abbildung 36 zeigt dabei ein überraschendes Bild. In den Tälern der Gewindeflanke ist die Kontur 2 wie erwartet näher an der Sollgeometrie als Kontur 1. Die Spitzen der Gewindeflanken sind in Kontur 2 spitzer und verkleinern den Kerndurchmesser im Vergleich zu Kontur 1. Dieses kontraintuitive Bild zeigt sich bei allen Gewindegrößen. Im Zusammenspiel mit der liegenden Geometrie verschiebt sich die Mittelachse des Gewindes nach unten. Der Kerndurchmesser bleibt aber ähnlich zu den Kerndurchmessern der anderen Druckorientierungen.

Für die Proben 1-60° und 2-60° wird in Abbildung 38 eine Ansicht entsprechend Abbildung 22 gewählt.

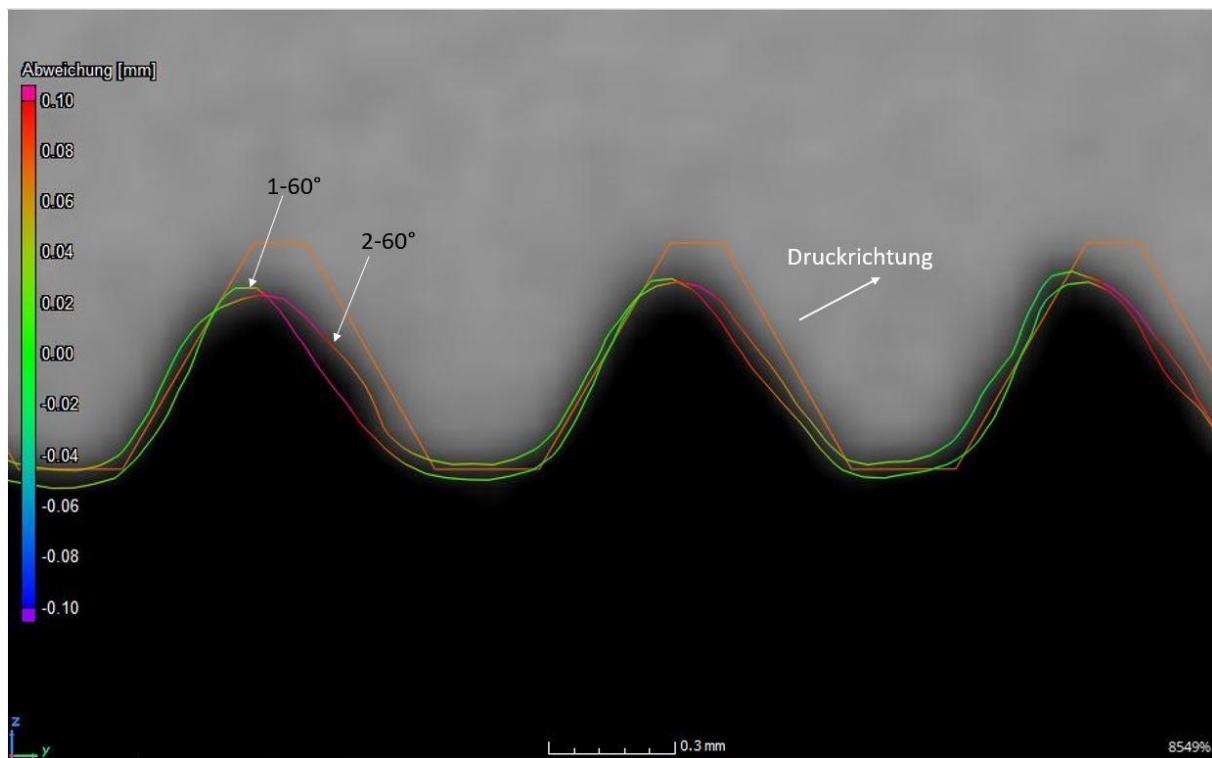


Abbildung 38: Details der Hängenden Gewindeflanke Proben 1-60° und 2-60°

Die Gewindeflanke, die als Überhang gedrückt wird, weist eine relevante Abweichung von der Sollgeometrie auf. Der Überhang kann also gefertigt werden nur leidet die Präzision des Gewindes unter der Orientierung im Vergleich zu einer Orientierung mit der Gewindeachse in Z.

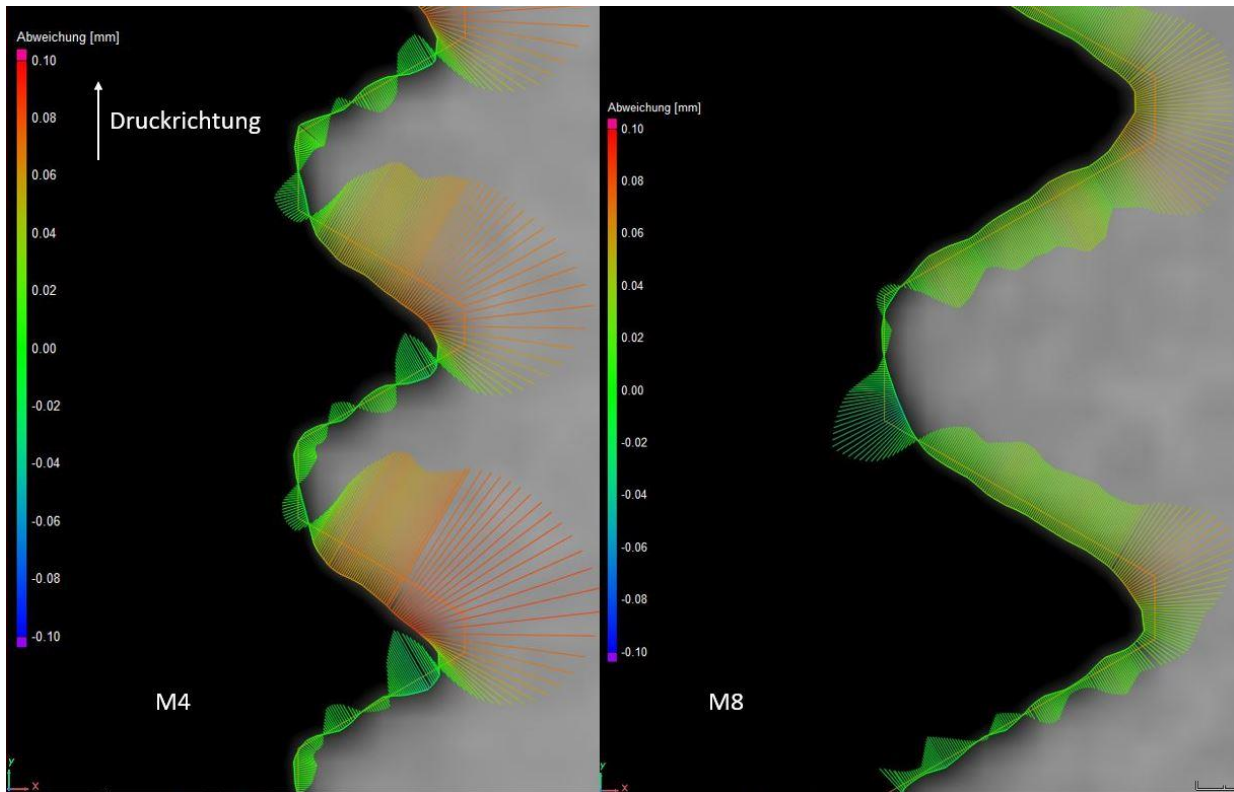


Abbildung 39: Vergleich der Gewindeflanke M4 und M8 des Probenkörper 1Z

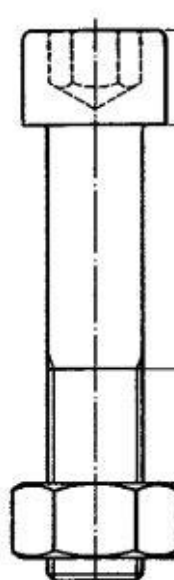
In Abbildung 39 lässt sich ein Unterschied der Flankengenauigkeit zwischen einem M4- und einem M8-Gewinde erkennen. Bei dem M8-Gewinde ist die Präzision der Oberseite sowie der Unterseite der Flanke annähernd gleich. Bei dem M4-Gewinde weist die Oberseite eine deutlich höhere Präzision als die Unterseite auf. Der Grund hierfür liegt in der in Abbildung 25 gezeigten Problematik der Z-Kompensation bei kleineren Gewinden. Die Unterseite der Flanke des M4-Gewindes wird durch die Durchhärtung größer als sie sollte. Ein weiterer Faktor könnte die Reinigung darstellen. Je größer das Gewinde ist, desto besser kann der Hinterschnitt in einem Ultraschallbad gereinigt werden.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Gewindeproben mit einer Orientierung in Z Richtung das beste Ergebnis mit den geringsten Abweichungen liefern. Aufgrund der Ergebnisse kann aber davon ausgegangen werden, dass Gewinde auch in allen anderen Orientierungen ohne Support-Strukturen gefertigt werden können und dabei ein präzises verwendbares Ergebnis liefern. Für Gewinde größer als M12 kann diese Aussage nur für eine Orientierung in Z gemacht werden. In anderen Orientierungen werden die entstehenden Überhänge mit größeren Gewinden noch stärkere Abweichungen aufweisen. Allgemein lässt sich beobachten, dass die Präzision an den Spitzen höher ist als in den Tälern der Gewindeflanken. Dies bestärkt die Vermutung, dass die Reinigung in den stark hinterschnittenen Bereichen einen Einfluss auf die Präzision des fertigen Bauteiles hat.

6. Berechnung

6.1. Berechnung von metallischen Verbindungen.

Schraubenverbindungen sind zu einem großen Teil nach dem Konstruktionsprinzip (Abbildung 40) ausgelegt. Demnach soll eine Schraubenverbindung im freien belasteten Gewinde des Schraubenbolzens brechen. [16]



	Tragfähigkeit	Versagensort	Versagen durch :
Kopf	F_S Kopf	1	Abscheren des Schraubenkopfes
Schaft	F_B Schaft	2	Bruch am Übergang Kopf - Schaft
		3	Bruch im ungekerbten Schaftteil
freies belastetes Gewinde	F_B Gewinde	4	Bruch im Gewindeauslauf
		5	Bruch im freien belasteten Gewindeteil
		6	Bruch im ersten tragenden Gewindegang
im Eingriff befindliches Gewinde	F_S Gewinde	7	Abstreifen des im Eingriff befindlichen Bolzen - und/oder Muttergewindes

Abbildung 40: Konstruktionsprinzip für Schraubenverbindungen [16]

Das Konstruktionsprinzip verlangt:

$$F_{BGewinde} < F_{SKopf}$$

$$F_{BGewinde} < F_{BSchaft}$$

$$F_{BGewinde} < F_{SGewinde}$$

[16]

Bei Stahl-Stahl-Verbindungen mit einer Einschraubtiefe von mindestens dem Durchmesser, also $L = 1 * d$, versagt die Schraube bevor das Innengewinde versagt. Aus dieser Betrachtung ergibt sich auch die Höhe einer Mutter. Diese ist darauf ausgelegt, eine ähnliche oder größere Kraft als die Schraube aufzunehmen. Nach DIN 934 wird deshalb ein Wert von $\sim 0.8 * d$ für die Höhe von Müttern verwendet [24]. Für Verbindungen von Stahlschrauben mit Aluminium wird bereits eine Mindesteinschraubtiefe von $1.5 * d$ bis $2 * d$ [25] empfohlen.

Die Schraubenberechnung bezieht sich auf den effektiven Querschnitt und die Festigkeitsklasse der Schraube. Bei ähnlichen Materialkennwerten von Schraube und Mutter, ergibt sich eine Lastverteilung (Abbildung 41) auf das Gewinde der Mutter, bei der die Belastung der Gewindegänge mit der Einschraubtiefe stark nachlässt.

Gewindegang Nr. im Kraftfluss	Axialkraftanteil an der Gesamtlast	
	5 Gewindegänge im Eingriff	8 Gewindegänge im Eingriff
1	32%	24%
2	20%	18%
3	16%	13%
4	15%	10%
5	18%	9%
6		8%
7		8%
8		9%

Abbildung 41: Verteilung der vom Gewinde aufgenommenen Kräfte in einer Schraubenverbindung mit gleichen Materialkennwerten. [30]

Steigt die Belastung über die kritische Belastung an, beginnt das Innengewinde zu plastizieren und die Verteilung der Last auf die Gewindegänge homogenisiert sich. Daher ergibt sich im Versagensfall für die Abstreifkraft ein anderer Verlauf über die Einschraubtiefe als die Kraftverteilung zuerst vermuten lässt. [16]

In der VDI 2230 wird die Zunahme der Abstreifkraft mit der Einschraubtiefe als linear angenommen (Abbildung 42). Dieser Verlauf gilt laut der VDI2230 für eine Materialpaarung mit ähnlicher Scherfestigkeit.

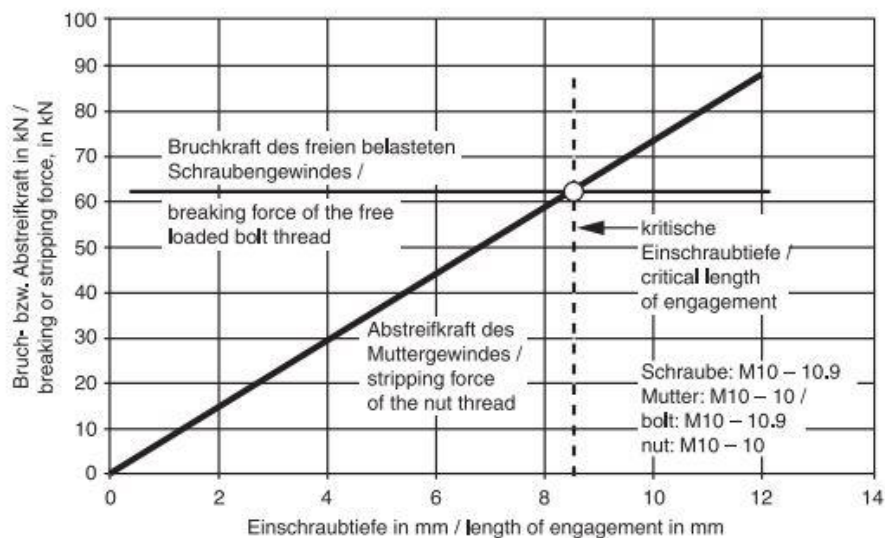


Abbildung 42: Einschraubtiefe und Abstreifkraft [27]

In der VDI 2230 Richtlinie wird neben der Mindesteinschraubtiefe für metallische Innengewinde das Versagen des Innengewindes als ein Abscheren des Gewindes betrachtet.

Die dafür relevante Abstreifkraft berechnet sich aus der Scherfestigkeit des Materials sowie der Scherfläche. Diese Scherfläche für ein Innengewinde ist in Abbildung 43 links dargestellt, als die Kontaktfläche des Innengewindes mit einem Zylinder auf dem Außendurchmesser der Schraube.

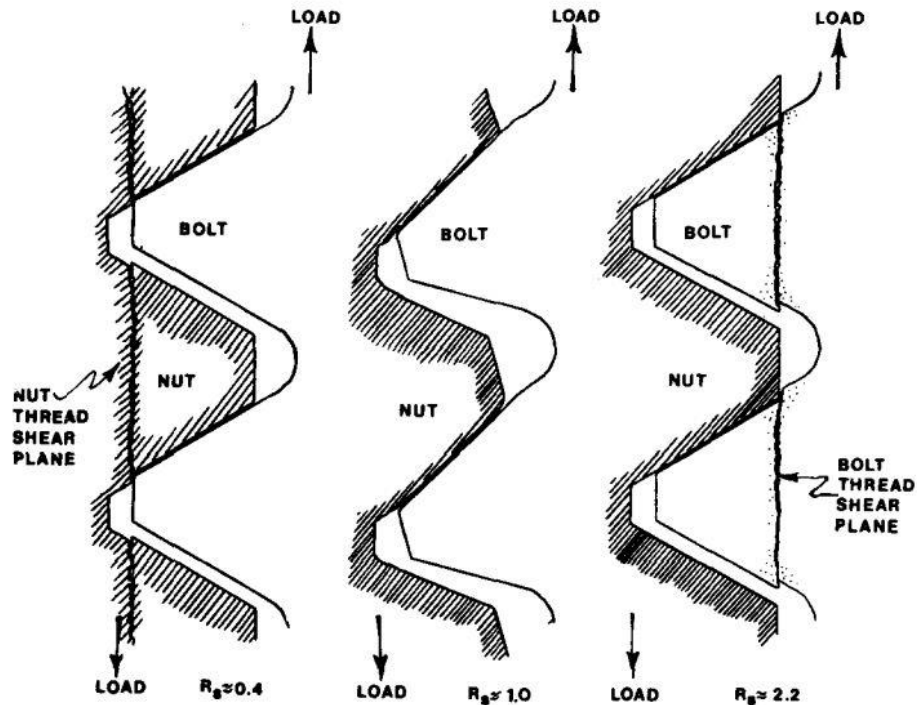


Abbildung 43: Shear Plane [26]

Der Faktor R_s der das Verhalten unterscheidet, setzt sich dabei unter anderem aus der Scherfestigkeit der Schraube sowie des Innengewindes zusammen.

Im Folgenden wie die Berechnung für das Abscheren des Innengewindes nach der VDI2230 beziehungsweise der SAE-770420 betrachtet. [26] [27]

- d: Nenndurchmesser des Gewindes
- F: Zugkraft der Schraube
- P: Steigung des Gewindes
- Z: Anzahl der belasteten Gewindegänge.
- D_2 : Flankendurchmesser des Innengewindes
- A_S : Scherfläche des Innengewindes
- L: Eingriffslänge
- L_E : effektive Eingriffslänge
- m: Höhe der Muttern
- m_{eff} : effektive Höhe des Mutterengewindes
- D_c : Außendurchmesser der Einsenkung
- τ_{BM} : Scherfestigkeit des Innengewindes
- h_q : Querschnittshöhe eines Innengewindeprofils auf Nenndurchmesser
- A_{SGM} : Scherfläche des Innengewindes
- A_{SGS} : Scherfläche der Schraube

Dabei werden die Variablen m sowie L synonym verwendet. m beschreibt die Höhe einer Mutter und L die Einschraubtiefe. Für eine Mutter wird L zu m .

Die Scherfläche für ein Innengewinde berechnet sich wie folgt:

$$A_S = \frac{L}{P} * \pi * d * \left[\frac{P}{2} + (d - D_2) \frac{1}{\sqrt{3}} \right] \quad (7)$$

[27]

In der Eingriffslänge L muss der eventuelle Anschnitt des Innengewindes berücksichtigt werden. Nach der SAE-770420 wird die Gewindeeinsenkung auf der Höhe der Einsenkung mit 40% Tragfähigkeit berücksichtigt. Aus der Eingriffslänge L wird die effektive Länge L_E . [26]

$$L_E = m - (D_c - D_1) * (1 - 0.4) \quad (8)$$

[27] [26]

Für die auf Scherung beanspruchte Fläche eines Gewindeganges A_S benötigt man den Flankendurchmesser D_2 , der sich laut der DIN13-19 wie folgt berechnet:

$$D_2 = d - \frac{3}{4} * H \quad (9)$$

[17]

Die Abstreifkraft des Muttergewindes ergibt sich mit der Scherfläche A_S dann zu:

$$F_{mGM} = \tau_{BM} \cdot A_S \cdot C_1 \cdot C_3 \quad (10)$$

[27]

In die Berechnung fließen die Faktoren C_1 und C_3 ein. Der Nut Dilation Faktor C_1 berechnet sich aus dem Verhältnis des Gewindedurchmessers zur Schlüsselweite s einer Mutter. Er berücksichtigt die Aufweitung der Mutter aufgrund der Belastung. [26] [27]

$$C_1 = 3.8 \cdot \frac{s}{d} - \left(\frac{s}{d} \right)^2 - 2.61 \quad (11)$$

[27]

Falls $\frac{s}{d} > 1.9$ wird $C_1 = 1$ angegeben [27]. Die Variable s kann dabei für andere Geometrien als eine Mutter auch als Durchmesser des Vollmaterials um ein Innengewinde verstanden werden.

Der Faktor C_3 , genannt Thread Bending Factor for Nuts, berücksichtigt die Biegeverformung des Gewindeganges. Dafür wird das Festigkeitsverhältnis R_s von Innengewinde zu Schraube benötigt. Das Festigkeitsverhältnis R_s berechnet sich zu:

$$R_s = (\tau_{BM} * A_{SGM}) / (\tau_{BS} * A_{SGS}) \quad (12)$$

[27]

Der Faktor C_3 berechnet sich dann wie folgt:

$$C_3 = 0.728 + 1.769 R_s - 2.896 R_s^2 + 1.296 R_s^3 \text{ für } 0.4 < R_s < 1 \quad (13)$$

[27]

Wobei für $R_s \leq 0.4$ gilt: $R_s = 0.4$

Die Abstreifkraft kann jetzt mit (7) und (10) berechnet werden:

$$F_{mGM} = C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{BM} \cdot \left(\frac{m_{eff}}{P} \right) \cdot \left[\frac{P}{2} + (d - D_2) \cdot \frac{1}{\sqrt{3}} \right] \cdot \pi \cdot d \quad (14)$$

[27]

6.2. Problemstellung der FE-Berechnung sowie des Ausreißversuches

Der Aufbau des Ausreißversuchs sowie der Aufbau der FE-Simulation haben einen Einfluss auf das Ergebnis. Da der Kunststoffkörper mit dem Innengewinde einen deutlich geringeren E-Modul als die Stahlschraube aufweist, hängt die Art und der Ort der Krafteinleitung in das Innengewinde stark von der Einspannung des Kunststoffkörpers ab.

Zur Veranschaulichung wurde eine FE-Simulation aufgesetzt, aus der keine genauen Werte abgelesen, sondern nur ein qualitativer Vergleich erzeugt werden soll.

Da die Helix einer Schraube einen komplexen und ebenso helixförmigen Krafteintrag in den Körper erzeugt, wird eine vereinfachte Modellierung gewählt. Dazu werden die Gewindegänge nicht als Helix, sondern als Ringe um einen Schraubenkörper modelliert.

Das Innengewinde wird auf die gleiche Weise konstruiert. Diese Modellierung führt zu einer deutlicheren Unterscheidung der Krafteinleitung in die einzelnen Gewindegänge.

Abbildung 44 und Abbildung 45 zeigen den Modellaufbau.



Abbildung 44: Ringförmige Gewindegänge

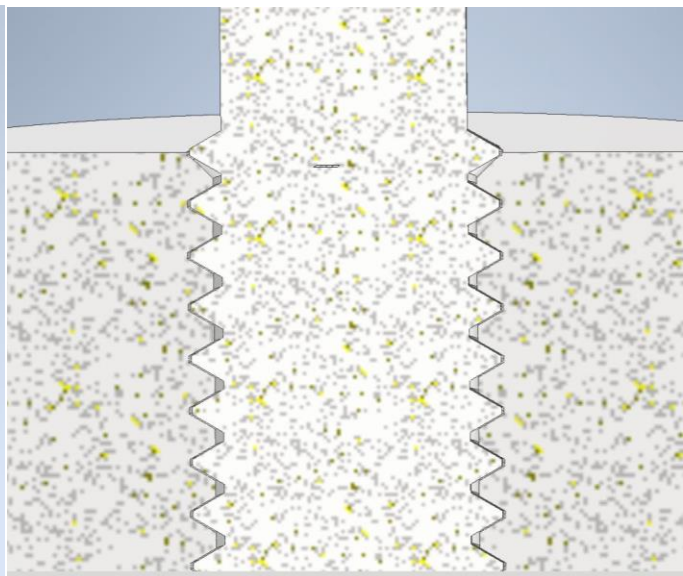


Abbildung 45: Verzahnung mit Innengewinde

Die Kraft von 2 kN wird in Z positiv am Stumpf des Schraubenkörpers eingebracht.
Für die Einspannung des Testkörpers bieten sich jetzt drei grundsätzlich unterschiedliche Varianten:

- Einspannung der oberen Deckfläche „Verschrauben an Gegenstück“.
- Einspannung an der unteren Deckfläche „Zugbelastung auf den Körper“.
- Einspannung der äußeren Zylinderfläche.

Für die Einspannung der oberen Deckfläche ergibt sich in Abbildung 46 die Spannungsverteilung in den einzelnen Gewindegängen.

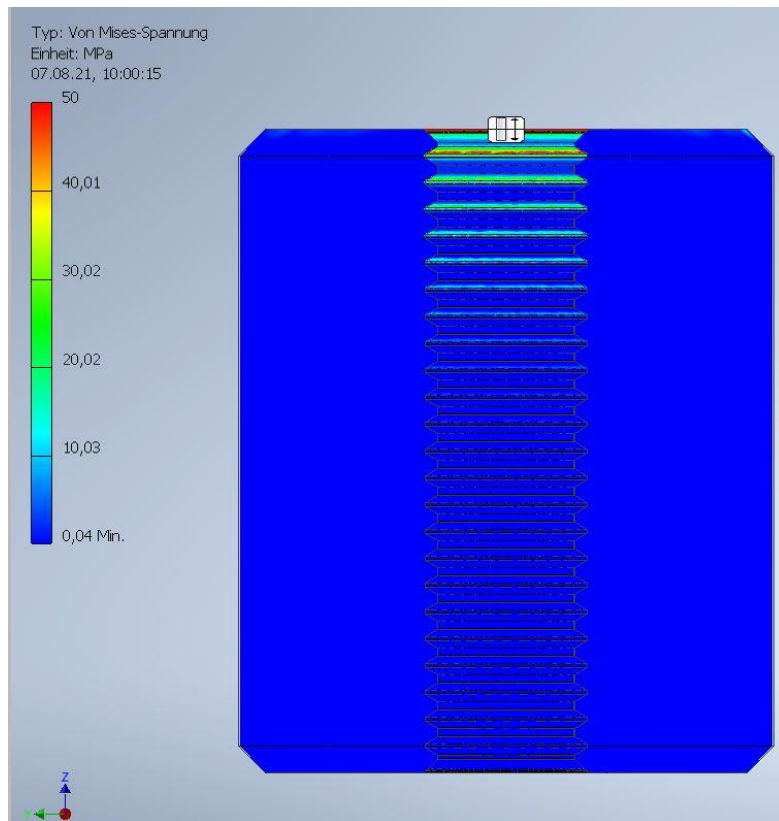


Abbildung 46: Spannung bei "Verschrauben an festen Körper"

Die Kräfteinleitung in das Innengewinde beschränkt sich stark auf jene Gewindegänge, die der Einspannung am nächsten sind. Die unteren Gewindegänge nehmen kaum Kraft auf.

Es handelt sich um eine Verteilung wie sie bereits in Abbildung 41 dargestellt wurde. In einem Ausreißversuch muss sich zeigen, ob die Verformung vor dem Bruch dazu führt, dass sich die Kraft auf mehr Gewindegänge verteilt. Sollte die Elastizität des Körpers aber zu hoch ausfallen, kann auch ein kaskadenartiges Versagen auftreten. Dabei scheren die ersten Gewindegänge aus dem Körper aus, bevor alle Nachfolgenden belastet sind. Dadurch verschiebt sich die Belastung um einen Gewindegang und der erste Verbleibende schert erneut ab. Das würde dazu führen, dass es trotz höherer Einschraubtiefe nicht zu einem Festigkeitsgewinn kommt und sich ein Maximum bei einer bestimmten Einschraubtiefe einstellt.

Für die Einspannung an der unteren Deckfläche ergibt sich mit Abbildung 47 ein sehr ähnliches allerdings gedrehtes Bild.

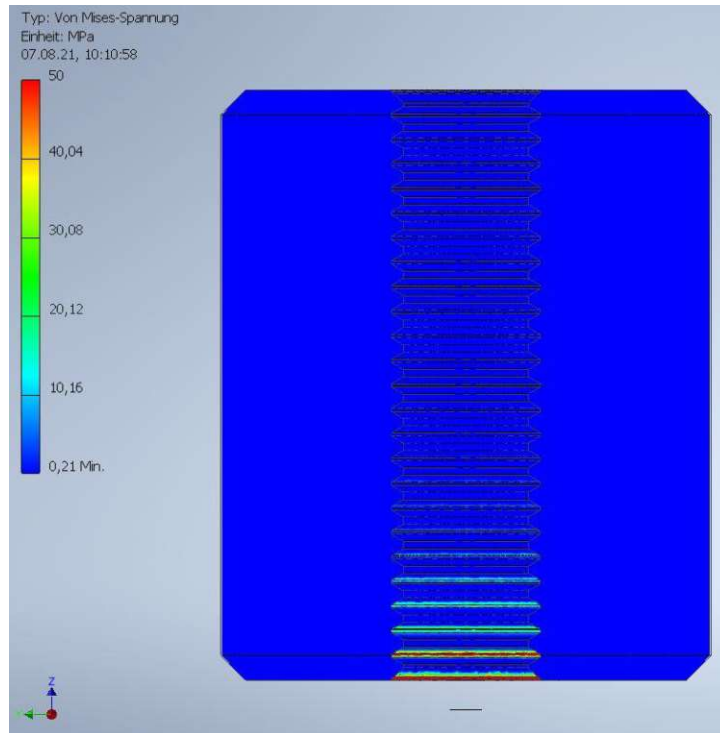


Abbildung 47: Spannung bei "Zugbelastung auf Körper"

Auch hier nehmen nur die Gewindegänge, die nahe an der Einspannung liegen, Kraft auf. Für die oberen Gewindegänge kann sich der ganze Körper soweit dehnen, dass diese nahezu unbelastet sind.

Für die Einspannung an der äußeren Zylinderfläche stellt sich in Abbildung 48 eine andere Verteilung dar.

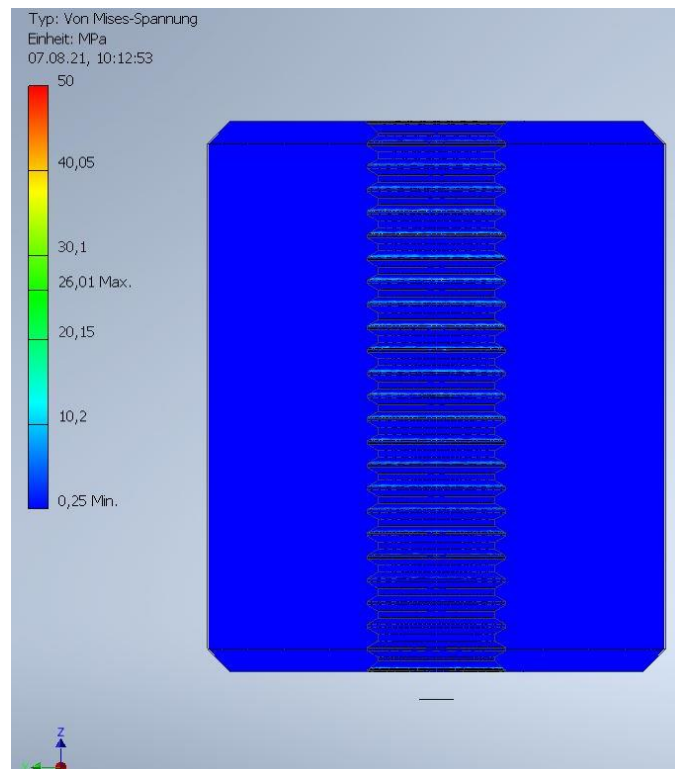


Abbildung 48: Spannungen bei Einspannung am Außenzylinder

Hier zeigt sich das fast alle Gewindegänge eine Kraft übertragen können und das Gewinde annähernd gleichmäßig belastet wird. Die Elastizität der Schraube selbst führt zu einem gewissen Abfallen der Spannung mit der Einschraubtiefe.

Dieser Fall ist allerdings in der Realität für Ausreißversuche nur schwer umsetzbar, ohne weitere Spannung durch die radiale Einspannung zu induzieren. Außerdem handelt es sich dabei um einen Lastfall, der in der realen Verwendung von Bauteilen kaum auftritt.

Für den Ausreißversuch muss daher entschieden werden, welchen Lastfall man untersuchen will. Aus zwei entscheidenden Gründen wird deshalb der erste Lastfall „Verschrauben an festen Körper“ gewählt. Zum einen stellt das Anschrauben und Verspannen gegen einen festen Körper den mit Abstand üblichsten Lastfall dar, zum anderen ist er für den Ausreißversuch gut umsetzbar, da ein vergleichsweise kleiner und einfacher Prüfkörper verwendet werden kann.

Es zeigt sich mit dieser ersten FE-Simulation, dass die tatsächliche Tragfähigkeit eines Gewindes mit einer linearen FE-Simulation nur schwer berechnet werden kann. In den ersten Gewindegängen treten frühzeitig Spannungen auf, bei denen die Scher- sowie Zugfestigkeiten überschritten werden, es also zu plastischen Verformungen und Versagen kommt. Wenn diese Verformung in der Simulation nicht abgebildet werden kann, wird keine sinnvolle Lastverteilung der nachfolgenden Gewindegänge simuliert. Die Tragfähigkeit des gesamten Gewindes hängt also maßgeblich von der Verformung der Gewindegänge bei Belastung ab. Um diesem Umstand Rechnung zu tragen, wird die FE-Simulation als eine nichtlineare FE-Rechnung in dem Programm ANSYS aufgebaut.

6.3. Nicht lineare FE-Simulation

Um die plastische Verformung zu berücksichtigen muss eine nicht lineare FE-Simulation durchgeführt werden. Verwendet wird dabei das Programm ANSYS.

Simuliert wird dasselbe 3D-Modell wie in Kapitel 6.2, allerdings wird die Rotationssymmetrie ausgenutzt und lediglich ein $\frac{1}{4}$ Sektor mit entsprechenden Symmetriebedingungen simuliert. Dadurch werden Elemente eingespart und die Berechnungszeit reduziert. Zusätzlich wird das Gegenstück mit einer 2 mm starken Aluminiumscheibe, die am Außenradius fixiert ist, modelliert, um den Ausreißversuch (Abbildung 57) möglichst genau abzubilden. Abbildung 49 zeigt das Modell mit Vernetzung.

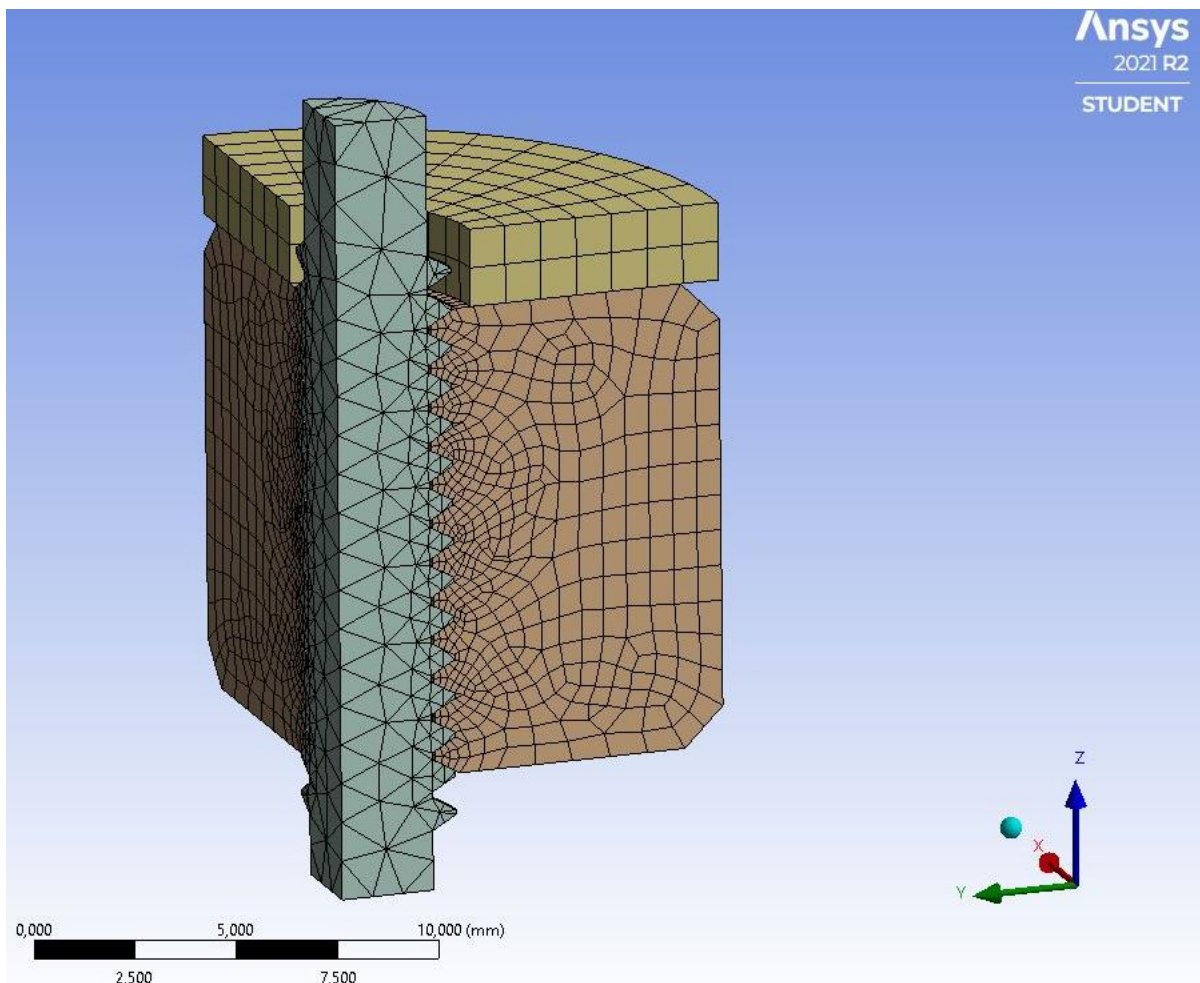


Abbildung 49: ANSYS FE Modell mit Vernetzung

Die Vernetzung erfolgt mit einer allgemeinen Elementgröße von 1 mm, und einer Netzverfeinerung der Gewindeflanken mit 0.2 mm. Die Verbindung zwischen dem Probenkörper und der Aluminiumscheibe sowie der Kontakt der Gewindeflanken erfolgt idealisiert als reibungslos. Als Belastung wird der Schraubkörper mit einer Zwangsverschiebung in Z positiv an der oberen Schnittfläche versehen.

Die Materialdaten für die Simulation werden aus den Zugversuchen des Materials nach DIN EN ISO 527 genommen (Abbildung 13). Für die Simulation des plastischen Bereichs stellt das Materialverhalten allerdings ein Problem für die Berechnung dar.

Da einem einzelnen Spannungswert teilweise zwei bis drei unterschiedliche Dehnungen zugeordnet werden können, muss die Spannungs-Dehnungskurve vor der Simulation angepasst werden. Es gibt zwar Simulationsmöglichkeiten für hyperelastische Materialien, die dem Materialverhalten eher entsprechen, allerdings führt das zu einem unverhältnismäßigen Aufwand für diese Berechnung. Daher wurde eine Idealisierung vorgenommen, bei der das Material das Materialverhalten in Abbildung 50 zeigt.

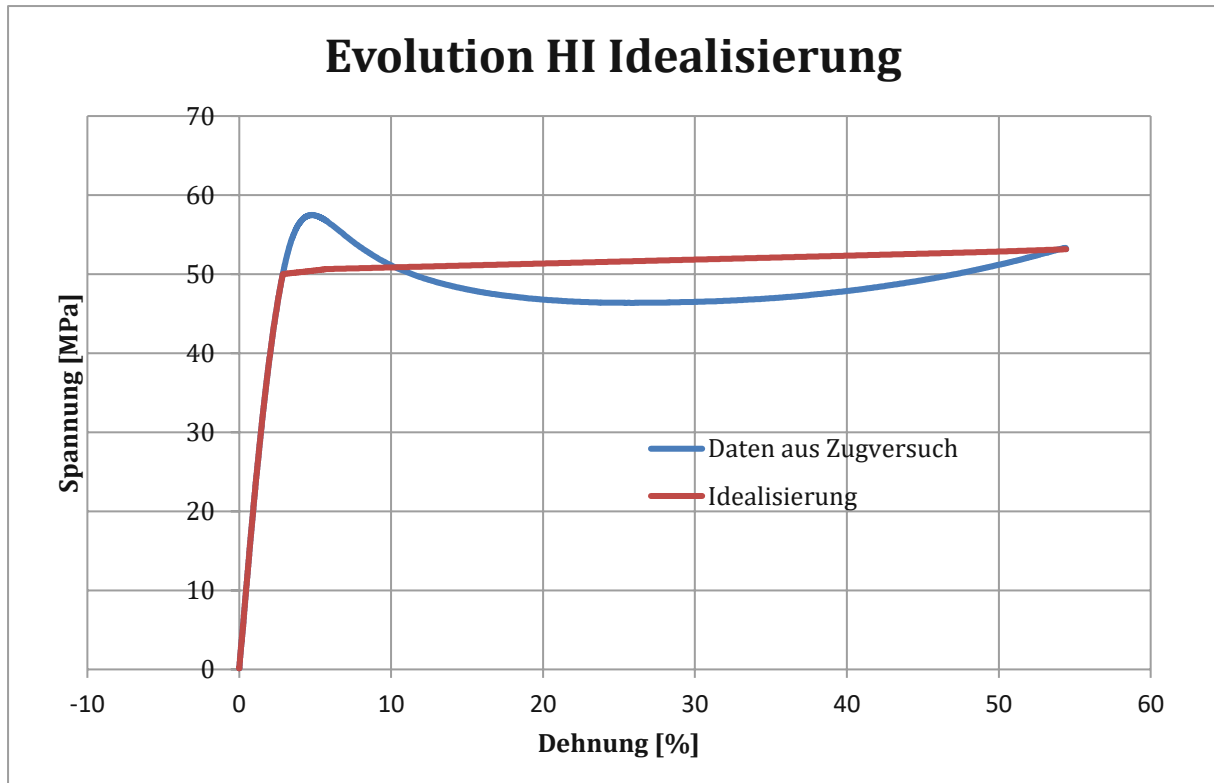


Abbildung 50: Idealisierung der Materialdaten

Für den elastischen Bereich wird das Material mit einem E-Modul nach Datenblatt von 2150 MPa definiert. Für den plastischen Bereich wird der lineare Bereich bis 50 MPa aus der Idealisierung entfernt und die restliche Gerade mit den entsprechenden Dehnungswerten, ohne die elastische Dehnung, in ANSYS als multilineare isotrope Verfestigung definiert.

Für die Schraube wird eine Edelstahl-, für die Scheibe eine Aluminium-Knetlegierung aus der ANSYS Materialbibliothek verwendet.

Die Auswertung erfolgt über die Betrachtung von Zeitschritten, die einem linearen Anstieg der erzwungenen Verschiebung entsprechen.

Die Farbskala zur Auswertung wird dabei jeweils auf die relevanten Materialwerte des Kunststoffes angepasst.

Zu Beginn der Verschiebung zeigt sich in Abbildung 51 ein Bild, welches der linearen Simulation sehr ähnlich ist.

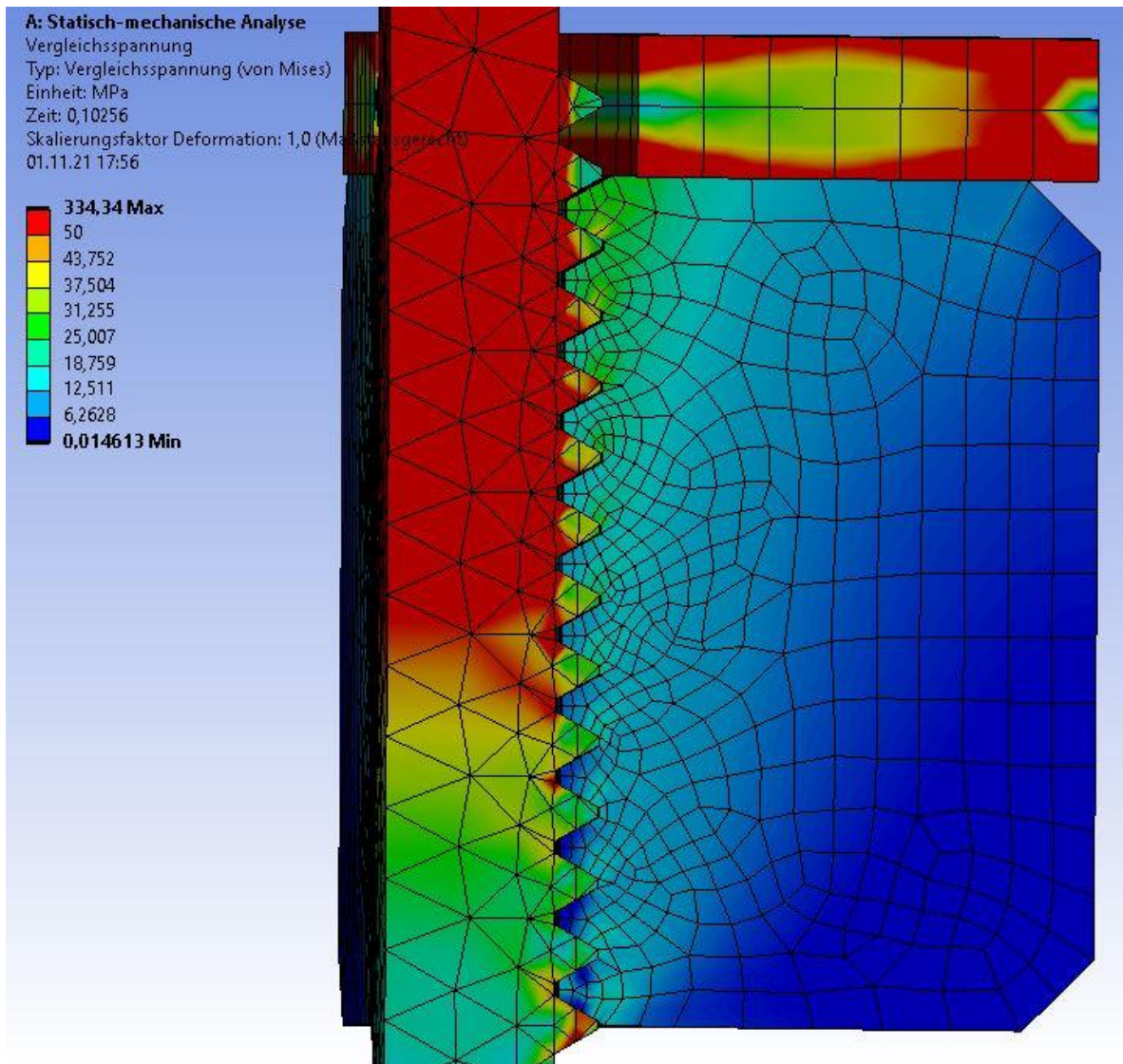


Abbildung 51: Vergleichsspannung, Spannungsaufbau

Dabei treten noch keine plastischen Verformungen auf. Die Belastung der Gewindegänge nimmt mit der Einschraubtiefe ab. Man erkennt auch einen deutlichen Kraftabfall in der Schraube über die Einschraubtiefe. Die übertragene Kraft der Schraube im Zustand in Abbildung 51 wird mit 1900 N ausgegeben.

Bei weiterer Steigerung der Verschiebung kommt es dann zu einem Übergang einzelner Bereiche vom elastischen in den plastischen Zustand. Die ersten plastischen Verformungen treten bei einer Zugkraft von 4210 N auf. In der Kraftreaktion der Schraube (Abbildung 52) zeigt sich zu diesem Zeitpunkt eine Änderung der Steigung im Verlauf. Da das Bauteil plastisch nachgibt, verringert sich der Kraftanstieg mit jedem folgenden Schritt im Vergleich zum rein elastischen Verhalten. Diese Veränderung der Steigung konnte bereits im Scherversuch (Abbildung 15) beobachtet werden. Die Vermutung, dass es sich dabei um den Übergang vom elastischen zum plastischen Bereich handelt, scheint sich zu bestätigen.

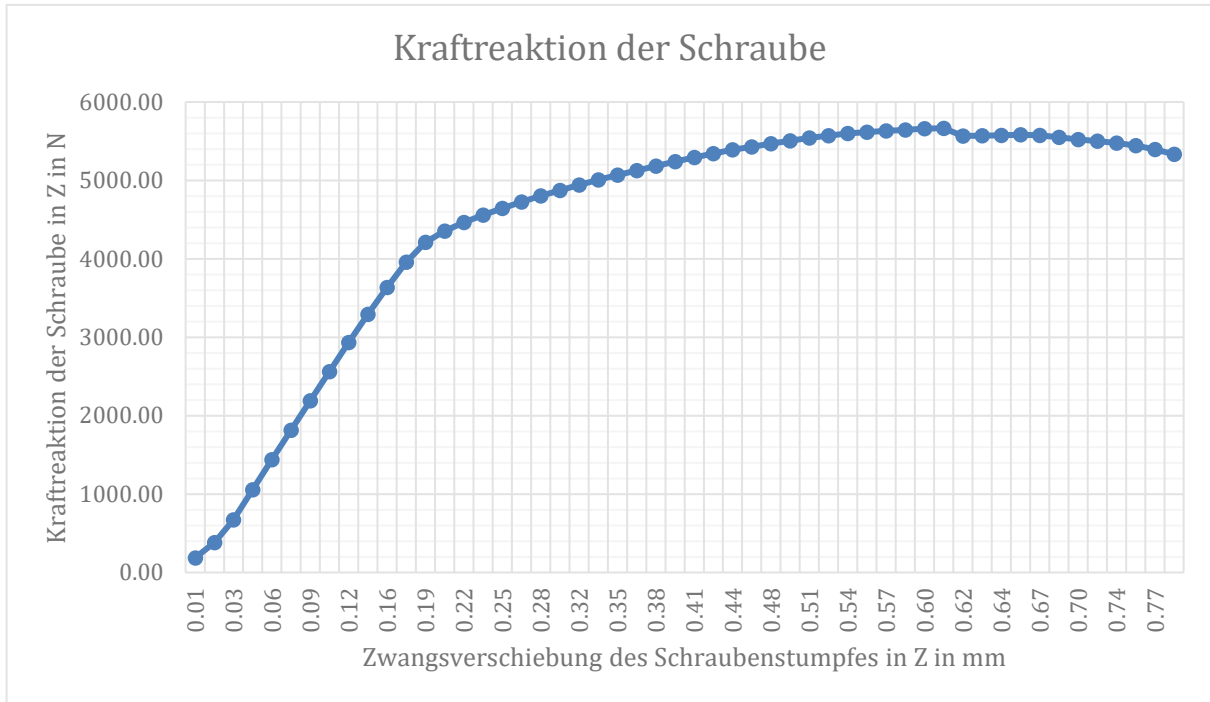


Abbildung 52: Kraftreaktion der Schraube in Z

Die plastische Vergleichsdehnung ist in Abbildung 53 in den obersten Gewindegängen zuerst erkennbar und nimmt wie erwartet mit der Einschraubtiefe ab.

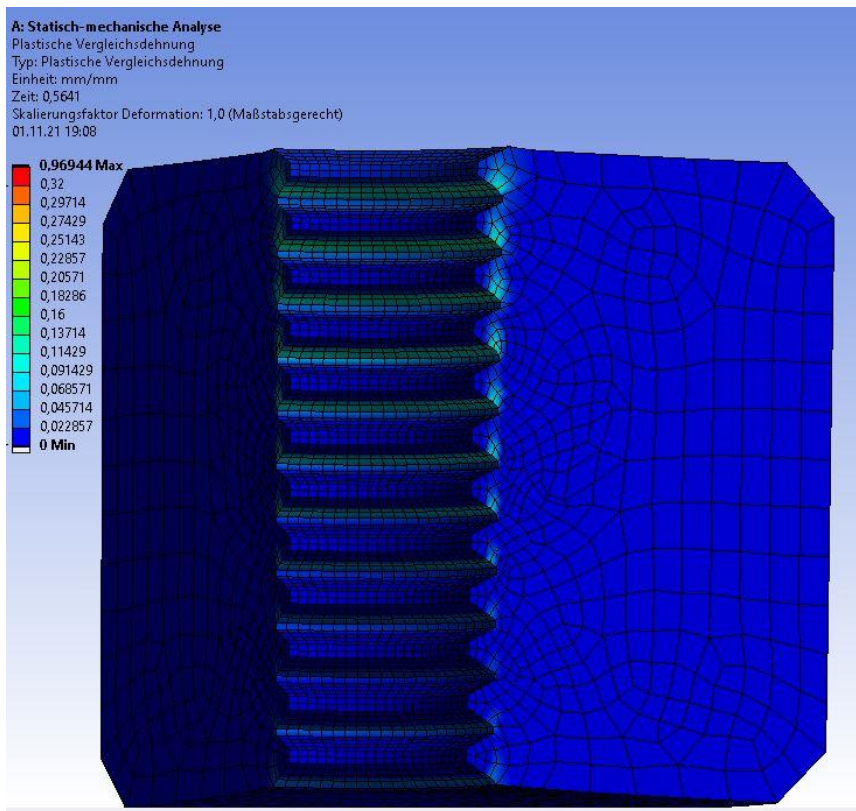


Abbildung 53: Plastische Vergleichsdehnung bei 0,44mm Verschiebung

Bei weiterer Verschiebung, wie in Abbildung 54 dargestellt, kommt es dann zu erstem Versagen. Das Versagen des Materials beginnt laut dem Datenblatt ab einer Dehnung von 0.35. Die verwendeten Materialdaten gehen in der Dehnung weiter bis 0.5, da auch diese Dehnung in Zugversuchen erreicht wurde. Ab einer Dehnung von 0.5 ist ein Versagen sicher. Da ANSYS zwischen elastischer und plastischer Dehnung unterscheidet und diese Dehnung für die Auswertung nicht aufaddiert, muss die elastische Dehnung von den Werten aus dem Datenblatt abgezogen werden, um Referenzgrößen für die Auswertung der plastischen Dehnung der Simulation zu erhalten. Die elastische Dehnung entspricht der Dehnung aus dem Zugversuch (Abbildung 13) bei 50 MPa und beträgt 0.028. Die Grenze für einsetzendes Versagen wird dementsprechend bei $\varepsilon_g = 0.35 - 0.028 = 0.322$ gesetzt.

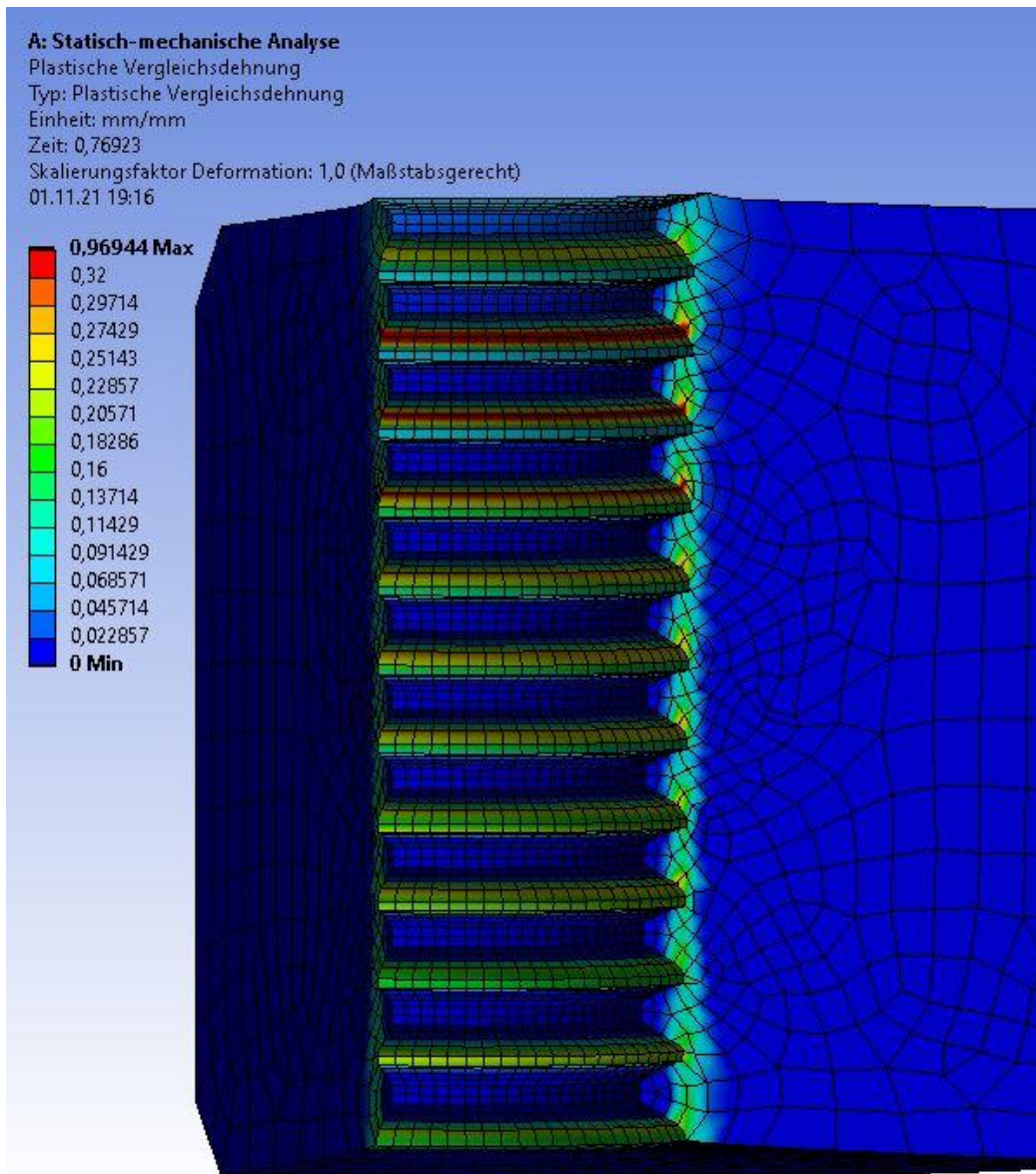


Abbildung 54: Versagen der ersten Gewindegänge. Plastische Vergleichsdehnung bei 5665 N

In dem darauffolgenden Simulationsschritt wird in den ersten Gewindegängen bereits eine Dehnung von 0.5 überschritten. Damit ist das Versagen des Materials in diesem Bereich sicher. Im selben Berechnungsschritt fällt die Kraftreaktion der Schraube ab (Abbildung 52).

Im selben Zustand wie Abbildung 54 ergibt sich das in Abbildung 55 dargestellte Bild der Vergleichsspannung.

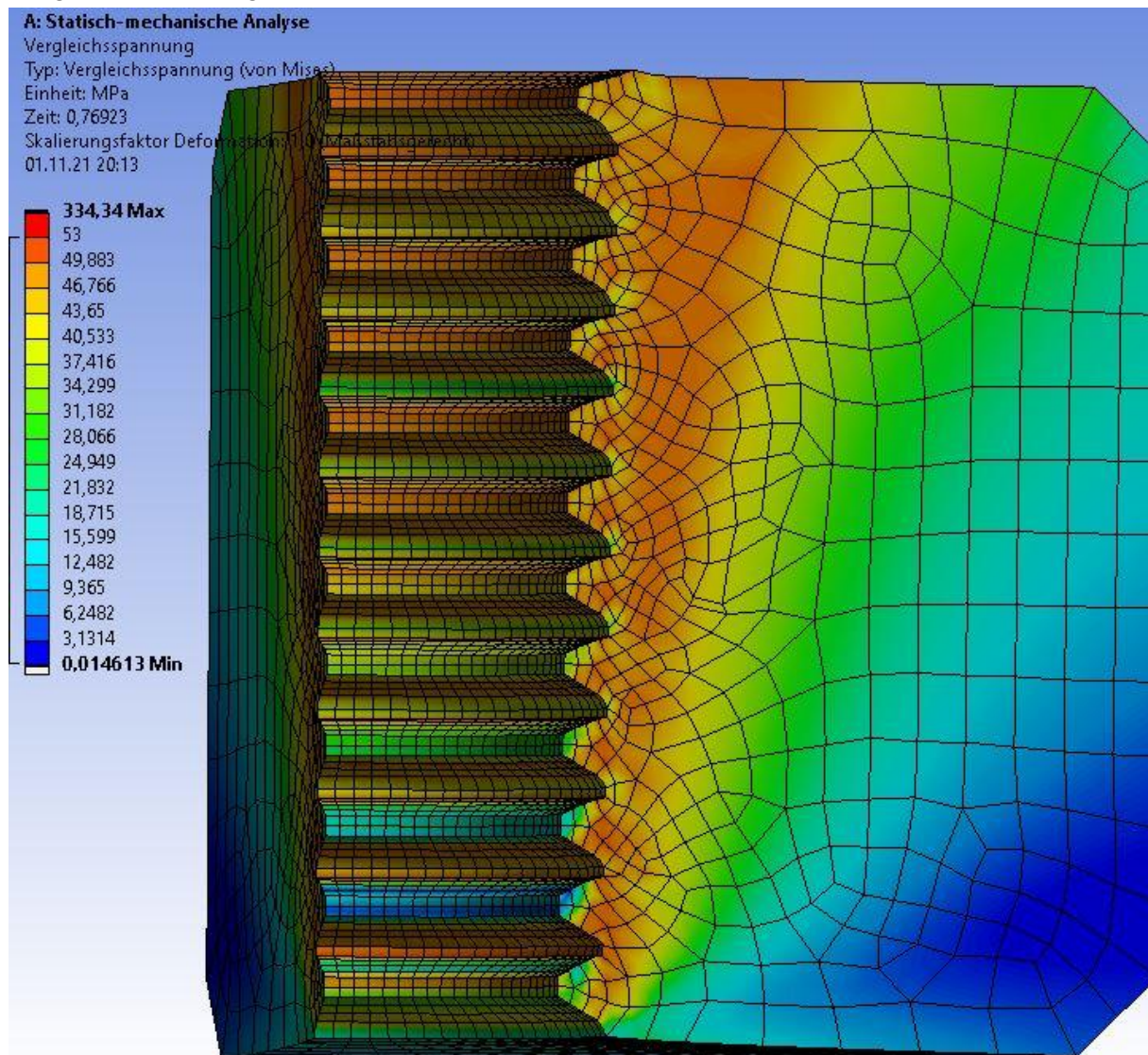


Abbildung 55: Vergleichsspannung bei 5665N

Es zeigt sich, dass die Gewindgänge annähernd gleich belastet sind. Lediglich in den Spitzen der einzelnen Gewindgänge ist noch ein Abfall über die Einschraubtiefe zu erkennen. Die Scherflächen der Gewindgänge weisen alle Bereiche zwischen 46 und 49MPa auf. Die ersten Gewindgänge wurden stärker verformt, bis sich die Kraft auf alle Gewindgänge verteilt hat. Aus Abbildung 54 sowie Abbildung 55 ist erkennbar, dass eine gleichmäßige Spannungsverteilung bei ungleichmäßiger plastischer Dehnung erreicht wird. Bei einer weiteren Verschiebung werden die obersten Gewindgänge versagen. Dadurch wird die Kraft auf die restlichen Gewindgänge verteilt, welche demnach sofort überbelastet werden und ebenfalls versagen. Es kommt folglich zu einem anhand von Abbildung 46 bereits vermuteten kaskadenartigen Versagen in sehr kurzer Zeit. In der Realität gibt es durch die Helix-Form eines Gewindes keine so deutliche Trennung der Gewindgänge wie in dieser Simulation. Das Abscheren der Gewindgänge wird also nicht Schritt für Schritt, sondern kontinuierlich erfolgen. Es wird für die Ausreißversuche also ein klares instantanes Versagen des gesamten Gewindes erwartet.

In der Simulation ist dieses instantane Versagen so nicht zu beobachten. Einerseits kommen in der Realität dynamische Effekte der Bewegung beim Bruch ins Spiel, andererseits ist die Schraube in der Simulation sehr kurz. Bei einer längeren Schraube wirkt diese und der gesamte Versuchsaufbau wie eine Feder, welche die Überbelastung der Gewindegänge nach dem anfänglichen Versagen vorantreibt.

Bei einer weiteren Verschiebung von 0.7 mm zeigt sich in Abbildung 56 in jedem Gewindegang eine plastische Dehnung, die einem Versagen entspricht. Die Gewindegänge scheren vom Körper ab und die Kraftreaktion auf die Schraube nimmt weiter ab (Abbildung 52).

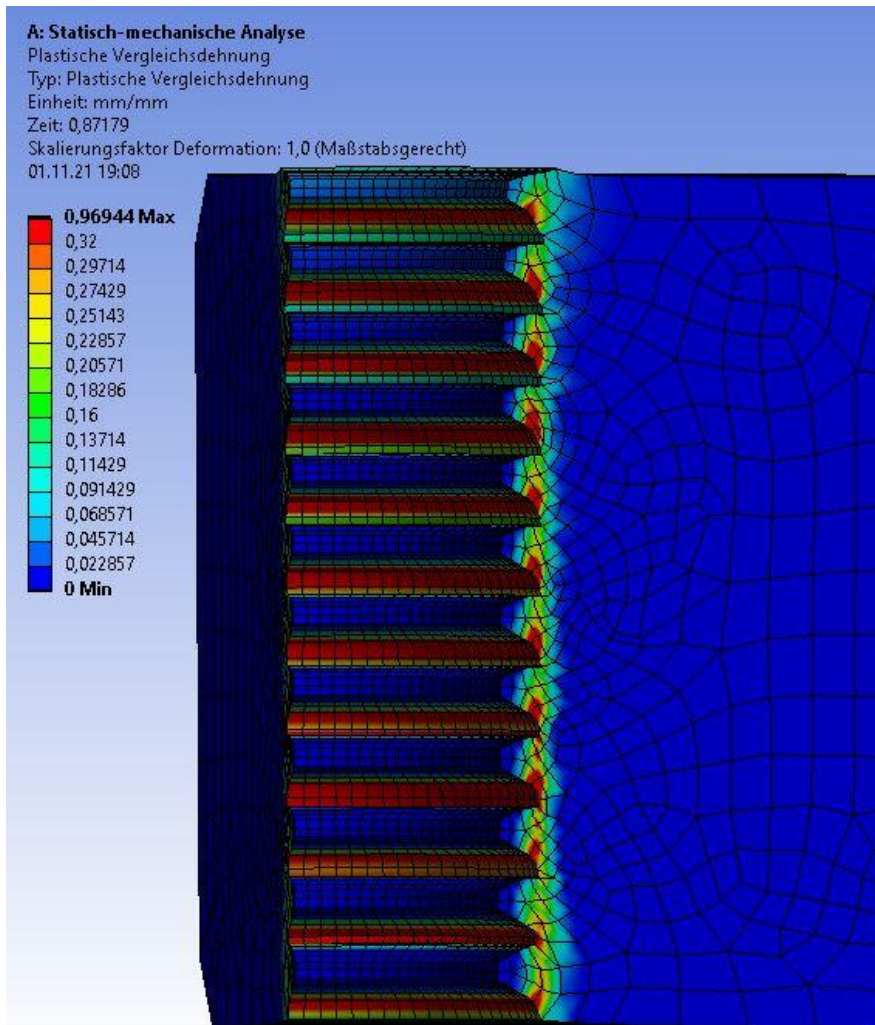


Abbildung 56: Versagen in allen Gewindegängen

Simuliert wurde hier eine M6-Schraube mit Einschraubtiefe von 12 mm. Diese Größe wird im Folgenden auch analytisch berechnet und anschließend einem Ausreißversuch gegenübergestellt. Die maximale Kraft aus der Simulation beträgt 5665 N. Da die Materialwerte für diese Simulation angepasst werden mussten, und das Material in der Realität zu höheren Spannungsspitzen fähig ist (Abbildung 50), liegt die Vermutung nahe, dass die Ausreißversuche eine höhere Kraft zeigen als hier simuliert.

6.4. Berechnung nach VDI 2230

Es wird eine Berechnung nach der VDI 2230 durchgeführt, um die Abstreifkraft zu bestimmen. Das Ergebnis wird mit Ausreißversuchen überprüft und anschließend bewertet. Berechnet wird ein M6-Gewinde in 12mm Einschraubtiefe.

Das Grundabmaß EI soll einen Einfluss der Fertigung ausgleichen, aber nicht die End-Geometrie verändern. Deshalb wird dieser Faktor in der Berechnung nicht berücksichtigt.

- d: Nenndurchmesser
- F: Zugkraft der Schraube
- P: Steigung des Gewindes
- Z: Anzahl der Belasteten Gewindegänge.
- A: Zylinderfläche eines Gewindeganges bei Nenndurchmesser
- A_{SGM} : Scherfläche des Innengewindes
- A_{SGS} : Scherfläche der Schraube
- L: Eingriffslänge
- L_E : effektive Länge
- D_c : Außendurchmesser der Einsenkung
- D_2 : Flankendurchmesser
- τ_{BM} : Scherfestigkeit
- h_q : Querschnittshöhe eines Innengewindeprofils auf Nenndurchmesser
- H: Höhe des Gewindedreiecks

Mit der Berechnung der Einsenkung aus Kapitel 3.2 (Tabelle 1) kann die effektive Eingriffslänge mit (8) berechnet werden:

$$L_E = 12 \text{ mm} - 0.72 \text{ mm} = 11.28 \text{ mm} \quad (15)$$

Als nächstes wird der Flankendurchmesser nach (9) errechnet:

$$D_2 = d - \frac{3}{4} * H = d - 0.649519 * P = 5.350481 \text{ mm} \quad (16)$$

Die auf Scherung beanspruchte Fläche nach (7) ergibt dann:

$$A_{SGM} = \frac{L_E}{P} * \pi * d_i * \left[\frac{P}{2} + (d - D_2) \frac{1}{\sqrt{3}} \right] = 186.045 \text{ mm}^2 \quad (17)$$

Für den Einflussfaktor C_1 ergibt sich mit der Geometrie der Probenkörper für die Ausreißversuche, welche auch in der FE-Simulation berechnet wurde, ein Verhältnis von

$$\frac{s}{d} = \frac{18 \text{ mm}}{6 \text{ mm}} = 3 > 1.9. \text{ Also wird } C_1 = 1 \text{ genommen.}$$

Für den Faktor C_3 sollte zuerst das Festigkeitsverhältnis nach (12) berechnet werden. Die Scherfläche von Innengewinde und Schraube ist in der Größenordnung gleich. Die Scherfestigkeit wiederum ist um den Faktor 5-10 größer für die Stahlschraube gegenüber dem Kunststoffgewinde. Damit fällt der Faktor R_s für diese Materialpaarung immer kleiner als 0.4 aus. Für das hier berechnete Beispiel ergibt sich ein rechnerischer Wert von $R_s = 0.106$. Laut der VDI 2230 ist die (13) nur für den Bereich $0.4 < R_s < 1$ definiert. In diesem Fall wird daher der Grenzwert $R_s = 0.4$ benutzt. [27]

Mit (13) wird der Einflussfaktor C_3 berechnet:

$$C_3 = 0.728 + 1.769 R_s - 2.896 R_s^2 + 1.296 R_s^3 = 1.055184 \quad (18)$$

Die Abstreifkraft kann jetzt mit (10), den bisherigen Ergebnissen und dem Wert für die Scherfestigkeit aus Kapitel 4.2 berechnet werden.

$$F_{M6-12mm} = C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{BM} \cdot A_{SGM} = 10125.546N \quad (19)$$

Die berechnete Kraft liegt deutlich höher als das Ergebnis der FE-Simulation. Der Faktor C_1 ist dabei rein auf die Geometrie der Mutter bezogen und bildet die Aufweitung der Mutter ab. Da der Außendurchmesser des Probenkörpers für den Ausreißversuch groß gewählt wurde, geht dieser Faktor mit dem Wert 1 in die Rechnung ein. Es ist aber zu erwarten, dass es eine relevante Aufweitung des Kunststoffes gibt, die aufgrund der gewählten Geometrie in dieser Berechnung nicht berücksichtigt wird.

Der Faktor C_3 beinhaltet mit R_s eine Größe, die vom Material abhängig ist. Da aber der Grenzwert so deutlich unterschritten, aber trotzdem mit dem Grenzwert 0.4 berechnet wird, lässt sich vermuten, dass die Berechnungsvorschrift für Kunststoffgewinde nicht umfassend zutrifft. Sowohl die Aufweitung des Innengewindes als auch die Verformung der einzelnen Gewindegänge wird sich im Kunststoff stärker auswirken als hier durch die VDI 2230 angenommen. Das Ergebnis der Ausreißversuche wird also geringer ausfallen als die hier berechnete Kraft.

Der deutliche Unterschied zur FE-Simulation ist zu einem Teil auch in der Kraftverteilung auf mehrere Gewindegänge begründet. In der FE-Simulation wurde eine abfallende Verteilung der Kraft mit der Einschraubtiefe erkennbar. In der analytischen Rechnung werden allerdings alle Gewindegänge als gleich belastet angenommen. Für eine korrekte Berechnung könnte also ein neuer Faktor nötig werden, welcher mit der Einschraubtiefe abnimmt.

6.5. Vereinfachung der Berechnung

Aus einer rein geometrischen Betrachtung kann die Querschnittshöhe eines einzelnen Gewinganges auch einfacher als in (7) errechnet werden.

$$h_q = \frac{7}{8} * P \quad (20)$$

$$A_{SGM} = \frac{L_E}{P} * \pi * d * h_q = \frac{L_E}{P} * \pi * d * \frac{7}{8} * P = L_E * \pi * d * \frac{7}{8} \quad (21)$$

Damit verkürzt sich die Berechnung für die Ausreißkraft wie folgt.

$$F = C_1 * C_3 * A_{SGM} * \tau_{BM} = C_1 * C_3 * L_E * \pi * d_i * \frac{7}{8} * \tau_{BM} \quad (22)$$

Die Einsenkungen fallen in der Berechnung nur bei geringen Einschraubtiefen ins Gewicht. Für das hier betrachtete Beispiel beträgt $L_E = 11.28 \text{ mm}$ und $L = 12 \text{ mm}$.

Dieser Unterschied kann für eine vereinfachte Berechnung vernachlässigt werden. $\rightarrow L_E = L$
Die Einschraubtiefe kann dabei als vielfaches des Nenndurchmessers mit L_E/d bzw. m_{eff}/d angegeben werden. [27] So würde das berechnete M6-Gewinde mit 12mm Einschraubtiefe zum Beispiel mit $2*d$ angegeben werden.

$$F = C_1 * C_3 * L/d * \pi * d^2 * \frac{7}{8} * \tau_{BM} \quad (23)$$

Damit kann die Berechnung für ein M6 Gewinde mit 12mm Einschraubtiefe erneut durchgeführt werden.

$$F = 1 * 1.055184 * 2 * \pi * (6 \text{ mm})^2 * \frac{7}{8} * 51.578 \text{ MPa} = 10771.672 \text{ N} \quad (24)$$

Das Ergebnis mit den geometrischen Vereinfachungen fällt also mit 10771 N höher aus als nach Norm mit 10125 N

Die Faktoren C_1 und C_3 werden aus den im Kapitel 6.4 genannten Gründen für eine weitere Berechnung nicht mehr angewandt und im Kapitel 8 durch einen aus den Ausreißversuchen gewonnenen Faktor C_k ersetzt.

Damit wird eine vereinfachte Formel zur Berechnung der Abstreifkraft aufgestellt

$$F = C_k * L/d * \pi * d^2 * \frac{7}{8} * \tau_{BM} \quad (25)$$

6.6. Anzugsmoment

Das Anzugsmoment für eine Schraubenverbindung anzugeben, ist nicht bei jeder Schraubenverbindung sinnvoll und zielführend. Die nötigen Annahmen sind schwer zu treffen und müssten für eine sinnvolle Berechnung einzeln ermittelt werden. Entscheidend dafür sind die Reibungskoeffizienten zwischen der Schraube und dem Kunststoff sowie zwischen dem Schraubenkopf und der Auflage. Es wird dennoch eine Berechnung mit entsprechenden Annahmen durchgeführt, um einen Anhaltspunkt zu bekommen, der den Unterschied zu metallischen Verbindungen verdeutlicht.

Das Anzugsdrehmoment berechnet sich nach [28] Seite 241 ff. wie folgt:

M_A : Anzugsmoment

F_{VM} : Vorspannkraft der Schraube

P: Steigung

d_2 : Flankendurchmesser

d_K : Kopfdurchmesser

μ_G : Reibungskoeffizient im Gewinde

μ_K : Reibungskoeffizient am Schraubenkopf

$$M_A = F_{VM} * (0.159 * P + 0.577 * \mu_G * d_2 + \mu_K * \frac{d_K}{2}) \quad (26)$$

[28]

Mit dem Flankendurchmesser nach DIN13-19:

$$d_2 = d - 0.649519 * P \quad (27)$$

[17]

$$M_A = F_{VM} * (0.159 * P + 0.577 * \mu_G * (d - 0.649519 * P) + \mu_K * \frac{d_K}{2}) \quad (28)$$

[17]

Im Unterschied zu metallischen Schraubenverbindungen müsste die gewünschte Vorspannkraft der Schrauben genau entsprechend der Einschraubtiefe und des Lastfalles gewählt werden. Der Reibungskoeffizient für das Gewinde wird mit einem Mittelwert für die Verbindung Kunststoff-Stahl aus der Literatur angenommen: $\mu_G = 0.2$ [28] TB4-1.

Für die Verbindung Stahl-Stahl ergibt sich $\mu_K = 0.15$ [28] TB8-12:

$$M_A = F_{VM} * (0.159 * P + 0.577 * 0.2 * (d - 0.649519 * P) + 0.15 * \frac{d_K}{2}) \quad (29)$$

Mit einem Sicherheitsfaktor von 2 auf die Tragfähigkeit eines Gewindes ergibt sich für ein M6-Gewinde mit 12mm Einschraubtiefe eine gewünschte Vorspannkraft von rund 3 kN:

$$M_A = 3000 \text{ N} * (0.159 * 1 \text{ mm} + 0.577 * 0.2 * (6 \text{ mm} - 0.649519 * 1 \text{ mm}) + 0.15 * \frac{10 \text{ mm}}{2}) \quad (30)$$

$$M_A = 4579.33 \text{ Nmm} = 4.6 \text{ Nm} \quad (31)$$

Für eine M6x8.8-Schraube wird bei metallischen Verbindungen hingegen ein Anzugsdrehmoment von 7.7 Nm bis 11.3 Nm empfohlen [28] TB8-14.

7.2. Auswertung

Abbildung 58 zeigt die Kraftkurven für ausgewählte M6 Proben.

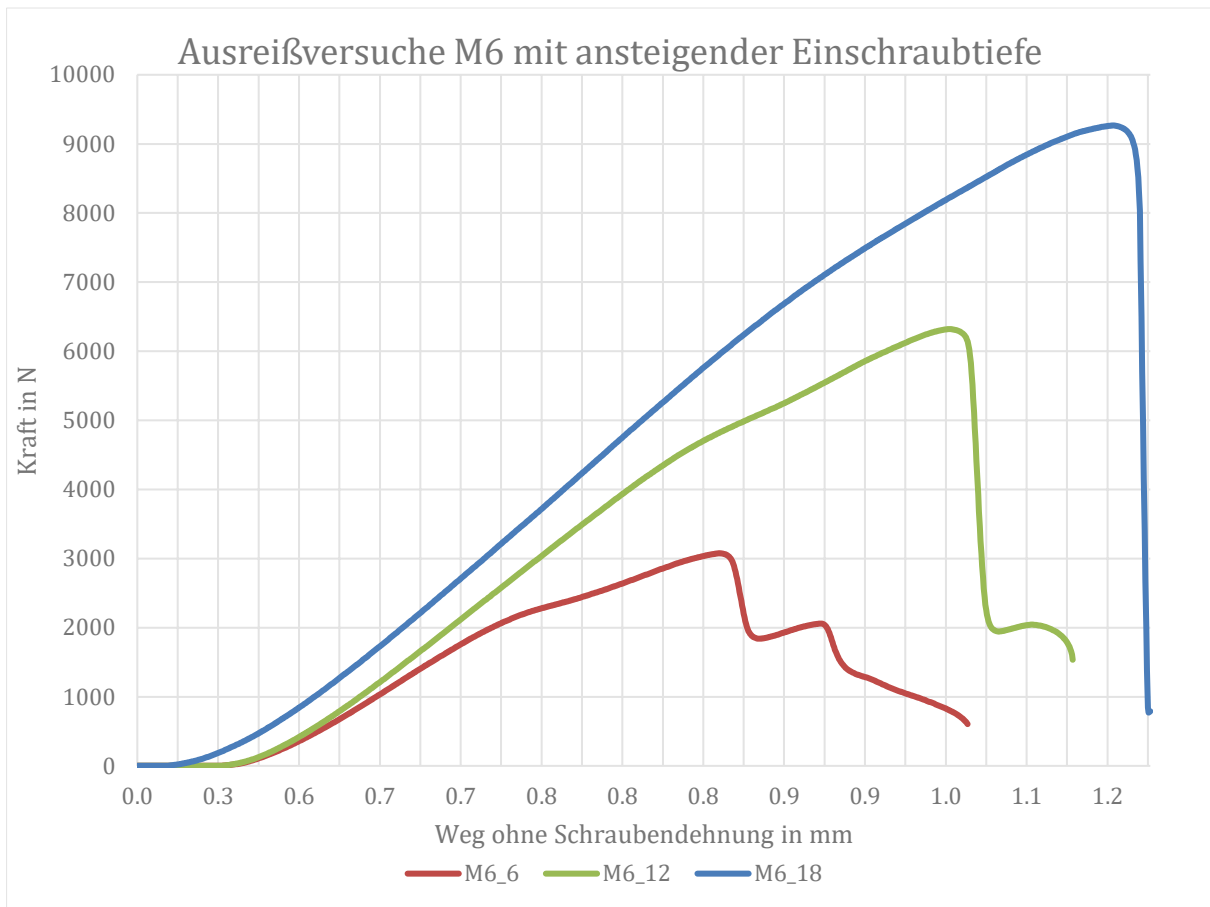


Abbildung 58: Ausreißversuche M6 mit 6 mm, 12 mm und 18 mm Einschraubtiefe ohne Schraubendehnung



Abbildung 59: Ausgerissene Gewindegänge

Das Versagen des Gewindes erfolgt wie erwartet auf dem Außendurchmesser der Schraube. Man kann in Abbildung 59 die abgescherten Gewindegänge des Kunststoffes in den Gewindegängen der Schraube erkennen.

In den Kurven (Abbildung 58) der 6 mm sowie 12 mm Probe ist bei 2000 N sowie 5000 N eine Veränderung der Steigung erkennbar. Dieser Übergang von elastischer zu plastischer Verformung wurde bereits sowohl in den Scherversuchen als auch der FE-Simulation beobachtet und beschrieben (Abbildung 15, Abbildung 52).

Bei der 18 mm Probe erfolgt der Übergang bei rund 7000 N, ist aber nicht so stark ausgeprägt. Eine Vermutung ist, dass der Effekt durch die längere Einschraubtiefe über einen längeren Kraftbereich erfolgt und daher in der Auswertung nicht so prägnant aufscheint.

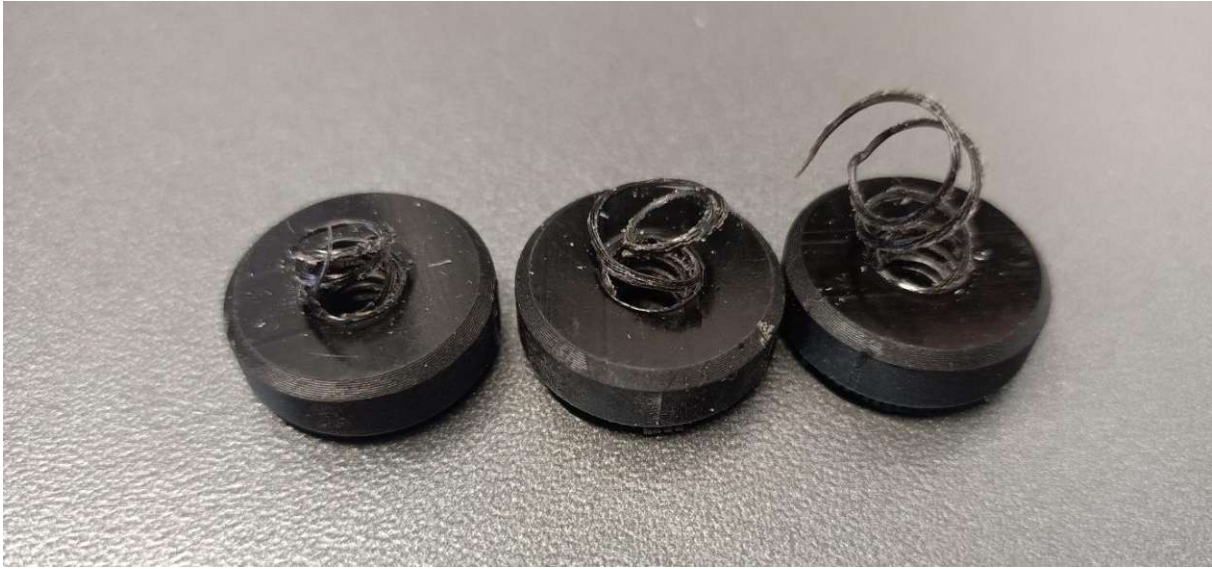


Abbildung 60: M6 6 mm Proben nach dem Ausreißversuch

Abbildung 60 zeigt zerstörte M6-Gewindeproben nach dem Ausreißversuch.

In Abbildung 61 sind einzelne Proben der M4-Versuchsreihe dargestellt:

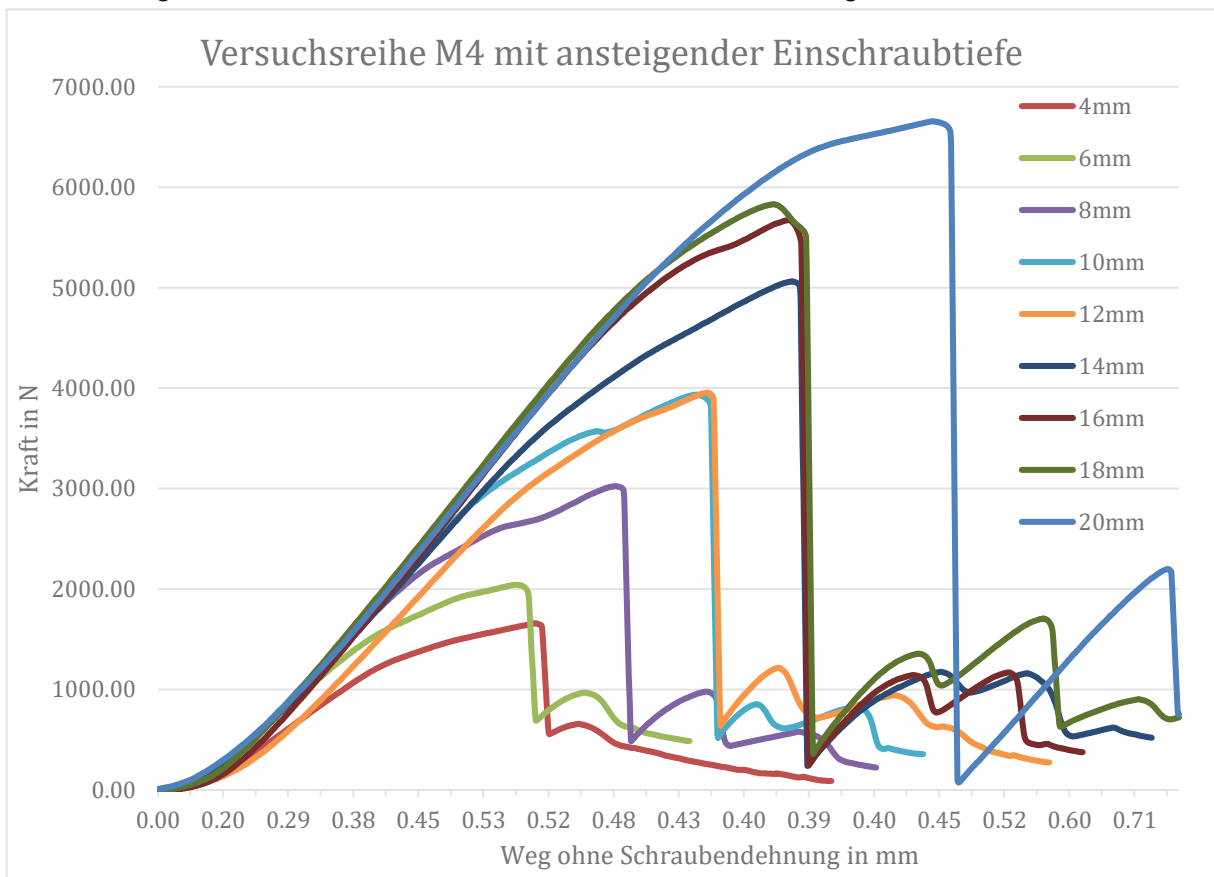


Abbildung 61: Ausreißversuche M4

Das Anhand von Abbildung 55 vermutete instantane Versagen ist deutlich zu erkennen. In allen Einschraubtiefen versagen alle Proben mit einem einzelnen Abfall der übertragenen Kraft.

Die Zunahme der Kraft über die Einschraubtiefe verläuft nicht exakt linear. Laut Abbildung 42 nimmt die Ausreißkraft für metallische Gewinde linear zu. Ob sich das Materialverhalten damit grundsätzlich von dem metallischen unterscheidet, kann daran nur schwer festgemacht werden. Versuchsreihen von metallischen Gewinden sind stets durch die Festigkeit der Schraube begrenzt und können daher nicht über einen ähnlich langen Bereich beobachtet werden. Dennoch stellt es die Berechnung von additiv gefertigten Gewinden vor eine Herausforderung. Es wird ein Berechnungsansatz benötigt, der dieser Nicht-Linearität gerecht wird.

Während der Versuche ist aufgefallen, dass die Proben auch nach dem Versagen noch fest mit der Schraube verbunden sind und meist unter Kraftaufwand ausgeschraubt werden müssen. In einem Versuch wurde daher die Prüfung nicht nach dem Versagen gestoppt. Das gemessene Verhalten wurde in Abbildung 62 dokumentiert.

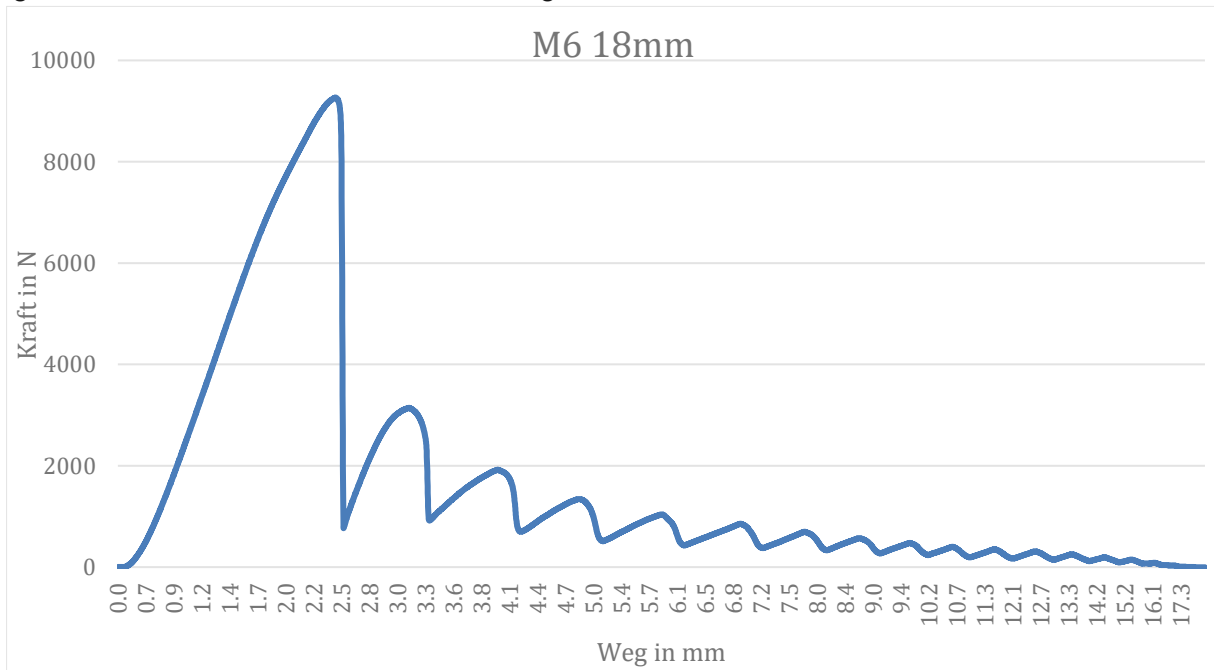


Abbildung 62: Ausreißversuch M6 mit 18mm Einschraubtiefe

Man erkennt, dass es nach dem ersten Kraftabfall zu einem zyklischen Anstieg und Abfall der Kraft kommt. Auffällig dabei ist, dass die Abstände im Verfahrensweg fast gleichbleibend sind und in etwa der Steigung des Gewindes von 1 mm entsprechen.

Hier ist zu beobachten, dass sich der Probenkörper unter der Belastung aufgeweitet hat. Beim Abscheren der Gewindegänge ist damit ein Durchmesser ausgerissen, der im gedehnten Zustand dem Nenndurchmesser der Schraube entspricht (Abbildung 43). Im Moment des Abscherens reduziert sich die Kraft und damit geht die Aufweitung zurück. Dadurch ziehen sich die Gewindegänge zusammen und haben wieder eine gewisse Überdeckung mit der Schraube.

Ein Teil der messbaren Kraft in Abbildung 62 entsteht durch die Reibung der abgescherten Gewindegänge im Probenkörper (Abbildung 59). Aus dem Diagramm (Abbildung 62) lässt sich ablesen, dass die nötige Kraft, um die Schraube weiter auszuziehen, mit jedem Gewindegang abnimmt, da nicht mehr alle Gewindegänge aufgeweitet werden müssen um ein weiteres abgleiten zu ermöglichen.

Diese Beobachtung deckt sich mit der Theorie des „Nut Dilation Faktors“ C1 in der VDI 2230. Wie in Kapitel 6.4 vermutet gibt es eine relevante Aufweitung des Probenkörpers, welche eine Verminderung der Scherfläche im Innengewinde zur Folge hat, die mit den Faktoren der VDI 2230 für Kunststoffe nicht vollständig berücksichtigt wird.

8. Ergebnisse

Aus Kapitel 5 wird erkennbar, dass die hier untersuchten metrischen Gewinde in der SLA-Technologie der Firma Cubicure gut und ohne große Einschränkungen umsetzbar sind. Es wird auch deutlich, dass die Präzision von der Druckorientierung und der Gewindegröße abhängig ist. Dabei ist das Ergebnis aber in allen untersuchten Varianten gut verwendbar.

Das Grundabmaß $EI = 0.05 \text{ mm}$ hat in allen Orientierungen zu einem vergrößerten Flankenspiel geführt. Da sich Schrauben in den Probenkörper mit dem Grundabmaß $EI = 0.05 \text{ mm}$ ohne große Kraft einschrauben lassen, wird empfohlen den Wert für das Grundabmaß so beizubehalten.

Die Gewindefestigkeit wird durch die Materialeigenschaften sowie der Querschnittsfläche auf dem Außendurchmesser der Schraube bestimmt. Für ein funktionales Gewinde sind die Spitzen der Flanken des Innengewindes nicht entscheidend. In der Materialpaarung mit einer Edelstahlschraube spielt die Spitze der Gewindeflanke des Kunststoffes keine Rolle in der Tragfähigkeit. Um die in Abbildung 25 sowie Abbildung 39 dargestellten Probleme mit feinen Gewindespitzen zu verringern, kann man daher die Spitzen so weit einkürzen, bis sie die Durchhärtetiefe nicht mehr unterschreiten. Damit verhindert man nicht nur eine falsche Geometrie durch zu starke Spitzen der Gewindeflanke, sondern verringert auch den Hinterschnitt der Gewindeflanke, wodurch die Reinigung verbessert wird.

Die Festigkeit der Gewinde wird im Gegensatz zur Berechnung nach VDI 2230 nicht nur von der Scherfestigkeit des Materials, sondern auch von der Duktilität maßgeblich beeinflusst. Durch die plastische Verformung des Materials vor dem Bruch kann sich die Last auf mehrere Gewindegänge verteilen als es bei einem spröden Material der Fall wäre.

Das Ergebnis der FE-Simulation liefert für ein M6-Gewinde mit 12 mm-Einschraubtiefe eine Ausreißkraft von 5665 N.

Die analytische Berechnung basierend auf der VDI 2230 liefert für dasselbe Gewinde eine Kraft von 10125 N. Mit den Vereinfachungen in Kapitel 6.5 liefert die Berechnung eine Ausreißkraft von 10771 N

Der Ausreißversuch zeigt, dass die tatsächliche Kraft bei 6100 N liegt. Es wurden bereits Gründe für das zu geringe Ergebnis der FE-Simulation sowie das zu hohe Ergebnis der Berechnung in dem jeweiligen Kapitel geliefert.

Mit der analytischen Rechnung nach Kapitel 6.5 (25) und einem neu gewählten Potenzfaktor C_P wird eine Potenzfunktion aufgestellt, um die Messergebnisse anzunähern. Die Einschraubtiefe auf der X-Achse ist dabei in Abbildung 63 mit L/d als Vielfaches des Nenndurchmessers dargestellt.

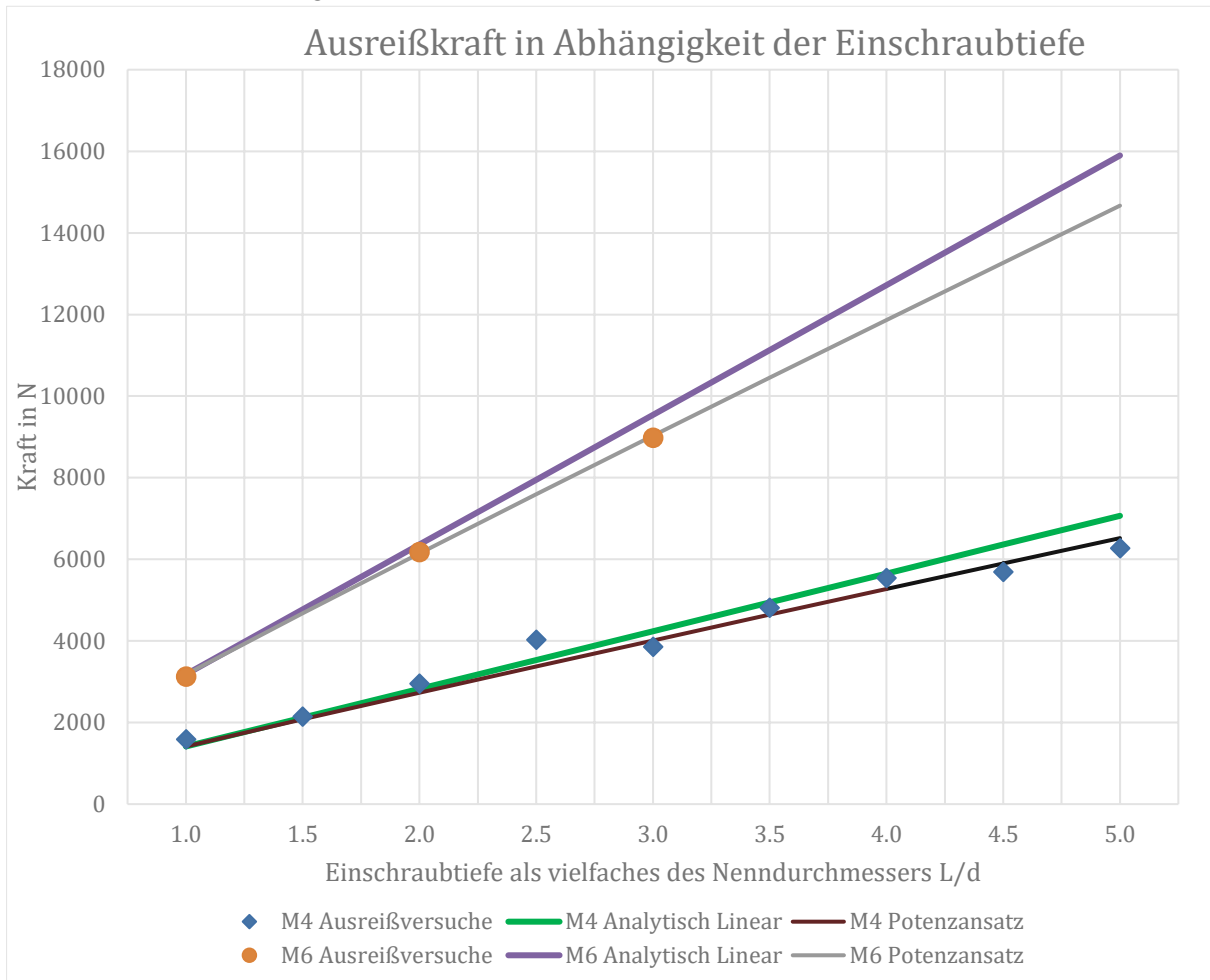


Abbildung 63: Kraft in Abhängigkeit der Einschraubtiefe

Die Ergebnisse des Ausreißversuches sind als Datenpunkte in Orange sowie Blau dargestellt. Die analytische Rechnung liefert eine Gerade in Grün sowie Lila. Die Potenzfunktion in Grau sowie Schwarz wird zusammen mit der (25) wie folgt gewählt:

$$F = C_k * \pi * d^2 * \frac{7}{8} * \tau_{BM} * (L/d)^{C_P}$$

Der Faktor $C_k = 0.63$ wird Anhand der Messergebnisse von $1*d$ gewählt und kann als Korrekturfaktor für mehrere Effekte verstanden werden. Er ersetzt die Faktoren C_1 und C_3 aus der VDI 2230. Die in der VDI 2230 beschriebenen Einflussfaktoren sind in ihrem Ursprung auch für die Materialpaarung Stahl-Kunststoff relevant. Lediglich die in der Norm gesetzten Grenzen und Berechnungen für diese Faktoren gelten für die Materialpaarung nicht mehr zur Gänze. Die nötigen Untersuchungen zur Anpassung der Faktoren C_1 und C_3 an die Materialpaarung Stahl-Kunststoff übersteigt den Umfang dieser Arbeit. Daher werden alle auftretenden Effekte im Faktor C_k zusammengefasst.

Mit dem Potenzfaktor $C_p = 0.95$ wird eine Nicht-Linearität abgebildet. Mit diesem Faktor kann eine Potenzfunktion aufgestellt werden, welcher die Messergebnisse des M4- sowie des M6-Ausreißversuches gut trifft. Man kann anhand der Graphen (Abbildung 63) auch erkennen, dass die Potenzfunktion im Vergleich zur linearen Berechnung nur eine geringe Abweichung darstellt. In den Messergebnissen der M4-Versuchsreihe (Abbildung 61) sind Schwankungen zu erkennen. Diese Schwankungen können auf Unregelmäßigkeiten oder Luft einschüsse während der Fertigung der Probenkörper für die M4-Versuchsreihe zurückgeführt werden. Für den im Maschinenbau in der Umsetzung üblichen Bereich der Einschraubtiefe bis $3 \cdot d$, stellt die Abweichung der linearen Berechnung zur Potenzfunktion maximal 5% dar und fällt damit ähnlich groß wie die Schwankungen innerhalb der Messreihe aus.

In Abbildung 64 sind die Berechnungsergebnisse mittels Potenzfunktion für die Größen M4-M10 dargestellt:

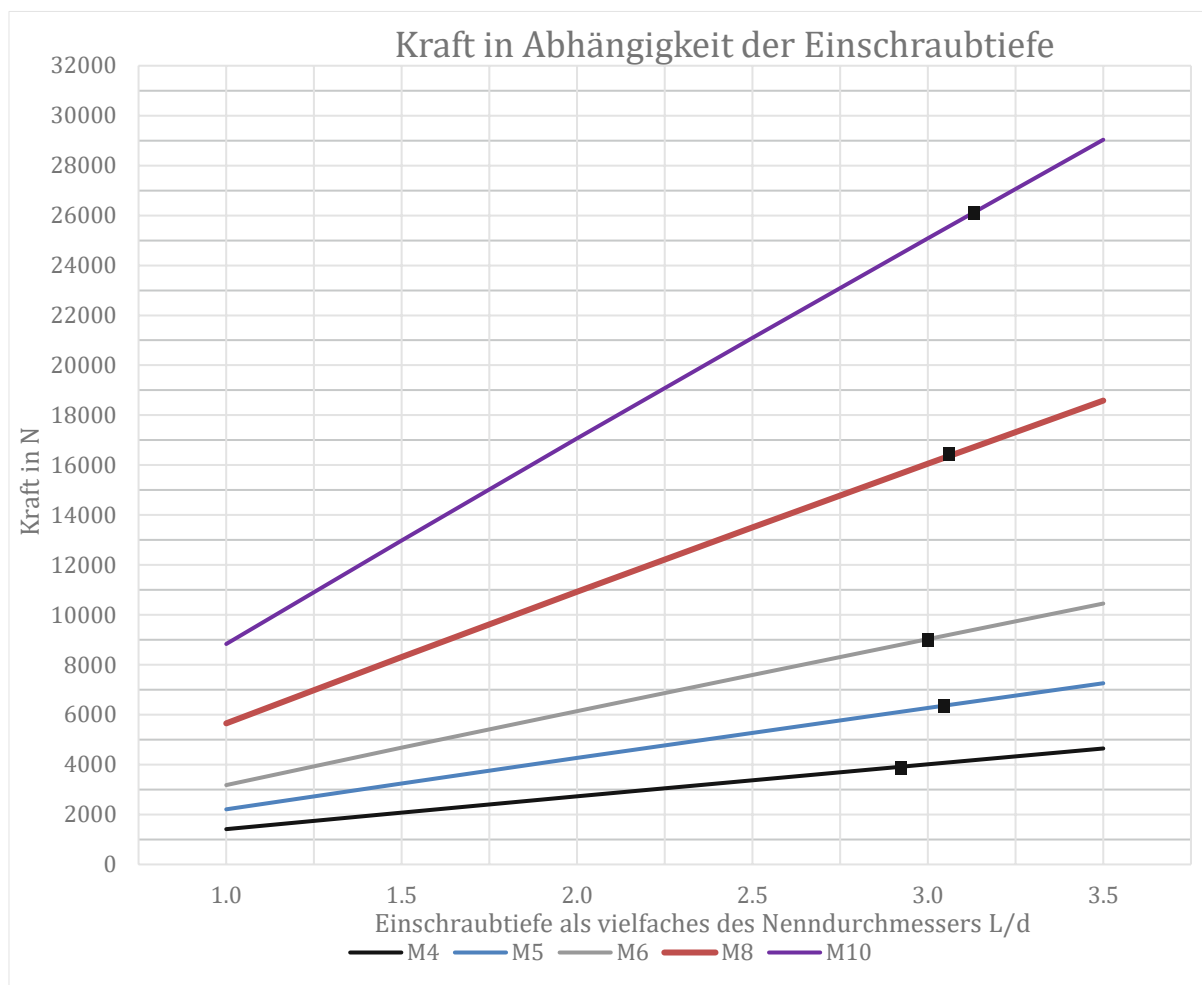


Abbildung 64: Potenzfunktion für M4-M10

Die Streckgrenzlast für Edelstahlschrauben A2-70 [29] ist dabei als Referenz für jede Gewindegröße mit einem schwarzen Punkt angegeben. Für alle betrachtete Gewindegrößen liegt die Streckgrenzlast in ähnlicher Einschraubtiefe bei $L/d = 3$.

Die empfohlenen Mindesteinschraubtiefe für die Festigkeitsklassen werden nach VDI2230 in Abbildung 65 für unterschiedlichen Scherfestigkeiten des Innengewindes angegeben.

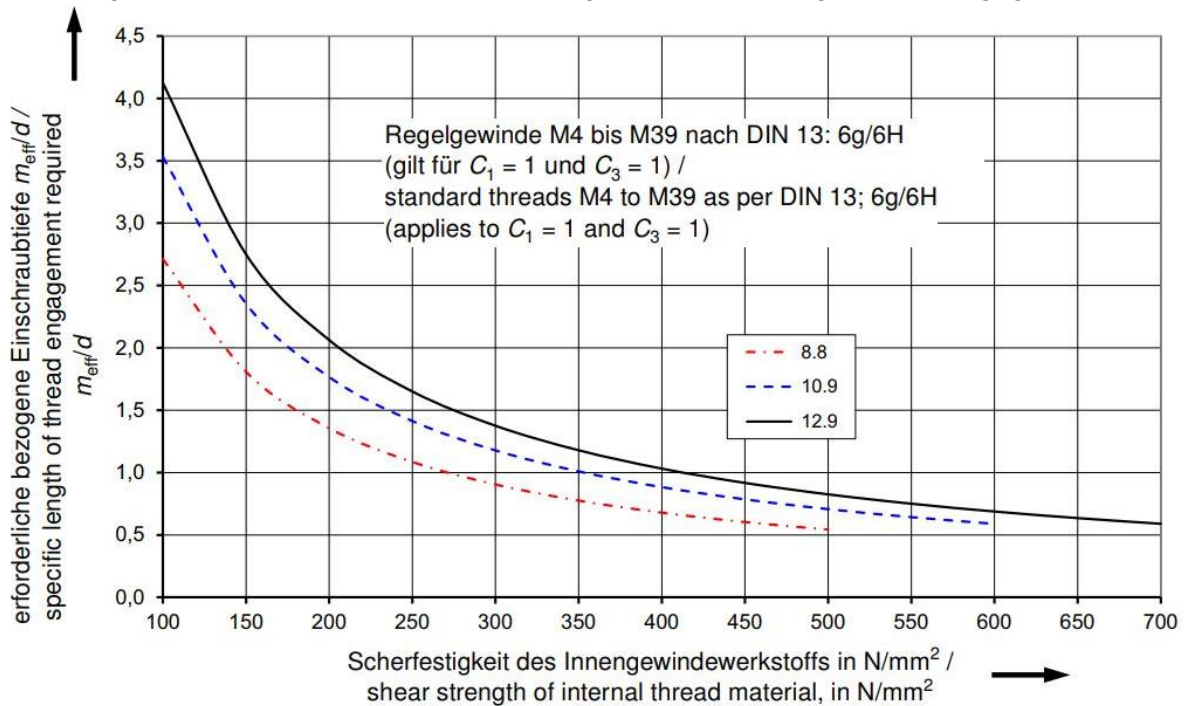


Abbildung 65: Erforderliche Einschraubtiefen in Abhängigkeit der Scherfestigkeit des Innengewindes. [27]

Die empfohlene Vorspannkraft berechnet sich mit 90% der Streckgrenzlast.

Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8 haben eine Streckgrenze von $640 \frac{N}{mm^2}$ im Vergleich zur 30% geringeren Streckgrenze von $450 \frac{N}{mm^2}$ der Festigkeitsklasse A2-70. Die Vorspannkraft für Schrauben der Klasse A2-70 muss also ebenso um 30% geringer im Vergleich zu 8.8 ausfallen. [28]

In Abbildung 65 wird die Scherfestigkeit des Materials Evolution HI von $51.578 \frac{N}{mm^2}$ nicht mehr auf der X-Achse dargestellt.

Eine erforderliche Einschraubtiefe von $L/d = 3$ erscheint mit einer gedanklichen Verschiebung der Kurve der Festigkeitsklasse 8.8 um -30% und einer Extrapolation zur Scherfestigkeit von $51.578 \frac{N}{mm^2}$ plausibel.

Daraus lässt sich mit der Einschraubtiefe $L/d = 3$ eine Empfehlung für die konstruktive Umsetzung von additiv gefertigten Gewinden des untersuchten Materials Evolution HI in Kombination mit Edelstahlschrauben der Festigkeitsklasse A2-70 ableiten.

Aus diesen Ergebnissen ergibt sich eine Berechnungsformel, die als Abschätzung für die Tragfähigkeit von additiv gefertigten Gewinden mit dem hier untersuchten Material dient. Die Faktoren C_k und C_p sowie die Scherfestigkeit τ_{BM} sind unter anderem materialspezifische Parameter. Der Faktor C_k enthält in Anlehnung an die VDI 2230 sowohl geometrische Einflüsse als auch Einflüsse der Materialpaarung. Der Faktor C_p , der für diesen Ansatz zwischen 0 und 1 liegen muss, steht eng im Zusammenhang mit der Duktilität sowie dem E-Modul.

Die Ergebnisse dieser Berechnung werden in Tabelle 6 zusammengefasst. Auch hier ist die Einschraubtiefe in L/d als Vielfaches des Nenndurchmessers angegeben. Wie in Kapitel 4.1 bereits erwähnt gelten diese Ergebnisse nur für die Druckorientierung mit stehend gedrucktem Gewinde in Z und für andere Orientierungen wird eine Abweichung von 6% erwartet. Für den maschinenbaulichen Einsatz unter einer Zugbelastung sollten die Werte mit einem Sicherheitsfaktor von 1.5 bis 2 reduziert werden.

$$F = C_k * \pi * d^2 * \frac{7}{8} * \tau_{BM} * (L/d)^{C_p} \quad (33)$$

Für das hier untersuchte Material Evolution HI wurden folgende Materialwerte bestimmt.

$$C_k = 0.63 \quad C_p = 0.95 \quad \tau_{BM} = 51.578 \frac{N}{mm^2}$$

$$F = 0.63 * \pi * d^2 * \frac{7}{8} * 51.578 \frac{N}{mm^2} * (L/d)^{0.95} \quad (34)$$

L/d	Tragfähigkeit in N					
	M4	M5	M6	M8	M10	M12
1	1413	2208	3180	5653	8832	12718
1.25	1747	2729	3930	6987	10918	15722
1.5	2077	3246	4674	8309	12982	18695
1.75	2405	3757	5411	9619	15030	21643
2	2730	4266	6143	10920	17063	24570
2.25	3053	4771	6870	12213	19083	27479
2.5	3375	5273	7593	13499	21092	30372
2.75	3694	5773	8313	14778	23091	33250
3	4013	6270	9029	16051	25080	36116
3.25	4330	6765	9742	17320	27062	38969
3.5	4646	7259	10453	18583	29036	41812
3.75	4960	7751	11161	19842	31003	44644
4	5274	8241	11867	21096	32963	47467

Tabelle 6: Berechnungsergebnisse der Tragfähigkeit von Innengewinden für das Material Evolution HI

Tabelle 6 fasst die Berechnungsergebnisse für einen ausgewählten Parameterraum zusammen. Mit der Formel (33) ist es gelungen eine zuverlässige Berechnung der Tragfähigkeit von additiv gefertigten Gewinden für das untersuchte Material Evolution HI zu geben.

Folgendes Kapitel 9 wurde in einer anderen eigenen Arbeit im Zuge der LVA 308.867 Werkstoffverarbeitung mit dem Titel „Konstruktion und Festigkeitsberechnung für Innengewinde“ erstellt. Das hier dargestellte Kapitel stellt eine überarbeitete Fassung aus dieser Arbeit dar.

9. Anwendung

Die Anwendung in der Konstruktion wird anhand eines Beispiels gezeigt. Die Erstellung der Gewindegeometrie für metrische Gewinde erfolgt über eine parametrisierte Konstruktion, welche dann in das Bauteil eingefügt wird.

Die Definition der Gewindeparameter erfolgt für das CAD-System Inventor über eine Parameter-Tabelle: (Abbildung 66)

Parameter					
	Parametername	Einbezogen von	Einheit/Typ	Gleichung	Nennwert
	+ Modellparameter				
	- Benutzerparameter				
	Gewindegröße	d36, d18	mm	6 mm	6,000000
	Steigung	RadiusTal, ...	mm	1 mm	1,000000
	Zahnhöhe	d43, Radius...	mm	$(3 \text{ oE}) \wedge (1 \text{ oE} / 2 \text{ oE}) * \text{Steigung} / 2 \text{ oE}$	0,866025
	Tiefe	d11	mm	20 mm	20,000000
	Durchhärte tiefe	Spitzenhöhe...	mm	0,3 mm	0,300000
	SpitzenhöheNorm	Spitzenhöhe...	mm	$\text{Steigung} / 4 \text{ oE}$	0,250000
	Spitzenhöhe	d39	mm	$((\text{Fallunterscheidung} + 1 \text{ oE}) / 2 \text{ oE}) * \text{Durchhärte tiefe} + ((\text{Fallunterscheidung} - 1 \text{ oE}) / -2 \text{ oE}) * \text{SpitzenhöheNorm}$	0,300000
	Fallunterscheidung	Spitzenhöhe	oE	$(\text{Durchhärte tiefe} - \text{SpitzenhöheNorm}) / (((\text{Durchhärte tiefe} - \text{SpitzenhöheNorm}) * (\text{Durchhärte tiefe} - \text{SpitzenhöheNorm})) \wedge (1 \text{ oE} / 2 \text{ oE}))$	1,000000

Abbildung 66: Gewindeparameter

Dabei ist die in Kapitel 8 angesprochene Kürzung der Gewindespitzen bereits berücksichtigt. Dazu wird die Durchhärte tiefe des Materials als ein Parameter eingetragen. Die Geometrie der Gewindeflanke wird so angepasst, dass die Höhe der Spitze mindestens der Durchhärte tiefe entspricht. Falls die Spitze nach Norm höher ist, wird das Gewinde nicht verändert.

Im ersten Schritt wird die Bohrung definiert und positioniert. Inventor übernimmt bei der Definition eines Gewindes den Kerndurchmesser und fügt eine Grafik ein, die das Gewinde andeutet (Abbildung 67). Mit den Werten aus Tabelle 1 kann eine Fase als Einsenkung definiert werden.

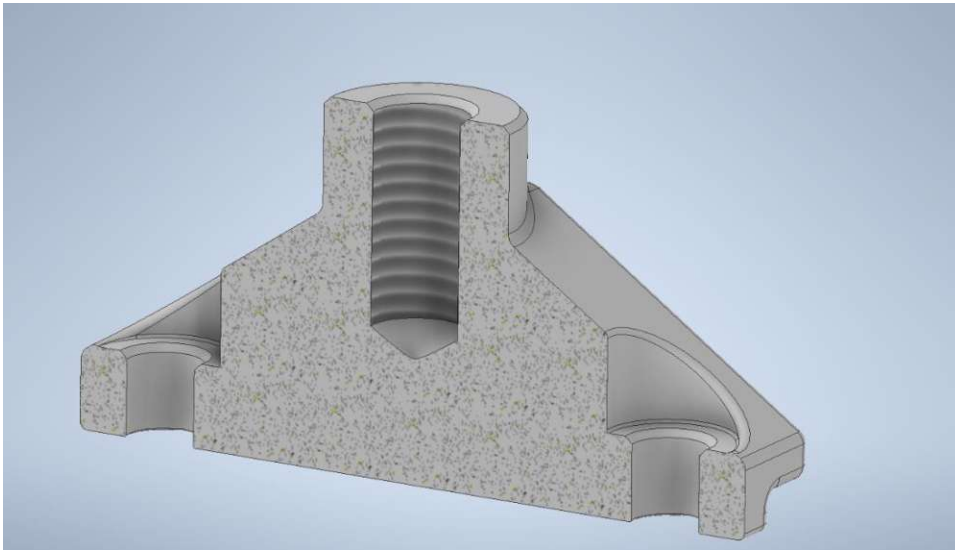


Abbildung 67: Querschnitt mit definierter Bohrung

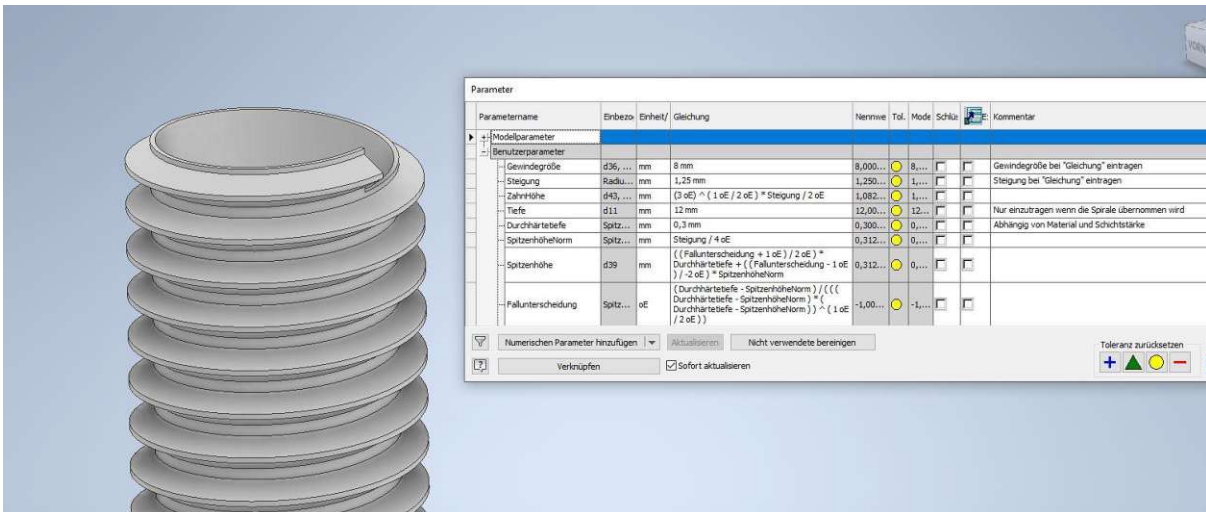


Abbildung 68: Definition des M8 Gewindes

Man trägt die Parameter des Gewindes in der Vorlage (Abbildung 68) ein. Dadurch wird eine Spirale mit diesen Parametern erzeugt.

Die Spirale kann aus der Vorlage kopiert und in die Konstruktion eingefügt werden. Dabei muss eine Ebene, die das Gewinde schneidet, ausgewählt werden.

Als nächstes kann in Abbildung 69 die Skizze in dieser Ebene positioniert werden.

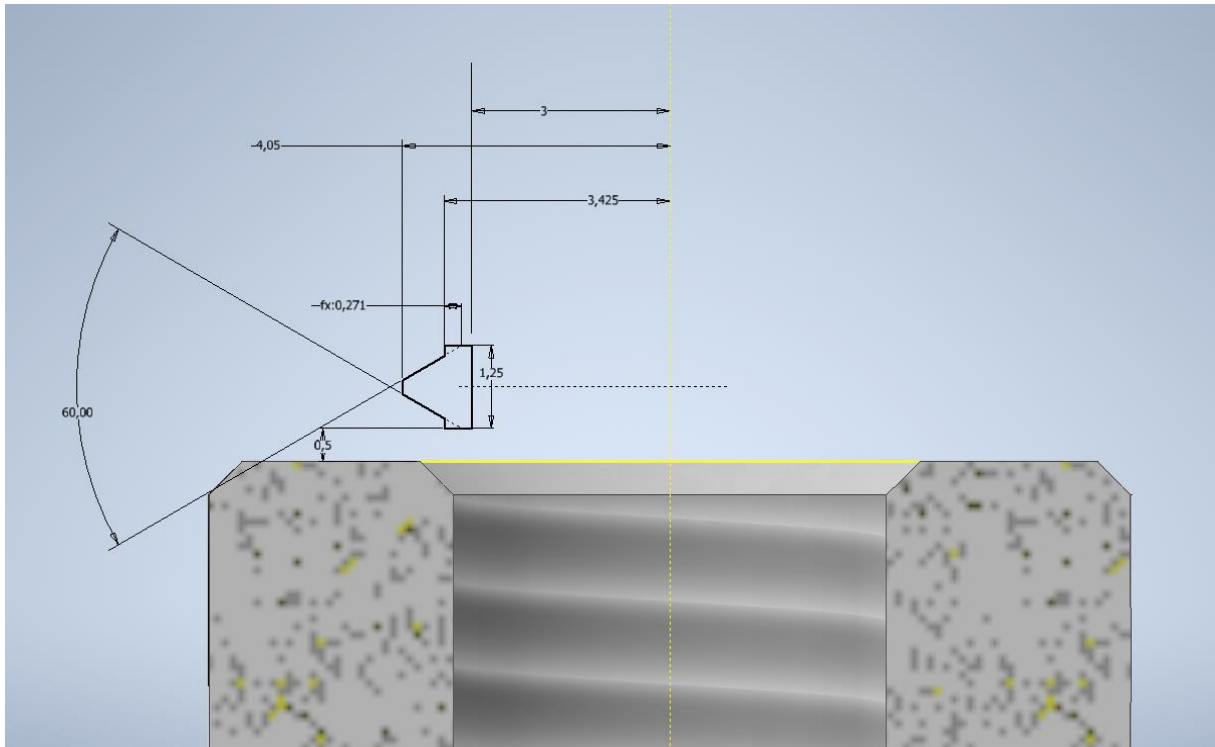


Abbildung 69: Positionierung der schneidenden Kontur

Als letzter Schritt muss die Spirale auf „Differenz“ umgestellt werden, um das Gewinde zu schneiden. Nach diesen Schritten ist das Gewinde vollständig in die Konstruktion eingefügt. (Abbildung 70)

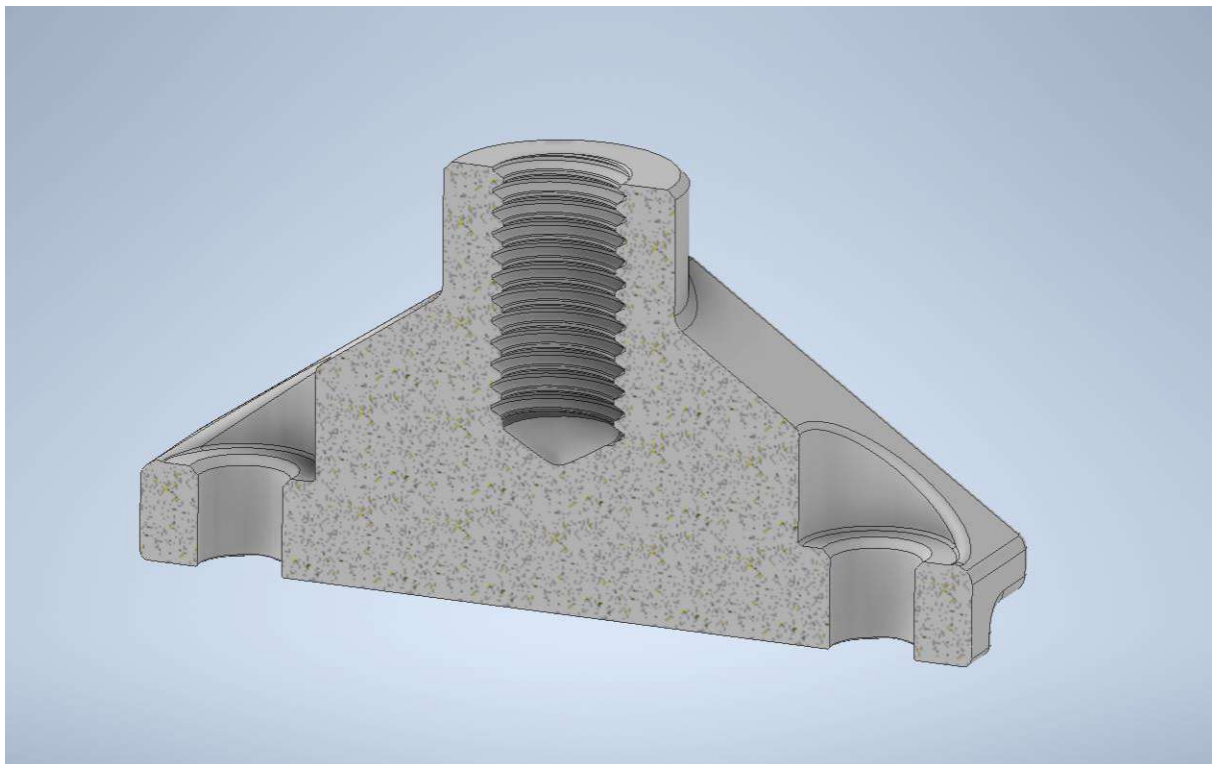


Abbildung 70: Bauteil mit fertigem Innengewinde

Für gespiegelte Bauteile ist zu beachten, dass ein Gewinde durch Spiegelung zu einem Linksgewinde wird. Das Rechtsgewinde sollte aus diesem Grund also erst nach dem Spiegeln sowohl im Original als auch im gespiegelten Bauteil eingefügt werden.

Für das dargestellte Sackloch kann es sich, abhängig von der Gewindegröße, empfehlen eine Querbohrung einzufügen, die das Gewinde im unteren Bereich trifft. Dadurch wird die Reinigung deutlich einfacher, da das Lösungsmittel jetzt durch die Bohrung fließen kann. Aus demselben Grund sollten Durchgangslöcher verwendet werden, wenn immer es möglich ist.

10. Ausblick

- Um die Einflüsse der Reinigung in den unterschiedlichen Schritten zu beurteilen, muss die gedruckte Geometrie penibel gereinigt und nicht nachgehärtet werden. Damit schließt man aus, dass Materialrückstände im Nachhärteprozess mit dem Bauteil verbunden werden, bevor sie analysiert werden können. Um die Geometrie ohne Nachhärtung zu beurteilen, muss die erwartete Schrumpfung und damit die Skalierung des Bauteiles beachtet werden.

Da sich diese Arbeit mit der serientauglichen Umsetzung von additiv gefertigten Gewinden beschäftigt hat, wurde bewusst auf eine zeitintensive Reinigung verzichtet. Die hier gezeigten Ergebnisse wurden mit einem Verfahren gereinigt, welches sich automatisieren lässt, ohne dabei auf die einzelnen Gewinde Rücksicht nehmen zu müssen.

- Die Umsetzung der Geometrie im CAD-System Inventor erfolgt bisher über eine parametrisierte Skizze die händisch in das betreffende Bauteil kopiert und platziert werden muss. Inventor verfügt über programmierbare Funktionen, mit denen unter anderem Konstruktionsschritte automatisiert werden können. Zur Handhabung in der Konstruktion bietet es sich an, ein Makro zu erstellen, das in die Konstruktion eingebunden werden kann, um die entsprechenden Parameter in einer Benutzeroberfläche einzugeben. Dabei ergeben sich, z.B. mit der Einsenkung des Gewindes und dem Auslauf der Gewindeflanke in einem Sackloch, weitere Details der Konstruktion die bisher nicht umgesetzt wurden oder weitere Arbeitsschritte erfordern.
- Die Ergebnisse aus den CT-Scans haben wertvolle Hinweise auf die umsetzbare Geometrie geliefert. Mit dieser Technologie können noch weitere Aspekte betrachtet werden. Zum Beispiel kann ein Gewinde mit einer definierten Last, welche zu plastischen Verformungen führt, belastet und anschließend vermessen werden. Damit misst man die Verformung, um mehr Informationen über das plastische Verhalten zu gewinnen.
- Die durchgeführte FE-Simulation kann für weitere Gewindegrößen und Einschraubtiefen in einer größer angelegten Untersuchung ausgeweitet werden. Mit den so gewonnenen Werten kann die analytische Rechnung für weitere Parameter überprüft und verfeinert werden. Dabei kann die FE-Simulation auch ohne die getroffenen Vereinfachungen und Idealisierungen durchgeführt werden. Das Gewinde sollte in der tatsächlichen Helix-Form unter Berücksichtigung der Reibung simuliert werden. Dazu kann in einem zusätzlichen Versuch die Reibung des Materials mit einer Schraube ermittelt werden.

- Für die Bewertung des Anzugmomentes ist die Ermittlung der Reibungskoeffizienten sowie die Verformung und Schädigung des Materials nach Belastung durch das Anziehen nötig. Zusätzlich sollten Setzungseffekte über einen längeren Zeitraum betrachtet werden, um das nötige Anzugsmoment für eine langfristige Verbindung von Bauteilen besser zu beurteilen.

Aus Untersuchungen zu gewindefurchenden Schrauben in einem PP Bauteil ist bekannt das es zu signifikanten Setzungen kommt, die die Vorspannkraft halbieren [13].

- Sowohl der Scherversuch als auch die Ausreißversuche wurden für diese Arbeit hauptsächlich bis zum ersten Kraftabfall genauer betrachtet. Da für den Einsatz des Bauteils ein Versagen vermieden werden soll, dient dieser Wert als ein nicht zu überschreitendes Maximum. In den Versuchen lässt sich aber erahnen, dass die genauere Analyse einen interessanten Einblick in die Versagensmechanismen des Materials unter einer Scherbelastung liefert.
- Die Ergebnisse von FE-Simulationen sowie Ausreißversuchen mit anderen Materialien werden sich von den hier diskutierten Ergebnissen unterscheiden. Daraus ergeben sich neue Erkenntnisse über den Einfluss der Duktilität sowie des E-Moduls auf die Tragfähigkeit. Mit einem breiteren Überblick über mehrere Materialien lässt sich eine allgemein gültigere Aussage zur Tragfähigkeit von additiv gefertigten Innengewinden treffen.

Die hier postulierte Potenzfunktion für die Tragfähigkeit von Innengewinden lautet:

$$F = C_k * \pi * d^2 * \frac{7}{8} * \tau_{BM} * (L/d)^{C_P}$$

Die Zusammenhänge der Einflussfaktoren C_P und C_k sind dabei nicht abschließend geklärt. Mit ideal steifen Materialien werden alle Gewindegänge im Kontakt mit der Schraube gleichzeitig belastet und auch gleichzeitig ausscheren. Dies hätte eine lineare Zunahme der Tragfähigkeit mit der Einschraubtiefe zur Folge. Das bedeutet das C_P mit steigendem E-Modul zunimmt. Umso höher die Duktilität bei einem nicht ideal steifen Material, umso höher die Anzahl der Gewindegänge, die die Kraft aufnehmen können [16]. Damit steigt C_P je höher die Duktilität ist. Die Zunahme der Tragfähigkeit bei Steigerung der Einschraubtiefe wird also linear, wenn C_P gegen 1 geht.

In einem weichen Material hingegen wird immer nur der erste Gewindegang belastet, bis dieser ausschert. Danach wird erst der nächste Gewindegang belastet. Für ein solches Material fällt der Potenzfaktor klein aus. Die Tragfähigkeit des Innengewindes ändert sich nicht bei Steigerung der Einschraubtiefe, wenn C_P gegen 0 geht. Wenn für ein Material die Scherfestigkeit sowie die Faktoren C_k und C_P bestimmt sind, kann die Tragfähigkeit für Innengewinde aus dem Material berechnet werden. Wie allgemeingültig diese Aussage für unterschiedliche Materialien ist, muss mit weiteren Ausreißversuchen untersucht werden.

- Die in der VDI 2230 verwendeten Faktoren C_1 und C_3 müssen für andere Materialpaarungen anders berechnet werden. Für diese Arbeit wurden sie zu dem Faktor C_K zusammengefasst. Mit entsprechenden Untersuchungen lassen sich die Faktoren C_1 und C_3 aber auch für die Materialpaarung Stahl-Kunststoff anpassen und somit auch wieder getrennt voneinander berechnen. Dafür müssen die Gleichungen und Grenzen für diese Faktoren aus der VDI 2230 überarbeitet werden.
- Für das hier untersuchte Material fällt der Unterschied zwischen einer linearen Berechnung und der Potenzfunktion nur gering aus (Abbildung 63). Die Potenzfunktion wurde aber dennoch gewählt, da aus den Ergebnissen klar geworden ist, dass die damit abgebildete Nicht-Linearität für andere Materialien deutlich stärker ausfallen wird. Die erarbeitete Gleichung hat den Anspruch auch für andere Kunststoffe eine korrekte Berechnung zu liefern, wenn die nötigen Materialparameter bestimmt sind.
- In den erfolgten Untersuchungen wurde das Material stets bei Raumtemperatur betrachtet. Die Materialparameter von Kunststoffen sind allerdings stark von der Temperatur abhängig. Sowohl ein Verspröden des Materials bei niedrigeren Temperaturen als auch ein Abfall des E-Moduls sowie der Zugfestigkeit bei höheren Temperaturen ist anzunehmen. Die Materialparameter für die Berechnung und damit auch die Tragfähigkeit des Gewindes sind temperaturabhängig.

Wie in Kapitel 3 bereits angemerkt ist in der Geometrie des Gewindes für diese Arbeit ein Fehler unterlaufen, der im Umfang dieser Arbeit nicht behoben werden konnte. Die Abbildung 71 zeigt den Unterschied.

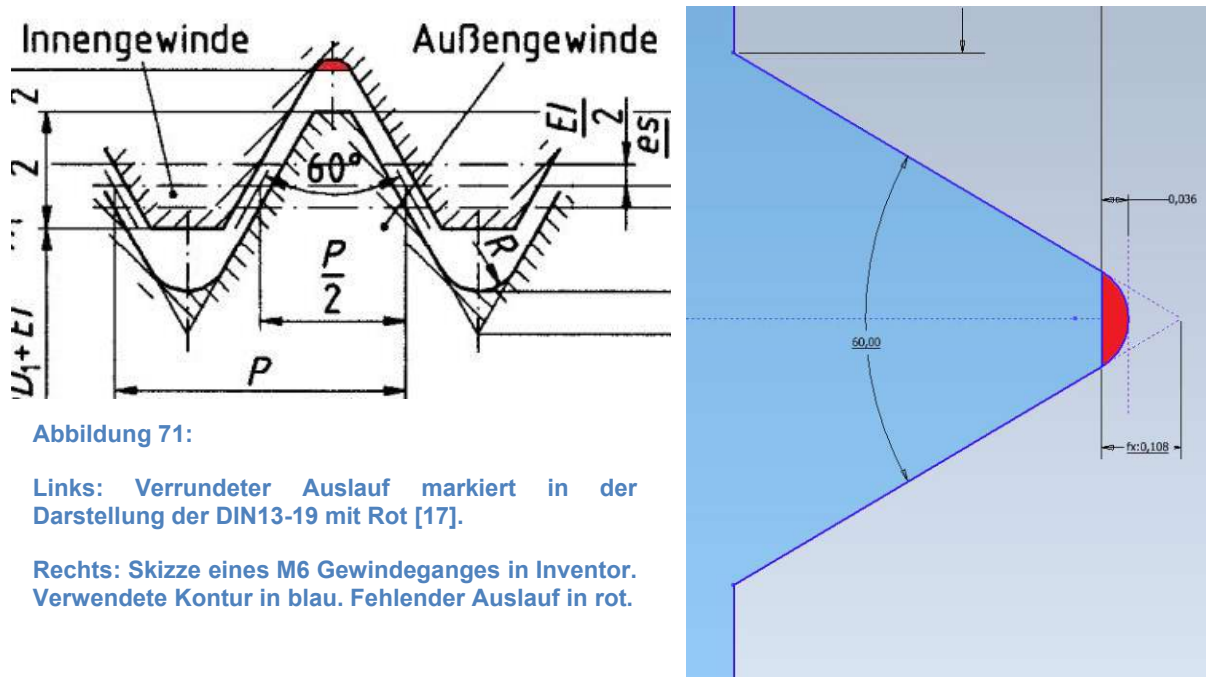


Abbildung 71:

Links: Verrundeter Auslauf markiert in der Darstellung der DIN13-19 mit Rot [17].

Rechts: Skizze eines M6 Gewindeganges in Inventor. Verwendete Kontur in blau. Fehlender Auslauf in rot.

Es wurde für die Erstellung der Gewindegeometrie nur die (in Abbildung 71 rechts) blau markierte Fläche verwendet. Der rot markierte verrundete Auslauf fehlt in allen untersuchten Geometrien und Proben. Für ein M6-Gewinde beträgt die Breite dieses Auslaufes 0.036 mm. Es wird erwartet, dass dieser Auslauf in den Probe-Geometrien den gemessenen Außendurchmesser (Abbildung 34, Tabelle 5) beeinflusst. Es zeigt sich aber anhand der Flankengenauigkeit (Kapitel 5.5.2), dass der fehlende Auslauf allein keine Änderung des Grundabmaßes EI zur Folge hätte, da das Grundabmaß $EI = 0.05\text{mm}$ für die Einhaltung der gewünschten Flankengeometrie nötig ist.

Für die FE-Simulation ist durch die Rundung eine Verringerung der Kerbwirkung zu erwarten. Da der größte Spannungswert aber nicht direkt in der Kerbe auftritt, wird kein großer Unterschied in dem Ergebnis erwartet.

In den Ausreißversuchen wird keine Auswirkung erwartet, da sich in Kapitel 5.5 gezeigt hat, dass die Kerbe in den gedruckten Geometrien nicht erkennbar und bereits verrundet ist. Zudem wurde anhand von Abbildung 62 erkannt, dass das Gewinde nicht in der veränderten Kerbe versagt, sondern entlang der Flanke des Gewindes abschert und ein Rest der Gewindeflanke bestehen bleibt.

Für die analytische Berechnung nach der VDI 2230 ergibt sich keine Veränderung.

Aus diesen Gründen wird auch keine Änderung an der erarbeiteten Formel (33) erwartet.

11. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Prozesskette der Additiven Fertigung [1] [32].....	7
Abbildung 2: Hot Lithography Prozess [6].....	8
Abbildung 3: Reinigung einer Oberfläche mit 150 μm großen zylindrischen Strukturen. Links vor der Reinigung. Rechts nach der Reinigung. [34].....	9
Abbildung 4: Ausdrehkern geöffnet [11].....	10
Abbildung 5: Faltkern zur Herstellung von Hinterschnitten [11].....	11
Abbildung 6: Faltkern mit Gewinde im gefalteten Zustand [31]	11
Abbildung 7: Gewindefurchende Schraube [33].....	12
Abbildung 8: Metrisches Iso Gewinde nach DIN 13-19 [17]	13
Abbildung 9: Erstellung einer Gewindegeometrie im CAD System Inventor. Oben: Querschnitt mit Helix Pfad. Unten: Erstellte Helix.	14
Abbildung 10: Grundabmaß EI in der negativ Skizze eines M6 Gewindes. Kontur ohne Abmaß in Blau. Kontur mit Grundabmaß in Schwarz.	15
Abbildung 11: Gewindegeometrie mit Flankenspiel durch Grundabmaß in Außen und Innengewinde [17].....	16
Abbildung 12: Datenblattauszug Evolution HI [19].....	18
Abbildung 13: Spannungs-Dehnungs-Diagramm Evolution HI. 10Proben. Stehend gedruckt. [19].....	18
Abbildung 14: Aufbau Scherversuch. Querschnitt.....	20
Abbildung 15:Kraft-Weg Diagramm Scherversuch.....	21
Abbildung 16: Versuchsaufbau.....	22
Abbildung 17: Scherprüfkörper nach der Prüfung.....	22
Abbildung 18: Diskretisierung M6 in Z mit 0.1mm.....	23
Abbildung 19: Diskretisierung M6 in X-Y 0.1mm.....	24
Abbildung 20: Fransen vor Überbrückung der Bögen des liegend gedruckten M6 Gewindes	25
Abbildung 21: Geschlossener Überhang M6	25
Abbildung 22: Diskretisierung M6 bei 60° Raumwinkel.....	26
Abbildung 23: Durchhärtetiefe 0.24mm an einem M5 Gewinde	27
Abbildung 24: Auszug aus Cubicure Handbuch [19].....	28
Abbildung 25: Z-Kompensation des Probenkörpers (Abbildung 26). Details Ansicht von M5 und M6 im Querschnitt [19]	28
Abbildung 26: Probenkörper mit M4 M5 M6 M8 Gewinde.....	30
Abbildung 27: Test Samples 1.....	31
Abbildung 28: M6 XY.....	31
Abbildung 29: M6 Gewinde in Z gedruckt. Drauf und Rückansicht	32
Abbildung 30: Messreihe "XY Rear" mit M8 dargestellt	33
Abbildung 31: myVGL Benutzer Oberfläche	35
Abbildung 32: Abweichungsverteilung der Probe 1Z	36
Abbildung 33: Probe "1-Z" M4 Kerndurchmesser	37

Abbildung 34: Probe "1-Z" M4 Außendurchmesser	38
Abbildung 35: Details Ansicht M6 Proben 1-Z und 2-Z	39
Abbildung 36: Detail Ansicht M6 Proben 1-XY und 2-XY. Hängende Gewindeflanke	40
Abbildung 37: Detail Ansicht M6 Proben 1-XY und 2-XY. Liegende Gewindeflanke	40
Abbildung 38: Details der Hängenden Gewindeflanke Proben 1-60° und 2-60°	41
Abbildung 39: Vergleich der Gewindeflanke M4 und M8 des Probenkörper 1Z	42
Abbildung 40: Konstruktionsprinzip für Schraubenverbindungen [16]	43
Abbildung 41: Verteilung der vom Gewinde aufgenommenen Kräfte in einer Schraubenverbindung mit gleichen Materialkennwerten. [30]	44
Abbildung 42: Einschraubtiefe und Abstreifkraft [27]	44
Abbildung 43: Shear Plane [26]	45
Abbildung 44: Ringförmige Gewindegänge.....	47
Abbildung 45: Verzahnung mit Innengewinde.....	47
Abbildung 46: Spannung bei "Verschrauben an festen Körper"	48
Abbildung 47: Spannung bei "Zugbelastung auf Körper"	49
Abbildung 48: Spannungen bei Einspannung am Außenzyylinder.....	49
Abbildung 49: ANSYS FE Modell mit Vernetzung.....	51
Abbildung 50: Idealisierung der Materialdaten	52
Abbildung 51: Vergleichsspannung, Spannungsaufbau.....	53
Abbildung 52: Kraftreaktion der Schraube in Z	54
Abbildung 53: Plastische Vergleichsdehnung bei 0,44mm Verschiebung	54
Abbildung 54: Versagen der ersten Gewindegänge. Plastische Vergleichsdehnung bei 5665 N	55
Abbildung 55: Vergleichsspannung bei 5665N	56
Abbildung 56: Versagen in allen Gewindegängen	57
Abbildung 57: Querschnitt des Aufbaus.....	62
Abbildung 58: Ausreißversuche M6 mit 6 mm, 12 mm und 18 mm Einschraubtiefe ohne Schraubendehnung	63
Abbildung 59: Ausgerissene Gewindegänge	63
Abbildung 60: M6 6 mm Proben nach dem Ausreißversuch	64
Abbildung 61: Ausreißversuche M4	64
Abbildung 62: Ausreißversuch M6 mit 18mm Einschraubtiefe	65
Abbildung 63: Kraft in Abhängigkeit der Einschraubtiefe	68
Abbildung 64: Potenzfunktion für M4-M10.....	69
Abbildung 65: Erforderliche Einschraubtiefen in Abhängigkeit der Scherfestigkeit des Innengewindes. [27]	70
Abbildung 66: Gewindep parameter	72
Abbildung 67: Querschnitt mit definierter Bohrung.....	73
Abbildung 68: Definition des M8 Gewindes	73
Abbildung 69: Positionierung der schneidenden Kontur.....	74
Abbildung 70: Bauteil mit fertigem Innegewinde	74
Abbildung 71:	79

12. Referenzen

- [1] D. Allinger, *Entwicklung von Trägerfolienkonzepten für einen heißlithografischen, additiven Fertigungsprozess mit hohem Durchsatz*, Wien: Technische Universität Wien Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften, 2020.
- [2] G. A. Harakály, *Tough photopolymers for Hot Lithography*, Wien: Technischen Universität Wien Institut für Angewandte Synthesechemie, 2019.
- [3] H. J. Langer, „Industrieller 3D-Druck: Die europäische Antwort auf die Digitalisierung,“ *Ifo Schnelldienst*, 72(11) Retrieved from <https://www.proquest.com/scholarly-journals/industrieller-3d-druck-die-europaeische-antwort/docview/2254474763/se-2?accountid=39579>, pp. 21-22.
- [4] F. G. S. Lipfert, *Entwicklung und Charakterisierung von schlagzähen und temperaturbeständigen Photopolymeren zur Verwendung in stereolithographischen, additiven Produktionsprozessen*, Wien: Technische Universität Wien Bereich Nichtmetallische Werkstoffe.
- [5] J. Ryan, C. Dizon, A. H. Espera, Q. Chen und R. C. Advincula, „Mechanical characterization of 3D-printed polymers,“ *Additive Manufacturing*, Nr. Volume 20 2018 <https://doi.org/10.1016/j.addma.2017.12.002>., pp. 44-67.
- [6] M. Pfaffinger, „Hot Lithography – New Possibilities in Polymer 3D Printing,“ *Laser Technik Journal* <https://doi.org/10.1002/latj.201800024>, Nr. 4/2018, pp. 45-47, 2018.
- [7] G. Peer, P. Dorfinger, T. Koch, J. Stampfl, C. Gorsche und R. Liska, „Photopolymerization of Cyclopolymerizable Monomers and Their Application in Hot Lithography,“ *Macromolecules*, Nr. vol 51 no. 22, pp. 9344-9353, Nov 2018.
- [8] B. Nowacki, P. Kowol, M. Koziół, P. Olesik, J. Wieczorek und K. Waclawiak, „Effect of Post-Process Curing and Washing Time on Mechanical Properties of mSLA Printouts,“ *Materials* 2021, 14(17), 4856; <https://doi.org/10.3390/ma14174856>, 2021.
- [9] A. Gebhardt, *Additive Fertigungsverfahren: additive Manufacturing und 3D-Drucken für Prototyping - Tooling - Produktion*, München: Hanser, 2016.
- [10] Spirol, „Spirol.de,“ [Online]. Available: http://www.spirol.de/library/main_catalogs/ins-Gewindeeinsatze_fur_Kunststoff_de.pdf. [Zugriff am 27 12 2021].
- [11] T. Kies, *10 Grundregeln zur Konstruktion von Kunststoffprodukten*, Halle-Wittenberg: Carl Hanser Verlag München, 2014.
- [12] C. Hopmann, G. Menges, W. Michaeli und P. Mohren, *Spritzgießwerkzeuge Auslegung, Bau, Anwendung*, Carl Hanser Verlag München, 2018.
- [13] S. Allermann, „Untersuchung des Vorspannkraftverhaltens bei Kunststoff-Direktverschraubungen,“ HAW Hamburg, Hamburg, 2017.
- [14] Z. Wu, S. A. Nassar, S. Jagatap und K. and Satav, „Thread Forming in Lightweight Material Joints Using Self-Tapping Screws,“ *ASME. J. Manuf. Sci. Eng.*, 20 June 2016.

- [15] Baur, Brinkmann, Osswald, Rudolph und Schmachtenberg, *Saechling Kunststoff Taschenbuch. 31. Ausgabe*, Carl Hanser Fachbuchverlag, 2013.
- [16] W. Thomala und K.-H. Kloos, *Schraubenverbindungen Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung*, Darmstadt und Schwabach: ISBN-13 978-3-540-21282-9 Springer Berlin Heidelberg New York, Februar 2007.
- [17] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN 13-19 Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung*, Beuth Verlag GmbH, 10772 Berlin, 1999.
- [18] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN 76-1 Gewindeausläufe und Gewindefreistriche - Teil 1: Für Metrisches ISO-Gewinde nach DIN 13-1*, 2016: Beuth Verlag GmbH, 10772 Berlin.
- [19] Cubicure GmbH, *Cubicure.com*, 2021.
- [20] J. Bennett, „Measuring UV curing parameters of commercial photopolymers used in additive manufacturing,“ *Additive Manufacturing* <https://doi.org/10.1016/j.addma.2017.10.009>, pp. 203-212, 2017 .
- [21] P. F. Jacobs, *Rapid prototyping & manufacturing: fundamentals of stereolithography.*, Society of Manufacturing Engineers, 1992.
- [22] J. Fuh, Y. Choo, L. Lu, A. Nee, Y. Wong, W. Wang, T. Miyazawa und S. Ho, „Post-cure shrinkage of photo-sensitive material used in laser lithography process,“ *Journal of Materials Processing Technology Volume 63, Issues 1–3*, [https://doi.org/10.1016/S0924-0136\(96\)02744-6](https://doi.org/10.1016/S0924-0136(96)02744-6), pp. 887-891, 1997.
- [23] F. & G. Hachtel GmbH & Co. KG, „www.fg-hachtel.com/,“ [Online]. Available: <https://www.fg-hachtel.com/computertomographie.html>. [Zugriff am 28 12 2021].
- [24] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN 934 Sechskantmuttern; Metrisches Regel- und Feingewinde; Produktklassen A und B*, Beuth Verlag GmbH, 10772 Berlin, 1987-10.
- [25] R. Gomeringer, R. Kilgus, V. Menges, S. Oesterle, T. Rapp, C. Scholer, A. Stenzel, A. Stephan und F. Wieneke, *Tabellenbuch Metall*, Europa Lehrmittel, 2017.
- [26] E. M. Alexander, *Analysis and design of threaded assemblies*. SAE-770420, Detroit: Warrendale, PA : Society of Automotive Engineers, 1977., 1977.
- [27] Verein Deutscher Ingenieure, *VDI 2230 Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen*, Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure e.V., Düsseldorf 2015, November 2015.
- [28] Roloff /Matek, *Roloff / Matek Maschinenelemente*, Vieweg+ Teubner, 2009.
- [29] Würth, 2021. [Online]. Available: http://media.wuerth.com/stmedia/shop/masterpages0000/LANG_de/09149.pdf.
- [30] Martin Lork, Andreas Hanke, „www.ing-hanke.de,“ 14 02 2020. [Online]. Available: <https://www.ing-hanke.de/know-how/lastverteilung-auf-gewindegaengen-von-schrauben/>.
- [31] Geschwentner Moulds & Parts GmbH, „Geschwentner-form,“ 2021. [Online]. Available: <https://geschwentner-form.de/leistungen>.

- [32] M. Kumke, *Methodisches Konstruieren von additiv gefertigten Bauteilen*, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018.
- [33] Wilhelm Böllhoff GmbH & Co. KG, „www.boellhoff.com,“ [Online]. Available: <https://www.boellhoff.com/de-de/produkte-und-dienstleistungen/spezialverbindungselemente/schraube-ejot-delta-pt.php>. [Zugriff am 27 12 2021].
- [34] A. d. B. Romero, *Design strategies for additive manufacturing using*, Department of Mechanical Engineering Universidad Politécnica de Madrid, Spain, 2018.