





Lehrstuhl für  
Betriebswissenschaften und Montagesystemtechnik  
der Technischen Universität München

**Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen  
auf Basis akustischer Emissionen**

**Robert Klingel**

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der  
Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn

Die Dissertation wurde am 13.03.2002 bei der Technischen Universität München  
eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 29.07.2002  
angenommen.



**Forschungsberichte**

**iwb**

**Band 169**

*Robert Klingel*

**Anziehverfahren für hochfeste  
Schraubenverbindungen auf  
Basis akustischer Emissionen**

---

*herausgegeben von  
Prof. Dr.-Ing. G. Reinhart*

---

*Herbert Utz Verlag*



# Forschungsberichte iwb

Berichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen  
und Betriebswissenschaften  
der Technischen Universität München

herausgegeben von

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart  
Technische Universität München  
Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (iwb)

Die Deutsche Bibliothek – CIP-Einheitsaufnahme  
Ein Titeldatensatz für diese Publikation ist  
bei Der Deutschen Bibliothek erhältlich

Zugleich: Dissertation, München, Techn. Univ., 2002

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt. Die dadurch begründeten Rechte, insbesondere die der Übersetzung, des Nachdrucks, der Entnahme von Abbildungen, der Wiedergabe auf photomechanischem oder ähnlichem Wege und der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen bleiben, auch bei nur auszugsweiser Verwendung, vorbehalten.

Copyright © Herbert Utz Verlag GmbH 2002

**ISBN 3-8316-0174-7**

Printed in Germany

Herbert Utz Verlag GmbH, München

Tel.: 089/277791-00 · Fax: 089/277791-01

## **Geleitwort des Herausgebers**

Die Produktionstechnik ist für die Weiterentwicklung unserer Industriegesellschaft von zentraler Bedeutung. Denn die Leistungsfähigkeit eines Industriebetriebes hängt entscheidend von den eingesetzten Produktionsmitteln, den angewandten Produktionsverfahren und der eingeführten Produktionsorganisation ab. Erst das optimale Zusammenspiel von Mensch, Organisation und Technik erlaubt es, alle Potentiale für den Unternehmenserfolg auszuschöpfen.

Um in dem Spannungsfeld Komplexität, Kosten, Zeit und Qualität bestehen zu können, müssen Produktionsstrukturen ständig neu überdacht und weiterentwickelt werden. Dabei ist es notwendig, die Komplexität von Produkten, Produktionsabläufen und -systemen einerseits zu verringern und andererseits besser zu beherrschen.

Ziel der Forschungsarbeiten des *iwb* ist die ständige Verbesserung von Produktentwicklungs- und Planungssystemen, von Herstellverfahren und Produktionsanlagen. Betriebsorganisation, Produktions- und Arbeitsstrukturen sowie Systeme zur Auftragsabwicklung werden unter besonderer Berücksichtigung mitarbeiterorientierter Anforderungen entwickelt. Die dabei notwendige Steigerung des Automatisierungsgrades darf jedoch nicht zu einer Verfestigung arbeitsteiliger Strukturen führen. Fragen der optimalen Einbindung des Menschen in den Produktentstehungsprozess spielen deshalb eine sehr wichtige Rolle.

Die im Rahmen dieser Buchreihe erscheinenden Bände stammen thematisch aus den Forschungsbereichen des *iwb*. Diese reichen von der Produktentwicklung über die Planung von Produktionssystemen hin zu den Bereichen Fertigung und Montage. Steuerung und Betrieb von Produktionssystemen, Qualitätssicherung, Verfügbarkeit und Autonomie sind Querschnittsthemen hierfür. In den *iwb*-Forschungsberichten werden neue Ergebnisse und Erkenntnisse aus der praxisnahen Forschung des *iwb* veröffentlicht. Diese Buchreihe soll dazu beitragen, den Wissenstransfer zwischen dem Hochschulbereich und dem Anwender in der Praxis zu verbessern.

*Gunther Reinhart*



## **Vorwort**

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*) der Technischen Universität München.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart, dem Leiter dieses Instituts, gilt mein besonderer Dank für die wohlwollende Förderung und Unterstützung meiner Arbeit.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn, dem Leiter des Lehrstuhls für Maschinenelemente der Technischen Universität München, möchte ich mich für die Übernahme des Korreferates und die aufmerksame Durchsicht der Arbeit sehr herzlich bedanken.

Darüber hinaus bedanke ich mich bei allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts sowie allen Studentinnen und Studenten, die mich während meiner Zeit am *iwb* und bei der Erstellung meiner Arbeit unterstützt haben.

Mein Dank gilt weiterhin Herrn Dr. Reiner Ade und Herrn Dr. Michael Klos von der Weber Schraubautomaten GmbH sowie Herrn Dr. Andreas Kirchheim und Herrn Peter Wolfer von der Kistler Instrumente AG für die Unterstützung des Projekts „Schreiende Schraube“.

Schließlich möchte ich meiner Frau Karin sehr herzlich danken. Sie hat mit ihrer Geduld und ihrem Verständnis wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen.

München, im August 2002

*Robert Klingel*



# Inhaltsverzeichnis

<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation	1
1.2 Zielsetzung	3
1.3 Gliederung der Arbeit	3
<b>2 Grundlagen der Schraubtechnik</b>	<b>5</b>
2.1 Übersicht	5
2.2 Begriffe und Definitionen	5
2.2.1 Schraubenverbindung	5
2.2.2 Festigkeitsklassen	5
2.2.3 Abmessungen des metrischen ISO-Gewindes	6
2.2.4 Abmessungen von Schraube und Schraubenverbindung	8
2.2.5 Schraubfall, Schraubfallhärte und Fügemoment	9
2.2.6 Schraubvorgang, Schraubstufen und Schraubverfahren	10
2.3 Kräfte an der Schraubenverbindung	12
2.4 Erzeugung der Vorspannkraft mittels Drehmoment	16
2.4.1 Anziehdrehmoment, Nutzmoment und Reibung	16
2.4.2 Spannungen im Schraubenschaft	19
2.5 Zusammenfassung und Fazit	20
<b>3 Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen</b>	<b>21</b>
3.1 Einleitung	21
3.2 Konventionelle Anziehverfahren	23
3.2.1 Drehmomentgesteuertes Anziehen	23
3.2.2 Drehwinkelgesteuertes Anziehen	26
3.2.3 Streckgrenzgesteuertes Anziehen	31
3.2.4 Optimierungspotenzial bei konventionellen Verfahren	34
3.3 Reversierende Anziehverfahren	36
3.3.1 Berechnung der Vorspannkraft	36
3.3.2 Berechnung des Anziehdrehmoments	37
3.3.3 Berechnung des Anziehdrehwinkels	39
3.4 Dehnungsgesteuerte Anziehverfahren	41
3.4.1 Dehnungsmessung bei konventionellen Verfahren	41

## Inhaltsverzeichnis

---

3.4.2	Messung der Verformung des Schraubenkopfes	43
3.4.3	Ultraschallgestützte Anziehverfahren	45
3.5	Fazit und Konsequenz	49
<b>4</b>	<b>Akustische Emission beim Anziehen von Schraubenverbindungen</b>	<b>51</b>
4.1	Übersicht	51
4.2	Akustische Emission bei metallischen Werkstoffen	52
4.2.1	Begriffe und Definitionen	52
4.2.2	Eigenschaften der akustischen Emission	53
4.2.3	Entstehungsmechanismen akustischer Emissionen	55
4.2.4	Bisherige Einsatzfelder	58
4.3	Versuchsaufbau	60
4.3.1	Schraubspindel	60
4.3.2	Vorrichtungen	61
4.3.3	Schraubwerkzeug zur Messung akustischer Emissionen	64
4.4	Signalverarbeitung	68
4.4.1	Konvertierung der akustischen Emissionen zum RMS-Wert	68
4.4.2	Relevanter Frequenzbereich	70
4.5	RMS-Signal bei unterschiedlichen Spannungszuständen	73
4.6	Grundlegende Schraubversuche	75
4.6.1	Merkmale zur Analyse des RMS-Signals	76
4.6.2	Einfluss grundlegender Parameter der Schraubenverbindung	77
4.6.3	RMS-Signal bei fehlerhaften Verschraubungen	85
4.7	Zusammenfassung	89
<b>5</b>	<b>Konzeption des Anziehverfahrens</b>	<b>91</b>
5.1	Anforderungen an das Anziehverfahren	92
5.2	Einrichten des Schraubfalles	93
5.2.1	Prüfung der Eignung des RMS-Signals	94
5.2.2	Berechnung der schraubfallspezifischen Referenzdaten	95
5.3	RMS-gesteuertes Anziehen von Schraubenverbindungen	97
5.3.1	Steuerung des Anziehvorgangs	97
5.3.2	Sicherung des Anziehvorgangs	97
5.4	Zusammenfassung	101

<b>6 Praktische Anwendung des Anziehverfahrens</b>	<b>103</b>
6.1 Übersicht	103
6.2 Schraubsystem	103
6.2.1 Schraubspindel	104
6.2.2 Modul zur Messung akustischer Emissionen	105
6.2.3 Erweiterung der Steuerungssoftware	107
6.3 PC-basiertes Einrichten des Schraubfalls	108
6.3.1 Ermittlung der Parameter des Schraubprogrammes	108
6.3.2 Berechnung der Referenzdaten	109
6.4 Vorspannkraftgenauigkeit des Anziehverfahrens	112
6.4.1 Genauigkeit des RMS-gesteuerten Verfahrens	112
6.4.2 Genauigkeit des drehmomentgesteuerten Verfahrens	114
6.4.3 Fazit	115
6.5 Anwendungsbeispiele	115
6.6 Bewertung des Verfahrens	118
6.6.1 Technologische Aspekte	118
6.6.2 Wirtschaftliche Aspekte	118
6.6.3 Gesamtbewertung	122
6.7 Zusammenfassung	124
<b>7 Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>125</b>
<b>8 Literatur</b>	<b>127</b>
<b>9 Glossar</b>	<b>141</b>

## **Inhaltsverzeichnis**

---

# Abkürzungen und Formelzeichen

## Großbuchstaben

$A_S$  Spannungsquerschnitt des Schraubengewindes nach DIN 13 T2

$$A_S = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$$

Durch diese empirisch ermittelte Größe ist bei zügiger Belastung bereits die Kerbwirkung des Gewindes berücksichtigt.

$A_{d3}$  Kernquerschnitt des Gewindes nach DIN 13 Teil 2

$D_{km}$  Wirksamer Durchmesser für das Reibungsmoment in der Schraubenkopf- bzw. Mutterauflage

$E$  Elastizitätsmodul

$E_P$  Elastizitätsmodul der verspannten Teile (Platten)

$E_S$  Elastizitätsmodul des Schraubenwerkstoffes

$F_A$  Axialkraft, axiale Betriebskraft oder axiale Komponente der Betriebskraft  $F_B$

$F_B$  Beliebig gerichtete Betriebskraft

$F_K$  Klemmkraft

$F_{Kerf}$  Erforderliche Klemmkraft für Dichtfunktion, Reibschluss und zur Verhinderung des einseitigen Abhebens an der Trennfuge

$F_M$  Montagevorspannkraft; berechneter Tabellenwert bei 90%iger Ausnutzung von  $R_{p0.2}$  durch die Vergleichsspannung  $\sigma_{red}$

$F_{Mmax}$  Maximale Montagevorspannkraft

$F_{Mmin}$  Minimale Montagevorspannkraft

$F_{PA}$  Anteil der Axialkraft, der die verspannten Teile entlastet

$F_{RMS,sig}$  Vorspannkraft, ab der ein signifikanter Anstieg im RMS-Signal zu beobachten ist

$F_S$  Schraubenkraft

$F_{SA}$  Anteil der Betriebskraft, der die Schraube axial belastet

$F_V$  Wirksame Vorspannkraft

$F_z$  Vorspannkraftverlust durch Setzen

## **Abkürzungen und Formelzeichen**

---

$F_{0,2}$	Schraubenkraft an der Mindeststreckgrenze bzw. der 0,2%-Dehngrenze
$M_A$	Für das Anziehen auf die Kraft $F_M$ benötigtes Anziehdrehmoment
$M_{A\max}$	Maximales Anziehdrehmoment
$M_{A\min}$	Minimales Anziehdrehmoment
$M_G$	Gewindemoment, bestehend aus Nutzmoment und Gewindereibmoment
$M_{GST}$	Nutzmoment (abhängig von der Steigung des Gewindes)
$M_{GR}$	Gewindereibmoment
$M_{KR}$	Kopfreibmoment
$P$	Steigung des Schaubengewindes
RMS	Quadratischer Mittelwert eines Messsignals ( <b>Root Mean Square</b> )
$R_m$	Zugfestigkeit der Schraube; Mindestwert nach DIN ISO 898 Teil 1
$R_{p0,2}$	0,2%-Dehngrenze; Mindestwert nach DIN ISO 898 Teil 1
SW	Schlüsselweite

## **Kleinbuchstaben**

$d$	Schraubendurchmesser (Gewindeaußendurchmesser, Nenndurchmesser)
$d_2$	Flankendurchmesser des Schaubengewindes
$d_3$	Kerndurchmesser des Schaubengewindes
$d_h$	Durchmesser der Durchgangsbohrung
$f$	Längenänderung unter dem Einfluss einer Kraft $F$
$f_{PM}$	Verformung der Bauteile (Platten) infolge der Montagevorspannkraft
$f_{SM}$	Verformung der Schraube infolge der Montagevorspannkraft
$f_z$	Elastische Verformung durch Setzerscheinungen
$l_k$	Klemmlänge
$m$	Mutternhöhe
$m_{kr}$	Kritische Mutternhöhe bzw. kritische Einschraubtiefe
$m_{eff}$	Effektive Mutternhöhe bzw. effektive Einschraubtiefe

## Griechische Buchstaben

$\alpha$	Flankenwinkel des Schraubengewindes
$\alpha_A$	Anziehfaktor bzw. Montageunsicherheitsfaktor; $\alpha_A = \frac{F_{M\max}}{F_{M\min}}$
$\delta$	Elastische Nachgiebigkeit
$\delta_G$	Elastische Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindes
$\delta_P$	Elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile bei zentrischer Verspannung und zentrischer Belastung
$\delta_S$	Elastische Nachgiebigkeit der Schraube
$\varepsilon$	Dehnung
$\vartheta$	Drehwinkel beim Anziehen einer Schraube
$\mu_G$	Reibungszahl im Gewinde
$\mu_{ges}$	Mittlere Reibungszahl für Gewinde und Kopfauflage
$\mu_K$	Reibungszahl in der Schraubenkopf-/Mutterauflage
$\nu$	Ausnutzungsgrad der Schraube nach VDI 2230 (1998)
$\sigma$	Normalspannung
$\sigma_{red}$	Reduzierte Spannung, Vergleichsspannung
$\sigma$	Standardabweichung
$\tau$	Torsionsspannung
$\tau_B$	Schubfestigkeit $\tau_B \approx 0,6 \cdot R_m$
$\tau_K$	kritische Schubspannung
$\Phi_{F, RMS}$	Maß für den Anteil des elastischen Verformungsbereichs der Schraube, über den mit dem RMS-gesteuerten Verfahren eine Aussage möglich ist.
$\Phi_{F, RMS}$	$\Phi_{F, RMS} = 1 - \frac{F_{RMS,sig}}{F_{0,2}}$
mit:	$F_{0,2}$ : Zugkraft am Streckgrenzpunkt der Schraube
	$F_{RMS,sig}$ : Vorspannkraft, ab der das RMS-Signal signifikant ansteigt
$\varphi$	Steigungswinkel des Schraubengewindes



# 1 Einleitung

Wie bei vielen anderen technischen Bauteilen, z.B. bei Rädern, Tragflügeln und Versteifungsrippen, sind in der Natur auch für das Gewinde entsprechende Vorbilder zu finden. Möglicherweise lieferte eine spiralförmig an einem Baum emporwachsende Kletterpflanze die zündende Idee für die Entwicklung der Schraube. Historisch gesehen dürfte die Archimedische Schraube (ca. 250 v. Chr.) eine der ersten Anwendungen gewesen sein (KELLERMANN 1962). Mit Hilfe dieser in einem schräg nach oben gerichteten Rohr eingebauten Schneckenspindel konnte Wasser auf ein höheres Niveau angehoben werden. Es handelte sich hier um eine **Bewegungsschraube**. In den folgenden Jahrhunderten wurde das mechanische Prinzip weiterentwickelt und in zahlreichen Geräten, z.B. Pressen zur Gewinnung von Olivenöl oder Wein, eingesetzt.

Seltener angewendet wurde in dieser Zeit die **Befestigungsschraube**, mit der ein oder mehrere Bauteile so miteinander verbunden werden, dass sie sich bei Belastung wie ein einziges Bauteil verhalten. Sie kam überwiegend für Schmuckgegenstände und einfache medizinische Geräte zum Einsatz (WÜRTH & BLANK 1995). Mit dem zunehmenden Einsatz technischer Geräte in der ersten Hälfte des 19. Jahrhunderts gewann die Befestigungsschraube an Bedeutung. Dadurch kam es auch zu steigenden Anforderungen an das mittlerweile in größeren Stückzahlen sowohl spanend als auch spanlos hergestellte Verbindungselement. So wurde vom VDI im Jahre 1859 ein einheitliches Maßsystem für Gewinde aufgestellt. Dies war der erste Schritt zur Gewährleistung der Austauschbarkeit von Schrauben. Aufgrund der zahlreichen in dieser Zeit existierenden Gewindesysteme, die sich z.T. von Schraubenwerk zu Schraubenwerk unterschieden, war dies zuvor nahezu unmöglich. Erst 1964, also knapp 100 Jahre nach der Aufstellung der ersten diesbezüglichen Richtlinien, wurde das metrische ISO-Gewinde weltweit genormt.

Nachdem die Schraubenverbindung lange Zeit eine dominierende Rolle in der Verbindungstechnik eingenommen hatte, ist ihre Anzahl z.B. in der Automobilindustrie in den letzten Jahren zurückgegangen (AUTOMOBIL-PRODUKTION 1998). Gleichwohl gilt dieser Trend nur für diejenigen Verbindungen, die später nicht mehr lösbar sein müssen und daher durch wirtschaftlichere Fügeverfahren wie Durchsetzfügen, Kleben oder Schweißen ersetzt werden können. Wird jedoch z.B. aus Wartungsgründen eine lösbare Verbindung benötigt, nimmt die Schraubenverbindung nach wie vor eine herausragende Stellung ein (REINHART & LEHNER 2000).

## 1.1 Motivation

Um die Anforderung seitens der Kraftfahrzeug- sowie der Luft- und Raumfahrtindustrie nach Verbindungselementen mit größtmöglicher Tragfähigkeit zur erfüllen, wurden **hochfeste Schraubenverbindungen** sowie die dazu notwendigen Werkstoffe und Fertigungsverfahren entwickelt (WIEGAND 1988). Sie ermöglichen die

## **Einleitung**

---

Übertragung wesentlich höherer Kräfte, wodurch die Dimension bzw. die Anzahl der insgesamt benötigten Schrauben reduziert werden kann.

Nicht zuletzt aufgrund der kontinuierlich ansteigenden Energie- und Rohstoffpreise setzen sich in diesen Bereichen zunehmend Leichtbaukonzepte durch. Grundlegendes Ziel dabei ist die optimale Ausnutzung der Tragfähigkeit des eingesetzten Werkstoffes (REINHART & LEHNER 2000). Die Schraubverbindung sollte also bei der Konstruktion idealer weise so ausgelegt werden, dass ihre Tragfähigkeit im späteren Betrieb vollständig ausgeschöpft, jedoch nicht überschritten wird.

Bei der Auslegung einer Schraubenverbindung können die Belastungsverhältnisse im Betrieb z.B. mit Hilfe der Finite Elemente Methode exakt ermittelt und daraus die bei der Montage zu erzeugende Vorspannkraft berechnet werden.

Bei der Montage ist es jedoch derzeit nicht möglich, die Vorspannkraft mit derselben Präzision herzustellen, mit der sie zuvor berechnet wurde. Es stehen keine Messgrößen zur Verfügung, mit denen die tatsächlich erreichte Montagevorspannkraft exakt ermittelt werden kann. Die besten Ergebnisse werden in der Praxis derzeit mit Hilfe der Messgröße Drehmoment erzielt. Die Bestimmung der Vorspannkraft erfolgt in diesem Fall aber nur indirekt und wird in ihrer Genauigkeit von vielen Störfaktoren beeinflusst, hauptsächlich durch die Reibung im Gewinde und unter dem Schraubekopf. Zur Überwindung der Reibung müssen mehr als 80% des Drehmomentes aufgebracht werden. Das bedeutet, dass weniger als 20% des beim Fügen der Schraubenverbindung aufgebrachten Drehmoments für die Erzeugung der Vorspannkraft zur Verfügung stehen. Hinzu kommt, dass die Reibung keinesfalls konstant ist: Auch bei optimal hergestellten Schraubverbindungen müssen Schwankungen des Reibkoeffizienten von mehr als  $\pm 20\%$  in Kauf genommen werden (VDI 2230 1998). Da die Höhe der Reibung während des Anziehvorganges nicht gemessen werden kann und gleichzeitig das in die Schraube eingeleitete Drehmoment konstant gehalten wird, kommt es an den verschraubten Bauteilen zu entsprechend großen Schwankungen der Vorspannkraft. Die Verbindung muss daher so dimensioniert werden, dass einerseits die bei hoher Reibung auftretende minimale Vorspannkraft für die Funktion der Schraubverbindung ausreichend ist, andererseits die bei sehr niedriger Reibung entsprechend höhere Vorspannkraft nicht zur Beschädigung der Schraube führt. Abhängig von Anziehverfahren und -werkzeug müssen die Verbindungen aus diesem Grund bis zu 2,5fach überdimensioniert werden. Der überwiegende Teil der Tragfähigkeit wird also nur für das Auffangen der bei der Montage auftretenden Unsicherheiten genutzt. In konstruktiver Hinsicht ist dieser Anteil jedoch nicht nutzbar. Ein Zustand der insbesondere bei der Realisierung von Leichtbaukonzepten nicht akzeptabel ist.

Es müssen daher Lösungen gefunden werden, die eine exakte Herstellung der vom Konstrukteur geforderten Vorspannkraft beim Anziehen einer Schraubenverbindung ermöglichen. Analysiert man die gesamte Prozesskette, so stellt man fest, dass sowohl hinsichtlich der Berechnungsverfahren für die Auslegung als auch der Fertigungsverfahren für Bauteile und Verbindungselemente in den letzten Jahr-

zehnten deutliche Fortschritte erzielt worden sind. Auch die Gerätetechnik wurde kontinuierlich verbessert und vielversprechende Ansätze zur Flexibilisierung der bisher überwiegend in starren Montagestationen eingesetzten Schraubtechnik entwickelt (FELDMANN ET AL. 2001). Es fehlen jedoch Anziehverfahren, mit denen insbesondere bei Serienverschraubungen eine hohe Vorspannkraftgenauigkeit erreicht werden kann (VDI 2230 1998, ICS 1998).

## 1.2 Zielsetzung

Aufgrund des oben erläuterten Sachverhalts beschäftigt sich die vorliegende Arbeit mit der Konzeption und der prototypenhaften Realisierung eines Anziehverfahrens für hochfeste Schraubenverbindungen, das eine wesentlich genauere Erzeugung der Vorspannkraft ermöglicht. Steuergröße ist hier nicht mehr das Drehmoment, sondern die beim Anziehen der Schraubenverbindung auftretende akustische Emission.

KAISER (1950) hat bereits Mitte des letzten Jahrhunderts bei Zugversuchen an metallischen Werkstoffen Geräusche gemessen und dabei zunächst festgestellt, dass der Effekt der akustischen Emission (AE) bei der Belastung nahezu aller metallischer Werkstoffe mehr oder weniger ausgeprägt auftritt. Weiterhin hat er entdeckt, dass dieser Effekt nicht reversibel ist. Das bedeutet, dass ein bereits belasteter Werkstoff bei erneuter Belastung erst dann wieder akustische Emissionen abgibt, wenn er über das vorherige Niveau hinaus belastet wird. Es war naheliegend diesen sog. Kaiser-Effekt zu nutzen, um nachträglich zu ermitteln, welcher Belastung ein Bauteil zuvor bereits ausgesetzt war. In quasistatischen Zugversuchen an Schraubenbolzen konnte die zunächst unbekannte Vorbelastung mit einer Genauigkeit von unter 1% ermittelt werden (KAISER 1953).

In produktionstechnischen Anwendungen wurden akustische Emissionen bisher hauptsächlich für die **Überwachung** von Prozessen genutzt (LÖFFLER 1998, MILBERG ET AL. 1997, MILBERG & WISBACHER 1992).

Im Rahmen der Arbeit sollen akustische Emissionen erstmals zur **Steuerung** eines produktionstechnischen Prozesses eingesetzt werden. Hauptziel ist die Entwicklung eines Anziehverfahrens, mit dem eine signifikante Genauigkeitssteigerung der beim Anziehen einer Schraube im elastischen Verformungsbereich des Schraubenwerkstoffes erzeugten Vorspannkraft erreicht werden kann.

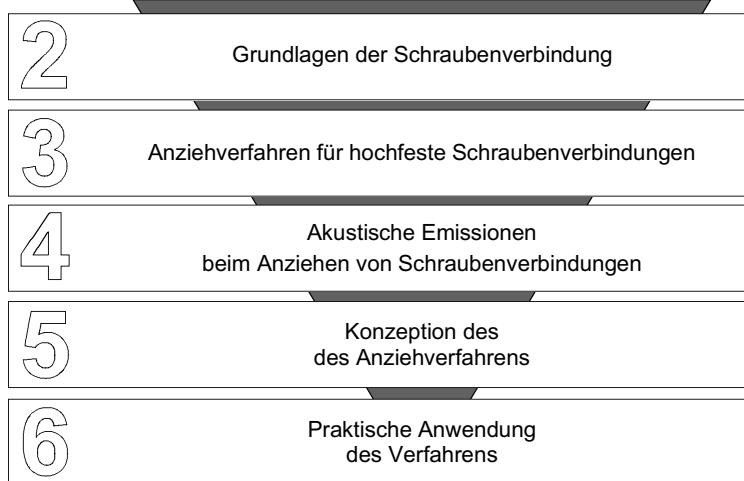
## 1.3 Gliederung der Arbeit

Als Einstieg in die Schraubtechnik werden in Kapitel 2 die wichtigsten Begriffe und Definitionen sowie die prinzipiellen mechanischen Zusammenhänge beim Anziehen einer Schraubenverbindung erläutert.

## **Einleitung**

---

In Kapitel 3 erfolgt eine Analyse der zurzeit aus dem Stand der Technik und aus Forschungsansätzen bekannten Anziehverfahren sowie der jeweils zugrunde gelegten Methoden und Messgrößen zur Bestimmung der Vorspannkraft.



*Abb. 1.1: Gliederung der Arbeit*

Kapitel 4 umfasst zunächst die Grundlagen der akustischen Emission, soweit sie für die in dieser Arbeit verwendeten Ansätze und Methoden relevant sind. Zudem werden die eingesetzten Versuchseinrichtungen vorgestellt. Im Anschluss daran werden die Ergebnisse von grundlegenden Versuchen vorgestellt. Dabei wird unter anderem diskutiert, wie sich die Ausprägung verschiedener Parameter einer Schraubenverbindung, z.B. der Festigkeitsklasse und Beschichtung, auf die akustische Emission auswirkt.

In Kapitel 5 werden die Anforderungen an das neue Anziehverfahren und darauf aufbauend die Konzeption des Anziehverfahrens vorgestellt.

Im Kapitel 6 wird ein Schraubsystem für das neue Anziehverfahren vorgestellt. Anhand einiger Anwendungsbeispiele wird die Leistungsfähigkeit des Verfahrens überprüft. Abschließend wird das Verfahren hinsichtlich technischer und wirtschaftlicher Gesichtspunkte bewertet.

## 2 Grundlagen der Schraubtechnik

### 2.1 Übersicht

Im folgenden Kapitel werden die Grundlagen für das Verständnis der Vorgänge beim Anziehen einer Schraubenverbindung dargestellt. Eingangs werden dazu die wichtigsten Begriffe und Definitionen aus der Schraubtechnik erläutert (Kapitel 2.2).

Zweiter Schwerpunkt des Kapitels ist die Betrachtung der an einer Schraubenverbindung auftretenden Kräfte, soweit dies für das Verständnis der Arbeit erforderlich ist. Im Mittelpunkt steht dabei die Vorspannkraft als zentrale Größe der Schraubtechnik (Kapitel 2.3).

Bei dem im Rahmen der Arbeit entwickelten Verfahren wird die Vorspannkraft durch das Drehen der Schraube, d.h. durch das Aufbringen eines Drehmoments am Schraubenkopf, erzeugt. Daher werden abschließend in diesem Kapitel die diesem Verfahrensprinzip zugrunde liegenden Zusammenhänge erläutert (Kapitel 2.4).

### 2.2 Begriffe und Definitionen

#### 2.2.1 Schraubenverbindung

Das Fertigungsverfahren Schrauben ist in der DIN 8580 (1985) der Hauptgruppe 4, dem **Fügen** zugeordnet. Innerhalb dieser Hauptgruppe ist es in der Gruppe 4.3, dem **Anpressen/Einpressen** (DIN 8593 TEIL 3 1985) zu finden.

Die **Schraubenverbindung** ist als eine lösbare Verbindung von zwei oder mehreren Teilen durch eine oder mehrere Schrauben definiert. Sie soll Kräfte und Momente zwischen den verbundenen Teilen bei eindeutiger Lagezuordnung übertragen. Die Schrauben selber sind so zu bemessen, dass sie den auftretenden Betriebskräften standhalten und damit die Funktion der entstandenen Verbindung gewährleistet wird (VDI 2230 1998, DUBBEL 1990, S. G35).

Als **hochfeste Schraubenverbindungen** werden nur jene der Festigkeitsklassen 8.8, 9.8, 10.9 sowie 12.9 (siehe Kap. 2.2.3) angesehen, wobei die Festigkeitsklasse 9.8 nur in angelsächsischen Ländern von Bedeutung ist (KAYSER 1991) und im Rahmen der Arbeit nicht betrachtet wird.

#### 2.2.2 Festigkeitsklassen

Die Schrauben werden nach EN 20898-1 (1992) hinsichtlich ihrer Nennzugfestigkeit und Bruchdehnung in verschiedene Festigkeitsklassen eingeteilt, die durch zwei

Zahlen (z.B. 12.9) gekennzeichnet sind: die erste Zahl entspricht 1/100 der Nennzugfestigkeit  $R_m$  in  $\text{N/mm}^2$ . Die zweite Zahl gibt das 10fache des Verhältnisses der unteren Streckgrenze  $R_{EL}$  (bzw. der 0,2%-Dehngrenze  $R_{p0,2}$ ) zur Nennzugfestigkeit  $R_m$  an. Die Multiplikation beider Zahlen ergibt 1/10 der Streckgrenze in  $\text{N/mm}^2$ .

Die Festigkeitsklasse 12.9 weist somit eine Nennzugfestigkeit  $R_m$  von  $1200 \text{ N/mm}^2$  und eine Nennstreckgrenze von  $10 \cdot 12 \cdot 9 = 1080 \text{ N/mm}^2$  auf.

Dabei ist zu beachten, dass es sich bei diesen Angaben um Mindestwerte handelt. Die bei der Prüfung einer Schraube ermittelten Werte sind in der Regel höher als die Nennwerte.

### 2.2.3 Abmessungen des metrischen ISO-Gewindes

Ein Gewinde ist eine profilierte Einkerbung, die längs einer um einen Zylinder gewundenen Schraubenlinie verläuft. Die Art des Gewindes wird durch die Profilform (z.B. Dreieck, Trapez), die Steigung, die Gangzahl (ein- oder mehrgängig) und den Windungssinn der Schraubenlinie (rechts- oder linksgängig) bestimmt (MATEK 1987).

Das metrische, eingängige ISO-Gewinde hat für die praktische Anwendung die größte Bedeutung (WIEGAND 1988, S. 6). Es ist nach DIN 13 (1983) durch folgende Abmessungen definiert (Abb. 2.8):

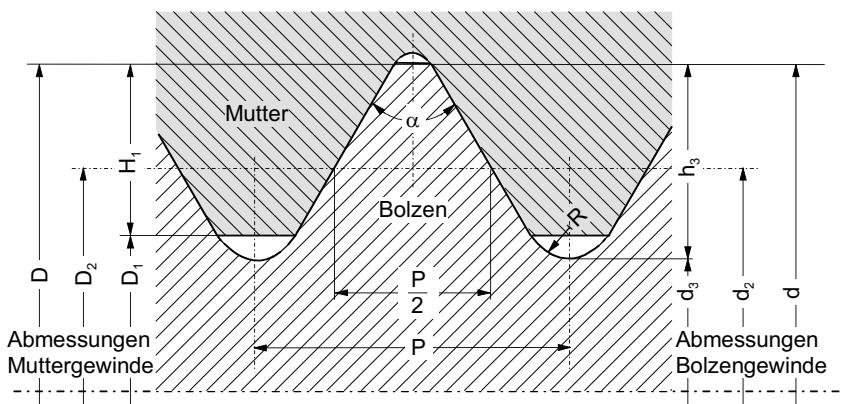


Abb. 2.1: Metrisches ISO-Gewinde nach DIN 13

- $d$  bzw.  $D$ : Nenndurchmesser des Bolzen- bzw. des Muttergewindes
- $d_3$  bzw.  $D_1$ : Kerndurchmesser des Bolzen- bzw. des Muttergewindes
- $P$ : Gewindesteigung

- $d_2$  bzw.  $D_2$ : Flankendurchmesser. Dieser wird definitionsgemäß an der Stelle gemessen, an der die Breite von Zahnflanke und Zahnzwischenraum genau die halbe Gewindesteigung  $P$  beträgt
- $\alpha$ : Flankenwinkel
- $R$ : Radius am Gewindegrund
- $h_3$ : Gewindetiefe
- $H_1$ : Flankenüberdeckung (Gewindetragtiefe)

Das metrische ISO-Gewinde ist ein Spitzgewinde mit einem Flankenwinkel  $\alpha$  von  $60^\circ$ . Es wird zwischen Regel- und Feingewinde unterschieden. Feingewinde weisen bei gleichem Nenndurchmesser eine kleinere Steigung  $P$  als die Regelgewinde auf. Sind Nenndurchmesser, Profil und Steigung des Gewindes bekannt, können die anderen Gewindemaße berechnet werden (vgl. DIN 13 1983).

### Spannungsquerschnitt $A_s$

Ein Gewinde mit dem Kerndurchmesser  $d_3$  kann im Zugversuch aufgrund der Kerbwirkung höhere Kräfte aufnehmen als ein ungekerbtes, glattes Bauteil mit demselben Schaftdurchmesser  $d=d_3$  (SCHNEIDER & THOMALA 1984, EN 20898-1 1992). Um aus den Ergebnissen des Zugversuchs an Schrauben direkt die Zugfestigkeit  $R_m$  und 0,2%-Dehngrenze  $R_{p0.2}$  bzw. Streckgrenze  $R_e$  ermitteln zu können, werden die ermittelten Kräfte nicht auf den Kernquerschnitt der Schraube sondern auf den größeren Spannungsquerschnitt  $A_s$  bezogen. Dieser wird wie folgt berechnet:

$$A_s = \frac{\pi}{4} d_s^2 = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad (2.1)$$

Der Durchmesser  $d_s$  liegt zwischen dem Kern- und dem Flankendurchmesser. Die Zugfestigkeit  $R_m$  einer Schraube berechnet sich damit zu:

$$R_m = \frac{F_m}{A_s} \quad (2.2)$$

mit:  $F_m$  = Maximalkraft des Zugversuchs

Dieser Wert kann nun direkt mit der Zugfestigkeit  $R_m$  einer ungekerbten, glatten Probe verglichen werden.

## 2.2.4 Abmessungen von Schraube und Schraubenverbindung

Neben den Gewindedimensionen sind Schrauben durch folgende Hauptabmessungen gekennzeichnet (Abb. 2.2).

- Kopfdurchmesser  $d_k$
- Kopfhöhe  $k$
- Gewindelänge  $b$
- Schaftlänge  $l$
- Nenndurchmesser  $d$
- Schaftdurchmesser  $d_{Sch}$  bzw.  $d_T$

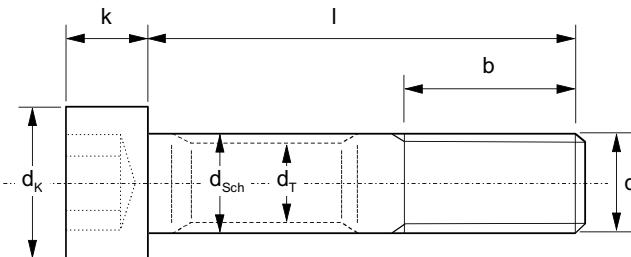


Abb. 2.2: Hauptabmessungen einer Innensechskantschraube DIN 912

Bei einer **Vollschaftschraube** ist der Schaftdurchmesser  $d_{Sch}$  gleich dem Nenndurchmesser. Eine **Taillen- oder Dehnschaftschraube** weist den Schaftdurchmesser  $d_T$  auf, der kleiner ist als der Durchmesser  $d_s$  des Spannungsquerschnitts.

Die montierte Schraubenverbindung wird durch folgende Maße bestimmt (Abb. 2.3):

- **Klemmlänge  $l_K$ :** Abstand zwischen der Auflage des Schraubenkopfes und der Auflage der Mutter bzw. des Bauteils mit Muttergewinde.
- **Durchmesser der Durchgangsbohrung  $d_h$ :** In Verbindung mit dem Kopfdurchmesser  $d_k$  wird der wirksame Durchmesser  $D_{Km}$  für das Reibungsmoment in der Kopf- bzw. Mutterauflage berechnet:

$$D_{Km} = \frac{d_k + d_h}{2} \quad (2.3)$$

- **Länge des freien belasteten Gewindes  $l_{Gew}$ :** Abstand zwischen Gewindeauslauf und Mutterauflagefläche. Diese Größe beeinflusst die Kerbwirkung und in der Folge die Zugfestigkeit sowie die Bruchausbildung des Gewindes. So weist eine Schraube aus zähem Werkstoff bei nur wenigen freien belasteten Gewindegängen zwar eine relativ hohe Zugfestigkeit auf, dafür stellt sich aber ein sprödes

Bruchverhalten und ein Bruch im Gewindeauslauf ein. Bei einer größeren Anzahl freier belasteter Gewindegänge sinkt die Zugfestigkeit zwar ab, vor dem zähen Bruch stellt sich jedoch eine Einschnürung im belasteten freien Gewinde ein.

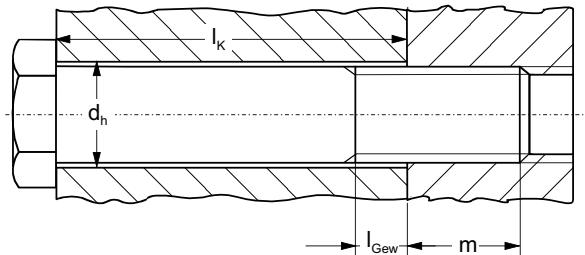


Abb. 2.3: Klemmlänge, freies belastetes Gewinde und Einschraubtiefe

- **Einschraubtiefe  $m$ :** Länge der Überdeckung von Bolzen- und Muttergewinde. Um ein Versagen der Schraubenverbindung durch Abstreifen von Bolzen- oder Muttergewinde zu verhindern, muss diese ausreichend groß sein. Die **kritische Einschraubtiefe  $m_{KR}$**  ist als diejenige definiert, bei der die ineinandergreifenden Gewindegänge und der Schraubenbolzen die gleiche Tragfähigkeit aufweisen (WIEGAND 1988, S. 118). Die Einschraubtiefe wird bis zum Erreichen von  $m_{KR}$  als **unterkritisch**, darüber hinaus als **überkritisch** bezeichnet.

## 2.2.5 Schraubfall, Schraubfallhärte und Fügemoment

Beim Anziehen einer Schraubenverbindung tritt für die Kombination aus Schraube und Bauteilen ein spezifischer Zusammenhang zwischen Drehmoment  $M$  und Drehwinkel  $\vartheta$  auf. Dieser wird als **Schraubfall** bezeichnet (ICS 1997, Abb. 2.4).

Beim Eindrehen der Schraube in ein geschnittenes Gewinde tritt ein vergleichsweise geringes Moment, das sog. **Einschraubmoment**, auf. Unmittelbar nach der Kopfauflage steigt das Drehmoment deutlich an. Zunächst ist dieser Anstieg jedoch nicht linear, da es zu Einebnungs- und Setzvorgängen an den Bauteilen kommt. Der **Fügpunkt** bzw. das **Fügemoment  $M_F$**  ist erreicht, wenn der Gradient aus Drehmoment und Drehwinkel erstmals maximal wird, d.h. die Drehmomentkurve linear ansteigt. Das **Anziehdrehmoment  $M_A$**  ist definiert als das Drehmoment, bei dem die **Montagevorspannkraft  $F_M$**  erreicht ist.

Die **Schraubfallhärte** ergibt sich aus den Steifigkeiten und der Geometrie von Bau- teilen und Schraube. Nach ISO 5393 (1992) sind zwei Schraubfallhärten definiert:

- **Harter Schraubfall:** das Anziehdrehmoment  $M_A$  wird nach einem **Anziehdrehwinkel  $\vartheta_A$**  von  $30^\circ$  erreicht
- **Weicher Schraubfall:** der Anziehdrehwinkel  $\vartheta_A$  beträgt  $720^\circ$

Die Drehwinkelzählung wird in beiden Fällen mit dem Erreichen von 10% des Anziehdrehmoments  $M_A$  gestartet.

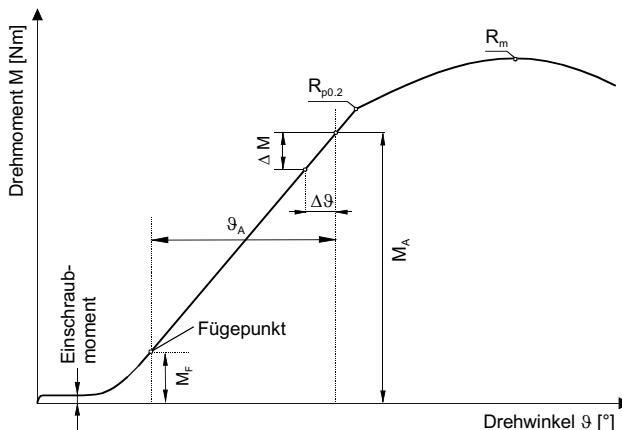


Abb. 2.4: Der Schraubfall: Verlauf von Drehmoment über Drehwinkel

## 2.2.6 Schraubvorgang, Schraubstufen und Schraubverfahren

Aufgrund der Verschiedenartigkeit der Schraubfälle (z.B. Schraubfallhärte) und der Vielzahl unterschiedlicher Anforderungen an die Schraubenverbindung ist es notwendig, den Schraubvorgang an die jeweils spezifischen Gegebenheiten anzupassen. Es ist daher naheliegend, den Schraubvorgang in mehrere Abschnitte, so genannte **Schraubstufen**, zu unterteilen. In einer Schraubstufe wird jeweils ein bestimmtes **Schraubverfahren** abgearbeitet, das eine spezifische Teilaufgabe innerhalb des gesamten Schraubvorgangs erfüllt (ICS 1998, S. 361).

So wird z.B. das Schraubverfahren „Einschrauben“ in das Muttergewinde mit Blick auf minimale Taktzeiten mit einer hohen Drehzahl durchgeführt, während das eigentliche **Festziehen auf Drehmoment** mit deutlich geringerer Drehzahl durchgeführt wird, um die Auswirkung dynamischer Effekte auf die Vorspannkraftgenauigkeit gering zu halten (Abb. 2.5). Bei hohen Drehzahlen besteht die Gefahr, dass die Schraube aufgrund der Massenträgheit des Schraubsystems nach dem Abschalten des Antriebs um einen gewissen Winkel weitergedreht wird. Dieser Effekt wirkt sich insbesondere bei harten Schraubfällen negativ auf das Prozessergebnis aus.

Zur Parametrierung der Schraubverfahren werden zwei Arten von Parametern eingesetzt (ICS, S. 338, VDI2862 1999):

- **Steuerparameter:** diese nehmen direkten Einfluss auf den Schraubvorgang. Über sie erfolgt die Weiterschaltung zwischen den Schraubstufen und das Beenden des Anziehvorgangs, sobald ein vorgegebener Sollwert erreicht ist.

- **Überwachungsparameter:** Insbesondere bei automatisierten Schraubsystemen ist auch eine umfassende Prozessüberwachung notwendig (FELDMANN & STEBER 1992). In der Regel werden hierfür von der eigentlichen Steuergröße unabhängige Messgrößen eingesetzt (VDI 2862 1999), so dass Unregelmäßigkeiten bzw. Fehler während des Schraubvorgangs zuverlässig erkannt werden.

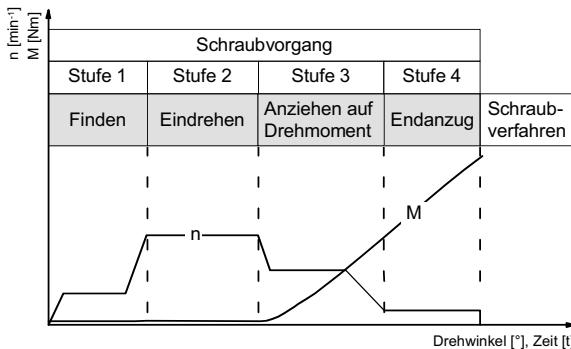


Abb. 2.5: Mehrstufiger Schraubvorgang (nach ICS 19 98)

Abhängig von der Art ihrer Auswertung können die Überwachungsparameter für zwei unterschiedliche Zwecke eingesetzt werden:

- **Beurteilung des Verlaufs des Schraubvorgangs:** Dazu werden die Parameter kontinuierlich mit vorgegebenen Grenzwerten verglichen. Eine Überschreitung führt unmittelbar zum Abbruch des Schraubvorgangs und zur Bewertung NIO (Nicht in Ordnung).
- **Beurteilung des Ergebnisses einer einzelnen Schraubstufe bzw. des gesamten Schraubvorgangs:** hier werden die aktuellen Werte der Überwachungsparameter erst nach Beendigung einer Schraubstufe mit den Grenzwerten abgeglichen. Die jeweils nachfolgende Schraubstufe wird erst dann gestartet, wenn bei der vorigen Schraubstufe der Sollwert des Steuerparameters erreicht wurde und die Überwachungsparameter innerhalb vorgegebener Grenzwerte liegen. Nach Abschluss der letzten Schraubstufe wird auf dieselbe Weise das Ergebnis des gesamten Schraubvorgangs bewertet.

## 2.3 Kräfte an der Schraubenverbindung

Eine Schraubenverbindung kann vereinfacht als eine Kombination aus mehreren Federn betrachtet werden, wobei die Schraube einer Zugfeder und die verspannten Bauteile mehreren Druckfedern entsprechen (Abb. 2.6).

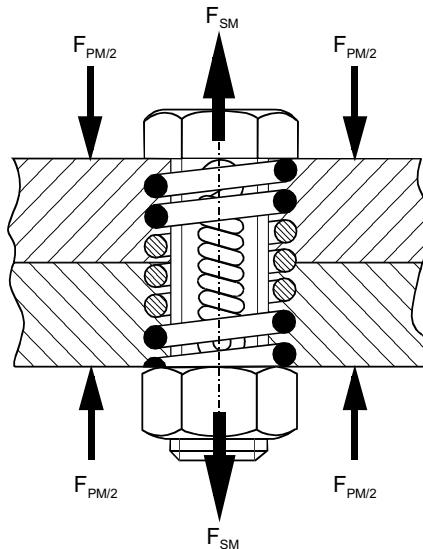


Abb. 2.6: Schraubenverbindung als Kombination aus Zug- und Druckfedern

Bei der Montage einer Schraubenverbindung wird die Schraube durch das Einwirken der als Zugkraft wirkenden Kraft  $F_{SM}$  um den Betrag  $f_{SM}$  gedehnt. Gleichzeitig werden die verspannten Bauteile durch die Druckkraft  $F_{PM}$  um den Betrag  $f_{PM}$  verkürzt (RUDOLF 1992).  $F_{PM}$  und  $F_{SM}$  sind vom Betrag her gleich der **Montagevorspannkraft**  $F_M$ . Die Beträge von  $f_{SM}$  und  $f_{PM}$  unterscheiden sich in der Regel aufgrund der unterschiedlichen Steifigkeiten  $\delta_i$  von Schraube und verspannten Bauteilen. Dieser Zusammenhang wird im Kraft-Verformungsschaubild dargestellt (Abb. 2.7).

Werden  $F_{PM}$  und  $F_{SM}$  absolut aufgetragen und eine horizontale Verschiebung der Kennlinien vorgenommen, entsteht das Verspannungsschaubild (vgl. Abb. 2.8).

Die Montagevorspannkraft  $F_M$  ist ein Tabellenwert, bei der die Schraube bis zu einem durch den **Ausnutzungsgrad**  $\nu$  definierten Anteil der Streckgrenze belastet wird.

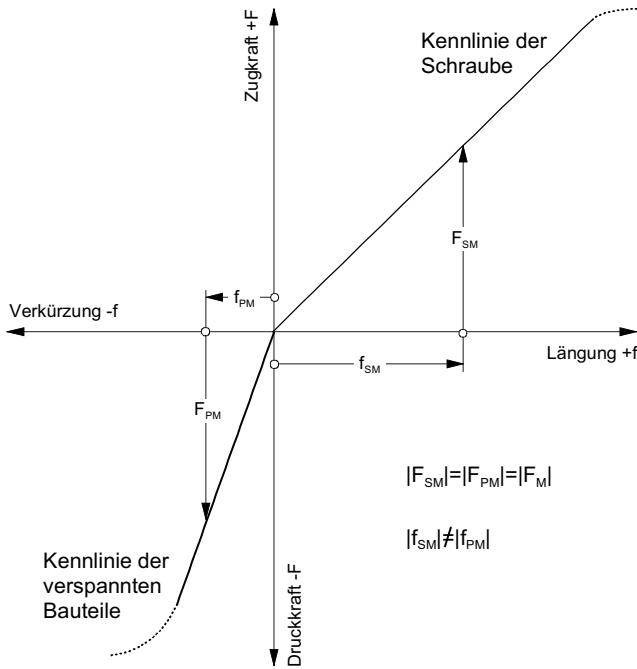


Abb. 2.7: Kraft-Verformungsschaubild für den Montagezustand einer Schraubenverbindung (NIEMANN 1981, S. 207)

Zur Dimensionierung der Schraube wird zunächst die für die Funktion der Verbindung **minimal erforderliche Montagevorspannkraft**  $F_{M\min}$  ermittelt. Diese setzt sich aus folgenden Komponenten zusammen (Abb. 2.8):

- **Erforderliche Mindestklemmkraft**  $F_{K\text{erf}}$ : ergibt sich aus den Anforderungen während des Betriebs der Verbindung, wenn z.B. die Übertragung von Drehmomenten oder das Abdichten gegen ein Medium vorgesehen ist.
- **Vorspannkraftverlust**  $F_Z$ : wird z.B. durch Setzung der Bauteile, Relaxation der Werkstoffe, Temperaturwechsel etc. verursacht.
- **Plattenzusatzkraft**  $F_{PA}$ : Anteil der in Axialrichtung einer Schraube wirkenden Komponente  $F_A$  der an den Bauteilen angreifenden **Betriebskraft**  $F_B$ .

Beim Anziehen einer Schraube tritt je nach Anziehverfahren und Reibungsverhältnissen eine mehr oder weniger große Streuung  $\Delta F_M$  der Montagevorspannkraft auf (vgl. Kapitel 2.4).

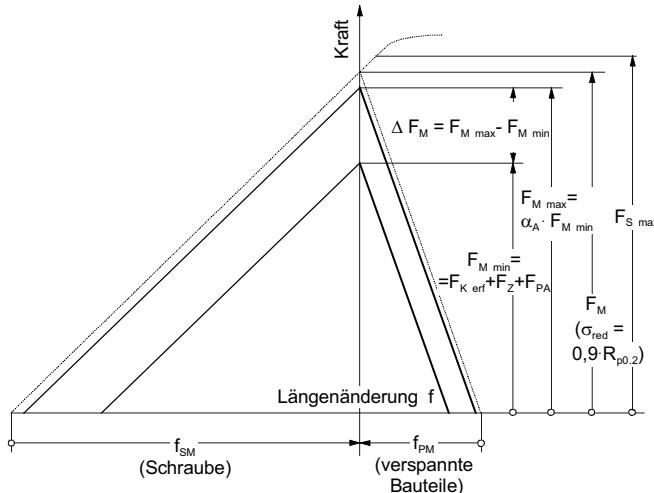


Abb. 2.8: Verspannungsschaubild mit den Hauptdimensionierungsgrößen (nach WIEGAND 1988, S. 75)

Die **maximale Vorspannkraft  $F_{M \text{ max}}$**  darf beim Anziehen im linearen Verformungsbereich die zulässige Montagevorspannkraft  $F_{M \text{ zul}}$  nicht überschreiten. Bis zum Erreichen der **maximalen Schraubenkraft  $F_{S \text{ max}}$**  steht somit noch eine Reserve zur Verfügung.

Für die Haltbarkeit der Schraubenverbindung ergeben sich zwei wichtige Aspekte:

- Zur Gewährleistung der bestimmungsgemäßen Funktion der Verbindung muss die minimale Montagevorspannkraft  $F_{M \text{ min}}$  in jedem Fall erreicht werden
- Die Schraube muss so dimensioniert werden, dass sie beim Auftreten der maximalen Montagevorspannkraft  $F_{M \text{ max}}$  nicht geschädigt wird

Die Differenz zwischen  $F_{M \text{ max}}$  und  $F_{M \text{ min}}$  ist praktisch ein Sicherheitszuschlag, mit dem die Ungenauigkeit des Anziehverfahrens berücksichtigt wird. Aus konstruktiver Sicht kann aber nur  $F_{M \text{ min}}$  genutzt werden (VDI 2230 1998).

Um nun die verschiedenen Anziehverfahren (vgl. Kapitel 3) hinsichtlich ihrer Genauigkeit miteinander vergleichen zu können, wird der Anziehfaktor  $\alpha_A$  als Quotient aus der maximal und minimal auftretenden Vorspannkraft definiert:

$$\alpha_A = \frac{F_{M \text{ max}}}{F_{M \text{ min}}} \quad (2.4)$$

Dieser Faktor ist gleichzeitig ein Maß für die Überdimensionierung der Schraubenverbindung, also sowohl der Schraube als auch der Bauteile. Das ideale Anziehverfahren weist folglich einen Anzieh- oder Montageunsicherheitsfaktor von  $\alpha_A = 1$  auf.

Der Anziehfaktor wird von folgenden Faktoren beeinflusst (VDI 2230 1998):

- die Reibungsverhältnisse in den sich relativ zueinander bewegenden Kontaktflächen (Gewinde und Auflage),
- die geometrische Form der Verbindung (Schraube, Mutter, verspannte Teile),
- die Festigkeit der Verbindungselemente (Schraube, Mutter, verspannte Teile),
- das Anziehverfahren und
- das Anziehgerät.

Da sich der Anziehfaktor letztlich auf die Dimensionierung der Schraube auswirkt, muss das Anziehverfahren bereits bei der Konstruktion der Verbindung berücksichtigt werden. Fällt die Wahl auf ein zwar teureres, dafür aber genaueres Anziehverfahren kann demnach eine kleinere Schraubenabmessung gewählt werden, als bei einem billigeren, aber ungenauerem Verfahren (STRELOW 1983A) (Abb. 2.9).

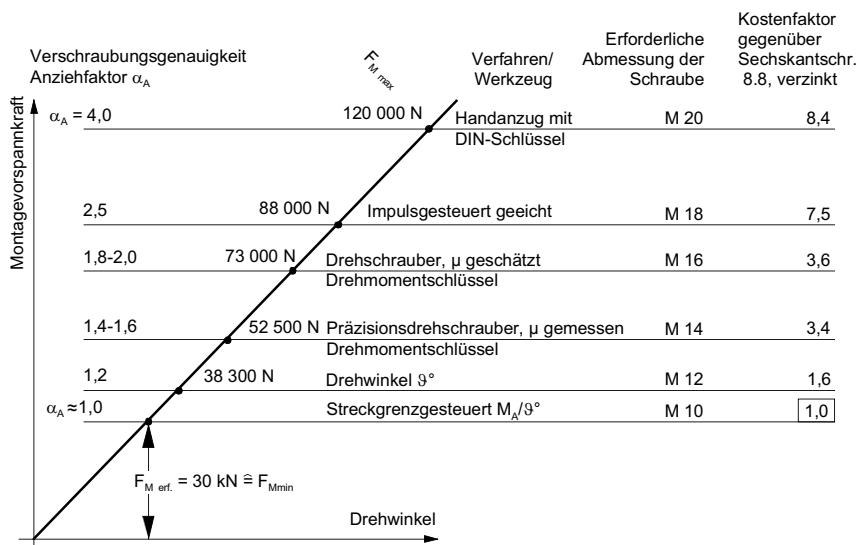


Abb. 2.9: Einfluss des Anziehfaktors  $\alpha_A$  (nach BAUER 1996, S. 249)

## 2.4 Erzeugung der Vorspannkraft mittels Drehmoment

Bei dem im Rahmen der Arbeit entwickelten Verfahren wird die Vorspannkraft durch das Aufbringen eines Drehmoments erzeugt, d.h. durch Eindrehen der Schraube in das Muttergewinde. Nachfolgend werden die diesem Verfahrensprinzip zugrunde liegenden Zusammenhänge erläutert.

Informationen zu den anderen Möglichkeiten für die Erzeugung der Vorspannkraft, z.B. zu torsionsfreien und thermischen Verfahren sind bei ICS (1997) sowie SCHARF & GROSSBERNDT (1994) zu finden.

### 2.4.1 Anziehdrehmoment, Nutzmoment und Reibung

Beim Anziehen der Schraube wird am Schraubenkopf das **Anziehdrehmoment  $M_A$**  aufgebracht, welches sich aus den folgenden Anteilen zusammensetzt (Abb. 2.10):

- **Nutzdrehmoment  $M_{GST}$**  (ca. 15%): Erzeugung der Vorspannkraft  $F_M$
- **Gewindereibungsmoment  $M_{GR}$**  (ca. 35%): Überwindung der Gewindereibung, zugeordneter Reibkoeffizient:  $\mu_G$
- **Kopfreibungsmoment  $M_{KR}$**  (ca. 50%): Überwindung der Reibung unter dem Schraubenkopf, zugeordneter Reibkoeffizient:  $\mu_K$

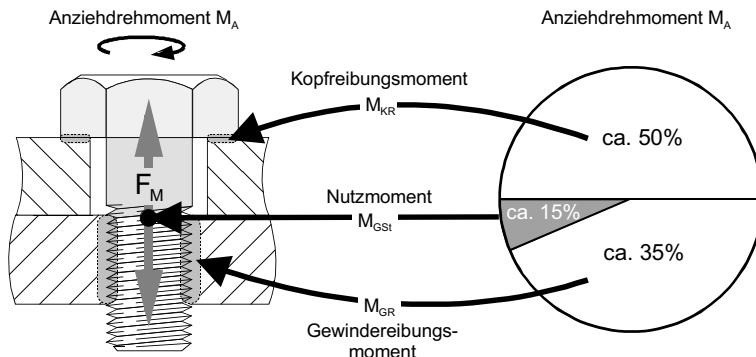


Abb. 2.10: Zusammensetzung des Anziehdrehmoments  $M_A$

Nutzmoment und Gewindereibungsmoment werden zum **Gewindemoment  $M_G$**  zusammengefasst, da beide über den Schraubenschaft übertragen werden:

$$M_G = M_{GST} + M_{GR} \quad (2.5)$$

Das **Gewindemoment  $M_G$**  ist abhängig von der Höhe der Vorspannkraft  $F_M$ , der Geometrie des Gewindes und der Gewindereibung:

$$M_G = F_M \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho) \quad (2.6)$$

mit  $\varphi$ : Steigungswinkel des Gewindes (Abb. 2.11) und  $\rho$ : Reibungswinkel an den Gewindeflanken (zugeordneter Reibkoeffizient:  $\mu_G$ ).

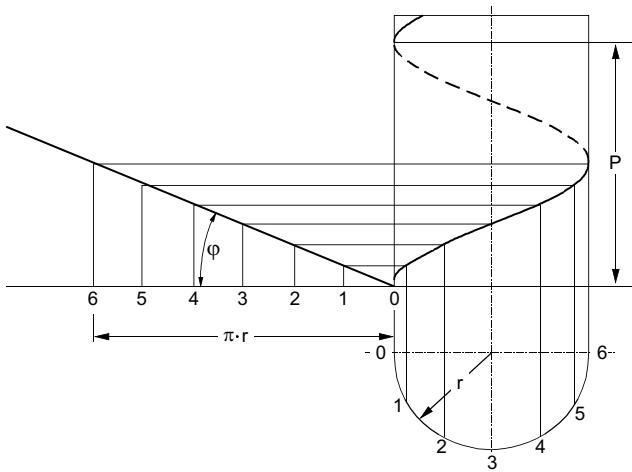


Abb. 2.11: Steigung  $P$  und Steigungswinkel  $\varphi$  (NIEMANN 1981)

Der Ausdruck  $\tan(\varphi + \rho)$  kann bei den metrischen ISO-Regelgewinden mit ausreichender Genauigkeit als  $\tan \varphi + \tan \rho$  geschrieben werden. Ferner gilt:

$$\tan \varphi = \frac{P}{(\pi \cdot d_2)} \quad \text{und} \quad \tan \rho = \frac{\mu_G}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = 1,155 \cdot \mu_G \quad \text{für } \alpha=60^\circ \quad (2.7, 2.8)$$

mit:  $P$ : Steigung;  $d_2$ : Flankendurchmesser;  $\mu_G$ : Reibkoeffizient im Gewinde;  $\alpha$ : Flankenwinkel der Schraube.

Damit kann für das Gewindemoment  $M_G$  geschrieben werden:

$$M_G = F_M \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left( \underbrace{\frac{P}{\pi \cdot d_2}}_{M_{GST}} + \underbrace{1,155 \cdot \mu_G}_{M_{GR}} \right) \quad (2.9)$$

Daraus ergibt sich, dass selbst für den Idealfall des reibungsfreien Gewindes ( $\mu_G = 0$ ) aufgrund der Steigung bzw. der Keilwirkung des Gewindes ein Gewindemoment auftritt. Als Reaktion auf das Anziehdrehmoment kommt es daher in jedem Fall zu einer Torsionsbelastung des Schraubenschaftes (vgl. 2.4.2).

Das **Kopfreibungsmoment  $M_{KR}$**  wird durch die beim Anziehen unter dem Schraubenkopf auftretende Reibung hervorgerufen und berechnet sich zu

$$M_{KR} = F_M \cdot \mu_K \cdot \frac{D_{Km}}{2} \quad (2.10)$$

mit:  $D_{Km}$ : wirksamer Durchmesser der Reibungskraft unter dem Schraubenkopf;  $\mu_K$ : Reibkoeffizient unter dem Schraubenkopf

Zusammengefasst ergibt sich das für die Erzeugung der Vorspannkraft  $F_M$  benötigte **Anziehdrehmoment  $M_A$**  aus Glg. 3.5 und 3.6 zu

$$M_A = F_M \cdot \left( \underbrace{\frac{0,157 \cdot P}{M_{GST}} + \frac{0,577 \cdot d_2 \cdot \mu_G}{M_{GR}}}_{\text{Nutzmoment}} + \underbrace{\frac{D_{Km} \cdot \mu_K}{2}}_{M_{KR}} \right) \quad (2.11)$$

Der größte Teil des Anziehdrehmoments  $M_A$  muss für die Überwindung der Reibkräfte an den Gewindeflanken und zwischen Schraubenkopf bzw. Mutter und der Auflagefläche aufgebracht werden. Lediglich das verbleibende Nutzmoment wird in Vorspannkraft umgesetzt.

Definiert man den Wirkungsgrad einer Schraubverbindung als den Anteil des Nutzmoments am Anziehdrehmoment  $M_A$  ergibt sich die in Abb. 2.12 dargestellte Situation. Es zeigt sich, dass bei den in der Praxis üblichen Schwankungen der Reibkoeffizienten von  $\mu_{ges} = \mu_K = \mu_G = 0,08, \dots, 0,16$  (NAUMANN 1997) der Anteil des Nutzmoments am Anziehdrehmoment um bis zu 8% schwanken kann.

Daraus resultiert das Grundproblem beim Einsatz des Drehmoments zur Steuerung des Anziehvorgangs: Da die Reibung während des Anziehens nicht bestimmt werden kann und gleichzeitig das Drehmoment konstant gehalten wird, ergibt sich bei jeder Verschraubung ein unterschiedlich hohes Nutzmoment und damit eine Schwankung der Vorspannkraft (vgl. Abb. 2.10).

Am Beispiel einer Innensechskantschraube M6 (DIN 912) soll dieser Sachverhalt verdeutlicht werden. Die Vorspannkraft berechnet sich nach Glg. 2.10 zu:

$$F_M = \frac{M_A}{(0,175 + 3,09 \cdot \mu_G + 3,8 \cdot \mu_K)} \quad (2.12)$$

mit:  $P=1$ ;  $d_2=5,35$ ;  $D_{Km}=8,3$

Für  $\Delta M_A = \pm 5\%$ ,  $\mu_{K,min} = \mu_{G,min} = 0,08$  sowie  $\mu_{K,max} = \mu_{G,max} = 0,16$  ergibt sich eine Vorspannkraftstreuung  $\Delta F_M$  von  $\pm 27,1\%$ . Dieser Wert verändert sich in der produktionstechn-

nischen Praxis je nach Anziehverfahren und Montagewerkzeug und liegt im Bereich von  $\pm 20\%$  bis  $\pm 60\%$  (ICS 1997, BAUER 1996, KELLERMANN 1955) (vgl. Abb. 2.9).

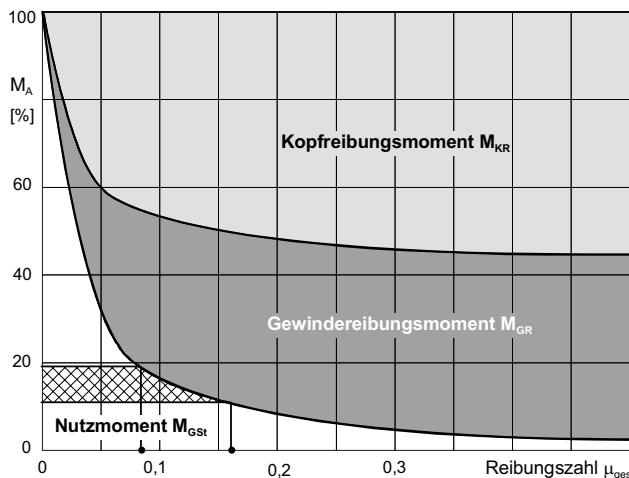


Abb. 2.12: Nutzmoment und Reibungsverhältnisse (nach WIEGAND 1988)

Analog zur Berechnung des Anziehdrehmoments  $M_A$  wird das zum Lösen einer Schraube benötigte **Lösemoment  $M_L$**  berechnet. Im Unterschied zum Anziehdrehmoment erhält hier das Nutzmoment  $M_{Gst}$  ein negatives Vorzeichen (WIEGAND 1988):

$$M_L = F_V \left( \underbrace{-0,157 \cdot P}_{M_{Gst}} + \underbrace{0,577 \cdot d_2 \cdot \mu_G}_{M_{GR}} + \underbrace{\frac{D_{km}}{2} \cdot \mu_K}_{M_{KR}} \right) \quad (2.13)$$

## 2.4.2 Spannungen im Schraubenschaft

Beim Anziehen einer Schraube liegt im Schraubenschaft aufgrund der Zugspannung  $\sigma_M$  (hervorgerufen durch die Vorspannkraft  $F_M$ ) und der Torsionsspannung  $\tau_M$  (hervorgerufen durch das Gewindemoment  $M_G$ ) eine zusammengesetzte Beanspruchung, d.h. ein zweiachsiger Spannungszustand vor. Die zugehörige Vergleichsspannung  $\sigma_{red}$  wird bei Schrauben mit Hilfe der Gestaltänderungsenergiehypothese berechnet (WIEGAND & ILLGNER 1964, VDI 2230 1998):

$$\sigma_{red} = \sigma_{red,M} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\tau_M^2} \quad (2.14)$$

Die maximal erreichbare Vorspannkraft ergibt sich mit Glg. 2.9, 2.10 und 2.11 sowie mit  $\tau_M = \frac{M_G}{W_P}$ ,  $W_P = \frac{\pi}{16} \cdot d_s^3$  zu:

$$F_{M,\max} = \frac{R_{p0.2}}{\sqrt{1 + 3 \left[ \frac{2 \cdot d_2}{d_s} \left( \frac{P}{\underbrace{\pi \cdot d_2}_{M_{GS}}} + \underbrace{1,155 \cdot \mu_G}_{M_{GR}} \right) \right]^2}} \cdot A_s \quad (2.15)$$

Das Gewindemoment  $M_G$ , bestehend aus dem Nutzmoment  $M_{GS}$  und dem Gewindereibmoment  $M_{GR}$ , wird durch den Klammerterm im Nenner repräsentiert. Hier wird nochmals deutlich, dass auch im Idealfall des reibungsfreien Gewindes eine Torsionsbelastung des Schraubenschafts auftritt. Die bei reiner Zugbelastung der Schraube mögliche maximale Kraft  $F_{\max}$  kann daher beim Anziehen niemals erreicht werden. Mehr noch: mit steigender Gewindereibung wird ein immer geringerer Anteil der Tragfähigkeit des Werkstoffes in Vorspannkraft umgesetzt.

## 2.5 Zusammenfassung und Fazit

In diesem Kapitel wurden zunächst die grundlegenden Begriffe und Definitionen der Schraubtechnik und anschließend – ausgehend von der Vorspannkraft  $F_M$  – das Zusammenwirken der an einer Schraubenverbindung auftretenden Kräfte erläutert.

Im produktionstechnischen Alltag wird die Vorspannkraft in der überwiegenden Anzahl der Fälle durch Drehen der Schraube bzw. der Mutter, d.h. durch das Aufbringen eines Drehmoments erzeugt. Auch das im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelte Verfahren beruht auf diesem Grundprinzip. Daher wurde diese Art des Anziehens von Schrauben ausführlich vorgestellt. Ein Schwerpunkt der Betrachtungen lag dabei auf dem Einfluss der Reibung auf das Ergebnis des Anziehvorgangs. Ausgehend von der Reibungsproblematik wurden abschließend die während des Anziehens auftretenden Spannungsverhältnisse im Schaft der Schraube erläutert.

Es bleibt festzuhalten, dass die bei der Montage erzeugte Vorspannkraft von grundlegender Bedeutung für die zuverlässige Funktion der Schraubenverbindung ist. Den Anziehverfahren kommt nun die Aufgabe zu, diese Vorspannkraft unbeeinflusst von den vielfältigen Störgrößen exakt zu erzeugen. Je besser dies gelingt, desto effizienter kann die Tragfähigkeit des eingesetzten Schraubenwerkstoffes ausgenutzt werden.

### 3 Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen

#### 3.1 Einleitung

Bei dem im Rahmen der Arbeit entwickelte Anziehverfahren wird die Vorspannkraft durch Aufbringen eines Drehmoments am Schraubenkopf erzeugt (vgl. Kapitel 2.4). Im folgenden Kapitel werden daher nur diejenigen Anziehverfahren vorgestellt, denen dieses Prinzip zugrunde liegt.

Beim Anziehen einer Schraube muss die aktuelle Vorspannkraft exakt bestimmt werden. Da eine direkte Messung mit hohem Aufwand verbunden ist, wird die Kraft in der Regel indirekt bestimmt. Dazu werden je nach Anziehverfahren folgende Hilfsgrößen verwendet (THOMALA 1993, BLUME UND ILLGNER 1991, WIEGAND 1988):

- Anziehdrehmoment und / oder Anziehdrehwinkel,
- die Längenänderung des Schraubenschafts bzw. die elastische Verformung im Bereich des Schraubenkopfs.

Weiterhin lassen sich die Verfahren dahingehend unterteilen, ob die Vorspannkraft kontinuierlich oder diskontinuierlich aufgebaut wird. Im ersten Fall wird die Schraube ohne Unterbrechung bis zum Erreichen des Abschaltkriteriums angezogen. Demgegenüber wird der Anziehvorgang bei den so genannten reversierenden Verfahren ein- oder mehrfach unterbrochen, die Schraube wieder um einen definierten Winkel gelöst und die aktuelle Vorspannkraft anhand der Werte von Drehmoment und Drehwinkel während dieser beiden Abschnitte bestimmt.

In diesem Kapitel werden die bekannten Verfahren, geordnet nach den genannten Kriterien, vorgestellt (Tabelle 3.1):

Hilfsgröße		
Aufbau der Vorspannkraft	Drehmoment und / oder Drehwinkel	Verformung des Schraubenschaftes oder -kopfes
kontinuierlich	konventionelle Anziehverfahren (Kapitel 3.2)	dehnungsgesteuerte Anziehverfahren (Kapitel 3.4)
diskontinuierlich	reversierende Anziehverfahren (Kapitel 3.3)	

Tabelle 3.1: Struktur des 3. Kapitels

Ziel aller Anziehverfahren ist, die vom Konstrukteur geforderte Vorspannkraft exakt, wirtschaftlich und in kurzer Zeit zu erzeugen. Die Bewertung der einzelnen Verfahren

## Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen

---

erfolgt daher in erster Linie anhand dieser Kriterien. Darüber hinaus werden noch einige weitere Aspekte herangezogen (Tabelle 3.2). Je nach Parameter erfolgt die Bewertung quantitativ oder qualitativ. Am Ende des Kapitels können so alle Verfahren einander gegenübergestellt und die Defizite des Stands der Technik analysiert werden.

Kriterium	Art	Erläuterung
Vorspannkraftgenauigkeit	quantitativ	Streuung der mit dem Verfahren erreichten Vorspannkraft, bezogen auf $\pm 3\sigma$
Montageunsicherheitsfaktor $\alpha_A$	quantitativ	vgl. Kapitel 2.3
Kosten	qualitativ	Hierbei werden v.a. die verfahrensbedingt notwendigen Modifikationen der Schraube berücksichtigt
Prozesszeit	qualitativ	Für das Anziehen der Schraube benötigte Zeit unter Berücksichtigung verfahrensspezifischer Besonderheiten, z.B. des Reversierens.
Einsatzbereich	quantitativ	Je nach Ansatz kann das jeweilige Verfahren für den elastischen Verformungsbereich, den Bereich der Streckgrenze bzw. den überelastischen Verformungsbereich der Schraube eingesetzt werden.
Flexibilität bzgl. Schraubengeometrie	qualitativ	Je nach Verfahren kann es zu Einschränkungen der verwendbaren Schrauben kommen, z.B. hinsichtlich Durchmesser, Klemmlänge etc.
Werkstoffausnutzung	qualitativ	Bewertung des Anteils der Tragfähigkeit einer Schraube, der aufgrund der Ungenauigkeit des Verfahrens nicht genutzt werden kann

Tabelle 3.2: Kriterien zur Bewertung der verschiedenen Schraubverfahren

## 3.2 Konventionelle Anziehverfahren

### 3.2.1 Drehmomentgesteuertes Anziehen

Das drehmomentgesteuerte Anziehverfahren kommt aufgrund seiner Wirtschaftlichkeit bei der überwiegenden Zahl der Schraubfälle zum Einsatz (THOMALA 1993). Es basiert auf dem in Kapitel 2.4 erläuterten Zusammenhang zwischen Drehmoment und Vorspannkraft. Die Steuerung des Anziehvorgangs ist bei diesem Verfahren vergleichsweise einfach: Das Anziehen wird genau dann beendet, wenn das vordefinierte Anziehdrehmoment  $M_A$  (vgl. Kapitel 2.4.1) erreicht ist (Abb. 3.1).

Abschließend wird überprüft, ob das maximal erreichte Drehmoment  $M_{max}$  im Bereich zwischen dem oberen und unteren Grenzmoment ( $M_{OG}$  bzw.  $M_{UG}$ ) liegt, d.h. im sog. **Drehmomentfenster**, liegt. Ist dies nicht der Fall, wird die Verschraubung als NIO (nicht in Ordnung) bewertet.

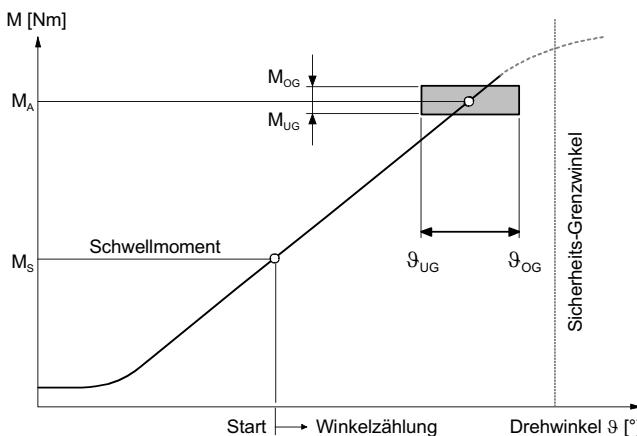


Abb. 3.1: Drehmomentgesteuertes Anziehverfahren (RUDOLF 1992).

### Überwachung des Drehwinkels

Beim drehmomentgesteuerten Anziehverfahren wird der Drehwinkel zur Überwachung und Beurteilung des Anziehvorgangs verwendet. Die Drehwinkelzählung wird nach dem Überschreiten des Schwellmoments  $M_S$  gestartet. Nach Erreichen des Anziehmoments  $M_A$  und der Abschaltung des Schraubergeräts wird dann kontrolliert, ob der erreichte Drehwinkel innerhalb einer vorgegebenen Toleranz, dem sog. **Drehwinkelfenster**, liegt.

## Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen

Durch die Drehwinkelkontrolle lassen sich folgende Fehler erkennen (RUDOLF 1992):

- Unzulässig hohe Festigkeitsschwankungen, wie sie z.B. aufgrund mangelhafter Warmbehandlung der Schrauben auftreten können, führen zum Überschreiten des festgelegten Drehwinkelfensters.
- Das Überdrehen des Gewindes vor dem Erreichen von  $M_A$ . Dabei kommt es zu einem deutlich vergrößerten Drehwinkel.
- Gewindefresser bzw. ein nicht fertig geschnittenes Muttergewinde. Hier tritt das Anziehdrehmoment  $M_A$  bereits bei einem sehr kleinen Drehwinkel auf.

Das Erreichen des **Sicherheitsgrenzwinkels** führt unmittelbar zur Abschaltung des Schraubsystems.

### Ursachen der Vorspannkraftstreuung beim drehmomentgesteuerten Anziehen

Nach Gleichung 2.12 besteht zwischen Anziehmoment und Vorspannkraft ein linearer Zusammenhang. Die bei der Drehmomentmessung auftretenden Messfehler  $\Delta M_A$  führen zu einer Schwankung  $\Delta F_M(\Delta M_A)$  (Abb. 3.2, Punkte 1 und 2).

Die auftretenden Schwankungen  $\Delta \mu$  der Reibbeiwerte führen zu einer weiteren Schwankung  $\Delta F_M(\Delta \mu)$  (Abb. 3.2, Punkte 2 und 3).

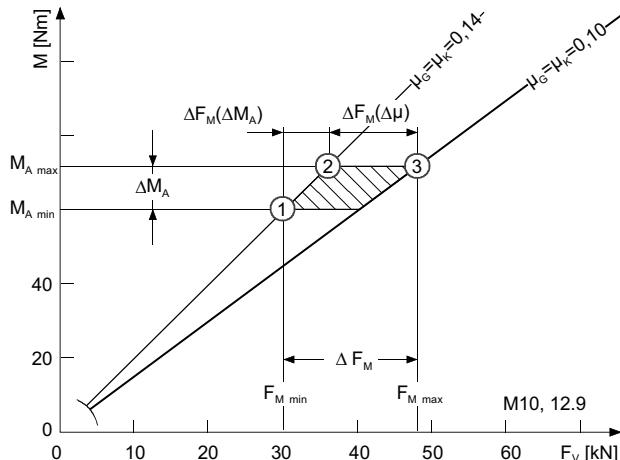


Abb. 3.2: Vorspannkraftstreuung beim drehmomentgesteuerten Anziehen  
(RUDOLF 1992)

Die minimale Vorspannkraft  $F_{M\min}$  wird demnach erreicht, wenn bei einer Verschraubung das minimale Anziehdrehmoment  $M_{A\min}$  und die maximale Reibung

auftritt (Abb. 3.2, Punkt 1). Umgekehrt tritt die maximale Vorspannkraft  $F_{M\max}$  bei maximalem Anziehdrehmoment und minimaler Reibung auf (Abb. 3.2, Punkt 3). Die Vorspannkraftschwankung  $\Delta F_M$  setzt sich also aus einem drehmomentabhängigen und einem reibungsabhängigen Anteil zusammen.

Die Schraubenverbindung muss so ausgelegt sein, dass die Funktion bereits bei der minimalen Vorspannkraft  $F_{M\min}$  garantiert ist. Andererseits darf es beim Auftreten von  $F_{M\max}$  nicht zur Zerstörung der Schraubenverbindung kommen. Dieser Sachverhalt wird bei der Auslegung über den Anziehfaktor  $\alpha_A$  berücksichtigt (vgl. Kap. 2.2.6).

### Vorspannkraftgenauigkeit des Verfahrens

Die VDI 2230 (1998) gibt für den Anziehfaktor  $\alpha_A$  und die Vorspannkraftstreuungen beim drehmomentgesteuerten Verfahren folgende Werte an (Tabelle 3.3):

Anziehverfahren	Anziehfaktor $\alpha_A$	Vorspannkraftstreuung
<b>Drehmomentgesteuertes Anziehen</b> Bestimmung der Anziehdrehmomente durch Versuche am Original-Bauteil	$1,4 < \alpha_A < 1,6$	$\pm 17\% \text{ bis } \pm 23\%$
<b>Drehmomentgesteuertes Anziehen</b> Bestimmung des Anziehdrehmoments durch Schätzung der Reibungszahlen	$1,6 < \alpha_A < 2,0$	$\pm 23\% \text{ bis } \pm 33\%$ (Reibungszahlklasse B)
	$1,7 < \alpha_A < 2,5$	$\pm 26\% \text{ bis } \pm 43\%$ (Reibungszahlklasse A)

Tabelle 3.3: Richtwerte für den Anziehfaktor  $\alpha_A$  beim drehmomentgesteuerten Anziehverfahren (VDI 2230 1998)

Beim drehmomentgesteuerten Verfahren muss die Schraube demnach um den Faktor 1,4 bis 2,5 überdimensioniert werden (ICS 1997, THOMALA 1993, PFAFF 1982).

Die VDI 2230 (1998) unterscheidet je nach Werkstoffen, Oberflächen sowie den eingesetzten Werkstoffen zwei Reibungszahlklassen: Reibungszahlklasse A umfasst den Bereich von 0,04 bis 0,10; Reibungszahlklasse B den Bereich von 0,08 bis 0,16. Obwohl die Klasse B höhere Reibbeiwerte umfasst, liegt der Anziehfaktor  $\alpha_A$  deutlich niedriger als bei Klasse A. Dies beruht auf der Tatsache, dass die Differenz zwischen minimalem und maximalem Nutzmoment in dieser Klasse geringer ist als in der Reibungszahlklasse A (vgl. Abb. 2.12).

### Vorteile des Verfahrens (ICS 1997):

- der Parameter Drehmoment ist leicht mess- und steuerbar.
- das Verfahren ist mit relativ einfachen Werkzeugen realisierbar.

### Nachteile des Verfahrens (ICS 1997):

- Einsatz nur im linearen Verformungsbereich der Schraube möglich
- je nach Schraubgerät und Überwachungsaufwand tritt, bedingt durch den relativ großen Anziehfaktor  $\alpha_A$ , eine Vorspannkraftstreuung von über  $\pm 40\%$  auf
- Die Schrauben müssen bis zu 2,5-fach überdimensioniert werden

Das drehmomentgesteuerte Verfahren ist daher für das exakte Anziehen hochfester Schraubenverbindungen nur bedingt tauglich, da die Tragfähigkeit des Schraubenwerkstoffes sehr ineffizient genutzt wird.

Zusammengefasst ergibt sich folgende Beurteilung des drehmomentgesteuerten Anziehverfahrens (Tabelle 3.4):

Verfahrensart	Hilfsgröße (n)	Einsatzbereich	Kosten	Prozesszeit	Flexibilität bzgl. Schrauben- geometrie	Vorspannkraft- genauigkeit	Montageunsicher- heitsfaktor $\alpha_A$	Werkstoff- ausnutzung
drehmomentgesteuert	<b>M</b>	$< R_{p0.2}$	↓↓	↓	↑↑	$\pm 17\%$ bis $\pm 43\%$	1,4 bis 2,5	↓

Legende:

↑↑: sehr hoch    ↑: hoch    ↓: niedrig    ↓↓: sehr niedrig    -: keine Angabe möglich

Tabelle 3.4: Eigenschaften des drehmomentgesteuerten Anziehverfahrens

### 3.2.2 Drehwinkelgesteuertes Anziehen

Der Verwendung des Drehwinkels zur Steuerung des Anziehens liegt folgende Überlegung zugrunde: Beim Eindrehen der Schraube bewegt sich diese je Umdrehung genau um den Betrag der Steigung P in axialer Richtung. Nach der Kopfaulage führt jede weitere volle Umdrehung zu einer Dehnung der Schraube bzw. einer Stauchung der Bauteile um den Betrag P (BICKFORD 1990, JUNKER 1970).

Die gesamte Dehnung berechnet sich nach JUNKER (1987) und PFAFF (1982) zu:

$$\Delta l_s + \Delta l_p = \frac{\vartheta \cdot P}{360^\circ} \quad (3.1)$$

mit:  $\Delta l_s$  = Verlängerung der Schraube,  $\Delta l_p$  = Verkürzung der Platten (Bauteile),  $\vartheta$  = Drehwinkel und P = Gewindesteigung.

Damit ergibt sich für die Vorspannkraft  $F_V$ :

$$F_V = \frac{\Delta l_s + \Delta l_p}{\delta_s + \delta_p} \quad (3.2)$$

mit:  $\delta_s$  = Schraubensteifigkeit und  $\delta_p$  = Platten- bzw. Bauteilsteifigkeit.

Das Verfahren wäre unkompliziert und genau, wenn der lineare Zusammenhang zwischen Längenänderung und Drehwinkel – gleichbedeutend mit einem linearen Verlauf der Drehmoment-Drehwinkelkurve – unmittelbar nach Kopfaulage vorliegen würde. Dies ist aber aufgrund von Setzvorgängen nicht der Fall. Die Schwierigkeit besteht daher in der Definition einer reproduzierbaren Startbedingung für die Winkelzählung. In der Praxis wird die Zählung beim Erreichen des definierten Schwellmoments  $M_s$  gestartet. Anschließend wird um einen definierten Festziehwinkel  $\vartheta_A$  weiter angezogen (Abb. 3.3).

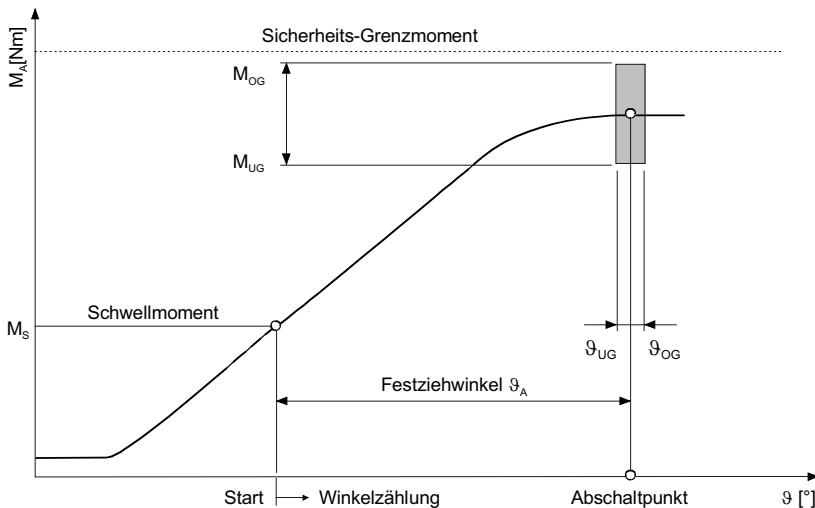


Abb. 3.3: Drehwinkelgesteuertes Anziehverfahren (RUDOLF 1992)

Aufgrund der schwankenden Reibungsverhältnisse verschiebt sich der Startpunkt für die Drehwinkelzählung von Verschraubung zu Verschraubung. Sie wird bei geringer Reibung später gestartet als bei hoher Reibung. Der sich ergebende Winkelfehler wirkt sich insbesondere dann sehr stark aus, wenn der Festziehwinkel  $\vartheta_A$  so gewählt wird, dass die Abschaltung im linearen Verformungsbereich der Schraube erfolgt. Die Vorspannkraftstreuungen sind dann gleich groß wie beim drehmomentgesteuerten Verfahren (JUNKER 1979, S. S119). Um diesen Nachteil zu vermeiden, wird der Festziehwinkel in der Praxis so festgelegt, dass die Streckgrenze der Schraube

überschritten wird. Da die Verformungskennlinie in diesem Bereich annähernd horizontal verläuft, wirkt sich der Winkelfehler nur noch geringfügig auf die Höhe der Vorspannkraft aus (JUNKER 1987, PFAFF 1982, JUNKER & BOYS 1974).

### Überwachung des Anziehvorgangs

Die Dynamik des Schraubsystems kann sich auch bei diesem Verfahren negativ auf das Prozessergebnis auswirken. Daher wird nach dem Abschalten überprüft, ob der tatsächlich erreichte Drehwinkel im Drehwinkelfenster zwischen  $\vartheta_{UG}$  und  $\vartheta_{OG}$  und das erreichte Drehmoment im Drehmomentfenster zwischen  $M_{UG}$  und  $M_{OG}$  liegt. Sind beide Kriterien erfüllt, wird die Verschraubung als "IO" bewertet (ICS 1998).

Während des Anziehens wird das Sicherheits-Grenzmoment laufend überwacht. Übersteigt das Anziehdrehmoment diesen Wert, wird der Schraubvorgang sofort abgebrochen.

### Ursachen der Vorspannkraftstreuung beim drehwinkelgesteuerten Anziehen

Die Vorspannkraftstreuung ist nach PFAFF (1982) auf die Streuungen der Schraubenstreckgrenze  $R_{p0.2}$ , der Gewindereibungszahl  $\mu_G$  und des Drehwinkels  $\vartheta_A$  zurückzuführen. Je nach Ausprägung dieser Größen ergeben sich charakteristische Schraubkurven für ansonsten identisch angezogene Schraubenverbindungen (Abb. 3.4).

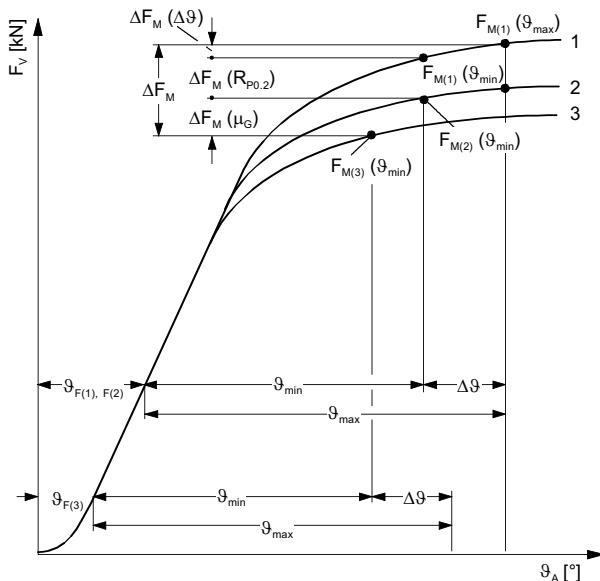


Abb. 3.4: Vorspannkraftstreuung beim drehwinkelgesteuerten Anziehverfahren  
(PFAFF 1982)

- **Kurve 1: geringer Reibkoeffizient  $\mu_G(1)$  und hohe 0,2%-Dehngrenze  $R_{p0.2(1)}$ .**  
Die Vorspannkraft  $F_{M(1)}$  wird maximal.
- **Kurve 2: Reibkoeffizient wie bei Kurve 1 ( $\mu_G(2) = \mu_G(1)$ ), aber niedrigere 0,2%-Dehngrenze ( $R_{p0.2(2)} < R_{p0.2(1)}$ ).**  
Aufgrund der niedrigeren Schraubenstreckgrenze sinkt auch die Vorspannkraft  $F_{M(2)}$  ab.
- **Kurve 3: Reibkoeffizient höher als bei Kurve 1 und Kurve 2 ( $\mu_G(3) > \mu_G(2)$ ), 0,2%-Dehngrenze wie bei 2 ( $R_{p0.2(3)} = R_{p0.2(2)}$ ).**  
Der Torsionsanteil  $\tau_M$  an der Gesamtbeanspruchung nimmt mit zunehmender Gewindereibung zu. Dadurch verringert sich die maximale axiale Vorspannung  $\sigma_{M,\max}$  bzw. die Vorspannkraft  $F_{M,\max}$  bei konstanter Vergleichsspannung  $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_M^2}$  (NIEMANN 1981). Mit zunehmender Unterkopf- und Gewindereibung wird zudem der Winkel  $\vartheta_F$ , bei dem das Fügemoment  $M_F$  erreicht wird, kleiner. Die Drehwinkelzählung wird früher gestartet und folglich der Anziehvorgang früher beendet. Aufgrund der sehr flachen Schraubkurve im Bereich des Abschaltpunktes ist die resultierende Vorspannkraftschwankung relativ gering.

Die Vorspannkraftstreuung besteht demnach aus drei Anteilen (PFAFF 1982):

$$\Delta F_M = \Delta F_M(\Delta\vartheta) + \Delta F_M(R_{p0.2}) + \Delta F_M(\Delta\mu_G) \quad (3.3)$$

Das Gewindemoment verursacht neben der Herabsetzung der maximal möglichen axialen Vorspannung auch eine Verwindung des Schraubenschafts. Der am Schraubenkopf gemessene Drehwinkel stimmt daher nicht mit dem Winkel überein, um den das Bolzengewinde im Muttergewinde bewegt worden ist. Untersuchungen von CHAPMAN (1986, S. 215) haben gezeigt, dass die Verwindung einer bis zur Streckgrenze angezogenen Zylinderkopfschraube (M10x50, 12.9) ca. 0,9° beträgt. Die reibungsbedingte Veränderung dieses Wertes ist jedoch sehr gering, so dass der Einfluss auf die Vorspannkraftgenauigkeit vernachlässigbar ist.

### Vorspannkraftgenauigkeit des Verfahrens

In der Praxis wird die Vorspannkraftstreuung wird im Wesentlichen durch die Streuung der Streckgrenze verursacht. JUNKER (1975A und 1975B) hat in verschiedenen Versuchsreihen Vorspannkraftschwankungen von  $\pm 8\%$  ermittelt. Ähnlich sind die Angaben in der VDI 2230 (1998):

Anziehverfahren	Anziehfaktor $\alpha_A$	Vorspannkraftstreuung
<b>Drehwinkelgesteuertes Anziehen</b> Bestimmung von Fügemoment und Festziehwinkel durch Versuche am Original-Bauteil	$1,2 < \alpha_A < 1,4$	$\pm 9\% \text{ bis } \pm 17\%$

Tabelle 3.5: Anziehfaktor  $\alpha_A$  beim drehwinkelgesteuerten Anziehverfahren (nach VDI 2230 1998)

## Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen

---

### Vorteile des Verfahrens (ICS 1997):

- Die Vorspannkraftstreuung kann im Vergleich zum drehmomentgesteuerten Verfahren deutlich reduziert werden.
- Wenn Schrauben mit ausreichender Duktilität und Dehnänge verwendet werden, kann die Verbindung direkt auf  $F_{M\min}$  ausgelegt werden (STRELOW 1983A, S. 39, JUNKER 1979, S. S119). Eine Überbeanspruchung der Schraube ist dann auch bei ungünstigen Reibungsverhältnissen ausgeschlossen (PFAFF 1982, S. S83). Der Anziehfaktor  $\alpha_A$  kann somit für die Berechnung gleich 1 gesetzt werden.
- Der Schraubenwerkstoff wird optimal ausgenutzt, da gezielt bis in den plastischen Verformungsbereich hinein angezogen wird.

### Nachteile des Verfahrens (ICS 1997, WERTHE 1997, JUNKER 1979 und 1975B):

- Das Verfahren kann nicht universell eingesetzt werden. Kurze Schrauben, insbesondere mit kurzer, freier Gewindelänge werden zu stark gelängt. Bei nicht ausreichend duktilen Werkstoffen können bei der Montage Brüche auftreten.
- Aufgrund höherer Flächenpressungen muss die Schraubenverbindung stärker dimensioniert werden. Zudem ist aufgrund der vergleichsweise hohen axialen Kräfte eine relativ große Einschraubtiefe notwendig.
- Die Schrauben sind nicht wiederverwendbar, da sie plastisch verformt wurden.
- Es sind umfangreiche Vorversuche zur Ermittlung des Schwellmoments und des Festziehwinkels erforderlich.

Diese Nachteile werden in der Praxis aufgrund der Zuverlässigkeit des Verfahrens in Kauf genommen: In der Automobilindustrie ist es für das Anziehen hochfester Schraubenverbindungen weit verbreitet (RUDOLF 1992, KAYSER 1991).

Abschließend ergibt sich folgende Bewertung des drehwinkelgesteuerten Anziehverfahrens (Tabelle 3.6):

Verfahrensart	Hilfsgröße (n)	Einsatzbereich	Kosten	Prozesszeit	Flexibilität bzgl. Schrauben- geometrie	Vorspannkraft- genauigkeit	Montageunsicher- heitsfaktor $\alpha_A$	Werkstoff- ausnutzung
drehwinkelgesteuert	9, M $> R_{p0.2}$	↓	↓	↓	↓	±9% bis ±17%	1,2 bis 1,4	↑↑

Legende:

↑↑: sehr hoch    ↑: hoch    ↓: niedrig    ↓↓: sehr niedrig    -: keine Angabe möglich

Tabelle 3.6: Eigenschaften des drehwinkelgesteuerten Anziehverfahrens

### 3.2.3 Streckgrenzgesteuertes Anziehen

Im Unterschied zum drehwinkelgesteuerten Anziehen wird die Schraube beim streckgrenzgesteuerten Verfahren nur bis an der Rand der plastischen Dehnung angezogen (JUNKER 1975B). Grundlage des Verfahrens ist, dass die Schraubkurve im elastischen Verformungsbereich der Schraube einen linearen Anstieg aufweist, der beim Erreichen der Elastizitätsgrenze  $\sigma_E$  deutlich abflacht (Abb. 3.5). Dieser Übergang wird als Kriterium für die Beendigung des Anziehvorgangs eingesetzt (WIEGAND 1988, WIDMANN 1986B, JUNKER & BOYS 1974).

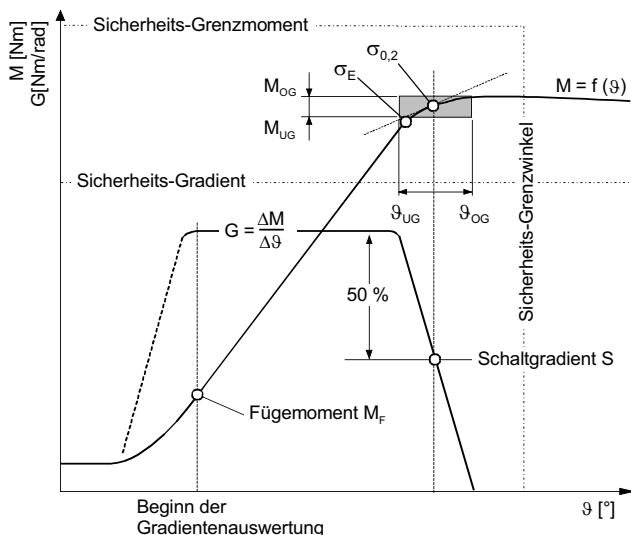


Abb. 3.5: Idealisierte Schraubkurve beim streckgrenzgesteuerten Anziehverfahren (nach RUDOLF 1992)

Das streckgrenzgesteuerte Verfahren läuft in folgenden Schritten ab:

- 1.) Drehmomentgesteuertes Anziehen der Schraube bis zum Fügemoment  $M_F$ . Erst dann wird die Auswertung des Gradienten gestartet. Dadurch wird verhindert, dass Schwankungen im Drehmomentverlauf, hervorgerufen durch die nach der Kopfauflage auftretenden Setzvorgänge, zum verfrühten Abschalten führen.
- 2.) Laufende Berechnung des Gradienten  $G = \Delta M_A / \Delta \vartheta$ .
- 3.) Speicherung des Größtwertes  $G_{\max} = (\Delta M_A / \Delta \vartheta)_{\max}$ .
- 4.) Beendigung des Anziehvorgangs, wenn der Gradient  $G$  um einen definierten Prozentsatz – in der Praxis zwischen 25 und 50% (PFAFF 1982) – gegenüber

dem Größtwert  $G_{\max}$  abgefallen ist. So wird sichergestellt, dass die Schraube reibungsunabhängig um ca. 0,2% der Klemmlänge gedehnt wird (RUDOLF 1992).

### Überwachung von Drehmoment und Drehwinkel

Beim streckgrenzgesteuerten Anziehen wird ein Sicherheitsgrenzmoment, ein Sicherheitsgrenzwinkel sowie ein Sicherheitsgradient überwacht. Das Überschreiten eines dieser Grenzwerte führt umgehend zu Abschaltung des Schraubsystems.

Das Prozessergebnis wird ebenfalls bewertet. Die Schraubenverbindung ist nur dann in Ordnung, wenn nach dem Stillstand des Schraubsystems sowohl das Drehmoment als auch der Drehwinkel in definierten Grenzen liegen.

### Ursachen der Vorspannkraftstreuung beim streckgrenzgesteuerten Anziehen

Abb. 3.6 zeigt drei charakteristische Schraubkurven für das Streckgrenzverfahren:

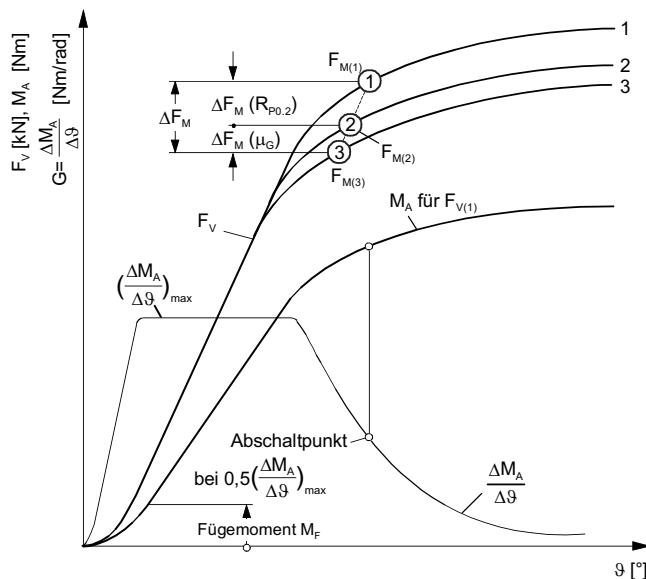


Abb. 3.6: Vorspannkraftstreuung beim streckgrenzgesteuerten Anziehverfahren (PFAFF 1982)

- Kurve 1: geringer Reibkoeffizient  $\mu_G(1)$  und hohe 0,2%-Dehgrenze  $R_{p0.2}(1)$**   
Maximale Vorspannkraft, da gleichzeitig eine hohe Tragfähigkeit des Werkstoffes und eine geringe Torsionsbelastung vorliegen.

- Kurve 2: Reibkoeffizient wie bei 1 ( $\mu_G(2) = \mu_G(1)$ ), aber niedrigere 0,2%-Dehnungsgrenze ( $R_{p0.2(2)} < R_{p0.2(1)}$ )**  
Der Torsionsanteil an der Gesamtbeanspruchung ist unverändert. Die geringere Tragfähigkeit des Werkstoffes führt jedoch zu verminderter Vorspannkraft.
- Kurve 3: Reibkoeffizient höher als bei 1 / 2 ( $\mu_G(3) > \mu_G(2)$ ), 0,2%-Dehngrenze wie bei Kurve 2 ( $R_{p0.2(3)} = R_{p0.2(2)}$ )**  
Es wird die niedrigste Vorspannkraft erzielt, da eine vergleichsweise große Torsionsbelastung bei niedriger Tragfähigkeit des Werkstoffes vorliegt.

Die Vorspannkraftstreuung besteht somit aus einem werkstoff- und einem reibungsabhängigen Anteil:

$$\Delta F_M = \Delta F_M(R_{p0.2}) + \Delta F_M(\Delta \mu_G) \quad (3.4)$$

### Vorspannkraftgenauigkeit des Verfahrens

JUNKER (1975A) hat in Schraubversuchen eine Vorspannkraftgenauigkeit im Bereich von  $\pm 6,6\%$  bis  $\pm 8\%$  festgestellt. Ähnliche Werte gibt auch CHAPMAN (1986) an. Für die Anwendung in der Praxis gelten nach VDI 2230 (1998) folgende Richtwerte:

Anziehverfahren	Anziehfaktor $\alpha_A$	Vorspannkraftstreuung
<b>Streckgrenzsteuertes Anziehen</b> keine besonderen Maßnahmen zu Parameterfindung erforderlich	$1,2 < \alpha_A < 1,4$	$\pm 9\% \text{ bis } \pm 17\%$

Tabelle 3.7: Anziehfaktor  $\alpha_A$  beim streckgrenzgesteuerten Anziehverfahren (VDI 2230 1998)

Auch beim streckgrenzgesteuerten Verfahren besteht keine Gefahr, dass die Schraube überlastet wird. Der Anziehfaktor  $\alpha_A$  kann daher für die Berechnung gleich eins gesetzt werden.

### Vorteile des Verfahrens (ICS 1997, PFAFF 1982 und JUNKER 1975B):

- Die Streuung der Vorspannkraft resultiert lediglich aus der Streuung der Schraubenstreckgrenze  $\Delta R_{p0.2}$  und der Gewindereibung  $\Delta \mu_G$ . Die Schwankung der Kopfreibung  $\Delta \mu_K$  wirkt sich auf die Vorspannkraft nicht aus.
- Die Streuung der Gewindereibung  $\mu_G$  wirkt sich gegenüber dem drehmomentgesteuerten Verfahren in deutlich geringerem Umfang auf die Vorspannkraftgenauigkeit aus.
- Eine Überbeanspruchung der Schraube ist nicht möglich, da der Anziehvorgang in jedem Fall mit Erreichen der Schraubenstreckgrenze beendet wird.
- Auch relativ kurze Schrauben, d.h. Schrauben mit geringer Klemmlänge, können zuverlässig vorgespannt werden.

## Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen

- Die Wiederverwendbarkeit streckgrenzgesteuert angezogener Schrauben ist nicht gefährdet, da die plastische Längenänderung bei 0,2 bis 0,3% liegt.
- Die Werkstoffeigenschaften der Schraube können optimal ausgenutzt werden.

### Nachteile des Verfahrens (ICS 1998):

- hoher Aufwand bei der Mess- und Auswertungselektronik.
- der Abfall des Gradienten aus Drehmoment und Drehwinkel am Streckgrenzpunkt liefert zunächst nur eine Aussage darüber, dass ein Element der Verbindung die Streckgrenze erreicht hat. Das Verfahren kann daher nur dann prozesssicher eingesetzt werden, wenn sichergestellt ist, dass die Schraube das schwächste Bauteil der Schraubenverbindung ist und daher als erstes die Streckgrenze erreicht.

Zusammengefasst ergeben sich folgende Eigenschaften des streckgrenzgesteuerten Anziehverfahrens (Tabelle 3.8):

Verfahrensart	Hilfgröße (n)	Einsatzbereich	Kosten	Prozesszeit	Flexibilität bzgl. Schrauben- geometrie	Vorspannkraft- genauigkeit	Montageunsicher- heitsfaktor $\alpha_A$	Werkstoff- ausnutzung
streckgrenzgesteuert	<b>M, 9</b> $= R_{p0.2}$	↓	↓	↑	±9% bis ±17%	1,2 bis 1,4	↑	

Legende:

↑↑: sehr hoch    ↑: hoch    ↓: niedrig    ↓↓: sehr niedrig    - : keine Angabe möglich

Tabelle 3.8: Eigenschaften des streckgrenzgesteuerten Anziehverfahrens

### 3.2.4 Optimierungspotenzial bei konventionellen Verfahren

Zur Verbesserung der Genauigkeit der bisher vorgestellten Verfahren wird ein nahe liegender Ansatz verfolgt: Die Verbesserung der Messgenauigkeit des Drehmoments, die Homogenisierung der Werkstoffeigenschaften sowie die Optimierung der Reibungsverhältnisse. Nachfolgend wird untersucht, ob diese Maßnahmen eine signifikante Verbesserung der Vorspannkraftgenauigkeit erwarten lassen.

#### Optimierung der Drehmomentmessung

Vor allem beim drehmomentgesteuerten Anziehverfahren scheint die Verbesserung der Messgenauigkeit des Drehmoments eine großes Optimierungspotenzial darzu-

stellen. Die Auswirkung der Drehmomentstreuung ist, verglichen mit derjenigen der Reibungsstreuung, relativ gering (vgl. Kapitel 2.4.1). Selbst im Falle einer idealen Messung ohne jegliche Streuung könnte die Vorspannkraftschwankung nur um  $\pm 2\text{--}\pm 3\%$  verringert werden. Aufgrund des Einflusses von Reibung und Materialkennwerten verbleiben nach wie vor über 20% der Vorspannkraftstreuung (WIDMANN 1986A, STRELOW 1981, Junker 1979). Der Aufwand steht hier also in keinem Verhältnis zum erzielbaren Nutzen.

### **Optimierung der Werkstoffeigenschaften**

Insbesondere bei den streckgrenzüberschreitenden Verfahren sind 60% der Vorspannkraftstreuung auf die Schwankung der Streckgrenze  $R_{p0,2}$  des Schraubenwerkstoffes zurückzuführen JUNKER (1987). Der verbleibende Rest wird überwiegend durch die Streuung der Reibbeiwerte verursacht (vgl. 2.4.2).

Derzeit kann bei der Massenproduktion von Schrauben in günstigen Fällen eine Streuung der Streckgrenze von  $\pm 5\%$  erreicht werden (ICS 1998). Um prozess-relevante Parameter (Eigenschaften des Ausgangsmaterials, Umformprozess, Warmbehandlung etc.) in den notwendigen engen Toleranzen zu halten, ist ein vergleichsweise hoher Aufwand notwendig. Eine weitere Einengung der Streubreite der Schraubenstreckgrenze würde den produktionstechnischen Aufwand und damit die Herstellkosten der Schraube exponentiell ansteigen lassen.

### **Optimierung der Reibbeiwerte**

Eine Schraubenverbindung stellt während des Anziehvorgangs ein tribologisches System dar, dessen Reibungsverhältnisse wesentlich vom Werkstoff- und Oberflächenzustand der Bauteile, vom eingesetzten Schmierstoff sowie von den Flächenpressungen und der Gleitgeschwindigkeit abhängig sind (KAYSER 1991, WIEGAND 1988). Bei der Schraubenherstellung wird daher das Erreichen eines sog. Reibwertfensters angestrebt (VDA 235-101 1998). Zielsetzung ist dabei nicht die Minimierung der Reibung sondern die Einhaltung eines konstanten Mittelwertes. Die weitgehende Absenkung des Reibbeiwertes ist technisch möglich, in der Praxis jedoch nicht sinnvoll, da in diesem Fall die Selbsthemmung des Gewindes nicht mehr gewährleistet ist. Darüber hinaus ist – bei gleicher Schwankungsbreite der Reibbeiwerte – die Vorspannkraftschwankung im Bereich niedriger Reibung ( $\mu < 0,06$ ) deutlich größer als bei höheren Werten ( $\mu = 0,08 \text{--} 0,20$ ) (vgl. Abb. 2.12).

Aufgrund dessen strebt man die Erzeugung definierter Reibungsverhältnisse an. Derzeit wird von den Schraubenherstellern ein Reibwertfenster von  $0,08 < \mu < 0,14$  garantiert, was gleichbedeutend mit einer Vorspannkraftschwankung von ca.  $\pm 20\%$  ist (NAUMANN 1997). Auch in diesem Fall ist eine weitere Einschränkung mit hohem produktionstechnischem Aufwand verbunden und daher nicht wirtschaftlich.

### 3.3 Reversierende Anziehverfahren

Ziel bei den reversierenden Verfahren ist die Umgehung des Reibungseinflusses bei der Bestimmung der Vorspannkraft. Dazu wird der Anziehvorgang unterbrochen und die Verbindung wieder um einen definierten Winkel gelöst. Dabei werden Drehmoment und Drehwinkel gemessen. Aus diesen Messwerten kann anschließend das Nutzmoment bzw. die aktuelle Vorspannkraft berechnet werden.

Nachfolgend werden die entsprechenden Verfahren erläutert. Je nach Verfahrens-ansatz wird das Anziehen ein- oder mehrmalig unterbrochen und die Vorspannkraft durch verschiedene Methoden berechnet (Tabelle 3.9).

Häufigkeit des Reversierens	Berechnungsmethode für die Vorspannkraft
einmalig	Berechnung des Anziehdrehmoments $M_A$ auf Basis der Integrale der Drehmomente beim Anziehen und Lösen (Kap. 3.3.1)
	Berechnung des Anziehdrehwinkels $\vartheta_A$ auf Basis des Gradienten der Drehmomente beim Anziehen und Lösen (Kap. 3.3.2)
mehrmalig	direkte Berechnung aus Anzieh- und Lösemoment (Kap. 3.3.3)

Tabelle 3.9: Erzeugung der Vorspannkraft bei reversierenden Verfahren

#### 3.3.1 Berechnung der Vorspannkraft

Bei dem von CHASTEL & REY (1996) beschreiben Anziehverfahren wird davon ausgegangen, dass sich die Schraube wie eine Zugfeder verhält. Sie wird beim Anziehen elastisch gedehnt und speichert somit Energie. Diese Energie wird beim Lösen wieder freigesetzt. Ferner wird davon ausgegangen, dass sowohl das Kopf- als auch das Gewindereibungsmoment beim Anziehen und beim Lösen der Schraube gleich groß sind. Unter diesen Voraussetzungen ist die Differenz zwischen dem Anzieh- und dem Lösemoment gleich dem Nutzmoment  $M_G$ , das ausschließlich von der Geometrie der Schraube und nicht von der Reibung abhängt (vgl. Glg. 2.11 / 2.13). Die Vorspannkraft berechnet sich demnach zu:

$$F_V = (M_{\text{Anz}} - M_{\text{Lös}}) \frac{P}{\pi} \quad (3.5)$$

mit:  $M_{\text{Anz}}$ : maximales Anziehmoment;  $M_{\text{Lös}}$ : maximales Lösemoment

Der Vorgang des Anziehens und Lösen wird bei diesem Verfahren mehrfach wiederholt, bis die berechnete Vorspannkraft der Soll-Vorspannkraft entspricht. Um die Konvergenz des Verfahrens zu gewährleisten und die Prozesszeiten gering zu halten, wird die Schrittweite steuerungsseitig so festgelegt, das sie mit steigender Vorspannkraft geringer wird.

### Vorspannkraftgenauigkeit des Verfahrens

Unter Laborbedingungen wurde im elastischen Verformungsbereich der Schraube eine Vorspannkraftgenauigkeit von  $\pm 5\%$  ermittelt (AMT 1998)

### Vorteile des Verfahrens (AMT 1998)

- Die Vorspannkraft wird unabhängig von Reibungseinflüssen exakt erzeugt
- Es können Standardschrauben eingesetzt werden.

### Nachteile des Verfahrens

- Deutliche Erhöhung der Prozesszeit aufgrund der wiederholten Unterbrechung des Anziehvorgangs
- Die bei jeder Schraubenverbindung mehr oder weniger ausgeprägten Setzerscheinungen führen dazu, dass den Drehmomenten  $M_{Anz}$  und  $M_{Löse}$  unterschiedlich hohe Vorspannkräfte zugrunde liegen. Damit ist eine der grundlegenden Voraussetzungen für das Verfahren nicht mehr erfüllt. Die nach Glg. 3.5 berechnete Vorspannkraft ist somit ungenau.

Zusammengefasst hat das Verfahren folgende Eigenschaften (Tabelle 3.10):

Verfahrensart	Hilfsgröße (n)	Einsatzbereich	Kosten	Prozesszeit	Flexibilität bzgl. Schrauben- geometrie	Vorspannkraft- genauigkeit	Montageunsicher- heitsfaktor $\alpha_A$	Werkstoff- ausnutzung
Anzieh-Lösemoment	<b>M, 9</b>	< $R_{p0.2}$	↓	↑↑	↑	± 5%	1,1	↑↑

Legende:

↑↑: sehr hoch    ↑: hoch    ↓: niedrig    ↓↓: sehr niedrig    –: keine Angabe möglich

Tabelle 3.10: Eigenschaften des reversierenden Verfahrens zur Berechnung von  $F_V$

### 3.3.2 Berechnung des Anziehdrehmoments

BATORA (1990) beschreibt ein Verfahren, bei dem das Anziehmoment  $M_A$  für jede einzelne Verschraubung neu berechnet wird. Hierzu wird das Drehmoment sowohl beim Anziehen als auch beim Lösen der Schraube integriert (Abb. 3.7).

Das Verfahren läuft in folgenden Schritten ab:

- 1.) Anziehen der Schraube bis zu einem vordefinierten Drehmoment, bei dem ca. 50% der Streckengrenzlast erreicht sind
- 2.) Bildung des Integrals  $A_{Anz}$  des Drehmoments  $M_{Anz}$  über den Winkelbereich  $\varphi_0$  bis  $\varphi_1$  und anschließende Unterbrechung des Anziehvorgangs

## Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen

3.) Drehrichtungsumkehr des Schraubers und Aufbringen eines Lösemoments  $M_{LöS}$ . Während des Lösevorgangs wird über den gleichen Winkelbereich  $\varphi_1$  bis  $\varphi_0$  das Integral  $A_{LöS}$  des Lösemoments  $M_{LöS}$  gebildet

4.) Berechnung des erforderlichen Anziehmoments  $M_A$  aus den Integralen  $A_{Anz}$  und  $A_{LöS}$ , der benötigten Vorspannkraft  $F_M$  und der Steigung  $P$ :

$$M_A = \frac{A_{Anz}}{(A_{Anz} - A_{LöS})} \cdot \frac{F_M \cdot P}{\pi} \cdot C_1 \text{ mit } A_{Anz} = \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} M_{Anz} d\varphi \text{ und } A_{LöS} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_0} M_{LöS} d\varphi \quad (3.6)$$

Über den Faktor  $C_1$  wird die Schraubfallhärte berücksichtigt

5.) Anziehen bis zum berechneten Endanzugsmoment  $M_A$

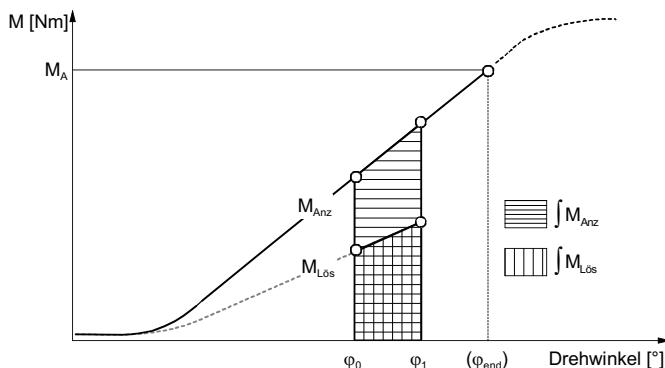


Abb. 3.7: Berechnung des Anziehdrehmoments  $M_A$  (BATORA 1990)

### Vorspannkraftgenauigkeit des Verfahrens

In der Literatur werden keine Angaben zur Genauigkeit des Verfahrens gemacht. Es ist aber davon auszugehen, dass der Reibungseinfluss zumindest verringert wird. Daher ist – verglichen mit dem drehmomentgesteuerten Anziehverfahren – eine Steigerung der Vorspannkraftgenauigkeit zu erwarten.

### Vorteile des Verfahrens

- Durch die Integration der Drehmomente wird das Verfahren robuster gegenüber zufällig auftretenden Peaks Drehmomentverlauf, die beispielsweise durch Stick-Slip-Effekte hervorgerufen werden können
- Es können Standardschrauben eingesetzt werden

### Nachteile des Verfahrens

- Erhöhung der Prozesszeit aufgrund der Unterbrechung des Anziehvorgangs

- Die Berechnung des Anziehdrehmoments erfolgt unter der Annahme, dass die Reibung beim Endanzug der Schraube konstant bleibt. Dies ist jedoch nicht bei allen Schraubenverbindungen gewährleistet. Dieser Umstand wirkt sich negativ auf die Vorspannkraftgenauigkeit aus.

Tabelle 3.11 zeigt die Eigenschaften des Verfahrens im Überblick:

Verfahrensart	Hilfsgröße ( $n$ )	Einsatzbereich	Kosten	Prozesszeit	Flexibilität bzgl. Schrauben- geometrie	Vorspannkraft- genauigkeit	Montageunsicher- heitsfaktor $\alpha_A$	Werkstoff- ausnutzung
Berechnung Anziehdrehmoment	<b>M, <math>\vartheta</math></b>	$< R_{p0.2}$	↓	↑	↑↑	–	–	↑↑

Legende:

↑↑↑: sehr hoch    ↑↑: hoch    ↓↓↓: niedrig    ↓↓: sehr niedrig    –: keine Angabe möglich

Tabelle 3.11: Eigenschaften des reversierenden Verfahrens zur Berechnung von  $M_A$

### 3.3.3 Berechnung des Anziehdrehwinkels

Dieses Verfahren entspricht in den ersten drei Schritten dem in Kapitel 3.3.2 erläuterten Verfahren. Anschließend werden jedoch nicht die Integrale von Anzieh- und Lösemoment berechnet, sondern deren Gradienten über den Winkel  $\Delta\varphi$ . In Verbindung mit der gewünschten Vorspannkraft  $F_M$  und der Steigung  $P$  wird daraus der Endanzugsdrehwinkel  $\varphi_{End}$  berechnet (BATORA 1990):

$$\varphi_{End} = \frac{1}{(k_{Anz} - k_{Lös})} \cdot \frac{F_M \cdot P}{\pi} \cdot C_1 \text{ mit } k_{Anz} = \frac{\Delta M_{Anz}}{\Delta\varphi} \text{ und } k_{Lös} = \frac{\Delta M_{Lös}}{\Delta\varphi} \quad (3.7)$$

Auch hier wird mit der Konstanten  $C_1$  die Schraubfallhärte berücksichtigt. Die Schraube wird anschließend bis zu einem korrigierten Endanzugswinkel  $\varphi_{End}^*$  angezogen, der sich aus der Differenz des Endanzugswinkels  $\varphi_{End}$  und eines Korrekturwinkels  $\varphi_K$  (Abb. 3.8) ergibt:

$$\varphi_{End}^* = \varphi_{End} - \varphi_K \text{ mit } \varphi_K = \frac{M_0}{k_{Anz}} - \varphi_0 \quad (3.8)$$

Der Korrekturwinkel  $\varphi_K$  repräsentiert denjenigen Winkel, um dem bis zum Erreichen des Moments  $M_0$  bereits angezogen wurde.

#### Vorspannkraftgenauigkeit des Verfahrens

Auch für dieses Verfahren liegen noch keine Erfahrungen hinsichtlich der Vorspannkraftgenauigkeit vor. Sie dürfte verfahrensbedingt jedoch höher liegen als beim zuvor

## Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen

beschriebenen Verfahren (Kapitel 3.3.2), da es in diesem Fall unerheblich ist, ob die Reibung beim endgültigen Anziehen Schwankungen unterworfen ist.

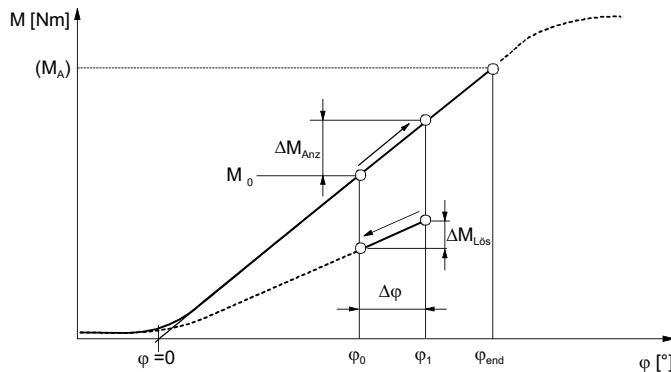


Abb. 3.8: Bestimmung des Endanzugswinkels (BATORA 1990)

### Vorteile des Verfahrens

- Das Verfahren dürfte robust sein gegenüber Schwankungen der Reibungsverhältnisse während des Anziehens, da als Abschaltkriterium das Erreichen des Endanzugsdrehwinkel  $\varphi_{\text{End}}$  und nicht ein Drehmomentwert verwendet wird.
- Es können Standardschrauben eingesetzt werden

### Nachteile des Verfahrens

- Erhöhung der Prozesszeit aufgrund der Unterbrechung des Anziehvorgangs
- Die Bildung von Gradienten nach Gleichung 3.7 führt bei zufälligen Drehmomentschwankungen zu Fehlern bei der Berechnung des Endanzugsdrehwinkel  $\varphi_{\text{End}}$

Zusammengefasst hat dieses Verfahren folgende Eigenschaften (Tabelle 3.12):

Verfahrensart	Hilfsgröße ( $n$ )	Einsatzbereich	Kosten	Prozesszeit	Flexibilität bzgl. Schrauben-geometrie	Vorspannkraft-genauigkeit	Montageunsicher-heitsfaktor $\alpha_A$	Werkstoff-ausnutzung
Berechnung Anziehdrehwinkel	<b>M, <math>\vartheta</math></b>	$< R_{p0.2}$	↓	↑	↑	–	–	↑↑

Legende:

↑↑: sehr hoch    ↑: hoch    ↓: niedrig    ↓↓: sehr niedrig    –: keine Angabe möglich

Tabelle 3.12: Eigenschaften des reversierenden Verfahrens zur Berechnung von  $\varphi_{\text{End}}$

## 3.4 Dehnungsgesteuerte Anziehverfahren

### 3.4.1 Dehnungsmessung bei konventionellen Verfahren

Nach dem Hooke'schen Gesetz ist die Vorspannkraft  $F_V$  im elastischen Verformungsbereich der Schraube proportional zur Schraubendehnung (Abb. 3.9). Dieser Zusammenhang wird bei den dehnungsgesteuerten Verfahren ausgenutzt.

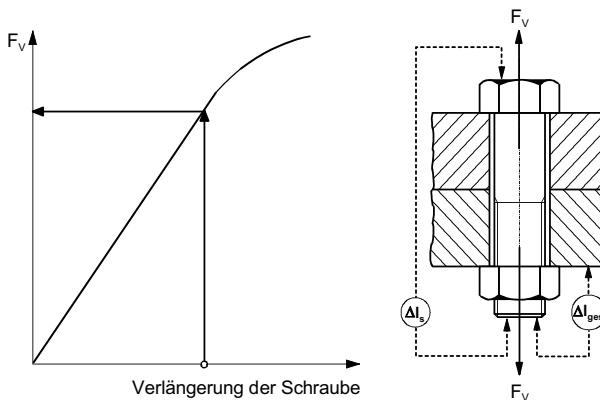


Abb. 3.9: Bestimmung der Vorspannkraft aus der elastischen Verlängerung

Ist die Schraube von beiden Seiten her zugänglich, wird die Vorspannkraft wie folgt berechnet (THOMALA 1993, BICKFORD 1990 und BOSSARD 1982):

$$F_M = \Delta l_s \cdot \frac{1}{\delta_s} \quad (3.9)$$

mit:  $\Delta l_s$  = Längenänderung,  $\delta_s$  = elastische Nachgiebigkeit der Schraube

Ist die Schraubenverbindung nur von der Mutterseite her zugänglich, so gilt:

$$F_M = \Delta l_{ges} \cdot \frac{1}{(\delta_s + \delta_p)} \quad (3.10)$$

mit:  $\Delta l_{ges}$  = Längenänderung zwischen Schraubenkopf und Mutternauflage,  $\delta_s$  = el. Nachgiebigkeit der Schraube;  $\delta_p$  = el. Nachgiebigkeit des Bauteils.

Für den Fall, dass die Schraubenverbindung nur von der Kopfseite her zugänglich ist, werden hohlgebohrte Schrauben verwendet. Die Bohrung wird dabei in den ungekerbten Teil des Schraubenschaftes eingebracht und so dimensioniert, dass der Spannungsquerschnitt  $A_s$  nicht unterschritten wird. Die Tragfähigkeit der Schraube

wird somit nicht vermindert, womit gewährleistet ist, dass die Schraube im freien belasteten Gewinde bricht. THOMALA (1993) favorisiert die taktile Messung, LÖFFLER (1997A, 1997B) dagegen die berührungslose Messung mittels Laserinterferometrie.

### Vorspannkraftgenauigkeit des Verfahrens

Die Genauigkeit des Verfahrens hängt von folgenden Faktoren ab (THOMALA 1993):

- Schwankungen des E-Moduls des Schrauben- bzw. Bauteilwerkstoffes. Dadurch verändern sich auch die elastischen Nachgiebigkeiten, was zu Fehlern bei der Berechnung der Vorspannkraft führt.
- Toleranzen bei der Längenmessung. Diese wirken sich bei geringer Klemmlänge stärker aus als bei großer Klemmlänge (Abb. 3.10).

In der Literatur sind keine Angaben zum Anziehfaktor  $\alpha_A$  bzw. der Genauigkeit dieses Verfahrens zu finden. Dies dürfte darauf zurückzuführen sein, dass die Genauigkeit stark von der Klemmlänge abhängig ist und das Verfahren selten eingesetzt wird.

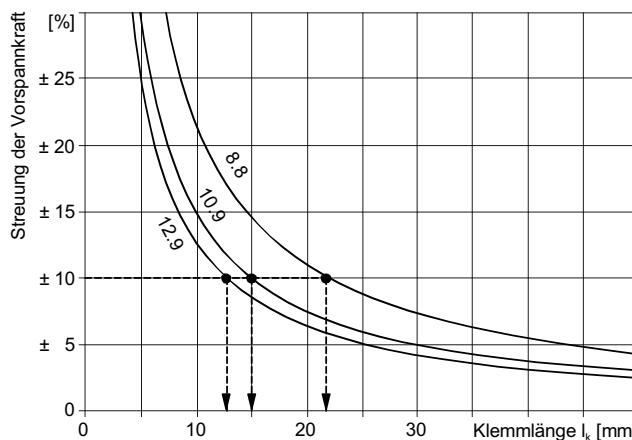


Abb. 3.10: Vorspannkraftstreuung beim dehnungsgesteuerten Verfahren (PFAFF 1980)

### Vorteile des Verfahrens (THOMALA 1993, WIEGAND 1988)

- Bei ausreichender Klemmlänge sind relativ hohe Genauigkeiten möglich.
- Die Vorspannkraft kann auch längere Zeit nach der Montage überprüft werden. Dazu muss jedoch die ursprüngliche Länge der Schraube bekannt sein.

### Nachteile des Verfahrens (THOMALA 1993)

- Einsatz nur im linearen Verformungsbereich möglich.

- Bei einseitiger Zugänglichkeit der Schraubenverbindung ist dieses Verfahren nur mit hohlgebohrten Sonderschrauben einsetzbar, was zu erhöhten Kosten führt.
- Aufgrund der Toleranzen der Schraubengeometrie sind Vorversuche zur Ermittlung der Korrelation von Vorspannkraft und Schraubendecknung notwendig.

Zusammengefasst hat das konventionelle dehnungsgesteuerte Verfahren folgende Eigenschaften (Tabelle 3.13):

Verfahrensart	Hilfsgröße ( $\eta$ )	Einsatzbereich	Kosten	Prozesszeit	Flexibilität bzgl. Schrauben- geometrie	Vorspannkraft- genauigkeit	Montageunsicher- heitsfaktor $\alpha_A$	Werkstoff- ausnutzung
dehnungsgesteuert, konventionell	$\Delta I$ $\Xi$	$< R_{p0.2}$	$\uparrow\downarrow$	$\downarrow$	$\downarrow$	-	-	$\uparrow$

Legende:

$\uparrow\uparrow$ : sehr hoch     $\uparrow$ : hoch     $\downarrow$ : niedrig     $\downarrow\downarrow$ : sehr niedrig    - : keine Angabe möglich

Tabelle 3.13: Eigenschaften des konventionellen dehnungsgesteuerten Verfahrens

### 3.4.2 Messung der Verformung des Schraubenkopfes

Beim Anziehen einer Schraube kommt es in der Mitte des Schraubenkopfes zu einer Einsenkung, die proportional zur Vorspannkraft ist (THOMALA 1984, ILLGNER 1965). Dieser Effekt kann zur Steuerung des Anziehvorgangs genutzt werden.

GADAU (1998A) schlägt ein Verfahren mit taktiler Messung vor (Abb. 3.11).

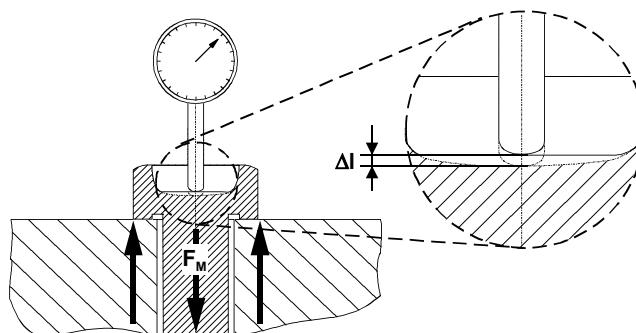


Abb. 3.11: Taktile Messung der Kopfdurchsenkung (GADAU 1998A)

Um hohe Genauigkeiten zu erreichen muss der Schraubenkopf modifiziert werden. Er wird so gestaltet, dass die beim Anziehen auftretende Verformung  $\Delta l$  größer wird, während sowohl die Steifigkeit als auch die Festigkeitseigenschaften der Schraube gleich bleiben. Somit treten bei gleicher Vorspannkraft größere Verformungen auf, die mit höherer Genauigkeit gemessen werden können.

HAUG (2000) schlägt demgegenüber die Anbringung eines piezoelektrischen Elements auf dem Schraubenkopf vor, das beim Anziehen ebenfalls verformt wird (Abb. 3.12). Aufgrund des piezoelektrischen Effekts (siehe Kapitel 4.3.3) entsteht an diesem Element eine Spannung, die proportional zu Vorspannkraft ist.

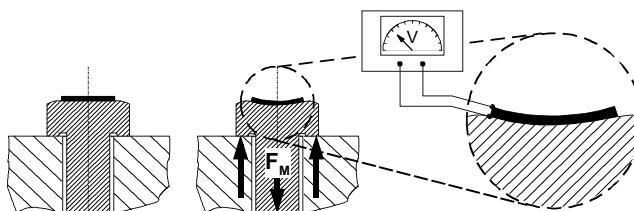


Abb. 3.12: Messung der Kopfdurchsenkung mittels Piezoelement (HAUG 2000)

### Vorspannkraftgenauigkeit des Verfahrens

Für beiden Verfahrensvarianten sind in der Literatur keine Angaben über die erzielbare Vorspannkraftgenauigkeit zu finden. Es ist jedoch mit einer deutlichen Reduzierung der Vorspannkraftstreuung zu rechnen, da eine direkt mit der Vorspannkraft korrelierende Messgröße erfasst wird.

### Vorteile des Verfahrens

- Bei ausreichender Verformungsfähigkeit des Schraubenkopfes ist eine relativ hohe Vorspannkraftgenauigkeit zu erwarten.
- Die Geometrie der Schraube, insbesondere die Schraubenlänge, wirkt sich nicht negativ auf das Prozessergebnis aus.

### Nachteile des Verfahrens

- Einsatz nur im linearen Verformungsbereich der Schraube möglich.
- Die Genauigkeit des Verfahrens dürfte mit höheren Vorspannkräften ebenfalls ansteigen, da die Verformung des Schraubenkopfes dann größer ist. Messfehler haben dann in diesem Fall eine geringere Auswirkung.
- Für beide oben erläuterten Verfahrensvarianten sind Sonderschrauben notwendig, was zu erhöhten Kosten führt.
- Aufgrund der zusätzlich benötigten Messtechnik ist ebenfalls mit erhöhten Kosten zu rechnen.

Somit ergeben sich für diese Art des dehnungsgesteuerten Anziehverfahrens folgende Merkmale (Tabelle 3.14):

Verfahrensart	Hilfsgröße (n)	Einsatzbereich	Kosten	Prozesszeit	Flexibilität bzgl. Schrauben- geometrie	Vorspannkraft- genauigkeit	Montageunsicher- heitsfaktor $\alpha_A$	Werkstoff- ausnutzung
Messung der Kopfdurchsenkung	$\Delta I$	$< R_{p0.2}$	$\uparrow\uparrow$	$\downarrow$	$\Downarrow$	-	-	-

Legende:

$\uparrow\uparrow$ : sehr hoch     $\uparrow$ : hoch     $\downarrow$ : niedrig     $\Downarrow$ : sehr niedrig    - : keine Angabe möglich

Tabelle 3.14: Verfahrenseigenschaften bei Messung der Kopfdurchsenkung

### 3.4.3 Ultraschallgestützte Anziehverfahren

#### Verfahrensgrundlagen

Ultraschallgestützte Verfahren nutzen den akustoelastischen Effekt zur Bestimmung der Schraubendehnung bzw. der Vorspannkraft (SPLITT & SOODMANN 1993, FLAMBARD ET AL. 1987, SOREL ET AL. 1983). Dieser beruht auf der Korrelation von Spannungszustand und Schallgeschwindigkeit im Schraubenwerkstoff. Zur Ermittlung der Vorspannkraft wird mit einem piezoelektrischen Element ein Ultraschallimpuls erzeugt und in die Schraube eingekoppelt. Der Impuls breitet sich bis zum Schraubenende aus und wird reflektiert. Mit Hilfe des am Schraubenkopf an kommenden Echoes wird die Laufzeit des Schallimpulses bestimmt.

Die Laufzeit des Ultraschallimpulses ist von folgenden Faktoren abhängig:

- Länge der Schraube
- mechanische Spannung in der Schraube
- Schraubenwerkstoff und -temperatur

Bei konstanten Werkstoffeigenschaften und konstanter Temperatur trägt die Längenänderung zu etwa 1/3, die Spannungsänderung zu etwa 2/3 zur Veränderung der Laufzeit bei. Der exakte Zusammenhang muss für jede Schraubenart in Vorversuchen bestimmt werden. Sind sie bekannt, kann die Vorspannkraft über die Laufzeit des Ultraschallimpulses sehr exakt bestimmt werden (WERTHE 1997).

Um den Ultraschallimpuls zuverlässig in die Schraube einkoppeln und wieder erfassen zu können, ist eine reproduzierbare Ankopplung des piezoelektrischen Elements an die Schraube notwendig. Hier stehen die beiden nachfolgend beschriebenen Möglichkeiten zur Verfügung:

### Externes piezoelektrisches Element

Zur Ankopplung eines externen piezoelektrischen Elements an die Schraube wird ein Koppelmittel benötigt. Da dessen Schichtdicke von Verschraubung zu Verschraubung variiert, kommt es zu entsprechenden Fehlern bei der Laufzeitmessung und folglich zu Fehlern bei der Berechnung der Vorspannkraft  $F_V$  von bis zu  $\pm 10\%$  (WERTHE 1997). Zudem sind mit dieser Anordnung nur Messungen an der ruhenden Schraube möglich. Die Vorspannkraft kann also lediglich überprüft werden. Die Steuerung des Anziehvorgangs ist jedoch nicht möglich (ULTRACOAT 1999). Daher wird diese Anordnung an dieser Stelle nicht betrachtet. Ausführliche Informationen sind bei z.B. bei SCHLENGERMANN (1992) zu finden.

### Fest mit dem Schraubenkopf verbundenes Piezoelement

In diesem Fall wird jeder Schraubenkopf mit einem Piezoelement bestückt. Die elektrische Kontaktierung erfolgt über einen im Schraubwerkzeug integrierten Pin (Abb. 3.13). Diese Anordnung ermöglicht die reproduzierbare Ankopplung ohne Koppelmittel und die Messung der Laufzeit während des Anziehens. (WERTHE 1997, KIBBLEWHITE 1989). Sie ist daher für die Steuerung des Anziehvorgangs geeignet.

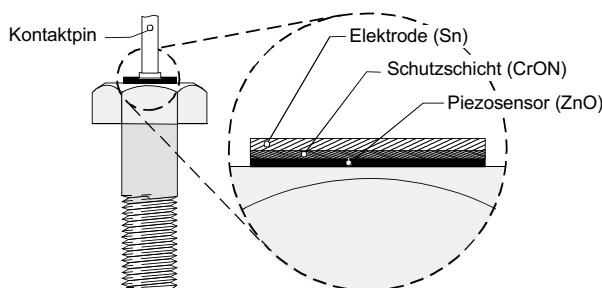


Abb. 3.13: Piezoelektrisches Element am Schraubenkopf (ULTRACOAT 1999)

Die piezoelektrische Schicht wird unter einem definierten Winkel auf die Schraube aufgebracht. Daher gibt sie – angeregt durch einen elektrischen Impuls – sowohl Longitudinal- als auch Transversalwellen ab (vgl. Abb. 4.2). Zur Berechnung der Vorspannkraft während des Anziehens wird ausschließlich die Longitudinalwelle genutzt. Es ist auch möglich, die in der Schraubenverbindung vorhandenen Restvorspannkraft zu einem späteren Zeitpunkt zu messen. Dafür werden sowohl die Laufzeit der Longitudinal- als auch der Transversalwelle ausgewertet (ULTRAFAST 1999B).

### Ultraschallmessungen während des Anziehen der Schraube

Zu Beginn des Anziehvorgangs erfolgt eine Null-Last-Messung (Abb. 3.14). Während des Anziehens wird die Laufzeit permanent gemessen und ausgewertet. Die Korrelation von Vorspannkraft  $F_V$  und Laufzeitänderung  $\Delta t$  (Abb. 3.14 rechts) wird in

Vorversuchen ermittelt. Sie hängt von Material und Abmessung der Schraube sowie von der Klemmlänge ab. Der Anziehvorgang wird genau dann beendet, wenn eine vordefinierte Laufzeitänderung erreicht wurde (BOSCH 1996).

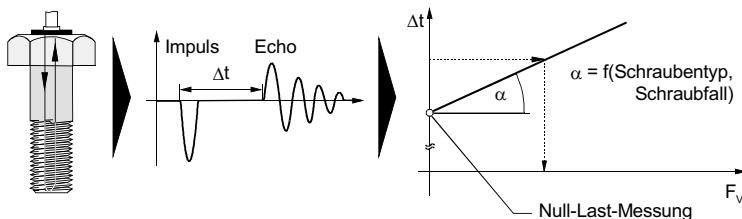


Abb. 3.14: Bestimmung von  $F_v$  während des Anziehens (ULTRAFAST 1999B)

Auch das Erreichen der Streckgrenze kann mit diesem Verfahren erkannt werden. Aufgrund der Veränderung der Gitterabstände im Werkstoff verändert sich der E-Modul der Schraube und damit die Schallgeschwindigkeit (KRASS 1988). Die bis zum Streckgrenzpunkt linear ansteigende Kurve der sog. Longitudinalfunktion, d.h. der Proportionalität zwischen Vorspannkraft und Laufzeitänderung der Longitudinalwelle, knickt daher ab und verläuft in einem wesentlich flacheren Winkel. Ähnlich wie beim konventionellen streckgrenzgesteuerten Verfahren wird der Gradient aus Laufzeitänderung und Drehwinkel gebildet. Auf diese Weise kann die Schraube gezielt bis zum Erreichen der Streckgrenze angezogen werden.

### Überprüfung der Vorspannkraft

Das ultraschallgestützte Verfahren mit fest am Schraubenkopf angebrachtem piezoelektrischen Element ermöglicht auch die Überprüfung der Restklemmkraft zu einem späteren Zeitpunkt, z.B. nach einer gewissen Betriebsdauer. In diesem Fall werden die Laufzeiten von Longitudinal- und Transversalwelle ausgewertet. Aufgrund der unterschiedlichen Ausbreitungsgeschwindigkeiten beider Wellenarten erreichen die reflektierten Impulse den Schraubenkopf zu unterschiedlichen Zeiten. Bei beiden Wellenarten ändert sich die Ausbreitungsgeschwindigkeit mit zunehmender Spannung im Schraubenschaft, der Betrag der Änderung ist jedoch unterschiedlich. Die Vorspannkraft kann demnach auch nach der Montage mittels des Quotienten Q der Absolutlaufzeiten beider Wellenarten bestimmt werden (BOSCH 1996).

Für die unbelastete Schraube gilt:

$$Q_0 = \frac{\Delta t_L}{\Delta t_T} \quad (3.11)$$

mit:  $\Delta t_L$ : Laufzeit der Longitudinalwelle,  $\Delta t_T$ : Laufzeit der Transversalwelle

## Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen

Der Quotient  $Q_0$  bei der unbelasteten Schraube ist dabei hauptsächlich von Schubmodul und Elastizitätsmodul des Werkstoffes abhängig. Zwischen dem Quotienten  $Q$  der Wellenlaufzeiten und der Vorspannkraft  $F_v$  ergibt sich ein linearer Zusammenhang (Abb. 3.15). Die Steigung  $\beta$  hängt im Wesentlichen von der Klemmlänge ab.

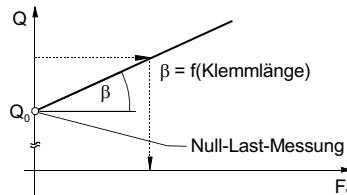


Abb. 3.15: Messung von  $F_v$  an der montierten Verbindung (ULTRAFAST 1999B)

Zur Messung der Restvorspannkraft werden Laufzeitmessungen an einer belasteten Schraube durchgeführt und der Quotient  $Q_L$  gebildet. Mit Hilfe von  $Q_0$  und  $\beta$  wird die Vorspannkraft berechnet. Aufgrund der Abhängigkeit der Schallgeschwindigkeit von der Temperatur muss diese kompensiert werden (SCHNEIDER & REPLINGER 1987).

### Vorspannkraftgenauigkeit des Verfahrens (ULTRAFAST 1999A, MCENROE 1998)

- Die Vorspannkraftgenauigkeit beim Anziehen im elastischen Bereich der Schraube beträgt  $\pm 3\%$ , beim Anziehen bis in den Bereich der Streckgrenze  $\pm 5\%$
- Bei der Überprüfung der Restvorspannkraft beträgt die Messgenauigkeit  $\pm 10\%$

### Vorteile des Verfahrens

- die Bestimmung der Vorspannkraft ist unabhängig von der Reibung
- die Restvorspannkraft kann jederzeit gemessen werden

### Nachteile des Verfahrens

- Es sind nur Außenkraftangriffe möglich, da das Aufbringen des Piezoelementes bei Innenkraftangriffen derzeit technisch nicht möglich ist.
- Beim Anziehen im elastischen Verformungsbereich der Schraube ist die Schraubenlänge auf 200 mm begrenzt.  
Das streckgrenzgesteuerte Anziehen und die Messung der Restvorspannkraft ist nur bei Schrauben bis zu 120 mm Länge möglich
- Die Mindestklemmlänge beträgt 18 mm.
- Das Aufbringen des Sensors und die Herstellung zum Schraubenkopf paralleler Reflexionsflächen verursacht Mehrkosten bei jeder Schraube. Auch bei der Herstellung größerer Stückzahlen ( $>150$  Tsd. Stck./a) muss daher mit einer Verdoppelung des Schraubenpreises gerechnet werden (ULTRAFAST 1998).

Insgesamt weist das Anziehverfahren folgende Eigenschaften auf (Tabelle 3.15):

Verfahrensart	Hilfgröße (n)	Einsatzbereich	Kosten	Prozesszeit	Flexibilität bzgl. Schrauben- geometrie	Vorspannkraft- genauigkeit	Montageunsicher- heitsfaktor $\alpha_A$	Werkstoff- ausnutzung
Dehnungsmessung, ultraschallgestützt	$\Delta I$	$< R_{p0.2}$ $= R_{p0.2}$ $> R_{p0.2}$	$\uparrow\uparrow$	$\downarrow$	$\downarrow\downarrow$	$\pm 5\%$ $\pm 10\%$ $\pm 10\%$	1,1 1,2 1,2	$\uparrow\uparrow$

Legende:

$\uparrow\uparrow$ : sehr hoch     $\uparrow$ : hoch     $\downarrow$ : niedrig     $\downarrow\downarrow$ : sehr niedrig    – : keine Angabe möglich

Tabelle 3.15: Eigenschaften des ultraschallgestützten Verfahrens

### 3.5 Fazit und Konsequenz

In diesem Kapitel wurden die bekannten Verfahren für das Anziehen hochfester Schraubenverbindungen vorgestellt und anhand der Eingangs vorgestellten Kriterien analysiert (Tabelle 3.16). Wie oben bereits erwähnt, werden Schraubverfahren benötigt, mit denen die geforderte Vorspannkraft exakt, in möglichst kurzer Zeit und hoher Wirtschaftlichkeit erzeugt werden kann.

Demgegenüber ergibt sich aus dem Stand der Technik, dass jede der Verfahrensgruppen ihre spezifischen Vorteile hat, niemals jedoch alle Anforderungen, also hohe Genauigkeit bei geringer Zykluszeit und geringen Kosten erfüllt werden:

- Die **konventionellen Verfahren** sind zwar kostengünstig, aber im elastischen Verformungsbereich der Schraube sehr ungenau. Auch die Ausschöpfung des gesamten Optimierungspotenzials ermöglicht bei diesen Verfahren keine wesentliche Verbesserung der Vorspannkraftgenauigkeit.
- Auch die **reversierenden Verfahren** werden für das Anziehen im elastischen Verformungsbereich der Schraube eingesetzt. Hier ist mit einer Steigerung der Vorspannkraftgenauigkeit gegenüber den konventionellen Anziehverfahren zu rechnen. Nachteilig ist jedoch die erhöhte Zykluszeit.
- Mit **dehnungsgesteuerten Verfahren**, insbesondere denen auf Basis von Ultraschall, können im elastischen Verformungsbereich der Schraube sehr hohe Genauigkeiten erreicht werden. Verfahrensbedingt steigen jedoch die Kosten pro Schraube, da sie aufwändig modifiziert werden müssen.

Es ist daher nicht zu erwarten, dass mit der Weiterentwicklung eines der genannten Verfahren ein wesentlicher Fortschritt bzgl. der Erfüllung aller oben genannten Kriterien erzielt werden kann.

## Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen

Im Rahmen der Arbeit wird daher der Ansatz verfolgt, auf Basis einer für die Schraubtechnik völlig neuen Messgröße, den beim Anziehen der Schraube auftretenden akustischen Emissionen, ein gleichermaßen genaues, schnelles und wirtschaftliches Verfahren für das Anziehen hochfester Schraubenverbindungen im elastischen Verformungsbereich des Schraubenwerkstoffes zu entwickeln.

Verfahren		Hilfsgröße (n)	Einsatzbereich	Kosten	Prozesszeit	Flexibilität bzgl. Schraubengeometrie	Vorspannkraft- genauigkeit	Montageunsicher- heitsfaktor $\alpha_A$	Werkstoffausnutzung
konventionell (Kap. 3.2)	Drehmomentgesteuert	M	< R <sub>p0.2</sub>	↓	↓	↑↑	±17% bis ±43%	1,4 bis 2,5	↓
	Streckgrenzgesteuert	M, Φ	= R <sub>p0.2</sub>	↓	↓	↑	±9% bis ±17%	1,2 bis 1,4	↑
	Drehwinkelgesteuert	Φ, M	> R <sub>p0.2</sub>	↓	↓	↓	±9% bis ±17%	1,2 bis 1,4	↑↑
reversierend (Kap. 3.3)	Berechnung Vorspannkraft	M, Φ	< R <sub>p0.2</sub>	↓	↑↑↑	↑	±5%	1,1	↑↑
	Berechnung Anziehdrehmoment	M, Φ	< R <sub>p0.2</sub>	↓	↑	↑	—	—	↑
	Berechnung Anziehdrehwinkel	M, Φ	< R <sub>p0.2</sub>	↓	↑	↑	—	—	↑↑
dehnungsgesteuert (Kap. 3.4)	konventionell	Δ I E	< R <sub>p0.2</sub>	↑	↓	↓	—	—	↑
	Messung der Kopfdurchsenkung	Δ I	< R <sub>p0.2</sub>	↑	↓	↓	—	—	—
	ultraschallgestützt	Δ I	< R <sub>p0.2</sub> = R <sub>p0.2</sub> > R <sub>p0.2</sub>	↑↑	↓	↓↓	±5% ±10% ±10%	1,1 1,2 1,2	↑↑

Legende:

↑↑: sehr hoch    ↑: hoch    ↓: niedrig    ↓↓: sehr niedrig    —: keine Angabe möglich

Tabelle 3.16: Eigenschaften der vorgestellten Schraubverfahren

## 4 Akustische Emission beim Anziehen von Schraubenverbindungen

### 4.1 Übersicht

Grundidee des im Rahmen der Arbeit entwickelten Anziehverfahrens ist die Verwendung der beim Anziehen der Schrauben auftretenden akustischen Emission zur Steuerung des Anziehvorgangs (Abb. 4.1). Nachfolgend werden daher zunächst die Grundlagen der akustischen Emission erläutert (Kapitel 4.2).

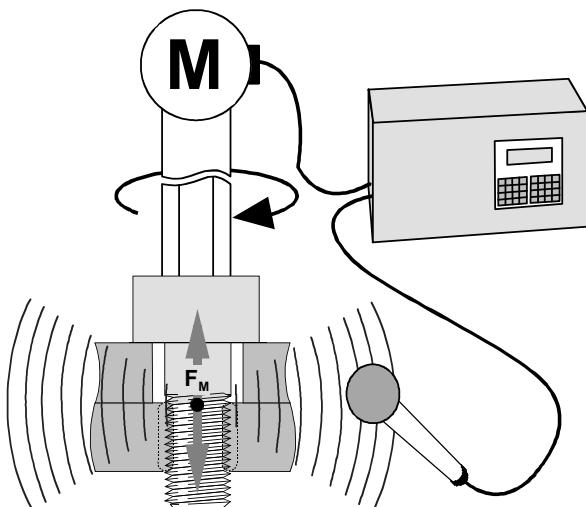


Abb. 4.1: Grundidee des Anziehverfahrens

Danach werden die Versuchsvorrichtungen vorgestellt, die für die Messung der akustischen Emission während der Belastung von Schraubenverbindung verwendet wurden (Kapitel 4.3). Für die Verarbeitung akustischer Emissionen existieren eine Vielzahl unterschiedlicher Methoden. In Kapitel 4.4 wird die im Rahmen der Arbeit verwendete Methode vorgestellt.

Abschließend werden die Ergebnisse einiger grundlegender Versuchsreihen vorgestellt. Zunächst erfolgt dabei der Nachweis, dass die beim Anziehen von Schrauben auftretenden akustische Emission tatsächlich mit der Vorspannkraft korreliert (Kapitel 4.5). Weiterhin wird der Einfluss einiger wichtiger Parameter der Schraubenverbindung sowie des Anziehvorgangs auf die akustischen Emissionen untersucht (Kapitel 4.6).

## 4.2 Akustische Emission bei metallischen Werkstoffen

Das Auftreten akustischer Emission (AE) bei der Belastung von Werkstoffen wurde bereits Mitte des 20. Jahrhunderts von Joseph Kaiser entdeckt und untersucht (KAISER 1950). Er stellte fest, dass metallische Werkstoffe im Zugversuch charakteristische Geräusche aussenden. Da zwischen akustischer Emission und der Belastung des Werkstoffes eine Proportionalität besteht, liegt es nahe, diesen Effekt zur Steuerung des Anziehens von Schraubenverbindungen zu nutzen.

Neben KAISER (1950) haben sich noch zwei weitere Autoren mit dem Auftreten von akustischer Emission bei der Belastung von Schraubenverbindungen beschäftigt. HÄNEL & THELEN (1996) entwickelten Ansätze zur Überwachung von Schraubenverbindungen hinsichtlich zu hoher Belastungen, während LÖFFLER (1998) die Überwachung des Erreichens der Streckgrenze beim Anziehen vorschlägt.

### 4.2.1 Begriffe und Definitionen

Unter dem Begriff **Akustik** wird die Lehre vom Schall zusammengefasst (FASOLD ET AL. 1989A, S. 15). **Schall** tritt immer dann auf, wenn ein massenbehaftetes, elastisches Medium Schwingungen ausführt. Als **Geräusch** werden überlagerte Schwingungen unterschiedlicher Amplitude und Frequenz bezeichnet. Je nach Aggregatzustand des Mediums wird zwischen **Luftschall**, **Flüssigkeitsschall** und **Körperschall** unterschieden. In Gasen und Flüssigkeiten breitet sich der Schall nur als **Longitudinalwelle** (Längswelle) aus, in festen Körpern dagegen sowohl als Longitudinal- als auch als **Transversalwelle** (Scherwelle). Die Schallgeschwindigkeit in Stahl beträgt bei Longitudinalwellen 5700 m/s, bei Transversalwellen 3200 m/s. In der Praxis treten häufig Mischformen aus beiden Wellenformen auf (Abb. 4.2).

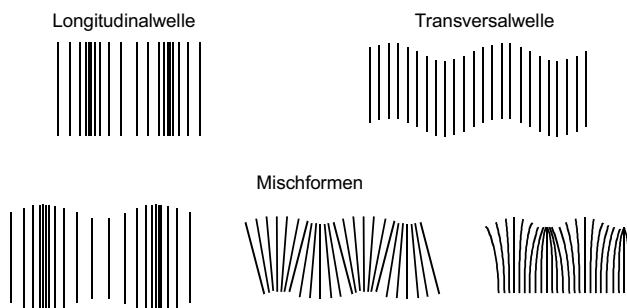


Abb. 4.2: Wellenformen des Körperschalls (ZWICKER & ZOLLNER 1987, S. 98)

Abhängig vom Frequenzbereich wird zwischen **Infraschall** (Frequenzen kleiner als 30 Hz), **Hörschall** (Frequenzen zwischen 16 Hz und 16 kHz) und **Ultraschall** (Frequenzen oberhalb 16 kHz) unterschieden (SCHMIDT 1989, DUBBEL 1990).

In der Schallmesstechnik werden viele Messgrößen nicht absolut angegeben. Interessanter ist in der Regel das Verhältnis zu einer bestimmten Bezugsgröße. Dazu wurde das dimensionslose **Dezibel** (dB) (1/10 Bel, benannt nach Bell, dem Erfinder des Telefons) als Einheit für den **Pegel L** eingeführt:

$$L = 20 \cdot \lg \left( \frac{A_2}{A_1} \right) [\text{dB}] \quad (4.1)$$

mit  $A_1$ : Bezugsgröße,  $A_2$ : Messgröße

Das Dezibel stellt den 20-fachen dekadischen Logarithmus eines Größenverhältnisses dar. Beispielsweise werden die Schallpegel im Hörschallbereich auf einen Druck von  $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$  Pa normiert. Dieser Schalldruck stellt die menschliche Hörschwelle, bezogen auf eine Frequenz von 1kHz, dar (DIN 45630 BLATT1 1971).

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Schallwellen in einem Medium wird als **Schallgeschwindigkeit c**, die Geschwindigkeit der Teilchenbewegung selbst wird als **Schallschnelle v** bezeichnet (SCHMIDT 1989).

Weitergehende Informationen zur Akustik sind z.B. bei DUBBEL (1990), FASOLD ET AL. (1989A und 1989B), SCHMIDT (1989) sowie HENN ET AL. (1984) zu finden.

Als **akustische Emission (AE)** oder **Schallemission (SE)** wird die Erscheinung bezeichnet, dass feste Körper unter mechanischer Belastung Schallsignale aussenden. Dies geschieht schon weit vor dem Auftreten makroskopisch nachweisbarer Defekte (KOLERUS 1980A). Die Schallimpulse werden aufgrund der elastischen Eigenschaften des Körpers als hochfrequente Wellen bis an dessen Oberfläche weitergeleitet, wo sie durch geeignete Sensoren erfasst werden können (KOLERUS 1980B). Man spricht in diesem Zusammenhang auch von **Körperschall**. Dieser ist definiert als die Ausbreitung von Schall in einem festen Medium oder an der Oberfläche eines Festkörpers mit Schallfrequenzen oberhalb  $f=15\text{Hz}$  (HERING ET AL. 1989, S. 513).

### 4.2.2 Eigenschaften der akustischen Emission

Ein bekanntes Beispiel für akustische Emission ist das sog. „Zinngeschrei“, das bei der Verformung von Zinn entsteht. Die emittierten Schallimpulse sind so stark, dass sie mit dem menschlichen Gehör wahrgenommen werden können. In der Regel ist ihre Intensität bei Metallen jedoch deutlich geringer. Zudem laufen sie in Frequenzbereichen bis zu 30 MHz ab, also jenseits des Hörbereichs.

Technisch verwertbar sind akustische Emissionen in den Frequenzbereichen von 50 kHz bis zu einigen MHz. In den darüber liegenden Frequenzbereichen sind die Amplituden meist minimal, zumal hier die Dämpfungseigenschaften des Werkstoffs zu einer weitgehenden Absorption führen. Im Frequenzbereich unter 50 kHz werden Akustische Emissionen dagegen in der Regel durch Störgeräusche aus der Umgebung völlig überdeckt (EISENBLÄTTER 1975).

## Akustische Emission beim Anziehen von Schraubenverbindungen

Es werden zwei Erscheinungsformen der akustischen Emissionen unterschieden: das statistisch ablaufende, **kontinuierliche Signal** und schlagartig auftretende Schallimpulse, die sog. **Bursts** (Abb. 4.3).

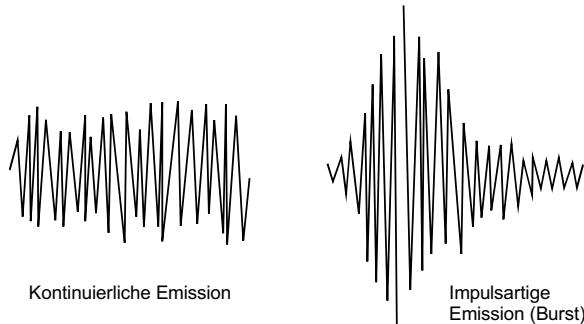


Abb. 4.3: Erscheinungsformen der akustischen Emission (nach KOLERUS 1980A)

Bursts sind breitbandige, deutlich voneinander trennbare Einzelereignisse und weisen im Vergleich zur kontinuierlichen Emission hohe Amplituden auf. Auch das kontinuierliche Signal besteht – submikroskopisch betrachtet – aus diskreten Einzelereignissen. Diese lassen sich aber aufgrund ihrer raschen zeitlichen Abfolge nicht mehr voneinander trennen. Während die kontinuierliche Emission durch plastische Verformung und Reibung hervorgerufen wird, treten Signalbursts vor allem in Verbindung mit Bruchvorgängen, Rissbildung und Rissfortschritt auf.

Abhängig vom Verformungsverhalten des Werkstoffes kommt es zu unterschiedlichen Ausprägungen kontinuierlicher akustischer Emission (Abb. 4.4).

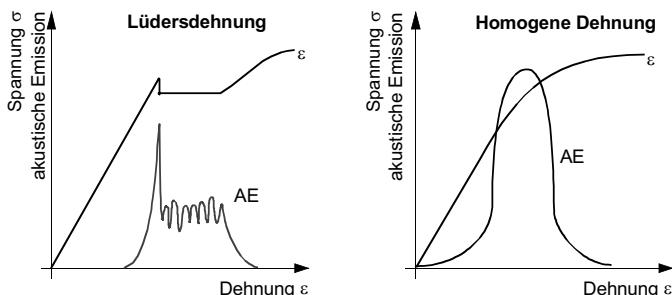


Abb. 4.4: Verlauf von Dehnung und akustischer Emission als Funktion der Spannung im Zugversuch (KOLERUS 1980A)

Bei inhomogener Verformung, wie sie bei den meisten Stählen zu finden ist, tritt mit dem Erreichen der Streckgrenze ein Maximum auf, gefolgt von einem etwas geringeren Signalpegel im Bereich der Lüdersdehnung (JAX & EISENBLÄTTER 1972). Bei der anschließenden Verfestigung sinkt die Intensität deutlich ab (Abb. 4.4, links). Bei Werkstoffen mit homogenem Verformungsverhalten treten – entsprechend dem Verlauf der Spannungs-Dehnungs-Kurve – keine sprunghaften Änderungen und damit auch keine ausgeprägten Maxima auf (Abb. 4.4 rechts).

KAISER (1950) hat nachgewiesen, dass die akustische Aktivität des Werkstoffes irreversibel ist. Das bedeutet, dass nach der Entlastung eines Bauteils erst dann weitere akustische Emission auftritt, wenn das Niveau der vorherigen Belastung überschritten wird. Dieses Phänomen wird als **Kaiser-Effekt** bezeichnet.

### 4.2.3 Entstehungsmechanismen akustischer Emissionen

Ursache für akustische Emissionen sind sprunghafte, irreversible Zustandsänderungen im Mikrobereich des Werkstoffes (KOLERUS 1980A, EISENBLÄTTER 1975). Dabei wird gespeicherte Energie innerhalb kurzer Zeitintervalle abgebaut. Als Quellen akustischer Emissionen kommen nur solche Vorgänge in Betracht, bei denen im Wechsel die Speicherung der von außen über die Belastung eingebrachte Energie und deren schlagartige Freisetzung auftritt (SCHMITT-THOMAS ET AL. 1974).

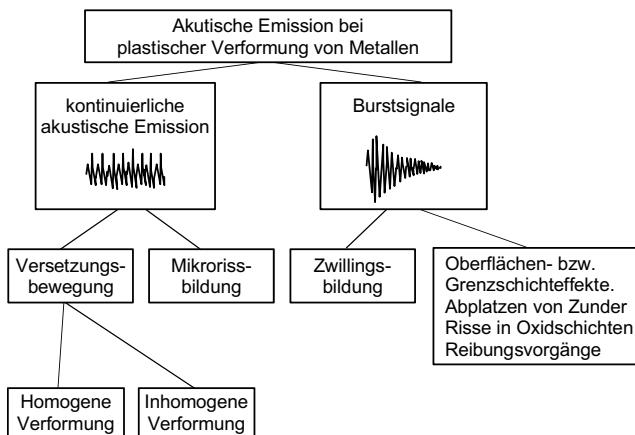


Abb. 4.5: Entstehungsmechanismen und Erscheinungsformen der akustischen Emission (BERNHARDT & PETEREIT 1997)

Bei metallischen Werkstoffen sind folgende Entstehungsmechanismen für akustische Emission bekannt (SCHMITT-THOMAS ET AL. 1978):

- Wanderung von Versetzungen,

## Akustische Emission beim Anziehen von Schraubenverbindungen

---

- Zwillingsbildung,
- Phasenumwandlungen,
- Rissbildung und -ausbreitung sowie
- Reibgeräusche von Rissufern bei schwingender Beanspruchung.

Abb. 4.5 zeigt den Zusammenhang zwischen den Erscheinungsformen der akustischen Emission, den zugehörigen Entstehungsmechanismen und dem Verformungsverhalten der Werkstoffe.

Zum Verständnis der vorliegenden Arbeit sind vor allem die nachfolgend erläuterte Bewegung von Versetzungen, die Zwillingsbildung sowie die Rissbildung interessant.

### Bewegung von Versetzungen

Im unbelasteten Zustand eines ungestörten Kristalls liegt eine bestimmte, definierte Konstellation der Atome zueinander vor. Unter mechanischer Belastung wird das Gitter zunächst verzerrt. Übersteigt die Spannung den kritischen Wert  $\tau_K$  kommt es zum Abgleiten eines Kristallteils auf dem benachbarten (Abb. 4.6). Anschließend liegt zwar wieder ein stabiler Zustand vor, gleichzeitig hat sich aber die Zuordnung der Atome untereinander geändert. Im realen Werkstoff erfolgen diese Gleitvorgänge vorzugsweise entlang linienförmiger Fehlordnungen im Kristall, den Versetzungen, da hier der Gleitvorgang im Vergleich zum ungestörten Gitter wesentlich leichter ablaufen kann (SCHMITT-THOMAS 1988). Wird die kritische Schubspannung  $\tau_K$  überschritten, wandert die Versetzungslinie diskontinuierlich durch den Kristall und verschwindet schließlich an einer Korngrenze. Im Inneren der Kristallite entstehen bei steigender Spannung an den Frank-Read-Quellen gleichzeitig neue Versetzungen.

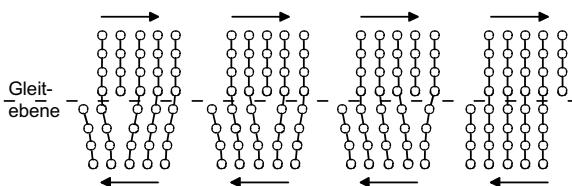


Abb. 4.6: Wanderung einer Versetzung (SCHMITT-THOMAS 1988)

Störungen im Gitter behindern die Bewegung von Versetzungen, wodurch sich die höhere kritische Schubspannung bei Legierungen erklären lässt (KOLERUS 1980A). In diesem Fall können nicht alle Versetzungen das Kristallgebiet ungehindert verlassen, sondern stauen sich an diesen Gitterstörungen auf, was zu einer steigenden Versetzungsichte führt. Diese lässt sich nicht beliebig erhöhen, da die Versetzungsquelle gegen die mit zunehmender Versetzungsichte ebenfalls zunehmende Gitterverspannung arbeiten muss. Das Formänderungsvermögen eines

Werkstoffes ist genau dann erschöpft, wenn die äußere Spannung nicht mehr ausreicht um weitere Versetzungen zu erzeugen. Ab diesem Zeitpunkt werden die Kohäsionskräfte im Gitter überschritten und es kommt zur Bildung freier Oberflächen, d.h. zu Trennung bzw. Bruch des Werkstoffes (SCHMITT-THOMAS 1988).

### Zwillingsbildung

Auch dieser Effekt beruht auf interkristallinen Gleitvorgängen infolge einer Versetzung. In diesem Fall klappt der betroffene Kristallitbereich um und liegt dann spiegelbildlich zum unverschobenen Bereich (Abb. 4.7). Mechanische Zwillingsbildung tritt bevorzugt bei hohen Verformungsgeschwindigkeiten und tiefen Temperaturen in Metallen mit vergleichsweise wenigen Gleitsystemen auf. Die Formänderung durch Umklappen kann als letzte Möglichkeit des Abbaus von Spannung im Werkstoff angesehen werden, bevor Rissbildung auftritt.

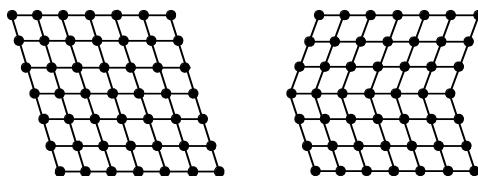


Abb. 4.7: Zwillingsbildung (SCHMITT-THOMAS 1988)

### Bildung und Ausbreitung von Rissen

Die Bildung und Ausbreitung von Rissen erfolgt in der Regel ebenfalls sprunghaft. Dabei bildet sich in der Umgebung des Rissgrundes bei steigender Belastung zunächst ein Bereich plastisch deformierten Werkstoffes, was bereits zu akustischen Emissionen führt. Werden die beiden Rissufer getrennt, ist der Gleichgewichtszustand vorübergehend gestört und es kommt – ausgehend vom Rissgrund – zur Entstehung akustischer Emissionen, im Werkstoffinneren in Form von Dehnungswellen, an der Werkstoffoberfläche in Form von Oberflächenwellen (Abb. 4.8).

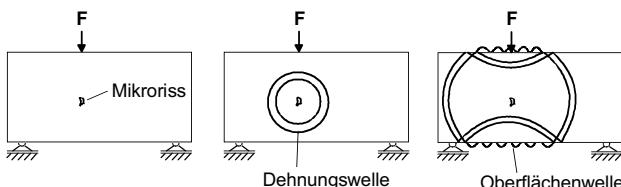


Abb. 4.8: Dehnungs- und Oberflächenwellen (KOLERUS 1980A)

## Akustische Emission beim Anziehen von Schraubenverbindungen

---

Die Amplitude der von metallischen Werkstoffen abgegebenen akustischen Emission hängt von verschiedenen Faktoren ab (Tabelle 4.1):

Höhere Signalamplituden bei	Niedrigere Signalamplituden bei
hohen Kräften	geringen Kräften
hoher Verformungsgeschwindigkeit	geringer Verformungsgeschwindigkeit
grobkörniger Struktur	feinkörniger Struktur
gegossenem Werkstoff	geschmiedetem Werkstoff
niedriger Temperatur	hoher Temperatur
Inhomogenität des Werkstoffes	Homogenität des Werkstoffes
Trennungsbruch	Schubverformung
Anisotropie	Isotropie

Tabelle 4.1: Amplitude akustischer Emission (DUNEGAN & GREEN 1970)

Beim Anziehen einer Schraube wirken hohe Kräfte und hohe Verformungsgeschwindigkeiten auf einen Werkstoff mit in der Regel inhomogenem Verformungsverhalten. Diese Gegebenheiten lassen ausreichende Signalamplituden erwarten. Wie sich später zeigen wird, tritt beim Anziehen von Schrauben überwiegend kontinuierliche Emission auf (vgl. Kap. 4.6). Daher ist davon auszugehen, dass im elastischen Verformungsbereich hauptsächlich die Bewegung von Versetzungen und – bei sehr hohen Belastungsgeschwindigkeiten – die Zwillingsbildung zu akustischer Emission führt. Ferner ist im überelastischen Bereich aufgrund der Einschnürung des Werkstoffes und der Rissbildung mit burstartiger Emission zu rechnen.

### 4.2.4 Bisherige Einsatzfelder

Bei metallischen Werkstoffen konnten akustische Emissionen u.a. in Zusammenhang mit folgenden werkstoffkundlichen Effekten nachgewiesen werden:

- **Plastische Verformung** (DICKENSCHIED UND SKLARCYK 1983, EBENER 1980, BILL ET AL. 1979, HIGGINS & CARPENTER 1977, ZEITLER 1979, JAX 1974)
- **Rissbildung und Rissfortschritt** (RICHTER 1997, HÖLLER & LOTTER-MOSER 1978)
- **Wasserstoffversprödung** (STENGEL 1983)
- **Phasenumwandlungen und Martensitbildung** (LONG ET. AL. 1992, RADTKE 1979, LEVLEV ET AL. 1973, SPEICH & FISHER 1971)
- **Materialermüdung** (BASSIM & HOUSSNY-ENAM 1984)

In der Praxis wird die akustische Emission daher überwiegend für zerstörungsfreie Prüfverfahren (z.B. Abnahme von Druckbehältern) und zur Überwachung von Bau teilen bei erhöhtem Risiko einer Überlastung genutzt (ASTM 1999, DGZFP 1997, DGZFP 1994, DGZFP 1992, ASNT 1987, ASTM 1971). Aus dem Bereich der Produktionstechnik liegen Arbeiten vor, die sich mit der Nutzung akustischer Emissionen zur Maschinen- und Prozessüberwachung beschäftigen (ZINKANN 1999, KLUMPEN 1994, HERRES 1991, MEHLES 1987).

KAISER (1950) hat erstmals das Auftreten von Geräuschen bei Werkstoffen im Zugversuch festgestellt und den nach ihm benannten Kaiser-Effekt entdeckt (vgl. Kapitel 4.2.2). Unter Nutzung dieses Effektes konnte an verschiedenen Probekörpern, u.a. auch an Schrauben, die bei einer vorherigen Zugbelastung aufgetretene Vorspannkraft bestimmt werden (Tabelle 4.2).

Werkstoff	Werkstück	Vorherige Beanspruchung	Nachträglich mittels AE ermittelte Beanspruchung	Abweichung
St 37	Schraubenbolzen	300 N/mm <sup>2</sup>	302 N/mm <sup>2</sup>	+0,7%
St 50	Probestab	448 N/mm <sup>2</sup>	447,5 N/mm <sup>2</sup>	-0,1%
St 50	Probestab	175 N/mm <sup>2</sup>	175,5 N/mm <sup>2</sup>	+0,3 %
St 50	Pleuel schraube	74 N/mm <sup>2</sup>	95 N/mm <sup>2</sup>	+28,4

Tabelle 4.2: Ermittlung der vorherigen Belastung verschiedener Werkstoffe durch die Analyse akustischer Emissionen (KAISER 1953)

Das schlechte Ergebnis bei der Pleuelschraube ist darauf zurückzuführen, dass die erste Beanspruchung nicht gemessen sondern nur berechnet wurde (KAISER 1953). Es ist jedoch festzuhalten, dass die akustische Emission in Zusammenhang mit der Zugbelastung einer Schraube steht und durch deren Messung beim erneuten Beladen des Werkstoffes eine zunächst unbekannte Vorbelastung mit hoher Genauigkeit bestimmt werden kann.

HÄNEL (1996) hat in Zugversuchen ebenfalls einen Zusammenhang zwischen der akustischen Emission und dem Belastungszustand der Schraube festgestellt. Die Ergebnisse seiner Arbeit lassen sich in folgenden Punkten zusammenfassen:

- Häufigkeit und Dichte des von der Schraube emittierten akustischen Signals hängen vom Belastungszustand der Schraube ab. Beide Parameter zeigten zwei Maxima: unmittelbar nach Beginn der Belastung und im Bereich der Streckgrenze. Im mittleren Teil des linearen Verformungsbereichs der Schraube zeigte sich nur eine geringe Signalaktivität.
- Die Signalaktivität zu Beginn der Belastung variiert mit der Gewindereibung.

## Akustische Emission beim Anziehen von Schraubenverbindungen

---

- Reibgeräusche treten überwiegend in niedrigen Frequenzbereichen auf, während die durch plastische Verformung hervorgerufenen akustische Emission auch höhere Frequenzanteile aufweist.
- Der Entstehungsort der emittierten akustischen Signale liegt im Bereich des Gewindeendes bzw. des schwächsten Querschnitts der Schraube.
- Die Streckgrenze kann mit Hilfe der sog. Mittenfrequenz erkannt werden, welche zur Streckgrenze hin signifikant ansteigt. Bei der Mittenfrequenz handelt es sich um eine gewichtete mittlere Frequenz  $f_m$ . Sie ermöglicht eine Aussage darüber, ob in einem Messsignal tief, mittlere oder hohe Frequenzanteile vorherrschen.

HÄNEL (1996) schlägt daraufhin ein System vor, mit dem auf Basis der akustischen Emissionen das Erreichen der Streckgrenze einer Schraube zuverlässig erkannt und deren Versagen verhindert werden kann.

LÖFFLER (1998) hat zunächst ebenfalls Zugversuche durchgeführt. Auch hier wurde im Bereich der Streckgrenze eine erhöhte Signalaktivität beobachtet. Darüber hinaus wurde das Frequenzspektrum der akustischen Emissionen detaillierter untersucht und festgestellt, dass mit dem Erreichen der Streckgrenze im Frequenzbereich zwischen 130 kHz und 300 kHz signifikante Veränderungen der Signalamplitude auftreten. Abschließend wurden auch Schraubversuche durchgeführt und die Nutzung akustischer Emissionen zur Ermittlung der Vorspannkraft beim Anziehen von Schrauben vorgeschlagen, ohne jedoch ein konkretes Konzept vorzustellen.

## 4.3 Versuchsaufbau

Für die im Rahmen der Arbeit durchgeführten Versuche wurde ein Versuchsstand entwickelt, der nachfolgend vorgestellt wird. Kernstück ist eine handelsübliche Schraubspindel (Kap. 4.3.1). Um Versuche mit unterschiedlichen Belastungs- bzw. Spannungszuständen durchführen zu können, wurden verschiedenen Vorrichtungen gebaut (Kap. 4.3.2). Zur Messung der akustischen Emissionen wurde ein Schraubwerkzeug mit integriertem piezoelektrischen Aufnehmer entwickelt (Kap. 4.3.3).

### 4.3.1 Schraubspindel

Basis des Aufbaus ist ein Schraubsystem, bestehend aus einer modular aufgebauten Schraubspindel mit EC-Antrieb, einem Aufnehmer für Drehmoment und Drehwinkel sowie einer Standard-Schraubersteuerung (Abb. 4.9). Mit der Anordnung konnte ein maximales Drehmoment von 400 Nm erzeugt werden. Somit konnten Schrauben bis einschließlich M12 (Festigkeitsklasse 12.9) auch bei hoher Reibung (fettfreie Oberflächen) streckgrenzüberschreitend angezogen werden.

Der Schraubenschaft wird beim Anziehen sowohl auf Zug als auch auf Torsion beansprucht: Es herrscht ein zweiachsiger Spannungszustand (Kap. 2.4.2). Um den Einfluss der verschiedenen Spannungsarten (Normal- und Torsionsspannung) auf

die akustische Emission untersuchen zu können, wurde der Versuchsstand so ausgelegt, dass sowohl Schraub- als auch Zug- und Torsionsversuche durchgeführt werden konnten. Dazu wurden speziell an die jeweilige Versuchsortart angepasste Vorrichtungen nachgerüstet, die grundsätzlich deutlich überdimensioniert wurden. Auf diese Weise wurde sichergestellt, dass an den Vorrichtungen keine plastischen Verformungen auftreten, was zu akustischen Emissionen und zur Verfälschung der Messergebnisse geführt hätte.

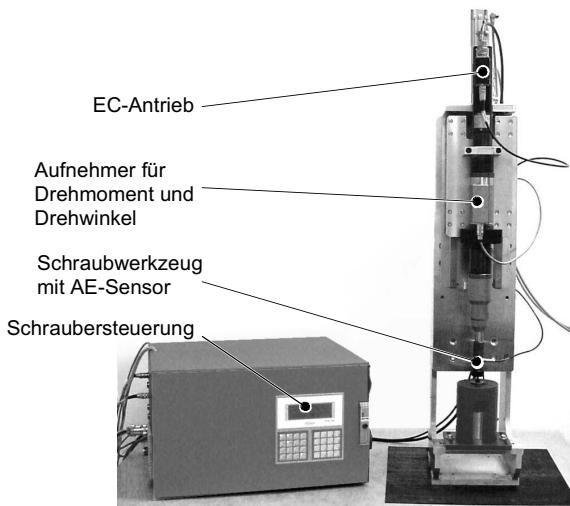


Abb. 4.9: Versuchsstand mit Schraubspindel und Steuerung

### 4.3.2 Vorrichtungen

#### Schraubversuche

Abb. 4.10 zeigt die Vorrichtung für Schraubversuche. Distanzstücke, Deckplatte sowie der Grundkörper der Vorrichtung wurden aus 42 CrMo4 gefertigt und vergütet. Die einzelnen Teile wurden in der Vorrichtung verdrehssicher gelagert.

Die Gegenlagen hatten in Anlehnung an DIN 946 (1991) eine Mindestdicke von  $0,5 \times d$  und eine geschliffene Oberfläche. In der Regel wurde vergüteter C45 eingesetzt. Die Unterkopffreibung wurde über die Oberflächenbeschaffenheit bzw. die Schmierung der Gegenlagen verändert.

Die Muttergewinde wiesen eine Höhe von  $2,5 \times d$  auf, um bei den streckgrenz-überschreitenden Versuchen eine ausreichende Einschraubtiefe bzw. Mutternhöhe zur Verfügung zu haben. In diesem Zusammenhang ist anzumerken, dass Muttern nach DIN 934 oder DIN ISO 4032 für derartige Versuche nicht geeignet sind, da die

## Akustische Emission beim Anziehen von Schraubenverbindungen

effektive Mutternhöhe  $m_{\text{eff}}$  zu gering ist. Die Mutternfestigkeit wurde an die jeweilige Schraubenfestigkeit angepasst. Zur Variation der freien Gewindelänge bzw. der Einschraubtiefe wurde die Länge der Distanzstücke entsprechend verändert.

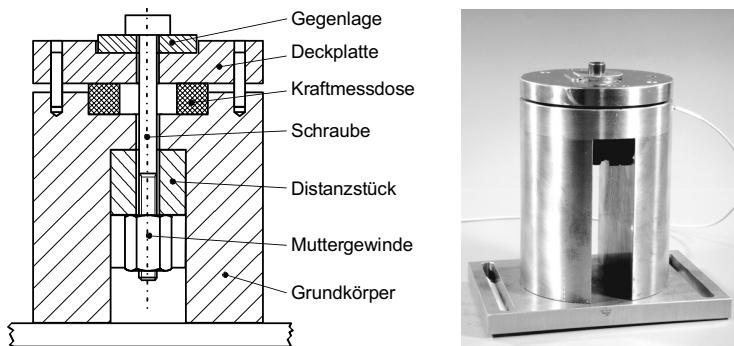


Abb. 4.10: Vorrichtung für Schraubversuche

## Zugversuche

Für die Zugversuche wurde eine spezielle Vorrichtung eingesetzt, deren Antrieb ebenfalls über die Schraubspindel erfolgt (Abb. 4.11).

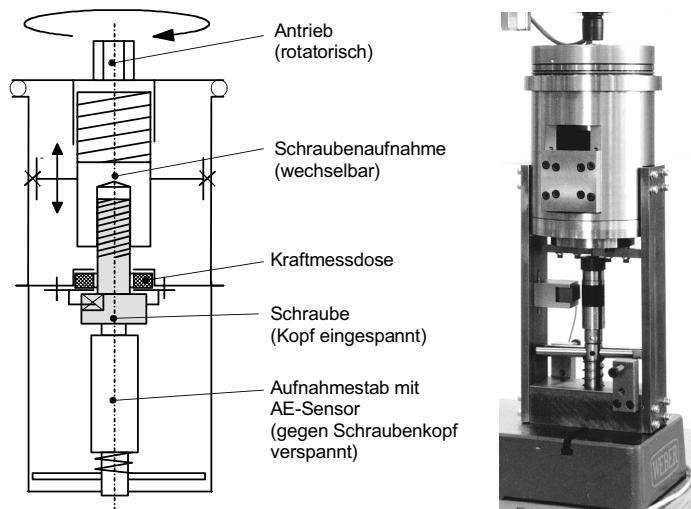


Abb. 4.11: Vorrichtung für Zugversuche

Um die Ankoppelbedingungen des Schraubversuches reproduzieren zu können, wurde bei den Zugversuchen der Aufnahmestab mit einem definierten Drehmoment gegen den Schraubenkopf verspannt. Dazu mussten auch die Schrauben verdreh-sicher gelagert werden, was durch Aussparungen an den Köpfen in Verbindung mit geeigneten Klemmbacken erreicht wurde (Abb. 4.12).

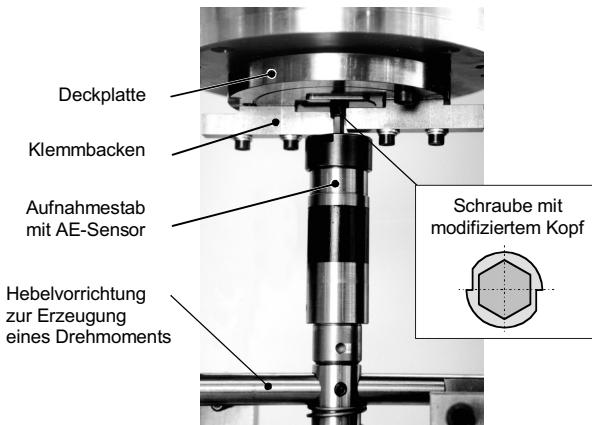


Abb. 4.12: Einspannung der Schraube beim Zugversuch

### Torsionsversuche

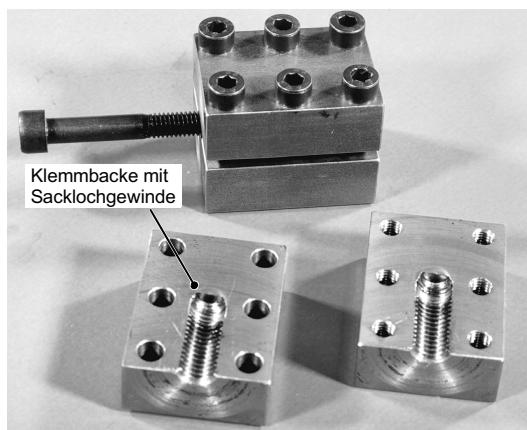


Abb. 4.13: Vorrichtung für Torsionsversuche (42CrMo4, vergütet)

## Akustische Emission beim Anziehen von Schraubenverbindungen

Zur Durchführung der Torsionsversuche wurden die Schrauben in eine zweigeteilte Vorrichtung eingespannt (Abb. 4.13). Um eine Relativbewegung im Gewinde zu vermeiden, wurden sämtliche Teile vor Versuchsbeginn entfettet.

### 4.3.3 Schraubwerkzeug zur Messung akustischer Emissionen

#### Piezoelektrischer Aufnehmer für akustische Emissionen (AE-Sensor)

Zur Messung der akustischen Emissionen wurde ein piezoelektrischer Aufnehmer eingesetzt, wie er auch für zahlreiche andere Anwendungen in der Schwingungsmesstechnik verwendet wird (KIRCHHEIM ET AL. 1995, FASOLD ET AL. 1989B).

Kernstück dieser Aufnehmer sind Scheiben aus piezoelektrischen Quarzen oder Keramiken. Die Einwirkung einer äußeren Kraft führt zur Verschiebung der negativen Ladungen des Kristalls gegenüber den positiven Ladungen (piezoelektrischer Effekt, Abb. 4.14). An der Kristalloberfläche können dann Ladungsunterschiede  $\Delta Q$  gemessen werden, die proportional zur einwirkenden Kraft sind.

Mit piezoelektrischen Aufnehmern können Schwingungsamplituden bis hinunter zu  $10^{-14}$  m messtechnisch erfasst werden. Bei diesen sehr geringen Amplituden liegt jedoch häufig kein ausreichender Störabstand mehr vor. Das am Sensorausgang anliegende Nutzsignal wird dann vom thermischen Grundrauschen des verwendeten piezokeramischen Materials überlagert (KOLERUS 1980B, TATRO 1972).

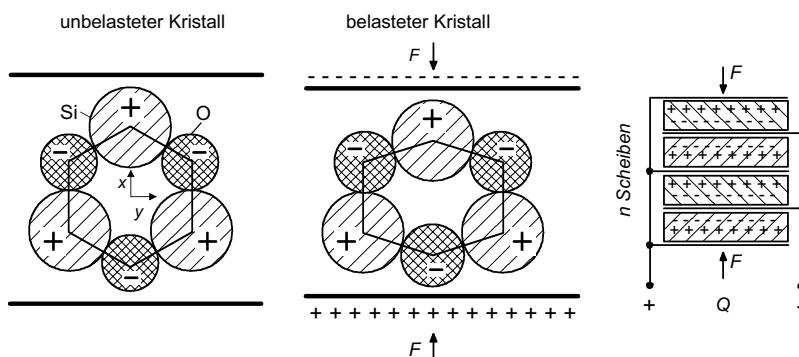


Abb. 4.14: Der piezoelektrische Effekt (KAIL & MAHR 1984)

Prinzipiell wird zwischen zwei Arten piezoelektrischer Aufnehmer unterschieden:

- **Breitbandaufnehmer** weisen über den gesamten Frequenzbereich einen relativ flachen Verlauf der Übertragungsfunktion auf. Dies wird durch eine mechanische Dämpfung der Piezokeramik erreicht, wodurch ausgeprägte Resonanzfrequenzen unterdrückt werden. Breitbandaufnehmer geben daher weitestgehend das

Frequenzspektrum der Erregerschwingung wieder und sind zur Durchführung von Frequenzanalysen besonders geeignet (CAVALLONI & KIRCHHEIM 1994).

- **Resonanzaufnehmer** werden so ausgelegt, dass ihre Resonanzfrequenz dem zu erfassenden Frequenzbereich entspricht. Dieser muss zuvor durch eine Frequenzanalyse ermittelt werden. Die Resonanzfrequenz des Sensors wird im Wesentlichen durch die Dicke des piezokeramischen Materials bestimmt. Beim Einsatz eines Resonanzaufnehmers führen die Schallwellen zu einer Anregung dessen spezifischer Eigenfrequenz. Da das Sensorelement nicht gedämpft wird, ist die Signalamplitude wesentlich größer als diejenige eines Breitbandsensors, allerdings nur in einem eingeschränkten Frequenzbereich.

Für die Messungen im Rahmen der Arbeit wurde ein Breitbandsensor eingesetzt. Die mittlere Empfindlichkeit gegenüber Oberflächenwellen betrug 57 dB (Referenz 1V/(m/s)) im Frequenzbereich von 50 bis 400 kHz (Abb. 4.15, links). Das piezoelektrische Element ist auf einer dünnen Stahlmembran montiert, die in das Gehäuse eingeschweißt ist (Abb. 4.15, rechts). Die Dämpfungsmasse ist ein Gemisch aus Epoxidharz und Wolframpulver. Frequenzgang und Empfindlichkeit des Sensors werden durch die Zusammensetzung und Geometrie der Keramik bestimmt, während die Breitbandcharakteristik durch die Abstimmung von Dämpfungsmasse und akustischer Impedanz der Keramik entsteht (CAVALONI & KIRCHHEIM 1994).

Im nicht montierten Zustand des Sensors weist die Ankopplungsfläche einen definierten Überstand zum Gehäuse auf (Abb. 4.15, rechts). Bei der Montage des Sensors wird die Ankopplungsfläche über die federnde Membran mit einer definierten Kraft an die Struktur gepresst, unabhängig davon, welche Kraft auf das Gehäuse aufgebracht wird. Dadurch wird eine reproduzierbare Ankopplung erreicht.

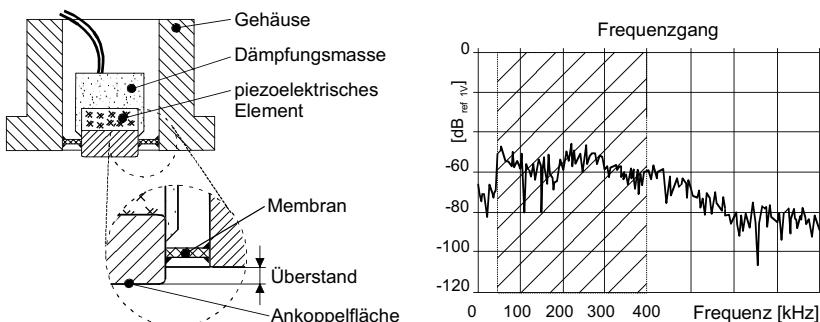


Abb. 4.15: Aufbau und Frequenzgang des AE-Sensors (KIRCHHEIM ET AL. 1995)

Zur Messung der akustischen Emissionen wurde ein sog. Piezotron-Aufnehmer verwendet. Er zeichnet sich dadurch aus, dass sich in unmittelbarer Nähe des piezoelektrischen Elements ein Elektrometerverstärker befindet, der die abgegebene Ladung in eine Spannung umsetzt (MAHR & GAUTSCHI 1982).

Weitere Informationen zu AE-Sensoren sind z.B. bei CAVALLONI & KIRCHHEIM (1994), ENDEVCO (1992) sowie KAIL & MAHR (1984) zu finden. Einen allgemeinen Überblick zum Thema Sensorik bieten NÜHRMANN (1991), LEMME (1990) und SCHRÜFER (1988).

### Messkette

Die von dem Piezotron-Aufnehmer abgegebene Spannung ist in Frequenz und Amplitude proportional zur gemessenen Schwingung. Für die rechnergestützte Analyse muss das Messsignal vorverarbeitet und anschließend digitalisiert werden (PROFOS & PFEIFER 1992). Für diese Vorverarbeitung wurde eine an den Sensor angepasste Messkette eingesetzt (Abb. 4.16). Die vom Sensor abgegebene Spannung wurde zunächst verstärkt, wobei wahlweise die Verstärkungsfaktoren 10 (20 dB) oder 100 (40 dB) zur Verfügung standen. Das vorverstärkte Signal wurde anschließend gefiltert, wobei durch zwei steckbare Filterelemente Hoch-, Tief- oder Bandpässe mit variablen Grenzfrequenzen realisierbar werden konnten. Nach der Filterung wurde das AE-Signal an einem Ausgang zur Verfügung gestellt oder über einen RMS-Konverter (siehe Kap. 6) weiterverarbeitet. Die für diese Verarbeitungsstufe zugrunde gelegte Zeitkonstante  $\tau_{\text{RMS}}$  konnte ebenfalls über steckbare Elemente im Bereich zwischen 0,1 und 100 ms festgelegt werden.

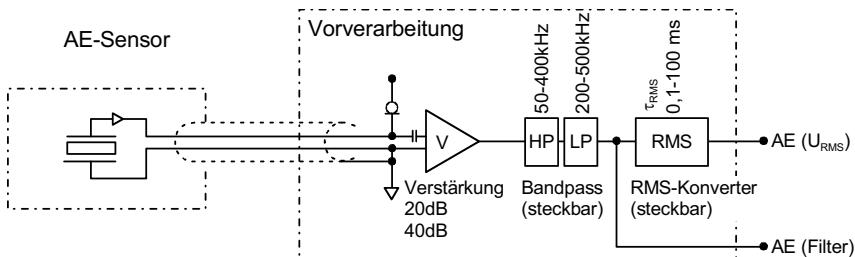


Abb. 4.16: Messkette (CAVALLONI & KIRCHHEIM 1994)

Am Ausgang der Messkette stand also entweder das – ggf. gefilterte – AE-Signal oder dessen Effektivwert  $U_{\text{RMS}}$  zu Verfügung. Zur Digitalisierung und Speicherung der Messdaten wurde ein Transientenrekorder eingesetzt. Mit diesem Gerät konnten bei einer Abtastrate von 1MHz die akustischen Emissionen, die Vorspannkraft und das Drehmoment über einen Zeitraum von ca. 4s aufgezeichnet werden.

Bei der Digitalisierung der akustischen Emissionen wird das analoge Ausgangssignal in ein wert- und zeitdiskretes digitales Signal umgesetzt (SCHRÜFER 1992). Um sicherzustellen, dass das Signal nach der Digitalisierung unverfälscht vorliegt, muss das Abtasttheorem berücksichtigt werden (STEARNS & HUSH 1990). Es besagt, dass eine digitalisierte Funktion  $f(t)$  nur dann exakt wiedergewonnen werden kann, wenn sie mit einer Rate abgetastet wird, die mindestens doppelt so hoch wie die höchste im Signal enthaltenen Frequenzkomponente ist. Um die Frequenzanteile des AE-

Signals nach oben hin zu begrenzen, wurde bei den Messungen grundsätzlich ein steilflankiger Hochpassfilter mit einer Grenzfrequenz von 500 kHz eingesetzt. Die Abtastrate lag mit 1MHz doppelt so hoch, womit das Abtasttheorem erfüllt war.

Die weitere Signalanalyse (Fast-Fourier-Transformation, digitale Filterung etc.) wurde anschließend auf einem PC mit Hilfe des Softwarepaketes MATLAB durchgeführt.

### Sensorapplikation

Für die Versuche wurde der Sensor in den rotierenden Teil des Schraubgeräts, den sog. Aufnahmestab, integriert (Abb. 4.17). Die Elektronik zur Vorverarbeitung der akustischen Emissionen war aufgrund ihrer Baugröße extern angeordnet und mit dem Sensorelement durch ein Kabel verbunden.

Zwischen Sensor und Schraubenkopf befindet sich lediglich das Montagewerkzeug. Es überträgt das Drehmoment auf den Schraubenkopf und die akustischen Emissionen von der Schraube zum Sensor (Abb. 4.17). Durch diese Anordnung entstehen zwei Grenzflächen, an denen es zu Dämpfungs- bzw. Reflexionseffekten kommt (KOLERUS 1980A). Diese müssen jedoch in Kauf genommen werden, da das Schraubwerkzeug hohem Verschleiß ausgesetzt ist und daher austauschbar sein muss. Gleichzeitig wird auf diese Weise der Sensor gegenüber Einflüssen aus der Produktionsumgebung (z.B. Verschmutzungen, Beschädigung) abgeschirmt.

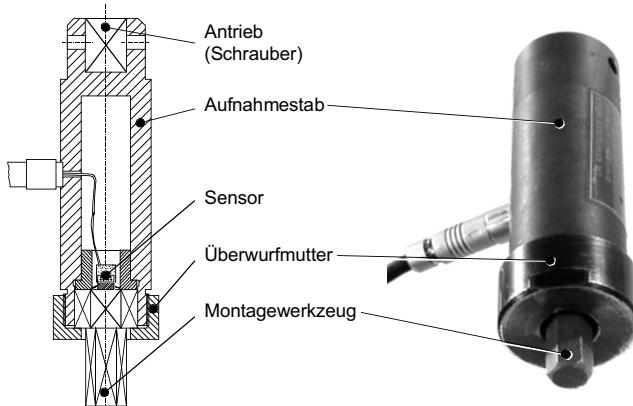


Abb. 4.17: Sensorapplikation im Aufnahmestab des Schraubers

Die sichere Ankopplung zwischen Montagewerkzeug und Schraubenkopf wird durch die hohen Flächenpressungen an den Kraftangriffsflächen gewährleistet. Die Ankopplung des Aufnehmers an das Montagewerkzeug erfolgt über eine feinbearbeitete Fläche (Abb. 4.18). Der notwendige Anpressdruck zur Vorspannung der Federmembran (vgl. Abb. 4.15, rechts) wird durch eine Überwurfmutter erzeugt. Gleichzeitig wird so das Montagewerkzeug im Aufnahmestab fixiert.

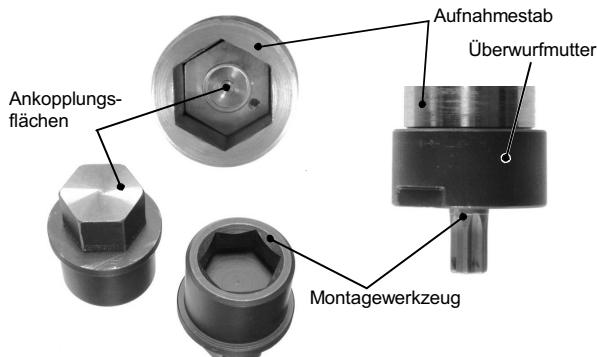


Abb. 4.18: Ankopplung an den AE-Sensor

Die im Kraftfluss befindlichen Teile wurden so ausgelegt, dass plastische Verformungen und die damit verbundene Entstehung akustischer Emission ausgeschlossen sind. Die Schraubwerkzeuge wurden so dimensioniert, dass mindestens das Doppelte des maximal auftretenden Drehmoments übertragen werden konnte. Alle höher beanspruchten Bauteile wurden daher aus 90MnCrV6 (Werkstoff-Nr. 1.2842) gefertigt und vergütet.

Die oben beschriebene Messkette kann in jede der in Kap. 4.3 beschriebenen Versuchsvorrichtungen integriert werden. Die Vergleichbarkeit der gemessenen akustischen Emission ist somit gewährleistet.

## 4.4 Signalverarbeitung

Akustische Emissionen treten in der Regel als hochfrequente Schwingungen auf und enthalten eine Vielzahl einzelner Ereignisse (vgl. Kapitel 4.2). Für die Steuerung des Anziehvorgangs sind diese Einzel-Ereignisse jedoch uninteressant. Entscheidend ist die ihres Auftretens. Für die Signalverarbeitung muss daher eine Methode eingesetzt werden, mit der diese Information aus dem Messsignal extrahiert werden kann. Die im Rahmen der Arbeit verwendete Methode wird nachfolgend erläutert.

### 4.4.1 Konvertierung der akustischen Emissionen zum RMS-Wert

In der Praxis werden eine Vielzahl von Methoden zur Merkmalsextraktion aus AE-Signalen verwendet. (ASNT 1987, STEARNS & HUSH 1990, NDT 1973A, NDT 1973B, NDT 1973C). Zur Überwachung von Fertigungsprozessen hat sich der Effektivwert  $U_{RMS}$  (Root Mean Square) als besonders geeignet erwiesen, da er mit vergleichsweise geringem Aufwand generiert werden kann (SCHMITTE ET AL. 1996,

HERRES 1991, DIEI & DORNFELD 1987, MORIWAKI 1980). Daher soll er auch für die vorliegende Anwendung eingesetzt werden. Der RMS-Wert berechnet sich zu:

$$U_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_{t=0}^T u(t)^2 dt} \quad (4.2)$$

mit: T: Zeitkonstante, u(t): Spannung zum Zeitpunkt t

Durch die Konvertierung zum RMS-Wert kann der Informationsgehalt des Eingangssignals u(t) stark komprimiert werden. Die Datenmenge wird soweit reduziert, dass die Verarbeitung des Signals mit einer handelsüblichen Schraubersteuerung problemlos möglich ist. Da der RMS-Wert die Grundlage des Anziehverfahrens darstellt, wird es im Folgenden als **RMS-gesteuertes Anziehverfahren** bezeichnet.

Zur Berechnung des RMS-Wertes (Glg. 4.2) muss zunächst die Zeitkonstante T festgelegt werden. Mit relativ langen Zeitkonstanten lassen sich Tiefpasseigenschaften realisieren. Hochfrequente bzw. kurzzeitige Störungen wirken sich dann nur in geringerem Umfang auf den RMS-Wert aus. Eine zu hohe Zeitkonstante führt jedoch zu einer abnehmenden Signaldynamik. Ereignisse im Rohsignal u(t) werden dann entweder ganz unterdrückt bzw. mit zeitlicher Verzögerung in das RMS-Signal umgesetzt. Dadurch wird dessen Aussagekraft eingeschränkt. Für das Verfahren wurde die Zeitkonstante mit T=2 ms festgelegt, wodurch eine ausreichende Signaldynamik und eine gute Glättung des Signals erreicht wurde.

Während der Montage einer Schraubenverbindung ergibt sich ein charakteristischer Verlauf des RMS-Signals, der sich in folgende Phasen einteilen lässt (Abb. 4.19):

#### 1.) Einschrauben bis zur Kopfaulage:

Es tritt ein relativ geringes Moment auf (Einschraubmoment), wobei kein relevantes RMS-Signal zu beobachten ist.

#### 2.) Anziehen bis zum Fügepunkt:

Der Anstieg von Drehmoment bzw. Vorspannkraft ist zunächst nicht linear, da Füge- und Setzvorgänge ablaufen. Aufgrund von gleichzeitig ablaufenden Einebungsvorgängen unter dem Schraubenkopf und an den Gewindeflanken kommt es zu kurzzeitigen Peaks im RMS-Signal.

#### 3.) Anziehen im elastischen Bereich (unterhalb der Streckgrenze):

Ab dem Fügepunkt stellt sich der lineare Anstieg des Drehmoments bzw. der Vorspannkraft ein. Der erhöhte Offset im RMS-Signal ist auf Einebungsvorgänge in der Schraubenverbindung zurückzuführen. Erreicht die Belastung ca. 70% der Streckgrenze beginnt der Anstieg des RMS-Signals.

#### 4.) Erreichen der Streckgrenze:

Am Ende des linearen Anstiegs von Vorspannkraft und Drehmoment erreicht der Schraubenwerkstoff den sog. vollplastischen Zustand. Das RMS-Signal erreicht hier das Maximum.

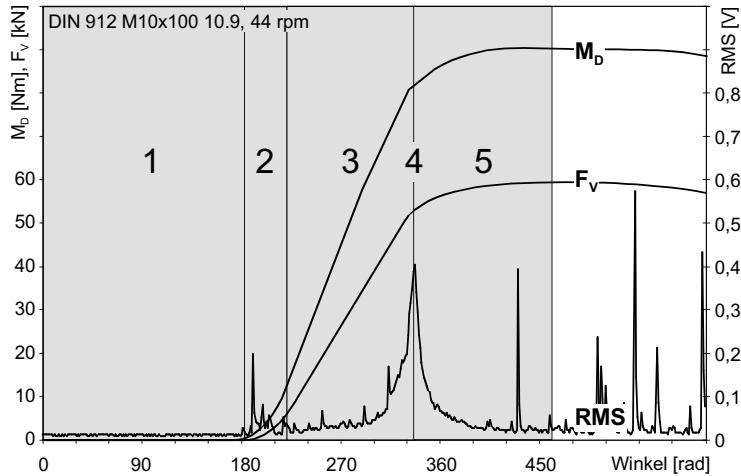


Abb. 4.19: RMS-Signal, Drehmoment und Vorspannkraft über Drehwinkel

##### 5.) Anziehen im plastischen Bereich (oberhalb der Streckgrenze):

Vorspannkraft und Drehmoment steigen noch bis zum Erreichen der Zugfestigkeit des Schraubenwerkstoffes an. Das RMS-Signal fällt jedoch unmittelbar nach dem Erreichen der Streckgrenze wieder bis auf den Pegel ab, der in der unteren Hälfte des linearen Bereiches aufgetreten ist. Die danach auftretenden Bursts im RMS-Signal werden durch die Einschnürung der Schraube sowie Rissbildung und -fortschritt verursacht.

#### 4.4.2 Relevanter Frequenzbereich

Die Aussagekraft des RMS-Signals wird neben der Zeitkonstanten entscheidend durch das im Eingangssignal  $u(t)$  enthaltene Frequenzspektrum beeinflusst. Das von dem piezoelektrischen Element abgegebene Signal umfasst neben den akustischen Emissionen auch Störgeräusche, z.B. Umgebungs- oder Reibungsgeräusche. Die Trennung von Nutz- und Störsignal wird im einfachsten Fall durch eine Filterung erreicht. Zur Untersuchung dieses Sachverhaltes wurde eine Frequenzanalyse durchgeführt.

Im ersten Schritt wurde das AE-Signal in jeweils 50kHz breiten Frequenzbänder zerlegt. Anschließend wurde für jedes dieser Bänder der RMS-Wert berechnet (Abb. 4.20). Es zeigt sich, dass der charakteristische Signalverlauf (Peak an der Streckgrenze) bis ca. 400 kHz noch deutlich zu erkennen ist. Im nächsten Schritt wurde untersucht, wie exakt die Vorspannkraft anhand des RMS-Wertes in den verschiedenen Frequenzbändern berechnet werden kann. Dazu wurde eine Methode zur Berechnung der Korrelation zwischen RMS-Signal und Vorspannkraft entwickelt.

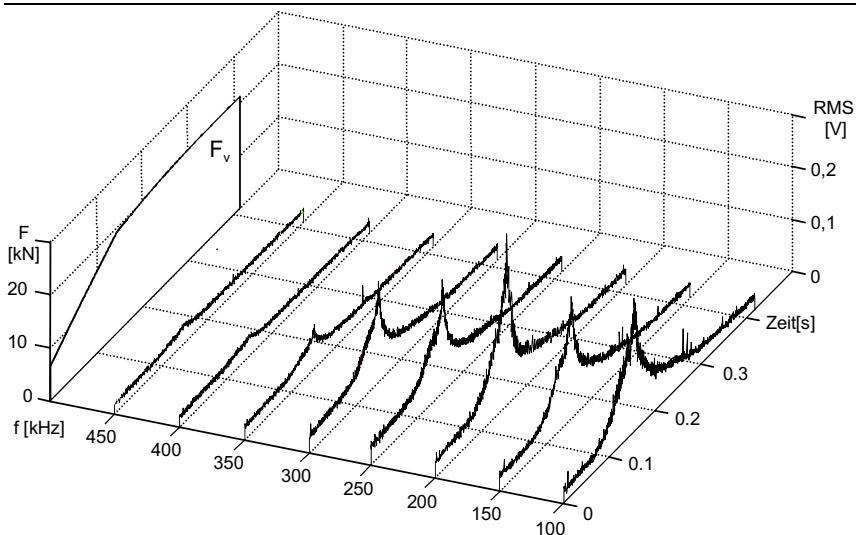


Abb. 4.20: RMS-Wert in verschiedenen Frequenzbereichen des AE-Signals

Grundlage dieser Methode ist die Erkenntnis, dass zwischen dem RMS-Signal und dem Energiegehalt des AE-Signals ein direkter Zusammenhang besteht: Das Quadrat des Effektivwertes  $U_{\text{RMS}}$  ist proportional zu der im Zeitintervall  $\Delta t$  durch die akustischen Emissionen freigesetzten Energie  $\Delta E$  (HEIPLE & CARPENTER 1983, HAMSTAD 1974):

$$\Delta E \sim U_{\text{RMS}}^2 \cdot \Delta t \quad (4.3)$$

Ursache für die akustischen Emissionen ist die ansteigende Belastung des Werkstoffes, d.h. der Anstieg  $\Delta F_v$  der Vorspannkraft pro Zeiteinheit. Da dieser proportional zu der in die Schraube eingebrachten Energie ist, muss gelten:

$$\Delta F_v \sim \Delta E \quad \text{oder} \quad \Delta F_v \sim U_{\text{RMS}}^2 \cdot \Delta t \quad (4.4)$$

Für die Vorspannkraft  $F_v$  gilt daher:

$$F_v(n \cdot \Delta t) \sim \sum_{i=1}^n \Delta E(t_i) \sim \sum_{i=1}^n U_{\text{RMS},i}^2 \cdot \Delta t \quad (4.5)$$

Nach Glg. 4.5 kann die schraubfallspezifische Korrelation zwischen Vorspannkraft und akustischer Emission über die Summe der RMS-Werte bzw. anschaulich über die Fläche unter der Kurve des RMS-Signals gebildet werden.

Für die weitere Analyse der in den verschiedenen Frequenzbändern auftretenden Signalanteile wurde zunächst die spezifische Korrelation zwischen RMS-Summe und Vorspannkraft bestimmt. Diese wurde als Referenz für die weiteren Versuche

## Akustische Emission beim Anziehen von Schraubenverbindungen

verwendet. Hier wurde ebenfalls die RMS-Summe gebildet und die Vorspannkraft mit Hilfe der Referenzdaten berechnet. Abschließend wurde die Abweichung zwischen der tatsächlich gemessenen und der berechneten Vorspannkraft ermittelt. Da ein Großteil der Störgeräusche durch die Reibung unter dem Schraubekopf und zwischen den Gewindeflanken verursacht wird, wurden die Versuche mit stark unterschiedlichen Reibungsverhältnissen durchgeführt.

Abb. 4.21 zeigt beispielhaft das Ergebnis dieser Vorgehensweise anhand einiger repräsentativer Schraubkurven.

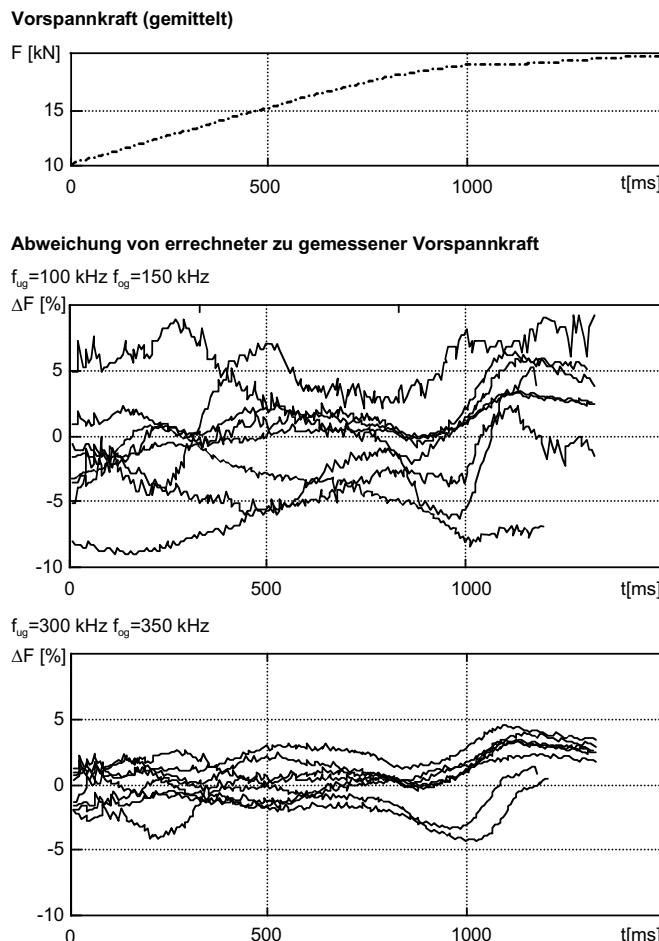


Abb. 4.21: Abweichung zwischen berechneter und gemessener Vorspannkraft in verschiedenen Frequenzbändern

Die Ergebnisse der Versuche lassen sich in zwei Punkten zusammenfassen:

- in höheren Frequenzbereichen, insbesondere oberhalb 200 kHz nimmt die prozentuale Abweichung zwischen berechneter und tatsächlich gemessener Vorspannkraft ab.
- Die Abweichungen sind im Frequenzband zwischen 300 kHz und 350 kHz am geringsten.

Für die Versuche wurde daher ein Bandpassfilter mit einer unteren Grenzfrequenz  $f_{ug}$  von 300 kHz und einer oberen Grenzfrequenz  $f_{og}$  von 400 kHz (jeweils bezogen auf -3dB) eingesetzt.

## 4.5 RMS-Signal bei unterschiedlichen Spannungszuständen

Das RMS-Signal ist als Steuergröße nur dann geeignet, wenn eine direkte Proportionalität zur Vorspannkraft, d.h. zur im Schraubenschaft herrschenden Normalspannung, vorliegt. In der Literatur sind keine Informationen darüber zu finden, welche Abhängigkeit zwischen dem im Bauteil herrschenden Spannungszustand (vgl. 3.2.2) und den akustischen Emissionen besteht. Prinzipiell sind bezüglich dieser Proportionalität drei Möglichkeiten denkbar:

- direkte Proportionalität zur Normalspannung bzw. zur Vorspannkraft,
- Proportionalität zur Vergleichsspannung oder
- direkte Proportionalität zur Torsionsspannung.

Zur Beantwortung dieser für das zu entwickelnde Schraubverfahren fundamentalen Fragestellung wurden die nachfolgend erläuterten Versuchsreihen durchgeführt.

### Akustische Emissionen im Zug-, Schraub- und Torsionsversuch

Beim Anziehen einer Schraube treten im Schraubenschaft grundsätzlich Torsionsspannungen auf. Daher ist die am Streckgrenzpunkt der Schraube auftretende Vorspannkraft auch bei minimaler Reibung kleiner als diejenige, die im Zugversuch erreicht werden kann (vgl. 3.2.2). Mit steigender Gewindereibung steigt der Anteil der Torsionsspannung an der Vergleichsspannung. Die am Streckgrenzpunkt der Schraube auftretende Vorspannkraft sinkt daher weiter ab. Geht man von einer direkten Proportionalität zwischen Normalspannung und akustischen Emissionen aus, müssten sich die folgenden Zusammenhänge ergeben:

- Im Zugversuch, d.h. bei reiner Zugbelastung, sind sowohl die Vorspannkraft am Streckgrenzpunkt des Schraubenwerkstoffes als auch die Amplitude der akustischen Emission maximal.
- Im Schraubversuch nimmt sowohl die Vorspannkraft am Streckgrenzpunkt der Schraube als auch die zugehörige Amplitude der akustischen Emission mit steigender Gewindereibung ab.
- Bei reiner Torsionsbelastung tritt keine akustische Emission auf.

## Akustische Emission beim Anziehen von Schraubenverbindungen

Liegt hingegen eine Proportionalität zur Vergleichsspannung  $\sigma_{\text{ref}}$  vor, würde zwar die Vorspannkraft mit steigender Torsionsbelastung nach wie vor absinken. Da die Vergleichsspannung jedoch in allen oben genannten Belastungsfällen gleich groß ist (vgl. 3.2.2), müsste die Amplitude der akustischen Emissionen am Streckgrenzpunkt der Schraube bei allen Versucharten gleich bleiben.

Um bei den Zug-, Schraub- und Torsionsversuchen vergleichbare Bedingungen zu erreichen, wurden die Belastungsgeschwindigkeiten abgestimmt (Abb. 4.22):

- die Belastungsgeschwindigkeit beim Zugversuch entspricht dem Vorspannkraftgradienten einer Verschraubung mit niedriger Gewindereibung.
- Grundlage für den Torsionsversuch der Drehmomentgradient einer Verschraubung mit hoher Gewindereibung, da hier das maximale Gewindemoment auftritt. Da dieses ca. 50% des Anziehdrehmoments beträgt (vgl. Abb. 2.12), wurde der Drehmomentgradient gegenüber dem Schraubversuch halbiert.

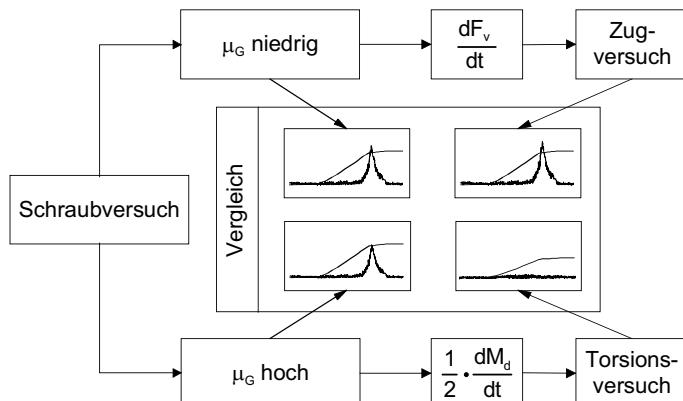


Abb. 4.22: Abstimmung der Belastungsgeschwindigkeit von Zug-, Schraub- und Torsionsversuchen

Die Messdaten aus den verschiedenen Versuchsarten sind in Abb. 4.23 dargestellt. Im Wesentlichen sind folgende Punkte festzuhalten:

- Im Zugversuch treten maximaler RMS-Pegel und maximale Vorspannkraft auf.
- Beim Schraubversuch mit geringer Gewindereibung sinken RMS-Pegel und Vorspannkraft im Vergleich zum Zugversuch ab.
- Beim Schraubversuch mit hoher Gewindereibung sind sowohl der RMS-Pegel als auch die Vorspannkraft nochmals geringer.
- Im Torsionsversuch ist die Amplitude des RMS-Signals praktisch gleich Null.

Die Versuche wurden für jede Versuchsart jeweils 25 mal wiederholt, um die zufälligen Schwankungen der Schraubenstreckgrenze  $R_{p0.2}$  zu berücksichtigen. Die statistische Auswertung ergab, dass sich die Streubereiche (bezogen auf  $\pm 3\sigma$ ) nicht überlappen. Somit sind die in Abb. 4.23 dargestellten Messungen repräsentativ für die jeweilige Versuchsart. Die Versuchsergebnisse zeigen, dass die Annahme einer Proportionalität zwischen akustischer Emission und Vorspannkraft gerechtfertigt ist. Damit ist die wesentliche Voraussetzung für die Verwendung der akustischen Emissionen zur Steuerung des Anziehvorgangs erfüllt.

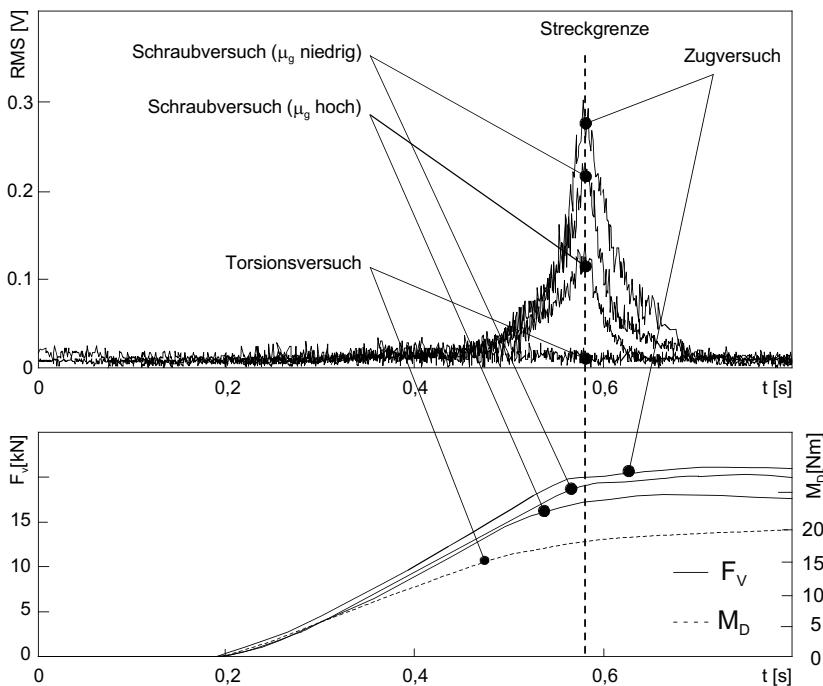


Abb. 4.23: RMS-Signal im Zug-, Schraub- und Torsionsversuch

## 4.6 Grundlegende Schraubversuche

Zur Vorbereitung der in Kapitel 5 vorgestellten Konzeption des Anziehverfahrens wurden einige grundlegende Versuchsreihen durchgeführt. Dabei wurde zunächst die Wirkung der wichtigsten Parameter einer Schraubenverbindung, z.B. Festigkeitsklasse und Oberflächenbeschichtung, auf den Verlauf des RMS-Signals untersucht. Aufbauend auf den gewonnenen Erkenntnissen wurde das Anziehverfahren so konzipiert, dass es universell eingesetzt werden kann.

Weiterhin wurden einige Möglichkeiten analysiert, die das RMS-Signal zur Sicherung des Anziehvorgangs bietet. Die Erkenntnisse dieser Versuche wurden bei der Verfahrenskonzeption in Form geeigneter Überwachungsparameter berücksichtigt.

#### 4.6.1 Merkmale zur Analyse des RMS-Signals

Zur Beurteilung und zum Vergleich der bei den Versuchen gemessenen RMS-Signale wurden die im folgenden erläuterten Merkmale verwendet.

##### Maximale Amplitude des RMS-Nutzsignals

Als Nutzsignal wird allgemein derjenige Anteil eines Messwerts bezeichnet, der sich signifikant vom Rauschanteil abhebt (SCHRÜFER 1992, S. 554). Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird die Maximalamplitude des RMS-Nutzsignals daher wie folgt berechnet (vgl. Abb. 4.24):

$$U_{\text{RMS, Nutz}} = U_{\text{RMS, max}} - U_{\text{RMS, Offset}} \quad (4.6)$$

Die maximale Amplitude des RMS-Signals beeinflusst den Maximalwert der RMS-Summe und damit die Auflösung bzw. die Genauigkeit des Verfahrens.

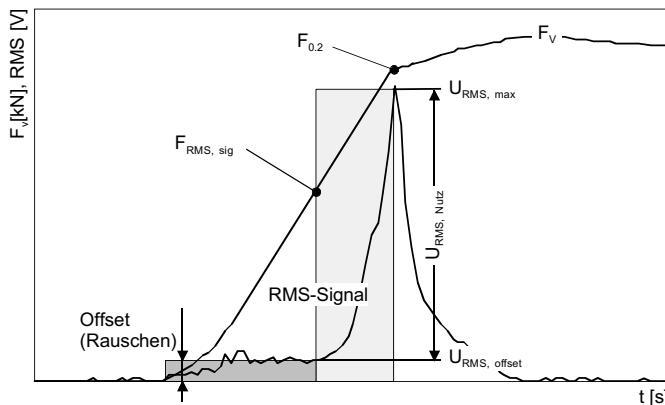


Abb. 4.24: Kriterien zur Analyse des RMS-Signals (qualitativ)

##### Vorspannkraftverhältnis

Das Vorspannkraftverhältnis  $\Phi_{F,\text{RMS}}$  ist ein Maß für denjenigen Anteil des elastischen Verformungsbereichs der Schraube in dem – ausgehend vom Streckgrenzpunkt der Schraube – eine Aussage über die Vorspannkraft möglich ist (Abb. 4.24). Es wird wie folgt berechnet:

$$\Phi_{F,RMS} = 1 - \frac{F_{RMS_{sig}}}{F_{0,2}} \quad (4.7)$$

mit:  $F_{0,2}$ : Vorspannkraft, die beim Erreichen des Peaks im RMS-Signal auftritt  
 $F_{RMS, sig}$ : Vorspannkraft, ab der das RMS-Signal signifikant ansteigt.

## 4.6.2 Einfluss grundlegender Parameter der Schraubenverbindung

Der in Abb. 4.24 dargestellte Signalverlauf trat sowohl bei eigenen als auch bei den von anderen Autoren durchgeföhrten Untersuchungen auf (z.B. KAISER 1950, DUNEGAN & GRENN 1970, KOLERUS 1980A). Es liegt daher nahe, diesen Verlauf als charakteristisch für die Konzeption des Anziehverfahrens vorauszusetzen.

In diesem Abschnitt wird zunächst untersucht, ob diese Annahme haltbar ist. Dazu wird das bei einigen häufig verwendeten Schraubenwerkstoffen auftretende RMS-Signal qualitativ analysiert (vgl. Kap. 4.6.1).

Für die Auslegung von Schraubenverbindungen sind neben dem Schraubenwerkstoff noch eine Vielzahl weiterer Parameter zu Berücksichtigen (vgl. Kap. 2.2.3, Kap. 2.2.4, VDI 2230 1998). Da es im Rahmen der Arbeit nicht möglich war, die Wirkung jedes einzelnen dieser Parameter zu untersuchen, wurden die Schraubversuche auf einige grundlegende Parameter beschränkt (Tabelle 4.3).

Gestaltung der Schraube	Gestaltung der Schraubenverbindung
- Werkstoff	- Klemmlänge
- Festigkeitsklasse	- Einschraubtiefe
- Oberflächenbeschichtung	

Tabelle 4.3: Versuchsparameter

Bei den Versuchen wird grundsätzlich von einer richtig dimensionierten Schraubenverbindung ausgegangen (vgl. VDI 2230 1998). So wurden z.B. die Mutternhöhe (vgl. Kap. 2.2.4) und die Festigkeiten der Fügeteilwerkstoffe ausreichend hoch gewählt.

### RMS-Signal bei verschiedenen Schraubenwerkstoffen

Schrauben müssen vergleichsweise hohe mechanische Kräfte übertragen. Daher erfolgt die Werkstoffauswahl hauptsächlich nach Festigkeitsgesichtspunkten. Zur Erzielung der geforderten Festigkeitseigenschaften können aus werkstofftechnischer Sicht drei festigkeitssteigernde Grundmechanismen entweder einzeln oder in Kombination genutzt werden (WIEGAND 1988):

- Festigkeitssteigerung durch Mischkristallbildung ( $\gamma$ - $\alpha$ -Umwandlung),
- Festigkeitssteigerung durch Kaltverfestigung (z.B. austenitischen Werkstoffe),
- Festigkeitssteigerung durch Ausscheidungshärtung (z.B. Nickel-Basiswerkstoffe).

Folgende **umwandlungshärtbare** Werkstoffe wurden untersucht:

- **Cq45:** Einsatz in der Regel für Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8 (bis M20). Die untersuchte Schraube wies jedoch die Festigkeitsklasse 10.9 auf.  
(Zusammensetzung: 0,45 %C, <0,4%Si, 0,65% Mn, <0,035%P, <0,035%S)
- **19MnB4:** dieser Werkstoff wird für Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8 bei Durchmessern kleiner M20 sowie bei der Festigkeitsklasse 10.9 eingesetzt.  
(Zusammensetzung: 0,23%C, 0,10%Si, 0,94% Mn, 0,01%P sowie 0,003%B)
- **37Cr4:** Verwendung für Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 (ab M8) sowie für die Festigkeitsklasse 12.9 (bis M18).  
(Zusammensetzung: 0,37%C, 1,08%Cr, 0,08%Si, 0,73% Mn sowie 0,01%S)

Weiterhin wurde der folgende **austenitische** Werkstoff untersucht:

- **A2-70:** hierbei handelt es sich um einen korrosionsbeständigen Chrom-Nickel-Stahl mit einer Mindestzugfestigkeit von 700 N/mm<sup>2</sup>.  
(Zusammensetzung: 0,014%C, 0,63%Mn, 17,7%Cr, 11,1%Ni sowie 0,02%P)

Die Untersuchung von Schrauben aus einer **Nickel-Basislegierung** war im Rahmen der Arbeit nicht möglich, da keine entsprechenden Versuchsteile verfügbar waren.

Da die verwendeten Schrauben unterschiedliche Geometrien, Festigkeitsklassen und Kraftangriffsmerkmale aufwiesen, ist der direkte Vergleich mittels Nutzsignalamplitude und Vorspannkraftverhältnis wenig aussagefähig. Daher wird an dieser Stelle nur eine qualitative Analyse vorgenommen.

Bei den umwandlungshärtbaren Werkstoffen 19MnB4, 37Cr4 und Cq45 fällt zunächst das inhomogene Verformungsverhalten bzw. die ausgeprägte Streckgrenze und das deutlich ausgeprägten Maximum im RMS-Signal auf (Abb. 4.25).

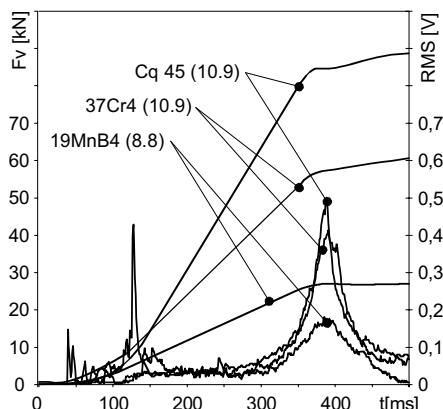


Abb. 4.25: Schraubversuche bei umwandlungshärtbaren Werkstoffen

Obwohl sich sowohl Nutzsignalamplitude als auch das Vorspannkraftverhältnis unterscheiden, ist festzuhalten, dass der charakteristische Signalverlauf bei allen drei Werkstoffen auftritt.

Austenitische Werkstoffen weisen ein homogenes Verformungsverhalten mit einer nur wenig ausgeprägten Streckgrenze auf (vgl. Abb. 4.4). Prinzipiell zeigt auch dieser Werkstoff den charakteristischen Signalverlauf. Das Maximum des RMS-Signals ist jedoch weniger deutlich als bei den umwandlungshärtbaren Werkstoffen (Abb. 4.26).

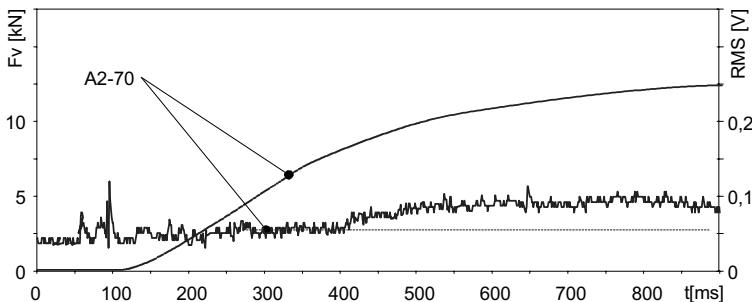


Abb. 4.26: Schraubversuch bei einem austenitischen Werkstoff (A2-70)

Die unterschiedliche Intensität der akustischen Emissionen lässt sich mit der Auswirkung der unterschiedlichen Werkstoffzustände auf die Beweglichkeit von Versetzungen erklären. Die Festigkeit der untersuchten umwandlungshärtbaren Werkstoffe wird durch gezieltes Erzeugen eines Ungleichgewichtszustands erreicht (SCHMITT-THOMAS 1989). Dazu wird der Werkstoff einer thermischen Behandlung unterzogen (Vergüten). Die innere Energie des Gitters ist danach gegenüber dem Gleichgewichtszustand deutlich erhöht. Dies führt zur Behinderung der Versetzungsbeweglichkeit und zu einer Verringerung der plastischen Formänderungsfähigkeit bzw. makroskopisch betrachtet zu einer erhöhten Festigkeit und einer ausgeprägten Streckgrenze. Das hat zur Folge, dass die kritische Schubspannung  $\tau_k$ , die für die Bewegung von Versetzungen überschritten werden muss, ansteigt (vgl. Kap. 4.2.3). Demnach wird bei der eigentlichen Versetzungsbewegung wesentlich mehr Energie in akustische Emissionen umgesetzt, was zu höheren Amplituden der akustischen Emissionen bzw. des RMS-Signals führt.

Ursache für die relativ niedrige akustische Aktivität des austenitischen Werkstoffes ist, dass dieser Werkstoff im Gleichgewichtszustand vorliegt und dementsprechend ein homogenes Verformungsverhalten aufweist (SCHMITT-THOMAS 1989). Damit ist die Versetzungsbeweglichkeit vergleichsweise wenig behindert und die kritische Schubspannung  $\tau_k$  relativ niedrig. Die Intensität der mit der Wanderung von Versetzungen verbundenen akustischen Emissionen sind ist aus diesem Grund vergleichsweise gering (vgl. ASNT 1987, S. 12, DUNEGAN & GREEN 1970).

## Akustische Emission beim Anziehen von Schraubenverbindungen

---

Zusammenfassend lassen sich hinsichtlich der Wirkung des Parameters Werkstoff folgende Erkenntnisse festhalten:

- bei allen untersuchten Werkstoffen kommt es – abhängig vom Verformungsverhalten des Werkstoffes – im Bereich der Streckgrenze zu einem mehr oder weniger ausgeprägten Anstieg des RMS-Signals.
- Inhomogenes Verformungsverhalten führt zu einer ausgeprägten Streckgrenze und einem ausgeprägten Maximum im RMS-Signal. Homogenes Verformungsverhalten führt demgegenüber zu einer wenig ausgeprägten Streckgrenze und einem ebenfalls wenig ausgeprägten Maximum im RMS-Signal.

Demnach ist die Annahme berechtigt, den in Abb. 4.24 dargestellten Signalverlauf zumindest in qualitativer Hinsicht als charakteristisch für verschiedene Schraubenwerkstoffe anzunehmen. Die übrigen Versuche zur Wirkung der in Tabelle 4.3 dargestellten Parameter wurden daher nur noch mit dem Werkstoff 37Cr4 (umwandlungshärtbar) durchgeführt.

### Parameter Festigkeitsklasse und Drehzahl

Schrauben werden in verschiedene Festigkeitsklassen eingeteilt (vgl. Kap. 2.2.2). Bei der Auslegung wird anhand der von der jeweiligen Schraube zu übertragenden Kraft die geeignete Festigkeitsklasse ausgewählt. Die Festigkeitsklasse einer Schraube wird neben dem eingesetzten Werkstoff vor allem durch Anlassdauer und Anlasstemperatur bei der Warmbehandlung bestimmt (WIEGAND 1988).

Mit der folgenden Versuchsreihe sollte geklärt werden, wie sich verschiedenen Festigkeitsklassen auf das RMS-Signal auswirken. Gleichzeitig wurde die Wirkung der Belastungsgeschwindigkeit, d.h. der Drehzahl beim Anziehen der Schraube untersucht. Die Versuchsreihen wurden mit folgenden Parametern durchgeführt:

- Schraube: M10x80, Torx E16, 37Cr 4, vergütungsschwarz
- Klemmlänge  $l_k$ : 58 mm
- Mutternhöhe  $m_{eff}$ : 30mm
- Festigkeitsklasse: 3 Stufen (8.8, 10.9, 12.9)
- Anziehdrehzahl n: 4 Stufen (35, 70, 105, 140 min<sup>-1</sup>)

Der Verlauf des RMS-Signals bei den drei untersuchten Festigkeitsklassen ist in Abb. 4.27 beispielhaft für die Einstellung „35 min<sup>-1</sup>“ dargestellt. Abb. 4.28 zeigt die Wirkung unterschiedlicher Drehzahlen bei gleicher Festigkeitsklasse.

Die dargestellten Effekte können durch die bereits erläuterten Zusammenhänge zwischen akustischer Emission und Versetzungsbewegung erklärt werden.

Das mit steigender Festigkeitsklasse ebenfalls ansteigende Nutzsignal lässt sich mit der zunehmenden Behinderung der Versetzungsbeweglichkeit erklären. Die schließlich in Form akustischer Emissionen freiwerdende Energie steigt damit ebenfalls an und führt zu einem entsprechend erhöhten Nutzsignal.

#### 4.6 Grundlegende Schraubversuche

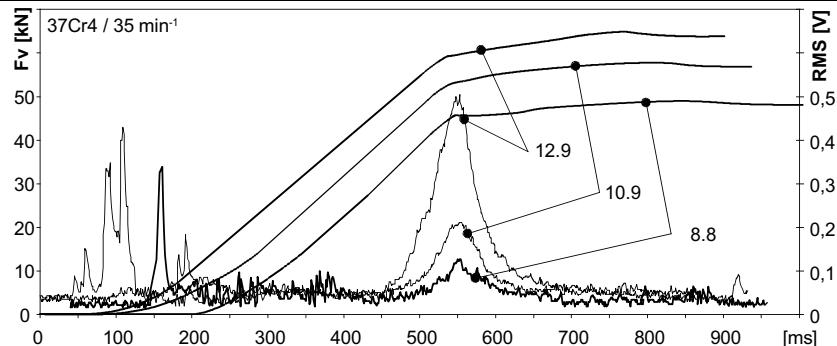


Abb. 4.27: Wirkung unterschiedlicher Festigkeitsklassen

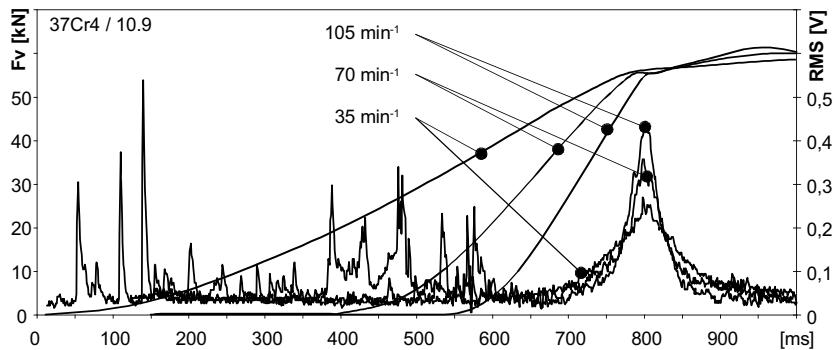


Abb. 4.28: Wirkung unterschiedlicher Drehzahlen

In Abb. 4.29 ist die Wirkung von Festigkeitsklasse und Drehzahl auf das Nutzsignal und das Vorspannkraftverhältnis zusammenfassend dargestellt.

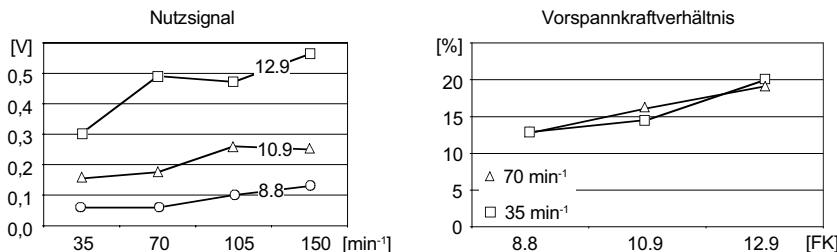


Abb. 4.29: Wirkung von Festigkeitsklasse und Drehzahl

Eine ansteigende Drehzahl führt zu einer erhöhten Belastungsgeschwindigkeit bzw. einem schnelleren Anstieg der Vorspannkraft. Folglich kommt es bei höheren Drehzahlen zu mehr Versetzungsbewegungen und damit zu mehr akustischer Emission pro Zeiteinheit. Dadurch erklärt sich der Anstieg des Nutzsignals mit steigender Drehzahl (Abb. 4.29, links).

Innerhalb einer Festigkeitsklasse wird das Vorspannkraftverhältnis von der Belastungsgeschwindigkeit nahezu nicht beeinflusst. Dies lässt sich dadurch erklären, dass die Versetzungsbewegungen bei konstanten Werkstoffeigenschaften immer bei demselben Belastungsniveau beginnen. Deshalb ist die Kraft, ab der ein signifikanter Signalanstieg zu beobachten ist, unabhängig von der Belastungsgeschwindigkeit gleich groß. Da auch die Streckgrenzkraft nahezu konstant ist, bleibt das Vorspannkraftverhältnis gleich (Abb. 4.29, rechts).

Zusammenfassend lassen sich über die Wirkung des Parameters Festigkeitsklasse folgende Erkenntnisse festhalten:

- Die Erhöhung der Festigkeit des Schraubenwerkstoffes bzw. der Festigkeitsklasse führt bei allen untersuchten Drehzahlen zu einer Erhöhung von Nutzsignal und Vorspannkraftverhältnis.
- Eine Erhöhung der Belastungsgeschwindigkeit bzw. der Drehzahl beim Anziehen der Schraube führt zur Erhöhung des Nutzsignals. Die Wirkung ist jedoch geringer als diejenige der Festigkeitsklasse.

Auf das Vorspannkraftverhältnis hat die Belastungsgeschwindigkeit praktisch keine Wirkung.

### Parameter Klemmlänge

Die Klemmlänge steht für den Abstand zwischen der Auflage des Schraubenkopfes und der Mutternauflage bzw. dem Beginn des Sacklochgewindes (vgl. 2.2.4). Sie umfasst, je nach Schraube, den glatten Schaft sowie den nicht in das Muttergewinde eingeschraubten Teil des Gewindes der Schraube. Die Klemmlänge hat entscheidenden Einfluss auf die elastische Nachgiebigkeit der Schraube (WIEGAND 1988) und damit auf die Auslegung der Schraubenverbindung. Um den Einfluss der Klemmlänge auf das RMS-Signal zu untersuchen, wurden Versuchsreihen mit folgenden Parametern durchgeführt:

- Schraube: M10x80, Torx E16, 37Cr 4, vergütungsschwarz
- Festigkeitsklasse: 10.9
- Mutternhöhe  $m_{eff}$ : 30mm
- Klemmlänge  $l_k$ : 3 Stufen (48 mm, 58 mm, 68 mm)
- Anziehdrehzahl  $n$ : 4 Stufen (35, 70, 105, 140  $\text{min}^{-1}$ )

Abb. 4.30 zeigt beispielhaft den Verlauf des RMS-Signals bei verschiedenen Klemmlängen und der Drehzahl  $35 \text{ min}^{-1}$ , Abb. 4.31 die Wirkung des Parameters Klemmlänge auf Nutzsignal und Vorspannkraftverhältnis.

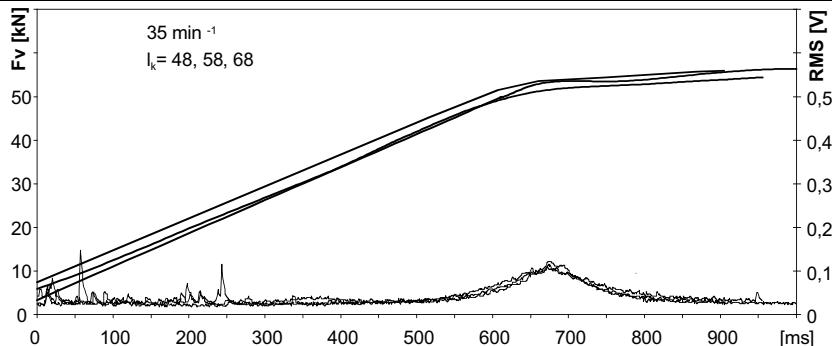


Abb. 4.30: Wirkung der Klemmlänge bei konstanter Drehzahl

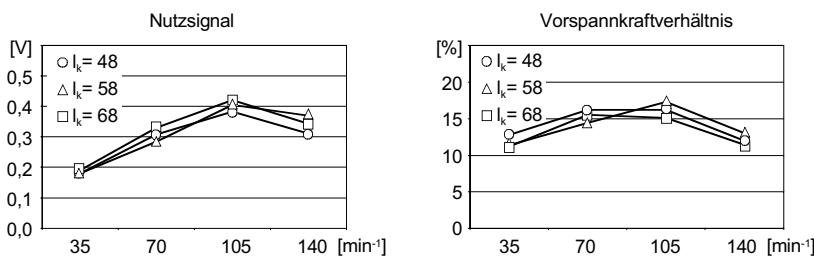


Abb. 4.31: Wirkung von Klemmlänge und Drehzahl

Wie bereits aus Abb. 4.30 zu entnehmen ist, hat der Parameter Klemmlänge keine Wirkung auf das Nutzsignal und das Vorspannkraftverhältnis. Dies wird auch durch Abb. 4.31 im Wesentlichen bestätigt. Die bereits bekannte Abhängigkeit beider Merkmale von der Belastungsgeschwindigkeit wird erwartungsgemäß auch bei dieser Versuchsreihe deutlich. Auffallend ist jedoch, dass sowohl die Höhe des Nutzsignals als auch das Vorspannkraftverhältnis bei der höchsten Drehzahlstufe wieder abfallen. Dieser Effekt ist vermutlich auf das bei hoher Belastungsgeschwindigkeit zunehmend spröde Werkstoffverhalten zurückzuführen. In diesem Fall kommt es zu einer geringeren Anzahl an Versetzungsbewegungen und damit zu einer geringeren akustischen Emission (SCHMITT-THOMAS 1988).

Zusammenfassend lässt sich hinsichtlich der Wirkung des Parameters Klemmlänge folgende Erkenntnis festhalten:

- Die Klemmlänge hat keine Auswirkung auf die Höhe des Nutzsignals und des Vorspannkraftverhältnisses.
- Da Stahlwerkstoffe eine relativ hohe Schallgeschwindigkeit bei geringer Dämpfung aufweisen, ist auch bei deutlich größeren Klemmlängen nicht damit zu rechnen, dass sich dieser Parameter signifikant auf das RMS-Signal auswirkt.

### Parameter Oberflächenbeschichtung

Vielfach müssen zur Verhinderung bzw. deutlichen Herabsetzung von Korrosion entsprechend geschützte Verbindungselemente verwendet werden. Korrosionsschutz kann auf zwei Arten erreicht werden (BLUME UND ILLGNER 1991):

- Durch Oberflächenbehandlung, z.B. durch nichtmetallische oder galvanische Schutzschichten, metallische Schmelzüberzüge oder Dünnschichtlackierungen.
- Durch den Einsatz von Schrauben und Muttern aus korrosionsbeständigen Stählen. Hier kommen entweder martensitische Chrom-Stähle oder austenitische Chrom-Nickel-Stähle zum Einsatz.

Ein Vertreter der korrosionsbeständigen Chrom-Nickel-Stähle wurde bereits untersucht (vgl. Abschnitt „RMS-Signal bei verschiedenen Schraubenwerkstoffen“). Daher konzentriert sich die folgende Versuchsreihe auf die verschiedenen Möglichkeiten der Oberflächenbeschichtung. Sie wurde mit folgenden Parametern durchgeführt:

- Werkstoff: 19MnB4, M8x75, 8.8, Torx E12
- Klemmlänge  $l_k$ : 48 mm
- Mutternhöhe  $m_{eff}$ : 25 mm
- Anziehdrehzahl  $n$ : 3 Stufen ( $30 \text{ min}^{-1}$ ,  $45 \text{ min}^{-1}$ ,  $60 \text{ min}^{-1}$ )
- Oberfläche: 5 Stufen (s.u.)

Es wurden folgende Oberflächenbeschichtungen untersucht:

- **vergütungsschwarz**: lediglich ein leichter Ölfilm als Korrosionsschutz.
- **gelb chromatiert (Zn c gelb), trocken**: verbesserter Korrosionsschutz durch galvanische Verzinkung und anschließendes Chromatieren.
- **gelb chromatiert (Zn c gelb) + Capuzol**: zusätzliche anorganische Beschichtung zu Verbesserung der Reibungsverhältnisse.
- **Dacroment + Torque 'n Tension**: chromathaltiger, anorganischer, nicht elektrolytisch aufgebrachter sog. Zinkflake-Überzug zum erhöhten Korrosionsschutz kombiniert mit einem organischen Oberflächenüberzug zur Verbesserung der Reibungsverhältnisse.
- **Delta Tone + Delta Seal GZ**: anorganischer, chromatfreier, nicht elektrolytisch aufgebrachter Zinkflake-Überzug. Kombiniert mit einem hochvernetzten organischen Oberflächenüberzug zur Einhaltung definierter Reibungsverhältnisse.

Abb. 4.32 zeigt die Wirkung der verschiedenen Oberflächenbeschichtungen. Dargestellt ist der Mittelwert aus 5 Versuchen. Die statistische Auswertung der Einzelwerte einer bestimmten Drehzahleinstellung zeigt, dass die Streubereiche über alle Oberflächenbeschichtungen hinweg überlappen. Dies lässt darauf schließen, dass die Oberflächenbeschichtung keine Auswirkung auf das RMS-Signal hat.

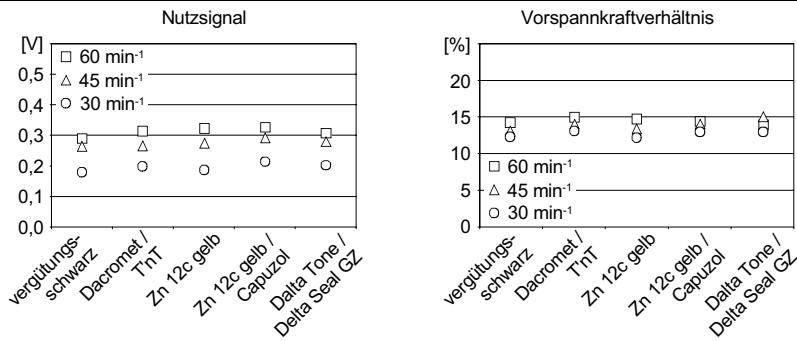


Abb. 4.32: Wirkung verschiedener Oberflächenbeschichtungen

Die akustischen Emissionen werden im Wesentlichen durch die Bewegung von Versetzungen im Querschnitt des Schraubenschaftes hervorgerufen. Auch in den metallischen Beschichtungen entstehen akustische Emissionen. Aufgrund der vergleichsweise geringen Materialvolumina haben ist ihr Anteil am gesamten RMS-Signal jedoch vernachlässigbar.

Zusammenfassend lässt sich folgende Erkenntnis festhalten:

- Oberflächenbeschichtungen haben keine Auswirkung auf die Höhe des Nutzsignals und das Vorspannkraftverhältnis.

### 4.6.3 RMS-Signal bei fehlerhaften Verschraubungen

Zur Sicherung des Anziehvorgangs (vgl. Kapitel 5.3.2) werden solche Kriterien verwendet, die das Erkennen von Fehlern beim Anziehen ermöglichen. Nachfolgend wird untersucht, welche Möglichkeiten das RMS-Signal zur Fehlererkennung bietet. Die gefundenen Kriterien wurden später bei der Konzeption des Verfahrens berücksichtigt und sind als Ergänzung zu den bekannten, auf Drehmoment und Drehwinkel basierenden Möglichkeiten zu sehen.

Folgende Fehler wurden untersucht:

- Mehrfaches Verschrauben derselben Schraube,
- Bruch des Schraubwerkzeugs und
- Gewindeabstreifer aufgrund unterkritischer Mutternhöhe.

#### Mehrfaches Verschrauben derselben Schraube

Wird eine Schraube mehrfach verschraubt, ist im RMS-Signal der bereits erwähnte Kaiser-Effekt (vgl. Kap. 4.2.2) zu erkennen (Abb. 4.33): Der Schraubenwerkstoff gibt erst dann wieder akustische Emissionen ab, wenn das Niveau der vorangegangene Belastung überschritten wird (KAISER 1950).

## Akustische Emission beim Anziehen von Schraubenverbindungen

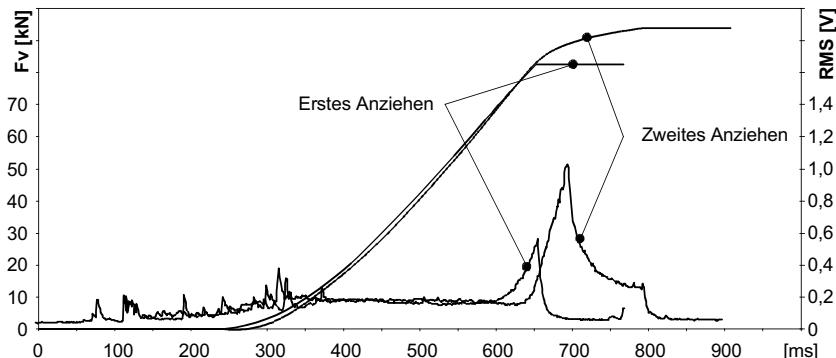


Abb. 4.33: Kaiser-Effekt beim zweifachen Anziehen einer Schraube

Hier wird der Kaiser-Effekt deutlich sichtbar: beim ersten Anziehen fällt die Amplitude des RMS-Signals unmittelbar nach dem Abschalten des Schraubers schlagartig ab. Beim zweiten Anziehen tritt der Anstieg des RMS-Signals erst dann auf, wenn die beim ersten Anziehen erreichte Vorspannkraft überschritten wurde.

Die Wirkung des mehrfachen Verschraubens lässt sich wie folgt zusammenfassen:

- Die maximale Amplitude des Nutzsignals bleibt gleich, da die Streckgrenze der Schraube und somit das Maximum des RMS-Signals noch nicht erreicht wurde.
- Das Vorspannkraftverhältnis wird beim zweiten Anziehen kleiner, da der Anstieg des RMS-Signals in diesem Fall später erfolgt als beim ersten Anziehen.

Auf diese Weise kann das gesamte Potential der akustischen Emissionen auf mehrere Anziehvorgänge verteilt werden (vgl. Kap. 6.5).

Abb. 4.34 zeigt den Verlauf des RMS-Signals, das beim mehrfachen streckgrenz-überschreitenden Anziehen derselben Schraube auftritt.

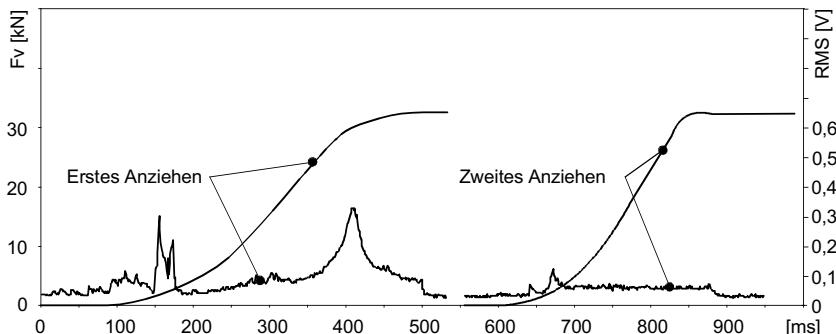


Abb. 4.34: Zweifaches überelastischen Anziehen derselben Schraube

Auch hier wirkt sich der Kaiser-Effekt aus, allerdings in der Form, dass beim zweiten Anziehen kein Nutzsignal mehr auftritt. Folglich ist auch die Berechnung des Vorspannkraftverhältnisses nicht möglich.

Bei der Verwendung des RMS-Signals zu Steuerung des Anziehvorgangs besteht in beiden geschilderten Fällen das Risiko, die Schraube entweder über die gewünschte Vorspannkraft hinaus anzuziehen oder die Schraube in den plastischen Bereich hinein anzuziehen und damit zu schädigen. Dieser Sachverhalt muss bei der Konzeption des Verfahrens berücksichtigt werden.

### Unterschreiten der kritischen effektiven Mutternhöhe

Aufgrund von Fertigungsfehlern kann der Fall eintreten, dass nicht ausreichend tief eingeschraubt werden kann und somit die kritische Mutternhöhe bzw. die kritische Einschraubtiefe (vgl. Kap. 2.2.4) nicht erreicht wird. Die Folge ist, dass die ineinandergrifffenden Gewindeflanken von Mutter und Bolzen eine geringere Tragfähigkeit aufweisen als der Schraubenbolzen selbst. Es ist daher nicht möglich, die Schraube bis zu der vom Konstrukteur vorgesehenen Vorspannkraft anzuziehen.

Zur Untersuchung der Auswirkung des Parameters Einschraubtiefe bzw. Mutternhöhe wurden Versuche mit folgenden Parametern durchgeführt:

- Werkstoff: 37Cr 4, M10x80, Torx E16, vergütungsschwarz
- Klemmlänge  $l_k$ : 48 mm
- Anziehdrehzahl  $n$ : 38 min<sup>-1</sup>
- Mutternhöhe  $m_{eff}$ : 4 Stufen (0,5xd; 1xd; 2xd; 3xd)
- Festigkeitsklasse: 2 Stufen (10.9; 12.9)

Abb. 4.35 zeigt die gemittelten Ergebnisse der Versuchsreihe.

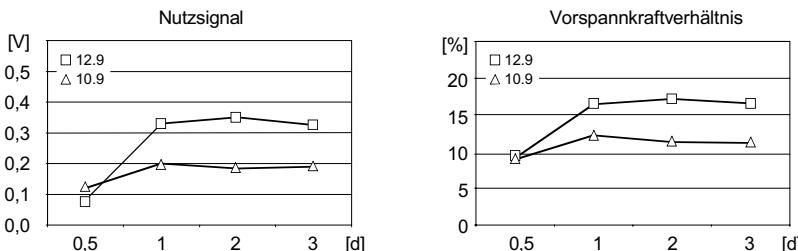


Abb. 4.35: Wirkung von Mutternhöhe und Festigkeitsklasse

Es zeigt sich, dass sowohl das Nutzsignal als auch das Vorspannkraftverhältnis bei überkritischer Einschraubtiefe ( $m \geq 1xd$ , vgl. Kap. 2.2.4) bzw. bei der höheren Festigkeitsklasse größere Werte annehmen. Auffällig ist jedoch das Abfallen beider

## Akustische Emission beim Anziehen von Schraubenverbindungen

Größen, sobald unterkritisch eingeschraubt wird. Dieser Effekt war jedoch leicht zu erklären: die maximale Vorspannkraft kann bei unterkritischer Mutternhöhe aufgrund mangelnder Tragfähigkeit der ineinandergrifffenden Teile des Bolzen- und Muttergewindes in keinem Fall erreicht werden. Folglich können weder das Nutzsignal noch das Vorspannkraftverhältnis den jeweils maximalen Wert erreichen.

Dieser Effekt ist für die Überwachung des Anziehvorgangs insofern interessant, als damit nicht voll belastbare Schraubenverbindungen erkannt und als NIO bewertet werden können. Dies ist der Überwachung von Drehmoment bzw. Drehwinkel nur bedingt möglich, da die geforderten Zielwerte auch beim Abstreifen des Gewindes aufgrund von Verfestigungseffekten erreicht werden können.

### Bruch des Schraubwerkzeugs

Die für das Anziehen einer Schraubenverbindung verwendeten Schraubwerkzeuge werden relativ stark beansprucht. Dies führt u.a. zur Bildung von Rissen. Wie bereits erläutert wurde, treten akustische Emissionen auch in Verbindung mit Rissbildung bzw. der Rissfortschritt auf. Da diese Effekte nicht kontinuierlich sondern impulsartig verlaufen wirken sie sich signifikant auf das RMS-Signal aus (Abb. 4.36).

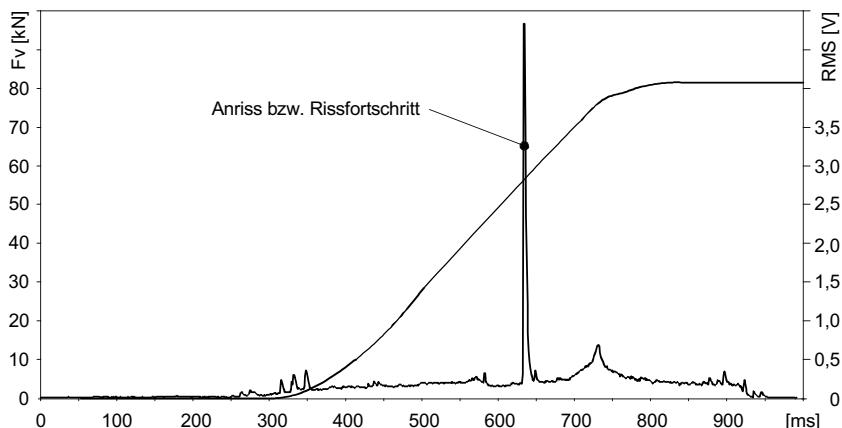


Abb. 4.36: RMS-Signal bei Rissbildung im Schraubwerkzeug

Ein solcher Peak wird durch die Bildung freier Oberflächen im Werkstoff bzw. das Abgleiten von Rissufern verursacht und weist eine vergleichsweise hohe Intensität auf. Ein derartiges Ereignis durch die Überwachung eines Grenzwertes vergleichsweise einfach erkannt werden. Dies wird später bei der Konzeption des Anziehverfahrens entsprechend berücksichtigt.

## 4.7 Zusammenfassung

Basis des neuen Anziehverfahrens für hochfeste Schraubenverbindung ist die beim Anziehen aufgrund werkstoffkundlicher Effekte in der Schraube entstehende akustische Emission (AE), deren Eigenschaften und Entstehungsmechanismen am Anfang des Kapitels vorgestellt wurden. Nach der Erläuterung einiger grundlegender Aspekte des Körperschalls wurden die im Rahmen der Arbeit zur Messung von akustischen Emissionen verwendeten Versuchseinrichtungen vorgestellt. Basis des zur Erfassung der akustischen Emission verwendeten Aufnehmers ist eine piezoelektrische Keramik, mit deren Hilfe die akustische Emission in eine hochfrequente elektrische Spannung umgesetzt werden. Diese wird durch eine geeignete Elektronik verstärkt, gefiltert und anschließend zum RMS-Signal konvertiert. Das RMS-Signal, d.h. das komprimierte AE-Signal stellt die eigentliche Messgröße für das Anziehverfahren dar.

Im nächsten Schritt wurden die RMS-Signale der Schraubversuche mit denjenigen der Zug- und Torsionsversuche verglichen. Die Tatsache, dass bei reiner Torsionsbelastung praktisch kein RMS-Signal auftritt stellt den Beweis dafür dar, dass die akustische Emission nicht mit der Gesamtbelastrung der Schraube (zusammengesetzt aus Zug- und Torsionsspannung), sondern ausschließlich mit der Vorspannkraft korreliert. Mit anderen Worten: das RMS-Signal ist nicht von der Gewindeführung abhängig. Somit erfüllt es die fundamentale Anforderung an eine Messgröße für ein Verfahren zum exakten Anziehen einer Schraubenverbindung.

Anschließend wurde der Verlauf des RMS-Signals bei verschiedenen in der Schraubtechnik eingesetzten Werkstoffen untersucht. Dabei zeigte sich, dass es einen charakteristischen Signalverlauf gibt, der bei allen Werkstoffen auftritt. Aufbauend auf dieser Erkenntnis wurden weitere Versuchsreihen zur Bestimmung der Wirkung einiger wichtiger Parameter wie z.B. Festigkeitsklasse und Oberflächenbeschichtung durchgeführt. Wesentliches Ergebnis war, dass sich der charakteristische Signalverlauf prinzipiell immer einstellt. Die Höhe des Nutzsignals und der Anteil des elastischen Verformungsbereichs über den – ausgehend von der Streckgrenze – eine Aussage über die Vorspannkraft möglich ist, variiert jedoch je nach Wahl der Parameter.

Abschließend wurde gezeigt, dass sich das RMS-Signal auch zur Erkennung von Fehlern beim Anziehen von Schraubenverbindungen, so z.B. die Rissbildung bzw. des Rissfortschritts im Schraubwerkzeug, eignet.



## 5 Konzeption des Anziehverfahrens

Im folgenden Kapitel wird das Konzept des RMS-gesteuerten Anziehverfahrens vorgestellt. Eingangs werden die Anforderungen an das Verfahren zusammengestellt (Kapitel 5.1). Das eigentliche Konzept gliedert sich in zwei Abschnitte (Abb. 5.1):

- 1.) **Einrichten** des Schraubfalls: Hier wird die schraubfallspezifische Korrelation zwischen Vorspannkraft und RMS-Signal, die sog. Referenzdaten, ermittelt (Kapitel 5.2)
- 2.) **Steuerung** (Kapitel 5.3.1) und **Sicherung** (Kapitel 5.3.2) des Anziehvorgangs auf Basis der während des Einrichtens ermittelten Referenzdaten.

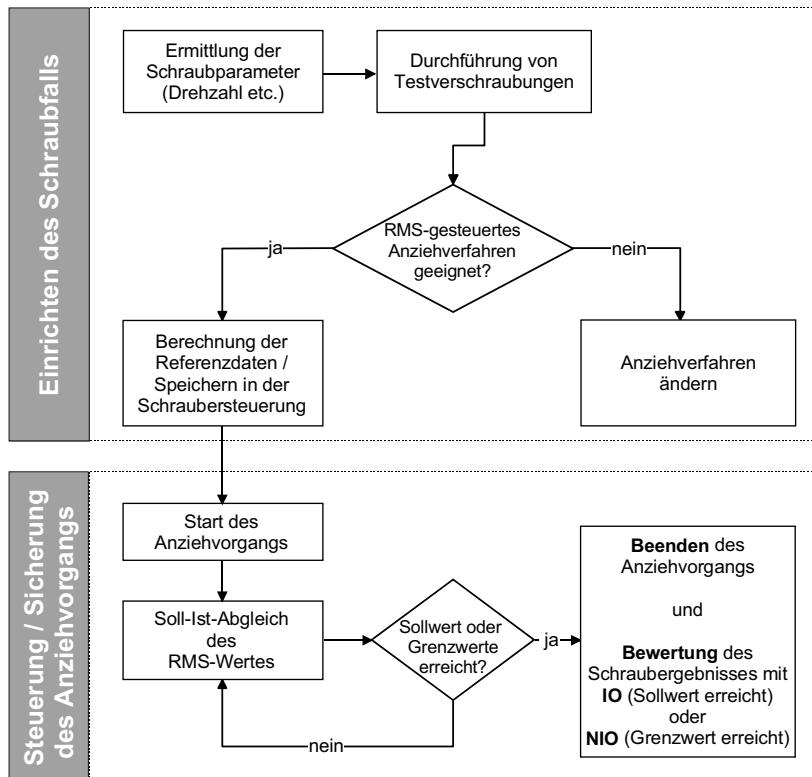


Abb. 5.1: Konzept des RMS-gesteuerten Anziehverfahrens (Übersicht)

## 5.1 Anforderungen an das Anziehverfahren

In Anlehnung an die zur Beurteilung des Stands der Technik herangezogenen Kriterien ergeben sich folgende Anforderungen an das Anziehverfahren:

- Wie aus der Analyse des Stands der Technik ersichtlich war, besteht der größte Optimierungsbedarf im elastischen Verformungsbereich der Schraube (vgl. Kapitel 3.5). Das Verfahren wird daher primär für diesen Bereich konzipiert.
- Hinsichtlich Kosten und Prozesszeit besteht die Anforderung, dass diese gegenüber den derzeit etablierten konventionellen Verfahren nicht ansteigen dürfen. Dabei wird jedoch nicht nur der eigentliche Anziehvorgang betrachtet, sondern die gesamten mit der Verwendung dieses Verfahrens entstehenden Veränderungen (z.B. am Schraubensystem, bzgl. Personalkosten etc.).
- Das Verfahren soll flexibel hinsichtlich der verwendeten Schraubengeometrie (Kraftangriffe, Länge etc.) sein.
- Die geforderte Vorspannkraft muss möglichst exakt erzeugt werden. Wenn diese Anforderung erfüllt wird, können auch die damit verknüpften Anforderungen eines Montageunsicherheitsfaktors  $\alpha_A$  von 1,0 sowie der optimalen Ausnutzung der Tragfähigkeit des verwendeten Verbindungselements (vgl. Reinhart & Lehner 2000, Niedenzu 2000) erfüllt werden.

In Tabelle 5.1 sind die Anforderungen nochmals zusammengefasst:

Verfahrensart	Hilfsgröße (n)	Einsatzbereich	Kosten	Prozesszeit	Flexibilität bzgl. Schrauben- geometrie	Vorspannkraft- genauigkeit	Montageunsicher- heitsfaktor $\alpha_A$	Werkstoff- ausnutzung
RMS - gesteuert	RMS (AE)	< R <sub>p0.2</sub>	↔↔	↔↔	↑↑↑	↑↑↑	1,0	↑↑↑

Legende:

↑↑: sehr hoch    ↑: hoch    ↓: niedrig    ↔↔: sehr niedrig

Tabelle 5.1: Anforderungen an das RMS-gesteuerte Anziehverfahren

Weiterhin sollte das RMS-gesteuerte Anziehverfahren in bestehende Steuerungskonzepte integrierbar sein (siehe Kapitel 2.2.6). Das Verfahren muss daher als Schraubstufe konzipiert werden, die mit den in Kapitel 2.2.6 vorgestellten konventionellen Schraubstufen kombiniert werden kann.

## 5.2 Einrichten des Schraubfalles

Bevor die Korrelation zwischen Vorspannkraft und RMS-Signal, die sog. Referenzdaten, berechnet und damit das Verfahren an den spezifischen Schraubfall angepasst werden kann, muss geprüft werden, ob die Schraubenverbindung bzw. das beim Anziehen abgegebene RMS-Signal eine ausreichende Qualität aufweist (Kap. 5.2.1). Erst wenn diese Voraussetzung erfüllt ist, erfolgt die Berechnung des Referenzdatensatzes (Kap. 5.2.2), der die Korrelation zwischen Vorspannkraft und RMS-Signal enthält. Dieser wird am Ende des Einrichtens in der Schraubersteuerung hinterlegt und später zur Steuerung des Anziehvorgangs verwendet.

Abb. 5.2 zeigt den Ablauf für das Einrichten des RMS-gesteuerten Anziehverfahrens.

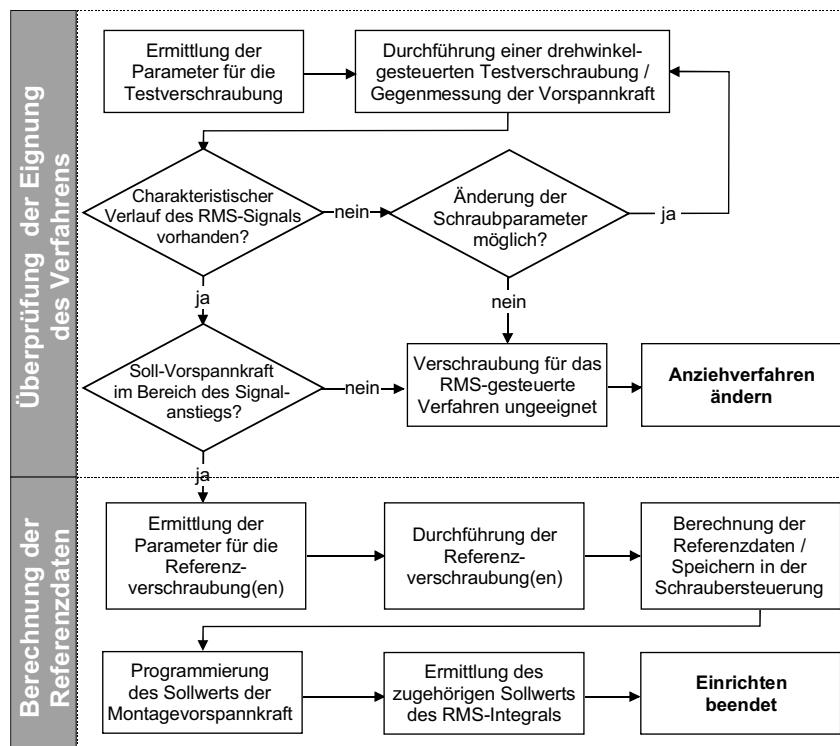


Abb. 5.2: Ablauf des Einrichtens eines Schraubfalls

### 5.2.1 Prüfung der Eignung des RMS-Signals

Die Korrelation zur Vorspannkraft wird letztlich über die Amplitude des RMS-Signals hergestellt. Da diese von schraubfallspezifischen Parametern abhängig ist (vgl. Kapitel 4.6.2), ist sie für jeden Schraubfall neu zu ermitteln. Dazu muss der Signalverlauf bis in den plastischen Verformungsbereich der Schraube bekannt sein. Erster Schritt beim Einrichten ist daher eine drehwinkelgesteuerte Verschraubung (vgl. Kapitel 3.3), für die folgende Parameter zu definieren sind:

- das **Schwellmoment  $M_S$** , ab dem die Winkelzählung gestartet wird. Hier wird der im Anhang A der VDI 2230 (1998) tabellierte Vorgabewert des Anziehdrehmoments  $M_A$  für das drehmomentgesteuerte Anziehen übernommen.
- der **Drehwinkel  $\vartheta_A$** , um den anschließend weitergedreht wird. Er muss so festgelegt sein, dass die Streckgrenze in jedem Fall überschritten wird. Bei den im Rahmen der Arbeit durchgeföhrten Versuchen hat es sich als zweckmäßig erwiesen, um 25% des Winkels weiterzudrehen, der zwischen dem Erreichen der Kopfaulage und dem Erreichen des Schwellmoments  $M_S$  überstrichen wurde. Voraussetzung für diese Vorgehensweise ist, dass die Schraube das schwächste Bauteil der Verbindung ist und folglich als erstes die Streckgrenze erreicht. Nur dann gibt der Schraubenwerkstoff die maximale akustische Emission ab.
- die **Anziehdrehzahl**. Hier existiert kein allgemeingültiges Schema, da diese von einer Vielzahl an Einflussfaktoren abhängig ist (ICS 1998, S. 431). Im Rahmen der Arbeit wurde auf Erfahrungswerte von Schraubenherstellern zurückgegriffen.

Abb. 5.3 zeigt die Schraubkurve einer drehwinkelgesteuerten Testverschraubung.

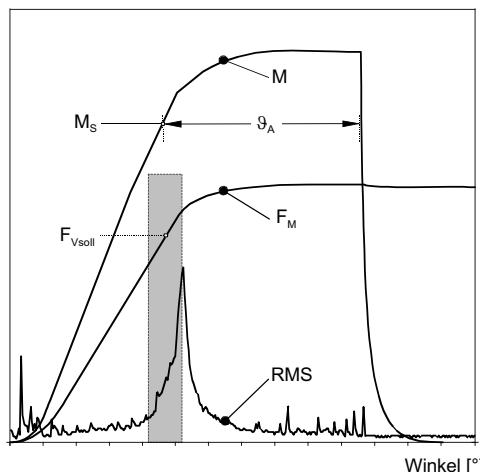


Abb. 5.3: Eignung des RMS-Signals

Die Messergebnisse werden qualitativ unter folgenden Aspekten analysiert:

- Weist das RMS-Signal den charakteristischen Verlauf auf?
- Liegt der Sollwert der Vorspannkraft innerhalb des Bereiches, in dem der signifikante Anstieg des RMS-Signals erfolgt?

Wenn diese beiden Anforderungen erfüllt werden, wird der nächste Schritt durchgeführt: die Berechnung des Referenzdatensatzes.

### 5.2.2 Berechnung der schraubfallspezifischen Referenzdaten

Der Referenzdatensatz umfasst Vorspannkraftwerte sowie die zugehörigen Werte der RMS-Summe. Erstere werden beim Einrichten des Schraubfalls kontinuierlich gegengemessen und können direkt in den Referenzdatensatz übernommen werden.

Bei der Berechnung der RMS-Summe muss berücksichtigt werden, dass das RMS-Signal aus dem eigentlichen Nutzsignal sowie einem Offset besteht, dessen Höhe von Verschraubung zu Verschraubung geringfügigen Schwankungen unterworfen ist. Bei gleichem Nutzsignal verändert sich somit die Höhe des Gesamtsignals. Um diesen Einfluss zu eliminieren muss die Höhe des Offset bei jeder Verschraubung neu bestimmt und der gemessene RMS-Wert entsprechend korrigiert werden.

Zur Berechnung der Referenzdaten werden weitere Verschraubungen mit folgenden Parametern durchgeführt (Abb. 5.4):

- **Schwellmoment  $M_S$** : Mit dem Erreichen von  $M_S$  wird die Winkelzählung sowie die Berechnung des Offset gestartet. Im Gegensatz zu der oben erläuterten Testverschraubung wird hier für  $M_S$  das Fügemoment verwendet. Dadurch wird erreicht, dass die im Bereich der Kopfaulage auftretenden Peaks im RMS-Signal ausgebendet werden.
- **Winkel  $\varphi_S$** : ausgehend vom Fügemoment wird die Offsetberechnung solange durchgeführt, bis dieser Winkel erreicht ist.  $\varphi_S$  wird so festgelegt, dass die Offsetberechnung vor Beginn des signifikanten Signalanstiegs beendet ist. Danach wird die Berechnung des RMS-Summe gestartet.

Von allen nach dem Start der Summenbildung gemessenen RMS-Werten wird der zuvor ermittelte Offsetwert subtrahiert. Erst dann werden sie zur RMS-Summe addiert. Die Korrelation zwischen Vorspannkraft und RMS-Signal wird demnach über die Fläche unter der RMS-Kurve hergestellt (Schraffur in Abb. 5.4).

Abb. 5.5 zeigt beispielhaft eine schraubfallspezifische Referenzkurve. Sie besteht aus den Mittelwerten mehrerer Verschraubungen. Auf diese Weise wird die Auswirkung zufälliger Fehler auf die Qualität der Referenzkurve verringert. Mit der Programmierung des Vorspannkraftsollwerts an der Schraubersteuerung und der steuerungsinternen Bestimmung des zugehörigen Sollwert des RMS-Integrals ist das Einrichten beendet.

## Konzeption des Anziehverfahrens

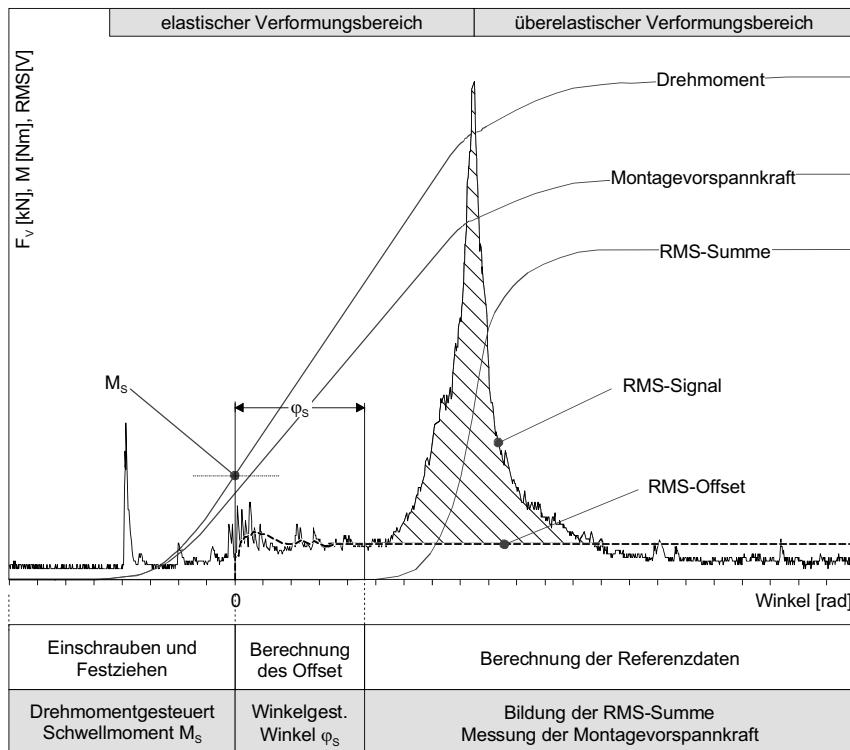


Abb. 5.4: Schraubkurve beim Einrichten des Schraubfalls

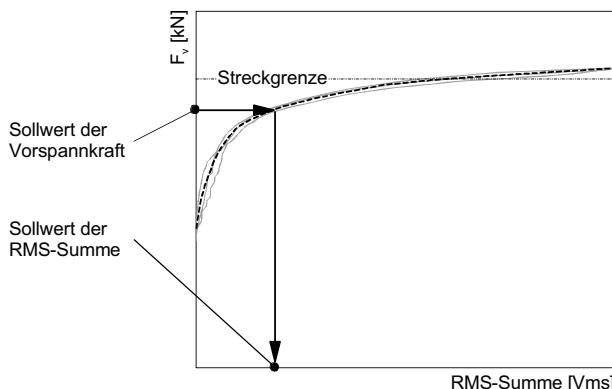


Abb. 5.5: Referenzdaten: Vorspannkraft über RMS-Summe

## 5.3 RMS-gesteuertes Anziehen von Schraubenverbindungen

Nach dem Abschluss des Einrichtens kann das RMS-gesteuerte Anziehverfahren für die Montage des betreffenden Schraubfalls eingesetzt werden. Abb. 5.6 zeigt den Ablauf für die Steuerung und Sicherung des Anziehvorgangs.

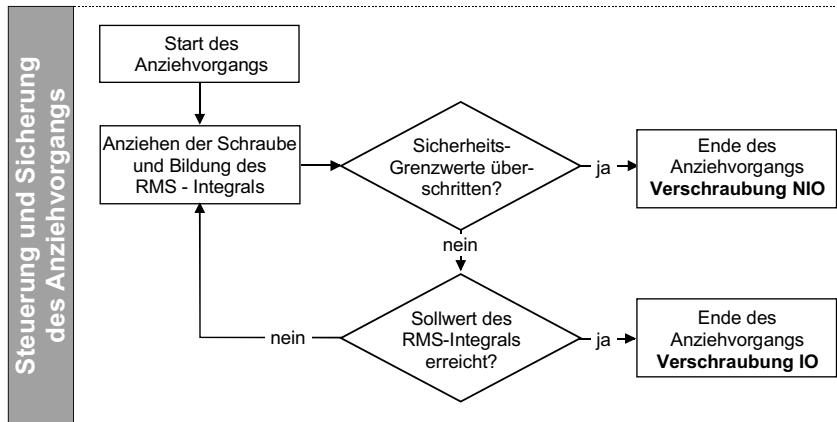


Abb. 5.6: Ablauf für die Steuerung und Sicherung des Anziehvorgangs

### 5.3.1 Steuerung des Anziehvorgangs

Beim Anziehen von Serienverschraubungen wird die RMS-Summe auf die gleiche Weise wie beim Einrichten des Schraubfalls berechnet. Die Anziehdrehzahl, das Schwellmoment  $M_s$  und der Winkel  $\varphi_s$  werden vom Einrichtvorgang übernommen. Zur Steuerung des Anziehvorgangs in der Serienmontage wird aus der Referenzkurve (Abb. 5.5) derjenige Wert der RMS-Summe bestimmt, der dem Sollwert der Vorspannkraft entspricht. Der Anziehvorgang wird genau dann beendet, wenn die aktuell berechnete RMS-Summe diesen Sollwert erreicht hat.

Abb. 5.7 zeigt beispielhaft den Verlauf der Schraubkurven beim RMS-gesteuerten Anziehen auf eine definierte Vorspannkraft.

### 5.3.2 Sicherung des Anziehvorgangs

Die Sicherung des Anziehvorgangs ist nach ein Teil der Prozessüberwachung, der zusätzlich alle Maßnahmen zur Auswertung des Schraubergebnisses und zur Prozessdokumentation umfasst (ICS 1997). Zur Prozesssicherung sollte neben der Steuergröße mindestens eine weitere unabhängige Messgröße eingesetzt werden

## Konzeption des Anziehverfahrens

(VDI 2862 1999). Ziel ist die Erkennung eines fehlerhaften Prozessverlaufs durch die laufende Analyse kritischer Parameter. Bei Überschreitung vordefinierter Grenzwerte wird der Prozess abgebrochen und als NIO (Nicht in Ordnung) bewertet.

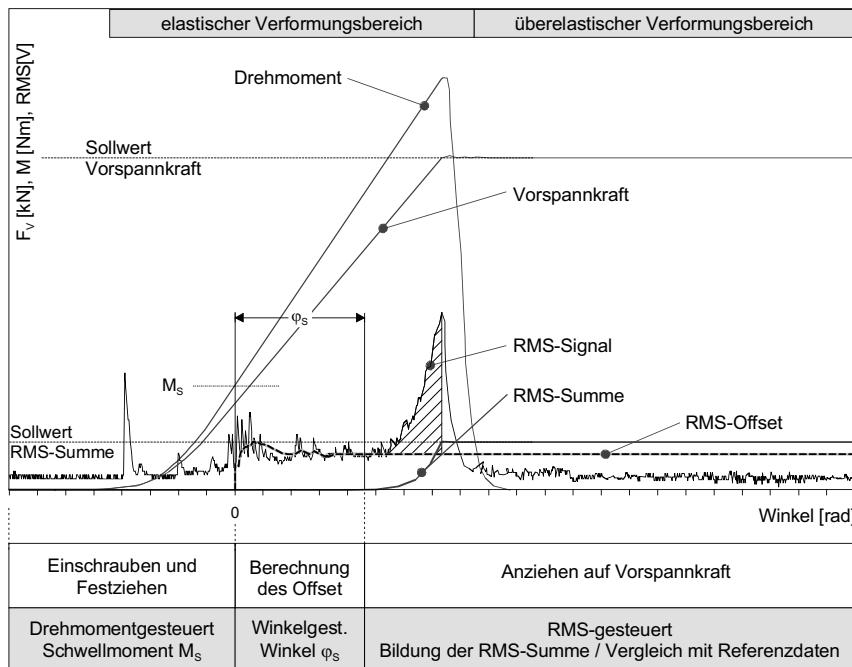


Abb. 5.7: RMS-gesteuertes Anziehen auf eine definierte Vorspannkraft

An dieser Stelle werden nur diejenigen Möglichkeiten diskutiert, die unmittelbar mit dem RMS-gesteuerten Anziehverfahren zusammenhängen. Diese können mit den aus dem Stand der Technik bekannten Methoden der Überwachung, z.B. von Einschraubtiefe oder Einschraubzeit, kombiniert werden. Auf die Erläuterung dieser Methoden wird an dieser Stelle jedoch verzichtet. Ausführliche Informationen hierzu sind z.B. bei ICS (1997, S. 356) zu finden.

Beim RMS-gesteuerten Verfahren wird der Schraubvorgang durch die Überwachung der folgenden Parameter gesichert (Abb. 5.8):

- Sicherheitsgrenzwinkel  $\varphi_G$
- Sicherheitsgrenzspannung  $U_{RMS,G}$  des RMS-Signals
- Schwellwert  $U_{RMS,S}$  des RMS-Signals
- Sicherheitsgrenzmoment  $M_G$

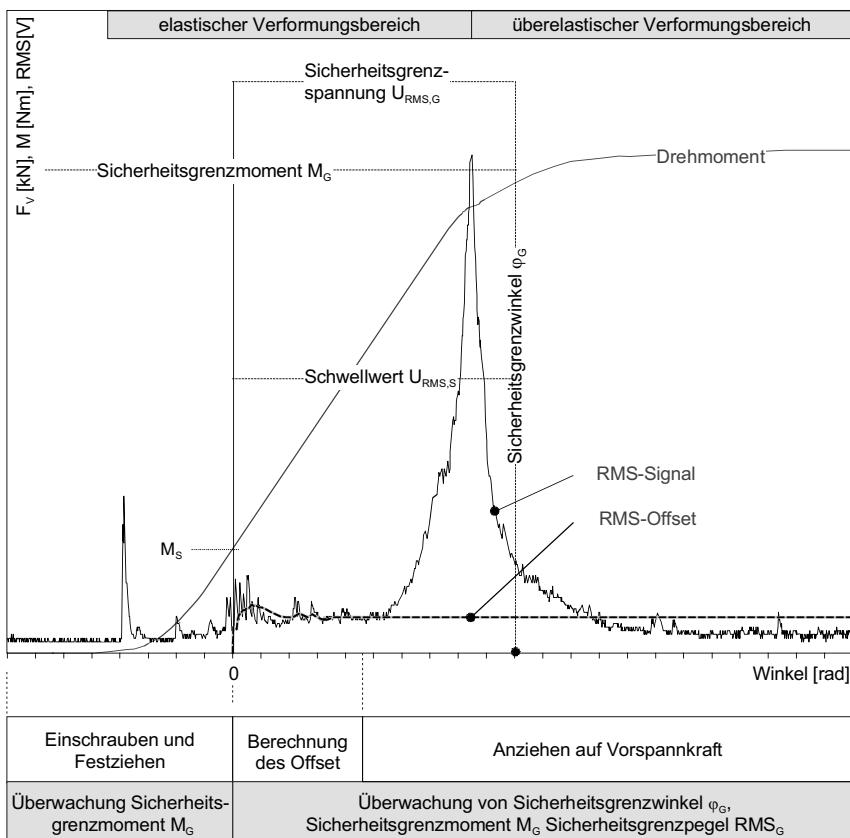


Abb. 5.8: Sicherung des Anziehvorgangs

### Sicherheitsgrenzwinkel

Der Sicherheitsgrenzwinkel  $\varphi_G$  ist die wichtigste Überwachungsgröße beim RMS-gesteuerten Verfahren. Er wird während des Einrichtens so festgelegt, dass die Streckgrenze der Schraube zwar überschritten, die Zugfestigkeit  $R_m$  jedoch nicht erreicht wird und folglich ein Bruch der Schraube ausgeschlossen ist.

Folgende Fehler führen zum Erreichen des Sicherheitsgrenzwinkels:

- Eine bereits ein- oder mehrfach streckgrenznah bzw. -überschreitend angezogene Schraube wird erneut verschraubt. Der Pegel des RMS-Signals ist dann aufgrund des Kaiser-Effektes deutlich geringer bzw. hebt sich nicht mehr vom Offset ab.

## Konzeption des Anziehverfahrens

---

- Eine Schraube mit einer zu geringen Festigkeitsklasse soll verschraubt werden. In diesem Fall tritt zwar der charakteristische Verlauf des RMS-Signals auf, die Amplitude ist jedoch geringer.

In beiden Fällen kann der Sollwert der RMS-Summe nicht erreicht werden.

### Sicherheitsgrenzspannung $U_{RMS,G}$

Als zweite Größe wird das RMS-Signal zur Prozesssicherung genutzt. Dabei wird analysiert, ob eine zuvor definierte Sicherheitsgrenzspannung  $U_{RMS,G}$  überschritten wird. Sie wird beim Einrichten des Schraubfalls festgelegt und ist höher als die beim fehlerfreien Anziehvorgang maximal auftretende Spannung des RMS-Signals.

Das Erreichen von  $U_{RMS,G}$  wird durch folgende Fehler verursacht:

- Starker Verschleiß bzw. Rissbildung und -fortschritt im Schraubwerkzeug, d.h. in Bit oder Nuss. In diesem Fall treten kurzzeitige, burstartige RMS-Signale auf, die signifikant höhere Spannungen aufweisen als das RMS-Signal der Schraube.
- Rissbildung und -fortschritt in der Schraube. Dieser Fall tritt dann ein, wenn eine bereits ein- oder mehrfach stark belastete Schraube erneut angezogen werden soll. Auch hier treten burstartige Signale mit hoher Amplitude auf.

In beiden Fällen würde der Sollwert der RMS-Summe bereits erreicht, bevor die vorgeschriebene Vorspannkraft erreicht ist.

### Sicherheitsgrenzmoment

Beim RMS-gesteuerten Anziehen kann das Drehmoment nur bedingt zur Prozesssicherung verwendet werden, da höhere Reibwertschwankungen zulässig sind und folglich die zum Erreichen der Soll-Vorspannkraft benötigten Anziehdrehmomente wesentlich stärker streuen können. Es wird jedoch auch für diese Messgröße ein Sicherheitsgrenzwert definiert, bei dessen Überschreitung die Gefahr der Beschädigung der Schraubenverbindung bzw. des Schraubsystems besteht.

### Erkennung der Schraubenstreckgrenze

Das Auftreten des Peaks im RMS-Signal ist ein Anhaltspunkt dafür, dass eines der Bauteile der Schraubenverbindung die Streckgrenze erreicht hat. Die zugehörige Signalanalyse läuft zweistufig ab:

- Start der Maximalwerterkennung, wenn das Drehmoment die Schwelle  $M_S$  und die Spannung des RMS-Signals die Schwelle  $U_{RMS,S}$  überschritten hat. So wird vermieden, dass kleinere Peaks bereits als die Streckgrenze interpretiert werden.
- Analyse der Höhe des aktuellen RMS-Werts: Ist er größer als das bisherige Maximum, wird er als neuer Maximalwert gespeichert. Ist er kleiner, wird der prozentuale Abfall gegenüber dem gespeicherten Maximum ermittelt. Die Streckgrenze gilt als erreicht, wenn der prozentuale Abfall einen vordefinierten Wert erreicht hat.

Wird auf diese Weise das Erreichen der Streckgrenze erkannt, hat die Schraubenverbindung bereits den elastischen Verformungsbereich verlassen und muss daher unmittelbar als NIO beendet werden.

## 5.4 Zusammenfassung

Im diesem Kapitel wurde das Konzept für das RMS-gesteuerte Anziehen hochfester Schraubenverbindungen vorgestellt. Steuergröße für das Verfahren ist das RMS-Signal, das aus den während des Anziehens einer Schraube gemessenen akustischen Emissionen berechnet wird.

Um größtmögliche Genauigkeit zu erreichen, wird das Verfahren schraubfallspezifisch eingerichtet. Die Korrelation zwischen Vorspannkraft und RMS-Signal wird anhand mehrerer Testverschraubungen ermittelt, bei denen zusätzlich zum RMS-Signal auch die Vorspannkraft gemessen wird. Anschließend werden diese Referenzdaten in der Schraubersteuerung hinterlegt.

In der Serienmontage ist die Gegenmessung der Vorspannkraft nicht mehr möglich. Hier wird mit Hilfe der zuvor ermittelten Referenzdaten derjenige Wert der RMS-Summe ermittelt, der dem Sollwert der Vorspannkraft entspricht. Abschaltkriterium für das Schraubensystem ist das Erreichen dieses Wertes.

Wesentliche Bedingung für die Übertragbarkeit der Referenzdaten von den Testverschraubungen auf die Serienverschraubung ist, dass die Randbedingungen (z.B. Drehzahl des Schraubers, Schaltwinkel, Signalverarbeitung der akustischen Emission etc.) unverändert bleiben.

Das RMS-gesteuerte Anziehverfahren kann nur bei Schraubenverbindungen eingesetzt werden, bei denen die Schraube das schwächste Bauteil ist und bei Überlastung zuerst bricht. Weiterhin muss gewährleistet sein, dass die Schraube bis in den oberen Teil des elastischen Verformungsbereichs angezogen wird, da das signifikante RMS-Signal erst dann auftritt, wenn ca. 75% der Streckgrenzlast der Schraubenverbindung erreicht worden sind.

Einige der potenziellen Fehler beim Anziehen einer Schraubenverbindung sind auch im RMS-Signal erkennbar. Daher wird zur Sicherung des Anziehvorgangs beim RMS-gesteuerten Anziehverfahren neben Drehmoment und Drehwinkel auch das RMS-Signal selbst verwendet. Durch die Überwachung dieser Größen können fehlerhafte Verschraubungen erkannt und ausgesondert werden. Darüber hinaus lassen sich Beschädigungen der Bauteile bzw. des Schraubensystems verhindern.



## 6 Praktische Anwendung des Anziehverfahrens

### 6.1 Übersicht

Im folgenden Kapitel wird die Umsetzung des RMS-gesteuerten Anziehverfahrens anhand eines modifizierten Standard-Schraubsystems beschrieben. Dazu wird eingangs der Aufbau des Prototypen, die Integration der notwendigen Messtechnik sowie die Anpassungen der Steuerungssoftware erläutert. Anschließend wird das softwareunterstützte Einrichten des Schraubfalls vorgestellt und die Genauigkeit des Verfahrens mit dem drehmomentgesteuerten Verfahrens verglichen. Den Abschluss des Kapitels bilden zwei Anwendungsbeispiele sowie die Bewertung des Verfahrens in wirtschaftlicher und technologischer Hinsicht.

### 6.2 Schraubsystem

Der Prototyp wurde auf Basis einer Schraubspindel der Baureihe SA 56 und einer Steuerung WSG 100 der Fa. Weber Schraubautomaten realisiert (Abb. 6.1).

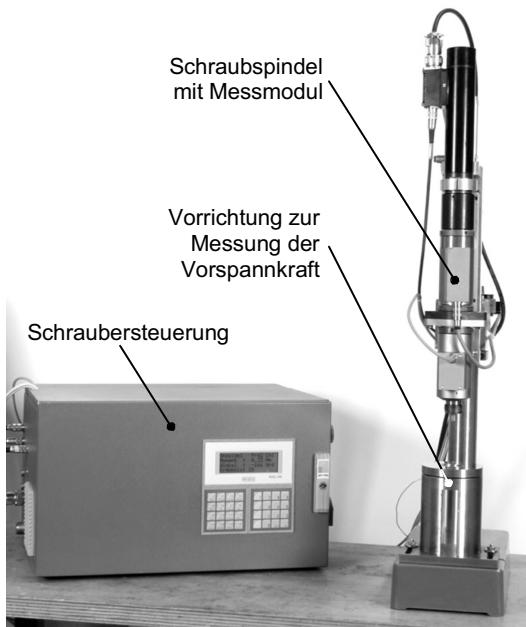


Abb. 6.1: Schraubsystem für das RMS-gesteuerte Anziehverfahren

### 6.2.1 Schraubspindel

Schraubspindeln sind aus einzelnen Modulen aufgebaut, die spezifische Funktionen erfüllen und je nach den Anforderungen des Schraubfalls zusammengestellt werden. Der im Rahmen der Arbeit eingesetzte Spindelprototyp besteht überwiegend aus Standardkomponenten (EC-Antrieb, Messwertaufnehmer für Drehmoment und Drehwinkel, pneumatischer Schlitten). Für das RMS-gesteuerte Anziehverfahren wurde ein spezielles Messmodul entwickelt (Abb. 6.2).

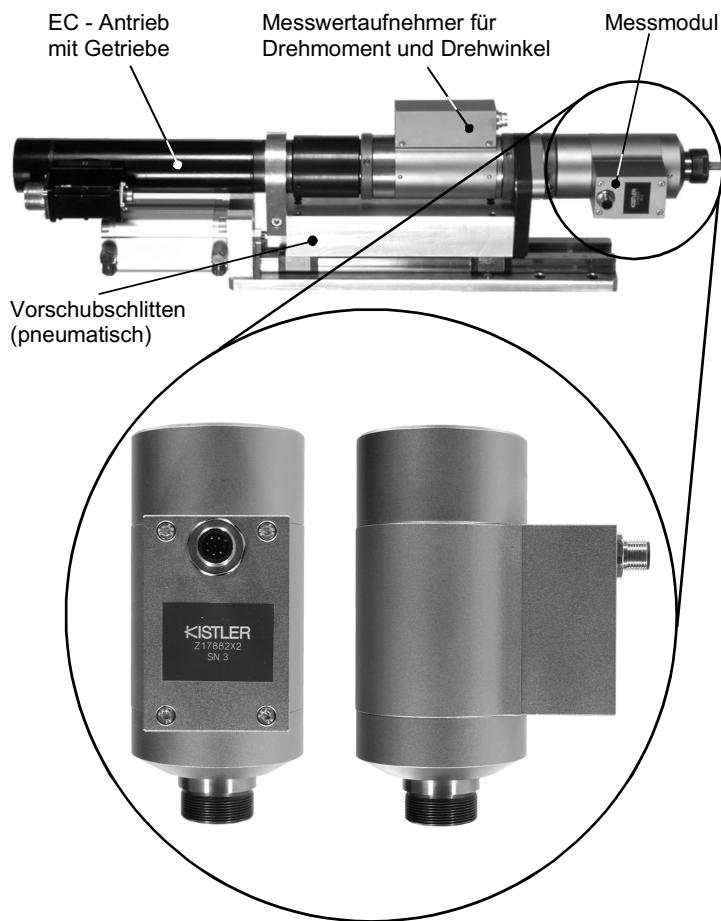


Abb. 6.2: Schraubspindelprototyp und Messmodul

## 6.2.2 Modul zur Messung akustischer Emissionen

Abb. 6.3 zeigt den Aufbau des Messmoduls zur Erfassung und Verarbeitung der akustischen Emission. Kernstück aus mechanischer Sicht ist der rotierende Aufnahmestab, der das Drehmoment vom Antrieb der Schraubspindel über das Schraubwerkzeug (Bit oder Nuss) auf den Schraubenkopf bzw. die Mutter überträgt.

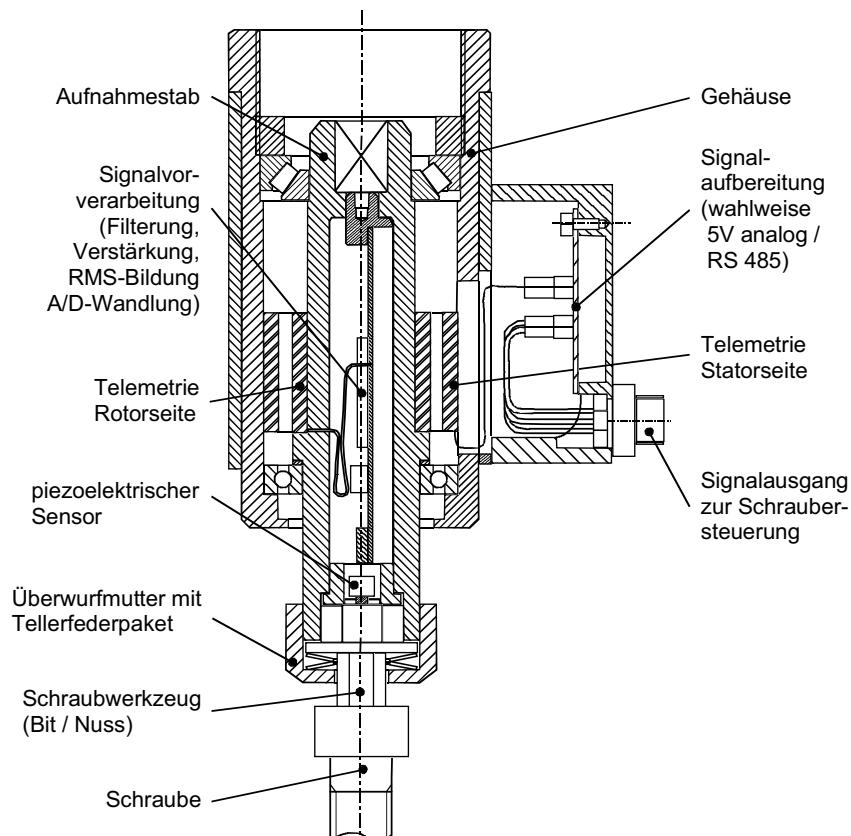


Abb. 6.3: Aufbau des Messmoduls

### Signalverarbeitung und -übertragung

Beim Anziehen entsteht in der Schraube akustische Emission, die sich in Form elastischer Wellen ausbreitet. Diese werden auf das Schraubwerkzeug übertragen und pflanzen sich dort weiter fort. Schließlich erreichen sie die Oberfläche des Schraubwerkzeugs, wo sie durch den piezoelektrischen Sensor erfasst werden.

## Praktische Anwendung des Anziehverfahrens

Die Verstärkung und Filterung des AE-Signals sowie die Bildung des RMS-Wertes erfolgt in unmittelbarer Nähe des Sensors. Alle Komponenten zur Vorverarbeitung der akustischen Emissionen sind in ein Gehäuse montiert, das in einer Bohrung im Aufnahmestab untergebracht ist (Abb. 6.4).

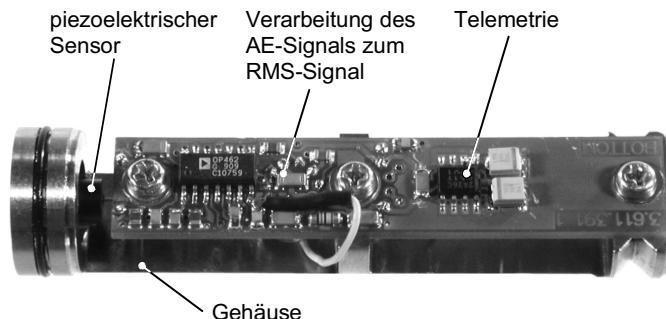


Abb. 6.4: Piezosensor und Elektronik zur Signalverarbeitung

Das digitalisierte RMS-Signal sowie die Versorgungsspannung für die elektronischen Bauteile werden berührungslos über eine Einkanal-Telemetrie übertragen (Abb. 6.5).

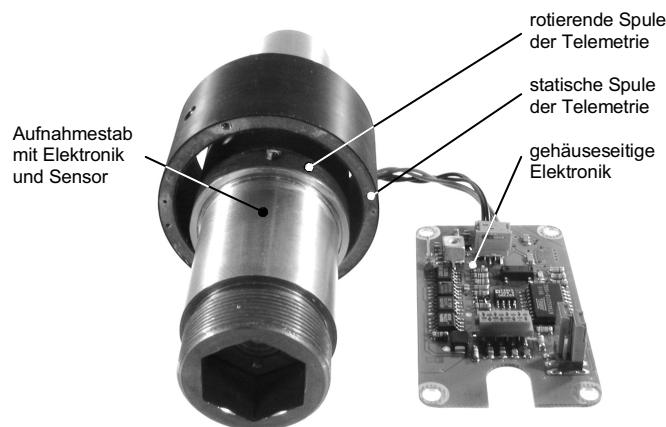


Abb. 6.5: Aufnahmestab, Telemetrie und gehäuseseitige Elektronik

Die gehäuseseitige Elektronik übernimmt das Messsignal von der Telemetrie und stellt es am Ausgang des Moduls wahlweise in digitaler Form (RS 485) oder als Analogsignal (5V) zur Verfügung.

### 6.2.3 Erweiterung der Steuerungssoftware

Für das RMS-gesteuerte Anziehverfahren wurden zwei weitere Schraubstufen in die Steuerungssoftware implementiert (vgl. Kap. 5):

- **Berechnung des RMS-Offset:**

Winkelgesteuertes Anziehen der Schraubenverbindung und gleichzeitige Berechnung des gleitenden Mittelwerts des RMS-Signals.

Die Schraubstufe wird im Wesentlichen durch folgende Parameter definiert:

$M_s$	Drehmomentschwellwert, ab dem die Drehwinkelzählung gestartet wird.
$\vartheta_{\text{Offset}}$	Winkelsollwert zum Weiterschalten in die nächste Schraubstufe.
n	Drehzahl, mit der die Schraubstufe durchgeführt wird [ $\text{min}^{-1}$ ].

Tabelle 6.1: Wesentliche Parameter für die Berechnung des Offset

- **Anziehen auf Vorspannkraft**

Anziehen der Schraubenverbindung und laufende Berechnung der RMS-Summe unter Berücksichtigung des Offset. Vergleich des aktuellen Istwertes mit dem Sollwert für die gewünschte Vorspannkraft.

Beenden des Anziehvorgangs bei Erreichen des Sollwerts.

Die Schraubstufe wird im Wesentlichen durch folgende Parameter definiert:

$F_{\text{soll}}$	Vorspannkraftsollwert [kN]
$M_{\text{Grenz}}$	Sicherheitsgrenzmoment [Nm]
$\vartheta_{\text{Grenz}}$	Sicherheitsgrenzwinkel [°]
$RMS_{\text{grenz}}$	Sicherheitsgrenzspannung des RMS-Signals [V]
n	Drehzahl, mit der die Schraubstufe durchgeführt wird [ $\text{min}^{-1}$ ].

Tabelle 6.2: Wesentliche Parameter für das Anziehen auf Vorspannkraft

Die benötigten Referenzdaten werden in einem Speicherbereich abgelegt, der dieser Schraubstufe explizit zugeordnet ist.

In Tabelle 6.1 und Tabelle 6.2 sind nur Parameter angegeben, die in direktem Zusammenhang mit dem RMS-gesteuerten Verfahren stehen. Darüber hinaus sind noch weitere Standard-Parameter verfügbar (z.B. Schraubzeit, Winkel- und Tiefen-überwachung), die jedoch an dieser Stelle nicht näher erläutert werden.

## 6.3 PC-basiertes Einrichten des Schraubfalls

Zur Unterstützung des Einrichtvorgangs wurde eine PC-gestützte Software zur Schraubfallanalyse weiterentwickelt. Die in Kapitel 5.2 und 5.3 beschrieben Abläufe können somit weitestgehend menügesteuert durchgeführt werden.

Das Einrichten wird nachfolgend am Beispiel der Verschraubung einer Innensechs-kantschraube DIN 912 M8x70 10.9, vergütungsschwarz, erläutert. Für den Versuch wurde die in Kapitel 4.3.2 vorgestellte Schraubvorrichtung verwendet, welche die Gegenmessung der Vorspannkraft ermöglicht.

### 6.3.1 Ermittlung der Parameter des Schraubprogrammes

Zur Überprüfung der Eignung des Schraubfalles wird zu Beginn des Einrichtens eine drehwinkelgesteuerte Verschraubung durchgeführt (vgl. Kap. 3.2.2), bei der RMS-Signal, Vorspannkraft, Drehmoment und Drehwinkel gemessen werden. Für die Berechnung des benötigten Drehmoments  $M_s$  und des Weiterdrehwinkels  $\vartheta_A$  werden vom Bediener die schraubfallspezifischen Daten eingegeben (Abb. 6.6).

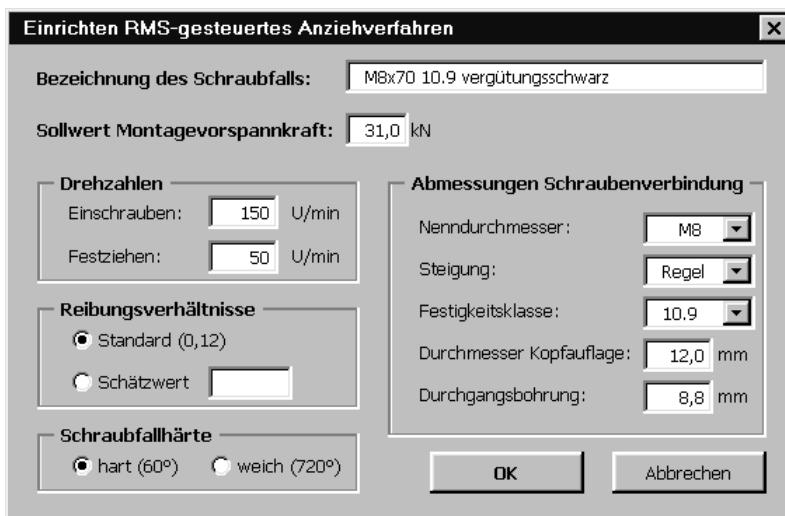


Abb. 6.6: Fenster zur Eingabe der schraubfallspezifischen Daten

Mit Hilfe dieser Daten werden die notwendigen Parameter berechnet und anschließend die drehwinkelgesteuerte Verschraubung durchgeführt. Anhand der Messdaten wird überprüft, ob der erwartete charakteristische Verlauf des RMS-Signals auftritt und ob der Sollwert der Vorspannkraft innerhalb des Anstiegs des

RMS-Signals liegt. Abb. 6.7 zeigt das Ergebnis des drehwinkelgesteuerten Anziehens der Beispielschraubung. Demnach sind die grundsätzlichen Voraussetzungen für den Einsatz des RMS-gesteuerten Verfahrens erfüllt.

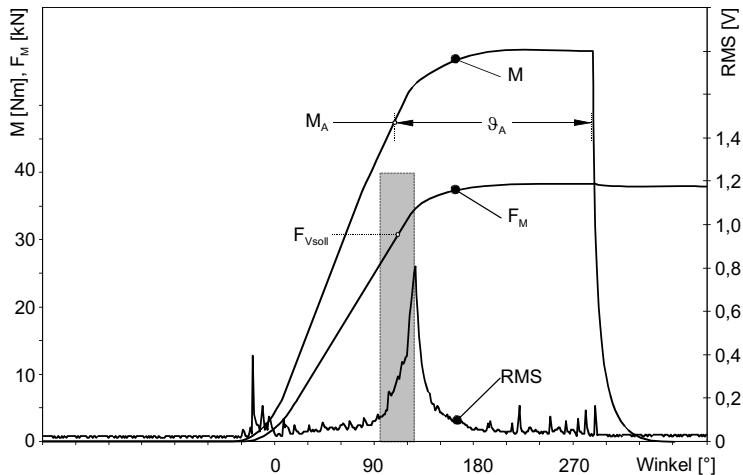


Abb. 6.7: Drehwinkelgesteuerte Testverschraubung

### 6.3.2 Berechnung der Referenzdaten

Für die Berechnung der schraubfallspezifischen Korrelation zwischen Vorspannkraft und RMS-Signal, den sog. Referenzdaten, werden weitere Verschraubungen durchgeführt. Das dazu verwendete Schraubprogramm umfasst die Stufen zur „Berechnung des RMS-Offset“ und „Anziehen auf Vorspannkraft“, die später im Wesentlichen für die Serienverschraubung übernommen werden. Die Anzieldrehzahl wird direkt von der drehwinkelgesteuerten Testverschraubung übernommen. Alle weiteren Parameter werden aus den Messdaten dieser Verschraubung berechnet (Abb. 6.8).

Im ersten Schritt wird der Winkel  $\vartheta_{Rp0.2}$  ermittelt. Er ist genau dann erreicht, wenn im Verlauf des RMS-Signals das Maximum auftritt (Punkt 1 in Abb. 6.8). Bezugspunkt für  $\vartheta_{Rp0.2}$  ist das Schwellmoment  $M_S$ , das gleich dem Fügemoment  $M_F$  gesetzt wird.

Der Schaltwinkel  $\vartheta_{\text{offset}}$  wird wie folgt berechnet:

$$\vartheta_{\text{Offset}} = C_{\text{Offset}} \cdot \vartheta_{Rp0.2} \quad (6.1)$$

Die Konstante  $C_{\text{Offset}}$  wird so festgelegt, dass die Schraubstufe „Berechnung des Offset“ vor dem Anstieg des RMS-Signals beendet wird.

Der Sicherheitsgrenzwinkel  $\vartheta_{\text{Grenz}}$  berechnet sich zu:

$$\vartheta_{\text{Grenz}} = C_{\text{Grenz}} \cdot \vartheta_{R_{p,2}} \quad (6.2)$$

Die Konstante  $C_{\text{Grenz}}$  wird so festgelegt, dass die Streckgrenze zwar überschritten, die Zugfestigkeit  $R_m$  der Schraube jedoch nicht erreicht wird.

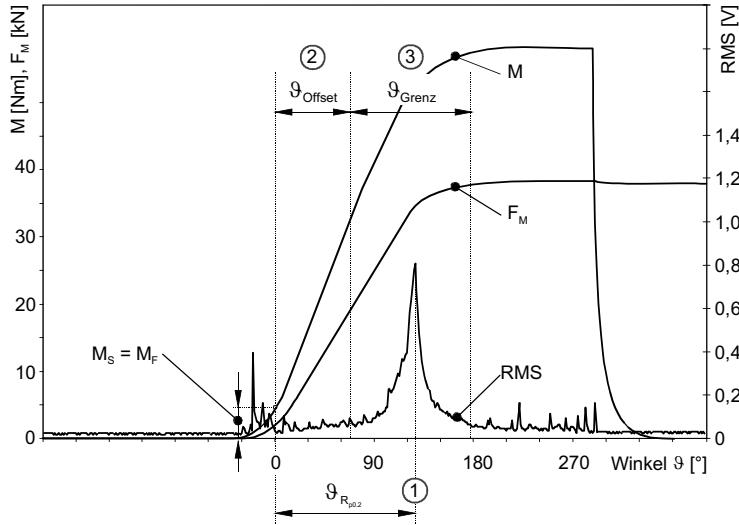


Abb. 6.8: Wesentliche Parameter des Schraubprogramms

Mit diesen Parametern wird das Programm für die Referenzverschraubungen erstellt, das im Wesentlichen auch für die spätere Serienverschraubung übernommen wird. Um den gesamten Verlauf des RMS-Signals zu erhalten, werden die Referenzverschraubungen erst beim Erreichen des Sicherheitsgrenzwinkels beendet. Die Schraubkurven werden nach jeder Verschraubung angezeigt (Abb. 6.9). Erst nach Kontrolle und Freigabe durch den Benutzer wird die berechnete RMS-Summe zusammen mit der gegengemessenen Vorspannkraft zwischengespeichert. Auf diese Weise wird vermieden, dass fehlerhafte Verschraubungen in die Berechnung der Referenzdaten eingehen. Der endgültige Referenzdatensatz wird aus dem Mittel der bei den Referenzverschraubungen gemessenen Daten berechnet (Abb. 6.10).

Um den Speicherbedarf in der Schraubersteuerung zu vermindern, wird die Referenzkurve anschließend durch einen Polygonzug angenähert. Die Stützpunkte werden so gewählt, dass die Abweichung zur ursprünglichen Kurve kleiner als 1% ist. Mit dem Übertragen der Referenzdaten vom PC zur Schraubersteuerung ist das Einrichten beendet.

### 6.3 PC-basiertes Einrichten des Schraubfalls

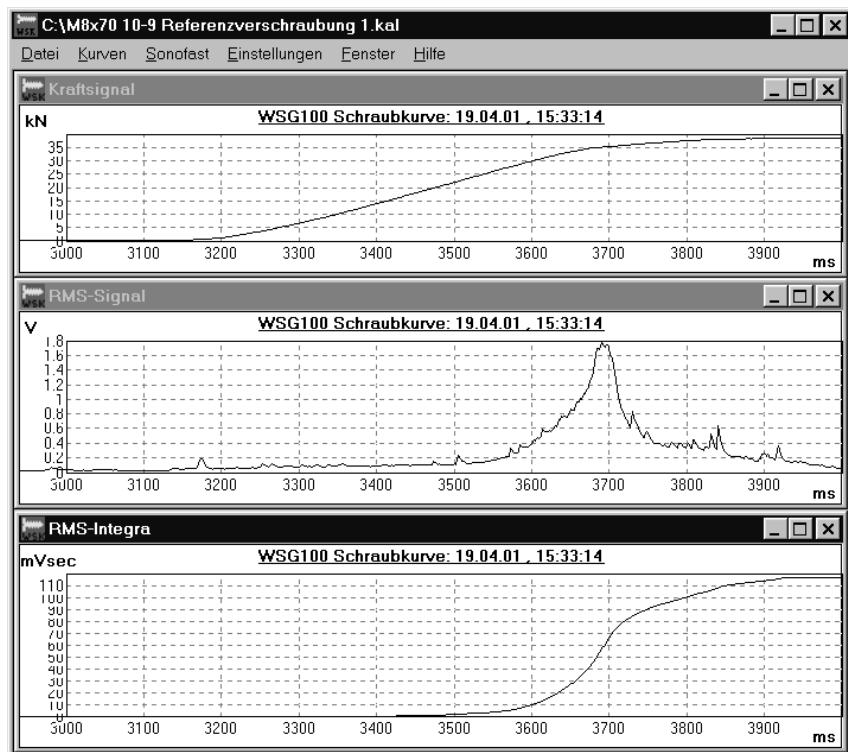


Abb. 6.9: Schraubkurven einer Referenzverschraubung

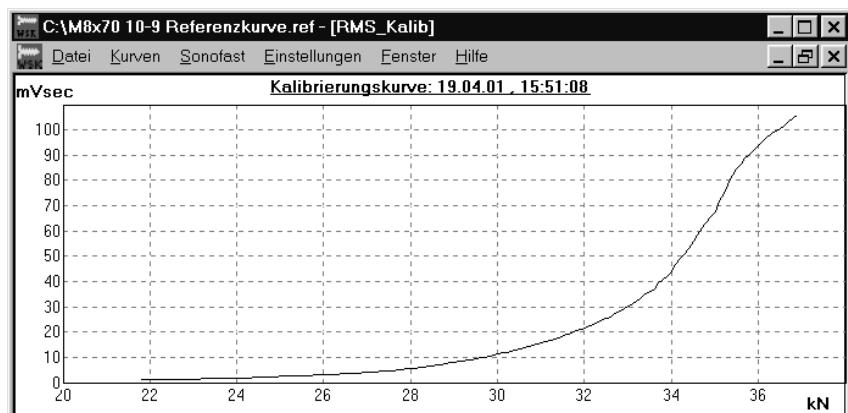


Abb. 6.10: Referenzkurve

In der Schraubersteuerung werden die Referenzdaten in Form von Wertpaaren, bestehen aus Vorspannkraft und zugehöriger RMS-Summe abgelegt. Zur Ermittlung der mit der Soll-Vorspannkraft korrelierenden RMS-Summe wird ggf. interpoliert. Da der RMS-Wert einer Spannung entspricht und äquidistant mit 1 ms erfasst wird, wird die RMS-Summe in der Einheit Vms angegeben.

## **6.4 Vorspannkraftgenauigkeit des Anziehverfahrens**

In diesem Abschnitt soll untersucht werden, mit welcher Genauigkeit die Vorspannkraft im elastischen Verformungsbereich der Schraube mit dem RMS-gesteuerten Anziehverfahren erreicht werden kann. Zum Vergleich wurde unter gleichen Bedingungen eine drehmomentgesteuerte Versuchsreihe durchgeführt.

Die Versuche wurden an der bereits in Kapitel 4.3.2 vorgestellten Versuchsvorrichtung für Schraubversuche durchgeführt. Auf Versuche an Serienbauteilen wurde verzichtet, da die Vorspannkraft an der Standardvorrichtung einfacher gemessen und die Reibungsverhältnisse besser reproduziert werden können.

Für die Versuche wurden Innensechskantschrauben DIN 912 M8x70 10.9, vergütungsschwarz, eingesetzt. Die Klemmlänge betrug 50 mm, die Drehzahl beim Anziehen 50 min<sup>-1</sup>. Entsprechend der Schraubenfestigkeit wurden Muttern der Festigkeitsklasse 10 verwendet. In der Schraubstufe „Anziehen auf Vorspannkraft“ wurde ein Sollwert von 31kN parametriert, was etwa 90% der Streckgrenzlast der Schraube entspricht.

Zur Erzeugung verschiedener Reibungszustände wurden die Versuchsteile in Anlehnung an Tabelle A5 der VDI 2230 (1998) unterschiedlich geschmiert:

- niedrige Reibung ( $0.04 < \mu < 0.10$ ): Teile entfettet, dann mit MoS<sub>2</sub> geschmiert
- mittlere Reibung ( $0.08 < \mu < 0.16$ ): Teile entfettet, dann leicht geölt
- hohe Reibung ( $0.14 < \mu < 0.24$ ): Teile entfettet, kein Schmierstoff

Sowohl der RMS- als auch der drehmomentgesteuerten Versuchsreihe wurden 10 Stichproben à 5 Verschraubungen entnommen und mit dem Softwarepaket QS-Stat ausgewertet. Dabei wurden Verteilungsart, Stichprobenmittelwert und -standardabweichung ermittelt. Hinsichtlich weitergehender Informationen zur statistischen Auswertung von Messdaten sei an dieser Stelle auf die einschlägige Literatur verwiesen (GRAF ET AL. 1987, TIMISCHL 1995, DGQ 1996A, DGQ 1996B).

### **6.4.1 Genauigkeit des RMS-gesteuerten Verfahrens**

Abb. 6.11 zeigt das Histogramm der Vorspannkraft beim RMS-gesteuerten Anziehen. Die Stichprobenanalyse ergab folgende Ergebnisse:

- die Stichprobe ist normalverteilt

## 6.4 Vorspannkraftgenauigkeit des Anziehverfahrens

- Stichprobenmittelwert  $\bar{x} = 31,15 \text{ kN}$
- Stichprobenstandardabweichung:  $s = 0,73 \text{ kN}$

Demnach ergibt sich eine Vorspannkraftstreuung von  $\pm 2,19 \text{ kN}$  bzw.  $\pm 7\%$  (bezogen auf den Bereich  $\pm 3s$ ).

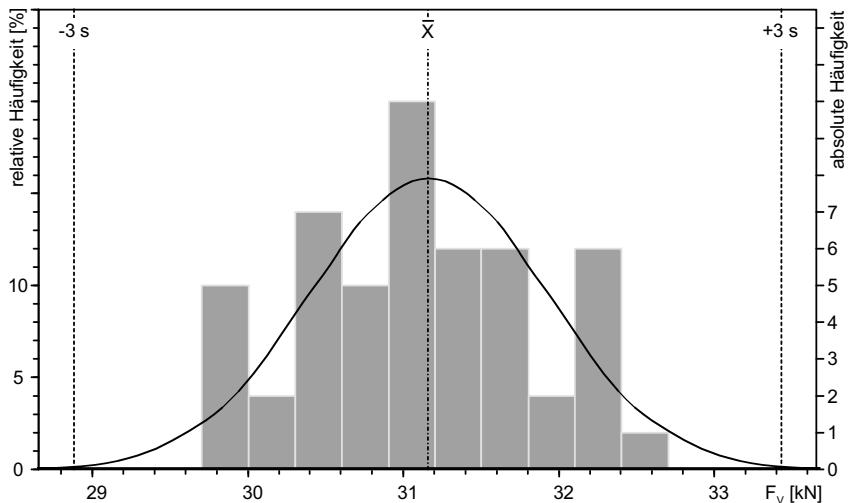


Abb. 6.11: Vorspannkraft beim RMS-gesteuerten Verfahren

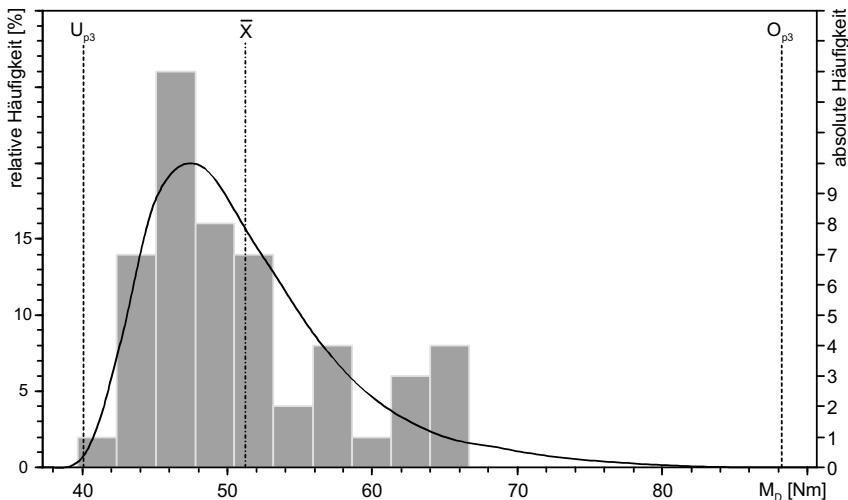


Abb. 6.12: Drehmomentverteilung beim RMS-gesteuerten Verfahren

Abb. 6.12 zeigt das Histogramm der zugehörigen Drehmomentwerte. Hier ergaben sich folgende statistische Kennwerte:

- es liegt eine logarithmische Normalverteilung vor.
- Stichprobenmittelwert:  $\bar{x} = 51,5 \text{ Nm}$
- Streubreite des Drehmoments:  $\pm 40\%$

Es kommt also, wie angesichts der großen Reibungsunterschiede nicht anders zu erwarten, zu starken Schwankungen des Anziehdrehmoments  $M_A$ .

## 6.4.2 Genauigkeit des drehmomentgesteuerten Verfahrens

Abb. 6.13 zeigt die Verteilung der Vorspannkraft beim drehmomentgesteuerten Anziehen. Die Stichprobe weist folgende statistische Kennwerte auf:

- Modellverteilung der Stichprobe: Rayleighverteilung
- Stichprobenmittelwert  $\bar{x} = 30,72 \text{ kN}$
- Vorspannkraftstreuung:  $\pm 30\%$

Da bei dieser Versuchsreihe das Anziehdrehmoment  $M_A$  konstant gehalten wurde, wirken sich die unterschiedlichen Reibungsverhältnisse in vollem Umfang auf das Prozessergebnis aus: es kommt zu enormen Streuungen der Vorspannkraft.

Auf die Darstellung der Verteilung der Drehmomentmesswerte wird an dieser Stelle verzichtet, da sie beim drehmomentgesteuerten Verfahren verfahrensbedingt nur einer sehr geringen Streuung unterliegen.

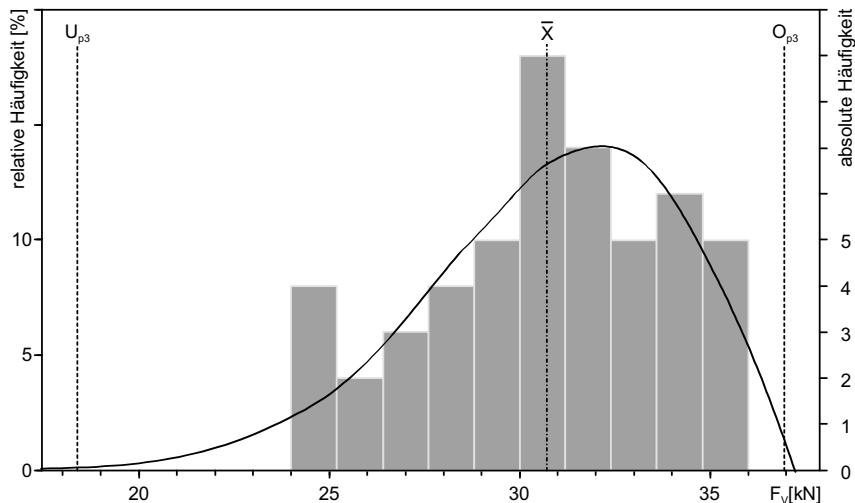


Abb. 6.13: Vorspannkraft beim drehmomentgesteuerten Verfahren

### 6.4.3 Fazit

Der Vergleich der Vorspannkraftstreuungen von RMS-gesteuertem Verfahren und dem konventionellen drehmomentgesteuerten Verfahren macht deutlich, dass beim Anziehen im elastischen Verformungsbereich der Schraube durch die Verwendung der akustischen Emissionen als Messgröße ein enormes Optimierungspotenzial erschlossen werden kann. Durch die signifikant verringerte Streuung des Verfahrens können hohe Vorspannkräfte exakt erzeugt und damit die Tragfähigkeit der Schraube besser ausgenutzt werden. Darüber hinaus ist durch das Verfahren sichergestellt, dass die Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes nicht überschritten wird. Eine Schädigung der Schraube ist damit ausgeschlossen (vgl. Kapitel 5.3.2).

## 6.5 Anwendungsbeispiele

### Pleuelverschraubung

Bei einer Pleuelverschraubung (Abb. 6.14) muss die Schraube zwei Mal angezogen werden. Einmal zur Bearbeitung der Bohrung, ein zweites Mal bei der Montage von Lagerschalen und Kurbelwelle. Von entscheidender Bedeutung für die Rundheit der Bohrung ist, dass die Vorspannkraft bei beiden Anziehvorgängen gleich groß ist.

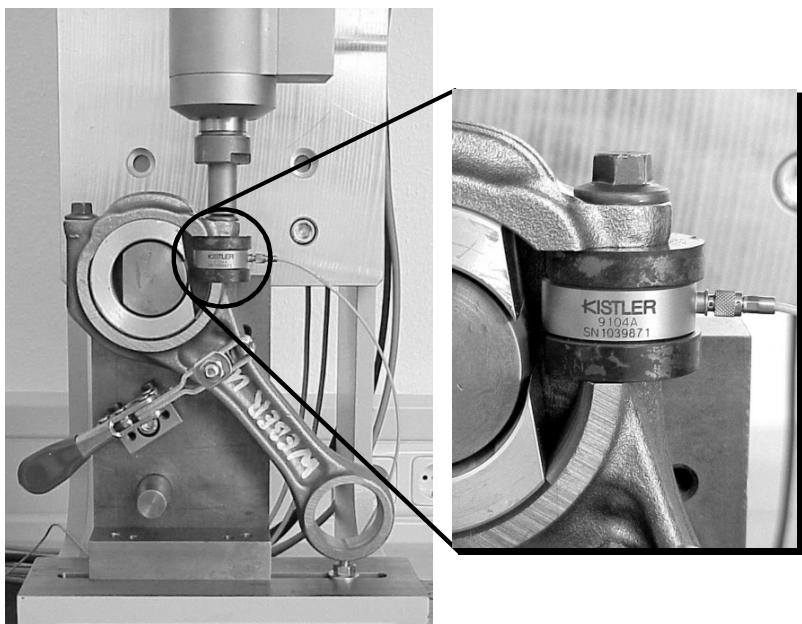


Abb. 6.14: Pleuel mit integrierter Kraftmessscheibe

Die mittlere Streckgrenze bei den eingesetzten Schrauben lag bei ca. 92 kN. Der Vorspannkraftsollwert wurde mit 87 kN ca. 5% unterhalb der Streckgrenze festgelegt. Auch in diesem Fall wurden insgesamt 50 Verschraubungen durchgeführt.

Beim ersten Anziehen ergab sich ein Vorspannkraftmittelwert von 87,8 kN bei einer Streuung von  $\pm 3,1\%$ . Die Parametrierung des Schraubsystems wurde für das zweite Anziehen der Schraube nicht verändert. Der Anziehvorgang wurde demnach auch beim zweiten Anziehen erst beim Erreichen des Sollwerts des RMS-Integrals beendet. Aufgrund des Kaiser-Effektes (vgl. Kap. 4.2.4) traten beim zweiten Anziehen der Schraube erst dann wieder akustische Emissionen auf, als die beim ersten Anziehen erzeugte Vorspannkraft überschritten wurde. Dadurch erklärt sich der etwas höher Mittelwert von 88,7 kN beim zweiten Anziehen. Die Streuung konnte gegenüber dem ersten Anziehen weiter reduziert werden und betrug nur noch  $\pm 1,9\%$ . Die statistische Analyse aller beim ersten und zweiten Anziehen erreichten Vorspannkräfte ergibt einen Mittelwert von 88,3 kN bei einer Streuung von  $\pm 3,4\%$ .

Zusammengefasst ergeben sich bei diesem Anwendungsbeispiel die in Tabelle 6.3 dargestellten Resultate:

	1. Anziehen	2. Anziehen	1. und 2. Anziehen
Mittelwert	87,8 kN	88,7 kN	88,3 kN
Streuung (3s)	$\pm 3,1\%$	$\pm 1,9\%$	$\pm 3,4\%$

*Tabelle 6.3: Genauigkeit beim mehrfachen Anziehen von Pleuelschrauben*

Die untersuchte Pleuelverschraubung wird derzeit drehwinkelgesteuert angezogen. Die Vorspannkräfte weisen dabei einen Mittelwert von 91 kN auf, die Streuung ist aber mit  $\pm 9,6\%$  deutlich höher als beim RMS-gesteuerten Anziehverfahren.

### **Selbstformende Verschraubung**

Bei diesem Schraubentyp wird beim Einschrauben in ein vorgefertigtes Kernloch durch eine geeignete Formgebung des Gewindeendes der Schraube das Muttergewinde spanlos geformt. Hauptvorteil dieser Verbindungselemente ist, dass der Arbeitsgang des Gewindeschneidens entfallen kann, wodurch die Herstellkosten der gesamten Verbindung sinken. Hauptsächliches Anwendungsgebiet sind bisher Befestigungsverbindungen ohne größere Betriebslasten (ICS 1997). In letzter Zeit wurden jedoch selbstformende Schrauben entwickelt, deren Festigkeitseigenschaften mit denen von metrischen, in Verbindung mit vorgeschnittenem Gewinde eingesetzten Schrauben vergleichbar ist (EJOT 1999). Folglich rückt auch bei selbstformenden Schrauben die Vorspannkraftgenauigkeit zunehmend in den Mittelpunkt.

Für das Formen des Gewindes muss ein gewisses Drehmoment aufgebracht werden, dessen Höhe u. a. vom Durchmesser der Bohrung, den eingesetzten Werkstoffen und der Einschraubtiefe abhängt. Das Prozessergebnis wird damit nicht nur

von der Reibung unter dem Schraubenkopf und im Gewinde, sondern auch durch das schwankende Formmoment bestimmt. Es ist also naheliegend, das RMS-gesteuerte Anziehverfahren auch für diese Schraubfälle einzusetzen. (Abb. 6.15).

Der während des Einschraubens bzw. Furchens auftretende Offset ist erwartungsgemäß höher, da es in dieser Phase zu starken Verformungen des Bauteilwerkstoffes kommt. Dadurch werden akustische Emissionen hervorgerufen, die z.T. über den Schraubenschaft zum Sensor übertragen werden. Der bereits mehrfach erläuterte charakteristische Anstieg des RMS-Signals ist jedoch auch bei diesen Schrauben zu beobachten (Ausschnitt in Abb. 6.15). Das RMS-gesteuerte Anziehen kann daher auch in diesem Fall eingesetzt werden.

Auch an selbstformenden Verschraubungen wurden Versuche zum Vergleich der Genauigkeit des RMS-gesteuerten mit dem drehmomentgesteuerten Anziehverfahren durchgeführt. Beim RMS-gesteuerten Anziehen wurde der Sollwert mit 32kN festgelegt. Der erreichte Mittelwert lag bei 32,3 kN, die Streuung bei  $\pm 9,2\%$  (bezogen auf  $\pm 3s$ ). Demgegenüber wurde beim drehmomentgesteuerten Anziehen eine mittlere Vorspannkraft von 31,8 kN bei einer Streuung von  $\pm 26\%$  ermittelt. Zudem wurde die Streckgrenze der Schraube in einigen Fällen überschritten.

Somit kann auch beim Anziehen dieser Art von Schraubenverbindung durch das RMS-gesteuerten Anziehverfahren gegenüber dem drehmomentgesteuerten Verfahren eine deutliche Verringerung der Vorspannkraftstreuung erzielt werden.

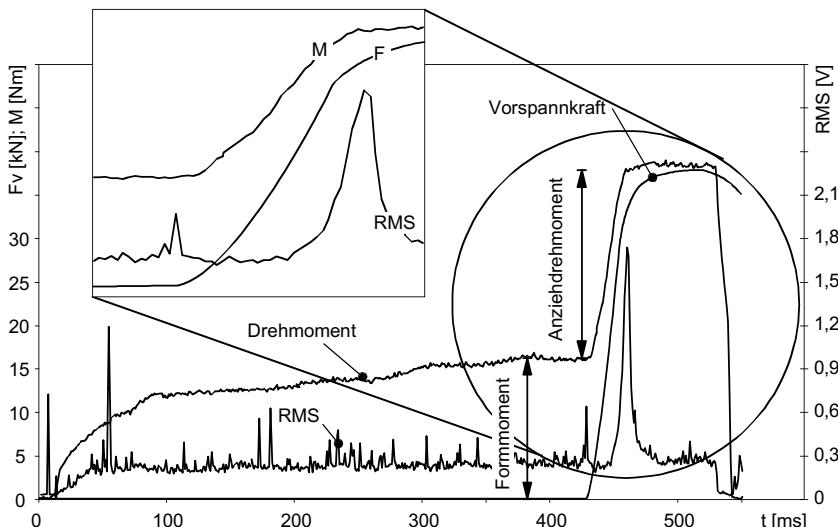


Abb. 6.15: Schraubkurven bei einem selbstformenden Schraubfall

## 6.6 Bewertung des Verfahrens

### 6.6.1 Technologische Aspekte

Aus technologischer Sicht weist das RMS-gesteuerte Anziehverfahren zwei fundamentale Vorteile auf:

- Die Streuung der Vorspannkraft wird im Vergleich zum bestmöglichen konventionellen Verfahren für das Anziehen im elastischen Verformungsbereich signifikant verringert. Die Schraube kann also gezielt bis kurz unterhalb der Streckgrenze angezogen werden, ohne dass die Gefahr besteht, diese aufgrund von Störeinflüssen zu überschreiten. Die beim konventionellen drehmomentgesteuerten Anziehverfahren aufgrund von Reibungseinflüssen notwendigen Sicherheitszuschläge können daher verringert werden. Der damit frei werdende Anteil der Tragfähigkeit kann in Vorspannkraft umgesetzt und so eine verbesserte Ausnutzung des Schraubenwerkstoffes erreicht werden.

Mit dem RMS-gesteuerte Anziehverfahren können Vorspannkräfte im elastischen Verformungsbereich der Schraube mit einer Genauigkeit von unter  $\pm 10\%$  (bezogen auf  $3s$  bzw.  $3\sigma$ ) erzeugt werden. Dies entspricht einer Halbierung der Streubreite, die derzeit mit konventionellen Verfahren bestenfalls erreichbar ist (vgl. Kapitel 3).

- Es können Standardschrauben verwendet werden.

Um diese Vorteile nutzen zu können, müssen folgende Bedingungen erfüllt sein:

- die Verbindung muss nach dem Konstruktionsprinzip für Schraubenverbindungen ausgelegt sein. Das bedeutet, dass bei einer Überlastung der Verbindung die Schraube versagt und entweder im freien belasteten Gewinde oder im Schraubenschaft bricht.
- die Tragfähigkeit der Schraube muss zu mindestens 75% der Streckgrenzlast ausgenutzt werden, da erst dann akustische Emissionen auftreten.

### 6.6.2 Wirtschaftliche Aspekte

Ausgehend von den technologischen Vorteilen des Verfahrens sollen abschließend einige wirtschaftliche Aspekte untersucht werden. Es ist jedoch zu beachten, dass hierbei noch zahlreiche weitere Kriterien zu berücksichtigen sind, da die insgesamt niedrigsten Kosten für die Herstellung einer Schraubenverbindung nur durch eine betriebsübergreifende Optimierung sowohl der zugehörigen technischen als auch der organisatorische Abläufe erreicht werden können. Die isolierte Analyse einzelner Prozessabschnitte führt zwangsläufig zu suboptimalen Teillösungen, die oft an anderer Stelle Kostenerhöhungen verursachen (BAUER 1996, S. 245).

Nachfolgend werden die folgenden wirtschaftlichen Aspekte beleuchtet:

- Investitionskosten für das Schraubsystem
- Werkzeugkosten
- Kosten für das Verbindungselement
- Personalkosten
- Indirekte Kosten

Die angestellten Betrachtungen sind als Teil eines Kriterienkataloges zur wirtschaftlichen Bewertung eines Schraubfalls zu verstehen. Es können an dieser Stelle nur diejenigen Mehrkosten quantifiziert werden, die in direktem Zusammenhang mit dem RMS-gesteuerten Schraubverfahren stehen. Darüber hinaus soll aufgezeigt werden, an welchen Stellen der Prozesskette beim Einsatz des Verfahrens wirtschaftliche Vorteile entstehen können.

### **Investitionskosten für das Schraubsystem**

Für die Anschaffung eines neuen Schraubsystems bzw. die Nachrüstung bestehender Systeme fallen folgende Mehrkosten an:

- Kosten für das Messmodul: ca. € 4000,--.
- Kosten für Softwareänderungen der Schraubersteuerung: ca. 70 Std. à € 100,00 = € 7000,--. Es ist davon auszugehen, dass diese Kosten bei jedem Steuerungs-hersteller nur einmalig anfallen und sich auf die Gesamtstückzahl der verkauften Steuerungen verteilen. Selbst bei kleinen Stückzahlen sind die anteiligen Kosten pro Steuerung vergleichsweise gering (bei 50 Stck.: € 140 pro Stck.).

Beide Kostenblöcke verteilen sich auf die Gesamtzahl der hergestellten Schraubenverbindungen. Bei 1 Mio. Verschraubungen ergeben sich damit Mehrkosten von € 0,00414 pro Verschraubung.

Da mit der akustischen Emission eine Messgröße zur Bestimmung der Vorspannkraft zur Verfügung steht, könnte zukünftig auf die exakte Messung von Drehmoment und Drehwinkel und damit auf das dafür eingesetzte Messmodul verzichtet werden. Da sowohl Drehmoment als auch Drehwinkel für die Überwachung des Schrauvorgangs trotzdem benötigt werden, könnten ersatzweise die im Regelkreis von EC-Schraubsystemen ohnehin zur Verfügung stehende Stromaufnahme des Motors sowie die Resolversignale als Messgrößen für Drehmoment und Drehwinkel eingesetzt werden. Dadurch können insgesamt ca. € 2500,-- bzw. € 0,0025 pro hergestellter Verschraubung eingespart werden.

In diesem Zusammenhang ist anzumerken, dass die Prozesszeiten durch das Verfahren nicht beeinflusst werden und daher in dieser Hinsicht keine Veränderung der Kosten zu erwarten ist.

## **Werkzeugkosten**

Auch bei den Schraubwerkzeugen (Bit bzw. Nuss) ist mit einer Kostensteigerung zu rechnen. Sie können zwar aus den ohnehin verwendeten Standardwerkzeugen in Verbindung mit einem Adapter hergestellt werden, zur Gewährleistung der reproduzierbaren Ankopplung des Sensors ist jedoch die Feinbearbeitung der entsprechenden Fläche erforderlich.

Da der Adapter wiederverwendet werden kann und an die Oberflächengüte keine besonderen Ansprüche gestellt werden, liegen die damit verbundenen Mehrkosten bei maximal einem halben €-Cent pro Verschraubung. Hierbei ist jedoch zu berücksichtigen, dass die Standzeit von Schraubwerkzeugen sehr stark vom Schraubfall und von der Art des Kraftangriffs abhängig ist (ICS 1998).

## **Kosten für das Verbindungselement**

Das RMS-gesteuerte Anziehverfahren kann in Verbindung mit Standardschrauben eingesetzt werden. Die bestehenden Logistiksysteme zur Beschaffung und Bereitstellung der Schrauben können weiterhin verwendet werden. Daher ist an dieser Stelle nicht mit Mehrkosten zu rechnen.

Kostenvorteile entstehen durch die effizientere Nutzung der Tragfähigkeit des Schraubenwerkstoffes. Dadurch ist es möglich, bei gleicher Belastbarkeit der Verbindung die Festigkeitsklasse der eingesetzten Schrauben zu verringern. Auch der produktionstechnische Aufwand für die Einhaltung definierter Reibwertfenster kann reduziert werden, da die Klemmkraftgenauigkeit unabhängig von den Reibungsverhältnissen ist.

Insgesamt ist also mit Kostenvorteilen für das Verbindungselement zu rechnen, ohne dass die Qualität der Verbindung dadurch herabgesetzt wird.

## **Personalkosten**

Die für das Einrichten des RMS-gesteuerten Verfahrens benötigte Zeit stellt nur einen Teil der insgesamt für das Einrichten eines Schraubfalls benötigten Zeit dar. Da das Einrichten softwareunterstützt erfolgt, ist an dieser Stelle nicht mit zusätzlichen Kosten zu rechnen.

Da beim RMS-gesteuerten Anziehverfahren eine direkt mit der Vorspannkraft korrelierende Messgröße verwendet wird, ist von einer Reduzierung des Nacharbeitsaufwands für bisher drehwinkelüberwachte Verschraubungen auszugehen. Hier kann der Nacharbeitsanteil auf bis zu 5% anwachsen, da durch die Drehwinkelkontrolle keine exakte Trennung zwischen tatsächlichen Fehlern und Grenzwertüberschreitungen, die sich durch ungünstige Fehleraddition bei zulässigen Streuungen der einzelnen Parameter ergeben, möglich ist. Auch auf das Messen von Nachziehdrehmomenten und deren Dokumentation kann verzichtet werden. Insgesamt können so mehrere Cent pro Verschraubung eingespart werden (WERTHE 1997).

## Indirekte Kosten

Durch die Anwendung des RMS-gesteuerten Verfahrens können auch indirekt Kostenvorteile erreicht werden. Dies geschieht in erster Linie dadurch, dass die Möglichkeit der exakt herstellbaren Vorspannkraft bei der Bauteilkonstruktion konsequent ausgenutzt wird. Daraus ergeben sich folgende Vorteile:

- Gewichtseinsparung bei den Schrauben, da die Sicherheitszuschläge deutlich verringert werden können (direkte Gewichtseinsparung). Auch umliegende Bauteile, die nicht direkt an der Schraubenverbindung beteiligt sind, diese jedoch tragen, können kleiner dimensioniert werden (indirekte Gewichtseinsparung). In beiden Fällen sinken die Herstellungskosten für die Bauteile.
- Kostenvorteile für den Endnutzer der Produkte, da Gewichtseinsparung in der Regel gleichbedeutend mit Energieeinsparung ist, z.B. durch verringerten Kraftstoffverbrauch bei Kraftfahrzeugen.

Aus wirtschaftlicher Sicht weist das RMS-gesteuerte Anziehverfahren zusammengefasst folgende Eigenschaften auf:

	Mehrkosten pro Verbindung (Einsparungen negativ)
Investitionskosten für das Schraubsystem a) inkl. Aufnehmer für Drehmoment / Drehwinkel b) bei Nutzung von Motorstrom und Resolversignalen	€ 0,004 € 0,0015
Werkzeugkosten	ca. € 0,005
Kosten für das Verbindungselement	€ 0,00
Personalkosten	> -€ 0,01
Indirekte Kosten (Bauteilkonstruktion, Endnutzer etc.)	Einsparpotential vorhanden, aber nicht allgemein quantifizierbar

Tabelle 6.4: Mehrkosten pro Schraubverbindung beim Einsatz des RMS-gesteuerten Anziehverfahrens

Trotz erhöhter Investitionskosten in des Schraubsystems kann demnach insgesamt von Kosteneinsparungen für die Herstellung bzw. den Betrieb der Schraubenverbindung ausgegangen werden. Über deren Höhe kann jedoch keine allgemeingültige Aussage gemacht werden, da sie stark vom jeweiligen Schraubfall abhängen.

### 6.6.3 Gesamtbewertung

Bezogen auf die in Kapitel 5.1 aufgestellten Anforderungen (vgl. Tabelle 5.1) weist das RMS-gesteuerte Anziehverfahren folgende Eigenschaften auf:

Verfahrensart	Hilfsgröße (n)	Einsatzbereich	Kosten	Prozesszeit	Flexibilität bzgl. Schrauben-geometrie	Vorspannkraft-genauigkeit	Montageunsicher-heitsfaktor $\alpha_A$	Werkstoff-ausnutzung
RMS - gesteuert	<b>RMS (AE)</b>	ab $0,75 \times R_{p0.2}$	↓	↓	↑↑	< ±10%	< 1,2	↑↑

Legende:

↑↑: sehr hoch    ↑: hoch    ↓: niedrig    ↓↓: sehr niedrig

Tabelle 6.5: Eigenschaften des RMS-gesteuerten Anziehverfahrens

Auch die Anforderung der Integrierbarkeit in bestehende Steuerungskonzepte (vgl. Kapitel 2.2.6) wird erfüllt, da das RMS-gesteuerte Anziehverfahren ebenfalls als Schraubstufe realisiert wurde und daher mit den bestehenden konventionellen Verfahren zur Montage von Schraubenverbindungen kombiniert werden kann.

Vergleicht man die Eigenschaften des RMS-gesteuerten Anziehverfahrens mit den in Kapitel 3.5 zusammengestellten Defiziten des Stands der Technik, sind folgende Punkte festzuhalten:

- Gegenüber den konventionellen Anziehverfahren (vgl. Kapitel 3.2) hat das RMS-gesteuerte Verfahren den Vorteil, dass Vorspannkräfte im oberen Teil des elastischen Verformungsbereich der Schraube wesentlich exakter hergestellt werden können. Die Schraube wird somit bereits unterhalb der Streckgrenze optimal ausgenutzt.
- Gegenüber den reversierenden Anziehverfahren (vgl. Kapitel 3.3) ist vorteilhaft, dass sich die Prozesszeit für das Anziehen der Schraube nicht verlängert.
- Stellt man die Eigenschaften des RMS-gesteuerten Verfahrens den in Kapitel 3.4 erläuterten Dehnungsgesteuerten Verfahren gegenüber, zeichnet es sich durch eine ebenso hohe Genauigkeit des Prozessergebnisses aus, hat aber den entscheidenden Vorteil, dass Standardschrauben ohne jegliche Modifikation verwendet werden können.

Demnach werden die wesentlichen Defizite des Stands der Technik ausgeglichen.

Tabelle 6.6 zeigt abschließend die Eigenschaften der in Kapitel 3 vorgestellten Verfahren und diejenigen des RMS-gesteuerten Anziehverfahrens im Überblick.

Verfahren		Hilfsgröße (n)	Einsatzbereich	Kosten	Prozesszeit	Flexibilität bzgl. Schraubengeometrie	Vorspannkraft- genauigkeit	Montageunsicher- heitsfaktor $\alpha_A$	Werkstoffausnutzung
konventionell	Drehmomentgesteuert	<b>M</b>	< $R_{p0.2}$	↓	↓	↑↑↑	±17% bis ±43%	1,4 bis 2,5	↓
	Streckgrenzgesteuert	<b>M, 9</b>	= $R_{p0.2}$	↓	↓	↑	±9% bis ±17%	1,2 bis 1,4	↑
	Drehwinkelgesteuert	<b>9, M</b>	> $R_{p0.2}$	↓	↓	↓	±9% bis ±17%	1,2 bis 1,4	↑↑↑
reversierend	Berechnung Vorspannkraft	<b>M, 9</b>	< $R_{p0.2}$	↓	↑↑↑	↑	±5%	1,1	↑↑↑
	Berechnung Anziehdrehmoment	<b>M, 9</b>	< $R_{p0.2}$	↓	↑↑	↑↑	–	–	↑
	Berechnung Anziehdrehwinkel	<b>M, 9</b>	< $R_{p0.2}$	↓	↑↑	↑↑	–	–	↑↑↑
dehnungsgesteuert	konventionell	<b>Δ I E</b>	< $R_{p0.2}$	↑↑	↓↓	↓↓	–	–	↑
	Messung der Kopfdurchsenkung	<b>Δ I</b>	< $R_{p0.2}$	↑↑	↓↓	↓↓	–	–	–
	ultraschallgestützt	<b>Δ I</b>	< $R_{p0.2}$ = $R_{p0.2}$ > $R_{p0.2}$	↑↑↑	↓↓	↓↓↓	±5% ±10% ±10%	1,1 1,2 1,2	↑↑↑
AE	<b>RMS-gesteuert</b>	<b>RMS (AE)</b>	> 0,75 $\times R_{p0.2}$	↓	↓	↑↑↑	< ±10%	< 1,2	↑↑↑

Legende:

↑↑↑: sehr hoch    ↑: hoch    ↓: niedrig    ↓↓↓: sehr niedrig    –: keine Angabe möglich

Tabelle 6.6: Vergleich der Eigenschaften verschiedener Anziehverfahren

## **6.7 Zusammenfassung**

Durch die Verwendung der akustischen Emissionen zur Steuerung des Anziehvorgangs im elastischen Verformungsbereich der Schraube können Vorspannkräfte exakt, kostengünstig und schnell erzeugt werden. Das Verfahren gleicht somit die wesentlichen Nachteile des Stands der Technik aus.

Gegenüber dem drehmomentgesteuerten Anziehverfahren, bei dem – unabhängig von den Reibungsverhältnissen – ein konstantes Drehmoment eingeleitet wird, unterscheidet sich das RMS-gesteuerte Verfahren in einem wesentlichen Punkt: es wird exakt soviel Drehmoment aufgebracht, wie zur Erzeugung der Soll-Vorspannkraft und der Überwindung der bei der aktuellen Verschraubung herrschenden Reibung notwendig ist. Die notwendigen Sicherheitszuschläge können daher deutlich verringert werden. Das führt letztlich dazu, dass höhere Vorspannkräfte möglich sind.

Mit dem RMS-gesteuerten Anziehverfahren können derzeit nur Schraubenverbindungen angezogen werden, die optimal ausgenutzt werden sollen, da das akustische Signal erst oberhalb ca. 75% der Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes auftritt.

Für den Einsatz des Verfahrens in der Serie sind zunächst erhöhte Investitionen in die Schraubtechnik notwendig. Bezogen auf die einzelne Schraubenverbindung sind die damit verbundenen Kostensteigerungen jedoch gering. Demgegenüber können an anderer Stelle im Produktionsprozess Kosten verringert werden, z.B. in der Qualitätssicherung, bei der Bauteilkonstruktion und nicht zuletzt beim Käufer des Produkts. Insgesamt ist beim RMS-gesteuerten Anziehverfahren mit sinkenden Herstellungskosten für die einzelne Schraubenverbindung zu rechnen.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel der vorliegenden Arbeit war die Entwicklung eines Anziehverfahrens für hochfeste Schraubenverbindungen, bei dem der Anziehvorgang über die von der Schraube abgegebene akustische Emission gesteuert wird.

Bei konventionellen, drehmomentgesteuerten Anziehverfahren wird die Vorspannkraftgenauigkeit durch die Reibungsverhältnisse im Gewinde und unter dem Schraubkopf erheblich beeinflusst. Je nach Schraubverfahren ergeben sich Vorspannkraftstreuungen zwischen  $\pm 20\%$  und  $\pm 60\%$ . Aus diesem Grund müssen die Schraubenverbindungen zum Teil erheblich überdimensioniert werden.

Insbesondere in der Automobilindustrie kommt die Gewichtsreduzierung in eine starke Bedeutung zu. Daraus ergibt sich direkt die Forderung nach optimaler Ausnutzung der Tragfähigkeit aller Bauteile und Verbindungselemente. Da dies bei der Schraubenverbindung aufgrund hoher Vorspannkraftschwankungen nicht möglich ist, wurde bei dem vorgestellten Anziehverfahren ein grundlegend neuer Ansatz verfolgt: Ersatz der Steuergröße Drehmoment durch die akustische Emission, die direkt mit der Vorspannkraft korreliert. Gegenüber den konventionellen Anziehverfahren wird die Vorspannkraft hier nicht mehr von den Reibungsverhältnissen beeinflusst.

Das Verfahren erreicht eine Vorspannkraftgenauigkeit kleiner  $\pm 10\%$ . Darüber hinaus können Standardschrauben eingesetzt werden. Kostenintensive Modifikationen, wie sie z.B. für ultraschallgestützte Anziehverfahren notwendig sind, sind überflüssig.

Zur Messung der akustischen Emissionen bei den im Rahmen der Arbeit durchgeföhrten Schraubversuchen wurde ein piezoelektrischer Standardaufnehmer in die Antriebswelle des Schraubsystems integriert. Die in Form von elastischen Wellen in der Schraube freigesetzten akustischen Emissionen werden über das Schraubwerkzeug zum Aufnehmer weitergeleitet. Für das Verfahren sind vor allem Frequenzbereiche oberhalb 300 kHz interessant, da sich Reibgeräusche hier nicht mehr störend auswirken. Um die zu übertragende Datenmenge auf ein Mindestmaß zu reduzieren, wird aus dem gefilterten Signal der Effektiv- oder RMS-Wert (Root Mean Square, quadratischer Mittelwert) gebildet, der sich schon in zahlreichen produktionstechnischen Anwendungen bewährt hat.

Zur Steuerung des Anziehvorgangs wird die Tatsache genutzt, dass das RMS-Signal direkt mit der Vorspannkraft korreliert. Für den Serieneinsatz muss das RMS-gesteuerte Anziehverfahren zunächst auf den Schraubfall eingerichtet, d.h. die spezifische Korrelation zwischen RMS-Summe und Vorspannkraft ermittelt werden. Zur Berechnung dieser Referenzdaten werden Testverschraubungen durchgeführt, bei denen sowohl das RMS-Signal als auch die Vorspannkraft gemessen wird. Beim späteren Anziehen von Serienverschraubungen wird die Vorspannkraft durch den Vergleich der aktuell berechneten RMS-Summe mit den Referenzdaten ermittelt. Ist der entsprechende Sollwert erreicht, wird der Anziehvorgang beendet.

Um den Einsatzbereich des Verfahrens einzuzgrenzen, wurden eine Reihe von Versuchen mit verschiedenen Schraubenwerkstoffen, Oberflächenbeschichtungen

usw. durchgeführt. Wesentliches Ergebnis war, dass es nur eine geringe Anzahl von Restriktionen gibt. Es können alle verfügbaren Kraftangriffe, die gängigen Oberflächenbeschichtungen und die überwiegende Zahl der Standardwerkstoffe eingesetzt werden. Derzeit ist der Einsatz des Verfahrens auf das obere Viertel des elastischen Verformungsbereiches begrenzt, da die untersuchten Schraubenwerkstoffe nur in diesem Bereich akustische Emission abgeben.

Abschließend wurde die Leistungsfähigkeit des Verfahrens untersucht. Dafür wurde die gesamte Elektronik zur Messung und Verarbeitung der akustischen Emissionen in eine handelsübliche Schraubspindel implementiert. Zudem wurde die Software einer Standard-Schraubersteuerung um die für das Verfahren notwendigen Schraubstufen erweitert. Zum Einrichten des Schraubfalles wurde eine PC-basierte Software entwickelt, die anhand der Messdaten von Testverschraubungen die Parameter des Schraubprogramms für die Serienverschraubung sowie die Referenzdaten zur Steuerung des Anziehvorgangs berechnet.

Um das Verfahren zukünftig für den gesamten elastischen Verformungsbereich nutzbar zu machen, könnten entsprechende werkstoffwissenschaftliche Erkenntnisse genutzt werden. So schlagen KÜHNICKE ET AL. (1999) vor, Material, das keine akustischen Emissionen abgibt, mit schallaktiven Werkstoffen zu legieren. Versuche haben gezeigt, dass bereits geringste Mengen dieser Legierungsbestandteile bei Belastung des Werkstoffes zur Aussendung akustischer Emission führt, ohne dass sich dessen mechanische Eigenschaften verändern (SAKAI & KOBAYASHI 1996).

Bei dem für das Verfahren eingesetzten Messmodul handelt es sich letztlich um ein Messmittel im Sinne der EN ISO 9002 (1994), das in regelmäßigen Abständen auf ordnungsgemäße Funktion und auf die Zuverlässigkeit der Anzeige hin überprüft werden muss. Derzeit ist noch kein produktionstaugliches Kalibrier- bzw. Prüfverfahren verfügbar. Es könnte jedoch auf Basis der in der ASTM E 976 (1994) oder den von EITZEN (1987) vorgeschlagenen Vorrichtungen und Methoden aufgebaut werden. Der ermittelte Kalibrierwert könnte zur regelmäßigen Überprüfung der Funktionsfähigkeit des Sensors genutzt und ferner als Skalierwert bei der Signalverarbeitung berücksichtigt werden.

Mit dem vorgestellten Verfahren ist die Grundlage für eine signifikante Steigerung der Genauigkeit bei der Montage von Schraubenverbindungen gelegt. Gleichwohl kann die Qualität einer Verbindung nur durch die Betrachtung der gesamten Prozesskette ihrer Herstellung nachhaltig optimiert werden. Nur dann wird die Verbindung ihre Funktion über den gesamten Produktlebenszyklus hinweg optimal erfüllen.

## 8 Literatur

### AMT 1998

Alfing Montagetechnik (Hrsg.): Stress Control Tightening System. Aalen: 1998.

### ANDERSSON 1999

Schutzrecht EP 0 967 053 A2. Patentanmeldung (1999-05-12). Atlas Copco Tools AB. Pr.: SE 9801691 1998-05-14. Andersson, Tobias: Method for determining the axial load in a threaded fastener when tightened above its yield point.

### ASTM 1971

Liptai, R.G.; Harris, D.O.; Tatro, C.A. (Hrsg.): Acoustic Emission. ASTM STP 505. Philadelphia: ASTM 1971.

### ASNT 1987

Miller, R. K.; McIntire, P. (Red.): Nondestructive Testing Handbook (2nd Edition) Vol. 5.: Acoustic Emission Testing. Philadelphia: ASNT 1987.

### ASTM 1999

Vahaviolos, S. J. (Red.): Acoustic Emission – Standards an Technology Update. ASTM STP 1353. Philadelphia: ASTM 1999.

### ASTM E650 1992

ASTM E 650: Standard Guide for Mounting Piezoelectric Acoustic Emission Sensors. Philadelphia: ASTM 1992.

### ASTM E 976 1994

ASTM E 976: Standard Guide for Determining the Reproducibility of Acoustic Emission Sensor Response. Philadelphia: ASTM 1994.

### AUTOMOBIL-PRODUKTION 1998

N.N.: Neue Werkstoffe – Neue Verfahren. Automobilproduktion (1998) 4, S. 96 ff.

### BASSIM & HOUSSNY-ENAM 1984

Bassim, M. N.; Houssny-Enam, M.: Acoustic emission during the low cycle fatigue of ANSI 4340 Steel. Materials Science and Engineering 68 (1984) S. 79-83.

### BATORA 1990

Schutzrecht DE 4024577 C2 Patentschrift (1992-02-06). Robert Bosch. PR.: DE 4024577 1990-08-02 - Batora, Marcus. Verfahren zur Steuerung der Vorspannkraft in einer Schraubverbindung.

### BAUER 1996

Bauer, C.-O. (Hrsg): Handbuch der Verbindungstechnik. München: Hanser 1996.

### BERNHARDT & PETERREIT 1997

Bernhardt, W.; Peterreit, C.: Weichlöten von Kupfer und Zinn – Schallemission und Kinetik der Phasenbildung. In: 11. Kolloquium Schallemission. Statusberichte zur Entwicklung und Anwendung der Schallemissionsanalyse. Berlin: DGZIP 1997, S. 29-38.

## Literatur

### Bickford 1990 – DGQ 1996b

---

#### BICKFORD 1990

Bickford, J. H.: An introduction to the design and behavior of bolted joints. New York, Basel: Marcel Dekker Inc. 1990.

#### BILL ET AL. 1979

Bill, R. C.; Frederick, J. R.; Felbeck, D.K.: An acoustic emission study of plastic deformation in polycrystalline aluminum. Journal of Materials Science 14 (1979), S. 25-32.

#### BLUME UND ILLGNER 1991

Blume, D.; Illgner, K.-H.: Schrauben-Vademecum. Neuss: Fa. Bauer & Schaurte Kärcher GmbH 1991.

#### BOSCH 1996

Robert Bosch GmbH (Hrsg.): Ultraschall-Schraubsystem. Schrauben nach Vorspannkraft. Murrhardt: September 1996.

#### BOSSARD 1982

Bossard, H. (Hrsg.): Handbuch der Verschraubungstechnik. Zürich: Industrielle Organisation 1982.

#### BRIGHAM 1989

Brigham, E. O.: Schnelle Fourier-Transformation. München: Oldenbourg 1989.

#### CAVALLONI & KIRCHHEIM 1994

Cavalloni, C.; Kirchheim, A.: New acoustic emission sensors for in-process monitoring. In: Proc. of the 12<sup>th</sup> International Acoustic Emission Symposium. Sapporo, Japan: 1994.

#### CHAPMAN 1986

Chapman, I.; Newham, J.; Wallace, P.: The Tightening of Bolts to Yield and Their Performance Under Load. ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design 108 (1986) 4, pp. 213-221.

#### CHASTEL & REY 1996

Schutzrecht US 5,571,971 Patentschrift (1995-11-5). Chastel, J.-M.; Rey, D.. Pr.: PCT/FR92/01192 - Chastel, Jean-Marc; Rey, Didier: Method for monitoring and controlling stress in a threaded member.

#### CREMER & HECKL 1996

Cremer, L.; Heckl, M.: Körperschall. Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen. Berlin: Springer 1996.

#### DGQ 1996A

DGQ-Band 11-05: Formelsammlung zu den statistischen Methoden des Qualitätsmanagements. Berlin: Beuth 1996.

#### DGQ 1996B

DGQ-Band 16-02: Auswertungsverfahren. Berlin: Beuth 1996.

DGZfP 1992

Deutsche Gesellschaft für Zerstörungsfreie Prüfung e.V. (Hrsg.): 9. Kolloquium Schallemission. Statusberichte zur Entwicklung und Anwendung der Schall-emissionsanalyse. Berlin: DGZfP 1992.

DGZfP 1994

Deutsche Gesellschaft für Zerstörungsfreie Prüfung e.V. (Hrsg.): 10. Kolloquium Schallemission. Statusberichte zur Entwicklung und Anwendung der Schall-emissionsanalyse. Berlin: DGZfP 1994.

DGZfP 1997

Deutsche Gesellschaft für Zerstörungsfreie Prüfung e.V. (Hrsg.): 11. Kolloquium Schallemission. Statusberichte zur Entwicklung und Anwendung der Schall-emissionsanalyse. Berlin: DGZfP 1997.

DICKENSCHIED UND SKLARCZYK 1983

Dieckenscheid, W.; Sklarczyk, C.: Die Schallemission von reinem und mit wenig Kohlenstoff legiertem Eisen während der plastischen Verformung. Zeitschrift für Metallkunde 74 (1983) 6, S. 364 - 371.

DIEI & DORNFELD 1987

Diei, E. N.; Dornfeld, D. A.: Acoustic Emission from the Face Milling Process – the effects of Process Variables. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry 109 (1987) 2, S. 137-145.

DIN 13 1983

DIN 13: Metrisches ISO-Gewinde. Berlin: Beuth 1983.

DIN 13-T13 1983

DIN 13: Metrisches ISO-Gewinde. Auswahlreihen für Schrauben, Muttern und Bolzen von 1 bis 52 mm und Grenzmaße. Berlin: Beuth 1983.

DIN 8580 1985

DIN 8589: Fertigungsverfahren. Begriffe - Einteilung. Berlin: Beuth 1985.

DIN 8593 TEIL 3 1985

DIN 8593 Teil3: Fertigungsverfahren Fügen. Anpressen, Einpressen. Einordnung - Unterteilung - Begriffe. Berlin: Beuth 1985.

DIN 946 1991

DIN 946: Bestimmung von Reibungszahlen von Schrauben und Muttern unter festgelegten Bedingungen. Berlin: Beuth 1991.

DIN 45630 BLATT1 1971

DIN 45630 Blatt 1: Grundlagen der Schallmessung – Physikalische und subjektive Größen von Schall. Berlin: Beuth 1971.

DUBBEL 1990

Beitz, W.; Küttner, K.-H. (Hrsg.): Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau. 17. Auflage. Berlin: Springer 1990.

## Literatur

Dunegan & Green 1970 – Fasold et al. 1989b

---

### DUNEGAN & GREEN 1970

Dungean, H. L.; Green, A. T.: Factors Affecting Acoustic Emission Response from Materials. In: Acoustic Emission. ASTM STP 505. Philadelphia: ASTM 1971.

### EN 20898-1 1992

DIN-EN 20898 Teil 1: Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen. Teil 1: Schrauben. Berlin: Beuth-Verlag 1992.

### EN 20898-2 1994

DIN-EN 20898 Teil 2: Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen. Teil 2: Muttern mit festgelegten Prüfkräften. Berlin: Beuth-Verlag 1992.

### EN ISO 9002 1994

EN ISO 9002: Qualitätsmanagementsysteme. Modell zur Qualitätssicherung / QM-Darlegung in Produktion, Montage und Wartung. Berlin: Beuth-Verlag 1994.

### EBENER & SCHAARWÄCHTER 1980

Ebener, H.; Schaarwächter, W.: Acoustic Emission in Copper and Copper alloy Single Chrystals during Plastic Deformation. In: Acoustic Emission. Berichte zum Symposium der DGM 1980 in Bad Nauheim. Oberursel: DGM 1980.

### EISENBLÄTTER 1975

Eisenblätter, J.: Einführung in die Schallemissionsanalyse. In: Schallemission – Grundlagen und Anwendungen einer neuen Prüfmethode. Frankfurt / Main: Battelle Institut 1975.

### EITZEN 1987

Etzen, D: Acoustic Emission Sensors and their calibration. In: Nondestructive Testing Handbook (Second Edition) Vol. 5.: Acoustic Emission Testing. Philadelphia: American Society for Nondestructive Testing 1987, pp. 121-134.

### EJOT 1999

EJOT Verbindungstechnik GmbH & Co. KG (Hrsg.): EJOT-Spiralform. Die Gewindeformer für metallische Werkstoffe. Bad Laasphe 1999.

### ENDEVCO 1992

Endevco GmbH (Hrsg.): Handbuch der Schock- und Vibrationsmesstechnik. Heidelberg: 1992.

### FABRY 1974

Fabry, Ch. W.: Die Schraube und das leidige Drehmoment. Theorie und Konzeption eines neuen Anziehverfahrens. Konstruktion 26 (1972) 2, S. 67-69.

### FASOLD ET AL. 1989A

Fasold, W.; Kraak, W.; Schirmer, W. (Hrsg.): Taschenbuch Akustik. Teil 1. Berlin: VEB-Verlag Technik 1984.

### FASOLD ET AL. 1989B

Fasold, W.; Kraak, W.; Schirmer, W. (Hrsg.): Taschenbuch Akustik. Teil 2. Berlin: VEB-Verlag Technik 1984.

**FELDMANN ET AL. 2001**

Feldmann, K.; Rottbauer, H.; Göhringer, J.: Rationelle Montagestrukturen mit angepasster Automatisierung im Produktionsverbund. In: Auslegung und Betrieb flexibler Montagesysteme. VDI Wissensforum. Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.

**FELDMANN & STEBER 1992**

Feldmann, K.; Steber, M.: Screw Fastening in Flexible Automated Assembly with Computer Integrated Process Control. In: Annals of the CIRP Vol. 41/1/1992.

**FLAMBARD ET AL. 1987**

Flambard, Ch.; Brand, A.; Aubert, J.: Contrôle du serrage des vis par ultrasons. CETIM-Informations No. 99 (1987)2, S. 99-105.

**GADAU 1998A**

Gadau, J.: Messverfahren zur Bestimmung der Montagevorspannkraft in Schraubenverbindungen. In: Schraubenverbindungen '98, Kassel. Düsseldorf: VDI-Verlag 1998, S. 101-112 (VDI-Bericht 1426).

**GADAU 1998B**

Gadau, J.: Standardkopf mit Know-How. KEM 7 (1998) 2, S. 86.

**GRAF ET AL. 1987 :**

Graf, U.; Henning, H.-J.; Stange, K.; Wilrich, P.-T.: Formeln und Tabellen der angewandten mathematischen Statistik. 3. Auflage 1987. Berlin: Springer 1987.

**HÄNEL 1996**

Hänel, V.: Akustische Untersuchungen an Schrauben unter Zugbelastung. Dr.-Ing. Dissertation Technische Universität Berlin, 1996.

**HÄNEL & THELEN 1996**

Hänel, V.; Thelen, W.: Monitoring Screws Under Tensile Load Using Acoustic Emission Analysis. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement 45 (1996) 2, S. 547-550.

**HAUG 2000**

Schutzrecht DE 198 31 279 A1 Offenlegungsschrift (2000-01-27). Peter Haug. Pr.: DE 198 31 279 1998-07-13. Haug, Peter: Anordnung zur Bestimmung und Überwachung des Spannungszustandes eines Befestigungselementes.

**HEIPLE & CARPENTER 1983**

Heiple, C. R.; Carpenter, S. H.: Acoustic Emission from Dislocation Motion. In: Acoustic Emission. New York, London, Paris: Gordon and Breach 1983

**HERING ET AL. 1989**

Hering, E.; Martin, R.; Stohrer, M.: Physik für Ingenieure. 3. Auflage. Düsseldorf: VDI-Verlag 1989.

**HENN ET AL. 1984**

Henn, H.; Sinambari, G.; Fallen, M.: Ingenieurakustik. Braunschweig: Vieweg 1984.

## Literatur

### Heyraud 1998 – Jax & Eisenblätter 1972

---

#### HEYRAUD 1998

Schutzrecht EP 0968795 A1 Patentanmeldung (2000-01-05). SAM Outilage S.A.  
Pr.: FR 9808714 1998-07-03. Heyraud, Georges: Procédé et dispositif de mesure  
et de serrage d'un assemblage par organe fileté.

#### HERRES 1991

Herres, W. U.: Prozessüberwachung beim Feinschneiden. Möglichkeiten der  
indirekten Qualitätskontrolle durch Auswertung von Werkzeugkräften und  
akustischen Emissionen. Dr.-Ing. Dissertation RWTH Aachen. Düsseldorf: VDI-  
Verlag 1992.

#### HIGGINS & CARPENTER 1977

Higgins, F. P.; Carpenter, S. H.: Sources of Acoustic Emission generated during  
the tensile deformation of pure iron. *Acta Metallurgica* 28 (1978), pp 133-139.

#### HÖLLER & LOTTERMOSER 1978

Höller, P.; Lottermoser, J.: Rißfortschritt und Schallemission. In: Die  
Schallemissionsanalyse. Köln: TÜV Rheinland 1978, S. 63-100.

#### ICS 1997

Deutscher Schraubenverband e.V. (Hrsg.): Automatische Schraubmontage.  
2. Auflage. Iserlohn: Hans-Herbert Mönnig 1997.

#### ICS 1999

Deutscher Schraubenverband e.V. (Hrsg.): Lieferqualität von Verbindungs-  
elementen (Richtlinie). Deutscher Schraubenverband e.V. Hagen 1999.

#### IEVLEV ET AL. 1974

Ievlev, I. Y.; Melekhin, V. P.; Mints, R. I.; Segal, V. M.: Some features of the  
emission of sound during a thermoelastic martensitic reaction. *Soviet Physics  
Solid State* 15 (1974) 9, S. 1761-1763.

#### ILLGNER 1965

Illgner, K. H.: Haltbarkeit von Schraubenköpfen mit Innensechskant. *Draht-  
Welt* 51 (1965) 4, S. 215-221.

#### ISO 5393 1992

ISO 5393: Rotary Tools for threaded fasteners – performance test method.  
Berlin: Beuth 1992.

#### JAX 1974

Jax, P.: Schallemissionsanalyse bei plastischer Verformung von Metallen. In:  
Schallemission. Anwendung bei der Untersuchung, Prüfung und Überwachung  
metallischer Werkstoffe. Berichte zum Symposium der Deutschen Gesellschaft  
für Metallkunde 1974 in München. Oberursel: DGM 1974.

#### JAX & EISENBLÄTTER 1972

Jax, P.; Eisenblätter, J.: Schallemissionsmessungen bei plastischer Verformung  
von Metallen. Informationen des Battelle-Instituts Frankfurt (1972) 15, S. 2-8.

JAX & JÖST 1978

Jax, P.; Jöst, H.: Erfassung der Schallemission bei Risswachstum in Bauteilen und Fehlerlokalisierung bei Großkomponenten. In: Die Schallemissionsanalyse. Köln: TÜV Rheinland 1978, S. 126-160.

JUNKER 1964

Junker, G. H.; Leusch, F.: Neue Wege einer systematischen Schraubenberechnung. Teil III. Drahtwelt 50 (1964), S. 791-808.

JUNKER 1970

Junker, G. H.: Reihenuntersuchungen über das Anziehen von Schraubenverbindungen mit motorischen Schraubern. Draht-Welt 56 (1970) 2, S. 122-141.

JUNKER 1974

Junker, G. H.: Reibung – Störfaktor bei der Schraubenmontage. Verbindungs-technik 6 (1974) 11/12, S. 25-36.

JUNKER 1975A

Junker, G. H.: Werkstoffstreckgrenze als Steuergröße für das Anziehen von Schraubenverbindungen. Maschinenmarkt 81 (1975) 45, S. 815-818.

JUNKER 1975B

Junker, G. H.; Schneiker, H. E.: Streckgrenzgesteuertes Anziehen von Schrauben im Vergleich mit anderen Verfahren. Maschinenmarkt 81 (1975) 66, S. 1229-1231.

JUNKER 1987

Junker, G. H.: Mechanische Grundlagen moderner Steuerungsverfahren für Verschraubungsprozesse. VDI-Z 129 (1987) 9, S. 85-106.

JUNKER & BOYS 1974

Junker, G. H.; Boys, J. P.: Modern Control Systems for Power Wrench Tightening of Bolted Connections. In: Die hochbeanspruchte Schraubenverbindung – eine Herausforderung für den Ingenieur. Düsseldorf: VDI-Verlag 1974, S. 87-98. (VDI-Bericht 220).

JUNKER & WALLACE 1984

Junker, G. H.; Wallace, P.: The bolted joint: economy of design through improved analysis and assembly methods. Proc. Inst. Mech. Eng. 198b (1984).

KAIL & MAHR 1984

Kail, R.; Mahr, W.: Piezoelektrische Messgeräte und ihre Anwendungen. Messen und Prüfen 20 (1984) 7 bis 12.

KAISER 1950

Kaiser, J.: Untersuchungen über das Auftreten von Geräuschen beim Zugversuch. Dr.-Ing. Dissertation TU München, 1950.

## Literatur

Kaiser 1953 – Kühnicke et al. 1999

---

### KAISER 1953

Kaiser, J.: Erkenntnisse und Folgerungen aus der Messung von Geräuschen bei Zugbeanspruchung von metallischen Werkstoffen. Archiv für das Eisenhüttenwesen 24 (1953) 1/2, S. 43-45.

### KAYSER 1991

Kayser, J.: Hochfeste Schraubverbindungen, Auslegung, Montage, Sichern. Die Bibliothek der Technik. Landsberg: moderne Industrie 1991.

### KELLERMANN 1955

Kellermann, R.; Klein, H.-Ch.: Untersuchungen über den Einfluss der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubenverbindungen. Konstruktion 7 (1955) 2, S. 54-68.

### KELLERMANN 1962

Kellermann, R.; Treue, W.: Die Kulturgeschichte der Schraube. München: Bruckmann 1962.

### KIRCHHEIM ET AL. 1995

Kirchheim, A.; Schaffner, G.; Wolfer, P.: Piezoelektrische Sensoren zur kombinierten Erfassung von Kräften und Acoustic Emission für die Prozessüberwachung. In: Überwachung von Zerspan- und Umformprozessen. Internationale CIRP/VDI-Konferenz. Düsseldorf: VDI-Verlag 1995.

### KLUMPEN 1994

Klumpen, T.: Acoustic Emission (AE) beim Schleifen – Grundlagen und Möglichkeiten der Schleifbranddetektion. Dr.-Ing. Dissertation WZL, RWTH Aachen. Aachen: Shaker 1994.

### KOLERUS 1980A

Kolerus, J.: Schallemissionsanalyse. Teil 1: Schallemission: Entstehung, Ausbreitung und Anwendung. Technisches Messen tm 47 (1980) 11, S. 389-394.

### KOLERUS 1980B

Kolerus, J.: Schallemissionsanalyse. Teil 2: Verfahren und Geräte. Technisches Messen tm 47 (1980) 12, S. 427-434.

### KRASS 1988

Krass, F.: Die Grenzen der Werkstoffbelastung. Erkenntnisse aus der Ultraschall-Spannungsmessung. Materialprüfung 30 (1988) 1-2, S. 12-15.

### KIBBLEWHITE 1989

Schutzrecht US 4,846,001 Patentschrift (89-07-11). SPS Technologies Inc. Pr.: US 4,846,001 1987-09-11. Kibblewhite, Ian: Ultrasonic load indicating member.

### KÜHNICKE ET AL. 1999

Kühnicke, H.; Schneider, L.; Waag, U.: Schallemissionsaktiver Sensorwerkstoff für Sicherheitsbauteile. In: Muster (Hrsg.): Werkstoffwochen 1998, Symposium 10: Werkstoffprüfung, S. 275-280. Weinheim: Wiley 1998.

LEMME 1990

Lemme, H.: Sensoren in der Praxis. Daten, Applikationen, Bezugsquellen. München: Franzis 1990.

LÖFFLER 1997A

Schutzrecht DE 197 05 346 C1 Patentschrift (99-01-28). Löffler, Thomas. Pr.: DE 197 05 346 1997-02-12. Löffler, Thomas: Verfahren und Vorrichtung zum Herstellen von Schraubverbindungen.

LÖFFLER 1997B

Schutzrecht DE 197 23 899 A1 Offenlegungsschrift (98-12-12). Löffler, Thomas. Pr.: DE 197 23 899 1997-08-06. Löffler, Thomas: Verfahren und Vorrichtung zum Herstellen von Schraubverbindungen.

LÖFFLER 1998

Löffler, T.: Akustische Überwachung automatisierter Fügeprozesse. Berlin: Springer 1998 (iwb - Forschungsberichte 114).

LONG ET. AL. 1992

Long, Q.Y.; Zhu, Z.; Zhang, X. M.; Li, D. F.: Acoustic Emission of Martensitic transformation induced by strain during tensile testing in a Fe-Ni-C-alloy. Scripta Metallurgica et Materialia 26 (1992) 7, S. 1095-1100.

MAHR & GAUTSCHI 1982

Mahr, W.; Gautschi, G. H.: Piezotron-Aufnehmer, verglichen mit der Messkette piezoelektrischer Aufnehmer und Ladungsverstärker. In: Proc. Transducer Tempcon '82 Conference. London: Juni 1982.

MATEK 1987

Matek, W.; Muhs, D.; Wittel, H.: Roloff / Matek Maschinenelemente. 11., durchgesehene Auflage. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg 1987.

MCENROE 1998

McEnroe, T.: Direct Clamp Load Control. Fastener Technology Int. (1998) 10.

MEHLES 1987

Mehles, H.: Analyse-Verfahren zur Maschinen- und Prozessüberwachung. Dr.-Ing. Dissertation WZL, RWTH Aachen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1987.

MEHLES 1993A

Mehles, H.: Moderne Geräuschanalysen. Teil 3: Die Cepstrumanalyse. Elektronik-Journal (1993) 3, S. 42-51.

MEHLES 1993B

Mehles, H.: Moderne Geräuschanalysen. Teil 4: Prozessanalyse mit Cepstrum. Elektronik-Journal (1993) 6, S. 40-50.

MILBERG ET AL. 1997

Milberg, J.; Reinhart, G.; Löffler, T.: Audio Monitoring of Joining Processes. Production Engineering Vol. IV/2 (1997).

## Literatur

### Milberg & Wisbacher 1992 – Profos & Pfeifer 1992

---

#### MILBERG & WISBACHER 1992

Milberg, J.; Wisbacher, J.: Acoustic Test Procedures – A Powerful Method for Quality Assurance an Process Monitoring in Assembly. In: Annals of the CIRP Vol. 41/1/1992.

#### MORIWAKI 1980

Moriwaki, T.; Okushima, K.: Detection for Cutting Tool Fracture by Acoustic Emission Measurement. Annals of the CIRP Vol. 29/1/1980, S. 35 - 40.

#### NAUMANN 1997

Naumann, F.: Vergleichbarkeit von Reibungszahlen. In: Schraubenverbindungen: 5. Informations- und Diskussionsveranstaltung, Darmstadt: Informationszentrum Schrauben 1997.

#### NDT 1973A

Swindlehurst, W. (Red.): Acoustic Emission – 1: Introduction. Nondestructive Testing (1973) 6, S. 152-158.

#### NDT 1973B

Pollock, A. (Red.): Acoustic Emission – 2: Acoustic Emission Amplitudes. Nondestructive Testing (1973) 10, S. 264-269.

#### NDT 1973C

Brindley, B. J.; Holt, J.; Palmer, I. G. (Red.): Acoustic Emission – 3: The use of ringdown Counting. Nondestructive Testing (1973) 12, S. 299-306.

#### NIEDENZU 2000

Niedenzu, P.: Stanznieten von Aluminium. Eine Fügetechnik für die Multi-Material-Karosserie. In: Fügetechnologien im Automobilbau – Innovatives Fügen im Multi-Material-Design. Landsberg: Moderne Industrie 2000.

#### NIEMANN 1981

Niemann, G.: Maschinenelemente. Band 1: Konstruktion von Verbindungen, Lagern, Wellen. 2. Auflage. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1981.

#### NÜHRMANN 1991

Nührmann, D.: Sensor-Praxis. München: Franzis 1991.

#### PFAFF 1980

Pfaff, H.: Anziehen von Schraubenverbindungen. In: Schraubenseminar 1980. Esslingen: Technische Akademie 1980.

#### PFAFF 1982

Pfaff, H.; Thomala, W.: Streuung der Vorspannkraft beim Anziehen von Schraubenverbindungen. VDI-Z 124 (1982) 18, S. S76-S84.

#### PROFOS & PFEIFER 1992

Profos, P.; Pfeifer, T.: Handbuch der industriellen Messtechnik. 5. Auflage. München: Oldenbourg 1992.

RADTKE 1979

Radtke, W.: Schallemission bei Phasenänderungen. Dr.-Ing. Dissertation TU München, 1979.

REINHART & LEHNER 2000

Reinhart, G.; Lehner, C.: Fügetechniken im Automobilbau – neue Anforderungen erfordern neue Verfahren. In: Fügetechnologien im Automobilleichtbau – Innovatives Fügen im Multi-Material-Design. Landsberg: Moderne Industrie 2000.

RICHTER 1997

Richter, H.: Untersuchungen zum Risseinleitungsverhalten von Stählen unter schlagartiger Belastung mittels Schallemission. In: 9. Kolloquium Schallemission. Berlin: Deutsche Gesellschaft für zerstörungsfreie Prüfung 1992.

Ros & EICHINGER 1949

Ros, M.; Eichinger A.: Die Bruchgefahr fester Körper bei ruhender statischer Beanspruchung. Zürich: EMPS 1949, Bericht Nr. 172.

RUDOLF 1992

Rudolf, H.: Schraubtechnik. Grundlagen, Schraubsysteme, Anziehverfahren. Die Bibliothek der Technik. Landberg: Verlag moderne Industrie 1992.

SAKAI & KOBAYASHI 1996

Schutzrecht EP 0503905 B1 Patentanmeldung (1996-06-05). NGK Insulators Ltd. Pr.: JP 75661/92 1992-03-11. Sakai, H.; Kobayashi, H: Ceramic materials with a warning function. (639)

SCHARF & GROSSBERNDT 1994

Scharf, P.; Großberndt, H. (Hrsg.): Die automatisierte Montage mit Schrauben. Anforderungen, alternative Fügeverfahren, Wirtschaftlichkeit. 2. Auflage. Renningen-Malmsheim: Expert 1994.

SCHLENGERMANN 1992

Schlengermann, U. (Red.): Ultraschall-Werkstoffprüfung. Krautkrämer-Taschenbuch, 3. Auflage. Essen: Vulkan 1992.

SCHMIDT 1989

Schmidt, H.: Schalltechnisches Taschenbuch. Düsseldorf: VDI-Verlag 1989.

SCHMITTE ET AL. 1996

Schmitte, F.-J.; Petuelli, G.; Blum, G.: Einsatz von Acoustic Emission-Sensoren zur Prozessüberwachung beim Bohren und Gewindefertigen. In: VDI-Berichte Nr. 1255, S. 253-258. Düsseldorf: VDI-Verlag 1996.

SCHMITT-THOMAS ET AL. 1974

Schmitt-Thomas, Kh. G.; Tensi, H. M. Zeitler, H.: Möglichkeiten der Schall-emissionsmessungen bei werkstoffkundlichen Untersuchungen. In: Schall-emission. Bericht zum Symposium der Deutschen Gesellschaft für Metallkunde in München. Oberursel: DGM 1974.

## Literatur

### Schmitt-Thomas et al. 1978 – Splitt & Soodmann 1993

---

#### SCHMITT-THOMAS ET AL. 1978

Schmitt-Thomas, Kh. G.; Maier, W.; Wollrab, P.; Zeitler, H.: Erscheinungsformen der Schallemission, Methoden zu ihrer Auswertung und ihre Zuordnung zu werkstoffkundlichen Vorgängen. In: Die Schallemissionsanalyse. Koll. des TÜV Rheinland e.V.. Köln: 1978, S.38-62.

#### SCHMITT-THOMAS 1988

Schmitt-Thomas, Kh. G.: Metallkunde für das Maschinenwesen. Band 1: Aufbau und Eigenschaften metallischer Werkstoffe. Berlin: Springer 1988.

#### SCHMITT-THOMAS 1989

Schmitt-Thomas, Kh. G.: Metallkunde für das Maschinenwesen. Band 2: Gleichgewichts- und Ungleichgewichtszustände. Berlin: Springer 1989.

#### SCHNEIDER & REPLINGER 1987

Schneider, E.; Repplinger, W.: Bestimmung der Lastspannungen in Schrauben mittels Ultraschallverfahren. Kaiserslautern: Fraunhofer Gesellschaft – IzFP 1987.

#### SCHNEIDER & THOMALA 1984

Schneider, W.; Thomala, W.: Hinweise zur Anwendung des Spannungsquerschnitts von Schraubengewinden. VDI-Z 126 (1984) 20, S. S84-S91.

#### SCHOLLENBERG 1990

Schollenberg, W.: Spektrumanalyse. Theorie und Praxis. Würzburg: Vogel 1990.

#### SCHRÜFER 1988

Schrüfer, E.: Elektrische Messtechnik. München, Wien: Hanser 1988.

#### SCHRÜFER 1992

Schrüfer, E. (Hrsg.): Lexikon Mess- und Automatisierungstechnik. Düsseldorf: VDI-Verlag 1992.

#### SOREL ET AL. 1983

Sorel, M.; Brand, A.; Aubert, J.; Vacelet, M. H.: Ultrasonic measurement of the tension due to tightening of bolted joints. In: Proc. of the 6<sup>th</sup> ASM International Conference on NDE in the Nuclear Industry, Zürich. Ohio: ASM 1983.

#### SPANNER 1987

Spanner, J. C.: Fundamentals of acoustic emission testing. In: Nondestructive Testing Handbook (Second Edition) Vol. 5.: Acoustic Emission Testing. Philadelphia: American Society for Nondestructive Testing 1987, pp. 11-44.

#### SPEICH & FISHER 1971

Speich, G. R.; Fisher, R. M.: Acoustic Emission During Martensite Formation. In: Acoustic Emission. ASTM STP 505. Philadelphia: ASTM 1971, S. 140 - 151.

#### SPLITT & SOODMANN 1993

Splitt, G; Soodmann, U.: Schraubenspannungsmessung mit Ultraschall. VGB Kraftwerkstechnik 73 (1993) 10, S. 861 – 863.

STEARNS & HUSH 1990

Stearns, S. D.; Hush, D. R.: Digital Signal Analysis. Second Edition. London: Prentice Hall 1990.

STENGEL 1983

Stengel, W.: Nachweis von Werkstoffschädigungen infolge Wasserstoffversprödung mit Hilfe der Schallemissionsanalyse. Dr.-Ing. Dissertation TU München 1983.

STRELOW 1981

Strelow, D.: Für die, die es vergessen haben: Reibungszahl und Werkstoffpaarung in der Schraubenmontage. Verbindungstechnik 13 (1981) 6, S. 19-24.

STRELOW 1983A

Strelow, D.: Bedeutung des Anziehfaktors  $\alpha_A$  für die Berechnung von Schraubenverbindungen. In: Schraubenverbindungen heute. Berechnung – Anwendung – Wirtschaftlichkeit. Düsseldorf: VDI-Verlag 1983, S. 33-42 (VDI-Bericht 478).

TATRO 1972

Tatro, C.A.: Design Criteria for Acoustic Emission Measurements. ASTM STP 505. Philadelphia: ASTM 1971, S. 84-99.

THOMALA 1984

Thomala, W.: Beitrag zur Berechnung der Haltbarkeit von Schraubenköpfen mit Kraft-Innenangriff. VDI-Z 126 (1984) 5, S. 315-321.

THOMALA 1993

Thomala, W.: Montage von Schraubverbindungen. Firmenschrift Richard Bergner GmbH & Co., Schwabach.

TIMISCHL 1995

Timischl, W.: Qualitätssicherung, Statistische Methoden. München: Hanser 1995.

ULTRACOAT 1999

Ultracoat GmbH (Hrsg.): Ultrafast-Technologie – Neuer Standard in der Verschraubungstechnik. Eisenach: August 1999.

ULTRAFAST 1998

Ultrafast Inc. (Hrsg.): Ultrafast Fastener Coating Services – Price List. Malvern, USA: Juni 1998.

ULTRAFAST 1999A

Ultrafast Inc. (Hrsg.): Coating Capability Guidelines. Malvern, USA: April 1999.

ULTRAFAST 1999B

Ultrafast Inc. (Hrsg.): Ultrafast Technology. Malvern, USA: Mai 1999.

VDA 235-101 1998

VDA-Prüfblatt 235-101: Schmieren von mechanischen Verbindungselementen mit Gewinde. Bietigheim Bissingen: Dokumentation Kraftfahrwesen 1998.

## Literatur

VDI 2230 1998 – Zwicker & Zollner 1987

---

### VDI 2230 1998

VDI-Richtlinie 2230: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen. Zylindrische Einschraubenverbindungen. Berlin: Beuth 1998.

### VDI 2862 1999

VDI-Richtlinie 2862: Einsatz von Schraubsystemen in der Automobilindustrie. Berlin: Beuth 2000.

### WAHL 1998

Schutzrecht DE 198 04 468 A1 Offenlegungsschrift (1999-8-12). Robert Bosch GmbH. Pr.: DE 198 04 468 1998-02-05. Wahl, Guenter: Verfahren zum Aufbringen einer gewünschten Vorspannkraft einer Schraubverbindung.

### WERTHE 1997

Werthe, B.: Vorspannkraftgesteuerte Schraubenmontage mit Ultraschall – Ultraschalltechnologie eröffnet Möglichkeiten einer qualitätsverbessernden Schraubenmontage in der Großserienfertigung. In: Schraubenverbindungen: 5. Informations- und Diskussionsveranstaltung, Darmstadt: ICS 1997.

### WIDMANN 1986A

Widmann, H.: Anziehmomente unter der Lupe. Industrie-Anzeiger (1986) 10, S. 40-42.

### WIDMANN 1986B

Widmann, H.: Schraubenanziehverfahren. Verbindungstechnik 14(1982) 5, S. 12-14.

### WIEGAND & ILLGNER 1964

Wiegand, H.; Illgner, K.-H.: Haltbarkeit von Schraubenverbindungen beim Einschrauben in Sacklochgewinde. Konstruktion 16 (1964) 8, S. 330-340.

### WIEGAND 1988

Wiegand, H.; Kloos, K.-H.; Thomala, W.: Schraubenverbindungen. 4. Auflage. Berlin: Springer-Verlag 1988.

### WÜRTH & BLANK 1995

Würth, R.; Blank, D.: Die Schraube zwischen Macht und Pracht – Das Gewinde in der Antike. Sigmaringen: Thorbecke 1995.

### ZEITLER 1979

Zeitler, H.: Schallemissionsmessungen bei plastischer Verformung unterschiedlich wärmebehandelter Aluminiumlegierungen. Dr.-Ing. Dissertation TU München, 1979.

### ZINKANN 1999

Zinkann, V.: Der Spanbildungsvorgang als Acoustic-Emission-Quelle. Dr.-Ing. Dissertation WZL, RWTH Aachen. Shaker 1999.

### ZWICKER & ZOLLNER 1987

Zwicker, E.; Zollner, M.: Elektroakustik. Berlin: Springer 1987.

## 9 Glossar

Akustische Emission	Freisetzung von Energie in Festkörpern unter mechanischer Belastung in Form von Schallwellen im Frequenzbereich von ca. 50kHz bis mehreren MHz
Anziehverfahren	Teil des Schrauvorgangs, der das Anziehen der Schraubenverbindung bis zu einer definierten Vorspannkraft über eine geeignete Messgröße steuert.
Anziehmoment $M_A$	Ein über die Kraftangriffsflächen von Schraube oder Mutter aufgebrachtes Drehmoment zum Erzeugen der Vorspannkraft $F_M$ in der Schraubenverbindung
Anziehfaktor $\alpha_A$	Verhältnis der größten zur kleinsten auftretenden Vorspannkraft $F_M$ unter Berücksichtigung der Reibungsverhältnisse und der Genauigkeit von Anziehwerkzeug und -verfahren.
Aufnahmestab	Rotierender Teil eines Schraubgeräts, mit dem das Drehmoment über das Montagewerkzeug auf die Schraube bzw. die Mutter übertragen wird.
Axialkraft $F_A$	In Richtung der Schraubenachse wirkende Anteil der Betriebskraft $F_B$
Durchsteckverschraubung	Die Schraube ist von beiden Seiten her zugänglich. In der Regel wird die Vorspannkraft in diesen Fällen mittels einer Schraube und einer Mutter erzeugt.
0,2%-Dehgngrenze	Die Spannung $R_{p0.2}$ , bei der die bleibende Dehnung 0,2% nach Entlastung des Werkstoffes beträgt.
EC-Motor	Der elektronisch kommutierte Motor ist ein bürstenloser und somit wartungsfreier Antrieb. Er ist der dynamischste Elektroantrieb, der zur Zeit in der Schraubtechnik eingesetzt wird. Er lässt sich stufenlos regeln, direkt von links- auf rechtsdrehend umschalten und kann in Verbindung mit einem Drehzahlregelkreis sehr schnell vom Stillstand auf maximale Drehzahl beschleunigt bzw. von maximaler Drehzahl auf Stillstand abgebremst werden.
Einschraubtiefe	Länge der Überdeckung von Bolzen- und Muttergewinde. Die <b>kritische Einschraubtiefe</b> $m_{KR}$ ist als diejenige definiert, bei der die ineinandergrifenden Gewindegänge und der Schraubenbolzen die gleiche Tragfähigkeit aufweisen. Die Einschraubtiefe wird bis zum Erreichen der kritischen Einschraubtiefe $m_{KR}$ als <b>unterkritisch</b> , darüber hinaus als <b>überkritisch</b> bezeichnet.

## Glossar

### Festigkeitsklasse – Reibungszahlen

---

Festigkeitsklasse	Ein Bezeichnungssystem für die Mindestzugfestigkeit und Steckgrenze von Schrauben und Muttern.
Fügepunkt	Zustand im Verlauf des Anziehens einer Schraubenverbindung, ab dem die Setzvorgänge zwischen den Bauteilen abgeschlossen sind und beim weiteren Anziehen ein linearer Anstieg des Drehmoments erfolgt.
Gewindesteigung P	Abstand zwischen benachbarten Gewindeflanken desselben Gewindeganges, gemessen entlang der Linie des Flankendurchmessers.
Hörschall	Schall mit Frequenzen, die im für den Menschen hörbaren Bereich von etwa 16 Hz bis 16 kHz liegen.
Infraschall	Schall mit Frequenzen unterhalb 30 Hz.
IO	<b>In Ordnung</b>
Klemmlänge $l_k$	Abstand zwischen der Auflage des Schraubenkopfes und der Mutterauflage bzw. dem Beginn des Sacklochgewindes in der verspannten Verbindung.
Körperschall	die Ausbreitung von Schall in einem festen Medium oder an der Oberfläche eines Festkörpers mit Schallfrequenzen oberhalb $f=15\text{Hz}$
Kraftangriff	Geometrische Form des Schraubenkopfes zur Übertragung des Drehmoments (z.B. Sechskant, Torx etc.)
Montagevorspannkraft $F_M$	Die durch die Montage erzeugte Vorspannkraft vor dem Aufbringen einer Betriebskraft
Montagewerkzeug	hat die Aufgabe, das Anziehdrehmoment $M_A$ über geeignete → Kraftangriffe auf die Schraube bzw. die Mutter zu übertragen.
Nachknicken	Beim Nachknicken wird die Schraube mit einem präzisen Drehmomentschlüssel um einen geringen Winkel weitergedreht. Aus dem dabei gemessenen Losbrechmoment wird eine Aussage über die Qualität der Verbindung abgeleitet.
NIO	<b>Nicht In Ordnung</b>
Reibungszahlen	Der weitaus größte Teil des Anziehdrehmomentes ist für die Erzeugung der Vorspannkraft nicht nutzbar, sondern dient zur Überwindung der Reibung im Gewinde und in der Kopfauflage. Die Größe der jeweiligen Reibung wird durch die Reibungszahlen $\mu_G$ und $\mu_K$ ausgedrückt.

---

Restklemmkraft	Kraft, die in der Schraubenverbindung für die Dichtefunktion, den Reibschluss und/oder der Verhinderung des einseitigen Abhebens an der Trennfuge mindestens erforderlich ist.
RMS	(Root Mean Square): quadratischer Mittelwert eines Messsignals, häufig auch als Effektivwert bezeichnet.
Schallemission	→ Acoustic Emission
Schraubfall	Beim Anziehen einer Schraubenverbindung auftretender spezifischer Zusammenhang zwischen Drehmoment und Drehwinkel
Schraubsystem	Ein Schraubgerät, d.h. eine Vorrichtung, welches das zum Anziehen der Schraube notwendige Drehmoment erzeugt, wird in Verbindung z.B. mit einer Steuereinheit, einer Einheit für die automatische Zuführung der Schrauben und einer Einheit für die Werkstückhandhabung zum Schraubsystem
Schraubverbindung, hochfeste	Als „hochfeste Schraubverbindungen“ werden definitionsgemäß nur jene der Festigkeitsklassen 8.8, 9.8, 10.9 sowie 12.9 angesehen.
Schraubvorgang	Montage einer Schraubverbindung. Umfasst u.a. das Finden des Kraftangriffsmerkmales, das Eindrehen und das Festziehen der Schraube bzw. der Mutter. Die einzelnen Abschnitte werden bei der automatisierten Montage über verschiedene sog. Schraubverfahren gesteuert.
Schraubwerkzeug	→ Montagewerkzeug
Signal-Rausch-Verhältnis	Amplitudenverhältnis zwischen dem Effektivwert $U_s$ eines Signals und dem Rauschanteil $U_r$ eines Signals.
Steigungswinkel $\varphi$	Winkel, der durch die Tangente durch einen am Flanken-durchmesser des Gewindes liegenden Punkt und eine Ebene senkrecht zur Gewindeachse gebildet wird.
Streckgrenze	der Übergang des Werkstoffes aus dem elastischen in den plastischen Bereich.
Ultraschall	Schall mit Frequenzen von etwa 10 kHz bis 1 GHz
Vergüten	Wärmebehandlungsverfahren, bestehend aus dem Härteten (Austenitisieren) und anschließendem Anlassen eines Werkstoffes. Dadurch werden hohe Festigkeiten bei guter Zähigkeit erreicht.
Versetzung	Fehlordnung im Gitteraufbau eines Werkstoffes. Entlang von Versetzungen laufen bevorzugt Verformungen ab.

## Glossar

### Vorspannkraft FV – Zügige Beanspruchung

---

Vorspannkraft $F_V$	Die in der Schraubenverbindung wirksame Klemmkraft, die benötigt wird, um den Einfluss der Betriebskraft im geforderten Rahmen zu halten.
Zugfestigkeit $R_m$	Die Spannung, die sich aus der auf den Ausgangsquerschnitt bezogenen Höchstkraft ergibt, nachdem der Werkstoff zerrissen ist.
Zügige Beanspruchung	Beanspruchung der Schraubverbindung nur durch Aufbringung einer reinen Zugbelastung. Im Gegensatz dazu: Beanspruchung durch Torsion und Zug beim Anziehen der Schraubverbindung

# iwb Forschungsberichte Band 1–121

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. J. Milberg und Prof. Dr.-Ing. G. Reinhart, Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften der Technischen Universität München

Band 1–121 erschienen im Springer Verlag, Berlin, Heidelberg und sind im Erscheinungsjahr und den folgenden drei Kalenderjahren erhältlich im Buchhandel oder durch Lange & Springer, Otto-Suhr-Allee 26–28, 10585 Berlin

- |    |   |    |   |
|----|---|----|---|
| 1  | <i>Streifinger, E.</i><br>Beitrag zur Sicherung der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit moderner Fertigungsmittel<br>1986 · 72 Abb. · 167 Seiten · ISBN 3-540-16391-3       | 14 | <i>Groha, A.</i><br>Universelles Zellenrechnerkonzept für flexible Fertigungssysteme<br>1988 · 74 Abb. · 153 Seiten · ISBN 3-540-19182-8                      |
| 2  | <i>Fuchsberger, A.</i><br>Untersuchung der spanenden Bearbeitung von Knochen<br>1986 · 90 Abb. · 175 Seiten · ISBN 3-540-16392-1  | 15 | <i>Riese, K.</i><br>Klippsmontage mit Industrierobotern<br>1988 · 92 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-19183-6   |
| 3  | <i>Maier, C.</i><br>Montageautomatisierung am Beispiel des Schraubens mit Industrierobotern<br>1986 · 77 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-16393-X                           | 16 | <i>Lutz, P.</i><br>Leitsysteme für rechnerintegrierte Auftragsabwicklung<br>1988 · 44 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-19260-3                                  |
| 4  | <i>Summer, H.</i><br>Modell zur Berechnung verzweigter Antriebsstrukturen<br>1986 · 74 Abb. · 197 Seiten · ISBN 3-540-16394-8   | 17 | <i>Klippel, C.</i><br>Mobiler Roboter im Materialfluß eines flexiblen Fertigungssystems<br>1988 · 86 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-50468-0                   |
| 5  | <i>Simon, W.</i><br>Elektrische Vorschubantriebe an NC-Systemen<br>1986 · 141 Abb. · 198 Seiten · ISBN 3-540-16693-9  | 18 | <i>Rascher, R.</i><br>Experimentelle Untersuchungen zur Technologie der Kugelherstellung<br>1989 · 110 Abb. · 200 Seiten · ISBN 3-540-51301-9                 |
| 6  | <i>Büchs, S.</i><br>Analytische Untersuchungen zur Technologie der Kugelbearbeitung<br>1986 · 74 Abb. · 173 Seiten · ISBN 3-540-16694-7                                   | 19 | <i>Heusler, H.-J.</i><br>Rechnerunterstützte Planung flexibler Montagesysteme<br>1989 · 43 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-51723-5                             |
| 7  | <i>Hünzinger, J.</i><br>Schneiderodierte Oberflächen<br>1986 · 79 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-16695-5  | 20 | <i>Kirchknopf, P.</i><br>Ermittlung modaler Parameter aus Übertragungsfrequenzgängen<br>1989 · 57 Abb. · 157 Seiten · ISBN 3-540-51724-3                      |
| 8  | <i>Pilland, U.</i><br>Echtzeit-Kollisionsschutz an NC-Drehmaschinen<br>1986 · 54 Abb. · 127 Seiten · ISBN 3-540-17274-2   | 21 | <i>Sauerer, Ch.</i><br>Beitrag für ein Zerspanprozeßmodell Metallbandsägen<br>1990 · 89 Abb. · 166 Seiten · ISBN 3-540-51868-1                                |
| 9  | <i>Barthelmeß, P.</i><br>Montagegerechtes Konstruieren durch die Integration von Produkt- und Montageprozeßgestaltung<br>1987 · 70 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-18120-2 | 22 | <i>Karstedt, K.</i><br>Positionsbestimmung von Objekten in der Montage- und Fertigungsautomatisierung<br>1990 · 92 Abb. · 157 Seiten · ISBN 3-540-51879-7     |
| 10 | <i>Reithofer, N.</i><br>Nutzungssicherung von flexibel automatisierten Produktionsanlagen<br>1987 · 84 Abb. · 176 Seiten · ISBN 3-540-18440-6                             | 23 | <i>Peiker, St.</i><br>Entwicklung eines integrierten NC-Planungssystems<br>1990 · 66 Abb. · 180 Seiten · ISBN 3-540-51880-0                                   |
| 11 | <i>Dress, H.</i><br>Rechnerunterstützte Entwicklung flexibel automatisierter Montageprozesse<br>1988 · 56 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-18799-5                          | 24 | <i>Schugmann, R.</i><br>Nachgiebige Werkzeugaufhängungen für die automatische Montage<br>1990 · 71 Abb. · 155 Seiten · ISBN 3-540-52138-0                     |
| 12 | <i>Reinhart, G.</i><br>Flexible Automatisierung der Konstruktion und Fertigung elektrischer Leitungssäte<br>1988 · 112 Abb. · 197 Seiten · ISBN 3-540-19003-1             | 25 | <i>Wrede, P.</i><br>Simulation als Werkzeug in der Handhabungstechnik<br>1990 · 125 Abb. · 178 Seiten · ISBN 3-540-52231-X                                    |
| 13 | <i>Bürstner, H.</i><br>Investitionsentscheidung in der rechnerintegrierten Produktion<br>1988 · 74 Abb. · 190 Seiten · ISBN 3-540-19099-6                                 | 26 | <i>Eibelhäuser, P.</i><br>Rechnerunterstützte experimentelle Modalanalyse mittels gestufter Sinusanregung<br>1990 · 79 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-52451-7 |
|    |   | 27 | <i>Prasch, J.</i><br>Computerunterstützte Planung von chirurgischen Eingriffen in der Orthopädie<br>1990 · 113 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-52543-2         |

- 28 Teich, K.  
Prozeßkommunikation und Rechnerverbund in der Produktion  
1990 · 52 Abb. · 158 Seiten · ISBN 3-540-52764-8
- 29 Pfrang, W.  
Rechnergestützte und graphische Planung manueller und teilautomatisierter Arbeitsplätze  
1990 · 59 Abb. · 153 Seiten · ISBN 3-540-52829-6
- 30 Tauber, A.  
Modellbildung kinematischer Strukturen als Komponente der Montageplanung  
1990 · 93 Abb. · 180 Seiten · ISBN 3-540-52911-X
- 31 Jäger, A.  
Systematische Planung komplexer Produktionssysteme  
1991 · 75 Abb. · 148 Seiten · ISBN 3-540-53021-5
- 32 Hartberger, H.  
Wissensbasierte Simulation komplexer Produktionssysteme  
1991 · 58 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-53326-5
- 33 Tuzcek, H.  
Inspektion von Karosserierechteilen auf Risse und Einschnürungen mittels Methoden der Bildverarbeitung  
1992 · 125 Abb. · 179 Seiten · ISBN 3-540-53965-4
- 34 Fischbacher, J.  
Planungsstrategien zur störungstechnischen Optimierung von Reinraum-Fertigungsgeräten  
1991 · 60 Abb. · 166 Seiten · ISBN 3-540-54027-X
- 35 Moser, O.  
3D-Echtzeitkollisionsschutz für Drehmaschinen  
1991 · 66 Abb. · 177 Seiten · ISBN 3-540-54076-8
- 36 Neber, H.  
Aufbau und Einsatz eines mobilen Roboters mit unabhängiger Lokomotions- und Manipulationskomponente  
1991 · 85 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-54216-7
- 37 Kupec, Th.  
Wissensbasiertes Leitsystem zur Steuerung flexibler Fertigungsanlagen  
1991 · 68 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-54260-4
- 38 Maulhardt, U.  
Dynamisches Verhalten von Kreissägen  
1991 · 109 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-54365-1
- 39 Götz, R.  
Strukturierte Planung flexibel automatisierter Montagesysteme für flächige Bauteile  
1991 · 88 Abb. · 201 Seiten · ISBN 3-540-54401-1
- 40 Koepfer, Th.  
3D-grafisch-interaktive Arbeitsplanung - ein Ansatz zur Aufhebung der Arbeitsteilung  
1991 · 74 Abb. · 126 Seiten · ISBN 3-540-54436-4
- 41 Schmidt, M.  
Konzeption und Einsatzplanung flexibel automatisierter Montagesysteme  
1992 · 108 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-55025-9
- 42 Burger, C.  
Produktionsregelung mit entscheidungsunterstützenden Informationssystemen  
1992 · 94 Abb. · 186 Seiten · ISBN 3-540-55187-5
- 43 Hößmann, J.  
Methodik zur Planung der automatischen Montage von nicht formstabilen Bauteilen  
1992 · 73 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-5520-0
- 44 Petry, M.  
Systematik zur Entwicklung eines modularen Programmabaukastens für robotergeführte Klebeprozesse  
1992 · 106 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-55374-6
- 45 Schönecker, W.  
Integrierte Diagnose in Produktionszellen  
1992 · 87 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-55375-4
- 46 Bick, W.  
Systematische Planung hybrider Montagesysteme unter Berücksichtigung der Ermittlung des optimalen Automatisierungsgrades  
1992 · 70 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-55377-0
- 47 Gebauer, L.  
Prozeßuntersuchungen zur automatisierten Montage von optischen Linsen  
1992 · 84 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-55378-9
- 48 Schräfer, N.  
Erstellung eines 3D-Simulationssystems zur Reduzierung von Rüstzeiten bei der NC-Bearbeitung  
1992 · 103 Abb. · 161 Seiten · ISBN 3-540-55431-9
- 49 Wisbacher, J.  
Methoden zur rationellen Automatisierung der Montage von Schnellbefestigungselementen  
1992 · 77 Abb. · 176 Seiten · ISBN 3-540-55512-9
- 50 Gernich, F.  
Laserbearbeitung mit Robotern  
1992 · 110 Abb. · 184 Seiten · ISBN 3-540-55513-7
- 51 Eubert, P.  
Digitale Zustandessregelung elektrischer Vorschubantriebe  
1992 · 89 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-44441-2
- 52 Gläss, W.  
Rechnerintegrierte Kabelsatzfertigung  
1992 · 67 Abb. · 140 Seiten · ISBN 3-540-55749-0
- 53 Helm, H.J.  
Ein Verfahren zur On-Line Fehlererkennung und Diagnose  
1992 · 60 Abb. · 153 Seiten · ISBN 3-540-55750-4
- 54 Lang, Ch.  
Wissensbasierte Unterstützung der Verfügbarkeitsplanung  
1992 · 75 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-55751-2
- 55 Schuster, G.  
Rechnergestütztes Planungssystem für die flexibel automatisierte Montage  
1992 · 67 Abb. · 135 Seiten · ISBN 3-540-55830-6
- 56 Bomm, H.  
Ein Ziel- und Kennzahlensystem zum Investitionscontrolling komplexer Produktionssysteme  
1992 · 87 Abb. · 195 Seiten · ISBN 3-540-55964-7
- 57 Wendt, A.  
Qualitätssicherung in flexibel automatisierten Montagesystemen  
1992 · 74 Abb. · 179 Seiten · ISBN 3-540-56044-0
- 58 Hansmaier, H.  
Rechnergestütztes Verfahren zur Geräuschminderung  
1993 · 67 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-56053-2
- 59 Dilling, U.  
Planung von Fertigungssystemen unterstützt durch Wirtschaftssimulationen  
1993 · 72 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-56307-5

- 60 *Strohmayer, R.*  
Rechnergestützte Auswahl und Konfiguration von Zubringereinrichtungen  
1993 · 80 Abb. · 152 Seiten · ISBN 3-540-56652-X
- 61 *Glas, J.*  
Standardisierter Aufbau anwendungsspezifischer Zellenrechnersoftware  
1993 · 80 Abb. · 145 Seiten · ISBN 3-540-56890-5
- 62 *Stetter, R.*  
Rechnergestützte Simulationswerkzeuge zur Effizienzsteigerung des Industrieroboter Einsatzes  
1994 · 91 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-56889-1
- 63 *Dirndorfer, A.*  
Robotersysteme zur förderbandsynchronen Montage  
1993 · 76 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-57031-4
- 64 *Wiedemann, M.*  
Simulation des Schwingungsverhaltens spanender Werkzeugmaschinen  
1993 · 81 Abb. · 137 Seiten · ISBN 3-540-57177-9
- 65 *Woenckhaus, Ch.*  
Rechnergestütztes System zur automatisierten 3D-Layoutoptimierung  
1994 · 81 Abb. · 140 Seiten · ISBN 3-540-57284-8
- 66 *Kummetzsteiner, G.*  
3D-Bewegungssimulation als integratives Hilfsmittel zur Planung manueller Montagesysteme  
1994 · 62 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-57535-9
- 67 *Kugelmann, F.*  
Einsatz nachgiebiger Elemente zur wirtschaftlichen Automatisierung von Produktionsystemen  
1993 · 76 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-57549-9
- 68 *Schwarz, H.*  
Simulationsgestützte CAD/CAM-Kopplung für die 3D-Laserbearbeitung mit integrierter Sensorik  
1994 · 96 Abb. · 148 Seiten · ISBN 3-540-57577-4
- 69 *Viethen, U.*  
Systematik zum Prüfen in flexiblen Fertigungssystemen  
1994 · 70 Abb. · 142 Seiten · ISBN 3-540-57794-7
- 70 *Seehuber, M.*  
Automatische Inbetriebnahme geschwindigkeitsadaptiver Zustandsregler  
1994 · 72 Abb. · 155 Seiten · ISBN 3-540-57896-X
- 71 *Amann, W.*  
Eine Simulationsumgebung für Planung und Betrieb von Produktionsystemen  
1994 · 71 Abb. · 129 Seiten · ISBN 3-540-57924-9
- 72 *Schöpf, M.*  
Rechnergestütztes Projektinformations- und Koordinationssystem für das Fertigungsvorfeld  
1997 · 63 Abb. · 130 Seiten · ISBN 3-540-58052-2
- 73 *Welling, A.*  
Effizienter Einsatz bildgebender Sensoren zur Flexibilisierung automatisierter Handhabungsvorgänge  
1994 · 66 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-580-0
- 74 *Zettlmayer, H.*  
Verfahren zur simulationsgestützten Produktionsregelung in der Einzel- und Kleinserienproduktion  
1994 · 62 Abb. · 143 Seiten · ISBN 3-540-58134-0
- 75 *Lindl, M.*  
Auftragsleittechnik für Konstruktion und Arbeitsplanung  
1994 · 66 Abb. · 147 Seiten · ISBN 3-540-58221-5
- 76 *Zipper, B.*  
Das integrierte Betriebsmittelwesen - Baustein einer flexiblen Fertigung  
1994 · 64 Abb. · 147 Seiten · ISBN 3-540-58222-3
- 77 *Raith, P.*  
Programmierung und Simulation von Zellenabläufen in der Arbeitsvorbereitung  
1995 · 51 Abb. · 130 Seiten · ISBN 3-540-58223-1
- 78 *Engel, A.*  
Strömungstechnische Optimierung von Produktionssystemen durch Simulation  
1994 · 69 Abb. · 160 Seiten · ISBN 3-540-58258-4
- 79 *Zäh, M. F.*  
Dynamisches Prozeßmodell Kreissägen  
1995 · 95 Abb. · 186 Seiten · ISBN 3-540-58624-5
- 80 *Zwaner, N.*  
Technologisches Prozeßmodell für die Kugelschleifbearbeitung  
1995 · 65 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-58634-2
- 81 *Romanow, P.*  
Konstruktionsbegleitende Kalkulation von Werkzeugmaschinen  
1995 · 66 Abb. · 151 Seiten · ISBN 3-540-58771-3
- 82 *Kahlenberg, R.*  
Integrierte Qualitätssicherung in flexiblen Fertigungszellen  
1995 · 71 Abb. · 136 Seiten · ISBN 3-540-58772-1
- 83 *Huber, A.*  
Arbeitsfolgenplanung mehrstufiger Prozesse in der Hartbearbeitung  
1995 · 87 Abb. · 152 Seiten · ISBN 3-540-58773-X
- 84 *Birkel, G.*  
Aufwandsminimierter Wissenserwerb für die Diagnose in flexiblen Produktionszellen  
1995 · 64 Abb. · 137 Seiten · ISBN 3-540-58869-8
- 85 *Simon, D.*  
Fertigungsregelung durch zielgrößenorientierte Planung und logistisches Störungsmanagement  
1995 · 77 Abb. · 132 Seiten · ISBN 3-540-58942-2
- 86 *Nedeljkovic-Groha, V.*  
Systematische Planung anwendungsspezifischer Materialflußsteuerungen  
1995 · 94 Abb. · 188 Seiten · ISBN 3-540-58953-8
- 87 *Rockland, M.*  
Flexibilisierung der automatischen Teilebereitstellung in Montageanlagen  
1995 · 83 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-58999-6
- 88 *Linner, St.*  
Konzept einer integrierten Produktentwicklung  
1995 · 67 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-59016-1
- 89 *Eder, Th.*  
Integrierte Planung von Informationssystemen für rechnergestützte Produktionsysteme  
1995 · 62 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-59084-8
- 90 *Deutschle, U.*  
Prozeßorientierte Organisation der Auftragsentwicklung in mittelständischen Unternehmen  
1995 · 80 Abb. · 188 Seiten · ISBN 3-540-59337-3
- 91 *Dieteler, A.*  
Recyclingintegrierte Produktentwicklung  
1995 · 68 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-60120-1

- 92 *Hechl, Chr.*  
Personorientierte Montageplanung für komplexe und varianteureiche Produkte  
1995 · 73 Abb. · 158 Seiten · ISBN 3-540-60325-5
- 93 *Albertz, F.*  
Dynamikgerechter Entwurf von Werkzeugmaschinen - Gestellstrukturen  
1995 · 83 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-60608-8
- 94 *Trunzer, W.*  
Strategien zur On-Line Bahnplanung bei Robotern mit 3D-Konturfolgesensoren  
1995 · 101 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-60961-X
- 95 *Fichtmüller, N.*  
Rationalisierung durch flexible, hybride Montagesysteme  
1996 · 83 Abb. · 145 Seiten · ISBN 3-540-60960-1
- 96 *Trucks, V.*  
Rechnergestützte Beurteilung von Getriebestrukturen in Werkzeugmaschinen  
1996 · 64 Abb. · 141 Seiten · ISBN 3-540-60599-8
- 97 *Schäffer, G.*  
Systematische Integration adaptiver Produktionssysteme  
1996 · 71 Abb. · 170 Seiten · ISBN 3-540-60958-X
- 98 *Koch, M. R.*  
Autonome Fertigungszeilen - Gestaltung, Steuerung und integrierte Störungsbehandlung  
1996 · 67 Abb. · 138 Seiten · ISBN 3-540-61104-5
- 99 *Mocetzauma de la Barrera, J.L.*  
Ein dringendes System zur computer- und rechnergestützten Chirurgie  
1996 · 99 Abb. · 175 Seiten · ISBN 3-540-61145-2
- 100 *Geuer, A.*  
Einsatzpotential des Rapid Prototyping in der Produktentwicklung  
1996 · 84 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-61495-8
- 101 *Ebner, C.*  
Ganzheitliches Verfügbarkeits- und Qualitätsmanagement unter Verwendung von Felddaten  
1996 · 67 Abb. · 132 Seiten · ISBN 3-540-61678-0
- 102 *Pischetsrieder, K.*  
Steuerung autonomer mobiler Roboter in der Produktion  
1996 · 74 Abb. · 171 Seiten · ISBN 3-540-61714-0
- 103 *Köhler, R.*  
Disposition und Materialbereitstellung bei komplexen varianteureichen Kleinprodukten  
1997 · 62 Abb. · 177 Seiten · ISBN 3-540-62024-9
- 104 *Feldmann, Ch.*  
Eine Methode für die integrierte rechnergestützte Montageplanung  
1997 · 71 Abb. · 163 Seiten · ISBN 3-540-62059-1
- 105 *Lehmann, H.*  
Integrierte Materialfluß- und Layoutplanung durch Kopplung von CAD- und Ablaufsimulationssystem  
1997 · 98 Abb. · 191 Seiten · ISBN 3-540-62202-0
- 106 *Wegner, M.*  
Steuerungsintegrierte Fehlerbehandlung für maschinennahe Abläufe  
1997 · 94 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-62656-5
- 107 *Lorenzen, J.*  
Simulationsgestützte Kostenanalyse in produktorientierten Fertigungsstrukturen  
1997 · 63 Abb. · 129 Seiten · ISBN 3-540-62794-4
- 108 *Kröner, U.*  
Systematik für die rechnergestützte Ähnlichkeitssuche und Standardisierung  
1997 · 53 Abb. · 127 Seiten · ISBN 3-540-63338-3
- 109 *Pfersdorf, I.*  
Entwicklung eines systematischen Vorgehens zur Organisation des industriellen Service  
1997 · 74 Abb. · 172 Seiten · ISBN 3-540-63615-3
- 110 *Kuba, R.*  
Informations- und kommunikationstechnische Integration von Menschen in der Produktion  
1997 · 77 Abb. · 155 Seiten · ISBN 3-540-63642-0
- 111 *Kaiser, J.*  
Vernetztes Gestalten von Produkt und Produktionsprozeß mit Produktmodellen  
1997 · 67 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-63999-3
- 112 *Geyer, M.*  
Flexibles Planungssystem zur Berücksichtigung ergonomischer Aspekte bei der Produkt- und Arbeitssystemgestaltung  
1997 · 85 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-64195-5
- 113 *Martin, C.*  
Produktionsregelung - ein modularer, modellbasierter Ansatz  
1998 · 73 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-64401-6
- 114 *Löffler, Th.*  
Akustische Überwachung automatisierter Fügeprozesse  
1998 · 85 Abb. · 136 Seiten · ISBN 3-540-64511-X
- 115 *Lindermaier, R.*  
Qualitätsorientierte Entwicklung von Montagesystemen  
1998 · 84 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-64886-8
- 116 *Koehler, J.*  
Prozeßorientierte Teamstrukturen in Betrieben mit Großserienfertigung  
1998 · 75 Abb. · 185 Seiten · ISBN 3-540-65037-7
- 117 *Schuller, R. W.*  
Leitfaden zum automatisierten Auftrag von hochviskosen Dichtmassen  
1999 · 76 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-65320-1
- 118 *Debuschewitz, M.*  
Integrierte Methodik und Werkzeuge zur herstellungsorientierten Produktentwicklung  
1999 · 104 Abb. · 169 Seiten · ISBN 3-540-65350-3
- 119 *Bauer, L.*  
Strategien zur rechnergestützten Offline-Programmierung von 3D-Laseranlagen  
1999 · 98 Abb. · 145 Seiten · ISBN 3-540-65382-1
- 120 *Pfob, E.*  
Modellgestützte Arbeitsplanung bei Fertigungsmaschinen  
1999 · 69 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-65525-5
- 121 *Spitznagel, J.*  
Erfahrungsgeleitete Planung von Laseranlagen  
1999 · 63 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-65896-3

# Seminarberichte iwb

herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart, Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften der Technischen Universität München

Seminarberichte iwb sind erhältlich im Buchhandel oder beim

Herbert Utz Verlag, München, Fax 089-277791-01, [utz@utzverlag.com](mailto:utz@utzverlag.com)

- 1 Innovative Montagesysteme - Anlagengestaltung, -bewertung und -überwachung  
115 Seiten · ISBN 3-931327-01-9
- 2 Integriertes Produktmodell - Von der Idee zum fertigen Produkt  
82 Seiten · ISBN 3-931327-02-7
- 3 Konstruktion von Werkzeugmaschinen - Berechnung, Simulation und Optimierung  
110 Seiten · ISBN 3-931327-03-5
- 4 Simulation - Einsatzmöglichkeiten und Erfahrungsberichte  
134 Seiten · ISBN 3-931327-04-3
- 5 Optimierung der Kooperation in der Produktentwicklung  
95 Seiten · ISBN 3-931327-05-1
- 6 Materialbearbeitung mit Laser - von der Planung zur Anwendung  
86 Seiten · ISBN 3-931327-76-0
- 7 Dynamisches Verhalten von Werkzeugmaschinen  
80 Seiten · ISBN 3-931327-77-9
- 8 Qualitätsmanagement - der Weg ist das Ziel  
130 Seiten · ISBN 3-931327-78-7
- 9 Installationstechnik an Werkzeugmaschinen - Analysen und Konzepte  
120 Seiten · ISBN 3-931327-79-5
- 10 3D-Simulation - Schneller, sicherer und kostengünstiger zum Ziel  
90 Seiten · ISBN 3-931327-10-8
- 11 Unternehmensorganisation - Schlüssel für eine effiziente Produktion  
110 Seiten · ISBN 3-931327-11-6
- 12 Autonome Produktionsysteme  
100 Seiten · ISBN 3-931327-12-4
- 13 Planung von Montageanlagen  
130 Seiten · ISBN 3-931327-13-2
- 14 Nicht erschienen - wird nicht erscheinen
- 15 Flexible fluide Kleb/Dichtstoffe - Dosierung und Prozeßgestaltung  
80 Seiten · ISBN 3-931327-15-9
- 16 Time to Market - Von der Idee zum Produktionsstart  
80 Seiten · ISBN 3-931327-16-7
- 17 Industriekeramik in Forschung und Praxis - Probleme, Analysen und Lösungen  
80 Seiten · ISBN 3-931327-17-5
- 18 Das Unternehmen im Internet - Chancen für produzierende Unternehmen  
165 Seiten · ISBN 3-931327-18-3
- 19 Leittechnik und Informationslogistik - mehr Transparenz in der Fertigung  
85 Seiten · ISBN 3-931327-19-1
- 20 Dezentrale Steuerungen in Produktionsanlagen - Plug & Play - Vereinfachung von Entwicklung und Inbetriebnahme  
105 Seiten · ISBN 3-931327-20-5
- 21 Rapid Prototyping - Rapid Tooling - Schnell zu funktionalen Prototypen  
95 Seiten · ISBN 3-931327-21-3
- 22 Mikrotechnik für die Produktion - Greifbare Produkte und Anwendungspotentiale  
95 Seiten · ISBN 3-931327-22-1
- 24 EDM Engineering Data Management  
195 Seiten · ISBN 3-931327-24-8
- 25 Rationale Nutzung der Simulationstechnik - Entwicklungstrends und Praxisbeispiele  
152 Seiten · ISBN 3-931327-25-6
- 26 Alternative Dichtungssysteme - Konzepte zur Dichtungsmontage und zum Dichtmittelauftrag  
110 Seiten · ISBN 3-931327-26-4
- 27 Rapid Prototyping - Mit neuen Technologien schnell vom Entwurf zum Serienprodukt  
111 Seiten · ISBN 3-931327-27-2
- 28 Rapid Tooling - Mit neuen Technologien schnell vom Entwurf zum Serienprodukt  
154 Seiten · ISBN 3-931327-28-0
- 29 Installationstechnik an Werkzeugmaschinen - Abschlußseminar  
156 Seiten · ISBN 3-931327-29-9
- 30 Nicht erschienen - wird nicht erscheinen
- 31 Engineering Data Management (EDM) - Erfahrungsberichte und Trends  
183 Seiten · ISBN 3-931327-31-0
- 32 Nicht erschienen - wird nicht erscheinen
- 33 3D-CAD - Mehr als nur eine dritte Dimension  
181 Seiten · ISBN 3-931327-33-7
- 34 Laser in der Produktion - Technologische Randbedingungen für den wirtschaftlichen Einsatz  
102 Seiten · ISBN 3-931327-34-5
- 35 Ablaufsimulation - Anlagen effizient und sicher planen und betreiben  
129 Seiten · ISBN 3-931327-35-3
- 36 Moderne Methoden zur Montageplanung - Schlüssel für eine effiziente Produktion  
124 Seiten · ISBN 3-931327-36-1
- 37 Wettbewerbsfaktor Verfügbarkeit - Produktivitätsteigerung durch technische und organisatorische Ansätze  
95 Seiten · ISBN 3-931327-37-X
- 38 Rapid Prototyping - Effizienter Einsatz von Modellen in der Produktentwicklung  
128 Seiten · ISBN 3-931327-38-8
- 39 Rapid Tooling - Neue Strategien für den Werkzeug- und Formenbau  
130 Seiten · ISBN 3-931327-39-6
- 40 Erfolgreich kooperieren in der produzierenden Industrie - Flexibler und schneller mit modernen Kooperationen  
160 Seiten · ISBN 3-931327-40-X
- 41 Innovative Entwicklung von Produktionsmaschinen  
146 Seiten · ISBN 3-89675-041-0
- 42 Stückzahlflexible Montagesysteme  
139 Seiten · ISBN 3-89675-042-9
- 43 Produktivität und Verfügbarkeit - ...durch Kooperation steigern  
120 Seiten · ISBN 3-89675-043-7
- 44 Automatisierte Mikromontage - Handhaben und Positionieren von Mikrobauteilen  
125 Seiten · ISBN 3-89675-044-5
- 45 Produzieren in Netzwerken - Lösungsansätze, Methoden, Praxisbeispiele  
173 Seiten · ISBN 3-89675-045-3
- 46 Virtuelle Produktion - Ablaufsimulation  
108 Seiten · ISBN 3-89675-046-1
- 47 Virtuelle Produktion - Prozeß- und Produktsimulation  
131 Seiten · ISBN 3-89675-047-X
- 48 Sicherheitstechnik an Werkzeugmaschinen  
106 Seiten · ISBN 3-89675-048-8

- 49** Rapid Prototyping · Methoden für die reaktionsfähige Produktentwicklung  
150 Seiten · ISBN 3-89675-049-6
- 50** Rapid Manufacturing · Methoden für die reaktionsfähige Produktion  
121 Seiten · ISBN 3-89675-050-X
- 51** Flexibles Kleben und Dichten · Produkt- & Prozeßgestaltung,  
Mischverbindungen, Qualitätskontrolle  
137 Seiten · ISBN 3-89675-051-8
- 52** Rapid Manufacturing · Schnelle Herstellung von Klein-  
und Prototypenserien  
124 Seiten · ISBN 3-89675-052-6
- 53** Mischverbindungen · Werkstoffauswahl, Verfahrensauswahl,  
Umsetzung  
107 Seiten · ISBN 3-89675-054-2
- 54** Virtuelle Produktion · Integrierte Prozess- und Produktsimulation  
133 Seiten · ISBN 3-89675-054-2
- 55** e-Business in der Produktion · Organisationskonzepte, IT-Lösungen,  
Praxisbeispiele  
150 Seiten · ISBN 3-89675-055-0
- 56** Virtuelle Produktion – Ablaufsimulation als planungsbegleitendes  
Werkzeug  
150 Seiten · ISBN 3-89675-056-9
- 57** Virtuelle Produktion – Datenintegration und Benutzerschnittstellen  
150 Seiten · ISBN 3-89675-057-7
- 58** Rapid Manufacturing · Schnelle Herstellung qualitativ hochwertiger  
Bauteile oder Kleinserien  
169 Seiten · ISBN 3-89675-058-7
- 59** Automatisierte Mikromontage · Werkzeuge und Fügetechnologien für  
die Mikrosystemtechnik  
114 Seiten · ISBN 3-89675-059-3
- 60** Mechatronische Produktionssysteme · Genauigkeit gezielt  
entwickeln  
131 Seiten · ISBN 3-89675-060-7
- 61** Nicht erschienen – wird nicht erscheinen
- 62** Rapid Technologien · Anspruch – Realität – Technologien  
100 Seiten · ISBN 3-89675-062-3
- 63** Fabrikplanung 2002 · Visionen – Umsetzung – Werkzeuge  
124 Seiten · ISBN 3-89675-063-1

# Forschungsberichte iwb

herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart, Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften der Technischen Universität München

Forschungsberichte iwb ab Band 122 sind erhältlich im Buchhandel oder beim  
Herbert Utz Verlag, München, Fax 089-277791-01, [utz@utzverlag.de](mailto:utz@utzverlag.de)

- 122 Schneider, Burghard  
**Prozesskettenorientierte Bereitstellung nicht formstabiler Bauteile**  
1999 · 183 Seiten · 98 Abb. · 14 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-559-5
- 123 Goldstein, Bernd  
**Modellgestützte Geschäftsprozeßgestaltung in der Produktentwicklung**  
1999 · 170 Seiten · 65 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-546-3
- 124 Mößmer, Helmut E.  
**Methode zur simulationsbasierten Regelung zeitvarianter Produktionssysteme**  
1999 · 164 Seiten · 67 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-585-4
- 125 Gräser, Ralf-Gunter  
**Ein Verfahren zur Kompensation temperaturinduzierter Verformungen an Industrierobotern**  
1999 · 167 Seiten · 63 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-603-6
- 126 Trossin, Hans-Jürgen  
**Nutzung der Ähnlichkeitstheorie zur Modellbildung in der Produktionstechnik**  
1999 · 162 Seiten · 75 Abb. · 11 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-614-1
- 127 Kugelmann, Doris  
**Aufgabenorientierte Offline-Programmierung von Industrierobotern**  
1999 · 168 Seiten · 68 Abb. · 2 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-615-X
- 128 Diesch, Rolf  
**Steigerung der organisatorischen Verfügbarkeit von Fertigungszellen**  
1999 · 160 Seiten · 69 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-618-4
- 129 Lulay, Werner E.  
**Hybrid-hierarchische Simulationsmodelle zur Koordination teilautonomer Produktionsstrukturen**  
1999 · 182 Seiten · 51 Abb. · 14 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-620-6
- 130 Murr, Otto  
**Adaptive Planung und Steuerung von integrierten Entwicklungs- und Planungsprozessen**  
1999 · 178 Seiten · 85 Abb. · 3 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-636-2
- 131 Macht, Michael  
**Ein Vorgehensmodell für den Einsatz von Rapid Prototyping**  
1999 · 170 Seiten · 87 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-638-9
- 132 Mehler, Bruno H.  
**Aufbau virtueller Fabriken aus dezentralen Partnerverbünden**  
1999 · 152 Seiten · 44 Abb. · 27 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-645-1
- 133 Heitmann, Knut  
**Sichere Prognosen für die Produktionsoptimierung mittels stochastischer Modelle**  
1999 · 146 Seiten · 60 Abb. · 13 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-675-3
- 134 Blessing, Stefan  
**Gestaltung der Materialflußsteuerung in dynamischen Produktionsstrukturen**  
1999 · 160 Seiten · 67 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-690-7
- 135 Abay, Can  
**Numerische Optimierung multivariater mehrstufiger Prozesse am Beispiel der Hartbearbeitung von Industriekeramik**  
2000 · 159 Seiten · 46 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-697-4

- 136 Brandner, Stefan  
**Integriertes Produktdaten- und Prozeßmanagement in virtuellen Fabriken**  
2000 · 172 Seiten · 61 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-715-6
- 137 Hirschberg, Arnd G.  
**Verbindung der Produkt- und Funktionsorientierung in der Fertigung**  
2000 · 165 Seiten · 49 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-729-6
- 138 Reek, Alexandra  
**Strategien zur Fokuspositionierung beim Laserstrahlschweißen**  
2000 · 193 Seiten · 103 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-730-X
- 139 Sabbah, Khalid-Alexander  
**Methodische Entwicklung störungstoleranter Steuerungen**  
2000 · 148 Seiten · 75 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-739-3
- 140 Schliffenbacher, Klaus U.  
**Konfiguration virtueller Wertschöpfungsketten in dynamischen, heterarchischen Kompetenznetzwerken**  
2000 · 187 Seiten · 70 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-754-7
- 141 Sprengel, Andreas  
**Integrierte Kostenkalkulationsverfahren für die Werkzeugmaschinenentwicklung**  
2000 · 144 Seiten · 55 Abb. · 6 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-757-1
- 142 Gallasch, Andreas  
**Informationstechnische Architektur zur Unterstützung des Wandels in der Produktion**  
2000 · 150 Seiten · 69 Abb. · 6 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-781-4
- 143 Cuiper, Ralf  
**Durchgängige rechnergestützte Planung und Steuerung von automatisierten Montagevorgängen**  
2000 · 168 Seiten · 75 Abb. · 3 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-783-0 · lieferbar ab ca. 02/01
- 144 Schneider, Christian  
**Strukturmechanische Berechnungen in der Werkzeugmaschinenkonstruktion**  
2000 · 180 Seiten · 66 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-789-X
- 145 Jonas, Christian  
**Konzept einer durchgängigen, rechnergestützten Planung von Montageanlagen**  
2000 · 183 Seiten · 82 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-870-5
- 146 Willnecker, Ulrich  
**Gestaltung und Planung leistungsorientierter manueller Fließmontagen**  
2001 · 175 Seiten · 67 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-891-8
- 147 Lehner, Christof  
**Beschreibung des Nd:Yag-Laserstrahlschweißprozesses von Magnesiumdruckguss**  
2001 · 205 Seiten · 94 Abb. · 24 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0004-X
- 148 Rick, Frank  
**Simulationsgestützte Gestaltung von Produkt und Prozess am Beispiel Laserstrahlschweißen**  
2001 · 145 Seiten · 57 Abb. · 2 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0008-2
- 149 Höhn, Michael  
**Sensorgeführte Montage hybrider Mikrosysteme**  
2001 · 171 Seiten · 74 Abb. · 7 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0012-0
- 150 Böhl, Jörn  
**Wissensmanagement im Klein- und mittelständischen Unternehmen der Einzel- und Kleinserienfertigung**  
2001 · 179 Seiten · 88 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0020-1
- 151 Bürgel, Robert  
**Prozessanalyse an spanenden Werkzeugmaschinen mit digital geregelten Antrieben**  
2001 · 185 Seiten · 60 Abb. · 10 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0021-X  
lieferbar ab ca. 09/01
- 152 Stephan Dürrschmidt  
**Planung und Betrieb wandlungsfähiger Logistiksysteme in der variantenreichen Serienproduktion**  
2001 · 914 Seiten · 61 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0023-6

- 153 Bernhard Eich  
**Methode zur prozesskettenorientierten Planung der Teilebereitstellung**  
2001 · 132 Seiten · 48 Abb. · 6 Tabellen · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0028-7
- 154 Wolfgang Rudorfer  
**Eine Methode zur Qualifizierung von produzierenden Unternehmen für Kompetenznetzwerke**  
2001 · 207 Seiten · 89 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0037-6
- 155 Hans Meier  
**Verteilte kooperative Steuerung maschinennaher Abläufe**  
2001 · 162 Seiten · 85 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0044-9
- 156 Gerhard Nowak  
**Informationstechnische Integration des industriellen Service in das Unternehmen**  
2001 · 203 Seiten · 95 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0055-4
- 157 Martin Werner  
**Simulationsgestützte Reorganisation von Produktions- und Logistikprozessen**  
2001 · 191 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0058-9
- 158 Bernhard Lenz  
**Finite Elemente-Modellierung des Laserstrahlschweißens für den Einsatz in der Fertigungsplanung**  
2001 · 150 Seiten · 47 Abb. · 5 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0094-5
- 159 Stefan Grunwald  
**Methode zur Anwendung der flexiblen integrierten Produktentwicklung und Montageplanung**  
2002 · 206 Seiten · 80 Abb. · 25 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0095-3
- 160 Josef Gartner  
**Qualitätssicherung bei der automatisierten Applikation hochviskoser Dichtungen**  
2002 · 165 Seiten · 74 Abb. · 21 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0096-1
- 161 Wolfgang Zeller  
**Gesamtheitliches Sicherheitskonzept für die Antriebs- und Steuerungstechnik bei Werkzeugmaschinen**  
2002 · 192 Seiten · 54 Abb. · 15 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0100-3
- 162 Michael Loferer  
**Rechnergestützte Gestaltung von Montagesystemen**  
2002 · 178 Seiten · 80 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0118-6
- 163 Jörg Fährer  
**Ganzheitliche Optimierung des indirekten Metall-Lasersinterprozesses**  
2002 · 176 Seiten · 69 Abb. · 13 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0124-0
- 164 Jürgen Höppner  
**Verfahren zur berührungslosen Handhabung mittels leistungsstarker Schallwandler**  
2002 · 132 Seiten · 24 Abb. · 3 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0125-9
- 165 Hubert Götte  
**Entwicklung eines Assistenzrobotersystems für die Knieendoprothetik**  
2002 · 258 Seiten · 123 Abb. · 5 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0126-7
- 166 Martin Weissenberger  
**Optimierung der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen im rechnergestützten Entwicklungsprozess**  
2002 · 210 Seiten · 86 Abb. · 2 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0138-0
- 167 Dirk Jacob  
**Verfahren zur Positionierung unterseitenstrukturierter Bauelemente in der Mikrosystemtechnik**  
2002 · 200 Seiten · 82 Abb. · 24 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0142-9
- 168 Ulrich Roßgoderer  
**System zur effizienten Layout- und Prozessplanung von hybriden Montageanlagen**  
2002 · 175 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0154-2
- 169 Robert Klingel  
**Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen auf Basis akustischer Emissionen**  
2002 · 164 Seiten · 89 Abb. · 27 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0174-7
- 170 Paul Jens Peter Ross  
**Bestimmung des wirtschaftlichen Automatisierungsgrades von Montageprozessen in der frühen Phase der Montageplanung**  
2002 · 144 Seiten · 38 Abb. · 38 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0191-7

171 Stefan von Praun

**Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen im Produktentstehungsprozess**

2002 · 250 Seiten · 62 Abb. · 7 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0202-6



