



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Vienna University of Technology

DIPLOMARBEIT

Schraubenrutschen unter dynamischer Belastung und Berechnung der effektiven Schnittigkeit einer querkraftbelasteten Schraubenverbindung

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen
Grades eines Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

Associate Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Heinz Pettermann
Institut für Leichtbau und Struktur-Biomechanik

Eingereicht an der Technische Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Matthias Lamprecht, BSc

0835317 / E066445

14.05.1988 / Wien

Wien, am 03.06.2016

Matthias Lamprecht

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin/ einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, am 03.06.2016

Matthias Lamprecht

Vorwort und Danksagung

Die vorliegende Diplomarbeit wurde in den Jahren 2015 und 2016 im Rahmen meines Maschinenbau Studiums an der TU Wien verfasst.

Zuerst möchte ich mich bei meinem Betreuer, Herrn Associate Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Heinz Pettermann, der am Institut für Leichtbau und Struktur-Biomechanik tätig ist für die gute Betreuung bedanken.

Die Diplomarbeit ist im Zuge meiner 7-monatigen Tätigkeit bei MAGNA STEYR Engineering entstanden. Während dieser Zeit war ich in der Abteilung Structure & Durability – Complete Vehicle Engineering angestellt.

Ich möchte mich beim Abteilungsleiter, Herrn Dr. Anton Falkner, für die Ermöglichung der Diplomarbeit bedanken. Weiters möchte ich mich bei den Mitarbeitern der Abteilung für die Unterstützung während meiner Zeit bei Magna Steyr bedanken. Ein besonderer Dank gilt meinen beiden Betreuern, Herrn Dipl.-Ing. Gerhard Kepplinger und Herrn Dipl.-Ing. Milan Zigo. Sie unterstützten mich bei der Umsetzung und Durchführung der gesamten Arbeit. Außerdem möchte ich mich noch bei Herrn Werner Vidovic für die Hilfe bei der Durchführung der Reibungsmessungen bedanken.

Zu guter Letzt bedanke ich mich noch bei meiner Familie, im speziellen bei meiner Mutter, ohne deren Unterstützung das Studium nicht möglich gewesen wäre.

Kurzfassung

Das Phänomen Schraubenrutschen ist seit langem Gegenstand von Problemen an verschraubten Strukturen. Wenn man hochbeanspruchte Schraubenverbindungen nach klassischen Ansätzen berechnet, werden derzeit die zulässigen Querkräfte, vor allem bei hohen Belastungsgeschwindigkeiten (also einer hohen dynamischen Belastung), unterschätzt. Grund für aktuelle Abweichungen sind nicht ausreichend definierte bzw. bekannte Reibwerte, Setzverhalten, neue Schraubenformen, Anziehverfahren, usw. Wenn man Schraubenverbindungen auf Sicherheit gegen Rutschen auslegt, errechnet sich die zulässige Querkraft aus dem Produkt aus dem Haftreibungskoeffizienten, der Vorspannkraft und der Anzahl kraftübertragender Trennfugen.

Da der Haftreibungskoeffizient nur experimentell ermittelt werden kann, wurde im ersten Teil der Arbeit ein Reibprüfstand entwickelt. Spezielles Augenmerk wurde bei den Reibungsmessungen auf die Abhängigkeit des Haftreibungskoeffizienten von der Flächenpressung und der Tangentialkraftsteigerungsrate gelegt.

Bei einschnittigen Schraubenverbindungen, welche auf Querkraft belastet werden, wird bei konservativer Betrachtung ein Faktor von 1 für die Anzahl kraftübertragender Trennfugen eingesetzt. Dies trifft bei großen Klemmlängen auch zu, jedoch kann bei kleinen Klemmlängen mehr Querkraft übertragen werden, bevor es zum Rutschen der Verbindung kommt, wodurch sich die rechnerische Anzahl kraftübertragender Trennfugen (auch effektive Schnittigkeit genannt) bis zu einem Faktor von 2 erhöht.

Im zweiten Teil dieser Arbeit wurde ein analytisches und ein Finite Elemente (FE) Modell entwickelt um die effektive Schnittigkeit von einschnittigen Einschraubverbindungen zu ermitteln. Des Weiteren wurde anhand des FE-Modells untersucht, welche Parameter die effektive Schnittigkeit maßgeblich beeinflussen. Am Schluss der Arbeit wurden noch die Ergebnisse der numerischen und der analytischen Ergebnisse miteinander verglichen.

Abstract

The phenomenon of sliding of bolt joints has long been a source of problems in bolted structures. When calculating highly stressed bolted joints using conventional approaches, allowable transverse forces are currently underestimated, especially in the presence on high loading rates (i.e. in environments of high dynamic loads). Reason for actual variances include insufficiently defined or unknown coefficients of friction, embedment effects, new bolt shapes, tightening techniques and the like. When designing bolted joints in such a way that they are secure against sliding, the allowable transverse force is calculated as the product of coefficient of static friction, preload and the number of force-transmitting interfaces.

Since the coefficient of static friction can only be determined experimentally, a friction testing machine was developed in the first part of the thesis. During the friction measurements, special attention was placed on the dependence of the coefficient of static friction on surface pressure and rate of increase of the transverse force.

For single-shear tapped-thread joints which are loaded transversally, a factor of 1 is used for the number of force-transmitting interfaces under conservative assumptions. This also applies for high clamp lengths. However, small clamp lengths permit higher transverse forces to be transmitted before a sliding of a bolt joint occurs, leading to an increase in the theoretical number of force-transmitting interfaces (also referred to as effective number of interfaces) up to a factor of 2.

In the second part of the thesis, an analytic model and a finite elements model were developed in order to determine the effective number of interfaces of single-shear tapped-thread joints. In addition, the finite elements model aided to examine which parameters have significant influence on the effective number of interfaces. To conclude the thesis, a comparison between the numeric and analytic outcomes was conducted.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Theorie - Reibung	2
2.1	Allgemeines	2
2.2	Reibungsmechanismen	2
2.2.1	Coulomb'sches Haftreibungsgesetz.....	2
2.2.2	Adhäsionstheorie der Reibung.....	3
2.3	Einflussfaktoren auf den Haftreibungskoeffizient.....	4
2.3.1	Werkstoffe.....	4
2.3.1.1	Mechanische Werkstoffeigenschaften	4
2.3.1.2	Adhäsion	5
2.3.1.3	Kristallstruktur.....	5
2.3.1.4	Oxidschicht.....	6
2.3.2	Kraftwirkung	7
2.3.2.1	Normalkraft, Flächenpressung	7
2.3.2.2	Tangentialkraft bzw. Steigerungsrate der Tangentialkraft	8
2.3.2.3	Mikroverschiebungen	9
2.3.2.4	Anzahl der Krafteinwirkungen.....	10
2.3.2.5	Dauer der Krafteinwirkung.....	10
2.3.3	Oberflächen	10
2.3.3.1	Oberflächenrauheit.....	10
2.3.3.2	Wahre Kontaktfläche	11
2.3.4	Umgebungseinflüsse	11
3	Experimentelle Ermittlung des Haftreibungskoeffizienten	12
3.1	Einleitung.....	12
3.2	Versuchsaufbau.....	13
3.2.1	Vorspanneinheit.....	13
3.2.2	Prüfeinheit.....	16
3.3	Prüfling	17
3.3.1	Anforderungen	18
3.3.2	Ausführung.....	19
3.4	Berechnung des benötigten Anziehdrehmoments	20
3.5	Vorversuche – Problembehebung	21
3.6	Versuchsablauf.....	22
3.6.1	Vorspannen.....	22

3.6.2	Ultraschall-Laufzeitmessung	23
3.6.3	Querkraftaufbringung	25
3.7	Versuchsbedingungen	26
3.8	Versuchsparameter	27
3.9	Abgrenzung zwischen Haft- und Gleitreibung	30
3.10	Validierung der Messungen.....	32
3.11	Auswertung der einzelnen Versuchsreihen	34
3.11.1	Haftreibungskoeffizient in Abhängigkeit der Flächenpressung - quasistatisch	36
3.11.1.1	Stahl - Stahl	36
3.11.1.2	Aluminium - Aluminium	39
3.11.1.3	Stahl - Aluminium.....	41
3.11.2	Haftreibungskoeffizient in Abhängigkeit der Flächenpressung - dynamisch.....	43
3.11.2.1	Stahl - Stahl	44
3.11.2.2	Aluminium - Aluminium	46
3.11.2.3	Stahl - Aluminium.....	48
3.11.3	Haftreibungskoeffizient in Abhängigkeit der Flächenpressung - mit 1mm/min und Vorlast	49
3.11.3.1	Stahl - Stahl	50
3.11.3.2	Aluminium – Aluminium	52
3.11.3.3	Stahl - Aluminium.....	54
3.12	Zusammenfassung der Ergebnisse.....	56
3.12.1	Stahl - Stahl	56
3.12.2	Aluminium - Aluminium	57
3.12.3	Stahl - Aluminium.....	58
4	Berechnung der effektiven Schnittigkeit für einschnittige Schraubverbindungen	59
4.1	Einleitung.....	59
4.2	Mechanisches Modell	60
4.3	Finite Elemente Modell	64
4.3.1	Erzeugung der Vorspannkraft	66
4.3.2	Kontaktproblem.....	67
4.4	Reibungsvorgang der Schraubverbindung	70
4.5	Definition der „Rutschgrenze“	72
4.6	Untersuchung der Kräfteinleitung und der Einspannung in Abhängigkeit des Außendurchmessers des Einschraub- und Durchschraubzylinders	73
4.6.1	Variante C	77

4.6.2	Variante D	78
4.6.3	Variante A	79
4.6.4	Variante B	80
4.6.5	Variante E	81
4.6.6	Vergleich verschiedener Klemmlänge für Variante D.....	82
4.7	Verwendung des Skripts.....	83
4.8	Momentenbetrachtung am Durchschraubzylinder	86
4.9	Untersuchung verschiedener Einflussfaktoren	89
4.9.1	Kopfsteifigkeit.....	90
4.9.2	Haftgrenzkraft	95
4.9.2.1	Vorspannkraftänderung.....	95
4.9.2.2	Änderung des Haftreibungskoeffizienten.....	98
4.9.3	E-Modul des Einschraub- und Durchschraubzylinders	99
4.9.4	Einfluss der Klemmlänge für verschiedene Schraubengrößen	100
4.9.5	Elastic Slip	101
4.10	Vergleich analytische und numerische Berechnung.....	102
4.11	FE Modell für eine Durchsteckschraubverbindung.....	106
5	Zusammenfassung und Ausblick	109
5.1	Zusammenfassung.....	109
5.2	Ausblick	110
6	Verzeichnisse.....	112
6.1	Literaturverzeichnis	112
6.2	Abbildungsverzeichnis.....	115
6.3	Tabellenverzeichnis.....	117
Anhang A	118
Anhang B	125
Anhang C	134

1 Einleitung

Bei Betrachtung von einschneidigen Schraubenverbindungen unter Querkraftbelastung, können die Einflussfaktoren auf die zulässige Querkraft bis zum Rutschen der Verbindung aus Tabelle 1 definiert werden.

Anzahl kraftübertragender Trennfugen	Reibung in der Trennfuge	Klemmkraft
-) Inwieweit trägt der Bereich unter dem Kopf mit? -) Ermittlung der effektiven Trennfugenanzahl	-) Haftreibungskoeffizient μ_H : → Abhängig von einer Vielzahl von Parametern → Muss experimentell ermittelt werden	-) Vorspannkraft: → Montagevorspannkraft → Verlust durch Setzen → Verlust durch Losdrehen -) Axialbelastung

Tabelle 1: Einflussfaktor auf das Rutschen von Schraubenverbindungen

In dieser Arbeit werden zwei Themenstellungen behandelt. Im ersten Teil dieser Arbeit werden die durchgeführten Reibwertmessungen besprochen. Im zweiten Teil wurde ein analytisches und ein Finite Elemente (FE) Modell entwickelt um die effektive Schnittigkeit von einschneidigen Einschraubverbindungen (ESV) zu ermitteln.

Am Beginn der Arbeit wurde eine Literaturrecherche, vor allem im Hinblick auf die Einflussfaktoren auf den Haftreibungskoeffizienten, durchgeführt (siehe Kapitel 2).

Um Reibungsmessungen durchführen zu können, wurde eine auf eine bestehende Universalprüfmaschine angepasste Prüfeinheit entwickelt. Die Reibungsmessungen beschränkten sich auf die Werkstoffpaarungen Stahl – Stahl, Aluminium - Aluminium und Stahl - Aluminium. Es wurde die Abhängigkeit des Haftreibungskoeffizienten von der Flächenpressungen für verschiedene Prüfgeschwindigkeiten und damit einhergehenden Tangentialkraftsteigerungsraten geprüft. Am Ende erfolgte noch eine statistische Auswertung der Ergebnisse der Reibungsmessungen. Der Aufbau des Reibprüfstands und die Ergebnisse der Reibwertmessungen sind in Kapitel 3 zu finden.

Bei einschneidigen Schraubenverbindungen mit einer geringen Klemmlänge kommt es dazu, dass der Bereich unter dem Kopf mitträgt. Dies kann soweit führen, dass die Kopfauflagefläche eine vollwertige Trennfuge darstellt. Mithilfe des in Kapitel 4 entwickelten numerischen und analytischen Modells ist es möglich die effektive Schnittigkeit und damit die übertragbare Querkraft zu berechnen. Des Weiteren wird untersucht wie sich die Änderung verschiedenster Parameter auf die effektive Schnittigkeit auswirken und die Ergebnisse des numerischen und analytischen Modells werden gegenübergestellt.

2 Theorie - Reibung

2.1 Allgemeines

In dieser Arbeit ist nur die Festkörperreibung, also die Reibung zwischen zwei in Kontakt befindlichen Festkörpern, von Relevanz. Man kann prinzipiell zwischen Haftreibung und Gleitreibung unterscheiden. In dieser Arbeit ist der Haftreibungskoeffizient unter verschiedensten Einflussfaktoren von entscheidender Bedeutung, da durch diesen die übertragbare Querkraft bei Schraubenverbindungen maßgeblich bestimmt wird. Der Haftreibungskoeffizient hängt von verschiedensten Parametern ab, die in den folgenden Unterkapiteln näher erläutert werden. Entscheidend für die Beurteilung der Gefahr des Rutschens ist es, herauszufinden welche Parameter einen großen und welche nur einen vernachlässigbaren Einfluss auf den Haftreibungskoeffizienten haben. Nach Absprache mit MAGNA STEYR ENGINEERING beschränkt sich diese Arbeit auf die Werkstoffpaarungen Stahl - Stahl (S355J2G3) Aluminium - Aluminium (EN AW 6082 T6) und Stahl - Aluminium. Eine ausführliche Beschreibung zur Festkörperreibung und zu den Einflussfaktoren auf den Haftreibungskoeffizienten ist in [CziHab10], [Köh05] und [Pop09] zu finden.

2.2 Reibungsmechanismen

2.2.1 Coulomb'sches Haftreibungsgesetz

Das Coulomb'sche Haftreibungsgesetz besagt, dass die Reibungskraft proportional zur Last ist und dass die Reibungskraft unabhängig von der geometrischen Oberfläche ist.

Wenn man zwei in Kontakt befindliche Festkörper mit einer Normalkraft senkrecht zur Berührfläche belastet und zusätzlich eine äußere Querkraft (tangential zur Berührfläche) wirkt, führt dies zu einer Reaktionskraft (der Haftreibungskraft) in tangentialer Richtung (in der Berührfläche). Die Haftreibungskraft ist somit eine Reaktionskraft auf die äußere Querkraft. Beide Körper verharren solange in Ruhe und es herrscht ein Kräftegleichgewicht, bis die Haftgrenze überschritten wird und ein Gleiten einsetzt. Damit lautet das COULOMB'sche Haftreibungsgesetz:

$$\begin{aligned} F_H &\leq \mu_H \cdot F_N \\ F_R = F_H &= \mu_H \cdot F_N \end{aligned} \tag{2.1}$$

Die Haftreibungskraft F_H stellt somit eine Reaktionskraft auf die einwirkende Querkraft dar und ist dieser entgegengerichtet. Der Grenzwert der Haftreibungskraft wird als Haftgrenzkraft F_R bezeichnet.

Für diese Diplomarbeit ist der Grenzfall der Haftreibung, d.h. der Haftreibungskoeffizient μ_H und damit das Verhältnis zwischen Haftgrenzkraft F_R und Normalkraft F_N wichtig.

2.2.2 Adhäsionstheorie der Reibung

Der Reibungswiderstand durch die Haftreibung kann einerseits auf die Adhäsion als auch auf die Deformation zurückgeführt werden. Die Adhäsionstheorie geht davon aus, dass bei sauberen metallischen Oberflächen die Deformationskomponente im Gegensatz zur Adhäsionskomponente vernachlässigbar klein ist. Die Größe des Adhäsionsterms wird durch das Abscheren von Adhäsionsbrücken oder Mikroverschweißungen an den Kontaktstellen bestimmt. Die Deformationskomponente wird durch die Deformation des weicheren Reibpartners durch die Rauheitsspitzen des härteren Reibpartners bestimmt. [Köh05]

Demnach setzt sich der Haftreibungskoeffizient aus zwei Komponenten zusammen.

$$\mu_H = \mu_{ad} + \mu_{def} \quad (2.2)$$

Wenn nun die Deformationskomponenten vernachlässigt wird, ergibt sich:

$$\mu_H = \mu_{ad} = \frac{F_{ad}}{F_N} = \frac{A_r \cdot S}{F_N} = \frac{F_N \cdot S}{F_N \cdot R_{eH}} = \frac{S}{R_{eH}} \quad (2.3)$$

$$\text{Mit } F_{ad} = A_r \cdot S \text{ und } A_r = \frac{F_N}{R_{eH}}$$

In Gleichung (2.3) bezeichnet S die mittlere Scherfestigkeit der Verbindungsbrücken und A_r die reale Kontaktfläche. Die Streckgrenze R_{eH} (Fließspannung) des weicheren Materials wird in die Gleichung eingesetzt. Die Gleichungen stimmen mit der Annahme überein, dass der Reibungswiderstand mit der Normalkraft linear zunimmt und von der Größe der Kontaktfläche unabhängig ist. [Köh05]

2.3 Einflussfaktoren auf den Haftreibungskoeffizient

Der Inhalt des folgenden Kapitels 2.3 beruht im Wesentlichen auf ([Köh05], S.21ff) außer bei separat gekennzeichneten Absätzen.

In Tabelle 2 sind die Einflussfaktoren, welche in vier Hauptkategorien mit den entsprechenden Unterkategorien unterteilt werden, aufgelistet.

Werkstoffe	Kraftwirkung	Oberfläche	Umgebungseinflüsse
-) Mechanische Werkstoffeigenschaften → E – Modul → Verfestigungsfähigkeit → Härte -) Adhäsion -) Gitterstruktur -) Oxidschicht → Härte der Oxidschicht → Dicke der Oxidschicht	-) Normalkraft, Flächenpressung -) Steigerungsrate der Tangentialkraft -) Mikroverschiebung -) Anzahl der Krafteinwirkungen -) Dauer der Krafteinwirkung	-) Oberflächenrauheit -) Beschichtung -) Oberflächenform -) Wärmebehandlung der Oberfläche	-) Fremdschichten -) Temperatur

Tabelle 2: Einflussfaktoren auf den Haftreibungskoeffizienten

Es ist im Allgemeinen schwierig den Einfluss eines einzelnen Parameters separat zu betrachten, da sich mehrere Faktoren entweder gleichzeitig verändern oder gegenseitig beeinflussen. Im Folgenden wird kurz auf die Einflussfaktoren (außer den Umgebungseinflüssen) eingegangen.

2.3.1 Werkstoffe

2.3.1.1 Mechanische Werkstoffeigenschaften

Die wichtigsten mechanischen Werkstoffeigenschaften sind die Härte und die Duktilität. Einerseits wird durch die Härte das gegenseitige Eindringen der Mikroerhebungen der Oberflächen bestimmt und damit die Deformationskomponente (mechanische Komponente) des Reibungswiderstandes. Andererseits ist die Duktilität für die Adhäsionskomponente des Reibungswiderstandes ein wichtiger Parameter, da die Duktilität die Größe der wahren Kontaktfläche beeinflusst. Die Verformung der Kontaktzone ist bei härteren Metallen geringer. Dadurch ist die Adhäsionskomponente des Reibungswiderstandes bei härteren Werkstoffen kleiner. Der Reibungskoeffizient bei trockener Reibung nimmt mit steigender Härte näherungsweise linear ab.

Bei Oberflächendeformation erreicht man oft den plastischen Bereich, daher ist natürlich die Verfestigung der Oberfläche von entscheidender Bedeutung. Die Verfestigung

führt zu einer Versprödung der Oberfläche (also zu einer Verringerung der Duktilität) und zu einer Vergrößerung der kritischen Scherspannung (Übergang vom elastischen zum plastischen Bereich). Dadurch wird das Wachstum der Kontaktfläche durch die Verfestigung und damit einhergehende verminderte Duktilität vorzeitig beendet.

Durch die Verfestigung der Rauheitsspitzen der wahren Kontaktfläche, besitzen diese eine höhere Fließgrenze als das darunter liegende Grundmaterial. Deswegen ist die Deformation des Kontaktbereichs nicht nur von der Härte der Oberfläche abhängig, sondern auch von den Materialeigenschaften des Grundkörpers.

Je größer der E-Modul sowie die Härte und je kleiner die Verfestigungsfähigkeit des Materials sind, desto geringer ist der Adhäsionskoeffizient und damit der Haftreibungskoeffizient.

2.3.1.2 Adhäsion

Als Messgröße für die Adhäsion wird der Adhäsionskoeffizient verwendet, welcher der Quotient aus der benötigten Trennkraft und der vorher aufgebrauchten Anpresskraft ist. Der Adhäsionskoeffizient ist in erster Näherung eine Konstante und entspricht damit der Forderung, dass der Reibungswiderstand linear mit der Normalkraft zunimmt. Die diffusionslose Adhäsion wird durch metallische Bindungskräfte verursacht, welche wiederum durch atomaren Kontakt an der Berührflächen entstehen. Mit steigender Härte vermindert sich die Adhäsion. Bei längerer Kontaktdauer kommt es zu Diffusionsvorgängen, die eine erhöhte adhäsive Bindungsfestigkeit zur Folge hat (bei steigender Temperatur werden die Diffusionsvorgänge beschleunigt).

Der Reibungswiderstand beruht hauptsächlich auf lokaler Adhäsion an den Kontaktstellen.

Die Stärke der makroskopischen, metallischen Adhäsion wird hauptsächlich durch die atomaren Metall-Metall Bindungsbrücken bestimmt. Im Gegensatz dazu liefern die Metall-Oxid Bindungen nur einen geringen Beitrag (nur schwache kovalente oder ionische Bindungen).

Wenn gleichzeitig zur Normalkraft auch eine Tangentialkraft wirkt, kommt es zu einer Vergrößerung der Adhäsion, da die wahre Kontaktfläche größer wird, bevor es zum Gleiten kommt.

2.3.1.3 Kristallstruktur

Kubische Metalle können sich aufgrund der größeren Anzahl an Gleitebenen leichter verformen und besitzen somit eine höhere Duktilität als Metalle mit hexagonalem Gitter

wodurch sie die wahre Kontaktfläche leichter vergrößern können. Bei größerer Duktilität liegt auch ein höherer Adhäsionskoeffizient vor.

Durch plastisches Fließen des Grundmaterials wird ein Aufbrechen der Oberflächenschicht ermöglicht, wodurch sich die Fläche des metallischen Kontakts vergrößert. Dadurch kommt es zu einer ausgeprägteren Adhäsion.

2.3.1.4 Oxidschicht

Das Reibungsverhalten wird zu einem großen Teil durch die Eigenschaften von Oberflächenfilmen bzw. -schichten (z.B. einer Oxidschicht) bestimmt.

In der Kontaktfläche gibt es Stellen mit reinem Metall-Metall Kontakt, aber an den meisten Stellen sind die Oxidschichten in Kontakt. Für den technischen Anwendungsbereich spielen die Stellen des metallischen Kontakts eine untergeordnete Rolle. Reibungsuntersuchungen, an von Fremdschichten freien metallischen Oberflächen, sind aus diesem Grund für die Praxis nicht relevant. Wenn man komplett unkontaminierte metallische Oberflächen betrachtet, tritt häufig direkt nach dem Kontakt ein komplettes Verschweißen der Kontaktpunkte auf, wodurch es zu sehr hohen Haftreibungskoeffizienten kommt.

Oberflächen sind normalerweise von einer Oxidschicht (oder Sulfidschicht, etc.) bedeckt. Die Härte der Metalloxide ist sehr hoch, doch ihre Zugfestigkeit ist eher gering. Deswegen neigen sie dazu, bei zu großer Dehnung oder zu großen Schubspannungen, spröde zu brechen. Wird beim Kontaktvorgang die Oxidschicht durchstoßen, entsteht ein metallischer Kontakt, wodurch sich der Haftreibungskoeffizient sprunghaft vergrößert. Wenn nur eine Normalkraft wirkt, kommt es eher zu einer geringen Zerstörung der Oxidschicht, wohingegen bei gleichzeitiger Aufbringung einer Tangentialkraft (die relativ nahe an der Haftgrenzkraft liegt) kommt es zu einer starken Zerstörung der Oxidschicht.

Mit fortschreitender Zeitdauer des Oxidationsvorganges an der Metalloberfläche kommt es zu einer erheblichen Verringerung des Haftreibungskoeffizienten. Die erste Oxidschicht bildet sich in den ersten Sekunden in denen die Metalloberfläche dem Luftsauerstoff ausgesetzt wird. Bei Raumtemperatur oxidieren freigelegte Metalloberflächen in ungefähr 5 Minuten und bilden in dieser Zeit eine üblicherweise amorphe Oxidschicht von 1 – 10nm Dicke (z.B. bei Fe, Al, Cu, ...). Ab diesem Zeitpunkt kommt es zu keiner signifikanten Änderung des Haftreibungskoeffizienten mehr.

Die amorphe Oxidschicht verhindert den metallischen Kontakt der beiden Oberflächen und verringert dadurch die Adhäsion. Wenn der Grundwerkstoff sich plastisch verformen kann, d.h. eine ausreichende Duktilität besitzt, kann die Oxidschicht aufgrund der geringeren Bruchdehnung aufgebrochen werden. Voraussetzung dafür ist eine ausreichend hohe Verzerrung und damit verbunden eine hohe Belastung. Auch bei rostfreien Stählen, kann die sehr dünne Oxidschicht aufgebrochen werden.

Wenn zwei Metalle mit unterschiedlichen Härten in Kontakt sind, kann sich der weichere Reibpartner plastisch deformieren, bevor es zu einem Aufbrechen der Oxidschicht des härteren Reibpartners kommt. Durch eine Steigerung der Härte des weicheren Reibpartners kann man daher ein vermehrtes Durchstoßen der Oxidschicht erreichen, was wiederum eine höhere Adhäsion zu Folge hat.

Für die Fähigkeit einer Oxidschicht aufgebrochen zu werden, ist der Unterschied zwischen den mechanischen Eigenschaften des Grundwerkstoffes und der Oxidschicht selbst von großer Bedeutung. Bei ähnlichen mechanischen Eigenschaften zwischen Grundmaterial und Oxidschicht ist ein Aufbrechen der Oxidschicht schwieriger möglich, da sich der Grundwerkstoff mit der Oxidschicht verformen kann. Daher ist ein duktileres Grundmaterial gepaart mit einer spröden Oxidschicht ideal für das Durchstoßen bzw. Aufbrechen der Oxidschicht. Ein eklatanter Unterschied liegt zum Beispiel zwischen dem sehr harten Aluminiumoxid und dem Aluminium selbst vor.

2.3.2 Kraftwirkung

2.3.2.1 Normalkraft, Flächenpressung

Wenn die Flächenpressung gering ist, sind die Anzahl der Kontaktstellen und die reale Berührfläche proportional zur Last. Ab einer bestimmten Last (der kritischen Flächenpressung) nimmt die Anzahl der Berührstellen nicht mehr zu, sondern die bereits vorhandenen Berührstellen wachsen. Wenn die Nominalflächenpressung die Höhe der Härte erreicht, kommt es zu einer schnellen Veränderung der Kontaktflächengröße. Für diesen Fall liefert die Hertz'sche Theorie sehr gute Ergebnisse.

Nach NOLLE und RICHARDSON [NoIRic74] hängt der Haftreibungskoeffizient von der Flächenpressung in der Berührfläche ab und lässt sich in vier Bereiche unterteilen (siehe Abbildung 1). Im Bereich I ist die Fremdschicht (meist Oxidschicht) noch nicht durchbrochen und die Bindekräfte sind dementsprechend gering. Des Weiteren ist der Haftreibungskoeffizient in diesem Bereich nahezu unabhängig von der Flächenpressung. Wird nun die Flächenpressung weiter erhöht, gelangt man in den Bereich II,

indem die Oxidschicht schrittweise zerstört wird. Dadurch kommt es zu einem vermehrten metallischen Kontakt, wodurch die Adhäsion und damit der Haftreibungskoeffizient ansteigen. Ab dem Bereich III liegt rein metallischer Kontakt vor und der Haftreibungskoeffizient bleibt über einen gewissen Bereich wieder konstant. Im Bereich IV sinkt der Haftreibungskoeffizient aufgrund plastischer Verformung in der Berührfläche stark ab. [NoIRic74]

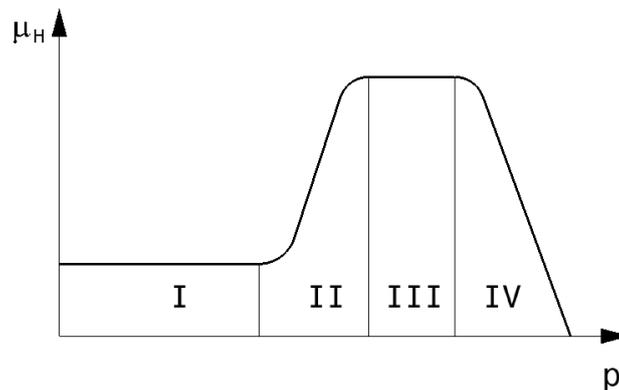


Abbildung 1: Abhängigkeit des Haftreibungskoeffizienten von der Flächenpressung nach NOLLE und RICHARDSON [NoIRic74]

Im Gegensatz dazu ist für bestimmte Metalle, wie Aluminium, das COULOMB'sche Haftreibungsgesetz für kleinste bis zu größten Flächenpressungen sehr gut erfüllt. Dies kann auf den hohen Härteunterschied zwischen der Oxidschicht und dem Grundmaterial und damit auf das einfache Aufbrechen der Oxidschicht zurückgeführt werden.

2.3.2.2 Tangentialkraft bzw. Steigerungsrate der Tangentialkraft

Wenn man die Tangentialkraft steigert, wächst die Kontaktfläche und die Tangentialspannung steigt asymptotisch bis zur Scherfestigkeit an. Sollten auf der Oberfläche Fremdschichten vorhanden sein, die eine geringere Scherfestigkeit aufweisen, ist die kritische Scherfestigkeit ebenfalls geringer. Wenn die auftretenden Schubspannungen unterhalb der kritischen Scherfestigkeit liegen, wird die Schubspannung in das Grundmaterial übertragen und es kommt zum Kontaktflächenwachstum. Dies geschieht im Rahmen von Mikroverschiebungen. Beim Überschreiten der kritischen Schubspannung endet das Kontaktflächenwachstum und es kommt zu makroskopischem Gleiten. „RICHARDSON und NOLLE [RicNoI76] sowie JOHANNES, GREEN und BROCKLEY [JohGre73] wiesen nach, dass die Größe der Tangentialkraftsteigerung (und nicht die bis dahin angenommene Kontaktzeit) der relevante Parameter für den absoluten Wert

des Haftreibungskoeffizienten im Rahmen von Ruckgleitversuchen an unlegiertem Stahl war. BRONIEC und LENKIEWICZ [BroLen82] untersuchten den Einfluss der Steigerungsrate der relativen Tangentialkraft (bezogen auf die Normalkraft) auf μ_H . Sie beobachteten bei zügiger Erhöhung der Tangentialkraft einen linearen Anstieg des Haftreibungskoeffizienten bei Proben aus unlegiertem Stahl, allerdings bei einer relativ geringen Variationsbreite dieses Parameters zwischen 0,01 und 0,05 [1/s]. JOHANNES et al. [JohGre73] beobachteten bei höheren Steigerungsraten der relativen Tangentialkraft ein deutliches Absinken von μ_H . Für Werte über 1 [1/s] war praktisch kein Einfluß mehr auf die Größe des Reibbeiwerts erkennbar und dieser näherte sich asymptotisch einem Grenzwert. Dieses Verhalten wurde auch von anderen Forschern oberhalb einer relativen Steigerungsrate der Tangentialkraft von 0,7 bis 1,0 [1/s] beobachtet. Beispielhaft seien ([RicNol76], [YanChi99], [BurRab53]) genannt. Genügend geringe Kraftsteigerungsraten (unterhalb von 0,03 [1/s]) zeigten nach RICHARDSON und NOLLE [RicNol76] ebenfalls keinen Einfluss auf den Haftreibungskoeffizienten.“ ([Köh05], S.32)

2.3.2.3 Mikroverschiebungen

„Sowohl die Relativverschiebung beider Körper als auch die Kontaktfläche waren nach COURTNEY-PRATT und EISNER [CouEis57] stetige, ansteigende Funktionen der Tangentialkraft, solange diese monoton von null vergrößert wurde. Jeder Wert einer Tangentialkraft kleiner als der Grenzwert der Haftreibungskraft bewirkte eine bestimmte, minimale Gleichgewichtsverschiebung. Mit zunehmender Relativverschiebung näherte sich die Tangentialkraft asymptotisch dem Grenzwert, während die Verschiebungen im Vergleich zum Durchmesser der Kontaktfläche sehr klein waren.“ ([Köh05], S.33)

Die Relativverschiebungen sind sehr klein und bewegen sich im Mikrometerbereich und werden daher Mikroverschiebung genannt. Man kann die tangentielle Mikroverschiebung prinzipiell in zwei Anteile unterteilen: Einerseits in die elastische Deformation des Grundkörpers in unmittelbarer Nähe des Kontaktbereichs, bedingt durch die übertragenen Schubspannungen und andererseits in die relativ geringe elastisch-plastischen Deformationen der Rauheitsspitzen. Wenn man nun den Tangentialkraft- zu Mikroverschiebungsverlauf betrachtet, beobachtet man im Anfangsbereich einen steilen Anstieg der Tangentialkraft. Anschließend kommt es zu einem Aufbrechen und Abscheren der vorhandenen Materialbrücken. Die Steigung nimmt für diesen Bereich gegenüber der Anfangssteigung ab. Nachdem das Maximum der Tangentialkraft (also

die Haftgrenzkraft) erreicht ist, geht der Haftreibungswert asymptotisch in den Gleitreibungswert über.

Des Weiteren ist es relevant, in welchem Bereich die Mikroverschiebung beim Erreichen der Haftgrenze liegt. Verschiedene Forscher haben dazu unterschiedliche Werte ermittelt. Die Mikroverschiebung liegt zwischen $5\mu\text{m}$ und $40\mu\text{m}$. ([Rob51], [Joh55], [Bow57], [CheGan82])

Die qualitative Abhängigkeit des Haftreibungskoeffizienten von der Verschiebung war für alle untersuchten Metalle bei allen Kräften gleich. [CouEis57]

2.3.2.4 Anzahl der Krafteinwirkungen

Mehrere Wissenschaftler (siehe [ParHat49], [NolRic74], [GayShu61], [MacYan54]) konnten einen Anstieg des Haftreibungskoeffizienten mit steigender Wiederholungszahl beobachten. Dies kann auf die Vergrößerung der realen Kontaktfläche und den größeren Anteil metallischen Kontakts, welcher in vermehrter Furchung und Zerrüttung mündet, zurückgeführt werden.

2.3.2.5 Dauer der Krafteinwirkung

Weiche Metalle weisen im Gegensatz zu harten Metallen eine hohe Abhängigkeit des Adhäsionskoeffizienten von der Kontaktdauer auf. Dies wird auf Kriechvorgänge, Diffusion, etc. zurückgeführt. Die Erhöhung ist sowohl auf die Vergrößerung der Kontaktfläche als auch auf die zunehmende Anpassung (Verhaken) der beiden Oberflächen zurückzuführen.

Bei Aluminium konnte, solange die Oxidschicht noch nicht durchbrochen wurde, keine Abhängigkeit des Haftreibungskoeffizienten von der Kontaktzeit festgestellt werden.

Bei unlegiertem Stahl konnte ab einer Kontaktzeit von 20s keine Änderung des Haftreibungskoeffizienten festgestellt werden.

2.3.3 Oberflächen

2.3.3.1 Oberflächenrauheit

Die Durchmesser der Kontaktstellen der Rauheitsspitzen betragen normalerweise zwischen $1\mu\text{m}$ und $25\mu\text{m}$, minimal $0,1\mu\text{m}$, maximal $50\mu\text{m}$. [DobKom83]

Üblicherweise variieren die Neigungen mechanisch bearbeiteter metallischer Oberflächen zwischen 5° und 10° . Man hat festgestellt, dass die meisten technischen Oberflächen eine Gauß'sche Verteilung der Höhen der Rauheitsspitzen sowie der Neigung aufweisen.

Wie schon beschrieben, spielen die höchsten Spitzen der Oberflächenrauheiten eine bedeutende Rolle, da diese sich verformen und Mikrokontakte bilden.

Nach Untersuchungen (siehe [PuWil72]) ist die Welligkeit (Rauheit 2.Ordnung) nicht relevant für das Kontaktverhalten.

Es gibt keine eindeutigen Aussagen darüber, wie sich die Oberflächenrauheit (für technisch relevante Bereiche) auf den Haftreibungskoeffizient auswirkt.

2.3.3.2 Wahre Kontaktfläche

Die wahre Kontaktfläche ist zufolge verschiedener Reibungstheorien der wesentliche Einflussfaktor für die Schubspannungen, welche in der Reibungsgrenzschicht übertragen werden können. Das COULOMB'sche Haftreibungsgesetz besagt, dass die wahre Kontaktfläche proportional zur Reibungskraft ist. Dieser Umstand wird gewöhnlich durch einen konstanten Haftreibungskoeffizienten beschrieben.

Die Größe der geometrischen Oberfläche sowie die Rauheit beeinflussen die reale Kontaktfläche kaum. Wenn man eine Tangentialkraft aufbringt bzw. diese erhöht, kommt es zu einem Anwachsen der Kontaktfläche durch eine kontinuierliche plastische Verformung der in Berührung befindlichen Rauheitsspitzen. Man bezeichnet diesen Vorgang als Verbindungsstellenwachstum (junction growth). Dieser Vorgang hat einen maßgeblichen Einfluss auf die Reibung zwischen metallischen Oberflächen. Das Anwachsen ist umso ausgeprägter, je weicher das Metall ist. Durch eine Oxidschicht oder durch einen Schmierfilm wird ein starkes Anwachsen der wahren Kontaktfläche verhindert und damit kommt es zu einem früher einsetzenden Gleiten.

Wenn es zwischen zwei metallischen Oberflächen zum Fressen bzw. Zerrütten kommt, kommt es zu einem deutlichen Anwachsen des Haftreibungskoeffizienten, da einzelne metallische Kontaktstellen zu größeren zusammenwachsen und sich damit die wahre Kontaktfläche vergrößert.

2.3.4 Umgebungseinflüsse

Unter die Umgebungseinflüsse fällt unter anderem die Umgebungstemperatur. Die Umgebungstemperatur kann einen großen Einfluss auf den Haftreibungskoeffizienten haben (mit steigender Temperatur nimmt der Haftreibungskoeffizient meist zu). Für nähere Details siehe ([Köh05], S.47ff). Einen weiteren großen Einfluss üben Fremdschichten bzw. Verunreinigungen an der Oberfläche aus, diese führen meist zu einem deutlichen Abfall des Haftreibungskoeffizienten.

3 Experimentelle Ermittlung des Haftreibungskoeffizienten

3.1 Einleitung

Hochbeanspruchte Schraubenverbindungen haben normalerweise eine hohe Vorspannkraft, wodurch es zu hohen Flächenpressungen, welche auch nahe an der Grenzflächenpressung der verspannten Bauteile liegen können, kommt. Wie in Kapitel 2.3.2.1 beschrieben ist der Haftreibungskoeffizient von der Flächenpressung, je nach Werkstoff, mehr oder weniger abhängig. In Tabelle 3 sind die Haftreibungskoeffizienten von Stahl auf Stahl aus verschiedenen Literaturquellen angegeben. Wie man sieht variieren die Angaben zum Haftreibungskoeffizient stark. Oft wird nicht genauer spezifiziert unter welchen Randbedingungen die Reibwertmessungen durchgeführt wurden und welcher Stahl für die Messung herangezogen wurde. Des Weiteren werden oft große Wertebereiche angegeben, ohne das Zustandekommen der Streuung zu erklären.

Stahl - Stahl	Stahl - Stahl/ Stahlguss, allgemein, trocken	Stahl - Stahl; gereinigt, trocken	Stahl - Stahl, trocken	Stahl - Stahl, ungeschmiert
([WitMuh09], S.60)	([VDI22301], S.115)	([VDI22301], S.115)	[GIE89]	[Wut87]
0,5 – 0,8	0,1 – 0,3	0,15 – 0,4	0,12 – 0,2	0,15

Tabelle 3: Haftreibungskoeffizient Stahl - Stahl aus der Literatur

Im Zuge dieser Arbeit wurde daher ein Reibprüfstand konzipiert, um eigene Versuche durchführen zu können.

Ein zweites Phänomen, das im Rahmen dieser Arbeit untersucht werden soll, ist die Abhängigkeit des Haftreibungskoeffizienten von der Tangentialkraftsteigerungsrate. In Kapitel 2.3.2.2 wird beschrieben, dass die Steigerungsrate der Tangentialkraft und nicht die Kontaktzeit, den maßgeblichen Einflussfaktor darstellt. Besonders bei Missbrauchslastfällen oder Sonderlastfällen im Fahrzeugbau, wie zum Beispiel einer Fahrt über ein Schlagloch, kommt es zu sehr hohen Laststeigerungsrate, welche bei Schraubenverbindungen, die auf Querkraft belastet werden, zu hohen Querkraftsteigerungsrate führt. Beide Phänomene werden normalerweise bei der analytischen Nachrechnung von Schraubenverbindungen nicht berücksichtigt.

Die Fertigungszeichnungen aller für den Reibprüfstand benötigten Dreh- und Frästeile sind in Anhang A zu finden.

3.2 Versuchsaufbau

Nach der Ausarbeitung einiger Konzepte, fiel die Wahl auf eine Prüfeinheit mit separater Vorspanneinheit. Die Prüfeinheit wird auf eine Universalprüfmaschine ZWICK Z250 montiert. Die Normalkraft wird mithilfe der Vorspannkraft einer Schraube aufgebracht.

Um vergleichbare und reproduzierbare Ergebnisse bei den Reibungsmessungen zu erhalten, ist es notwendig Anforderungen an den Prüfstand zu definieren, anhand derer der Prüfstands Aufbau bewertet wird.

Die wichtigsten Anforderungen sind in der folgenden Aufzählung definiert:

- Auf $1 - 2kN$ genau einstellbare Normalkraft
- Messung und Überwachung der Normalkraft
- Einstellbare Prüfgeschwindigkeiten (von kleinen bis zu sehr hohen) um niedrige bis sehr hohe Laststeigerungsraten zu realisieren
- Koaxiale Ausrichtung der Prüflingsteile
- Einfache Normalkraftaufbringung
- Genau definierte Reibfläche bzw. Kontaktfläche
- Reproduzierbare und schnelle Versuchsdurchführung

In den folgenden Unterkapiteln wird näher erläutert, wie all diese Anforderungen erfüllt wurden, um aussagekräftige Ergebnisse zu bekommen.

3.2.1 Vorspanneinheit

Die Vorspanneinheit (siehe Abbildung 2) dient dazu auf den Prüfling, welcher aus einem Mittelteil und zwei Seitenteil besteht, die benötigte Normalkraft aufzubringen. Zur Aufbringung der Normalkraft wird eine Schraube auf ein genau einstellbares Lastniveau vorgespannt. Es wird eine M16x160 Flanschkopfschraube nach [DIN6921] mit der Festigkeitsklasse 10.9 verwendet. Die maximal benötigte Normalkraft beträgt $115kN$, um die Grenzflächenpressung zwischen Stahl und Stahl bei der vorgegebenen Fläche erreichen zu können. Die Vorspannkraft dieser Schraube, bei 90% Ausnutzung der Streckgrenze, beträgt $133,3kN$, wobei hier noch nicht berücksichtigt wird, dass sich beim Anziehen der Schraube die Zugspannung durch die Gewindereibung mit den Schubspannungen, aufgrund der Torsion, überlagern. Dadurch sinkt die zulässige Vorspannkraft, je nach Gewindereibung, deutlich ab. Bei einem hohen Reibungskoeffizient im Gewinde von 0,16 liegt die erlaubte Montagevorspannkraft bei $115,7kN$, also gerade noch über den geforderten $115kN$.

Mithilfe der Vorspanneinheit werden der Mittelteil und die beiden Seitenteile des Prüflings coaxial ausgerichtet. Dies gewährleistet, dass die Reibflächen erstens keinen Winkelversatz und zweitens keinen radialen Versatz aufweisen. Zwischen der Bohrung und der Mantelfläche der Prüflinge ist eine h7/F7 Spielpassung, mit einem minimalen Spiel von $0,025\text{mm}$ und einem maximalem Spiel von $0,075\text{mm}$. Es ist eine ausreichende Spielpassung erforderlich, um einen einfachen und vor allem schnellen Ein- und Ausbau der Prüflingseinheit (siehe Abbildung 3) bewerkstelligen zu können. Des Weiteren muss die Querdehnung der Prüflinge berücksichtigt werden, da die Normalkraft sehr hoch ist. Der Durchmesser vergrößert sich bei maximaler Vorspannkraft um ca. $5\mu\text{m}$. Abbildung 2 zeigt die Zusammenstellungszeichnung der gesamten Vorspanneinheit und die dazugehörige Stückliste ist in Tabelle 4 zu finden.

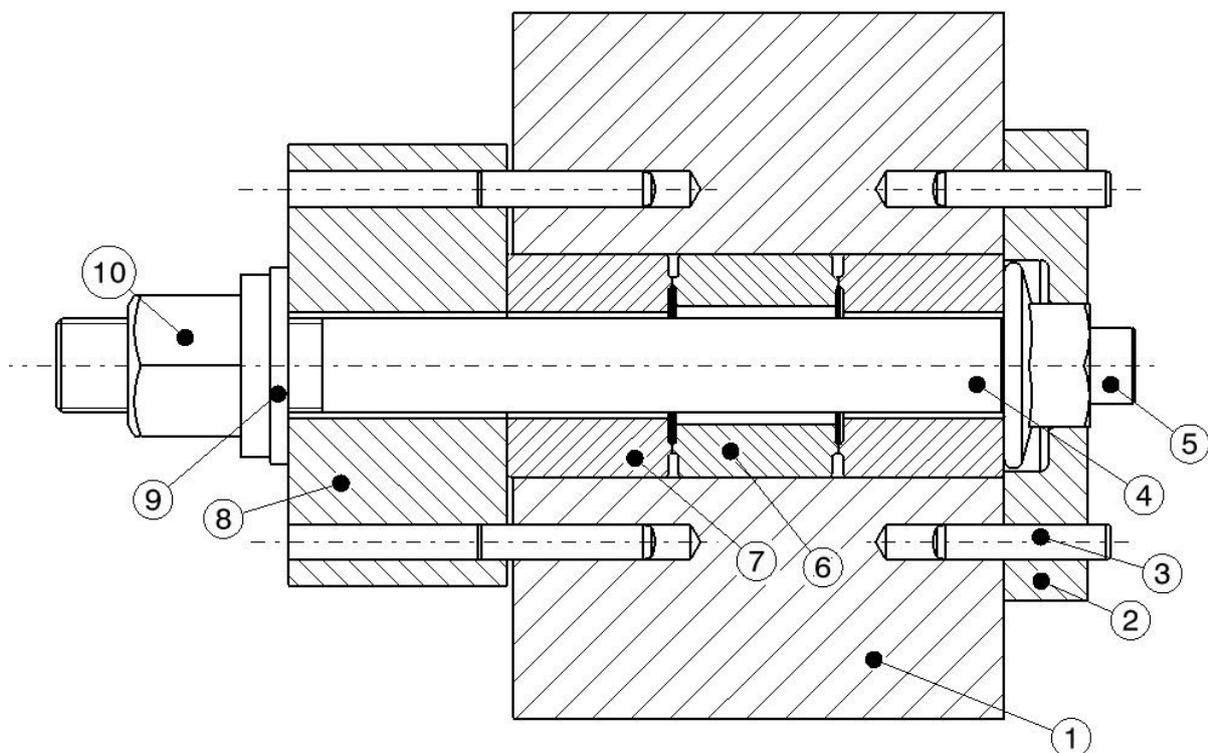


Abbildung 2: Zusammenstellungszeichnung Vorspanneinheit

Nr.	Bezeichnung	Nr.	Bezeichnung
1	Hilfswerkzeug	2	Hilfswerkzeug Kopfteil
3	Passstift (4 Stk.)	4	M16x160 Schraube FK10.9 [DIN6921]
5	M8x30 Schraube [DIN912] (2 Stk.)	6	Prüfling Mittelteil
7	Prüfling Seitenteil (2 Stk.)	8	Verdrehsicherung
9	M16 Scheibe [DIN134]	10	M16 Mutter FK10 [DIN6331]

Tabelle 4: Stückliste Vorspanneinheit

Die Vorspanneinheit besteht aus dem „Hilfswerkzeug“, auf welches das „Hilfswerkzeug Kopfteil“ mit zwei M8 Schrauben verschraubt und durch zwei Passstifte positioniert wird. Das „Hilfswerkzeug Kopfteil“ dient zur radialen Ausrichtung des Schraubenkopfes und fungiert gleichzeitig als Gegenhalterung beim Festziehen der Mutter.

Da der Prüfling im Hilfswerkzeug rotieren kann, muss verhindert werden, dass sich beim Anziehen der Mutter die Seitenteile und das Mittelteil des Prüflings gegeneinander verdrehen. Mithilfe der so genannten „Verdrehsicherung“ rotiert beim Anziehen der Mutter nur die Mutter selbst und nicht der Prüfling. Die Verdrehung der „Verdrehsicherung“ wird durch zwei Passstifte unterbunden. Des Weiteren ist es sehr wichtig, dass die „Verdrehsicherung“ nicht auf dem Hilfswerkzeug anliegt, um nur die Prüflingseinheit gegeneinander zu verspannen. In Abbildung 3 ist die Prüflingseinheit, welche aus dem Prüfling selbst (bestehend aus zwei Seitenteilen und einem Mittelteil), der Schraube, der „Verdrehsicherung“, einer Beilagscheibe und der Mutter besteht, dargestellt. Nachdem die Prüflingseinheit auf die gewünschte Normalkraft vorgespannt ist, wird diese als Ganzes aus der Vorspanneinheit ausgebaut und in die Prüfeinheit eingebaut, um anschließend die Querkraft aufbringen zu können.

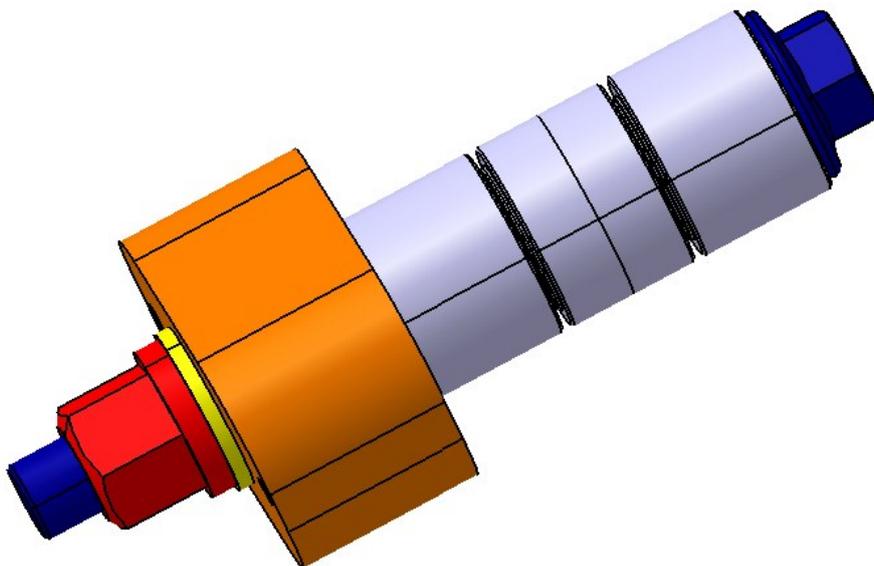
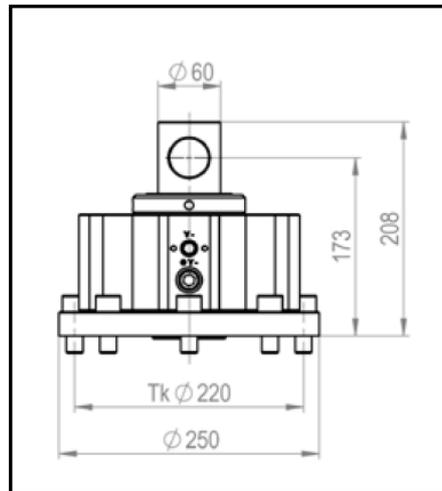


Abbildung 3: Prüflingseinheit

3.2.2 Prüfeinheit

Die Prüfeinheit (Abbildung 5) besteht aus zwei Frästeilen („Prüfeinheit Druckteil“ und „Prüfeinheit Unterteil“). Die beiden Einheiten sind zur Montage an die Ausrichteinheit der bestehenden Universalprüfmaschine Z250 des Herstellers ZWICK. (siehe Abbildung 4) angepasst.



250 kN Ausführung mit Bolzen

Abbildung 4: Ausrichteinheit für ZWICK Z250

Mit der Universalprüfmaschine ist es möglich, Lasten bis zu 250kN aufzubringen. Dieser Wert ist für diesen Versuchsaufbau ausreichend.

Der Einbau der Prüflingseinheit in die Prüfeinheit gestaltet sich sehr einfach, indem man diese bis zum Anschlag der „Verdrehsicherung“ an der „Prüfeinheit Unterteil“ hinschiebt. Die „Prüfeinheit Druckteil“ umschlingt nur die Oberseite des Mittelteils des Prüflings und ist daher in vertikaler Richtung frei verschiebbar. Dies ermöglicht einen einfacheren Ein- und Ausbau der Prüflingseinheit und verkürzt damit die Zeit einer Versuchsdurchführung. Zwischen dem Mittelteil des Prüflings und der Schraube ist ein Abstand von 2mm , um gewährleisten zu können, dass die Maschine nach dem Überschreiten der Haftgrenze, einen ausreichenden „Auslaufweg“ hat. Somit wird die Schraube auf keinen Fall vom Mittelteil des Prüflings berührt und die Gefahr einer Scherbeanspruchung der Schraube vermieden. Eine Scherbeanspruchung hätte ein Auswechseln der Schraube zur Folge.

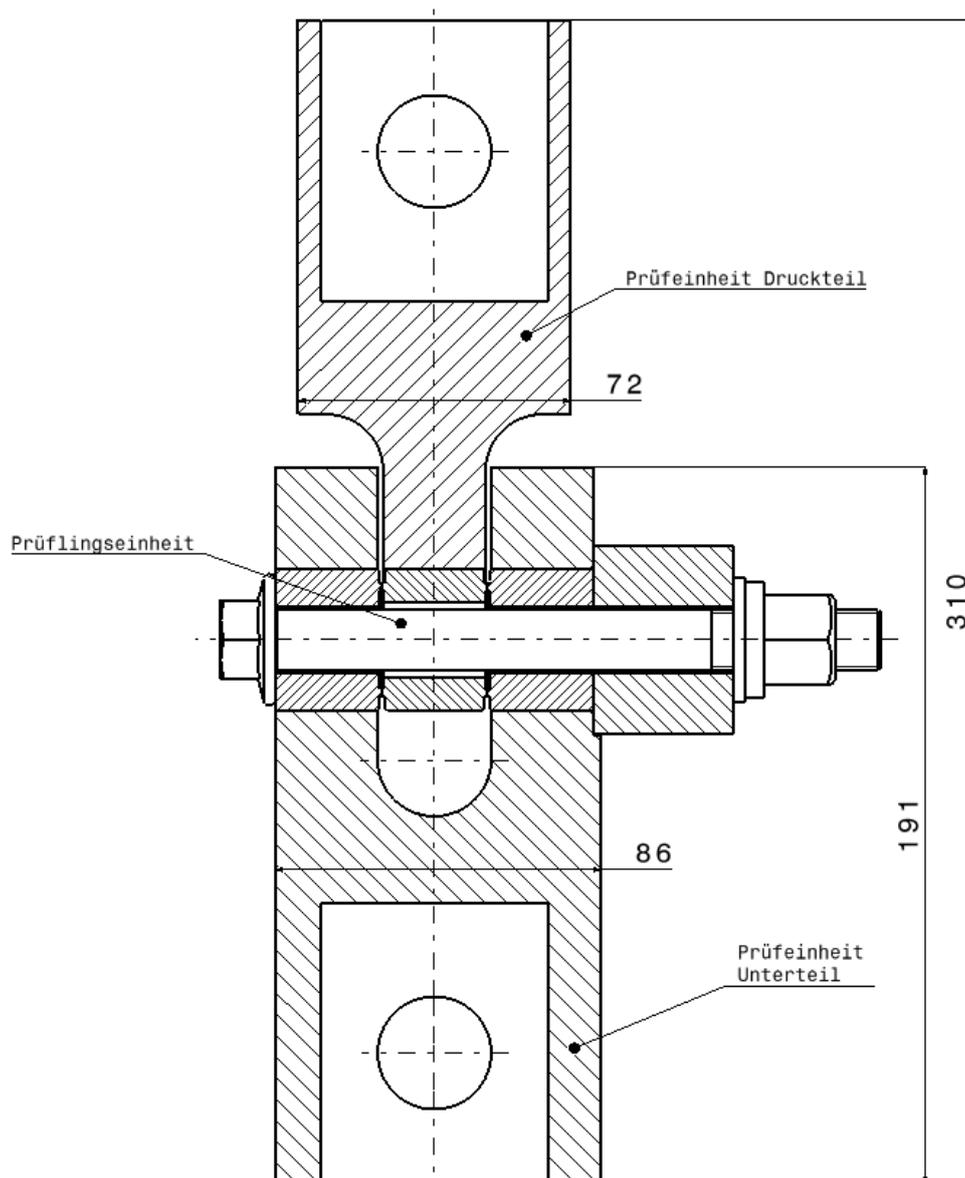


Abbildung 5: Prüfeinheit

3.3 Prüfling

Die Seitenteile und das Mittelteil des Prüflings stellen die eigentlichen Reibkörper dar. Diese sind einfache Drehteile und der komplette Prüfling wird nach jeder Prüfung ausgewechselt.

Um reproduzierbare und aussagekräftige Ergebnisse zu bekommen, ist es notwendig, dass die Reibpartner, d.h. die drei Prüflingsteile, einige Anforderungen erfüllen.

Diese sind in Kapitel 3.3.1 aufgelistet.

3.3.1 Anforderungen

- Außendurchmesser: Der Außendurchmesser muss mindestens dem Kopfdurchmesser einer M16 Flanschkopfschraube entsprechen. Des Weiteren ist ein großer Außendurchmesser wichtig, um eine geringe Flächenpressung zwischen der „Prüfeinheit Druckteil“ und dem Mittelteil zu haben.
- Innendurchmesser: Der Innendurchmesser des Mittelteils muss mindestens um 4mm größer sein, als der Schaftdurchmesser der Schraube, um einen ausreichend großen „Auslaufweg“ für die Prüfmaschine zu gewährleisten.
- Biegesteifigkeit: Eine hohe Biegesteifigkeit ist wichtig, um auf Höhe der Reibflächen einer möglichst geringen Verdrehung und damit einer ungleichmäßigeren Flächenpressung entgegenzuwirken. Die Biegesteifigkeit ist ausreichend, wenn man die ersten beiden Anforderungen erfüllt.
- Länge der Prüflingsteile: Je kürzer das Mittelteil ist, desto geringer ist das Biegemoment auf Höhe der Reibfläche. Auf der anderen Seite wird die Mantelflächenpressung umso größer, je kürzer die Prüflingsteile sind. Außerdem wird bei kleiner werdender Höhe im Vergleich zum Durchmesser die Gefahr des „Verkippens“ und damit einer ungleichmäßigen Flächenpressungsverteilung zwischen linker und rechter Reibfläche größer. Des Weiteren ist bei einer größeren Klemmlänge der Vorspannkraftverlust durch Setzen geringer.
- Größe der Reibfläche: Muss klein genug sein um die benötigte Flächenpressung mithilfe des Vorspannens der Schraube aufbringen zu können. Sollte möglichst groß sein um eine möglichst geringe, aufgrund der Fertigungstoleranzen, Abweichung zur nominellen Fläche und damit eine größere Streuung der Ergebnisse, zu haben.
- Überhöhung der Reibfläche und Querschnittsübergang: Da die Reibfläche viel kleiner als die gesamte Stirnfläche des Mittel- bzw. Seitenteils ist, muss diese überhöht werden. Durch die Überhöhung muss einerseits die elastische und plastische Stauchung aufgenommen werden können. Auf der anderen Seite ist es wichtig, dass die Kerbwirkung am Querschnittsübergang möglichst gering ist, um einen geringeren Spannungsgradienten zu erhalten.
- Lage der Reibfläche auf der Stirnfläche: Die Reibfläche soll mittig auf der Stirnfläche des Seitenteils und des Mittelteils angeordnet sein. Damit erreicht man

eine gleichmäßige Abstützung auf der Innenseite und der Außenseite der überhöhten Reibfläche. Dies bewirkt eine gleichmäßigere Flächenpressungsverteilung in radialer Richtung.

- Fertigung der Prüflinge: Die Fertigung der Prüflingsteile sollte möglichst einfach und kostengünstig sein, da eine Vielzahl davon gefertigt werden muss. Besonders wichtig sind die Planlauftoleranz und die Oberflächengüte der Reibflächen.

3.3.2 Ausführung

Als Kompromiss zwischen den definierten Anforderungen aus Kapitel 3.3.1 hat sich die Ausführung für das Mittelteil und das Seitenteil aus Abbildung 6 als Optimum ergeben. Die Reibflächen des Mittelteils und der Seitenteile sind gleichwertig und betragen $151,142\text{mm}^2$.

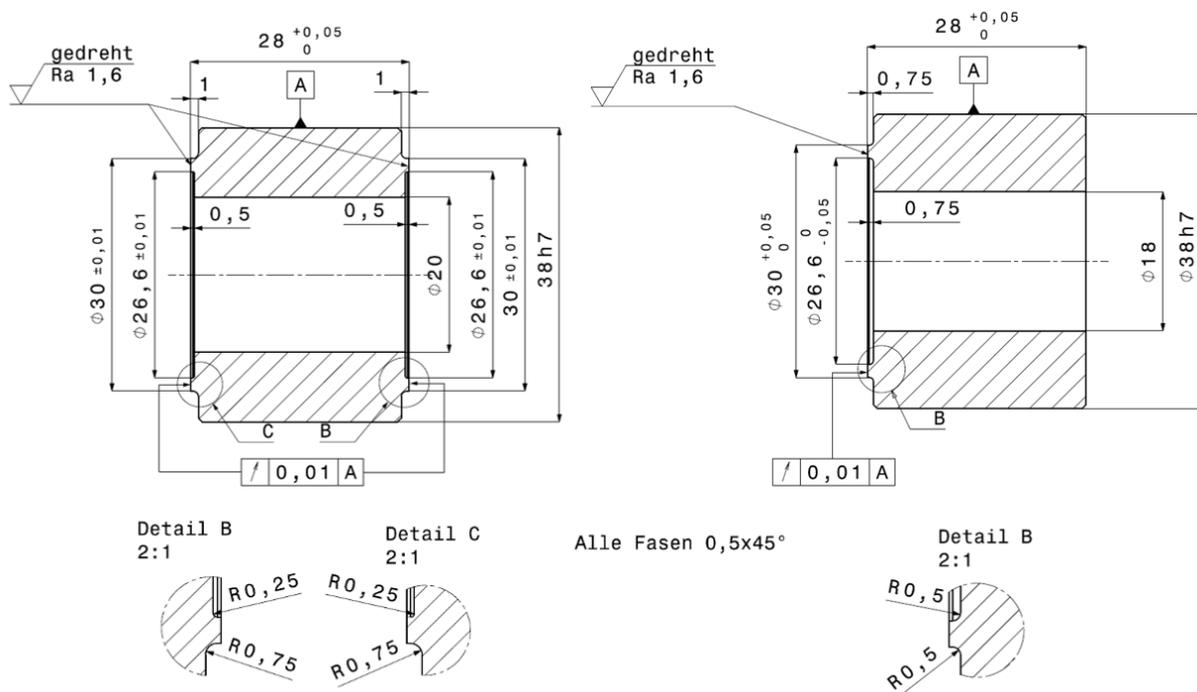


Abbildung 6: Prüfling Mittelteil und Seitenteil

Es ist wichtig, dass die Kerbwirkung am Querschnittsübergang möglichst gering ist um diesen Einfluss zu minimieren. Da die „Prüfeinheit Druckteil“ nur die Oberseite des Mittelteils des Prüflings umschlingt, wird eine freie Dehnung an der Mantelfläche auf dieser Seite behindert. Wohingegen, die gegenüberliegende Seite der Mantelfläche sich frei dehnen kann. Dies führt beim Aufbringen der Querkraft dazu, dass auf der Seite der „Prüfeinheit Druckteil“ die Kerbspannungen und die Flächenpressung in der Kontaktfläche höher sind.

In Abbildung 6 sieht man, dass die Kerbradien und die Überhöhungen für das Seitenteil und das Mittelteil und für die Außen- und Innenseite selbiger unterschiedlich sind. Die Überhöhung an der Außenseite des Mittelteils beträgt 1mm mit einem Kerbradius von $0,75\text{mm}$. In dieser Kerbe kommt es auf der Biegedruckseite, also auf der Seite der Krafteinleitung bzw. der „Prüfeinheit Druckteil“ zu den höchsten Kerbspannungen und damit zum höchsten Spannungsgradienten. An dieser Stellen überlagern sich die Druckspannung bedingt durch die Normalkraft mit den Biegedruckspannungen. Um die Kerbwirkung zu mindern ist der Kerbradius dort größer als in den anderen Querschnittsübergängen. Dies führt zu einer gleichmäßigeren Verteilung der Flächenpressung.

3.4 Berechnung des benötigten Anziehdrehmoments

Die Schraube wird mithilfe eines Elektroschraubers angezogen. Um den geeigneten Elektroschrauber auszuwählen, wurde das maximal benötigte Anziehdrehmoment berechnet (nach [VDI22301]). Tabelle 5 zeigt die Geometrieparameter, welche für die Berechnung benötigt werden.

Flankendurchmesser	Gewindesteigung	Durchmesser für das Reibungsmoment in der Mutternauflage
d_2 [mm]	P [mm]	D_{Km} [mm]
14,701	2	$\frac{31 + 18}{2} = 24,5$

Tabelle 5: Geometrieparameter für die Berechnung des Anziehdrehmoments

Für die Montagevorspannkraft F_M werden 115kN eingesetzt. Es ist hier nicht notwendig die minimale und maximale Montagevorspannkraft zu berücksichtigen, da während des Anziehens der Schraube die Vorspannkraft mitgemessen wird. Für die Reibungszahl im Gewinde μ_G und die Reibungszahl in der Mutterauflage μ_M werden die Werte variiert. Das Anziehdrehmoment errechnet sich nach [VDI22301]:

$$M_A = F_M \left(0,16P + 0,58d_2\mu_G + \frac{D_{Km}}{2}\mu_M \right) \quad (3.1)$$

In der Tabelle 6 sind nun die berechneten Anziehdrehmomente, bei einer Variation der Reibungszahl eingetragen.

	Anziehdrehmoment M_A in Nm für $\mu_G = \mu_M$						
μ [-]	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2
M_A [Nm]	228	276	324	371	419	467	515

Tabelle 6: Anziehdrehmomente in Abhängigkeit der Reibungszahl

Nach Tabelle 5 ist es vollkommen ausreichend einen Elektroschrauber mit einem maximalen Drehmoment von $600Nm$ zu verwenden. Er wurde für die Versuche so eingestellt, dass sich der Schrauber beim Erreichen von $500Nm$ selbständig abschaltet. Beim Anziehen sollte dieser Wert nicht erreicht werden.

3.5 Vorversuche – Problembehebung

Vor den eigentlichen Versuchsreihen wurden Vorversuche durchgeführt, um eventuelle Probleme frühzeitig zu erkennen und zu beheben. Im Zuge der Fertigung gab es eine Änderung des Werkstoffes für die Bauteile: „Prüfeinheit Druckteil“, „Prüfeinheit Unterteil“, „Verdrehsicherung“ und „Hilfswerkzeug“. Ursprünglich war der Einsatzstahl 16MnCr5 vorgesehen. Dieser Werkstoff war in der hausinternen Sonderfertigung nicht lagernd und es wurde ersatzweise der Kaltarbeitsstahl X45NiCrMo4 eingesetzt. In der Prüflingseinheit ist eine Scheibe zwischen Mutter und „Verdrehsicherung“ eingezeichnet, die anfangs nicht verwendet wurde. Nach den ersten Versuchen ohne Scheibe kam es zwischen der „Verdrehsicherung“ und der Mutter zum Fressen (deutliche Spuren an der „Verdrehsicherung“ sichtbar). Außerdem wurde mit dem maximal eingestellten Anzugsmoment von $500Nm$ eine Vorspannkraft von lediglich $40kN$ erreicht. Um die fest gefressene Mutter wieder zu lösen, war ein Moment von knapp unter $600Nm$ nötig. Währenddessen sind die beiden Passstifte (siehe Abbildung 2), welche die Verdrehung der „Verdrehsicherung“ verhindern sollen, gebrochen, da eine so hohe Belastung nicht vorgesehen war. Die starke Fressneigung der „Verdrehsicherung“ kann auf die sehr hohe Zähigkeit zurückgeführt werden.

Um nun die beiden Probleme schnellstmöglich lösen zu können, wurde eine Scheibe zwischen Mutter und „Verdrehsicherung“ verwendet, die nach rund jedem fünften Versuch ausgewechselt wurde. Durch die zusätzliche Scheibe hat die Prüflingseinheit eine zusätzliche Trennfuge bekommen, wodurch ein größerer Setzbetrag zustande kommen kann. Der Vorspannkraftverlust durch Setzen war auch nach dem Verwenden der Scheibe so gering, dass dieser nicht gemessen werden konnte, d.h. unter $100N$ lag (Messung der Vorspannkraft mittels Ultraschall-Laufzeitmessung (siehe Kapitel 3.6.2.)). Die beiden Passstifte wurden durch M6 Schrauben ersetzt. Zu diesem Zweck wurde ein Gewinde in das „Hilfswerkzeug“ geschnitten.

Nach dem diese beiden Probleme gelöst waren, kam es anschließend zu keinen weiteren Problemen.

3.6 Versuchsablauf

Ein Versuchsdurchgang kann in zwei Arbeitsschritte unterteilt werden. Zuerst wird die Schraube vorgespannt in der externen Vorspanneinheit, um die Normalkraft zwischen den Prüflingsteilen aufzubauen und anschließend erfolgt die Querkraftaufbringung (Druckkraft) und damit der eigentliche Versuch in der Universalprüfmaschine ZWICK Z250.

3.6.1 Vorspannen

Bevor man mit dem Vorspannen beginnt, werden die Reibflächen des Prüflings mit Isopropanol entfettet und gereinigt. Anschließend wird die Prüflingseinheit zusammengebaut (siehe Abbildung 3) und in die Vorspanneinheit eingebaut. Die Schraube wird mithilfe eines Einbau-Elektroschraubers der Firma ATLAS COPCO angezogen (links in Abbildung 7).

Dieser Schrauber ist auf ein maximales Drehmoment von $500Nm$ eingestellt, was für diesen Anwendungsfall absolut ausreicht (siehe Kapitel 3.4).

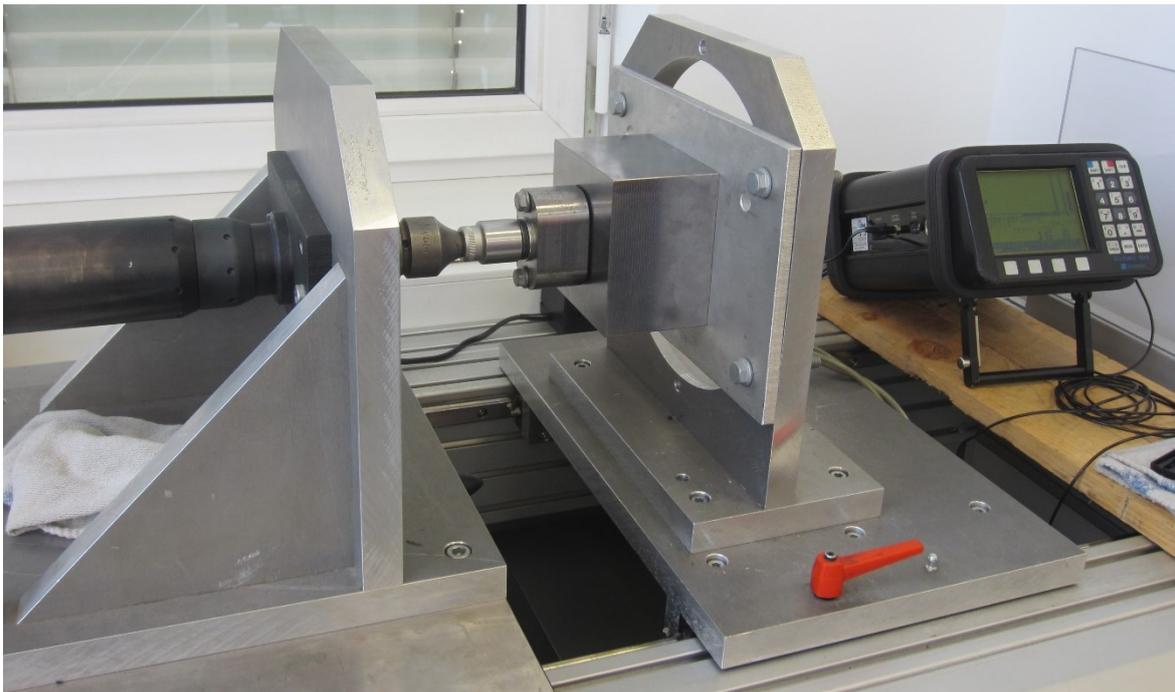


Abbildung 7: Foto Vorspanneinheit

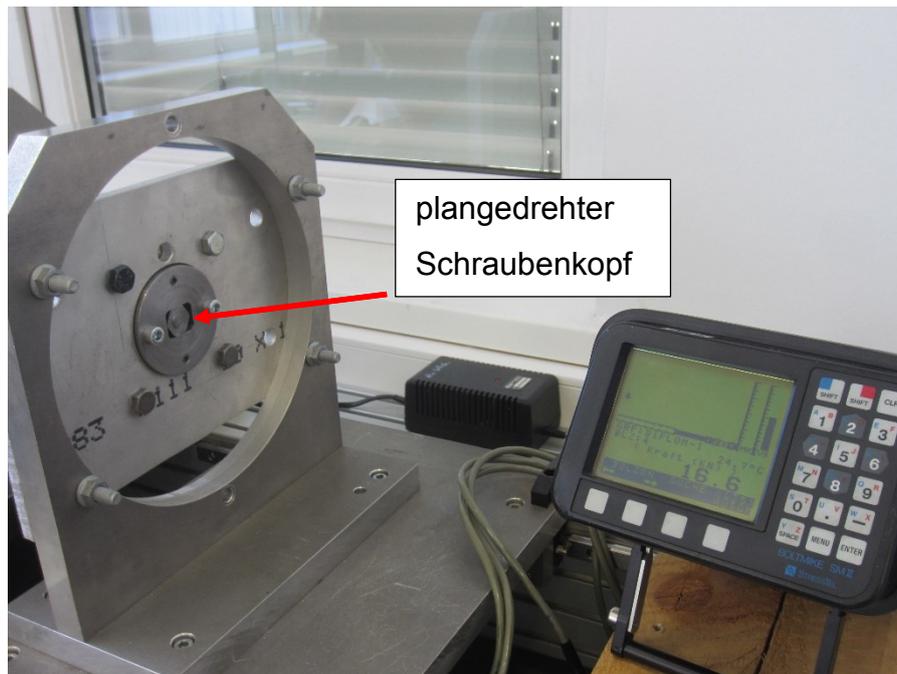


Abbildung 8: Foto Vorspanneinheit 2

Während des Anziehens der Schraube wird die Vorspannkraft mithilfe einer Ultraschall-Laufzeitmessung überwacht, um bei der gewünschten Vorspannkraft den Elektroschrauber abzuschalten. Als Messgerät wird ein Boltmike SMII der Firma STRESS-TEL verwendet, mit einer Auflösung von $0,1\text{kN}$. In Abbildung 7 und Abbildung 8 sind Fotos der Vorspanneinrichtung mitsamt Elektroschrauber und Ultraschallmessgerät zu sehen. Nachdem die Prüflingseinheit verspannt ist, muss man lediglich die beiden M6 Schrauben von der „Verdrehsicherung“ entfernen und die Prüflingseinheit aus der Vorspanneinheit ziehen.

3.6.2 Ultraschall-Laufzeitmessung

Bei dieser Art der Vorspannkraftmessung wird mittels longitudinalen Ultraschallwellen die Laufzeitdifferenz zwischen unverspannter und verspannter Schraube gemessen. Zu diesem Zweck muss ein Prüfkopf am Schraubenkopf auf einer planen und zur Schraubenachse orthogonalen Stirnfläche angebracht werden. Der Schraubenkopf ist in der Vorspanneinheit frei zugänglich, wodurch ein einfaches Ankoppeln des Prüfkopfes möglich ist. Um eine plane Auflagefläche am Schraubenkopf zu erhalten, wurde bei insgesamt fünf M16 Flanschkopfschrauben der Schraubenkopf plangedreht (siehe Abbildung 8).

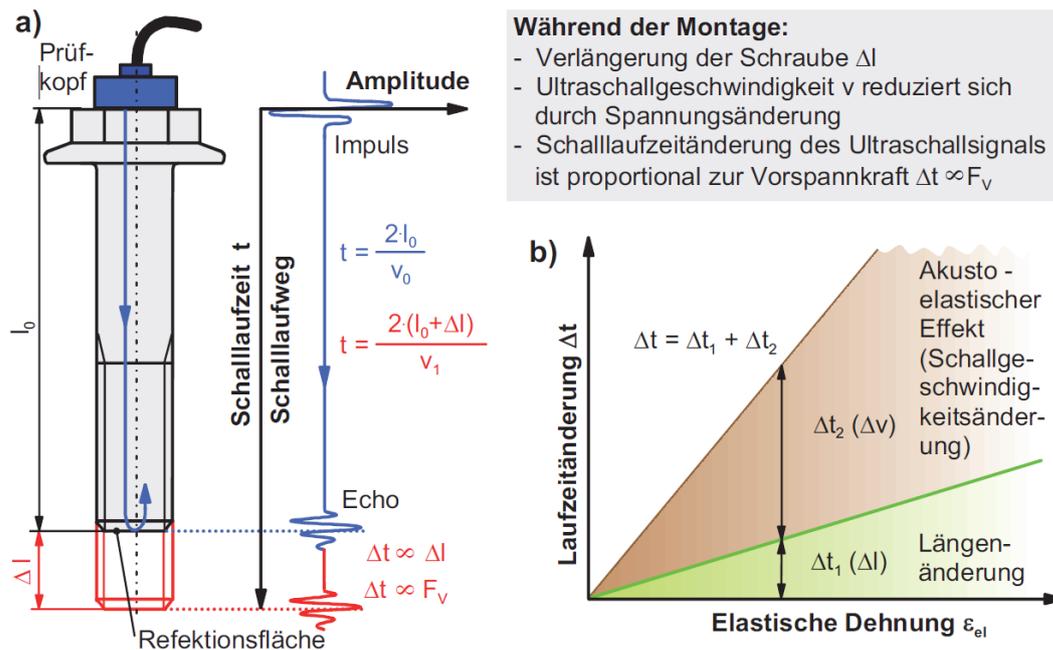


Abbildung 9: Prinzip zur Vorspannkraft Ermittlung mittels Ultraschall Laufzeitmessung [Din13]

Der Prüfkopf sendet einen Ultraschallimpuls aus, welcher durch die Schraube läuft und am Ende der Schraube als Echo teilweise reflektiert wird. Die Enden der fünf Schrauben, welche als Reflexionsflächen fungieren, wurden daher ebenfalls plangedreht. Der Prüfkopf dient sowohl als Sender als auch als Empfänger für den Ultraschallimpuls. Die Laufzeit, die der Schallimpuls benötigt, um vom Sender über die Reflexionsfläche bis zum Empfänger zu gelangen, wird gemessen (siehe Abbildung 9 a).

Die Schalllaufzeit ist proportional zu dem Schalllaufweg. Wenn nun die Schraube vorgespannt wird, erfährt diese eine Längung Δl , die zu einer proportionalen Änderung der Schalllaufzeit Δt führt. Die Spannungen in der Schraube haben einen Einfluss auf die Schallgeschwindigkeit, was als akustoelastischer Effekt bezeichnet wird. Dadurch wird eine um ca. den Faktor 3 höhere Verlängerung der Schraube gemessen (siehe Abbildung 9 b).

Bei der Kalibrierung werden den Schalllaufzeiten entsprechenden Vorspannkraftniveaus zugewiesen. Die Kalibrierung der Schrauben erfolgt in einer Zugprüfmaschine (siehe Abbildung 10). Zu diesem Zweck werden mithilfe der Zugprüfmaschine mehrere Kraftniveaus angesteuert und die Normalkraft bei diesen Niveaus wird mittels Ultraschall gemessen. Normalerweise kommt es hierbei zu Abweichungen, die von Schraube zu Schraube variieren. Man bildet dann mittels linearer Regression eine Gerade der mittels Ultraschall gemessenen Werte. Nun wird einfach die Regressionsgerade mit der tatsächlichen Kraft-Verschiebungsgerade verglichen. Man

muss zwei Punkte für die Regressionsgerade beim Ultraschallmessgerät eingeben und es wird automatisch der kalibrierte Wert angezeigt.



Abbildung 10: Schrauben Kalibrierung

3.6.3 Querkraftaufbringung

Die vorgespannte Prüflingseinheit muss nur in die „Prüfeinheit Unterteil“ geschoben werden. Als Anschlag dient die „Verdrehsicherung“. In Abbildung 11 ist die Kraftmessdose ersichtlich, die sich zwischen „Prüfeinheit Druckteil“ und der Traversiere der Universalprüfmaschine befindet. Durch diese Anordnung muss bei hohen Beschleunigungen nur die Massenträgheit der „Prüfeinheit Druckteil“ beachtet werden. Bei der Auswertung der größten vorkommenden Beschleunigungen, hat sich gezeigt, dass die Massenträgheitskräfte aufgrund der geringen Masse der „Prüfeinheit Druckteil“ keinen relevanten Einfluss besitzen und daher vernachlässigt werden können.

Bevor mit dem Prüfprogramm begonnen werden kann, muss man noch mit der „Prüfeinheit Druckteil“ auf Kontakt mit dem Mittelteil des Prüflings gehen. Beim Versuch erfolgt ab einem Vorlastniveau, welches abhängig von der Vorspannkraft zwischen 0,5

und $2kN$ liegt, die Kraftaufbringung weggesteuert. Dadurch lassen sich die gewünschten Kraftsteigerungsraten realisieren. Die Kraftmessdose selbst hat eine Messfrequenz von $50Hz$. Während des Versuches werden Kraft, Weg und Zeit gemessen.

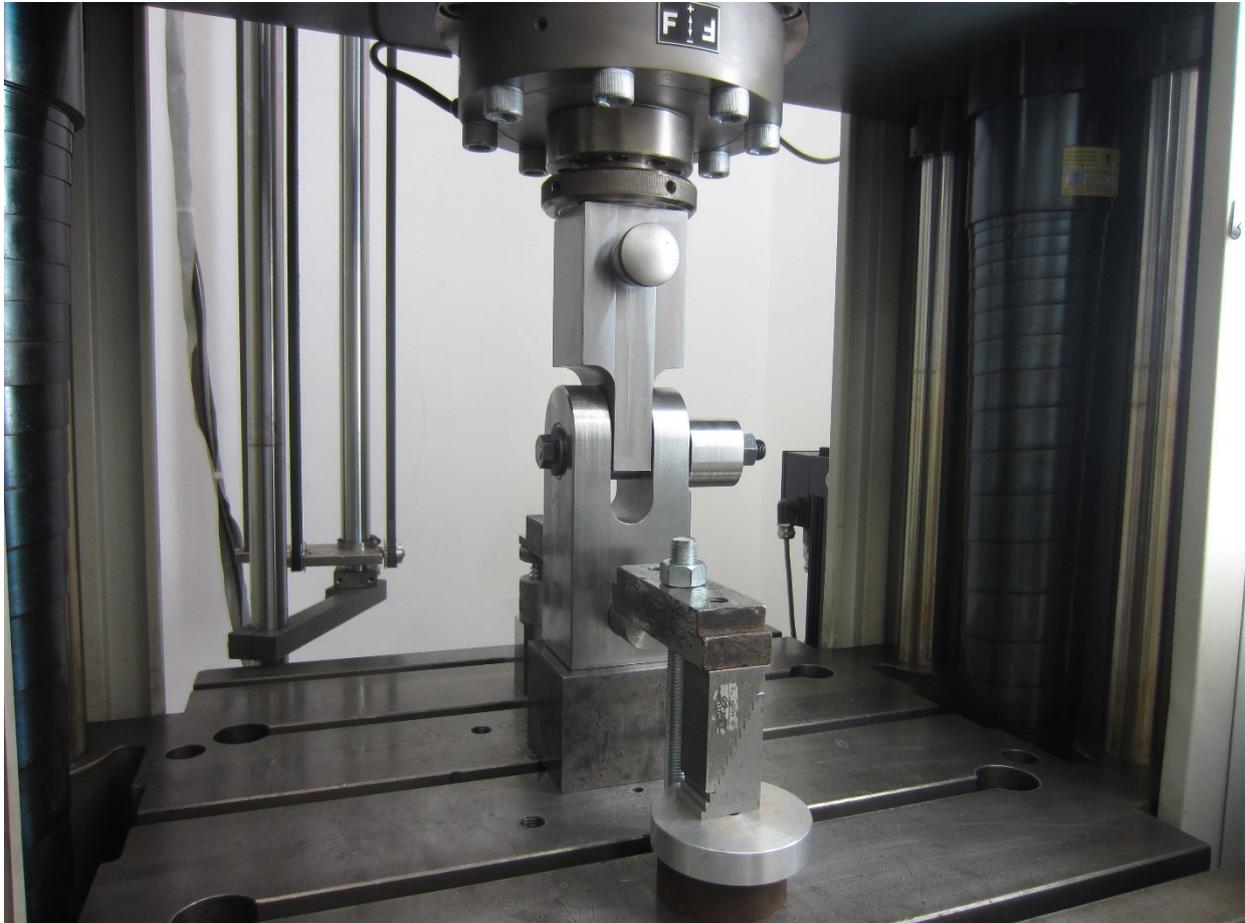


Abbildung 11: Universalprüfmaschine ZWICK Z250 mit Prüfeinheit und eingebauter Prüflingseinheit

3.7 Versuchsbedingungen

Nach Absprache mit MAGNA STEYR ENGINEERING wurden zwei relevante Werkstoffe für die Versuche ausgewählt. Einerseits unlegierter Stahl (S355J2G3) und andererseits Aluminium (EN AW-6082T6). Daher kommt es zu den Paarungen: Stahl - Stahl; Stahl - Aluminium; Aluminium - Aluminium.

Um aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten, sind reproduzierbare Versuchsbedingungen notwendig. Die folgenden Versuchsbedingungen sind dafür wichtig:

- Temperatur: Alle Versuche werden bei Raumtemperatur durchgeführt. Da alle Versuche in klimatisierten Räumen mit einer minimalen Temperaturschwankung durchgeführt werden, hat dieser Parameter keinen Einfluss.
- Oberflächenrauheit: Die Oberflächenrauheit der Kontaktflächen ist für alle Prüflinge, egal aus welchem Werkstoff, gleich. Wie in Kapitel 2.3.3.1 beschrieben,

gibt es keinen eindeutigen Zusammenhang zwischen der Oberflächenrauheit und dem Haftreibungskoeffizient.

Daher wird ein Mittenrauwert von $R_a = 1,6$ gewählt, da dies auch ein typischer Wert für gewalzte Bleche ist. Diese Oberflächengüte kann und wird noch ohne zu schleifen gefertigt (siehe: Abbildung 6). Nur bei sehr feinen Oberflächen (poliert, fein geschliffen) kommt es zu einem signifikanten Anstieg des Haftreibungskoeffizienten. Solche Oberflächengüten spielen im Karosseriebau eine untergeordnete Rolle.

- Oberflächenhärte: Die Oberflächenhärte spielt eine entscheidende Rolle. Die Prüflinge werden nach dem spanabhebenden Bearbeiten nicht wärmebehandelt bzw. oberflächenbehandelt.
- Sauberkeit der Oberflächen: Die Kontaktflächen der Prüflingsteile werden immer ca. 15 Minuten vor dem Zusammenbau der Prüflingseinheit, mit Isopropanol gereinigt und entfettet. Da sowohl die Vorspanneinheit als auch die Prüfeinheit im Vorhinein entfettet und gereinigt wurden und während eines Versuchsablaufs keine Öle oder Fette verwendet werden, ist eine neuerliche Verunreinigung der Prüflinge damit weitestgehend ausgeschlossen.
- Personenbezogene Einflüsse: Da alle Versuche von gleichbleibenden und geschulten Personen (Herrn Vidovic (Mitarbeiter Werkstofftechnik MAGNA STEYR) und Herrn Lamprecht (Verfasser dieser Diplomarbeit)) durchgeführt wurden, war es nicht notwendig, genaue Arbeitsanweisungen zu verfassen. Der Einfluss der Experimentatoren auf die Ergebnisse kann damit vernachlässigt werden.

3.8 Versuchsparmeter

Im Interesse der Reibungsuntersuchungen stand die Abhängigkeit des Haftreibungskoeffizienten von der Flächenpressung und von der Tangentialkraftsteigerungsrate. In Tabelle 7 ist die Versuchsmatrix mit der zu jeder Versuchsreihe zugehörigen Normalkraft, Flächenpressung, Prüfgeschwindigkeit und Tangentialkraftsteigerungsrate dargestellt. Wie in der Tabelle 7 ersichtlich gibt es insgesamt 24 Versuchsreihen. Für die Versuchsreihen wurden Prüfgeschwindigkeiten von $0,2 \frac{mm}{min}$, $120 \frac{mm}{min}$ und $1 \frac{mm}{min}$ eingestellt und jeweils dazugehörige Tangentialkraftsteigerungsrate wurde mittels des Kraft-Zeit Verlaufs der Messung berechnet. Wie man anhand der Tabelle 7 sieht variiert die Tangentialkraftsteigerungsrate je nach Normalkraft bei gleicher Prüfgeschwindigkeit.

Nr.	Werkstoff- paarung	Normalkraft	Flächenpressung	Prüfgeschwindigkeit	Tangentiale Kraftsteigerungsrate
		F_N [kN]	p [MPa]	v_p $\left[\frac{mm}{min}\right]$	$\frac{dF_T}{dt}$ $\left[\frac{N}{s}\right]$
1	St – St	15	99	0,2	300
2	St – St	40	265	0,2	360
3	St – St	80	529	0,2	370
4	St – St	110	728	0,2	350
5	Al – Al	15	99	0,2	280
6	Al – Al	30	198	0,2	290
7	Al – Al	45	298	0,2	295
8	St – Al	15	99	0,2	275
9	St – Al	30	198	0,2	300
10	St – Al	45	298	0,2	330
11	St – St	15	99	120	$56,8 \cdot 10^3$
12	St – St	40	265	120	$115 \cdot 10^3$
13	St – St	80	529	120	$170 \cdot 10^3$
14	St – St	110	728	120	$165 \cdot 10^3$
15	Al – Al	30	198	120	$76,5 \cdot 10^3$
16	Al – Al	45	298	120	$109 \cdot 10^3$
17	St – Al	30	198	120	$124 \cdot 10^3$
18	St – Al	45	298	120	$175 \cdot 10^3$
19	St – St	40	265	1	940
20	St – St	80	529	1	1040
21	Al – Al	30	198	1	1350
22	Al – Al	45	298	1	1490
23	St – Al	30	198	1	1570
24	St – Al	45	298	1	1680

Tabelle 7: Versuchsmatrix

Bei den Versuchsreihen 1 bis 10 wurde eine sehr geringe Prüfgeschwindigkeit von $0,2 \frac{mm}{min}$ gewählt. Diese Versuchsreihen werden daher im Folgenden als quasistatisch bezeichnet. Wie man anhand der Tabelle 7 sieht, wird die Flächenpressung ausgehend von $100MPa$ bis nahe der Grenzflächenpressung variiert. Die Grenzflächenpressung für Aluminium beträgt $p_G = 360MPa$ und für Stahl beträgt sie $p_G = 760MPa$. Die Tangentialekraftsteigerungsrate wurde aus den Versuchsergebnissen ermittelt (siehe

Kapitel 3.11) und variiert zwischen 275 und $370 \frac{N}{s}$. Wenn man die Diagramme aus Kapitel 3.11 betrachtet, erkennt man, dass zumindest im Anfangsbereich der Kraftanstieg linear ist und daher die Kraftsteigerung für diesen Bereich leicht ermittelt werden kann. In den Versuchsreihen 11 – 18 wurde die Prüfgeschwindigkeit auf $120 \frac{mm}{min}$ erhöht. Die Universalprüfmaschine würde eine höhere Prüfgeschwindigkeit zulassen. Da die Messfrequenz mit 50Hz begrenzt ist, wäre dies jedoch, aufgrund einer zu geringen Anzahl an Messpunkten, sinnlos.

Man erhält durch diese hohe Prüfgeschwindigkeit eine Tangentialkraftsteigerung von 56,8 bis $175 \frac{kN}{s}$. Aufgrund der begrenzten Anzahl an Prüflingen wurden im beschränkten Umfang Reibungsversuche durchgeführt, weshalb z.B. keine Versuche für Al-Al und St-Al mit $v_p = 120 \frac{mm}{min}$ und $F_N = 15kN$ durchgeführt wurden. Der genaue Versuchsplan stand im Vorhinein nicht fest und wurde im Laufe der Versuche angepasst. Deswegen wurden bei Variation der Prüfgeschwindigkeit nicht immer alle Normalkraftniveaus getestet.

Zum Schluss wurde noch für die Versuchsreihen 19 - 24 eine Prüfgeschwindigkeit von $1 \frac{mm}{min}$ gewählt. Bei diesen Versuchsreihen wurde zusätzlich untersucht, ob eine Vorlast, bei der die Haftgrenze noch nicht überschritten wurde, einen Einfluss auf den Haftreibungskoeffizienten hat. Zu diesem Zweck wurde drei Mal ein Vorlastniveau (mit der gleichen Prüfgeschwindigkeit) nahe der Haftgrenze angefahren, bevor der eigentliche Versuch erfolgte.

3.9 Abgrenzung zwischen Haft- und Gleitreibung

Die Abgrenzung zwischen Haft- und Gleitreibung ist nicht für alle Kurvenverläufe eindeutig zu bestimmen. Je nach Werkstoffpaarung kommt es zu einer eindeutigen Haftgrenze oder es müssen Kriterien angewendet werden, um diese zu bestimmen. Zu diesem Zweck wurde zwischen drei Fällen unterschieden:

- Fall A (siehe Abbildung 12)

Dieser Fall stellt den einfachsten und eindeutigsten Fall der Grenze zwischen Haft- und Gleitreibung dar. Als Haftgrenze wurde das erste lokale Maximum der Kraft- Verschiebungskurve ermittelt. Bei den Werkstoffpaarungen St - St und Al - Al konnte man mit diesem Kriterium relativ einfach den Haftreibungskoeffizienten ermitteln. Teilweise kam es nach dem ersten Kraftmaximum noch zu einem weiteren Kraftanstieg.

- Fall B (siehe Abbildung 12)

Bei der Werkstoffpaarung St - Al bereitete die Ermittlung der Haftgrenze deutliche Schwierigkeiten, da es zwar zu einem Steigungsabfall der Kraft- Verschiebungskurve kam, jedoch nicht immer zu einem lokalen Maximum. Wenn man das Diagramm für den Fall B betrachtet, sieht man, dass es nach dem ersten Steigungsabfall der Kurve zu keinem lokalen Maximum kommt. Das erste Maximum tritt erst nach einer deutlichen makroskopischen Verschiebung auf. Dies kann aber nicht als Haftgrenze herangezogen werden, da es im Vorfeld schon zu einem deutlichen Steifigkeitsverlust gekommen ist. Daher wurde für diese Fälle eine andere Haftgrenze gewählt. Wenn man den Kurvenverlauf betrachtet, hat man am Anfang der Kurve meist einen linearen Verlauf und damit eine Krümmung von Null. Dann beginnt die Steigung der Kurve zu sinken und die Krümmung wird negativ, bis sie meist wieder in eine Kurve konstanter Steigung übergeht, zumindest über einen kleinen Wegbereich. Genau dieser Übergang, bei dem die zweite Ableitung wieder Null wird, wird als Haftgrenze definiert.

- Fall C (siehe Abbildung 12)

Selbst das Kriterium für den Fall B ist nicht für jeden Kurvenverlauf anwendbar. Für die Kurve im Fall C erkennt man, dass die Steigung nach der negativen Krümmung nicht konstant ist, sondern in eine positive Krümmung übergeht. Der Übergang zwischen negativer und positiver Krümmung entspricht einem Wendepunkt und wird für ähnliche Kurvenverläufe als Haftgrenze definiert.

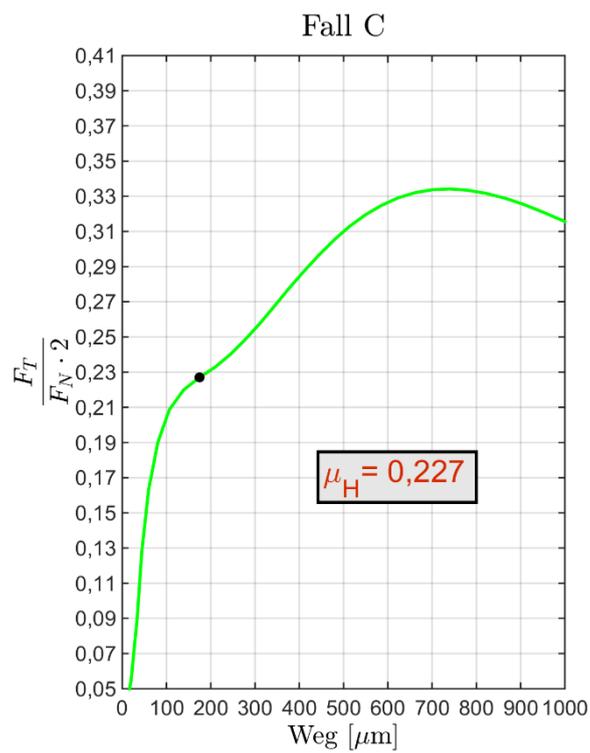
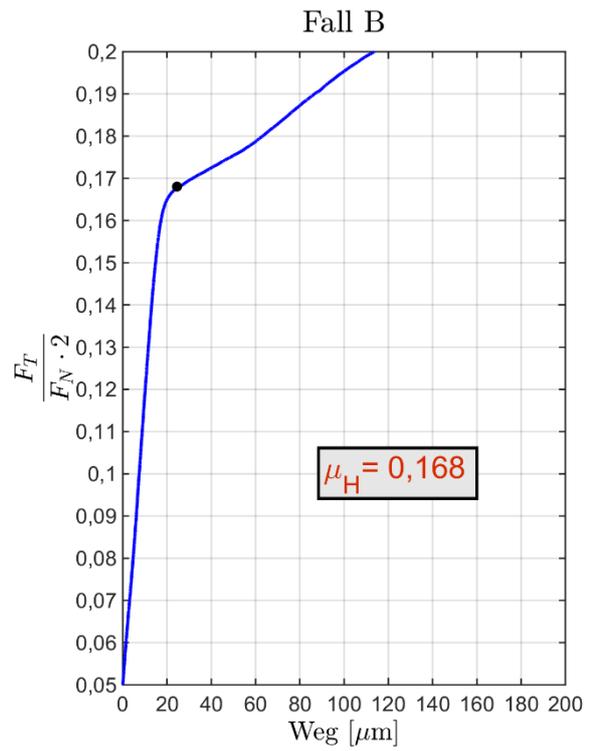
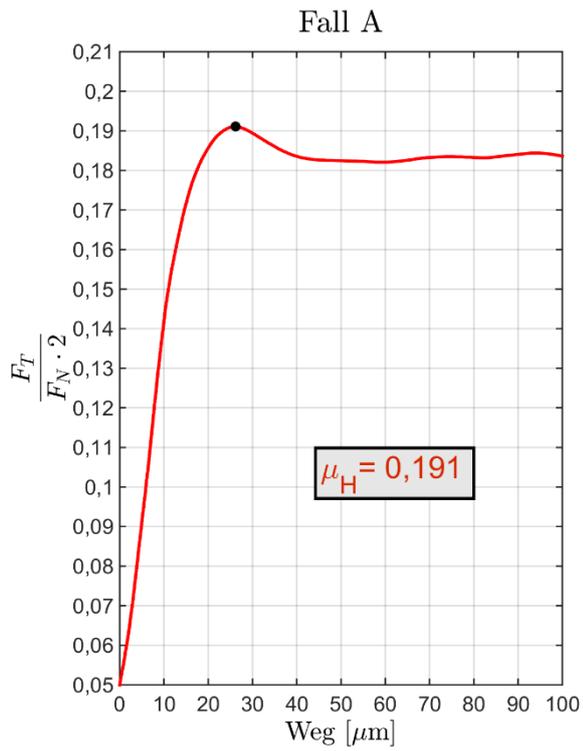


Abbildung 12: Bestimmung der Haftgrenze

3.10 Validierung der Messungen

Bei Reibungsmessungen kommt es immer zu einer gewissen Streuung der Ergebnisse durch zufällige Fehler. Systematische Fehler sind durch die in den vorhergehenden Kapiteln vorgestellten Maßnahmen weitestgehend ausgeschlossen. Grund für die zufälligen Fehler sind unter anderem die Streuung der Werkstoffeigenschaften, Unterschiede in der Ausprägung der Oxidschicht, Verteilung der Oberflächenrauheiten, etwaige Verunreinigungen, Fertigungstoleranzen der Prüflinge, usw.

Bei der Messung bzw. Ermittlung des Haftreibungskoeffizienten kommt es zu größeren statistischen Schwankungen als bei der Messung des Gleitreibungskoeffizienten. Dies liegt daran, dass bei der Messung des Gleitreibungskoeffizienten immer neue Oberflächenerhebungen in Kontakt kommen und daher punktuelle Unregelmäßigkeiten eine nicht so bedeutende Rolle spielen.

Für jeden Einzelversuch wurde der Prüfling ausgetauscht. Dies ist aus folgenden Gründen notwendig:

- Wenn man den Haftreibungskoeffizient ermitteln will, ist es notwendig, die Haftgrenze zu überschreiten und in den Gleitreibungsbereich überzugehen. Wie in Kapitel 3.9 beschrieben, war diese Grenze nicht immer auf den ersten Blick auffindbar. Wenn man nun die Haftgrenze überschreitet, werden Kontaktstellen aufgebrochen und es kommt zum Verschleiß, weiteren Zerstörungen der Oxidschicht, plastischen Verformungen, Verfestigung, usw. Das heißt es kommt zu irreversiblen Veränderungen der Oberfläche.
- Da wir sehr hohe Normalkräfte aufbringen, kommt es durch die Wirkung der Normalkraft zu einer plastischen Verformung im Grundmaterial nahe der Kontaktflächen.
- Um statistische Aussagen treffen zu können, ist es notwendig davon auszugehen, dass die einzelnen Wiederholungsmessungen voneinander unabhängig sind.

Es wird die Annahme getroffen, dass die Versuchsergebnisse der einzelnen Versuchsreihen einer Normalverteilung unterliegen. Für die meisten Versuchsreihen wurden 5 Wiederholungsmessungen durchgeführt. Aufgrund der beschränkten Anzahl an Prüflingen und der Abänderung des Prüfplans während der Versuchsdurchführung, wurde die Wiederholungszahl teilweise auf 3 bzw. 4 reduziert. Die statistische Auswertung wird anhand der Versuchsreihe 2 erklärt und wurde äquivalent für alle anderen Versuchsreihen durchgeführt.

Zuerst werden die Haftreibungskoeffizienten nach den in Kapitel 3.9 definierten Grenzen bestimmt. Von Interesse bei der Auswertung ist nur der Haftreibungskoeffizient. Die einzelnen Ergebnisse der Versuchsreihe 2 (siehe Tabelle 7) sind in Tabelle 8 angeführt.

i	1	2	3	4	5
$\mu_H [-]$	0,173	0,191	0,177	0,192	0,184

Tabelle 8: Einzelergebnisse Reihe 2

Dadurch ergibt sich der Mittelwert der Versuchsreihe zu:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i = \frac{1}{5} \cdot 0,917 = 0,183 \quad (3.2)$$

Als nächstes wird die Standardabweichung der Stichprobe berechnet:

$$s^2 = \frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 = \frac{1}{4} \cdot 0,000273 = 6,83 \cdot 10^{-5} \rightarrow s = 8,27 \cdot 10^{-3} \quad (3.3)$$

Aufgrund der endlichen Anzahl an Wiederholungsversuchen stellen der Mittelwert der Versuchsreihe und die Standardabweichung nicht den wahren Mittelwert und die wahre Standardabweichung dar. Der wahre Mittelwert und die wahre Standardabweichung sind unbekannt. Der Mittelwert der Versuchsreihe stellt dennoch den besten Schätzwert für den wahren Mittelwert der normalverteilten Messgröße μ_H dar. Nun kann ein sogenanntes Konfidenzintervall ermittelt werden, in dem der wahre Mittelwert mit einer vergebenen Wahrscheinlichkeit liegen wird. Das Konfidenzintervall - auch Vertrauensbereich genannt - für den unbekanntem Mittelwert lautet:

$$\bar{x} - t \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} \leq \bar{x}_w \leq \bar{x} + t \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (3.4)$$

In der Literatur (siehe [Pap08]) wird der wahre Mittelwert meist mit μ bezeichnet. Da aber der Haftreibungskoeffizient den gleichen Buchstaben hat, wird der wahre Mittelwert in dieser Diplomarbeit stattdessen mit \bar{x}_w bezeichnet. In Gleichung (3.4) stellt der $\frac{s}{\sqrt{n}}$ Faktor die Standardabweichung des Mittelwerts der Versuchsreihe dar. Daran erkennt man, dass die Standardabweichung des Mittelwerts, bei einer unendlich großen Anzahl an Wiederholungsmessungen gegen Null strebt, das bedeutet der Mittelwert der Messreihe strebt gegen den wahren Mittelwert. Der Faktor t stellt eine Konstante dar und ist abhängig von der Anzahl der Wiederholungsmessungen und der Größe des Vertrauensbereichs. Der halbe Vertrauensbereich wird auch als Messunsicherheit

bezeichnet. Um nun den Faktor t zu ermitteln wird zuerst die Größe des Vertrauensbereichs mit 90% festgelegt. Dies bedeutet, dass der wahre Mittelwert mit 90% Wahrscheinlichkeit innerhalb des Vertrauensbereichs liegt. Da die Anzahl der Messungen gering ist, wird zur Ermittlung des t -Wertes nicht die Tabelle der Normalverteilung sondern die der studentschen t -Verteilung verwendet. Wie man in Tabelle 9 sieht, geht die studentsche t -Verteilung bei einer unendlichen Anzahl an Wiederholungsversuchen in die Normalverteilung über. Ab einer Wiederholungszahl von 30 kann man schon in guter Näherung von einer Normalverteilung ausgehen.

Anzahl Wiederholungsversuche	Vertrauensbereich		
	90%	95%	99%
2	6,314	12,707	31,820
3	2,920	4,303	6,965
4	2,353	3,182	4,541
5	2,132	2,776	3,747
6	2,015	2,571	3,365
∞	1,645	1,960	2,326

Tabelle 9: t -Wert Tabelle nach der studentsche t -Verteilung

Der Wert t kann nun einfach aus der Tabelle 9 abgelesen werden und entspricht für die Versuchsreihe 2: 2,132. Die Messunsicherheit Δx beträgt:

$$\Delta x = t \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} = 2,132 \cdot \frac{8,27 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{5}} = 7,88 \cdot 10^{-3} \quad (3.5)$$

Daher liegt der wahre Mittelwert im Bereich:

$$0,175 \leq \bar{x}_w \leq 0,191 \quad (3.6)$$

Für alle anderen Versuchsreihen wurde die statistische Auswertung äquivalent ausgeführt. Die Ergebnisse sind im Kapitel 3.11 zu finden.

3.11 Auswertung der einzelnen Versuchsreihen

In diesem Kapitel sind für alle Versuchsreihen die entsprechenden Wiederholungsmessungen in Diagrammen dargestellt. Bei allen Diagrammen ist auf der Abszisse der Weg in μm aufgetragen und auf der Ordinate die Tangentialkraft bezogen auf die Normalkraft, also $\frac{F_T}{2 \cdot F_N}$. Wenn man für die Tangentialkraft F_T , die Haftgrenzkraft F_R (siehe Gl. (2.1)) einsetzt, die sich aus der ermittelten Haftgrenze (siehe Kapitel 3.9) ergibt, kann man direkt den Haftreibungskoeffizienten $\mu_H = \frac{F_R}{2 \cdot F_N}$ berechnen. Da zwei Trennfu-

gen vorhanden sind, muss (Aufstellen des Kräftegleichgewichts) der Nenner mit 2 multipliziert werden. Die Gewichtskraft des Mittelteils des Prüflings aus Stahl liegt unter $2N$ und kann daher vernachlässigt werden. Alle Kurven beginnen bei $\frac{F_T}{2 \cdot F_N} = 0,05$, weil wie in Kapitel 3.6.3 beschrieben wird, die vorgegebene Prüfgeschwindigkeit erst ab einem gewissen Vorlastniveau erreicht wird. Folglich starten alle dargestellten Kurven erst ab dem linearen Bereich, da der Bereich bis zum Vorlastniveau nicht von Interesse ist. In den Diagrammen sind die Vorspannkräfte, bzw. Normalkräfte angeschrieben. Diese streuen um den jeweiligen Zielwert, weil es mit dem Elektroschrauber nur möglich ist, die Schraube auf 1 – 2kN genau vorzuspannen. Um die Wiederholungsmessungen in einem Diagramm vergleichen zu können, wurde das Kräfteverhältnis $\frac{F_T}{2 \cdot F_N}$ auf der Ordinate aufgetragen. Während der Messung werden Kraft, Zeit und Weg aufgezeichnet. Für die Aufzeichnung des Weges wurde im Vorfeld die Prüfmaschine kalibriert, um die Steifigkeiten dieser berücksichtigen bzw. herausrechnen zu können. Dafür wurde eine Rundstange aus Stahl anstelle der Prüflinge verwendet und die Kraft-Weg Kurve (Kalibrierkurve) aufgezeichnet. Die angezeigten Werte der Verschiebung auf der Abszisse sind nun die Differenz aus dem Maschinenweg und der Kalibrierkurve. Die Werte der Verschiebung auf der Abszisse entsprechen nicht der Relativverschiebung zwischen den Reibflächen, da einerseits die Steifigkeit der Prüflinge keine Berücksichtigung findet und es andererseits zu plastischen Verformung nahe den Kontaktflächen kommt. Die Werte der Verschiebung sind tendenziell höher, als die wahren Werte der Relativverschiebung. Wenn man die wahren Werte der Relativverschiebung messen wollen würde, wäre es notwendig direkt an der Überhöhung des Prüfling Mittelteils den Weg zu messen (z.B.: mittels einen induktiven Wegaufnehmers der eine Auflösung um die $1\mu m$ hat). Man könnte anstelle der Verschiebung auch die Prüfzeit auf der Abszisse auftragen, da aber die Versuche mit einer konstanten Prüfgeschwindigkeit durchgeführt werden, würde dies nur zu einer anderen Skalierung der x-Achse führen.

Die Haftgrenze ist immer als schwarzer Punkt in den Diagrammen eingetragen. Für jede Versuchsreihe sind die aus den einzelnen Wiederholungsmessungen gemittelte relative Tangentialkraftsteigerungsrate (errechnet aus dem linearen Anfangsbereich) sowie die gemittelte Haftgrenzkraft eingetragen. In den Diagrammen ist für jede Wiederholungsmessung, die Normalkraft und der Haftreibungskoeffizient eingetragen.

3.11.1 Haftreibungskoeffizient in Abhängigkeit der Flächen- pression - quasistatisch

3.11.1.1 Stahl - Stahl

Reihe	Normalkraft und Flächen- pression		Haftgrenzkraft und relative Tangentialkraft- steigerungsrate		Mittelwert, Messunsicherheit und Standardabweichung des Haftreibungskoeffizienten über die Messreihe		
	F_N [kN]	p [MPa]	F_R [kN]	$\left(\frac{dF_T}{dt}\right) \left[\frac{1}{s}\right]$	μ_H [-]	Δx [-]	s [-]
1	15	99	4,56	0,02	0,152	$8,41 \cdot 10^{-3}$	$7,15 \cdot 10^{-3}$
2	40	265	14,64	0,009	0,183	$7,88 \cdot 10^{-3}$	$8,27 \cdot 10^{-3}$
3	80	529	30,4	0,0046	0,19	$7,68 \cdot 10^{-3}$	$8,05 \cdot 10^{-3}$
4	110	728	34,76	0,0032	0,158	$8,82 \cdot 10^{-3}$	$9,25 \cdot 10^{-3}$

Tabelle 10: Versuchsreihe 1 bis 4

Der gemessene Verlauf des Haftreibungskoeffizienten über die Flächen-
 pression deckt sich sehr gut mit dem in Abbildung 1 dargestellten Verlauf. Die Flächen-
 pression variiert zwischen ca. 100 und 730MPa. Die Versuchsreihe 1 dürfte im Bereich I liegen,
 in dem die Oxidschicht noch in keinem nennenswertem Ausmaß durchbrochen ist. Es
 ist davon auszugehen, dass bei geringeren Flächen-
 pressungen als 100MPa der Haft-
 reibungskoeffizient auch 0,15 beträgt. Die zweite Versuchsreihe dürfte im Übergangs-
 bereich II liegen in dem der Haftreibungskoeffizient mit steigender Flächen-
 pression zunimmt. Bei der dritten Versuchsreihe ist das Maximum des Haftreibungskoeffizien-
 ten von 0,19 offensichtlich schon erreicht, weswegen sich diese Versuchsreihe im Be-
 reich III befindet. Wenn man nun die Flächen-
 pression, bis nahe der Grenzflächen-
 pression, erhöht, wie es in der Versuchsreihe vier der Fall ist, fällt der Haftreibungs-
 koeffizient wieder ab und man erreicht wieder ähnliche Werte, wie bei geringen Flä-
 chen-
 pressungen um die 100MPa.

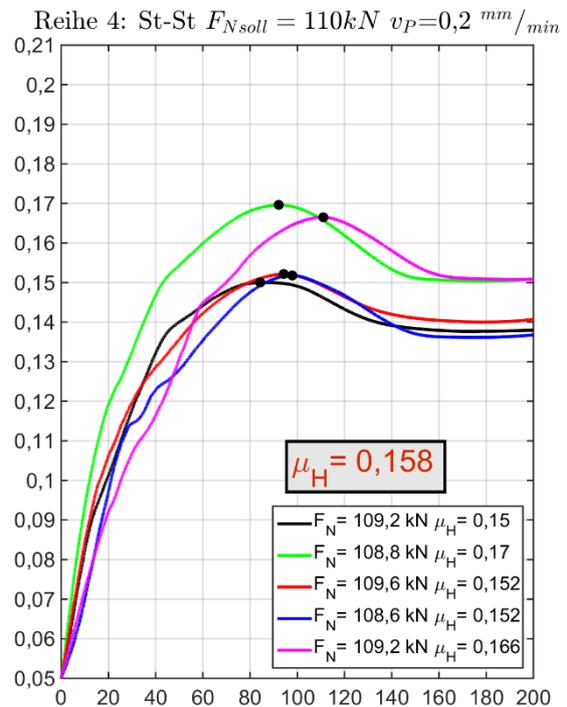
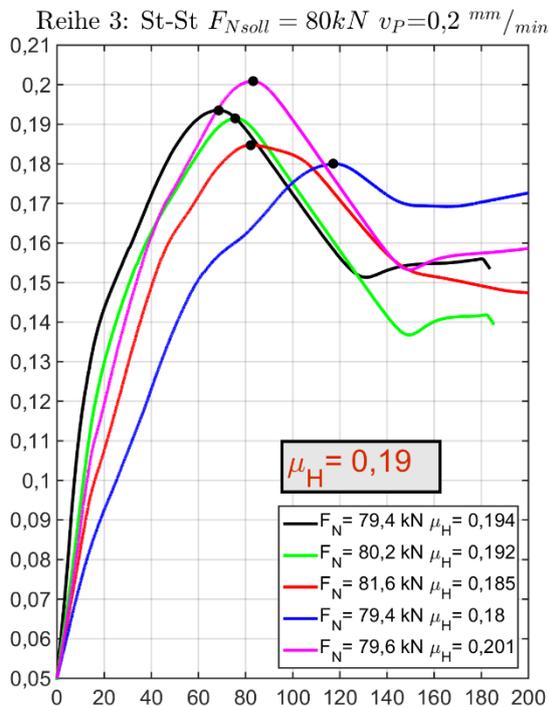
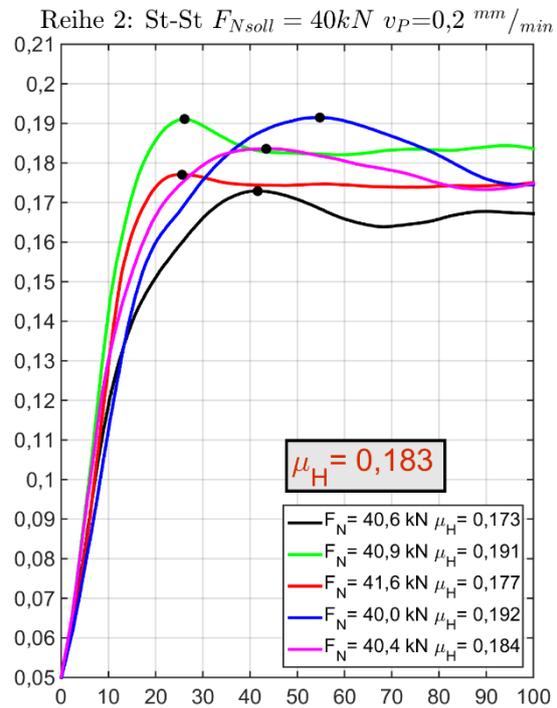
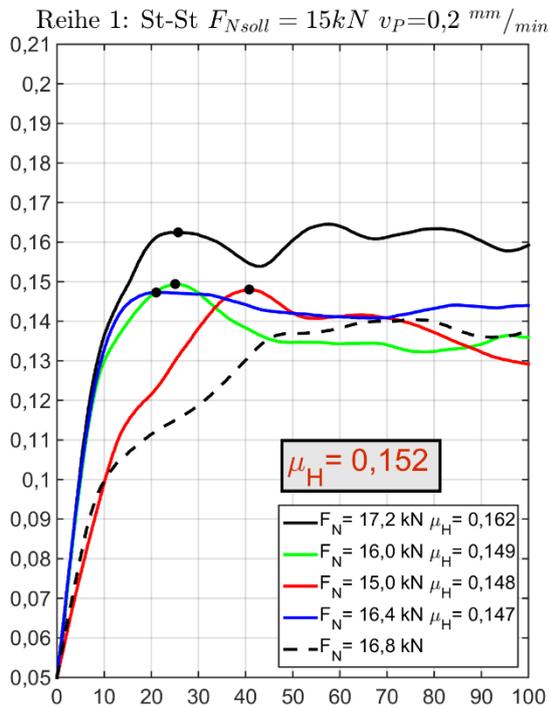
In der Tabelle 7 sieht man, dass die Kraftsteigerungsrate der Versuchsreihen nur
 geringfügig variieren. Dieser Parameter ist laut [RicNol76] und [JohGre73] der rele-
 vante Parameter für den Haftreibungskoeffizient. Bezieht man diese nun auf die Nor-
 malkraft, erhält man die relative Kraftsteigerungsrate, welche in Tabelle 10 eingetragen
 ist. Die relativen Kraftsteigerungsrate sind sehr gering, weshalb ein Versuch mehrere

Minuten dauern kann, bis die Haftgrenze überschritten wird. Da die relativen Kraftsteigerungsraten sehr gering sind, kann die Krafterhöhung als quasistatisch bezeichnet werden.

Wenn man die einzelnen Kraft- Verschiebungskurven betrachtet (siehe Abbildung 13), ist der Übergang zwischen Haft- und Gleitreibung eindeutig ersichtlich. Es kann folglich für alle Versuchsreihen das erste lokale Maximum als Grenze verwendet werden. Je nachdem welche Flächenpressung zwischen den Reibpartnern vorhanden war, kam es zu einem mehr oder weniger starken Kraftabfall nach dem Überschreiten der Haftgrenze. Bei den meisten Versuchen war ein neuerlicher Kraftanstieg nach dem Überschreiten des ersten Kraftabfalls zu beobachten. Da aber dieser Bereich nicht im Interesse der Untersuchungen stand, wurde nach einer deutlichen makroskopischen Verschiebung der Versuch abgebrochen. Sobald sich die Verschiebung im makroskopischen Bereich bewegt, ist der Kraftverlauf nicht mehr aussagekräftig, da sich die Reibfläche, aufgrund der sich gegeneinander verschiebenden Kreisringe, immer weiter verkleinert. Durch die Reibungsvorgänge kam es zu einer deutlichen, mit freiem Auge sichtbaren, Veränderung der Oberflächen. Einerseits kam es durch die hohen Normalkräfte zu einer Glättung der Oberflächen (Drehriefen waren nicht mehr erkennbar) durch eine Abflachung der Rauheitsspitzen. Auf der anderen Seite kam es stellenweise zu einer deutlichen Aufrauhung der Oberfläche, vor allem bei Versuchen, bei denen erst nach einer deutlichen makroskopischen Verschiebung abgebrochen wurde. Die ersten Verschleißerscheinungen sind umso ausgeprägter, je höher die Flächenpressung und je größer der Gleitweg sind. Im Zuge der Vorversuche wurde ein Prüfling ein zweites Mal getestet und es hat sich ein Anstieg des Haftreibungskoeffizienten bei neuerlicher Belastung gezeigt. Es ist davon auszugehen, dass sich bei mehrmaliger Wiederholung des Versuchs bei ein und demselben Prüfling der Haftreibungskoeffizient weiter erhöht. Die Verschleißerscheinungen und die Erhöhung des Haftreibungskoeffizienten decken sich mit den Beobachtungen von [Köh05]. Die Prüflinge sind aufgrund der beidseitigen Überhöhung der Reibflächen und damit einhergehenden Verminderung der in Kontakt befindlichen Reibflächen nicht geeignet, um aussagekräftige Ergebnisse für den Gleitreibungsbereich zu bekommen.

Im Zuge der statistischen Auswertung wurde des Weiteren die Messunsicherheit berechnet. Man sieht, dass sich die Messunsicherheit zwischen den Versuchsreihen nicht maßgeblich ändert und sich im Bereich von $8 \cdot 10^{-3}$ befindet.

Im Diagramm der Versuchsreihe 1 sieht man, dass nur vier Wiederholungsmessungen herangezogen wurden. Die fünfte Wiederholungsmessung musste aufgrund von Korrosionsstellen an der Oberfläche ausgeschlossen werden.



x-Achse: Weg [μm] - y-Achse: $\frac{F_T}{2 \cdot F_N}$

Abbildung 13: Diagramme Versuchsreihe 1 bis 4

3.11.1.2 Aluminium - Aluminium

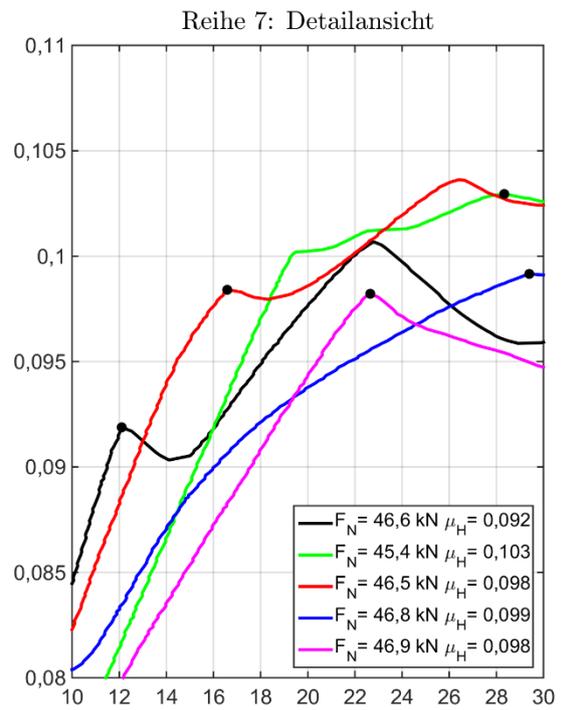
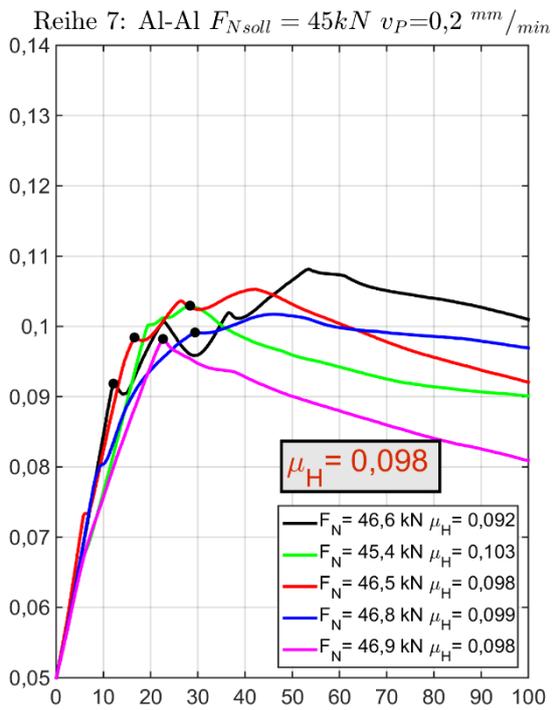
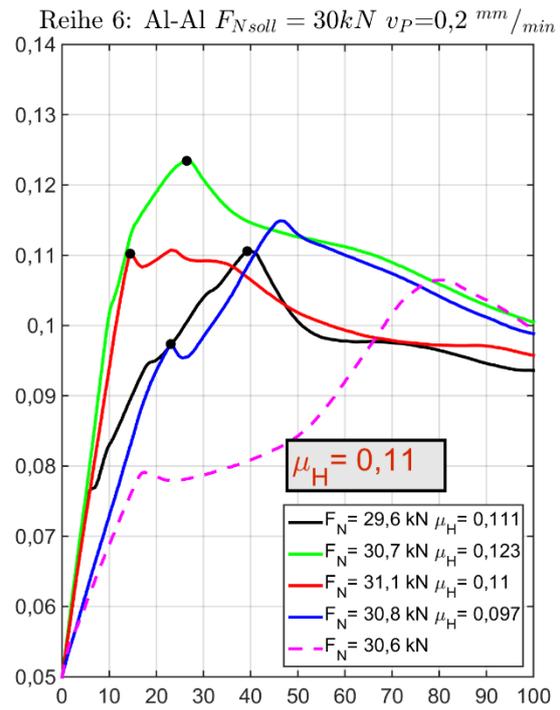
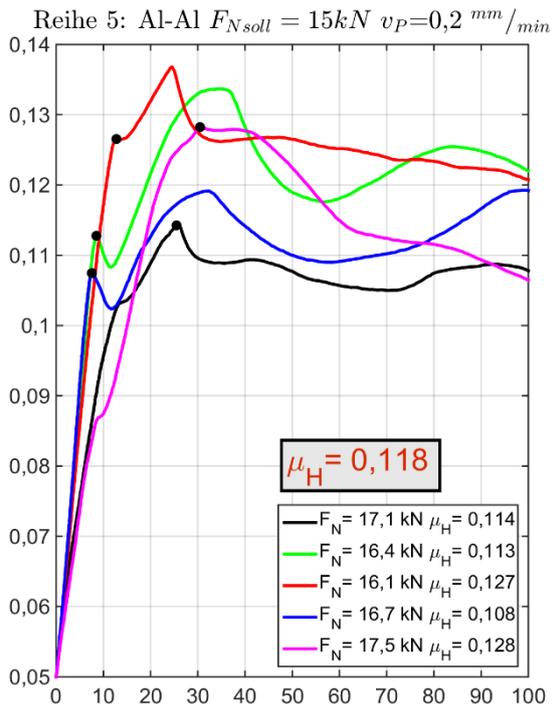
Reihe	Normalkraft und Flächenpressung		Haftgrenzkraft und relative Tangentialkraftsteigerungsrate		Mittelwert, Messunsicherheit und Standardabweichung des Haftreibungskoeffizienten über die Messreihe		
	F_N [kN]	p [MPa]	F_R [kN]	$\left(\frac{dF_T}{dt}\right) \left[\frac{1}{s}\right]$	μ_H [-]	Δx [-]	s [-]
5	15	99	3,54	0,0187	0,118	$8,66 \cdot 10^{-3}$	$9,08 \cdot 10^{-3}$
6	30	198	6,6	0,0097	0,11	$12,55 \cdot 10^{-3}$	$10,66 \cdot 10^{-3}$
7	45	298	8,82	0,0066	0,098	$3,8 \cdot 10^{-3}$	$3,98 \cdot 10^{-3}$

Tabelle 11: Versuchsreihe 5 bis 7

Wie in Tabelle 11 ersichtlich, ist der Haftreibungskoeffizient mit steigender Flächenpressung leicht abfallend. Die Flächenpressung variiert zwischen ca. 100MPa und 300MPa . Für diese Versuchsreihen kann wieder das erste lokale Maximum als Haftgrenze herangezogen werden (siehe Abbildung 14). Bei fast allen Kraft- Verschiebungskurven entsteht nach dem ersten lokalen Maximum ein zweites, höheres Maximum, bevor es zu einem deutlichen Absinken der Kraft kommt. Der Haftreibungskoeffizient ist für Aluminium, bzw. eine Aluminiumlegierung eher gering. In der [VDI22301] ist für die Paarung „Aluminium - Aluminium; gereinigt/entfettet“ ein Bereich für den Haftreibungskoeffizienten zwischen 0,1 und 0,32 angegeben. Die Messungen sind daher am unteren Rand anzusiedeln. Es wurden keine gesicherten Werte für die verwendete Legierung EN AW-6082T6 oder eine Aluminiumlegierung mit ähnlicher Härte gefunden. Nach [DIN485] hat EN AW-6082T6 eine Brinellhärte von 89HBW bei einer Nenndicke zwischen $12,5$ und 60mm . Im Vergleich dazu hat Reinaluminium EN AW-1080A [Al 99,8(A)] im Werkstoffzustand O nur eine Härte von 18HBW . Der Härteunterschied zwischen Reinaluminium und der verwendeten Legierung ist beträchtlich und vermutlich die Hauptursache für den niedrigen Haftreibungskoeffizient.

Die Messunsicherheiten und Standardabweichungen der einzelnen Messreihen schwanken sehr stark. Die Messunsicherheit für die Versuchsreihe 7 liegt deutlich unter den Messunsicherheiten der anderen Versuchsreihen.

Mit freiem Auge sichtbare Verschleißerscheinungen gab es nur für die Versuchsreihe 7. Im Diagramm der Versuchsreihe 6 sieht man, dass die fünfte Wiederholungsmessung nicht für die Auswertung herangezogen wurde, da eine Prüflingsoberfläche an einer Stelle beschädigt war (nicht durch Verschleiß bedingt).



x-Achse: Weg [μm] - y-Achse: $\frac{F_T}{2 \cdot F_N}$

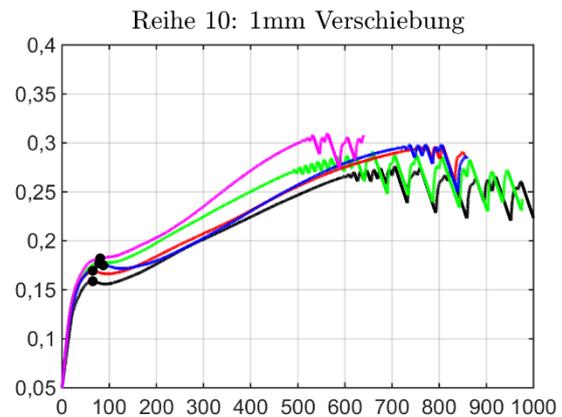
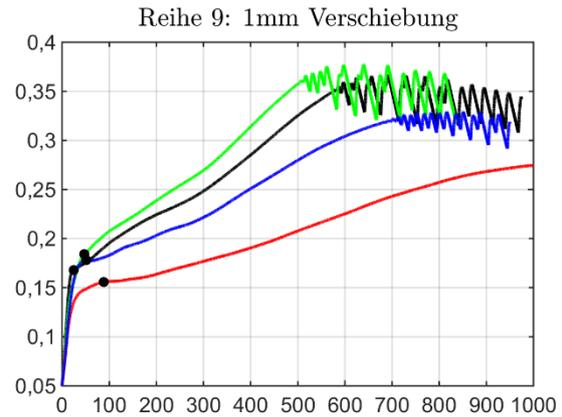
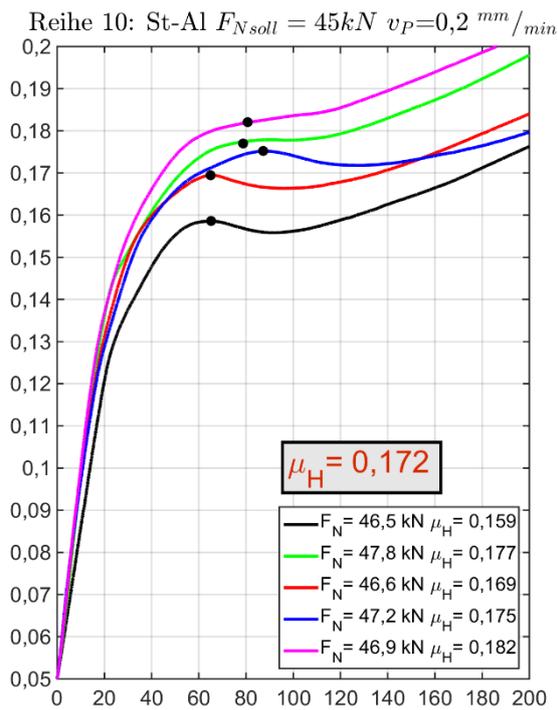
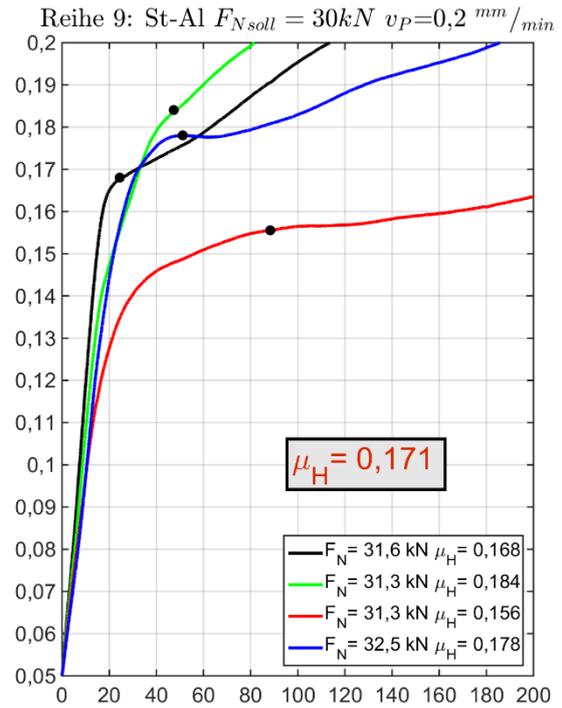
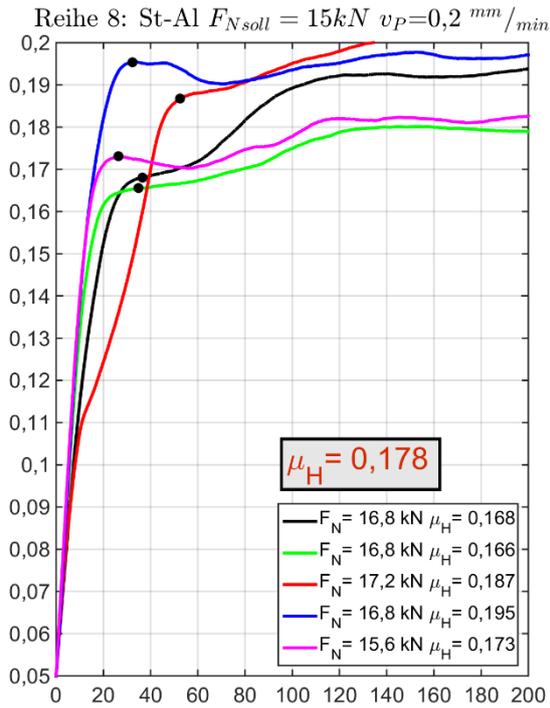
Abbildung 14: Diagramme Versuchsreihe 5 bis 7

3.11.1.3 Stahl - Aluminium

Reihe	Normalkraft und Flächenpressung		Haftgrenzkraft und relative Tangentialkraftsteigerungsrate		Mittelwert, Messunsicherheit und Standardabweichung des Haftreibungskoeffizienten über die Messreihe		
	F_N [kN]	p [MPa]	F_R [kN]	$\left(\frac{dF_T}{dt}\right) \left[\frac{1}{s}\right]$	μ_H [-]	Δx [-]	s [-]
8	15	99	5,34	0,0183	0,178	$12,21 \cdot 10^{-3}$	$12,8 \cdot 10^{-3}$
9	30	198	10,26	0,01	0,171	$14,55 \cdot 10^{-3}$	$12,37 \cdot 10^{-3}$
10	45	298	15,48	0,0073	0,172	$8,57 \cdot 10^{-3}$	$9 \cdot 10^{-3}$

Tabelle 12: Versuchsreihe 8 bis 10

Der Haftreibungskoeffizient ändert sich nicht merklich mit steigender Flächenpressung (siehe Tabelle 12). Wie bereits bei der Aluminium - Aluminium Paarung variiert die Flächenpressung zwischen ca. 100MPa und 300MPa . Für diese Versuchsreihen gibt es nicht bei allen Versuchen eine eindeutige Haftgrenze (siehe Abbildung 15) und es wird die in Kapitel 3.9 definierte Haftgrenze für den Fall B verwendet. Vor allem bei der Versuchsreihe 9 kommt es nur bei einem Wiederholungsversuch zu einem lokalen Kraftmaximum nach dem ersten linearen Verlauf der Kurve. Bei der Versuchsreihe 8, also einer Normalkraft von 15kN steigt der Reibungskoeffizient nach dem Überschreiten der Haftgrenze nur sehr schwach an. Wohingegen es bei der Versuchsreihe 9 und 10 (30 und 45kN) zu einem deutlichen Kraftanstieg nach der Haftgrenze kommt. Da es zu einem stetigen Kraftanstieg nach der Haftgrenze gekommen ist, wurde für diese Versuche ein größerer Verschiebeweg getestet. In der Abbildung 15 sind die Kraft-Verschiebungskurven für eine Verschiebung von 1mm dargestellt. Man erkennt deutlich, dass die Kraft immer weiter ansteigt, bis es zum sogenannten „Stick-Slip Effekt“ kommt. Das globale Maximum ist dabei ca. um den Faktor 2 größer als die definierte Haftgrenze, allerdings erst bei einer deutlichen makroskopischen Verschiebung. Wie schon beschrieben, sind die gemessenen Kraftwerte im Gleitreibungsbereich für die Bestimmung des Reibungskoeffizienten nicht geeignet. Die Reibflächen hatten starke Verschleißerscheinung und es kam zu einem Kaltverschweißen der Oberflächen bzw. zum Fressen. Es kam folglich zu einem starken adhäsiven Verschleiß, welcher deutlich auf den Prüflingsoberfläche zu erkennen war.



x-Achse: Weg [μm] - y-Achse: $\frac{F_T}{2 \cdot F_N}$

Abbildung 15: Diagramme Versuchsreihe 8 bis 10

3.11.2 Haftreibungskoeffizient in Abhängigkeit der Flächenpressung - dynamisch

Die Prüfgeschwindigkeit für diese Versuchsreihen wurde auf $120 \frac{mm}{min}$ erhöht. Dies entspricht einer Erhöhung um den Faktor 620 gegenüber den quasistatischen Versuchen aus Kapitel 3.11.1. In den Diagrammen der Kraft- Verschiebungskurven erkennt man schon die einzelnen Messpunkte. Die relativen Tangentialkraftsteigerungsraten lagen im Bereich von 1,5 bis $4,13s^{-1}$.

Bei Missbrauchslastfällen im Fahrzeugbau kommt es zu sehr hohen Laststeigerungsraten. Diese Lastfälle führen kurzzeitig zu einer sehr hohen Querkraftbelastung bei Schraubenverbindungen. Für solche Fälle wird die zulässige Querkraft unterschätzt, weswegen die Veränderung des Haftreibungskoeffizienten unter einer hohen Tangentialkraftsteigerungsrate interessant ist. Die relevanten Bereiche der Laststeigerungsrate bewegen sich im Bereich von 40 bis $135s^{-1}$ (ermittelt aus Lastkollektiven), also weit größer als die untersuchten Laststeigerungsraten. Laut Literatur (siehe Kapitel 2.3.2.2) soll ab einer Laststeigerungsrate von $1s^{-1}$ kein Einfluss mehr auf die Höhe des Haftreibungskoeffizienten erkennbar sein.

Der Prüfplan für die folgenden Versuchsreihen wurde erst anhand der Ergebnisse der quasistatischen Versuchsreihen bestimmt. Da sich bei den quasistatischen Versuchsreihen für die Werkstoffpaarung Stahl - Stahl ein deutlicher Einfluss der Flächenpressung auf den Haftreibungskoeffizienten gezeigt hat, wurden auch für die dynamischen Versuchsreihen alle Normalkraftniveaus getestet. Jedoch wurde für die Versuchsreihen 11 und 12 die Anzahl der Wiederholungsmessungen reduziert. Dadurch vergrößert sich das Konfidenzintervall für den unbekanntem Mittelwert. Für die Werkstoffpaarungen Aluminium - Aluminium und Stahl - Aluminium wurden jeweils nur zwei Versuchsreihen durchgeführt, da sich bei den quasistatischen Versuchen kein merklicher bzw. nur geringer Einfluss der Flächenpressung auf den Haftreibungskoeffizienten gezeigt hat.

3.11.2.1 Stahl - Stahl

Reihe	Normalkraft und Flächenpressung		Haftgrenzkraft und relative Tangentialkraftsteigerungsrate		Mittelwert, Messunsicherheit und Standardabweichung des Haftreibungskoeffizienten über die Messreihe		
	F_N [kN]	p [MPa]	F_R [kN]	$\left(\frac{dF_T}{dt}\right) \left[\frac{1}{s}\right]$	μ_H [-]	Δx [-]	s [-]
11	15	99	4,84	3,79	0,161	$11,66 \cdot 10^{-3}$	$6,91 \cdot 10^{-3}$
12	40	265	11,04	2,88	0,138	$5,69 \cdot 10^{-3}$	$3,37 \cdot 10^{-3}$
13	80	529	20	2,13	0,125	$4,55 \cdot 10^{-3}$	$4,78 \cdot 10^{-3}$
14	110	728	25,08	1,5	0,114	$6,97 \cdot 10^{-3}$	$7,32 \cdot 10^{-3}$

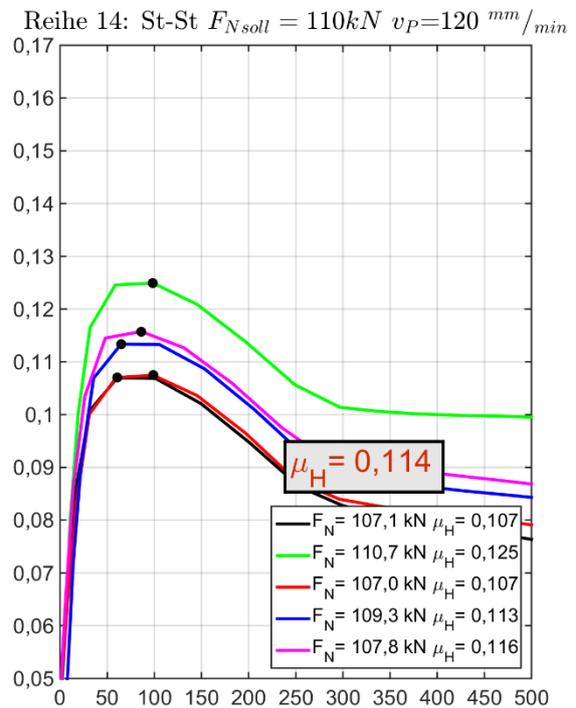
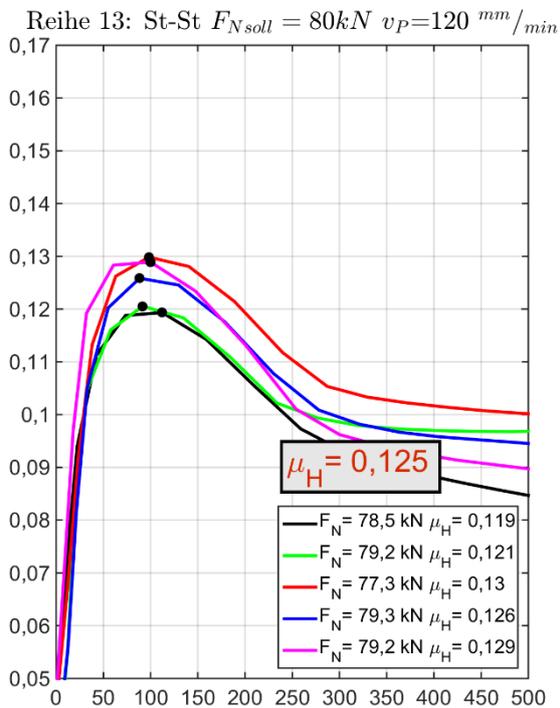
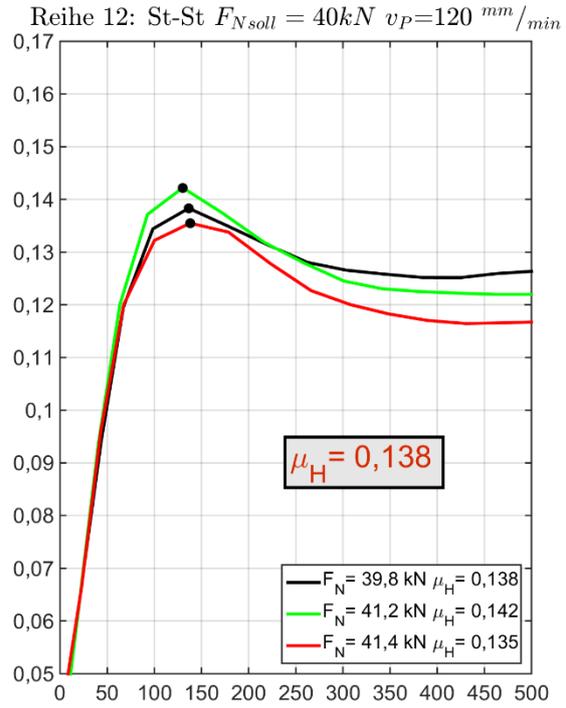
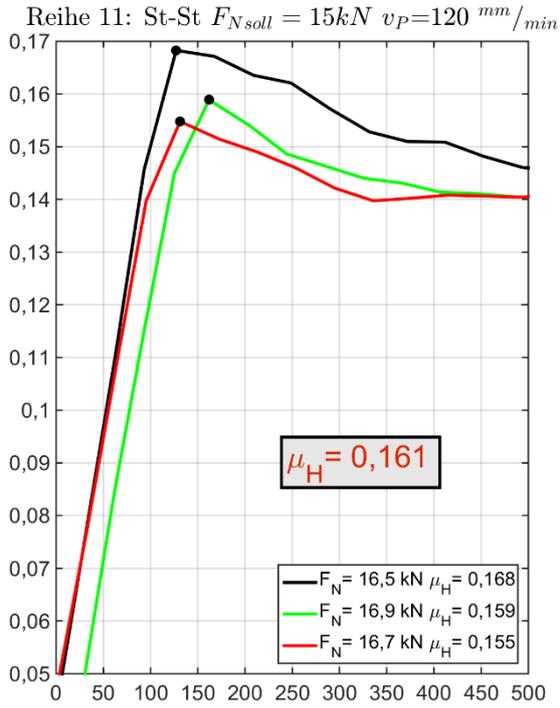
Tabelle 13: Versuchsreihe 11 bis 14

Als Kriterium für die Haftgrenze kann für die dynamischen Versuchsreihen das erste lokale Maximum herangezogen werden (siehe Abbildung 16). Im Gegensatz zu den quasistatischen Versuchsreihen 1 und 2 mit einer Normalkraft von 15kN und 40kN ist bei den Versuchsreihen 11 und 12 nach dem Überschreiten der Haftgrenze ein leichter Abfall des Reibungskoeffizienten und annähernd linearer Kurvenverlauf zu erkennen. Sowohl bei den Kurvenverläufe der Versuchsreihen 3 und 4 mit einer Normalkraft von 80kN und 110kN also auch bei den Versuchsreihen 13 und 14 ist ein starker Abfall der Tangentialkraft nach dem Überschreiten der Haftgrenze zu erkennen. Es sei an dieser Stelle noch einmal darauf hingewiesen, dass der Kraft- Verschiebungsverlauf nach dem Überschreiten der Haftgrenze nicht repräsentativ für das Gleitreibungsverhalten ist. Grund dafür ist die sich mit größer werdendem Gleitweg verkleinernde Kontaktfläche. Man kann lediglich das Verhalten der Versuchsreihen untereinander vergleichen.

Im Gegensatz zu den quasistatischen Versuchen nimmt der Haftreibungskoeffizient mit steigender Flächenpressung signifikant ab (siehe Tabelle 13). Ein Vergleich der Verläufe der Haftreibungskoeffizienten in Abhängigkeit der Flächenpressung für verschiedene Prüfgeschwindigkeiten ist in Kapitel 3.12.1 zu finden.

Die Tangentialkraftsteigerungsraten für diese Versuchsreihen variieren relativ stark, zwischen $56,8$ und $165 \frac{kN}{s}$ (siehe Tabelle 7). Die Messunsicherheiten der Versuchsreihen 12 bis 14 sind geringer als die Messunsicherheiten der vergleichbaren quasistatischen Versuchsreihen. Lediglich die Messunsicherheit der Versuchsreihe 11 ist höher

als die der Versuchsreihe 1. Dies ist auf das größere Konfidenzintervall, aufgrund von nur drei Wiederholungsmessungen, zurückzuführen.



x-Achse: Weg [μm] - y-Achse: $\frac{F_T}{2 \cdot F_N}$

Abbildung 16: Diagramme Versuchsreihe 11 bis 14

3.11.2.2 Aluminium - Aluminium

Reihe	Normalkraft und Flächenpressung		Haftgrenzkraft und relative Tangentialkraftsteigerungsrate		Mittelwert, Messunsicherheit und Standardabweichung des Haftreibungskoeffizienten über die Messreihe		
	Al-Al	F_N [kN]	p [MPa]	F_R [kN]	$\left(\frac{dF_T}{dt}\right) \left[\frac{1}{s}\right]$	μ_H [-]	Δx [-]
15	30	198	7,02	2,55	0,117	$5,92 \cdot 10^{-3}$	$6,21 \cdot 10^{-3}$
16	45	298	10,8	2,42	0,12	$9,37 \cdot 10^{-3}$	$9,83 \cdot 10^{-3}$

Tabelle 14: Versuchsreihe 15 und 16

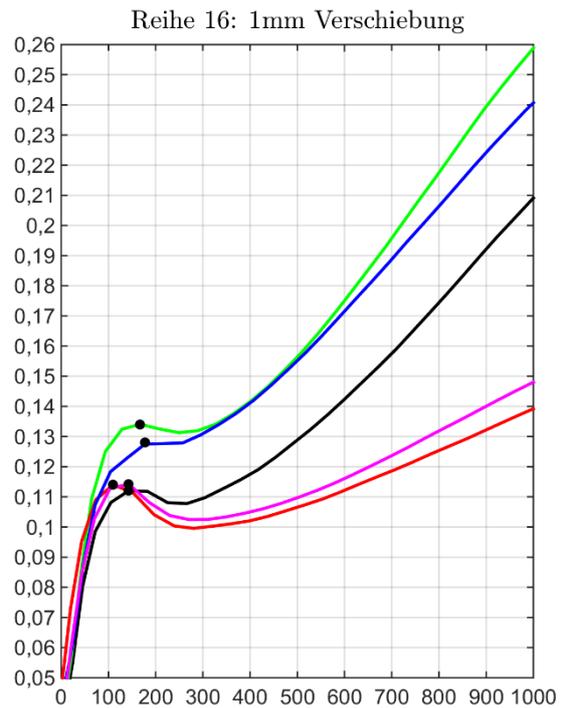
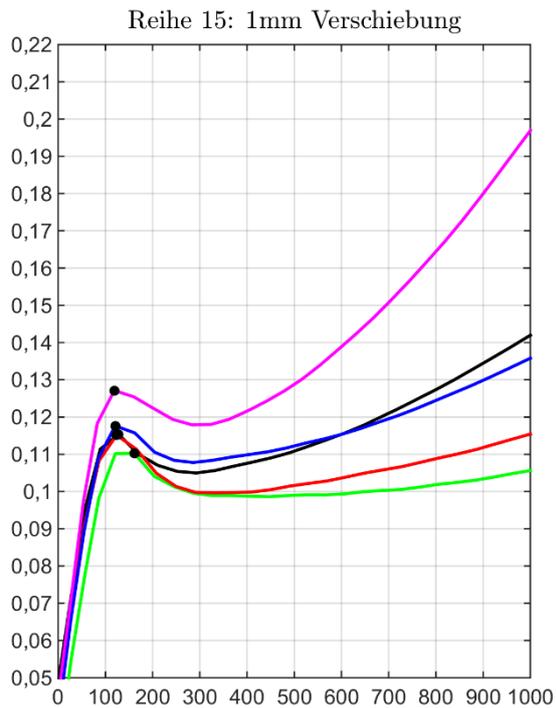
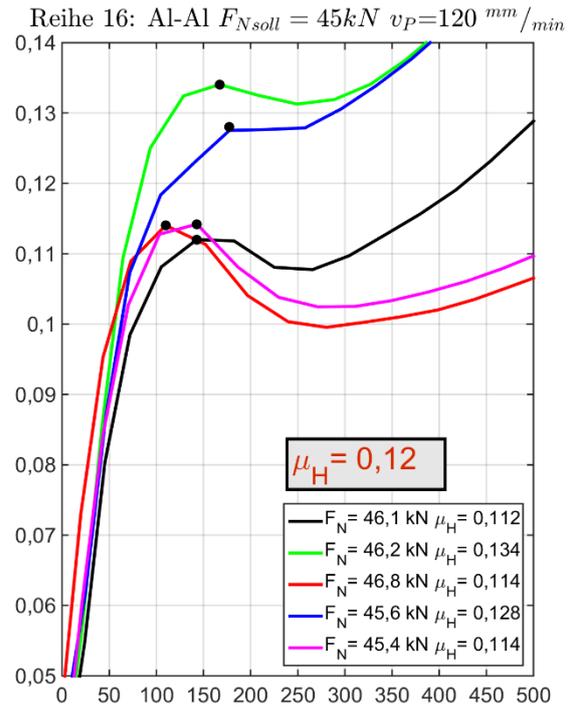
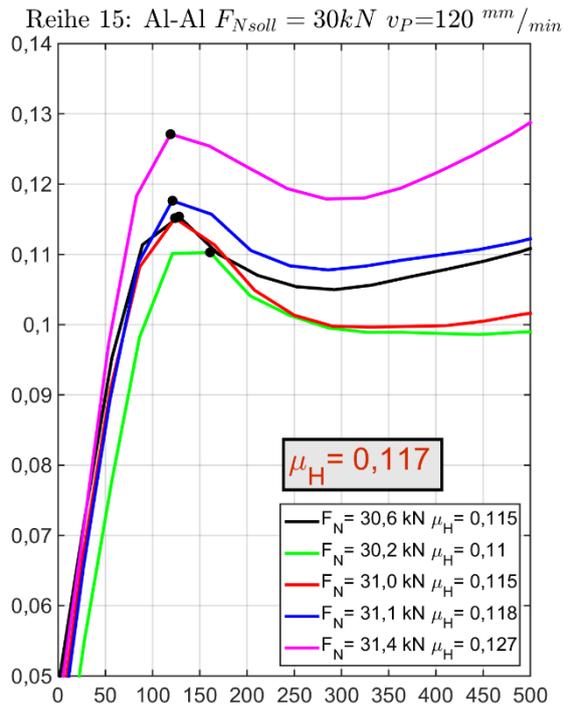
Die Kraft- Verschiebungsverläufe der dynamischen Versuchsreihen (siehe Abbildung 17) unterscheiden sich deutlich von denen der quasistatischen Versuchsreihen. Es kommt nach dem ersten lokalen Maximum, welches als Haftgrenze definiert ist, nicht zu einem zweiten höheren lokalen Maximum bei einem geringfügig höheren Verschiebeweg, wie es bei den quasistatischen Versuchen der Fall ist. Stattdessen kommt es zu einem stetigen Kraftanstieg, bis der Versuch schlussendlich bei einer gemessenen Verschiebung von $1mm$ abgebrochen wurde. Bei den quasistatischen Versuchsreihen wurde für die Versuchsreihe 7 mit einer Normalkraft von $45kN$ nur ein Wiederholungsversuch (aufgrund der langen Prüfdauer) bis zu einer Verschiebung von $1mm$ getestet. Auch dieser zeigt einen stetigen Anstieg der Kurve nach den ersten beiden Kraftmaxima, jedoch bei einem weit niedrigeren Reibungskoeffizienten.

Die Haftreibungskoeffizienten für die beiden Normalkraftniveaus (siehe Tabelle 14) unterscheiden sich kaum (liegt im Bereich der Messunsicherheit), liegen aber deutlich über denen der quasistatischen Versuchsreihen.

Bei der Versuchsreihe 16 unterscheiden sich zwei Wiederholungsmessungen deutlich von den restlichen. Einerseits ist der Haftreibungskoeffizient um ca. 0,2 höher und andererseits ist der Kraftabfall nach dem ersten Maximum deutlich geringer.

Die Messunsicherheit ist aufgrund dessen für diese Versuchsreihe mit $9,37 \cdot 10^{-3}$ deutlich höher als die der korrespondierenden quasistatischen Versuchsreihe mit einer Messunsicherheit von $3,8 \cdot 10^{-3}$.

Der steile Tangentialkraftanstieg deutet wieder auf einen hohen Anteil an adhäsivem Verschleiß hin. An den Prüflingsoberflächen waren wieder deutliche Verschleißspuren zu erkennen.



x-Achse: Weg [μm] - y-Achse: $\frac{F_T}{2 \cdot F_N}$

Abbildung 17: Diagramme Versuchsreihe 15 und 16

3.11.2.3 Stahl - Aluminium

Reihe	Normalkraft und Flächenpressung		Haftgrenzkraft und relative Tangentialkraftsteigerungsrate		Mittelwert, Messunsicherheit und Standardabweichung des Haftreibungskoeffizienten über die Messreihe		
	F_N [kN]	p [MPa]	F_R [kN]	$\left(\frac{dF_T}{dt}\right) \left[\frac{1}{s}\right]$	μ_H [-]	Δx [-]	s [-]
17	30	198	12,78	4,13	0,213	$19,94 \cdot 10^{-3}$	$20,91 \cdot 10^{-3}$
18	45	298	19,44	3,89	0,216	$9,31 \cdot 10^{-3}$	$9,76 \cdot 10^{-3}$

Tabelle 15: Versuchsreihe 17 und 18

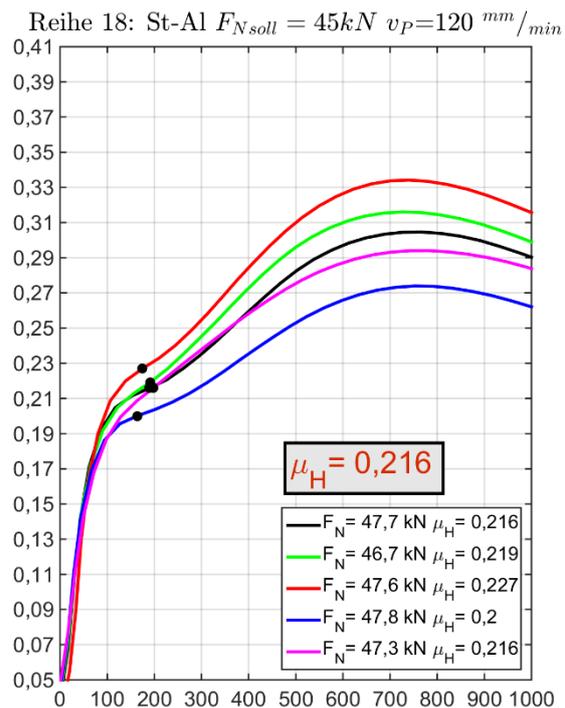
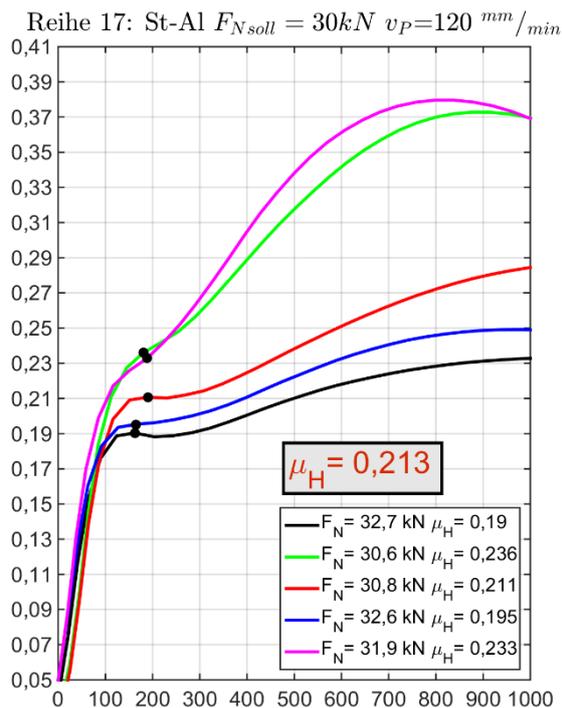
Die Kurvenverläufe, im speziellen der Übergang zwischen Haft- und Gleitreibung (siehe Abbildung 18), unterscheiden sich deutlich von denen der quasistatischen Versuchsreihen. Für das Auffinden der Haftgrenze muss für fast alle Wiederholungsmessungen der Wendepunkt, also der Fall C herangezogen werden. Im Gleitreibungsbe- reich kommt es bei jeder Wiederholungsmessung zu einem stetigen Anstieg der Kraft. Wie schon bei den quasistatischen Versuchsreihen liegt das globale Maximum erheb- lich höher, als die Haftgrenze. Aufgrund der hohen Prüfgeschwindigkeit kommt es bei diesen beiden Versuchsreihen zu keinem „Stick Slip“ Effekt.

Der Haftreibungskoeffizient zwischen den beiden Versuchsreihen ändert sich nur im Bereich der Messunsicherheit (siehe Tabelle 15). Im Vergleich zu den quasistatischen Versuchsreihen ist der Haftreibungskoeffizient ca. um 0,04 gestiegen.

Die Messunsicherheit für die beiden Versuchsreihen ist höher als die der quasistati- schen Versuchsreihen. Vor allem die Messunsicherheit der Versuchsreihe 17 liegt mit $19,94 \cdot 10^{-3}$ in einem sehr hohen Bereich. Im Gegensatz zu den anderen Wiederho- lungsmessungen, wird für die drei mit den niedrigsten gemessen Haftreibungskoeffi- zienten noch das lokale Maximum als Haftgrenze herangezogen. Außerdem ist der nachfolgende Kraftanstieg für diese weitaus niedriger.

Bei der Versuchsreihe 18 sind die Kurvenverläufe aller Wiederholungsmessungen sehr ähnlich und sie haben ein deutlich ausgeprägtes globales Maximum. Außerdem ist die Messunsicherheit gegenüber der Versuchsreihe 17 nur ca. halb so groß.

An den Reibflächen ist wieder ein starker Verschleiß sichtbar und es kam abermals zu Kaltverschweißung bzw. Fressen zwischen den Reibpartnern.



x-Achse: Weg [μm] - y-Achse: $\frac{F_T}{2 \cdot F_N}$

Abbildung 18: Diagramme Versuchsreihe 17 und 18

3.11.3 Haftreibungskoeffizient in Abhängigkeit der Flächenpressung - mit 1mm/min und Vorlast

Bei den letzten Versuchen wurde die Prüfgeschwindigkeit auf $1 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$ eingestellt. Die sich daraus ergebenden Kraftsteigerungsraten liegen zwischen 940 und $1680 \frac{\text{N}}{\text{s}}$ (siehe Tabelle 7). Dies ergibt relative Tangentialkraftsteigerungsraten zwischen 0,013 und 0,052. Für alle Versuche wurde vor dem Überschreiten der Haftgrenze drei Mal belastet und wieder entlastet auf dem gleichen Lastniveau. Diese Vorbelastung entspricht einer schwelenden Vorbelastung. Für die Belastung und Entlastung wurde auch eine Prüfgeschwindigkeit von $1 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$ verwendet. Sinn und Zweck der Vorlastaufbringung ist es, herauszufinden ob eine Vorbelastung, bei der die Haftgrenze noch nicht überschritten wurde, einen Einfluss auf den Haftreibungskoeffizient hat. Es kommt zu einer vermehrten Anzahl an irreversiblen Prozessen, noch bevor die Haftgrenze überschritten wird. Erst durch die gleichzeitig zur Normalkraft wirkende Tangentialkraft, welche nahe an der Haftgrenze liegt, kommt es zu einer starken Zerstörung der Oxidschicht. Des Weiteren kommt es beim Aufbringen der Tangentialkraft zum Anwachsen der Kontaktfläche durch plastische Verformung der Rauheitsspitzen. Außerdem kommt es durch

die alleinige Wirkung der Normalkraft zu irreversiblen Veränderungen an der Kontaktfläche. Jedoch kommt es bei Schraubenverbindung unter Querkraftbelastung primär zu einer Kraftänderung in tangentialer Richtung. Die Normalkraft, wenn wir von Setzvorgängen, selbsttätigem Losdrehen und Lösen der Verbindung absehen, bleibt bei- nahe konstant.

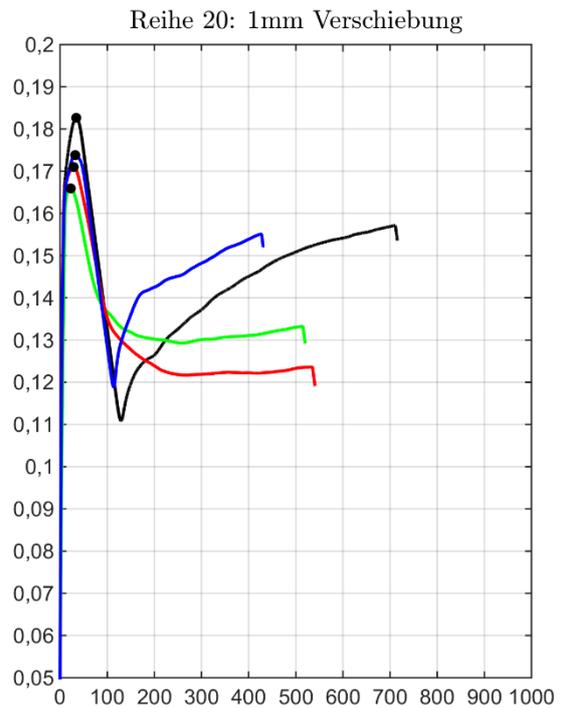
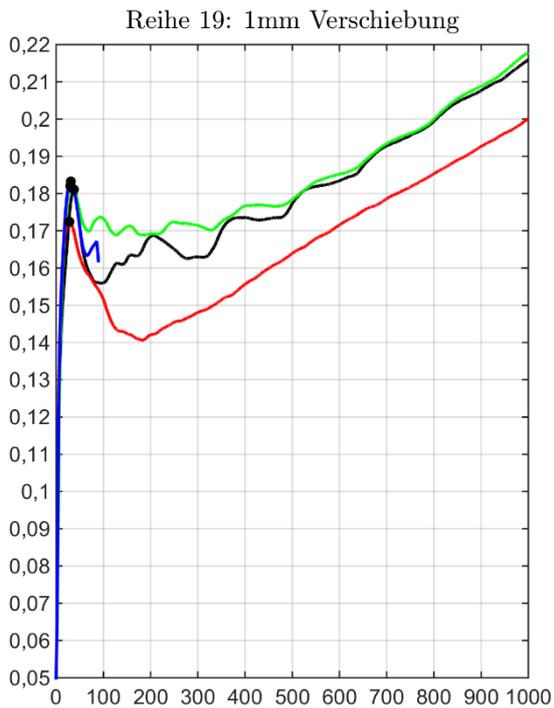
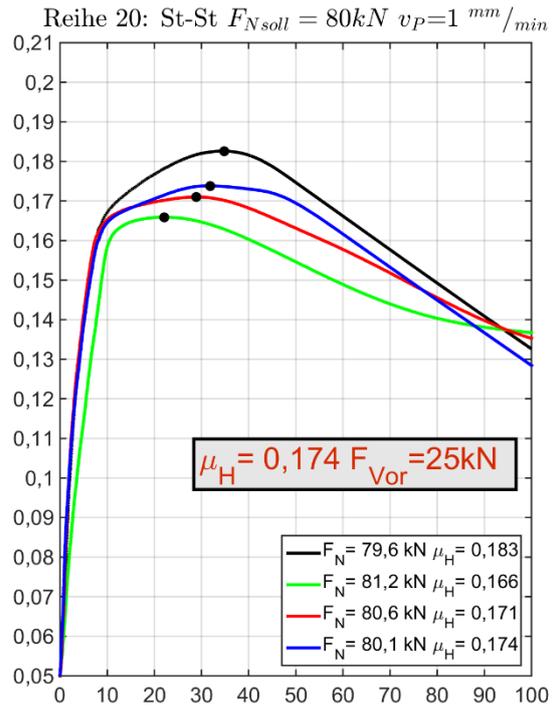
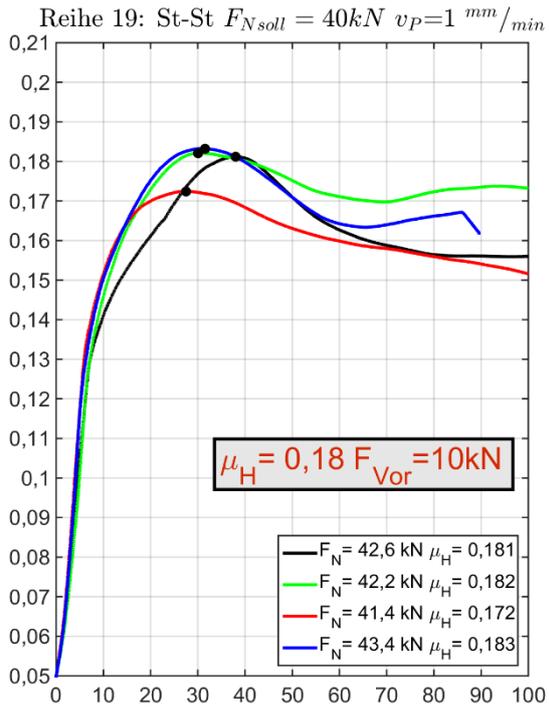
3.11.3.1 Stahl - Stahl

Reihe	Normalkraft, Flächenpressung und Vorlast			Haftgrenzkraft und relative Tangentialkraftsteigerungsrate		Mittelwert, Messunsicherheit und Standardabweichung des Haftreibungskoeffizienten über die Messreihe		
	F_N [kN]	p [MPa]	F_V [kN]	F_R [kN]	$\left(\frac{dF_T}{dt}\right) \left[\frac{1}{s}\right]$	μ_H [-]	Δx [-]	s [-]
19	40	265	3x10	14,4	0,0235	0,18	$5,8 \cdot 10^{-3}$	$4,93 \cdot 10^{-3}$
20	80	529	3x25	27,84	0,013	0,174	$8,23 \cdot 10^{-3}$	$7 \cdot 10^{-3}$

Tabelle 16: Versuchsreihe 19 und 20

Das Vorlastniveau für die Versuchsreihen aus Stahl beträgt 10kN bei einer Normalkraft von 40kN und 25kN bei einer Normalkraft von 80kN (siehe Tabelle 16). Der Haftreibungskoeffizient für die beiden Versuchsreihen ist nur geringfügig niedriger, als der für die quasistatischen Versuchsreihen, aber deutlich höher als bei den dynamischen Versuchen. Bei der Versuchsreihe 19 sieht man (Abbildung 19), dass nach dem Überschreiten der Haftgrenze und Erreichen eines Minimums die Tangentialkraft mit größer werdendem Gleitweg wieder stetig zunimmt und der Reibungskoeffizient Werte über 0,2 erreicht. Dies deutet auf einen starken Verschleiß und vor allem auf einen hohen adhäsiven Verschleißanteil (Fressen) hin. Bei der Versuchsreihe 20 kommt es nach der Haftgrenze zu einem deutlich größeren Tangentialkraftabfall als bei der Versuchsreihe 19. Dies ist auch schon bei der quasistatischen Versuchsreihe bei gleicher Flächenpressung zu beobachten. Auch bei dieser Versuchsreihe ist nach dem Überschreiten des Minimums teilweise wieder ein Tangentialkraftanstieg zu verzeichnen. Jedoch wurde diese Versuchsreihe nicht bis zu einem Verschiebeweg von einem 1mm getestet.

Die Messunsicherheiten der beiden Versuchsreihen sind trotz der geringeren Anzahl an Wiederholungsmessungen im Vergleich zu den quasistatischen Versuchen gering.



x-Achse: Weg [μm] - y-Achse: $\frac{F_T}{2 \cdot F_N}$

Abbildung 19: Diagramme Versuchsreihe 19 und 20

3.11.3.2 Aluminium – Aluminium

Reihe	Normalkraft, Flächenpressung und Vorlast			Haftgrenzkraft und relative Tangentialkraftsteigerungsrate		Mittelwert, Messunsicherheit und Standardabweichung des Haftreibungskoeffizienten über die Messreihe		
	F_N [kN]	p [MPa]	F_V [kN]	F_R [kN]	$\left(\frac{dF_T}{dt}\right) \left[\frac{1}{s}\right]$	μ_H [-]	Δx [-]	s [-]
21	30	198	3x5	7,62	0,045	0,127	$9,76 \cdot 10^{-3}$	$8,29 \cdot 10^{-3}$
22	45	298	3x8	10,26	0,0331	0,114	$7,98 \cdot 10^{-3}$	$6,78 \cdot 10^{-3}$

Tabelle 17: Versuchsreihe 21 und 22

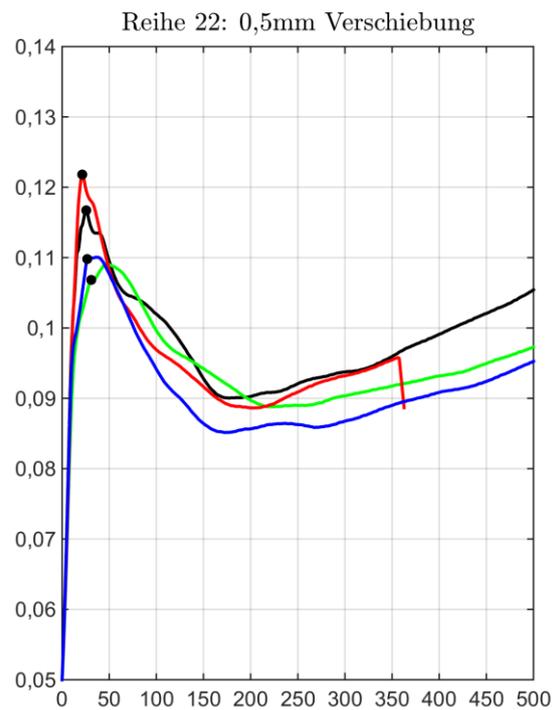
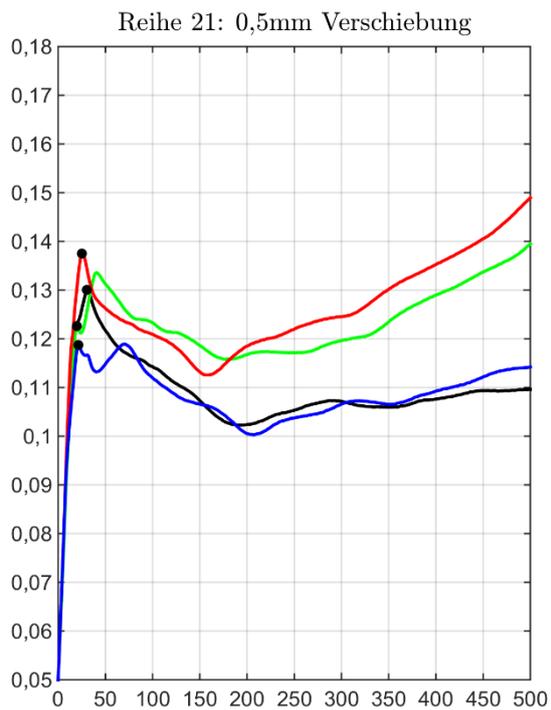
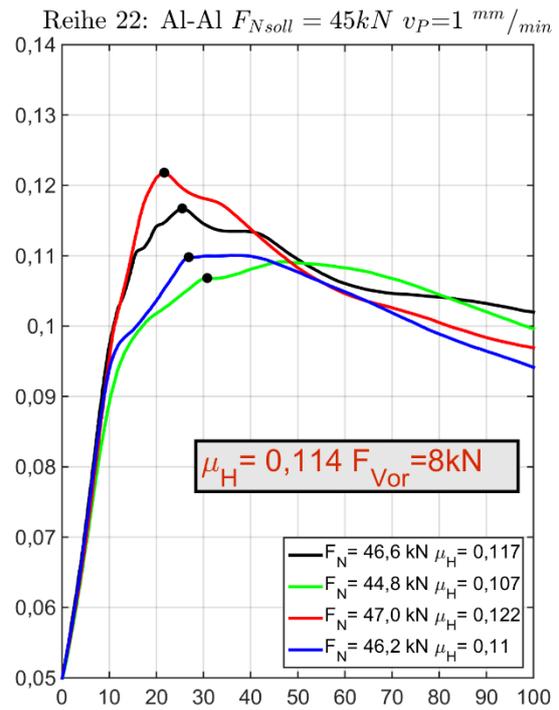
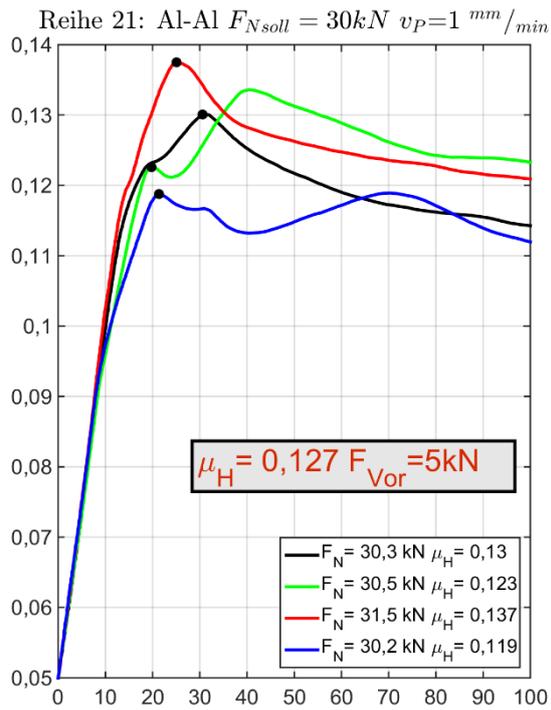
Für diese Versuchsreihen wurde ein Vorlastniveau von $5kN$ bei einer Normalkraft von $30kN$ und $8kN$ für eine Normalkraft von $45kN$ (siehe Tabelle 17). Der Haftreibungskoeffizient nimmt im Gegensatz zu den dynamischen Versuchsreihen mit steigender Flächenpressung ab, wie es auch bei den quasistatischen Versuchsreihen der Fall ist. Allerdings ist der Haftreibungskoeffizient um $0,016$ bzw. $0,017$ höher als bei den quasistatischen Versuchen.

Wie schon bei den quasistatischen Versuchen kommt es zu einem langsamen, aber stetigen Anstieg der Tangentialkraft nach dem Überschreiten des globalen Minimums (siehe Abbildung 20). Im Gegensatz zu den quasistatischen Versuchsreihen wurde bei diesen Versuchen bei den Wiederholungsmessungen ein Verschiebeweg bis $0,5mm$ getestet.

Wenn man die Kraftverläufe im Gleitreibungsbereich mit denen der dynamischen Versuchsreihen vergleicht, muss man darauf achten, dass bei den dynamischen Versuchen ein doppelt so großer Verschiebeweg getestet wurde.

Auch bei diesen Versuchsreihen kam es zu deutlichen Verschleißerscheinungen an den Reibflächen. Der Anstieg der Tangentialkraft mit steigendem Verschiebeweg deutet wieder auf einen hohen adhäsiven Verschleißanteil bzw. Fressen hin.

Bei allen Versuchsreihen mit Vorlast ist leider nicht festzustellen, ob die Änderungen der Haftreibungskoeffizienten gegenüber den quasistatischen und den dynamischen Versuchsreihen auf die Vorlast zurückzuführen sind oder auf die leicht erhöhte Prüfgeschwindigkeit gegenüber den quasistatischen Versuchen. Leider waren keine Prüflinge mehr vorhanden um einen Vergleich mit Versuchsreihen ohne Vorlasten zu bekommen.



x-Achse: Weg [μm] - y-Achse: $\frac{F_T}{2 \cdot F_N}$

Abbildung 20: Diagramme Versuchsreihe 21 und 22

3.11.3.3 Stahl - Aluminium

Reihe	Normalkraft, Flächenpressung und Vorlast			Haftgrenzkraft und relative Tangentialkraftsteigerungsrate		Mittelwert, Messunsicherheit und Standardabweichung des Haftreibungskoeffizienten über die Messreihe		
	F_N [kN]	p [MPa]	F_V [kN]	F_R [kN]	$\left(\frac{dF_T}{dt}\right) \left[\frac{1}{s}\right]$	μ_H [-]	Δx [-]	s [-]
23	30	198	3x10	13,32	0,0523	0,222	$15,12 \cdot 10^{-3}$	$15,9 \cdot 10^{-3}$
24	45	298	3x14	19,53	0,0373	0,217	$11,77 \cdot 10^{-3}$	$12,3 \cdot 10^{-3}$

Tabelle 18: Versuchsreihe 23 und 24

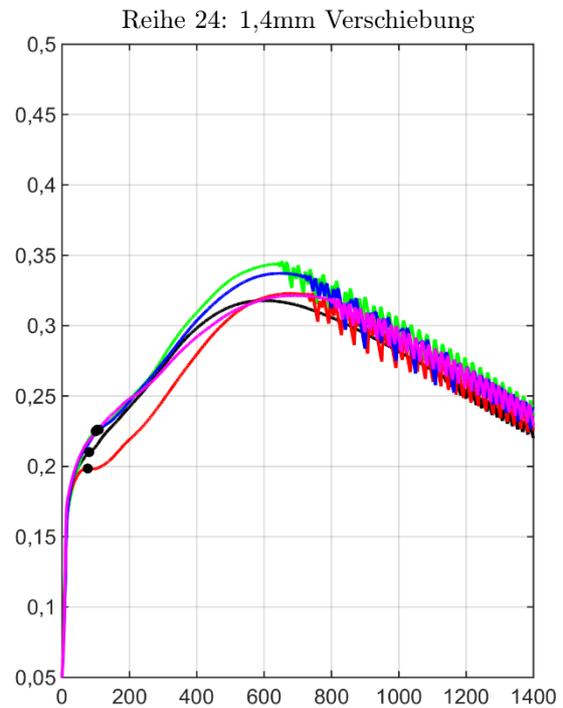
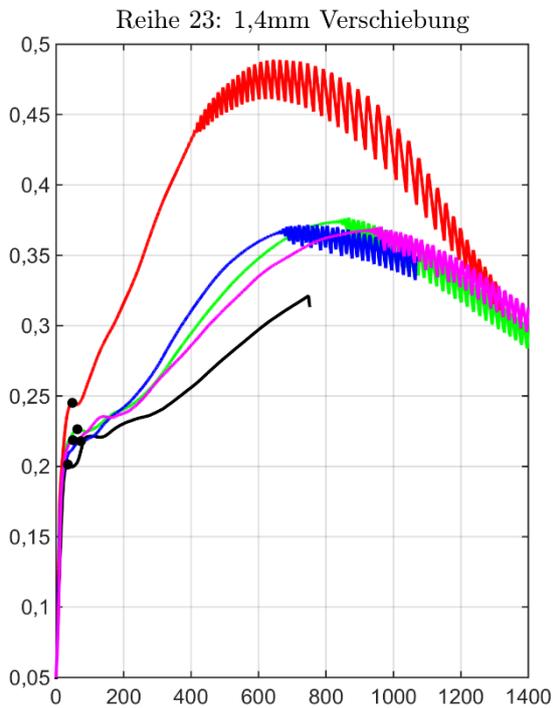
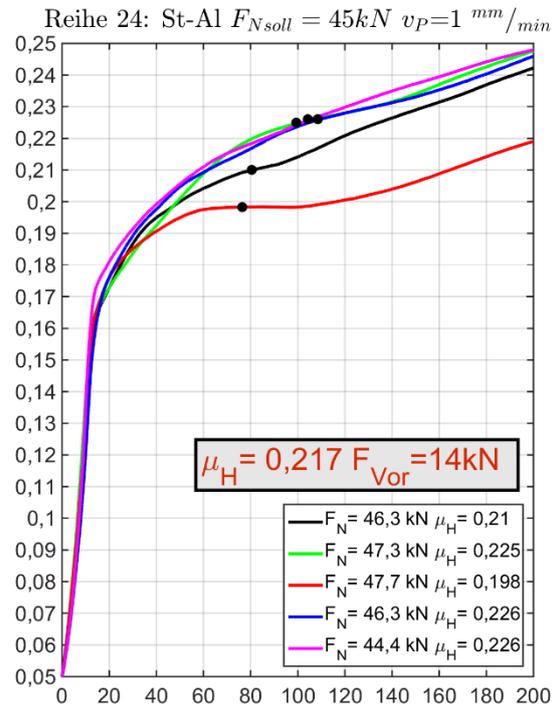
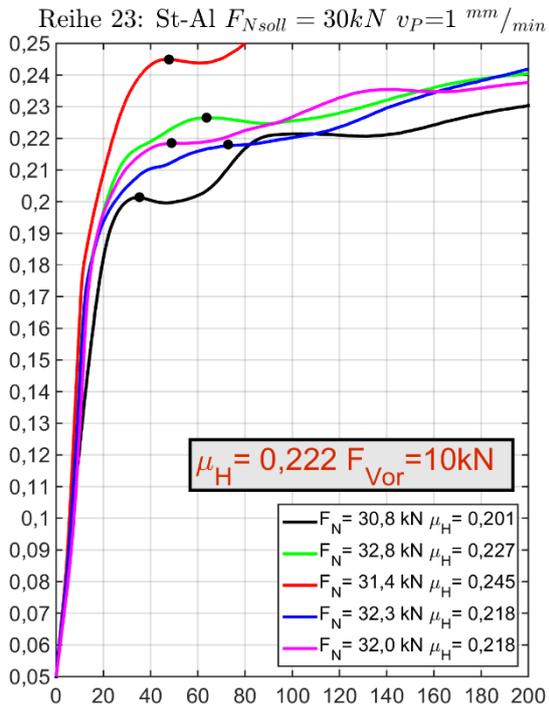
Bei den letzten zwei Versuchsreihen betrug die Vorlast 10kN für eine Normallast von 30kN und 14kN für eine Normallast von 45kN (siehe Tabelle 18). Die Ermittlung der Haftgrenze stellte, im Gegensatz zur quasistatischen Versuchsreihe 10 bei der Versuchsreihe 24 (siehe Abbildung 21) eine gewisse Schwierigkeit dar. Als Haftgrenze wurde der Fall B, der Übergang in einen Bereich annähernd konstanter Steigung, herangezogen. Die Versuchsreihe 23 wies ein lokales Maximum nach der Anfangssteigung, welches als Haftgrenze herangezogen werden konnte, auf. Bei den quasistatischen und dynamischen Versuchsreihen mit der derselben Vorspannkraft kam es zu keinem ausgeprägten lokalen Maximum. Die Kraft- Verschiebungsverläufe und Kriterien zur Ermittlung der Haftgrenze variieren zwischen den Versuchsreihen mit unterschiedlicher Prüfgeschwindigkeit stark.

Sowohl bei einer Vorspannkraft von 30kN , als auch einer Vorspannkraft von 45kN liegen die ermittelten Haftreibungskoeffizienten im Konfidenzintervall der jeweiligen dynamischen Versuchsreihen und umgekehrt. Damit ist der Haftreibungskoeffizient wieder signifikant höher als bei den quasistatischen Versuchen.

Bei beiden Versuchsreihen kommt es nach der Haftgrenze wieder zu einem starken Kraftanstieg, wie es auch schon bei den quasistatischen und dynamischen Versuchen der Fall war. Nach einer deutlichen makroskopischen Verschiebung kommt es, wie auch schon bei den quasistatischen Versuchsreihen, zum „Stick Slip“ Effekt.

Bei der Versuchsreihe 24 sind die Kurvenverläufe aller Wiederholungsmessungen sehr ähnlich und das globale Maximum liegt sehr nahe beisammen. Die Kurvenverläufe und besonders das globale Maximum weichen bei der Versuchsreihe 23 teilweise stark voneinander ab.

Die Verschleißerscheinungen decken sich mit denen der quasistatischen und dynamischen Versuchsreihen.



x-Achse: Weg [μm] - y-Achse: $\frac{F_T}{2 \cdot F_N}$

Abbildung 21: Diagramme Versuchsreihe 23 und 24

3.12 Zusammenfassung der Ergebnisse

In den folgenden drei Diagrammen sind die Mittelwerte der Wiederholungsmessungen für die einzelnen Versuchsreihen, sortiert nach Werkstoffpaarung, mit den unterschiedlichen Prüfgeschwindigkeiten als fette Punkte eingetragen. Mit den kleinen Punkten wird das Konfidenzintervall der einzelnen Versuchsreihen gekennzeichnet.

3.12.1 Stahl - Stahl

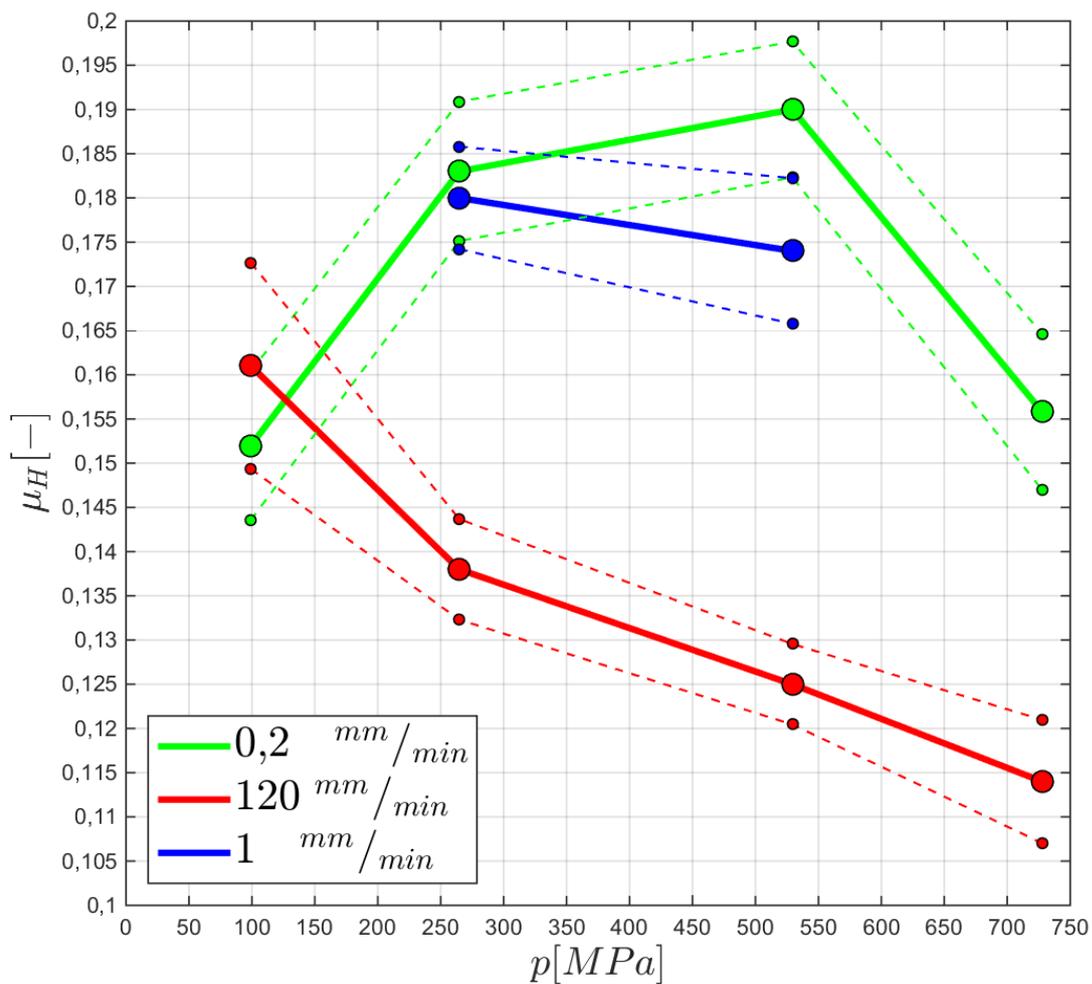


Abbildung 22: Vergleich der Versuchsreihen Stahl - Stahl

Bei der Werkstoffpaarung Stahl - Stahl führt eine Erhöhung der Flächenpressung bei den quasistatischen Versuchsreihen zu einem deutlich größeren Haftreibungskoeffizienten, bis dieser, bei Flächenpressungen nahe der Grenzflächenpressung, wieder abfällt. Im Gegensatz dazu führt, bei den dynamischen Versuchsreihen, eine Erhöhung der Flächenpressung zu einem deutlichen Abfall des Haftreibungskoeffizienten. Die

Ergebnisse der Versuchsreihen mit einer Prüfgeschwindigkeit von $1 \frac{mm}{min}$ und einer Vorlast liegen im Bereich der quasistatischen Versuchsreihen.

3.12.2 Aluminium - Aluminium

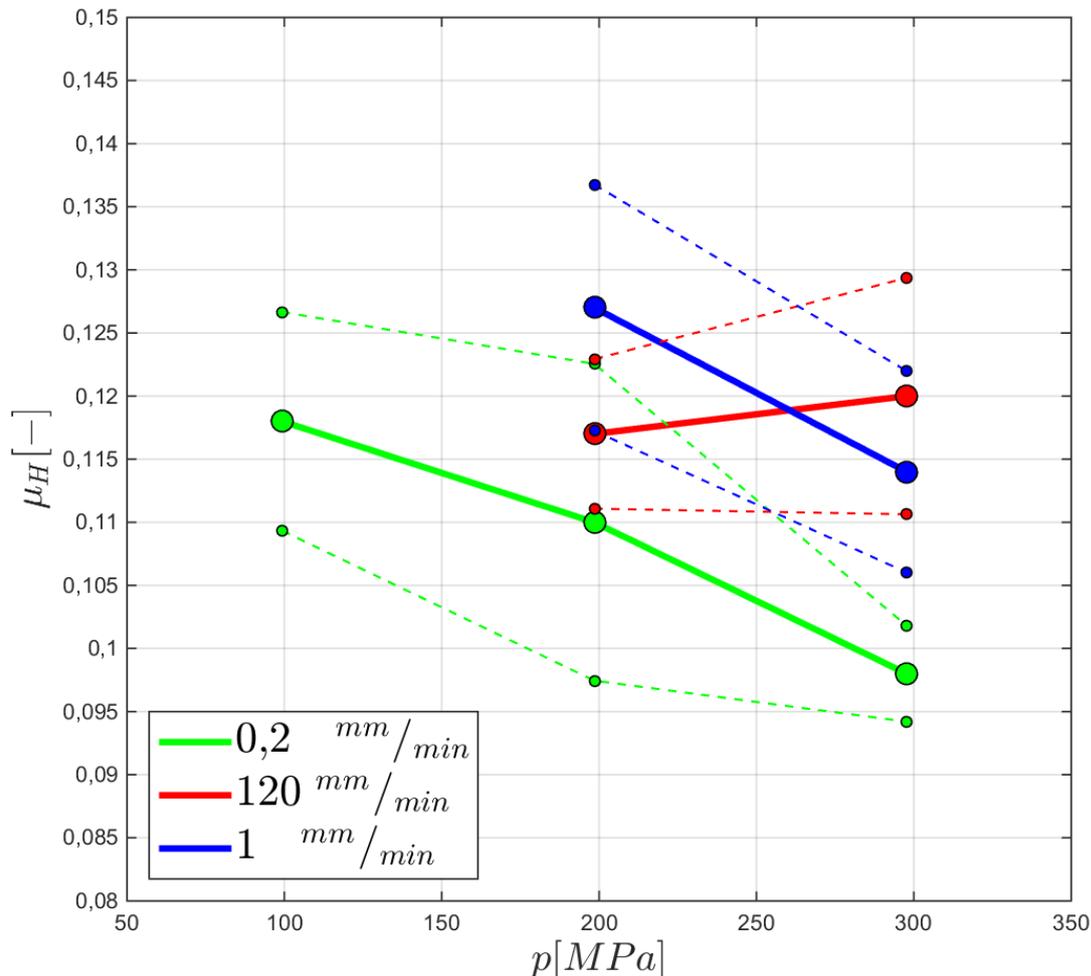


Abbildung 23: Vergleich der Versuchsreihen Aluminium - Aluminium

Bei der Werkstoffpaarung Aluminium - Aluminium ist der Haftreibungskoeffizient, für die quasistatischen Versuchsreihen, mit steigender Flächenpressung geringfügig niedriger. Außerdem ist bei den quasistatischen Versuchsreihen das Konfidenzintervall stark von der Höhe der Flächenpressung abhängig. Bei den dynamischen Versuchsreihen kam es zu einer Erhöhung des Haftreibungskoeffizienten gegenüber den quasistatischen Versuchen und zu einer niedrigeren Abhängigkeit des Haftreibungskoeffizienten von der Flächenpressung. Die Versuchsreihen mit Vorlast wiesen dieselbe Abhängigkeit von der Flächenpressung auf, wie die quasistatischen Versuchsreihen, jedoch auf einem höheren Niveau des Haftreibungskoeffizienten.

3.12.3 Stahl - Aluminium

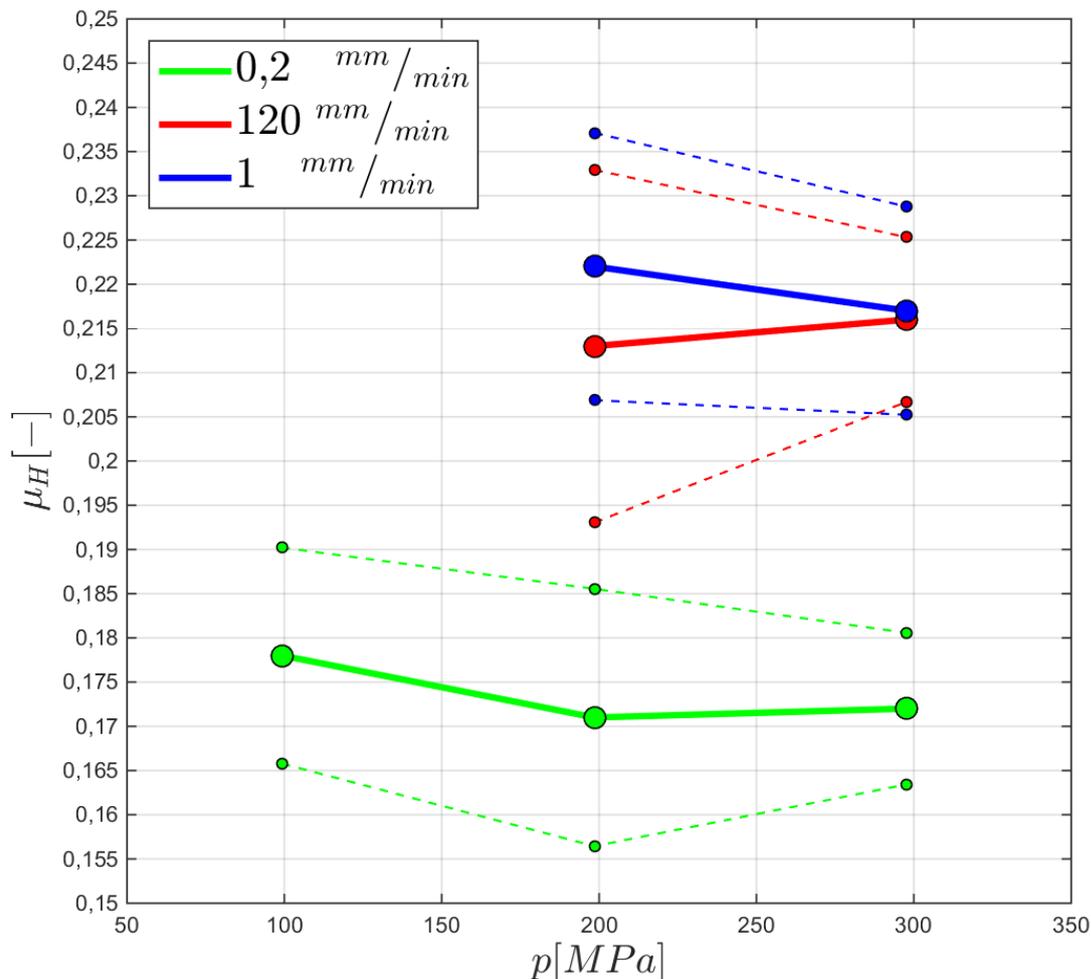


Abbildung 24: Vergleich der Versuchsreihen Stahl - Aluminium

Bei der Werkstoffpaarung Stahl - Aluminium kam es zu keiner nennenswerten Änderung des Haftreibungskoeffizienten mit steigender Flächenpressung unabhängig von der Prüfgeschwindigkeiten. Mit der Steigerung der Prüfgeschwindigkeit kam es allerdings zu einer signifikanten Erhöhung des Niveaus des Haftreibungskoeffizienten. Die Versuchsreihen mit Vorlasten liegen im gleichen Bereich wie die der dynamischen Versuchsreihen.

Unabhängig von der Prüfgeschwindigkeit kam es, bis auf wenige Ausnahmen, zu keinem lokalen Kraftmaximum (wie es bei den anderen Werkstoffpaarungen der Fall war) nach dem ersten Steifigkeitsabfall, sondern zu einem stetigen Anwachsen des Reibungskoeffizient mit fortlaufender Verschiebung.

Die Verschleißerscheinungen an den Reibflächen waren bei dieser Werkstoffpaarung am ausgeprägtesten.

4 Berechnung der effektiven Schnittigkeit für einschnittige Schraubverbindungen

4.1 Einleitung

Einschnittige Einschraubverbindungen kann man in Einschraubverbindungen und Durchsteckschraubverbindungen unterteilen. In diesem Kapitel werden nur Einschraubverbindungen, im Folgenden als ESV bezeichnet, betrachtet.

Wenn man Abbildung 25 betrachtet, sieht man schon den Hauptnachteil von einschnittigen Verbindungen (egal ob Schraubverbindung, Klebeverbindung, etc.), bei denen die Wirklinien der äußeren Kräfte nicht zusammenfallen. Durch die beiden äußeren Kräfte kommt es zu einem Moment, welches abgestützt werden muss um ein Momentgleichgewicht herzustellen ($M = F_Q \cdot d$ mit d als Abstand zwischen dem Kräftepaar).

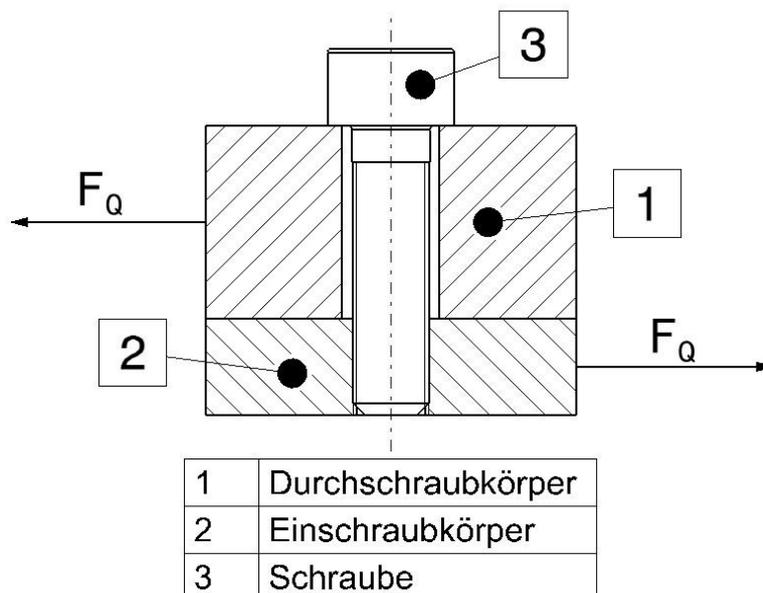


Abbildung 25: Einschnittige ESV

Dies kann entweder am Durchschraubkörper oder am Einschraubkörper oder an beiden erfolgen. Bei zweischnittigen Verbindungen ist zur Abstützung kein äußeres Moment notwendig, da schon durch die äußeren Kräfte ein Momentgleichgewicht herrscht.

Bei einschnittigen Schraubverbindungen, welche auf Sicherheit gegen Rutschen ausgelegt werden, kann die maximal übertragbare Querkraft ganz einfach nach folgender Formel berechnet werden:

$$F_Q = F_N \cdot \mu_H \cdot n_{eff} \quad (4.1)$$

Wobei die Normalkraft F_N bei einer Schraubverbindung der Vorspannkraft F_V entspricht und μ_H repräsentiert den Haftreibungskoeffizienten. n_{eff} ist die rechnerische Anzahl kraftübertragender Trennfugen und wird als effektive Trennfugenzahl oder auch als effektive Schnittigkeit bezeichnet.

Für n_{eff} wird bei konservativer Betrachtung (siehe [VDI22301]) ein Faktor von 1 eingesetzt. Dies trifft für große Klemmlängen im Verhältnis zum Durchmesser auch zu. Wenn jedoch die Klemmlänge klein wird, kann mehr Querkraft F_Q übertragen werden, bevor es zum Rutschen der Verbindung kommt. Dies ist bedingt durch die benötigte Kraft, um die Schraube auf Höhe der Schraubenkopfauflagefläche durchzubiegen. Dadurch steigt die effektive Trennfugenzahl bis zu einem Faktor von 2 an, was wiederum bedeutet, dass die Schraubenkopfauflagefläche als vollwertige Trennfuge betrachtet werden kann. Es soll nun eine Methode gefunden werden, um auf schnelle Art die effektive Trennfugenzahl zu ermitteln.

4.2 Mechanisches Modell

Um ein besseres Verständnis für die Problemstellung zu erhalten, soll ein mechanisches Modell zur analytischen Berechnung der effektiven Schnittigkeit erstellt werden. Beim mechanischen Modell wird von einem einseitig fest eingespannten Balken (Punkt A in Abbildung 26) ausgegangen, der die Schraube repräsentiert. Die Oberseite des Balkens (Punkt B in Abbildung 26) ist nur in z-Richtung frei verschiebbar, wodurch ein Reaktionsmoment, benannt M_B , entsteht.

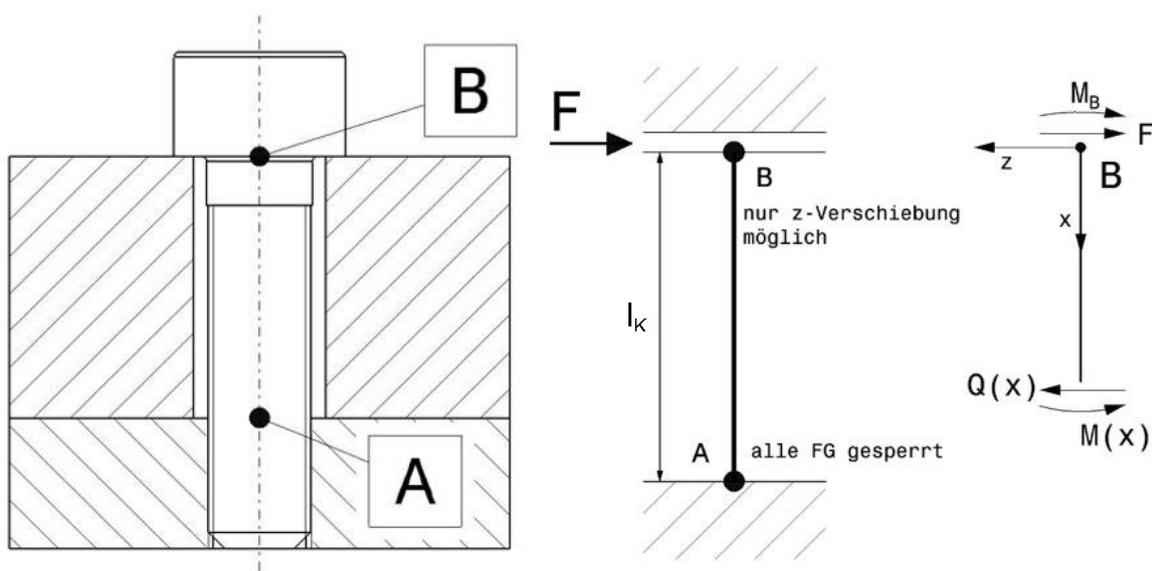


Abbildung 26: Mechanisches Modell

Die Einspannung in Punkt B entspricht einer Parallelführung. Dies ist zulässig, solange man davon ausgehen kann, dass der Kopf und der Durchschraubkörper eine ausreichende Steifigkeit besitzen und damit die Verdrehung des Kopfes vernachlässigbar klein ist. Der Balken ist statisch unbestimmt gelagert. Die Länge des Balkens, also der Abstand zwischen den Punkten A und B, entspricht genau der Klemmlänge l_K der ESV. Alle für den folgenden Berechnungsgang benötigten Formeln sind z.B. in [GroHau07] zu finden.

Als Ausgangspunkt für den Momentenverlauf wird der Punkt B herangezogen. Damit ergibt sich der Momentenverlauf zu:

$$M(x) = M_B + F \cdot x \quad (4.2)$$

Die kinematischen Randbedingungen ergeben:

$$\begin{aligned} I: w'_B(x = 0) &= 0 \\ II: w_B(x = l_K) &= 0 \\ III: w'_B(x = l_K) &= 0 \end{aligned} \quad (4.3)$$

Man kann nun die Biegeliniendifferentialgleichung aufstellen:

$$\begin{aligned} E \cdot I \cdot w''_B(x) &= -M_B - F \cdot x \\ E \cdot I \cdot w'_B(x) &= -M_B \cdot x - F \cdot \frac{x^2}{2} + C_1 \\ E \cdot I \cdot w_B(x) &= -M_B \cdot \frac{x^2}{2} - F \cdot \frac{x^3}{6} + C_1 \cdot x + C_2 \end{aligned} \quad (4.4)$$

Aus den Randbedingungen ergibt sich:

$$\begin{aligned} \text{aus I: } C_1 &= 0 \\ \text{aus III: } 0 &= -M_B \cdot l_K - F \cdot \frac{l_K^2}{2} \rightarrow M_B = -\frac{F \cdot l_K}{2} \\ \text{aus II: } C_2 &= -F \cdot l_K^3 \cdot \left(\frac{1}{4} - \frac{1}{6}\right) = -\frac{F \cdot l_K^3}{12} \end{aligned} \quad (4.5)$$

Damit ergibt sich die Gleichung der Biegelinie zu:

$$\begin{aligned} E \cdot I \cdot w_B(x) &= \frac{F \cdot l_K \cdot x^2}{4} - \frac{F \cdot x^3}{6} - \frac{F \cdot l_K^3}{12} \\ w_B(x = 0) &= -\frac{F \cdot l_K^3}{12 \cdot E \cdot I} \end{aligned} \quad (4.6)$$

Da der Balken, welcher die Schraube repräsentiert, eine geringe Länge im Vergleich zum Durchmesser hat, ist es nicht mehr zulässig von der Bernoulli Balkentheorie auszugehen. Stattdessen wird die Timoshenko Balkentheorie angewendet. Bei dieser Theorie erhält man die Gesamtablenkung bzw. Gesamtverschiebung in z-Richtung durch Superposition der Biegedeformation und der Schubdeformation. Aufgrund der

vereinfachten Annahme einer konstanten Schubverzerrung, benötigt man noch einen Schubkorrekturfaktor k_S . Durch einsetzen der kinematischen Randbedingungen erhält man:

$$w'_S = \frac{Q(x)}{k_S \cdot A \cdot G}$$

$$w_S = \frac{F \cdot x}{k_S \cdot A \cdot G} + C_1 \quad (4.7)$$

$$w_S(x = l_K) = 0 = \frac{F \cdot l_K}{k_S \cdot A \cdot G} + C_1 \rightarrow C_1 = -\frac{F \cdot l_K}{k_S \cdot A \cdot G}$$

Damit ergibt sich die Verschiebung w_S zu:

$$w_S = \frac{F \cdot (x - l_K)}{k_S \cdot A \cdot G} \quad (4.8)$$

Der Schubkorrekturfaktor für einen Vollkreisquerschnitt beträgt:

$$k_S = \frac{9}{10} \quad (4.9)$$

Jetzt kann man die Gesamtverschiebung des Punktes B einfach berechnen:

$$w_{ges}(x = 0) = w_S + w_B = -\frac{F \cdot l_K^3}{12 \cdot E \cdot I} - \frac{10 \cdot F \cdot l_K}{9 \cdot A \cdot G} \quad (4.10)$$

In den nachfolgenden Formeln werden nur noch die Beträge der einzelnen Größen angeschrieben. Nach dem Umformen nach der Einzelkraft F erhält man:

$$F = \frac{w_{ges}}{\frac{l_K^3}{12EI} + \frac{10l_K}{9AG}} \quad (4.11)$$

Wenn man die Annahme trifft, dass der Durchschraubkörper ein starrer Körper ist, dann hat sich dieser beim Erreichen der Haftgrenze in der Trennfuge (also zwischen Einschraub- und Durchschraubkörper) genau um den „elastic slip“ x_{es} verschoben (Erklärung des „elastic slip“ siehe Kapitel 4.3.2). Damit muss die Summe aus der Durchbiegung der Schraube auf Höhe der Kopfauflagefläche $w_{ges}(x = 0)$ und die Relativverschiebung x_{Rv} zwischen dem Schraubenkopf und dem Durchschraubkörper genau dem „elastic slip“ entsprechen:

$$x_{es} = w_{ges} + x_{Rv} \quad (4.12)$$

Für die Tangentialkraft in der Kopfauflagefläche F_K ist die Verschiebung x_{Rv} ausschlaggebend, da sie sich nach folgender Formel berechnet:

$$F_K = x_{Rv} \cdot \frac{F_V \mu_H}{x_{es}} \quad (4.13)$$

Um ein Kräftegleichgewicht zu erhalten, muss der Betrag der Kraft F_K gleich der Einzelkraft F sein:

$$F_K = F = x_{Rv} \cdot \frac{F_V \mu_H}{x_{es}} = \frac{w_{ges}}{\frac{l_K^3}{12EI} + \frac{10l_K}{9AG}} \quad (4.14)$$

Nach Einsetzen von Gleichung (4.12) und Umformen nach x_{Rv} erhält man:

$$x_{Rv} = \frac{x_{es}}{1 + \frac{F_V \mu_H \cdot \left(\frac{l_K^3}{12EI} + \frac{10l_K}{9AG} \right)}{x_{es}}} \quad (4.15)$$

Nun muss man die errechnete Relativverschiebung in Gleichung (4.13) einsetzen:

$$F = \frac{F_V \mu_H}{1 + \frac{F_V \mu_H \cdot \left(\frac{l_K^3}{12EI} + \frac{10l_K}{9AG} \right)}{x_{es}}} \quad (4.16)$$

Anschließend wird das Kräftegleichgewicht am Durchschraubkörper in Querrichtung aufgestellt.

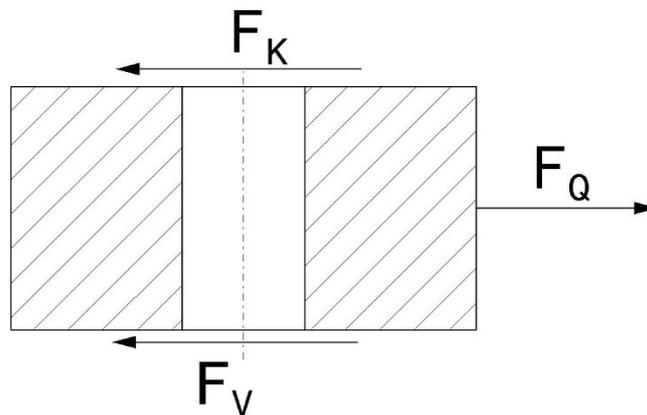


Abbildung 27: Kräftegleichgewicht am Durchschraubkörper in Querrichtung

Dann erhält man:

$$F_Q = F_V \mu_H + F \rightarrow n_{eff} \cdot F_V \mu_H = F_V \mu_H + F$$

$$n_{eff} = 1 + \frac{F}{F_V \mu_H} \quad (4.17)$$

Bei der analytischen Berechnung werden einige vereinfachende Annahmen betroffen. Die Nachgiebigkeiten aller Bauteile, wie die der verspannten Körper und des Schraubenkopfes werden vernachlässigt. Des Weiteren wird außer Acht gelassen, dass es zu einer ungleichmäßigen Verteilung der Flächenpressung aufgrund des Biegemoments auf der Höhe der Trennfuge kommt. Es soll nun ein detailliertes FE-Modell für diese Problemstellung generiert werden, um den Einfluss verschiedenster

Parameter zu untersuchen und um das analytische mit dem numerischen Modell vergleichen zu können.

4.3 Finite Elemente Modell

Für die numerische Berechnung wurde das Programm ABAQUS Version 6.14 (Dassault Systèmes, Vélizy-Villacoublay - Frankreich) mit dem nichtlinearen impliziten Solver ABAQUS/STANDARD verwendet. Es wurde ein Skript für ein parametrisiertes Modell für die ESV geschrieben. Damit ist es möglich, mithilfe der Eingabemaske, die unterschiedlichsten Parameter zu variieren und die Modellbildung erfolgt automatisch. Das Modell dient dazu, möglichst schnell und einfach die effektive Trennfugenzahl für die analytische Nachrechnung bzw. Auslegung von Einschraubverbindungen, welche auf Querkraft belastet werden, zu ermitteln. Zu diesem Zweck wird nur ein zylindrischer Bereich um die Schraube im Modell betrachtet. Des Weiteren soll ein besseres Verständnis erlangt werden, welche Parameter einen großen und welche einen vernachlässigbaren Einfluss auf die effektive Trennfugenzahl besitzen. Das Modell wurde ausschließlich mit reduziert integrierten linearen Hexaeder Elementen (ABAQUS: C3D8R) diskretisiert. Es wurden Elemente mit linearen Ansatzfunktionen und nicht mit quadratischen Ansatzfunktionen gewählt, da lineare Elemente deutlich besser für Kontaktprobleme geeignet sind. Voll integrierte Elemente mit linearen Ansatzfunktionen reagieren unter Biegung zu steif, was als „Shear Locking“ bezeichnet wird. Mit dem linearen Ansatz lassen sich die Biegeverformungen nicht bzw. nur als Trapez abbilden, was zu künstlichen Schubspannungen führt. Da dies vor allem für die Schraube relevant ist, wurde untersucht wie groß der Einfluss des „Shear Locking“ ist, indem die Schraube (ohne Kopf) mit quadratischen Hexaeder Elementen diskretisiert und mit den Ergebnissen des linearen Ansatzes verglichen wurde. Die Abweichung der effektiven Trennfugenzahl bewegt sich im 1/100 Bereich, dadurch könnte ohne eine relevante Verfälschung der Ergebnisse, mit voll integrierten Elementen gerechnet werden. Zum Vergleich wurde auch noch mit reduziert integrierten Elementen gerechnet, aber man erkennt anhand der Ergebnisse deutlich, dass es zu „hourglassing“ kommt. Wenn man allerdings die in ABAQUS zur Verfügung stehende „enhanced hourglass control“ Option verwendet, kann „hourglassing“ vermieden werden und die Ergebnisse haben eine sehr gute Übereinstimmung mit denen der voll integrierten Elemente. Da der Berechnungsaufwand für reduziert integrierte Elemente geringer ist, wurden diese gewählt. In Abbildung 28 ist der Schnitt des Modells für eine ESV dargestellt. Man erkennt, dass die ESV aus drei verschiedenen Körpern besteht. Die blau dargestellten Elemente re-

präsentieren den Durchschraubkörper (oder Durchschraubzylinder) mit einer Durchgangsbohrung in der Mitte. Die beigen Elementen stellen den Einschraubkörper (oder Einschraubzylinder) dar und die Elemente der Schraube selbst sind rot dargestellt.

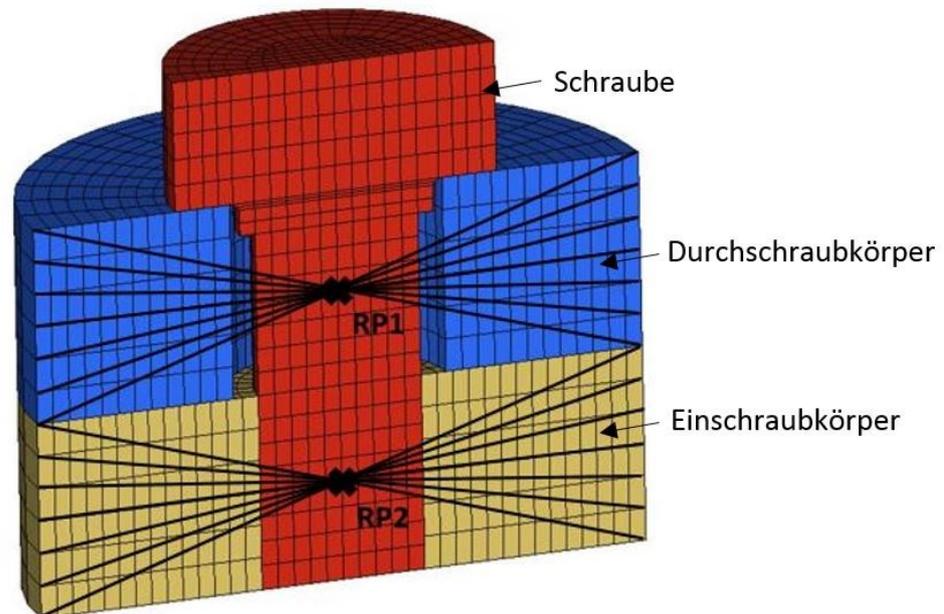


Abbildung 28: Schnittansicht FE Modell für eine ESV

Die Schraube wurde vereinfacht ohne Gewinde ausgeführt, da nur die Biegesteifigkeit für diese Aufgabenstellen und keine lokalen Spannungen bzw. Spannungsgradienten im Gewindebereich von Relevanz sind. Dies würde der Modellklasse III nach [VDI22302] entsprechen.

Es gibt für die Schraube einen Schaftdurchmesser und einen Spannungsdurchmesser. Da die Biegesteifigkeit der Schraube einen maßgeblichen Einfluss auf das Ergebnis hat, ist es notwendig sowohl einen Schaftdurchmesser als auch einen Spannungsdurchmesser im Modell zu verwenden. Die Knoten an der Außenfläche der Schraube im Einschraubbereich sind mit Hilfe eines „tie constraint“ (ABAQUS) mit den Knoten an der Innenfläche des Einschraubkörpers verbunden. Der Referenzknoten RP2 in Abbildung 28 dient zur Kopplung der Freiheitsgrade zwischen diesem und allen Knoten an der äußeren Mantelfläche des Einschraubkörpers. Am Referenzknoten RP2 werden alle translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrade gesperrt, wodurch eine Verdrehung der Mantelflächenknoten gegenüber dem RP2 und eine Verschiebung verhindert werden. Für die Kräfteinleitung wurde wieder ein Koppellement zwischen dem Referenzknoten RP1 und allen äußeren Mantelflächenknoten des Durchschraubkörpers verwendet. Die Art der Kräfteinleitung und der Einspannung, sowie der gewählte Außendurchmesser werden in Kapitel 4.6 näher untersucht.

In der Simulation sind zwei aufeinanderfolgende Lastschritte definiert:

Lastschritt 1: Aufbringen der Vorspannkraft

Im ersten Lastschritt wird die Vorspannkraft in einer vordefinierten Ebene, unterhalb des Schraubenkopfes, mithilfe eines „bolt load“ (ABAQUS) aufgebracht. (siehe Kapitel 4.3.1).

Lastschritt 2: Aufbringen der Querkraft

Im Zuge des zweiten Lastschrittes wird die Querkraft inkrementell aufgebracht bis zum Rutschen der gesamten Verbindung.

Da sich viele Flächen in Kontakt befinden und die Kontaktparameter einen bedeutenden Einfluss auf das Ergebnis haben, wird das Kontaktproblem im Kapitel 4.3.2 genauer besprochen. Es kommt bei der ESV einerseits zum Kontakt in der Trennfuge zwischen dem Durchschraub- und dem Einschraubkörper und andererseits zwischen dem Schraubenkopf und dem Durchschraubkörper.

Für beide Lastschritte wurde der „reine“ Newton-Raphson Algorithmus verwendet. Im zweiten Lastschritt wird eine Verschiebung des Referenzknoten RP1 vorgegeben und damit die Querkraft aufgebracht. Vorteil einer Verschiebungssteuerung ist es, dass bei vorgegebener Inkrementgröße ein guter Vergleich der Reaktionskräfte des RP1 für verschiedene Randbedingungen mit der vorgegebenen Verschiebung möglich ist.

4.3.1 Erzeugung der Vorspannkraft

Prinzipiell gibt es zwei verschiedene Methoden, um die Vorspannkraft einer Schraube in einem FE-Modell aufzubringen (siehe [VDI22302]):

- **Thermisches Vorspannen:** Beim thermischen Vorspannen wird die Vorspannkraft durch gezieltes Aufbringen eines Temperaturfeldes erzeugt. Am einfachsten ist dies möglich, indem man (bei Kontinuumselementen) den Wärmeausdehnungskoeffizienten nur in axialer Richtung einen Wert zuweist, wodurch es, beim Aufbringen einer Temperatur, nur zu einer Dehnung in axialer Richtung kommt. Man muss nun die benötigte negative Temperaturdifferenz durch Aufbringung eines Temperaturfeldes in einem ersten Lastschritt erzeugen, um die gewünschte Vorspannung der Schraube zu erzielen.

- **Mechanisches Vorspannen:** Beim mechanischen Vorspannen werden in einer festgelegten Knotenebene Knotenfreiheitsgrade in Vorspannrichtung „intern“ dupliziert und über eine Zwangsbedingung verknüpft. Durch eine relative Verschiebung dieser Knoten wird die gewünschte Vorspannkraft erzeugt. Dies kann entweder weg- oder kraftgesteuert erfolgen. Nachdem die erforderliche Vorspannkraft erreicht wurde, wird die Zwangsbedingung mit der aktuellen Verschiebung „eingefroren“.

Normalerweise muss man sich bei beiden Vorspannarten in mehreren Iterationsschritten der gewünschten Vorspannkraft annähern, da im Vorfeld die elastische Plattennachgiebigkeit nur näherungsweise bestimmt werden kann. ABAQUS bietet die Möglichkeit, mithilfe einer sogenannten „bolt load“ die Vorspannkraft mechanisch aufzubringen und die benötigten Iterationen erfolgt automatisch. Man muss lediglich eine Vorspannebene und die gewünschte Vorspannkraft definieren. Für das vorliegende Modell wurde diese Möglichkeit genutzt und zu diesem Zweck ist eine Vorspannebene knapp unterhalb der Schraubenkopfauflagefläche definiert. Als Verschieberandbedingungen sind für diesen Lastschritt noch alle Freiheitsgrade des Referenzknoten RP2 gesperrt. Für den Referenzknoten RP1 sind alle rotatorischen Freiheitsgrade gesperrt und lediglich der translatorische Freiheitsgrad in axialer Richtung der Schraube ist nicht gesperrt.

4.3.2 Kontaktproblem

Der Kontaktmodellierung muss eine große Bedeutung eingeräumt werden, da sie das Ergebnis erheblich beeinflusst. Im folgenden Kapitel wird auf die gewählten Kontakteinstellungen kurz eingegangen. Für eine genauere Beschreibung des Kontaktproblems sei auf folgende Literatur verwiesen: [ABA14] und [Rus09]

In ABAQUS muss man eine „contact interaction“ definieren und dieser eine „interaction property“ zuweisen. Die Kontaktspezifikationen sind in Tabelle 19 angeführt.

Kontakt Diskretisierung (ABAQUS: contact interaction)	
Diskretisierungsmethode (ABAQUS: discretization method)	Oberfläche zu Oberfläche (ABAQUS: surface to surface)
Relativverschiebung zwischen den Kontaktpartnern (ABAQUS: sliding formulation)	Kleine Relativverschiebung (ABAQUS: small sliding)
Einstellungen Normalkontakt (ABAQUS: contact property normal behaviour)	
Kontaktdruck-Eindring-Charakteristik (pressure overclosure)	Harter Kontakt (ABAQUS: „hard“ contact)
Kontaktformulierung (constraint enforcement method)	Augmented Lagrange
Einstellungen Tangentialkontakt (ABAQUS: contact property tangential behaviour)	
Kontaktformulierung Tangentialkontakt (ABAQUS: friction formulation)	Penalty
Reibung (ABAQUS: friction)	directionality: isotropic; friction coefficient: user defined
elastic slip	absolute distance: user defined

Tabelle 19: Kontakteinstellungen in ABAQUS

Kontakt Diskretisierung

Bei der Kontakt Diskretisierung kann man prinzipiell zwischen dem „Knoten zu Oberfläche Kontakt“ und dem „Oberfläche zu Oberfläche Kontakt“ wählen. Man muss weiter eine „Master“ Oberfläche und eine „Slave“ Oberfläche definieren. Für alle Kontaktoberflächen im Modell wurde die „Oberfläche zu Oberfläche Kontakt“ Diskretisierung gewählt. Beim „Oberfläche zu Oberfläche Kontakt“ wird die Form der „Master“ als auch die der „Slave“ Oberfläche im Bereich der Kontaktbedingung berücksichtigt. Bei dieser wird im Gegensatz zum „Knoten zu Oberfläche Kontakt“ ein Bereich um den „Slave“ Knoten zur Bestimmung der Kontaktbedingungen herangezogen und nicht nur der „Slave“ Knoten selbst.

Dadurch erreicht man eine akkuratere Spannungs- und Druckverteilung an der Kontaktoberfläche. Der Nachteil der „Oberfläche zu Oberfläche“ Kontakt Diskretisierung ist, dass mehr Knoten pro Kontaktbedingung involviert sind, wodurch der Rechenaufwand steigt.

Wenn die Zuweisung von „Master“ und „Slave“ Oberfläche nicht eindeutig ist, wie dies bei der Trennfuge aufgrund gleicher Steifigkeit und gleicher Netzdichte beider Kontaktkörper der Fall ist, bietet die „Oberfläche zu Oberfläche Kontakt“ Diskretisierung den

Vorteil, dass die Zuweisung, welche Oberfläche „Master“ bzw. „Slave“ ist, einen geringen Einfluss auf die Spannungs- und Druckverteilung hat.

Wenn man von einer geringen Relativverschiebung zwischen den Reibflächen ausgehen kann, ist es sinnvoll die „small sliding“ Einstellung zu verwenden. Man muss in der Modellbildung darauf achten, dass die Gleitbewegung des „slave“ Knotens geringer ist, als das korrespondierende Element der Masteroberfläche lang ist. Beim „small sliding“ wird zu jedem „slave“ Knoten bzw. zur Region um den „slave“ Knoten beim „Oberfläche zu Oberfläche Kontakt“, eine lokale Tangentialebene, welche eine Approximation der lokalen Form der „Master“ Oberfläche darstellt, zugewiesen. Dadurch muss nicht ein Kontakt zwischen dem „slave“ Knoten und der gesamten „Master“ Oberfläche überprüft werden, sondern nur zwischen „slave“ Knoten und der lokalen Tangentialebene, was zu einer erheblichen Rechenzeitverkürzung führt.

Einstellungen Normalkontakt

Zur Erfüllung der Kontaktbedingung des Normalkontakts wird die „Augmented Lagrange“ Methode verwendet. Man muss noch eine Kontaktdruck-Eindring-Charakteristik (pressure-overclosure relationship) definieren. Hierfür wird die „hard“ contact Einstellung verwendet. Für die Kontaktsteifigkeit wurde die „default“ Einstellung verwendet, d.h. die Kontaktsteifigkeit entspricht dem 1000-fachen der zu Grunde liegenden Elementsteifigkeit. Die „Augmented Lagrange“ Methode ist eine Erweiterung des „Penalty“ Verfahrens. Bei dieser Methode wird die Lösung durch zusätzliche Iterations Schleifen verbessert. Es wird nach folgendem Schema vorgegangen:

1. ABAQUS/Standard findet eine konvergierende Lösung mithilfe der „Penalty“ Methode.
2. Wenn die Eindringung eines „slave“ Knoten in die Masteroberfläche größer ist als die definierte Eindringtoleranz, wird der Kontaktdruck erhöht („augmented“) und eine neue Iterationsfolge wird durchlaufen, bis die Lösung wieder konvergiert.
3. Dies wird solange wiederholt bis die Eindringtiefe geringer als die Eindringtoleranz ist.

Einstellungen Tangentialkontakt

Für den tangentialen Kontakt wird das Reibungsmodell nach Coulomb verwendet. Der Reibungskoeffizient ist isotrop, also richtungsunabhängig und unabhängig von Temperatur, Gleitgeschwindigkeit oder Kontaktdruck. Der Reibungskoeffizient ist konstant

und es wird auch kein zusätzlicher Gleitreibungskoeffizient definiert. Neben dem Reibungskoeffizient wird noch die absolute Distanz des „elastic slip“ definiert. In Kapitel 2.3.2.3 wird beschrieben, dass es zwischen den Kontaktflächen, bei einer gleichzeitig zur Normalkraft wirkenden Tangentialkraft, zu einer Relativverschiebung kommt, bevor die Haftgrenze überschritten wird. In ABAQUS wird diese Mikroverschiebung als „elastic slip“ beschrieben. In Abbildung 29 sieht man, dass dieser „elastic slip“ x_{es} genau der Verschiebung bei der maximalen bzw. kritischen Schubspannung zwischen den Reibpartnern entspricht. Die Anfangssteigung bis zum Erreichen der kritischen Schubspannungen entspricht somit der tangentialen Kontaktsteifigkeit. Nach dem Überschreiten bleibt die Schubspannung konstant, da der Reibungskoeffizient für den Haft- und den Gleitreibungsbereich konstant bleibt. Wie man anhand des mechanischen Modells (siehe Kapitel 4.2) sieht, ist der definierte „elastic slip“ (bzw. die Mikroverschiebung) ein entscheidender Parameter für die effektive Trennfugenzahl. In der Literatur finden man unterschiedliche Wertebereiche für den „elastic slip“ (siehe Kapitel 2.3.2.3).

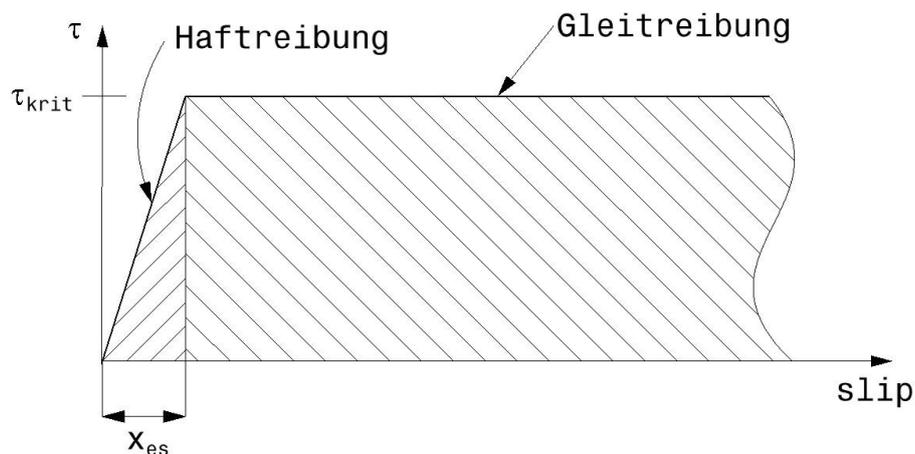


Abbildung 29: Diagramm Schubspannung - slip

4.4 Reibungsvorgang der Schraubverbindung

Mithilfe des Kraft- Verschiebungsverlaufs des Referenzknoten RP1 als Ergebnis der Simulation kann man den Reibvorgang der ESV in fünf Phasen unterteilen, unabhängig von der Wahl der Eingabeparameter (wie dem Haftreibungskoeffizienten, der Vorspannkraft, den Geometrieparametern der Schraube, etc.). In Abbildung 30 ist der allgemeine Kraft- Verschiebungsverlauf mit der Unterteilung in die fünf Phasen dargestellt. Auf der Ordinate ist das Verhältnis von der Querkraft F_Q des Referenzknoten RP1 und der Haftgrenzkraftkraft (dem Produkt aus der Vorspannkraft F_V und dem

Haftreibungskoeffizienten μ_H) aufgetragen, also $\frac{F_Q}{F_V \cdot \mu_H}$. Dies bietet den Vorteil, dass man direkt die effektive Schnittigkeit ablesen kann. Auf der Abszisse ist die Verschiebung des RP1 in μm aufgetragen. In Abbildung 31 sind die Energien in Form der dissipativen Reibungsenergie, der Formänderungsenergie, der „elastischen“ Reibungsenergie und der äußeren Arbeit über die Verschiebung des Referenzknoten RP1 aufgetragen. Die Energiebetrachtung bietet eine gute und einfache Möglichkeit Reibvorgänge bewerten zu können und Übergänge einfach zu erkennen.

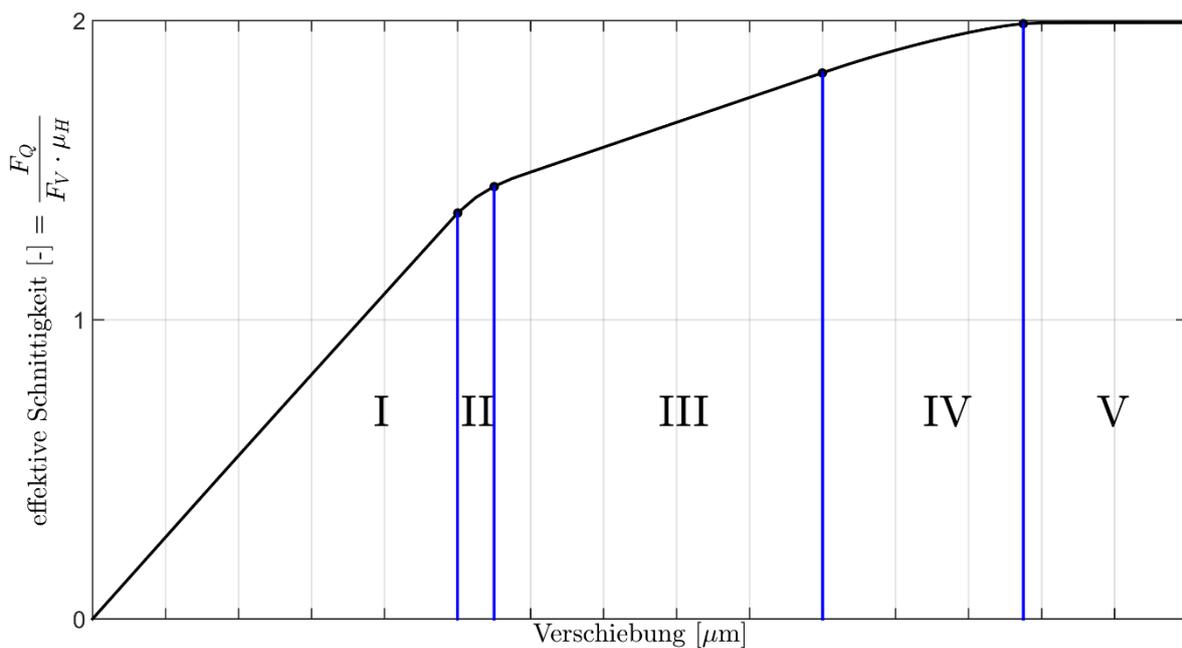


Abbildung 30: Phasen des Reibvorganges der ESV - Kraft- Verschiebungskurve

In der Phase I befinden sich sowohl die Trennfuge als auch die Schraubenkopfaufschlagfläche vollständig im Haftreibungsbereich. Dadurch, dass eine zulässige Mikroverschiebung in Form eines „elastic slip“ definiert wurde, ist dieser Bereich der „elastische“ bzw. „reversible“ Bereich des Reibvorganges. Man erkennt in Abbildung 31, dass die „elastische“ Reibungsenergie anwächst, wohingegen die dissipative Reibungsenergie noch Null ist. Damit ist noch an keiner Stelle der Kontaktflächen die definierte Mikroverschiebung überschritten worden. In der Phase II beginnt die Trennfuge partiell zu rutschen, bis schließlich beim Übergang in die Phase III die komplette Kontaktfläche in die Gleitreibung übergegangen ist. Ab dem Bereich III ist die physikalische Richtigkeit des Kraft- Verschiebungsverlaufes aufgrund der Definition der tangentialen Kontaktbedingung nicht mehr gegeben. Bei dieser Definition wird kein Übergang zwischen Haft- und Gleitreibungskoeffizient definiert, sodass beim Erreichen bzw. Überschreiten der Haftgrenze die Reibkraft nicht auf Gleitreibungsniveau abfällt sondern konstant

Die Grenze beim Übergang von Phase I zu Phase II zu wählen ist eine zu konservative Auslegung, da es bei der üblichen Definition der Haftgrenze zwischen zwei Reibpartnern (siehe Kapitel 3.9 Fall A) schon zu einem Steifigkeitsabfall und damit einem partiellen Gleiten kommt, bevor das Maximum und damit die übliche Grenze erreicht wird. Es wird daher der Übergang von Phase II in Phase III als „Rutschgrenze“ definiert, was einem vollständigen Gleiten der Trennfuge entspricht. Damit ist es nur notwendig, die aus der Simulation ermittelte Kraft- Verschiebungskurve einmal abzuleiten, um anschließend den Beginn des Bereichs der zweiten konstanten Steigung zu finden. Wenn man die Klemmlänge sehr groß im Verhältnis zum Durchmesser wählt, dies entspricht einem Verhältnis $\frac{l_K}{d} > 3$, muss die effektive Trennfugenzahl asymptotisch gegen 1 streben. Dies ist, wie in Kapitel 4.9.4 erläutert, bei dieser Definition der Fall.

4.6 Untersuchung der Krafteinleitung und der Einspannung in Abhängigkeit des Außendurchmessers des Einschraub- und Durchschraubzylinders

Als nächstes muss man sich die Frage stellen, wie man die Modellabgrenzung und die Randbedingungen wählen soll. Dies beinhaltet sowohl den Außendurchmesser, die Einspannung und die Krafteinleitung. Im Skript wird am Anfang der Grenzaußendurchmesser $D_{A,Gr}$ laut [VDI22301] nach folgender Formel berechnet:

$$D_{A,Gr} = d_w + w \cdot l_K \cdot \tan\varphi$$

$$D_{A,Gr} = d_w + 2l_K \left[0,348 + 0,013 \ln\left(\frac{l_K}{d_w}\right) + 0,193 \ln\left(\frac{D'_A}{d_w}\right) \right] \quad (4.18)$$

In den Formeln (4.18) ist d_w der Außendurchmesser der Kopfauflagefläche und dies entspricht im Modell dem Außendurchmesser des Kopfes. Der Verbindungskoeffizient w beträgt für eine ESV 2. Des Weiteren entspricht l_K der Klemmlänge, φ dem Winkel des Ersatzverformungskegels und D'_A dem Ersatzaußendurchmesser. Da der Durchschraub- und der Einschraubkörper zylindrisch sind, ist einerseits der Ersatzaußendurchmesser gleich dem Außendurchmesser des Durchschraub- und Einschraubkörpers und andererseits ist der Grenzaußendurchmesser der Mindestaußendurchmesser, damit sich der Druckkegel bzw. Ersatzverformungskegel voll ausbilden kann. Um den Grenzaußendurchmesser zu berechnen, wird in der Gleichung (4.18) $D'_A = D_{A,Gr}$ gesetzt. Der Verspannungs- und Verformungskörper, welche beide die Form eines

Rotationsparaboloids aufweisen, werden in der analytischen Berechnung nach [VDI22301] gleichgesetzt und durch einen Ersatzverformungskegel ersetzt.

Um nun herauszufinden, welcher Außendurchmesser, welche Einspannung und welche Art der Krafteinleitung gewählt werden sollen, wurden diese variiert und die Ergebnisse miteinander verglichen. Für alle Modelle wird eine M6 Schafschraube verwendet, welche mit $10kN$ vorgespannt wird. Die Klemmlänge, welche gleich ist mit der Höhe des Durchschraubzylinders, beträgt $10mm$ und die Einschraubtiefe, welche der Höhe des Einschraubzylinders entspricht, beträgt $4mm$. Weiters wird als Haftreibungskoeffizient für alle Kontaktflächen $0,15$ definiert und der „elastic slip“ wird mit $0,01mm$ definiert. In der Tabelle 20 ist die Variationsmatrix dargestellt:

Nummer	Variante	Außendurchmesser	Krafteinleitung		Einspannung	
			RBE 3 Verdrehung gesperrt	RBE 2 Verdrehung gesperrt	RBE 2 Verdrehung gesperrt	RBE 3 Verdrehung gesperrt
Input file Nummer		$D_{A,Gr} \cdot x$				
1	A	1	JA	-	JA	-
2	B	1	NEIN	-	JA	-
3	C	1	-	JA	JA	-
4	D	1	JA	-	-	JA
5	E	1	NEIN	-	-	JA
6	A	1,25	JA	-	JA	-
7	B	1,25	NEIN	-	JA	-
8	C	1,25	-	JA	JA	-
9	D	1,25	JA	-	-	JA
10	E	1,25	NEIN	-	-	JA
11	A	1,5	JA	-	JA	-
12	B	1,5	NEIN	-	JA	-
13	C	1,5	-	JA	JA	-
14	D	1,5	JA	-	-	JA
15	E	1,5	NEIN	-	-	JA
16	A	2	JA	-	JA	-
17	B	2	NEIN	-	JA	-
18	C	2	-	JA	JA	-
19	D	2	JA	-	-	JA
20	E	2	NEIN	-	-	JA

Tabelle 20: Einspannung und Krafteinleitung

Als RBE3 Element wird die verteilte Kopplung (ABAQUS: distributed coupling) und als RBE2 die kinematische Kopplung (ABAQUS: kinematic coupling) bezeichnet.

Eine Beschreibung der unterschiedlichen Kopplungen ist in [ABA14] zu finden.

Sowohl die Kopplung des Referenzknotens RP1 für die Krafteinleitung, als auch die Kopplung des Referenzknoten RP2 für die Einspannung werden sowohl mit einer kinematischen als auch mit einer verteilten Kopplung durchgeführt, um die Unterschiede der Ergebnisse untersuchen zu können. Des Weiteren wird, ausgehend vom Grenzaußendurchmesser, dieser bis zu einem Faktor 2 vergrößert. Bei der Einspannung des Einschraubzylinders wird die Verdrehung desselbigen gesperrt. Wenn man von einer ausreichenden Biegesteifigkeit des Einschraubteiles ausgeht, ist die Annahme einer vernachlässigbaren „globalen“ Verdrehung des Einschraubteiles zulässig. Durch die Sperrung des Verdrehfreiheitsgrades des Referenzknoten RP2 wird eine Starrkörperrotation des Modells unterbunden.

Nun gibt es prinzipiell die Möglichkeit, beim Referenzknoten RP1 die rotatorischen Freiheitsgrade zu sperren oder diese nicht zu sperren, wodurch eine Verdrehung der Mantelflächenknoten des Durchschraubkörpers gegenüber dem RP1 unterbunden oder zugelassen wird.

Um nun bewerten zu können, welche Variante am besten die Realität wiedergibt, sind einige Kriterien festzulegen:

1. Es soll sich ein vollständiger Verformungskörper unabhängig vom Außendurchmesser einstellen können.
2. Die Kontaktfläche nach dem ersten Lastschritt, der Aufbringung der Vorspannkraft, soll ebenfalls unabhängig vom Außendurchmesser sein.
3. Die Kraft, ab der ein partielles Gleiten der Trennfuge beginnt, soll unabhängig vom Außendurchmesser sein.
4. Die definierte Rutschgrenze und damit die effektive Schnittigkeit soll unabhängig vom Außendurchmesser sein.
5. Die Elementzahl und damit die Modellgröße soll möglichst gering sein um die Rechenzeit zu verkürzen.

Im Folgenden werden die einzelnen Fälle genau diskutiert, da dies entscheidend für aussagekräftige Berechnungsergebnisse ist. Alle nachfolgenden Diagramme für die Varianten A bis E haben die gleiche Formatierung, um sie untereinander vergleichen zu können. Auf der linken Ordinate ist wieder $\frac{F_Q}{F_V \cdot \mu_H}$ aufgetragen, wodurch man die ef-

fektive Schnittigkeit ablesen kann. Auf der rechten Ordinate ist die dissipative Reibenergie aufgetragen, um den Beginn des partiellen Gleitens ablesen zu können. Für jede einzelne Variante sind jeweils die Diagramme für vier verschiedene Außendurchmesser nach Tabelle 20 eingetragen. Für den Beginn des Rutschens wurde eine dissipative Energie von $5 \cdot 10^{-5} J$ gewählt und linear zwischen den einzelnen Energiewerten, die pro Inkrement ausgegeben werden, interpoliert. Der Beginn des partiellen Rutschens in der Trennfuge ist durch einen schwarzen Punkt markiert. In den Diagrammen sind noch blaue Punkte eingetragen, die einem 50-prozentigen Steifigkeitsabfall gegenüber der Anfangssteifigkeit der Schraubverbindung in Querrichtung, entsprechen. Um diesen Punkt zu finden wird die Ableitung des Kraft- Verschiebungsverlaufes gebildet. Der Bereich bis zum partiellen Rutschen der Trennfuge ist linear, weswegen die Ableitung konstant ist. Nachdem der Wert für die Steigung halbiert wird, kann durch lineare Interpolation zwischen den ausgegeben Werten pro Inkrement der gesuchte Punkt eingetragen werden.

In Abbildung 32 und Abbildung 33 ist die Deformation des Durchschraub- und des Einschraubkörpers nach dem Lastschritt 1 (Aufbringen der Vorspannkraft) für die Variante C und die Variante D für verschiedene Außendurchmesser dargestellt. Um die Deformation besser abzubilden und um die Kontaktfläche in der Trennfuge zu erkennen, wurde ein Deformierungsfaktor von 200 verwendet.

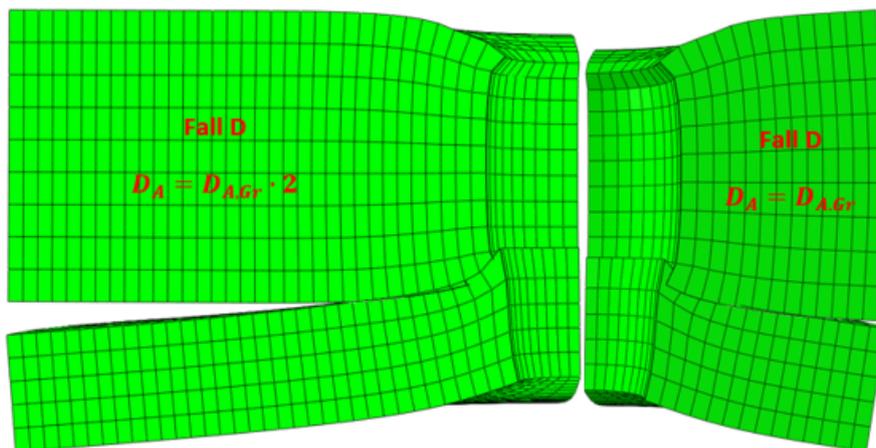


Abbildung 32: Verformung ESV nach Lastschritt 1 - Deformierungsfaktor 200 - Fall D

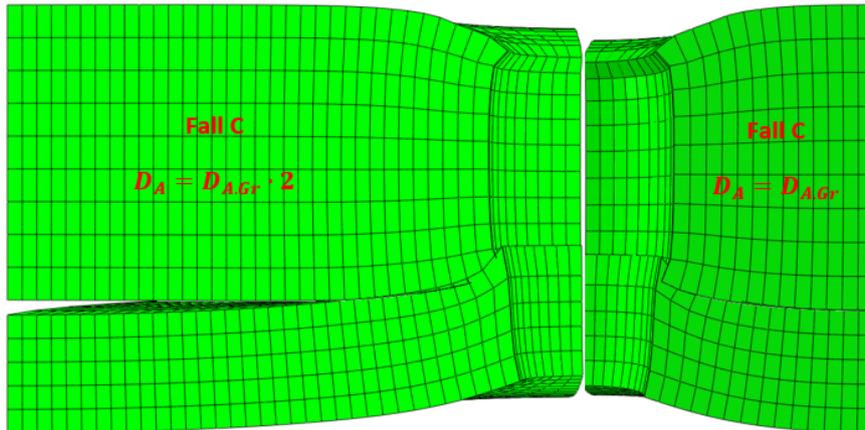


Abbildung 33: Verformung ESV nach Lastschritt 1 - Deformierungsfaktor 200 - Fall C

4.6.1 Variante C

Für Variante C werden sowohl für die Einspannung als auch für die Krafteinleitung kinematische Kopplungen verwendet und die Verdrehung des Durchschraubkörpers wird gesperrt. Die Anfangssteigung der Kraft- Verschiebungskurve ist für diese Variante größer als bei allen anderen untersuchten Varianten, was gleichbedeutend mit der Steifigkeit der Einschraubverbindung in Querrichtung ist. Die hohe Steifigkeit für diese Variante kann auf die kinematischen Kopplungen der Einspannung und der Krafteinleitung zurückgeführt werden, da die RBE2 Elemente starre Elemente darstellen. Die Verschiebung des unabhängigen Knotens (Referenzknoten RP1 und RP2) gibt die Verschiebung der abhängigen Knoten (Mantelflächenknoten des Zylinders) vor. Durch die kinematische Kopplung können die Mantelflächenknoten keine relative Verschiebung zueinander ausführen.

In Abbildung 33 sieht man, dass sich die Mantelflächenknoten zueinander nicht verschoben haben, was einer starren Einspannung, bzw. einer festen Einspannung in der Mechanik entspricht. Dadurch kommt es zu einer künstlichen Versteifung im Mantelflächenbereich. Dies führt bei kleinen Durchmessern zu einer vergrößerten Kontaktfläche, da in diesem Bereich eine lokale Verformung behindert wird. Erst wenn man den Außendurchmesser ausreichend groß wählt, kann sich die Kontaktfläche unabhängig von der Art der verwendeten Kopplung ausbilden.

In Abbildung 34 sieht man, dass der Beginn des partiellen Gleitens in der Trennfuge eine leicht abfallende Tendenz aufweist und sich ab einem Außendurchmesser von $d = D_{A,Gr} \cdot 1,5$ nicht mehr ändert und sich auch die künstliche Versteifung der Mantelfläche nicht mehr auf die Größe der Kontaktfläche auswirkt.

Da die geforderten Anforderungen erst ab einem Außendurchmesser von $d = D_{A,Gr} \cdot 1,5$ erfüllt werden, wird diese Variante nicht gewählt.

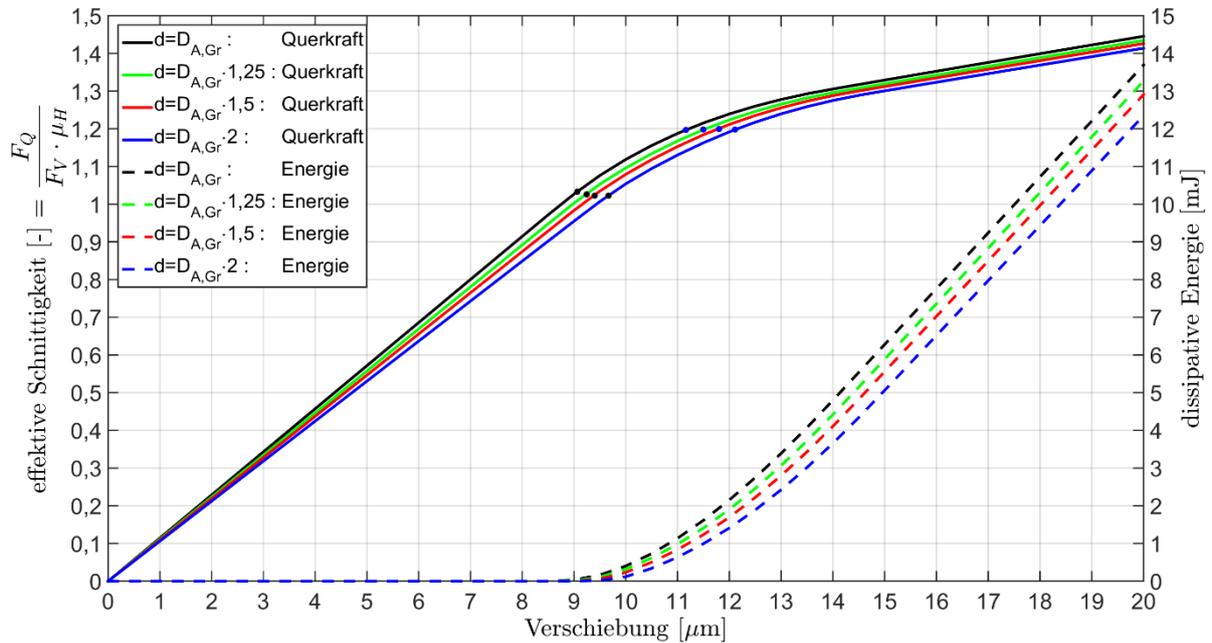


Abbildung 34: Variante C

4.6.2 Variante D

Im Gegensatz zur Variante C werden für diese Variante sowohl für die Krafteinleitung als auch für die Einspannung verteilte Kopplung verwendet. Vorteil dieser Koppellelemente ist es, dass sich die Mantelflächenknoten relativ zueinander bewegen können, wodurch es zu keiner künstlichen Versteifung an den Mantelflächen kommt.

Man erkennt in Abbildung 32, dass bei kleinen Außendurchmessern eine Krümmung der Mantelflächen durch die relative Verschiebung der Knoten möglich ist. Dies führt dazu, dass diese Art der Einspannung und Krafteinleitung, die einzige ist, bei der die Kontaktfläche unabhängig vom gewählten Durchmesser ist, solange als Außendurchmesser mindestens der Grenzaußendurchmesser gewählt wird und sich damit ein vollständiger Verformungskörper ausbilden kann. Wenn man Abbildung 35 betrachtet, erkennt man, dass der Beginn des partiellen Gleitens für alle gewählten Außendurchmesser gleich ist. Da für diese Art der Einspannung und Krafteinleitung alle Anforderungen erfüllt sind, wird für alle weiteren Berechnungen diese gewählt. Im Skript wird nun automatisch immer der Außendurchmesser $d = D_{A,Gr} \cdot 1,25$ verwendet.

Des Weiteren sind in diesem Diagramm noch die Punkte für die in Kapitel 4.5 definierte Rutschgrenze dargestellt (rote Punkte im Diagramm). Wie man erkennen kann, verschieben sich bei größer werdendem Außendurchmesser lediglich die Punkte in Richtung größerer Verschiebungen, jedoch bleibt die effektive Trennfugenanzahl gleich.

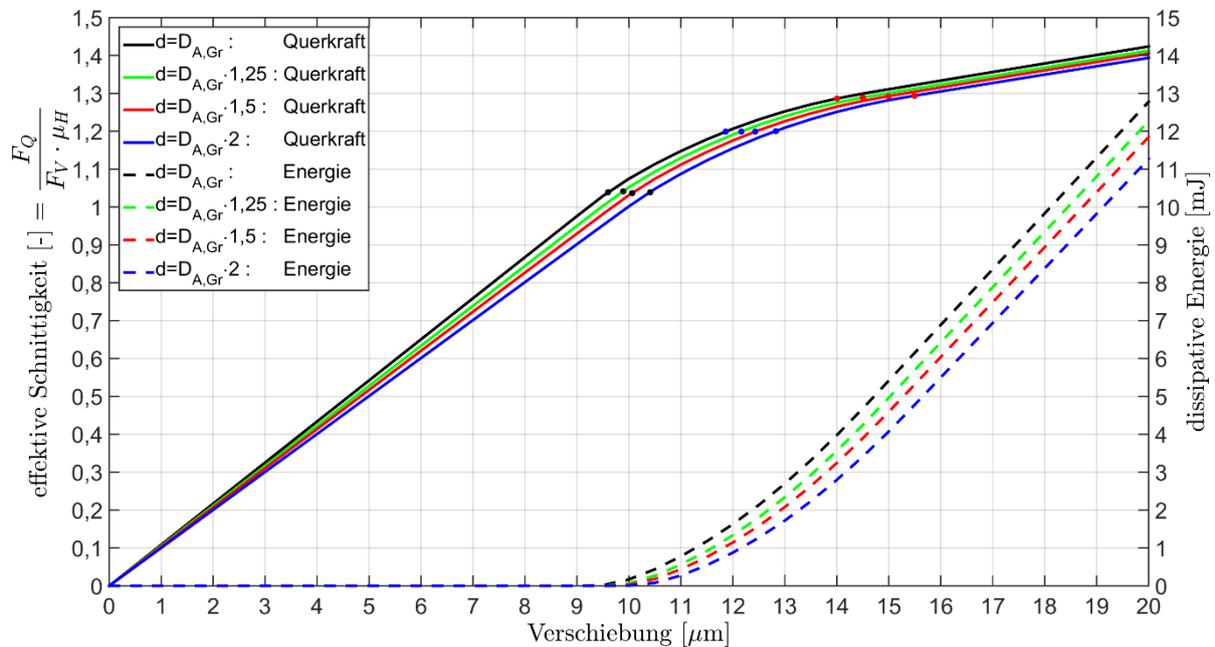


Abbildung 35: Variante D

4.6.3 Variante A

In Abbildung 36 ist zu erkennen, dass es zu einem klar ersichtlichen Abfall der benötigten Querkraft beim Beginn des partiellen Rutschens in der Trennfuge bei größer werdendem Außendurchmesser kommt. Die prozentuelle Abweichung der effektiven Trennfugenanzahl des Modells mit dem zweifachen Grenzaußendurchmesser bezogen auf das Modell mit dem einfachen Grenzdurchmesser beträgt bereits 4% . Daher ist die Definition der Randbedingungen und der Kopplungen für unser Modell nicht geeignet. Des Weiteren ist die Größe der Kontaktfläche für Variante A, für verschiedene Außendurchmesser nicht konstant, womit eine weitere definierte Anforderung nicht erfüllt wird. Die starke Abhängigkeit des Beginns des partiellen Rutschens in der Trennfuge vom Außendurchmesser kann auf die durch die Einspannung abweichende Kontaktfläche zurückgeführt werden. Speziell bei Außendurchmessern von $d = D_{A,Gr}$ und $d = D_{A,Gr} \cdot 1,25$ ist die Kontaktfläche unterschiedlich groß, weil die Knoten an der Mantelfläche des Einschraubzylinder durch die kinematische Kopplung ihre Position zueinander nicht ändern können. Man bräuchte daher mindestens den doppelten Außendurchmesser, um eine Beeinflussung durch die Randbedingungen ausschließen zu

können. Aus all diesen Gründen wird diese Art der Rand- und Kopplungsbedingungen nicht verwendet.

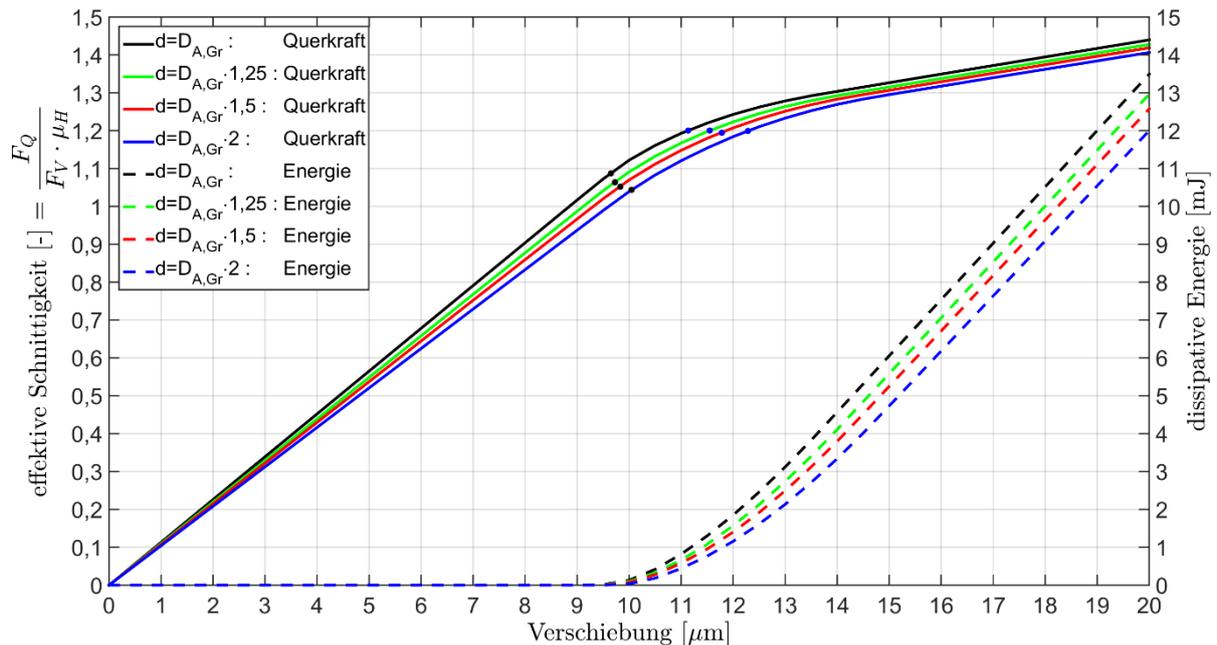


Abbildung 36: Variante A

4.6.4 Variante B

Auch bei dieser Variante kommt es, wie in Abbildung 37 ersichtlich, zu einer Abnahme der effektiven Trennfugenzahl mit größer werdendem Außendurchmesser. Die Verdrehung des Referenzknoten RP1 ist nicht gesperrt. Außerdem erkennt man noch deutlich, dass die Steifigkeit, der ESV in Querrichtung sehr stark vom Außendurchmesser abhängig ist. Durch die zulässige Verdrehung um den Referenzknoten RP1 kommt es zu einer ungleichmäßigeren Verteilung der Flächenpressung in der Trennfuge und außerdem zu einer Vergrößerung der Kontaktfläche in Abhängigkeit der Größe des Außendurchmessers. Im Gegensatz zu Variante C, D und A erfolgt die Momentenabstützung für Variante B nur durch den Einschraubzylinder. Dadurch kommt es zu einem zusätzlichen Biegemoment auf Höhe der Trennfuge.

$$M_B = \frac{F_Q \cdot l_K}{2} \quad (4.19)$$

Dadurch kommt es zu zusätzlichen Biegespannungen auf Höhe der Trennfuge und damit zu einer ungleichmäßigeren Kontaktfläche und Druckverteilung in selbiger.

Die Steigung der Kurve im Bereich I (bis zum ersten partiellen Gleiten in der Trennfuge) ist für alle gewählten Durchmesser nicht konstant. Die Anfangssteigung ändert sich, sobald es durch die zugelassene globale Verdrehung des Durchschraubkörpers zu

einem Kontakt am Außenrand der Trennfuge kommt. Dies ist durch die Art der Kräfteinleitung und durch die zulässige globale Verdrehung bedingt und widerspricht den definierten Forderungen. Die Abweichung der effektiven Trennfugenanzahl zwischen dem Modell mit dem einfachen und dem Modell mit dem doppelten Grenzaußendurchmesser beträgt für diesen Fall über 6%. Des Weiteren würde bei Vergrößerung der Klemmlänge das Moment auf Höhe der Trennfuge ansteigen, wodurch die beschriebenen Phänomene noch stärker ins Gewicht fallen würden.

Im Gegensatz zu Variante B ist es in den meisten Fällen zulässig von der Annahme auszugehen, dass es zu keiner globalen Verdrehung des Durchschraubkörpers kommt und damit die Verdrehung des Referenzknoten RP1 zu sperren. Um dies beurteilen zu können, muss man den jeweiligen Anwendungsfall der Schraubverbindung betrachten. Wenn der Durchschraubkörper eine ausreichend steife Struktur aufweist oder eine Verdrehung des Durchschraubkörpers aus konstruktiven Maßnahmen nicht möglich ist, dann ist die getroffene Annahme einer Sperrung des Verdrehfreiheitsgrades zulässig.

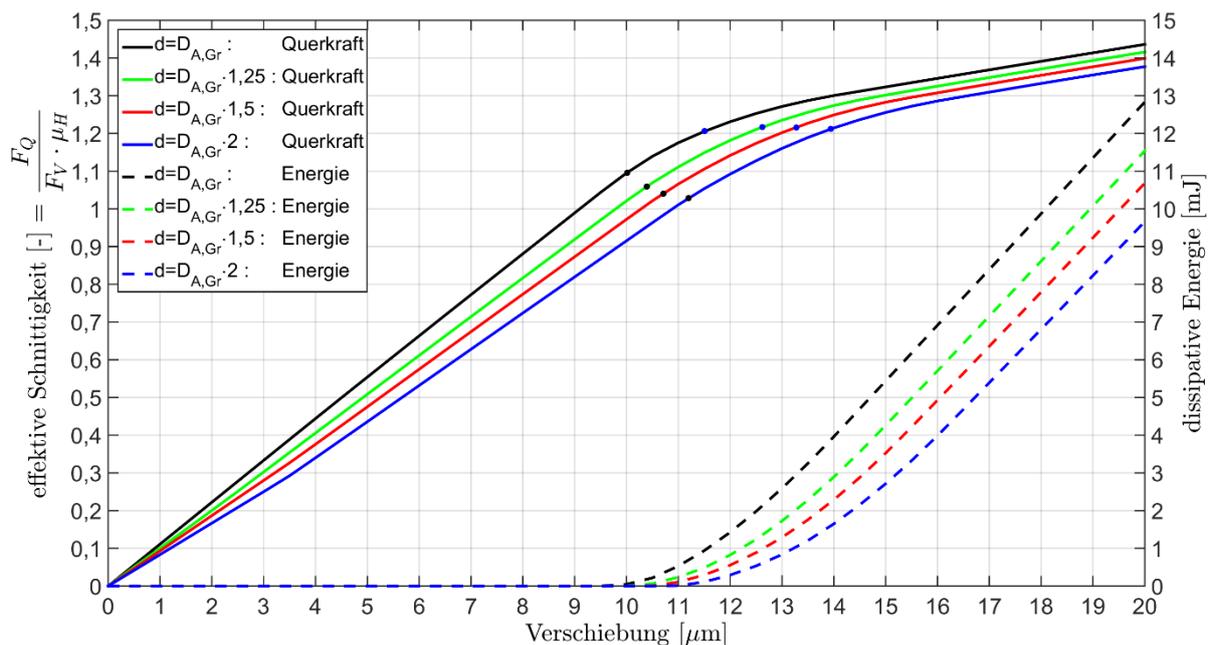


Abbildung 37: Variante B

4.6.5 Variante E

Die Variante E liefert unbrauchbare Ergebnisse und wird deshalb nicht weiter erläutert.

4.6.6 Vergleich verschiedener Klemmlänge für Variante D

Abschließend wurde noch für die gewählte Variante D die Klemmlänge variiert, um die effektive Schnittigkeit für verschiedene Außendurchmesser vergleichen zu können. Zu diesem Zweck ist die in Kapitel 4.5 definierte Rutschgrenze als schwarzer Punkt im Diagramm eingetragen. Es wurden die Klemmlängen 5mm, 10mm und 20mm getestet: Im Abbildung 38 sieht man, dass es bei Vergrößerung des Außendurchmessers zu keiner Änderung der effektiven Schnittigkeit für verschiedene Klemmlängen kommt. Bei größer werdender Klemmlänge ist der Unterschied der Steifigkeit der ESV in Querrichtung bei Änderung des Außendurchmessers immer geringer. Bei einer Klemmlänge von 20mm fallen die Punkte, welche die definierte Rutschgrenze kennzeichnen, zusammen. Auch alle anderen definierten Kriterien wurden für die getesteten Klemmlängen erfüllt. Damit bietet diese Art der Einspannung und Krafteinleitung eine gute Möglichkeit, um die effektive Schnittigkeit zu bestimmen und wird somit für alle nachfolgenden Berechnungen verwendet.

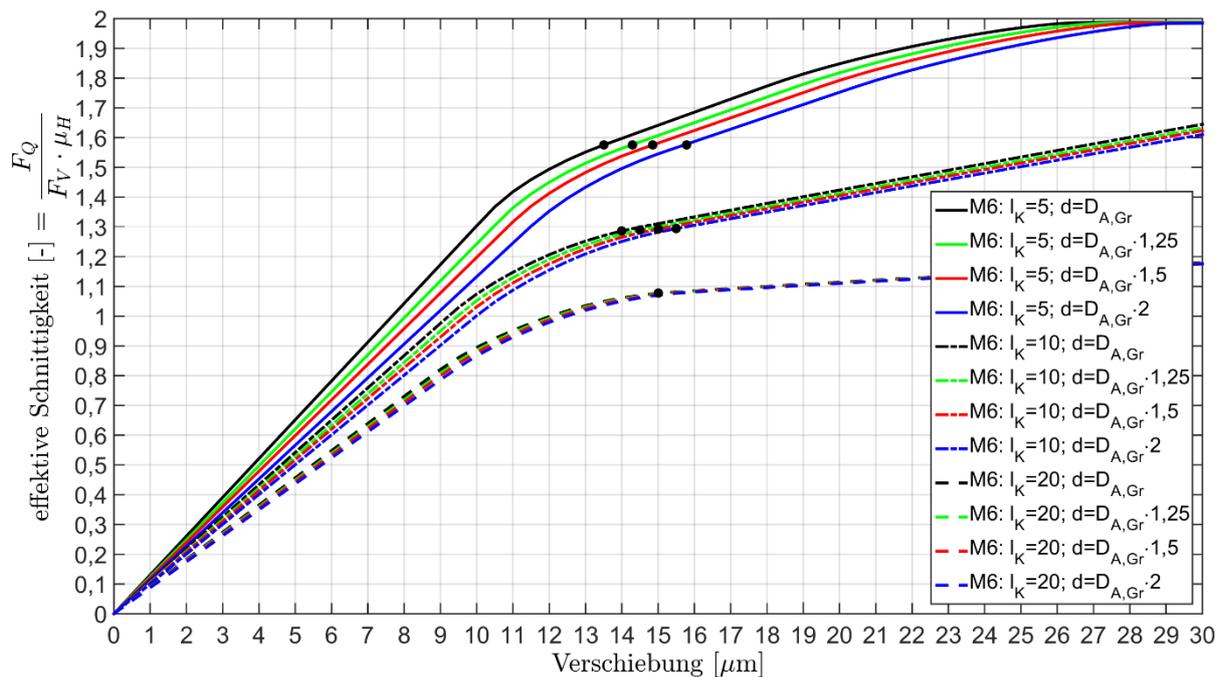


Abbildung 38: Fall D für verschiedene Klemmlängen

4.7 Verwendung des Skripts

Um eine automatische Modellbildung zu ermöglichen, wurde für die ESV ein Skript geschrieben. Die ABAQUS Skripte beruhen auf der Programmiersprache Python (eine gute Einführung in die Programmiersprache siehe [PIL10]). In diesem Kapitel soll nur auf die Verwendung des Skripts und auf einige Besonderheiten eingegangen werden. Eine ausführliche Beschreibung über das Schreiben von Skripten in ABAQUS ist im „Abaqus Scripting Reference Manuel“ in [ABA14] zu finden.

Im Anhang B ist das Skript für die ESV zu finden (geschrieben für ABAQUAS 6.14). Nachdem das Skript ausgeführt wurde, erscheint eine Eingabemaske, in der Geometrieparameter, Werkstoffparameter, die Vorspannkraft, der „elastic slip“ und der Haftreibungskoeffizient eingegeben werden müssen. Zu guter Letzt muss noch der Name für das Input File vergeben werden.

Nummer	Einschraubverbindung
1	Schaftdurchmesser der Schraube [mm]
2	Klemmlänge l_K [mm]
3	Durchgangslochdurchmesser [mm]
4	Schraubenkopfdurchmesser [mm]
5	Kopfhöhe [mm]
6	Spannungsdurchmesser [mm]
7	eingeschraubte Gewindetiefe l_G [mm]
8	Schaftlänge [mm]
9	Kopfradius [mm]
	E-Modul Durchschraubzylinder [MPa]
	Poissonzahl Durchschraubzylinder [-]
	E-Modul Einschraubzylinder [MPa]
	Poissonzahl Einschraubzylinder [-]
	Vorspannkraft [kN]
	Haftreibungskoeffizient [-]
	elastic slip [mm]
	Benennung Input File

Tabelle 21: Eingabeparameter für ESV

Nachdem man das Skript ausgeführt hat, wird eine Input Datei erstellt, welche dann direkt dem Solver übergeben werden kann. Die Geometrieparameter, die geändert werden können, sind in Tabelle 21 durch eine Nummerierung angegeben. In der Abbildung 39 sind noch die in der Tabelle nummerierten Geometrieparameter eingetragen.

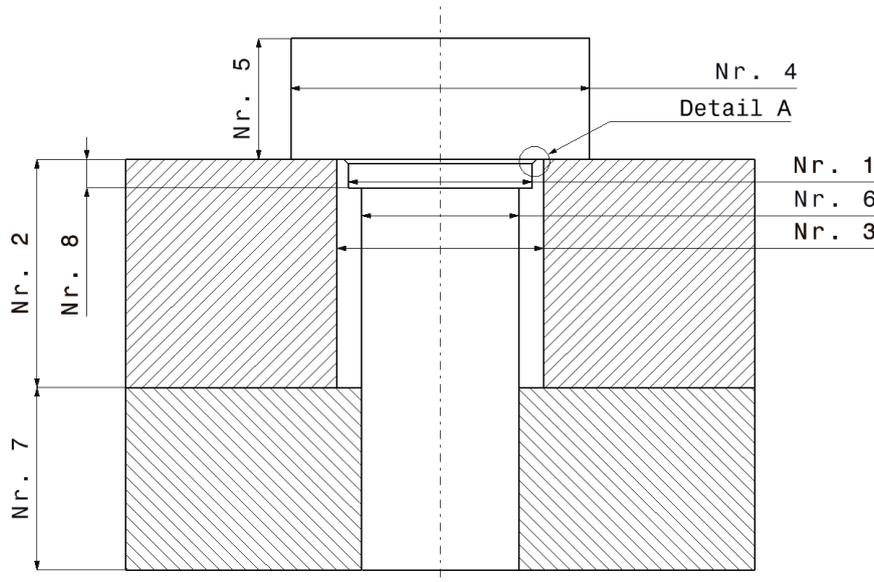


Abbildung 39: Eingabeparameter für die Geometrieparameter der ESV

Ein Geometrieparameter, der über die Eingabemaske nicht verändert werden kann, ist der Außendurchmesser des Einschraub- und Durchschraubkörpers. Der Außendurchmesser wird nach Formel (4.18) mithilfe einer for-Schleife in Form eines Fixpunktverfahrens berechnet. Anhand der Formel (4.18) erkennt man, dass der Grenzaußendurchmesser abhängig vom Schraubenkopfdurchmesser und von der Klemmlänge ist. Der Außendurchmesser des Einschraub- und Durchschraubzylinders beträgt: $d = 1,25 \cdot D_{A,Gr}$. Ein weiterer Parameter der nicht über die Eingabemaske eingestellt werden kann ist der E-Modul der Schraube. Da im Fahrzeugbau fast ausschließlich Schraubenschrauben zur Anwendung kommen, wurde für die Schraube ein E-Modul von $210GPa$ eingestellt.

Bei der Erstellung der Geometrie wurde darauf geachtet, dass die einzelnen Körper (in ABAQUS: „parts“) in so viele Zellen (in ABAQUS: „cells“) mithilfe von Hilfsebenen unterteilt wurden, dass es möglich war alle Körper mit der „structured meshing“ Technik zu vernetzen. Dafür ist es notwendig, den Körper manuell in einfache geometrische Volumenkörper zu unterteilen. Der große Vorteil dieser Vernetzungsmethode ist es, dass man eine sehr gute Netzqualität erreicht. Bei dieser Vernetzungsmethode werden einfache vordefinierte Vernetzungstopologien für die Netzgenerierung herangezogen. Es wird das Netz der einfachen regulären vordefinierten Form auf die zu vernetzende Geometrie übertragen. Dadurch wird gewährleistet, dass die Netze immer gleich aufgebaut sind, unabhängig von den Geometrieingabeparametern.

Für den zweiten Lastschritt wurde die Zeitperiode (in ABAQUS: „time period“) folgendermaßen definiert: $time_period=slip+0.04$

Des Weiteren wurden noch sogenannte „time points“ definiert mit (Start, Ende, Inkrement): $points=((0.0,slip-0.005,0.001),(slip-0.005,slip+0.02,0.00025),(slip+0.02,time_period,time_period/10)$.

Die Zeitperiode wird gleich der Verschiebung des Kraftereinleitungspunktes gesetzt und da die Analyse verschiebungsgesteuert erfolgt, sind die Zeitschritte gleich der tangentialen Verschiebung des Kraftereinleitungspunktes.

Um den Bereich II (siehe Abbildung 30) ist die Größe der Inkremente nur ein Viertel im Vergleich zum Anfangs- und Endbereich. Es ist notwendig, die Zeitschritte in diesem Bereich so klein zu wählen, um den Übergang von partiellen zum vollständigen Gleiten der Trennfuge genau ermitteln zu können und damit die effektive Trennfugenzahl.

Es gibt mehrere Möglichkeiten, den Zeitpunkt zu ermitteln, ab dem sich die Trennfuge vollständig im Gleitreibungsbereich befindet. Einerseits kann man sich „CSTATUS“ anzeigen lassen, bei dem zwischen „sticking“ und „slipping“ unterschieden werden kann. Der Zeitpunkt, ab dem die Trennfuge vollständig den Status „slipping“ aufweist, ist der gesuchte Übergang. Eine andere Möglichkeit ist es, sich die Ableitung des Kraft-Verschiebungsverlaufes ausgeben zu lassen.

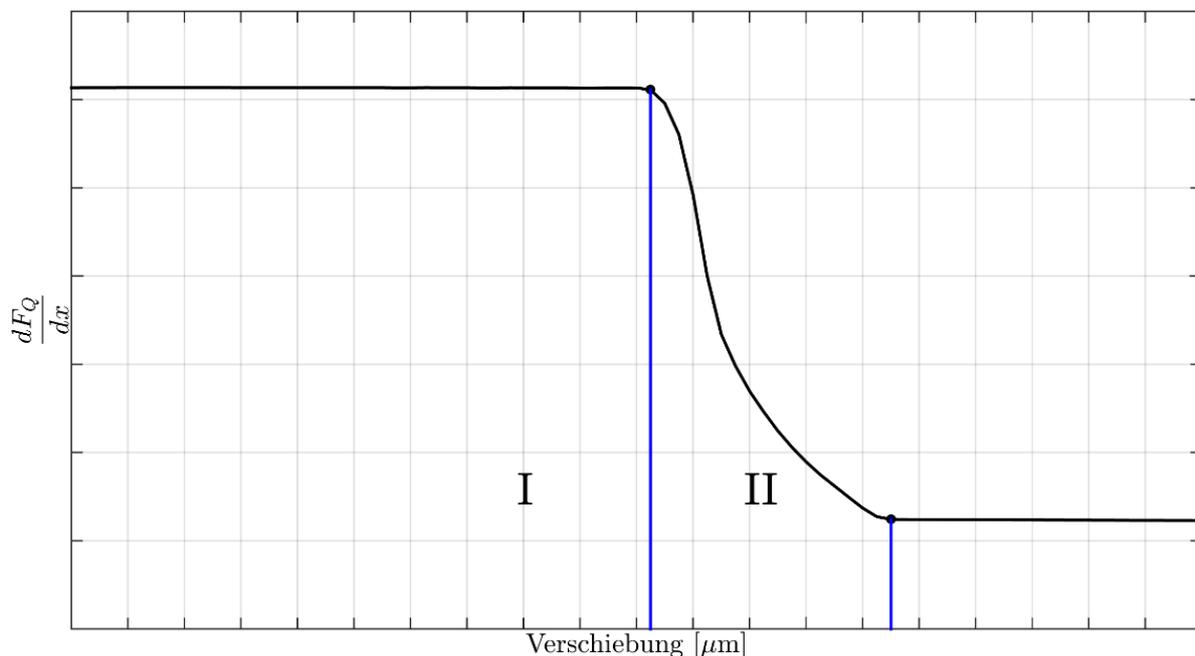


Abbildung 40: Ableitung der Kraft- Verschiebungskurve

In Abbildung 40 sieht man die allgemeine Darstellung der Ableitung der Kraft- Verschiebungskurve des Referenzknoten RP1. Man erkennt in der Darstellung, dass die

Ableitung bis zum Beginn des partiellen Gleitens konstant ist und beim Bereich II auf einen konstanten Wert abfällt. Wenn man nun den Beginn des zweiten konstanten Niveaus aus dem Diagramm ermittelt, erhält man den gesuchten Zeitpunkt für die Rutschgrenze. Nachdem man den Zeitpunkt ermittelt hat, muss man lediglich noch die effektive Trennfugenzahl nach folgender Gleichung errechnen (RF1 = Reaktionskraft von RP1 in x-Richtung):

$$n_{eff} = \frac{RF1}{F_V \mu_H} \quad (4.20)$$

4.8 Momentenbetrachtung am Durchschraubzylinder

Beim FE-Modell wird die Verdrehung des Referenzknoten RP1 gesperrt, wodurch es zu einem Reaktionsmoment (benannt $M_{r_{RP1}}$) im selbigen kommt. Wenn man die ESV betrachtet, erfolgt dadurch die Momentenabstützung sowohl durch den Durchschraubzylinder als auch durch den Einschraubzylinder. In Abbildung 41 ist der freigeschnittene Durchschraubzylinder mit dazugehörigen Momenten und Kräften eingetragen.

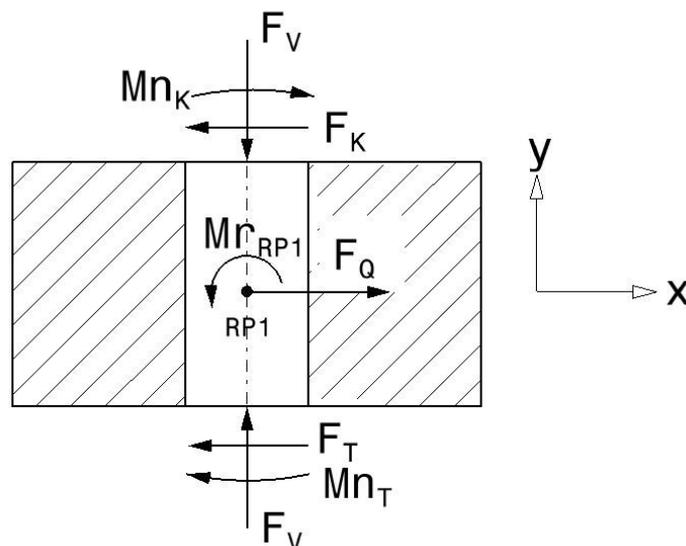


Abbildung 41: Freischnitt Durchschraubzylinder

Die Resultierende der Normalkraft (welche der Vorspannkraft F_V entspricht), bedingt durch die Flächenpressung, fällt nur im Lastschritt 1 (dem Aufbringen der Vorspannkraft) mit der Achse zusammen. Sobald man eine Querkraft F_Q aufbringt, verschiebt sich die Resultierende in x-Richtung (in positive Richtung für die Kopfauflagefläche und in negative für die Trennfuge). Wie man in Abbildung 26 sieht, kommt es durch die

Behinderung der Verdrehung des Schraubenkopfes auf Höhe der Schraubenkopfauf-
 lagefläche und durch die Behinderung der Verdrehung im eingeschraubten Teil des
 Gewindes auf Höhe der Trennfuge zu einem Reaktionsmoment an beiden Stellen.
 Umso mehr sich die Schraube durchbiegt, desto ungleichmäßiger wird die Flächen-
 pressungsverteilung und damit entfernt sich die Resultierende immer weiter von der
 Achse. Sobald sich die Reibflächen der Trennfuge und des Schraubenkopfes vollstän-
 dig im Gleitreibungsbereich befinden, hat der Abstand zwischen Resultierender und
 Achse sein Maximum erreicht. Wenn man nun die Resultierende in die Achse reduziert
 bekommt man das Moment Mn_k (für die Kopfauflagefläche) und das Moment Mn_t (für
 die Trennfuge). Das Momentengleichgewicht um den Referenzknoten RP1 ergibt:

$$\sum M = 0 \rightarrow Mr_{RP1} + Mn_T + Mn_K + F_T \cdot \frac{l_K}{2} - F_K \cdot \frac{l_K}{2} = 0$$

$$Mr_{RP1} = -[Mn_T + Mn_K + Mt_K + Mt_T] \quad (4.21)$$

$$Mt_K = -F_K \cdot \frac{l_K}{2}, Mt_T = F_T \cdot \frac{l_K}{2}$$

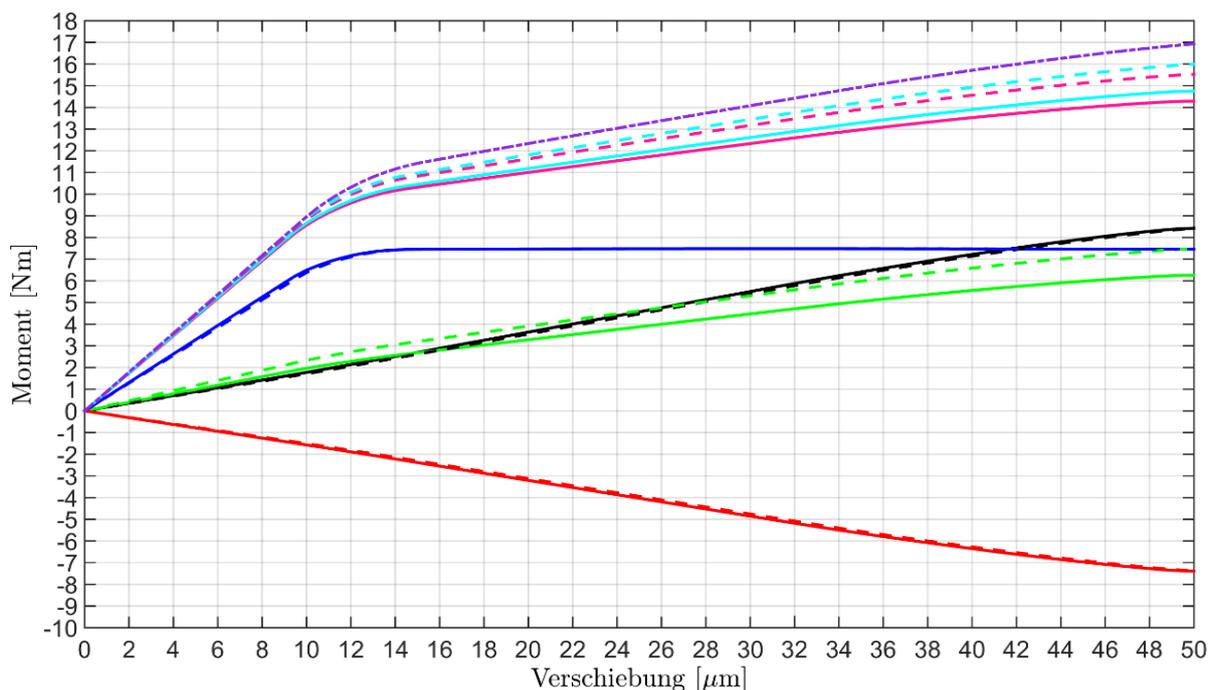


Abbildung 42: Momente am Durchschraubzylinder

Für die Berechnung der in Abbildung 42 ausgegebenen Momentenverläufe wurde eine M6 Schaftschraube verwendet welche mit $10kN$ vorgespannt wird. Die Klemmlänge, welche gleich ist mit der Höhe des Durchschraubzylinders, beträgt $10mm$ und die Einschraubtiefe, welche der Höhe des Einschraubzylinders entspricht, beträgt $4mm$. Weiters wird als Haftreibungskoeffizient für alle Kontaktflächen $0,15$ definiert und der „elastic slip“ wird mit $0,01mm$ definiert. Die Einstellungen sind identisch mit denen des Kapitels 4.6. Alle in der Gleichung (4.21) angeschriebenen Momente werden in der Abbildung 42 dargestellt. Es werden die Momentenverläufe für zwei verschiedene Außendurchmesser (Inputfile Nummer 4 und 9 aus Tabelle 20) verglichen. Anhand der Kurvenverläufe erkennt man, dass sich bei Vergrößerung des Außendurchmessers Mn_T und damit Mr_{RP1} ändern. Durch den größer werdenden Außendurchmesser befindet sich die Einspannung des Einschraubzylinders weiter außen. Dies bewirkt eine höhere globale Nachgiebigkeit des Einschraubzylinders. Beim Aufbringen der Querkraft im Lastschritt II kommt es, bedingt durch die Biegung der Schraube, zu einer höheren Verdrehung des Einschraubzylinders im Bereich des eingeschraubten Teils des Gewindes. Dies wiederum führt zu einer ungleichmäßigeren Verteilung der Flächenpressung, wodurch sich Mn_T erhöht. Bei Vergrößerung des Außendurchmessers kommt es daher zu einem höheren Reaktionsmoment Mr_{RP1} .

$$Mr_{RP1} + Mr_{RP2} = F_Q \cdot \left(\frac{l_k}{2} + \frac{l_G}{2} \right) \quad (4.22)$$

Die Summe aus dem Reaktionsmoment des Referenzknoten RP1 und RP2 entspricht dem Moment durch die äußere Kraft F_Q . Die Summe der Reaktionsmomente ist für die untersuchten Fälle, wenn man sich in Phase 5 befindet (siehe Kapitel 4.4) und die Stauchung der Körper nicht berücksichtigt $21Nm$. Anhand von Gleichung (4.21) sieht man, dass die Summe aus Mn_T, Mn_K, Mt_K, Mt_T gleich dem Reaktionsmoment $-Mr_{RP1}$ sein sollte. Da aber für die Berechnung von Mt_K und Mt_T die Klemmlängen verwendet werden, wird die negative Normalverzerrung und damit einhergehenden Stauchung des Durchschraubzylinders nicht berücksichtigt. Deswegen ist der, in der Simulation berechnete und ausgegebene, Betrag des Reaktionsmoments Mr_{RP1} niedriger als die Summe von Mn_T, Mn_K, Mt_K, Mt_T . In Tabelle 22 sind die Reaktionsmomente Mr_{RP1} für verschiedene Außendurchmesser angegeben (als Beträge).

	$d = D_{A,Gr}$	$d = D_{A,Gr} \cdot 1,25$	$d = D_{A,Gr} \cdot 2$
$Mr_{RP1} [Nm]$	14,29	15,53	16,39

Tabelle 22: Mr_{RP1} für unterschiedliche Außendurchmesser

Die Änderung von Mr_{RP1} und damit Mr_{RP2} führt zu keiner Änderung der effektiven Schnittigkeit, wie man in Kapitel 4.6.2. sieht.

Im Abbildung 42 sind noch die Momentenverläufe von Mt_K und Mt_T dargestellt. Zu diesem Zweck wurde die resultierende Tangentialkraft, bedingt durch die Schubspannungen in der Reibfläche, ausgegeben und mit $\frac{l_K}{2}$ multipliziert. Da sich der Abstand zwischen dem Referenzpunkt RP1 und der Kontaktflächen aber nach dem Vorspannen verringert, sind die angezeigten Momente zu hoch. Wie schon beschrieben, ist dies auch der Grund für die Abweichung zwischen dem Momentenverlauf von $-Mr_{RP1}$ und der Summe aus Mn_T, Mn_K, Mt_K, Mt_T . Das Moment Mt_T erreicht sein Maximum, wenn die Kontaktfläche in der Trennfuge vollständig die kritische Schubspannung erreicht hat. Ab diesem Punkt bleibt das Moment konstant. Das Moment Mt_K ist entgegengesetzt gerichtet und wächst an, bis sich die Schraubenkopfauflagefläche vollständig im Gleitreibungsbereich befindet. Wenn dies der Fall ist, heben sich diese beiden Momente gegenseitig auf.

4.9 Untersuchung verschiedener Einflussfaktoren

Um den Einfluss bei Änderung von gewissen Parametern zu erfassen, wurde immer nur der untersuchte Parameter variiert. Für alle anderen Parameter wurden die vordefinierten Einstellungen der Eingabemaske der ESV einer M6 Schraube (siehe Tabelle 23) verwendet.

Diese Einstellungen gelten für M6 Außensechskantschrauben mit Gewinde bis zum Kopf nach [DIN931]. Die Vorspannkraft beträgt $10,7kN$ und entspricht damit der zulässigen Montagevorspannkraft bei einer Festigkeitsklasse 8.8 und einem Gewindereibmoment von 0,08. Alle weiteren Eingabeparameter sind der Tabelle 23 zu entnehmen.

Eingabeparameter	
Schaftdurchmesser der Schraube [mm]	6
Klemmlaenge l_K [mm]	10
Durchgangslochdurchmesser [mm]	6,6
Schraubenkopfdurchmesser [mm]	10
Kopfhoehe [mm]	4
Spannungsdurchmesser [mm]	5,04
eingeschraubte Gewindetiefe l_G [mm]	6
Schaftlaenge [mm]	1
Kopfradius [mm]	0,2
E-Modul Hohlzylinder [MPa]	210000
Poissonzahl Hohlzylinder [-]	0,3
E-Modul Einschraubzylinder [MPa]	210000
Poissonzahl Einschraubzylinder [-]	0,3
Vorspannkraft [kN]	10,7
Haftreibungskoeffizient [-]	0,15
elastic slip [mm]	0,01
Benennung Input File	ESV_M6_

Tabelle 23: Vordefinierten Einstellungen der Eingabemaske der ESV einer M6 Schraube

4.9.1 Kopfsteifigkeit

In diesem Kapitel soll untersucht werden, wie groß der Einfluss der Steifigkeit des Schraubenkopfes auf die Ergebnisse ist. Die relevanten Kopfformen sind die nach den Normen [DIN6921] (Flanschkopfschraube), [DIN912] (Innensechskant), [DIN931] (Außensechskant) und nach [DIN7380] (Linsenflanschkopf). Um die Kopfformen vergleichen zu können, wurde nur die Höhe und der Durchmesser angepasst um die minimale Steifigkeit des Kopfes in Form eines Zylinders abbilden zu können. In Tabelle 24 sind die Variationen der Kopfsteifigkeit dargestellt und die Ergebnisse der effektiven Schnittigkeit für die Klemmlängen 3mm und 6mm . Alle sonstigen Einstellungen sind der Tabelle 23 zu entnehmen.

Kopfdurchmesser	Kopfhöhe	Kopfnorm	Klemmlänge	n_{eff}	Klemmlänge	n_{eff}
[mm]	[mm]	-	[mm]	[-]	[mm]	[-]
10	4	[DIN931]	6	1,42	3	1,64
10	3	[DIN912]	6	1,41	3	1,64
12,2	3,6	[DIN6921]	6	1,43	3	1,66
13,6	2	[DIN7380]	6	1,39	3	1,63

Tabelle 24: Einfluss verschiedener Kopfnormen

Die Nachrechnungen mit den unterschiedlichen Kopfabmessungen zeigen, dass der Einfluss der verschiedenen Kopfformen auf die effektive Trennfugenzahl zu vernachlässigen ist. Erst wenn die Kopfhöhe und damit die Biegesteifigkeit merklich abnimmt, d.h. sich in einem Bereich unter 1mm Dicke befindet, kommt es zu einer nennenswerten Änderung der effektiven Schnittigkeit. Da dies für die angeführten Normen nicht zutrifft, bzw. ein so niedriger Kopf für hoch vorgespannte Schrauben ohnehin keinen Sinn ergibt, bzw. schon zum Abscheren des Kopfes führen würde, kann der Einfluss der Kopfsteifigkeit vernachlässigt werden. Es können die voreingestellten Abmessungen verwendet werden, ohne einen signifikanten Fehler in den Ergebnissen zu bekommen. Es wurde außerdem noch untersucht, wie sich die Durchgangslochbohrung auf die effektive Schnittigkeit auswirkt. Bei größer werdendem Durchgangslochdurchmesser kommt es zu einer tendenziellen Abnahme der effektiven Schnittigkeit unabhängig von der gewählten Klemmlänge.

Kopfdurchmesser	Kopfhöhe	Durchgangslochdurchmesser	Klemmlänge	n_{eff}	Klemmlänge	n_{eff}
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[-]
13,6	4	9	6	1,42	3	1,65
13,6	2	9	6	1,36	3	1,52

Tabelle 25: Variation Durchgangslochdurchmesser

In der Tabelle 25 wurde der Einfluss eines großen Durchgangslochdurchmessers, bei Variation der Kopfhöhe und damit Kopfsteifigkeit, auf die effektive Schnittigkeit durchgeführt. Es wurde hier nur ein Schraubenkopfdurchmesser für eine Flanschkopfschraube (in diesem Fall für eine Linsenflanschkopfschraube nach [DIN7380]) gewählt, da es aus technischem Sicht keinen Sinn machen würde für diesen Fall einen Schraube mit einem Schraubenkopfdurchmesser von 10mm zu wählen, da dann die zulässige Flächenpressung (zumindest für einen niedrig- bis mittelfesten Stahl) in der Schraubenkopfauflagefläche überschritten wird und diese Schraubenkopfform damit wegfällt. Wenn die Steifigkeit des Schraubenkopfes niedrig ist und die Durchgangslochbohrung groß ist, kommt es, wie in der Tabelle 25 zu erkennen, zu einem deutlichen Abfall der effektiven Trennfugenzahl.

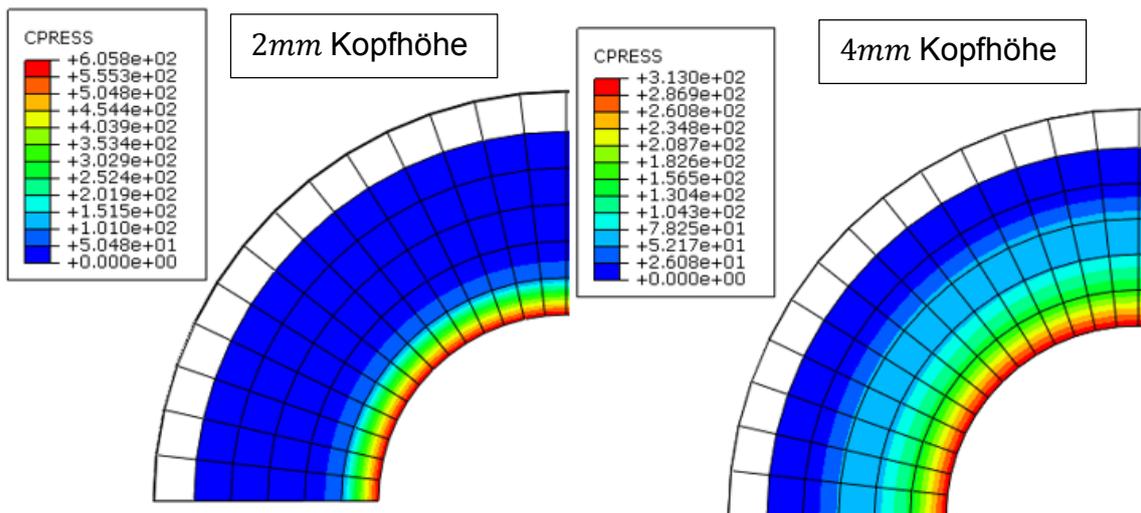


Abbildung 43: Vergleich der Flächenpressung der Kopfauflagefläche für Kopfhöhen von 2mm und 4mm (siehe Tabelle 25)

In Abbildung 43 ist die Flächenpressung der Kopfauflagefläche für den Lastschritt I (Aufbringung der Vorspannkraft) abgebildet. Es werden die ESVs nach Tabelle 25, mit einer Klemmlänge von 3mm und den Schraubenkopfhöhen von 2mm und 4mm und einem Durchgangslochdurchmesser von 9mm verwendet. Anhand der Flächenpressungsverteilung sieht man, dass sich bei einer Schraubenkopfhöhe von 2mm die Kontaktfläche deutlich verkleinert, da sich der Schraubenkopf schon stark durchbiegt. Wenn die Steifigkeit des Kopfes abnimmt, reduzieren sich auch die Kontaktfläche und der Gradient der Flächenpressung in radialer Richtung (zur Schraubenachse gerichtet) und die lokal maximale Flächenpressung nimmt stark zu. Dies führt zu einer immer stärkeren Belastung der Innenkante des Durchgangslochs. An der Innenkante der Durchgangslochbohrung kommt es bei einer Schraubenkopfhöhe von 2mm zu einer maximalen Flächenpressung von 600MPa. Im Gegensatz dazu kommt es bei einer Kopfhöhe von 4mm nur zu einer maximalen Flächenpressung von 310Mpa.

In der analytischen Berechnung in Kapitel 4.2 geht man von der Annahme aus, dass die Verdrehung des Punktes B, was der Verdrehung des Schraubenkopfes auf Höhe der Schraubenkopfauflagefläche entspricht, so vernachlässigbar gering ist, dass man sie sperren kann. Wenn die Kopfhöhe und damit die Biegesteifigkeit des Kopfes gering ist und wenn die Durchgangslochbohrung groß ist, was mit einer weiter außen liegenden Abstützung einhergeht, kann man nicht mehr von einer vernachlässigbaren Verdrehung ausgehen. Durch die Verdrehung des Kopfes benötigt man eine geringere

Kraft F um den Punkt B zu verschieben und damit die Schraube durchzubiegen. Dies wiederum bewirkt eine geringere effektive Trennfugenzahl.

Beim analytischen Modell geht man davon aus, dass die Verdrehung des Balkens, welcher die Schraube repräsentiert, auf Höhe der Kopfauflagefläche Null ist. Wenn man im Gegensatz dazu von einer freien Verdrehung ausgehen würde, käme man auf eine Verschiebung bedingt durch das Biegemoment, welche 4-mal höher wäre:

$$\text{Verdrehung nicht gesperrt: } w_B(x = 0) = -\frac{F \cdot l_K^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (4.23)$$

$$\text{Verdrehung gesperrt: } w_B(x = 0) = -\frac{F \cdot l_K^3}{12 \cdot E \cdot I}$$

Im Abbildung 44 sind nun die verschiedenen Kurvenverläufe der effektiven Trennfugenzahl des mechanischen Modells, also der analytischen Berechnung (siehe Kapitel 4.2), bezogen auf das Verhältnis Klemmlänge zu Schaftdurchmesser der Schraube, dargestellt. Als Eingabeparameter für die analytische Berechnung werden die Standardeinstellungen aus Tabelle 23 verwendet. Es sei darauf hingewiesen, dass nicht alle in der numerischen Berechnung verwendeten Geometrieparameter für die analytische Berechnung benötigt werden (z.B. werden in der analytischen Berechnung die Geometrieparameter des Kopfes nicht berücksichtigt).

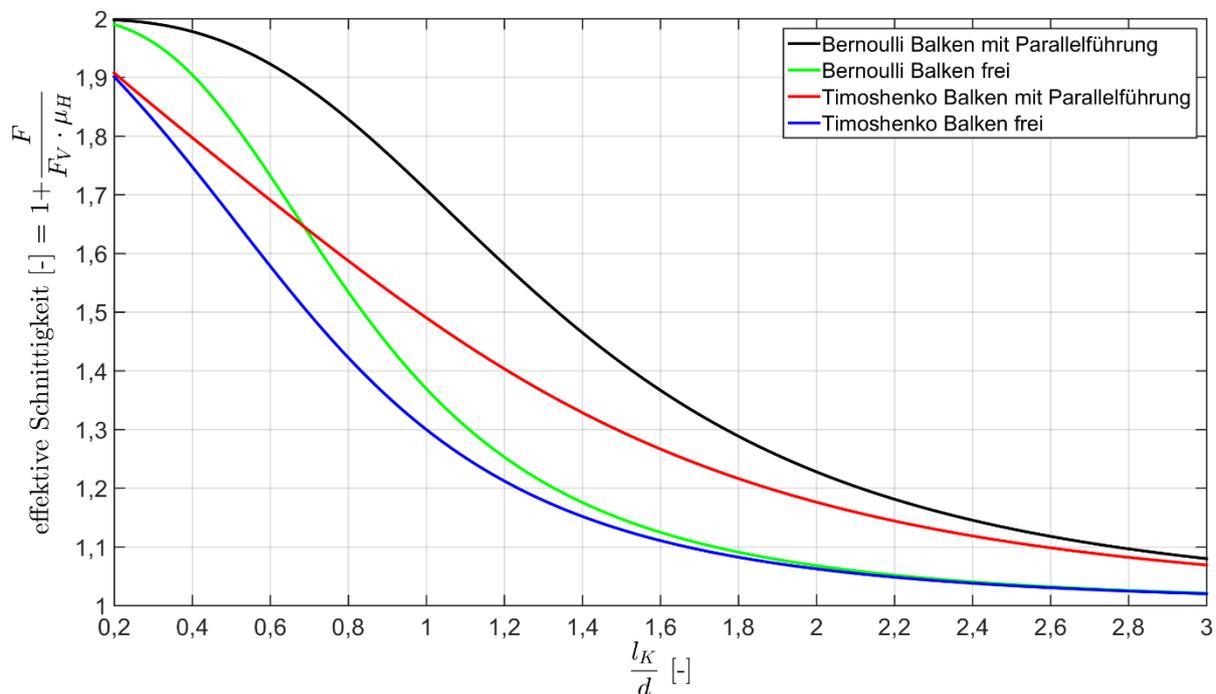


Abbildung 44: Vergleich der Einspannungen und Balkentheorien für das analytische Modell

In Abbildung 44 entspricht F der Kraft, die benötigt wird um die Schraube auf Höhe der Kopfauflagefläche durchzubiegen und die Kraft ist betragsmäßig gleich der Tangenti-

alkraft in der Kopfauflagefläche F_K (siehe Abbildung 26 und Abbildung 27). Es ist deutlich ersichtlich, dass sich die Kurvenverläufe des Timoshenko und des Bernoulli Balkens merklich unterscheiden, was wiederum bedeutet, dass die Schubdeformation einen großen Einfluss auf die effektive Schnittigkeit hat. Des Weiteren erkennt man noch den deutlichen Unterschied zwischen einer Parallelführung und einer freien Verdrehung des Punktes B. Wenn nun die Verdrehung des Kopfes im analytischen Modell berücksichtigt werden soll, ist es möglich anstelle einer Parallelführung eine Verdrehfeder in Punkt B anzubringen. Dann lautet die Differentialgleichung der Biegelinie:

$$E \cdot I \cdot w_B''(x) = -k \cdot w_B'(x) - F \cdot x \quad (4.24)$$

Bei Verwendung einer Drehfeder hat man wieder ein statisch unbestimmtes System. Im Gegensatz zu einem statisch bestimmten System, beeinflusst die Steifigkeit der Drehfeder auch das Schnittmoment. Die beiden Grenzfälle wären einerseits wenn k Null wird, wodurch man wieder w_B für „Verdrehung nicht gesperrt“ aus Glg. (4.23) erhält und andererseits wenn k gegen unendlich strebt, wodurch die Ableitung der Durchbiegung w_B' gegen Null strebt und man w_B für „Verdrehung gesperrt“ erhält.

Um die alternative Herleitung verwenden zu können, benötigt man die Steifigkeit der Feder. Zu diesem Zweck muss man die Verdrehung der Schaftquerschnittsfläche, auf Höhe der Kopfauflagefläche, aus dem FE-Modell ermitteln, um damit auf die Steifigkeit zurückzurechnen.

In Abbildung 44 sind die Kurvenverläufe bis zu einer Klemmlänge von $1,2mm$ dargestellt. Bei sehr kurzen Schrauben ist die Balkentheorie aber nicht mehr anwendbar. Der Gültigkeitsbereich der Balkentheorie und damit der Kurvenverläufe wird in Kapitel 4.10 erörtert.

Abschließend kann man sagen, dass bei einer sehr geringen Kopfsteifigkeit gepaart mit einer großen Durchgangslochbohrung, die voreingestellten Parameter der Eingabemaske nicht mehr zulässig sind. Wenn die Kopfsteifigkeit hingegen ausreichend groß ist, kommt es, wie in Tabelle 25 bei einer Kopfhöhe von $4mm$ zu sehen ist, zu keiner merklichen Änderung der effektiven Schnittigkeit.

4.9.2 Haftgrenzkraft

Als Haftgrenzkraft wird das Produkt aus Vorspannkraft bzw. Normalkraft und dem Haftreibungskoeffizienten bezeichnet. In der analytischen Berechnung nach Kapitel 4.2 sieht man, dass die Haftgrenzkraft die effektive Trennfugenzahl nach Formel (4.17) beeinflusst. Das heißt mit sinkender Haftgrenzkraft, bedingt durch einen niedrigeren Haftreibungskoeffizient oder durch eine geringere Vorspannkraft, erhöht sich die effektive Trennfugenzahl. Der relative Anteil der Kraft F an der Querkraft F_Q erhöht sich, was zu einer höheren effektiven Trennfugenzahl führt.

4.9.2.1 Vorspannkraftänderung

Eine Möglichkeit die Haftgrenzkraft zu senken, ist es die Normalkraft zu reduzieren, was wiederum gleichbedeutend mit der Verminderung der Vorspannkraft ist. Als Standardeinstellung in der Eingabemaske wird für die Vorspannkraft die zulässige Montagevorspannkraft bei 90% Ausnutzung der Streckgrenze für eine Schaftschraube mit metrischem Regelgewinde verwendet. Die Formel für die zulässige Montagevorspannkraft F_{Mzul} lautet (nach [VDI22301]):

$$F_{Mzul} = A_S \cdot \frac{v \cdot R_{p0.2min}}{\sqrt{1 + 3 \left[\frac{3 d_2}{2 d_S} \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \cdot \mu_{Gmin} \right) \right]^2}} \quad (4.25)$$

Mit den eingesetzten Werten:

Steigung P	Flankendurchmesser d_2	Spannungsdurchmesser d_S	Ausnutzungsgrad v	Mindeststreckgrenze FK 8.8 $R_{p0.2min}$
[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[MPa]
1	5,35	5,06	0,9	640

Tabelle 26: Werte für M6 Schraube

Die zulässigen Montagevorspannkraft für verschiedene Gewindereibungszahlen lauten somit:

	zulässige Montagevorspannkraft F_{Mzul} [kN] für μ_{Gmin}						
μ_{Gmin} [-]	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,2	0,24
F_{Mzul} [kN]	10,7	10,4	10,2	9,9	9,6	9,0	8,4

Tabelle 27: Zulässige Montagevorspannkraft für M6 Schraube

Wie in Tabelle 23 ersichtlich wird als Standardeinstellung für die zulässige Montagevorspannkraft der maximale Wert 10,7kN aus Tabelle 27 verwendet. Wenn sich die Gewindereibung erhöht, verringert sich die zulässige Montagevorspannkraft. Durch

den Anziehungsfaktor α_A , der je nach Anziehverfahren unterschiedlich groß ist, ist die eingestellte Vorspannkraft die maximale Montagevorspannkraft, die im Bereich $\Delta F_M = F_{Mmax} \left(1 - \frac{1}{\alpha_A}\right)$ streut. Des Weiteren kann es noch zu einem Vorspannkraftverlust durch Setzen kommen. Beide Tatsachen führen dazu, dass sich die Haftgrenzkraft verringert und damit die Zahl der effektiven Trennfugen erhöht, wodurch ein zusätzlicher Sicherheitsfaktor entsteht, wenn man die maximale Montagevorspannkraft für die Berechnung der effektiven Schnittigkeit verwendet. Nun ist es interessant zu wissen, inwieweit sich eine Änderung der Normalkraft auf die effektive Trennfugenzahl auswirkt.

Für die Berechnung wurden die Voreinstellungen der Eingabemaske aus Tabelle 23 und die Vorspannkraften aus Tabelle 28 verwendet. Die Vorspannkraft wurde in $2kN$ Schritten für zwei verschiedene Klemmlängen variiert.

Vorspannkraft F_V	$\mu_H \cdot F_V$	Klemmlänge	n_{eff}	Klemmlänge	n_{eff}
[kN]	[kN]	[mm]	[-]	[mm]	[-]
18	2,7	6	1,32	3	1,53
16	2,4	6	1,34	3	1,55
14	2,1	6	1,37	3	1,58
12	1,8	6	1,40	3	1,61
10,7	1,605	6	1,42	3	1,64
8	1,2	6	1,48	3	1,70
6	0,9	6	1,55	3	1,76
4	0,6	6	1,64	3	1,82
2	0,3	6	1,78	3	1,91

Tabelle 28: Variation der Vorspannkraft

In Tabelle 28 ist die Variationsmatrix mit den dazugehörigen Ergebnissen dargestellt. In Abbildung 45 sind noch die Querkraft- Verschiebungsverläufe für unterschiedliche Vorspannkraftniveaus für eine Klemmlänge von $6mm$ dargestellt. Es sind jeweils, die in Kapitel 4.5 definierten Rutschgrenzen als schwarze Punkte im Diagramm eingetragen. Man erkennt deutlich den Anstieg der effektiven Schnittigkeit bei Verringerung der Vorspannkraft. Mit sinkender Vorspannkraft kommt es nicht nur zu einem deutlichen Anstieg der effektiven Schnittigkeit, sondern auch zu einer deutlich geringeren Verschiebung des Referenzknoten RP1, ab dem die Trennfuge vollständig in den Gleitreibungsbereich übergegangen ist.

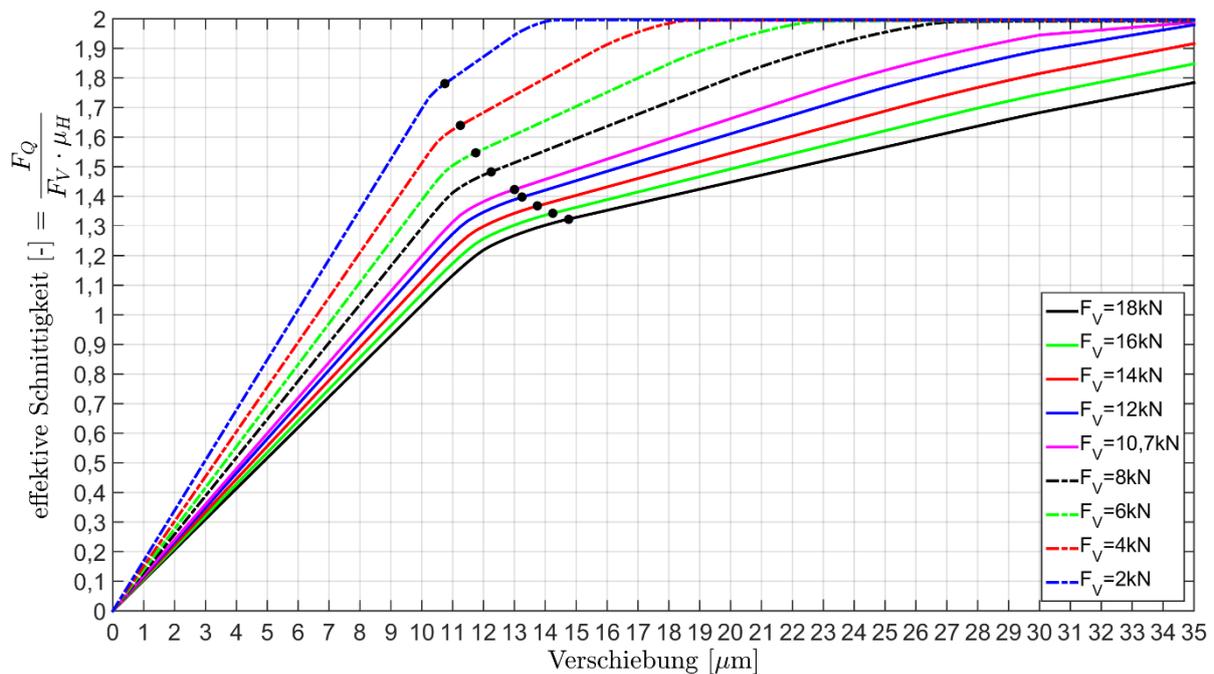


Abbildung 45: Querkraft- Verschiebungskurven für unterschiedliche Vorspannkraftniveaus bei einer Klemmlänge von 6mm

Beim Vergleich der Kurven in Abbildung 45 für eine Vorspannkraft von 18kN und 2kN sieht man, dass der Anstieg der Kurve im Bereich I $103 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\mu m}$ (für $F_V = 18kN$) und $170 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\mu m}$ (für $F_V = 2kN$) beträgt. Im Vergleich dazu ist der absolute Kraftanstieg $278,1 \frac{N}{\mu m}$ (für $F_V = 18kN$) und $51 \frac{N}{\mu m}$ (für $F_V = 2kN$). Bei einer niedrigeren Vorspannkraft und damit einhergehenden niedrigeren Haftgrenzkraft kommt es zu einer geringeren Verformung des Durchschraubzylinders und damit zu einem Rutschen der Trennfugen bei kleineren Verschiebungen. In Abbildung 46 ist auf der linken Ordinate die effektive Schnitttignigkeit, auf der rechten Ordinate die Querkraft F_Q und auf der Abszisse die Vorspannkraft aufgetragen. Man sieht die unterschiedlichen Verläufe der effektiven Schnitttignigkeit und der Querkraft über die Vorspannkraft für zwei unterschiedliche Klemmlängen.

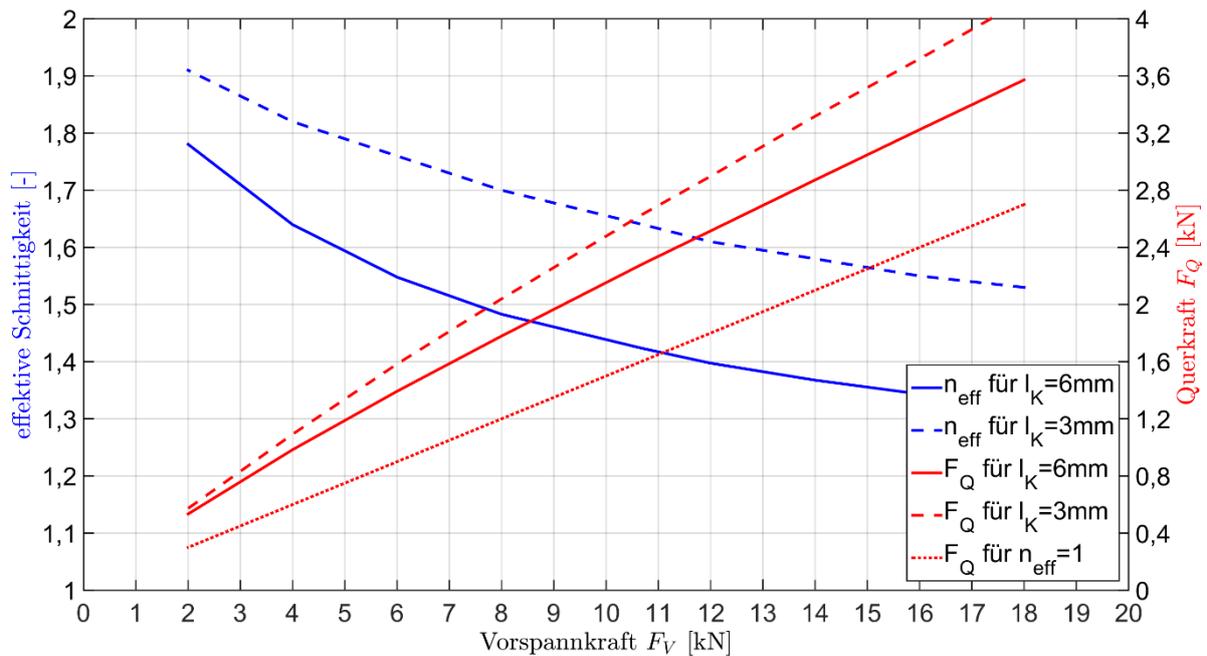


Abbildung 46: Effektive Schnittigkeit und Querkraft in Abhängigkeit der Vorspannkraft

4.9.2.2 Änderung des Haftreibungskoeffizienten

Die zweite Möglichkeit die Haftgrenzkraft zu beeinflussen besteht in einer Änderung des Haftreibungskoeffizienten. Für die Querkraft- Verschiebungskurven in Abbildung 47 wurde der Haftreibungskoeffizient zwischen 0,1 und 0,3 variiert. Die Haftgrenzkraft für alle vier untersuchten Fälle ist gleich und beträgt $1,8\text{kN}$. Damit wurde auch die Vorspannkraft zwischen 18kN und 6kN variiert. Alle anderen Parameter entsprechen der Eingabemaske (siehe Tabelle 23) bis auf die Klemmlänge, welche 6mm beträgt. Im Diagramm ist die Rutschgrenze als schwarzer Punkt eingetragen und man erkennt, dass die Rutschgrenzen der vier untersuchten Fälle gleich sind. Dies wiederum bedeutet, dass die Rutschgrenze unabhängig von der Vorspannkraft und dem Haftreibungskoeffizienten gleich bleibt, solange sich die Haftgrenzkraft nicht geändert wird. Damit ist die effektive Trennfugenzahl nur vom Produkt aus dem Haftreibungskoeffizienten und der Vorspannkraft und damit von der Haftgrenzkraft abhängig. Lediglich die Kurvenverläufe im Bereich II (siehe Kapitel 4.4) unterscheiden sich. Bei einem höheren Haftreibungskoeffizienten befindet sich der Bereich II auf einem höheren Kraftniveau.

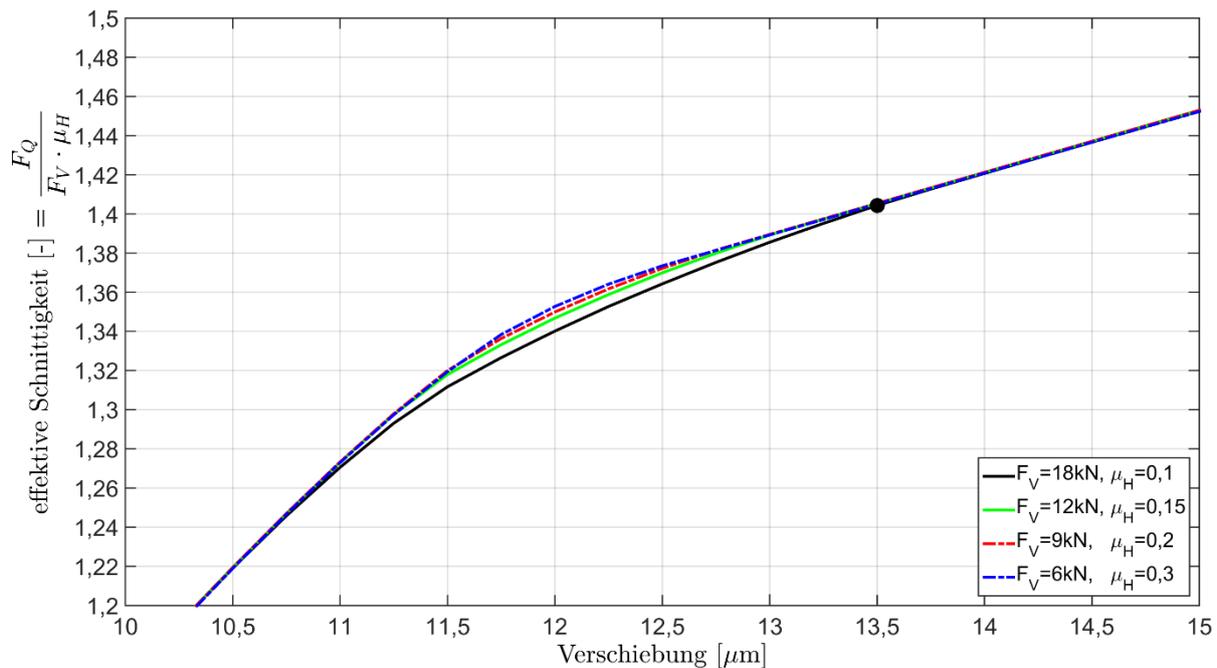


Abbildung 47: Querkraft- Verschiebungskurve für unterschiedliche Vorspannkkräfte und Haftreibungskoeffizienten bei gleicher Haftgrenzkraft für eine Klemmlänge von 6mm

4.9.3 E-Modul des Einschraub- und Durchschraubzylinders

In diesem Kapitel wird untersucht, wie sich die Änderung des E-Moduls des Durchschraub- und Einschraubzylinders auf die effektive Schnitttiggkeit auswirkt. Zu diesem Zweck werden die E-Moduln von Stahl ($210GPa$), Aluminium ($70GPa$) und ein fiktiver E-Modul von $500GPa$ verwendet. Alle anderen Parameter entsprechen der Eingabemaske (siehe Tabelle 23) bis auf die Klemmlänge, welche $6mm$ beträgt. In Abbildung 48 sind die Querkraft- Verschiebungskurven für die Modelle mit den drei verschiedenen E-Moduln des Durchschraub- und Einschraubzylinders dargestellt. Da in der Fahrzeugindustrie fast ausschließlich Stahl Schrauben zur Anwendung kommen, wird das E-Modul der Schraube nicht verändert und beträgt für alle Berechnungen $210GPa$. Da sich die Biegesteifigkeit aus dem Produkt $E \cdot I$ berechnet, hat das E-Modul der Schraube einen starken Einfluss auf die effektive Schnitttiggkeit.

In Abbildung 48 sieht man, dass sich die effektive Schnitttiggkeit bei Veränderung des E-Modul des Einschraub- und Durchschraubzylinders nicht ändert und immer $1,42$ beträgt. Damit hat das E-Modul des Durchschraub- und Einschraubzylinders keinen Einfluss auf die effektive Schnitttiggkeit. Bei Erhöhung des E-Moduls kommt es lediglich zu einer höheren Anfangssteigung der Querkraft-Verschiebungskurve und zu geringeren Verschiebung aufgrund der höheren Steifigkeit, ab der die Trennfuge vollständig in den Gleitreibungsbereich übergegangen ist. Aufgrund des höheren E-Moduls wird auch der

Bereich II immer kleiner und würde bei einem E-Modul gegen unendlich, was starren Körpern entspricht, auf einen Punkt zusammenfallen.

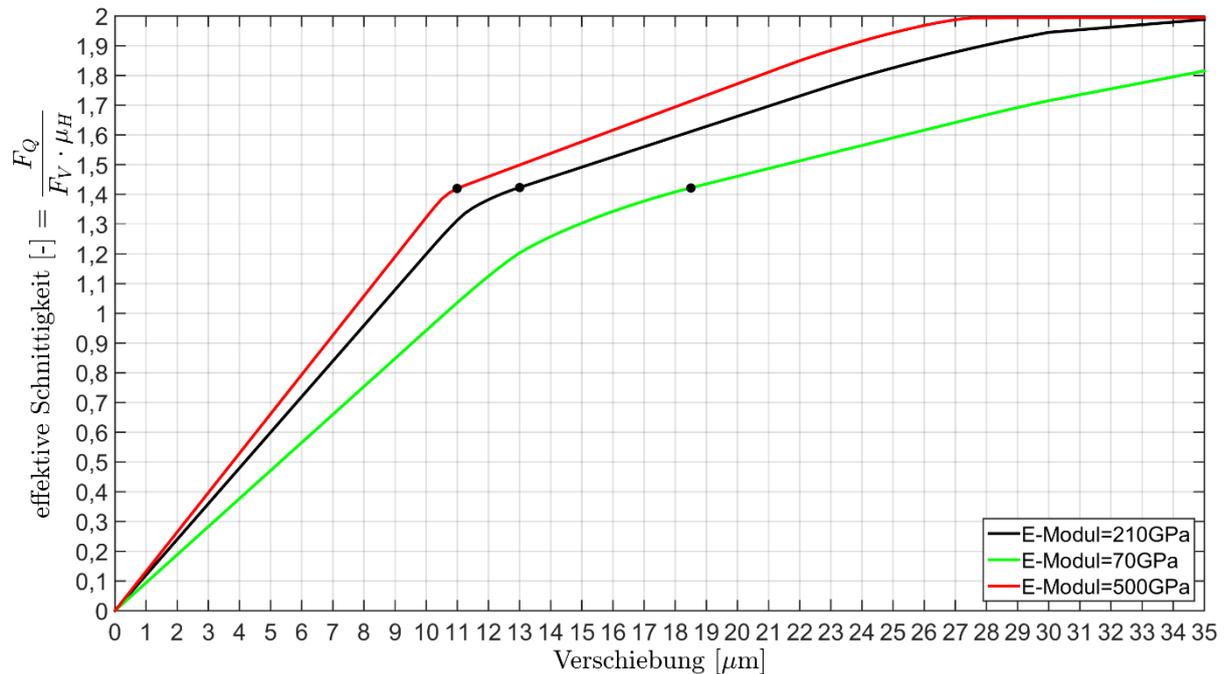


Abbildung 48: Querkraft- Verschiebungskurve für unterschiedliche E-Moduln des Durchschraub- und Einschraubzylinders für eine Klemmlänge von 6mm

4.9.4 Einfluss der Klemmlänge für verschiedene Schraubengrößen

In diesem Kapitel wird der Einfluss der Klemmlänge auf die effektive Schnitttgiekeit anhand einer M6, M8, M10, und M12 Schraube untersucht. Die Eingabeparameter für die verschiedenen Schraubengrößen sind in Tabelle 29 angeführt. Als Vorspannkraft wird für alle Schrauben die zulässige Montagevorspannkraft bei 90% Ausnutzung der Streckgrenze, für eine Schaftschraube mit metrischem Regelgewinde der FK 8.8 mit einer Gewindereibungszahl von 0,08 verwendet. Der Haftreibungskoeffizient beträgt 0,15 und der „elastic slip“ 0,01mm.

Schraubengröße	Vorspannkraft	eingeschraubte Gewindetiefe	Spannungsdurchmesser	Kopfhöhe	Kopfdurchmesser
	[kN]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
M6	10,7	6	5,06	4	10
M8	19,5	8	6,83	5,3	13
M10	31	10	8,59	6,4	16
M12	45,2	12	10,36	7,5	18

Tabelle 29: Eingabeparameter M6, M8, M10 und M12 Schraube

In Abbildung 49 sind die Verläufe der effektiven Schnittigkeit über das Klemmlängen zu Schaftdurchmesser Verhältnis eingetragen.

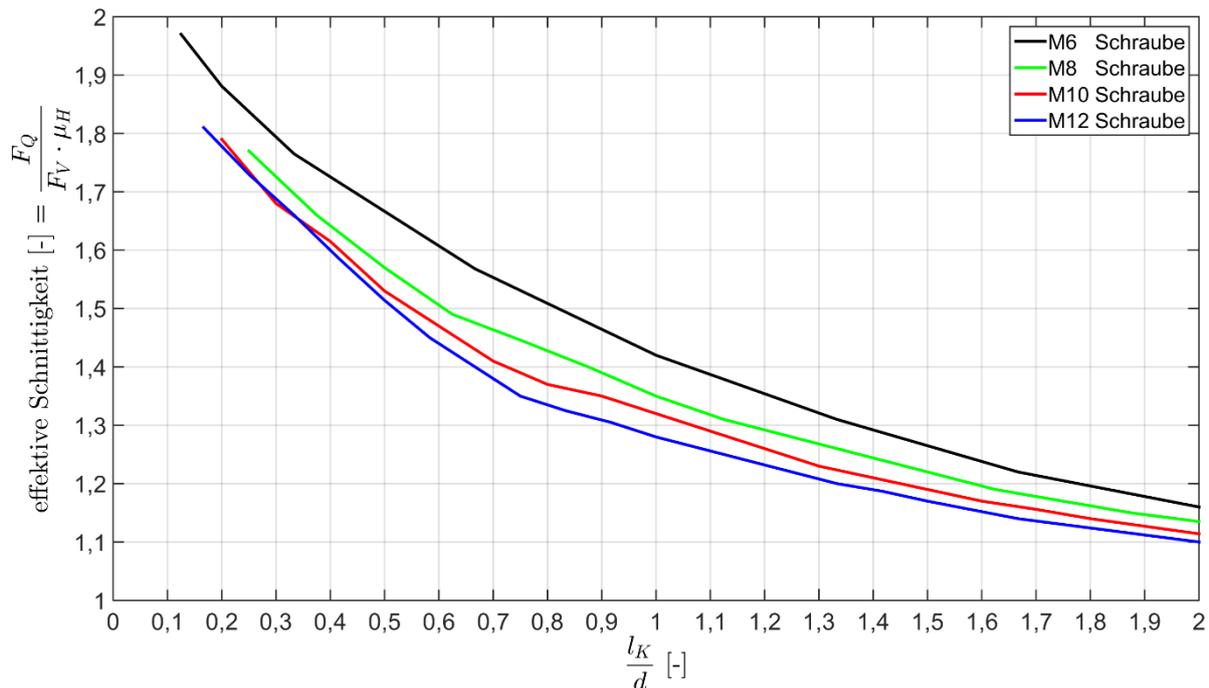


Abbildung 49: Verlauf der effektiven Schnittigkeit über das Klemmlängen zu Durchmesser Verhältnis für verschiedene Schraubengrößen

Da vor allem der „elastic slip“ und die Haftgrenzkraft einen starken Einfluss auf die effektive Schnittigkeit haben, sind die Kurven für die jeweilige Schraubengröße nicht allgemein gültig. Würde man auf der Abszisse die Klemmlänge und nicht das Klemmlängen zu Schaftdurchmesser Verhältnis auftragen, würde die effektive Schnittigkeit nicht mit größer werdenden Schrauben sinken, sondern steigen.

4.9.5 Elastic Slip

Der „elastic slip“ (bzw. die Mikroverschiebung) stellt die Relativverschiebung zwischen zwei Reibflächen dar, ab der die maximal übertragbare Schubspannung erreicht wird (siehe Abbildung 29). Wie in der Literatur beschrieben (siehe Kapitel 2.3.2.3) befindet sich der „elastic slip“ im Bereich zwischen $5\mu m$ und $40\mu m$. Wenn für die Berechnung ein höherer „elastic slip“ definiert wird, muss zum Erreichen der Rutschgrenze die Schraube auf Höhe der Kopfauflagefläche stärker durchgebogen werden. Dies führt zu einer höheren Tangentialkraft in der Kopfauflagefläche und damit zu einer höheren effektiven Schnittigkeit. In Abbildung 50 sind die Verläufe der effektiven Schnittigkeit bezogen auf das Klemmlängen zu Durchmesser Verhältnis, für unterschiedlich eingestellte „elastic slip“ Werte, aufgetragen. Alle sonstigen Einstellungen sind wieder der Tabelle 23 zu entnehmen. Man erkennt deutlich den Abfall der effektiven Schnittigkeit

mit kleiner werdendem „elastic slip“. Da für den „elastic slip“ nur ein Wertebereich bekannt ist, stellt dieser Parameter einen großen Unsicherheitsfaktor bei der Berechnung dar.

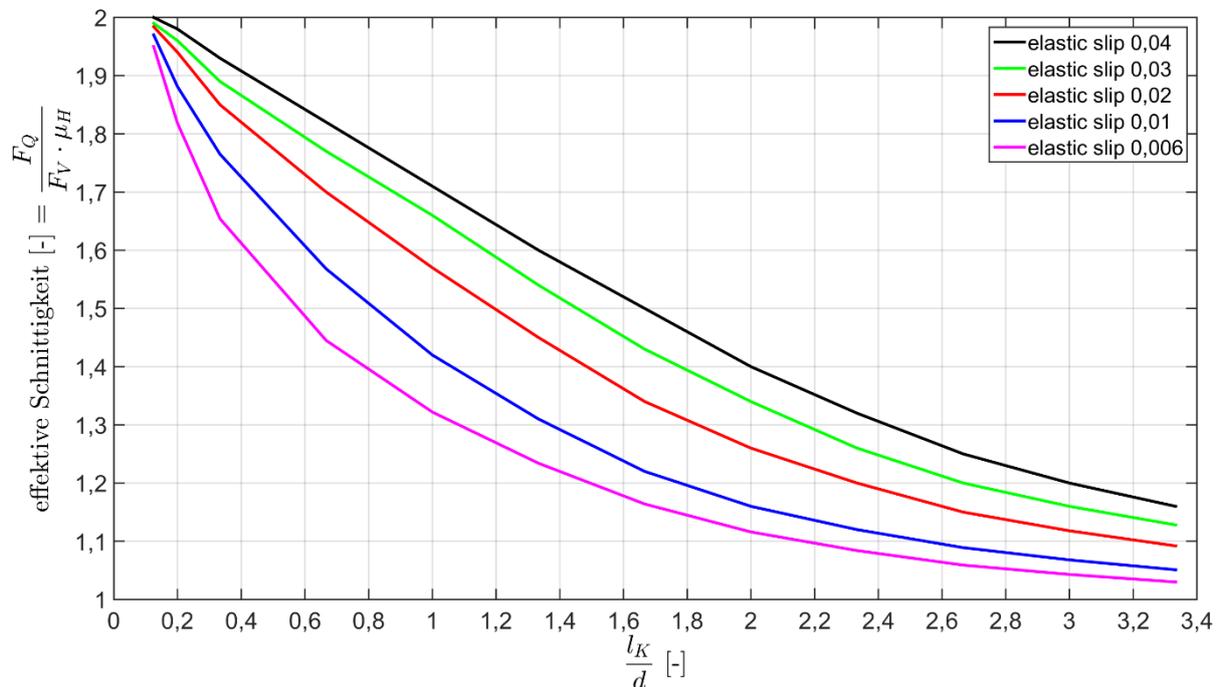


Abbildung 50: Verlauf der effektiven Schnittigkeit über das Klemmlängen zu Durchmesser Verhältnis für verschiedene „elastic slip“ Werte

4.10 Vergleich analytische und numerische Berechnung

Bei der Untersuchung der verschiedensten Einflussfaktoren in Kapitel 4.9 hat sich gezeigt, welche Einflussfaktoren zu vernachlässigen sind und welche einen großen Einfluss besitzen. Die wichtigen Einflussfaktoren sind somit die Haftgrenzkraft, die Klemmlänge, der „elastic slip“, die Biegesteifigkeit der Schraube und damit die Schraubengröße. Da all diese Parameter auch im mechanischen Modell berücksichtigt werden, stellt sich die Frage inwieweit die numerische mit der analytischen Berechnung übereinstimmt.

Da in der FE-Berechnung sowohl der Schaftdurchmesser als auch der Spannungsdurchmesser verwendet werden, müssen die unterschiedlichen Flächenträgheitsmomente auch in der analytischen Berechnung berücksichtigt werden. In Abbildung 51 ist das erweiterte mechanische Modell dargestellt mit l_{Gew} als die Länge des freien belasteten Gewindes.

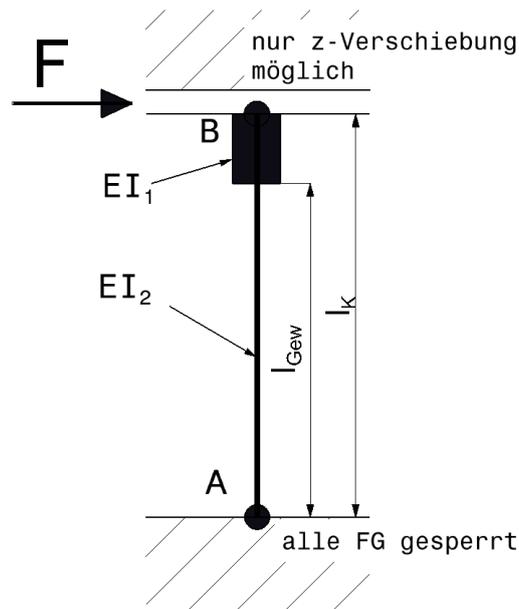


Abbildung 51: Erweitertes mechanisches Modell

Die Gesamtverschiebung des Punktes B errechnet sich dann zu:

$$w_B = \frac{F}{E \cdot I_1} \left\{ \frac{I_1}{I_2} \cdot \left(\frac{l_{Gew}^3}{6} - \frac{l_K \cdot l_{Gew}^2}{4} \right) - \frac{l_K \cdot (l_K - l_{Gew})^2}{4} + \frac{(l_K - l_{Gew})^3}{6} \right\} \quad (4.26)$$

$$w_S = -\frac{F}{k_s \cdot G} \left\{ \frac{l_K - l_{Gew}}{A_1} + \frac{l_{Gew}}{A_2} \right\}$$

Die Herleitung der Gleichung (4.26) ist im Anhang C zu finden. Der weitere Berechnungsgang folgt Gl. (4.12) bis Gl. (4.16). Auch die Herleitung der Gleichung für die Durchbiegung eines Kragbalkens (d.h. mit freiem Ende im Punkt B) mit zwei unterschiedlichen Flächenträgheitsmomenten ist im Anhang C zu finden.

In Abbildung 52 werden die Kurvenverläufe der effektiven Schnittigkeit über das Klemmlängen zu Durchmesser Verhältnis für das analytische Modell (mit den unterschiedlichen Balkentheorien und Einspannungen) mit den Ergebnissen des FE-Modells verglichen. Für die Berechnung werden die Standardeinstellungen der Eingabemaske für eine M6 Schraube verwendet (siehe Tabelle 21).

Wie zu erwarten, liefert die Bernoulli Balkentheorie keine Übereinstimmung mit der numerischen Berechnung. Die Kurven der FE-Berechnung und des Timoshenko Balkens mit Parallelführung stimmen bei einem großen Klemmlängen zu Durchmesser Verhältnis sehr gut überein. Erst bei einem kleiner werdenden Klemmlänge zu Durchmesser Verhältnis weichen die Kurven stärker voneinander ab und die effektive Schnittigkeit wird bei der analytischen Berechnung überschätzt.

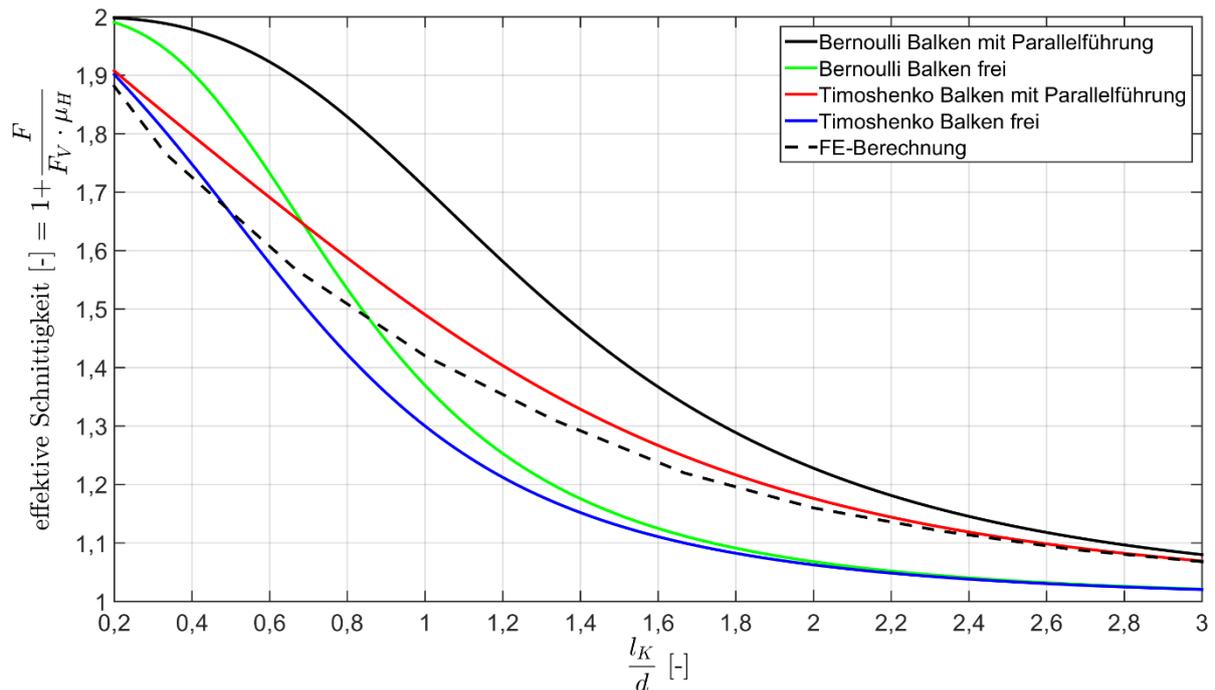


Abbildung 52: Vergleich FE Berechnung und analytische Berechnung

In Abbildung 53 werden die Ergebnisse der FE-Berechnung mit denen des Timoshenko Balkens mit und ohne Parallelführung bei Variation des „elastic slip“ (vgl. Abbildung 50) verglichen. In Abbildung 54 werden die Ergebnisse bei Variation der Vorspannkraft für zwei verschiedene Klemmlängen miteinander verglichen (vgl. Abbildung 46).

Wenn man Abbildung 53 betrachtet sieht man, dass bei einem Klemmlängen zu Durchmesser Verhältnis zwischen 2 und 3 die Abweichung zwischen der analytischen Rechnung (Timoshenko Balken mit Parallelführung) und der numerischen Rechnung, bei Erhöhung des „elastic slip“, immer größer wird.

Bei einem Klemmlängen zu Durchmesser Verhältnis kleiner als 2, kommt es mit kleiner werdender Klemmlänge zu einer tendenziell größeren Abweichung der effektiven Schnittigkeit, bis diese bei sehr kleinen Verhältnissen wieder abnimmt. Bei der Balkentheorie setzt man als Annahme voraus, dass die Länge des Balkens bedeutend größer als sein Durchmesser (bei einem Kreisquerschnitt) ist. Bei kleiner werdendem Klemmlängen zu Durchmesser Verhältnis trifft diese Annahme nicht mehr zu, vor allem wenn das Verhältnis unter 1 ist. Obwohl die Balkentheorie keine Gültigkeit mehr hat, liefert das analytische Modell auch bei Verhältnissen unter 1 eine gute Abschätzung der effektiven Schnittigkeit. Des Weiteren wird auch die Verdrehung des Schraubenquerschnitts auf Höhe der Schraubenkopfauflagefläche vernachlässigt.

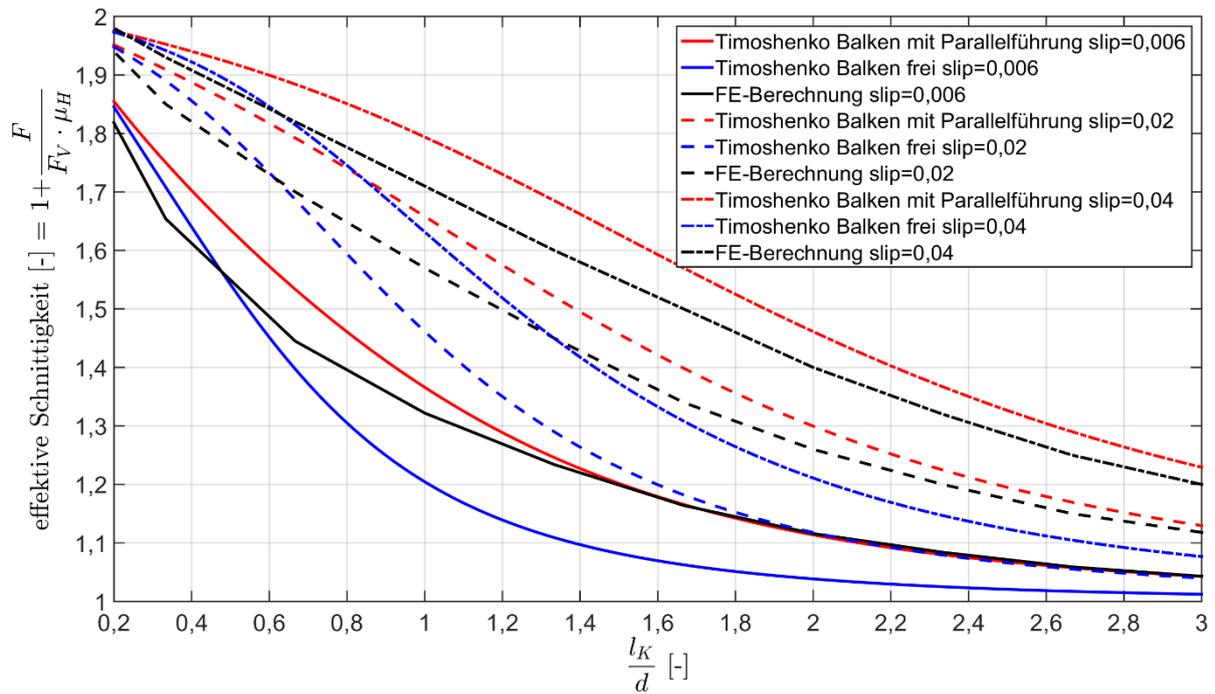


Abbildung 53: Vergleich FE Berechnung und analytische Berechnung bei Variation des „elastic slip“

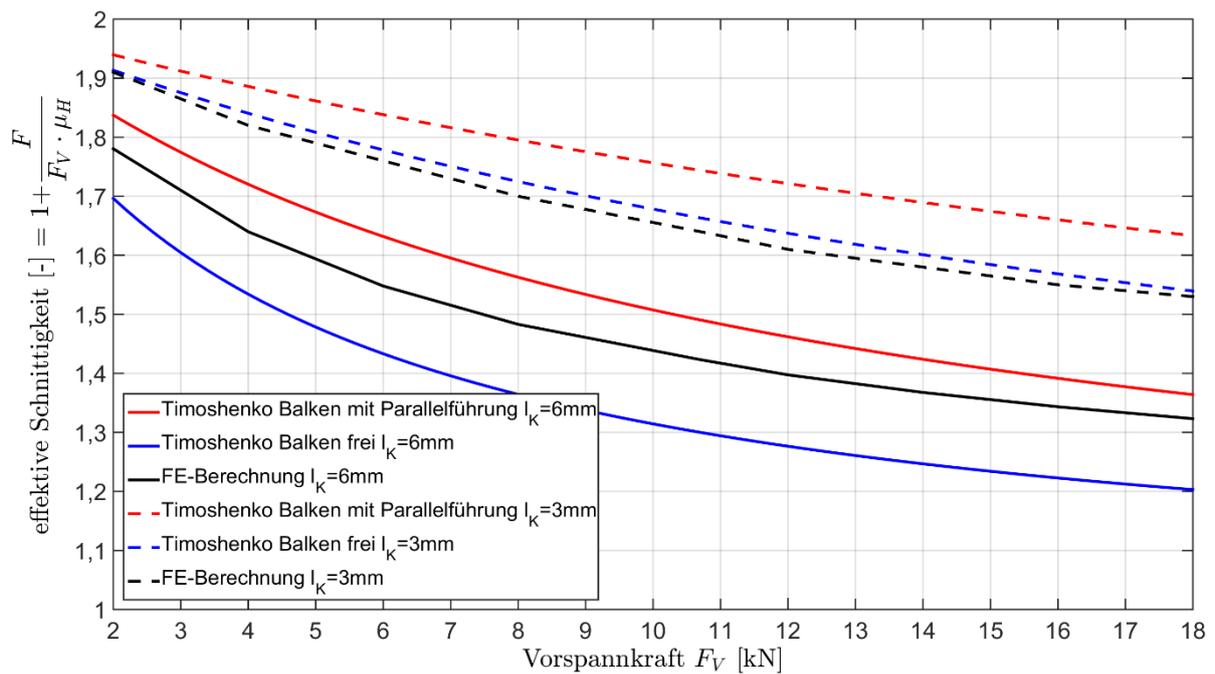


Abbildung 54: Vergleich FE Berechnung und analytische Berechnung bei Variation der Vorspannkraft

Eine Möglichkeit, das Modell anzupassen besteht darin, den Ansatz der Gleichung (4.27) zu verwenden. Wenn man die homogene lineare Differentialgleichung 2. Ordnung in die allgemeine Form bringt lautet sie:

$$w_B''(x) + \frac{k}{E \cdot I} \cdot w_B'(x) + \frac{F}{E \cdot I} \cdot x = 0 \quad (4.27)$$

Mit den beiden kinematischen Randbedingungen:

$$\begin{aligned} I: w_B(x = l) &= 0 \\ II: w_B'(x = l) &= 0 \end{aligned} \quad (4.28)$$

Eine zweite und einfachere Möglichkeit der Anpassung besteht darin, einen Korrekturfaktor abhängig von der Klemmlänge einzuführen.

4.11 FE Modell für eine Durchsteckschraubverbindung

Die zweite Art von einschnittigen Einschraubverbindungen sind die Durchsteckschraubverbindungen (DSV). Es wurde auch ein Skript für ein parametrisiertes FE Modell für eine DSV geschrieben. In Abbildung 55 ist das FE Modell einer DSV dargestellt. Im Gegensatz zur ESV gibt es anstelle eines Einschraubkörpers noch einen unteren Durchschraubkörper (grün dargestellt). Die Mutter (rot dargestellt) ist vereinfacht als Hohlzylinder modelliert und mit Hilfe eines „tie constraint“ (ABAQUS) an die Schraube gekoppelt. Bis auf diese Unterschiede ist der prinzipielle Aufbau des FE Modells äquivalent zu dem FE Modell für eine ESV (siehe Kapitel 4.3).

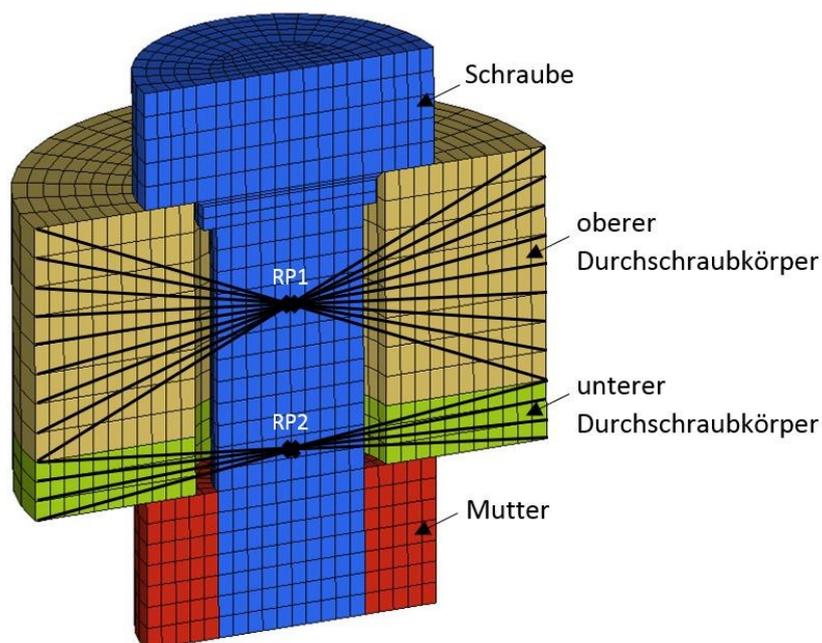


Abbildung 55: Schnittansicht FE Modell für eine DSV

Die Eingabeparameter müssen bei der DSV um einige Geometrieparameter erweitert werden. Die Eingabeparameter für die DSV sind in Tabelle 30 durch eine Nummerierung angeben. In der Abbildung 56 sind noch die in der Tabelle nummerierten Geometrieparameter eingetragen.

Nummer	Durchschraubverbindung
1	Schaftdurchmesser der Schraube [mm]
2	Spannungsdurchmesser [mm]
3	Klemmlänge l_K [mm]
4	Höhe unterer Durchschraubkörper [mm]
5	Durchgangslochdurchmesser [mm]
6	Schraubenkopfdurchmesser [mm]
7	Kopfhöhe [mm]
8	Durchmesser der Mutter [mm]
9	Mutternhöhe [mm]
10	Schaftlänge [mm]
11	Kopfradius [mm]
	E-Modul oberer Durchschraubkörper [MPa]
	Poissonzahl oberer Durchschraubkörper [-]
	E-Modul unterer Durchschraubkörper [MPa]
	Poissonzahl unterer Durchschraubkörper [-]
	Vorspannkraft [kN]
	Haftreibungskoeffizient [-]
	elastic slip [mm]
	Benennung Input File

Tabelle 30: Eingabeparameter für DSV

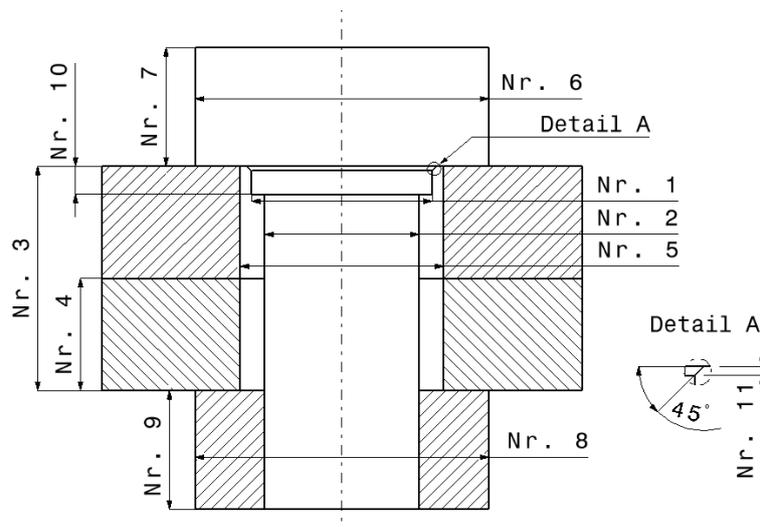


Abbildung 56: Eingabeparameter für die Geometrieparameter der DSV

Wie man anhand der Eingabeparameter in Abbildung 56 sieht, ist es über die Eingabemaske nicht möglich den E-Modul der Schraube und der Mutter einzustellen. Der E-Modul für beide beträgt 210GPa . Wie schon bei der ESV, kann man bei der DSV den Außendurchmesser des oberen und unteren Durchschraubkörpers nicht über die Eingabemaske einstellen. Der Außendurchmesser beträgt, wie bei der ESV, das 1,25-fache des Grenzaußendurchmessers, der sich für eine DSV folgendermaßen berechnet (siehe [VDI22301]):

$$D_{A,Gr} = d_w + l_K \left[0,362 + 0,032 \ln \left(\frac{l_K}{2d_w} \right) + 0,153 \ln \left(\frac{D'_A}{d_w} \right) \right] \quad (4.29)$$

Der Reibungsvorgang der DSV und der ESV unterscheiden sich, da es bei der DSV im Gegensatz zur ESV noch eine zusätzliche Kontaktfläche zwischen Mutter und dem unteren Durchschraubkörper gibt.

Aus diesem Grund ist es notwendig separate Berechnung für die DSV durchzuführen. Mithilfe des Skripts ist es möglich das Input file für das FE-Modell schnell und einfach zu erstellen und die Berechnung durchzuführen. Zur Ermittlung der effektiven Schnittigkeit kann wieder die in Kapitel 4.5 definierte Rutschgrenze herangezogen werden. Für die DSV ist zwar ein fertiges Skript geschrieben worden womit man die effektive Schnittigkeit ermitteln kann, allerdings wurde für die DSV nicht untersucht wie sich die verschiedensten Parameter auf die effektive Schnittigkeit auswirken. Desweiteren wurde kein Vergleich zwischen den unterschiedlichen Ergebnissen zwischen der ESV und DSV durchgeführt.

5 Zusammenfassung und Ausblick

5.1 Zusammenfassung

Im ersten Teil dieser Arbeit wurden Reibungsmessungen zur Ermittlung der Abhängigkeit des Haftreibungskoeffizienten von der Flächenpressung und der Tangentialkraftsteigerungsrate, für die Werkstoffpaarungen Stahl - Stahl (S355J2G3), Aluminium - Aluminium (EN AW 6082 T6) und Stahl - Aluminium, durchgeführt. Bei der Werkstoffpaarung Stahl - Stahl gibt es eine starke Abhängigkeit des Haftreibungskoeffizienten von der Flächenpressung und der Tangentialkraftsteigerungsrate. Bei den quasistatischen Versuchsreihen (sehr geringe Prüfgeschwindigkeit und damit Tangentialkraftsteigerungsrate) führt eine Erhöhung der Flächenpressung zu einem deutlich größeren Haftreibungskoeffizienten, bis dieser, bei Flächenpressungen nahe der Grenzflächenpressung, wieder abfällt. Im Gegensatz dazu führt, bei den dynamischen Versuchsreihen (hohe Prüfgeschwindigkeit), eine Erhöhung der Flächenpressung zu einem deutlichen Abfall des Haftreibungskoeffizienten.

Bei der Werkstoffpaarung Aluminium - Aluminium ist der Haftreibungskoeffizient, für die quasistatischen Versuchsreihen, mit steigender Flächenpressung geringfügig niedriger. Bei den dynamischen Versuchsreihen kam es zu einer Erhöhung des Haftreibungskoeffizienten gegenüber den quasistatischen Versuchsreihen.

Bei der Werkstoffpaarung Stahl - Aluminium kam es zu keiner nennenswerten Änderung des Haftreibungskoeffizienten mit steigender Flächenpressung unabhängig von der Prüfgeschwindigkeiten. Mit der Steigerung der Prüfgeschwindigkeit kam es allerdings zu einer signifikanten Erhöhung des Niveaus des Haftreibungskoeffizienten.

Im zweiten Teil der Arbeit wurde, zur Ermittlung der effektiven Schnittigkeit für einschneittige Einschraubverbindung (ESV) ein Skript für ein parametrisiertes FE-Modell geschrieben. Zur Bestimmung der effektiven Schnittigkeit wurde die Kraft (in Querrichtung) des Krafteinleitungspunktes (im FE-Modell), beim Erreichen der Rutschgrenze, durch die Haftgrenzkraft dividiert. Das vollständige Gleiten der Trennfuge wurde als Rutschgrenze definiert. Die Abhängigkeit der effektiven Schnittigkeit von den verschiedensten Parametern wurde untersucht und es hat sich herausgestellt, dass die Haftgrenzkraft, die Klemmlänge, der „elastic slip“, die Biegesteifigkeit der Schraube und damit die Schraubengröße einen bedeutenden Einfluss auf die effektive Schnittigkeit haben und alle restlichen Einflussparameter vernachlässigt werden können.

Um die effektive Schnittigkeit auch analytisch abschätzen zu können wurde ein mechanisches Modell der ESV erstellt. Beim Vergleich der Ergebnisse zwischen der analytischen und numerischen Berechnung hat sich gezeigt, dass es, bei einem größeren Klemmlängen zu Durchmesser Verhältnis, eine gute Übereinstimmung gibt. Bei kleiner werdendem Klemmlängen zu Durchmesser Verhältnis wird die Abweichung zwischen der analytischen und numerischen Berechnung aber tendenziell größer.

5.2 Ausblick

Die Ergebnisse der Reibungsmessungen liefern Erkenntnisse in Hinblick auf die Abhängigkeit des Haftreibungskoeffizienten von der Flächenpressung und der Tangentialkraftsteigerungsrate. In Hinblick auf weitere Reibungsmessungen, wären folgende Punkte interessant:

- Die Variationsbreite der Flächenpressung war ausgehend von einer mittleren bis hin zur Grenzflächenpressung hoch, jedoch mit nur wenigen Versuchsreihen. Um einen genaueren Verlauf des Haftreibungskoeffizienten in Abhängigkeit der Flächenpressung zu erhalten, vor allem für die Werkstoffpaarung Stahl - Stahl, sollte die Anzahl der Versuchsreihen erhöht werden.
- Die Unterschiede des Verlaufs des Haftreibungskoeffizienten über die Flächenpressung zwischen den quasistatischen und den dynamischen Versuchsreihen sind erheblich. Daher wäre auch hier eine größere Variation der Prüfgeschwindigkeiten interessant.
- Ziel der ersten beiden Punkte wäre es ein dreidimensionales Feld für den Haftreibungskoeffizienten in Abhängigkeit der Flächenpressung und der Tangentialkraftsteigerungsrate zu erhalten.
- Im Gleitreibungsbereich kommt es, vor allem bei der Werkstoffpaarung Stahl - Aluminium, zu einem weiteren Kraftanstieg mit fortschreitendem Gleitweg. Die Entwicklung des Reibungskoeffizienten wäre interessant. Der verwendete Prüfling ist für die Reibungsmessung bei höheren Verschiebung nicht geeignet.
- Erweiterung der Reibungsmessungen auf andere Werkstoffe (z.B.: Titan, Magnesium) und unterschiedliche Oberflächenbeschichtungen.
- Es wurden Versuchsreihen (Prüfgeschwindigkeit von $1 \frac{mm}{min}$) mit einer schwellenden Vorlast durchgeführt, jedoch ohne einen entsprechenden Vergleich mit Versuchsreihen ohne Vorlast und gleicher Prüfgeschwindigkeit zu haben. Dadurch ergeben sich folgende Fragen:

- Welchen Einfluss hat eine Vorlast auf den Haftreibungskoeffizienten, bei der die Haftgrenzkraft noch nicht überschritten wurde bzw. gibt es überhaupt einen Einfluss?
- Einfluss der Belastungsart (schwellend/ wechselnd), Lastspielzahl, Amplitude.

Der Einfluss der verschiedensten Parameter auf die effektive Schnittigkeit wurde nur anhand einer ESV untersucht. Daher wäre eine genauere Untersuchung der DSVs in weiterer Folge interessant.

Das analytische Modell liefert zwar eine gute Abschätzung der effektiven Schnittigkeit für ESVs, jedoch kommt es vor allem bei kleiner werdendem Klemmlängen zu Durchmesser Verhältnissen zu immer größeren Abweichungen. Um die analytische Berechnung der numerischen Berechnung anzupassen, muss man Korrekturfaktoren einführen. Ziel wäre es, durch das analytische Modell eine so gute Abschätzung der effektiven Schnittigkeit zu bekommen, dass eine numerische Berechnung überflüssig wird. Des Weiteren wäre es noch wichtig den „elastic slip“ (also die Mikroverschiebung zwischen den Reibflächen) anhand von Reibungsmessungen für die verschiedensten Werkstoffpaarungen zu ermitteln.

6 Verzeichnisse

6.1 Literaturverzeichnis

[ABA14]	Abaqus 6.14 Documentation Collection, Providence/RI/USA, Dassault Systèmes Simulia Corp.; 2014.
[Bow57]	Bowden, F.P.: <i>A review of the friction of solids with particular reference to the conference papers</i> ; Proceedings of the Conference on Lubrication and Wear 1.-3.10.1957, London, 1957, S. 239-245.
[BroLen82]	Broniec, Z.; Lenkiewicz, W.: <i>Static friction processes under dynamic loads and vibration</i> ; Wear 80; 1982; S. 261-271.
[BurRab53]	Burwell, J.T.; Rabinowicz, E.: <i>The nature of the coefficient of friction</i> ; Journal of Applied Physics 24; 1953 February; S. 136-139.
[CheGan82]	Chetwynd, D.G.; Ganss, M.A.: <i>The influence of the nominal contact area planform on friction force</i> ; Wear 83; 1982; S. 303-309.
[CouEis57]	Courtney-Pratt, J.S.; Eisner, E.: <i>The effect of tangential force on the contact of metallic bodies</i> ; Proceedings of the Royal Society London A, Volume 238; 1957; S. 529-550.
[CziHab10]	Czichos, Horst; Habig, Karl-Heinz: <i>Tribologie-Handbuch Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik</i> ; 3. Auflage; Wiesbaden; Vieweg + Teubner, 2010.
[Din13]	Dinger, Georg: <i>Ermittlung des selbsttatigen Losdrehens bei Mehrschraubenverbindungen</i> ; Dissertation; Naturwissenschaftlich-Technischen Fakultät; Universität Siegen; Herausgegeben: Aachen; Shaker Verlag; 2013
[DIN134]	DIN 134 Walzblanke Scheiben für Sechskantschrauben und Muttern; Oktober 1936.
[DIN485]	DIN EN 485-2 Aluminium und Aluminiumlegierungen - Bänder, Bleche und Platten - Teil 2: Mechanische Eigenschaften; Jänner 2016.
[DIN6331]	DIN 6331 Sechskantmuttern 1,5d hoch mit Bund; April 2003.
[DIN6921]	DIN 6921 Sechskantschrauben mit Flansch; Juni 1983.
[DIN7380]	DIN EN ISO 7380 Schrauben mit abgeflachtem Halbrundkopf; November 2011.
[DIN912]	DIN 912 Zylinderschrauben mit Innensechskant; Dezember 1983.

[DIN931]	DIN 931 Sechskantschrauben mit Schaft; September 1986.
[DobKom83]	Dobycin; Kombalov; Kragelski: <i>Grundlagen der Berechnung von Reibung und Verschleiß</i> ; Carl Hanser Verlag München Wien; 1983; S. 13-107, S.132-218.
[GayShu61]	Gaylord, E.W.; Shu, H.: <i>Coefficients of static friction under statically and dynamically applied loads</i> ; Wear 4; 1961; S. 401-412.
[Gie89]	Gieck, K.+R.: <i>Technische Formelsammlung</i> ; Germering; Gieck-Verlag; 1989.
[GroHau07]	Gross, D.; Hauger, W.; Schröder, J.; Wall, W.: <i>Technische Mechanik – Band 2: Elastostatik</i> ; 9.Auflage; Berlin Heidelberg, Springer-Verlag, 2007.
[JohGre73]	Johannes, V.I.; Green, M.A.; Brockley, C.A.: <i>The role of the rate of application of the tangential force in determining the static friction coefficient</i> ; Wear 24; 1973; S. 381-385.
[Joh55]	Johnson, K.L.: <i>Surface interaction between elastically loaded bodies under tangential forces</i> ; Proceedings of the Royal Society Volume 230 Issue 1183; 1955; S. 531-548.
[Köh05]	Köhler, Martin: <i>Beitrag zur Bestimmung des COULOMB'schen Haftreibungskoeffizient zwischen zwei metallischen Festkörpern</i> ; Dissertation; Fakultät für Maschinenbau; Universität Dortmund; Herausgegeben: Göttingen; Cuvillier Verlag; 2005.
[Kol84]	Kollmann, G.F.: <i>Welle-Nabe-Verbindungen</i> ; Berlin Heidelberg; Springer-Verlag; 1984.
[MacYan54]	Machlin, E.S.; Yankee, W.R.: <i>Friction of clean metals with special reference to titanium</i> ; Journal of Applied Physics 25; 1954; S. 576-581.
[NolRic74]	Nolle, H.; Richardson, S.: <i>Static friction coefficient for mechanical and structural joints</i> ; Wear 28; 1974; S.1-13.
[Pap08]	Papula, Lothar: <i>Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler</i> ; Wiesbaden; Vieweg+Teubner Verlag, 2008
[ParHat49]	Parker, R.C.; Hatch, D.: <i>The static coefficient of friction and the area of contact</i> ; Proceedings of the Physical Society 63, Number 3, Section B; 1949; S. 185-197.

[Pil10]	Pilgrim, Mark; Wollenschein, Florian: <i>Python 3 Intensivkurs</i> ; Berlin Heidelberg, Springer-Verlag, 2010.
[Pop09]	Popov, Valentin: <i>Kontaktmechanik und Reibung</i> ; Berlin Heidelberg; Springer-Verlag; 2009.
[PuWil72]	Pullen, J.; Williamson, J.P.B.: <i>On the plastic contact of rough surfaces</i> ; Proceedings of the Royal Society London A327; 1972; S. 159-173.
[Rab51]	Rabinowicz, E.: <i>The nature of the static and kinetic coefficients of friction</i> ; Journal of Applied Physics Volume 22 Issue 11; 1951; S. 1373-1379.
[RicNol76]	Richardson, S.; Nolle, H.: <i>Surface friction under time-dependent loads</i> ; Wear 37; 1976; S. 87-101.
[Rus09]	Rust, Wilhelm: <i>Nichtlineare Finite Elemente-Elemente-Berechnungen Kontakt, Geometrie, Material</i> ; Wiesbaden; Vieweg + Teubner; 2009.
[VDI22301]	VDI 2230 Blatt 1: <i>Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen – Zylindrischer Einschraubverbindungen</i> ; Berlin; Beuth; 2014.
[VDI22302]	VDI 2230 Blatt 2: <i>Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen – Mehrschraubenverbindungen</i> ; Berlin; Beuth; 2014.
[WitMuh09]	Wittel, H.; Muhs, D.; Jannasch, D.; Voßiek, J.: <i>Roloff/Matek Maschinenlemente - Tabellenbuch</i> ; 19.Auflage; Wiesbaden; Vieweg + Teubner; 2009
[Wut87]	Wuttke, W.: <i>Tribophysik: Reibung und Verschleiß von Metallen</i> ; München; Carl Hanser Verlag; 1987.
[YanChi99]	Yang, C.-R.; Chiou, Y.-C.; Lee, R.-T.: <i>Tribological behavior of reciprocating friction drive system under lubricated contact</i> ; Tribology International 32; 1999; S. 443-453.

6.2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Abhängigkeit des Haftreibungskoeffizienten von der Flächenpressung nach NOLLE und RICHARDSON [NoIRic74].....	8
Abbildung 2: Zusammenstellungszeichnung Vorspanneinheit.....	14
Abbildung 3: Prüflingseinheit.....	15
Abbildung 4: Ausrichteinheit für ZWICK Z250.....	16
Abbildung 5: Prüfeinheit.....	17
Abbildung 6: Prüfling Mittelteil und Seitenteil.....	19
Abbildung 7: Foto Vorspanneinheit.....	22
Abbildung 8: Foto Vorspanneinheit 2.....	23
Abbildung 9: Prinzip zur Vorspannkraft Ermittlung mittels Ultraschall Laufzeitmessung [Din13].....	24
Abbildung 10: Schrauben Kalibrierung.....	25
Abbildung 11: Universalprüfmaschine ZWICK Z250 mit Prüfeinheit und eingebauter Prüflingseinheit.....	26
Abbildung 12: Bestimmung der Haftgrenze.....	31
Abbildung 13: Diagramme Versuchsreihe 1 bis 4.....	38
Abbildung 14: Diagramme Versuchsreihe 5 bis 7.....	40
Abbildung 15: Diagramme Versuchsreihe 8 bis 10.....	42
Abbildung 16: Diagramme Versuchsreihe 11 bis 14.....	45
Abbildung 17: Diagramme Versuchsreihe 15 und 16.....	47
Abbildung 18: Diagramme Versuchsreihe 17 und 18.....	49
Abbildung 19: Diagramme Versuchsreihe 19 und 20.....	51
Abbildung 20: Diagramme Versuchsreihe 21 und 22.....	53
Abbildung 21: Diagramme Versuchsreihe 23 und 24.....	55
Abbildung 22: Vergleich der Versuchsreihen Stahl - Stahl.....	56
Abbildung 23: Vergleich der Versuchsreihen Aluminium - Aluminium.....	57
Abbildung 24: Vergleich der Versuchsreihen Stahl - Aluminium.....	58
Abbildung 25: Einschnittige ESV.....	59
Abbildung 26: Mechanisches Modell.....	60
Abbildung 27: Kräftegleichgewicht am Durchschraubkörper in Querrichtung.....	63
Abbildung 28: Schnittansicht FE Modell für eine ESV.....	65
Abbildung 29: Diagramm Schubspannung - slip.....	70
Abbildung 30: Phasen des Reibvorganges der ESV - Kraft- Verschiebungskurve.....	71
Abbildung 31: Phasen des Reibvorganges der ESV – Energiebetrachtung.....	72
Abbildung 32: Verformung ESV nach Lastschritt 1 - Deformierungsfaktor 200 - Fall D.....	76
Abbildung 33: Verformung ESV nach Lastschritt 1 - Deformierungsfaktor 200 - Fall C.....	77
Abbildung 34: Variante C.....	78
Abbildung 35: Variante D.....	79
Abbildung 36: Variante A.....	80
Abbildung 37: Variante B.....	81
Abbildung 38: Fall D für verschiedene Klemmlängen.....	82
Abbildung 39: Eingabeparameter für die Geometrieparameter der ESV.....	84

Abbildung 40: Ableitung der Kraft- Verschiebungskurve.....	85
Abbildung 41: Freischnitt Durchschraubzylinder	86
Abbildung 42: Momente am Durchschraubzylinder.....	87
Abbildung 43: Vergleich der Flächenpressung der Kopfauflagefläche für Kopfhöhen von 2mm und 4mm	92
Abbildung 44: Vergleich der Einspannungen und Balkentheorien für das analytische Modell	93
Abbildung 45: Querkraft- Verschiebungskurven für unterschiedliche Vorspannkraftniveaus bei einer Klemmlänge von 6mm.....	97
Abbildung 46: Effektive Schnittigkeit und Querkraft in Abhängigkeit der Vorspannkraft.....	98
Abbildung 47: Querkraft- Verschiebungskurve für unterschiedliche Vorspannkraften und Haftreibungskoeffizienten bei gleicher Haftgrenzkraft für eine Klemmlänge von 6mm	99
Abbildung 48: Querkraft- Verschiebungskurve für unterschiedliche E-Moduln des Durchschraub- und Einschraubzylinders für eine Klemmlänge von 6mm	100
Abbildung 49: Verlauf der effektiven Schnittigkeit über das Klemmlängen zu Durchmesser Verhältnis für verschiedene Schraubengrößen	101
Abbildung 50: Verlauf der effektiven Schnittigkeit über das Klemmlängen zu Durchmesser Verhältnis für verschiedene „elastic slip“ Werte.....	102
Abbildung 51: Erweitertes mechanisches Modell.....	103
Abbildung 52: Vergleich FE Berechnung und analytische Berechnung.....	104
Abbildung 53: Vergleich FE Berechnung und analytische Berechnung bei Variation des „elastic slip“	105
Abbildung 54: Vergleich FE Berechnung und analytische Berechnung bei Variation der Vorspannkraft	105
Abbildung 55: Schnittansicht FE Modell für eine DSV	106
Abbildung 56: Eingabeparameter für die Geometrieparameter der DSV	107

6.3 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Einflussfaktor auf das Rutschen von Schraubenverbindungen.....	1
Tabelle 2: Einflussfaktoren auf den Haftreibungskoeffizienten	4
Tabelle 3: Haftreibungskoeffizient Stahl - Stahl aus der Literatur	12
Tabelle 4: Stückliste Vorspanneinheit	14
Tabelle 5: Geometrieparameter für die Berechnung des Anziehdrehmoments.....	20
Tabelle 6: Anziehungsmomente in Abhängigkeit der Reibungszahl.....	20
Tabelle 7: Versuchsmatrix	28
Tabelle 8: Einzelergebnisse Reihe 2.....	33
Tabelle 9: t -Wert Tabelle nach der studentsche t -Verteilung	34
Tabelle 10: Versuchsreihe 1 bis 4	36
Tabelle 11: Versuchsreihe 5 bis 7	39
Tabelle 12: Versuchsreihe 8 bis 10	41
Tabelle 13: Versuchsreihe 11 bis 14	44
Tabelle 14: Versuchsreihe 15 und 16.....	46
Tabelle 15: Versuchsreihe 17 und 18.....	48
Tabelle 16: Versuchsreihe 19 und 20.....	50
Tabelle 17: Versuchsreihe 21 und 22.....	52
Tabelle 18: Versuchsreihe 23 und 24.....	54
Tabelle 19: Kontakteinstellungen in ABAQUS	68
Tabelle 20: Einspannung und Krafteinleitung.....	74
Tabelle 21: Eingabeparameter für ESV.....	83
Tabelle 22: $MrRP1$ für unterschiedliche Außendurchmesser.....	89
Tabelle 23: Vordefinierten Einstellungen der Eingabemaske der ESV einer M6 Schraube	90
Tabelle 24: Einfluss verschiedener Kopfnormen.....	90
Tabelle 25: Variation Durchgangslochdurchmesser	91
Tabelle 26: Werte für M6 Schraube	95
Tabelle 27: Zulässige Montagevorspannkräfte für M6 Schraube.....	95
Tabelle 28: Variation der Vorspannkraft.....	96
Tabelle 29: Eingabeparameter M6, M8, M10 und M12 Schraube	100
Tabelle 30: Eingabeparameter für DSV	107

Anhang A

Fertigungszeichnungen

Im Anhang A sind die Fertigungszeichnungen für folgende Dreh- und Frästeile:

- Hilfswerkzeug
- Hilfswerkzeug – Kopfteil
- Prüfeinheit Druckteil
- Prüfeinheit Unterteil
- Prüfling – Mittelteil
- Prüfling – Seitenteil

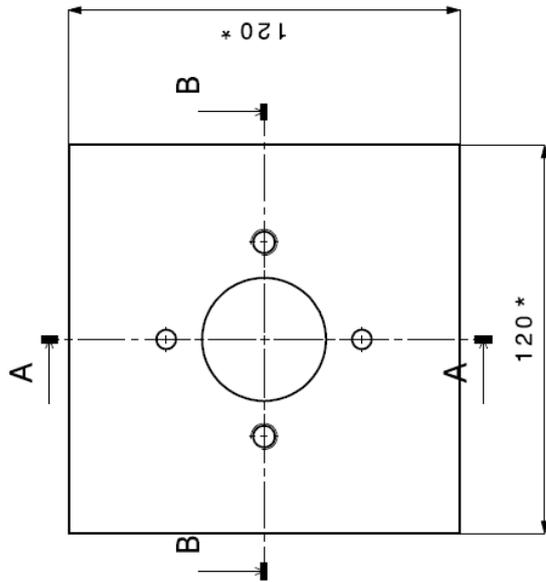
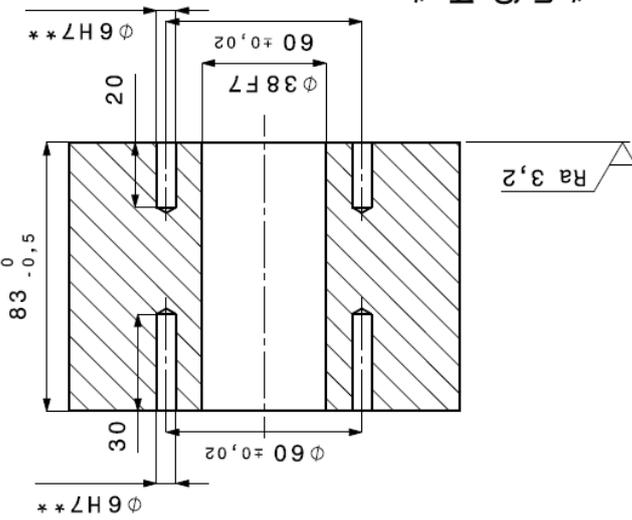
Für die Vorspanneinheit sind die Frästeile „Hilfswerkzeug“ und „Hilfswerkzeug – Kopfteil“ notwendig.

Für die Prüfeinheit werden die Frästeile „Prüfeinheit Unterteil“ und „Prüfeinheit Druckteil“ benötigt.

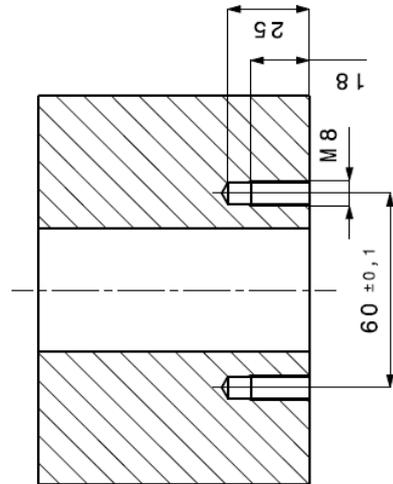
Alle Frästeile für die Vorspanneinheit und die Prüfeinheit werden nur jeweils einmal benötigt.

Der Prüfling - Mittelteil und der Prüfling - Seitenteil wurden in hoher Stückzahl, sowohl aus Stahl als auch Aluminium gefertigt.

A-A



B-B



Stückzahl: 1

*Seitenflächen müssen nicht
bearbeitet werden
genaue Maße der Seitenfläche
unwichtig
**Durchgangsloch möglich

Ø38F7	Ø38,05	Ø38,025
Toleriertes Maß	Höchstmaß	Mindestmaß

Maßstab: Magna Steyr Engineering

1:2

Name:

Lamprecht Matthias

Hilfswerkzeug

Material:

16MnCr5 (1.7131)

Allg.-
toleranz:
ISO

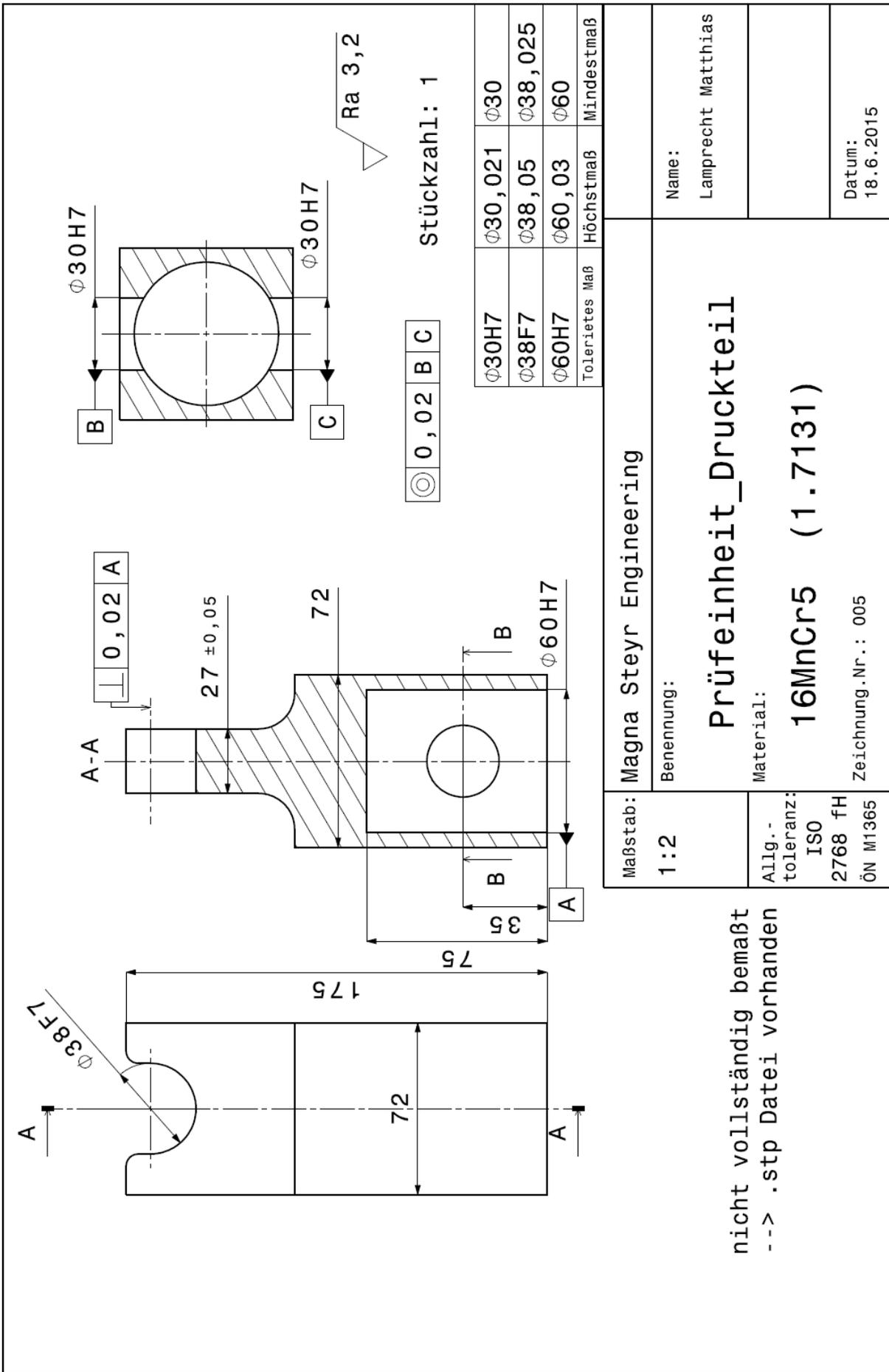
2768 fH

Zeichnung.Nr.: 003

Datum:
18.6.2015

ÖN M1365

Datum:
18.6.2015



Stückzahl: 1

0,02 B C

Maßstab: Magna Steyr Engineering

1:2

Benennung:

Prüfeinheit_Druckteil

Material:

16MnCr5 (1.7131)

Allg.-toleranz:

ISO 2768 fH
ÖN M1365

Zeichnung.Nr.: 005

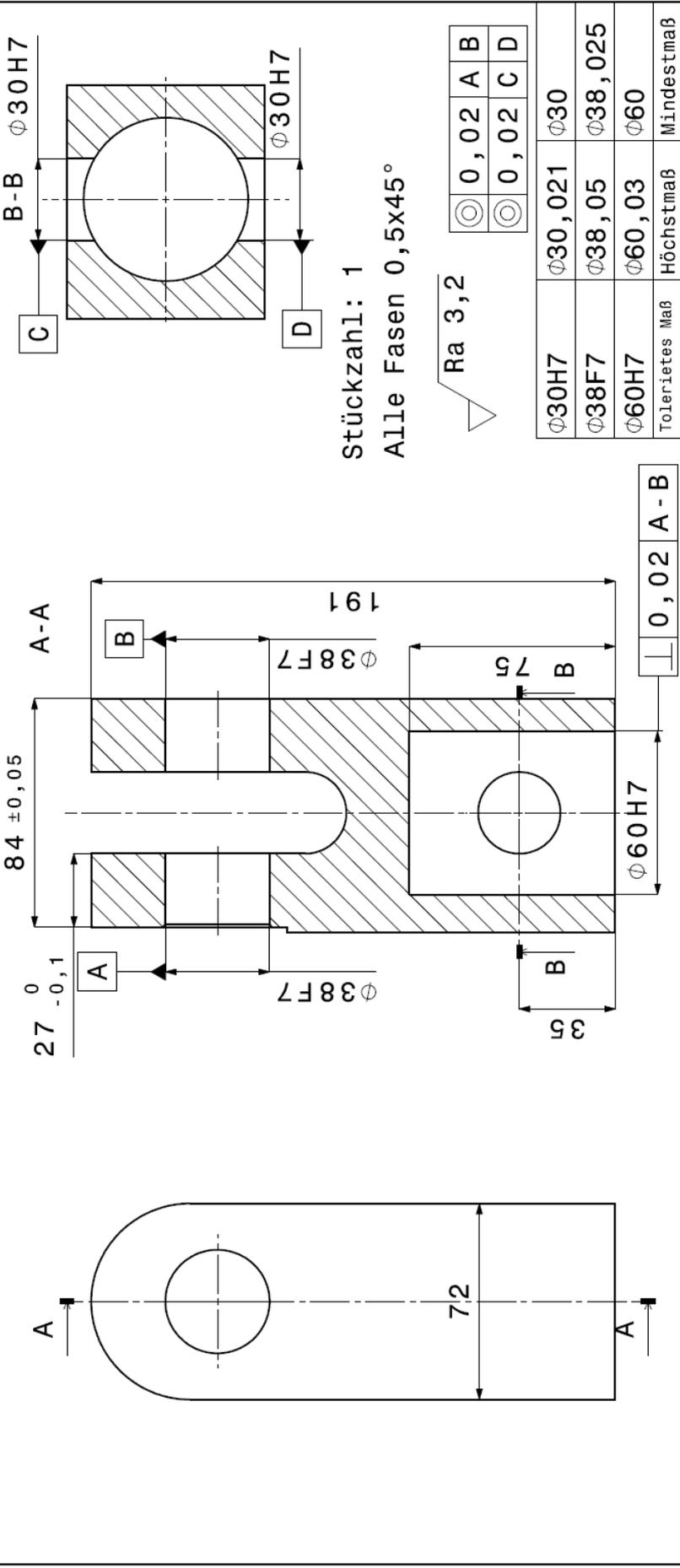
Name:

Lamprecht Matthias

Datum:

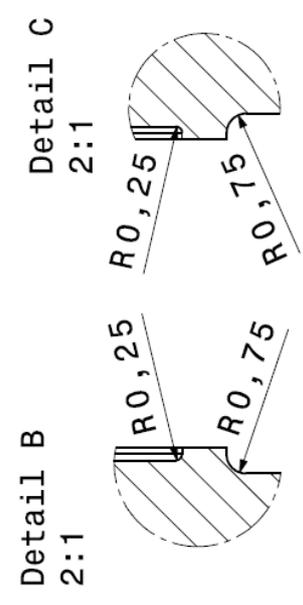
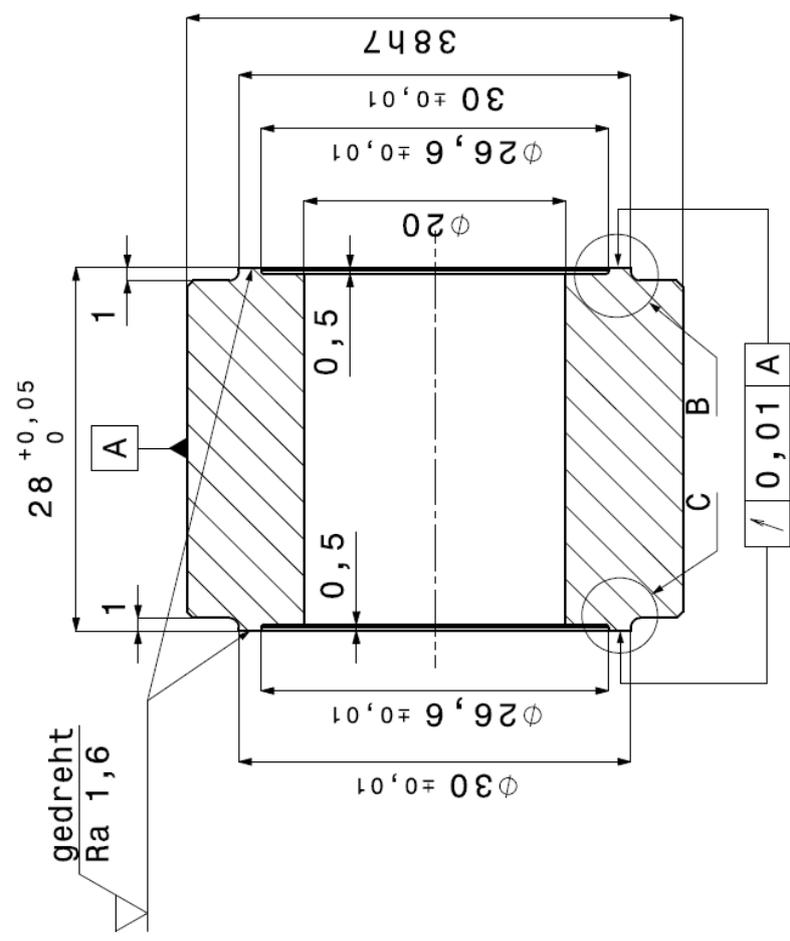
18.6.2015

nicht vollständig bemaßt
--> .stp Datei vorhanden



Maßstab:	Magna Steyr Engineering	
1:2	Benennung:	
Allg.-toleranz:	Prüfeinheit Unterteil	
ISO	Material:	
2768 fH	16MnCr5 (1.7131)	
ÖN M1365	Zeichnung.Nr.: 006	
	Höchstmaß	Mindestmaß
	$\phi 30,021$	$\phi 30$
	$\phi 38,05$	$\phi 38,025$
	$\phi 60,03$	$\phi 60$
	Name: Lamprecht Matthias	
	Datum: 18.6.2015	

nicht vollständig bemaßt
 --> .stp Datei vorhanden



Alle Fasen 0,5x45°

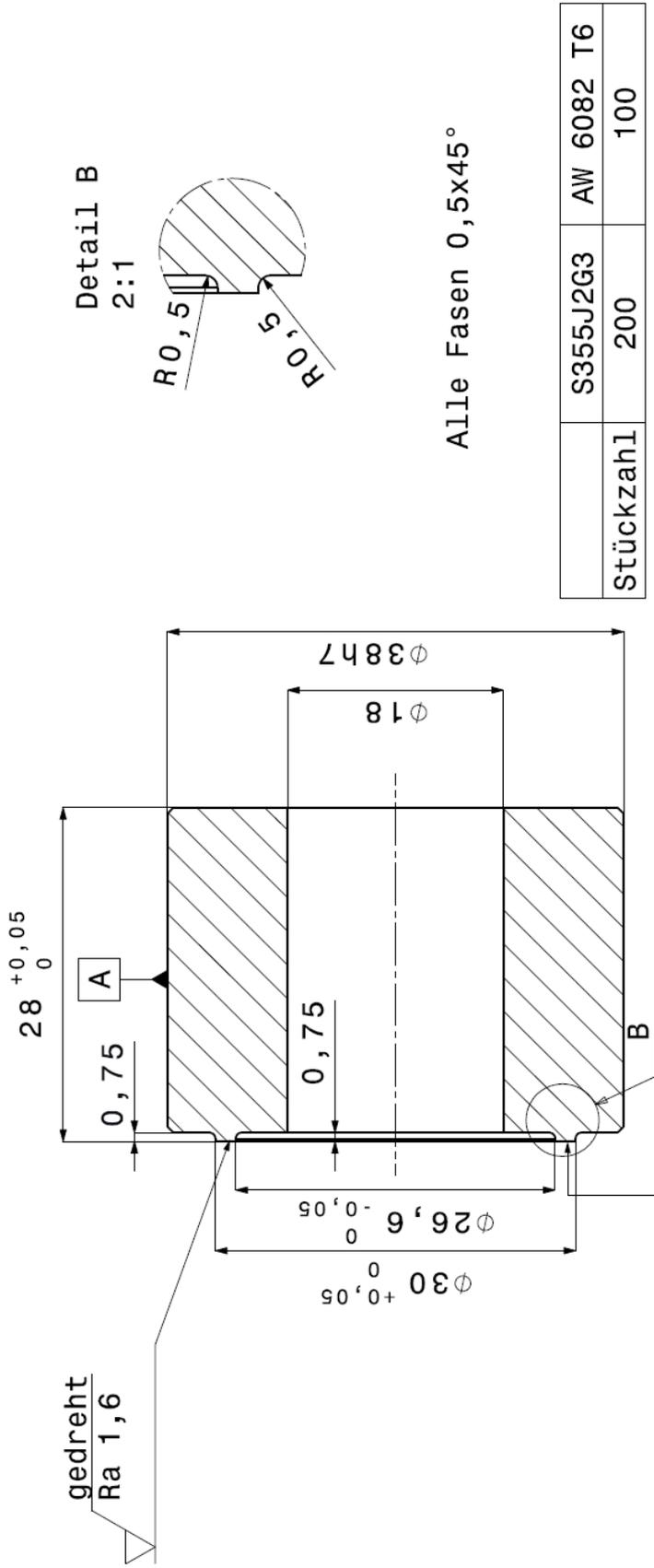
Stückzahl	50	AW 6082 T6
		100

Maßstab:	Magna Steyr Engineering
2:1	Benennung:
Allg.-toleranz: ISO 2768 fH ÖN M1365	Prüfling - Mittelteil
	Material: S 355J2G3 und AW 6082 T6
	Zeichnung.Nr.: 001

Name:	Lamprecht Matthias
Abteilung:	
Datum:	18.6.2015

gedreht Ra 3,2 (gedreht Ra 1,6)

Φ38h7	Φ38	Φ37,975
Toleriertes Maß	Höchstmaß	Mindestmaß



0,01 A

Ra 3,2 (gedreht Ra 1,6)

Maßstab:	Magna Steyr Engineering
2:1	Benennung:
Allg.-toleranz: ISO 2768 fH ÖN M1365	Prüfling - Seitenteil Material: S 355J2G3 und AW 6082 T6 Zeichnung.Nr.: 002
Ø38h7 Toleriertes Maß	Ø37,975 Mindestmaß
Ø38 Höchstmaß	
	Name: Lamprecht Matthias
	Abteilung:
	Datum: 18.6.2015

Anhang B

Skript ESV

Im Folgenden ist der Code für das Skript für das parametrisierte FE-Modell für die ESV. Das Skript wurde für das Programm ABAQUS 6.14 geschrieben. Die Skripten in ABAQUS beruhen auf der Programmiersprache Python.

CODE:

```
#!/usr/bin/env python
# -*- coding: UTF-8 -*-
from abaqus import *
from abaqusConstants import *
import sketch
import part
import mesh
import section
from part import *
from material import *
from section import *
from assembly import *
from step import *
from interaction import *
from load import *
from mesh import *
from optimization import *
from job import *
from sketch import *
from visualization import *
from connectorBehavior import *
#Erstellen des Modells "Schraubverbindung"
SV = mdb.Model(modelType=STANDARD_EXPLICIT, name='Schraubverbindung')
#####
##### EINGABEPARAMETER #####
#####
#Eingabeparameter werden abgefragt:
from abaqus import getInputs
fields = (('Schafstdurchmesser der Schraube [mm]', '8'), ('Klemmlaenge [mm]', '10'), ('Durchgangslodhdurchmesser [mm]', '9'),
('Schraubenkopfdurchmesser [mm]', '13'), ('Kopfhoehe [mm]', '5.3'), ('Spannungsdurchmesser [mm]', '6.83'),
('eingeschraubte Gewindetiefe [mm]', '8'), ('Schafthlaenge [mm]', '1.25'), ('Kopfradius [mm]', '0.2'), ('E-Modul Hohlzylinder [MPa]', '210000'),
('Poissonzahl Hohlzylinder [-]', '0.3'), ('E-Modul Einschraubzylinder [MPa]', '210000'), ('Poissonzahl Einschraubzylinder [-]', '0.3'), ('Vorspannkraft [kN]', '19.5'),
('Haftreibungskoeffizient [-]', '0.15'), ('elastic slip [mm]', '0.01'), ('Benennung Input File', 'ESV_M8_'))
input=getInputs(fields=fields, label='Eingabe', dialogTitle='Eingabeparameter')
#####Umwandlung string in float Variablen#####
d_schraube=float(input[0])
h=float(input[1])
d_innen=float(input[2])
d_kopf=float(input[3])
h_kopf=float(input[4])
d_spannung=float(input[5])
h_schraub=float(input[6])
h_frei=h-float(input[7])
r=float(input[8])
e_hohlzylinder=float(input[9])
ny_hohlzylinder=float(input[10])
e_zylinder=float(input[11])
ny_zylinder=float(input[12])
f_vor_hilf=float(input[13])
f_vor=f_vor_hilf*1000
my=float(input[14])
slip=float(input[15])
bezeichnung=str(input[16])
#####Berechnung des benötigten Außendurchmessers: 125% des Grenzaußendurchmessers#####
###Parameter
w=2
beta=h/d_kopf
x=d_kopf
h_max=h
time_period=slip+0.04
###Schleife zur Berechnung vom Außendurchmesser
###Fixpunktverfahren
i_max=20
```

```

for i in range(0, i_max, 1):
    x1=d_kopf+w_h_max*(0.348+0.013*log(beta)+0.193*log(x/d_kopf))
    print(x1)
    if x1-x<0.001: break
    else: x=x1
#####Parameter für Mesh#####
#Element size
v=(d_schraube/6)
v1=(d_kopf-d_schraube)/4
element_size_v=0.5*v1
element_size_h=0.75
element_size_phi=2*v
element_number_phi=int((d_innen*pi)/(element_size_phi))
d_aussen=x1*1.25
#####
##### MATERIAL DEFINITION und SECTION DEFINITION #####
#####
### Material Schraube + Property
material_schraube=SV.Material(name='Material Schraube')
material_schraube.Elastic(table=((210000.0, 0.3), ))
SV.HomogeneousSolidSection(material='Material Schraube', name=
'Section Schraube', thickness=None)
### Material Hohlzylinder + Property
material_hohlzylinder=SV.Material(name='Material Hohlzylinder')
material_hohlzylinder.Elastic(table=((e_hohlzylinder, ny_hohlzylinder), ))
SV.HomogeneousSolidSection(material='Material Hohlzylinder', name=
'Section Hohlzylinder', thickness=None)
### Material Einschraubzylinder + Property
material_zylinder=SV.Material(name='Material Einschraubzylinder')
material_zylinder.Elastic(table=((e_zylinder, ny_zylinder), ))
SV.HomogeneousSolidSection(material='Material Einschraubzylinder', name=
'Section Einschraubzylinder', thickness=None)
#####
##### HOHLZYLINDER #####
#####
#####Erzeugung der Hilfsgeometrie#####
###Rechteckerstellung zum anschliessenden Rotieren
###Hilfspunkt
p_yz=((d_innen/2,0), (d_aussen/2,h))
###Erstellung des Sketch + Rechteck
mySketch = SV.ConstrainedSketch(name='Sketch_A', sheetSize=250.0)
mySketch.ConstructionLine(point1=(0.0,-100.0), point2=(0.0, 100.0))
mySketch.FixedConstraint(entity=mySketch.geometry[2])
mySketch.rectangle(p_yz[0],p_yz[1])
##### Erstellen eines Parts: Hohlzylinders #####
hohlzylinder=SV.Part(dimensionality=THREE_D, name='Hohlzylinder', type=
DEFORMABLE_BODY)
hohlzylinder.BaseSolidRevolve(angle=360.0, flipRevolveDirection=OFF, sketch=mySketch)
##### Unterteilen der Geometrie #####
###Hilfsebene erstellen
hohlzylinder.DatumPlaneByPrincipalPlane(offset=0, principalPlane=XYPLANE)
hohlzylinder_ebene_1=hohlzylinder.datums.keys()[-1]
hohlzylinder.DatumPlaneByPrincipalPlane(offset=0, principalPlane=YZPLANE)
hohlzylinder_ebene_2=hohlzylinder.datums.keys()[-1]
hohlzylinder.DatumPlaneByPrincipalPlane(offset=element_size_h, principalPlane=XZPLANE)
hohlzylinder_ebene_3=hohlzylinder.datums.keys()[-1]
hohlzylinder.DatumPlaneByPrincipalPlane(offset=h*element_size_h, principalPlane=XZPLANE)
hohlzylinder_ebene_4=hohlzylinder.datums.keys()[-1]
###Schneide mit Ebenen
hohlzylinder.PartitionCellByDatumPlane(cells=hohlzylinder.cells, datumPlane=hohlzylinder.datums[hohlzylinder_ebene_1])
hohlzylinder.PartitionCellByDatumPlane(cells=hohlzylinder.cells, datumPlane=hohlzylinder.datums[hohlzylinder_ebene_2])
#hohlzylinder.PartitionCellByDatumPlane(cells=hohlzylinder.cells, datumPlane=hohlzylinder.datums[hohlzylinder_ebene_3])
#hohlzylinder.PartitionCellByDatumPlane(cells=hohlzylinder.cells, datumPlane=hohlzylinder.datums[hohlzylinder_ebene_4])
###Edge object erstellen
hohlzylinder_kanten_hilfs=hohlzylinder.edges
hohlzylinder_faces=hohlzylinder.faces
###x-Achse und y-Achse erzeugen
hohlzylinder.DatumAxisByTwoPoint(point1=(0,h,0), point2=(1,h,0))
hohlzylinder_x_Achse=hohlzylinder.datums.keys()[-1]
hohlzylinder.DatumAxisByTwoPoint(point1=(0,0,0), point2=(0,1,0))
hohlzylinder_y_Achse=hohlzylinder.datums.keys()[-1]
###Ebene erzeugen für den Sketch erzeugen
hohlzylinder.DatumPlaneByPrincipalPlane(offset=h*1.5, principalPlane=XZPLANE)
hohlzylinder_ebene_5=hohlzylinder.datums.keys()[-1]
###Sketch "Kreis" erstellen
kreis = SV.ConstrainedSketch(name='Sketch_Kreis', sheetSize=250.0, transform=
(0.0, 0.0, 1.0, 1.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 1.0, 0.0, 0.0, h*1.5, 0.0))
kreis.CircleByCenterPerimeter(center=(0.0,0.0),point1=(0.0,(d_aussen/2-element_size_r)))
###Hilfsflächen erzeugen auf die die Skizze projiziert wird --> Oberseite des Hohlzylinders
kreis_hilfsflaeche_oben=hohlzylinder_faces.findAt(((d_aussen+d_innen)*0.7/4,h,(d_aussen+d_innen)*0.7/4),),
(((d_aussen+d_innen)*0.7/4,h,-(d_aussen+d_innen)*0.7/4),),(-(d_aussen+d_innen)*0.7/4,h,-(d_aussen+d_innen)*0.7/4),),
(-(d_aussen+d_innen)*0.7/4,h,(d_aussen+d_innen)*0.7/4),))
###Partition Face

```

```

hohlzylinder.PartitionFaceBySketchThroughAll(faces=kreis_hilfsflaeche_oben, sketchPlane=hohlzylinder.datums[hohlzylinder_ebene_5],
sketchPlaneSide=SIDE1, sketchUpEdge=hohlzylinder.datums[hohlzylinder_x_Achse], sketch=kreis)
###Hilfs Phi Kanten benennen
kreis_phi_1_indizes=hohlzylinder_kanten_hilfs.getClosest(coordinates=((d_aussen*0.7/2-element_size_r,h,d_aussen*0.7/2-element_size_r),))
kreis_phi_1 = kreis_phi_1_indizes.values()[0][0].index
kreis_phi_2_indizes=hohlzylinder_kanten_hilfs.getClosest(coordinates=((-d_aussen*0.7/2-element_size_r),h,d_aussen*0.7/2-element_size_r),))
kreis_phi_2 = kreis_phi_2_indizes.values()[0][0].index
kreis_phi_3_indizes=hohlzylinder_kanten_hilfs.getClosest(coordinates=((d_aussen*0.7/2-element_size_r,h,-(d_aussen*0.7/2-element_size_r),))
kreis_phi_3 = kreis_phi_3_indizes.values()[0][0].index
kreis_phi_4_indizes=hohlzylinder_kanten_hilfs.getClosest(coordinates=((-d_aussen*0.7/2-element_size_r),h,-(d_aussen*0.7/2-element_size_r),))
kreis_phi_4 = kreis_phi_4_indizes.values()[0][0].index
kreis_kanten_phi=[hohlzylinder_kanten_hilfs[kreis_phi_1],hohlzylinder_kanten_hilfs[kreis_phi_2],
hohlzylinder_kanten_hilfs[kreis_phi_3],hohlzylinder_kanten_hilfs[kreis_phi_4]]
###Partition Cell (mit dem Kreis schneiden)
hohlzylinder.PartitionCellByExtrudeEdge(cells=hohlzylinder.cells, edges=kreis_kanten_phi, line=hohlzylinder.datums[hohlzylinder_y_Achse],
sense=REVERSE)
##### Benennen der Kanten fuer Edge Seeding #####
hohlzylinder_kanten=hohlzylinder.edges
###r-Kanten
hohlzylinder_kante_r_1_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_aussen+d_innen)/4,h,0),))
hohlzylinder_kante_r_1 = hohlzylinder_kante_r_1_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_r_2_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_aussen+d_innen)/4,h,0),))
hohlzylinder_kante_r_2 = hohlzylinder_kante_r_2_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_r_3_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((0,h,(d_aussen+d_innen)/4),))
hohlzylinder_kante_r_3 = hohlzylinder_kante_r_3_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_r_4_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((0,h,-(d_aussen+d_innen)/4),))
hohlzylinder_kante_r_4 = hohlzylinder_kante_r_4_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_r_5_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_aussen+d_innen)/4,0,0),))
hohlzylinder_kante_r_5 = hohlzylinder_kante_r_5_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_r_6_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_aussen+d_innen)/4,0,0),))
hohlzylinder_kante_r_6 = hohlzylinder_kante_r_6_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_r_7_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((0,0,(d_aussen+d_innen)/4),))
hohlzylinder_kante_r_7 = hohlzylinder_kante_r_7_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_r_8_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((0,0,-(d_aussen+d_innen)/4),))
hohlzylinder_kante_r_8 = hohlzylinder_kante_r_8_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kanten_r=[hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_r_1],hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_r_2],
hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_r_3],hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_r_4],
hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_r_5],hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_r_6],
hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_r_7],hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_r_8]]
###phi_Kanten
hohlzylinder_kante_phi_1_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_innen*0.7/2,h,d_innen*0.7/2),))
hohlzylinder_kante_phi_1 = hohlzylinder_kante_phi_1_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_phi_2_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_innen*0.7/2,h,d_innen*0.7/2),))
hohlzylinder_kante_phi_2 = hohlzylinder_kante_phi_2_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_phi_3_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_innen*0.7/2,h,-d_innen*0.7/2),))
hohlzylinder_kante_phi_3 = hohlzylinder_kante_phi_3_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_phi_4_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_innen*0.7/2,h,-d_innen*0.7/2),))
hohlzylinder_kante_phi_4 = hohlzylinder_kante_phi_4_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_phi_5_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_aussen*0.7/2,h,d_aussen*0.7/2),))
hohlzylinder_kante_phi_5 = hohlzylinder_kante_phi_5_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_phi_6_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_aussen*0.7/2,h,d_aussen*0.7/2),))
hohlzylinder_kante_phi_6 = hohlzylinder_kante_phi_6_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_phi_7_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_aussen*0.7/2,h,-d_aussen*0.7/2),))
hohlzylinder_kante_phi_7 = hohlzylinder_kante_phi_7_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_phi_8_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_aussen*0.7/2,h,-d_aussen*0.7/2),))
hohlzylinder_kante_phi_8 = hohlzylinder_kante_phi_8_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_phi_9_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_innen*0.7/2,0,d_innen*0.7/2),))
hohlzylinder_kante_phi_9 = hohlzylinder_kante_phi_9_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_phi_10_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_innen*0.7/2,0,d_innen*0.7/2),))
hohlzylinder_kante_phi_10 = hohlzylinder_kante_phi_10_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_phi_11_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_innen*0.7/2,0,-d_innen*0.7/2),))
hohlzylinder_kante_phi_11 = hohlzylinder_kante_phi_11_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_phi_12_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_innen*0.7/2,0,-d_innen*0.7/2),))
hohlzylinder_kante_phi_12 = hohlzylinder_kante_phi_12_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_phi_13_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_aussen*0.7/2,0,d_aussen*0.7/2),))
hohlzylinder_kante_phi_13 = hohlzylinder_kante_phi_13_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_phi_14_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_aussen*0.7/2,0,d_aussen*0.7/2),))
hohlzylinder_kante_phi_14 = hohlzylinder_kante_phi_14_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_phi_15_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_aussen*0.7/2,0,-d_aussen*0.7/2),))
hohlzylinder_kante_phi_15 = hohlzylinder_kante_phi_15_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_phi_16_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_aussen*0.7/2,0,-d_aussen*0.7/2),))
hohlzylinder_kante_phi_16 = hohlzylinder_kante_phi_16_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kanten_phi=[hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_phi_1],hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_phi_2],
hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_phi_3],hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_phi_4],
hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_phi_5],hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_phi_6],
hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_phi_7],hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_phi_8],
hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_phi_9],hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_phi_10],
hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_phi_11],hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_phi_12],
hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_phi_13],hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_phi_14],
hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_phi_15],hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_phi_16]]
###h_Kanten
hohlzylinder_kante_h_1_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_innen/2,h/2,0),))
hohlzylinder_kante_h_1 = hohlzylinder_kante_h_1_indizes.values()[0][0].index

```

```

hohlzylinder_kante_h_2_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_innen/2,h/2,0),)
hohlzylinder_kante_h_2 = hohlzylinder_kante_h_2_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_h_3_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((0,h/2,d_innen/2),)
hohlzylinder_kante_h_3 = hohlzylinder_kante_h_3_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_h_4_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((0,h/2,-d_innen/2),)
hohlzylinder_kante_h_4 = hohlzylinder_kante_h_4_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_h_5_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_aussen/2,h/2,0),)
hohlzylinder_kante_h_5 = hohlzylinder_kante_h_5_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_h_6_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_aussen/2,h/2,0),)
hohlzylinder_kante_h_6 = hohlzylinder_kante_h_6_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_h_7_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((0,h/2,d_aussen/2),)
hohlzylinder_kante_h_7 = hohlzylinder_kante_h_7_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kante_h_8_indizes=hohlzylinder_kanten.getClosest(coordinates=((0,h/2,-d_aussen/2),)
hohlzylinder_kante_h_8 = hohlzylinder_kante_h_8_indizes.values()[0][0].index
hohlzylinder_kanten_h=[hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_h_1],hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_h_2],
hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_h_3],hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_h_4],
hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_h_5],hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_h_6],
hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_h_7],hohlzylinder_kanten[hohlzylinder_kante_h_8]]
##### Seeding #####
###Edge Seeding
hohlzylinder.seedEdgeBySize(edges=hohlzylinder_kanten_r, size=element_size_r, constraint=FIXED)
hohlzylinder.seedEdgeByNumber(edges=hohlzylinder_kanten_phi, number=element_number_phi, constraint=FIXED)
hohlzylinder.seedEdgeBySize(edges=hohlzylinder_kanten_h, size=element_size_h)
##### Mesh #####
hohlzylinder.setElementType(elemTypes=(ElemType(elemCode=C3D8, elemLibrary=STANDARD,
secondOrderAccuracy=OFF, distortionControl=DEFAULT), ElemType(
elemCode=C3D6, elemLibrary=STANDARD), ElemType(elemCode=C3D4,
elemLibrary=STANDARD)), regions=((hohlzylinder.cells,))
hohlzylinder.generateMesh()
hohlzylinder.elemente=hohlzylinder.Set(elements=hohlzylinder.elements, name='Elemente Hohlzylinder')
##### Oberflaechen benennen #####
###surf Oberseite
hohlzylinder_oberseite_ebene_indizes=hohlzylinder_faces.findAt((((d_aussen+d_innen)*0.7/4,h,(d_aussen+d_innen)*0.7/4),),
(((d_aussen+d_innen)*0.7/4,h,-(d_aussen+d_innen)*0.7/4),),((-(d_aussen+d_innen)*0.7/4,h,-(d_aussen+d_innen)*0.7/4),),
((-(d_aussen+d_innen)*0.7/4,h,(d_aussen+d_innen)*0.7/4),))
hohlzylinder_oberseite_ebene=hohlzylinder.Surface(name='Reibflaeche Schraubenkopf Hohlzylinder',
side1Faces=hohlzylinder_oberseite_ebene_indizes)
###surf Unterseite
hohlzylinder_unterseite_ebene_indizes=hohlzylinder_faces.findAt((((d_aussen+d_innen)*0.7/4,0,(d_aussen+d_innen)*0.7/4),),
(((d_aussen+d_innen)*0.7/4,0,-(d_aussen+d_innen)*0.7/4),),((-(d_aussen+d_innen)*0.7/4,0,-(d_aussen+d_innen)*0.7/4),),
((-(d_aussen+d_innen)*0.7/4,0,(d_aussen+d_innen)*0.7/4),))
hohlzylinder_unterseite_ebene=hohlzylinder.Surface(name='Reibflaeche Trennfuge Hohlzylinder',
side1Faces=hohlzylinder_unterseite_ebene_indizes)
###surf Kraefteinleitung
hohlzylinder_kraftaufbringung_ebene_indizes=hohlzylinder_faces.findAt((((d_aussen)/(2*sqrt(2)),h/2,(d_aussen)/(2*sqrt(2))),),
(((d_aussen)/(2*sqrt(2)),h/2,-(d_aussen)/(2*sqrt(2))),),((-(d_aussen)/(2*sqrt(2)),h/2,-(d_aussen)/(2*sqrt(2))),),
((-(d_aussen)/(2*sqrt(2)),h/2,(d_aussen)/(2*sqrt(2))),))
hohlzylinder_kraftaufbringung_ebene=hohlzylinder.Surface(name='Kraefteinleitung',
side1Faces=hohlzylinder_kraftaufbringung_ebene_indizes)
##### Section Assignment #####
hohlzylinder.SectionAssignment(offset=0.0, offsetField="", offsetType=MIDDLE_SURFACE, region=Region(
cells=hohlzylinder.cells), sectionName='Section Hohlzylinder',
thicknessAssignment=FROM_SECTION)
#####
##### SCHRAUBE #####
#####
#####Erzeugung der Hilfsgeometrie#####
###2D-Geometrie zum anschliessenden rotieren erzeugen
###Hilfspunkt
p2_yz=((0,-h_schraub),(d_spannung/2,-h_schraub),(d_spannung/2,h_frei),(d_schrauber/2,h_frei)
,(d_schraube/2,h-r),((d_schraube/2)+r,h),(d_kopf/2,h),(d_kopf/2,h+h_kopf),(0,h+h_kopf))
###Erstellung des Sketch
mySketch_2 = SV.ConstrainedSketch(name='Sketch_B', sheetSize=250.0)
mySketch_2.ConstructionLine(point1=(0.0,-100.0), point2=(0.0, 100.0))
mySketch_2.FixedConstraint(entity=mySketch_2.geometry[2])
mySketch_2.Line(point1=p2_yz[0],point2=p2_yz[1])
mySketch_2.Line(point1=p2_yz[1],point2=p2_yz[2])
mySketch_2.Line(point1=p2_yz[2],point2=p2_yz[3])
mySketch_2.Line(point1=p2_yz[3],point2=p2_yz[4])
mySketch_2.Line(point1=p2_yz[4],point2=p2_yz[5])
mySketch_2.Line(point1=p2_yz[5],point2=p2_yz[6])
mySketch_2.Line(point1=p2_yz[6],point2=p2_yz[7])
mySketch_2.Line(point1=p2_yz[7],point2=p2_yz[8])
mySketch_2.Line(point1=p2_yz[8],point2=p2_yz[0])
##### Erstellen eines Parts: Ersatzschraube #####
ersatzschraube=SV.Part(dimensionality=THREE_D, name='Ersatzschraube', type=
DEFORMABLE_BODY)
ersatzschraube.BaseSolidRevolve(angle=360.0,flipRevolveDirection=OFF, sketch=mySketch_2)
##### Unterteilen der Geometrie #####
###Hilfebene erstellen
ersatzschraube.DatumPlaneByPrincipalPlane(offset=h-r, principalPlane=XZPLANE)
ersatzschraube_ebene_1=ersatzschraube.datums.keys[1]
ersatzschraube.DatumPlaneByPrincipalPlane(offset=h, principalPlane=XZPLANE)

```

```

ersatzschraube_ebene_2=ersatzschraube.datums.keys()[-1]
ersatzschraube.DatumPlaneByPrincipalPlane(offset=h_frei, principalPlane=XZPLANE)
ersatzschraube_ebene_3=ersatzschraube.datums.keys()[-1]
ersatzschraube.DatumPlaneByPrincipalPlane(offset=0, principalPlane=XZPLANE)
ersatzschraube_ebene_4=ersatzschraube.datums.keys()[-1]
###Schneide mit Ebenen
ersatzschraube.PartitionCellByDatumPlane(cells=ersatzschraube.cells, datumPlane=ersatzschraube.datums[ersatzschraube_ebene_1])
ersatzschraube.PartitionCellByDatumPlane(cells=ersatzschraube.cells, datumPlane=ersatzschraube.datums[ersatzschraube_ebene_2])
ersatzschraube.PartitionCellByDatumPlane(cells=ersatzschraube.cells, datumPlane=ersatzschraube.datums[ersatzschraube_ebene_3])
ersatzschraube.PartitionCellByDatumPlane(cells=ersatzschraube.cells, datumPlane=ersatzschraube.datums[ersatzschraube_ebene_4])
###y-Achse Erzeugen
ersatzschraube.DatumAxisByTwoPoint(point1=(0,0,0), point2=(0,1,0))
y_Achse=ersatzschraube.datums.keys()[-1]
###Schneiden mit Edges
ersatzschraube_hilfs_kante_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((0,h_frei,d_schraube/2)+r,))
ersatzschraube_hilfs_kante = ersatzschraube_hilfs_kante_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube.PartitionCellByExtrudeEdge(cells=ersatzschraube.cells, edges=(ersatzschraube.edges[ersatzschraube_hilfs_kante]),
line=ersatzschraube.datums[y_Achse], sense=FORWARD)
ersatzschraube_hilfs_kante_indizes_2=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((0,h_frei,d_spannung/2),))
ersatzschraube_hilfs_kante_2 = ersatzschraube_hilfs_kante_indizes_2.values()[0][0].index
ersatzschraube.PartitionCellByExtrudeEdge(cells=ersatzschraube.cells, edges=(ersatzschraube.edges[ersatzschraube_hilfs_kante_2]),
line=ersatzschraube.datums[y_Achse], sense=FORWARD)
###Vierelstuecke erzeugen
###Hilfsebene erstellen
ersatzschraube.DatumPlaneByPrincipalPlane(offset=0, principalPlane=XYPLANE)
ersatzschraube_ebene_4=ersatzschraube.datums.keys()[-1]
ersatzschraube.DatumPlaneByPrincipalPlane(offset=0, principalPlane=YZPLANE)
ersatzschraube_ebene_5=ersatzschraube.datums.keys()[-1]
###Schneide mit Ebenen
ersatzschraube.PartitionCellByDatumPlane(cells=ersatzschraube.cells, datumPlane=ersatzschraube.datums[ersatzschraube_ebene_4])
ersatzschraube.PartitionCellByDatumPlane(cells=ersatzschraube.cells, datumPlane=ersatzschraube.datums[ersatzschraube_ebene_5])
##### Benennen der Kanten fuer Edge Seeding #####
###r-Kanten
Schraubenkanten=ersatzschraube.edges
ersatzschraube_kante_r_1_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((d_spannung/4,h+h_kopf,0),))
ersatzschraube_kante_r_1 = ersatzschraube_kante_r_1_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_r_2_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((d_spannung+d_schraube)/4,h+h_kopf,0),))
ersatzschraube_kante_r_2 = ersatzschraube_kante_r_2_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_r_3_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((d_kopf+d_schraube)/4,h+h_kopf,0),))
ersatzschraube_kante_r_3 = ersatzschraube_kante_r_3_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_r_4_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((-d_spannung/4,h+h_kopf,0),))
ersatzschraube_kante_r_4 = ersatzschraube_kante_r_4_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_r_5_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((-d_spannung+d_schraube)/4,h+h_kopf,0),))
ersatzschraube_kante_r_5 = ersatzschraube_kante_r_5_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_r_6_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((-d_kopf+d_schraube)/4,h+h_kopf,0),))
ersatzschraube_kante_r_6 = ersatzschraube_kante_r_6_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_r_7_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((0,h+h_kopf,d_spannung/4),))
ersatzschraube_kante_r_7 = ersatzschraube_kante_r_7_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_r_8_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((0,h+h_kopf,(d_spannung+d_schraube)/4),))
ersatzschraube_kante_r_8 = ersatzschraube_kante_r_8_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_r_9_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((0,h+h_kopf,(d_kopf+d_schraube)/4),))
ersatzschraube_kante_r_9 = ersatzschraube_kante_r_9_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_r_10_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((0,h+h_kopf,-d_spannung/4),))
ersatzschraube_kante_r_10 = ersatzschraube_kante_r_10_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_r_11_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((0,h+h_kopf,-(d_spannung+d_schraube)/4),))
ersatzschraube_kante_r_11 = ersatzschraube_kante_r_11_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_r_12_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((0,h+h_kopf,-(d_kopf+d_schraube)/4),))
ersatzschraube_kante_r_12 = ersatzschraube_kante_r_12_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kanten_r_aussen=[Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_r_3],Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_r_6],
Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_r_9],Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_r_12]]
ersatzschraube_kanten_r_innen=[Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_r_1],Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_r_2],
Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_r_4], Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_r_5],
Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_r_7], Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_r_8],
Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_r_10],Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_r_11]]
###phi_Kanten
ersatzschraube_kante_phi_1_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((d_spannung*0.7/2,h+h_kopf,d_spannung*0.7/2), ) )
ersatzschraube_kante_phi_1 = ersatzschraube_kante_phi_1_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_phi_2_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((d_schraube/2+r)*0.7,h+h_kopf,(d_schraube/2+r)*0.7),))
ersatzschraube_kante_phi_2 = ersatzschraube_kante_phi_2_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_phi_3_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((d_kopf*0.7/2,h+h_kopf,d_kopf*0.7/2),))
ersatzschraube_kante_phi_3 = ersatzschraube_kante_phi_3_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_phi_4_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((-d_spannung*0.7/2,h+h_kopf,-d_spannung*0.7/2),))
ersatzschraube_kante_phi_4 = ersatzschraube_kante_phi_4_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_phi_5_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((-d_schraube/2+r)*0.7,h+h_kopf,-(d_schraube/2+r)*0.7),))
ersatzschraube_kante_phi_5 = ersatzschraube_kante_phi_5_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_phi_6_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((-d_kopf*0.7/2,h+h_kopf,-d_kopf*0.7/2),))
ersatzschraube_kante_phi_6 = ersatzschraube_kante_phi_6_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_phi_7_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((-d_spannung*0.7/2,h+h_kopf,d_spannung*0.7/2),))
ersatzschraube_kante_phi_7 = ersatzschraube_kante_phi_7_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_phi_8_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((-d_schraube/2+r)*0.7,h+h_kopf,(d_schraube/2+r)*0.7),))
ersatzschraube_kante_phi_8 = ersatzschraube_kante_phi_8_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_phi_9_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((-d_kopf*0.7/2,h+h_kopf,d_kopf*0.7/2),))
ersatzschraube_kante_phi_9 = ersatzschraube_kante_phi_9_indizes.values()[0][0].index

```

```

ersatzschraube_kante_phi_10_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((d_spannung*0.7/2,h+h_kopf,-d_spannung*0.7/2),))
ersatzschraube_kante_phi_10 = ersatzschraube_kante_phi_10_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_phi_11_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((d_schraube/2+r)*0.7,h+h_kopf,-(d_schraube/2+r)*0.7),))
ersatzschraube_kante_phi_11 = ersatzschraube_kante_phi_11_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kante_phi_12_indizes=ersatzschraube.edges.getClosest(coordinates=((d_kopf*0.7/2,h+h_kopf,-d_kopf*0.7/2),))
ersatzschraube_kante_phi_12 = ersatzschraube_kante_phi_12_indizes.values()[0][0].index
ersatzschraube_kanten_phi=[Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_phi_1],Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_phi_2],Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_phi_3],
Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_phi_4],Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_phi_5],Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_phi_6],
Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_phi_7],Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_phi_8],Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_phi_9],
Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_phi_10],Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_phi_11],Schraubenkanten[ersatzschraube_kante_phi_12]]
##### Seeding #####
###Edge_Seeding
ersatzschraube.seedEdgeBySize(edges=ersatzschraube_kanten_r_innen, size=element_size_r)
ersatzschraube.seedEdgeBySize(edges=ersatzschraube_kanten_r_aussen, size=element_size_r,constraint=FIXED)
ersatzschraube.seedEdgeByNumber(edges=ersatzschraube_kanten_phi, number=element_number_phi, constraint=FIXED)
###Part Seeding
ersatzschraube.seedPart(deviationFactor=0.1, minSizeFactor=0.1, size=element_size_h)
##### Mesh #####
ersatzschraube.setElementType(elemTypes=(ElemType(elemCode=C3D8, elemLibrary=STANDARD,
secondOrderAccuracy=OFF, distortionControl=DEFAULT), ElemType(
elemCode=C3D6, elemLibrary=STANDARD), ElemType(elemCode=C3D4,
elemLibrary=STANDARD)), regions=((ersatzschraube.cells,))
ersatzschraube.generateMesh()
ersatzschraube_elemente=ersatzschraube.Set(elements=ersatzschraube.elements, name='Elemente Ersatzschraube')
##### Oberflaechen benennen #####
###surf Vorspannebene
ersatzschraube_faces=ersatzschraube.faces
ersatzschraube_vorspann_ebene_indizes=ersatzschraube_faces.findAt((((d_schraube)*0.7/4,h-r,-0.7*(d_schraube)/4),),
(((d_schraube)*0.7/4,h-r,(d_schraube)*0.7/4),),((-(d_schraube)*0.7/4,h-r,-(d_schraube)*0.7/4),),((-(d_schraube)*0.7/4,h-r,(d_schraube)*0.7/4),),
(((d_schraube)*0.7/2,h-r,-0.7*(d_schraube)/2),),
(((d_schraube)*0.7/2,h-r,(d_schraube)*0.7/2),),((-(d_schraube)*0.7/2,h-r,-(d_schraube)*0.7/2),),((-(d_schraube)*0.7/2,h-r,(d_schraube)*0.7/2),))
ersatzschraube_vorspann_ebene=ersatzschraube.Surface(name='Ebene zur Vorspannkraftaufbringung',
side2Faces=ersatzschraube_vorspann_ebene_indizes)
###surf Schraubenkopf
ersatzschraube_kopf_ebene_indizes=ersatzschraube_faces.findAt((((d_kopf+d_schraube)*0.7/4,h,(d_kopf+d_schraube)*0.7/4),),
(-(d_kopf+d_schraube)*0.7/4,h,-(d_schraube+d_kopf)*0.7/4),),((-(d_kopf+d_schraube)*0.7/4,h,(d_kopf+d_schraube)*0.7/4),),
(((d_schraube+d_kopf)*0.7/4,h,-(d_kopf+d_schraube)*0.7/4),))
ersatzschraube_kopf_ebene=ersatzschraube.Surface(name='Flaeche unter dem Schraubenkopf',
side1Faces=ersatzschraube_kopf_ebene_indizes)
###surf eingeschraubtes Gewinde
ersatzschraube_aussengewinde_ebene_indizes=ersatzschraube_faces.findAt((((d_spannung)/(2*sqrt(2)),-h_schraub/2,(d_spannung)/(2*sqrt(2))),),
(((d_spannung)/(2*sqrt(2)),-h_schraub/2,-(d_spannung)/(2*sqrt(2))),),((-(d_spannung)/(2*sqrt(2)),-h_schraub/2,-(d_spannung)/(2*sqrt(2))),),
((-(d_spannung)/(2*sqrt(2)),-h_schraub/2,(d_spannung)/(2*sqrt(2))),))
ersatzschraube_aussengewinde_ebene=ersatzschraube.Surface(name='Eingeschraubtes Aussengewinde',
side1Faces=ersatzschraube_aussengewinde_ebene_indizes)
##### Section Assignment#####
ersatzschraube.SectionAssignment(offset=0.0, offsetField="", offsetType=MIDDLE_SURFACE, region=Region(
cells=ersatzschraube.cells), sectionName='Section Schraube',
thicknessAssignment=FROM_SECTION)
##### Zylinder - Einschraubkörper #####
#####Erzeugung der Hilfsgeometrie#####
###Rechteckerstellung zum anschliessenden Rotieren
###Hilfspunkt
p3_yz=((d_spannung/2,-h_schraub), (d_aussen/2,0))
###Erstellung des Sketch + Rechteck
mySketch_3 = SV.ConstrainedSketch(name='Sketch_C', sheetSize=250.0)
mySketch_3.ConstructionLine(point1=(0.0,-100.0), point2=(0.0, 100.0))
mySketch_3.FixedConstraint(entity=mySketch_3.geometry[2])
mySketch_3.rectangle(p3_yz[0],p3_yz[1])
##### Erstellen eines Parts: Zylinders #####
zylinder=SV.Part(dimensionality=THREE_D, name='Zylinder Einschraubkoerper', type=
DEFORMABLE_BODY)
zylinder.BaseSolidRevolve(angle=360.0,flipRevolveDirection=OFF, sketch=mySketch_3)
##### Unterteilen der Geometrie #####
###Hilfsebene erstellen
zylinder.DatumPlaneByPrincipalPlane(offset=0, principalPlane=XYPLANE)
zylinder_ebene_1=zylinder.datums.keys()[-1]
zylinder.DatumPlaneByPrincipalPlane(offset=0, principalPlane=YZPLANE)
zylinder_ebene_2=zylinder.datums.keys()[-1]
#zylinder.DatumPlaneByPrincipalPlane(offset=element_size_h, principalPlane=XZPLANE)
#zylinder_ebene_3=zylinder.datums.keys()[-1]
#zylinder.DatumPlaneByPrincipalPlane(offset=-h_schraub+element_size_h, principalPlane=XZPLANE)
#zylinder_ebene_4=zylinder.datums.keys()[-1]
###Schneide mit Ebenen
zylinder.PartitionCellByDatumPlane(cells=zylinder.cells, datumPlane=zylinder.datums[zylinder_ebene_1])
zylinder.PartitionCellByDatumPlane(cells=zylinder.cells, datumPlane=zylinder.datums[zylinder_ebene_2])
#zylinder.PartitionCellByDatumPlane(cells=zylinder.cells, datumPlane=zylinder.datums[zylinder_ebene_3])
#zylinder.PartitionCellByDatumPlane(cells=zylinder.cells, datumPlane=zylinder.datums[zylinder_ebene_4])
###Edge object erstellen
zylinder_kanten_hilfs=zylinder.edges
zylinder_faces=zylinder.faces

```

```

###x-Achse und y-Achse erzeugen
zylinder.DatumAxisByTwoPoint(point1=(0,0,0), point2=(1,0,0))
zylinder_x_Achse=zylinder.datums.keys()[-1]
zylinder.DatumAxisByTwoPoint(point1=(0,0,0), point2=(0,1,0))
zylinder_y_Achse=zylinder.datums.keys()[-1]
###Ebene erzeugen für den Sketch erzeugen
zylinder.DatumPlaneByPrincipalPlane(offset=1, principalPlane=XZPLANE)
zylinder_ebene_5=zylinder.datums.keys()[-1]
###Sketch "Kreis" erstellen
kreis_2 = SV.ConstrainedSketch(name="Sketch_Kreis_2", sheetSize=250.0, transform=
(0.0, 0.0, 1.0, 1.0, 0.0, 0.0, 0.0, 1.0, 0.0, 0.0, 1.0, 0.0))
kreis_2.CircleByCenterPerimeter(center=(0,0,0),point1=(0,0,(d_aussen/2-element_size_r))
###Hilfsflächen erzeugen auf die die Skizze projiziert wird --> Unterseite des Zylinders
kreis_2_hilfsflaeche_oben=zylinder.faces.findAt(((d_aussen+d_innen)*0.7/4,0,(d_aussen+d_innen)*0.7/4),),
((d_aussen+d_innen)*0.7/4,0,-(d_aussen+d_innen)*0.7/4),(-(d_aussen+d_innen)*0.7/4,0,-(d_aussen+d_innen)*0.7/4),),
(-(d_aussen+d_innen)*0.7/4,0,(d_aussen+d_innen)*0.7/4),))
###Partition Face
zylinder.PartitionFaceBySketchThroughAll(faces=kreis_2_hilfsflaeche_oben, sketchPlane=zylinder.datums[zylinder_ebene_5],
sketchPlaneSide=SIDE1, sketchUpEdge=zylinder.datums[zylinder_x_Achse], sketch=kreis_2)
###Hilfs Phi Kanten benennen
kreis_2_phi_1_indizes=zylinder_kanten_hilfs.getClosest(coordinates=((d_aussen*0.7/2-element_size_r,0,d_aussen*0.7/2-element_size_r,))
kreis_2_phi_1 = kreis_2_phi_1_indizes.values()[0][0].index
kreis_2_phi_2_indizes=zylinder_kanten_hilfs.getClosest(coordinates=((-d_aussen*0.7/2-element_size_r,0,d_aussen*0.7/2-element_size_r,))
kreis_2_phi_2 = kreis_2_phi_2_indizes.values()[0][0].index
kreis_2_phi_3_indizes=zylinder_kanten_hilfs.getClosest(coordinates=((d_aussen*0.7/2-element_size_r,0,-d_aussen*0.7/2-element_size_r,))
kreis_2_phi_3 = kreis_2_phi_3_indizes.values()[0][0].index
kreis_2_phi_4_indizes=zylinder_kanten_hilfs.getClosest(coordinates=((-d_aussen*0.7/2-element_size_r,0,-d_aussen*0.7/2-element_size_r,))
kreis_2_phi_4 = kreis_2_phi_4_indizes.values()[0][0].index
kreis_2_kanten_phi=[zylinder_kanten_hilfs[kreis_2_phi_1],zylinder_kanten_hilfs[kreis_2_phi_2],
zylinder_kanten_hilfs[kreis_2_phi_3],zylinder_kanten_hilfs[kreis_2_phi_4]]
###Partition Cell (mit dem Kreis schneiden)
zylinder.PartitionCellByExtrudeEdge(cells=zylinder.cells, edges=kreis_2_kanten_phi, line=zylinder.datums[zylinder_y_Achse],
sense=REVERSE)
##### Benennen der Kanten fuer Edge Seeding #####
###Edge object erstellen
zylinder_kanten=zylinder.edges
###r-Kanten
zylinder_kante_r_1_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_aussen+d_spannung)/4,0,0,))
zylinder_kante_r_1 = zylinder_kante_r_1_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_r_2_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_aussen+d_spannung)/4,0,0,))
zylinder_kante_r_2 = zylinder_kante_r_2_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_r_3_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((0,0,(d_aussen+d_spannung)/4,))
zylinder_kante_r_3 = zylinder_kante_r_3_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_r_4_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((0,0,-(d_aussen+d_spannung)/4,))
zylinder_kante_r_4 = zylinder_kante_r_4_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_r_5_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_aussen+d_spannung)/4,-h_schraub,0,))
zylinder_kante_r_5 = zylinder_kante_r_5_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_r_6_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_aussen+d_spannung)/4,-h_schraub,0,))
zylinder_kante_r_6 = zylinder_kante_r_6_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_r_7_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((0,-h_schraub,(d_aussen+d_spannung)/4,))
zylinder_kante_r_7 = zylinder_kante_r_7_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_r_8_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((0,-h_schraub,-(d_aussen+d_spannung)/4,))
zylinder_kante_r_8 = zylinder_kante_r_8_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kanten_r=[zylinder_kanten[zylinder_kante_r_1],zylinder_kanten[zylinder_kante_r_2],
zylinder_kanten[zylinder_kante_r_3],zylinder_kanten[zylinder_kante_r_4],
zylinder_kanten[zylinder_kante_r_5],zylinder_kanten[zylinder_kante_r_6],
zylinder_kanten[zylinder_kante_r_7],zylinder_kanten[zylinder_kante_r_8]]
###phi_Kanten
zylinder_kante_phi_1_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_spannung*0.7/2,0,d_spannung*0.7/2,))
zylinder_kante_phi_1 = zylinder_kante_phi_1_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_phi_2_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_spannung*0.7/2,0,d_spannung*0.7/2,))
zylinder_kante_phi_2 = zylinder_kante_phi_2_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_phi_3_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_spannung*0.7/2,0,-d_spannung*0.7/2,))
zylinder_kante_phi_3 = zylinder_kante_phi_3_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_phi_4_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_spannung*0.7/2,0,-d_spannung*0.7/2,))
zylinder_kante_phi_4 = zylinder_kante_phi_4_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_phi_5_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_aussen*0.7/2,0,d_aussen*0.7/2,))
zylinder_kante_phi_5 = zylinder_kante_phi_5_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_phi_6_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_aussen*0.7/2,0,d_aussen*0.7/2,))
zylinder_kante_phi_6 = zylinder_kante_phi_6_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_phi_7_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_aussen*0.7/2,0,-d_aussen*0.7/2,))
zylinder_kante_phi_7 = zylinder_kante_phi_7_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_phi_8_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_aussen*0.7/2,0,-d_aussen*0.7/2,))
zylinder_kante_phi_8 = zylinder_kante_phi_8_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_phi_9_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_spannung*0.7/2,-h_schraub,d_spannung*0.7/2,))
zylinder_kante_phi_9 = zylinder_kante_phi_9_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_phi_10_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_spannung*0.7/2,-h_schraub,d_spannung*0.7/2,))
zylinder_kante_phi_10 = zylinder_kante_phi_10_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_phi_11_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_spannung*0.7/2,-h_schraub,-d_spannung*0.7/2,))
zylinder_kante_phi_11 = zylinder_kante_phi_11_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_phi_12_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_spannung*0.7/2,-h_schraub,-d_spannung*0.7/2,))
zylinder_kante_phi_12 = zylinder_kante_phi_12_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_phi_13_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_aussen*0.7/2,-h_schraub,d_aussen*0.7/2,))

```

```

zylinder_kante_phi_13 = zylinder_kante_phi_13_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_phi_14_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_aussen*0.7/2,-h_schraub,d_aussen*0.7/2,))
zylinder_kante_phi_14 = zylinder_kante_phi_14_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_phi_15_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_aussen*0.7/2,-h_schraub,-d_aussen*0.7/2,))
zylinder_kante_phi_15 = zylinder_kante_phi_15_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_phi_16_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_aussen*0.7/2,-h_schraub,-d_aussen*0.7/2,))
zylinder_kante_phi_16 = zylinder_kante_phi_16_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kanten_phi=[zylinder_kanten[zylinder_kante_phi_1],zylinder_kanten[zylinder_kante_phi_2],
zylinder_kanten[zylinder_kante_phi_3],zylinder_kanten[zylinder_kante_phi_4],
zylinder_kanten[zylinder_kante_phi_5],zylinder_kanten[zylinder_kante_phi_6],
zylinder_kanten[zylinder_kante_phi_7],zylinder_kanten[zylinder_kante_phi_8],
zylinder_kanten[zylinder_kante_phi_9],zylinder_kanten[zylinder_kante_phi_10],
zylinder_kanten[zylinder_kante_phi_11],zylinder_kanten[zylinder_kante_phi_12],
zylinder_kanten[zylinder_kante_phi_13],zylinder_kanten[zylinder_kante_phi_14],
zylinder_kanten[zylinder_kante_phi_15],zylinder_kanten[zylinder_kante_phi_16]]
####h_Kanten
zylinder_kante_h_1_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_spannung/2,-h_schraub/2,0,))
zylinder_kante_h_1 = zylinder_kante_h_1_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_h_2_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_spannung/2,-h_schraub/2,0,))
zylinder_kante_h_2 = zylinder_kante_h_2_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_h_3_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((0,-h_schraub/2,d_spannung/2,))
zylinder_kante_h_3 = zylinder_kante_h_3_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_h_4_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((0,-h_schraub/2,-d_spannung/2,))
zylinder_kante_h_4 = zylinder_kante_h_4_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_h_5_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((d_aussen/2,-h_schraub/2,0,))
zylinder_kante_h_5 = zylinder_kante_h_5_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_h_6_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((-d_aussen/2,-h_schraub/2,0,))
zylinder_kante_h_6 = zylinder_kante_h_6_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_h_7_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((0,-h_schraub/2,d_aussen/2,))
zylinder_kante_h_7 = zylinder_kante_h_7_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kante_h_8_indizes=zylinder_kanten.getClosest(coordinates=((0,-h_schraub/2,-d_aussen/2,))
zylinder_kante_h_8 = zylinder_kante_h_8_indizes.values()[0][0].index
zylinder_kanten_h=[zylinder_kanten[zylinder_kante_h_1],zylinder_kanten[zylinder_kante_h_2],
zylinder_kanten[zylinder_kante_h_3],zylinder_kanten[zylinder_kante_h_4],
zylinder_kanten[zylinder_kante_h_5],zylinder_kanten[zylinder_kante_h_6],
zylinder_kanten[zylinder_kante_h_7],zylinder_kanten[zylinder_kante_h_8]]
##### Seeding #####
###Edge Seeding
zylinder.seedEdgeBySize(edges=zylinder_kanten_r, size=element_size_r, constraint=FIXED)
zylinder.seedEdgeByNumber(edges=zylinder_kanten_phi, number=element_number_phi, constraint=FIXED)
zylinder.seedEdgeBySize(edges=zylinder_kanten_h, size=element_size_h)
###Part Seeding
#zylinder.seedPart(deviationFactor=0.1, minSizeFactor=0.1, size=element_size_h)
##### Mesh #####
zylinder.setElementType(elemTypes=(ElemType(elemCode=C3D8, elemLibrary=STANDARD,
secondOrderAccuracy=OFF, distortionControl=DEFAULT), ElemType(
elemCode=C3D6, elemLibrary=STANDARD), ElemType(elemCode=C3D4,
elemLibrary=STANDARD)), regions=(zylinder.cells,))
zylinder.generateMesh()
zylinder.elemente=zylinder.Set(elements=zylinder.elements, name='Elemente Zylinder')
##### Oberflaechen benennen #####
###surf Oberseite
zylinder_faces=zylinder.faces
zylinder_oberseite_ebene_indizes=zylinder_faces.findAt(((d_aussen+d_spannung)*0.7/4,0,(d_aussen+d_spannung)*0.7/4,))
(((d_aussen+d_spannung)*0.7/4,0,-(d_aussen+d_spannung)*0.7/4,)),(-(d_aussen+d_spannung)*0.7/4,0,-(d_aussen+d_spannung)*0.7/4,)),
(-(d_aussen+d_spannung)*0.7/4,0,(d_aussen+d_spannung)*0.7/4,))
zylinder_oberseite_ebene=zylinder.Surface(name='Reibflaeche Trennfuge Zylinder',
side1Faces=zylinder_oberseite_ebene_indizes)
###surf Innengewinde
zylinder_innengewinde_ebene_indizes=zylinder_faces.findAt(((d_spannung)/(2*sqrt(2)),-h_schraub/2,(d_spannung)/(2*sqrt(2))),
((d_spannung)/(2*sqrt(2)),-h_schraub/2,(d_spannung)/(2*sqrt(2))),(-(d_spannung)/(2*sqrt(2)),-h_schraub/2,-(d_spannung)/(2*sqrt(2))),
(-(d_spannung)/(2*sqrt(2)),-h_schraub/2,(d_spannung)/(2*sqrt(2))),((d_spannung)/(2*sqrt(2)),-element_size_h/2,(d_spannung)/(2*sqrt(2))),
((d_spannung)/(2*sqrt(2)),-element_size_h/2,-(d_spannung)/(2*sqrt(2))),(-(d_spannung)/(2*sqrt(2)),-element_size_h/2,-(d_spannung)/(2*sqrt(2))),
(-(d_spannung)/(2*sqrt(2)),-element_size_h/2,(d_spannung)/(2*sqrt(2))),((d_spannung)/(2*sqrt(2)),-h_schraub+element_size_h/2,(d_spannung)/(2*sqrt(2))),
((d_spannung)/(2*sqrt(2)),-h_schraub+element_size_h/2,-(d_spannung)/(2*sqrt(2))),(-(d_spannung)/(2*sqrt(2)),-h_schraub+element_size_h/2,-(d_spannung)/(2*sqrt(2))),
(-(d_spannung)/(2*sqrt(2)),-h_schraub+element_size_h/2,(d_spannung)/(2*sqrt(2))))
zylinder_innengewinde_ebene=zylinder.Surface(name='Flaeche Innengewinde',
side1Faces=zylinder_innengewinde_ebene_indizes)
###surf Einspannung
zylinder_einspannung_ebene_indizes=zylinder_faces.findAt(((d_aussen)/(2*sqrt(2)),-h_schraub/2,(d_aussen)/(2*sqrt(2))),
((d_aussen)/(2*sqrt(2)),-h_schraub/2,-(d_aussen)/(2*sqrt(2))),(-(d_aussen)/(2*sqrt(2)),-h_schraub/2,(d_aussen)/(2*sqrt(2))),
(-(d_aussen)/(2*sqrt(2)),-h_schraub/2,-(d_aussen)/(2*sqrt(2))))
zylinder_einspannung_ebene=zylinder.Surface(name='Einspannung',
side1Faces=zylinder_einspannung_ebene_indizes)
##### Section Assignment#####
zylinder.SectionAssignment(offset=0.0, offsetField="", offsetType=MIDDLE_SURFACE, region=Region(
cells=zylinder.cells), sectionName='Section Einschraubzylinder',
thicknessAssignment=FROM_SECTION)
##### ASSEMBLY #####
SV.rootAssembly.DatumCsysByDefault(CARTESIAN)
ins_ersatzschraube=SV.rootAssembly.Instance(dependent=ON, name='Ersatzschraube', part=ersatzschraube)

```

```

ins_hohlzylinder=SV.rootAssembly.Instance(dependent=ON, name='Hohlzylinder', part=hohlzylinder)
ins_zylinder=SV.rootAssembly.Instance(dependent=ON, name='Zylinder Einschraubkoerper', part=zylinder)
###Referenzpunkte erzeugen
RP_krafteinleitung=SV.rootAssembly.ReferencePoint(point=(0.0, h/2 , 0.0))
RP_krafteinleitung_id=RP_krafteinleitung.id
RP_einspannung=SV.rootAssembly.ReferencePoint(point=(0.0, -h_schraub/2 , 0.0))
RP_einspannung_id=RP_einspannung.id
###RBE3 Element Einspannung
SV.Coupling(controlPoint=Region(referencePoints=(SV.rootAssembly.referencePoints[RP_einspannung_id] ,)),
couplingType=DISTRIBUTING, influenceRadius=WHOLE_SURFACE, localCsys=None,
name='RBE2 Einspannung', surface=ins_zylinder_surfaces['Einspannung'],
u1=ON, u2=ON, u3=ON, ur1=ON, ur2=ON, ur3=ON, weightingMethod=UNIFORM)
###RBE3 Element Krafteinleitung
SV.Coupling(controlPoint=Region(referencePoints=(SV.rootAssembly.referencePoints[RP_krafteinleitung_id] ,)),
couplingType=DISTRIBUTING, influenceRadius=WHOLE_SURFACE, localCsys=None,
name='RBE3 Krafteinleitung', surface=ins_hohlzylinder_surfaces['Krafteinleitung'],
u1=ON, u2=ON, u3=ON, ur1=ON, ur2=ON, ur3=ON, weightingMethod=UNIFORM)
###Tie constraint Gewinde
SV.Tie(adjust=ON, master=ins_ersatzschraube_surfaces['Eingeschraubtes Aussengewinde']
, name='Tie Constraint Gewinde', positionToleranceMethod=COMPUTED, slave=
ins_zylinder_surfaces['Flaeche Innengewinde'], thickness=ON, tieRotations=ON)
#####
##### STEP 1: Aufbringen der Vorspannkraft #####
#####
SV.StaticStep(name='Vorspannkraft', previous='Initial')
###SPC
SV.DisplacementBC(amplitude=UNSET, createStepName='Vorspannkraft', distributionType=UNIFORM, fieldName='
, fixed=OFF, localCsys=None, name='Einspannung_Einschraubzylinder', region=Region(referencePoints=
(SV.rootAssembly.referencePoints[RP_einspannung_id] ,)), u1=0.0
, u2=0.0, u3=0.0, ur1=0.0, ur2=0.0, ur3=0.0)
SV.DisplacementBC(amplitude=UNSET, createStepName='Vorspannkraft', distributionType=UNIFORM, fieldName='
, fixed=OFF, localCsys=None, name='Einspannung RP-Krafteinleitung', region=Region(referencePoints=(
SV.rootAssembly.referencePoints[RP_krafteinleitung_id] ,)), u1=0.0
, u2=UNSET, u3=0.0, ur1=0.0, ur2=0.0, ur3=0.0)
###Loads
SV.rootAssembly.DatumAxisByTwoPoint(point1=(0,0,0), point2=(0,1,0))
ASM_y_Achse=SV.rootAssembly.datums.keys()[-1]
SV.BoltLoad(boltMethod=APPLY_FORCE, createStepName='Vorspannkraft', datumAxis=SV.rootAssembly.datums[ASM_y_Achse]
, magnitude=f_vor, name='Vorspannkraft', region=ins_ersatzschraube_surfaces['Ebene zur Vorspannkraftaufbringung'])
#####
##### STEP 2: Aufbringung der Querkraft #####
#####
SV.StaticStep(initialInc=0.01, maxInc=0.01, timePeriod=time_period, maxNumInc=300, name='Vorspannkraft+Querkraft', previous='Vorspannkraft')
#SPC
SV.boundaryConditions['Einspannung RP-Krafteinleitung'].deactivate(
'Vorspannkraft+Querkraft')
SV.DisplacementBC(amplitude=UNSET, createStepName=
'Vorspannkraft+Querkraft', distributionType=UNIFORM, fieldName='', fixed=
OFF, localCsys=None, name='Einspannung RP-Krafteinleitung Step-2', region=Region(referencePoints=
(SV.rootAssembly.referencePoints[RP_krafteinleitung_id] ,)), u1=
UNSET, u2=UNSET, u3=0.0, ur1=0.0, ur2=0.0, ur3=0.0)
SV.DisplacementBC(amplitude=UNSET, createStepName=
'Vorspannkraft+Querkraft', distributionType=UNIFORM, fieldName='', fixed=
OFF, localCsys=None, name='Vorgegebene Verschiebung', region=Region(referencePoints=
(SV.rootAssembly.referencePoints[RP_krafteinleitung_id] ,)), u1=
0.05, u2=UNSET, u3=UNSET, ur1=UNSET, ur2=UNSET, ur3=UNSET)
#Loads
SV.loads['Vorspannkraft'].setValuesInStep(
boltMethod=FIX_LENGTH, stepName='Vorspannkraft+Querkraft')
#####
##### Kontakt #####
#####
SV.ContactProperty('Kontakt')
SV.interactionProperties['Kontakt'].NormalBehavior(
allowSeparation=ON, clearanceAtZeroContactPressure=0.0,
constraintEnforcementMethod=AUGMENTED_LAGRANGE, contactStiffness=DEFAULT,
contactStiffnessScaleFactor=1.0, pressureOverclosure=HARD)
SV.interactionProperties['Kontakt'].TangentialBehavior(
absoluteDistance=slip, dependencies=0, directionality=ISOTROPIC,
elasticSlipStiffness=None, formulation=PENALTY, maximumElasticSlip=
ABSOLUTE_DISTANCE, pressureDependency=OFF, shearStressLimit=None,
slipRateDependency=OFF, table=((my, ), ), temperatureDependency=OFF)
SV.SurfaceToSurfaceContactStd(adjustMethod=NONE,
clearanceRegion=None, createStepName='Vorspannkraft', datumAxis=None,
initialClearance=OMIT, interactionProperty='Kontakt', master=
ins_ersatzschraube_surfaces['Flaeche unter dem Schraubenkopf'], name='Kontakt Schraubenkopf', slave=
ins_hohlzylinder_surfaces['Reibflaeche Schraubenkopf Hohlzylinder'], sliding=SMALL, thickness=ON)
SV.SurfaceToSurfaceContactStd(adjustMethod=NONE,
clearanceRegion=None, createStepName='Vorspannkraft', datumAxis=None,
initialClearance=OMIT, interactionProperty='Kontakt', master=
ins_hohlzylinder_surfaces['Reibflaeche Trennfuge Hohlzylinder']
, name='Kontakt Trennfuge', slave=ins_zylinder_surfaces['Reibflaeche Trennfuge Zylinder']
, sliding=SMALL, thickness=ON)

```

```

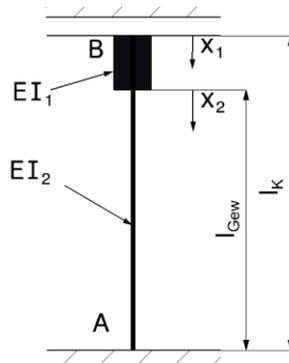
##### Set fuer Kraefteinleitungspunkt
SV.rootAssembly.Set(name='Kraefteinleitung', referencePoints=
  (SV.rootAssembly.referencePoints[RP_kraefteinleitung_id], ))
##### Time points
SV.TimePoint(name='zeitschritte', points=((0.0,slip-0.005,0.001),(slip-0.005,slip+0.02,0.00025),(slip+0.02,time_period,time_period/10)))
##### Job
mdb.Job(atTime=None, contactPrint=OFF, description='', echoPrint=OFF,
  explicitPrecision=SINGLE, getMemoryFromAnalysis=True, historyPrint=OFF,
  memory=90, memoryUnits=PERCENTAGE, model='Schraubverbindung', modelPrint=
  OFF, multiprocessingMode=DEFAULT, name='bezeichnung', nodalOutputPrecision=SINGLE
  , numCpus=4, numDomains=4, numGPUs=0, queue=None, resultsFormat=ODB,
  scratch='', type=ANALYSIS, userSubroutine='', waitHours=0, waitMinutes=0)
SV.HistoryOutputRequest(createStepName='Vorspannkraft+Querkraft', name='Output Auswertung',
  rebar=EXCLUDE, region=SV.rootAssembly.sets['Kraefteinleitung'], sectionPoints=DEFAULT, variables=('U1','RF1'), timePoint='zeitschritte')
SV.FieldOutputRequest(createStepName='Vorspannkraft+Querkraft', name='F-Output-2', variables=('CSTATUS'), timePoint='zeitschritte')

```

Anhang C

Herleitung der Durchbiegung für das erweiterte mechanische Modell

Um zwei unterschiedliche Durchmesser der Schraube (Schaftdurchmesser und Spannungsdurchmesser) und damit verbunden unterschiedliche Flächenträgheitsmomente in Berechnung der Verschiebung des Punktes B bedingt durch die Biegedeformation (siehe Abbildung) zu berücksichtigen wurde das mechanische Modell (siehe Kapitel 4.2) erweitert. Der Balken besteht nun aus zwei Abschnitten mit unterschiedlichen Flächenträgheitsmomenten (I_1 und I_2) wobei l_{Gew} die Länge des freien belasteten Gewindes darstellt.



Zuerst werden die Biegeliniendifferentialgleichungen aufgestellt für die beiden Abschnitte:

$$\begin{aligned}
 I: 0 \leq x_1 \leq l_K - l_{Gew} \\
 I: E \cdot I_1 w_B'' &= -M_B - F \cdot x_1 \\
 I: E \cdot I_1 \cdot w_B' &= -M_B \cdot x_1 - F \cdot \frac{x_1^2}{2} + C_1 \quad w_B'(x_1 = 0) \rightarrow C_1 = 0 \\
 I: E \cdot I_1 \cdot w_B &= -M_B \cdot \frac{x_1^2}{2} - F \cdot \frac{x_1^3}{6} + C_2 \\
 II: 0 \leq x_2 \leq l_{Gew} \\
 II: E \cdot I_2 w_B'' &= -M_B - F \cdot (x_2 + (l_K - l_{Gew}))
 \end{aligned}$$

$$II: E \cdot I_2 \cdot w'_B = -M_B \cdot x_2 - F \cdot \left(\frac{x_2^2}{2} + x_2(l_K - l_{Gew}) \right) + C_3$$

$$II: E \cdot I_2 \cdot w_B = -M_B \cdot \frac{x_2^2}{2} - F \cdot \left(\frac{x_2^3}{6} + \frac{x_2^2}{2}(l_K - l_{Gew}) \right) + C_3 x_2 + C_4$$

Insgesamt gibt es fünf Unbekannte: M_B, C_1, C_2, C_3, C_4

Insgesamt gibt es drei kinematische und zwei Übergangsbedingungen:

$$II: w'_B(x_2 = l_{Gew}) = 0$$

$$II: 0 = -M_B \cdot l_{Gew} - F \cdot \left(\frac{l_{Gew}^2}{2} + l_{Gew} \cdot (l_K - l_{Gew}) \right) + C_3$$

$$II: C_3 = M_B \cdot l_{Gew} + F \cdot l_{Gew} \cdot \left(l_K - \frac{l_{Gew}}{2} \right)$$

$$II: w_B(x_2 = l_{Gew}) = 0$$

$$II: 0 = -M_B \cdot \frac{l_{Gew}^2}{2} - F \cdot \left(\frac{l_{Gew}^3}{6} + \frac{l_{Gew}^2}{2}(l_K - l_{Gew}) \right) + M_B \cdot l_{Gew}^2 + F \cdot l_{Gew}^2 \cdot \left(l_K - \frac{l_{Gew}}{2} \right) + C_4$$

$$II: C_4 = -M_B \cdot \frac{l_{Gew}^2}{2} + F \cdot \left(\frac{l_{Gew}^3}{6} - \frac{l_K \cdot l_{Gew}^2}{2} \right)$$

$$II: E \cdot I_2 \cdot w_B(x) = -M_B \cdot \frac{x_2^2}{2} - F \cdot \left(\frac{x_2^3}{6} + \frac{x_2^2}{2}(l_K - l_{Gew}) \right) + \left(M_B \cdot l_{Gew} + F \cdot l_{Gew} \cdot \left(l_K - \frac{l_{Gew}}{2} \right) \right) x_2 - M_B \cdot \frac{l_{Gew}^2}{2} + F \cdot \left(\frac{l_{Gew}^3}{6} - \frac{l_K \cdot l_{Gew}^2}{2} \right)$$

$$I: E \cdot I_1 \cdot w_B(x) = -M_B \cdot \frac{x_1^2}{2} - F \cdot \frac{x_1^3}{6} + C_2$$

$$w_B(x_1 = l_K - l_{Gew}) = w_B(x_2 = 0)$$

$$\frac{1}{I_1} \cdot \left(-M_B \cdot \frac{(l_K - l_{Gew})^2}{2} - F \cdot \frac{(l_K - l_{Gew})^3}{6} + C_2 \right) = \frac{1}{I_2} \cdot \left(-M_B \cdot \frac{l_{Gew}^2}{2} + F \cdot \left(\frac{l_{Gew}^3}{6} - \frac{l_K \cdot l_{Gew}^2}{2} \right) \right)$$

$$C_2 = \frac{I_1}{I_2} \cdot \left(-M_B \cdot \frac{l_{Gew}^2}{2} + F \cdot \left(\frac{l_{Gew}^3}{6} - \frac{l_K \cdot l_{Gew}^2}{2} \right) \right) + M_B \cdot \frac{(l_K - l_{Gew})^2}{2} + F \cdot \frac{(l_K - l_{Gew})^3}{6}$$

$$E \cdot I_1 \cdot w_B(x_1 = 0) = C_2$$

$$w_B(x_1 = 0) = \frac{1}{E \cdot I_1} \left[\frac{I_1}{I_2} \cdot \left(-M_B \cdot \frac{l_{Gew}^2}{2} + F \cdot \left(\frac{l_{Gew}^3}{6} - \frac{l_K \cdot l_{Gew}^2}{2} \right) \right) + M_B \cdot \frac{(l_K - l_{Gew})^2}{2} + F \cdot \frac{(l_K - l_{Gew})^3}{6} \right]$$

$$M_B = -\frac{F \cdot l_K}{2}$$

Damit errechnet sich die Verschiebung des Punktes B bedingt durch die Biegedeformation zu:

$$w_B(x_1 = 0) = \frac{F}{E \cdot I_1} \left[\frac{I_1}{I_2} \cdot \left(\frac{l_{Gew}^3}{6} - \frac{l_K \cdot l_{Gew}^2}{4} \right) - \frac{l_K \cdot (l_K - l_{Gew})^2}{4} + \frac{(l_K - l_{Gew})^3}{6} \right]$$

$$w_S(x_1 = 0) = -\frac{F}{k_s \cdot G} \left[\frac{l_K - l_{Gew}}{A_1} + \frac{l_{Gew}}{A_2} \right]$$

Herleitung für einen Balken mit freiem Ende (Kragbalken)

Bei dieser Herleitung sind die zwei translatorischen und der rotatorische Freiheitsgrad des Punktes B nicht gesperrt, wodurch kein Reaktionsmoment in diesem Punkt entsteht. Es handelt sich um einen Kragträger, also ein statisch bestimmtes System, bei dem die beiden Abschnitte des Balkens zwei unterschiedliche Flächenträgheitsmomente haben.

Die Biegeliniendifferentialgleichungen lauten:

$$\begin{aligned}
 I: 0 &\leq x_1 \leq l_K - l_{Gew} \\
 I: E \cdot I_1 w_B'' &= -F \cdot x_1 \\
 I: E \cdot I_1 \cdot w_B' &= -F \cdot \frac{x_1^2}{2} + C_1 \\
 I: E \cdot I_1 \cdot w_B &= -F \cdot \frac{x_1^3}{6} + C_1 \cdot x_1 + C_2 \\
 II: 0 &\leq x_2 \leq l_{Gew} \\
 II: E \cdot I_2 w_B'' &= -F \cdot (x_2 + (l_K - l_{Gew})) \\
 II: E \cdot I_2 \cdot w_B' &= -F \cdot \left(\frac{x_2^2}{2} + x_2(l_K - l_{Gew}) \right) + C_3 \\
 II: E \cdot I_2 \cdot w_B &= -F \cdot \left(\frac{x_2^3}{6} + \frac{x_2^2}{2} (l_K - l_{Gew}) \right) + C_3 x_2 + C_4
 \end{aligned}$$

Einsetzen der kinematischen Randbedingungen:

$$\begin{aligned}
 II: w_B'(x_2 = l_{Gew}) &= 0 \\
 II: 0 &= -F \cdot \left(\frac{l_{Gew}^2}{2} + l_{Gew} \cdot (l_K - l_{Gew}) \right) + C_3 \\
 II: C_3 &= F \cdot l_{Gew} \cdot \left(l_K - \frac{l_{Gew}}{2} \right) \\
 II: w_B(x_2 = l_{Gew}) &= 0 \\
 II: 0 &= -F \cdot \left(\frac{l_{Gew}^3}{6} + \frac{l_{Gew}^2}{2} (l_K - l_{Gew}) \right) + F \cdot l_{Gew}^2 \cdot \left(l_K - \frac{l_{Gew}}{2} \right) + C_4 \\
 II: C_4 &= F \cdot \left(\frac{l_{Gew}^3}{6} - \frac{l_K \cdot l_{Gew}^2}{2} \right) \\
 II: E \cdot I_2 \cdot w_B' &= -F \cdot \left(\frac{x_2^2}{2} + x_2(l_K - l_{Gew}) \right) + F \cdot l_{Gew} \cdot \left(l_K - \frac{l_{Gew}}{2} \right) \\
 II: E \cdot I_2 \cdot w_B(x) &= -F \cdot \left(\frac{x_2^3}{6} + \frac{x_2^2}{2} (l_K - l_{Gew}) \right) + F \cdot l_{Gew} \cdot \left(l_K - \frac{l_{Gew}}{2} \right) \cdot x_2 + F \cdot \left(\frac{l_{Gew}^3}{6} - \frac{l_K \cdot l_{Gew}^2}{2} \right) \\
 I: E \cdot I_1 \cdot w_B' &= -F \cdot \frac{x_1^2}{2} + C_1 \\
 I: E \cdot I_1 \cdot w_B &= -F \cdot \frac{x_1^3}{6} + C_1 \cdot x_1 + C_2
 \end{aligned}$$

Einsetzen der Übergangsbedingungen:

$$\begin{aligned}
 w'_B(x_1 = l_K - l_{Gew}) &= w'_B(x_2 = 0) \\
 \frac{1}{I_1} \cdot \left(-F \cdot \frac{(l_K - l_{Gew})^2}{2} + C_1 \right) &= \frac{1}{I_2} \cdot F \cdot l_{Gew} \cdot \left(l_K - \frac{l_{Gew}}{2} \right) \\
 C_1 &= \frac{I_1}{I_2} \cdot \left(F \cdot l_{Gew} \cdot \left(l_K - \frac{l_{Gew}}{2} \right) \right) + F \cdot \frac{(l_K - l_{Gew})^2}{2} \\
 w_B(x_1 = l_K - l_{Gew}) &= w_B(x_2 = 0) \\
 \frac{1}{I_1} \cdot \left\{ -F \cdot \frac{(l_K - l_{Gew})^3}{6} - \left(\frac{I_1}{I_2} \cdot F \cdot l_{Gew} \cdot \left(l_K - \frac{l_{Gew}}{2} \right) + F \cdot \frac{(l_K - l_{Gew})^2}{2} \right) \cdot (l_K - l_{Gew}) + C_2 \right\} \\
 &= \frac{1}{I_2} \cdot \left\{ F \cdot \left(\frac{l_{Gew}^3}{6} - \frac{l_K \cdot l_{Gew}^2}{2} \right) \right\} \\
 C_2 &= F \cdot \left\{ \frac{I_1}{I_2} \cdot \left(-\frac{l_{Gew}^3}{3} + l_K \cdot l_{Gew}^2 - l_{Gew} \cdot l_K^2 \right) - \frac{(l_K - l_{Gew})^3}{3} \right\} \\
 I \cdot E \cdot I_1 \cdot w_B(x_1 = 0) &= C_2
 \end{aligned}$$

Damit errechnet sich die Verschiebung des Punktes B bedingt durch die Biegedeformation zu:

$$w_B(x_1 = 0) = \frac{F}{E \cdot I_1} \left\{ \frac{I_1}{I_2} \cdot \left(-\frac{l_{Gew}^3}{3} + l_K \cdot l_{Gew}^2 - l_{Gew} \cdot l_K^2 \right) - \frac{(l_K - l_{Gew})^3}{3} \right\}$$