

Vorwort

Schraubenverbindungen werden in nahezu allen technischen Produkten verwendet. Die Anwendung dieser montage- und demontagefreundlichen Bauteilverbindungen führt dazu, dass in den verschiedenen Branchen sehr unterschiedliche Eigenschaften benötigt werden. Besonders auffällig sind zum Beispiel unterschiedliche Durchmesserbereiche, Größenverhältnisse, Ausführungsformen, Werkstoffkombinationen, Festigkeitsklassen, Oberflächen und Montagemöglichkeiten.

Dennoch sind hierfür immer wieder einige wenige Prinzipien maßgeblich, welche die Grundlage für die Auswahl, Berechnung und Gestaltung der Schraubenverbindung darstellen. Daher werden in diesem Buch grundlegenden Prinzipien und die Einflussgrößen beleuchtet und anhand von einfachen Beispielen diskutiert. Die Kenntnis dieser wesentlichen Zusammenhänge hilft schließlich bei der Auswahl, Auslegung, Berechnung und Gestaltung sowie bei der Fertigungs- und Montagevorbereitung. Weiterhin werden damit auch die verschiedenen Phasen des Qualitätsmanagements unterstützt.

In der Lehre habe ich mehrfach erfahren, dass die Studierenden die Berechnung einer Schraubenverbindung oftmals deutlich unterschätzen. Daher werden in diesem Buch berechnungsrelevante Themen besonders beleuchtet.

Das vorliegende Lehr- und Fachbuch für Theorie und Praxis soll die Leserinnen und Leser in einer anwendungsfreundlichen Form unterstützen. Hierbei werden neben der Fachliteratur die anerkannte Richtlinie VDI 2230 und die relevanten Normen berücksichtigt. Bei dieser großen Bandbreite müssen notwendigerweise Themen ausgewählt werden, notwendig sind auch eine Vereinfachung im sinnvollen Maße und eine Konzentration auf ausgewählte Inhalte.

Somit sollen die Themen und Beispiele der Buchkapitel bei wesentlichen Konstruktionsschritten helfen, insbesondere bei der Auswahl, Auslegung, Berechnung und Gestaltung. Einzelne Themen werden in Expertenbeiträgen vertieft.

Bei der Planung und Erstellung dieses Buches habe ich meine Erfahrungen aus meiner Industriepraxis sowie meiner Lehre und Forschung an der Hochschule einfließen lassen. Besonders viele Impulse lieferte das *Norddeutsche Kolloquium Schraubenverbindungen*, das ich seit dem Frühjahr 2014 jährlich an der HAW Hamburg durchführe. Mehrere Referenten dieses Kolloquiums haben Expertenbeiträge für dieses Buch geschrieben.

An dieser Stelle danke ich allen Autoren der Expertenberichte. Herrn Niels Eiben danke ich für die stetige Unterstützung im Labor bei den Versuchen und Analysen. Weiterhin danke ich meinem Sohn Falk und meiner Frau Corinna für die Unterstützung in der Abschlussphase des Buches. Abschließend danke ich allen Personen, die direkt oder indirekt an diesem Buch mitgewirkt haben.

Nun wünsche ich den Leserinnen und Lesern viel Freude mit dem Buch.

Hamburg im Oktober 2021

Andreas Meyer-Eschenbach

Der Herausgeber:

Prof. Dr.-Ing. **ANDREAS MEYER-ESCHENBACH**

Prof. Dr. Andreas Meyer-Eschenbach studierte bis 1989 Maschinenbau an der Technischen Universität Berlin. Anschließend arbeitete er als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl Konstruktionstechnik und schloss 1995 seine Promotion ab. In seiner siebenjährigen Industrietätigkeit bei den Firmen LuK Kupplungen und BSH Bosch und Siemens Hausgeräte arbeitete er in der Entwicklung zunächst als Projektingenieur und später als Leiter der Versuchsabteilung. Im Jahr 2002 kehrte er an den Lehrstuhl Konstruktionstechnik und Entwicklungsmethodik der Technischen Universität Berlin als Oberingenieur zurück. Dort führte er Vorlesungen zu Konstruktionslehre und Versuchsmethodik durch und leitete das Versuchsfeld. Hierbei betreute er auch das Projekt «Selbsttätiges Losdrehen von Pleuelverschraubungen».

Seit März 2007 arbeitet er als Professor für Konstruktion an der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg. Zum Thema Schraubenverbindungen führte er dort mehrere Projekte mit der Industrie durch und baute hierzu den Laborbereich aus. Seit dem Frühjahr 2014 veranstaltet er jährlich das *Norddeutsche Kolloquium Schraubenverbindungen*.

Die Autoren:

B. Eng. JAN BÜCHLE, Arnold Umformtechnik GmbH&Co KG

Herr Büchle studierte Maschinenbau mit der Fachrichtung Konstruktion und Entwicklung und ist seit 2011 bei Arnold Umformtechnik GmbH & Co. KG. Neben dem anwendungstechnischen Schraublabor ist er zudem als Projektleiter tätig. Er absolvierte erfolgreich die Ausbildung zum Schraubfachingenieur (DSV)® und vertritt das Unternehmen als Referent bei Kundenveranstaltungen.

M. Eng. FLORIAN BRAHM, MAN Energy Solutions SE

Herr Brahm ist bei MAN Energy Solutions SE (Werk Hamburg) im Dampfturbinenbau als Teilprojektleiter im Bereich Kernturbine tätig. Darüber hinaus verantwortet er den Bereich thermisch hoch belasteter Schraubenverbindungen von der Auslegung (inkl. Pflege der Tools), Validierung von Montageverfahren durch Versuche, Prozessoptimierung, Standardisierung und Qualifizierung bis hin zur Spezifizierung der Verbindungselemente.

Dipl.-Ing. HORST DIETERLE, KAMAX Automotive GmbH

Herr Dieterle ist seit 2007 bei der Firma KAMAX in der Forschung und Entwicklung tätig und leitet derzeit den Bereich Entwicklung Werkstoffe und Oberflächenschutzsysteme für Verbindungselemente.

Dipl. Wirt.-Ing. MARKUS FISCHER, SCS Concept Deutschland GmbH

Herr Fischer ist Schraubfachingenieur (DSV)® und seit fast 15 Jahren in der und für die Schraubtechnik tätig und arbeitet als Technical Compliance Officer in der SCS Concept Group. Weiterhin ist er 2. Vorsitzender des VDI-GMA-Fachausschusses 3.63 »Mess- und Prüfverfahren für die Schraubtechnik« und darüber hinaus aktives Mitglied in mehreren Arbeitsgruppen innerhalb des Fachausschusses sowie des DSV, CEN und ISO.

Prof. Dr.-Ing. THOMAS GRÄTSCH, HAW Hamburg

Prof. Grätsch ist Professor für Technische Mechanik und Mathematik an der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg im Department Maschinenbau und Produktion. Neben seinen Berufungsfächern lehrt er die Finite-Elemente-Methode im Bachelor- und Masterstudium und führt hierzu regelmäßig Forschungsprojekte durch.

Dipl.-Ing. GERT HÖRING, Intellifast GmbH

Herr Höring studierte an der TU Ilmenau Elektrotechnik mit der Vertiefungsrichtung Prozessmess- und Sensortechnik. Derzeit ist er tätig bei der Firma Intellifast in Speyer als Leiter Sensorproduktion und Verantwortlicher für F&E im Bereich Sensor/ Dünnschicht.

Dipl.-Ing. JAN-HENDRIK KNOTH, Porsche AG

Herr Knoth arbeitet als Verification & Validation Manager im Bereich Antriebssystem.

Prof. Dr.-Ing. ANDREAS MEYER-ESCHENBACH, HAW Hamburg

Prof. Meyer-Eschenbach ist Professor für Konstruktion an der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg im Department Maschinenbau und Produktion. In den Fächern zur Konstruktion lehrt er Schraubenverbindungen und führt hierzu anwendungsnahe Forschungsprojekte durch.

M. Eng. DJAWED RAJABI, Porsche AG

Herr Rajabi ist Sachgebietsleiter für Verschraubungs- und Prüftechnik.

Dipl.-Ing. BERNHARD RECK, REC Fastening GmbH

Herr Reck ist im Bereich Schraubenverbindungen seit 35 Jahren von der Auslegung bis zum fertigen Produkt tätig. Seit 1998 ist er Alleingesellschafter und Geschäftsführer der REC® Gruppe – solutions in fastening technology.

Dipl.-Ing. (FH) MORITZ STAHL, Arnold Umformtechnik GmbH&Co KG

Herr Stahl ist Director FTC / R&D Fastening Solutions bei der Arnold Umformtechnik GmbH & Co. KG. Er hat zusätzlich die Ausbildung zum Schraubfachingenieur (DSV)® absolviert, ist in diversen Gremien, wie zum Beispiel dem Deutschen Schraubenverband, tätig und bekleidet eine Trainerfunktion an der Akademie der Schraubverbindungen® mit den Fokusthemen Gewindefurchende Schraubverbindungen und Schraubfallanalysen.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	5
Verwendete Formelzeichen	17
1 Einführung	19
1.1 Ziele und Ausrichtung des Buches	19
1.2 Bauteile einer Schraubenverbindung	20
1.3 Anforderungen an eine Schraubenverbindung	21
1.4 Ausgewählte Eigenschaften von Schraubenverbindungen	22
1.5 Aufbau und Inhalt des Buches	23
2 Grundlagen	25
2.1 Grundlagen der Technischen Mechanik	25
2.1.1 Coulomb'scher Reibungseffekt	25
2.1.2 Schiefe Ebene und Selbsthemmung	27
2.1.3 Schiefe Ebene als Kraftverstärkung	29
2.1.4 Erzeugung eines Drehmomentes	30
2.1.5 Kraftverstärkung durch schiefe Ebene und Hebelarm	31
2.1.6 Zug- und Druckspannung	33
2.1.7 Torsionsspannung	35
2.2 Grundlagen zu Gewinden	36
2.2.1 Entstehung einer Schraubenlinie	36
2.2.2 Bewegungsgewinde	38
2.2.3 Befestigungsgewinde	38
2.2.4 Gewindesteigung und Kraftverstärkung	40
2.2.5 Feingewinde	42
2.3 Analyse einer Schraubenverbindung	43
3 Normen und Richtlinien	45
3.1 DIN-Normen	45
3.2 VDI Richtlinie 2230	45
3.3 VDI/VDE-Richtlinie 2862	46
3.4 Technische Lieferbedingungen	46
4 Werkstoffe und Fertigung	47
4.1 Zusammenhänge von Werkstoff, Fertigung und Funktion	47
4.1.1 Auswahl von Werkstoffen	47
4.1.2 Werkstofftechnische Kennwerte	47
4.1.3 Zugversuch	48
4.2 Festigkeit	49
4.2.1 Festigkeitsklassen für Schrauben	49
4.2.2 Festigkeitsklassen für Muttern	51
4.2.3 Festigkeit von Platten	51
4.2.4 Festigkeitsklassen für Schrauben und Muttern aus Edelstählen	52
4.2.5 Festigkeit von Schrauben und Muttern aus Leichtmetallen	52

4.3	Fertigung und Nachbehandlung von Schrauben und Muttern	52
4.3.1	Fertigungsverfahren	52
4.3.2	Genauigkeit	53
4.3.3	Werkstoffnachbehandlung	54
4.3.4	Beschichtung	55
4.3.5	Schmierung	56
4.4	Aspekte zu Werkstoff- und Fertigungseigenschaften	57
4.4.1	Aspekte zur Fertigung von Platten	57
4.4.2	Verhalten der Platten unter Last	58
5	Belastungen und Beanspruchungen	59
5.1	Analyse der Verbindung	59
5.1.1	Zugkraft und Zugspannung in der Schraube	59
5.1.2	Drehmoment und Torsionsspannung in der Schraube	62
5.1.3	Vergleichsspannung in der Schraube	63
5.1.4	Flächenpressung unter der Kopfauflage	63
5.1.5	Grenzflächenpressung	64
5.1.6	Druckspannung in den Platten	66
5.2	Verformungen	66
5.2.1	Federsteifigkeiten und Nachgiebigkeiten	66
5.2.2	Ermittlung der Nachgiebigkeiten der Schrauben	68
5.2.3	Ermittlung der Nachgiebigkeiten der Platten	70
5.2.4	Beispiele für ausgewählte Nachgiebigkeiten der Platten	72
5.3	Verspanntes System und Verspannungsschaubild	73
5.3.1	Schrauben und Platten als Federn	74
5.3.2	Schraubenverbindung als Federschaltung	74
5.3.3	Verspannungsschaubild	75
5.3.4	Einfluss der Montagevorspannkraft	76
5.3.5	Setzkraft und Restklemmkraft	77
5.4	Erweiterung des Verspannungsschaubildes	77
5.4.1	Einleitung einer axial wirkenden Betriebskraft	77
5.4.2	Einleitung einer axialen Druckkraft	79
5.4.3	Einleitung einer axialen Zugkraft innerhalb der Klemmlänge	80
5.4.4	Dynamische Betriebskräfte	81
5.5	Weitere Belastungen	82
5.5.1	Thermische Belastungen	82
5.5.2	Betriebskräfte quer zur Schraubenachse	82
5.5.3	Selbsttätiges Lösen von Schraubenverbindungen	83
5.5.4	Beispiel Pleuelverschraubung	84
5.5.5	Weiterführende Belastungs- und Beanspruchungsanalysen	85
6	Berechnung der Belastungen und Beanspruchungen im Detail	87
6.1	Ablauf der Berechnung	87
6.1.1	Randbedingungen	88
6.1.2	Vorgaben	88
6.1.3	Verspannung	88
6.1.4	Beanspruchungsfälle	89
6.1.5	Festigkeitsnachweise	89
6.1.6	Feingestaltung	89

6.2	Ermittlung der Vorgaben	89
6.2.1	Nenndurchmesser und Grenzabmessung – R0	89
6.2.2	Anziehungsfaktor – R1	92
6.2.3	Mindestklemmkraft – R2	95
6.3	Ermittlung der Verspannung	97
6.3.1	Aufteilung der Betriebskraft – R3	97
6.3.2	Änderungen der Vorspannkraft – R4	99
6.3.3	Minimal erforderliche Montagevorspannkraft – R5	100
6.3.4	Maximal auftretende Montagevorspannkraft – R6	100
6.4	Ermittlung der Beanspruchungsfälle	100
6.4.1	Montagebeanspruchung – R7	100
6.4.2	Betriebsbeanspruchung – R8	104
6.4.3	Schwingbeanspruchung – R9	107
6.5	Festigkeitsnachweise	109
6.5.1	Flächenpressung – R10	109
6.5.2	Mindesteinschraubtiefe – R11	111
6.5.3	Gleiten oder Abscheren – R12	112
6.5.4	Anziehungsdrehmoment – R13	113
7	Einflüsse auf die Tragfähigkeit	115
7.1	Einflüsse zu den Vorgaben (R0 bis R2)	115
7.1.1	Anziehungsfaktor – R1	115
7.1.2	Mindestklemmkraft – R2	115
7.2	Einflüsse zur Verspannung (R3 bis R6)	116
7.2.1	Aufteilung der Betriebskraft – R3	116
7.2.2	Setzkraft – R4	117
7.2.3	Minimale Montagevorspannkraft – R5	120
7.2.4	Maximale Montagevorspannkraft – R6	120
7.3	Einflüsse zu den Beanspruchungsfällen (R7 bis R9)	120
7.3.1	Montagebeanspruchung – R7	120
7.3.2	Betriebsbeanspruchung – R8	120
7.3.3	Schwingbeanspruchung – R9	120
7.4	Einflüsse zu den Festigkeitsnachweisen (R10 bis R13)	121
7.4.1	Flächenpressung – R10	121
7.4.2	Mindesteinschraubtiefe – R11	122
7.4.3	Gleiten oder Abscheren – R12	122
7.4.4	Anziehungsdrehmoment – R13	122
8	Montage von Schraubenverbindungen	123
8.1	Erzeugung der Vorspannkraft	123
8.1.1	Erzeugung der Vorspannkraft durch das Anziehungsdrehmoment	123
8.1.2	Einfluss der Reibwerte	125
8.1.3	Erzeugung der Vorspannkraft durch den Anziehungswinkel	127
8.1.4	Beispielrechnung zu Kenngrößen beim Anziehen	128
8.2	Aspekte bei der Montage von Schraubenverbindungen	130
8.3	Schraubfälle	131
8.3.1	Schraubfallhärte	131
8.3.2	Konstruktive Beeinflussung der Schraubfallhärte	132

8.4	Einfluss der Reibpaarungen	133
8.4.1	Reibungszahlen	133
8.4.2	Einflüsse auf Reibungszahlen	134
8.4.3	Geometrieabweichungen im Bohrbereich	134
8.4.4	Geometrieabweichungen der Kopfauftragflächen	136
8.5	Anziehverfahren – Schraubverfahren	136
8.5.1	Anziehen nach Drehmoment	137
8.5.2	Anziehen nach Drehwinkel	137
8.5.3	Anziehen nach Drehmoment und Drehwinkel	138
8.5.4	Anziehen nach Schraubendehnung	138
8.5.5	Nachziehen einer Schraubenverbindung	139
8.5.6	Werkzeuge zum Anziehen von Schraubenverbindungen	139
9	Messungen zu den Montageeigenschaften	141
9.1	Messung der Vorspannkraft	141
9.1.1	Messung mit Ringkraftaufnehmern	141
9.1.2	Messung mit Dehnmessstreifen	142
9.1.3	Ultraschallmesstechnik	142
9.2	Aspekte zur Qualitätskontrolle der Montage	142
9.2.1	Prüfung des Lösemoments	143
9.2.2	Prüfung des Weiterdrehmoments	143
9.2.3	Ausgewählte Versuchstechnik	144
9.3	Ermittlung einzelner Drehmomente	146
9.3.1	Messung des Gewindemomentes	146
9.3.2	Aufteilung des Gewindemomentes mit der gemessenen Vorspannkraft	147
9.3.3	Ermittlung des Kopfreibungsmomentes	148
9.4	Ermittlung weiterer Kenngrößen durch Versuch und Rechnung	149
9.4.1	Ansatz zur indirekten Messung der Vorspannkraft	149
9.4.2	Messung von Drehmoment und Drehwinkel beim Anziehen	150
9.4.3	Weitere Analyse der Drehmomentkurven	151
9.4.4	Berechnung der Vorspannkraft aus Drehmomentkurven	152
9.4.5	Anwendung für ein Berechnungsbeispiel	155
9.4.6	Prüfungen ohne Vorspannkraftmessung	156
9.4.7	Diskussion zu den Berechnungen	156
10	Zusammenfassung	159
10.1	Zusammenfassung wesentlicher Gesichtspunkte	159
10.2	Weiterführende Themenfelder	160
10.3	Ausblick	160

Expertenbeiträge

1	Berechnung von Schraubenverbindungen mit der Finite-Element-Methode ..	165
	Prof. Dr.-Ing. THOMAS GRÄTSCH	
1.1	Einführung in die Finite-Element-Methode	165
1.1.1	Allgemeines	165
1.1.2	Die Grundidee	166

1.2	Schraubenmodelle in der FE-Berechnung	167
1.2.1	Modellklasse I: Schraube nicht ausmodelliert	167
1.2.2	Modellklasse II: Schraube als Balkenelement	168
1.2.3	Modellklasse III: Schraube als Volumenkörper	169
1.2.4	Modellklasse IV: Schraube als Volumenkörper mit Gewinde	170
1.3	Praxisbeispiel Kragträger	170
1.3.1	Berechnung der Kontaktspannungen	171
1.3.2	Nachgiebigkeit der verspannten Bauteile	173
1.3.3	Vergleich der Modellklassen	174
1.3.4	Einfluss der Vernetzung	175
1.3.5	Einfluss des Reibkontakts	176
1.3.6	Einfluss der Geometrie	177
1.4	Praxisbeispiel Kreisflansch PN6-DN50	177
1.4.1	Variantenstudie	179
	Literaturverzeichnis	183
2	Verfahren und Techniken zur Ermittlung der Vorspannkraft an Verbindungselementen	185
	Dipl.-Ing. GERT HÖRING	
2.1	Mechanische Systeme – Längenmessung zur Bestimmung der Vorspannkraft	185
2.2	Dehnungsmessstreifen	187
2.3	Kraftmessdosens und Kraftmessringe	188
2.4	Vorspannkraftmessung mit Ultraschall	190
2.4.1	Puls-Echo-Methode	190
2.4.2	Längung und akustoelastischer Effekt	191
2.4.3	Der Piezoeffekt und seine Inversion	192
2.4.4	Ausführungsformen von Ultraschallsensoren	193
2.4.5	Temperaturkompensation	198
2.4.6	Messung an Verbindungsbauteilen mit inhomogener Temperaturverteilung	199
2.4.7	Messung in die Streckgrenze	204
2.5	Ausblicke	206
	Literaturverzeichnis	207
3	Auslegung innermotorischer Verschraubungen am Beispiel der Zylinderkopfverschraubung	209
	M. Eng. DJAWED RAJABI, DIPL.-ING. JAN-HENDRIK KNOTH	
3.1	Hochlastverbindungen im innermotorischen Bereich	209
3.2	Anforderungen an die Verschraubung innermotorischer Verbindungen	211
3.3	Innermotorischer Schraubfall: Zylinderkopfverschraubung am Vierliter-V8-Turbomotor (intern EA825)	212
3.4	Gängige Montageverfahren im Automobilbau	214
3.5	Motivation und Ziele bei der Motorentwicklung	215
3.6	Vergleich von drehwinkelgesteuerten Anziehverfahren	215
3.7	Ergebnis der gemessenen Vorspannkraft im Vollmotor	217
3.8	Erhöhung der Schrauben-Streckgrenze	220
3.9	Einflüsse auf den innermotorischen Betrieb	222

4	Der Drehwinkel in der Schraubtechnik	225
	Dipl. Wirt.-Ing. MARKUS FISCHER	
4.1	Drehwinkel in der Schraubtechnik – nicht ohne Drehmoment	225
4.2	Von der Kalibrierung zur Messsystemanalyse – welche Drehwinkelmessgeräte braucht man?	226
4.2.1	Drehwinkelkalibrierung	226
4.2.2	Messgerätefähigkeit (MGF) und Messsystemanalyse (MSA)	227
4.2.3	Sonderfälle von Drehwinkelmessgeräten	229
4.3	Drehwinkelbasierte Montage- und Überwachungsstrategien – was ist gefordert und was ist möglich?	231
4.3.1	Winkel für die fähige Parametrierung von Schraubsystemen	231
4.3.2	Drehwinkel und die schraubstellenbezogene Maschinenfähigkeitsuntersuchung (MFU)	236
4.3.3	Drehwinkel für die Prozessfähigkeitsuntersuchung (PFU)	237
4.4	Ausblick	239
	Literaturverzeichnis	239
5	Prüfen von Schrauben und Schraubenverbindungen	241
	Dipl.-Ing. (FH) MORITZ STAHL, B. ENG. JAN BÜCHLE	
5.1	Übersicht über Prüfungen	241
5.2	Normative Prüfungen	242
5.2.1	DIN 267 – Teil 27: Schrauben mit klebender Beschichtung	242
5.2.2	DIN 267 – Teil 28: Schrauben mit klemmender Beschichtung	244
5.2.3	DIN 267 – Teil 30: Metrische gewindefurchende Schrauben 10.9	245
5.2.4	DIN 7500-1: Gewindefurchende Schrauben für Metrisches ISO-Gewinde	246
5.2.5	DIN EN ISO 16047: Drehmoment-Vorspannkraft-Versuch	247
5.3	Anwendungstechnische Prüfungen	249
5.3.1	Zerstörender Einschraub- und Überdrehversuch	250
5.3.2	Montageversuch	251
5.3.3	Weiterdrehanalyse	253
5.3.4	Losdrehanalyse	254
5.3.5	Wiederholverschraubung	256
5.3.6	Vorspannkraftermittlung	257
5.3.7	Bauteilkonditionierung	260
	Literaturverzeichnis	262
6	Wasserstoffinduzierter Sprödbbruch bei hochfesten und ultrahochfesten Verbindungselementen	263
	Dipl.-Ing. HORST DIETERLE	
6.1	Schadensbild des Wasserstoffsprödbruchs an hochfesten Schrauben	263
6.2	Schadensmechanismus der wasserstoffinduzierten Spannungsrisskorrosion	265
6.2.1	Wasserstoff	265
6.2.2	Werkstoffzustand	267
6.2.3	Zugspannungen	269
6.3	Prüfmethoden zur Bewertung der Wasserstoffversprödung	270
6.4	Ausgewählte Prüfverfahren und Ergebnisse	272

6.4.1	Langsamzugversuch mit Ex-situ-Wasserstoffbeladung	273
6.4.2	Step Load Test mit In-situ-Wasserstoffbeladung	276
	Literaturverzeichnis	278
7	Große Schraubenverbindungen im thermischen Maschinen- und Anlagenbau	281
	M. Eng. FLORIAN BRAHM	
7.1	Schraubenverbindungen im Dampfturbinenbau (exemplarische Betrachtung) .	282
7.1.1	Einsatzbereiche	282
7.1.2	Normen	283
7.1.3	Werkstoffe	284
7.1.4	Schraubengrößen und Anzugswertebeziehungen	284
7.2	Thermisch entlastetes Anziehen nach Drehwinkel (TEAD)	285
7.2.1	Prinzipielle Beschreibung	286
7.2.2	Prozessbeschreibung im Detail	286
7.2.3	Technische Anforderungen	288
7.2.4	Anwendungsbereiche	289
7.2.5	Vergleich zu anderen Anzugsverfahren	289
7.3	Herausforderungen bei der Schraubenauslegung im thermischen Maschinenbau	290
7.3.1	Werkstofffestigkeit	291
7.3.2	Wärmedehnung	291
7.3.3	Relaxation	292
7.4	Zusammenfassung und Ausblick	297
	Literaturverzeichnis	297
8	Gewindefurchende Schraubenverbindungen	299
	Dipl.-Ing. (FH) MORITZ STAHL	
8.1	Einsatz von gewindefurchenden Schraubenverbindungen und mögliche Kosteneinsparung	299
8.2	Gewindefurchende Schrauben für Leichtmetalle und Stahl	300
8.2.1	Verarbeitung und Montage	301
8.2.2	Festigkeitsklassen	303
8.2.3	Kernlöcher	303
8.2.4	Zusätzliche Sonderausführungen	307
8.3	Gewindefurchende Schrauben für Kunststoffe	309
8.3.1	Montage	310
8.3.2	Einflussgrößen auf die Verbindungseigenschaften	312
8.3.3	Versagensarten	313
8.3.4	Einschraubtubus	314
8.4	Fließlochformende Schrauben	315
8.4.1	Funktionsprinzip	317
8.4.2	Anwendungsbereiche	318
8.4.3	Schraubprozess	318
8.4.4	Vorlochung des Deckblechs beim Fließlochformen	320
8.5	Schrauben für Dünnbleche	321
8.5.1	Funktionsprinzip und Produktmerkmale	322
8.5.2	Schraubprozess	323

8.5.3	Anwendungen	323
8.5.4	Vergleich zur herkömmlichen Blechschraube	324
	Literaturverzeichnis	326
9	Elektrischer Übergangswiderstand bei Schraubenverbindungen	327
	Dipl.-Ing. BERNHARD RECK	
9.1	Allgemeine Beschreibung des elektrischen Übergangswiderstandes und des Kontaktwiderstandes	327
9.2	Physikalische Beschreibung – Formeln und Regelwerke	328
9.3	Der Übergangswiderstand	329
9.4	Elektrische Kontakte	330
9.4.1	Schraubkontakte	330
9.4.2	Schraubklemme (elektrische Klemme)	330
9.4.3	Schrauben-Mutter-Verbindung, Stromfluss über die Kontaktflächen ...	331
9.4.4	Schraube und Mutter verbinden zwei Leiter, Stromfluss über die Verschraubung	332
9.4.5	Sonderfall gewindeformende Schrauben	332
9.5	Bestimmung des Übergangswiderstandes	333
9.6	Die Montage	334
9.7	Temperatureinfluss	335
9.8	Medieneinfluss und Korrosion	335
9.9	Qualifizierung von elektrischen Schraubkontakten nach heutigem Automobilstandard	336
	Case Study von Dresselhaus: Vollautomatisiertes C-Teile-Management für den letzten Meter der Produktion	339
	Literaturverzeichnis	350
	Stichwortverzeichnis	353

Verwendete Formelzeichen

Die verwendeten Formelzeichen sind in den einzelnen Kapiteln benannt, so dass in dieser Übersicht ausgewählte Formelzeichen aufgeführt sind, die besonders häufig verwendet werden.

Zeichen	Bezeichnung	Einheit
	Kleinbuchstaben	
c_s	Federsteifigkeit der Schraube	N/mm
c_p	Federsteifigkeit der Platten	N/mm
d	Durchmesser, Nenndurchmesser	mm
d_2	Flankendurchmesser des Schraubengewindes	mm
d_3	Kerndurchmesser des Schraubengewindes	mm
d_h	Bohrungsdurchmesser der Platte an der Kopfauflage	mm
d_s	Spannungsdurchmesser der Schraube	mm
d_w	Außendurchmesser der Kopfauflage	mm
f	elastische Längenänderung durch eine Kraft F	mm
f_p	elastische Längenänderung der Platten	mm, μm
f_s	elastische Längenänderung der Schraube	mm, μm
f_z	Setzbetrag (bleibende Verformungen durch Setzen)	mm, μm
l	Länge	mm
l_{Gew}	Länge des freien belasteten Gewindes	mm
l_k	Klemmlänge	mm
m	Steigung einer Gerade (Gradient)	
n	Krafteinleitungsfaktor	
p	Flächenpressung	N/mm ²
p_G	Grenzflächenpressung (maximal zulässige Pressung)	N/mm ²
	Großbuchstaben	
A	Fläche, Querschnittsfläche	mm ²
A_s	Spannungsquerschnittsfläche	mm ²
A_p	Fläche der Schraubenkopf- bzw. Mutterauflage	mm ²
D	Außendurchmesser, Muttergewindedurchmesser	mm
D_2	Flankendurchmesser der Muttergewindes	mm
D_{km}	wirksamer (mittlerer) Durchmesser für das Reibungsmoment in der Schraubenkopf- oder Mutterauflage	mm
E	Elastizitäts-Modul (E-Modul)	N/mm ²
E_p	Elastizitäts-Modul (E-Modul) der Platten	N/mm ²
E_s	Elastizitäts-Modul (E-Modul) der Schraube	N/mm ²
F	Kraft	N
F_v	Vorspannkraft	N
F_A	Betriebskraft in axialer Richtung	N

Zeichen	Bezeichnung	Einheit
F_B	Betriebskraft in beliebiger Richtung	N
F_{Kerf}	erforderliche Mindestklemmkraft	N
F_M	Montagevorspannkraft	N
$F_{M \max}$	maximale Montagevorspannkraft	N
$F_{M \min}$	minimale Montagevorspannkraft	N
F_Q	Querkraft	N
F_{PA}	Plattenzusatzkraft	N
F_S	Schraubenkraft	N
F_{SA}	Schraubenzusatzkraft	N
F_{SAa}	Dynamische Schraubenzusatzkraft (Kraftausschlag)	N
F_{SAo}	obere (maximale) Schraubenzusatzkraft	N
F_{SAu}	untere (minimale) Schraubenzusatzkraft	N
F_Z	Setzkraft (Vorspannkraftverlust durch Setzen)	N
G	Gleit-Modul (G-Modul), Schubmodul	N/mm ²
M_A	Anziehdrehmoment	Nm
M_{GR}	Gewindereibungsmoment	Nm
M_{GSt}	Gewindesteigungsmoment	Nm
M_{KR}	Kopfreibmoment, Reibungsmoment in der Kopf- oder Mutterauflage	Nm
M_T	Drehmoment (Torsionsmoment)	Nm
P	Gewindesteigung	mm
$R_{p0,2}$	0,2 %-Dehngrenze (0,2 % bleibende Dehnung)	N/mm ²
R_m	Zugfestigkeit der Schraube	N/mm ²
S_D	Sicherheit gegen Dauerbruch	
	griechische Buchstaben	
α	Flankenwinkel des Gewindes (meist 60°)	
α_A	Anziehungsfaktor	
δ	elastische Nachgiebigkeit	mm/N
δ_P	elastische Nachgiebigkeit der Platten	mm/N
δ_S	elastische Nachgiebigkeit der Schraube	mm/N
δ_{SK}	elastische Nachgiebigkeit des Schraubenkopfes	mm/N
ϑ	Drehwinkel	rad, °
μ_G	Reibungszahl (Reibwert) im Gewinde	
μ_K	Reibungszahl (Reibwert) unter der Kopfauflage	
μ_T	Reibungszahl (Reibwert) in der Trennfuge	
ρ	Dichte	g/cm ³
σ	Spannung, Zugspannung	N/mm ²
σ_b	Biegespannung	N/mm ²
τ	Torsionsspannung, Scherspannung	N/mm ²
Φ	Kraftverhältnis	
φ	Steigungswinkel	

1 Einführung

Bei einem Großteil der technischen Produkte werden die Bauteile und Komponenten mit Schraubenverbindungen gefügt. Besonders wichtig ist hierbei, dass diese Verbindung sich sehr gut zur Montage und Demontage von Bauteilen aus gleichen oder ungleichen Werkstoffgruppen eignet. Bei modular aufgebauten Systemen, die meist aus unterschiedlichen Lieferketten stammen, werden Verschraubungen als selbstverständlich angesehen. Für ein Mittelklassefahrzeug werden zum Beispiel ungefähr 3000 Schraubenverbindungen benötigt. In vielen Fällen werden ein geringer Bauraum und ein geringes Gewicht angestrebt, was dann zu einer hohen Beanspruchung der Verbindung führt. Bei sicherheitsrelevanten Bauteilen werden daher hohe Qualitätsmaßstäbe angesetzt.

Im privaten und beruflichen Alltag sehen viele Menschen eine große Zahl von Schraubenverbindungen und erkennen meist nicht alle notwendigen Zusammenhänge und Arbeitsschritte, die zu einer gut funktionierenden Verbindung führen. Auch Studierende des Maschinenbaus sind oft überrascht, wie viele Details bei einer hochbeanspruchten Schraubenverbindung beachtet werden sollten.

Schließlich handelt es sich hier um Bauteile mit scharfen Kerben und Kraftumlenkungen sowie oft um Bauteile aus unterschiedlichen Werkstoffen. Daraus folgen unterschiedliche Spannungen und Verformungen. Darüber hinaus gibt es oberflächennahe Effekte (Reibung) und lokale plastische Verformung (Setzen). Bei der Belastung durch eine Betriebskraft muss zudem die montierte, also vorgespannte Verbindung als Federsystem berechnet werden.

In den folgenden Abschnitten werden zunächst die Ziele des Buches definiert. Zur Begriffsklärung werden einige Bauteile vorgestellt und danach einige Anforderungen und Eigenschaften beschrieben. Schließlich erfolgt die Übersicht der Themen der folgenden Kapitel, so dass ein Direkteinstieg in ein Thema erleichtert wird. Hierbei werden in den weiteren Kapiteln sinnvolle Vereinfachungen durchgeführt, um wesentliche Zusammenhänge transparent darzustellen und praxistaugliche Entscheidungsmöglichkeiten aufzuzeigen.

Dieses Buch soll Theorie und Praxis verbinden und Studierende, Techniker, Ingenieure in anwendungsfreundlicher Form unterstützen. Einzelne Themenfelder werden in Expertenbeiträgen näher beleuchtet.

1.1 Ziele und Ausrichtung des Buches

In diesem Buch sollen die wesentlichen Zusammenhänge bei der Betrachtung von Schraubenverbindungen dargestellt werden. Die Kapitel folgen deswegen einem grundsätzlich gleichbleibenden Aufbau:

- Wiederholen der Grundlagen
- Erkennen der Prinzipien
- Formulieren der Zusammenhänge in Formeln
- Analysieren der Eigenschaften
- Berechnen von Beispielen
- Überprüfen der Ergebnisse
- Diskutieren der nächsten Schritte

Somit erfolgt eine Druckbelastung zwischen der Mutter und der Scheibe, zwischen der Scheibe und der unteren Platte, in der inneren Trennfuge (zwischen den Platten) sowie zwischen der oberen Platte und dem Schraubenkopf. Damit die gewünschte Druckkraft (als Klemmkraft in der inneren Trennfuge) zwischen den Platten aufgebracht werden kann, muss die Schraube eine Zugkraft aufnehmen.

Eine weitere typische Schraubenverbindung ist die Einschraubverbindung (ESV), bei der die Schraube in das Gewinde der unteren Platte geschraubt wird. Bild 1.2 zeigt hierzu zwei typische Varianten.

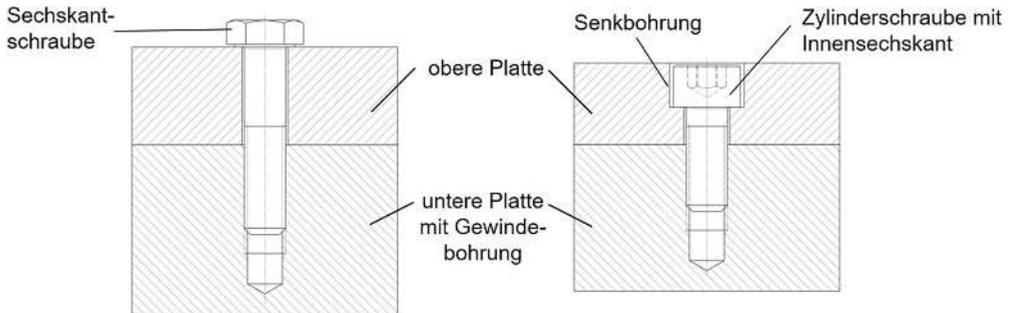


Bild 1.2 Typische Varianten einer Einschraubverbindung

Die Kräfte und Verformungen werden in den Kapiteln 2, 5, 6 und 7 ausführlich erläutert. Die Montage der Verbindung mit dem Anziehen wird in Kapitel 8 und 9 diskutiert.

1.3 Anforderungen an eine Schraubenverbindung

Die Auswahl einer Schraubenverbindung beruht auf unterschiedlichen Anforderungen und Eigenschaften.

Wird zunächst die grundsätzliche Konstruktionsaufgabe betrachtet, so geht es darum,

- zwei Bauteile (oder mehrere Bauteile) miteinander zu verbinden,
- eine spielfreie Verbindung herzustellen (also die Bauteile so zu verbinden, dass sie frei von Relativbewegungen sind),
- eine zerstörungsfreie Demontage und erneute Montage zu ermöglichen,
- eine Klemmkraft zu erzeugen und dauerhaft zu halten,
- den Reibungseffekt zu nutzen.

Daraus entstehen verschiedene Anforderungen, abhängig von den speziellen Anforderungen eines Projekts. Einige davon sind:

- Verwendung von genormten und handelsüblichen Elementen
- Nutzung üblicher Werkzeuge
- Verwendung auch unterschiedlicher Werkstoffgruppen
- Berechenbarkeit der Belastungen und Beanspruchungen nach Richtlinien
- Gestaltung nach Richtlinien
- fertigungstechnisch einfache Vorbereitung der Bauteile
- reproduzierbare Montage

- zügige Montage (innerhalb der Taktzeiten)
- Robustheit auch bei Fertigungstoleranzen
- Betriebssicherheit, auch bei dynamischer Belastung
- Funktionsicherheit über Lebensdauer
- Nachhaltigkeit durch Demontage und damit auch Werkstofftrennung

Aus Sicht der **Konstruktion** sind meist die Berechnung und Gestaltung, die wirtschaftliche Fertigung und der sichere Betrieb beim Kunden wesentlich. Aspekte zur Nachhaltigkeit gewinnen hierbei immer mehr an Bedeutung.

1.4 Ausgewählte Eigenschaften von Schraubenverbindungen

Um die zahlreichen Anforderungen zu erfüllen, müssen die Verbindungen und deren Einzelteile spezielle Eigenschaften haben.

Grundsätzlich kann eine Verbindung in verschiedenen Phasen betrachtet und analysiert werden:

- Auswählen und Konzipieren der Verbindung
- Berechnen und Gestalten der Verbindung
- Durchführen und Auswerten von begleitenden Vorversuchen
- Produzieren und Bereitstellen der Bauteile und Verbindungselemente
- Fügen der Verbindung, insbesondere Erzeugen der Vorspannkraft
- Messen und Überprüfen der Vorspannkraft
- Erhalten der Vorspannkraft und weiterer Funktionseigenschaften
- Aufnehmen und Übertragen der Betriebslasten
- Lösen der Verbindung zur zerstörungsfreien Demontage

Für jede dieser Aufgaben sind spezielle Eigenschaften der Verbindungen und detaillierte Informationen darüber erforderlich. Je nach Aufgabe sind bestimmte Eigenschaften besonders wichtig und teilweise auch konkurrierend. Beispielsweise ist in der Trennfuge zwischen den Platten eine hohe Reibungszahl günstig. Unter der Kopfauflage hingegen ist eine hohe Reibungszahl zumindest beim Anziehen meist nicht gewünscht. Im Betrieb mit Schwingungen ist dagegen eine große Reibung unter der Kopfauflage durchaus günstig, da diese ein ungewolltes Losdrehen verhindert.

Insgesamt muss das Zusammenwirken dieser Eigenschaften schließlich einen gelungenen Kompromiss darstellen. In vielen Fällen gelingt das gut mit Verbindungen, die standardisierte Elemente, Oberflächen, Werkstoffeigenschaften besitzen. In den Kapiteln des Buches werden verschiedene Eigenschaften vorgestellt und deren Wirkung auf die gesamte Verbindung erklärt. Damit werden Berechnungsschritte und deren Ergebnisse klarer und Verbesserungsansätze offensichtlicher.

1.5 Aufbau und Inhalt des Buches

Dieses Buch umfasst im Hauptteil 10 Kapitel, in denen die Grundlagen, die Zusammenhänge sowie die Berechnung und Gestaltung vermittelt werden. Bild 1.3 zeigt diese Buchkapitel und wesentliche Stichworte.

1	Einführung	
2	Grundlagen	Technische Mechanik, Gewinde
3	Normen, Richtlinien	DIN, ISO, Liefervorschriften, VDI
4	Werkstoffe, Fertigung	R_m , $R_{p0,2}$, 10.9, Umformen, Beschichten
5	Belastungen, Beanspruchungen	Kräfte, Spannungen, Verspannungsschaubild
6	Berechnung in Rechenschritten	VDI 2230, R0...R13,
7	Tragfähigkeit	Einflüsse und Maßnahmen
8	Montage	Anziehungsfaktor α_A , Reibwerte
9	Montageprüfung	Weiterdrehmoment, Messungen
10	Zusammenfassung, Ausblick	

Bild 1.3 Kapitel und Stichworte

In den folgenden Kapiteln 2, 3 und 4 werden Grundlagen, Normen und Richtlinien sowie Themen zu Werkstoffen und zur Fertigung behandelt. Dies beinhaltet auch eine für Schraubenverbindungen relevante Auffrischung von Studieninhalten.

Die anschließenden Kapitel 5 bis 7 behandeln typische Kernthemen zur Berechnung von Schraubenverbindungen.

Die Kapitel 8 und 9 vertiefen wichtige Themen zur Montage.

Im zusammenfassenden Kapitel 10 werden wesentliche Zusammenhänge wiederholt und ein Ausblick gegeben.

Für einen umfassenden Einblick wird empfohlen, die Kapitel in dieser Reihenfolge zu lesen. Grundsätzlich ist allerdings auch Direkteinstieg in die einzelnen Kapitel möglich.

Im zweiten Teil des Buches werden in 9 Expertenbeiträgen besonders relevante Themen aus der Praxis behandelt. In Bild 1.4 sind diese Expertenbeiträge in Stichworten dargestellt.

- 1 Berechnung von Schraubenverbindungen mit FEM
- 2 Messung der Vorspannkraft – Verfahren und Techniken
- 3 Auslegung innermotorischer Verschraubungen
- 4 Drehwinkel in der Schraubtechnik
- 5 Prüfung von Schraubenverbindungen
- 6 Wasserstoffinduzierter Sprödbruch
- 7 Große Schraubenverbindungen – thermischer Maschinen- & Anlagenbau
- 8 Gewindefurchende Schraubenverbindungen
- 9 Elektrische Kontaktverschraubungen

Bild 1.4 Expertenbeiträge in Stichworten

Die Autoren dieser Beiträge sind bereits seit vielen Jahren im regen Austausch mit Industrie, Gremien und Wissenschaft tätig.

In den Beiträgen 1 und 5 werden Aspekte zur Berechnung mit der Finiten Elemente Methode (FEM) zur Prüfung von Schraubenverbindungen behandelt. Bei den Beiträgen 2 und 4 werden für die präzise Montage die Messung der Vorspannkraft insbesondere mit Ultraschall sowie die Anwendung des Drehwinkels in der Schraubtechnik erläutert. Die Beiträge 3 und 7 geben einen Einblick in den Motorenbau für Fahrzeuge und den thermischen Maschinenbau und Anlagenbau. Das sicherheitsrelevante Thema Wasserstoffversprödung bei hochbeanspruchten Schrauben wird im Beitrag 6 behandelt. Bei den gewindefurchenden Schraubenverbindungen, die der Beitrag 8 vorstellt, werden auch kostengünstige Lösungen erörtert. Der Beitrag 9 umfasst schließlich elektrische Kontaktverschraubungen, die mit zunehmender Elektromobilität enorm an Bedeutung gewonnen haben und zukünftig noch bedeutender werden.

Die Expertenbeiträge behandeln abgeschlossene Themengebiete und können in beliebiger Reihenfolge gelesen werden.

2 Grundlagen

Für die nähere Diskussion von Wirkmechanismen in Schraubenverbindungen werden einige Grundlagen benötigt, die sicherlich aus dem ersten Studienjahr bekannt sind, allerdings nicht immer im täglichen Arbeitsalltag geläufig sind. Die Wiederholung dieser ausgewählten Grundlagen sowie die kurze Betrachtung im Zusammenhang mit Schraubenverbindungen sollen auf die späteren Buchkapitel vorbereiten.

2.1 Grundlagen der Technischen Mechanik

In einer Schraubenverbindung sind mehrere physikalische Effekte insbesondere aus der technischen Mechanik relevant. Diese Effekte werden auf den nächsten Seiten anhand von anschaulichen und vereinfachten Beispielen erläutert. Da hierbei meist sehr einfache Geometrien verwendet werden, wird auf eine allgemeingültige Schreibweise in Vektoren verzichtet. Weiterhin werden meist Bauteile und Kräfte gleichzeitig dargestellt und keine zusätzlichen Freischnitte verwendet. Zur Veranschaulichung dienen schließlich einige einfache Berechnungsbeispiele.

2.1.1 Coulomb'scher Reibungseffekt

Es liegt nach Bild 2.1 (links) ein Festkörper mit der Masse m auf einer Unterlage auf.

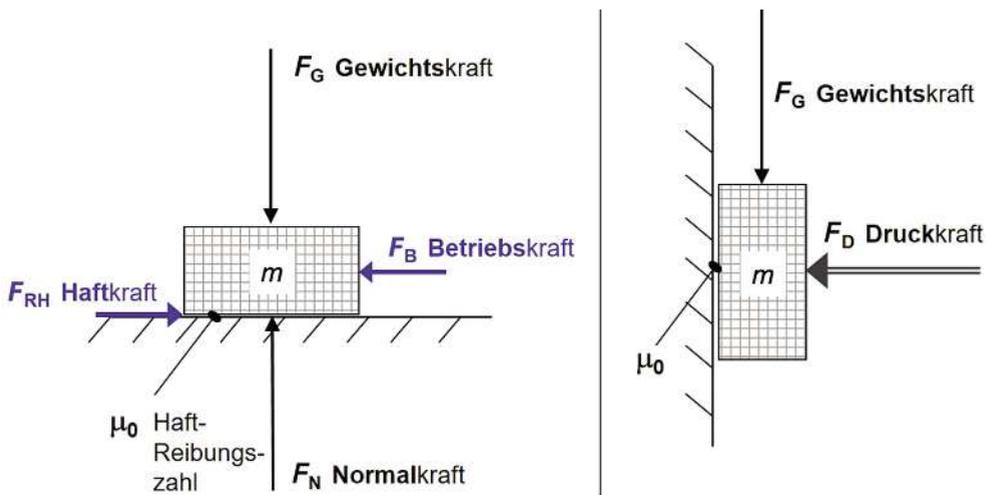


Bild 2.1 Haftkraft als Reaktionskraft

Durch die vertikal wirkende Gewichtskraft F_G wird der Festkörper auf die Unterlage gedrückt, und die Normalkraft F_N wirkt als Reaktionskraft entgegengesetzt. Für das Kontaktflächenpaar (zwischen dem Festkörper und der Unterlage) können die rauen Oberflächen und Werkstoffeigenschaften durch Reibungszahlen beschrieben werden.

Aus dieser Normalkraft F_N und der Reibungszahl μ_0 für Haftung (auch Haftreibung) entsteht nun eine Haftkraft F_{RH} , die einer Betriebskraft F_B in horizontaler Richtung entgegenwirkt. Der

Festkörper haftet auf der Unterlage. Die Haftkraft $F_{RH \max}$, die maximal entgegen der Betriebskraft F_B wirken kann, berechnet sich wie folgt:

$$|F_{RH \max}| = |\mu_0 \cdot F_N| \quad (\text{Gl. 2.1})$$

Hinweise zur Gleichung 2.1: Durch die Schreibweise im Betrag wird deutlich, dass die maximale Haftkraft als Reaktionskraft auch in beliebige horizontale Richtungen entgegen der Betriebskraft wirken kann. Die Haftreibungszahl μ_0 hängt von der Materialpaarung, den Oberflächenrauigkeiten, den Schmierverhältnissen und teilweise auch von der maximalen Druckkraft ab. Die Reibungszahl wird später noch deutlich genauer betrachtet.

Berechnungsbeispiel zu Bild 2.1 (links)

gegeben: $F_G = 20 \text{ N}$ (bei Masse $m = 2,04 \text{ kg}$ und Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$; $m \cdot g \approx 20 \text{ N}$)
Haftreibungszahl $\mu_0 = 0,16$

gesucht: kritische Betriebskraft F_B , die bei Überschreitung zum Rutschen (Gleiten) führt

Lösung:

max. Haftkraft: $|F_{RH \max}| = |\mu_0 \cdot F_N| = 0,16 \cdot 20 \text{ N} = 3,2 \text{ N} = F_B$ (kritisch)
Bei einer Betriebskraft von 3,2 N oder mehr wird die Haftung aufgelöst und es erfolgt ein Gleiten.

Bild 2.1 (rechts) zeigt einen Körper, der von einer Druckkraft F_D gegen eine vertikale Wand gedrückt wird, sodass ein Haften entsteht.

Berechnungsbeispiel zu Bild 2.1 (rechts)

gegeben: $F_G = 20 \text{ N}$, Haftreibungszahl $\mu_0 = 0,16$

gesucht: erforderliche Druckkraft F_D , die ein Haften ermöglicht

Lösung:

Druckkraft: $|F_{RH \max}| > |F_G| > |\mu_0 \cdot F_N| = \mu_0 \cdot F_D \rightarrow F_D > \frac{F_G}{\mu_0}$

$$F_D > \frac{20 \text{ N}}{0,16} = 125 \text{ N}$$

Die Haftung ist mit einer Druckkraft von mindestens 125 N möglich.

Bei Schraubenverbindungen wird bei der Montage eine Vorspannkraft erzeugt, die mit der Normalkraft F_N vergleichbar ist. Somit entsteht bei einer Betriebskraft quer zu den Fügeflächen (Kontaktflächen) eine Haftkraft F_{RH} als Reaktionskraft. Bei üblichen Reibungszahlen von $\mu_0 = 0,08 \dots 0,24$ müssen die Normalkräfte F_N deutlich größer sein als die gewünschten Haftkräfte.

Tabelle 2.1 gibt einige Zahlenwerte für das Verhältnis von F_N zu $F_{RH \max}$ bei einigen typischen Werten für Reibungszahlen an.

Tabelle 2.1 F_N in für typische Werte von μ_0

μ_0	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,24
$\frac{F_N}{F_{RH \max}} = \mu_0^{-1}$	16,67	12,5	10	8,33	7,14	6,25	5,56	5	4,17

2.1.2 Schiefe Ebene und Selbsthemmung

Besonders anschaulich zeigt sich der Reibungseffekt bei der schiefen Ebene. Bild 2.2 zeigt einen Festkörper, der sich auf einer schiefen Ebene im statischen Gleichgewicht befindet. Der Steigungswinkel φ ergibt sich aus der Höhe h und der Länge l . Durch die nach unten gerichtete Gewichtskraft F_G entstehen eine Normalkraft F_N , die senkrecht auf die Unterlage wirkt und eine Hangabtriebskraft F_{HA} , die den Körper parallel zur Unterlage nach unten schieben «möchte». Die Haftreibungskraft F_{RH} wirkt dieser Hangabtriebskraft als Reaktionskraft bis zur Maximalkraft $F_{RH \max}$ entgegen.

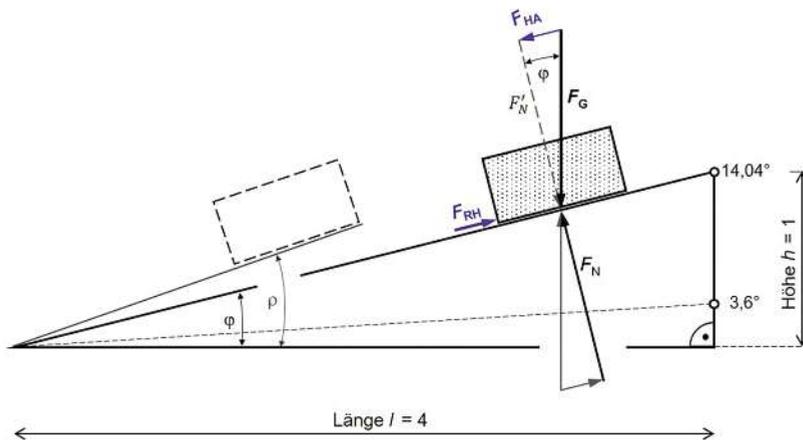


Bild 2.2 Winkel und Kräfte an einer schiefen Ebene

Es gilt: $F_{RH \max} = \mu_0 \cdot F_N$. Wenn die Maximalkraft $F_{RH \max}$ bei einem bestimmten Steigungswinkel und einer bestimmten Reibungszahl μ_0 immer größer als die Hangabtriebskraft F_{HA} ist, gibt es eine sogenannte Selbsthemmung. Auch bei einer Vergrößerung der Gewichtskraft F_G erfolgt dann kein Gleiten (oder Rutschen). Bei der in Bild 2.2 dargestellten schiefen Ebene beträgt der Winkel $\varphi = 14,04^\circ$. Zwischen $F_{RH \max}$ und φ gilt der Zusammenhang:

$$F_{RH \max} = \mu_0 \cdot F_N = F_N \cdot \tan \varphi \rightarrow \mu_0 = \tan \varphi ; \text{ für } F_N = F_G \cdot \cos \varphi \quad (\text{Gl. 2.2})$$

Wird allerdings der Steigungswinkel vergrößert, erfolgt bei dem kritischen Winkel ρ ein Übergang vom Haften zum Gleiten (Rutschen). Das Gleiten wird von der Gleitreibungszahl μ_{Gleit} gesteuert, wegen $\mu_{\text{Gleit}} < \mu_0$ bedeutet dies eine Verringerung der Reibungszahl. Für diesen kritischen Winkel ρ , der als Reibungswinkel bekannt ist, gilt:

$$F_{\text{RH max}} = \mu_0 \cdot F_N = F_N \cdot \tan \rho \rightarrow \mu_0 = \tan \rho; \text{ für } F_N = F_G \cdot \cos \rho \quad (\text{Gl. 2.3})$$

Tabelle 2.2 gibt für die Reibungszahlen $\mu_0 = 0,06 \dots 0,24$ die zugehörigen Reibungswinkel ρ an.

Tabelle 2.2 Reibungswinkel ρ und relative Steigung m für verschiedenen Reibungszahlen μ_0

μ_0	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,24
ρ	3,43°	4,57°	5,71°	6,84°	7,97°	9,09°	10,20°	11,31°	13,50°
m	6 %	8 %	10 %	12 %	14 %	16 %	18 %	20 %	24 %

Aus Anschauungsgründen wird in Bild 2.2 für den Winkel φ die Höhe von einer und die Länge von vier Einheiten verwendet. Die relative Steigung m der schiefen Ebene ist daher deutlich größer als bei Befestigungsgewinden.

$$m = \frac{h}{l} = \frac{1}{4} = 0,25 = 25 \% \quad (\text{Gl. 2.4})$$

Realistisch sind bei metrischen Regelgewinden (M4 bis M39) weitaus kleinere relative Steigungen im Bereich von ca. $m = 1:16 \dots 1:29$ und somit Steigungswinkel von $\varphi = 3,6^\circ \dots 2,0^\circ$.



Bei üblichen Befestigungsgewinden wird bei der Berechnung der Reibungswinkel zusätzlich noch der Flankenwinkel des Gewindeprofils berücksichtigt. Dies wird ab dem Kapitel 5 erläutert.

Damit eine Sicherheit gegen Gleiten gewährleistet ist, muss ein Sicherheitsfaktor S_{gl} berücksichtigt werden:

$$S_{\text{gl}} = \frac{F_{\text{RH}}}{F_{\text{HA}}} \quad (\text{Gl. 2.5})$$



Berechnungsbeispiel zu Bild 2.2

gegeben: Steigung $m = \frac{1}{4}$ (= 25 %),

gesucht: geforderte Sicherheit gegen Gleiten $S_{\text{gl}} = 1,4$
Steigungswinkel φ , erforderlicher Reibwert μ_0 , Reibungswinkel ρ

Lösung:

Steigungswinkel φ : $\tan \varphi = \frac{h}{l} = \frac{1}{4} = 0,25 \rightarrow \varphi = 14,04^\circ \approx 14^\circ$

Kräfte: $F_N = F_G \cdot \cos \varphi \approx F_G \cdot 0,97$

$$F_{HA} = F_G \cdot \sin \varphi \approx F_G \cdot 0,24$$

$$F_{RH} = \mu_0 \cdot F_N \approx \mu_0 \cdot F_G \cdot 0,97$$

Reibungszahl μ_0 : $F_{RH} = 1,4 \cdot F_{HA}$ (Reibkraft um 40 % größer als Hangabtriebskraft)

$$\mu_0 \cdot F_G \cdot 0,97 \approx 1,4 \cdot F_G \cdot 0,24 \rightarrow \mu_0 \approx \frac{1,4 \cdot 0,24}{0,97} \approx 0,35$$

Reibungswinkel ρ : $\tan \rho = \mu_0 = 0,35 \rightarrow \rho = 19,3^\circ$ ($m = 0,35$; $m = \frac{1}{2,86}$)

Kommentar: Die Reibungszahl μ_0 und damit auch der Reibungswinkel ρ sind bei Schraubenverbindungen meist deutlich kleiner.

2.1.3 Schiefe Ebene als Kraftverstärkung

Die schiefe Ebene ermöglicht durch die relativ kleine Steigung eine große Kraftverstärkung. Somit kann die kleinere waagrechte Kraft F_x eine deutlich größere Kraft in senkrechter Richtung erzeugen und damit die Gewichtskraft F_G leichter überwinden.

Der waagrecht zurückgelegte Weg s_x ist dabei entsprechend größer als der senkrechte Weg s_y .

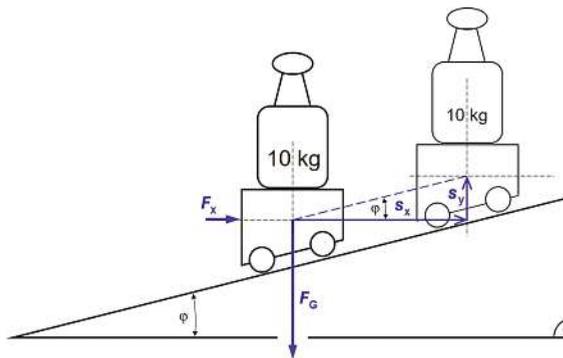


Bild 2.3 Kraftverstärkung durch schiefe Ebene

Aus der Energiebilanz (Kraft \cdot Weg) folgt:

$$|F_x \cdot s_x| = |F_G \cdot s_y| \quad (\text{Gl. 2.6})$$

Für eine Kraftverstärkung bzw. Kraftübersetzung i_{SE} gilt das Verhältnis:

$$i_{SE} = \frac{F_G}{F_x} = \frac{s_x}{s_y} = \frac{1}{m} \quad (\text{Gl. 2.7})$$

Berechnungsbeispiel zu Bild 2.3

gegeben: Steigungswinkel $\varphi \approx 14^\circ$ (für Steigung $m = \frac{1}{4} = 25\%$)
 $F_G \approx 100\text{ N}$ (bei Massenstück $m = 10,0\text{ kg}$ und der Masse des Wagens $m_W = 0,2\text{ kg}$ sowie der Erdbeschleunigung $9,81\text{ m/s}^2$)

gesucht: horizontale Kraft F_x , die den massebeladenen Wagen im Gleichgewicht hält; damit wird die Kraftverstärkung gesucht

Lösung:

F_x : Energiebilanz: $|F_x \cdot s_x| = |F_G \cdot s_y|$
 Vorzeichen sind hier nicht relevant

$$F_x = F_G \cdot \frac{s_y}{s_x} = F_G \cdot \frac{h}{l} \rightarrow F_x = \frac{1}{4} F_G = 25\text{ N}$$

Kraftübersetzung: $i_{SE} = \frac{F_G}{F_x} = \frac{l}{h} = 4$, also eine 4-fache Kraftverstärkung

Bei Schraubenverbindungen mit Regelgewinden sind Steigungen von $m = \frac{1}{16} \dots \frac{1}{29}$ üblich, also Kraftverstärkungen von 16 bis 29.

2.1.4 Erzeugung eines Drehmomentes

Bei der Montage erfolgt das Anziehen der Schraube meist durch die Erzeugung eines Drehmomentes M_A . Die Handkraft F_{Hand} wird dabei über die Hebellänge L des Schraubenschlüssels in ein Drehmoment gewandelt. (Das zusätzlich entstehende Biegemoment bei einer Einzelkraft wird hierbei vernachlässigt.) Somit gilt:

$$\text{Anziehdrehmoment } M_A = F_{\text{Hand}} \cdot L$$

(Gl. 2.8)

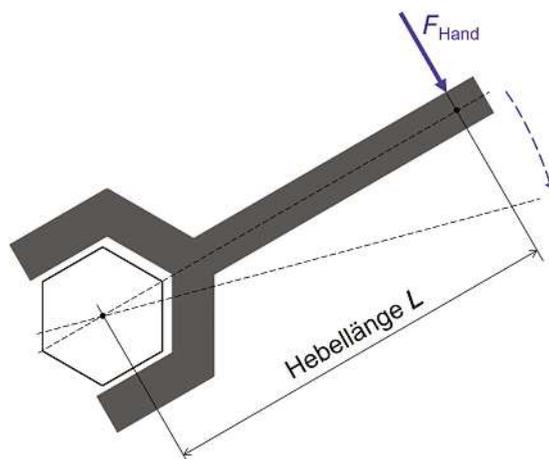


Bild 2.4 Erzeugung des Drehmomentes zum Anziehen

Berechnungsbeispiel zu Bild 2.4 (für M10)gegeben: $M_A = 35 \text{ Nm}$; $L = 175 \text{ mm}$

gesucht: Handkraft

Lösung:

$$\text{Handkraft: } F_{\text{Hand}} = \frac{M_A}{L} = \frac{35 \text{ Nm}}{0,175 \text{ m}} = 200 \text{ N}$$

Die Handkraft von 200 N entspricht einer Last von ca. 20 kg (genau 20,4 kg).

Bei einer waagrechten Ausrichtung des Schraubenschlüssels kann auch eine Kalibrierung durch ein Gewicht erfolgen.

2.1.5 Kraftverstärkung durch schiefe Ebene und Hebelarm

Nun stellt sich die Frage: Wie muss ein passendes mechanisches Modell aussehen, sodass eine Kraftverstärkung durch eine Kombination aus einer schiefen Ebene mit einem geeigneten Hebel beschrieben werden kann?

In Bild 2.5 ist eine Möglichkeit dargestellt.

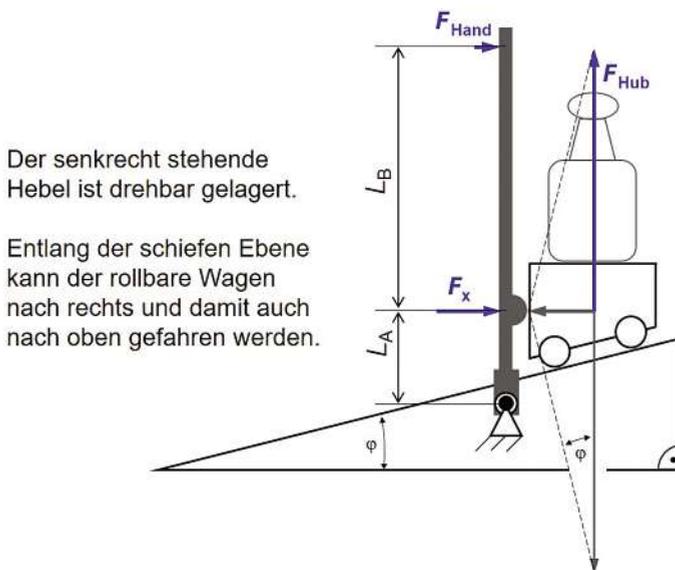


Bild 2.5 Kraftverstärkung durch Hebelarm und schiefe Ebene

Das dargestellte System mit dem rollbaren Wagen und dem Hebel befindet sich im mechanischen Gleichgewicht. Die Handkraft F_{Hand} erzeugt über den Hebelarm ($L_A + L_B$) ein Drehmoment und versucht den Hebel nach rechts zu drehen. Durch den Hebelmechanismus erfolgt eine Kraftverstärkung, sodass eine vergrößerte Kraft F_x erzeugt wird. An der gewölbten Kontaktfläche, die den Wagen berührt, wirkt die größere Kraft F_x , die den Wagen nach rechts drückt.

Durch die schiefe Ebene erfolgt schließlich eine Kraftumlenkung nach oben und eine Kraftverstärkung in eine noch größere Hubkraft F_{Hub} .

Die Kraftverstärkung durch den Hebelmechanismus wird aus dem gleich großen Torsionsmoment M_T berechnet, das über die (relevante) Hebellänge konstant ist:

$$M_T = |F_X \cdot L_A| = |F_{\text{Hand}} \cdot (L_A + L_B)| \quad (\text{Gl. 2.9})$$

Die Geometrie in diesem Beispiel wurde so gewählt, dass die Betragsstriche nicht benötigt werden, was die nächsten Schritte übersichtlicher macht.

$$F_X = F_{\text{Hand}} \cdot \frac{L_A + L_B}{L_A} \quad (\text{Gl. 2.10})$$

Die Kraftübersetzung durch den Hebel i_{He} ist dann:

$$i_{\text{He}} = \frac{F_X}{F_{\text{Hand}}} = \frac{L_A + L_B}{L_A} \quad (\text{Gl. 2.11})$$

Die gesamte hintereinander geschaltete Kraftverstärkung i_{ges} ist das Produkt der Übersetzungen aus dem Hebelmechanismus i_{He} und der schiefen Ebene i_{SE} . Hierbei gilt mit $F_G = F_{\text{Hub}}$:

$$i_{\text{ges}} = \frac{F_{\text{Hub}}}{F_{\text{Hand}}} = i_{\text{He}} \cdot i_{\text{SE}} \quad (\text{Gl. 2.12})$$

$$i_{\text{ges}} = \frac{L_A + L_B}{L_A} \cdot \frac{1}{m} \quad (\text{Gl. 2.13})$$



Berechnungsbeispiel zu Bild 2.5

gegeben: Steigung $m = \frac{1}{4} = 0,25$; $F_G \approx 100 \text{ N}$; $L_A = 30 \text{ mm}$; $L_B = 90 \text{ mm}$

gesucht: gesamte Kraftverstärkung i_{ges} und Handkraft F_{Hand}

Lösung:

$$i_{\text{ges}}: \quad i_{\text{ges}} = \frac{L_A + L_B}{L_A} \cdot \frac{1}{m}$$

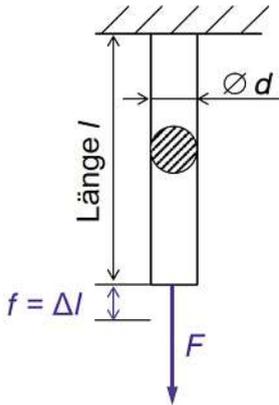
$$i_{\text{ges}} = \frac{30 \text{ mm} + 90 \text{ mm}}{30 \text{ mm}} \cdot \frac{1}{0,25} = 4 \cdot 4 = 16$$

$$F_{\text{Hand}}: \quad F_{\text{Hand}} = \frac{F_{\text{Hub}}}{i_{\text{ges}}}; F_{\text{Hub}} = F_G; F_{\text{Hand}} = \frac{100 \text{ N}}{16} = 6,25 \text{ N}$$

2.1.6 Zug- und Druckspannung

Die Bauteile von Schraubenverbindungen werden vorwiegend durch Zugkräfte und Druckkräfte belastet, sodass Zugspannungen im Schraubenschaft und Druckspannungen in den Platten resultieren. An den Kontaktflächen existiert eine Druckspannung in Form einer Flächenpressung.

Zugspannung



Der Zugstab ist oben fest eingespannt und wird durch die Zugkraft F belastet. Es entsteht eine Zugspannung und eine Verschiebung der Stirnfläche um den Weg f , also eine elastische Längenänderung des Stabes um den Betrag $f = \Delta l$.

Vereinfachung:

Die damit verbundene Verringerung des Durchmessers Δd wird hier vernachlässigt.

Bild 2.6 Zugspannung und elastische Verformung

Mit der elastischen Dehnung $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ und dem Elastizitätsmodul E gilt für die Zugspannung σ im Stab:

$$\sigma = E \cdot \frac{\Delta l}{l} = E \cdot \frac{f}{l} \quad (\text{Gl. 2.14})$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = E \cdot \frac{F}{\pi d^2 / 4} \quad (\text{Gl. 2.15})$$

Mit diesen beiden Formeln folgt für die Längung des Stabes:

$$f = \frac{\sigma \cdot l}{E} = \frac{F \cdot l}{A \cdot E} \quad (\text{Gl. 2.16})$$

Berechnungsbeispiel zur Zugspannung, Bild 2.6

gegeben: Länge $l = 120 \text{ mm}$; Durchmesser $d = 10 \text{ mm}$,
 $F = 20\,000 \text{ N}$; $E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$

gesucht: Zugspannung σ und Längenänderung f

Lösung:

$$\sigma: \quad \sigma = \frac{F}{\pi d^2 / 4} = \frac{20\,000 \text{ N}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (10 \text{ mm})^2} = 255 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$f: \quad f = \frac{F \cdot l}{(\pi d^2 / 4) \cdot E} \\ = \frac{20\,000 \text{ N} \cdot 120 \text{ mm}}{78,54 \text{ mm}^2 \cdot 210\,000 \text{ N/mm}^2} \\ = 0,146 \text{ mm}$$

Die Längenänderung f beträgt somit $146 \text{ }\mu\text{m}$.

Im elastischen Bereich gilt ein linearer Zusammenhang zwischen Verformung und Kraft, die Federsteifigkeit c :

$$f = \frac{F \cdot l}{A \cdot E} = \frac{F}{c} \rightarrow c = \frac{F}{f} \quad (\text{Gl. 2.17})$$

Diese Zusammenhänge werden in späteren Kapiteln eingehender diskutiert.

Druckspannung

Bei einer Druckbelastung gelten die gleichen Überlegungen wie in den Gleichungen 2.14 bis 2.17. Im Bild 2.7 ist ein steifer Druckstempel auf einen Hohlzylinder aufgelegt. Durch die Kraft F wirkt nun eine Druckbelastung auf den Hohlzylinder und damit auch eine Druckspannung σ und eine Verformung f , die den Hohlzylinder staucht und in der Länge verkürzt.

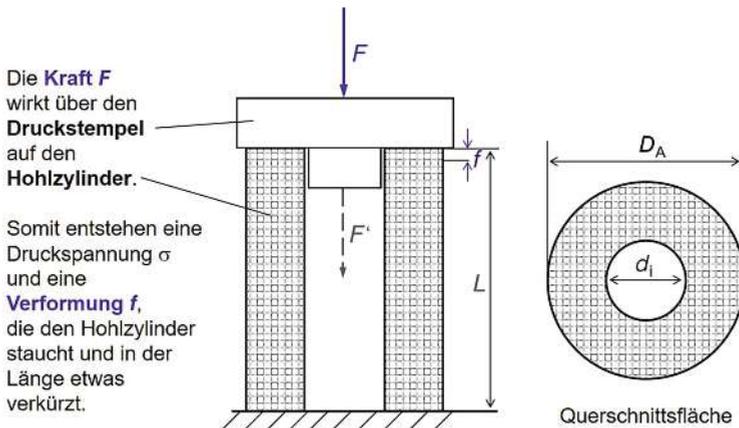


Bild 2.7 Druckspannung und elastische Verformung

Berechnungsbeispiel zur Druckspannung, Bild 2.7

gegeben: Länge $L = 120$ mm; Innendurchmesser $d_i = 11$ mm;
 Außendurchmesser $D_A = 30$ mm,
 $F = 20\,000$ N; $E = 210\,000$ N/mm²

gesucht: Druckspannung σ und Längenänderung f

Lösung:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{1}{4} \cdot \pi (D_A^2 - d_i^2)}$$

$$= \frac{20\,000 \text{ N}}{\frac{1}{4} \cdot \pi ((30 \text{ mm})^2 - (11 \text{ mm})^2)} = 33 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$f = \frac{F \cdot L}{A \cdot E}$$

$$= \frac{20\,000 \text{ N} \cdot 120 \text{ mm}}{611,83 \text{ mm}^2 \cdot 210\,000 \text{ N/mm}^2}$$

$$= 0,019 \text{ mm}$$

Die Verformung beträgt 19 μm .

Da die Kreisringfläche des Hohlzylinders mit 612 mm² deutlich größer als die Kreisfläche des Zugstabes mit 79 mm² ist, bewirkt die gleich große Kraft bei gleichem E-Modul nun eine ca. 8-fach kleinere Verformung des Hohlzylinders. Der Hohlzylinder ist also deutlich steifer und deutlich schwerer verformbar.

Bei Schraubenverbindungen sind somit die verspannten Bauteile (Platten) meist deutlich steifer und damit auch weniger nachgiebig als die zugbeanspruchte Schraube mit der kleineren Querschnittsfläche. Diese Überlegung wird in dem Kapitel 5 noch genauer diskutiert.

2.1.7 Torsionsspannung

Beim Anziehen einer Schraubenverbindung wird ein Anziehdrehmoment M_A in die Schraube eingeleitet, was bereits in Abschnitt 2.1.4 beschrieben wurde. Ein großer Teil dieses Drehmomentes wird durch die Schraube bis zum eingeschraubten Gewinde geleitet. Bild 2.8 zeigt einen Torsionsstab, der mit dem Drehmoment M_t belastet wird und rechts fest eingespannt ist.

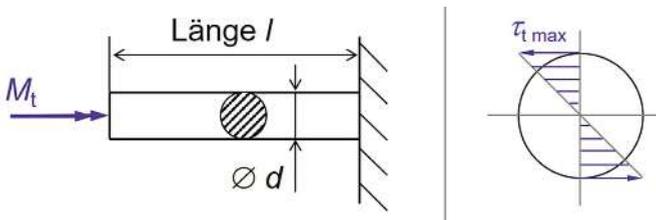


Bild 2.8 Torsionsspannung in einem Stab

Die Torsionsspannung ist entlang der gesamten Länge l gleich groß. In der Querschnittsfläche gibt es allerdings erhebliche Unterschiede. Im Mittelpunkt des Querschnitts gibt es keine Torsionsspannung und im Bereich der Oberfläche ist diese maximal. Daher wird dort die maximale Torsionsspannung $\tau_{t\max}$ berechnet. Hierzu wird das polare Widerstandsmoment W_P (für kreisförmige Querschnitte) benötigt:

$$W_P = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (\text{Gl. 2.18})$$

Damit wird die maximale Torsionsspannung berechnet:

$$\tau_{t\max} = \frac{M_t}{W_P} = \frac{16 M_t}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{Gl. 2.19})$$

2.2 Grundlagen zu Gewinden

Zur näheren Analyse der Gewinde in Schraubenverbindungen werden einige Grundlagen benötigt. Daher wird zunächst die Geometrie einer Schraubenlinie betrachtet und daraufhin die Zusammenhänge und Unterschiede von Bewegungs- und Befestigungsgewinden erläutert. Anschließend werden die besonderen Eigenschaften der Befestigungsgewinde genauer beleuchtet.

2.2.1 Entstehung einer Schraubenlinie

Die schiefe Ebene, die bereits in den Abschnitten 2.1.2 und 2.1.3 beschrieben wurde, besteht aus einer geneigten Fläche mit dem Steigungswinkel φ . In der zweidimensionalen Darstellung der Bilder 2.2 und 2.3 ist diese schiefe Ebene als geneigte Linie sichtbar. Wird diese geneigte Linie um einen Zylinder gewickelt, so entsteht eine wendelförmige Schraubenlinie, wie in Bild 2.9 dargestellt. Bei einer Umwicklung um den gesamten Umfang wird dabei der Höhenunterschied P überwunden, also die Gewindesteigung P . Die relative Steigung m der schiefen Ebene kann daraus mit Gl. 2.20 einfach ermittelt werden:

$$m = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (\text{Gl. 2.20})$$

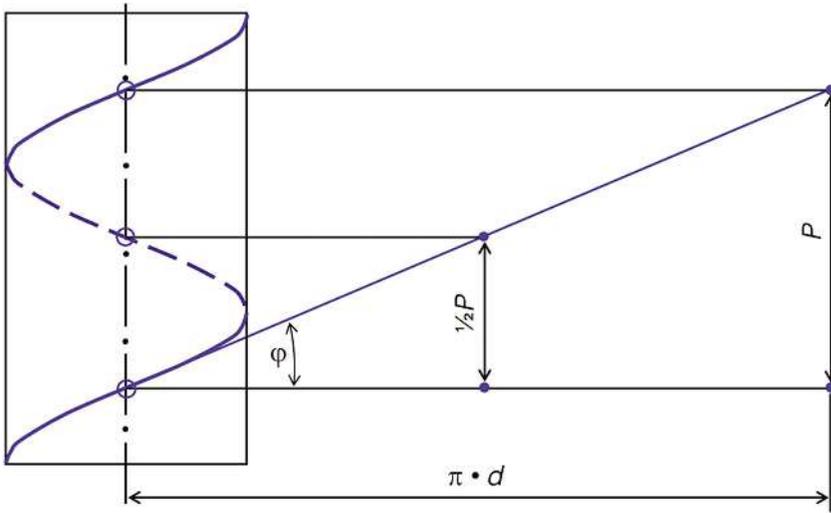


Bild 2.9 Entstehung einer Schraubenlinie

Der Zusammenhang zwischen dem Radius r und dem Höhenunterschied ist in Bild 2.10 zu sehen.

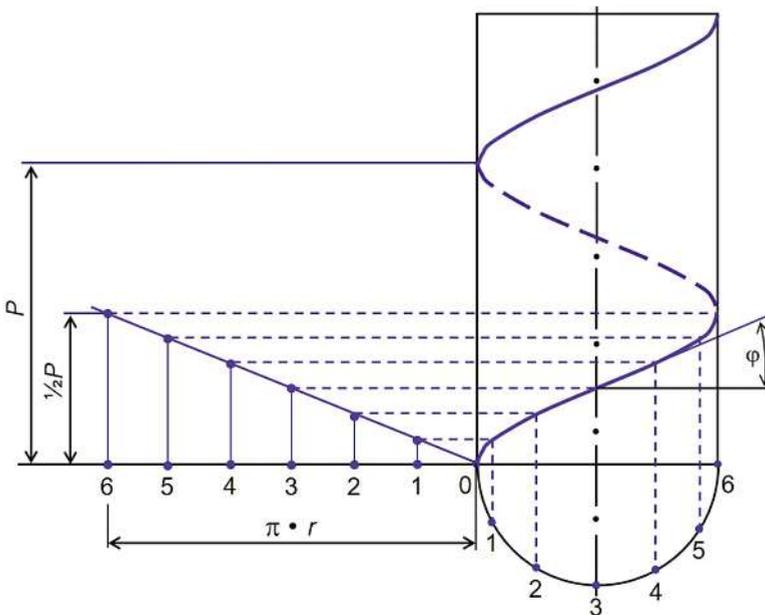


Bild 2.10 Gewinde als aufgewickelte schiefe Ebene (in Längeneinheiten)

2.2.2 Bewegungsgewinde

Zum häufig wiederholten Betätigen von Gewinden sind Bewegungsgewinde gut geeignet. Eine einfache Form eines Bewegungsgewindes ist ein Flachgewinde, Bild 2.11. Dies kann mit einem langen Quader verglichen werden, der in geneigter Position um den Zylinder gewickelt wird.

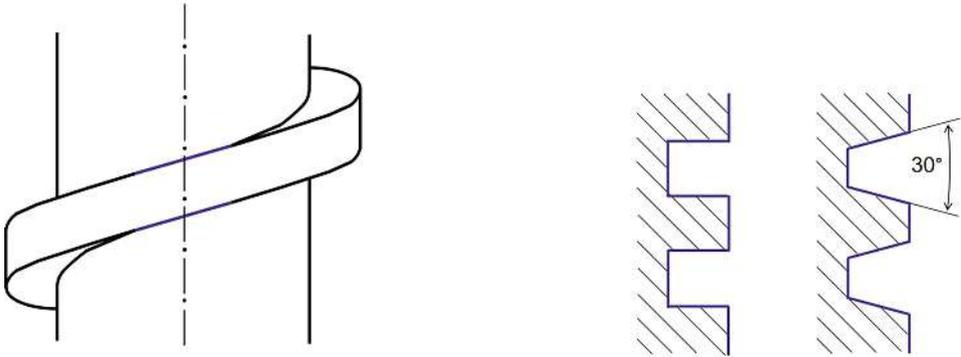


Bild 2.11 Flachgewinde (links), Gewindeprofile (rechts)

Bewegungsgewinde werden häufig für Spindeln eingesetzt, bei denen Drehmomente (Umfangskräfte) in Längskräfte gewandelt werden sollen. Typische Anwendungsbeispiele sind Leitspindeln in Drehmaschinen, Druckspindeln in Pressen oder Spindeln in Stellgetrieben.

Wenn kein Antriebsdrehmoment mehr anliegt (in Ruhelage) und ein Zurückdrehen der Spindel unter axialer Last verhindert werden muss, wird meist eine Selbsthemmung gefordert. Typische Anwendungsbeispiele sind Spindeln im Wagenheber oder im Schraubstock.

Bei großen Steigungswinkeln besteht keine Selbsthemmung. Nach Abschnitt 2.1.2 wird bei einer relativ großen Reibungszahl von 0,24 und einem Winkel von über $13,5^\circ$ der Reibungswinkel überschritten, sodass keine Selbsthemmung mehr vorliegt. Diese Überlegung gilt für Flachgewinde, die wegen des ebenen Profils mit der schiefen Ebene direkt vergleichbar sind. Bei spitzen Gewindeprofilen, wie zum Beispiel beim Trapezgewinde, unterstützt der Flankenwinkel von meist 30° den Selbsthemmungseffekt, wie in Bild 2.11 rechts zu sehen.

2.2.3 Befestigungsgewinde

Für Schraubenverbindungen werden fast ausschließlich Befestigungsgewinde verwendet. Bei metrischen Schrauben besitzt hierbei das Spitzgewinde einen Flankenwinkel von 60° . Das Gewindeprofil dieses Bolzengewindes (Außengewindes) ist in Bild 2.12 mit den wesentlichen Parametern dargestellt. Die Durchmesser sind hier nur im Gewindeprofil oberhalb der Mittellinie der Schraube dargestellt.

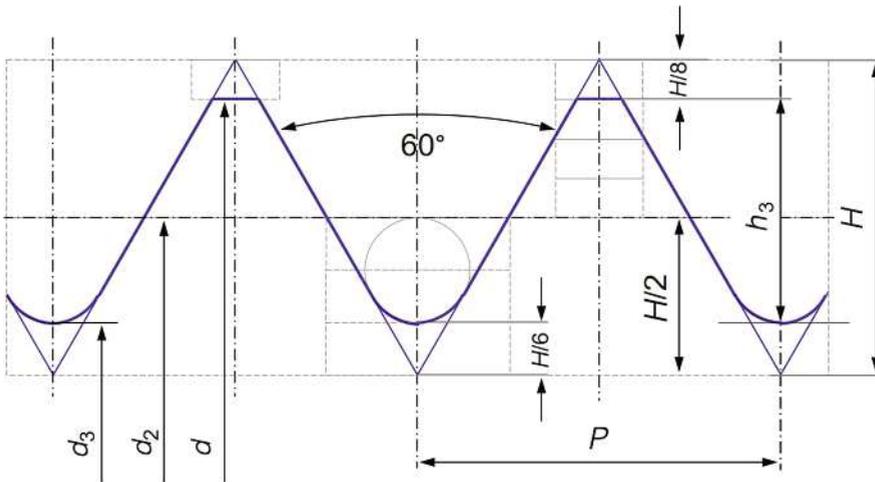


Bild 2.12 Spitzgewinde

Die wesentlichen Bestimmungsgrößen des Gewindes sind:

- d** Außendurchmesser (Nenndurchmesser)
- d_2** Flankendurchmesser
- d_3** Kerndurchmesser
- P** Gewindesteigung
- α** Flankenwinkel (meist 60°)
- H** «theoretische Gewindetiefe»
- h_3** **Gewindetiefe**

Die Gewindetiefe h_3 ergibt sich aus der Gewindesteigung P . Bei üblichen Steigungen P handelt es sich um ein Regelgewinde und bei kleineren Steigungen P um ein Feingewinde. Bei M10 beträgt die Steigung des Regelgewindes 1,5 mm und bei einem Feingewinde 1,25 mm oder kleiner.

Aus Bild 2.12 folgen einige geometrische Zusammenhänge:

$$\tan(30^\circ) = \frac{0,5P}{H} ; H = P \cdot \frac{0,5}{\tan(30^\circ)} ; H = 0,866025 \cdot P \quad (\text{Gl. 2.21})$$

$$h_3 = H - \frac{H}{8} - \frac{H}{6} = H \cdot \frac{24 - 3 - 4}{24} = \frac{17}{24} \cdot H ; h_3 = 0,708333 \cdot H \quad (\text{Gl. 2.22})$$

$$h_3 = 0,708333 \cdot (0,866025 \cdot P) = 0,61343 \cdot P \quad (\text{Gl. 2.23})$$

$$\frac{d_2}{2} = \frac{d}{2} - \frac{h_3}{2} \rightarrow d_2 = d - h_3 \quad (\text{Gl. 2.24})$$

$$\frac{d_3}{2} = \frac{d}{2} - h_3 \rightarrow d_3 = d - 2h_3 \quad (\text{Gl. 2.25})$$



Berechnungsbeispiel zu Bild 2.12 für M10

gegeben: Steigung $P = 1,5 \text{ mm}$

gesucht: Gewindetiefe h_3 ; Flankendurchmesser d_2 ; Kerndurchmesser d_3

Lösung:

$$h_3 = 0,61343 \cdot 1,5 \text{ mm} = 0,920 \text{ mm}$$

$$d_2 = 10 \text{ mm} - 0,920 \text{ mm} = 9,08 \text{ mm}; d_3 = 10 \text{ mm} - 2 \cdot 0,920 \text{ mm} = 8,160 \text{ mm}$$

In Tabelle 2.3 sind einige dieser Bestimmungsgrößen für ausgewählte metrische Regelgewinde zusammengestellt. Die Größen H und h_3 dienen zur Ermittlung der Durchmesser d_2 und d_3 . Kleine Rundungen führen stellenweise zu Abweichungen von den theoretischen Tabellenwerte in der 3. Nachkommastelle, also im Mikrometerbereich. In der Praxis sind diese kleinen Abweichungen nicht relevant. Für die meisten Berechnungen sind ohnehin 2 Nachkommastellen völlig ausreichend.

Tabelle 2.3 Nennwerte für Steigung, Flankendurchmesser und Kerndurchmesser für Schaftschrauben mit metrischem Regelgewinde

	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
P	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0
H	0,866	1,083	1,299	1,516	1,732	2,165	2,598
h₃	0,613	0,767	0,920	1,074	1,227	1,534	1,840
d₂	5,350	7,188	9,026	10,863	14,701	18,376	22,051
d₃	4,773	6,466	8,160	9,853	13,546	16,933	20,319

2.2.4 Gewindesteigung und Kraftverstärkung

Das Bild 2.13 links zeigt die (absolute) Steigung P in mm in Abhängigkeit vom Nenndurchmesser d in mm. Dem Nenndurchmesser 8 mm entspricht also die Steigung 1,25 mm. Die doppelt so große Steigung $P = 2,5 \text{ mm}$ gilt für das Regelgewinde M20 sowie für die etwas selteneren Gewinde M18 und M22. Die Steigung P vergrößert sich mit zunehmendem Nenndurchmesser d oder bleibt bei eng benachbarten Durchmessern gleich, sodass sich ein stufenförmiger Verlauf ergibt.

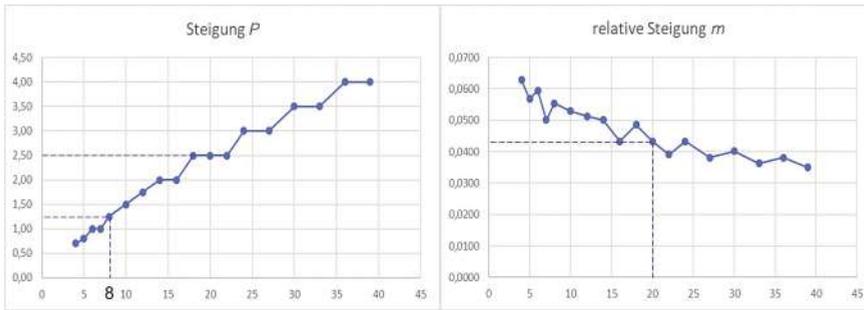


Bild 2.13 Steigung bei metrischen Regelgewinden

In Bild 2.13 rechts ist die relative Steigung m sichtbar, die mit der Steigung der schiefen Ebene verglichen werden kann. Für das Gewinde M20 wird demnach eine relative Steigung von ungefähr 0,043 abgelesen. Nach Gl. 2.20 berechnet sich die Steigung wie folgt:

$$m = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{2,5 \text{ mm}}{\pi \cdot 18,376 \text{ mm}} = 0,0433$$

Die relative Steigung m fällt teilweise «schwingend», also mit einem schwingenden Verlauf um eine ansteigende Gerade. Grundsätzlich besitzen größere Gewinde eine größere relative Steigung als kleinere Gewinde. Die geometrischen Ähnlichkeiten sind bei metrischen Regelgewinden somit bei der Steigung und damit auch bei der Gewindetiefe nicht direkt vorhanden.

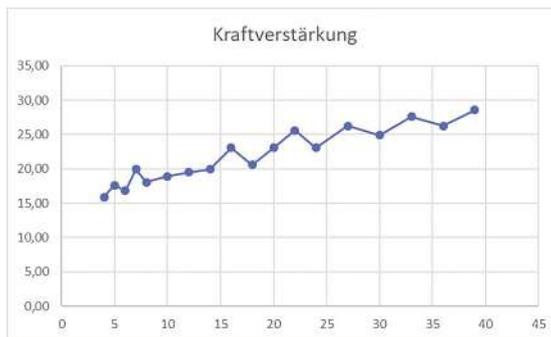


Bild 2.14 Kraftverstärkung bei metrischen Regelgewinden

Aus der relativen Steigung folgt die Kraftverstärkung durch die schiefe Ebene, die in Bild 2.14 dargestellt ist. Bei dem Gewinde M20 liegt somit eine ungefähr 23-fache Kraftverstärkung durch die schiefe Ebene vor. In der Tabelle 2.4 sind mehrere geometrische Größen und die daraus resultierende Kraftverstärkung zusammengestellt.

Tabelle 2.4 Geometrische Größen und die daraus resultierende Kraftverstärkung i für Schachtschrauben mit metrischem Regelgewinde

Abmes- sung	Steigung	Flanken- durch- messer	Umfang am Flanken- Durchmesser	Relative Steigung	Steigungs- winkel	Kraftver- stärkung
Regel- gewinde	in mm P	in mm d_2	in mm U_{d_2}	m	in ° φ	i
M4	0,70	3,545	11,137	0,06285	3,59653	15,91
M5	0,80	4,480	14,074	0,05684	3,25326	17,59
M6	1,00	5,350	16,808	0,05950	3,40493	16,81
M7	1,00	6,350	19,949	0,05013	2,86970	19,95
M8	1,25	7,188	22,582	0,05535	3,16834	18,07
M10	1,50	9,026	28,356	0,05290	3,02806	18,90
M12	1,75	10,863	34,127	0,05128	2,93549	19,50
M14	2,00	12,701	39,901	0,05012	2,86947	19,95
M16	2,00	14,701	46,185	0,04330	2,47962	23,09
M18	2,50	16,376	51,447	0,04859	2,78204	20,58
M20	2,50	18,376	57,730	0,04331	2,47965	23,09
M22	2,50	20,376	64,013	0,03905	2,23652	25,61
M24	3,00	22,051	69,275	0,04331	2,47968	23,09
M27	3,00	25,051	78,700	0,03812	2,18303	26,23
M30	3,50	27,727	87,107	0,04018	2,30094	24,89
M33	3,50	30,727	96,532	0,03626	2,07650	27,58
M36	4,00	33,402	104,935	0,03812	2,18298	26,23
M39	4,00	36,402	114,360	0,03498	2,00323	28,59

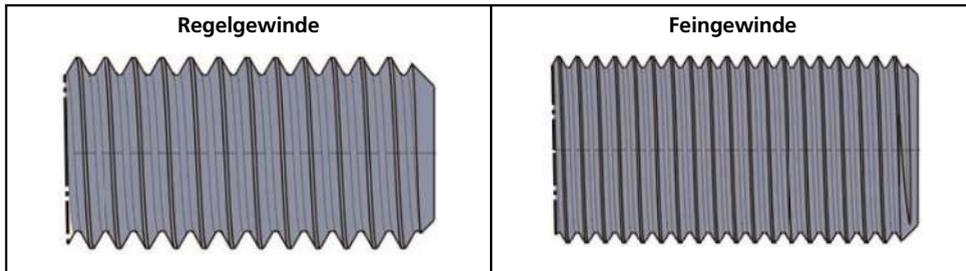
Das Gewinde M4 besitzt eine relative Steigung von 0,06285 und damit eine Kraftverstärkung von 15,91. Demgegenüber beträgt bei dem großen Gewinde M39 die relative Steigung nur 0,03498 und somit ist die Kraftverstärkung mit 28,59 um 80 % größer als bei dem Gewinde M4.

2.2.5 Feingewinde

Werden darüber hinaus noch Feingewinde betrachtet, so erweitert sich die Bandbreite. Feingewinde besitzen eine kleinere Steigung P und damit auch eine geringere Gewindetiefe h_3 . Daher ist der Kerndurchmesser d_3 beim Feingewinde größer als beim Regelgewinde. Zum Vergleich wird hier das Regelgewinde M20 und das Feingewinde M20 herausgegriffen (siehe Tabelle 2.5). Während das Regelgewinde die Steigung 2,5 mm besitzt, hat das Feingewinde die Steigung 1,5 mm. Die relative Steigung fällt damit geringer aus, sodass sich nun eine Kraftverstärkung von fast 40 ergibt.

Tabelle 2.5 Vergleich zwischen einem Regelgewinde und einem Feingewinde

Abmessung	Steigung	Flankendurchmesser	Umfang am Flankendurchmesser	Relative Steigung	Steigungswinkel	Kraftverstärkung
	in mm P	in mm d_2	in mm U_{d_2}	m	in ° φ	i
M20	2,50	18,376	57,730	0,04331	2,47965	23,09
M20 fein	1,50	19,026	59,772	0,02510	1,43756	39,85



Durch die kleinere (absolute) Steigung P beim Feingewinde ergibt sich auch ein größerer Flankendurchmesser d_2 und schließlich ein größerer Umfang am Flankendurchmesser U_{d_2} . Aus Gl. 2.20 folgt, dass sowohl die kleinere Steigung P als auch der größeren Flankendurchmesser d_2 zu einer deutlich kleineren relativen Steigung m führt.

2.3 Analyse einer Schraubenverbindung

Zur näheren Analyse einer Schraubenverbindung werden zunächst die Bauteile, dann die Kräfte und schließlich die Einflussgrößen genauer betrachtet. Hierbei können auf den ersten Blick unscheinbare Details eine wesentliche Rolle spielen. Zahlreiche Eigenschaften entstehen durch Wirkflächenpaare, sodass erst das Zusammenwirken mehrerer Kontaktflächen das Verhalten der Verbindung bestimmt.

In Ausnahmefällen können kleine Veränderungen einer gut funktionierenden Verbindung zu Ausfällen führen. Möglicherweise werden kleine Änderungen bei Kopfauflagen, Gewindelängen, Toleranzen, Umformprozessen, Wärmehandlungen, Beschichtungen, Lagerung, Montage etc. nicht ausreichend verstanden und berücksichtigt. Diese vielleicht entscheidenden Details können zu deutlichen Veränderungen der Verbindung und schließlich zu Schadensfällen führen.

In der Automobilindustrie wird nach der VDI Richtlinie 2862 in drei wesentliche Risikoklassen unterschieden, [2.5]:

Risikoklasse A: Gefahr für Leib und Leben. Der Ausfall der Verbindung betrifft sicherheitsrelevante Funktionen, was zu einem gefährlichen Unfall führen kann.

Risikoklasse B: «Liegenbleiber». Durch den Ausfall der Verbindung werden wichtige technische Funktionen nicht mehr erfüllt, sodass ein wichtiges Teilsystem nicht mehr betrieben werden kann.

Risikoklasse C: Verärgerung des Kunden. Durch den Ausfall der Verbindung werden Teilsysteme beeinträchtigt. Der Betrieb wird zwar nicht verhindert, allerdings nimmt der Kunde die Beeinträchtigung als Störung wahr.

Bei Verbindungen der Risikoklasse A gibt es vorgeschriebene Methoden des Qualitätsmanagements und besondere Dokumentationspflichten.

In vielen Fällen hilft eine Systemanalyse der einzelnen Teile mit den detaillierten Eigenschaften. Einige dieser Eigenschaften werden in den folgenden Kapiteln genauer erläutert.

In Kürze

Die in diesem Kapitel erläuterten Grundlagen sind zur weiteren Analyse und Berechnung von Schraubenverbindungen hilfreich. Hierbei werden insbesondere die hier behandelten Prinzipien der Reibung, der schiefen Ebene und des Hebels benötigt sowie die Grundgleichungen zur Berechnung von Spannungen und Verformungen. Die erfolgte Vorstellung der wesentlichen geometrischen Grundlagen bilden das Fundament für die Berechnungen in den Kapiteln 4 bis 9.