



Universität Siegen Fachbereich Maschinentechnik

Prof. Dr.-Ing. Wilhelm Schwarz



Untersuchungen über die statische Tragfähigkeit von Einschraubverbindungen

Laatzen im Juni 2005

## Inhaltsverzeichnis

	Seite
Vorwort	1
Untersuchungsgegenstände	2
Schadensformen an Einschraubverbindungen	3
Einschraubtiefe	4
Endeneinflüsse	5
Durchmesser des Abscherzylinders	8
Scherflächen und Scherbruchkräfte	11
Ermittlung der erforderlichen Einschraubtiefe und Validierung der Verfahren zur Einschraubtiefenberechnung	15
Zusammenfassung und Ausblick	19
Nomenklatur	24
Schrifttumsverzeichnis	25

### Anhang

Teil 1 - Präsentation - Fotos

Teil 2 - Werkstoffproben, Formen, Abmessungen und Lagen \*

Teil 3 - Messgeräte , Werkzeuge und Maschinen\*

Teil 4 - Ergebnisse - Werkstoffprüfung\*

Teil 5 - Ergebnisse - Gewindemessungen\*

Teil 6 - Ergebnistabellen - Endeneinflussversuche\*

Teil 7 - Ergebnistabellen - Hauptversuche\*

)\* In Vorbereitung



# Untersuchungen über die statische Tragfähigkeit von Einschraubverbindungen

## Vorwort

Unterschiedliche Versagensmechanismen und verschiedene Kriterien zum rechnerischen Nachweis der Versagensgrenzen führen auf verschiedene Berechnungsverfahren. Bei allen bekannten Berechnungsverfahren wird vorausgesetzt, dass die Abscherkraft des Gewindes nicht geringer sein soll als die Bolzenbruchkraft. Ein hierzu analoges Kriterium gilt auch für den Kraterausbruch am Bauteil mit Innengewinde einer Einschraubverbindung. Im einschlägigen Schrifttum wird der Kraterausbruch bisher kaum erwähnt.

Grundlegende Arbeiten über die Abscherfestigkeit von Gewinden an Einschraubverbindungen veröffentlichte Alexander [1,2,3]. Ein direktes Verfahren zur Berechnung der erforderlichen Einschraubtiefe gibt Alexander nicht an, stattdessen berechnet er die Gewindeabscherkräfte als Grenzfälle für die Abstreiffälle am Innengewinde beim Außendurchmesser des Bolzengewindes  $d$  und für den Abstreiffall des Bolzengewindes beim Durchmesser  $D1$  - jeweils für eine vorgegebene oder angenommene Einschraubtiefe. Alexander verfolgte das Ziel, die Grenzeinschraubtiefen für das Gewindeversagen bei  $D1$  bzw.  $d$  zu finden. Es ist aber ein fataler Irrtum, auf den Grenzfallbetrachtungen von Alexander beruhend, ein Verfahren zur Berechnung der erforderlichen Einschraubtiefe mit dem Anspruch auf Allgemeingültigkeit zu entwickeln, das Zwischenwerte des Abstreifdurchmessers grundsätzlich ausschließt. Nach dem so konzipierten Berechnungsverfahren der VDI-Richtlinie 2230 [4] ergeben sich in vielen Anwendungsfällen viel zu geringe Einschraubtiefen. Nach einschlägigen experimentellen Untersuchungen von Dose [5] wurde bei bestimmten Materialpaarungen von Bolzen und Innengewindebauteil festgestellt, dass die nach [4] berechneten Einschraubtiefen die tatsächlich erforderliche Einschraubtiefe nur zu 60% erreicht. Dose schlägt vor, einen Abscherzylinder zu berechnen, in welchem neben der tragenden Einschraubtiefe als Zylinderlänge auch ein Abscherdurchmesser eingeht, der die Scherfestigkeiten beider Paarungspartner berücksichtigt. Zu dem empirischen Ansatz von Dose wurde von Schwarz [6] eine theoretische Begründung und Herleitung veröffentlicht. Danach kann das Gewinde durchaus auf einem Abscherzylinder versagen, dessen Durchmesser zwischen  $d$  und  $D1$  liegt. Obwohl Dose bereits in [5] Beweise in Form von gemessenen Abscherdurchmessern lieferte, war diese Beobachtung anscheinend derart revolutionär, dass sie von Experten als Irrlehre angesehen wurde. Es wurde sogar davor gewarnt, diese Beobachtung an Studenten zu vermitteln.

Vor diesem Hintergrund wurden am Institut für Konstruktion an der Universität Siegen eigene zielgerichtete Untersuchungen in Zusammenarbeit mit unabhängigen Institutionen durchgeführt. Die Ergebnisse hieraus wurden in einer Veranstaltung zur "Statischen Tragfähigkeit von Einschraubverbindungen" an der Universität Siegen am 10. September 2004 interessierten Fachleuten und Wissenschaftlern vorgestellt. Im hier vorliegenden Untersuchungsbericht sind die Inhalte und Ergebnisse dargestellt.

## Untersuchungsgegenstände

Die Untersuchung gilt der statischen Tragfähigkeit von Einschraubverbindungen sowie deren Schadensformen und Versagensmechanismen des Gewindes. Es werden Versuche beschrieben und ausgewertet, die das Versagen der Einschraubverbindung aufklären und die Ermittlung der Gewindeabscherkräfte beider Partner ermöglichen. Ferner wird der Endeneinfluss untersucht und bei der Auswertung berücksichtigt. Anhand der Messergebnisse werden Anspruch und Realität der bekannten Verfahren zur Ermittlung der erforderlichen Einschraubtiefe validiert.

Eine Einschraubverbindung ist ein System, das aus einem Bauteil mit Innengewinde und einem Bolzen mit Außengewinde besteht. Einschraubverbindungen dienen zum Tragen von Zugkräften. Die Anwendungen im Maschinenbau sind vielfältig, wie z.B. bei Stehbolzenverbindungen im Pumpen- und Motorenbau, hydrostatischen Antriebskomponenten und nicht zuletzt bei eingeschraubten Lastanschlagösen sowie wälzgelagerten Lastwirbeln.

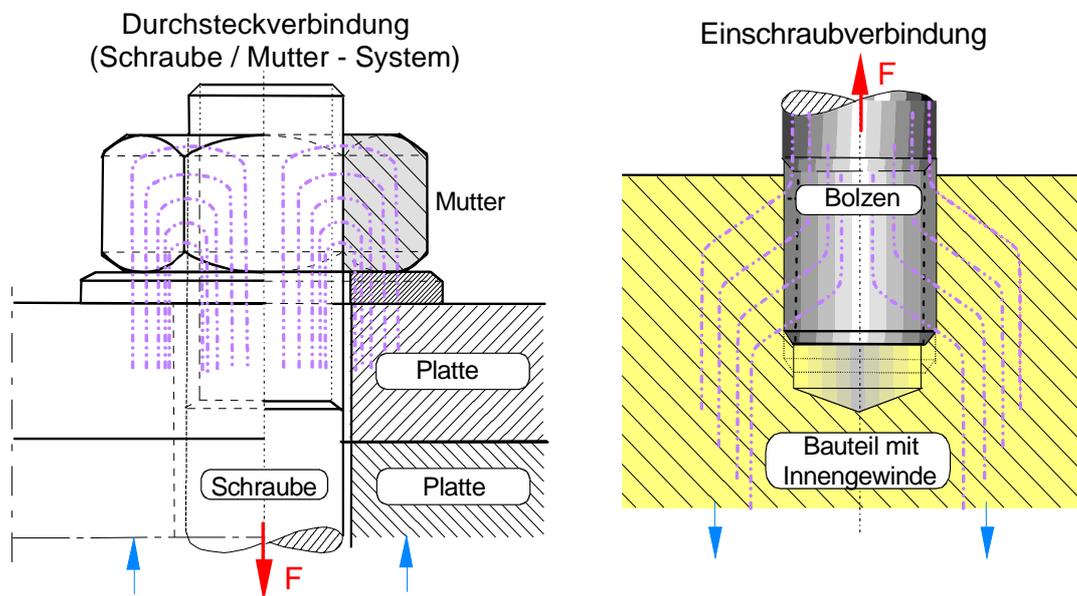


Bild 1: Kraftflussbilder von Durchsteck- und Einschraubverbindung (ESV)

Die Kraftflüsse von Durchsteck- und Einschraubverbindung sind sehr verschieden. Während die Platten mit der Schraubenkraft zusammengedrückt werden und die Auflagefläche der Mutter auf Druck beansprucht ist, wird das Bauteil mit Innengewinde in Krafrichtung auf Zug beansprucht. Spröde Bauteilwerkstoffe neigen hier bei zu geringen Einschraubtiefen zu Kraterausbrüchen. Beim Versagen des Gewindes einer Durchsteckverbindung durch Abscheren rutschen frische Gewindegänge des Bolzens aus dem Bolzenüberstand nach. Diese günstige Eigenschaft besitzt die Einschraubverbindung nicht. Die für Durchsteckverbindungen gültigen Erkenntnisse lassen sich nicht vollumfänglich auf Einschraubverbindungen übertragen. Die Einschraubtiefenberechnung nach [4] liefert hinreichende Ergebnisse beim Abscheren des Innengewindes bei  $d$ , also wenn die Festigkeit Innengewindeteils erheblich unter der Festigkeit des Bolzens liegt. Auch im umgekehrten Fall, wenn also die Festigkeit des Innengewindeteils deutlich höher liegt als die Festigkeit des Gewinde-

bolzens und das Abstreifen des Bolzengewindes bei D1 erfolgt, liefert das Verfahren nach [4] akzeptable Einschraubtiefen. Daher wird die vorliegende Untersuchung auf das Mittelfeld fokussiert, in welchem die sogenannten Mischbrüche auftreten. Selbstverständlich werden auch die Bereichsgrenzen nach Alexander in die Betrachtung einbezogen.

### Schadensformen an Einschraubverbindungen

Eine Auswahl typischer Schadensformen an Einschraubverbindungen ist im Bild 2 darstellt. Wenn keine anderen Versagensformen eintreten, bricht der Bolzen. Die Bolzenbruchkraft wird bei Einschraubverbindungen als Dimensionierungskriterium herangezogen. Durch konstruktive Maßnahmen sollen bei der Gestaltung der Einschraubverbindung alle anderen Versagensarten abgedeckt werden.



Bolzenbruch



Kraterausbruch



Gewindeumformung



Gewindeabscherung

Bild 2: Schadensformen von Einschraubverbindungen

Kraterausbrüche treten bei Bauteilen mit Innengewinde auf, wenn der Bauteilwerkstoff spröde und die Einschraubtiefe zu gering ist. Nach bisherigen Beobachtungen besteht die Gefahr des Kraterausbruchs allgemein nicht, wenn die Einschraubtiefe nach zuverlässigen Verfahren bezüglich der Gewindeabscherung festgelegt ist. Es wird allerdings angeregt, hierzu noch gezielte Untersuchungen durchzuführen.

Bei weicheren Werkstoffpaarungen von Bolzen und Bauteil kommt es zu plastischen Umformungen beider Gewindeteile, wobei sich Abstreifdurchmesser einstellen, die im Bereich zwischen dem Innendurchmesser  $D_1$  und dem Bolzendurchmesser  $d$  liegt. Auch solche Fälle lassen sich näherungsweise berechnen, aber auch hierzu werden weitergehende Untersuchungen angeregt. Das Abscheren der Gewinde von Innengewindebauteil und Bolzen wird auch Mischbruch genannt.

## Einschraubtiefe

Die Berechnung der Tragfähigkeit der ineinandergreifenden Gewindeteile von Bolzen und Innengewindeteil erfolgt nach den Regeln der Festigkeitslehre. Dazu sind die Abscherquerschnittsflächen beider Gewindeteile und die jeweiligen Abscherfestigkeiten der Werkstoffe zu ermitteln. Die Abscherquerschnittsflächen ergeben sich aus der Profilstärke der Gewinde am Abscherdurchmesser und der Anzahl der tragenden Gewindegänge auf der Einschraubtiefe. Letztere ist diejenige Länge, auf der Bolzen- und Innengewinde tatsächlich tragend im Eingriff stehen. Dabei bleiben Bolzenkuppen oder -fasen sowie auch Anflächungen und Fasen am Rand des Innengewindebauteils außer Betracht. Die so beschriebene Einschraubtiefe ist wegen der Endeneinflüsse rechnerisch zu vermindern, da die spitz auslaufenden Enden der Gewinde an der Kuppe des Bolzens und am Bauteilrand nicht vollwertig tragen. Es gibt daher einen Endeneinfluss für das Bolzenende und für den Bauteilrand. Unter Abzug der beiden Endenabschnitte ergibt sich die ideale Einschraubtiefe  $m_{id}$  nach Bild 3. Hier wird eine Bezeichnung gewählt, die nicht verwechselbar ist mit vielen anderen Definitionen und Bezeichnungen, die im neueren Schrifttum benutzt werden [8].

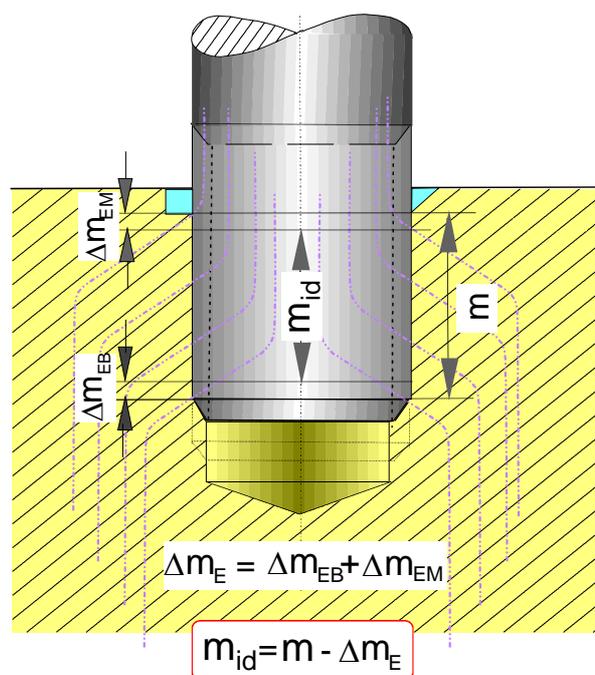


Bild3: Tragende und ideale Einschraubtiefe

Bei den durchgeführten Versuchen wurde die tragende Einschraubtiefe mit einer Genauigkeit von  $\pm 0,1$  mm eingestellt, und die Verbindung wurde mit einem Schnellkleber fixiert. Um jedwede Unsicherheit durch Fasen und/oder Kuppen zu vermeiden, wurden die Proben nach Bild 4 mechanisch vorbereitet und eingestellt.

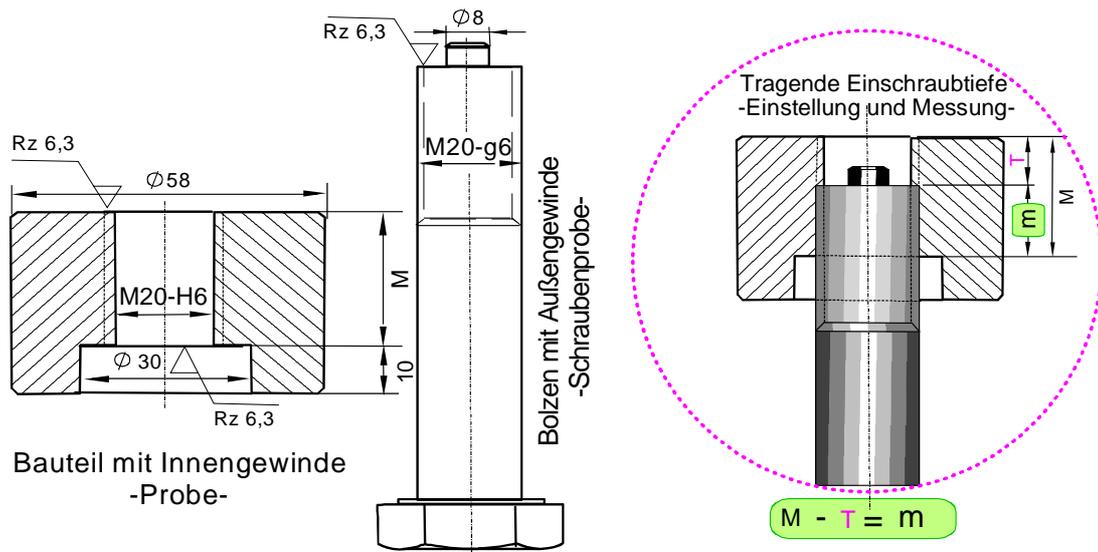


Bild 4: Darstellung der tragenden Einschraubtiefe

## Endeneinflüsse

An den Ausläufen von Innengewindebauteil und Bolzen wird die Tragfähigkeit geschwächt. Die Tragfähigkeit des jeweils letzten tragenden Ganges nimmt von volltragender Stärke bis auf Null ab. Die auslaufenden Gewindegänge sind im Sinne der Tragfähigkeit nicht als gleichwertig mit den dazwischenliegenden volltragenden Gewindegängen anzusetzen. Deswegen werden Längenabzüge von der physisch tragenden Einschraubtiefe  $m$  vorgenommen, wonach sich die ideale Einschraubtiefe ergibt, die auf ihrer gesamten Länge als volltragend angesehen wird. Dementsprechend ist der Längenabzug zu ermitteln. Hierzu ist anzumerken, dass bei Regelgewinden infolge plastischer Ansmiegung der beiden im Eingriff stehenden Gewindeprofile bis zum Versagen der Verbindung über die jeweilige Fließgrenze hinausgehend, etwa gleichmäßig beansprucht werden. Hierbei gibt es keinen Widerspruch zu der allgemeinen Lehre, nach der die Kraftverteilung auf die einzelnen Gänge bei geringeren Beanspruchungen unterhalb der Fließgrenze aus verschiedenen Gründen in der Regel sehr ungleichmäßig ist.

Im Schrifttum werden die Endeneinflüsse unterschiedlich behandelt. Dose [5] erfaßt diese Einflüsse, indem er von der gesamten physisch-tragenden Einschraubtiefe  $m$  ausgeht, und aus der versuchsmäßig ermittelten Abscherkraft eine rechnerisch



größere Einschraubtiefe eingestellt. Es konnten auf diese Weise je Probenpaar mindestens 6 Versuche mit zunehmender Einschraubtiefe durchgeführt werden. Durch die so erreichte Mehrfachverwendung der Probenpaare ließen sich mögliche Streuungen der Festigkeitseigenschaften auf Inhomogenitäten innerhalb der Proben reduzieren.

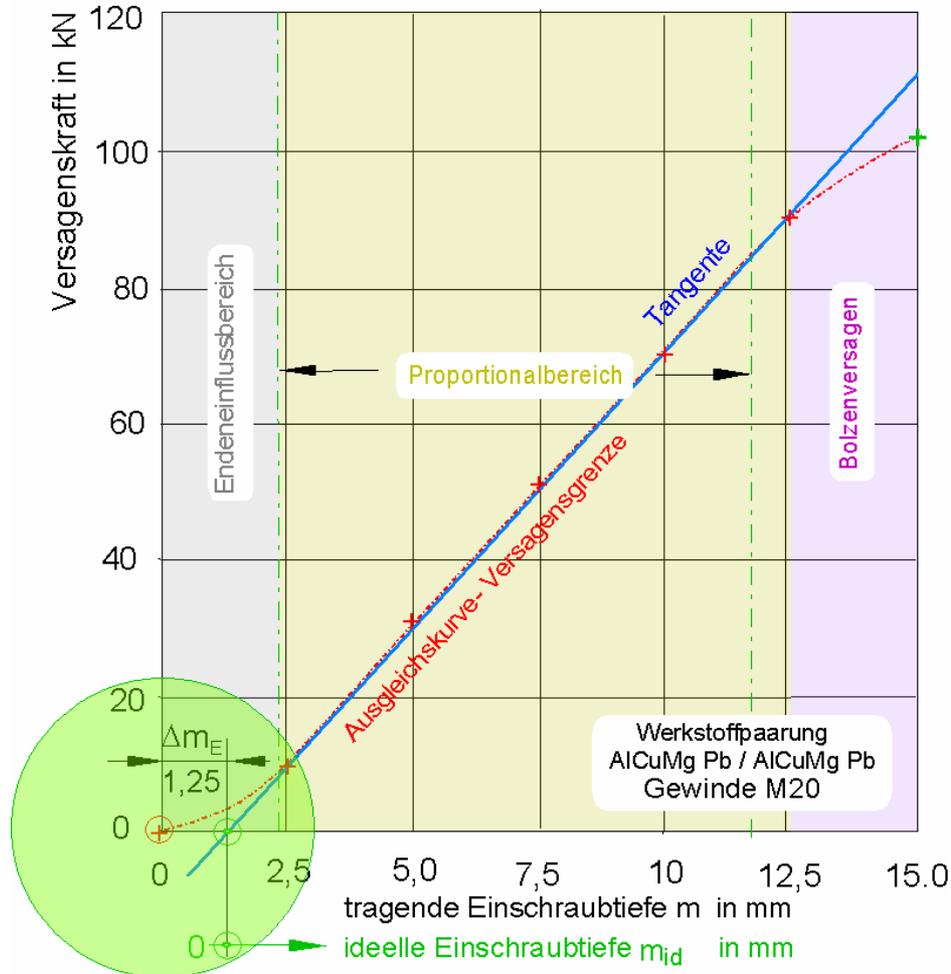


Bild 6: Endeneinflussversuchsreihe E2

Gemessen wurden: Tragende Einschraublänge, Versagenskraft und Durchmesser des Abscherzylinders an Bolzen- und Bauteilgewinde. Zur Versuchsauswertung wird ein einfaches Verfahren angewendet, das aus Bild 6 ersichtlich ist. Hierbei werden die beiden Endeneinflüsse von Bolzen und Innengewindeteil zusammengefasst. In einem Diagramm werden die Versagenskräfte durch Abscheren über der tragenden Einschraublänge dargestellt. Die Tangente an der Versagensgrenzlinie schneidet auf der Achse der Einschraublänge den gesuchten Längenabschnitt für die Endeneinflüsse ab.

Im Bild 6 ist das Ergebnis der Endenversuchsreihe 2 grafisch dargestellt. Nach einem kurzem progressiven Anstieg der Abscherkraft des Gewindes steigt die Versagensgrenzlinie linear an. An diesen proportionalen Bereich schließt sich ein degressiver Bereich an, der beim Bolzenbruch endet. Dieses Verhalten ist typisch und wird durch alle durchgeführten Versuchsreihen bestätigt. Die Endeneinflusssummen betragen

etwa  $0,5 \times P$ . Je nach Werkstoffpaar und Passungsspiel der untersuchten Einschraubverbindung gibt es hierzu geringe Abweichungen in positiver und negativer Richtung von ca.  $0,1 \times P$ . Der Einfluss der Maßtoleranzen der Gewindepaarung wurde hierbei nicht untersucht.

## Durchmesser des Abscherzylinders

Der Durchmesser des Abscherzylinders einer Einschraubverbindung lässt sich nach dem Gewindeversagen an den Probesteilen (Bolzen und Innengewindebauteil) messen. Häufig wurde festgestellt, dass nur das Innengewinde versagt, während das Bolzengewinde scheinbar unbeschädigt bleibt. Solche Fälle liegen vor, wenn die Scherfestigkeit des Gewindebolzens deutlich höher liegt als die des Innengewindebauteils. Für genaue Untersuchungen ist es jedoch erforderlich, die Scherfestigkeit und die Maßgenauigkeit beider Teile zu prüfen. Bei handelsüblichen Schrauben wurden in einzelnen Fertigungslosen Untermaßigkeit und bei grollten Gewinden und vergüteten Werkstoffen in der Regel erhöhte Scherfestigkeiten in den Gewindeprofilen festgestellt. Bei den Untersuchungen zum Endeneinfluss, die mit identischen Probenpaaren und mit geschnittenen Gewinden durchgeführt wurden, traten allerdings auch Streuungen der Abscherkräfte auf, die jedoch geringer waren.

$$d_{\tau} = d_2 + \left( \frac{1}{2} \cdot \lambda_B \right) \cdot \frac{P}{\tan(\alpha/2)} \quad (1)$$

$$\lambda_B = \frac{\tau_{mM}}{\tau_{mM} + \tau_{mB}^*}$$

$$\tau_{mB}^* = \tau_{mB} \cdot \frac{HV_G}{HV_s}$$

**Beispiel:**  $d_2 = 18,376$  mm (Nennwert)  
 $d_{\tau} = 18,578$  mm (Abschätzung mit Nennwert)

$\tau_{mB} = 375$  N/mm<sup>2</sup> für Schraube 4.6  
 $HV_G =$  Vickershärte im gerollten Gewindeprofil (Gang) = 207 (Bolzen)  
 $HV_s =$  Vickershärte im Schraubenschaft = 175  
 $\tau_{mB}^* = 444$  N/mm<sup>2</sup>

$\tau_{mM} = \tau_{mM} = 368$  N/mm<sup>2</sup>, Innengewindebauteil S355J2G3  
 Gewinde geschnitten  
 $d_2^* = 18,159$  mm (Istwert)  
 $d_{\tau} = 18,361$  mm (Abschätzung mit Istwert)

In Anlehnung an Dose [5] wird hier der Durchmesser des Abscherzylinders anhand der Scherfestigkeiten beider Paarungsteile nach [6] berechnet. Für die Auslegung der erforderlichen Einschraubtiefe wird zunächst von einer Nullpaarung der Flankendurchmesser ausgegangen. Diese Annahme impliziert einen einheitlichen Abscherdurchmesser von Innen- und Bolzengewinde. Wenn bei der Auslegung schon der Genauwert des Flankendurchmessers vorliegt, lässt sich die Abschätzung des Abscherdurchmessers geringfügig verbessern. Messungen des Abscherdurchmessers und Nachrechnungen mit Istwerten haben ergeben, dass die mit Gl.(1) berechneten Abscherdurchmesser um einige Prozent über den Istwerten liegen. Bei den Profildicken am tatsächlichen Abscherdurchmesser kann die Abweichung mehr als 10% ausmachen.

Am Beispiel einer Einschraubverbindung mit einem Innengewindebauteil aus Stahl S355J2G3 mit einer gemessenen Abscherfestigkeit von  $\tau_{mM} = 368$  N/qmm und einer Schraube der Festigkeitsklasse 4.6 mit grolltem Gewinde, deren Abscherfestigkeit im Gewindeprofil nach Härtemessungen zu  $\tau_{mB}^* = 444$  N/qmm ermittelt wurde, wird nach Gleichung (1) der Abscherdurchmesser am Bolzengewinde mit dem Flankennendurch-

Messer  $d_2$  abgeschätzt zu 18,578 mm. Mit dem Flankenistdurchmesser ergibt sich die Abschätzung des Abscherdurchmessers zu  $d_\tau=18,361$  mm, während er nach Messungen tatsächlich nur 18,20 mm beträgt. Wie aus der weiter unten stehenden Berechnung mit den Istwerten der Flankendurchmesser und den Profildicken am Abscherdurchmesser ersichtlich ist, läßt sich der Abscherdurchmesser mit hoher Genauigkeit nachrechnen. Bei handelsüblichen Schrauben wird die Toleranz 6g in der Regel voll ausgenutzt und nicht selten sogar überzogen. Auch bei der Fertigung von Innengewinden wird die Toleranz 6H auch beim Einsatz scharfer Präzisionsgewindebohrer meistens voll ausgeschöpft. Für die Paarung bedeutet dieses, dass die Verbindung ein großes Spiel hat, das wegen der meistens anzutreffenden Steigungsfehler, hier insbesondere beim Bolzengewinde, bei der Montage nicht auffällt.

Gleichung (1) lässt sich leicht in die Gleichung zur Berechnung des Abscherdurchmessers nach dem Verfahren von Dose [5] überführen, wenn anstelle der Abscherfestigkeiten die Scherspannungsverhältnisse nach Dose eingesetzt werden. Die nach Dose und nach Gl.(1) berechneten Abscherdurchmesser treffen die gemessenen Abscherdurchmesser innerhalb eines gewissen Streubandes, in welchem Messungenauigkeiten und verfahrensbedingte Ungenauigkeiten der Berechnung enthalten sind. Trotzdem sind beide auf dem Abscherdurchmesser basierenden Verfahren zur Ermittlung der erforderlichen Einschraubtiefe ziemlich robust und führen rasch zu akzeptablen Ergebnissen.

Bei Nachrechnungen und Schadensuntersuchungen können die Abscherdurchmesser genauer ermittelt werden, wenn auch das axiale Gewindenspiel auf dem Abscherdurchmesser berücksichtigt wird. Hierzu werden die Istwerte der Gewindeprofildicken auf dem jeweiligen Abscherdurchmesser von beiden Teilen separat ermittelt. Solche Berechnungen sind sinnvoll, da die Beobachtungen aus einer Vielzahl von Messungen zeigen, dass beide Abscherdurchmesser durchaus verschieden groß sein können. Der gemessene Abscherdurchmesser einer und derselben Paarung kann in einem bestimmten Bereich schwanken. Solche Schwankungen wurden sogar an identischen Paarungen, siehe Endeneinflussversuche, beobachtet, wonach sich eine gewisse Indifferenz der Lage der Bruchstelle zeigt. Istmaßschwankungen und Streuungen der Scherfestigkeiten spielen hierbei aber die Hauptrolle. Die Abscherdurchmesser von Innengewinde und Bolzengewinde sind in den Gln. (2) und (3) angegeben. Hierin weisen die mit dem Zeiger (\*) gekennzeichneten Gewindeflankendurchmesser auf reale (gemessene) Werte hin. Die in den Gleichungen enthaltenen Terme  $h/P$  ersetzen die  $\lambda$ -Werte in Gl. (1). Sie stellen die Profildicken an den Abscherdurchmessern dar und sind auf die Steigung bezogen.

$$D_\tau = D_2^* - \left( \frac{1}{2} - \frac{h_M^*}{P} \right) \cdot \frac{P}{\tan(\alpha/2)} \quad (2)$$

$$\text{mit } h_M^* = \frac{P}{2} + (D_\tau^* - D_2^*) \cdot \tan(\alpha/2)$$

$$d_\tau = d_2^* + \left( \frac{h_B^*}{P} - \frac{P}{2} \right) \cdot \frac{1}{\tan(\alpha/2)} \quad (3)$$

$$\text{mit } h_B^* = \frac{P}{2} - (d_\tau^* - d_2^*) \cdot \tan(\alpha/2)$$

Die im Versuch gemessenen Abscherdurchmesser der Versuchsreihe mit Innengewinde aus Stahl S 355J2G3 und Schrauben mit der Festigkeitsklasse 4.6 sind im Bild 7 dargestellt. Zur Gegenüberstellung sind die anhand von geometrischen Messwerten berechneten Größen angegeben. (Der gemessene Flankendurchmesser des Innengewindes von 18,513 mm und der Flankendurchmesser des Bolzens beträgt 18,159 mm.) Damit wurden die entsprechenden Abscherdurchmesser nach den Gln. (2) und (3) nachgerechnet.

### Einschraubverbindung M20

Innengewindebauteil S355J2G3 Scherfestigkeit 386 N/mm<sup>2</sup>

Schraubenbolzen 4.6 Scherfestigkeit 444 N/mm<sup>2</sup>

Einschraubtiefe m in mm	Versagenskraft $F_{\tau m}$ in kN	Abscherdurchmesser gemessen	
		Innengew. $d_{\tau M}$	Bolzen $d_{\tau B}$
10,5	97,0	18,2	18,1
11,9	111,3	18,0	18,0
12,7	114,4	18,3	19,5
12,9	120,3	18,1	18,1
13,5	124,5	18,2	18,2
14,0	114,4	18,6	18,6
14,0	(123,7)	(B o l z e n b r u c h $F_B$ )	

Mittelwerte	18,22	18,20
Berechnete Abscherdurchmesser	18,22	18,226
Profildicke am Abscherzylinder	1,081	1,226

Bild 7: Abscherdurchmesser im Vergleich

Eine Zusammenstellung der Abscherdurchmesser aller untersuchten Werkstoffpaarungen ist im Anhang dargestellt. Hierbei sind die nach Gl.(1) und nach Dose [5] (ohne Korrektur der Scherfestigkeiten der Schraubenwerkstoffe und ohne Paarungsspiel) berechneten Abscherdurchmessern den gemittelten gemessenen Werten gegenübergestellt.

Aus den Gln.(2) und (3) ist ersichtlich, dass der so berechnete Abscherdurchmesser nicht von der absoluten Höhe der Versagenskraft abhängt. Mit zunehmender Scherfestigkeit des Bolzengewindes im Verhältnis zur Scherfestigkeit des Innengewindes wächst der Abscherdurchmesser an, bis er in die Nähe des Bolzenaußendurchmesseres gelangt. Hierbei sind die Ist-Werte der Flankendurchmesser von beachtlichem Einfluss. Weil die Spitzen der Gewindeprofile gerundet sind, scheren dieselben nicht mehr ab. Beim Versagen des Gewindes werden die gerundeten Profilsitzen durch das Scherloch des Muttergewindes hindurchgezogen und werden dabei plastisch umgeformt (gequetscht). Hierbei dürfte sich auch die elastische Verschlangung der Bolzens beim Durchziehen auswirken, die sich insbesondere bei hochfesten Schrauben bemerkbar macht. Als Beispiel für dieses Verhalten werden die Versuchsergebnisse vom System Innengewindebauteil GJS-400-15U / Schraube 8.8 mit gerolltem Gewinde in Bild 8 dargestellt:

## Einschraubverbindung M20

Einschraubtiefe m in mm	Versagenskraft $F_{\tau m}$ in kN	Versagensdurchmesser gemessen	
		Innengew.D <sub><math>\tau M</math></sub>	Bolzen d <sub><math>\tau B</math></sub>
17,6	210	19,7	19,8
17,8	197	19,6	19,95
17,8	217	Bolzenbruch $F_B$	

Innengewindebauteil GJS-400-15U, Scherfestigkeit  $300 \text{ N/mm}^2$ ,  $D_2^* = 18,608 \text{ mm}$   
 Schraubenbolzen 8.8, Scherfestigkeit im Gewindeprofil  $574 \text{ N/mm}^2$ ,  $d_2^* = 18,174 \text{ mm}$

Ursprünglicher Durchmesser  $d^* = 19,960 \text{ mm}$

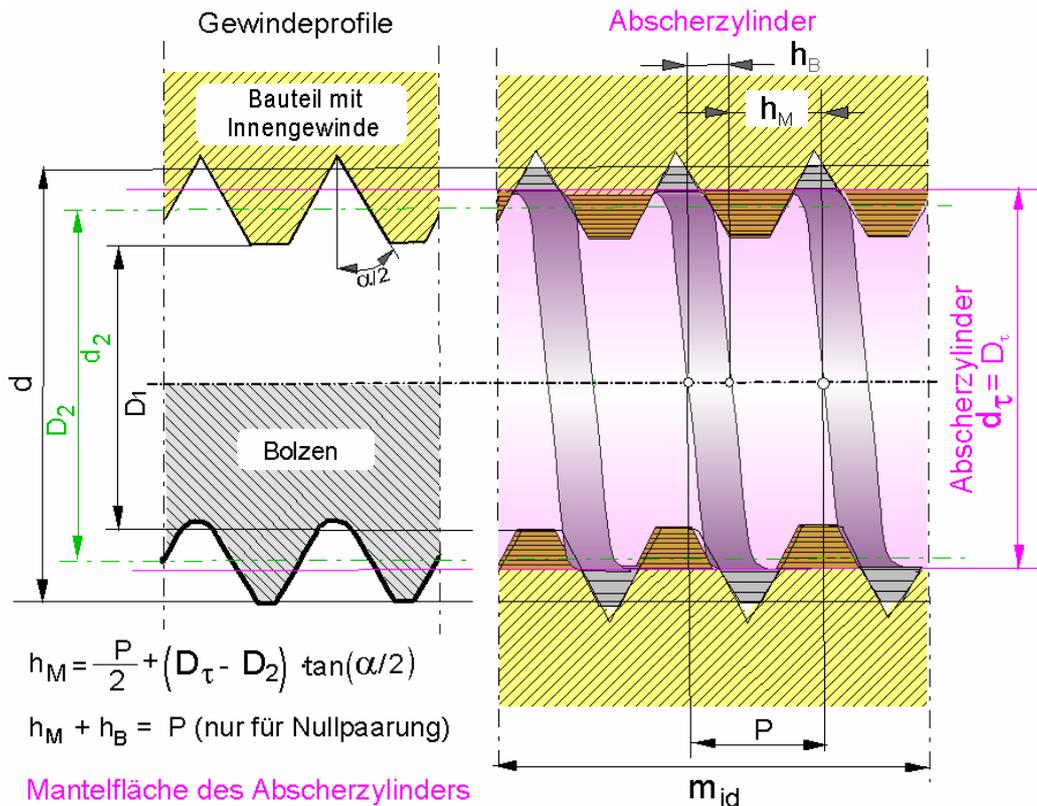
Bild 8: Gewindeversagen in der Nähe des Bolzenaußendurchmessers

Wenn der Abscherdurchmesser zwischen den Grenzwerten  $D_1$  und  $d$  liegt, so sind die Scherbruchkräfte nach dem actio / reactio - Prinzip gleich groß und stellen auch gleichzeitig die Versagenskraft des Systems der Einschraubverbindung dar.

### Scherflächen und Scherbruchkräfte

Nach den Gesetzen der Festigkeitslehre versagt ein Bauteil oder eine Verbindung an der schwächsten Stelle. Im vorliegenden Fall der Einschraubverbindung erfolgt die Kraftübertragung zwischen beiden Teilen durch Flächenpressung auf den Gewindeflanken. Dabei stützt sich das eine Gewindeprofil mit seiner Flanke auf der Flanke des anderen Teils ab, bis es selbst versagt. Liegt der Abscherdurchmesser im Bereich zwischen  $D_1$  und  $d$ , so können nur beide ineinandergreifenden Gewindeteile versagen. Die Scherbruchflächen beider Teile liegen etwa auf demselben Abscherzylindermantel, der sich an der schwächsten Stelle des Systems einstellt. Je nach Relation der Abscherfestigkeiten von Bolzen und Innengewindebauteil variiert der Abscherdurchmesser im Bereich von  $D_1$  und  $d$ , wobei die Bereichsgrenzen nach [1,2,3] und [4] eingeschlossen sind.

Die Scherflächen lassen sich berechnen, wenn der Durchmesser des Abscherzylinders bekannt ist. Im nachstehenden Bild 9 sind die Scherflächenanteile für eine Nullpaarung dargestellt. Die Scherflächenanteile realer Paarungen mit Toleranzen lassen sich aber auch ziemlich genau ermitteln, wenn die Flankendurchmesser bekannt sind.



$$h_M = \frac{P}{2} + (D_\tau - D_2) \tan(\alpha/2)$$

$$h_M + h_B = P \quad (\text{nur für Nullpaarung})$$

Mantelfläche des Abscherzylinders

$$A_\tau = d_\tau \cdot \pi \cdot m_{id}$$

Abscherfläche des Innengewindeteils

$$A_{\tau M} = A_{\tau id} \cdot \frac{h_M}{P} \quad (\text{allgemeingültig})$$

Abscherfläche des Bolzengewindes

$$A_{\tau B} = A_{\tau id} \cdot \frac{h_B}{P} \quad (\text{allgemeingültig})$$

Bild 9: Scherflächen von Innengewindeteil und Bolzengewinde  
- Nullpaarung -

Die Abscherkräfte ergeben sich mit den jeweiligen Scherflächen mit den dazu gehörigen Scherfestigkeiten der eingesetzten Werkstoffe. Nach Möglichkeit sind die Scherfestigkeiten in axialer Richtung (hier x - Richtung genannt) heranzuziehen. Dem entsprechend sind auch die Scherfestigkeitsproben zu nehmen. Bei gerolltem Bolzengewinde - hier handelsübliche Schrauben - sind die Abscherfestigkeiten in den Gewindeprofilen zu ermitteln, da infolge des Gewinderollens lokale Verfestigungen eintreten können. Anhand von Härteprüfungen im angeschliffenen Gewindegang und im Schaft lassen sich die gemessenen Scherfestigkeiten näherungsweise umrechnen, siehe Beispiel Seite 8. Die Auswertung durchgeführter Versuche zeigt, dass wegen des mehrachsigen Spannungszustands in den Gewindeprofilen nach Überschreitung der Fließgrenze (im vollplastischen Zustand) Fließbehinderung eintritt, die durch eine statische Stützziffer bei der Scherbruchberechnung zu berücksichtigen ist.

Abscherfläche des Innengewindeteils

$$A_{\tau M} = D_\tau^* \cdot \pi \cdot m_{id} \cdot \frac{h_M^*}{P} \quad (4)$$

$$\text{mit } h_M^* = \frac{P}{2} + (D_\tau^* - D_2^*) \tan(\alpha/2)$$

Abscherfläche des Bolzengewindes

$$A_{\tau B} = d_\tau^* \cdot \pi \cdot m_{id} \cdot \frac{h_B^*}{P} \quad (5)$$

$$\text{mit } h_B^* = \frac{P}{2} - (d_\tau^* - d_2^*) \tan(\alpha/2)$$

Die Berechnung der Abscherkräfte erfolgt nach Gl.(6). Diese gilt sowohl für das Innengewinde als auch für das Bolzengewinde. Auf die Indizierung mit M für das Innengewinde und B für den Bolzen/Schraube wird hier verzichtet.

$$F_{\tau} = A_{\tau} \cdot (\tau_{mx} \cdot n_{pl}) \quad (6)$$

$n_{pl}$  = statische Stützziffer

Beispielsweise wurde für das System S355J3G3/S355J3G3 im Rahmen der Versuche über den Endeneinfluss eine statische Stützziffer von 1,127 ermittelt. Danach lassen sich die Versagenkräfte beim Abscheren von Bolzengewinde wie auch vom Innengewinde mit höherer Genauigkeit berechnen.

Über der Einschraubtiefe verläuft die Scherbruchlinie linear. Mit dem Ursprung ( $F_{\tau} = 0$  und  $m_{id}=0$ ) können die Versagensgrenzlinien anhand der Geradensteigungen beschrieben werden. Für die Einschraubverbindung (hier System genannt), läßt sich die Steigung  $a$  leicht aus Versagenkraft und der dazugehörigen Einschraubtiefe ermitteln. Die Steigungen der Versagenslinien von Innen- und Bolzengewinde lassen sich anhand nachstehender Gleichungen berechnen:

$$\text{System} \quad a = a_{\text{Syst}} = \frac{F_{\tau M}}{m_{id}} \quad (7)$$

$$\text{Innengewinde} \quad a_M = D_{\tau}^* \cdot \pi \cdot \frac{h_M^*}{P} \cdot (\tau_{Mmx} \cdot n_{pl}) \quad (8a)$$

$$\text{Bolzengewinde} \quad a_B = d_{\tau}^* \cdot \pi \cdot \frac{h_B^*}{P} \cdot (\tau_{Bmx} \cdot n_{pl}) \quad (8b)$$

Anhand des Beispiels im Bild 10 wird gezeigt, dass sich die Versagensgrenzlinien von System, Innengewinde und Bolzengewinde decken, da alle die gleiche Steigung besitzen und im selben Ursprungspunkt beginnen.

$$F_{\tau \text{Syst}} = a_{\text{Syst}} \cdot m_{id} = F_{\tau M} = a_M \cdot m_{id} = F_{\tau B} = a_B \cdot m_{id}$$



## Ermittlung der erforderlichen Einschraubtiefe und Validierung der Verfahren zur Einschraubtiefberechnung

Die erforderliche Einschraubtiefe, die dem Kriterium der Tragfähigkeit an der Bolzenbruchgrenze gehorcht, kann rein experimentell, also ohne jedweden strittigen oder anerkannten rechnerischen Ansatz ermittelt werden. Danach können auch die in Rede stehenden Berechnungsverfahren validiert werden.

Die Methode der experimentellen Bestimmung der erforderlichen Einschraubtiefe ist aus Bild 11 ersichtlich. Hierin wird als Beispiel ein Einschraubsystem mit einem Innengewindeteil aus Baustahl S355J2G3 und einem Schraubenbolzen der Festigkeitsklasse 4.6 betrachtet.

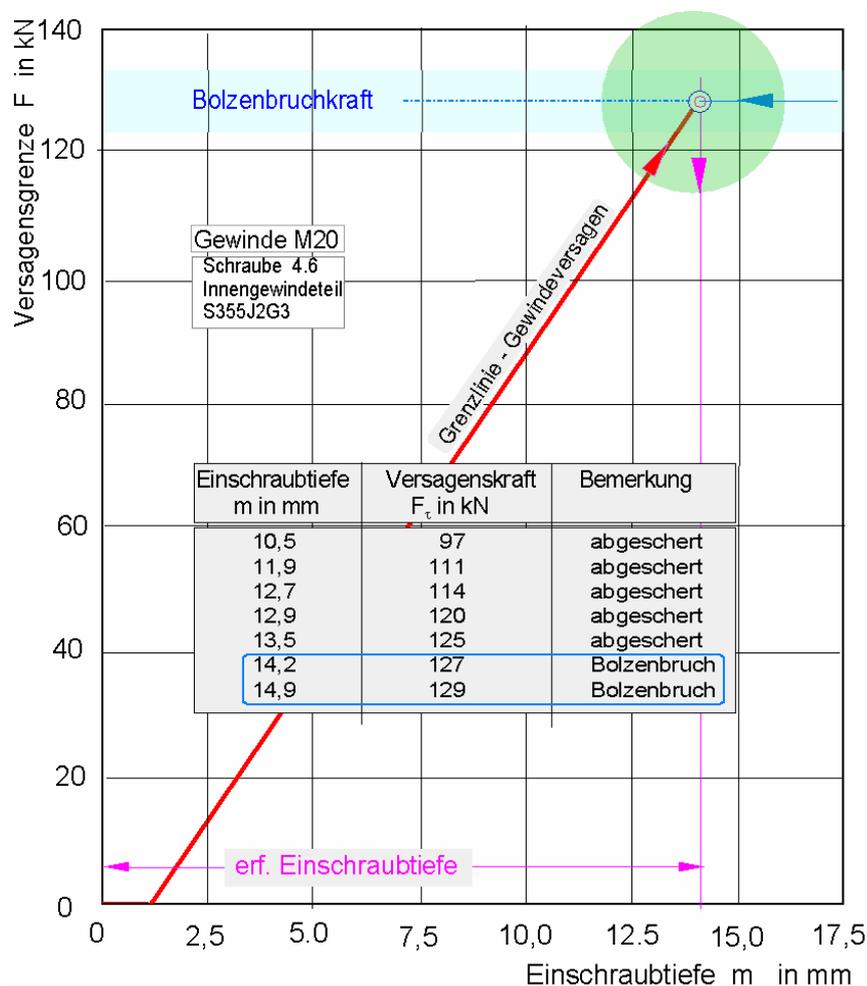


Bild 11: Experimentelle Ermittlung der Grenzeinschraubtiefe

Im Zuge der Planung und Versuchsdurchführung wurde die Einschraubtiefe  $m$  variiert. Gemessen wurden die Einschraubtiefen und die dazu gehörigen Abscherkräfte des Systems. Diese Wertepaare stellen jeweils einen Messpunkt im Diagramm dar. Die lineare Ausgleichsgerade aller Messpunkte stellt die Versagenskennlinie des Einschraubgewindesystems dar. Bei dem hier herangezogenen Verfahren ist es nicht notwendig, den Grenzwert der erforderliche Einschraubtiefe exakt zu treffen, denn der Schnittpunkt der Versagenskennlinie des Gewindes mit der horizontalen Bolzen-

bruchlinie wird zur Definition der erforderlichen Einschraubtiefe herangezogen. Diejenige Einschraubtiefe, die an besagtem Knickpunkt der Versagenslinie liegt, ist der Grenzwert der erforderlichen Einschraubtiefe.

Auf diese Weise wurden im Rahmen der Hauptversuchsreihen 15 verschiedene Werkstoffpaarungen entsprechend dem Raster nach Bild 12 untersucht und ausgewertet. Alle durchgeführten Hauptversuche wurden mit handelsüblichen Schrauben mit gerolltem Gewinde durchgeführt. Hierzu wurden die nach den verschiedenen Berechnungsverfahren "erforderlichen" Einschraubtiefen für Vergleichszwecke berechnet. Gerechnet wurde mit den gemittelten gemessenen Scherfestigkeiten der Werkstoffproben für die axiale Festigkeit. Umrechnungen für Verfestigungen durch Gewinderollen und Stützwirkungen wurden nicht berücksichtigt. Bei den Berechnungen nach Dose fallen keine Zuschläge für Endeneinflüsse an, und beim VDI-Verfahren wurde ein Zuschlag von  $0,8xP$  eingerechnet. Ansonsten wurde ein Endeneinflusszuschlag von  $0,5xP$  berücksichtigt. Verfahrensbedingt sind in der Berechnung nach Dose schon gewisse Maßtoleranzen berücksichtigt, da die  $\beta$ -Werte aus Versuchen mit realen Teilen ermittelt wurden. Bei der Auslegungsrechnung nach [6] wird eine Nullpaarung zu Grunde gelegt.

### Probenkombinationen - Hauptversuche

Teile mit Innengewinde

		S355J2G3	AlCuMgPb	PAN-SoBz16	PAN-AIMBz 220	GJS-400-15U	X4 CrNiMo 13-4
Schrauben	46	X	-	X	X	X	X
	56	X	-	X	X	X	X
	88	X	-	X	X	X	X

Werkstoffe von Bolzen (Schrauben)

F.-Klasse	$R_m$	$\tau$	$\beta$ [5]	$\tau_{mx}$
4.6	574	380	0,5574	375
5.6	534	390	0,5774	382
8.8	871	583	0,5774	574

X

Versuchsreihe: 4 bis 9  
Vers. je Kombination

Werkst. von Innengewindeteilen

Bezeichnung	$R_m$	$\tau_{my}$	$\beta$ [5]	$\tau_{mx}$
S355J2G3	518	378	0,557	368
PAN-SoBz16	311	329	0,850	320
PAN-AIMBz 220	756	432	0,450	444
GJS-400-15U	399	305	0,700	300
X4 CrNiMo 13-4	933	619	0,577	629

Bild 12: Versuchswerkstoffe & Probenkombinationen  
- Hauptversuche (M20) -

Die Methode der Validierung der verschiedenen Berechnungsverfahren zur Ermittlung der erforderlichen Einschraubtiefe wird anhand von Bild 13 erklärt. Zunächst wird die abgeknickte Versagenslinie der interessierenden Probenkombination ermittelt. Das ist die Schadens-Charakteristik der Paarung. Hierzu werden mehrere Versuche mit gleicher Paarung bei unterschiedlichen Einschraubtiefen durchgeführt. Insbesondere wird die Einschraubtiefe in der Nähe der Bolzenbruchkraft variiert. Diese Vorgehensweise ist frei von anerkannten oder bestrittenen Theorien. Die anhand der verschiedenen Verfahren berechneten "erforderlichen Einschraubtiefen" werden in das Diagramm der Schadenscharakteristik eingetragen und ergeben am Schnittpunkt mit der Letzteren diejenige Versagenskraft, die sich bei der berechneten Einschraubtiefe einstellt. Weil aber zu jeder vorausberechneten erforderlichen Einschraubtiefe bei allen Werkstoffkombinationen auch Versuche durchgeführt wurden, sind die Aussagen hieraus doppelt abgesichert.

Es ist das Ziel, die minimale Einschraubtiefe zu treffen, bei der gerade die Bolzenbruchgrenze erreicht wird. Damit ist der Erfüllungsgrad dieser Anforderung die wichtigste Bewertungskennzahl. Der Erfüllungsgrad ist das Verhältnis der Gewindeabscherkraft bei der berechneten Einschraubtiefe zur Bolzenbruchkraft. Dieses Verhältnis sollte stets größer als 0,9 sein.

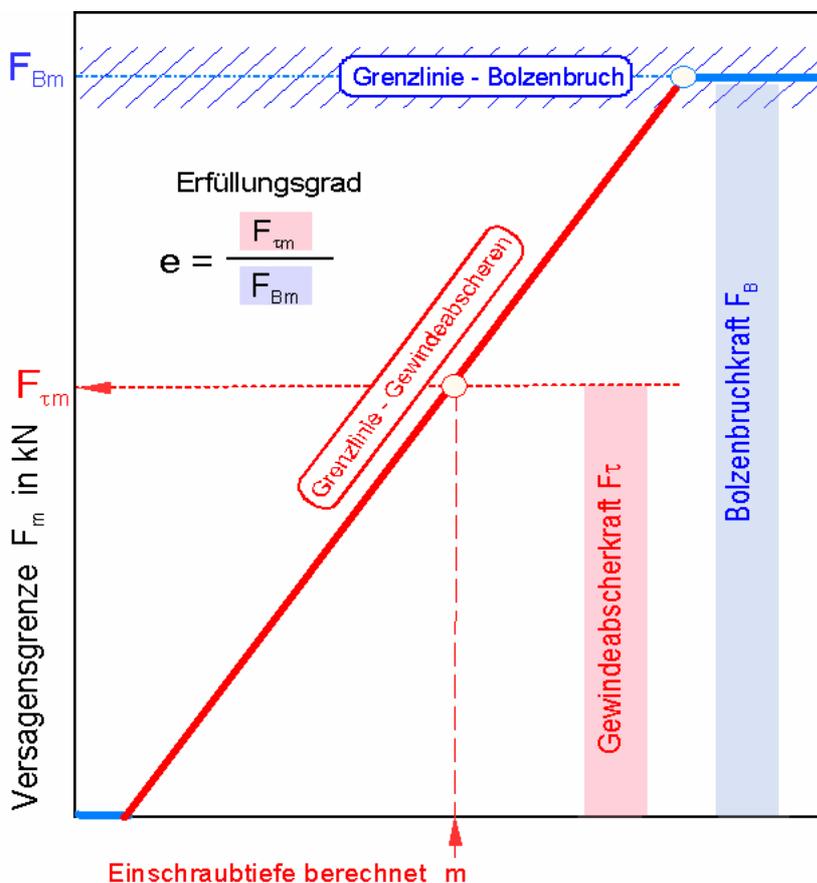


Bild 13: Validierungsmethode für Berechnungsverfahren

Einschraubtiefen nach VDI berechnet

	S355J2G3	AlCuMgPb	PAN-SoBz16	PAN-AIMBz 220	GJS-400-15U	X4 CrNiMo 13-4
4,6	10,5	15,5	11,7	9,4	12,5	7,2
5,6	11,1	16,5	12,4	10,0	13,5	7,5
8,8	15,5	22,0	16,8	14,1	17,6	10,4

Versagenskräfte im Versuch mit Einschraubtiefe nach VDI

	S355J2G3	AlCuMgPb	PAN-SoBz16	PAN-AIMBz 220	GJS-400-15U	X4 CrNiMo 13-4
131 kN 4,6	97	121	100	91	113	70
140 kN 5,6	122	138	107	88	116	58
214 kN 8,8	198	218	208	211	210	158

Einschraubtiefen nach Dose berechnet

	S355J2G3	AlCuMgPb	PAN-SoBz16	PAN-AIMBz 220	GJS-400-15U	X4 CrNiMo 13-4
4,6	14,9	19,1	15,7	14,0	15,3	11,9
5,6	15,4	19,9	16,3	14,5	15,8	12,2
8,8	19,1	26,0	20,6	17,8	19,9	14,2

Versagenskräfte im Versuch mit Einschraubtiefe nach Dose

	S355J2G3	AlCuMgPb	PAN-SoBz16	PAN-AIMBz 220	GJS-400-15U	X4 CrNiMo 13-4
131 kN 4,6	129	130	123	127	123	116
140 kN 5,6		146	144	144	146	140
214 kN 8,8		221	219		220	219

Einschraubtiefen berechnet mit  $\Delta m_E = 0,5 \times P$

	S355J2G3	AlCuMgPb	PAN-SoBz16	PAN-AIMBz 220	GJS-400-15U	X4 CrNiMo 13-4
4,6	14,1	16,8	14,0	12,5	14,5	11,3
5,6	12,9	16,8	14,9	13,2	15,3	11,7
8,8	16,9	22,9	---	15,8	19,1	13,5

Versagenskräfte im Versuch mit Einschraubtiefe nach [6]

	S355J2G3	AlCuMgPb	PAN-SoBz16	PAN-AIMBz 220	GJS-400-15U	X4 CrNiMo 13-4
131 kN 4,6	120	128	111	110	130	114
140 kN 5,6	144	146	146	140	145	137
140 kN 8,8	219	218	---	219	220	218

Bolzenbruch - niedrigste Meßwerte

Schraube 4,6	120 kN
Schraube 5,6	140 kN
Schraube 8,8	210 kN

Erfüllungsgrad-  
bereiche

■ Bolzenbruch  $1 > e > 0,9$ 
■  $0,75 < e < 0,9$ 
■  $e < 0,75$

Bild 14: Ergebnisse der Validierung

Das Ergebnis der Anwendung des Validierungsverfahrens ist im Bild 14 dargestellt. Hierin sind die Versagenskräfte bei den vorausberechneten Einschraubtiefen nach den verschiedenen Verfahren gegenübergestellt. Auf der linken Seite sind die berechneten Einschraubtiefen dargestellt, und auf der rechten Seite sind die dazugehörigen Versagenskräfte aus den Versuchen angegeben. Die farbige Hinterlegung der Versagenskräfte zeigt den Erfüllungsbereich an, in dem die vorausberechnete Einschraubtiefe liegt, wobei die gewählten Farben jeweils einem Erfüllungsbereich zugeordnet sind.

Die Gegenüberstellung der verschiedenen in Rede stehenden Verfahren zur Berechnung der erforderlichen Einschraubtiefe nach Bild 14 zeigt deutlich, dass die nach der VDI-Richtlinie 2230 berechneten Werte im hier untersuchten Gebiet teilweise mangelhaft sind. In den Grenzbereichen der Abscherdurchmesser sind die danach berechneten Einschraubtiefen in Ordnung.

Die Berechnung nach Dose liegt dagegen im untersuchten Gebiet auf der sicheren Seite, wobei schon die Frage nach der Übererfüllung gestellt werden könnte, denn zu große Einschraubtiefen führen nicht zur Erhöhung der Sicherheit, da dann der Bolzenbruch eintritt. Zu große Einschraubtiefen sind aus wirtschaftlichen Gründen nicht erwünscht. An Hand der eigenen Meßergebnisse können die von Dose ermittelten  $\beta$ -Werte korrigiert werden. Danach ist ein weiteres Qualitätskriterium vorstellbar, nach dem die Überschreitung der tatsächlich erforderlichen Einschraubtiefe bewertet wird.

Unter dem Aspekt der Zielgenauigkeit bietet das Verfahren nach [6] mit einem Zuschlag für den Endeneinfluss von  $0,5 \times P$  einige Vorteile. Allerdings ist anzumerken, dass hiermit die Grenzbereiche noch nicht umfassend geprüft wurden. Einige durchgeführte rechnerische Vergleiche mit den nach [4] ermittelten Einschraubtiefen zeigen zufriedenstellende Ergebnisse.

Dem verständlichen Verlangen nach einem Sicherheitsnachweis für die statische Tragfähigkeit von Einschraubverbindungen wird sinnvollerweise dadurch entsprochen, dass schon die Auslegungskraft mit einem Sicherheitsfaktor belegt wird, da dann auch der Bolzen entsprechend stärker dimensioniert wird.

## Zusammenfassung und Erläuterungen

Wegen begründeter Zweifel an der Annahme, dass das Abscheren des Gewindes entweder nur am Kerndurchmesser des Muttergewindes  $D_1$  oder am Außendurchmesser des Bolzens  $d$  erfolgt, und hierauf beruhender Berechnungsansätze, bei der alle dazwischenliegenden Fälle nicht berücksichtigt werden, wurden eigene Versuche durchgeführt.

Ziele der Untersuchungen sind:

Gewindeausläufe an Bolzen- und Innengewindeteil - Endeneinflüsse.

- Studium des Abscherverhaltens des Gewindes im Bereich zwischen  $D_1$  und  $d$  - Mischbruchgebiet.
- Bestimmung der linearen Charakteristik der Gewindebruchkraftlinie über der ideellen Einschraubtiefe bis Fließbeginn des Bolzenschafts - Steigungen der Versagendgrenzlinien

- Untersuchung der Einflüsse von Werkstoffscherfestigkeiten und Paarungsspiel auf den Abscherdurchmesser
- Experimentelle Überprüfung bekannter Verfahren zur Berechnung der erforderlichen Einschraubtiefe
- Validierung der verschiedenen Verfahren zur Berechnung der erforderlichen Einschraubtiefe

## **Messtechnik und zur Versuchsdurchführung**

Es wurden Vorversuche mit M12 - Gewinde durchgeführt, die aber in Ermangelung der Gewinde-Istmaße und ungenauer Festigkeitsangaben nicht weiter ausgewertet wurden. Alle im Rahmen des vorliegenden Berichts durchgeführten Untersuchungen wurden mit und für M20 - Gewinde durchgeführt. Hieran lassen sich die Istmaße der Gewinde sowie der Abscherdurchmesser mit geringeren relativen Messfehlern erfassen als es beispielsweise bei M8-Gewindeteilen möglich ist. Ferner wird die Probenahme für die notwendigen Scherfestigkeitsmessungen der Schrauben in axialer Richtung ermöglicht. Darüber hinausgehend wird die Härtemessung im Gewindeprofil der Schrauben mit gerolltem Gewinde und vergüteten Werkstoffen erleichtert.

### Werkstoffprüfungen

Je Versuchslös (Schraubencharge) wurden mindestens 4 Zugproben nach DIN 50 125 - A10x50 gefertigt und auf einer Prüfmaschine Fabrikat Wolpert im Werkstofflabor der Universität Siegen geprüft. Ferner wurden je Versuchslös mindestens 3 Schrauben für Härteprüfungen im Kernbereich des Schafts und im Gewindeprofilquerschnitt gefertigt, an denen jeweils 3 Härtemessungen im Schaft (HV10) mit der Wolpert - Prüfmaschine DIA Testor 2N und je 6 Messungen in den Gewindegängen (HV0,5) mit der Wolpert - Prüfmaschine Duramin 102 ebenfalls im Werkstofflabor der Universität Siegen vorgenommen wurden.

Weiterhin wurden je Versuchslös 3 Schrauben entnommen, aus denen jeweils 3 Flachproben in Längsrichtung für Scherfestigkeitsmessungen (14x5x20) gefertigt wurden. Ferner wurden je Versuchslös mindestens 5 Flachproben in Querrichtung entnommen, die zur Messung der Scherfestigkeit in axialer Richtung der Schraube im Schaftquerschnitt eingesetzt wurden. Anhand letztgenannter Scherfestigkeiten und den Härtemessungen in Schaft und Gewinde lässt sich die axiale Scherfestigkeit im Gewindeprofil abschätzen. Zur Messung der Scherfestigkeiten der Flachproben wurde eigens ein einschnittiges Schergerät entwickelt [9], das in Verbindung mit der Wolpert-Prüfmaschine Testatron eingesetzt wurde.

Alle Versuchsteile mit Innengewinde wurden je Versuchswerkstoff von derselben Stange gefertigt, aus der auch die Proben für die Werkstoffprüfung entnommen wurden. Die Gewinde wurden durchweg mit Präzisionsgewindebohrern (spangebendes

Verfahren) gefertigt. Je Stange wurden 4 Zugproben nach DIN 50 125-A10x50 gefertigt und mit der Wolpert-Maschine im Werkstofflabor der Universität Siegen geprüft. Je Stange wurde eine Querschnittsprobe herausgeschnitten, auf der an definierten Stellen Härteprüfungen HV10 durchgeführt wurden. Weiterhin wurden 6 Flachproben für Scherfestigkeitsmessungen in y-Richtung und 5 Flachproben für Scherfestigkeitsmessungen in axialer (x-) Richtung entnommen, die mit dem einschnittigen Schergerät in Verbindung mit der Wolpert-Prüfmaschine im Werkstofflabor der Universität geprüft wurden.

### Gewindekalibrierung

Für die Auswertung der Versuche sind neben der Kenntnis der Istwerte der axialen Scherfestigkeiten in den Gewindegängen die Ist-Werte der Gewindegeometrie von größter Bedeutung. Bei der Betrachtung der Paarung mit Absolutmaßen des Flankendurchmessers ergeben sich die Profildicken und das Flankenspiel der Paarung auf den Abscherzylinderdurchmessern. Die Gewindekalibrierung wurde von Dekom - Prüflabor GmbH & Co KG durchgeführt. Die Messungen wurden mit der 3D - Messmaschine UMM 500 Nr. 12056 (3D-6) mit Drehtisch RT- 05, UMM 500 Nr. 72056 und dem Konturprüfgerät Zeiss Surfcom 1800AG nach der Prüfanweisung in Anlehnung an die VDI/VDE/DGQ- Richtlinie 2618 durchgeführt

Gemessen wurden sowohl bei den Innengewinden als auch bei den Bolzengewinden:

Außen-, Flankendurchmesser und Paarungsflankendurchmesser,  
Kerndurchmesser, Steigung und Flankenwinkel  $\beta$  sowie auch  $\gamma$ .

Die Einschraubtiefen  $m$  wurden mit einer Meßtoleranz von 0,1 mm gemessen und mit Schnellkleber fixiert. Die Abscher-/Abstreifdurchmesser der Bolzengewinde wurden mit einer Mikrometerschraube 3x am Umfang und soweit möglich in 2 Ebenen gemessen. Die Abscher-/Abstreifdurchmesser am Innengewindeteil wurden mit einem 3-Punkt Innenmikrometer nach der gleichen Prozedur wie am Bolzen gemessen.

Bei der Versuchsauswertung zeigte sich, dass die Versagensdurchmesser von Außen- und Innengewinde häufig verschieden sind. Um diese Eigenschaft nicht zu verwischen werden separate Mittelwertbildungen von Bolzengewinden aus mehreren Messungen gleicher Paarung und ebenso von Innengewinden empfohlen.

Die Hauptversuche wurden auf der Universalprüfmaschine MCS 7001, Fabrikat Wolpert im Zentrallabor Siegerland durchgeführt. Gemäß amtlicher Prüfbescheinigung gemäß EN ISO 7500-1 beträgt die Auflösung bis 100kN Meßkraft 0.03 kN und bis 600kN Meßkraft 0,1 kN.

Für die Aufbringung rein axialer Zugkräfte in den Einschraubproben wurden Probenaufnahmen mit Gelenken in 2 Ebenen geschaffen [9].

### **Versuchsauswertung**

Die Versuchsauswertung zeigt, dass die Gewindeversagenskraft zwischen der Endeneinflusslänge (Beginn der ideellen Einschraubtiefe) und Fließbeginn des Bolzens

vor dem Bolzenbruch linear mit der Einschraubtiefe steigt. Es hat sich als sehr vorteilhaft erwiesen, dass die Versagensgrenzen auch für geringe Einschraubtiefen erfasst wurden.

Danach ist es sehr leicht, die Endeneinfluss-Summe zu definieren und zu ermitteln, indem die Gewindeversagensgrenzlinie mit der Einschraubtiefenachse zum Schnitt gebracht wird. Mit der physisch tragenden Einschraubtiefe und der Endeneinfluss-Summe ergibt sich die ideelle Einschraubtiefe, auf der die Ermittlung der erforderlichen Einschraubtiefe fußt.

Der lineare Teil der Gewindeversagenslinie liefert, nach oben verlängert, einen Schnittpunkt mit der Bolzenbruchkraftlinie. Besagter Schnittpunkt liegt auf der erforderlichen Einschraubtiefe. Weil die Versagenslinie des Gewindes infolge der Einschnürung des Bolzens vor dem Bruch die Gerade verlässt, zieht sich der Bruch - je nach Duktilität des Bolzenwerkstoffes mehr oder weniger in Richtung größerer Einschraubtiefen hin. Mit diesem Verhalten lässt sich erklären, warum die Einschraubtiefen nach Dose tendenziell etwas höher liegen. Nach der hier vorgeschlagenen Definition der erforderlichen Einschraubtiefe wird die Bolzenbruchkraft in der Regel knapp unterschritten. Wird dieses toleriert, so ergeben sich bei weichen Schrauben etwas zu geringe Einschraubtiefen, wenn keine entsprechende Korrektur vorgesehen wird.

Innerhalb einer akzeptablen Streubandbreite liegen die experimentell ermittelten Gewindeversagenskräfte auf der Ausgleichsgeraden. Zur Validierung der verschiedenen Verfahren zur Berechnung der Einschraubtiefe genügt es, jeweils die Einschraubtiefe zu berechnen und die Gewindeversagenkraft abzugreifen, womit der Erfüllungsgrad ermittelt werden kann. Da auch der jeweils dazugehörige Messwert der Versagenkraft vorliegt, ist der Erfüllungsgrad im Rahmen der Streubreite durch einen zweiten Wert abgesichert.

Bei der Versuchsauswertung ist es anhand von Istwerten der Flankendurchmesser beider Paarungspartner und ihrer axialen Abscherfestigkeiten im Gewinde gelungen, die Scherbruchfestigkeiten beider Teile im Falle des Mischbruchs getrennt zu berechnen und mit dem Systemversagen (Versuch) zu vergleichen, wonach für den Mischbruch das Axiom "actio = reactio" gültig ist. Mit der ideellen Einschraubtiefe als Koordinate lassen sich Scherbruchlinien von Bolzen- und Innengewinde einzeln berechnen. Hierzu werden die Steigungen beider Linien berechnet, die mit der experimentell ermittelten Steigung der Versagenslinie des Systems zu Deckung kommen.

Die hier durchgeführten experimentellen Untersuchungen sind auf das Mischbruchgebiet fokussiert. Das Untersuchungsgebiet erstreckt sich auf den Bereich der  $\lambda_B$ -Werte zwischen 0,358 ( 8.8/ PAN-SoBz16) und 0,626 (4.6/X4 CrNiMo 13-4). Der Gültigkeitsbereich der eigenen experimentellen Untersuchung ist damit beschränkt. Da aber die Berechnungsansätze von [5] und [6] auch die Abscherdurchmesser der Grenzbereiche von D1 und d einschließen, können die zweifelsfrei verlässlichen Gebiete

der Berechnung nach VDI 2230 [4] für Vergleiche herangezogen werden, wonach sich recht gute Übereinstimmungen ergeben. Anhand der durchgeführten Untersuchungen läßt sich auch das Gebiet abschätzen, in dem die Berechnungen nach [4] dubios sind.

### Ausblick

Diverse Versuche mit spröden Innengewindebauteilen führten bei geringen Einschraubtiefen, z.B. nach [4] zum Versagen durch Kraterausbruch. Bei Paarungen mit duktileren Werkstoffen beider Partner kommt es zum Abstreifen durch Umformen der Gewindeprofile. Es ist daher zu empfehlen, zu beiden Versagensformen noch allgemeingültige Kriterien zu formulieren, wonach sicherlich noch Forschungsbedarf besteht.

Der Anspruch der VDI - Richtlinie 2230 auf Allgemeingültigkeit des Berechnungsverfahrens für die erforderliche Einschraubtiefe entspricht nicht der Realität, und sie bedarf erheblicher Nachbesserung im Mischbruchgebiet.

Auch bei den anderen Verfahren wären leichte Korrekturen wünschenswert, um die Zielgenauigkeit noch zu steigern. Hierzu sind verlässliche Angaben über die Istwerte der Gewindeabmessungen und die wahren Scherfestigkeiten der Gewinde in den Abscherquerschnitten erforderlich.

## Nomenklatur

Symbol	Benennung	Einheit
a	Steigung der Gewindeversagenslinie	kN/mm
d	Durchmesser Bolzengewinde	mm
h	Profildicke des Gewindeganges	mm
m	tragende Einschraubtiefe (physisch)	mm
n	Stützziffer	-1-
z	Anzahl der tragenden Gewindegänge	-1-
A	Querschnittsfläche	mm <sup>2</sup>
D	Durchmesser am Innengewinde	mm
F	Kraft	kN
M	Hilfsmaß	mm
$\alpha$	Flankenwinkel	grad
$\beta$	Scherspannungsfaktor [5]	-1-
$\lambda$	Scherfestigkeitsfaktor [6]	-1-
$\tau$	Scherspannung	N/mm <sup>2</sup>
$\Delta$	Differenz	-1-
HV	Vickers-Härte	N/mm <sup>2</sup>
R	Zugfestigkeit	

Index	für	Index	für
m	Max-Wert (Bruchgr.)	$\tau$	Abscheren
id	ideell	( <sup>*</sup> )	Istwert
pl	plastisch	1	Innen- $\emptyset$ v. Innengew.
B	Bolzen	2	Flanken- $\emptyset$
E	Endeneinfluss		
G	Gewindeprofil		
M	Innengewinde		
S	Schaft		

ESV - Nomenklatur neu

## Schrifttumsverzeichnis

- [1] Alexander, E. M.:  
*Canadian Investigation of the Strength of Screw Threads*,  
Report to ISO/TC2/WG4, April 1974
- [2] Alexander, E.M.:  
*Design and Strength of Screw Threads*  
Transaction of Conference on Metric Mechanical Fasteners, presented  
at American National Metric Council Conference, Washington 1975
- [3] Alexander, E.M.:  
*Analysis and Design of Threaded Assemblies*,  
Int. Automotive Engng. Congress and Exposition, Detroit, 1977  
Rep. No. 770420
- [4] Richtlinie VDI 2230, Blatt 1,  
*Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen*  
Beuth Verlag GmbH, Berlin, Okt. 2001
- [5] Dose, G. F., Pittner K.J.:  
*Neuartige Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen,*  
*Zylindrische Einschraubverbindungen,*  
Konstruktion 48, Heft 7/8, Seite 183 -188, Springer- Verlag, Berlin, 1996
- [6] Schwarz, W.:  
*Nachweis der Abstreifsicherheit axial beanspruchter*  
*Einschraubverbindungen*  
Homepage Institut für Konstruktion, Universität Siegen,  
Konstruktions- und Fördertechnik, seit 1997
- [7] Breitenbach, G., Grebe, H, Schulte, E. und Schwarz, W.  
*Statische Tragfähigkeit von Einschraubverbindungen,*  
Vortragsveranstaltung mit Präsentation von Untersuchungs-  
genständen sowie Messvorrichtungen  
Universität Siegen, 10.Sept. 2004
- [8] Dünkel, V.  
*Erweiterte Methode zur Berechnung der Einschraubtiefe,*  
Vortrag zu Schraubenverbindungen, Darmstadt Mai, 2003
- [9] Vitt, S.  
*Untersuchung der Abstreiffestigkeit axial beanspruchter*  
*Einschraubverbindungen,*  
Studienarbeit Nr. 032-21, Universität Siegen , Institut für Konstruktion,  
Juli 2004

Anhang Teil1, S. 1 - Projektpräsentation:

## " Statische Tragfähigkeit von Einschraubverbindungen"

- Universität Siegen- FB Maschinentechnik, 10. September 2004 -

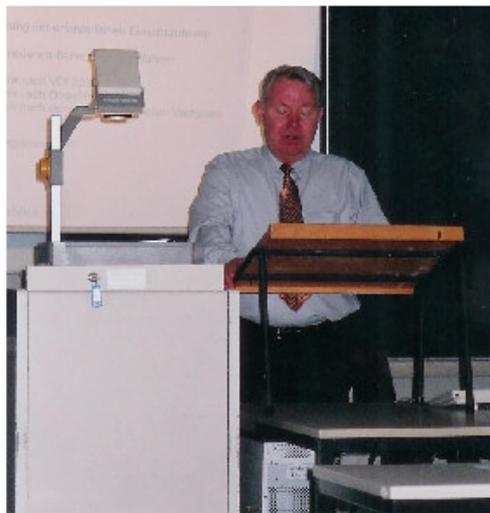


Poster - Geräte - Messwerkzeuge - Versuchsproben

Anhang Teil1, S. 2 - Projektpräsentation:

**" Statische Tragfähigkeit von Einschraubverbindungen"**

- Universität Siegen- FB Maschinentechnik, 10. September 2004 -



Sehen - hören - denken