

Dieter Muhs  
Herbert Wittel  
Dieter Jannasch  
Manfred Becker  
Joachim Voßiek

# **Roloff / Matek** **Maschinenelemente** **Formelsammlung**

Interaktive Formelsammlung auf CD-ROM

8., korrigierte und ergänzte Auflage

Viewegs Fachbücher der Technik



Bibliografische Information Der Deutschen Bibliothek  
Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <<http://dnb.ddb.de>> abrufbar.

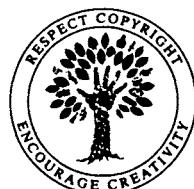
1. Auflage 1987
- 2., durchgesehene und erweiterte Auflage 1987  
    2 Nachdrucke 1988
- 3., verbesserte Auflage 1989  
    Nachdruck 1990  
    Nachdruck 1991
- 4., vollständig neu bearbeitete und erweiterte Auflage 1992
- 5., verbesserte Auflage 1994  
    Nachdruck 1997
- 6., vollständig neu bearbeitete und erweiterte Auflage März 2001
- 7., verbesserte Auflage Juli 2003
- 8., korrigierte und ergänzte Auflage Juli 2006

Alle Rechte vorbehalten

© Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2006

Lektorat: Ewald Schmitt

Der Vieweg Verlag ist ein Unternehmen von Springer Science+Business Media.  
[www.vieweg.de](http://www.vieweg.de)



Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung des Verlags unzulässig und strafbar. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Technische Redaktion: Hartmut Kühn von Burgsdorff, Wiesbaden  
Umschlaggestaltung: Ulrike Weigel, [www.CorporateDesignGroup.de](http://www.CorporateDesignGroup.de)

Satz: Druckhaus „Thomas Müntzer“, Bad Langensalza

Druck und buchbinderische Verarbeitung: Tesinská Tiskárna, Tschechien

Gedruckt auf säurefreiem und chlorfrei gebleichtem Papier.

Printed in the Czech Republic

ISBN-10 3-8348-0119-4

ISBN-13 978-3-8348-0119-7

# Inhaltsverzeichnis

Vorwort	4
1 Allgemeine Grundlagen, Normzahlen	5
2 Toleranzen, Passungen, Oberflächenbeschaffenheit	6
3 Festigkeitsberechnung	11
4 Klebverbindungen	24
5 Lötverbindungen	28
6 Schweißverbindungen	32
7 Nietverbindungen	62
8 Schraubenverbindungen	68
9 Bolzen-, Stiftverbindungen, Sicherungselemente	97
10 Elastische Federn	105
11 Achsen, Wellen und Zapfen	132
12 Elemente zum Verbinden von Wellen und Nabben	147
13 Kupplungen und Bremsen	162
14 Wälzlager	170
15 Gleitlager	179
16 Riementriebe	204
17 Kettentriebe	215
18 Elemente zur Führung von Fluiden (Rohrleitungen)	221
19 Dichtungen	236
20 Zahnräder und Zahnradgetriebe (Grundlagen)	239
21 Außenverzahnte Stirnräder	244
22 Kegelräder und Kegelradgetriebe	266
23 Schraubrad- und Schneckengetriebe	278
24 Tribologie	293

## Vorwort

Die jetzt vorliegende 8. Auflage der Formelsammlung wurde an die Veränderungen des in der 17. Auflage vorliegenden Lehrbuches *Roloff/Matek Maschinenelemente* angepasst. Die Formelsammlung ist sowohl für das Studium als auch für die Techniker und Ingenieure in der Praxis konzipiert. Die wichtigsten Formeln zum Berechnen und Auslegen von Maschinenelementen sind in ihr in übersichtlicher Form in Anlehnung an das Lehrbuch kapitelweise zusammengestellt. So-wohl im Studium bei den Klausurarbeiten als auch beim Einsatz in der Konstruktion stellt diese Formelsammlung damit eine wertvolle Hilfe für das schnelle und übersichtliche Bereitstellen von Berechnungsansätzen dar. Zum Lösen komplexer Aufgaben wurden Ablaufpläne integriert, die übersichtlich die Berechnungswege aufzeigen. Die von den Lesern positiv bewertete Erweiterung der Hinweise zu den Formeln wurde beibehalten.

Die in der 6. Auflage der Formelsammlung beigelegte interaktive Formelsammlung auf CD-ROM wurde von den Lesern ebenfalls positiv bewertet und für die vorliegende 8. Auflage aktualisiert. Sie ermöglicht eine elektronische Generierung von über 400 der insgesamt mehr als 700 Formeln, wobei auf die wichtigsten Tabellen des Tabellenbuches direkt zugegriffen werden kann. Sie ermöglicht den weitgehend unabhängigen Gebrauch der Formelsammlung vom Lehrbuch. Die Auswahl der Formeln für den Berechnungsansatz wurde in der interaktiven Formelsammlung erweitert. Es wurden neu die Berechnung der Spannungen in Tellerfedern und die Berechnung der Passfedern nach Methode B aufgenommen. Das Verzeichnis Technischer Regeln und DIN Normen wurde aktualisiert und erweitert. Die Benutzung des Formelgenerators ist denkbar einfach: nach der Installation des Programms werden die einzelnen Formeln mit Hilfe des Explorers aufgerufen und abgearbeitet. Erforderliche Tabellenwerte können per Mausklick übernommen werden; ebenso können Zwischenergebnisse für weitergehende Berechnungen intern abgespeichert werden. Hinterlegte ausführliche Hinweise, Bilder und Grafiken erhöhen den Komfort beim Einsatz der elektronischen Formelsammlung. Für die Richtigkeit der Programmierung, die direkte und indirekte Bezugnahme auf Vorschriften, Regelwerke, Firmenschriften u. a. kann trotz sorgfältiger Recherchen keine Gewähr übernommen werden.

Unter der Internetadresse [www.roloff-matek.de](http://www.roloff-matek.de) wird dem Leser zusätzlich ein Forum geboten. Hier kann der Leser direkt mit dem Autorenteam und dem Verlag in Kontakt treten und sowohl aktuelle Informationen zum Lehrsystem erfahren als auch Vorschläge zur weiteren Verbesserung einbringen.

Die Verfasser des Lehr- und Lernsystems *Roloff/Matek Maschinenelemente* hoffen, dass auch die 8. Auflage der Formelsammlung den Benutzern in Ausbildung und Praxis eine wertvolle Hilfe ist.

Braunschweig/Reutlingen/Augsburg im Frühjahr 2006

Dieter Muhs  
Herbert Wittel  
Dieter Jannasch  
Joachim Voßiek

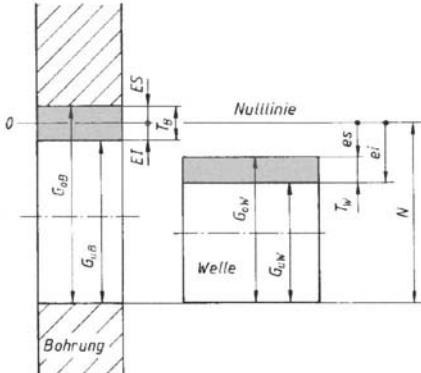
# 1 Allgemeine Grundlagen, Normzahlen

## Technische Regeln (Auswahl)

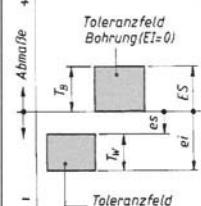
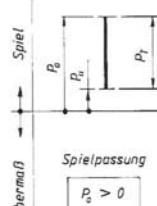
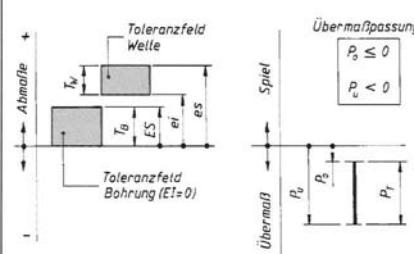
Technische Regel	Titel
DIN 323-1	08.74 Normzahlen und Normzahlreihen, Hauptwerte, Genauwerte, Rundwerte
DIN 323-2	11.74 Normzahlen und Normzahlreihen, Einführung
DIN 820-1	04.94 Normungsarbeit, Grundsätze
DIN 1301-1	10.02 Einheiten; Einheitennamen, Einheitenzeichen
DIN 1304-1	03.94 Formelzeichen, Allgemeine Formelzeichen
VDI 2211-1	04.80 Datenverarbeitung in der Konstruktion; Methoden und Hilfsmittel
VDI 2211-2	03.03 Informationsverarbeitung in der Produktentwicklung; Berechnungen in der Konstruktion
VDI 2211-3	06.80 Datenverarbeitung in der Konstruktion; Maschinelle Herstellung von Zeichnungen
VDI 2220	05.80 Produktplanung; Ablauf, Begriffe und Organisation
VDI 2221	05.93 Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte
VDI 2222-1	06.97 Konstruktionsmethodik; Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien
VDI 2223	01.04 Methodisches Entwerfen technischer Produkte
VDI 2225-1	11.97 Konstruktionsmethodik; Technisch-wirtschaftliches Konstruieren, Vereinfachte Kostenermittlung
VDI 2225-2	07.98 –; –; Tabellenwerk
VDI 2225-3	11.98 –; –; Technisch-wirtschaftliche Bewertung
VDI 2225-4	11.97 –; –; Bemessungslehre
VDI 2234	01.90 Wirtschaftliche Grundlagen für den Konstrukteur
VDI 2235	10.87 Wirtschaftliche Entscheidungen beim Konstruieren; Methoden und Hilfen
VDI 2242-1	04.86 Konstruieren ergonomiegerechter Erzeugnisse; Grundlagen und Vorgehen
VDI 2243	07.02 Recyclingorientierte Produktentwicklung
VDI 2244	05.88 Konstruieren sicherheitsgerechter Erzeugnisse
VDI 2246 Blatt 1	03.01 Konstruieren instandhaltungsgerechter technischer Erzeugnisse; Grundlagen
VDI 2246 Blatt 2	03.01 –; Anforderungskatalog

## 2 Toleranzen, Passungen, Oberflächenbeschaffenheit

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$D_{\min}, D_{\max}$	mm	Grenzwerte des Nennmaßbereiches
$EI, ES$	$\mu\text{m}$	unteres und oberes Abmaß der Innenpassfläche (Bohrung)
$ei, es$	$\mu\text{m}$	unteres und oberes Abmaß der Außenpassfläche (Welle)
$G$	mm	Grenzmaß, allgemein
$G_o, G_u$	mm	Höchstmaß (oberes), Mindestmaß (unteres Grenzmaß)
$i, I$	$\mu\text{m}$	Toleranzfaktoren der entsprechenden Nennmaßbereiche
$k$	1	Faktor zur Berücksichtigung der Funktionsanforderung
$I_B, I_W$	mm	Istmaß der Bohrung, – der Welle
$N$	mm	Nennmaß, auf das sich alle Abmaße beziehen
$P$	$\mu\text{m}$	Passung, allgemein
$P_o, P_u$	$\mu\text{m}$	Höchstpassung, Mindestpassung
$P_T$	$\mu\text{m}$	Passtoleranz
$Rz$	$\mu\text{m}$	gemittelte Rautiefe
$S$	$\mu\text{m}$	Spiel, allgemein
$S_o, S_u$	$\mu\text{m}$	Höchstspiel, Mindestspiel
$T$	$\mu\text{m}$	Maßtoleranz
$T_B, T_W$	$\mu\text{m}$	Maßtoleranz der Bohrung, – der Welle
$Ü$	$\mu\text{m}$	Übermaß
$Ü_o, Ü_u$	$\mu\text{m}$	Höchstübermaß, Mindestübermaß

Nr.	Formel	Hinweise
1	<i>Höchstmaß</i> Bohrung: $G_{oB} = N + ES$ Welle: $G_{oW} = N + es$	
2	<i>Mindestmaß</i> Bohrung: $G_{uB} = N + EI$ Welle: $G_{uW} = N + ei$	
3	<i>Maßtoleranz</i> allgemein: $T = G_o - G_u$ Bohrung: $T_B = G_{oB} - G_{uB} = ES - EI$ Welle: $T_W = G_{oW} - G_{uW} = es - ei$	Formtoleranzen siehe TB 2-7 Lagetoleranzen siehe TB 2-8
4	<i>Toleranzfaktor</i> zur Ermittlung der Grundtoleranzen $0 < N \leq 500$ : $i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001 \cdot D$ $500 < N \leq 3150$ : $I = 0,004 \cdot D + 2,1$	D geometrisches Mittel für den entsprechenden Nennmaßbereich $D = \sqrt{D_{\min} \cdot D_{\max}}$ Grundtoleranz $IT$ nach TB 2-1

## 2 Toleranzen, Passungen, Oberflächenbeschaffenheit

Nr.	Formel	Hinweise
5	<p><i>Passung</i></p> <p>allgemein: <math>P = I_B - I_W</math></p> <p>Höchstpassung:  <math>P_o = G_{oB} - G_{uW} = ES - ei</math></p> <p>Mindestpassung:  <math>P_u = G_{uB} - G_{oW} = EI - es</math></p>	 <p><i>Toleranzfeld Bohrung (<math>EI=0</math>)</i></p> <p><i>Toleranzfeld Welle</i></p>
6	<p><i>Passptoleranz</i></p> <p><math>P_T = P_o - P_u = (G_{oB} - G_{uW}) - (G_{uB} - G_{oW})</math></p> <p><math>P_T = T_B + T_W = (ES - EI) + (es - ei)</math></p>	 <p><i>Spielmaß</i></p> <p><math>P_o &gt; 0</math></p> <p><math>P_u \geq 0</math></p>
7	<p><i>Spiel</i> (liegt vor, wenn <math>P_o &gt; 0</math> und <math>P_u \geq 0</math>)</p> <p>allgemein: <math>S = G_B - G_W \geq 0</math></p> <p>Höchstspiel:  <math>S_o = G_{oB} - G_{uW} = ES - ei &gt; 0</math></p> <p>Mindestspiel:  <math>S_u = G_{uB} - G_{oW} = EI - es \geq 0</math></p> <p><i>Übermaß</i> (liegt vor, wenn <math>P_o &lt; 0</math> und <math>P_u &lt; 0</math>)</p> <p>allgemein: <math>\dot{U} = G_B - G_W &lt; 0</math></p> <p>Höchstübermaß:  <math>\dot{U}_o = G_{uB} - G_{oW} = EI - es &lt; 0</math></p> <p>Mindestübermaß:  <math>\dot{U}_u = G_{oB} - G_{uW} = ES - ei &lt; 0</math></p>	 <p><i>Spiel</i></p> <p><math>P_o \leq 0</math></p> <p><math>P_u &lt; 0</math></p>
8	<p>sinnvolle Rautiefenzuordnung  <math>Rz \leq k \cdot T</math></p>	<p><math>k \approx 0,5</math> für keine besonderen, <math>k \approx 0,25</math> bei geringen, <math>k \approx 0,1</math> bei hohen, <math>k \approx 0,05</math> bei sehr hohen Anforderungen an die Funktion</p> <p>Rautiefe nicht größer als <math>T/2</math> wählen mit <math>T</math> nach Nr. 3</p> <p>Erreichbare Rautiefe <math>Rz</math> und Mittenrauwerte nach TB 2-11 und TB 2-12</p>

### Technische Regeln (Auswahl)

Technische Regeln		Titel
DIN 406-12	12.92	Technische Zeichnungen; Maßeintragung: Eintragung von Toleranzen für Längen- und Winkelmaße.
DIN 4760	06.82	Gestaltabweichungen; Begriffe, Ordnungssystem
DIN 4764	06.82	Oberflächen an Teilen für Maschinenbau und Feinwerktechnik; Begriffe nach der Beanspruchung
DIN 7150-2	08.77	ISO-Toleranzen und ISO-Passungen
DIN 7154-1,-2	08.66	ISO-Passungen für Einheitsbohrung
DIN 7155-1,-2	08.66	ISO-Passungen für Einheitswelle
DIN 7157	01.66	Passungsauswahl; Toleranzfelder, Abmaße, Pass-toleranzen
DIN 7167	01.87	Zusammenhang zwischen Maß-, Form- und Parallelitätstoleranzen; Hüllbedingung ohne Zeichnungseintragung
DIN 7168	04.91	Allgemeintoleranzen; Längen- und Winkelmaße, Form und Lage; nicht für Neukonstruktionen
DIN 7172	04.91	Toleranzen und Grenzabmaße für Längenmaße über 3150 bis 10000 mm; Grundlagen, Grundtoleranzen, Grenzabmaße
DIN 7178-1...-5	12.74 08.86 02.76	Kegeltoleranz- und Kegelpasssystem für Kegel von Verjüngung $C = 1:3$ bis $1:500$ und Längen von 6 bis 630 m; Kegeltoleranzsystem, Kegelpasssystem, Auswirkung der Abweichungen, axiale Verschiebemaße und Benennungen
DIN EN ISO 1302	06.02	Geometrische Produktspezifikation (GPS); Angabe der Oberflächenbeschaffenheit in der technischen Produktdokumentation
DIN EN ISO 3274	04.98	Geometrische Produktspezifikation (GPS); Oberflächenbeschaffenheit; Tastschnittverfahren; Nenn-eigenschaften von Tastschnitengeräten
DIN EN ISO 4288	04.98	Geometrische Produktspezifikation (GPS); Oberflächenbeschaffenheit; Tastschnittverfahren; Regeln und Verfahren für die Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit
DIN EN ISO 11562	09.98	Geometrische Produktspezifikation (GPS); Oberflächenbeschaffenheit; Tastschnittverfahren; Messtechnische Eigenschaften von phasenkorrekten Filtern
DIN EN ISO 13565-1	04.98	Geometrische Produktspezifikationen (GPS); Oberflächenbeschaffenheit, Tastschnittverfahren; Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften; Filterung und allgemeine Messbedingungen

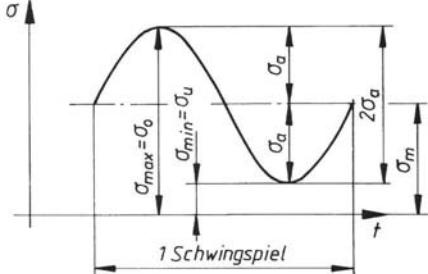
Technische Regeln	Titel
DIN EN ISO 13565-2	04.98 -; -; -; -; Beschreibung der Höhe mittels linearer Darstellung der Materialanteilkurve
DIN EN ISO 13565-3	08.00 -; -; -; -; Beschreibung der Höhe von Oberflächen mit der Wahrscheinlichkeitsdichtekurve
DIN ISO 286-1	11.90 ISO-System für Grenzmaße und Passungen; Grundlagen für Toleranzen, Abmaße und Passungen
DIN ISO 286-2	11.90 -; Tabellen der Grundtoleranzgrade und Grenzabmaße für Bohrungen und Wellen
E DIN ISO 1101	08.95 Technische Zeichnungen; Form- und Lagetolerierung; Tolerierung von Form, Richtung, Ort und Lauf
DIN ISO 2768-1	06.91 Allgemeintoleranzen; Toleranzen für Längen- und Winkelmaße ohne einzelne Toleranzteintragung
DIN ISO 2768-2	04.91 -; Toleranzen für Form und Lage ohne einzelne Toleranzteintragung
DIN ISO 5459	01.82 Technische Zeichnungen; Form- und Lagetolerierung; Bezüge und Bezugssysteme für geometrische Toleranzen
DIN ISO 8015	06.86 Technische Zeichnungen; Tolerierungsgrundsatz
VDI/VDE 2601	10.91 Anforderungen an die Oberflächengestalt zur Sicherung der Funktionsfähigkeit spanend hergestellter Flächen; Zusammenstellung der Kenngrößen
VDI/VDE 2602	09.83 Rauheitsmessung mit elektrischen Tastschnittgeräten

### 3 Festigkeitsberechnung

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$a_M$	$\text{mm}^2/\text{N}$	Faktor zur Berechnung der Mittelspannungsempfindlichkeit
$b_M$	1	Faktor zur Berechnung der Mittelspannungsempfindlichkeit
$F_{eq}$	N	äquivalente Kraft
$f_\sigma, f_\tau$	1	Faktor zur Berechnung der Zugdruckfestigkeit bzw. Schubfestigkeit
$f_{w\sigma}, f_{w\tau}$	1	Faktoren zur Berechnung der Wechselfestigkeit
$G'$	$\text{mm}^{-1}$	bezogenes Spannungsgefälle
$K_A$	1	Anwendungsfaktor (Betriebsfaktor)
$K_B$	1	statischer Konstruktionsfaktor
$K_g$	1	geometrischer Größeneinflussfaktor
$K_{Og}, K_{Or}$	1	Oberflächeneinflussfaktor
$K_t$	1	technologischer Größeneinflussfaktor für Zugfestigkeit bzw. Streckgrenze
$K_V$	1	Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung
$K_a, K_{a\text{ Probe}}$	1	formzahlabhängiger Größeneinflussfaktor des Bauteils; des Probestabes (gilt für $d_{\text{Probe}}$ )
$K_D$	1	dynamischer Konstruktionsfaktor
$n$	1	Stützzahl des gekerbt Bauteils
$n_0$	1	Stützzahl des ungekerbten Bauteils
$n_{pl}$	1	plastische Stützzahl
$R_e$	$\text{N}/\text{mm}^2$	Streckgrenze, Fließgrenze des Bauteils (auf Bauteilgröße umgerechnet)
$R_m$	$\text{N}/\text{mm}^2$	Zugfestigkeit, Bruchfestigkeit des Bauteils (auf Bauteilgröße umgerechnet)
$R_{mN}$	$\text{N}/\text{mm}^2$	Zugfestigkeit für die Normabmessung (Normwert)
$R_{p0,2}, R_p$	$\text{N}/\text{mm}^2$	0,2 %-Dehngrenze, Streckgrenze des Bauteils (auf Bauteilgröße umgerechnet)
$R_{pN}$	$\text{N}/\text{mm}^2$	Streckgrenze für die Normabmessung (Normwert)
$R_z$	$\mu\text{m}$	gemittelte Rautiefe
$S$	1	Sicherheit
$S_B$	1	statische Sicherheit gegen Bruch
$S_D$	1	Sicherheit gegen Dauerbruch

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$S_F$	1	statische Sicherheit gegen Fließen
$S_{\min}$	1	erforderliche Mindestsicherheit
$T_{\text{eq}}$	Nm	äquivalentes Drehmoment
$\alpha_0$	1	Anstrengungsverhältnis
$\alpha_{\text{pl}}$	1	plastische Formzahl des ungekerbten Bauteils
$\alpha_k$	1	Kerbformzahl
$\beta_k, \beta_{k,\text{Probe}}$	1	Kerbwirkungszahl; experimentell bestimmte Kerbwirkungszahl (gilt für $d_{\text{Probe}}$ )
$\kappa$	1	Spannungsverhältnis
$\sigma, \tau$	N/mm <sup>2</sup>	Normalspannung (Zug, Druck, Biegung) bzw. Tangentialspannung (Schub, Torsion)
$\sigma_a, \tau_a$	N/mm <sup>2</sup>	Ausschlagsspannung
$\sigma_b$	N/mm <sup>2</sup>	Biegespannung
$\sigma_B, \tau_B$	N/mm <sup>2</sup>	Bauteilfestigkeit gegen Bruch
$\sigma_{bF}, \tau_{IF}$	N/mm <sup>2</sup>	Biegefließgrenze, Torsionsfließgrenze
$\sigma_D, \tau_D$	N/mm <sup>2</sup>	Dauerfestigkeit
$\sigma_F, \tau_F$	N/mm <sup>2</sup>	Bauteilfestigkeit gegen Fließen
$\sigma_{GA}, \tau_{GA}$	N/mm <sup>2</sup>	Gestaltausschlagfestigkeit
$\sigma_{GW}, \tau_{GW}$	N/mm <sup>2</sup>	Gestaltwechselfestigkeit
$\sigma_m, \tau_m$	N/mm <sup>2</sup>	Mittelspannung
$\sigma_{mv}, \tau_{mv}$	N/mm <sup>2</sup>	Vergleichsmittelspannung
$\sigma_o, \tau_o$	N/mm <sup>2</sup>	obere Spannung
$\sigma_{\text{res}}, \tau_{\text{res}}$	N/mm <sup>2</sup>	resultierende Spannung
$\sigma_{\text{Sch}}, \tau_{\text{Sch}}$	N/mm <sup>2</sup>	Schwellfestigkeit
$\sigma_u, \tau_u$	N/mm <sup>2</sup>	untere Spannung
$\sigma_v$	N/mm <sup>2</sup>	Vergleichsspannung
$\sigma_w, \tau_w$	N/mm <sup>2</sup>	Wechselfestigkeit des Bauteils (auf Bauteilgröße umgerechnet)
$\sigma_{WN}, \tau_{WN}$	N/mm <sup>2</sup>	Wechselfestigkeit für die Normabmessung (Normwert)
$\sigma_{z,d}$	N/mm <sup>2</sup>	Zug-/Druckspannung
$\sigma_{\text{zul}}, \tau_{\text{zul}}$	N/mm <sup>2</sup>	zulässige Spannung
$\tau_s$	N/mm <sup>2</sup>	Scherspannung
$\tau_t$	N/mm <sup>2</sup>	Torsionsspannung
$\varphi$	1	Faktor für Anstrengungsverhältnis
$\psi_\sigma, \psi_\tau$	1	Mittelspannungsempfindlichkeit

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Spannungen im Bauteil und äußere Kräfte/Momente</b>		
1	<p>Resultierende Spannung (in einer Richtung wirkend)</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– aus Normalspannungen</li> </ul> $\sigma_{\text{res}} = \sigma_{z,d} + \sigma_b$ <ul style="list-style-type: none"> <li>– aus Tangentialspannungen</li> </ul> $\tau_{\text{res}} = \tau_s + \tau_t$	<p><math>\sigma, \tau</math> nach den Gesetzen der technischen Mechanik bestimmen</p> <p>Zug: <math>\sigma_z = F/A</math>, Biegung: <math>\sigma_b = M/W</math> Scheren: <math>\tau_s = F_s/A</math>, Torsion: <math>\tau_t = T/W_t</math></p>
2	<p>Vergleichsspannung nach der</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Gestaltänderungsenergie-hypothese (GEH)</li> </ul> $\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$ <ul style="list-style-type: none"> <li>– Schubspannungshypothese (SH)</li> </ul> $\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$ <ul style="list-style-type: none"> <li>– Normalspannungshypothese (NH)</li> </ul> $\sigma_v = 0,5 \left( \sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right)$ <p>Vergleichsspannung bei Berücksichtigung unterschiedlicher Beanspruchungsarten</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– nach der GEH</li> </ul> $\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \left( \frac{\sigma_{\text{zul}}}{\varphi \cdot \tau_{\text{zul}}} \cdot \tau_t \right)^2}$ $\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3(\alpha_0 \cdot \tau_t)^2}$ <ul style="list-style-type: none"> <li>– nach der NH</li> </ul> $\sigma_v = 0,5 \left( \sigma_b^2 + \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \left( \frac{\sigma_{\text{zul}}}{\varphi \cdot \tau_{\text{zul}}} \cdot \tau_t \right)^2} \right)$ $\sigma_v = 0,5 \left( \sigma_b + \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} \right)$	<p><math>\varphi = 1,75</math> bei GEH  <math>\varphi = 1,0</math> bei NH</p> <p><math>\alpha_0 \approx 0,7</math> bei Biegung, wechselnd wirkend und Torsion, ruhend (schwellend)</p> <p><math>\alpha_0 \approx 1</math> bei Biegung, wechselnd und Torsion, wechselnd</p> <p><math>\alpha_0 \approx 1,5</math> bei Biegung, ruhend (schwellend) und Torsion, wechselnd</p>

Nr.	Formel	Hinweise
3	<p>Kenngrößen eines Schwingspiels</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Spannungssamplitude (Ausschlagsspannung)</li> </ul> $\sigma_a = \sigma_o - \sigma_m$ <p>bzw.</p> $\sigma_a = (\sigma_o - \sigma_u)/2$ <ul style="list-style-type: none"> <li>– Mittelspannung</li> </ul> $\sigma_m = (\sigma_o + \sigma_u)/2$ <ul style="list-style-type: none"> <li>– Spannungsverhältnis</li> </ul> $\kappa = \sigma_u / \sigma_o$	 <p>für <math>\tau</math>-Spannungen gilt analoges</p> <p>Einzelspannungen nach den Gesetzen der technischen Mechanik bestimmen</p> $\sigma_o = F_o/A, \sigma_o = M_o/W$ $\sigma_m = F_m/A, \sigma_m = M_m/W$
4	<p>dynamisch äquivalente Belastung (Kraft/Moment)</p> $F_{eq} = K_A \cdot F_{nenn}$ $T_{eq} = K_A \cdot T_{nenn}$	<p>Beim statischen Nachweis ist die maximal auftretende Kraft <math>F_{max}</math> bzw. das maximal auftretende Drehmoment <math>T_{max}</math> für <math>F_{eq}</math> bzw. <math>T_{eq}</math> zu verwenden. Beim dynamischen Nachweis werden die Ausschlagsspannungen benötigt, die mit den Ausschlagwerten für die Kraft <math>F_{aeq}</math> bzw. das Moment <math>T_{aeq}</math> berechnet werden. Häufig auftretende Belastungsfälle sind,</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– wechselnde Nennbelastung (<math>\kappa = -1</math>):  <math>F_{aeq} = F_{eq}, \quad T_{aeq} = T_{eq}</math></li> <li>– schwellende Nennbelastung (<math>\kappa = 0</math>):  <math>F_{aeq} = F_{eq}/2, \quad T_{aeq} = T_{eq}/2</math></li> <li>– statische Nennbelastung (<math>\kappa = 1</math>):  <math>F_{aeq} = F_{eq} - F_{nenn} = (K_A - 1) \cdot F_{nenn}</math>  <math>T_{aeq} = T_{eq} - T_{nenn} = (K_A - 1) \cdot T_{nenn}</math></li> </ul>
<b>Festigkeitswerte</b>		
5	Zugfestigkeit des Bauteils $R_m = K_t \cdot R_{mN}$	$K_t$ nach TB 3-11a bzw. 3-11b $R_{mN}, R_{pN}$ nach TB 1-1 bis TB 1-2 $K_t$ ist bei Baustählen und Stahlguss für Zugfestigkeit und Streckgrenze unterschiedlich
6	Streckgrenze des Bauteils $R_p = K_t \cdot R_{pN}$	

Nr.	Formel	Hinweise
7	Wechselfestigkeit des Bauteils $\sigma_{zdW} \approx f_{W\sigma} \cdot K_t \cdot R_{mN}$ $\sigma_{bW} = K_t \cdot \sigma_{bWN}$ bzw. $\sigma_{bW} = K_t \cdot n_0 \cdot \sigma_{zdWN}$ $\tau_{sW} \approx f_{W\tau} \cdot f_{W\sigma} \cdot K_t \cdot R_{mN}$ $\tau_{tW} = K_t \cdot \tau_{tWN}$ bzw. $\tau_{tW} = K_t \cdot n_0 \cdot \tau_{sWN}$	$R_{mN}, \sigma_{zdWN}, \sigma_{bWN}, \tau_{tWN}$ nach TB 1-1 $K_t$ nach TB 3-11a bzw. 3-11b für die Umrechnung der Wechselfestigkeitswerte ist $K_t$ für Zugfestigkeit zu verwenden $n_0 \equiv n$ nach TB 3-7 für ungekerbtes Bauteil $f_{W\sigma}, f_{W\tau}$ nach TB 3-2a
<b>Konstruktionsfaktor</b>		
8	statischer Nachweis $K_B = 1/n_{pl}$	$n_{pl}$ nach Nr. 10
9	dynamischer Nachweis $K_{Db} = \left( \frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{Oo}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}$ $K_{Dt} = \left( \frac{\beta_{kt}}{K_g} + \frac{1}{K_{Or}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}$	$\beta_{kb}, \beta_{kt}$ nach Nr. 11 oder 12 $K_g$ nach TB 3-11c $K_{Oo}, K_{Or}$ nach TB 3-10 $K_V$ nach TB 3-12 s. auch Ablaufplan A 3-3
10	plastische Stützzahl $n_{pl} = \sqrt{\frac{E \cdot \varepsilon_{ertr}}{R_p}} / \alpha_k \leq \alpha_p$ bzw. $n_{pl} = \sqrt{\frac{R_{pmax}}{R_p}} \leq \alpha_p$ Kerbwirkungszahl $\beta_k = \sigma_W / \sigma_{GW}$	$E$ nach TB 1-2, für Stahl: $E \approx 210\,000 \text{ N/mm}^2$ $\varepsilon_{ertr} = 5\%$ für Stahl und GS $\varepsilon_{ertr} = 2\%$ für EN-GJS und EN-GJM $R_p$ nach Nr. 6 $R_{pmax} = 1050 \text{ N/mm}^2$ für Stahl und GS $R_{pmax} = 320 \text{ N/mm}^2$ für EN-GJS $\alpha_k$ nach TB 3-6 $\alpha_p$ nach TB 3-2b
11	– berechnet aus Formzahl $\beta_k = \frac{\alpha_k}{n}$	$\alpha_k$ nach TB 3-6 $n$ nach TB 3-7
12	– experimentell ermittelte Werte $\beta_k$ $\beta_k = \beta_{k, \text{Probe}} \frac{K_{\alpha, \text{Probe}}}{K_{\alpha}}$	$\beta_{k, \text{Probe}}$ nach TB 3-9 $K_{\alpha, \text{Probe}}$ nach TB 3-11d für $d_{\text{Probe}}$ $K_{\alpha}$ nach TB 3-11d für $d_{\text{Bauteil}}$
13	Gesamtkerbwirkungszahl bei Durchdringungskerben $\beta_k \leq 1 + (\beta_{k1} - 1) + (\beta_{k2} - 1)$	$\beta_{k1}, \beta_{k2}$ nach Nr. 11 oder 12 Kerben beeinflussen sich, wenn der Abstand zwischen den Kerben kleiner $2r$ ist, wobei $r$ der größere der beiden Kerbradien ist

Nr.	Formel	Hinweise
<b>statische Bauteilfestigkeit</b>		
14	gegen Fließen $\sigma_F = f_o \cdot R_p / K_B$ $\tau_F = f_t \cdot R_p / K_B$	$f_o, f_t$ nach TB 3-2a $R_p$ nach Nr. 6 $K_B$ nach Nr. 8
15	gegen Bruch $\sigma_B = f_o \cdot R_m / K_B$ $\tau_B = f_t \cdot R_m / K_B$	$R_m$ nach Nr. 5
16	einfacher Nachweis – Zug/Druck $\sigma_F = R_p$ – Biegung $\sigma_F = \sigma_{bF}$ – Torsion $\tau_F = \tau_{tF}$	$\sigma_{bF} \approx 1,2R_p$ (für duktile Rundstäbe) $\tau_{tF} \approx 1,2R_p / \sqrt{3}$
<b>Gestaltfestigkeit (dynamische Bauteilfestigkeit)</b>		
17	Gestaltwechselfestigkeit $\sigma_{bGW} = \sigma_{bw} / K_{Db}$ $\tau_{tGW} = \tau_{tw} / K_{Dt}$	$\sigma_{bw}, \tau_{tw}$ nach Nr. 7 $K_D$ nach Nr. 9 bei Zug/Druck Index $b$ durch $zd$ , bei Schub $t$ durch $s$ ersetzen
18	Gestaltausschlagfestigkeit – Überlastungsfall 1 $(\sigma_m = \text{konst})$ $\sigma_{bGA} = \sigma_{bGW} - \psi_\sigma \cdot \sigma_{mv}$ $\tau_{tGA} = \tau_{tGW} - \psi_\tau \cdot \tau_{mv}$	$\sigma_{bGW}, \tau_{tGW}$ nach Nr. 17 $\psi_\sigma, \psi_\tau$ nach Nr. 21 $\sigma_{mv}, \tau_{mv}$ nach Nr. 22
19	– Überlastungsfall 2 $(\kappa = \text{konst})$ $\sigma_{bGA} = \frac{\sigma_{bGW}}{1 + \psi_\sigma \cdot \sigma_{mv} / \sigma_{ba}}$ $\tau_{tGA} = \frac{\tau_{tGW}}{1 + \psi_\tau \cdot \tau_{mv} / \tau_{ta}}$	$\sigma_a, \tau_a$ nach den Gesetzen der technischen Mechanik mit $F_{eq}$ bzw. $T_{eq}$ bestimmen
20	– Überlastungsfall 3 $(\sigma_u = \text{konst})$ $\sigma_{bGA} = \frac{\sigma_{bGW} - \psi_\sigma \cdot (\sigma_{mv} - \sigma_{ba})}{1 + \psi_\sigma}$ $\tau_{tGA} = \frac{\tau_{tGW} - \psi_\tau \cdot (\tau_{mv} - \tau_{ta})}{1 + \psi_\tau}$	
21	Mittelspannungsempfindlichkeit $\psi_\sigma = a_M \cdot R_m + b_M$ $\psi_\tau = f_t \cdot \psi_\sigma$	$a_M, b_M$ nach TB 3-13 $R_m$ nach Nr. 5 $f_t$ nach TB 3-2a

### 3 Festigkeitsberechnung

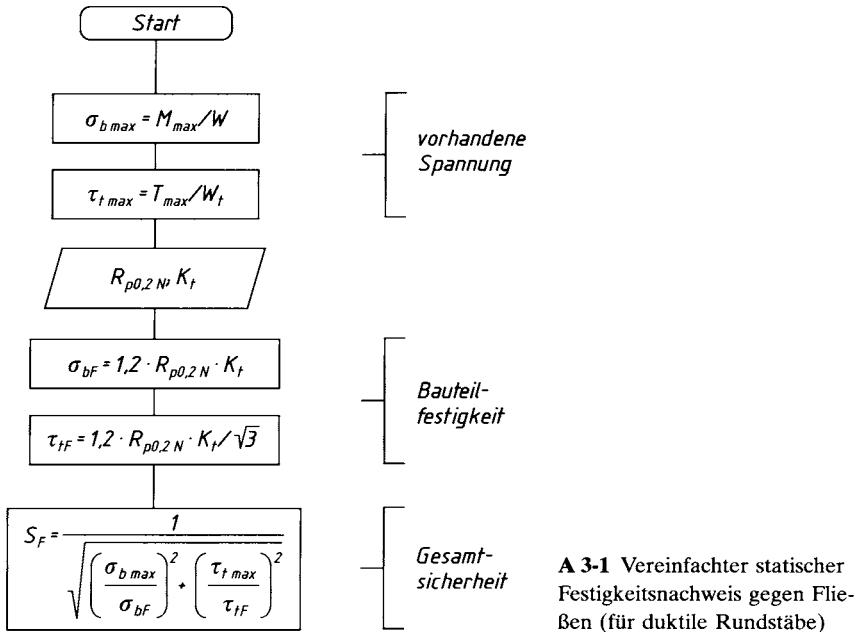
17

Nr.	Formel	Hinweise
22	<ul style="list-style-type: none"> <li>Vergleichsmittelspannung</li> <li>– Gestaltänderungsenergie-hypothese</li> </ul> $\sigma_{mv} = \sqrt{(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm})^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2}$ $\tau_{mv} = f_t \cdot \sigma_{mv}$	$\sigma_{zdm}, \sigma_{bm}, \tau_{tm}$ nach den Gesetzen der technischen Mechanik mit $F_{eq}$ bzw. $T_{eq}$ bestimmen
23	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Normalspannungshypothese</li> </ul> $\sigma_{mv} = 0,5 \left[ (\sigma_{zdm} + \sigma_{bm}) + \sqrt{(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm})^2 + 4 \cdot \tau_{tm}^2} \right]$ $\tau_{mv} = f_t \cdot \sigma_{mv}$	
<b>Sicherheiten</b>		
24	<ul style="list-style-type: none"> <li>Versagensgrenzkurve</li> <li>– Gestaltänderungsenergie-hypothese</li> </ul> $\left( \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bw}} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{ta}}{\tau_{tw}} \right)^2 \leq 1$ <ul style="list-style-type: none"> <li>– Normalspannungshypothese</li> </ul> $\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bw}} + \left( \frac{\tau_{ta}}{\tau_{tw}} \right)^2 \leq 1$	$\sigma_{ba}, \tau_{ta}$ nach den Gesetzen der technischen Mechanik mit $F_{eq}$ bzw. $T_{eq}$ bestimmen $\sigma_{bw}, \tau_{tw}$ nach Nr. 7
<b>Praktische Festigkeitsberechnung</b>		
25	<ul style="list-style-type: none"> <li>überschlägige Berechnung</li> <li>– statisch belastete Bauteile</li> </ul> $\sigma_z \leq \sigma_{zzul} = R_{eN}/S_{F\min}$ $\sigma_z \leq \sigma_{zzul} = R_{mN}/S_{B\min}$ <ul style="list-style-type: none"> <li>– dynamisch belastete Bauteile</li> </ul> $\sigma \leq \sigma_{zul} = \sigma_D/S_{D\min}$ $\tau \leq \tau_{zul} = \tau_D/S_{D\min}$	$R_{eN}, R_{mN}$ nach TB 1-1 bis TB 1-2 $S_{F\min} = 1,2 \dots 1,8$ $S_{B\min} = 1,5 \dots 3$
26	<ul style="list-style-type: none"> <li>statischer Festigkeitsnachweis bei</li> <li>– Versagen durch Fließen (duktile Werkstoffe)</li> </ul> $S_F = \frac{1}{\sqrt{\left( \frac{\sigma_{zd\max}}{R_p} + \frac{\sigma_{b\max}}{\sigma_{bf}} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{t\max}}{\tau_{tf}} \right)^2}}$ $\geq S_{F\min}$	$\sigma_{zd\max}, \sigma_{b\max}, \tau_{t\max}$ nach den Gesetzen der technischen Mechanik mit $F_{\max}$ bzw. $T_{\max}$ bestimmen $R_p$ nach Nr. 6 $\sigma_{bf}, \tau_{tf}$ nach Nr. 14 oder 16 $S_{F\min}$ nach TB 3-14 vereinfachter Nachweis nach Ablaufplan A 3-1; genauerer Nachweis nach Ablaufplan A 3-2

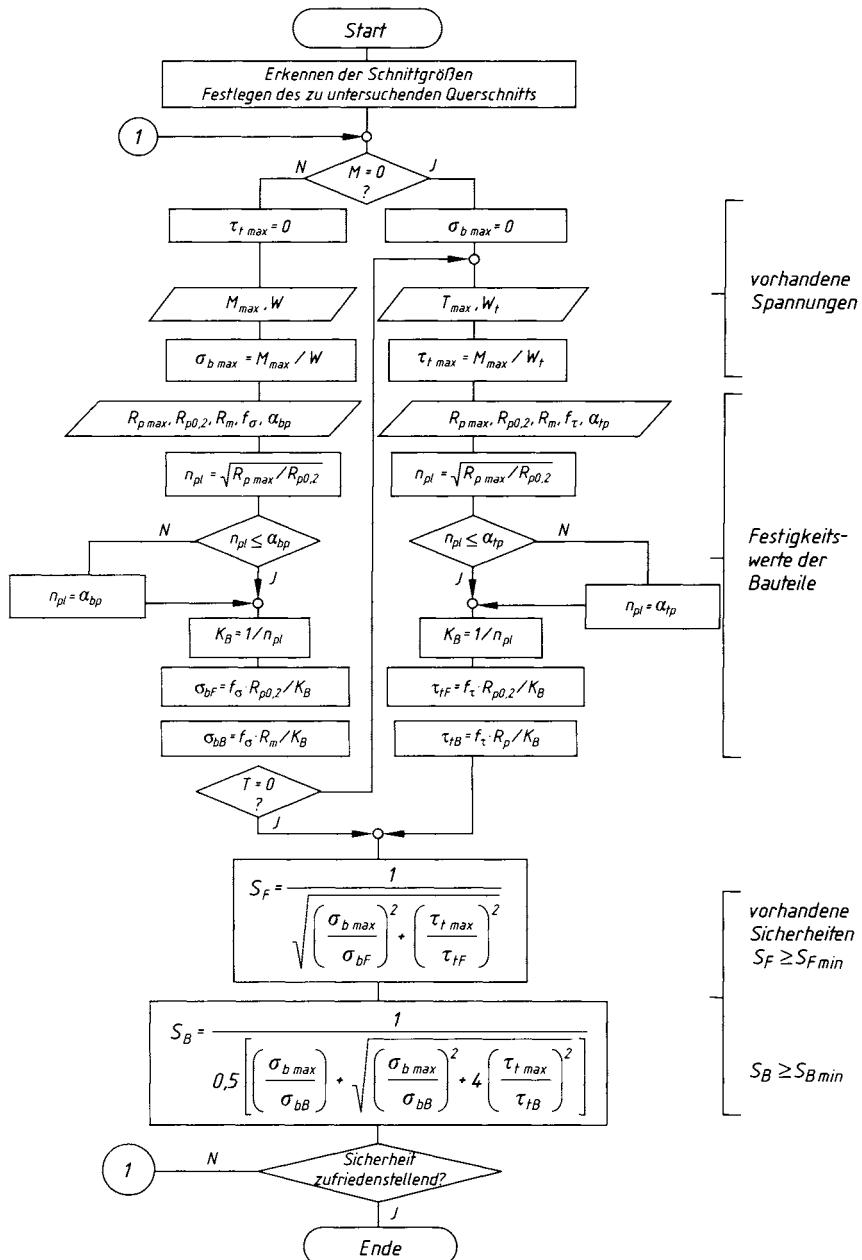
Nr.	Formel	Hinweise
27	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Versagen durch Bruch (spröde Werkstoffe)</li> </ul> $S_B = \frac{1}{0,5 \left[ \left( \frac{\sigma_{z\max}}{R_m} + \frac{\sigma_{b\max}}{\sigma_{bB}} \right)^2 + \sqrt{\left( \frac{\sigma_{z\max}}{R_m} + \frac{\sigma_{b\max}}{\sigma_{bB}} \right)^2 + 4 \left( \frac{\tau_{t\max}}{\tau_{tB}} \right)^2} \right]} \geq S_{B\min}$	<p><math>R_m, \sigma_{bB}, \tau_{tB}</math> nach Nr. 15 mit <math>\alpha_{zk}</math> bzw. <math>\alpha_{bk}</math> für <math>\alpha_c</math> in Nr. 10</p> <p><math>S_{B\min}</math> nach TB 3-14</p> <p>s. auch Ablaufplan A 3-2</p>
28	 <ul style="list-style-type: none"> <li>dynamischer Festigkeitsnachweis</li> <li>– duktile Werkstoffe</li> </ul> $S_D = \frac{1}{\sqrt{\left( \frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zGA}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}} \right)^2}} \geq S_{D\min}$	<p><math>\sigma_{za}, \sigma_{ba}, \tau_{ta}</math> nach den Gesetzen der technischen Mechanik mit <math>F_{aeq}</math> bzw. <math>T_{aeq}</math> bestimmen</p> <p><math>\sigma_{GA}, \tau_{GA}</math> nach Nr. 18, 19 oder 20</p> <p><math>S_{D\min}</math> nach TB 3-14</p> <p>s. auch Ablaufplan A 3-4</p>
29	<ul style="list-style-type: none"> <li>– spröde Werkstoffe</li> </ul> $S_D = \frac{1}{0,5 \left[ \left( \frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zGA}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}} \right)^2 + \sqrt{\left( \frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zGA}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}} \right)^2 + 4 \left( \frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}} \right)^2} \right]} \geq S_{D\min}$	

### 3 Festigkeitsberechnung

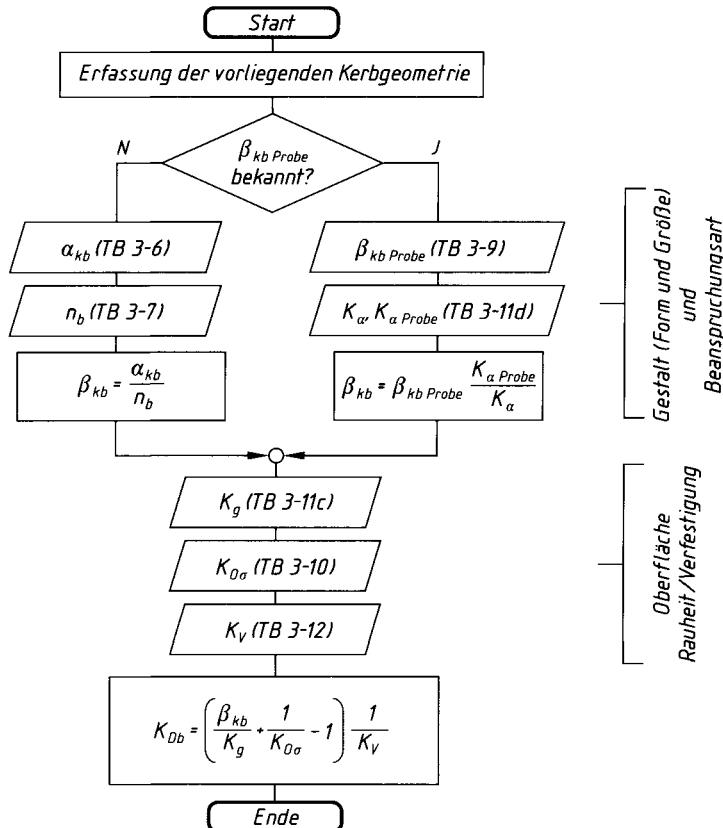
19



### 3 Festigkeitsberechnung

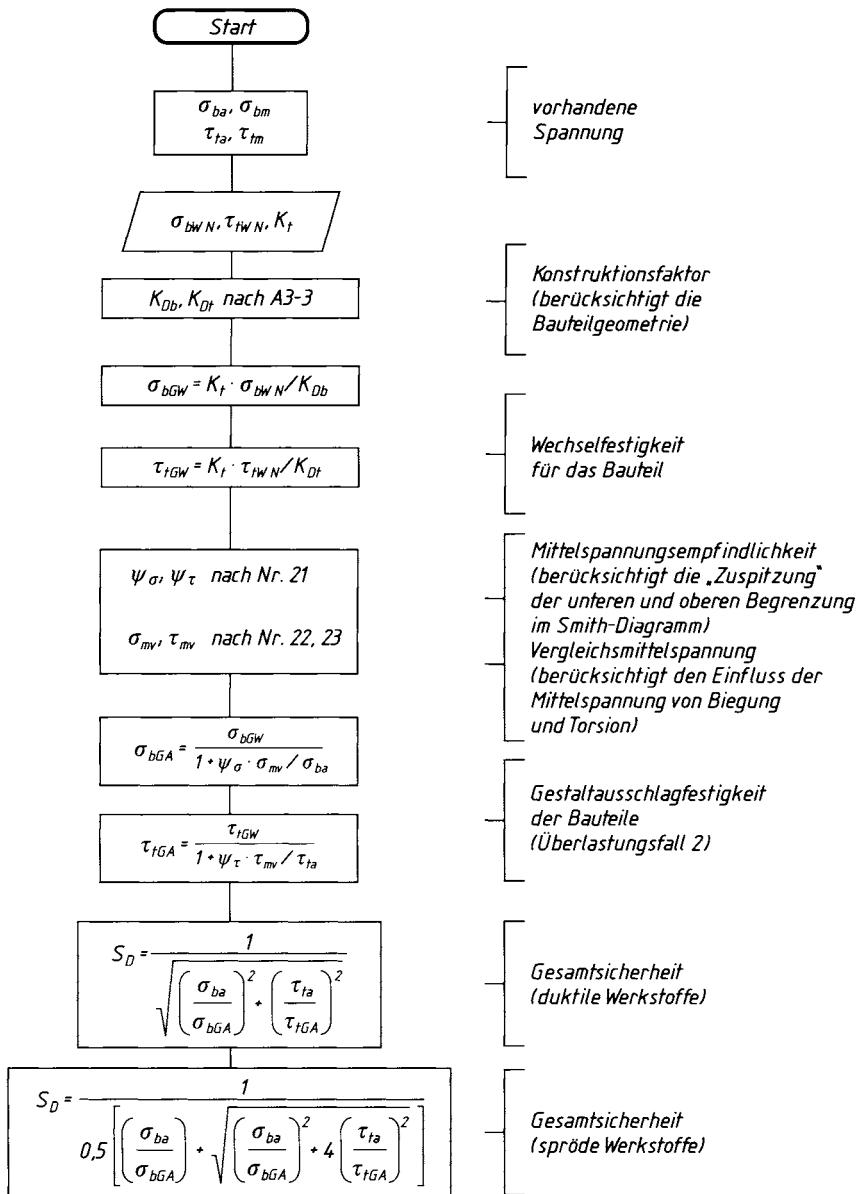


A 3-2 Ablaufplan für den statischen Festigkeitsnachweis gegen Fließen (duktile Werkstoffe) und Bruch (spröde Werkstoffe)



**A 3-3 Ablaufplan zur Berechnung des Konstruktionsfaktors  $K_{Db}$  für Biegung**  
 (Bei Zug/Druck ist der Index  $b$  durch  $zd$  zu ersetzen. Bei Schub ist  $b$  durch  $s$ , bei Torsion durch  $t$  zu ersetzen, sowie bei Schub und Torsion  $K_{0o}$  durch  $K_{0r}$ )

### 3 Festigkeitsberechnung



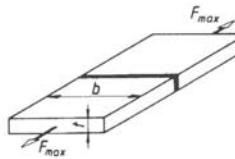
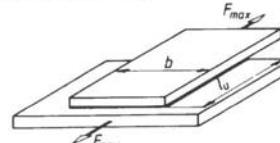
**A 3-4** Ablaufplan für den dynamischen Festigkeitsnachweis für Überlastungsfall 2 (Biegung und Torsion)

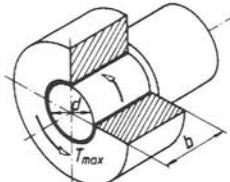
## Technische Regeln (Auswahl)

Technische Regeln		Titel
DIN 743-1	10.00	Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen; Einführung, Grundlagen
DIN 743-2	10.00	–; Formzahlen und Kerbwirkungszahlen
DIN 743-3	10.00	–; Werkstoff-Festigkeitswerte
DIN 743 Beiblatt 1	10.00	–; Anwendungsbeispiele
DIN 4113-1	05.80	Aluminiumkonstruktionen unter vorwiegend ruhender Belastung; Berechnung und bauliche Durchbildung
DIN 15018-1	11.84	Krane; Grundsätze für Stahltragwerke; Belastung
DIN 50100	02.78	Werkstoffprüfung; Dauerschwingversuch
DIN 50113	03.82	Prüfung metallischer Werkstoffe; Umlaufbiegeversuch
DIN 50125	01.04	–; Zugproben
DVS 2402	06.87	Festigkeitsverhalten geschweißter Bauteile
FKM-Richtlinie 154	2002	Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbau- teile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen

## 4 Klebverbindungen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$A_{\text{Kl}}$	$\text{mm}^2$	Klebfugenfläche
$b$	mm	Klebfugenbreite
$F$	N	Schälkraft
$F_m$	N	Zerreißkraft (Mittelwert aus mehreren Scherversuchen)
$F_{\max}$	N	von der Klebverbindung maximal übertragbare Kraft
$F_{\text{nenn}}$	N	von der Klebverbindung zu übertragende Nenn-Kraft
$K_A$	1	Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastungen
$l_u$	mm	Überlappungslänge
$R_{p0,2}$	$\text{N/mm}^2$	0,2 %-Dehngrenze des Grundwerkstoffes
$T_{\max}$	Nmm	von der Klebverbindung maximal übertragbares Drehmoment
$T_{\text{nenn}}$	Nmm	von der Klebverbindung zu übertragendes Nenn-Drehmoment
$t$	mm	kleinste Bauteildicke
$S$	1	Sicherheit
$\sigma'$	$\text{N/mm}$	Schälfestigkeit
$\sigma'_{\text{abs}}$	$\text{N/mm}$	absolute Schälfestigkeit
$\sigma_{\text{KB}}$	$\text{N/mm}^2$	statische Bindefestigkeit (Zugfestigkeit)
$\tau_{\text{KB}}$	$\text{N/mm}^2$	statische Bindefestigkeit (Zugscherfestigkeit)
$\tau_{\text{KIW}}$	$\text{N/mm}^2$	dynamische Bindefestigkeit bei Wechselbeanspruchung
$\tau_{\text{KISch}}$	$\text{N/mm}^2$	dynamische Bindefestigkeit bei Schwellbeanspruchung

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Bindefestigkeit</b>		
Die Bindefestigkeit ist die wichtigste Kenngröße zur Berechnung einer Klebverbindung. Sie wird an Prüfkörpern mit einschnittiger Überlappung ermittelt. Sie ergibt sich aus dem Verhältnis Zerreißkraft (Bruchlast) $F_m$ zur Klebfugenfläche $A_{KI}$ bei zügiger Beanspruchung.		
1	Statische Bindefestigkeit $\tau_{KB} = \frac{F_m}{A_{KI}} = \frac{F_m}{l_u \cdot b}$	Richtwerte für die Bindefestigkeit (Zugscherfestigkeit) nach TB 4-2 $l_u, b$ siehe Bild unter Nr. 5
2	Dynamische Bindefestigkeit wechselnd: $\tau_{K1W} \approx (0,2 \dots 0,4) \cdot \tau_{KB}$ schwellend: $\tau_{K1Sch} \approx 0,8 \cdot \tau_{KB}$	
<b>Schälfestigkeit</b>		
Die Schälfestigkeit einer Klebverbindung ist wesentlich geringer als die Bindefestigkeit. Schälbeanspruchungen sind deshalb unbedingt konstruktiv zu vermeiden.		
3	Schälfestigkeit $\sigma' = \frac{F}{b}$	Richtwerte für $\sigma'_{abs}$ für 1 mm dicke mit Araldit verklebte Bleche aus Reinaluminium: $\sigma'_{abs} = 5 \text{ N/mm}$ Legierung AlMg: $\sigma'_{abs} = 25 \text{ N/mm}$ Legierung AlCuMg: $\sigma'_{abs} = 35 \text{ N/mm}$
<b>Von der Klebverbindung übertragbare Belastungen</b>		
4	Maximal übertragbare Zugkraft $F_{max} \leq A_{KI} \cdot \frac{\sigma_{KB}}{S} = b \cdot t \cdot \frac{\sigma_{KB}}{S}$	
5	Maximal übertragbare Schubkraft $F_{max} \leq A_{KI} \cdot \frac{\tau_{KB}}{S} = b \cdot l_u \cdot \frac{\tau_{KB}}{S}$	

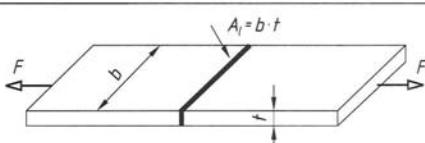
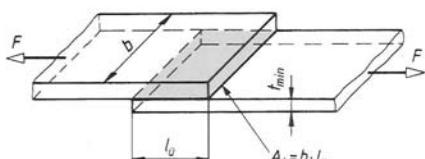
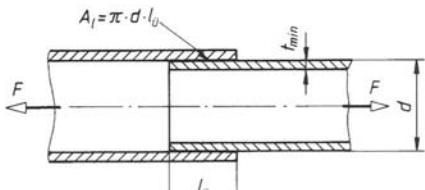
Nr.	Formel	Hinweise
6	<p>Maximal übertragbares Drehmoment</p> $T_{\max} \leq 0,5 \cdot d \cdot A_{\text{KI}} \cdot \frac{\tau_{\text{KB}}}{S}$ $= 0,5 \cdot b \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \frac{\tau_{\text{KB}}}{S}$	 <p><math>\tau_{\text{KB}}</math> nach TB 4-2  <math>S \approx 1,5 \dots 2,5</math>  (den kleineren Wert, wenn für die Bindefestigkeit die Einflussgrößen bereits berücksichtigt sind).  Bei dynamischer Beanspruchung ist <math>F_{\max}</math> durch <math>F_{\text{eq}} = K_A \cdot F_{\text{nenn}}</math> zu ersetzen und die Bindefestigkeit nach Nr. 2 zu bestimmen.</p>
7	<p><b>Überlappungslänge</b></p> <p>Um genügend große Klebeflächen zu erhalten, sind Überlappungsverbindungen zu bevorzugen. Die beste Ausnutzung der Bindefestigkeit bei Leichtmetallen ergibt sich bei der folgenden Überlappungslänge.</p>	
7	$l_{\bar{u}} \approx 0,1 \cdot R_{p0,2} \cdot t$ bzw. $l_{\bar{u}} \approx (10 \dots 20) \cdot t$	Für $t$ ist die kleinste Dicke der überlappten Bauteile zu setzen.

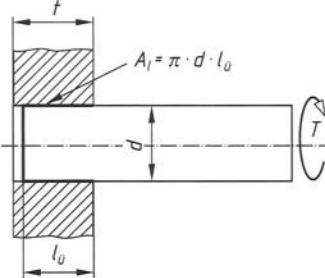
### Technische Regeln (Auswahl)

Technische Regeln		Titel
DIN 8593-8	09.03	Fertigungsverfahren Fügen; Kleben; Einordnung, Unterteilung, Begriffe
DIN 53281-1	09.79	Prüfung von Metallklebstoffen und Metallklebungen; Proben, Klebfächenvorbehandlung
DIN 53281-2	09.79	–; Proben, Herstellung
DIN 53281-3	09.79	–; Proben, Kenndaten des Klebvorganges
DIN 53282	09.79	Prüfung von Metallklebstoffen und Metallklebungen; Winkelschälversuch
DIN 53286	09.79	Prüfung von Metallklebstoffen und Metallklebungen; Bedingungen für Prüfung bei verschiedenen Temperaturen
DIN 53287	09.79	Prüfung von Metallklebstoffen und Metallklebungen; Bestimmung der Beständigkeit gegenüber Flüssigkeiten
DIN 54451	11.78	Prüfung von Metallklebstoffen und Metallklebungen; Zugscherversuch zur Ermittlung des Schubspannungs-Gleitungs-Diagramms eines Klebstoffs in einer Klebung
DIN 54452	11.81	Prüfung von Metallklebstoffen und Metallklebungen; Druckscherversuch
DIN 54455	05.84	Prüfung von Metallklebstoffen und Metallklebungen; Torsionsversuch
DIN 54456	09.89	Prüfung von Konstruktionsklebstoffen und -klebungen; Klimabeständigkeitsversuch
DIN EN 923	05.98	Klebstoffe; Benennungen und Definitionen
DIN EN 1464	01.95	Klebstoffe; Bestimmung des Schälwiderstandes von hochfesten Klebungen; Rollenschälversuch
DIN EN 1465	01.95	Klebstoffe; Bestimmung der Zugscherfestigkeit hochfester Überlappungsklebungen
DIN EN 26922	05.93	Klebstoffe; Bestimmung der Zugfestigkeit von Stumpfklebverbindungen
DIN EN 28510-1	05.93	Klebstoffe; Schälprüfung für flexibel/starr geklebte Proben; 90°-Schälversuch
DIN EN 28510-2	05.93	–; 180°-Schälversuch
DIN EN ISO 9653	10.00	Klebstoffe; Prüfverfahren für die Scherschlagfestigkeit von Klebungen
DIN EN ISO 9664	08.95	Klebstoffe; Verfahren zur Prüfung der Ermüdungseigenschaften von Strukturklebungen bei Zugscherbeanspruchung
DVS 2204-2	02.77	Kleben von thermoplastischen Kunststoffen; Polyolefine
DVS 2204-3	04.81	–; Polystyrol und artverwandte Kunststoffe
DVS 2204-5	11.03	Kleben von Rohren und Formstücken aus thermoplastischen Kunststoffen; chloriertes Polyvinylchlorid (PVC-C)
VDI 2229	06.79	Metallkleben; Hinweise für Konstruktion und Fertigung
VDI 3821	09.78	Kunststoffkleben

## 5 Lötverbindungen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$A_l$	mm <sup>2</sup>	Lötnahtfläche
$b$	mm	Breite des Lötstoßes
$d$	mm	Durchmesser des Lötstoßes
$F_{nenn}$	N	von der Lötnaht zu übertragende Nennkraft
$K_A$	1	Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastungen
$R_m$	N/mm <sup>2</sup>	Zugfestigkeit des Grundwerkstoffes
$T_{nenn}$	Nmm	von der Lötverbindung zu übertragendes Nenntorsionsmoment
$t_{min}$	mm	kleinste Bauteildicke am Lötstoß
$l_u$	mm	Überlappungslänge
$\sigma_{bw}$	N/mm <sup>2</sup>	Biegewechselfestigkeit bei Hartlötstumpfverbindungen
$\sigma_l$	N/mm <sup>2</sup>	Normalspannung in der Lötnaht
$\sigma_{lb}$	N/mm <sup>2</sup>	Zugfestigkeit der Lötnaht
$\tau_l$	N/mm <sup>2</sup>	Scher- bzw. Torsionsspannung in der Lötnaht
$\tau_{lb}$	N/mm <sup>2</sup>	Scherfestigkeit der Lötnaht

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Stumpfstoßverbindungen</b>		
	Diese werden meist nur bei gering belasteten Bauteilen mit Blechdicken $t \geq 1 \text{ mm}$ ausgeführt.	
1	Normalspannung in der Lötnaht $\sigma_l = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_l} = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{b \cdot t} \leq \frac{\sigma_{IB}}{S}$	 <p><math>\sigma_{IB}</math> nach TB 5-3  Richtwerte für <math>S</math>: 2 ... 3  Richtwert für Hartlötverbindungen bei dynamischer Belastung: <math>\sigma_{bw} \approx 160 \text{ N/mm}^2</math></p>
<b>Überlappstoßverbindungen</b>		
	Überwiegend ausgeführt, vor allem dann, wenn die Lötnaht die gleiche Tragfähigkeit aufweisen soll wie die zu verbindenden Bauteile (s. auch unter Überlappungslänge).	
2	Scherspannung in der Lötnaht $\tau_l = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_l} = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{b \cdot l_u} \leq \frac{\tau_{IB}}{S}$	 <p><math>\tau_{IB}</math> nach TB 5-3  Richtwerte für <math>S</math>: 2 ... 3  Richtwert für Weichlötverbindungen von Baustählen bei ruhender Belastung:  <math>\tau_l/S \approx 2 \text{ N/mm}^2</math></p>
<b>Steckverbindungen</b>		
3	Scherspannung durch Schubbelastung $\tau_l = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_l} = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{d \cdot \pi \cdot l_u} \leq \frac{\tau_{IB}}{S}$	

Nr.	Formel	Hinweise
4	<p>Scherspannung durch Torsionsbelastung</p> $\tau_l = \frac{2 \cdot K_A \cdot T_{\text{nenn}}}{A_l \cdot d}$ $= \frac{2 \cdot K_A \cdot T_{\text{nenn}}}{d^2 \cdot \pi \cdot l_u} \leq \frac{\tau_{IB}}{S}$	 <p><math>\tau_{IB}</math> nach TB 5-3  Richtwerte für <math>S</math>: 2 ... 3  Richtwert für Weichlötverbindungen von Bau-  stählen bei ruhender Belastung:  <math>\tau_{IB}/S \approx 2 \text{ N/mm}^2</math></p>
5	<p>Überlappungslänge</p> <p>Die Überlappungslänge wählt man meist so, dass die Lötnaht die gleiche Tragfähigkeit wie die zu verbindenden Bauteile aufweist.</p> <p>Erforderliche Überlappungslänge bei vollem Lötanschluss</p> $l_u = \frac{R_m}{\tau_{IB}} \cdot t_{\min}$	<p>Die Formel gilt überschlägig auch für die Überlappungslänge der Rohrverbindung unter 3 und mit <math>t_{\min} \approx 0,25 \cdot d</math> auch für die Steckverbindung unter 4.</p> <p><math>R_m</math> nach TB 1-1  <math>\tau_{IB}</math> nach TB 5-3</p>

### Technische Regeln (Auswahl)

Technische Regeln	Titel
DIN 1707-100	02.01 Weichlote; chemische Zusammensetzung und Lieferformen
DIN 1912-4	05.81 Zeichnerische Darstellung Schweißen, Löten; Begriffe und Benennungen für Lötstöße und Lötnähte
DIN 8505-1	05.79 Löten; Allgemeines, Begriffe
DIN 8505-2	05.79 –; Einteilung der Verfahren, Begriffe
DIN 8505-3	01.83 –; Einteilung der Verfahren nach Energieträgern, Verfahrensbeschreibungen
DIN 8514-1	07.78 Lötbarkeit; Begriffe
DIN 8526	11.77 Prüfung von Weichlötverbindungen; Spaltlötverbindungen, Scherversuch, Zeitstandscherversuch
DIN 8527-1	08.97 Flussmittel zum Weichlöten von Schwermetallen; Anforderungen und Prüfungen
DIN 8593-7	09.85 Fertigungsverfahren Fügen; Fügen durch Löten; Einordnung, Unterteilung
DIN 32515	06.91 Bewertungsgruppen für Lötverbindungen; Hart- und hochtemperaturlötlöte Bauteile
DIN 65169	10.86 Luft- und Raumfahrt; Hart- und hochtemperaturlötlöte Bauteile; Konstruktionsrichtlinien
DIN 65170	02.97 –; –; Technische Lieferbedingungen
DIN EN 1044	07.99 Hartlöten; Lötzusätze
DIN EN 1045	08.97 –; Flussmittel zum Hartlöten, Einteilung und technische Lieferbedingungen
DIN EN 12797	12.00 –; Zerstörende Prüfung von Hartlötverbindungen
DIN EN 12799	12.00 –; Zerstörungsfreie Prüfung von Hartlötverbindungen
DIN EN 13134	12.00 –; Hartlötverfahrensprüfung
DIN EN 22553	03.97 Schweiß- und Lötnähte; Symbolische Darstellung in Zeichnungen
DIN EN 29453	02.94 Weichlote; Chemische Zusammensetzung und Lieferformen
DIN EN 29454	02.94 Flussmittel zum Weichlöten; Einteilung und Anforderungen; Einteilung, Kennzeichnung und Verpackung
DIN EN ISO 3677	04.97 Zusätze zum Weich-, Hart- und Fugenlöten; Bezeichnung
DIN EN ISO 9454-2	08.00 Flussmittel zum Weichlöten; Einteilung und Anforderungen; Eignungsanforderungen
DIN EN ISO 18279	07.01 Hartlöten; Unregelmäßigkeiten in hartgelöteten Verbindungen
VDI/VDE 2251-3	09.98 Feinwerklemente; Lötverbindungen

## 6 Schweißverbindungen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$a$	mm	rechnerische Nahtdicke
$A$	mm <sup>2</sup>	Querschnittsfläche eines Bauteiles bzw. Schweißpunktes
$A_{\text{erf}}$	mm <sup>2</sup>	erforderliche Stabquerschnittsfläche
$A_p$	mm <sup>2</sup>	druckbelastete projizierte Fläche für zylindrische und kugelige Grundkörper
$A_s$	mm <sup>2</sup>	rechnerische Träger-Stegfläche
$A_w$	mm <sup>2</sup>	rechnerische Schweißnahtfläche
$A_{wf}$	mm <sup>2</sup>	Schweißnahtfläche am Flansch
$A_{ws}$	mm <sup>2</sup>	Schweißnahtfläche des Steganschlusses
$A_o$	mm <sup>2</sup>	tragende Querschnittsfläche einer verstärkten Behälterwand (bei gleichem Festigkeitswert der Bauteile)
$A_{o_0}, A_{o_1}, A_{o_2}$	mm <sup>2</sup>	tragende Querschnittsfläche der Behälterwand $A_{o_0}$ und der Verstärkungen $A_{o_1}$ und $A_{o_2}$
$b$	mm	mittragende Breite des Knotenbleches
$b$	1	Dickenbeiwert
$(b/t)_{\text{grenz}}$	1	Grenzwert der Schlankheit von Querschnittsteilen für volles Mittragen unter Druckspannungen (Nachweis der Beulsicherheit)
$c_1$	mm	Zuschlag zur Berücksichtigung von Wanddickenunterschreitungen bei Druckbehältern
$c_2$	mm	Abnutzungszuschlag zur Wanddicke bei Druckbehältern
$C$	1	Berechnungsbeiwert für ebene Platten und Böden
$d$	mm	rechnerischer Schweißpunkt durchmesser
$D$	mm	Berechnungsdurchmesser ebener Platten und Böden
$D_a$	mm	äußerer Mantel- bzw. Kugeldurchmesser
$e$	mm	Abstand der Stabschwerachse vom Stabrand
$E$	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul des Stabwerkstoffes
$F$	N	Stabkraft, zu übertragende Kraft
$F_{ki}$	N	Druckkraft unter der kleinsten Verzweigungslast nach der Elastizitätstheorie (ideale Knicklast)

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$F_{pl}$	N	Druckkraft im vollplastischen Zustand
$F_q$	N	Querkraft
$h_F$	mm	Schwerpunktabstand der Flansche bei I-förmigen Trägern
$H$	mm <sup>3</sup>	Flächenmoment ersten Grades
$i$	mm	Trägheitsradius
$i_x, i_y$	mm	Trägheitsradius des Stabquerschnitts bezüglich der x- bzw. y-Achse
$I, I_x, I_{erf}$	mm <sup>4</sup>	Flächenmoment zweiten Grades
$I_w$	mm <sup>4</sup>	Flächenmoment zweiten Grades des Nahtquerschnitts
$K$	N/mm <sup>2</sup>	Festigkeitskennwert der Behälterwerkstoffe
$K_A$	1	Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung der Arbeitsweise von Maschinen (Stoßfaktor)
$K_0, K_1, K_2$	N/mm <sup>2</sup>	Festigkeitskennwert der Behälterwand $K_0$ und der Verstärkungen $K_1$ und $K_2$
$l$	mm	rechnerische Nahtlänge
$l_k$	mm	Knicklänge bei Druckstäben
$L$	mm	ausgeführte Nahtlänge
$l_{kx}, l_{ky}$	mm	Knicklänge des Stabes für Knicken um die x- bzw. y-Achse
$m$	1	Anzahl der Scherfugen (Schnittigkeit)
$M, M_b$	Nmm	Biegemoment
$M_{beq}$	Nmm	äquivalentes Biegemoment bei schwingender Belastung
$M_{pl}$	Nmm	Biegemoment in vollplastischem Zustand
$n$	1	Anzahl der Schweißpunkte
$\Delta n$	1	Korrekturwert beim Ersatzstabverfahren
$p_e$	N/mm <sup>2</sup>	höchstzulässiger Betriebsdruck (Berechnungsdruck)
$R_e$	N/mm <sup>2</sup>	Streckgrenze des Stabwerkstoffes
$S$	1	Sicherheitsbeiwert für Druckbehälter
$S_M$	1	Teilsicherheitsbeiwert
$t$	mm	Blechdicke, Bauteildicke
$t_e$	mm	ausgeführte Wanddicke bei Druckbehältern
$t_K$	mm	Knotenblechdicke

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$t_{\min}$	mm	kleinere Dicke der Bauteile (z. B. bei Punktschweißverbindungen)
$T_{eq}$	Nmm	äquivalentes Torsionsmoment bei schwingender Belastung
$v$	1	Faktor zur Berücksichtigung der Ausnutzung der zulässigen Berechnungsspannung in der Schweißnaht (Druckbehälter)
$W_d, W_z$	mm <sup>3</sup>	auf den Biegedruck- bzw. Biegezugrand bezogenes Widerstandsmoment des Stabquerschnitts
$W_t, W_{wt}$	mm <sup>3</sup>	Torsionswiderstandsmoment des Bauteiles bzw. der Schweißnaht
$W_w$	mm <sup>3</sup>	Widerstandsmoment der Schweißnahtfläche
$y$	mm	bei Biegeträgern Abstand der betrachteten Querschnittsstelle von der Trägerhauptachse $x$
$\alpha$	1	Parameter zur Berechnung des Abminderungsfaktors $\kappa$
$\beta$	1	Berechnungsbeiwert für gewölbte Böden
$\beta_m$	1	Momentenbeiwert für Biegeknicken
$\kappa$	1	Abminderungsfaktor nach den Europäischen Knickspannungslinien
$\kappa$	1	Grenzspannungsverhältnis
$\lambda_a$	1	Bezugsschlankheitsgrad
$\lambda_{kx}, \lambda_{ky}$	1	Schlankheitsgrad, bezogen auf die Querschnittshauptachse $x$ bzw. $y$
$\bar{\lambda}_k, \bar{\lambda}_{kx}, \bar{\lambda}_{ky}$	1	bezogener Schlankheitsgrad bei Druckbeanspruchung
$\sigma$	N/mm <sup>2</sup>	Normalspannung in einem Bauteil
$\sigma_{bz}$	N/mm <sup>2</sup>	Biegezugsspannung
$\sigma_{\max}$	N/mm <sup>2</sup>	maximale Normalspannung
$\sigma_v$	N/mm <sup>2</sup>	Vergleichsspannung im Bauteil
$\sigma_{wl}, \sigma_{wl\text{zul}}$	N/mm <sup>2</sup>	Lochleibungsdruck bzw. zulässiger Lochleibungsdruck am Schweißpunkt
$\sigma_{wv}$	N/mm <sup>2</sup>	Vergleichswert bzw. Vergleichsspannung in Schweißnähten
$\sigma_z$	N/mm <sup>2</sup>	Zugspannung im Bauteil (Zugstab)
$\sigma_{\parallel}, \sigma_{\perp}$	N/mm <sup>2</sup>	Normalspannung in bzw. quer zur Nahrichtung
$\bar{\sigma}_{\parallel}, \bar{\sigma}_{\perp}$	N/mm <sup>2</sup>	zur Berechnung des Schweißnahtvergleichswertes im Kranbau zu bildender Spannungswert
$\sigma_{\perp b}, \sigma_{\perp zd}$	N/mm <sup>2</sup>	Normalspannung quer zur Nahrichtung bei Biege- bzw. Zug-/Druck-Bearbeitung

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$\tau, \tau_t$	N/mm <sup>2</sup>	Schubspannung bzw. Verdrehspannung im Bauteil
$\tau_{zul}, \tau_{wzul}$	N/mm <sup>2</sup>	zulässige Schubspannung für das Bauteil bzw. die Schweißnaht (Schweißpunkt)
$\tau_{\parallel}, \tau_{\perp}$	N/mm <sup>2</sup>	Schubspannung in bzw. quer zur Nahrichtung
$\tau_{\parallel t}$	N/mm <sup>2</sup>	Schubspannung in Nahrichtung aus Torsion

Nr.	Formel	Hinweise
Schweißverbindungen übertragen Kräfte, Biege- und Torsionsmomente an der Fügestelle durch stoffliches Vereinen der Bauteilwerkstoffe. Als Stoffschlussverbindungen sind sie besonders geeignet mehrachsig dynamische Lasten aufzunehmen, sind die meist kostengünstigste Fügemöglichkeit, erlauben die Verwendung von genormten Halbzeugen, lassen sich gut reparieren, sind ggf. dicht und bei höheren Temperaturen einsetzbar.		

## Schweißverbindungen im Stahlbau

Fast alle in der Werkstatt hergestellten Verbindungen werden heute geschweißt. Auf der Baustelle ist die Schweißverbindung gegenüber der Schraubenverbindung allerdings oft im Nachteil wegen der erschwerten Zugänglichkeit der Bauteile, der Notwendigkeit des Schweißens in Zwangslage und dem erforderlichen Schutz der Schweißstelle gegen Witterungseinflüsse.

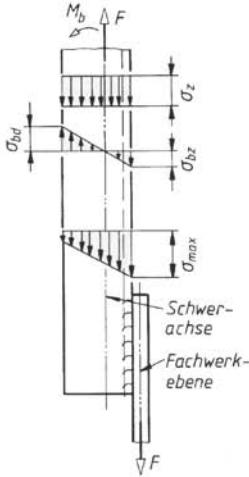
### Festigkeitsnachweis der Bauteile

Nach DIN 18800-1 muss für abnahmepflichtige Stahlbauten der Nachweis erbracht werden, dass die Beanspruchungen – das sind die mit Teilsicherheitsbeiwerten erhöhten ständigen oder veränderlichen Einwirkungen – kleiner sind als die Beanspruchbarkeiten der Bauteile.

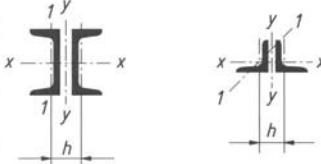
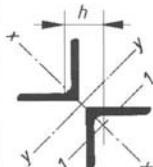
Zweckmäßiger Berechnungsgang (Verfahren Elastisch – Elastisch)

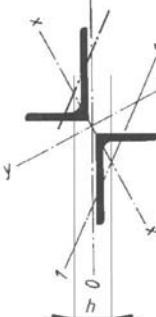
1. Feststellen der Einwirkungen auf das Bauteil und prüfen, ob es sich um ständige Einwirkungen (Lasten G) handelt oder ob veränderliche Einwirkungen (Lasten Q) vorliegen.
2. Multiplizieren der Einwirkungen mit einem Teilsicherheitsbeiwert  $S_F = 1,35$  für ständige Lasten G, 1,5 für veränderliche Lasten Q – und, wenn mehr als eine Last Q vorliegt, ggf. noch mit einem Kombinationsbeiwert  $\psi$ .
3. Ermitteln der Schnittgrößen (Kräfte, Momente) für das Bauteil.
4. Berechnung der im Bauteil vorhandenen Spannungen.
5. Vergleichen der Beanspruchung (vorhandene Spannungen) mit der Beanspruchbarkeit (Grenzspannungen).
6. Tragsicherheitsnachweis auf Knicken bzw. Beulen für stabilitätsgefährdete Druckstäbe bzw. plattenförmige Bauteilquerschnitte.

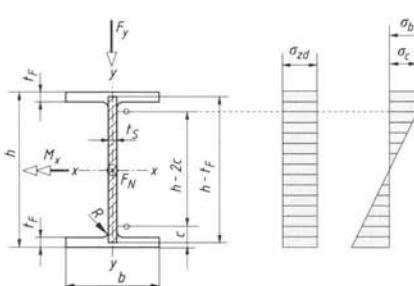
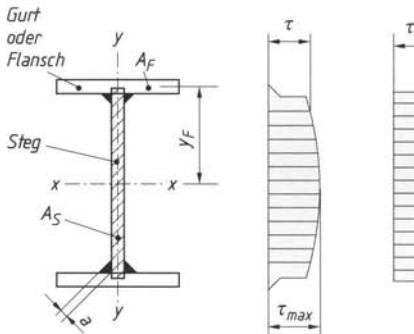
Die Berechnung der Bauteile geht der Berechnung der Schweißnähte voraus, da deren Abmessungen auch von der Bauteilgröße abhängen.

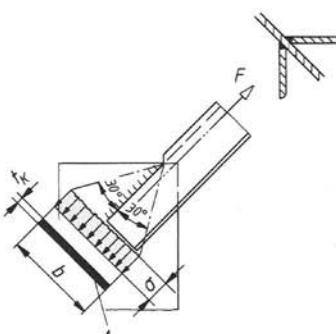
Nr.	Formel	Hinweise
	<b>mittig angeschlossene Zugstäbe</b>	
1	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Zugspannung im Stabquerschnitt</li> </ul> $\sigma_z = \frac{F}{A} \leq \sigma_{zul}$	<p>zulässige Spannung (Grenznormalspannung) <math>\sigma_{zul}</math></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <math>218 \text{ N/mm}^2</math> für Bauteilwerkstoff S235</li> <li>– <math>327 \text{ N/mm}^2</math> für Bauteilwerkstoff S355</li> </ul> <p>Querschnittsfläche des Stabes A aus Profiltabellen, z. B. aus TB 1-8 bis TB 1-13</p>
2	<ul style="list-style-type: none"> <li>– für die Bemessung erforderliche Stabquerschnittsfläche</li> </ul> $A_{erf} = \frac{F}{\sigma_{zul}}$	Mit der ermittelten Querschnittsfläche $A_{erf}$ kann aus Profiltabellen, z. B. aus TB 1-8 bis TB 1-13, ein passender Querschnitt gewählt werden.
	<b>außermittig angeschlossene Zugstäbe</b>	
3	<ul style="list-style-type: none"> <li>– vorhandene Biegezugspannung am Biegezugrand</li> </ul> $\sigma_{bz} = \frac{M_b}{W_z} = \frac{F(e + 0,5t) e}{I}$	Flächenmoment 2. Grades I und Schwerachsenabstand e aus Profiltabellen TB 1-8 bis TB 1-12
4	<ul style="list-style-type: none"> <li>– maximale Spannung am Biegezugrand</li> </ul> $\sigma_{max} = \sigma_z + \sigma_{bz} \leq \sigma_{zul}$	 <p>Anmerkung: Wird bei Winkelstählen die Zugkraft durch unmittelbaren Anschluss eines Winkelschenkels eingeleitet, so darf die Biegespannung infolge Außermittigkeit unberücksichtigt bleiben, wenn die Flankenkehlnähte mindestens so lang wie die Gurtschenkelbreiten sind und die aus der mittig gedachten Längskraft stammende Zugspannung <math>\sigma_z &lt; 0,8\sigma_{zul}</math> ist.</p>

Nr.	Formel	Hinweise															
	<b>Druckstäbe</b>																
	grobe Vorbemessung																
5	$A_{\text{erf}} \approx \frac{F}{12} \cdots \frac{F}{10}$	<table border="1"> <tr> <td><math>A_{\text{erf}}</math></td><td><math>F</math></td></tr> <tr> <td><math>\text{cm}^2</math></td><td><math>\text{kN}</math></td></tr> </table>	$A_{\text{erf}}$	$F$	$\text{cm}^2$	$\text{kN}$											
$A_{\text{erf}}$	$F$																
$\text{cm}^2$	$\text{kN}$																
6	$I_{\text{erf}} \approx 0,12 \cdot F \cdot l_k^2$	<table border="1"> <tr> <td><math>I_{\text{erf}}</math></td><td><math>F</math></td><td><math>l_k</math></td></tr> <tr> <td><math>\text{cm}^4</math></td><td><math>\text{kN}</math></td><td><math>\text{m}</math></td></tr> </table>	$I_{\text{erf}}$	$F$	$l_k$	$\text{cm}^4$	$\text{kN}$	$\text{m}$									
$I_{\text{erf}}$	$F$	$l_k$															
$\text{cm}^4$	$\text{kN}$	$\text{m}$															
	Biegeknicken einteiliger Druckstäbe																
	Schlankheitsgrad																
7	$\lambda_{kx} = \frac{l_{kx}}{i_x}$	Für Fachwerkstäbe gilt für das Ausknicken in der Fachwerkebene $l_k \approx 0,9 l \approx l_s$ und rechtwinklig zur Fachwerkebene $l_k = l$ , mit $l$ = Systemlänge des Stabes und $l_s$ = Schwerpunkt-abstand des Anschlusses.															
8	$\lambda_{ky} = \frac{l_{ky}}{i_y}$	Trägheitsradius $i_x = \sqrt{I_x/A}$ und $i_y = \sqrt{I_y/A}$ aus Profiltabellen, z. B. aus TB 1-8 bis TB 1-13															
9	Bezugsschlankheitsgrad	$E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$ für Walzstahl $R_e$ nach TB 6-5															
	$\lambda_a = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}}$	$\lambda_a = 92,9$ für S235 mit $R_e = 240 \text{ N/mm}^2$ $\lambda_a = 75,9$ für S355 mit $R_e = 360 \text{ N/mm}^2$															
	bezogener Schlankheitsgrad	Der maßgebende bezogene Schlankheitsgrad ist der größere der beiden Werte $\bar{\lambda}_{kx}$ oder $\bar{\lambda}_{ky}$															
10	$\bar{\lambda}_k = \frac{\lambda_k}{\lambda_a} = \sqrt{\frac{F_{pl}}{F_{ki}}}$																
11	$\bar{\lambda}_{kx} = \frac{\lambda_{kx}}{\lambda_a}$	$F_{pl} = A \cdot R_e / S_M$ als Druckkraft in vollplastischem Zustand, $F_{ki} = \pi^2 \cdot E \cdot I / (l_k^2 \cdot S_M)$ kleinste Verzweigungslast (ideale Knicklast) nach der Elastizitätstheorie.															
12	$\bar{\lambda}_{ky} = \frac{\lambda_{ky}}{\lambda_a}$																
	Abminderungsfaktor	Für $\bar{\lambda}_k \leq 0,2$ , also $\kappa = 1,0$ , genügt der einfache Spannungsnachweis.															
13	$\bar{\lambda}_k \leq 0,2 : \kappa = 1$																
14	$\bar{\lambda}_k > 0,2 : \kappa = \frac{1}{k + \sqrt{k^2 - \bar{\lambda}_k^2}}$	wobei $k = 0,5[1 + \alpha(\bar{\lambda}_k - 0,2) + \bar{\lambda}_k^2]$ $\bar{\lambda}_k$ nach Gln. Nr. 7 bzw. 8															
	$\bar{\lambda}_k > 3,0$ : vereinfachend	Parameter $\alpha$ zur Berechnung von $\kappa$ :															
15	$\kappa = \frac{1}{\bar{\lambda}_k \cdot (\bar{\lambda}_k + \alpha)}$	<table border="1"> <tr> <td>Knickspannungs-</td><td>a</td><td>b</td><td>c</td><td>d</td></tr> <tr> <td>linie nach TB 6-8</td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr> <td><math>\alpha</math></td><td>0,21</td><td>0,34</td><td>0,49</td><td>0,76</td></tr> </table>	Knickspannungs-	a	b	c	d	linie nach TB 6-8					$\alpha$	0,21	0,34	0,49	0,76
Knickspannungs-	a	b	c	d													
linie nach TB 6-8																	
$\alpha$	0,21	0,34	0,49	0,76													

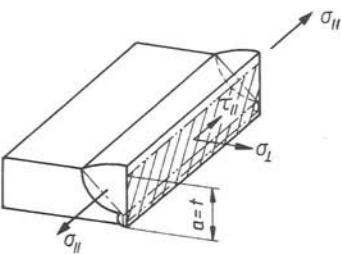
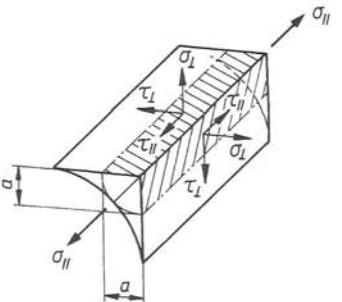
Nr.	Formel	Hinweise
16	Tragsicherheitsnachweis $F \leq \kappa \cdot F_{pl}$ bzw.	$F_{pl} = A \cdot R_e / S_M$ , mit Stabquerschnittsfläche $A$ z. B. aus Profiltabellen TB 1-8 bis TB 1-13, $R_e$ nach TB 6-5 und $S_M = 1,1$ .
17	$\frac{F}{\kappa \cdot F_{pl}} \leq 1$	Mehrteilige Rahmenstäbe mit geringer Spreizung
18	– Querschnitte mit einer stofffreien Achse Abstand der Bindebleche $i_1 \leq 15 \cdot i_l$	 <p>Mehrteilige Stäbe entsprechend den skizzierten Querschnitten dürfen auch für das Ausweichen rechtwinklig zur stofffreien Achse wie einteilige Druckstäbe berechnet werden, wenn die Abstände der Bindebleche nicht mehr als <math>15 \cdot i_l</math> betragen. Bei gleichschenkligen Doppelwinkelnen ist der Nachweis für Knicken um die Stoffachse maßgebend. <math>i_l</math> aus Profiltabellen, z. B. nach TB 1-8 bis TB 1-13</p>
19	– Querschnitte aus zwei übereck gestellten Winkelprofilen maßgebender Schlankheitsgrad $\lambda_x = \frac{l_{kx}}{i_x}$	<p>Nachweis nur für das Ausweichen rechtwinklig zur Stoffachse <math>x</math> erforderlich. Im Falle zweier verschiedener Knicklängen kann für <math>l_{kx}</math> der Mittelwert gesetzt werden.</p>  <p>Trägheitsradius des Winkelquerschnitts <math>i_x</math> (<math>i_u</math>) nach TB 1-8</p>

Nr.	Formel	Hinweise
20	rechnerischer Trägheitsradius bei ungleichschenkligen Winkelprofilen $i_x = \frac{i_0}{1,15}$	 $i_0$ des Gesamtquerschnitts bezieht sich auf die zum langen Schenkel parallele Schwerachse
21	Abstand der Bindebleche $l_1 \leq 70 \cdot i_1$	Rahmenstäbe müssen an den Enden Bindebleche erhalten. Die weiteren Bindebleche bzw. Flachstahlfutterstücke sind in gleichen Abständen so anzutragen, dass mindestens drei Felder im Abstand $l_1 \leq 70 \cdot i_1$ entstehen. Die Bindebleche und ihre Schweißanschlüsse sind auf Schub und Biegung zu bemessen, s. DIN 18800-2.
22	<b>Druckstäbe mit Biegebeanspruchung</b> $\frac{F}{\kappa \cdot F_{pl}} + \frac{\beta_m \cdot M}{M_{pl}} + \Delta n \leq 1$	Bei Stäben mit geringer Druckkraft $F \leq 0,1 \cdot \kappa \cdot F_{pl}$ entfällt der Knicknachweis. $F_{pl} = A \cdot R_e / S_M$ , mit A aus Profiltabellen (z. B. TB 1-8 bis TB 1-13), $R_e$ nach TB 6-5 und $S_M = 1,1$ . Abminderungsfaktor $\kappa$ nach TB 6-9. Momentenbeiwert $\beta_m$ nach TB 6-10 $M_{pl} = \alpha_{pl} \cdot W \cdot R_e / S_M$ , mit $\alpha_{pl} \leq 1,25$ , W nach Profiltabellen (z. B. nach TB 1-8 bis TB 1-13), $R_e$ nach TB 6-5 und $S_M = 1,1$ . Näherungsweise gilt: $\Delta n = 0,1$ .

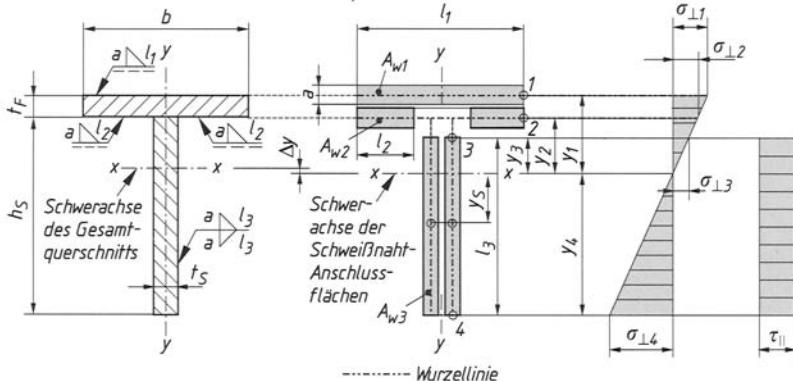
Nr.	Formel	Hinweise
23	<p><b>Biegeträger</b></p> <p>resultierende Normalspannung bei gleichzeitiger Beanspruchung durch <math>F_N</math> und <math>M_x</math></p> $\sigma = \frac{F_N}{A} + \frac{M_x}{I_x} \cdot y \leq \sigma_{zul}$	 <p><math>y</math> ist der Abstand der betrachteten Querschnittsstelle von der <math>x</math>-Achse.</p> <p><math>A</math> und <math>I_x</math> bei Walzprofilen aus Tabellen, z. B. nach TB 1-10 bis TB 1-12.</p> <p>Zulässige Spannung (Grenznormalspannung) <math>\sigma_{zul}</math></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– 218 N/mm<sup>2</sup> für Bauteilwerkstoff S235</li> <li>– 327 N/mm<sup>2</sup> für Bauteilwerkstoff S355</li> </ul>
24	<p>Schubspannungen im Trägersteg</p> $\tau = \frac{F_q \cdot H}{I_x \cdot t} \leq \tau_{zul}$	 <p><math>I_x</math> für Walzprofile nach Tabellen TB 1-10 bis TB 1-12.</p> <p>Flächenmoment 1. Grades z. B. für <math>\tau</math> im Stegblech neben dem Flansch: <math>H = A_F \cdot y_F</math></p> <p>zulässige Schubspannung (Grenzscherubspannung) <math>\tau_{zul}</math></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– 126 N/mm<sup>2</sup> für Bauteilwerkstoff S235</li> <li>– 189 N/mm<sup>2</sup> für Bauteilwerkstoff S355</li> </ul>

Nr.	Formel	Hinweise
25	mittlere Schubspannung im Trägersteg $\tau_m = \frac{F_q}{A_S} \leq \tau_{zul}$	Bei I-förmigen Trägern mit ausgeprägten Flanschen ( $A_F/A_S > 0,6$ ) darf mit der mittleren Schubspannung gerechnet werden. Rechnerische Stegläche: $A_S = t_S \cdot (h - t_F)$ , vergleiche Bild unter Nr. 23.
26	Vergleichsspannung $\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{zul}$	Anmerkung: $\sigma$ und $\tau$ sind Spannungen an derselben Querschnittsstelle. Für Walzprofile liegt die maßgebende Stelle am Beginn der Ausrundung zwischen Steg und Flansch, bei geschweißten I-Profilen am Trägerhals. Der Nachweis der Vergleichsspannungen darf entfallen, wenn $\sigma/\sigma_{zul} \leq 0,5$ oder $\tau/\tau_{zul} \leq 0,5$ ist.
27	<b>Knotenbleche</b> Tragsicherheitsnachweis $\sigma = \frac{F}{b \cdot t_K} \leq \sigma_{zul}$	 <p>Es wird eine Lastausbreitung unter einem Winkel von <math>30^\circ</math> vom Nahtanfang bis zum Nahtende angenommen. Damit wird die mittragende Breite <math>b = 2 \cdot \tan 30^\circ \cdot l_w</math>.</p> <p>Zulässige Spannung (Grenznormalspannung) <math>\sigma_{zul}</math></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <math>218 \text{ N/mm}^2</math> für Bauteilwerkstoff S235</li> <li>– <math>327 \text{ N/mm}^2</math> für Bauteilwerkstoff S355</li> </ul>
28	einzuhaltende <b>Grenzwerte der Schlankheit</b> (Beulsicherheit) von Querschnittsteilen $b/t \leq (b/t)_{grenz}$	Es ist grundsätzlich nachzuprüfen, dass in allen druckbeanspruchten Querschnittsteilen entweder die Grenzwerte $(b/t)_{grenz}$ nach TB 6-7 eingehalten sind oder eine ausreichende Beulsicherheit nach DIN 18800-3 vorhanden ist.

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Festigkeitsnachweis der Schweißnähte</b>		
Grundsätzlich ist nachzuweisen, dass der Vergleichswert der Schweißnahtspannung $\sigma_{wv}$ die Grenzschweißnahtspannung (hier als $\sigma_{wzul}$ bzw. $\tau_{wzul}$ bezeichnet) nicht überschreitet.		
Die Grenzschweißnahtspannung ist für alle Naht- und Beanspruchungsarten gleich und wird auf der Basis der Werkstoffkennwerte mit folgender Gleichung ermittelt: $\sigma_{wzul} = \alpha_w \cdot R_c / S_M$ .		
$\alpha_w$ ist ein Faktor zur Berücksichtigung der Nahtgüte und liegt zwischen 1,0 und 0,8.		
Der Nachweis der Nahtgüte gilt als erbracht, wenn bei der Durchstrahlungs- oder Ultraschalluntersuchung von mindestens 10 % der Nähte ein einwandfreier Befund festgestellt wird.		
Durch- oder gegengeschweißte Nähte aller Güten auf Druck und mit nachgewiesener Nahtgüte auf Zug brauchen rechnerisch nicht nachgewiesen zu werden. Die zulässigen Nahtspannungen entsprechen denen des Grundwerkstoffes.		
<p>Grenzwerte für Kehlnahtdicken</p> <p>29 <math>a_{min} \geq 2 \text{ mm}</math></p> <p>30 <math>a_{min} \geq \sqrt{t_{max}} - 0,5 \text{ mm}</math></p> <p>31 <math>a_{max} \leq 0,7 \cdot t_{min}</math></p>		
<p><math>a</math> und <math>t</math> in mm</p> <p>Um ein Missverhältnis von Nahtquerschnitt und verbundenen Querschnittsteilen zu vermeiden, sollte Bedingung (Nr. 30) eingehalten werden. In Abhängigkeit von den gewählten Schweißbedingungen darf darauf verzichtet werden, jedoch sollte für <math>t \geq 30 \text{ mm}</math> <math>a \geq 5 \text{ mm}</math> gewählt werden.</p>		

Nr.	Formel	Hinweise
32	Schweißnaht-Normalspannung quer zur Nahtrichtung $\sigma_{\perp} = \frac{F}{\Sigma(a \cdot l)} \leq \sigma_{wzul}$	 <p>Normalspannungen <math>\sigma_{\perp}</math> sind maßgebend für die Berechnung der Stumpf- und Kehlnähte. Anmerkung: Die Schweißnahtspannung <math>\sigma_{\parallel}</math> in Richtung der Naht braucht nicht berücksichtigt zu werden.</p>
33	Schweißnaht-Schubspannung – in Nahtrichtung $\tau_{\parallel} = \frac{F}{\Sigma(a \cdot l)} \leq \tau_{wzul}(\sigma_{wzul})$	
34	– quer zur Nahtrichtung $\tau_{\perp} = \frac{F}{\Sigma(a \cdot l)} \leq \tau_{wzul}(\sigma_{wzul})$	<p>Für die Berechnung denkt man sich die in der Winkelhalbierenden liegende kleinste Nahlfäche auf die Flanken der zu verbindenden Bauteile umgeklappt.</p> <p>Zulässige Schweißnahtspannung (Grenzschweißnahtspannung) <math>\sigma_{wzul}(\tau_{wzul})</math> s. TB 6-6</p> <p>Die rechnerische Schweißnahtlänge <math>l</math> ist ihre geometrische Länge. Für Kehlnähte ist sie die Länge der Wurzellinie. Sie dürfen beim Nachweis nur berücksichtigt werden, wenn <math>l \geq 6a</math>, mindestens jedoch 30 mm, ist. In unmittelbaren Laschen- und Stabanschlüssen darf als rechnerische Schweißnahtlänge <math>l</math> der einzelnen Flankenkehlnähte höchstens 150a angesetzt werden.</p>

Nr.	Formel	Hinweise
35	Vergleichswert für Stumpf- und Kehlnähte $\sigma_{wv} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2} \leq \sigma_{wzul}$	Bei Vorhandensein nur einer Spannungskomponente gilt z. B. $\sigma_{wv} = \tau_{\parallel} \leq \sigma_{wzul}$ Zulässige Schweißnahtspannung (Grenzschweißnahtspannung) $\sigma_{wzul}$ s. TB 6-6 Anmerkung: $\sigma_{\perp}$ , $\tau_{\parallel}$ und $\tau_{\perp}$ sind Spannungen an derselben Querschnittsstelle.
36	Biegebeanspruchter Kehlnahtanschluss $\sigma_{\perp} = \frac{M}{I_w} y \leq \sigma_{wzul}$	Schwerpunkt von Trägerquerschnitt und Schwerpunkt des Schweißanschlusses sollen möglichst nahe beieinander liegen (Achsversatz $\Delta y$ )



Anmerkung: Für Kehlnähte ist die Schweißnahtfläche konzentriert in der Wurzellinie anzunehmen.

Der Berechnungsansatz für das Flächenmoment 2. Grades lautet z. B. für den abgebildeten Schweißanschluss:

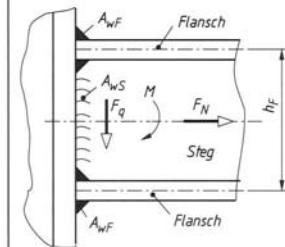
$$I_{wx} \approx 2 \cdot a \cdot l_3^3 / 12 + A_{wl} \cdot y_1^2 + 2 \cdot A_{w2} \cdot y_2^2 + 2 \cdot A_{w3} \cdot y_3^2$$

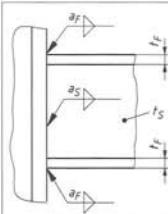
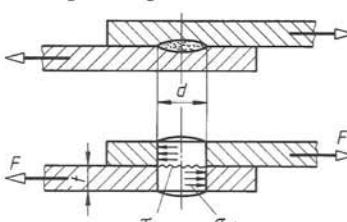
Randspannung am Flansch z. B.:

$$\sigma_{\perp 1} = \frac{M}{I_{wx}} \cdot y_1$$

$\sigma_{wzul}$  s. TB 6-6

Nr.	Formel	Hinweise
37	mittlere Stegnaht-Schubspannung $\tau_{\parallel} = \frac{F_q}{A_{wS}} \leq \tau_{wzul}(\sigma_{wzul})$	Bei Kehlnahtanschlüssen erfolgt die Querkraftübertragung nur über die Stegnähte (Wirkungslinie der Querkraft fällt mit den Stegnähten zusammen). Ähnlich wie bei Trägern mit I-förmigem Querschnitt darf mit der mittleren Schubspannung $\tau_{\parallel}$ gerechnet werden (s. Bild unter Nr. 36). Z. B. rechnerische Schweißnahtfläche für den unter (Nr. 36) abgebildeten Steganschluss: $A_{wS} = 2 \cdot A_{w3} = 2 \cdot a \cdot l_3$ $\tau_{wzul}(\sigma_{wzul})$ s. TB 6-6
38	Schweißnahtschubspannung in Längsnähten von Biegeträgern („Dübelformel“) $\tau_{\parallel} = \frac{F_q \cdot H}{I_x \cdot \Sigma a} \leq \tau_{wzul}(\sigma_{wzul})$	Da in den Hals- oder Flankenkehlnähten die Biegespannung $\sigma_{\parallel}$ nicht berücksichtigt werden muss, entfällt der Nachweis des Vergleichswertes, es gilt: $\sigma_{wv} = \tau_{\parallel} \leq \sigma_{wzul}(\tau_{wzul})$ $H$ ist das Flächenmoment 1. Grades des von der betrachteten Schweißnaht angeschlossenen Querschnittsteils. $\Sigma a$ ist die Summe der Dicken der tragenden Längs-(Hals-)Nähte. Nach Bild (Nr. 24) gilt z. B.: $H = A_F \cdot y_F$ $\tau_{zul}(\sigma_{wzul})$ s. TB 6-6
39	vereinfachter Nachweis für I-förmigen Trägeranschluss $\sigma_{\perp} = \sigma_{\perp zd} + \sigma_{\perp b}$ $= (F_N/2 + M/h_F)/A_{wF} \leq \sigma_{wzul}$	Sonderregelung für doppelsymmetrische I-förmige Walz- und Biegeträger 1. Die Normalspannungen aus der Längskraft $F_N$ und dem Biegemoment $M$ werden den Flanschnähten und die Querkraft $F_q$ den Stegnähten zugewiesen. $h_F$ ist der Schwerpunktabstand der Flansche und $A_{wF}$ ihre Schweißnahtfläche



Nr.	Formel	Hinweise																		
40	<b>Punktschweißverbindungen</b> Schweißpunkt-Scherspannung $\tau_w = \frac{F}{n \cdot m \cdot A} \leq \tau_{wzul}$	<p>2. Derartige Anschlüsse dürfen auch ohne weiteren Tragsicherheitsnachweis ausgeführt werden, wenn die angegebenen Doppelkehlnahtdicken eingehalten werden.</p>  <table border="1"> <thead> <tr> <th>Stahlsorte</th> <th>Nahldicke am Flansch</th> <th>Nahldicke am Steg</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>S235...</td> <td><math>a_F \geq 0,5t_F</math></td> <td><math>a_S \geq 0,5t_S</math></td> </tr> <tr> <td>S355...</td> <td><math>a_F = 0,7t_F</math></td> <td><math>a_S = 0,7t_S</math></td> </tr> </tbody> </table>	Stahlsorte	Nahldicke am Flansch	Nahldicke am Steg	S235...	$a_F \geq 0,5t_F$	$a_S \geq 0,5t_S$	S355...	$a_F = 0,7t_F$	$a_S = 0,7t_S$									
Stahlsorte	Nahldicke am Flansch	Nahldicke am Steg																		
S235...	$a_F \geq 0,5t_F$	$a_S \geq 0,5t_S$																		
S355...	$a_F = 0,7t_F$	$a_S = 0,7t_S$																		
		<p>Punktschweißung ist zulässig für Kraft- und Heftverbindungen, wenn nicht mehr als drei Teile durch einen Schweißpunkt verbunden werden. In Krafrichtung hintereinander sind mindestens <math>n \geq 2</math> Schweißpunkte anzudordnen, als tragend dürfen aber maximal <math>n \leq 5</math> in Rechnung gestellt werden.</p> <p>Der Festigkeitsnachweis wird auf die Nietverbindung zurückgeführt.</p>  <p>Rechnerischer Schweißpunkt durchmesser <math>d \leq 5 \cdot \sqrt{t}</math> in mm, mit <math>t</math> als Dicke des dünnsten Teiles.</p> <p>Richtwerte in mm:</p> <table border="1"> <tr> <td>kleinstes Blechdicke <math>t</math></td> <td>1,5   2   3   4   5</td> </tr> <tr> <td>Schweißpunkt durchmesser <math>d</math></td> <td>5   6   8   10   12</td> </tr> </table> <p>Zulässige Schweißpunkt scherspannung <math>\tau_{wzul}</math> in N/mm<sup>2</sup> nach DIN 18801 bei vorwiegend ruhender Belastung:</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Lastkombination</th> <th>Stahlsorte</th> </tr> <tr> <th></th> <th>S235</th> <th>S355</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>H</td> <td>104</td> <td>156</td> </tr> <tr> <td>HZ</td> <td>117</td> <td>175</td> </tr> <tr> <td>HS</td> <td>135</td> <td>203</td> </tr> </tbody> </table>	kleinstes Blechdicke $t$	1,5   2   3   4   5	Schweißpunkt durchmesser $d$	5   6   8   10   12	Lastkombination	Stahlsorte		S235	S355	H	104	156	HZ	117	175	HS	135	203
kleinstes Blechdicke $t$	1,5   2   3   4   5																			
Schweißpunkt durchmesser $d$	5   6   8   10   12																			
Lastkombination	Stahlsorte																			
	S235	S355																		
H	104	156																		
HZ	117	175																		
HS	135	203																		

Nr.	Formel	Hinweise																							
41	<p>Schweißpunkt-Lochleibungsdruck</p> $\sigma_{wl} = \frac{F}{n \cdot d \cdot t_{min}} \leq \sigma_{wlzul}$	<p>zulässiger Lochleibungsdruck <math>\sigma_{wlzul}</math> in N/mm<sup>2</sup> nach DIN 18801 bei vorwiegend ruhender Belastung:</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Lastkombination</th> <th>einschnittig</th> <th colspan="2">zweischnittig</th> </tr> <tr> <th>S235</th> <th>S355</th> <th>S235</th> <th>S355</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>H</td> <td>288</td> <td>432</td> <td>400</td> <td>600</td> </tr> <tr> <td>HZ</td> <td>324</td> <td>486</td> <td>450</td> <td>675</td> </tr> <tr> <td>HS</td> <td>374</td> <td>561</td> <td>520</td> <td>780</td> </tr> </tbody> </table> <p>Bei der Berechnung von <math>t_{min}</math> sind bei zweischnittigen Verbindungen die Dicken beider Außenteile zu einer zusammenzufassen.</p> <p>Anmerkung: Bei Wechselbeanspruchung kann die Dauerfestigkeit der Punktschweißverbindung auf ca. 10% der statischen Bauteilfestigkeit abfallen.</p>	Lastkombination	einschnittig	zweischnittig		S235	S355	S235	S355	H	288	432	400	600	HZ	324	486	450	675	HS	374	561	520	780
Lastkombination	einschnittig	zweischnittig																							
	S235	S355	S235	S355																					
H	288	432	400	600																					
HZ	324	486	450	675																					
HS	374	561	520	780																					
42	<p><b>Entwurfsberechnung</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>erforderliche Anzahl der Schweißpunkte aufgrund der zulässigen Abscherspannung</li> </ul> $n_a \geq \frac{F}{\tau_{wzul} \cdot m \cdot A}$	Von den errechneten und ganzzahlig aufgerundeten Schweißpunktzahlen $n_a$ und $n_l$ ist die größere für die Ausführung maßgebend.																							
43	<ul style="list-style-type: none"> <li>erforderliche Anzahl der Schweißpunkte aufgrund des zulässigen Lochleibungsdrucks</li> </ul> $n_l \geq \frac{F}{\sigma_{wlzul} \cdot d \cdot t_{min}}$																								
44	<p><b>Schweißverbindingen im Kranbau</b></p> <p>Schweißnaht-Vergleichswert nach DIN 15018-1</p> $\begin{aligned} \sigma_{wy} &= \sqrt{\bar{\sigma}_\perp^2 + \bar{\sigma}_\parallel^2 - \bar{\sigma}_\perp \cdot \bar{\sigma}_\parallel + 2 \cdot (\tau_\perp^2 + \tau_\parallel^2)} \\ &\leq \sigma_{zul} \end{aligned}$	<p>Bei Schweißnähten muss nach DIN 15018-1 beim allgemeinen Spannungsnachweis auf Sicherheit gegen Erreichen der Fließgrenze ein vom Stahlbau abweichender Vergleichswert gebildet werden. Dabei werden die Spannungen jeweils mit dem Quotienten aus Bauteil- und Schweißnahtspannung multipliziert.</p> <p>Darin bedeuten:</p> $\bar{\sigma}_\perp = \frac{\sigma_{zzul}}{\sigma_{\perp zzul}} \cdot \sigma_{\perp(z)} \quad \text{oder} \quad \bar{\sigma}_\perp = \frac{\sigma_{zzul}}{\sigma_{\perp dzul}} \cdot \sigma_{\perp(d)}$ $\bar{\sigma}_\parallel = \frac{\sigma_{zzul}}{\sigma_{\perp zzul}} \cdot \sigma_{\parallel(z)} \quad \text{oder} \quad \bar{\sigma}_\parallel = \frac{\sigma_{zzul}}{\sigma_{\perp dzul}} \cdot \sigma_{\parallel(d)}$																							

Nr.	Formel	Hinweise
		mit den zulässigen Zugspannungen $\sigma_{zzzul}$ in Bauteilen nach TB 3-3, mit den zulässigen Zugspannungen $\sigma_{\perp zzul}$ und den zulässigen Druckspannungen $\sigma_{\perp d zul}$ in den Schweißnähten nach TB 6-11 und mit den rechnerischen Spannungen $\sigma_{\perp}$ , $\sigma_{\parallel}$ , $\tau_{\perp}$ und $\tau_{\parallel}$ in den Schweißnähten. Wenn sich aus den einander zugeordneten Spannungen $\sigma_{\perp}$ , $\sigma_{\parallel}$ , $\tau_{\perp}$ und $\tau_{\parallel}$ der für die obige Bedingung ungünstigste Fall nicht erkennen lässt, müssen die Nachweise getrennt für die Fälle $\sigma_{\perp \max}$ , $\sigma_{\parallel \max}$ , $\tau_{\perp \max}$ und $\tau_{\parallel \max}$ mit den jeweils zugehörigen anderen Spannungen geführt werden. $\sigma_{zzzul}$ siehe TB 3-3
45	Schweißnaht-Vergleichswert bei einachsiger Beanspruchung $\sigma_{wv} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 2 \cdot \tau_{\parallel}^2} \leq \sigma_{zzzul}$	Häufigster Fall: Es tritt nur eine Normal- und eine Schubspannung auf, z. B. Kehlnahtanschlüsse.

## Schweißverbindungen im Maschinenbau

Maschinenteile erfahren eine dynamische Beanspruchung infolge zeitlich veränderlicher Belastung. Diese Änderung kann zwischen gleichbleibenden Maximal- und Minimalwerten auftreten (Einstufenbelastung) oder sie kann als zufallsbedingte Last–Zeit–Funktion erfolgen (Betriebsbelastung).

Bei der statischen Beanspruchung einer Stumpfnahtverbindung an Baustahl tritt der Bruch nach der üblichen Einschnürung außerhalb der Naht im Grundwerkstoff ein. Die erreichte Festigkeit der Verbindung entspricht der des ungeschweißten Werkstoffs. Bei dynamischer Belastung erfolgt der Bruch im Nahtübergang durch geometrische oder strukturelle Kerbwirkung. Die dadurch verursachten Spannungsspitzen können also bei dynamischer Beanspruchung nicht durch plastische Verformungen abgebaut werden. Die Verformungsfähigkeit im kritischen Querschnitt wird herabgesetzt und es kommt zur Ausbildung von Rissen, die die Kerbwirkung noch verstärken. Die Dauerfestigkeit liegt im Vergleich zum ungeschweißten Bauteil entsprechend niedrig.

Als wesentliche Einflüsse auf die Schwingfestigkeit geschweißter Bauteile gelten neben der Nahtform, die Nahtqualität, die Nahtanordnung (längs oder quer), die Oberflächenbearbeitung, die Bauteil- bzw. Nahtdicke, das Spannungsverhältnis und die Eigenspannungen.

Ein Schwingfestigkeitsnachweis braucht im Allgemeinen nicht geführt zu werden, wenn die Spannungsschwingbreite der Nennspannung ( $\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ ) die Bedingung erfüllt:  $\Delta\sigma \leq 36 \text{ N/mm}^2 / 1,1$  für Stahl,  $\Delta\sigma \leq 14 \text{ N/mm}^2 / 1,1$  für Aluminium.

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Dauerfestigkeitsnachweis nach DS 952</b>		
Für geschweißte Fahrzeuge, Maschinen und Geräte der Deutschen Bahn AG sind in der Druckschrift DS 952 die zulässigen Spannungen für die Werkstoffe S235, S355, AlMg3 und AlMgSi1 in Abhängigkeit vom Grenzspannungsverhältnis enthalten. Sie gelten im ungeschweißten Zustand und für Schweißverbindungen bei Zug-, Druck-, Biege- und Schubbeanspruchung und enthalten bereits einen Sicherheitsfaktor von 1,5 gegenüber den ertragbaren Spannungen. Die Spannungslinien A bis H sind verschiedenen Stoß- und Nahtarten zugeordnet und basieren auf Ergebnissen von Einstufen-Schwingfestigkeitsversuchen ungeschweißter und geschweißter Proben. Bei Wanddicken über 10 mm ist sowohl bei Stahl als auch bei den Aluminiumlegierungen mit einer Minderung der zulässigen Spannungen zu rechnen. Schwellend oder wechselnd wirkende Angriffskräfte werden mit einer Stoßzahl (Anwendungsfaktor $K_A$ ) multipliziert. Beim Festigkeitsnachweis sind die größten Nennspannungen für den Schweißnahtquerschnitt und für den Schweißnahtübergangsquerschnitt (Grundwerkstoff) zu bestimmen und den zulässigen Spannungen gegenüber zu stellen.		
<b>Zweckmäßiger Berechnungsgang</b>		
<ol style="list-style-type: none"> <li>Ermittlung der Schnittgrößen (<math>F, M, T</math>) für das geschweißte Bauteil.</li> <li>Bei allgemein-dynamischer Beanspruchung mit ruhender Mittellast (<math>F_m, M_m, T_m</math>) und Lastausschlag (<math>F_a, M_a, T_a</math>) wird unter Berücksichtigung des Anwendungsfaktors <math>K_A</math> das äquivalente Lastbild ermittelt für <math>\sigma_m = \text{konst.}</math></li> <li>Berechnung der in dem maßgebenden Bauteilquerschnitt vorhandenen größten Naht- und/oder Bauteilspannungen.</li> <li>Nach der Einordnung des am geschweißten Bauteil vorliegenden Kerbfalles (TB 6-12) Ablesen der zulässigen Spannungen in Abhängigkeit der gewählten Spannungslinie und des Grenzspannungsverhältnisses aus dem Dauerfestigkeitsschaubild (TB 6-13). Bei Wanddicken über 10 mm Berücksichtigung des Größeneinflusses (TB 6-14).</li> <li>Es ist nachzuweisen, dass für den maßgebenden <ul style="list-style-type: none"> <li>Schweißnahtquerschnitt: <math>\sigma_{w\max} \leq \sigma_{w\text{zul}}, \tau_{w\max} \leq \tau_{w\text{zul}}, \sigma_{wv\max} \leq \sigma_{w\text{zul}}</math></li> <li>Schweißnahtübergangsquerschnitt: <math>\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{zul}}, \tau_{\max} \leq \tau_{\text{zul}}, \sigma_{v\max} \leq \sigma_{\text{zul}}</math></li> </ul> </li> <li>Tragsicherheitsnachweis auf Knicken bzw. Beulen für stabilitätgefährdete Druckstäbe bzw. plattenförmige Bauteilquerschnitte.</li> </ol>		
<b>Festigkeitsnachweis im Schweißnahtübergangsquerschnitt (Grundwerkstoff)</b>		
46	<p>Biegeträger, resultierende Normalspannung (siehe auch Nr. 23)</p> $\sigma_{\text{res}} = \frac{F_{\text{Neq}}}{A} + \frac{M_{x\text{eq}}}{I_x} \cdot y \leq \sigma_{\text{zul}}$	<p>Belastungsbild:</p> $F_{\text{Neq}\max} = F_{Nm} + K_A \cdot F_{Na}$ $F_{\text{Neq}\min} = F_{Nm} - K_A \cdot F_{Na}$ $M_{x\text{eq}\max} = M_{xm} + K_A \cdot M_{xa}$ $M_{x\text{eq}\min} = M_{xm} - K_A \cdot M_{xa}$ <p>ohne Mittellast:</p> $F_{\text{Neq}} = K_A \cdot F_{Na}$ $M_{x\text{eq}} = K_A \cdot M_{xa}$ <p>A und <math>I_x</math> bei Walzprofilen z. B. nach TB 1-10 bis TB 1-12</p> <p><math>\sigma_{\text{zul}}</math> nach Nr. 58</p>

Nr.	Formel	Hinweise
47	Biegeträger, mittlere Schubspannung im Trägersteg (siehe auch Nr. 25) $\tau_m = \frac{F_{qe}}{A_S} \leq \tau_{zul}$	Belastungsbild: $F_{qe\max} = F_{qm} + K_A \cdot F_{qa}$ ohne Mittellast: $F_{qe} = K_A \cdot F_{qa}$ $A_S = t_S \cdot (h - t_F)$ , siehe auch unter Nr. 24 und 25 $\tau_{zul}$ nach Nr. 60
48	Torsionsspannung in verdrehbeanspruchtem Querschnitt $\tau_t = \frac{T_{eq}}{W_t} \leq \tau_{zul}$	Belastungsbild: $T_{eq\max} = T_m + K_A \cdot T_a$ ohne Mittellast: $F_{eq} = K_A \cdot T_a$ Torsionswiderstandsmoment: – Kreisquerschnitt: $W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$ – Kreisringquerschnitt: $W_t = \frac{\pi \cdot (d_a^4 - d_i^4)}{16 \cdot d_a}$ – beliebiger Hohlquerschnitt: $W_t = 2 \cdot A_m \cdot t$ $\tau_{zul}$ nach Nr. 60
<b>Zusammengesetzte Beanspruchung</b>		
49	– Vergleichsspannung $\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{zul}$	Anmerkung: $\sigma$ und $\tau$ sind Spannungen an derselben Querschnittsstelle. $\sigma_{zul}$ nach Nr. 58
50	– Interaktionsnachweis $\left(\frac{\sigma}{\sigma_{zul}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{zul}}\right)^2 \leq 1$	$\sigma_{zul}$ und $\tau_{zul}$ nach Nr. 58 und 60

**Festigkeitsnachweis im Schweißnahtquerschnitt**

51	Schweißnahtnormalspannung $\sigma_{\perp} = \frac{F_{eq}}{\Sigma(a \cdot l)} \leq \sigma_{wzul}$	Belastungsbild: $F_{eq\max} = F_m + K_A \cdot F_a$ ohne Mittellast: $F_{eq} = K_A \cdot F_a$
52	Schweißnahtschubspannung $\tau_{\parallel} = \frac{F_{eq}}{\Sigma(a \cdot l)} \leq \tau_{wzul}$	Bei kurzen endlichen Nähten ( $L \leq 15a$ ) ist die ausgeführte Nahtlänge um die Endkrater zu vermindern. Rechnerische Nahtlänge: $l = L - 2a$ $\sigma_{wzul}$ und $\tau_{wzul}$ nach Nr. 59 und 61 Anmerkung: Kehlnähte sollen mit einer Mindestdicke $a = 3$ mm ausgeführt werden (bei $t < 3$ mm: $a \geq 1,5$ mm)

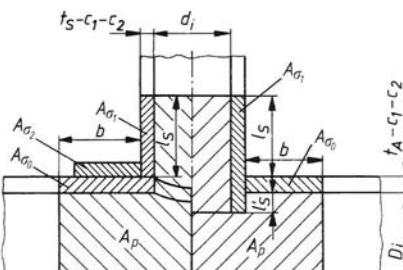
Nr.	Formel	Hinweise
53	Schweißnahttorsionsspannung $\tau_{\parallel t} = \frac{T_{eq}}{W_{wt}} \leq \tau_{wzul}$	Belastungsbild: $T_{eq\max} = T_m + K_A \cdot T_a$ ohne Mittellast: $T_{eq} = K_A \cdot T_a$ $\tau_{wzul}$ nach Nr. 61 Torsionswiderstandsmoment: – Ringnaht: $W_{wt} = \pi \lfloor (d+a)^4 - (d-a)^4 \rfloor / (16(d+a))$ – hohlrechteckförmige Naht: $W_{wt} = 2 \cdot a \cdot b \cdot t$ Anmerkung: Für Kehlnähte ist die Schweißnahtfläche konzentriert in der Wurzellinie anzunehmen.
54	biegebeanspruchter Kehlnahtanschluss (siehe auch Nr. 36) $\sigma_{\perp} = \frac{M_{eq}}{I_w} y \leq \sigma_{wzul}$	Belastungsbild: $M_{eq\max} = M_m + K_A \cdot M_a$ ohne Mittellast: $M_{eq} = K_A \cdot M_a$ $\sigma_{wzul}$ nach Nr. 59
55	mittlere Stegnaht-Schubspannung (siehe auch Nr. 37) $\tau_{\parallel} = \frac{F_{qe eq}}{A_{ws}} \leq \tau_{wzul}$	Belastungsbild: $F_{qe eq\max} = F_{qm} + K_A \cdot F_{qa}$ ohne Mittellast: $F_{qe eq} = K_A \cdot F_{qa}$ $\tau_{wzul}$ nach Nr. 61
56	Zusammengesetzte Beanspruchung – Vergleichsspannung $\sigma_{wv} = 0,5 \cdot (\sigma_{\perp} + \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 4 \cdot \tau_{\parallel}^2}) \leq \sigma_{wzul}$	Anmerkung: $\sigma_{\perp}$ und $\tau_{\parallel}$ sind Nahtspannungen an derselben Querschnittsstelle. $\sigma_{wzul}$ nach Nr. 59
57	– Interaktionsnachweis $\left( \frac{\sigma_{\perp}}{\sigma_{wzul}} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{\parallel}}{\tau_{wzul}} \right)^2 \leq 1$	$\sigma_{wzul}$ und $\tau_{wzul}$ nach Nr. 59 und 61.

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Ermittlung der zulässigen Dauerschwingfestigkeit</b>		
58	zulässige Normalspannung $\sigma_{zul} = b \cdot \sigma_{zul\text{ TB}}$	Berechnungsablauf
59	$\sigma_{w,zul} = b \cdot \sigma_{w,zul\text{ TB}}$	1. Ermittlung der Grenzspannungen $\sigma_{min}$ und $\sigma_{max}$ bzw. $\tau_{min}$ und $\tau_{max}$ 2. Berechnung des Grenzspannungsverhältnisses $\kappa = \sigma_{min}/\sigma_{max}$ bzw. $\tau_{min}/\tau_{max}$ 3. Zuordnung einer Spannungslinie (Kerbfall) zur vorliegenden Schweißverbindung nach TB 6-12 (Linien A bis F für Normal- und G und H für Schubspannungen). 4. Ablesen der zulässigen Spannung aus TB 6-13 (z. B. $\sigma_{zul\text{ TB}}$ ) in Abhängigkeit des Werkstoffes, der Spannungslinie und des Grenzspannungsverhältnisses. 5. Ablesen des Dickenbeiwertes $b$ aus TB 6-14 ( $t \leq 10 \text{ mm}: b = 1,0$ ) 6. Berechnung der zulässigen Spannung für die ausgeführte Bauteildicke nach Nr. 58 bis 61
60	zulässige Schubspannung $\tau_{zul} = b \cdot \tau_{zul\text{ TB}}$	
61	$\tau_{w,zul} = b \cdot \tau_{w,zul\text{ TB}}$	

## Geschweißte Druckbehälter

Die Grundbauform der Druckbehälter sind Zylinder, Kugel und Kegel oder Teile davon. Für die Behälterböden reichen die Formen von der ebenen Platte bis zum Halbkugelboden. Meist werden gewölbte Böden bevorzugt, da sie beanspruchungsmäßig günstiger sind. Die Schweißnähte an Behältern werden nicht wie sonst üblich einzeln nachgewiesen, sondern über den Festigkeitskennwert und den Ausnutzungsfaktor berücksichtigt. Die Berechnung erfolgt auf der Grundlage der AD 2000-Merkblätter und gilt für Druckbehälter mit überwiegender ruhender Beanspruchung unter innerem Überdruck.

62	erforderliche Wanddicke des zylindrischen Behältermantels $t = \frac{D_a \cdot p_e}{2 \frac{K}{S} v + p_e} + c_1 + c_2$	Festigkeitskennwert $K$ ( $R_{p,0,2/\vartheta}$ , $R_{m,10^5/\vartheta}$ bzw. $R_{p,1,0/10^5/\vartheta}$ ) bei Berechnungstemperatur nach TB 6-15 Berechnungsdruck $p_e$ in N/mm <sup>2</sup> (1 N/mm <sup>2</sup> = 10 bar)
63	erforderliche Wanddicke für Kugelschale $t = \frac{D_a \cdot p_e}{4 \frac{K}{S} v + p_e} + c_1 + c_2$	Sicherheitsbeiwert $S$ nach TB 6-17 Ausnutzungsfaktor: üblich $v = 1,0$ , bei verringerterem Prüfaufwand $v = 0,85$ , für nahtlose Bauteile $v = 1,0$ , hartgelötet $v = 0,8$ Zuschlag zur Berücksichtigung der zulässigen Wanddickenunterschreitung $c_1$ bei ferritischen Stählen nach der Maßnorm, siehe TB 1-7 $c_2 = 1 \text{ mm}$ bei ferritischen Stählen $c_2 = 0$ für $t_e \geq 30 \text{ mm}$ und bei nichtrostenden Stählen, NE-Metallen und bei geschützten Stählen (Verbleiung, Gummierung) $c_2 > 1 \text{ mm}$ bei starker Korrosionsgefährdung

Nr.	Formel	Hinweise
64	erforderliche Wanddicke gewölbter Böden (Krempe) $t = \frac{D_a \cdot p_e \cdot \beta}{4 \frac{K}{S} v} + c_1 + c_2$	<p>Die Wanddicke kann nur iterativ ermittelt werden, weil der Berechnungsbeiwert <math>\beta</math> bereits von <math>t_e</math> abhängig ist.</p> <p>Berechnungsbeiwert <math>\beta</math>:          Für Vollböden in Halbkugelform gilt im Bereich <math>x = 0,5 \cdot \sqrt{R \cdot (t - c_1 - c_2)}</math> neben der Anschlussnaht: <math>\beta = 1,1</math></p> <p>Für Vollböden und Böden mit ausreichend verstärkten Ausschnitten im Scheitelbereich 0,6 <math>D_a</math> gilt mit <math>y = (t_e - c_1 - c_2)/D_a</math> für die</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Klöpperform: <math>\beta = 1,9 + \frac{0,0325}{y^{0,7}} + y</math></li> <li>– Korrbogenform: <math>\beta = 1,55 + \frac{0,0255}{y^{0,625}}</math></li> </ul> <p><math>v = 1,0</math> bei einteiligen und geschweißten Böden in üblicher Ausführung.</p>
65	erforderliche Wanddicke für runde ebene Platten und Böden $t = C \cdot D \sqrt{\frac{p_e \cdot S}{K}} + c_1 + c_2$	<p>Berechnungsbeiwert <math>C = 0,3 \dots 0,4</math> je nach Art der Auflage bzw. Einspannung, s. TB 6-18</p> <p>Berechnungsdurchmesser <math>D</math> entsprechend Lehrbuch, Bild 6-50</p>
66	allgemeine Festigkeitsbedingung für Ausschnitte in der Behälterwand $\sigma_v = p_e \left( \frac{A_p}{A_\sigma} + \frac{1}{2} \right) \leq \frac{K}{S}$	<p>Berechnungsschema:</p> 

Nr.	Formel	Hinweise
67	wie Nr. 66, aber Festigkeitskennwerte der Verstärkung $K_1$ bzw. $K_2 < K_0$ $\left(\frac{K_0}{S} - \frac{p_e}{2}\right) A_{o_0} + \left(\frac{K_1}{S} - \frac{p_e}{2}\right) A_{o_1} + \left(\frac{K_2}{S} - \frac{p_e}{2}\right) A_{o_2} \geq p_e \cdot A_p$	Tragende Querschnittsfläche $A_o = A_{o_0} + A_{o_1} + A_{o_2} + \dots$ berechnet mit den tragenden Längen $b = \sqrt{(D_i + t_A - c_1 - c_2) \cdot (t_A - c_1 - c_2)}$ und $l_S = 1,25 \cdot \sqrt{(d_i + t_S - c_1 - c_2) \cdot (t_S - c_1 - c_2)}$ Druckbelastete projizierte Fläche für den skizzierten Ausschnitt z. B. $A_p \approx \frac{D_i}{2} \cdot \left(b + l_S + \frac{d_i}{2}\right) + \frac{d_i}{2} \cdot (l_S + t_A)$ Festigkeitskennwert $K$ nach TB 6-15 Sicherheitsbeiwert $S$ nach TB 6-17 Anmerkung: 1. Ist der Festigkeitskennwert für die Verstärkung größer als der für die zu verstärkende Wand, so darf er nicht ausgenutzt werden. 2. Die nach (Nr. 66 bzw. 67) ermittelte Wanddicke darf nicht kleiner gewählt werden, als für die Behälterwand ohne Ausschnitte erforderlich ist.

## Technische Regeln (Auswahl)

Technische Regel	Titel
DIN 488-1	09.84 Betonstahl; Sorten, Eigenschaften, Kennzeichen –; Nachweis der Schweißeignung von Betonstahl;
DIN 488-7	06.86 Durchführung und Bewertung der Prüfungen
DIN 1025-1	05.95 Warmgewalzte Träger; schmale I-Träger, I-Reihe; Maße, Masse, statische Werte
DIN 1025-2	11.95 –; I-Träger, IPB-Reihe; Maße, Masse, statische Werte
DIN 1025-5	03.94 –; mittelbreite I-Träger, IPE-Reihe; Maße, Masse, statische Werte
DIN 1026-1	03.00 Warmgewalzter U-Profilstahl, warmgewalzter U-Profilstahl mit geneigten Flanschflächen; Maße, Masse und statische Werte
DIN 1681	06.85 Stahlguss für allgemeine Verwendungszwecke; technische Lieferbedingungen
DIN 1732-1	06.88 Schweißzusätze für Aluminium und Aluminiumlegierungen; Zusammensetzung, Verwendung und Technische Lieferbedingungen

Technische Regel		Titel
DIN 1732-3	06.88	–; Prüfstücke, Proben, mechanisch-technologische Mindestwerte des reinen Schweißgutes
DIN 1733-1	06.88	Schweißzusätze für Kupfer und Kupferlegierungen; Zusammensetzung, Verwendung und Technische Lieferbedingungen
DIN 4024-1	04.88	Maschinenfundamente; elastische Stützkonstruktionen für Maschinen mit rotierenden Massen
DIN 4024-2	04.91	–; steife (starre) Stützkonstruktionen für Maschinen mit periodischer Erregung
DIN 4099-1	08.03	Schweißen von Betonstahl; Ausführung
DIN 4112	02.83	Fliegende Bauten; Richtlinien für Bemessung und Ausführung
DIN 4113-1	05.80	Aluminiumkonstruktionen unter vorwiegend ruhender Belastung; Berechnung und bauliche Durchbildung, mit Änderung A1
DIN 4113-2	09.02	–; Berechnung geschweißter Aluminiumkonstruktionen
DIN V 4113-3	11.03	–; Ausführung und Herstellung
DIN 4119-2	02.80	Oberirdische zylindrische Flachboden-Tankbauwerke aus metallischen Werkstoffen; Berechnung
DIN 4131	11.91	Antennenträgerwerke aus Stahl
DIN 4132	02.81	Kranbahnen; Stahltragwerke; Grundsätze für Berechnung, bauliche Durchbildung und Ausführung
DIN 4178	08.78	Glockentürme; Berechnung und Ausführung
DIN 4421	08.82	Traggerüste; Berechnung, Konstruktion und Ausführung
DIN 8528-1	06.73	Schweißbarkeit; metallische Werkstoffe, Begriffe
DIN 8552-3	07.82	Schweißnahtvorbereitung; Fugenformen an Kupfer und Kupferlegierungen; Gassschmelzschweißen und Schutzgassschweißen
DIN 8562	01.75	Schweißen im Behälterbau; Behälter aus metallischen Werkstoffen; schweißtechnische Grundsätze
DIN 15018-1	11.84	Krane; Grundsätze für Stahltragwerke; Berechnung
DIN 15018-2	11.84	–; Stahltragwerke; Grundsätze für die bauliche Durchbildung und Ausführung
DIN 15018-3	11.84	–; Grundsätze für Stahltragwerke; Berechnung von Fahrzeugkranen
DIN 17182	05.92	Stahlgussarten mit verbesserter Schweißeignung und Zähigkeit für allgemeine Verwendungszwecke; technische Lieferbedingungen
DIN 17205	04.92	Vergütungsstahlguss für allgemeine Verwendungszwecke; technische Lieferbedingungen
DIN 18800-1	11.90	Stahlbauten; Bemessung und Konstruktion

Technische Regel		Titel
DIN 18800-2	11.90	–; Stabilitätsfälle; Knicken von Stäben und Stabwerken
DIN 18800-3	11.90	–; Stabilitätsfälle; Plattenbeulen
DIN 18800-7	09.02	–; Ausführung und Herstellerqualifikation
DIN 18801	09.83	Stahlhochbau; Bemessung, Konstruktion, Herstellung
DIN 18807-3	06.87	Trapezprofile im Hochbau; Stahltrapezprofile; Festigkeitsnachweis und konstruktive Ausbildung
DIN 18808	10.84	Stahlbauten; Tragwerke aus Hohlprofilen unter vorwiegend ruhender Beanspruchung
DIN 18809	09.87	Stählerne Straßen- und Wegbrücken; Bemessung, Konstruktion, Herstellung
DIN 18914	09.85	Dünnwandige Rundsilos aus Stahl
DIN 28011	01.93	Gewölbte Böden; Klöpperform
DIN 28013	01.93	Gewölbte Böden; Korbogenform
DIN 28081-1	08.03	Apparatefüße aus Rohr; Maße
DIN 28083-1	01.87	Pratzen; Maße, maximale Gewichtskräfte
DIN 28124-2	12.92	Mannlochverschlüsse für Druckbehälter aus unlegierten Stählen
DIN EN 287-1	08.97	Prüfung von Schweißern; Schmelzschweißen; Stähle
DIN EN 287-2	09.97	–; Aluminium und Aluminiumlegierungen
DIN EN 288-1	09.97	Anforderungen und Anerkennung von Schweißverfahren für metallische Werkstoffe; allgemeine Regeln für das Schmelzschweißen
DIN EN 439	05.95	Schweißzusätze; Schutzgase zum Lichtbogenschweißen und Schneiden
DIN EN 440	11.94	Schweißzusätze; Drahtelektroden und Schweißgut zum Metall-Schutzgasschweißen von unlegierten Stählen und Feinkornstählen
DIN EN 499	01.95	Schweißzusätze, umhüllte Stabelektroden zum Lichtbogen-Handschweißen von unlegierten Stählen und Feinkornstählen
DIN EN 573-1 bis DIN EN 573-4	12.94	Aluminium und Aluminiumlegierungen; chemische Zusammensetzung und Form von Halbzeug; Bezeichnungssystem, chemische Zusammensetzung, Erzeugnisformen
DIN EN 757	05.97	Schweißzusätze; umhüllte Stabelektroden zum Lichtbogen-Handschweißen von hochfesten Stählen; Einteilung
DIN EN 758	05.97	Schweißzusätze; Fülldrahtelektroden zum Metall-Lichtbogenschweißen mit und ohne Schutzgas von unlegierten Stählen und Feinkornstählen
DIN EN 875	10.95	Zerstörende Prüfung von Schweißverbindungen an metallischen Werkstoffen; Kerbschlagbiegeversuch; Probenlage, Kerbrichtung und Beurteilung

Technische Regel		Titel
DIN EN 970	03.97	Zerstörungsfreie Prüfung von Schmelzschweißnähten; Sichtprüfung
DIN EN 1011-1	09.02	Schweißen; Empfehlungen zum Schweißen metallischer Werkstoffe; allgemeine Anleitungen für das Lichtbogenschweißen
DINV ENV 1090-1 bis DINV ENV 1090-6	03.03	Ausführung von Tragwerken aus Stahl; allgemeine Regeln und Regeln für Hochbauten; ergänzende Regeln für dünnwandige Bauteile, für Stähle mit hoher Streckgrenze, Hohlquerschnitte, nichtrostender Stahl, Brücken
DIN EN 1289	09.02	Zerstörungsfreie Prüfung von Schweißverbindungen; Eindringprüfung von Schweißverbindungen; Zulässigkeitsgrenzen
DIN EN 1290	09.02	Zerstörungsfreie Prüfung von Schweißverbindungen; Magnetpulverprüfung von Schweißverbindungen
DIN EN 1320	12.96	Zerstörende Prüfung von Schweißverbindungen an metallischen Werkstoffen; Bruchprüfung
DIN EN 1435	09.02	Zerstörungsfreie Prüfung von Schweißverbindungen; Durchstrahlungsprüfung von Schmelzschweißverbindungen
DIN EN 1599	10.97	Schweißzusätze; umhüllte Stabelektronen zum Lichtbogenhandschweißen von warmfesten Stählen; Einteilung
DIN EN 1600	10.97	Schweißzusätze; umhüllte Stabelektronen zum Lichtbogenhandschweißen von nichtrostenden und hitzebeständigen Stählen; Einteilung
DIN EN 1668	10.97	Schweißzusätze; Stäbe, Drähte und Schweißgut zum Wolfram-Schutzgasschweißen von unlegierten Stählen und Feinkornstählen
DIN EN 1708-1	05.99	Schweißen; Verbindungselemente beim Schweißen von Stahl; druckbeanspruchte Bauteile
DIN EN 1713	09.02	Zerstörungsfreie Prüfung von Schweißverbindungen; Ultraschallprüfung; Charakterisierung von Anzeigen in Schweißnähten
DINV ENV 1993-1-1 bis DINV ENV 1993-1-7	05.02	Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten; allgemeine Bemessungsregeln; ergänzende Regeln für kaltgeformte dünnwandige Bauteile und Bleche, nichtrostende Stähle, Blechfelder und Schalenkonstruktionen
DIN EN 10025-1 bis DIN EN 10025-6	12.00	Warmgewalzte Erzeugnisse aus Baustählen; Lieferbedingungen für unlegierte Baustähle, für normalgeglühte/normalisierend gewalzte Feinkornbaustähle, für thermomechanisch gewalzte Feinkornbaustähle, witterfeste Baustähle und Stähle mit höherer Streckgrenze

Technische Regel		Titel
DIN EN 10028-1 bis DIN EN 10028-7	09.03	Flacherzeugnisse aus Druckbehälterstählen; allgemeine Anforderungen, unlegierte und legierte Stähle, normalgeglühte Feinkornbaustähle, nickellegierte kaltzähe Stähle, thermomechanisch gewalzte Feinkornbaustähle und nichtrostende Stähle
DIN EN 10029	10.91	Warmgewalztes Stahlblech von 3 mm Dicke an; Grenzabmaße, Formtoleranzen, zulässige Gewichtsabweichungen
DIN EN 10051	11.97	Kontinuierlich warmgewalztes Blech und Band ohne Überzug aus unlegierten und legierten Stählen; Grenzabmaße und Formtoleranzen
DIN EN 10055	12.95	Warmgewalzter gleichschenklicher T-Stahl mit gerundenen Kanten und Übergängen; Maße, Grenzabmaße und Formtoleranzen
DIN EN 10056-1	10.98	Gleichschenklige und ungleichschenklige Winkel aus Stahl; Maße
DIN EN 10058	02.04	Warmgewalzte Flachstäbe aus Stahl für allgemeine Verwendung
DIN EN 10113-2	04.93	Warmgewalzte Erzeugnisse aus schweißgeeigneten Feinkornbaustählen; Lieferbedingungen für normalgeglühte/normalisierend gewalzte Stähle
DIN EN 10113-3	04.93	–; Lieferbedingungen für thermomechanisch gewalzte Stähle
DIN EN 10137-2	11.95	Blech- und Breitflachstahl aus Baustählen mit höherer Streckgrenze im vergüteten oder im ausscheidungsgehärteten Zustand; Lieferbedingungen für vergütete Stähle
DIN EN 10137-3	11.95	–; Lieferbedingungen für ausscheidungsgehärtete Stähle
DIN EN 10160	09.99	Ultraschallprüfung von Flacherzeugnissen aus Stahl mit einer Dicke größer oder gleich 6 mm (Reflexionsverfahren)
DIN EN 10163-1,-2	10.91	Lieferbedingungen für die Oberflächenbeschaffenheit von warmgewalzten Stahlerzeugnissen (Blech, Breitflachstahl und Profile); allgemeine Anforderungen
DIN EN 10164	08.93	Stahlerzeugnisse mit verbesserten Verformungseigenschaften senkrecht zur Erzeugnisoberfläche; technische Lieferbedingungen
DIN EN 10204	08.95	Arten von Prüfbescheinigungen
DIN EN 10210-2	11.97	Warmgefertigte Hohlprofile für den Stahlbau aus unlegierten Baustählen und aus Feinkornbaustählen; Grenzabmaße, Maße und statische Werte
DIN EN 10213-2	01.96	Technische Lieferbedingungen für Stahlguss für Druckbehälter; Stahlsorten für die Verwendung bei Raumtemperatur und erhöhten Temperaturen

Technische Regel		Titel
DIN EN 10219-2	11.97	Kaltgefertigte geschweißte Hohlprofile für den Stahlbau aus unlegierten Baustählen und aus Feinkornbaustählen; Grenzabmaße, Maße und statische Werte
DIN EN 10238	11.96	Automatisch gestrahlte und automatisch fertig beschichtete Erzeugnisse aus Baustählen
DIN EN 12534	11.99	Schweißzusätze; Drahtelektroden, Drähte, Stäbe und Schweißgut zum Schutzgasschweißen von hochfesten Stählen; Einteilung
DIN EN 12535	04.00	Schweißzusätze; Fülldrahtelektroden zum Metall-Schutzgasschweißen von hochfesten Stählen
DIN EN 12663	10.00	Bahnanwendungen; Festigkeitsanforderungen an Wagenkästen von Schienenfahrzeugen
DIN EN 22553	03.97	Schweiß- und Lötnähte; symbolische Darstellung in Zeichnungen
DIN EN 29692	04.94	Lichtbogenhandschweißen, Schutzgasschweißen und Gasschweißen, Schweißnahtvorbereitung für Stahl
DIN EN 30042	08.94	Lichtbogenschweißverbindungen an Aluminium und seinen schweißgeeigneten Legierungen; Richtlinie für die Bewertungsgruppen von Unregelmäßigkeiten
DIN EN ISO 1071	10.03	Schweißzusätze; umhüllte Stabelektroden, Drähte, Stäbe und Fülldrahtelektroden zum Schmelzschweißen von Gusseisen
DIN EN ISO 4063	04.00	Schweißen und verwandte Prozesse; Liste der Prozesse und Ordnungsnummern
DIN EN ISO 5817	12.03	Schweißen; Schmelzschweißverbindungen an Stahl, Nickel, Titan und deren Legierungen; Bewertungsgruppen von Unregelmäßigkeiten
DIN EN ISO 6520-1	02.99	Schweißen und verwandte Prozesse; Einteilung von geometrischen Unregelmäßigkeiten an Metallen; Schmelzschweißen
DIN EN ISO 6947	05.97	Schweißnähte; Arbeitspositionen; Definitionen der Winkel von Neigung und Drehung
DIN EN ISO 13916	11.96	Schweißen; Anleitung zur Messung der Vorwärm-, Zwischenlagen- und Haltetemperatur
DIN EN ISO 13918	12.98	Schweißen; Bolzen- und Keramikringe zum Lichtbogen-Bolzenschweißen
DIN EN ISO 13919-1	09.96	Schweißen; Elektronen- und Laserstrahl-Schweißverbindungen; Leitfaden für Bewertungsgruppen für Unregelmäßigkeiten; Stahl
DIN EN ISO 13919-2	12.01	-; -; Richtlinie für Bewertungsgruppen für Unregelmäßigkeiten; Aluminium und seine schweißgeeigneten Legierungen
DIN EN ISO 13920	11.96	Schweißen; Allgemeintoleranzen für Schweißkonstruktionen; Längen- und Winkelmaße, Form und Lage

Technische Regel		Titel
DIN EN ISO 14555	12.98	Schweißen; Lichtbogen-Bolzenschweißen von metallischen Werkstoffen
DAS 006	01.80	Überschweißen von Fertigungsbeschichtungen im Stahlbau
DAS 009	04.73	Empfehlungen zur Wahl der Stahlgütegruppen für geschweißte Stahlbauten
DAS 014	01.81	Empfehlungen zum Vermeiden von Terrassenbrüchen in geschweißten Konstruktionen aus Baustahl
DAS 016	1992	Bemessung und konstruktive Gestaltung von Tragwerken aus dünnwandigen kaltgeformten Bauteilen
DAS 103	11.93	Richtlinie zur Anwendung von DINV ENV 1993-1-1
DVS 0602	07.85	Schweißen von Gusseisenwerkstoffen; Technologie
DVS 0603	03.86	Schweißen von Gusseisenwerkstoffen; Gütesicherung
DVS 0705	03.94	Empfehlungen zur Auswahl von Bewertungsgruppen nach DIN EN 25817 und ISO 5817; Stumpfnähte und Kehlnähte an Stahl
DVS 0705 Beiblatt 1	11.01	Empfehlungen für zulässige Spannungen von Schweißverbindungen an Stahlbauteilen des nichtgeregelten Bereiches bei vorwiegend ruhender Beanspruchung
DVS 0705 Beiblatt 2	11.01	Empfehlungen zum Nachweis von Teilsicherheiten bei vorwiegend ruhender Beanspruchung
DVS 0916	11.97	Metall-Schutzgasschweißen von Feinkornbaustählen
DVS 1003-2	07.89	Verfahren der zerstörungsfreien Prüfung in der Schweißtechnik; Verfahrensarten; Aussagefähigkeit und Anwendungsbereiche der Verfahren
DVS 1612	01.84	Gestaltung und Bewertung von Stumpf- und Kehlnähten im Schienenfahrzeugbau; Bauformen; Katalog
DVS 2402	06.87	Festigkeitsverhalten geschweißter Bauteile
DVS 2902-1	09.01	Widerstandspunktschweißen von Stählen bis 3 mm Einzeldicke; Übersicht
AD2000-Merkblatt B0	07.03	Berechnung von Druckbehältern
AD2000-Merkblatt B1	10.00	Zylinder- und Kugelschalen unter innerem Überdruck
AD2000-Merkblatt B3	10.00	Gewölbte Böden unter innerem und äußerem Überdruck
AD2000-Merkblatt B5	01.03	Ebene Böden und Platten nebst Verankerungen
AD2000-Merkblatt B9	10.00	Ausschnitte in Zylindern, Kegeln und Kugeln
AD2000-Merkblatt HP0	10.00	Allgemeine Grundsätze für Auslegung, Herstellung und damit verbundene Prüfungen
AD2000-Merkblatt W0	10.00	Allgemeine Grundsätze für Werkstoffe
DS 804	01.97	Vorschrift für Eisenbahnbrücken und sonstige Ingenieurbauwerke (VEI)

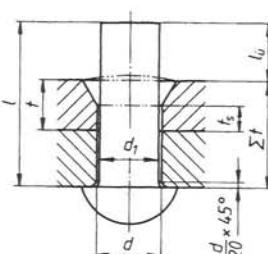
## **6 Schweißverbindungen**

61

Technische Regel		Titel
DS 952	01.77	Schweißen metallischer Werkstoffe an Schienenfahrzeugen und maschinentechnischen Anlagen; Anhang II: Richtlinien für die Berechnung der Schweißverbindungen
SEW 088	10.93	Schweißgeeignete Feinkornbaustähle; Richtlinien für die Verarbeitung, besonders für das Schmelzschweißen

## 7 Nietverbindungen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$A$	$\text{mm}^2$	Querschnittsfläche des geschlagenen Niets
$c$	1	Faktor im Lastfall $H_S$ zur Berücksichtigung des Kriecheinflusses bei Aluminiumkonstruktionen
$d$	$\text{mm}$	Schaftdurchmesser des geschlagenen Niets
$d_1$	$\text{mm}$	Nenndurchmesser des ungeschlagenen Niets (Rohnietdurchmesser)
$F$	N	zu übertragende Kraft
$l$	$\text{mm}$	Rohniet-Schaftlänge
$l_u$	$\text{mm}$	zur Schließkopfbildung und Nietlochfüllung erforderlicher Überstand des Nietschaftes
$m$	1	Anzahl der Scherfugen (Schnittigkeit)
$n$	1	Anzahl der kraftübertragenden Niete
$n_a, n_l$	1	erforderliche Nietzahl aufgrund der zulässigen Abscherspannung bzw. des zulässigen Lochleibungsdruckes
$t$	$\text{mm}$	Blechdicke
$t_{\min}$	$\text{mm}$	kleinste Summe der Blechdicken mit in gleicher Richtung wirkendem Lochleibungsdruck
$\Sigma t$	$\text{mm}$	Klemmlänge, d. h. die Gesamtdicke aller zu vernietenden Teile
$a_l$	1	Abstandsbeiwert zur Berechnung des zulässigen Lochleibungsdrucks
$\sigma_{czul}, \tau_{czul}$	$\text{N/mm}^2$	zulässige Spannungen im Lastfall $H_S$ für Konstruktionsteile und Verbindungsmittel bei Aluminiumkonstruktionen
$\sigma_H, \sigma_{H_S}, \tau_H, \tau_{H_S}$	$\text{N/mm}^2$	vorhandene Spannungen im Lastfall $H$ bzw. $H_S$ bei Aluminiumkonstruktionen
$\sigma_l$	$\text{N/mm}^2$	Lochleibungsdruck zwischen Niet und Lochwand des Bauteiles
$\sigma_{l,zul}$	$\text{N/mm}^2$	zulässiger Lochleibungsdruck
$\tau_a$	$\text{N/mm}^2$	Abscherspannung im Niet
$\tau_{a,zul}$	$\text{N/mm}^2$	zulässige Abscherspannung im Niet

Nr.	Formel	Hinweise				
Nietverbindungen sind nicht lösbare feste (oder bewegliche) Verbindungen eines oder mehrerer Teile mit einem Hilfsfügeteil (Niet) oder einem Gestaltelelement eines Verbindungspartners, das bei der Montage plastisch verformt wird. Bei Blindnietverbindungen genügt die Zugänglichkeit von einer Seite, „Nichtblindniet-Verbindungen“ müssen von beiden Seiten zugänglich sein. Nietverbindungen werden häufig an Stelle von Schraubenverbindungen eingesetzt, wenn						
	<ul style="list-style-type: none"> <li>– es nicht auf eine genau aufrecht zu erhaltende Vorspannkraft ankommt,</li> <li>– Demontierbarkeit nicht erforderlich oder sogar unerwünscht ist,</li> <li>– Schraubenverbindungen zu teuer wären,</li> <li>– glatte Oberflächen bei sicherer Befestigung verlangt werden (Flugzeugaußenhaut, Verbindungen mit Textilien und Leder).</li> </ul>					
1	<p><b>Nietabmessungen</b></p> <p>günstiger Rohnietdurchmesser (Stahlbau)</p> $d_1 \approx \sqrt{50 \cdot t} - 2 \text{ mm}$	<table border="1" style="margin-bottom: 10px;"> <tr> <td style="padding: 2px;"><math>d_1</math></td> <td style="padding: 2px;"><math>t</math></td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">mm</td> <td style="padding: 2px;">mm</td> </tr> </table> <p>Genormte Rohnietdurchmesser und Empfehlungen für die Zuordnung der Nietdurchmesser zur Bauteildicke s. TB 7-4</p>	$d_1$	$t$	mm	mm
$d_1$	$t$					
mm	mm					
2	<p>Rohnietlänge</p> $l = \Sigma t + l_{\bar{u}}$	 <p>Überstand bei Schließkopf als</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Halbrundkopf: bei Maschinennietung: <math>l_{\bar{u}} \approx (4/3) \cdot d_1</math> bei Handnietung: <math>l_{\bar{u}} \approx (7/4) \cdot d_1</math></li> <li>– Senkkopf: <math>l_{\bar{u}} \approx (0,6 \dots 1,0) \cdot d_1</math></li> </ul> <p>Stufung der genormten Nietlängen s. TB 7-4</p> <p>Anmerkung: Die größte Klemmlänge für Halbrundniete nach DIN 124 beträgt <math>\Sigma t \leq 0,2 \cdot d^2</math> (mit <math>d</math> und <math>\Sigma t</math> in mm)</p>				

Nr.	Formel	Hinweise
3	<b>Tragfähigkeit der Niete</b>  Abscherspannung $\tau_a = \frac{F}{n \cdot m \cdot A} \leq \tau_{a\ zul}$	Zulässige Abscherspannung $\tau_{a\ zul}$ <ul style="list-style-type: none"> <li>– für Stahlbauten nach DIN 18800-1: 180 N/mm<sup>2</sup> für Nietwerkstoff USt 36 202 N/mm<sup>2</sup> für Nietwerkstoff RSt 38</li> <li>– im Kranbau nach TB 3-3b</li> <li>– für Aluminium-Konstruktionen nach TB 3-4</li> <li>– für den Betriebsfestigkeitsnachweis dynamisch beanspruchter Bauteile (DIN 15018-1): <ul style="list-style-type: none"> <li>1-schnittige Verbindung: <math>\tau_{a\ zul} = 0,6 \cdot \sigma_{zul}</math></li> <li>mehrschnittige Verbindung: <math>\tau_{a\ zul} = 0,8 \cdot \sigma_{zul}</math></li> <li>mit der zul. Bauteilspannung <math>\sigma_{zul}</math> nach TB 7-5</li> </ul> </li> <li>– für Kunststoff-Nietungen nach TB 7-6</li> </ul> <p>für dynamisch belastete Verbindungen gilt für die übertragbare Kraft: <math>F = K_A \cdot F</math>, mit dem Anwendungsfaktor <math>K_A</math> nach TB 3-5c</p> <p>Nietlochdurchmesser <math>d</math> = Schaftdurchmesser des geschlagenen Niets nach DIN 101: ... 4,2 5,2 6,3 7,3 8,4 10,5 13 15 17 19 21 23 25 28 31 34 37 mm</p>
4	 Lochleibungsdruck $\sigma_l = \frac{F}{n \cdot d \cdot t_{min}} \leq \sigma_{l\ zul}$	zulässiger Lochleibungsdruck $\sigma_{l\ zul}$ <ul style="list-style-type: none"> <li>– für Stahlbauten nach DIN 18800-1 Der größtmögliche rechnerische Lochleibungsdruck wird für die Rand- und Lochabstände <math>e_1</math> und <math>e_3 = 3d</math>, <math>e_2 = 1,5d</math> und <math>e = 3,5d</math> erreicht: 655 N/mm<sup>2</sup> für Bauteilwerkstoff S235 982 N/mm<sup>2</sup> für Bauteilwerkstoff S355 Für kleinere Rand- und Lochabstände gilt mit dem Abstandsbeiwert <math>\alpha_l</math>: <math>\sigma_{l\ zul} = \alpha_l \cdot Re / 1,1</math></li> <li>– im Kranbau nach TB 3-3b</li> <li>– für Aluminium-Konstruktionen nach TB 3-4</li> <li>– für den Betriebsfestigkeitsnachweis dynamisch beanspruchter Bauteile (DIN 15018-1): <ul style="list-style-type: none"> <li>1-schnittige Verbindung: <math>\sigma_{l\ zul} = 1,5 \cdot \sigma_{zul}</math></li> <li>mehrschnittige Verbindung: <math>\sigma_{l\ zul} = 2 \cdot \sigma_{zul}</math></li> <li>mit der zulässigen Bauteilspannung <math>\sigma_{zul}</math> nach TB 7-5</li> </ul> </li> <li>– für Kunststoffnietungen nach TB 7-6</li> </ul>

Nr.	Formel	Hinweise
5	<b>Entwurfsberechnung</b> erforderliche Nietzahl aufgrund der zulässigen Abscherspannung $n_a \geq \frac{F}{\tau_{a\text{zul}} \cdot m \cdot A}$	In Anschlüssen und Stößen sollten mindestens zwei Niete angeordnet sein. Bei unmittelbaren Laschen- und Stabanschlüssen dürfen in Kraftrichtung hintereinander höchstens 8 Niete im Stahlbau und 5 Niete im Kran- und Aluminiumbau als tragend berücksichtigt werden.
6	erforderliche Nietzahl aufgrund des zulässigen Lochleibungsdruck $n_l \geq \frac{F}{\sigma_{l\text{zul}} \cdot d \cdot t_{\min}}$	Von den errechneten und ganzzahlig aufgerundeten Nietzahlen $n_a$ bzw. $n_l$ ist die größere für die Ausführung maßgebend.

## Technische Regeln (Auswahl)

Technische Regel		Titel
DIN 101	05.93	Niete; technische Lieferbedingungen
DIN 124	05.93	Halbrundniete; Nenndurchmesser 10 bis 36 mm
DIN 302	05.93	Senkniete; Nenndurchmesser 10 bis 36 mm
DIN 660	05.93	Halbrundniete; Nenndurchmesser 1 bis 8 mm
DIN 661	05.93	Senkniete; Nenndurchmesser 1 bis 8 mm
DIN 662	05.93	Linsenniete; Nenndurchmesser 1,6 bis 6 mm
DIN 674	05.93	Flachrundniete; Nenndurchmesser 1,4 bis 6 mm
DIN 675	10.93	Flachsenknie (Riemenniete); Nenndurchmesser 3 bis 5 mm
DIN 997	10.70	Anreißmaße (Wurzelmaße) für Formstahl und Stabstahl
DIN 998	10.70	Lochabstände in ungleichschenkligen Winkelstählen
DIN 999	10.70	Lochabstände in gleichschenkligen Winkelstählen
DIN 4113-1	05.80	Aluminiumkonstruktionen unter vorwiegend ruhender Belastung; Berechnung und bauliche Durchbildung –; Ausführung und Herstellerqualifikation
DINV 4113-3	11.03	–; Berechnung und bauliche Durchbildung: Änderung A1
DIN 4113-1/A1	09.02	–; Ausführung und Herstellerqualifikation
DIN 6791	05.93	Halbhohlniete mit Flachrundkopf; Nenndurchmesser 1,6 bis 10 mm
DIN 6792	05.93	Halbhohlniete mit Senkkopf; Nenndurchmesser 1,6 bis 10 mm
DIN 7331	05.93	Hohlniete, zweiteilig
DIN 7338	08.93	Niete für Brems- und Kupplungsbeläge
DIN 7339	05.93	Hohlniete, einteilig, aus Band gezogen
DIN 7340	05.93	Rohrniete, aus Rohr gefertigt
DIN 7341	07.77	Nietstifte
DIN 8593-5	09.03	Fertigungsverfahren Fügen; Fügen durch Umformen; Einordnung, Unterteilung, Begriffe
DIN 15018-1	11.84	Krane; Grundsätze für Stahltragwerke; Berechnung
DIN 15018-2	11.84	Krane; Stahltragwerke; Grundsätze für die bauliche Durchbildung und Ausführung
DIN 18800-1	11.90	Stahlbauten; Bemessung und Konstruktion
DIN 18800-7	09.02	Stahlbauten; Ausführung und Herstellerqualifikation
DIN 18801	09.83	Stahlhochbau; Bemessung, Konstruktion, Herstellung
DIN 18809	09.87	Stählerne Straßen- und Wegbrücken; Bemessung, Konstruktion, Herstellung
DIN EN ISO 14 588	08.01	Blindniete; Begriffe und Definitionen
DIN EN ISO 14 589	08.01	Blindniete; mechanische Prüfung
DIN EN ISO 15 973	08.01	Geschlossene Blindniete mit Sollbruchdorn und Flachkopf; ALA/St

Technische Regel		Titel
DIN EN ISO 15974	08.01	Geschlossene Blindniete mit Sollbruchdorn und Senkkopf; AlA/St
DIN EN ISO 15975	04.03	Geschlossene Blindniete mit Sollbruchdorn und Flachkopf; Al/AIA
DIN EN ISO 15976	04.03	Geschlossene Blindniete mit Sollbruchdorn und Flachkopf; St/St
DIN EN ISO 15977	04.03	Offene Blindniete mit Sollbruchdorn und Flachkopf; AlA/St
DIN EN ISO 15978	04.03	Offene Blindniete mit Sollbruchdorn und Senkkopf; AlA/St
DIN EN ISO 15979	04.03	Offene Blindniete mit Sollbruchdorn und Flachkopf; St/St
DIN EN ISO 15980	04.03	Offene Blindniete mit Sollbruchdorn und Senkkopf; St/St
DIN EN ISO 15981	04.03	Offene Blindniete mit Sollbruchdorn und Flachkopf; AlA/AIA
DIN EN ISO 15982	04.03	Offene Blindniete mit Sollbruchdorn und Senkkopf; AlA/AIA
DIN EN ISO 15983	04.03	Offene Blindniete mit Sollbruchdorn und Flachkopf; A2/A2
DIN EN ISO 15984	04.03	Offene Blindniete mit Sollbruchdorn und Senkkopf; A2/A2
DIN EN ISO 16582	04.03	Offene Blindniete mit Sollbruchdorn und Flachkopf; Cu/St oder Cu/Br oder Cu/SSt
DIN EN ISO 16583	04.03	Offene Blindniete mit Sollbruchdorn und Senkkopf; Cu/St oder Cu/Br oder Cu/SSt
DIN EN ISO 16584	04.03	Offene Blindniete mit Sollbruchdorn und Flachkopf; NiCu/St oder NiCu/SSt
DIN EN ISO 16585	04.03	Geschlossene Blindniete mit Sollbruchdorn und Flachkopf; A2/SSt
DIN ISO 5261	04.97	Technische Zeichnungen; vereinfachte Angabe von Stäben und Profilen

Viele weitere Voll-, Blind-, Pass- und Schraubniete sowie Nietrechnungswerte enthalten die oben nicht erwähnten Normen der Luft- und Raumfahrt.

## 8 Schraubenverbindungen

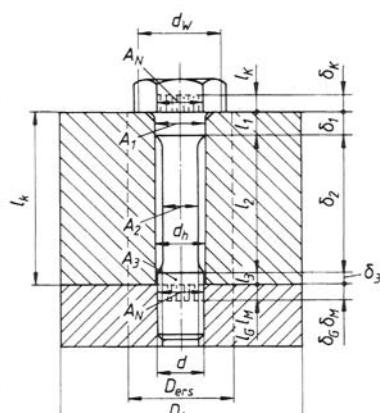
Befestigungsschrauben		
Formelzeichen	Einheit	Benennung
$A$	$\text{mm}^2$	Querschnittsfläche der Schraube
$A_{\text{ers}}$	$\text{mm}^2$	Querschnittsfläche eines Ersatzhohlzylinders mit der gleichen elastischen Nachgiebigkeit wie die der verspannten Teile
$A_i$	$\text{mm}^2$	Querschnittsfläche eines zylindrischen Einzelementes einer Schraube
$A_N$	$\text{mm}^2$	Nennquerschnitt der Schraube
$A_p$	$\text{mm}^2$	Auflagefläche des Schraubenkopfes bzw. der Mutter
$A_s$	$\text{mm}^2$	Spannungsquerschnitt des Schaubengewindes
$A_T$	$\text{mm}^2$	Taillen- oder Dehnschaftquerschnitt
$A_0$	$\text{mm}^2$	zutreffende kleinste Querschnittsfläche der Schraube
$A_3$	$\text{mm}^2$	Kernquerschnitt des Schraubengewindes
$D_A$	mm	Außendurchmesser einer verspannten Hülse
$d$	mm	Gewindeaußendurchmesser (Nenndurchmesser)
$d_h$	mm	Durchmesser des Durchgangsloches in den verspannten Teilen
$d_K$	mm	wirkssamer Reibungsdurchmesser in der Schraubenkopf- oder Mutterauflage
$d_s$	mm	Durchmesser zum Spannungsquerschnitt $A_s$
$d_T$	mm	Dehnschaftdurchmesser
$d_w$	mm	Außendurchmesser der ebenen Kopfauflagefläche
$d_2$	mm	Flankendurchmesser des Schraubengewindes
$d_3$	mm	Kerndurchmesser des Schraubengewindes
$E$	$\text{N/mm}^2$	Elastizitätsmodul, allgemein
$E_s$	$\text{N/mm}^2$	Elastizitätsmodul des Schraubenwerkstoffes
$E_t$	$\text{N/mm}^2$	Elastizitätsmodul der verspannten Teile
$F$	N	Kraft, allgemein
$F_a$	N	Auflschlagkraft bei schwingender Belastung der Schraube
$F_B$	N	Betriebskraft in Längsrichtung der Schraube

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$F_{Bo}, F_{Bu}$	N	oberer bzw. unterer Grenzwert der axialen Betriebskraft
$F_{BS}$	N	Zusatzkraft; Anteil der Betriebskraft, mit der die Schraube zusätzlich belastet wird
$F_{BSo}, F_{BSu}$	N	oberer bzw. unterer Grenzwert der Zusatzkraft $F_{BS}$
$F_{BT}$	N	Entlastungskraft; Anteil der Betriebskraft, der die verspannten Teile entlastet
$F_{KI}$	N	Klemmkraft, die für Dichtfunktionen, Reibschluss und Verhinderung des einseitigen Abhebens an der Trennfuge erforderlich ist
$F_m$	N	Mittelkraft; ruhend gedachte Kraft, um die bei schwingender Beanspruchung der Schraube die Ausschlagkraft pendelt
$F_n$	N	Normalkraft
$F_{Oges}$	N	Gesamtquerkraft; von der Schraubenverbindung auf zunehmende, senkrecht zur Schraubenachse gerichtete Kraft
$F_{Sges}$	N	Gesamtschraubenkraft
$F_{sp}$	N	axiale Spannkraft der Schraube bei 90 %iger Ausnutzung der Streckgrenze durch die Vergleichsspannung
$F_V$	N	Vorspannkraft der Schraube
$F_{VM}$	N	Montagevorspannkraft
$F_{V\min}$	N	kleinste Montagevorspannkraft die sich bei $F_{VM}$ infolge Ungenauigkeit des Anziehverfahrens einstellt
$F_{0,2}$	N	Schraubenkraft an der Mindeststreckgrenze bzw. 0,2 %-Dehngrenze
$F_Z$	N	Vorspannkraftverlust infolge Setzens im Betrieb
$f_s$	mm	Verlängerung der Schraube durch $F_V$
$f_t$	mm	Verkürzung der verspannten Teile durch $F_V$
$f_z$	mm	Setzbetrag
$k$	1	Faktor zur Berücksichtigung des Bauteilwerkstoffes
$k_A$	1	Anziehfaktor
$k_t$	1	Reduktionskoeffizient
$l$	mm	Länge, allgemein
$l_k$	mm	Klemmlänge
$l_1, l_2 \dots$	mm	Länge der federnden Einzelemente der Schraube
$M_A$	Nm	Anziehdrehmoment bei der Montage
$M_G$	Nm	Gewindemoment
$M_{sp}$	Nm	Spannmoment (Anzahmmoment zum Vorspannen einer Schraube auf $F_{sp}$ )

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$n$	1	Krafteinleitungs faktor; $n \cdot l_k$ gibt die Dicke des durch die Betriebskraft entlasteten Bereichs der verspannten Teile an; Gangzahl bei mehrgängigem Gewinde
$P$	mm	Steigung bei eingängigen Gewinden bzw. Teilung bei mehrgängigen Gewinden
$P_h$	mm	Steigung bei mehrgängigen Gewinden
$p$	N/mm <sup>2</sup>	Flächenpressung
$p_G$	N/mm <sup>2</sup>	Grenzflächenpressung, maximal zulässige Pressung unter dem Schraubenkopf
$R_{p0,2}$	N/mm <sup>2</sup>	0,2%-Dehngrenze bzw. Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes
$z$	1	Anzahl der kraftübertragenden Schrauben
$\beta$	1	Nachgiebigsfaktor der Schraube
$\delta$	mm/N	elastische Nachgiebigkeit
$\delta_G, \delta_M$	mm/N	elastische Nachgiebigkeit des Gewindes bzw. der Mutter
$\delta_i$	mm/N	elastische Nachgiebigkeit des zylindrischen Elementes $i$
$\delta_K$	mm/N	elastische Nachgiebigkeit des Schraubenkopfes
$\delta_S, \delta_T$	mm/N	elastische Nachgiebigkeit der Schraube bzw. der verspannten Teile
$\varepsilon$	1	Dehnung
$\kappa$	1	Reduktionsfaktor ( $\sigma_{\text{red}}/\sigma_{\text{VM}}$ )
$\mu$	1	Reibungszahl
$\mu_G$	1	Reibungszahl im Gewinde
$\mu_{\text{ges}}$	1	Gesamtreibungszahl (mittlere Reibungszahl für Gewinde und Kopfauflage)
$\mu_K$	1	Reibungszahl in der Kopfauflage
$\nu$	1	Ausnutzungsgrad
$\varrho'$	°	Reibungswinkel des Gewindes
$\sigma_A$	N/mm <sup>2</sup>	Ausschlagfestigkeit der Schraube
$\sigma_a$	N/mm <sup>2</sup>	Dauerschwingbeanspruchung der Schraube (Ausschlagsspannung)
$\sigma_M$	N/mm <sup>2</sup>	Montagezugspannung in der Schraube
$\sigma_{\text{red}}$	N/mm <sup>2</sup>	reduzierte Spannung
$\tau_i$	N/mm <sup>2</sup>	Verdrehspannung
$\Phi$	1	Kraftverhältnis $F_{BS}/F_B$
$\Phi_k$	1	vereinfachtes Kraftverhältnis für Krafteinleitung in Ebenen durch die Schraubenkopf- und Mutterauflage
$\varphi$	°	Steigungswinkel des Schraubengewindes

Nr.	Formel	Hinweise
	<b>Befestigungsschrauben</b>	<p>Vorgespannte Schraubenverbindungen können durch in Längsrichtung der Schraubennachse zentrisch oder exzentrisch wirkende Betriebskräfte <math>F_B</math> (Bild a, b und c) und durch Querkräfte <math>F_Q</math> (Bild d) beansprucht werden. Die angegebenen Gleichungen gelten nur für zentrischen Kraftangriff von <math>F_B</math> (näherungsweise auch bei steifen Flanschen, z. B. Bild b). Bei exzentrischem Kraftangriff oder schiefer Verspannung der Schraube (Bild c) – es treten zusätzliche Biegemomente auf – sollte die Berechnung nach VDI 2230 erfolgen.</p>
1	<p>Steigungswinkel des Gewindes</p> $\tan \varphi = \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi}$ <p>Gewindesteigung bei mehrgängigem Gewinde</p> $P_h = P \cdot n$	<p><b>1</b> Schraubenlinie  <b>2</b> abgewickelte Schraubenlinie  <math>P_h</math> für metrisches Regel- und Feingewinde  s. TB 8-1 und TB 8-2</p>

Nr.	Formel	Hinweise																		
<b>Vorauslegung vorgespannter Schraubenverbindungen</b> (s. auch Ablaufplan A 8-1)																				
2	<p>erforderlicher Spannungs- bzw. Tailenquerschnitt</p> $A_s \text{ bzw. } A_T \geq \frac{F_B + F_{KI}}{\kappa \cdot k_A} - \beta \cdot E \cdot \frac{f_Z}{l_k}$	<p><math>f_Z</math> nach Nr. 22 mittlerer Wert: 0,011 mm Nachgiebigkeitsfaktor <math>\beta</math>: 1,1 für Schaftschrauben (z. B. DIN EN ISO 4014) 0,8 für Ganzgewindeschrauben (z. B. DIN EN ISO 4017) 0,6 für Dehnschrauben mit <math>d_T \approx 0,9d_3</math> Reduktionsfaktor <math>\kappa</math> (<math>= \sigma_{red}/\sigma_{VM}</math>)</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\mu_G</math></th><th>0,08</th><th>0,10</th><th>0,12</th><th>0,14</th><th>0,20</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Schaft-schraube</td><td>1,11</td><td>1,15</td><td>1,19</td><td>1,24</td><td>1,41</td></tr> <tr> <td>Dehn-schraube</td><td>1,15</td><td>1,20</td><td>1,25</td><td>1,32</td><td>1,52</td></tr> </tbody> </table> <p><math>\mu_G</math> nach TB 8-12 b <math>k_A</math> nach TB 8-11 <math>R_{p0,2}</math> nach TB 8-4</p>	$\mu_G$	0,08	0,10	0,12	0,14	0,20	Schaft-schraube	1,11	1,15	1,19	1,24	1,41	Dehn-schraube	1,15	1,20	1,25	1,32	1,52
$\mu_G$	0,08	0,10	0,12	0,14	0,20															
Schaft-schraube	1,11	1,15	1,19	1,24	1,41															
Dehn-schraube	1,15	1,20	1,25	1,32	1,52															
3	<p>Ausschlagspannung</p> $\sigma_a \approx \pm k \frac{F_{Bo} - F_{Bu}}{A_s} \leq \sigma_A$	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Bauteilwerkstoff</th><th>Stahl</th><th>Grauguss</th><th>Al</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>k</math></td><td>0,1</td><td>0,125</td><td>0,15</td></tr> </tbody> </table> <p><math>A_s</math> nach TB 8-1 bzw. TB 8-2 <math>\sigma_A</math> nach Nr. 25 bzw. 26</p>	Bauteilwerkstoff	Stahl	Grauguss	Al	$k$	0,1	0,125	0,15										
Bauteilwerkstoff	Stahl	Grauguss	Al																	
$k$	0,1	0,125	0,15																	
4	<p>Flächenpressung</p> $p \approx \frac{F_{sp}/0,9}{A_p} \leq p_G$	<p><math>F_{sp}</math> nach TB 8-14 <math>A_p</math> nach TB 8-8 und TB 8-9 <math>p_G</math> nach TB 8-10</p>																		
<b>Kraft- und Verformungsverhältnisse bei vorgespannten Schraubenverbindungen</b>																				
5	elastische Längenänderung $f = \epsilon \cdot l = \frac{l \cdot \sigma}{E} = \frac{F \cdot l}{E \cdot A}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>Schraubenkopf: <math>\delta_K = \frac{0,4d}{E_S \cdot A_N}</math></li> </ul>																		
6	elastische Nachgiebigkeit $\delta = \frac{1}{C} = \frac{f}{F} = \frac{1}{E} \frac{l}{A}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>Schaft und nicht eingeschraubtes Gewinde (bei Gewinde <math>A_i \cong A_3</math>): <math display="block">\delta_i = \frac{l_i}{E_S \cdot A_i}</math></li> </ul>																		

Nr.	Formel	Hinweise
7	elastische Nachgiebigkeit der Schraube $\delta_S = \delta_K + \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_3 + \dots + \delta_G + \delta_M$	– eingeschraubtes Schraubengewinde: $\delta_G = \frac{0,5d}{E_S \cdot A_3}$
8	$\delta_S = \frac{f_S}{F_V} = \frac{1}{E_S} \left( \frac{0,4d}{A_N} + \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \dots + \frac{0,5d}{A_3} + \frac{0,4d}{A_N} \right)$	– Mutter: $\delta_M = \frac{0,4d}{E_S \cdot A_N}$ $E_S$ nach TB 1-1 bis TB 1-3, für Stahl: $E_S = 210\,000 \text{ N/mm}^2$ $A_3$ nach TB 8-1 bzw. TB 8-2 $A_N = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$
9	elastische Nachgiebigkeit der ver-spannten Teile $\delta_T = \frac{f_T}{F_V} = \frac{l_k}{A_{ers} \cdot E_T}$	
10	mit Ersatzquerschnitt – bei $d_w \leq D_A \leq d_w + l_k$ $A_{ers} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_w \cdot (D_A - d_w) \cdot [(x+1)^2 - 1]$ wobei $x = \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_w}{D_A^2}}$	 <p>Abbildung zeigt einen Querschnitt durch eine Schraubenverbindung. Die obere Schraube hat einen Kopf mit Durchmesser <math>d_w</math> und eine Kopflauffläche mit Breite <math>A_N</math>. Der Kopf ist um <math>\delta_1</math> verschoben. Der Schaft hat einen Durchmesser <math>d_h</math> und eine Länge <math>l_k</math>. Unter der Schraube befindet sich ein Block mit einer Trennfuge von Breite <math>A_1</math> und einer Länge <math>l_1</math>, der um <math>\delta_2</math> verschoben ist. Darunter liegt ein Block mit einer Trennfuge von Breite <math>A_2</math> und einer Länge <math>l_2</math>, der um <math>\delta_3</math> verschoben ist. Am unteren Ende befindet sich ein Block mit einer Trennfuge von Breite <math>A_3</math> und einer Länge <math>l_g</math>, der um <math>\delta_g</math> verschoben ist. Der gesamte Schaftdurchmesser ist <math>D_A</math> und der Ersatzquerschnittsdurchmesser ist <math>D_{ers}</math>.</p>
11	– bei $D_A < d_w$ $A_{ers} = \frac{\pi}{4} (D_A^2 - d_h^2)$	Außendurchmesser der ebenen Kopfauflagefläche $d_w$ näherungsweise gleich Kopfdurchmesser bzw. Schlüsselweite. Genauwerte s. Normen.
12	– bei $D_A > d_w + l_k$ $A_{ers} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_w \cdot l_k \cdot [(x+1)^2 - 1]$ wobei $x = \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_w}{(d_w + l_k)^2}}$	$d_h$ nach DIN EN 20273, s. TB 8-8 Für von der Kreisform abweichende Trennfugenfläche empfiehlt es sich, für $D_A$ den Durchmesser des Innenkreises zu setzen. $E_T$ nach TB 1-1 bis TB 1-3, für Stahl: $E_T = 210\,000 \text{ N/mm}^2$

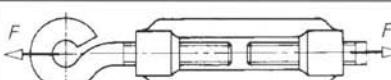
Nr.	Formel	Hinweise
13	Zusatzkraft für die Schraube infolge der axialen Betriebskraft $F_{BS} = F_B \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} = F_B \cdot \Phi$	Verspannungsschaubild – mit schwellender Betriebszugkraft $F_B$
14	Anteil der axialen Betriebskraft der die verspannten Teile entlastet $F_{BT} = F_B - F_{BS} = F_B(1 - \Phi)$ $= F_B \frac{\delta_S}{\delta_S + \delta_T}$	
15	Klemmkraft in der Trennfuge $F_{KI} = F_V - F_{BT} = F_V - F_B(1 - \Phi)$	
16	Gesamtschraubenkraft $F_{S_{ges}} = F_V + F_{BS} = F_{KI} + F_B$	
17	Ausschlagkraft bei schwingender Belastung der Schraube $F_a = \pm \frac{F_{BS0} - F_{BSu}}{2}$ $= \pm \frac{F_{Bo} - F_{Bu}}{2} \cdot \Phi$	– mit Hauptdimensionierungsgrößen
18	Mittelkraft $F_m = F_V + \frac{F_{Bo} + F_{Bu}}{2} \cdot \Phi$	
19	Kraftverhältnis $\Phi = n \cdot \Phi_k = n \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T}$	Richtwerte $n$ für die Höhe der Krafteinleitung
20	erforderliche Klemmkraft/Schraube bei querbeanspruchten reibschlüssigen Schraubenverbindungen $F_{KI} = \frac{F_{Q_{ges}}}{\mu \cdot z}$	
<b>Setzverhalten der Schraubenverbindungen</b>		
21	Vorspannkraftverlust infolge Setzens $F_Z = \frac{f_Z}{\delta_S + \delta_T} = \frac{f_Z}{\delta_T} \Phi_k = \frac{f_Z}{\delta_S} (1 - \Phi_k)$	$\Phi_k = \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T}$ $f_Z$ nach TB 8-10a

## 8 Schraubenverbindungen

75

Nr.	Formel	Hinweise				
<b>Dauerhaltbarkeit der Schraubenverbindungen, dynamische Sicherheit</b>						
22	Dauerschwingbeanspruchung der Schraube (Ausschlagsspannung) $\sigma_a = \pm \frac{F_a}{A_s} \leq \sigma_A$	$A_s$ nach TB 8-1 bzw. TB 8-2 Nachweis der dynamischen Sicherheit s. auch Ablaufplan A 8-5				
23	Ausschlagfestigkeit bei – schlussvergütetem Gewinde (SV) $\sigma_{A(SV)} \approx \pm 0,85 \left( \frac{150}{d} + 45 \right)$	gültig für Festigkeitsklassen 8.8 bis 12.9 <table style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 2px;"><math>\sigma_{A(SV)}</math></td> <td style="padding: 2px;"><math>d</math></td> </tr> <tr> <td style="border-right: 1px solid black; padding: 2px;">N/mm<sup>2</sup></td> <td style="padding: 2px;">mm</td> </tr> </table>	$\sigma_{A(SV)}$	$d$	N/mm <sup>2</sup>	mm
$\sigma_{A(SV)}$	$d$					
N/mm <sup>2</sup>	mm					
24	– schlussgewalztem Gewinde (SG) $\sigma_{A(SG)} \approx \pm \left( 2 - \frac{F_m}{F_{0,2}} \right) \cdot \sigma_{A(SV)}$	$F_m$ nach Nr. 18 $F_{0,2} = A_s \cdot R_{p0,2}$ (Bei Dehnschrauben $A_T$ für $A_s$ )				
25	dynamische Sicherheit $S_D = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} \geq S_{D\text{erf}}$	$S_{D\text{erf}} \geq 1,2$				
<b>Anziehen der Schraubenverbindungen</b>						
26	Gewindemoment $M_G = F_u \cdot d_2/2$ $= F_{VM} \cdot d_2/2 \cdot \tan(\varphi \pm \varrho')$	$\varrho'$ aus $\tan \varrho' = \mu'_G = \mu_G / \cos(\beta/2) = 1,155 \cdot \mu_G$ bei metrischen Gewinden mit $\beta = 60^\circ$				
27	Anziehdrehmoment, allgemein $M_A = F_{VM} [d_2/2 \cdot \tan(\varphi + \varrho') + \mu_K \cdot d_K/2]$	$P, d_2$ und $\varphi$ nach TB 8-1 und TB 8-2 $\mu_{\text{ges}}, \mu_G$ und $\mu_K$ nach TB 8-12				
28	Anziehdrehmoment bei Schrauben mit metrischem Gewinde $M_A = F_{VM} (0,159P + 0,577 \cdot \mu_G \cdot d_2 + \mu_K \cdot d_K/2)$	$d_w$ näherungsweise gleich Kopfdurchmesser bzw. Schlüsselweite; überschlägig: $d_w \approx 1,4d$ (mit $d$ als Nenndurchmesser der Schraube). Genauwerte s. Normen.				
29	Anziehdremoment bei metrischem Gewinde und $\mu_G = \mu_K = \mu_{\text{ges}}$ $M_A = 0,5 \cdot F_{VM} \cdot d_2 \left[ \mu_{\text{ges}} \cdot \left( \frac{1}{\cos(\beta/2)} + \frac{d_w + d_h}{2 \cdot d_2} \right) + \tan \varphi \right]$	$d_K/2 \approx (d_w + d_h)/4$ , überschlägig für Sechskant- und Zylinderschrauben: $d_K/2 \approx 0,65d$ $d_h$ nach DIN EN 20273, s. TB 8-8				
30	$M_A = F_{VM} [0,159P + \mu_{\text{ges}} (0,577d_2 + d_K/2)]$					

Nr.	Formel	Hinweise
31	Anziehdrehmoment für Befestigungsschrauben (Faustformel) $M_A \approx 0,17 \cdot F_{VM} \cdot d$	$M_A \quad F_{VM} \quad d$ Nm      kN      mm
<b>Montagevorspannkraft</b>		
32	– Hauptdimensionierungsformel $F_{VM} = k_A \cdot F_{V\min}$ $= k_A [F_{KI} + F_B(1 - \Phi) + F_Z]$	Gesucht wird eine Schraube (Durchmesser und Festigkeitsklasse) nach TB 8-14 für die $F_{sp} \geq F_{VM}$ ist. $k_A$ nach TB 8-11 $\Phi$ nach Nr. 19 $F_Z$ nach Nr. 21
33	– keine Betriebskraft in Längsrichtung der Schraube $F_{VM} = k_A (F_{KI} + F_Z)$	Berechnung der Montagevorspannkraft s. auch Ablaufplan A 8-2
<b>Beanspruchung der Schraube beim Anziehen</b>		
34	Vergleichsspannung $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\tau_t^2} \leq v \cdot R_{p0,2}$	$\tau_t = M_G / W_t$ $M_G$ nach Nr. 26 $W_t = \pi \cdot d_0^3 / 12$ $R_{p0,2}$ nach TB 8-4 $P, d_2, d_3$ und $A_s$ nach TB 8-1 und TB 8-2 $v = 0,9$ bei 90%iger Ausnutzung der Mindestdehngrenze
35	Montagezugspannung $\sigma_M = \frac{v \cdot R_{p0,2}}{\sqrt{1 + 3 \left[ \frac{3}{d_0} (0,159P + 0,577 \cdot \mu_G \cdot d_2) \right]^2}}$	$\mu_G$ nach TB 8-12b Für $d_0$ setze man für – Schaftschrauben: $d_s = (d_2 + d_3)/2$ – Dehnschrauben: $d_T \approx 0,9d_3$
36	Spannkraft – für Schaftschrauben ( $d \geq d_s$ ) $F_{sp} = F_{VM90} = \sigma_M \cdot A_s$ $= \sigma_M \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$	Spannkräfte $F_{sp}$ und zugehörige Spannmomente $M_{sp}$ für Schaft- und Dehnschrauben bei verschiedenen Gesamtreibungszahlen $\mu_{ges}$ s. TB 8-14.
37	– für Dehnschrauben ( $d_T < d_s$ ) $F_{sp} = F_{VM90} = \sigma_M \cdot A_T$ $= \sigma_M \cdot (\pi/4) \cdot d_T^2$	$d_T \approx 0,9d_3$

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Einhaltung der maximal zulässigen Schraubenkraft (s. auch Ablaufplan A 8-4)</b>		
38	Die maximal zulässige Schraubenkraft wird nicht überschritten, wenn die Zusatzkraft – bei Schaftschrauben $F_{BS} = \Phi \cdot F_B \leq 0,1 \cdot R_{p0,2} \cdot A_s$	$R_{p0,2}$ nach TB 8-4 $\Phi$ nach Nr. 19 $A_s$ nach TB 8-1 und TB 8-2
39	– bei Dehnschrauben $F_{BS} = \Phi \cdot F_B \leq 0,1 \cdot R_{p0,2} \cdot A_T$	$A_T = (\pi/4) \cdot d_T^2$ , wobei $d_T \approx 0,9d_3$
<b>statische Sicherheit (s. auch Ablaufplan A 8-3)</b>		
40	Vergleichsspannung $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{z,max}^2 + 3(k_t \cdot \tau_t)^2}$ mit maximaler Zugspannung $\sigma_{z,max} = F_{sges}/A_0$ $= (F_{VM} + \Phi \cdot F_B)/A_0$	$k_t \approx 0,5$ $\tau_t = M_G/W_t$ $M_G$ nach Nr. 26 $W_t = \pi \cdot d_0^3/16$ $d_0$ s. Nr. 35 $A_0 = A_s$ bei Schaftschrauben $A_0 = A_T$ bei Dehnschrauben s. Nr. 38 und 39
41	statische Sicherheit $S_F = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} \geq S_{F,ref}$	
<b>Flächenpressung an den Auflageflächen</b>		
42	Flächenpressung – bei elastischem Anziehen $p = \frac{F_{sp} + \Phi \cdot F_B}{A_p} \approx \frac{F_{sp}/0,9}{A_p} \leq p_G$	$F_{sp}$ nach TB 8-14 $A_p$ nach TB 8-8 und TB 8-9 $\Phi$ nach Nr. 19 $p_G$ nach TB 8-10b
43	– bei streckgrenz- und drehwinkelgesteuertem Anziehen $p \approx 1,2 \frac{F_{sp}/0,9}{A_p} \leq p_G$	
<b>Berechnung nicht vorgespannter Schrauben im Maschinenbau</b>		
44	erforderlicher Spannungsquerschnitt – statische Belastung $A_s \geq \frac{F}{\sigma_{z(d)zul}} = \frac{F \cdot S}{R_{p0,2}}$ – dynamische Belastung $A_s \geq \frac{F_a}{\sigma_A} = \frac{F_{Bo} - F_{Bu}}{2 \cdot \sigma_A}$	 $S = 1,5$ bei „Anziehen unter Last“, sonst $S = 1,25$ $R_{p0,2}$ nach TB 8-4 $\sigma_A$ s. Nr. 23 und 24

Schraubenverbindungen im Stahlbau		
Formelzeichen	Einheit	Benennung
$A$	$\text{mm}^2$	Schaftquerschnittsfläche der Schraube, Stabquerschnittsfläche
$A_n$	$\text{mm}^2$	nutzbare Stabquerschnittsfläche in der ungünstigsten Risslinie
$d, d_{\text{Sch}}$	mm	Schaftdurchmesser, Passschaftdurchmesser
$e, e_1, e_2, e_3$	mm	Rand- und Lochabstände der Schrauben
$F$	N	Kraft, allgemein
$F_{\max}$	N	größte, tangential gerichtete Schraubenkraft bei momentbelasteten Anschlüssen
$F_{\text{res}}$	N	resultierende Schraubenkraft in momentbelasteten Anschlüssen
$F_V$	N	Vorspannkraft in der Schraube
$F_x, F_y$	N	auf einen momentbelasteten Anschluss wirkende Normal- bzw. Querkraft
$F_{x\text{ges}}, F_{y\text{ges}}$	N	waagerechte bzw. senkrechte Komponente der Schraubenkraft in momentbelasteten Anschlüssen
$F_z$	N	in Richtung der Schraubenachse wirkende Zugkraft je Schraube
$F_{\text{zul}}$	N	zulässige übertragbare Kraft je Schraube und je Scher- bzw. Reibungsfläche
$l_1, l_2 \dots$	mm	bei Konsolanschlüssen Abstände der zugbeanspruchten Schrauben vom Druckmittelpunkt
$M_b$	Nm	Biegemoment
$M_S$	Nm	Anschlussmoment im Schwerpunkt $S$ der Schraubenverbindung bei momentbelasteten Anschlüssen
$m$	1	Anzahl der Scher- bzw. Reibungsflächen zwischen den verschraubten Bauteilen
$n$	1	Anzahl der Schrauben
$r$	mm	direkter Abstand der Schraube vom Schwerpunkt der Verbindung
$r_{\max}$	mm	Abstand der am weitesten vom Schwerpunkt entfernten Schraube
$S_M$	1	Teilsicherheitsbeiwert
$t_{\min}$	mm	kleinste Summe der Bauteildicken mit in gleicher Richtung wirkendem Lochleibungsdruck
$v$	1	Schwächungsverhältnis (Verhältnis der geschwächten zur ungeschwächten Querschnittsfläche eines Stabes)
$x, y$	mm	Koordinatenabstände der Schrauben vom Schwerpunkt der Verbindung
$x_{\max}, y_{\max}$	mm	Koordinatenabstand der am weitesten vom Schwerpunkt der Verbindung entfernten Schraube

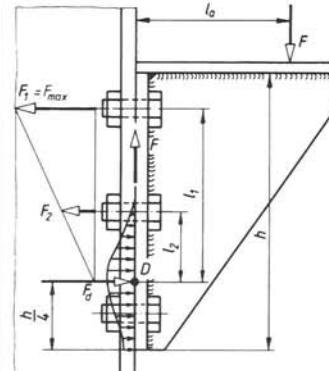
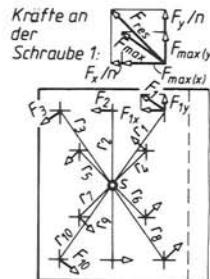
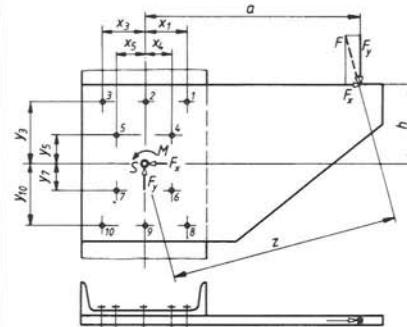
Formelzeichen	Einheit	Benennung
$z$	1	Anzahl der von der größten Zugkraft beanspruchten Schrauben in Konsolanschlüssen
$\alpha_a$	1	Festigkeitsfaktor
$\alpha_l$	1	Abstandsfaktor
$\mu$	1	Reibungszahl
$\sigma_l$	N/mm <sup>2</sup>	Lochleibungsdruck zwischen Schraube und Lochwand
$\sigma_{l,zul}$	N/mm <sup>2</sup>	zulässiger Lochleibungsdruck
$\sigma_z, \sigma_{zzul}$	N/mm <sup>2</sup>	Zugspannung, zulässige Zugspannung
$\tau_a, \tau_{azul}$	N/mm <sup>2</sup>	Abscherspannung im Schraubenschaft, zulässige Abscherspannung

Nr.	Formel	Hinweise
	<b>Schraubenverbindungen im Stahlbau</b>  Im Stahlbau muss bei Verschraubungen ein Tragfähigkeitsnachweis auf Abscheren und Lochleibungsdruck und zusätzlich bei gleitfesten planmäßig vorgespannten Verbindungen (GV- und GVP-Verbindungen) ein Gebrauchstauglichkeitsnachweis gegen Gleiten durchgeführt werden. Bei auf Zug und Abscheren beanspruchten Schrauben ist ein Interaktionsnachweis zu führen. Bei zugbeanspruchten Bauteilen sind Querschnittsschwächungen zu berücksichtigen. Die Grenztragfähigkeit eines geschraubten Anschlusses ergibt sich aus Tragfähigkeit der Bauteile und der Schrauben. Der kleinere Wert ist entscheidend. Die Grenzabscherkräfte und Grenzlochleibungskräfte innerhalb eines Anschlusses dürfen addiert werden. Mit der Annahme gleichmäßiger Verteilung der Schraubenkräfte in einem Anschluss liegt man auf der sicheren Seite.	
45	<b>Scher-Lochleibungsverbindungen</b> Aberserspannung $\tau_a = \frac{F}{A} \leq \tau_{azul}$	
46	Lochleibungsdruck $\sigma_l = \frac{F}{d_{Sch} \cdot t_{min}} \leq \sigma_{l,zul}$	

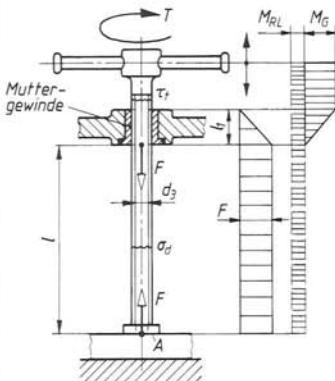
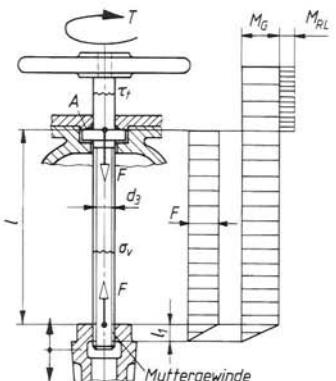
Nr.	Formel	Hinweise												
47	zulässige Abscherspannung $\tau_{azul} = \alpha_a \cdot R_m / S_M$	Bei Senkschrauben für $t_{min}$ den größeren der beiden Werte 0,8t oder $t_s$ (zylindrische Länge des Schaftbereiches, ohne Kopfhöhe) setzen.												
48	zulässiger Lochleibungsdruck $\sigma_l zul = \alpha_l \cdot R_e / S_M$													
49	Zugbeanspruchung in Richtung der Schraubenachse $\sigma_z = \frac{F}{A} \leq \sigma_{zzul}$	Kranbau, Alu-Konstruktionen: – $A \equiv A_3$ bei Zugspannung – $\tau_{azul}, \sigma_{l zul}, \sigma_{zzul}$ nach TB 3-3b bzw. TB 3-4												
50	zulässige Zugspannung (Stahlbau) $\sigma_{zzul} = R_e / (1,1 \cdot S_M)$ bzw. $\sigma_{zzul} = R_m / (1,25 \cdot S_M)$ (der kleinere der beiden Werte)	Stahlbau: – $A \equiv A_s$ oder $A_{Sch}$ bei Zug – $R_e, R_m$ nach TB 8-4 – $S_M = 1,1$												
		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Festigkeitsklasse</th> <th><math>\alpha_a</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>4,6, 5,6, 8,8</td> <td>0,60</td> </tr> <tr> <td>10,9</td> <td>0,55</td> </tr> <tr> <td>10,9 (Scherfuge im Gewinde)</td> <td>0,44</td> </tr> </tbody> </table>	Festigkeitsklasse	$\alpha_a$	4,6, 5,6, 8,8	0,60	10,9	0,55	10,9 (Scherfuge im Gewinde)	0,44				
Festigkeitsklasse	$\alpha_a$													
4,6, 5,6, 8,8	0,60													
10,9	0,55													
10,9 (Scherfuge im Gewinde)	0,44													
		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Randabstand in Kraftrichtung ist maßgebend</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>e_2 \geq 1,5d</math> und <math>e_3 \geq 3,0d</math></td> <td><math>\alpha_l = 1,1 \frac{e_1}{d} - 0,3</math></td> </tr> <tr> <td><math>e_2 = 1,2d</math> und <math>e_3 = 2,4d</math></td> <td><math>\alpha_l = 0,73 \frac{e_1}{d} - 0,2</math></td> </tr> <tr> <th colspan="2">Lochabstand in Kraftrichtung ist maßgebend</th> </tr> <tr> <td><math>e_2 \geq 1,5d</math> und <math>e_3 \geq 3,0d</math></td> <td><math>\alpha_l = 1,08 \frac{e}{d} - 0,77</math></td> </tr> <tr> <td><math>e_2 = 1,2d</math> und <math>e_3 = 2,4d</math></td> <td><math>\alpha_l = 0,72 \frac{e}{d} - 0,51</math></td> </tr> </tbody> </table>	Randabstand in Kraftrichtung ist maßgebend		$e_2 \geq 1,5d$ und $e_3 \geq 3,0d$	$\alpha_l = 1,1 \frac{e_1}{d} - 0,3$	$e_2 = 1,2d$ und $e_3 = 2,4d$	$\alpha_l = 0,73 \frac{e_1}{d} - 0,2$	Lochabstand in Kraftrichtung ist maßgebend		$e_2 \geq 1,5d$ und $e_3 \geq 3,0d$	$\alpha_l = 1,08 \frac{e}{d} - 0,77$	$e_2 = 1,2d$ und $e_3 = 2,4d$	$\alpha_l = 0,72 \frac{e}{d} - 0,51$
Randabstand in Kraftrichtung ist maßgebend														
$e_2 \geq 1,5d$ und $e_3 \geq 3,0d$	$\alpha_l = 1,1 \frac{e_1}{d} - 0,3$													
$e_2 = 1,2d$ und $e_3 = 2,4d$	$\alpha_l = 0,73 \frac{e_1}{d} - 0,2$													
Lochabstand in Kraftrichtung ist maßgebend														
$e_2 \geq 1,5d$ und $e_3 \geq 3,0d$	$\alpha_l = 1,08 \frac{e}{d} - 0,77$													
$e_2 = 1,2d$ und $e_3 = 2,4d$	$\alpha_l = 0,72 \frac{e}{d} - 0,51$													
51	Interaktionsnachweis $(\sigma_z / \sigma_{zzul})^2 + (\tau_a / \tau_{azul})^2 \leq 1$	Bei gleichzeitiger Beanspruchung auf Zug und Abscheren sind getrennte Nachweise nach Nr. 49 und 51 erforderlich.												

Nr.	Formel	Hinweise
	<b>Verbindungen mit hochfesten Schrauben</b>	
52	zulässige übertragbare Kraft einer Schraube je Reibungs- bzw. Scherfläche senkrecht zur Schraubenachse – in GV-Verbindungen	$F_V$ nach TB 8-17 $\mu = 0,5$ bei entsprechender Reibflächenvorbereitung $S_M = 1,0$
	$F_{zul} = \mu \frac{F_V}{1,15 \cdot S_M}$	
53	– in gleichzeitig zugbeanspruchten GV- bzw. GVP-Verbindungen	
	$F_{zul} = \mu \frac{F_V - F_z}{1,15 \cdot S_M}$	
54	erforderliche Schraubenanzahl	
	$n \geq \frac{F}{F_V} \cdot \frac{1,15 \cdot S_M}{\mu \cdot m}$	
	<b>Berechnung der Bauteile</b>	
55	Zugspannung im gelochten Stab	Bei GV-Verbindungen und Einschrauben-Anschlüssen beachte Hinweise im Lehrbuch
	$\sigma_z = \frac{F}{A_n} \leq \sigma_{zzul}$	
56	erforderliche ungeschwächte Stabquerschnittsfläche	
	$A \approx \frac{F}{v \cdot \sigma_{zzul}}$	$v \approx 0,8$ $\sigma_{zzul}$ Kranbau nach TB 3-3a Stahlbau = $R_e/S_M$ mit $R_e$ nach TB 6-5 und $S_M = 1,1$ nicht geregelter Bereich = $R_m/S$ mit $R_m$ nach TB 1-1a und $S \approx 2,0$ Berechnung der Zug- und Druckstäbe s. unter 6. Schweißverbindungen, Nr. 1 bis 8

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Moment(schub)belastete Anschlüsse</b>		
57	Für die am höchsten belastete äußere Schraube beträgt – die tangential gerichtete Schraubenkraft	$F_{\max} = F_1 = \frac{M_S \cdot r_{\max}}{\sum r^2} = \frac{M_S \cdot r_{\max}}{\sum (x^2 + y^2)}$
58	– die waagerechte Komponente der Schraubenkraft	$F_{x\text{ges}} = F_{\max} \cdot \frac{y_{\max}}{r_{\max}} + \frac{F_x}{n}$ $= \frac{M_S \cdot y_{\max}}{\sum (x^2 + y^2)} + \frac{F_x}{n}$
59	– die senkrechte Komponente der Schraubenkraft	$F_{y\text{ges}} = F_{\max} \cdot \frac{x_{\max}}{r_{\max}} + \frac{F_y}{n}$ $= \frac{M_S \cdot x_{\max}}{\sum (x^2 + y^2)} + \frac{F_y}{n}$
60	– die resultierende Schraubenkraft	$F_{\text{res}} = \sqrt{F_{x\text{ges}}^2 + F_{y\text{ges}}^2}$
<b>Konsolanschlüsse</b>		
61	größte Zugkraft in einer Schraube	$\sigma_{zzul}$ nach Nr. 49 bzw. 50 $A$ nach Nr. 49 $M_b = F \cdot l_a$
62	größte Zugbeanspruchung in einer Schraube	$F_{\max} = \frac{M_b}{z} \cdot \frac{l_1}{l_1^2 + l_2^2 + \dots + l_n^2}$ $\sigma_z = \frac{F_{\max}}{A} \leq \sigma_{zzul}$

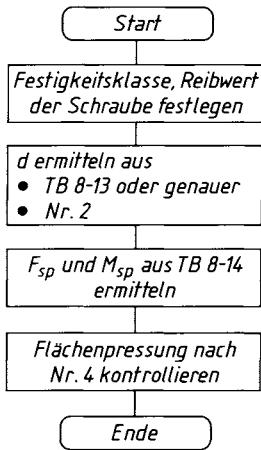


Bewegungsschrauben		
Formelzeichen	Einheit	Benennung
$A_3$	mm <sup>2</sup>	Kernquerschnitt des Schraubengewindes
$d_L$	mm	mittlerer Durchmesser Spindelaufage – Reibfläche
$d_2$	mm	Flankendurchmesser des Schraubengewindes
$d_3$	mm	Kerndurchmesser des Schraubengewindes
$E$	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul des Schraubenwerkstoffes
$F$	N	Druck-(Zug-)kraft in der Spindel
$H_1$	mm	Flankenüberdeckung des Gewindes
$l_k$	mm	rechnerische Knicklänge
$l_1$	mm	Länge des Muttergewindes
$n$	1	Gangzahl
$P$	mm	Steigung bei eingängigen Gewinden bzw. Teilung bei mehrgängigen Gewinden
$P_h$	mm	Steigung bei mehrgängigen Gewinden
$p, p_{zul}$	N/mm <sup>2</sup>	Flächenpressung, zul. Flächenpressung der Gewindeflanken
$R_{p0,2}, R_c$	N/mm <sup>2</sup>	0,2 %-Dehn- bzw. Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes
$S$	1	Sicherheit
$S_{erf}$	1	erforderliche Sicherheit
$T$	Nm	Torsionsmoment, Drehmoment
$W_t$	mm <sup>3</sup>	polares Widerstandsmoment
$\alpha_0$	1	Anstrengungsverhältnis
$\eta$	1	Wirkungsgrad der Schraube
$\lambda$	1	Schlankheitsgrad der Gewindespindel
$\lambda_0$	1	Grenzschlankheit (Übergang vom elastischen in den unelastischen Bereich)
$\mu_L$	1	Reibungszahl der Spindelaufage – Reibfläche
$\varrho'$	°	Reibungswinkel des Gewindes
$\sigma_{d(z)}, \sigma_{d(z) zul}$	N/mm <sup>2</sup>	Druck-(Zug-)spannung, zulässige Druck-(Zug-)spannung
$\sigma_K$	N/mm <sup>2</sup>	Knickspannung
$\sigma_v$	N/mm <sup>2</sup>	Vergleichsspannung
$\sigma_{vorh}$	N/mm <sup>2</sup>	vorhandene Spannung
$\sigma_z, \sigma_{z zul}$	N/mm <sup>2</sup>	Zugspannung, zulässige Zugspannung
$\tau_t, \tau_{t zul}$	N/mm <sup>2</sup>	Verdrehspannung, zulässige Verdrehspannung
$\varphi$	°	Steigungswinkel des Schraubengewindes; Faktor für Anstrengungsverhältnis

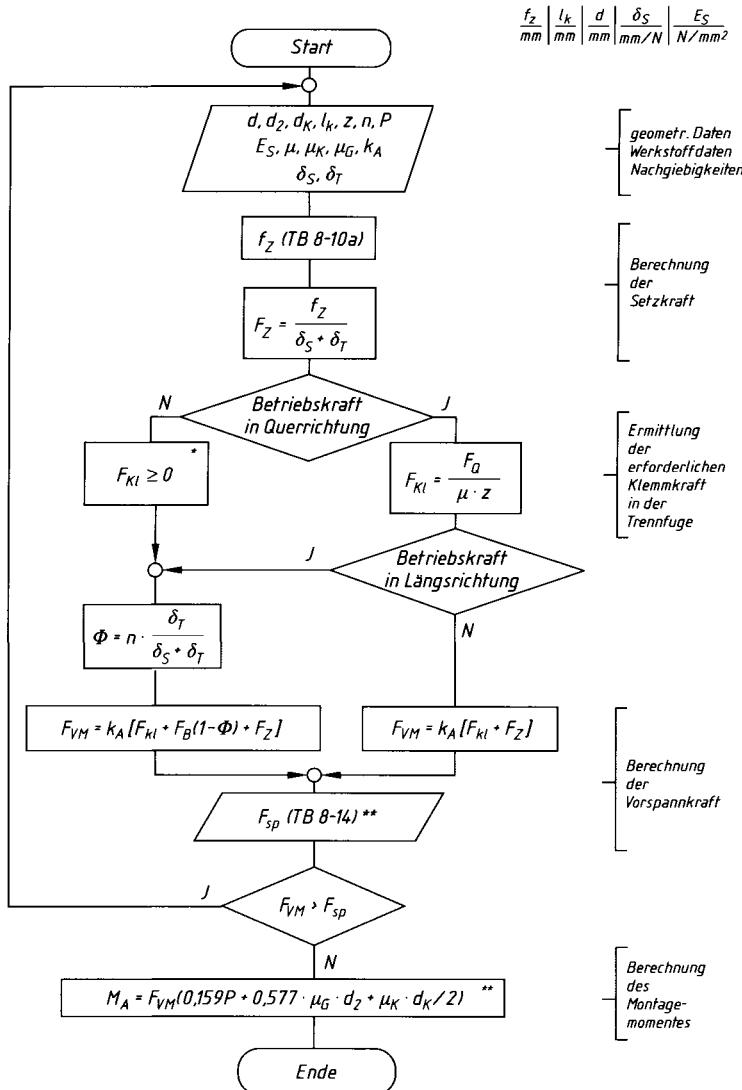
Nr.	Formel	Hinweise
<b>Bewegungsschrauben</b>		
Bewegungsschrauben müssen auf Festigkeit (Zug/Druck und Verdrehung) und Knickung überprüft werden. Beim Festigkeitsnachweis kann zweckmäßig zwischen Beanspruchungsfall 1 (linkes Bild) und 2 (rechtes Bild) unterschieden werden. Beanspruchungsfall 1 liegt vor, wenn die Reibung an der Auflage A sehr klein ist, wodurch das Verdrehmoment vernachlässigbar wird.		
		
<b>Entwurf</b>		
63	erforderlicher Kernquerschnitt nicht knickgefährdeter Schrauben $A_3 \geq \frac{F}{\sigma_{d(z)} \text{zul}}$	ruhende Belastung: $\sigma_{d(z)} \text{zul} = R_e(R_{p0,2})/1,5$ Schwellbelastung: $\sigma_{d(z)} \text{zul} = \sigma_{zd} \text{Sch}/2$ Wechselbelastung: $\sigma_{d(z)} \text{zul} = \sigma_{zdW}/2$ $R_e$ bzw. $R_{p0,2}$ nach TB 1-1 bzw. TB 8-4 $\sigma_{zd} \text{Sch}$ und $\sigma_{zdW}$ nach TB 1-1
64	erforderlicher Kerndurchmesser langer, druckbeanspruchter Schrauben $d_3 = \sqrt{\frac{64 \cdot F \cdot S \cdot l_k^2}{\pi^3 \cdot E}}$	$S \approx 6 \dots 8$ $l_k \approx 0,7 \cdot l$ (Euler-Knickfall 3) bei geführten Spindeln Gewindegroße z. B. nach TB 8-3 wählen
<b>Nachprüfung auf Festigkeit (s. auch Ablaufplan A 8-6)</b>		
65	Verdrehspannung $\tau_t = \frac{T}{W_t} \leq \tau_{t \text{zul}}$	ruhende Belastung: $\tau_{t \text{zul}} = \tau_{tF}/1,5$ Schwellbelastung: $\tau_{t \text{zul}} = \tau_{t \text{Sch}}/2$ Wechselbelastung: $\tau_{t \text{zul}} = \tau_{tW}/2$ $\tau_{tF} \approx 1,2R_{p0,2}/\sqrt{3}$ $\tau_{t \text{Sch}}$ und $\tau_{tW}$ nach TB 1-1 $W_t = \frac{\pi}{16} \cdot d_3^3$
66	Druck-(Zug-)spannung $\sigma_{d(z)} = \frac{F}{A_3} \leq \sigma_{d(z)} \text{zul}$	$\sigma_{d(z)} \text{zul}$ wie zu Nr. 63

Nr.	Formel	Hinweise														
67	Vergleichsspannung $\sigma_v = \sqrt{\sigma_{d(z)}^2 + 3 \left( \frac{\sigma_{d(z)} \text{zul}}{\varphi \cdot \tau_t \text{zul}} \cdot \tau_t \right)^2}$ $\sigma_v = \sqrt{\sigma_{d(z)}^2 + 3 (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} \leq \sigma_{d(z)} \text{zul}$	$\alpha_0 = 1$ , wenn $\sigma_{d(z)}$ und $\tau_t$ im gleichen Belastungsfall $\varphi = 1,73$ $\sigma_{d(z)} \text{zul} / \tau_t \text{zul} \approx 1,73$ Regelfall $\sigma_{d(z)} \text{zul}$ wie zu Nr. 63														
68	erforderliches Drehmoment (Gewindemoment) $T = F \cdot d_2 / 2 \cdot \tan(\varphi \pm \varphi')$	<table border="1"> <tr> <td>Werkstoff der Mutter (Spindel: St)</td> <td><math>\varphi'</math></td> </tr> <tr> <td>trocken</td> <td><math>12^\circ</math></td> </tr> <tr> <td>Gusseisen</td> <td><math>6^\circ</math></td> </tr> <tr> <td>CuZn- und CuSn-Leg.</td> <td><math>10^\circ</math></td> </tr> <tr> <td>geschmiert</td> <td><math>6^\circ</math></td> </tr> <tr> <td>Spezialkunststoff</td> <td><math>6^\circ</math></td> </tr> <tr> <td>geschmiert</td> <td><math>2,5^\circ</math></td> </tr> </table> <p><math>\varphi</math> nach Nr. 1</p>	Werkstoff der Mutter (Spindel: St)	$\varphi'$	trocken	$12^\circ$	Gusseisen	$6^\circ$	CuZn- und CuSn-Leg.	$10^\circ$	geschmiert	$6^\circ$	Spezialkunststoff	$6^\circ$	geschmiert	$2,5^\circ$
Werkstoff der Mutter (Spindel: St)	$\varphi'$															
trocken	$12^\circ$															
Gusseisen	$6^\circ$															
CuZn- und CuSn-Leg.	$10^\circ$															
geschmiert	$6^\circ$															
Spezialkunststoff	$6^\circ$															
geschmiert	$2,5^\circ$															
<b>Nachprüfung auf Knickung (s. auch Ablaufplan A 8-7)</b>																
69	Schlankheitsgrad der Spindel $\lambda = \frac{4 \cdot l_k}{d_3}$															
70	Knickspannung nach Euler $\sigma_K = \frac{E \cdot \pi^2}{\lambda^2} \approx \frac{12 \cdot 10^5}{\lambda^2}$	gilt wenn $\lambda \geq 105$ (S235) bzw. $\lambda \geq 89$ (E295 und E335)														
71	Knickspannung nach Tetmajer für S235 ( $\lambda < 105$ ) $\sigma_K = 310 - 1,14 \cdot \lambda$	in N/mm <sup>2</sup>														
72	Knickspannung nach Tetmajer für E295 und E335 ( $\lambda < 89$ ) $\sigma_K = 335 - 0,62 \cdot \lambda$	in N/mm <sup>2</sup>														
73	Sicherheit gegen Knicken $S = \frac{\sigma_K}{\sigma_{\text{vorh}}} \geq S_{\text{erf}}$	$S_{\text{erf}} \approx 3 \dots 6$ bei $\sigma_K$ nach Nr. 70 $S_{\text{erf}} \approx 4 \dots 2$ bei $\sigma_K$ nach Nr. 71 und Nr. 72 (je schlanker die Spindel umso höher die erforderliche Sicherheit)														
74	Flächenpressung des Gewindes $p = \frac{F \cdot P}{l_1 \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \leq p_{\text{zul}}$	$P$ = Gewindeteilung (bei mehrgängigen Gewinden ist $P = P_h/n$ ) $l_1 \leq 2,5d$ einhalten $H_1$ z. B. nach TB 8-3 $p_{\text{zul}}$ nach TB 8-18														
75	Wirkungsgrad $\eta = \frac{\tan \varphi}{\tan(\varphi + \varphi')}$	$\varphi$ nach Nr. 1 $\varphi'$ wie zu Nr. 68														

## 8 Schraubenverbindungen



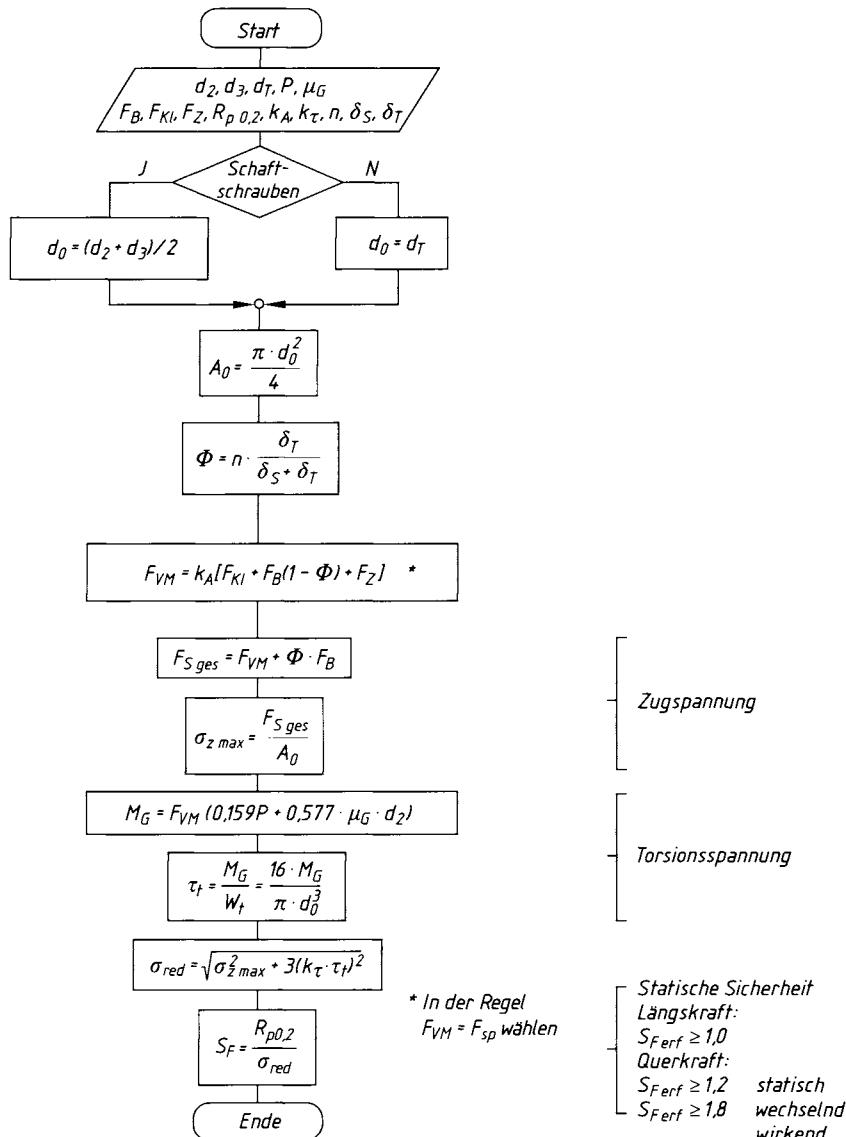
**A 8-1** Vorgehensweise beim Entwurf von Befestigungsschrauben



\* Hat die Schraubenverbindung eine Dichtfunktion zu erfüllen, z. B. bei Druckbehälterver-schraubungen, so ergibt sich die Klemmkraft aus der für die Dichtfunktion erforderlichen Kraft.

\*\* In der Regel sollte  $F_{VM} = F_{sp}$  gewählt werden, auch wenn die berechnete Montagevorspannkraft  $F_{VM}$  viel kleiner als  $F_{sp}$  ist. Dann ist  $M_A = M_{sp}$  aus TB 8-14.

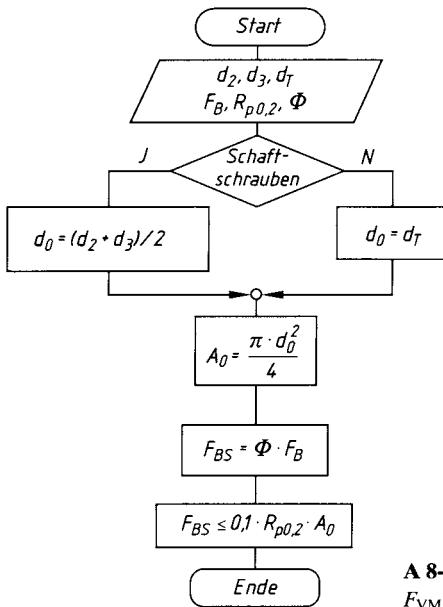
Bei anderen Ausnutzungsgraden  $v$  als 90% der Mindestdehngrenze  $R_{p,0,2}$  (z. B. bei drehwinkelgesteuertem Anziehen  $v = 1,0$ ) sind die Tabellenwerte aus TB 8-14 mit  $v/0,9$  zu multiplizieren.



**A 8-3** Ablaufplan zur Berechnung der statischen Sicherheit (bei Normschrauben genügt in der Regel der Nachweis nach A 8-4)

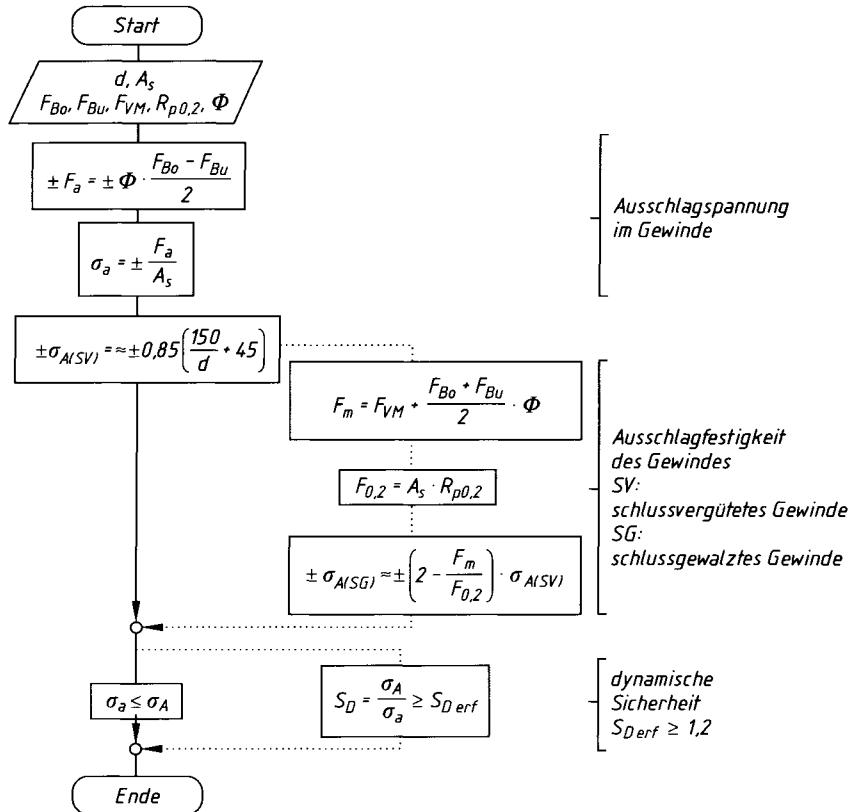


**A 8-2** Ablaufplan zur Berechnung der erforderlichen Schrauben-Vorspannkraft und des erforderlichen Anziehmomentes

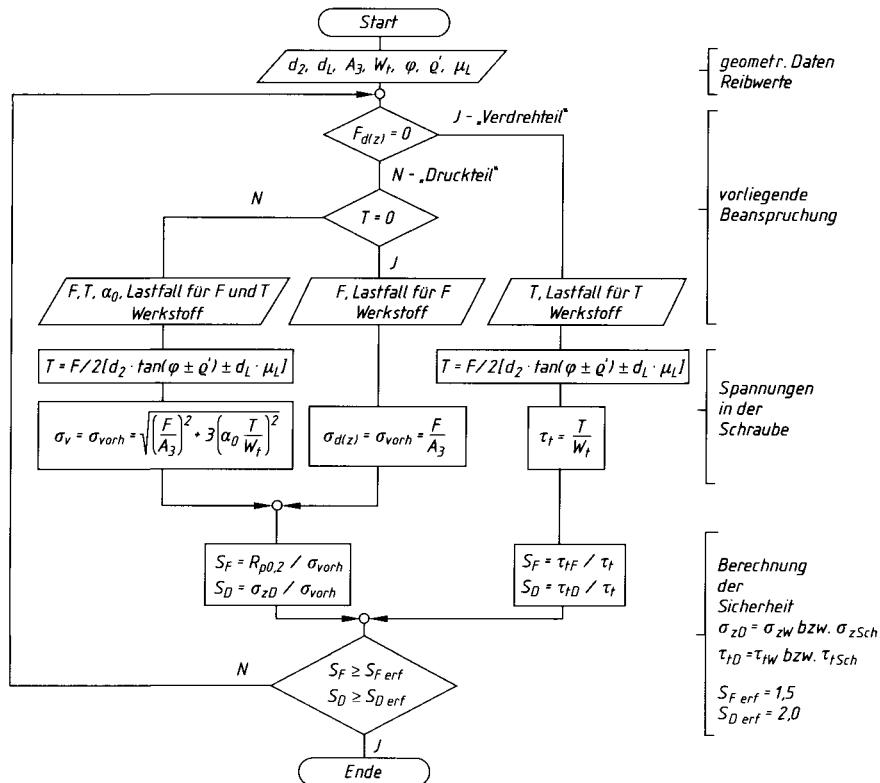


**A 8-4** Ablaufplan für den statischen Nachweis bei  $F_{VM} \approx F_{sp}$ <sup>1)</sup>

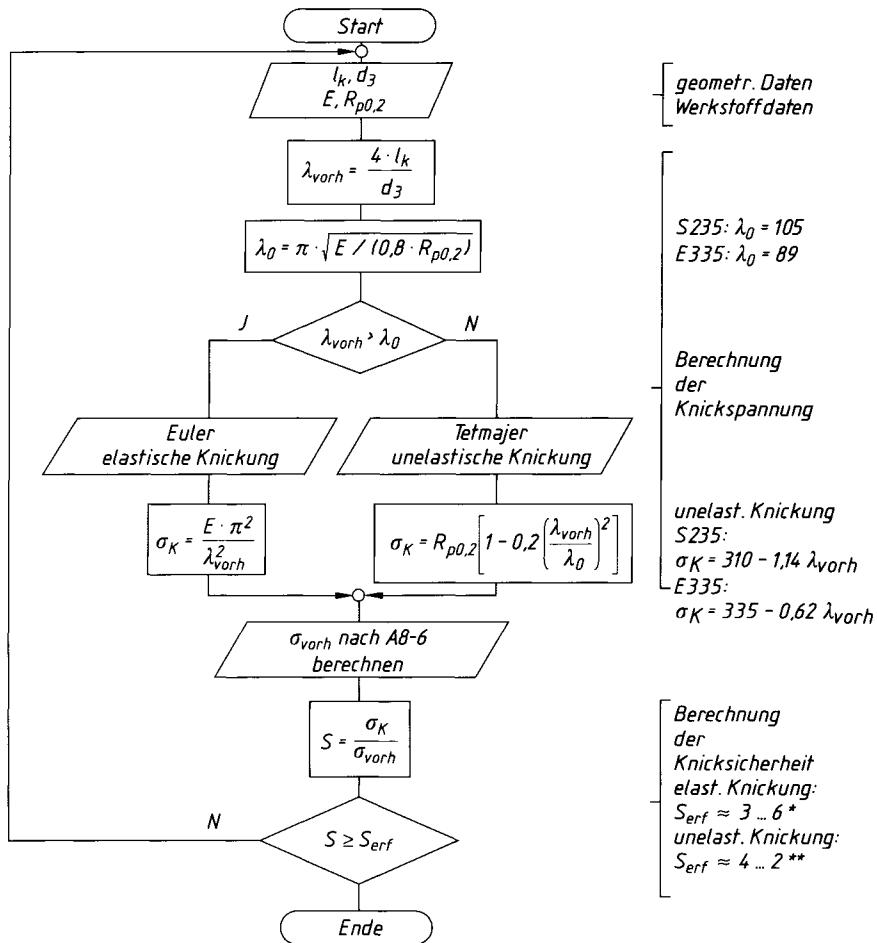
<sup>1)</sup>  $F_{sp}$  nach TB 8-14 bei 90 % iger Ausnutzung der Streckgrenze durch  $F_{VM}$



A 8-5 Ablaufplan für den dynamischen Nachweis



A 8-6 Ablaufplan zur Festigkeitsberechnung von Bewegungsschrauben



\* mit zunehmendem Schlankheitsgrad

\*\* mit abnehmendem Schlankheitsgrad

A 8-7 Ablaufplan zur Stabilitätsberechnung von Bewegungsschrauben

## Technische Regeln (Auswahl)

Technische Regeln	Titel
DIN 66	04.90
DIN 74-1	04.03
DIN 76-1	12.83
DIN 78	03.01
DIN 267-2 ... 28	01.04
DIN 475-1	01.84
DIN 918	09.79
DIN 962	11.01
DIN 974-1	05.91
DIN 974-2	05.91
DIN EN 20273	02.92
DIN EN ISO 898-1	11.99
DIN EN 20898-2	02.94
DIN EN ISO 898-5	10.98
DIN ISO 272	10.79
DIN ISO 1891	09.79
DIN ISO 8992	12.92
VDI 2230	02.03
<b>Grundnormen</b>	
DIN 13-1	11.99
DIN 13-2 ... 11	11.99
<b>Gewinde</b>	

Technische Regeln		Titel
DIN 13-28	09.75	—; Regel- und Feingewinde von 1 bis 250 mm Gewindedurchmesser, Kernquerschnitte, Spannungsquerschnitte und Steigungswinkel
DIN 103-1	04.77	Metrisches ISO-Trapezgewinde; Gewindeprofile
DIN 103-4	04.77	—; Nennmaße
DIN 202	11.99	Gewinde; Übersicht
DIN 380-2	04.85	Flaches Metrisches Trapezgewinde; Gewindereihen
DIN 405-1	11.97	Rundgewinde allgemeiner Anwendung; Gewindeprofile, Nennmaße
DIN 513-2	04.85	Metrisches Sägengewinde; Gewindereihen
DIN 2244	05.02	Gewinde; Begriffe und Bestimmungsgrößen
DIN 2781	09.90	Werkzeugmaschinen; Sägengewinde 45°, eingängig, für hydraulische Pressen
DIN 2999-1	07.83	Whitworth-Rohrgewinde für Gewinderohre und Fittings; Zylindrisches Innengewinde und kegeliges Außengewinde; Gewindemaße
DIN 3858	01.88	Whitworth-Rohrgewinde für Rohrverschraubungen; Zylindrisches Innengewinde und kegeliges Außen-gewinde; Gewindemaße
DIN 15403	12.69	Lasthaken für Hebezeuge; Rundgewinde
DIN 20401-1	05.84	Sägengewinde mit Steigung 0,8 bis 2 mm; Nennmaße
DIN 30295-1	05.73	Gerundetes Trapezgewinde; Nennmaße
DIN EN ISO 228-1	05.03	Rohrgewinde für nicht im Gewinde dichtende Verbin-dungen; Maße, Toleranzen und Bezeichnung
DIN ISO 262	11.99	Metrisches ISO-Gewinde; Auswahlreihen für Schrau-ben, Bolzen und Muttern
<b>Schrauben</b>		
DIN 261	01.87	Hammerschrauben
DIN 316	07.98	Flügelschrauben, runde Flügelform
DIN 427	09.86	Schaftschrauben mit Schlitz und Kegelkuppe
DIN 444	04.83	Augenschrauben
DIN 478	02.85	Vierkantschrauben mit Bund
DIN 529	12.86	Steinschrauben
DIN 571	12.86	Sechskant-Holzschrauben
DIN 580	08.03	Ringschrauben
DIN 603	10.81	Flachrundschrauben mit Vierkantansatz
DIN 609	02.95	Sechskant-Passschrauben mit langem Gewindezapfen
DIN 913	12.80	Gewindestifte mit Innensechskant und Kegelkuppe
DIN 938	02.95	Stiftschrauben, Einschraubende $\approx 1 d$
DIN 939	02.95	Stiftschrauben, Einschraubende $\approx 1,25 d$
DIN 940	02.95	Stiftschrauben, Einschraubende $\approx 2,5 d$
DIN 2509	09.86	Schraubenbolzen
DIN 2510-1	09.74	Schraubenverbindungen mit Dehnschaft; Übersicht, Anwendungsbereich und Einbaubeispiele

Technische Regeln		Titel
DIN 6900-2 ... 5	12.90	Kombi-Schrauben mit Regelgewinde
DIN 6912	12.02	Zylinderschrauben mit Innensechskant, niedriger Kopf mit Schlüsselführung
DIN 6914	10.89	Sechskantschrauben mit großen Schlüsselweiten; HV-Schrauben in Stahlkonstruktionen
DIN 7500-1	01.00	Gewindefurchende Schrauben für metrisches ISO-Gewinde; Formen, Bezeichnung, Anforderungen
DIN 7513	09.95	Gewinde-Schneidschrauben; Sechskantschrauben, Schlitzschrauben; Maße, Anforderungen, Prüfungen
DIN 7968	12.99	Sechskant-Passschrauben mit Sechskantmutter für Stahlkonstruktionen
DIN 7984	12.02	Zylinderschrauben mit Innensechskant und niedrigem Kopf
DIN 7990	12.99	Sechskantschrauben mit Sechskantmuttern für Stahlkonstruktionen
DIN EN 1665	11.98	Sechskantschrauben mit Flansch, schwere Reihe
DIN EN 27435	10.92	Gewindestifte mit Schlitz und Zapfen
DIN EN ISO 1207	10.94	Zylinderschrauben mit Schlitz; Produktklasse A
DIN EN ISO 1580	10.94	Flachkopfschrauben mit Schlitz; Produktklasse A
DIN EN ISO 2009	10.94	Senkschrauben mit Schlitz (Einheitskopf) – Produktklasse A
DIN EN ISO 4014	03.01	Sechskantschrauben mit Schaft; Produktklassen A und B
DIN EN ISO 4016	03.01	Sechskantschrauben mit Schaft; Produktklasse C
DIN EN ISO 4017	03.01	Sechskantschrauben mit Gewinde bis Kopf; Produktklassen A und B
DIN EN ISO 4762	02.98	Zylinderschrauben mit Innensechskant
DIN EN ISO 7046-1 ... 2	10.94	Senkschrauben (Einheitskopf) mit Kreuzschlitz
DIN EN ISO 8676	03.01	Sechskantschrauben mit Gewinde bis Kopf; Metrisches Feingewinde; Produktklassen A und B
DIN EN ISO 8765	03.01	— Schaft; Metrisches Feingewinde; Produktklassen A und B
DIN EN ISO 10642	02.98	Senkschrauben mit Innensechskant
DIN EN ISO 10666	02.00	Bohrschauben mit Blechschaubengewinde; Mechanische und funktionelle Eigenschaften
DIN EN ISO 15480	02.00	Sechskant-Bohrschauben mit Bund mit Blechschaubengewinde
<b>Muttern</b>		
DIN 546	09.86	Schlitzmuttern
DIN 547	09.86	Zweilochmuttern
DIN 548	09.86	Kreuzlochmuttern
DIN 557	01.94	Vierkantmuttern; Produktklasse C
DIN 582	08.03	Ringmuttern

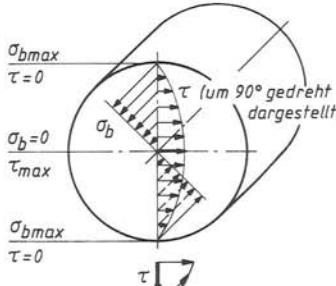
Technische Regeln		Titel
DIN 929	01.00	Sechskant-Schweißmuttern
DIN 935-1	10.00	Kronenmuttern; Metrisches Regel- und Feingewinde; Produktklassen A und B
DIN 1480	09.75	Spannschlösser, geschmiedet (offene Form)
DIN 1587	10.00	Sechskant-Hutmuttern, hohe Form
DIN 1804	03.71	Nutmuttern; Metrisches ISO-Feingewinde
DIN 1816	03.71	Kreuzlochmuttern; Metrisches ISO-Feingewinde
DIN 6915	12.99	Sechskantmuttern mit großen Schlüsselweiten für Verbindungen mit HV-Schrauben in Stahlkonstruktionen
DIN EN 1661	02.98	Sechskantmuttern mit Flansch
DIN EN ISO 4032	03.01	Sechskantmuttern, Typ 1; Produktklassen A und B
DIN EN ISO 4035	03.01	Sechskantmuttern, niedrige Form (mit Fase); Produktklassen A und B
DIN EN ISO 7040	02.98	Sechskantmuttern mit Klemmteil (mit nichtmetallischen Einsatz), Typ 1 – Festigkeitsklassen 5, 8 und 10 – (Ganzmetallmuttern), Typ 2 – Festigkeitsklassen 5, 8, 10 und 12
DIN EN ISO 7042	02.98	Sechskantmuttern, Typ 1; mit metrischem Feingewinde, Produktklassen A und B
DIN EN ISO 8673	03.01	Niedrige Sechskantmuttern (mit Fase) mit metrischem Feingewinde; Produktklassen A und B
<b>Mitverspannte Zubehörteile</b>		
DIN 93	07.74	Scheiben mit Lappen (Sicherungsbleche mit Lappen)
DIN 128	10.94	Federringe, gewölbt
DIN 137	05.94	Federscheiben, gewellt
DIN 432	11.83	Scheiben mit Außennase (Sicherungsbleche mit Nase)
DIN 434	04.00	Scheiben, vierkant, keilförmig für U-Träger
DIN 435	01.00	Scheiben, vierkant, keilförmig, für I-Träger
DIN 463	07.74	Scheiben mit zwei Lappen (Sicherungsbleche mit zwei Lappen)
DIN 6796	10.87	Spannscheiben für Schraubenverbindungen
DIN 6797	07.88	Zahnscheiben
DIN 6798	07.88	Fächerscheiben
DIN 6916	10.89	Scheibe, rund, für HV-Schrauben in Stahlkonstruktionen
DIN 7349	07.74	Scheiben für Schrauben mit schweren Spannhülsen
DIN 7989-1...2	04.01	Scheiben für Stahlkonstruktionen; Produktklasse A und C
DIN EN ISO 7089	11.00	Flache Scheiben, Normale Reihe, Produktklasse A
DIN EN ISO 7090	11.00	Scheiben mit Nase, Normale Reihe, Produktklasse A
DIN EN ISO 7091	11.00	Flache Scheiben, Normale Reihe, Produktklasse C

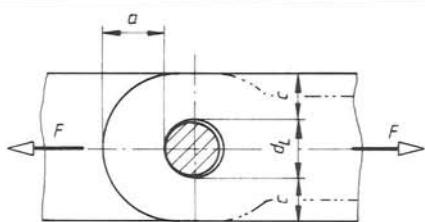
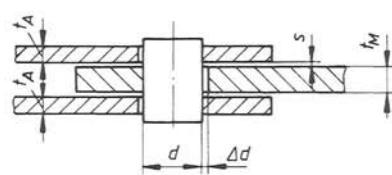
## 9 Bolzen-, Stiftverbindungen, Sicherungselemente

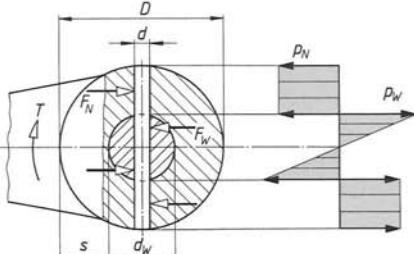
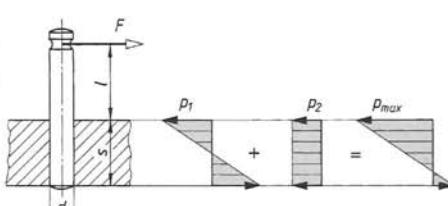
Formelzeichen	Einheit	Benennung
$A_{\text{proj}}$	mm <sup>2</sup>	Projektionsfläche zur Berechnung der mittleren Flächenpressung
$A_S$	mm <sup>2</sup>	Querschnittsfläche des Bolzens
$a$	mm	Scheitelhöhe beim Augenstab
$c$	mm	Wangenbreite beim Augenstab
$d$	mm	Bolzen- bzw. Stiftdurchmesser
$d_L$	mm	Lochdurchmesser
$d_W$	mm	Wellendurchmesser
$F_{\text{nenn}}$	N	Nenn-Betriebskraft senkrecht zur Bolzen- bzw. Stiftachse
$k$	1	Einspannfaktor, abhängig vom Einbaufall
$K_A$	1	Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung
$l$	mm	Hebelarm der Biegekraft, tragende Stiftlänge bei Längsstiftverbindungen
$M_{b\text{nenn}}, M_{b\text{max}}$	Nmm	Nenn-Biegemoment, maximales Biegemoment
$p, p_{\text{max}}$	N/mm <sup>2</sup>	mittlere Flächenpressung
$p_N, p_W$	N/mm <sup>2</sup>	mittlere Flächenpressung in der Naben- bzw. Wellenbohrung bei Querstift-Verbindungen
$p_{\text{zul}}$	N/mm <sup>2</sup>	zulässige mittlere Flächenpressung
$R_e$	N/mm <sup>2</sup>	Streckgrenze des Bauteilwerkstoffes
$R_m$	N/mm <sup>2</sup>	Mindestzugfestigkeit des Bauteilwerkstoffes
$s$	mm	Nabendicke, Einstekttiefe, Laschenspiel
$t_M, t_A$	mm	Dicke der Mittel- bzw. Außenlaschen
$t_S, t_G$	mm	Dicke des Stangen- bzw. Gabelauges
$T_{\text{nenn}}$	Nmm	Nenn-Torsionsmoment
$W$	mm <sup>3</sup>	Widerstandsmoment
$S_M$	1	Teilsicherheitsbeiwert für die Widerstandsgrößen (Stahlbau)
$\sigma_b$	N/mm <sup>2</sup>	Biegespannung
$\sigma_{b\text{zul}}$	N/mm <sup>2</sup>	zulässige Biegespannung

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$\sigma_l$	N/mm <sup>2</sup>	Lochleibungsspannung
$\sigma_{l\text{ zul}}$	N/mm <sup>2</sup>	zulässige Lochleibungsspannung
$\sigma_{zul}$	N/mm <sup>2</sup>	zulässige Normalspannung
$\tau_a$	N/mm <sup>2</sup>	mittlere Scherspannung (Schubspannung) im Bolzen- bzw. Stiftquerschnitt
$\tau_{azul}$	N/mm <sup>2</sup>	zulässige Scherspannung
$\tau_{\max}$	N/mm <sup>2</sup>	größte Schubspannung in der Nulllinie

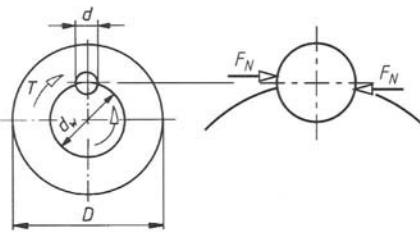
Nr.	Formel	Hinweise
		<p><b>Bolzenverbindungen im Maschinenbau</b></p> <p>Die Bolzenverbindungen werden im Prinzip wie im Bild dargestellt, gestaltet. Die Bolzen werden dabei auf Biegung, Schub und Flächenpressung beansprucht.</p> <p>Die Fügebedingungen des Bolzens in der Gabel und in der Stange haben einen erheblichen Einfluss auf die Größe der im Bolzen auftretenden Biegemomente.</p> <p>Entsprechend der Fügebedingungen werden unterschieden:</p>
		<p><b>Einbaufall 1:</b> Der Bolzen sitzt in der Gabel und in der Stange mit einer Spielpassung.</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1: Bolzen als frei aufliegender Träger</li> <li>2: Querkraftfläche</li> <li>3: Momentenfläche</li> </ol> <p>Größtes Biegemoment im Bolzenquerschnitt:</p> $M_{b\max} = \frac{F \cdot (t_s + 2 \cdot t_G)}{8}$
		<p>1: Bolzen als frei aufliegender Träger</p> <p>2: Querkraftfläche</p> <p>3: Momentenfläche</p> <p>Größtes Biegemoment im Bolzenquerschnitt:</p> $M_{b\max} = \frac{F \cdot (t_s + 2 \cdot t_G)}{8}$
		<p><b>Einbaufall 2:</b> Der Bolzen sitzt in der Gabel mit einer Übermaßpassung und in der Stange mit einer Spielpassung.</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>4: Bolzen als beidseitig eingespannter Träger</li> <li>5: Querkraftfläche im Bereich der Stange</li> <li>6: Momentenfläche im Bereich der Stange</li> </ol> <p>Gleich großes Biegemoment in den Bolzenquerschnitten A-B und A-D</p> $M_{b\max} = \frac{F \cdot t_s}{8}$
		<p>4: Bolzen als beidseitig eingespannter Träger</p> <p>5: Querkraftfläche im Bereich der Stange</p> <p>6: Momentenfläche im Bereich der Stange</p> <p>Gleich großes Biegemoment in den Bolzenquerschnitten A-B und A-D</p> $M_{b\max} = \frac{F \cdot t_s}{8}$
		<p><b>Einbaufall 3:</b> Der Bolzen sitzt in der Stange mit einer Übermaßpassung und in der Gabel mit einer Spielpassung.</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>7: Bolzen als mittig eingespannter Träger</li> <li>8: Querkraftfläche im Bereich der Gabel</li> <li>9: Momentenfläche im Bereich der Gabel</li> </ol> <p>Größtes Biegemoment in den Einspannquerschnitten A-B</p> $M_{b\max} = \frac{F \cdot t_G}{4}$
		<p>7: Bolzen als mittig eingespannter Träger</p> <p>8: Querkraftfläche im Bereich der Gabel</p> <p>9: Momentenfläche im Bereich der Gabel</p> <p>Größtes Biegemoment in den Einspannquerschnitten A-B</p> $M_{b\max} = \frac{F \cdot t_G}{4}$

Nr.	Formel	Hinweise			
1	Bolzendurchmesser (Entwurfsberechnung) $d \approx k \cdot \sqrt{\frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{\sigma_{b,zul}}}$	Bolzen sitzt lose	Einbaufall nicht gleitend	$k$ Flächen nicht gleitend	$k$ gleitend
		fest in Gabel	2	1,6	1,9
		fest in Stange	3	1,1	1,4
				1,1	1,2
2	Biegespannung (Vollbolzen) $\sigma_b = \frac{K_A \cdot M_{b,nenn}}{W}$ $\approx \frac{K_A \cdot M_{b,nenn}}{0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{b,zul}$			$t_S/d$	$t_G/d$
		nicht gleitende Flächen		1,0	0,5
		gleitende Flächen		1,6	0,6
3	größte Schubspannung in der Nulllinie (Vollbolzen) $\tau_{\max} \approx \frac{4}{3} \cdot \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{2 \cdot A_S} \leq \tau_{a,zul}$	Belastung $\sigma_{b,zul}$	ruhend $0,3R_m$	schwellend $0,2R_m$	wechselnd $0,15R_m$
		$K_A$ nach TB 3-5c $R_m$ nach TB 1-1			
4	mittlere Flächenpressung $p = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_{\text{proj}}} \leq p_{zul}$				
		Hohlbolzen ( $t > d/6$ ): $\tau_{\max} = 2 \cdot \tau_m \approx K_A \cdot F_{\text{nenn}} / A_S$ $\tau_{\max}$ bei Einbaufall 3 stets nachprüfen.			
5	größte Normalspannung im Wangenquerschnitt des Stangenkopfes $\sigma = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{2 \cdot c \cdot t} \cdot \left[ 1 + \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{d_L}{c} + 1 \right) \right] \leq \sigma_{zul}$	Belastung $p_{zul}$	ruhend $0,35R_m$	schwellend $0,25R_m$	wechselnd $0,1R_m$
		Stangenkopf: $A_{\text{proj}} = d \cdot t_S$ Gabel: $A_{\text{proj}} = 2 \cdot d \cdot t_G$			
		Belastung $\sigma_{zul}$	ruhend $0,5R_e$	schwellend $0,2R_e$	gleitend $0,5R_m$
		Werkstoff Belastung $\sigma_{zul}$			
		St, GS stat. dyn. $0,5R_e$			
		GJL (GG) stat. dyn. $0,5R_m$			
		$R_m$ und $R_e$ nach TB 1-1 und TB 1-2			

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Bolzenverbindungen im Stahlbau</b>		
Im Stahlbau werden Laschenstäbe (Augenstäbe) mit Bolzen verbunden, wenn häufiges und einfaches Lösen der Verbindung verlangt wird (z. B. Gerüste) oder wenn eine Drehfähigkeit gefordert wird (z. B. Zugstangen). Die Stahlbaunorm DIN 18800-1 gibt für übliche Verbindungen mit Bolzen- und Laschenspiel Richtwerte für Grenzabmessungen an, mit deren Einhaltung ausgewogene Beanspruchungsverhältnisse erreicht werden.		
Diese Form der Bolzenverbindung ist auch im Maschinenbau als Leichtbauausführung anwendbar.		
6	Dicke der Mittellasche	
	$t_M \geq 0,7 \cdot \sqrt{\frac{F}{R_e/S_M}}$	
7	Lochdurchmesser im Augenstab $d_L \geq 2,5 \cdot t_M$	
8	Scheitelhöhe des Augenstabes $a \geq \frac{F}{2 \cdot t_M \cdot R_e/S_M} + \frac{2}{3} \cdot d_L$	
9	Wangenbreite des Augenstabes $c \geq \frac{F}{2 \cdot t_M \cdot R_e/S_M} + \frac{d_L}{3}$	Richtwerte: $c/d_L = 0,73$ , $a/d_L = 1,06$ , $d_L = 2,5 \cdot t_M$ $R_e$ nach TB 1-1 bzw. DIN 18800-1 $S_M = 1,1$ nach DIN 18800-1
<b>Festigkeitsnachweis für zweischnittige Bolzen bei <math>0,1 \cdot d_L \leq \Delta d \leq 3 \text{ mm}</math></b>		
10	– maximales Biegemoment $M_{b\max} = F \cdot \frac{t_M + 2 \cdot t_A + 4 \cdot s}{8}$	
11	– auf Biegung $\sigma_b = \frac{M_{b\max}}{W} \leq \sigma_{b\text{zul}}$	$\sigma_{b\text{zul}} = 0,8 \cdot R_e/S_M$
12	– auf Abscheren $\tau_a = \frac{F}{2 \cdot A_S} \leq \tau_{a\text{zul}}$	$\tau_{a\text{zul}} = 0,6 \cdot R_m/S_M$ (4.6, 5.6, 8.8) $\tau_{a\text{zul}} = 0,55 \cdot R_m/S_M$ (10.9)
13	– auf Lochleibung $\sigma_l = \frac{F}{d \cdot t_M} \text{ bzw. } \frac{F}{2 \cdot d \cdot t_A} \leq \sigma_{l\text{zul}}$	$\sigma_{l\text{zul}} = 1,5 \cdot R_e/S_M$ $R_e$ und $R_m$ nach TB 1-1 bzw. DIN 18800-1 $S_M = 1,1$ nach DIN 18800-1

Nr.	Formel	Hinweise
14	– auf Biegung und Abscheren in den maßgebenden Schnitten $\left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{b,zul}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_a}{\tau_{a,zul}}\right)^2 \leq 1$	Es sind nur die im gleichen Querschnitt auftretenden Wertepaare einzusetzen.
	<b>Querstiftverbindungen</b> Querstiftverbindungen, die ein Drehmoment zu übertragen haben, wie z. B. Hebelnaben, werden bei größeren Kräften auf Flächenpressung und auf Abscheren nachgeprüft.	
15	mittlere Flächenpressung (Nabe) $p_N = \frac{K_A \cdot T_{nenn}}{d \cdot s \cdot (d_w + s)} \leq p_{zul}$	$d = (0,2 \dots 0,3) \cdot d_w$ $s = (0,25 \dots 0,5) \cdot d_w$ für Stahl- und Stahlguss-Naben $s \approx 0,75 \cdot d_w$ für Grauguss-Naben
16	maximale mittlere Flächenpressung (Welle) $p_w = \frac{6 \cdot K_A \cdot T_{nenn}}{d \cdot d_w^2} \leq p_{zul}$	$p_{zul}$ und $\tau_{a,zul}$ s. Nr. 3 und 4, Hinweise. Für Kerbstifte gelten die 0,7fache bzw. 0,8fache Werte.
17	Scherspannung im Stift $\tau_a = \frac{4 \cdot K_A \cdot T_{nenn}}{d^2 \cdot \pi \cdot d_w} \leq \tau_{a,zul}$	
	<b>Steckstiftverbindungen</b> Bei Steckstiftverbindungen entsprechend Bild wird der Stift durch das Moment $M = F \cdot l$ auf Biegung und durch $F$ als Querkraft auf Schub, der jedoch vernachlässigt werden kann, sowie auf Flächenpressung beansprucht.	
18	Biegespannung $\sigma_b = \frac{K_A \cdot M_{b,nenn}}{W} \approx \frac{K_A \cdot M_{b,nenn}}{0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{b,zul}$	$\sigma_{b,zul}, p_{zul}$ s. Nr. 2 und 4, Hinweise. für Kerbstifte gelten die 0,8fache bzw. 0,7fache Werte
19	Maximale mittlere Flächenpressung $p_{max} = \frac{K_A \cdot F_{nenn} \cdot (6 \cdot l + 4 \cdot s)}{d \cdot s^2} \leq p_{zul}$	

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Längsstiftverbindungen</b>		
20	mittlere Flächenpressung $p = \frac{4 \cdot K_A \cdot T_{\text{nenn}}}{d \cdot d_w \cdot l} \leq p_{\text{zul}}$	$d = (0,15 \dots 0,2) \cdot d_w$ $l = (1 \dots 1,5) \cdot d_w$ $p_{\text{zul}}$ s. Nr. 4, Hinweise. Für Kerbstifte gelten die 0,7fache Werte.



### Technische Regeln (Auswahl)

Technische Regeln	Titel
DIN EN ISO 1234	Splinte
DIN 471	Sicherungsringe (Halteringe) für Wellen; Regelausführung und schwere Ausführung
DIN 472	Sicherungsringe (Halteringe) für Bohrungen; Regelausführung und schwere Ausführung
DIN 983	Sicherungsringe mit Lappen (Halteringe) für Wellen
DIN 984	Sicherungsringe mit Lappen (Halteringe) für Bohrungen
DIN 988	Passscheiben und Stützscheiben
DIN 1442	Schmierlöcher für Bolzen; Baumaße
DIN 1445	Bolzen mit Kopf und Gewindezapfen
DIN 1469	Passkerbstifte mit Hals
DIN 1498	Einspannbuchsen für Lagerungen
DIN 1499	Aufspannbuchsen für Lagerungen
DIN 5417	Befestigungsteile für Wälzlager; Sprengringe für Lager mit Ringnut

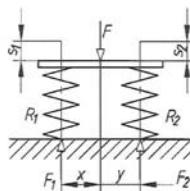
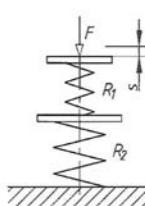
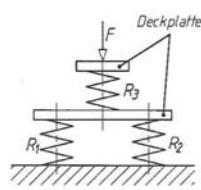
Technische Regeln	Titel
DIN 6799	Sicherungsscheiben (Haltescheiben) für Wellen
DIN 7993	Runddraht-Sprengringe und -Sprengringnuten für Wellen und Bohrungen
DIN 11024	Federstecker
DIN 15058	Hebezeuge, Achshalter
DIN 18800-1	Stahlbauten; Bemessung und Konstruktion
DIN EN ISO 2338	Zylinderstifte, ungehärtet
DIN EN 22339	Kegelstifte, ungehärtet
DIN EN 22340	Bolzen ohne Kopf
DIN EN 22341	Bolzen mit Kopf
DIN EN ISO 8733	Zylinderstifte mit Innengewinde; ungehärtet
DIN EN ISO 8734	Zylinderstifte; gehärtet
DIN EN ISO 8735	Zylinderstifte mit Innengewinde; gehärtet
DIN EN 28736	Kegelstifte mit Innengewinde; ungehärtet
DIN EN 28737	Kegelstifte mit Gewindezapfen; ungehärtet
DIN EN 28738	Scheiben für Bolzen; Produktklasse A
DIN EN ISO 8739	Zylinderkerbstifte mit Einführende
DIN EN ISO 8740	Zylinderkerbstifte mit Fase
DIN EN ISO 8741	Steckkerbstifte
DIN EN ISO 8742	Knebelkerbstifte; 1/3 der Länge gekerbt
DIN EN ISO 8743	Knebelkerbstifte; halbe Länge gekerbt
DIN EN ISO 8744	Kegelkerbstifte
DIN EN ISO 8745	Passkerbstifte
DIN EN ISO 8746	Halbrundkerbnägel
DIN EN ISO 8747	Senkkerbnägel
DIN EN ISO 8748	Spiralspannstifte; schwere Ausführung
DIN EN ISO 8750	Spiralspannstifte; Regelausführung
DIN EN ISO 8751	Spiralspannstifte; leichte Ausführung
DIN EN ISO 8752	Spannstifte, geschlitzt, schwere Ausführung
DIN EN ISO 13337	Spannstifte, geschlitzt, leichte Ausführung

## 10 Elastische Federn

### Federrate; Federkennlinien

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$F, F_1, F_2, \dots \Delta F$	N	Federkraft; zugeordnet den Federwegen $s_1, s_2, \dots$ bzw. Differenzkraft
$T, T_1, T_2, \dots \Delta T$	Nmm	Federmoment; zugeordnet den Verdrehwinkeln $\varphi_1, \varphi_2, \dots$ bzw. Differenzmoment
$R, R_{\text{ges}}$	N/mm	Federrate der Einzelfeder bzw. des Federsystems
$R_{\varphi}, R_{\varphi \text{ ges}}$	Nmm/ $^{\circ}$	Federrate der Einzelfeder bzw. des Federsystems bei Verdreifedern
$s, s_1, s_2, \dots \Delta s$	mm	Federweg bzw. Durchbiegung; zugeordnet den Federkräften $F_1, F_2, \dots$ bzw. Federhub $\Delta F$
$\varphi, \varphi_1, \varphi_2, \dots \Delta \varphi$	$^{\circ}$	Verdrehwinkel; zugeordnet den Federmomenten $T_1, T_2, \dots$ bzw. Federhub $\Delta T$

Nr.	Formel	Hinweise
	<p>Die Federkennlinie als charakteristische Größe beschreibt das Kraft-Weg-Verhalten der Feder. Sie ist in der Regel durch die Aufgabenstellung vorgegeben. Der Kennlinienverlauf ist von der Federart abhängig und kann <i>linear</i>, <i>progressiv</i> oder <i>degressiv</i> sein. Je steiler der Kennlinienverlauf ist, desto steifer (härtet) ist die Feder. Das Verhältnis aus Federkraft und Federweg (oder Moment und Verdrehwinkel) wird als <i>Federrate R</i> (<math>R_{\varphi}</math>) bezeichnet. Werden mehrere Federn zu einem Federsystem zusammengeschaltet, so ergibt sich aus den Einzelfederraten <math>R_1, R_2, R_3, \dots</math> je nach Art des Zusammenschaltens (parallel, in Reihe oder auch gemischt) eine Federrate <math>R_{\text{ges}}</math> (<math>R_{\varphi \text{ ges}}</math>) des Federsystems.</p>	

Nr.	Formel	Hinweise
1	allgemein $R = \tan \alpha = \frac{\Delta F}{\Delta s}; \quad R_\varphi = \tan \alpha = \frac{\Delta T}{\Delta \varphi}$	das Moment $T$ kann auch durch $M$ ausgedrückt werden
2	für die <i>lineare</i> Kennung $R = \tan \alpha = \frac{F_1}{s_1} = \frac{F_2}{s_2} = \frac{F_2 - F_1}{s_2 - s_1} = \frac{\Delta F}{\Delta s}$ $R_\varphi = \tan \alpha = \frac{T_1}{\varphi_1} = \frac{T_2}{\varphi_2}$ $= \frac{T_2 - T_1}{\varphi_2 - \varphi_1} = \frac{\Delta T}{\Delta \varphi}$	
3	für ein Federsystem aus <i>parallel</i> geschalteten Federn mit jeweils linearer Kennung $R_{\text{ges}} = R_1 + R_2 + \dots R_n$ $R_{\varphi \text{ ges}} = R_{\varphi 1} + R_{\varphi 2} + \dots R_{\varphi n}$	
4	für ein Federsystem aus <i>hintereinander</i> geschalteten Federn mit jeweils linearer Kennung $\frac{1}{R_{\text{ges}}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n}$ $\frac{1}{R_{\varphi \text{ ges}}} = \frac{1}{R_{\varphi 1}} + \frac{1}{R_{\varphi 2}} + \dots + \frac{1}{R_{\varphi n}}$	
5	für ein Mischsystem aus parallel- und in Reihe geschalteten Einzelfedern $\frac{1}{R_{\text{ges}}} = \frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R_3}$ $\frac{1}{R_{\varphi \text{ ges}}} = \frac{1}{R_{\varphi 1} + R_{\varphi 2}} + \frac{1}{R_{\varphi 3}}$	

Blattfedern		
Formelzeichen	Einheit	Benennung
$b$	mm	Breite des Federblattes
$b'$	mm	kleinere Breite des Federblattes bei Trapezfedern
$E$	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul
$F; F_1, F_2, \dots F_{\max}$	N	Federkraft; zugeordnet den Federwegen $s, s_1, s_2 \dots s_{\max}$
$h$	mm	Dicke bzw. Höhe des Federblattes
$l$	mm	wirksame Länge (Einspannlänge) der einarmigen Feder
$M$	Nmm	von der Feder aufzunehmendes Biegemoment
$q, q_1, q_2$	1	Beiwerte für Durchbiegung
$s, s_1, s_2 \dots s_{\max}$	mm	Federweg bzw. Durchbiegung; zugeordnet den Federkräften $F; F_1, F_2, \dots F_{\max}$
$V$	mm <sup>3</sup>	Federvolumen
$W$	Nmm; mm <sup>3</sup>	Federungsarbeit; Widerstandsmoment
$\sigma_b, \sigma_{b \text{ zul}}$	N/mm <sup>2</sup>	Biegespannung; zulässige Biegespannung

Nr.	Formel	Hinweise
	Die einfache Blattfeder mit linearem Kennlinienverlauf kann als Freiträger betrachtet werden, der sich bei Belastung durch die Kraft $F$ um den Federweg $s$ verformt. Blattfedern werden unterschieden in <i>Rechteck-</i> , <i>Trapez-</i> und <i>Dreieckfedern</i> . Während die Rechteckfeder herstellungsmäßig einfach ist, so ist eine gute Werkstoffausnutzung – im Gegensatz zur Dreieckfeder – nur an der Einspannstelle gegeben.	
6	Biegespannung $\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{b \cdot h^2} \leq \sigma_{b \text{ zul}}$	<p>Rechteck-</p>
7	maximale Federkraft $F_{\max} \leq \frac{W \cdot \sigma_{b \text{ zul}}}{l} = \frac{b \cdot h^2 \cdot \sigma_{b \text{ zul}}}{6 \cdot l}$	<p>Dreieck- Trapezfeder</p>

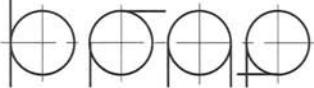
$\sigma_{b \text{ zul}}, E$  nach TB 10-1

Nr.	Formel	Hinweise
8	Federweg (Durchbiegung) a) <i>allgemein</i> $s = q_1 \cdot \frac{l^3}{b \cdot h^3} \cdot \frac{F}{E}$	Faktoren $q$ zur Berücksichtigung der Bauformen: $q_1 \approx 4$ für Rechteckfeder $\approx 6$ für Dreieckfeder $\approx 4 \cdot [3/(2+b'/b)]$ für Trapezfeder
9	b) <i>maximal zulässig</i> $s \leq q_2 \cdot \frac{l^2}{h} \cdot \frac{\sigma_{b,zul}}{E}$	$q_2 \approx 2/3$ für Rechteckfeder $\approx 1$ für Dreieckfeder $\approx (2/3) \cdot [3/(2+b'/b)]$ für Trapezfeder
10	zulässige Federblattdicke $h \leq q_2 \cdot \frac{l^2}{s} \cdot \frac{\sigma_{b,zul}}{E}$	die Überschreitung der zulässigen Blattdicke führt zu unzulässig hohen Biegespannung
11	maximale Federungsarbeit $W_{\max} = q_3 \cdot V \cdot \frac{\sigma_{b,zul}^2}{E}$	$q_3 \approx 1/18$ für Rechteckfeder; $V = b \cdot h \cdot l$ $\approx 1/6$ für Dreieckfeder; $V = 0,5 \cdot b \cdot h \cdot l$ $\approx (1/9) \cdot [3/(2+b'/b)] \cdot [1/(1+b'/b)]$ für Trapezfeder mit dem Federvolumen $V = 0,5 \cdot b \cdot h \cdot l(1+b'/b)$

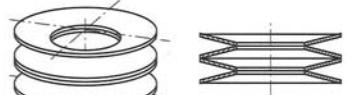
Drehfeder		
Formelzeichen	Einheit	Benennung
$a$	mm	(licher) Abstand zwischen den federnden Windungen der unbelasteten Feder
$D_e, D_i$	mm	äußerer, innerer Windungsdurchmesser
$D$	mm	mittlerer Windungsdurchmesser
$d; d_B$	mm	Draht- bzw. Stabdurchmesser; Bolzendurchmesser (Dorn-)
$E$	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul des Federwerkstoffes
$F; F_1, F_2, F_{\max}$	N	Federkraft am Hebelarm $H$ senkrecht zu $F$ ; zugeordnet den Drehwinkeln $\varphi_1, \varphi_2 \dots \varphi_{\max}$
$H$	mm	Länge des Hebelarms senkrecht zu $F$
$I$	mm <sup>2</sup>	axiales Flächenmoment 2. Grades
$k$	1	Beiwert zur Abschätzung des Drahtdurchmessers
$L_{K0}$	mm	Länge des unbelasteten Federkörpers
$l$	mm	gestreckte Länge der federnden Windungen
$M; M_1, M_2, \Delta M$	Nmm	Federmoment; zugeordnet den Drehwinkeln $\varphi_1, \varphi_2, \Delta\varphi$

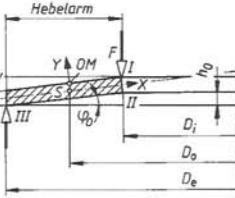
Formelzeichen	Einheit	Benennung
$n$	1	Anzahl der federnden Windungen
$q$	1	Spannungsbeiwert (infolge Drahtkrümmung), abhängig vom Drahtdurchmesser
$w = D/d$	1	Wickelverhältnis
$\varphi_1, \varphi_2, \Delta\varphi$	°	Drehwinkel; zugeordnet den Federmomenten $M_1, M_2, \Delta M$
$\sigma_q, \sigma_i$	N/mm <sup>2</sup>	Biegespannung mit und ohne Berücksichtigung der Drahtkrümmung

Nr.	Formel	Hinweise
12	<p><b>Entwurfsberechnung</b></p> <p>Drahtdurchmesser <math>d</math> (überschlägige Ermittlung)</p> $d \approx 0,23 \cdot \frac{\sqrt[3]{F \cdot H}}{1 - k} = 0,23 \cdot \frac{\sqrt[3]{M}}{1 - k}$ <p>mit</p> $k \approx 0,06 \frac{\sqrt[3]{F \cdot H}}{D_i}$ <p>bzw.</p> $k \approx 0,06 \frac{\sqrt[3]{M}}{D_i}$	<p>Drehfedern werden hauptsächlich als Scharnier-, Rückstell- und Andrückfedern verwendet. Ihre Kennlinie ist eine Gerade, die anstelle der Kraft-Weg-Linie durch den Verlauf des Kraftmoments <math>M</math> in Abhängigkeit vom Drehwinkel <math>\varphi</math> im Federdiagramm dargestellt wird. Drehfedern werden auf Biegung beansprucht. Bei der Festigkeitsberechnung ist die ungleichmäßige Spannungsverteilung infolge der Drahtkrümmung durch den Spannungsbeiwert <math>q</math> zu berücksichtigen.</p> <p><b>Entwurfsberechnung</b></p> <p>Drahtdurchmesser <math>d</math> (überschlägige Ermittlung)</p> $d \approx 0,23 \cdot \frac{\sqrt[3]{F \cdot H}}{1 - k} = 0,23 \cdot \frac{\sqrt[3]{M}}{1 - k}$ <p>mit</p> $k \approx 0,06 \frac{\sqrt[3]{F \cdot H}}{D_i}$ <p>bzw.</p> $k \approx 0,06 \frac{\sqrt[3]{M}}{D_i}$

Nr.	Formel	Hinweise
13	Anzahl der federnden Windungen $n \approx \frac{\varphi^\circ \cdot E \cdot d^4}{3667^\circ \cdot M \cdot D}$ mit $M = F \cdot H$	Windungszahl je nach geforderter Schenkelstellung sinnvoll auf $n = \dots, 0; \dots, 25; \dots, 5; \dots, 75$ runden 
14	Länge des unbelasteten Federkörpers a) bei <i>anliegenden</i> Windungen $L_{K0} = (n + 1,5) \cdot d$	
15	b) bei <i>Windungsabstand</i> $L_{K0} = n \cdot (a + d) + d$	
16	gestreckte Drahtlänge des Federkörpers (ohne Schenkel) $I = D \cdot \pi \cdot n$ bei $(a + d) \leq D/4$ $I = n \cdot \sqrt{(D \cdot \pi)^2 + (a + d)^2}$ bei $(a + d) > D/4$	$D = D_i + d = D_e - d$
17	Biegespannung unter Berücksichtigung der Spannungserhöhung durch die Drahtkrümmung $\sigma_q = q \cdot \sigma_i = \frac{q \cdot M}{(\pi/32) \cdot d^3}$ $= \frac{q \cdot F \cdot H}{(\pi/32) \cdot d^3} \leq \sigma_{b,zul}$	$\sigma_{b,zul}$ zulässige Spannung für kaltgeformte Drehfedern nach TB 10-3; $E$ Elastizitätsmodul nach TB 10-1 $q = f(w = D_m/d)$ Spannungskorrekturbeiwert nach TB 10-4
18	Drehwinkel $\varphi^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{M \cdot l}{E \cdot (\pi/64) \cdot d^4}$ $\approx \frac{1167^\circ \cdot M \cdot l}{E \cdot d^4}$	
19	mit $l$ für $(a + d) \leq D/4$ $\varphi^\circ \approx \frac{3667^\circ \cdot F \cdot H \cdot D \cdot n}{E \cdot d^4}$ $\approx \frac{360^\circ \cdot \sigma_i \cdot D \cdot n}{E \cdot d}$	

Tellerfeder		
Formelzeichen	Einheit	Benennung
$D_e, D_i$	mm	Außen-, Innendurchmesser der Tellerfeder (Einzelteller)
$E$	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul des Federwerkstoffes
$F; F_{\text{ges}}$	N	Federkraft, Gesamtfederkraft des Einzeltellers bzw. des Federpaketes
$F_{0,25}, F_{0,5}, F_{0,75}$	N	Federkraft zugeordnet den Federwegen $s$ ; $s_{0,25} = 0,25 \cdot h_0$ , $s_{0,5} = 0,5 \cdot h_0$ , $s_{0,75} = 0,75 \cdot h_0$
$F_B, F_E$	N	Belastungs-, Entlastungskraft
$F_{\text{gesR}}$	N	Gesamtfederkraft unter Berücksichtigung der Reibung
$F_c$	N	(errechnete) Federkraft im plattgedrückten Zustand (Planlage)
$h_0$	mm	theoretischer Federweg bis zur Planlage ( $s = h_0$ )
$i$	1	Anzahl der wechselseitig ineinander gereihten Einzelteller (oder Federpakete) zu einer Federsäule
$K_1, K_2, K_3$	1	Berechnungsfaktoren
$L_0$	mm	Länge der unbelasteten Säule oder des Paketes
$L_1, L_2 \dots$	mm	Länge der belasteten Säule oder des Paketes
$l_0$	mm	Bauhöhe des unbelasteten Einzeltellers
$n$	1	Anzahl der gleichsinnig geschichteten Einzelteller zu einem Federpaket
$R$	N/mm	Federrate
$s; s_1, s_2 \dots$	mm	Federweg; zugeordnet $F_1, F_2 \dots$
$\Delta s = s_2 - s_1$	mm	Federhub
$s_{0,25}, s_{0,5}, s_{0,75}$	mm	Federweg bei $0,25 \cdot h_0, 0,5 \cdot h_0, 0,75 \cdot h_0$
$s_{\text{ges}}$	mm	Federweg der Säule (oder des Paketes)
$t, t'$	mm	Dicke des Einzeltellers, reduzierte Dicke bei Federn mit Auflageflächen
$w_M, w_R$	1	Reibungsfaktoren (Mantel-, Randreibung)
$\delta = D_e/D_i$	1	Durchmesserverhältnis
$\sigma, \sigma_1, \sigma_2 \dots$	N/mm <sup>2</sup>	rechnerische Spannung; Vorspannung bzw. Unterspannung, Oberspannung zugeordnet $s_1, s_2 \dots$
$\sigma_{0,25}, \sigma_{0,5}, \sigma_{0,75}$	N/mm <sup>2</sup>	Spannung; zugeordnet $s_{0,25}, s_{0,5}, s_{0,75}$
$\sigma_C$	N/mm <sup>2</sup>	rechnerische Spannung bei Planlage ( $s = h_0$ )
$\sigma_I, \sigma_{II} \dots$	N/mm <sup>2</sup>	rechnerische Spannung für die Stelle I, II ... (negative Werte zeigen Druck-, positive Werte Zugspannungen an)
$\sigma_{OM}$	N/mm <sup>2</sup>	rechnerische Spannung an der oberen Mantelfläche
$\mu$	1	Poissonzahl

Nr.	Formel	Hinweise
		Tellerfedern sind kegelförmige Ringschalen, die als Einzelteller oder kombiniert zu Federpaketen und Federsäulen in axialer Richtung belastet werden. Die nach DIN 2093 genormten Federn werden entsprechend den Verhältnissen $h_0/t$ und $D_e/t$ eingeteilt in drei Reihen: <i>Reihe A</i> (harte Feder mit annähernd linearer Kennlinie), <i>Reihe B</i> (weiche Feder) und <i>Reihe C</i> (besonders weiche Feder mit degressivem Kennlinienverlauf). Zusätzlich werden entsprechend der Tellerdicke $t$ und der Herstellungsart (kalt- oder warmgeformt, bearbeitet) die Gruppen 1, 2 (ohne Auflageflächen) und 3 (mit Auflageflächen) unterschieden. Nachfolgend aufgeführte Berechnungsgleichungen gelten für Tellerfedern der Gruppen 1 und 2.
20	<b>Entwurfsberechnung</b> (ohne Berücksichtigung der Reibung) Tellerzahl je Federpaket $n = \frac{F_{\text{ges}}}{F_{0,75}}$	folgende Grenzwerte sollten eingehalten werden: $n = 1 \dots 4, i < 20, F_{\max} \leq F_{0,75}, s_{\max} \leq s_{0,75}$ ; die Planlage ( $s = h_0$ ) ist zu vermeiden Werte für $F_{0,75}, s_{0,75}$ nach TB 10-6
21	Paketzahl der Federsäule $i = \frac{s_{\text{ges}}}{s_{0,75}}$	 <i>Tellerfederpaket aus vier Einzeltellern</i>
22	Länge der Federsäule a) <i>unbelastet</i> $L_0 = i \cdot [l_0 + (n - 1) \cdot t] = i \cdot (h_0 + n \cdot t)$ b) <i>belastet</i> $L = L_0 - s_{\text{ges}} = i \cdot [l_0 + (n - 1) \cdot t - s] = i \cdot (h_0 + n \cdot t - s)$	 <i>Tellerfedersäule aus vier Einzeltellern</i>
23	rechnerische Federkraft a) <i>für den Federweg s</i> $F = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^4}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot \frac{s}{t} \times \left[ \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{t} \right) \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) + 1 \right]$ b) im <i>plangedrückten Zustand</i> ( $s = h_0$ ) $F_c = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{h_0 \cdot t^3}{K_1 \cdot D_e^2}$	$s_{\max} = s_{0,75} = 0,75 \cdot h_0$ $h_0, t, D_e$ nach TB 10-6 $K_1, K_2, K_3$ nach TB 10-8a, b $E$ nach TB 10-1 $\mu = \varepsilon_q / \varepsilon \approx 0,3$ für Federstahl
24		Mit dem Verhältnis $F/F_c$ kann für die jeweilige Kraft $F'$ der zugehörige Federweg $s'$ oder umgekehrt für jeden Federweg $s'$ die erforderliche Federkraft $F'$ nach TB 10-8c ermittelt werden.

Nr.	Formel	Hinweise
25	<i>Federrate</i> $\Delta F / \Delta s$ $R = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^3}{K_1 \cdot D_e^2}$ $\times \left[ \left( \frac{h_0}{t} \right)^2 - 3 \cdot \frac{h_0}{t} \cdot \frac{s}{t} + \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{s}{t} \right)^2 + 1 \right]$	
26	rechnerische Lastspannungen a) <i>an der oberen Mantelfläche</i> $\sigma_{OM} = - \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot \frac{s}{t} \cdot \frac{3}{\pi}$	$D_e, t, h_0$ nach TB 10-6; $s \leq 0,75 \cdot h_0$ $E = 206 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$ für Federstahl nach TB 10-1 $\mu = \varepsilon_q / \varepsilon \approx 0,3$ für Stahl die größte Zugspannung ist für den Festigkeitsnachweis maßgebend. Bei dynamischer Belastung muss die Bedingung erfüllt sein, dass $\sigma_{max} \leq \sigma_O$ und $\sigma_h = \sigma_o - \sigma_u \leq \sigma_H$ mit $\sigma_o$ und $\sigma_H$ nach TB 10-9 Setzt man in die Gleichung zur Ermittlung von $\sigma_I$ für $s = h_0$ , so ergibt sich die Spannung $\sigma_C$ bei Planlage der Feder. Für den Federweg $0 < s \leq h_0$ können nach TB 10-8d die Spannungen ermittelt werden. $K_1, K_2, K_3$ nach TB 10-8a, b
27	b) <i>an der Stelle I</i> $\sigma_I = - \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot \frac{s}{t}$ $\times \left[ K_2 \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) + K_3 \right]$	
28	c) <i>an der Stelle II</i> $\sigma_{II} = - \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot \frac{s}{t}$ $\times \left[ K_2 \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) - K_3 \right]$	
29	d) <i>an der Stelle III</i> $\sigma_{III} = - \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot \frac{s}{t} \cdot \frac{1}{\delta}$ $\times \left[ (K_2 - 2 \cdot K_3) \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) - K_3 \right]$	
30	e) <i>an der Stelle IV</i> $\sigma_{IV} = - \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot \frac{s}{t} \cdot \frac{1}{\delta}$ $\times \left[ (K_2 - 2 \cdot K_3) \cdot \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) + K_3 \right]$	$\delta = D_e / D_i$
31	<i>Federungsarbeit</i> $W = \frac{2 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^5}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot \left( \frac{s}{t} \right)^2$ $\times \left[ \left( \frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) + 1 \right]$	$D_e, t$ nach TB 10-6; $s \leq 0,75 \cdot h_0$ $E = 206 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$ für Federstahl nach TB 10-1 $\mu = \varepsilon_q / \varepsilon \approx 0,3$ für Stahl

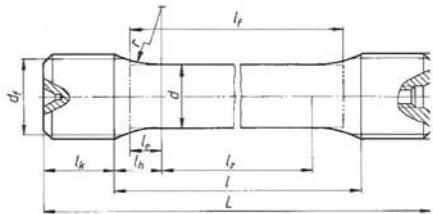
Nr.	Formel	Hinweise
32	<p>Der dauerfeste Arbeitsbereich der Feder und der zulässige Federhub <math>\Delta s_{zul}</math> kann aus der <math>F</math>-<math>s</math>- und der <math>\sigma</math>-<math>s</math>-Kennlinie bestimmt werden. Mit den Werten für <math>F_{0,25}</math>, <math>F_{0,5}</math> und <math>F_{0,75}</math> sowie <math>\sigma_{0,25} = 0,25 \cdot h_0</math>, <math>\sigma_{0,5} = 0,5 \cdot h_0</math> und <math>\sigma_{0,75} = 0,75 \cdot h_0</math> aus TB 10-6 wird für den jeweiligen Federweg <math>s_{0,25}</math>, <math>s_{0,5}</math> und <math>s_{0,75}</math> die Federkraft- und die Spannungskennlinie im Diagramm dargestellt. Wird die Oberspannung <math>\sigma_O</math> der Dauerschwingfestigkeit für die Lastspielzahl <math>N</math> nach TB 10-9a, b, c eingetragen, dann liegt auch der maximal zulässige Federweg <math>s_{max}</math> für die Federkraft <math>F_{max}</math> fest und damit auch der zulässige Hub <math>s_{h,zul} \leq s_H</math>. Die Dauerhaltbarkeit der Feder ist gewährleistet, wenn <math>s_2 &lt; s_{max}</math> oder <math>\Delta s &lt; \Delta s_{zul}</math> ist.</p>	

**Drehstabfeder**

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$d$	mm	Stab- bzw. Schaftdurchmesser (zylindrischer Teil des Stabes)
$d_a$	mm	Kopfkreisdurchmesser
$d_f$	mm	Fußkreisdurchmesser des Kopfprofils
$G$	N/mm <sup>2</sup>	Schub-(Gleit-)modul
$L$	mm	Gesamtlänge des Drehstabes
$l$	mm	freie Schaftlänge (des zylindrischen Teils mit $2 \cdot l_h$ )
$l_e$	mm	Ersatzlänge
$l_f$	mm	federnde Länge
$l_h$	mm	Hohlkehlenlänge
$l_k$	mm	Kopflänge
$p, p_{zul}$	N/mm <sup>2</sup>	Flächenpressung, zulässige Flächenpressung
$R$	Nmm/ <sup>o</sup>	Federrate

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$r$	mm	Hohlkehlenradius
$T$	Nmm	wirkendes Drehmoment
$W_p$	mm <sup>3</sup>	polares Widerstandsmoment
$z$	1	Zähnezahl der verzahnten Köpfe
$\varphi^\circ, \varphi$	°, rad	Verdrehwinkel; Winkelmaß, Bogenmaß
$\tau_t, \tau_{zul}$	N/mm <sup>2</sup>	rechnerische Schubspannung, zulässige Schubspannung
$v$	1	Verhältniswert

Nr.	Formel	Hinweise
	Drehstabfedern werden u. a. in Drehkraftmessern, in nachgiebigen Kupplungen und als Tragfedern im Kfz-Fahrgestell eingesetzt. Sie sind wegen der leichten Bearbeitung mit optimaler Oberflächenqualität (schälen, schleifen, polieren) und der besseren Werkstoffausnutzung meist Rundstäbe aus warmgewalztem vergütbaren Stahl, die vorwiegend auf Verdrehen beansprucht werden. Die Kennlinie für die Drehstabfeder mit der Federrate $R_\varphi = T/\varphi$ ist eine Gerade.	
	<b>Entwurfsberechnung</b>	
33	<i>erforderliche Stabdurchmesser</i>	
	$d \approx \sqrt[3]{\frac{T}{(\pi/16) \cdot \tau_{zul}}}$	
34	<i>Schub- bzw. Verdrehspannung</i>	
	$\tau_t = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{(\pi/16) \cdot d^3} \leq \tau_{zul}$	
35	<i>Verdrehwinkel</i>	
	$\begin{aligned} \varphi^\circ &= \left( \frac{180^\circ}{\pi} \right) \cdot \hat{\varphi} = \frac{(180^\circ/\pi) \cdot T \cdot l_f}{(\pi/32) \cdot d^4 \cdot G} \\ &= \frac{(360^\circ/\pi) \cdot \tau_t \cdot l_f}{G \cdot d} \end{aligned}$	Eine hohe Lebensdauer ist zu erwarten, wenn für $d_f/d \geq 1,3$ die Kopflänge $0,5 \cdot d_f < l_k < 1,5 \cdot d_f$ und die Hohlkehllänge $l_h = 0,5 \cdot (d_f - f) \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot r}{(d_f - d) - 1}}$ beträgt.
36	<i>Federrate</i>	
	$R = \frac{T}{\varphi^\circ} = \frac{(\pi/32) \cdot G \cdot d^4}{(180^\circ/\pi) \cdot l_f}$	Bei der freien Schaftlänge $l$ gilt für die federnde Länge $l_f = l - 2(l_h - l_e)$ für die Ersatzlänge $l_e = v \cdot l_h$ , wenn $v$ abhängig von $r/d$ und $d_f/d$ aus TB 10-10a abgelesen wird.



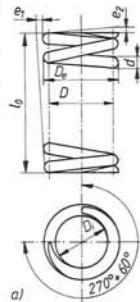
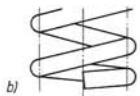
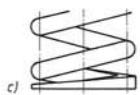
Nr.	Formel	Hinweise																				
37	Flächenpressung für verzahnte Köpfe $p \approx \frac{12 \cdot d_a \cdot T}{z \cdot l_k \cdot (d_a^3 - d_f^3)} \leq p_{zul}$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>d_a</math></td><td>10</td><td>12</td><td>14</td><td>17</td><td>20</td><td>24</td><td>30</td><td>34</td><td>40</td></tr> <tr> <td><math>z</math></td><td>28</td><td>30</td><td>31</td><td>32</td><td>33</td><td>34</td><td>35</td><td>36</td><td>37</td></tr> </table> <p>Anhaltswerte <math>p_{zul}</math> aus TB 12-1b Kopflänge <math>0,5 \cdot d_f &lt; l_k &lt; 1,5 \cdot d_f</math>; <math>d_f</math> Fusskreisdurchmesser ca. <math>d_f = 0,927 \cdot d_a - 1,1389</math></p>	$d_a$	10	12	14	17	20	24	30	34	40	$z$	28	30	31	32	33	34	35	36	37
$d_a$	10	12	14	17	20	24	30	34	40													
$z$	28	30	31	32	33	34	35	36	37													
38	Sechskantköpfe $p \approx \frac{6 \cdot T}{l_k \cdot d_f^2} \leq p_{zul}$																					
39	Vierkantköpfe $p \approx \frac{3 \cdot T}{l_k \cdot d_f^2} \leq p_{zul}$																					

#### Zylindrische Schraubenfedern mit Kreisquerschnitt

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$D_e, D_i$	mm	äußerer, innerer Windungsdurchmesser
$D = 0,5(D_e + D_i)$	mm	mittlerer Windungsdurchmesser
$d$	mm	Drahtdurchmesser
$F, \Delta F = F_2 - F_1$	N	Federkraft; zugeordnet $\Delta s$
$F_1, F_2 \dots; F_n$	N	Federkraft; zugeordnet $s_1, s_2, s_n$ bzw. $L_1, L_2, L_n$
$F_0$	N	innere Vorspannkraft
$F_c$	N	Blockkraft (theoretische Federkraft; zugeordnet $s_c$ bzw. $L_c$ )
$G$	N/mm <sup>2</sup>	Schub-(Gleit-)modul
$n$	1	Anzahl der federnden Windungen
$n_t$	1	Gesamtwindungszahl
$k$	1	Beiwert zur Berücksichtigung der Spannungserhöhung infolge der Drahtkrümmung
$k_1, k_2$	1	Beiwert zur angenäherten Vorwahl der Drahtstärke $d$
$L_0$	mm	Länge der unbelasteten Feder
$L_1, L_2 \dots$	mm	Länge der belasteten Feder zugeordnet $F_1, F_2 \dots$
$L_c$	mm	Blocklänge der Feder (alle Windungen liegen aneinander)
$L_H$	mm	Abstand der Ösenkante vom Federkörper

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$L_K$	mm	Länge des unbelasteten Federkörpers mit eingewundener Vorspannung
$L_n$	mm	kleinste zulässige Federlänge
$N$	1	Lastspielzahl
$R$	N/mm	Federrate
$Sa, Sa'$	mm	Summe der Mindestabstände zwischen den einzelnen federnden Windungen
$s, s_{\max}, s_1, s_2 \dots$	mm	Federweg, maximal; zugeordnet $F_1, F_2 \dots$
$\Delta s = s_2 - s_1$	mm	Hub (Arbeitsweg)
$s_c = L_0 - L_c$	mm	Federweg zugeordnet $F_c$
$V$	mm <sup>3</sup>	Federvolumen
$W$	Nmm	Federungsarbeit
$w = D/d$	1	Wickelverhältnis
$\alpha$	1	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung des Herstellverfahrens (Zugfeder)
$\tau, \tau_1, \tau_2$	N/mm <sup>2</sup>	vorhandene Schubspannung, zugeordnet $F_1, F_2 \dots$ (ohne Berücksichtigung der Drahtkrümmung)
$\tau_k; \tau_{k1}, \tau_{k2}$	N/mm <sup>2</sup>	vorhandene Schubspannung, zugeordnet $F_1, F_2 \dots$ (unter Berücksichtigung der Drahtkrümmung)
$\tau_0, \tau_{0\text{zul}}$	N/mm <sup>2</sup>	innere Schubspannung, zulässige Schubspannung für Zugfedern
$\tau_c, \tau_{\text{zul}}$	N/mm <sup>2</sup>	Schubspannung, zugeordnet $F_c$ ; zulässige Schubspannung
$\tau_{kh} = \tau_O - \tau_U$	N/mm <sup>2</sup>	Dauerhubfestigkeit, vorhandene Hubspannung zugeordnet $\Delta s$ bei Berücksichtigung der Drahtkrümmung
$\tau_{kh} = \tau_{k2} - \tau_{k1}$	N/mm <sup>2</sup>	vorhandene Hubspannung zugeordnet $\Delta s$ bei Berücksichtigung der Drahtkrümmung
$\tau_{kU}, \tau_{kO}$	N/mm <sup>2</sup>	Unter-, Oberspannung der Dauerfestigkeit
$\omega_e$	1/s	niedrigste Eigenfrequenz

Nr.	Formel	Hinweise						
	Schraubenfedern sind schraubenförmig um einen Dorn gewickelte Drehstabfedern; sie werden meist aus Runddraht hergestellt. Sie zeichnen sich durch eine hohe Werkstoffausnutzung aus und weisen deshalb ein geringes Federgewicht auf. Neben der Verwendung im Maschinenbau werden Schraubenfedern (Druckfedern) bevorzugt im Fahrzeugbau (Tragfedern im PKW) eingesetzt und haben in dieser Funktion die Blattfedern fast gänzlich abgelöst. Je nach Windungsabstand $a \geq 0$ können die Schraubenfedern auf Druck und/oder Zug belastet werden. Die Kennlinie ist eine Gerade.							
	<b>Schraubendruckfedern</b>							
40	<p><b>Entwurfsberechnung</b>  <i>Drahdurchmesser</i>, Vorwahl</p> $d \approx k_1 \cdot \sqrt[3]{F \cdot D_e}$ $d \approx k_1 \cdot \sqrt[3]{F \cdot D_i} + k_2$ mit $k_2 \approx \frac{2 \cdot (k_1 \cdot \sqrt[3]{F \cdot D_i})^2}{3 \cdot D_i}$	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>d, D_e, D_i</math></th> <th><math>F</math></th> <th><math>k_1, k_2</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>mm</td> <td>N</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table> <p>für Drahtsorten A, B, C, D wird  <math>k_1 = 0,15</math> bei <math>d &lt; 5</math> mm  <math>k_1 = 0,16</math> bei <math>d = 5 \dots 14</math> mm  für Drahtsorten FD, VD wird  <math>k_1 = 0,17</math> bei <math>d &lt; 5</math> mm  <math>k_1 = 0,18</math> bei <math>d = 5 \dots 14</math> mm  Vorzugsdurchmesser <math>d</math> nach TB 10-2 und Windungsdurchmesser <math>D = D_e - d = D_i + d</math> nach DIN 323 (TB 1-16) festlegen, Werte für <math>G</math> aus TB 10-1.</p>	$d, D_e, D_i$	$F$	$k_1, k_2$	mm	N	1
$d, D_e, D_i$	$F$	$k_1, k_2$						
mm	N	1						
41	<p><b>Anzahl der wirksamen Windungen</b></p> $n' = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4}{D^3 \cdot R_{(soll)}}$	<p>Das Diagramm zeigt oben die Last <math>F</math> über die Länge <math>L</math>. Die Achse ist in <math>F_c</math>, <math>F_1</math>, <math>F_2</math> und <math>F_n = F_2</math> unterteilt. Der Abstand zwischen <math>F_1</math> und <math>F_2</math> ist <math>\Delta F</math>. Die Längen <math>L_1</math> und <math>L_2</math> sind ebenfalls angegeben. Ein Pfeil markiert <math>s_n = \Delta s</math>. Unten befindet sich ein Schwingungsdiagramm mit der Zeitachse. Es zeigt zwei Sinuskurven, die die Schubspannung <math>\tau_k</math> über die Zeit darstellen. Die Amplitude der Spannung ist als "Lustspiel" bezeichnet. Unter dem Diagramm ist die Feder dargestellt, die zwischen den Längen <math>L_1</math> und <math>L_2</math> schwingt. Die Federlänge ist <math>D</math>, der Drahtdurchmesser ist <math>d</math>.</p>						

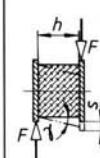
Nr.	Formel	Hinweise
42	Gesamtzahl der Windungen a) <i>kaltgeformt</i> $n_t = n + 2$ b) <i>warmgeformt</i> $n_t = n + 1,5$	Die Anzahl der federnden Windungen $n \geq 2,5$ sollte auf „Halbe“ enden (z. B. 4,5, 5,5...), um nach dem Bearbeiten der Federenden eine möglichst stabile Auflage sicherzustellen. Die Folgerechnung ist mit der <i>festgelegten</i> Windungszahl $n$ zu führen
43	Summe der Mindestabstände zwischen den einzelnen Windungen a) bei <i>statischer Beanspruchung</i> <i>kaltgeformt</i> $S_a = [0,0015 \cdot (D^2/d) + 0,1 \cdot d] \cdot n$ <i>warmgeformt</i> $S_a = 0,02 \cdot (D + d) \cdot n$	 $S_a$ muss selbst bei der größten Belastung der Feder sichergestellt sein, um die Funktion nicht in Frage zu stellen. Ein evtl. „Aufsetzen“ der Feder ist durch entsprechende konstruktive Maßnahmen zu verhindern. Der Drahtdurchmesser $d$ wird zunächst überschlägig ermittelt und nach vorläufiger Festlegung der Federabmessungen muss der Spannungsnachweis geführt (u. U. ist eine wiederholte Korrektur der vorgewählten Abmessungen erforderlich).
44	b) bei <i>dynamischer Beanspruchung</i> <i>kaltgeformt</i> $S'_a \approx 1,5 \cdot S_a$ <i>warmgeformt</i> $S'_a \approx 2 \cdot S_a$	
45	Blocklänge; <i>kaltgeformt</i> ; Federenden <i>angelegt</i> und <i>planbearbeitet</i> $L_c \leq n_t \cdot d_{\max}$ Federenden <i>angelegt</i> und <i>unbearbeitet</i> $L_c \leq (n_t + 1,5) \cdot d_{\max}$	   
46	Blocklänge, <i>warmgeformt</i> ; Federenden <i>angelegt</i> und <i>planbearbeitet</i> $L_c \leq (n_t - 0,3) \cdot d_{\max}$ Federenden <i>unbearbeitet</i> $L_c \leq (n_t + 1,1) \cdot d_{\max}$	a) unbelastete Feder mit angelegten Federenden, geschliffen b) angelegtes, unbearbeitetes Federende c) angelegtes geschmiedetes Federende

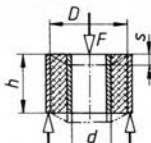
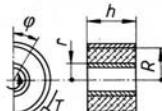
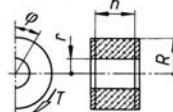
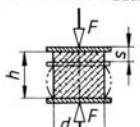
Nr.	Formel	Hinweise								
47	kleinste zulässige Federlänge $L_n = L_c + S_a$ $L_n = L_c + S'_a$									
48	Länge der unbelasteten Feder $L_0 = s_c + L_c = s_n + S_a + L_c$ $L_0 = s_c + L_c = s_n + S'_a + L_c$									
49	Schubspannungsnachweis a) bei <i>statischer</i> Beanspruchung $\tau_{1,2} \text{ bzw. } \tau_{u,0} = \frac{F_{1,2} \cdot D/2}{\pi/16 \cdot d^3} \leq \tau_{zul}$	die zulässige Schubspannung $\tau_{zul}$ aus TB 10-11a								
50	b) bei <i>dynamischer</i> Beanspruchung $\tau_{k1,2} = k \cdot \tau_{1,2} \leq \tau_{ko}$	Spannungskorrekturfaktor $k$ abhängig vom Wickelverhältnis $w = D/d$ nach TB 10-11d $\tau_{ko}$ aus TB 10-13 bis TB 10-16								
51	<i>Hubspannung</i> $\tau_{kh} = \tau_{k2} - \tau_{k1} \leq \tau_{kh}$	die Hubfestigkeit $\tau_{kh}$ aus TB 10-13 bis TB 10-16								
52	<i>Schubspannung bei Blocklänge</i> $\tau_c = \frac{F_c \cdot D/2}{\pi/16 \cdot d^3} \leq \tau_{czul}$	die theoretische Blockkraft $F_c$ ist erforderlich, um die Feder auf Blocklänge $L_c$ zusammenzudrücken (Windungen liegen aneinander) $\tau_{czul}$ aus TB 10-11 b, c								
53	<i>Federrate</i> $R_{ist} = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4}{D^3 \cdot n}$	Da in den meisten Fällen $R_{(ist)}$ von $R_{(soll)}$ abweicht, ist entweder bei $F = \text{konstant}$ der Federweg $s$ zu korrigieren oder umgekehrt bei $s = \text{konstant}$ die zugehörige Federkraft $F$ , Werte für $G$ aus TB 10-1								
54	für den Federweg $s$ aufzubringende <i>Federkraft</i> $F = R_{ist} \cdot s = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4 \cdot s}{D^3 \cdot n}$									
55	Federweg durch die Federkraft $F$ $s = \frac{F}{R_{ist}} = \frac{8}{G} \cdot \frac{D^3 \cdot n \cdot F}{d^4}$									
56	Federarbeit $W = \frac{F \cdot s}{2} = \frac{1}{4} \cdot \frac{V \cdot \tau^2}{G}$	das Federvolumen aus $V \approx (d^2 \cdot \pi/4) \cdot D \cdot \pi \cdot n$								
57	Eigenkreisfrequenz (niedrigster Wert) bei schwingender Beanspruchung $f_e \approx 3,63 \cdot 10^5 \cdot \frac{d}{n \cdot D^2}$ $f_e \approx 13,7 \cdot \frac{\tau_{kh}}{k \cdot \Delta s}$	<table border="1"> <tr> <td><math>f_e</math></td> <td><math>d, D, \Delta s</math></td> <td><math>n, k</math></td> <td><math>\tau_{kh}</math></td> </tr> <tr> <td>1/s</td> <td>mm</td> <td>1</td> <td>N/mm<sup>2</sup></td> </tr> </table>	$f_e$	$d, D, \Delta s$	$n, k$	$\tau_{kh}$	1/s	mm	1	N/mm <sup>2</sup>
$f_e$	$d, D, \Delta s$	$n, k$	$\tau_{kh}$							
1/s	mm	1	N/mm <sup>2</sup>							

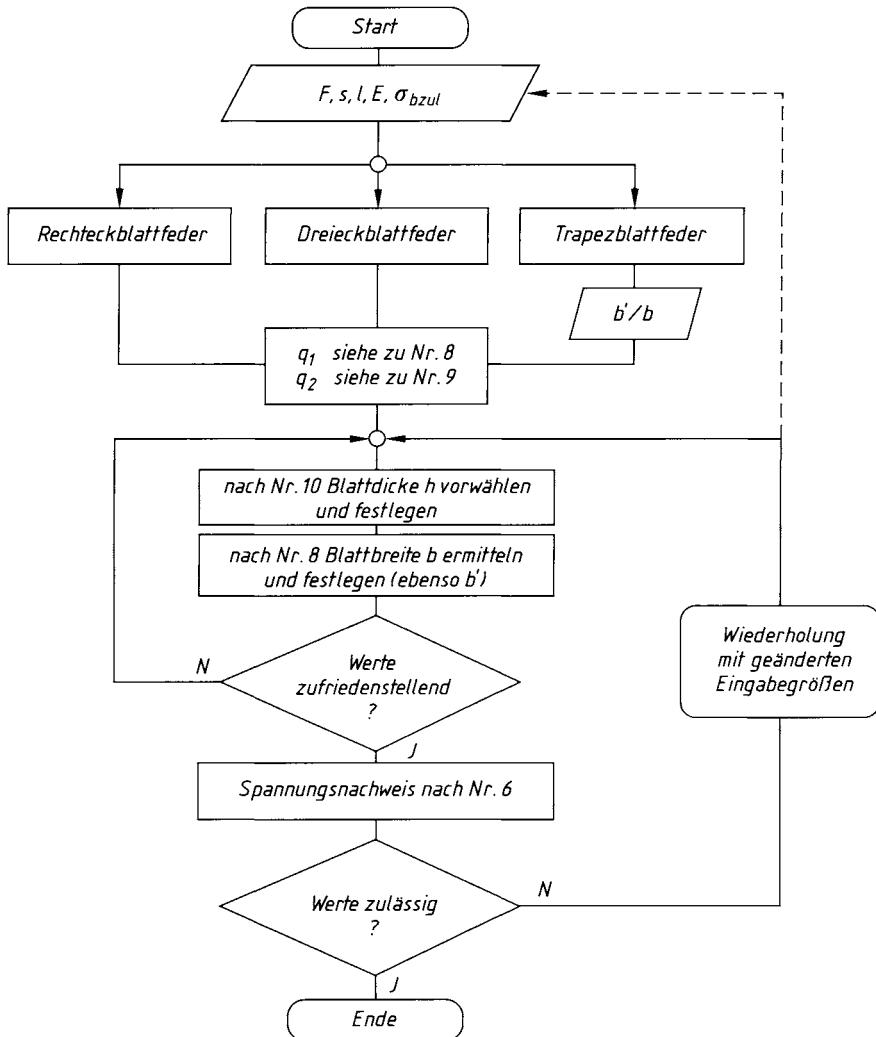
Nr.	Formel	Hinweise
<b>Schraubenzugfedern</b>		
Zur Vermeidung des gegenüber den Druckfedern meist größeren Einbauraumes (bedingt durch entsprechende Ausführung der Federenden) werden die Zugfedern zur Verringerung des Vorspannfederweges vielfach mit innerer Vorspannung kaltgewickelt (bis $d = 17$ mm). Federn mit $d > 17$ mm werden warmgewickelt und sind somit ohne Vorspannung. Zur Überleitung der Federkraft dienen die Ösen in verschiedenen Ausführungsformen. Schraubenzugfedern sollten nur statisch beansprucht werden, da aufgrund der angebogenen Ösen bzw. Haken eine rechnerische Erfassung der wirklichen Spannungsverhältnisse nicht möglich ist.		
58	<p>a) b) c) d) e) f) g)</p>	<p><b>Entwurfsberechnung</b></p> <p><i>Drahtdurchmesser, Vorwahl</i></p> <p>a) <math>D_e</math> ist vorgegeben</p> $d \approx k_1 \cdot \sqrt[3]{F_{\max} \cdot D_e}$ <p>b) <math>D_i</math> ist vorgegeben</p> $d \approx k_1 \cdot \sqrt[3]{F_{\max} \cdot D_i} + k_2$ <p>mit</p> $k_2 \approx \frac{2 \cdot (k_1 \cdot \sqrt[3]{F_{\max} \cdot D_i})^2}{3 \cdot D_i}$
<p>für Drahtsorten A, B, C, D wird  <math>k_1 = 0,15</math> bei <math>d &lt; 5</math> mm  <math>k_1 = 0,16</math> bei <math>d = 5 \dots 14</math> mm  für Drahtsorten FD, VD wird  <math>k_1 = 0,17</math> bei <math>d &lt; 5</math> mm  <math>k_1 = 0,18</math> bei <math>d = 5 \dots 14</math> mm  Vorzugsdurchmesser <math>d</math> nach TB 10-2 und  Windungsdurchmesser <math>D = D_e - d = D_i + d</math>  nach DIN 323 (TB 1-16) festlegen.</p>		

Nr.	Formel	Hinweise
59	Anzahl der federnden Windungen $n = \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D^3 \cdot (F - F_0)}$	
60	Gesamtzahl der Windungen bei gegebener Länge des Federkörpers $n_t = \frac{L_K}{d} - 1$	$n_t = n$ mit angebogenen Ösen $n < n_t$ mit eingerollten Haken oder Einschraubstücken je nach Stellung der Ösen zu einander festlegen (auf ..., 0 ..., 25 ..., 5 ..., 75 endend) $L_H \approx (0,8 \dots 1,1) \cdot D_i$ für eine „ganze Deutsche Öse“
61	Länge des unbelasteten Federkörpers $L_K \approx (n_t + 1) \cdot d_{\max}$	$d_{\max} = d + es$ Höchstmaß des Drahtdurchmessers mit $es$ nach TB 10-2;
62	Länge der unbelasteten Feder zwischen den Öseinnenkanten $L_0 \approx L_K + 2 \cdot L_H$	
63	Federrate $R_{\text{soll}} = \frac{\Delta F}{\Delta s} = \frac{F - F_0}{s}$ $R_{\text{ist}} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}$	
64	innere Vorspannkraft, zum Öffnen der Feder erforderliche $F_0 = F - R \cdot s = F - \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D^3 \cdot n}$	es ist zu unterscheiden zwischen $R_{(\text{ist})}$ und $R_{(\text{soll})}$
65	innere Vorspannkraft, maximal erreichbare $F_0 \leq \tau_{0 \text{ zul}} \cdot \frac{0,4 \cdot d^3}{D}$	$\tau_{0 \text{ zul}} = \alpha \cdot \tau_{\text{zul}}$ mit dem Korrekturfaktor $\alpha$ entsprechend dem Herstellverfahren nach TB 10-19b
66	vorhandene Schubspannung a) ohne innere Vorspannkraft $\tau = \frac{F \cdot D / 2}{\pi / 16 \cdot d^3} \leq \tau_{\text{zul}}$	die zulässige Spannung $\tau_{\text{zul}} = 0,45 \cdot R_m$ entsprechend der Drahtsorte nach TB 10-19a
67	b) mit innerer Vorspannkraft $\tau_0 = \frac{F_0 \cdot D / 2}{\pi / 16 \cdot d^3} \leq \tau_{0 \text{ zul}}$	$\tau_{0 \text{ zul}} = \alpha \cdot \tau_{\text{zul}}$ mit dem Korrekturfaktor $\alpha$ entsprechend dem Herstellverfahren nach TB 10-19b

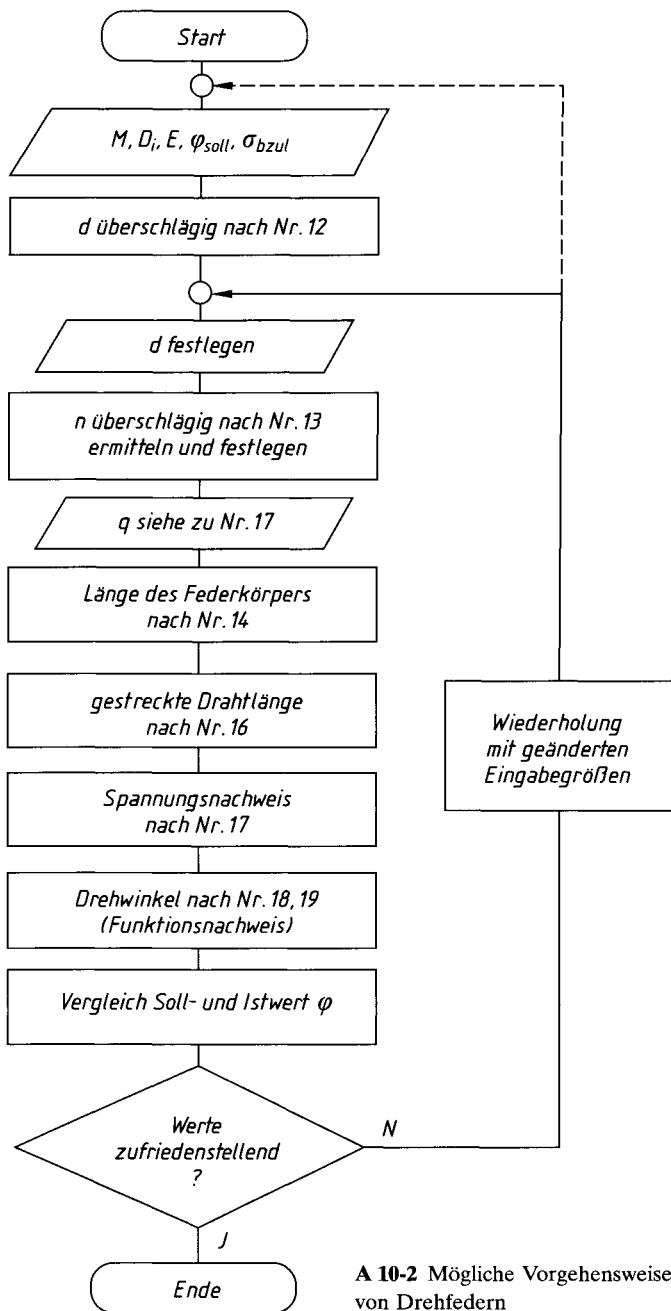
Federn aus Gummi		
Formelzeichen	Einheit	Benennung
$A$	$\text{mm}^2$	Bindungsfläche zwischen Gummi und Metall
$d$	mm	innerer Durchmesser des Gummielements
$D$	mm	äußerer Durchmesser des Gummielements
$E$	$\text{N/mm}^2$	Elastizitätsmodul des Gummierwerkstoffes
$F$	N	Federkraft
$G$	$\text{N/mm}^2$	Schubmodul des Gummierwerkstoffes
$h$	mm	federnde Gummihöhe
$r = d/2$	mm	innerer Radius des Gummielements
$R = D/2$	mm	äußerer Radius des Gummielements
$s$	mm	Federweg
$T$	Nmm	aufzunehmendes Federmoment
$\gamma$	°	Verschiebewinkel
$\sigma$	$\text{N/mm}^2$	Normalspannung (Druckspannung)
$\tau$	$\text{N/mm}^2$	Schubspannung
$\varepsilon$	1	Dehnung
$\varphi$	°	Verdrehwinkel

Nr.	Formel	Hinweise
	Gummifedern werden in Form einbaufertiger Konstruktionselemente verwendet. Bei diesen werden die Kräfte reibungsfrei und gleichmäßig in den Gummi eingeleitet. Gummifedern werden hauptsächlich als Druck- und Schubfedern zur Abfederung von Maschinen und Maschinenteilen, zur Dämpfung von Stößen und Schwingungen sowie zur Verminderung von Geräuschen eingesetzt.	
68	<b>Schubscheibenfeder</b> <i>Schubspannung</i> $\tau = \frac{F}{A} = \gamma \cdot G \leq \tau_{\text{zul}}$	Werte für $G$ aus TB 10-1 Werte für $\tau_{\text{zul}}$ aus TB 10-1
69	<i>Verschiebewinkel</i> ( $\gamma \leq 20^\circ$ ) $\gamma^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{\tau}{G}$	

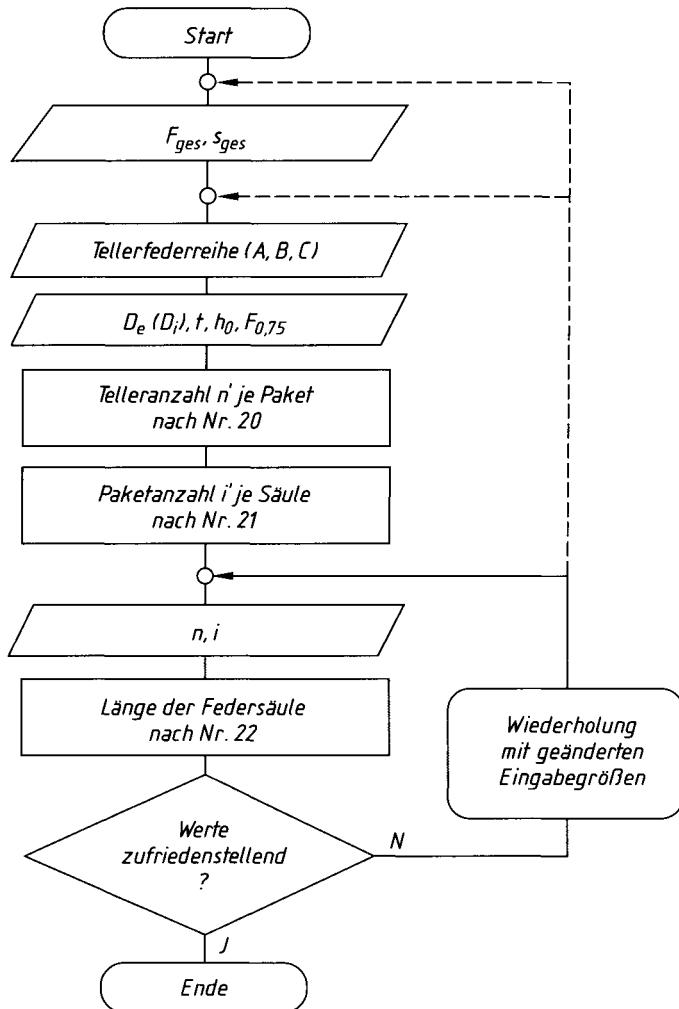
Nr.	Formel	Hinweise
70	<b>Federweg</b> $s = h \cdot \tan \gamma$	$s < 0,35 \cdot h$
	<b>Schub-Hülsenfeder</b>	
71	<b>Schubspannung</b> $\tau = \frac{F}{A_i} \leq \tau_{zul}$	Werte für $\tau_{zul}$ aus TB 10-1
72	<b>Verschiebeweg</b> $s = \ln\left(\frac{D}{d}\right) \cdot \frac{F}{2 \cdot \pi \cdot h \cdot G}$	 $s < 0,2(D - d)$
	<b>Drehschubfeder</b>	
73	<b>Schubspannung</b> $\tau = \frac{T}{A_i \cdot r} \leq \tau_{zul}$	Werte für $\tau_{zul}$ aus TB 10-1
74	<b>Verdrehwinkel</b> ( $\varphi \leq 40^\circ$ ) $\varphi^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{T}{4 \cdot \pi \cdot h \cdot G} \cdot \left( \frac{1}{r^2} - \frac{1}{R^2} \right);$ $\varphi_{max} \leq 40^\circ$	
	<b>Drehschub-Scheibenfeder</b>	
75	<b>Schubspannung</b> $\tau = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{T \cdot R}{R^4 - r^4} \leq \tau_{zul}$	Werte für $\tau_{zul}$ aus TB 10-1
76	<b>Verdrehwinkel</b> ( $\varphi \leq 20^\circ$ ) $\varphi^\circ \approx \frac{360^\circ}{\pi^2} \cdot \frac{T \cdot h}{(R^4 - r^4) \cdot G}; \quad \varphi_{max} \leq 20^\circ$	
	<b>Druckfeder</b>	
77	<b>Druckspannung</b> $\sigma_d = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \sigma_{d,zul}$	Werte für $\sigma_{d,zul}$ aus TB 10-1
78	<b>Federweg</b> ( $s \leq 0,2 \cdot h$ ) $s = \frac{F \cdot h}{A \cdot E} = \frac{4 \cdot F \cdot h}{\pi \cdot d^2 \cdot E}; \quad s_{max} \leq 0,2 \cdot h$	



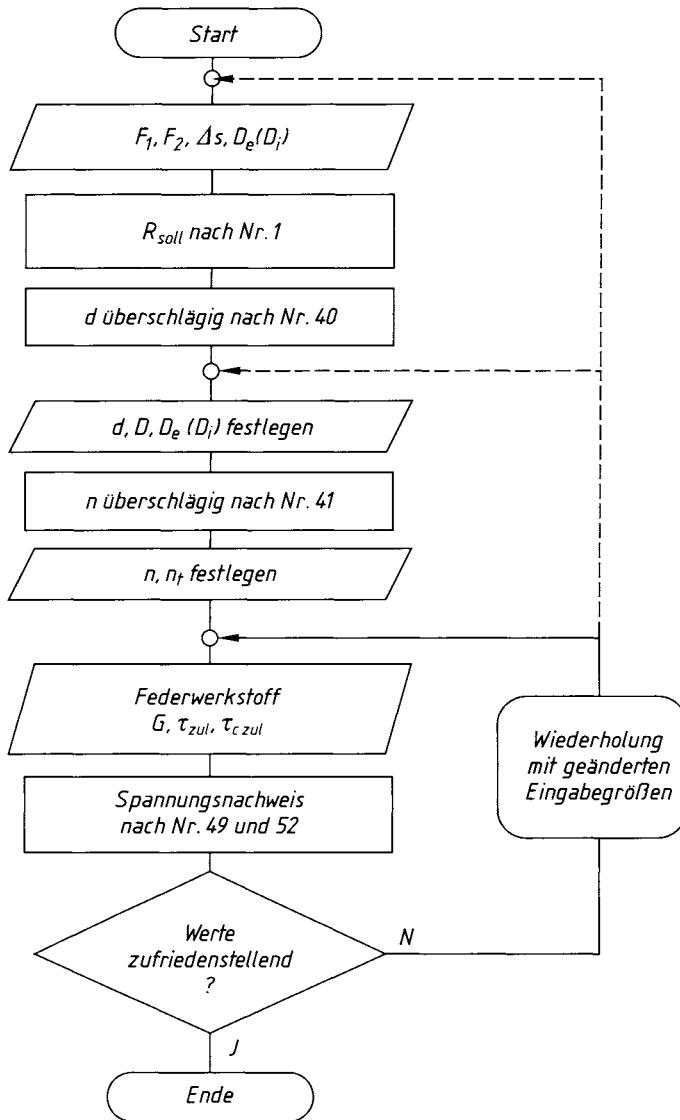
**A 10-1** Mögliche Vorgehensweise bei der Auslegung von Blattfedern



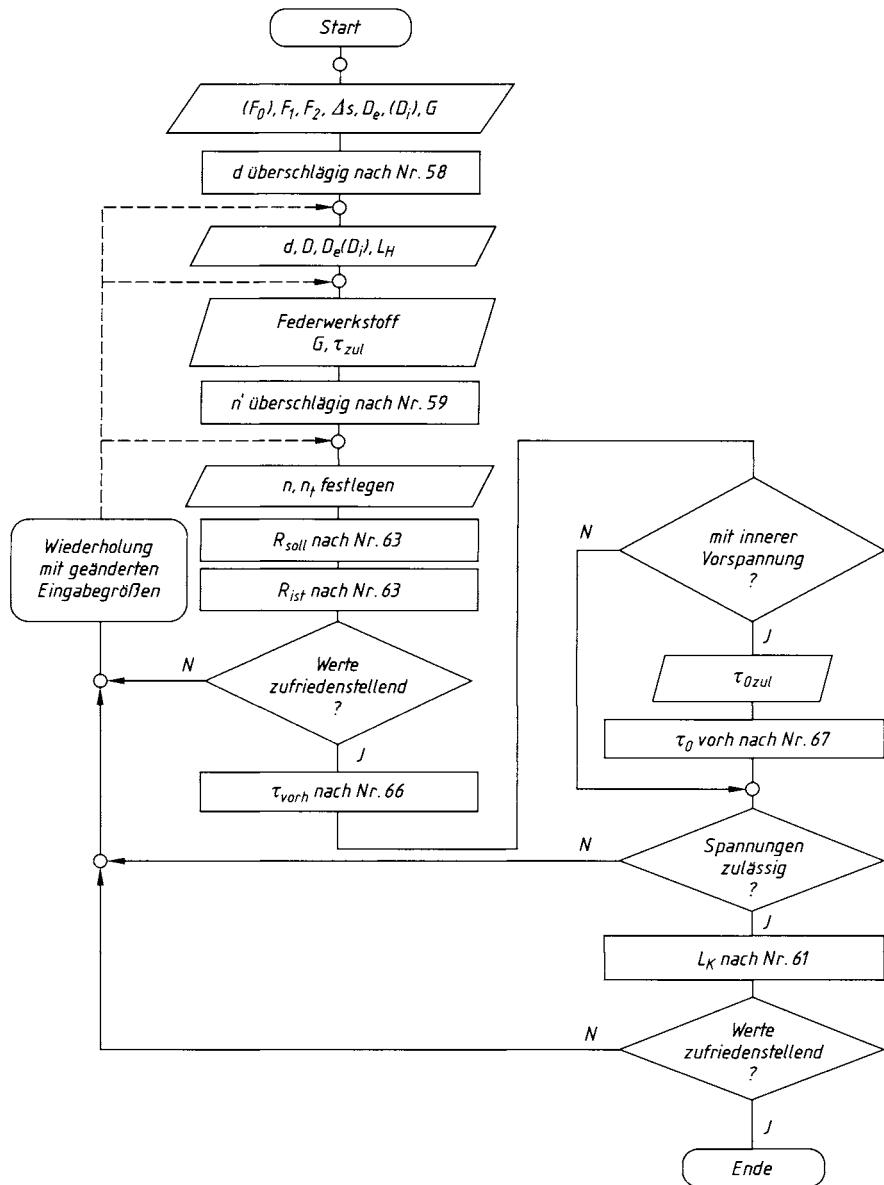
**A 10-2** Mögliche Vorgehensweise bei der Auslegung von Drehfedern



**A 10-3** Vereinfachte Vorgehensweise bei der Auslegung einer Tellerfedersäule



**A 10-4** Mögliche Vorgehensweise bei der Auslegung von statisch belasteten Schrauben-druckfedern



**A 10-5** Mögliche Vorgehensweise bei der Auslegung von statisch belasteten Schraubenzugfedern

**Technische Regeln (Auswahl)**

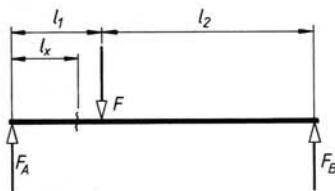
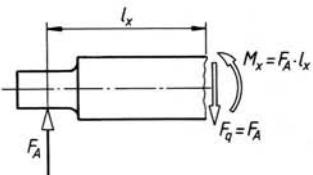
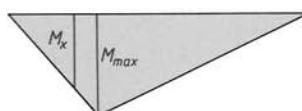
Technische Regel	Titel
DIN 1570	02.79 Warmgewalzter gerippter Federstahl; Maße, Maßabweichungen
DIN 2076	12.84 Runder Federdraht; Maße, Maßabweichungen
DIN 2077	02.79 Federstahl, rund, warmgewalzt; Maße, Maßabweichungen
DIN 2088	07.69 Zylindrische Schraubenfedern; Berechnung und Konstruktion von Drehfedern
DIN 2089-1 ... 2	12.84 Zylindrische Schraubendruckfedern; Berechnung und Konstruktion
DIN 2090	01.71 Zylindrische Schraubendruckfedern aus Flachstahl; Berechnung
DIN 2091	06.81 Drehstabfedern mit rundem Querschnitt; Berechnung und Konstruktion
DIN 2092	01.92 Tellerfedern; Berechnung
DIN 2093	01.92 – –; Maße, Qualitätsanforderungen
DIN 2094 E	04.00 Blattfedern für Straßenfahrzeuge; Anforderungen, Prüfung
DIN 2095	05.73 Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten; Gütevorschriften für kaltgeformte Druckfedern
DIN 2096-1	11.81 Zylindrische Schraubendruckfedern aus runden Drähten und Stäben; Güteanforderungen bei warmgeformten Druckfedern
DIN 2096-2	01.79 Zylindrische Schraubendruckfedern aus runden Stäben; Güteanforderungen für Großserienfertigung
DIN 2097	05.73 Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten; Gütevorschriften für kaltgeformte Zugfedern
DIN 2098-1	10.68 – –; Baugrößen für kaltgeformte Druckfedern ab 0,5 mm Drahtdurchmesser
DIN 2098-2	08.70 – –; Baugrößen für kaltgeformte Druckfedern unter 0,5 mm Drahtdurchmesser
DIN 2099-1	02.03 Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben; Angaben für kaltgeformte Druckfedern, Vordruck A
DIN 2099-2	05.04 – –; Angaben für kaltgeformte Zugfedern, Vordruck B
DIN 2099-3	05.04 – –; Angaben für warmgeformte Druckfedern, Vordruck C
DIN 2192	08.02 Flachfedern; Güteanforderungen
DIN 2194	08.02 Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben; Gütevorschrift für kaltgeformte Drehfedern (Schenkelfedern)
DIN 4000-11	04.87 Sachmerkmal-Leisten für Federn
DIN 4621	12.95 Geschichtete Blattfedern; Federklammern

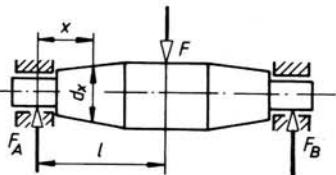
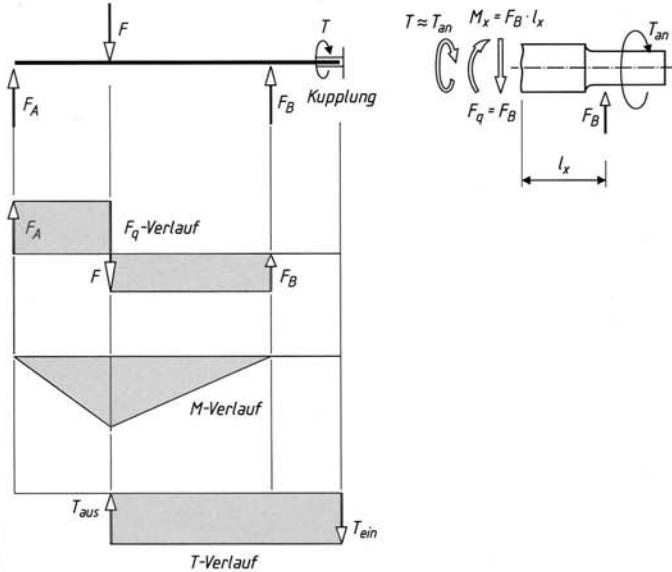
Technische Regel		Titel
DIN 5544-1	02.85	Parabelfedern für Schienenfahrzeuge; Hauptmaße, Ausführung, Anforderung, Prüfung
DIN 9835-1 Beiblatt 1	03.87	Elastomer-Druckfedern für Werkzeuge der Stanztechnik; Feder-Kennlinien
DIN 9835-3	03.84	—; Anforderungen und Prüfung
DIN 17221	12.88	Warmgewalzte Stähle für vergütbare Federn; Technische Lieferbedingungen
DIN 17222	08.79	Kaltgewalzte Stahlbänder für Federn; Technische Lieferbedingungen
DIN 17223-1	12.84	Runder Federdraht; Patentiert-gezogener Federdraht aus unlegierten Stählen
DIN 17223-2	09.90	—; ölschlussvergüteter Federdraht aus legierten und unlegierten Stählen
DIN 17224	02.82	Federdraht und Federband aus nicht rostenden Stählen
DIN EN 10270-1	12.01	Stahldraht für Federn; Patentiert gezogener unlegierter Federstahldraht
DIN EN 10270-2	12.01	—; Ölschlussvergüteter Federstahldraht
DIN EN 10270-3	08.01	—; Nichtrostender Federstahldraht
DIN EN 13906-1	07.02	Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben-Berechnung und Konstruktion; Druckfedern
DIN EN 13906-2	07.02	—; Zugfedern
DIN EN 13906-3	07.02	—; Drehfedern
DIN ISO 2162-1 ... 3	09.91	Technische Produktdokumentation Federn
VDI/VDE 2255	05.92	Feinwerkelemente; Energiespeicherelemente

## 11 Achsen, Wellen und Zapfen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$a_1, a_2 \dots$	mm	Abstände zu den Lagerstellen
$b_1, b_2 \dots$	mm	Abstände zu den Lagerstellen
$c$	N/m	Federsteife für elastische Biegung
$c_t$	Nm/rad	Drehfedersteife
$d, d'$	mm	Wellen- bzw. Achsdurchmesser
$d_1, d_2 \dots$	mm	Durchmesser der betreffenden Teillängen
$d_a, d'_a$	mm	Außendurchmesser der Hohlwelle bzw. -achse
$d_{a1}, d_{a2} \dots$	mm	Durchmesser der Wellenabsätze
$d_{b1}, d_{b2} \dots$	mm	Durchmesser der Wellenabsätze
$d_i$	mm	Innendurchmesser der Hohlwelle bzw. -achse
$F_A, F_B$	N	Auflagerkräfte
$f$	mm	Durchbiegung
$f_A, f_B$	mm	durch die Lagerkraft hervorgerufene Durchbiegung
$f_{\max}$	mm	maximale Durchbiegung an den Stellen der umlaufenden Massen (nicht identisch mit der maximalen Durchbiegung der Welle)
$f_{\text{res}}$	mm	resultierende Durchbiegung
$E$	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul
$G$	N/mm <sup>2</sup>	Schubmodul
$I_t$	mm <sup>4</sup>	polares Flächenmoment 2. Grades
$J, J_1, J_2$	kgm <sup>2</sup>	Massenmoment 2. Grades (Trägheitsmoment)
$k$	1	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Einspannung; Durchmesserverhältnis $k = d_i/d_a$
$K_A$	1	Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung
$l, l_1, l_2$	mm	Länge bzw. Teillänge
$M$	Nmm, Nm	Biegemoment
$M_{\text{eq}}$	Nmm, Nm	äquivalentes Biegemoment
$M_v$	Nmm, Nm	Vergleichsmoment (vergleichbares Biegemoment)

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$m$	kg	Masse der umlaufenden Scheibe
$n$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl
$n_{\text{kb}}, n_{\text{kt}}$	$\text{min}^{-1}$	biegekritische bzw. verdrehkritische Drehzahl
$P$	kW	von der Welle zu übertragende Leistung
$T$	Nmm, Nm	Drehmoment
$T_{\text{eq}}$	Nmm, Nm	äquivalentes Drehmoment
$T_{\text{nenn}}$	Nmm, Nm	Nenndrehmoment
$\alpha_x, \alpha_y, \alpha_{\text{res}}$	$^\circ$	Neigungswinkel
$\beta, \beta'$	$^\circ$	Neigungswinkel
$a_0$	1	Anstrengungsverhältnis
$S_D$	1	vorhandene Sicherheit gegen Dauerbruch
$S_{D\text{erf}}$	1	erforderliche Sicherheit gegen Dauerbruch
$S_F$	1	vorhandene Sicherheit gegen Fließen
$S_{F\text{min}}$	1	Mindestsicherheit gegen Fließen
$S_z$	1	Sicherheitsfaktor zur Kompensierung der Berechnungsvereinfachung
$\sigma_{ba}$	N/mm <sup>2</sup>	Biegeausschlagsspannung
$\sigma_b$	N/mm <sup>2</sup>	Biegespannung
$\sigma_{bD}$	N/mm <sup>2</sup>	Biegendauerfestigkeit des Probestabes entsprechend Beanspruchungsfall
$\sigma_{bF}$	N/mm <sup>2</sup>	Biegefließgrenze
$\sigma_{GD}, \sigma_{GW}$	N/mm <sup>2</sup>	Dauergestaltfestigkeit, Gestaltwechselfestigkeit
$\tau_{tF}$	N/mm <sup>2</sup>	Torsionsfließgrenze
$\tau_{GD}, \tau_{GW}$	N/mm <sup>2</sup>	Dauergestaltfestigkeit, Gestaltwechselfestigkeit
$\tau_t$	N/mm <sup>2</sup>	Verdrehspannung, Torsionsspannung
$\tau_{ta}$	N/mm <sup>2</sup>	Torsionausschlagsspannung
$\tau_{tD}$	N/mm <sup>2</sup>	Torsionsdauerfestigkeit des Probestabes entsprechend Beanspruchungsfall
$\varphi$	1	Faktor für Anstrengungsverhältnis
$\varphi$	$^\circ$	Verdrehwinkel
$\omega_k$	s <sup>-1</sup>	Eigenkreisfrequenz

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Achsen (Durchmesserermittlung)</b>		
<p><i>Achsen</i> sind Elemente zum Tragen und Lagern von Laufrädern, Seilrollen und ähnlichen Bauteilen. Sie werden im Wesentlichen durch Querkräfte auf <i>Biegung</i>, seltener durch Längskräfte zusätzlich noch auf Zug oder Druck beansprucht. Achsen übertragen kein Drehmoment.</p> <p>Für jeden Querschnitt ist nachzuweisen, dass die vorhandene Spannung den zulässigen Wert nicht überschreitet.</p>		
	 	
		
		
1	<p>Überschlägige Ermittlung des Durchmessers einer Achse mit Kreisquerschnitt</p> $d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{M / \sigma_{bD}}$	$M = M_{eq} = K_A \cdot M_{nenn}$ $\sigma_{bD} \approx \sigma_{bSchN} \text{ bzw. } \sigma_{bWN}$ $\sigma_{bSchN} \text{ bzw. } \sigma_{bWN} \text{ nach TB 1-1}$
2	<p>Überschlägige Ermittlung des Außendurchmessers der Hohlachse mit Kreisquerschnitt</p> $d_a \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M}{(1 - k^4) \cdot \sigma_{bD}}}$	<p>eventuelle Querschnittsschwächungen sind zu berücksichtigen</p> $k = d_i / d_a$ $0 < k < 1; \text{ günstig } k < 0,6$
3	<p>Innendurchmesser</p> $d_i \leq k \cdot d_a$	<p>zu 1 bis 3 s. auch Ablaufplan A 11-2</p>

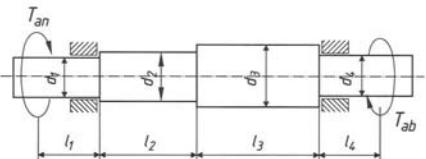
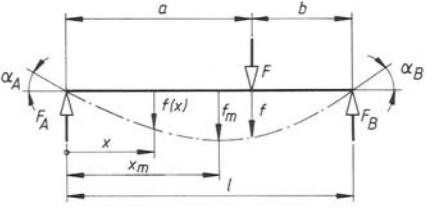
Nr.	Formel	Hinweise
4	Überschlägige Ermittlung des Durchmessers an beliebiger Stelle $x$ $d_x \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_A \cdot x}{\sigma_{bd}}}$	
5	<b>Wellen (Durchmesserermittlung)</b> Wellen laufen ausschließlich um und dienen dem Übertragen von Drehmomenten, die durch Zahnräder, Riemenscheiben, Kupplungen u. dgl. ein- und weitergeleitet werden. Sie werden auf <i>Torsion</i> und vielfach durch Querkräfte zusätzlich auf <i>Biegung</i> beansprucht. Längskräfte treten auf, wenn auf der Welle z. B. Kegelräder, schrägverzahnte Stirnräder oder ähnliche Bauteile angeordnet sind. Für jeden Querschnitt ist nachzuweisen, dass die vorhandene Spannung den zulässigen Wert nicht überschreitet.	
5	<b>a) reine Verdrehbeanspruchung</b> von der Welle zu übertragendes Nenndrehmoment $T_{nenn} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n}$	

Nr.	Formel	Hinweise				
6	das für die Berechnung maßgebende Drehmoment $T_{\text{eq}} = K_A \cdot T_{\text{nenn}} \approx 9550 \cdot \frac{K_A \cdot P}{n}$	$T_{\text{nenn}}, T_{\text{eq}}$ Nm	$K_A$ 1	$P$ kW	$n$ $\text{min}^{-1}$	
		$K_A$ nach TB 3-5 Bei statischer Beanspruchung ist $T_{\text{max}}$ anstatt $T_{\text{eq}}$ maßgebend, Bestimmung der Ausschlagwerte $T_{\text{aeq}}$ s. Kap. 3, Hinweise zu Nr. 4.				
7	Überschlägige Ermittlung des Durchmessers für die Vollwelle mit Kreisquerschnitt $d' \approx 2,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{\tau_{\text{tD}}}}$ bzw. $d' \approx 570 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot P}{n \cdot \tau_{\text{tD}}}}$	$d'$ mm	$K_A$ 1	$P$ kW	$T$ Nmm	$n$ $\text{min}^{-1}$
		$T = T_{\text{eq}}$ nach Nr. 6 bzw. $T_{\text{max}}$ $\tau_{\text{tD}} \approx \tau_{\text{tSchN}}$ bzw. $\tau_{\text{tWN}}$ $\tau_{\text{tSchN}}$ bzw. $\tau_{\text{tWN}}$ nach TB 1-1 bei statischer Beanspruchung ist $\tau_{\text{tF}} \approx 1,2 \cdot R_{p0,2N}/\sqrt{3}$ für $\tau_{\text{tD}}$ zu setzen				
9	Überschlägige Ermittlung des Außendurchmessers für die Hohlwelle mit Kreisringquerschnitt $d'_a \approx 2,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{(1 - k^4) \cdot \tau_{\text{tD}}}}$ bzw. $d'_a \approx 570 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot P}{n \cdot (1 - k^4) \cdot \tau_{\text{tD}}}}$	$d'_a$ mm	$k$ 1	$K_A$ 1	$P$ kW	$T$ Nmm
		$n$ $\text{min}^{-1}$				
		$\tau_{\text{tD}}$ $\text{N/mm}^2$				
11	Innendurchmesser $d_i \leq k \cdot d_a$	$T$ und $\tau_{\text{tD}}$ wie bei Nr. 7				
10	b) gleichzeitig verdreh- und biegebeanspruchte Welle	$k = d_i/d_a$ $0 < k < 1$ ; günstig $k < 0,6$ eventuelle Querschnittsschwächungen sind zu berücksichtigen				
12	Überschlägige Ermittlung des erforderlichen Durchmessers für die Vollwelle mit Kreisquerschnitt bei bekanntem Biegemoment $d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{\text{bD}}}}$	$\sigma_{\text{bD}} \approx \sigma_{\text{bSchN}}$ bzw. $\sigma_{\text{bWN}}$ $\sigma_{\text{bSchN}}$ bzw. $\sigma_{\text{bWN}}$ nach TB 1-1 eventuelle Querschnittsschwächungen sind zu berücksichtigen				

Nr.	Formel	Hinweise
13	das für die Berechnung maßgebende Vergleichsmoment $M_v = \sqrt{M^2 + \left(\frac{\sigma_{bd}}{2 \cdot \tau_{ID}} \cdot T\right)^2}$ $M_v = \sqrt{M^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{\sigma_{bd}}{\varphi \cdot \tau_{ID}} \cdot T\right)^2}$	$M = M_{eq} = K_A \cdot M_{res} \quad \varphi = 1,73$ $\sigma_{bd}/(\varphi \cdot \tau_{ID}) \approx 0,7$ , wenn Biegung wechselnd und Torsion statisch oder schwellend $\sigma_{bd}/(\varphi \cdot \tau_{ID}) = 1$ , wenn Biegung und Torsion im gleichen Lastfall $\sigma_{bd}/(\varphi \cdot \tau_{ID}) \approx 1,5$ , wenn Torsion wechselnd und Biegung statisch oder schwellend
14	Überschlägige Ermittlung des erforderlichen Durchmessers für die Vollwelle mit Kreisquerschnitt bei unbekanntem Biegemoment a) bei relativ kleinem Lagerabstand $d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{bd}}} \quad \text{bzw.}$	$T = T_{eq}$ nach Nr. 6 bzw. $T_{max}$
15	$d' \approx 760 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot P}{n \cdot \sigma_{bd}}}$	$\sigma_{bd}$ wie bei Nr. 12 $P, n$ s. zu Nr. 7
16	b) bei relativ großem Lagerabstand $d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{bd}}} \quad \text{bzw.}$	$M_v \approx 1,17 \cdot T$
17	$d' \approx 920 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot P}{n \cdot \sigma_{bd}}}$	$M_v \approx 2,1 \cdot T$
18	Überschlägige Ermittlung des erforderlichen Außendurchmessers für die Hohlwelle mit Kreisquerschnitt bei bekanntem Biegemoment $d'_a \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{(1 - k^4) \cdot \sigma_{bd}}}$	k s. zu Nr. 10 Innendurchmesser $d_i$ nach Nr. 11 zu 7 ... 18 s. auch Ablaufplan A 11-2
	<b>Festigkeitsnachweis</b> <p>Nach dem Entwurf und der Gestaltung der Achsen und Wellen ist für die <i>kritischen Querschnitte</i>, z. B. Wellenabsätze, Eindrehungen, Gewindefreistiche u. a. als auch für die Querschnitte mit <i>maximaler Belastung</i>, der <i>statische</i> (auch bei dynamischer Belastung) und der <i>dynamische Sicherheitsnachweis</i> zu führen.</p>	
19	Nachweis der statischen Sicherheit $S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{b,max}}{\sigma_{b,F}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t,max}}{\tau_{t,F}}\right)^2}} \geq S_{F,min}$	s. Ablaufplan A 11-3 $\sigma_{b,max}, \tau_{t,max}$ nach den Gesetzen der Technischen Mechanik mit $F_{max}$ bzw. $T_{max}$ bestimmen $\sigma_{b,F} \approx 1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot K_t$ $\tau_{t,F} \approx 1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot K_t / \sqrt{3}$ $R_{p0,2N}$ nach TB 1-1 $K_t$ nach TB 3-11a für Streckgrenze

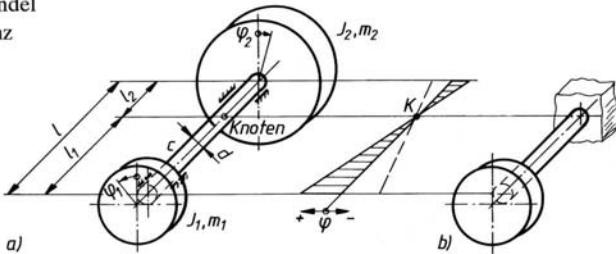


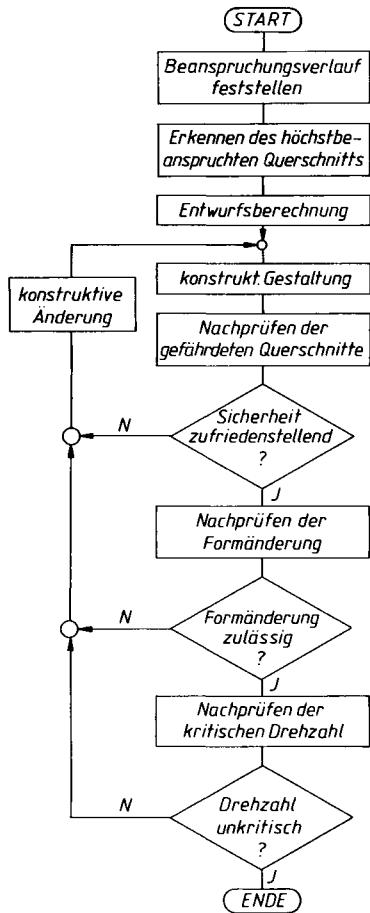
Nr.	Formel	Hinweise										
20	Vereinfachter Nachweis der dynamischen Sicherheit $S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGW}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGW}}\right)^2}} \geq S_{D\text{erf}}$ $= S_{D\min} \cdot S_z$	s. Ablaufplan A 11-3 Genauerer dynamischer Nachweis nach Kapitel 3 $\sigma_{ba}, \tau_{ta}$ nach den Gesetzen der technischen Mechanik mit $F_{eq}$ bzw. $T_{eq}$ bestimmen $\sigma_{bGW} = \sigma_{bWN} \cdot K_t / K_{Db}$ $\tau_{tGW} = \tau_{tWN} \cdot K_t / K_{Dt}$ $\sigma_{bWN}, \tau_{tWN}$ nach TB 1-1 $K_t$ nach TB 3-11 a für Zugfestigkeit $K_{Db}, K_{Dt}$ s. Ablaufplan A 3-3 $S_{D\min}, S_z$ nach TB 3-14										
<b>Kontrolle der elastischen Verformungen der Achsen und Wellen</b>												
	Bei Torsionsbelastung ist die zulässige Verdrehung, bei Belastung durch Querkräfte sind die zulässige Durchbiegung und Schiefstellung an kritischen Schnittstellen und die zulässigen Neigungen in den Lagerstellen, zu kontrollieren.											
21	a) Verformung bei Torsionsbeanspruchung Verdrehwinkel für glatte Wellen $\varphi^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{l \cdot \tau_t}{r \cdot G} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{T \cdot l}{G \cdot I_t}$											
22	erforderlicher Durchmesser der glatten Welle aus Stahl für einen zulässigen Verdrehwinkel $\varphi = 0,25^\circ/m$ $d = 2,32 \cdot \sqrt[4]{T} \approx 129 \cdot \sqrt[4]{\frac{K_A \cdot P}{n}}$	$T$ nach Nr. 5 $G$ nach TB 1-1 $I_t = I_p$ nach TB 11-3 Richtwerte für $\varphi_{zul}$ : $0,25 \dots 0,5^\circ/m$ Wellenlänge <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>d</th> <th>T</th> <th>K<sub>A</sub></th> <th>P</th> <th>n</th> </tr> <tr> <th>mm</th> <th>Nmm</th> <th>1</th> <th>kW</th> <th>min<sup>-1</sup></th> </tr> </thead> </table>	d	T	K <sub>A</sub>	P	n	mm	Nmm	1	kW	min <sup>-1</sup>
d	T	K <sub>A</sub>	P	n								
mm	Nmm	1	kW	min <sup>-1</sup>								

Nr.	Formel	Hinweise
23	für abgesetzte Wellen mit den Durchmessern $d_1, d_2 \dots d_n$ und den zugehörigen Längen $l_1, l_2 \dots l_n$ $\varphi^\circ \approx \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{(32/\pi) \cdot T}{G} \cdot \Sigma \left( \frac{l}{d^4} \right)$	Welle mit drei Absätzen und mit Antriebs- und Abtriebszapfen
		
	<b>b) Verformung bei Biegebeanspruchung</b> Zweifach gelagerte Welle (Achse) mit <i>gleichbleibenden Querschnitt u. einer angreifenden Kraft F:</i>	
24	Durchbiegung unter der Kraft F: $f = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l}$	
25	Maximale Durchbiegung: bei $a > b$ : $f_m = \frac{F \cdot b \cdot \sqrt{(l^2 - b^2)^3}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot l}$	$E$ nach TB 1-1 $I$ nach TB 11-3
26	im Abstand $x_m = \sqrt{(l^2 - b^2)/3}$ bei $a < b$ : $f_m = \frac{F \cdot a \cdot \sqrt{(l^2 - a^2)^3}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot l}$	Richtwerte für zulässige Verformungen nach TB 11-5
27	im Abstand $x_m = l - \sqrt{(l^2 - a^2)/3}$ Durchbiegung an der Stelle x, wenn $0 \leq x \leq a$ : $f(x) = \frac{F \cdot a \cdot b^2}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left[ \left( 1 + \frac{l}{b} \right) \cdot \frac{x}{l} - \frac{x^3}{a \cdot b \cdot l} \right]$	

Nr.	Formel	Hinweise
28	wenn $a \leq x \leq l$ : $f_{(x)} = \frac{F \cdot a^2 \cdot b}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left[ \left( 1 + \frac{l}{a} \right) \cdot \frac{l-x}{l} - \frac{(l-x)^3}{a \cdot b \cdot l} \right]$	
29	Neigungen: $\tan \alpha_A = \frac{F \cdot a \cdot b \cdot (l+b)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l}$	Richtwerte für zulässige Neigungen nach TB 11-5
30	$\tan \alpha_B = \frac{F \cdot a \cdot b \cdot (l+a)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l}$	Weitere Belastungsfälle s. TB 11-6
	Zweifach gelagerte, abgesetzte Welle (Achse) mit Kreisquerschnitt und einer wirkenden Kraft $F$	
31	Durchbiegung unter der Kraft $F$ $f_A = \frac{6,79 \cdot F_A}{E} \cdot \left( \frac{a_1^3}{d_{a1}^4} + \frac{a_2^3 - a_1^3}{d_{a2}^4} + \frac{a_3^3 - a_2^3}{d_{a3}^4} + \dots \right)$	
32	$f_B = \frac{6,79 \cdot F_B}{E} \cdot \left( \frac{b_1^3}{d_{b1}^4} + \frac{b_2^3 - b_1^3}{d_{b2}^4} + \frac{b_3^3 - b_2^3}{d_{b3}^4} + \dots \right)$	
33	$f = f_A + \frac{a}{l} \cdot (f_B - f_A)$	
34	Neigungen in den Zapfen $\tan \alpha' \approx \frac{10,19 \cdot F_A}{E} \cdot \left( \frac{a_1^2}{d_{a1}^4} + \frac{a_2^2 - a_1^2}{d_{a2}^4} + \dots \right)$	
35	$\tan \beta' \approx \frac{10,19 \cdot F_B}{E} \cdot \left( \frac{b_1^2}{d_{b1}^4} + \frac{b_2^2 - b_1^2}{d_{b2}^4} + \dots \right)$	
36	$\tan \alpha \approx \alpha' + \frac{f_B - f_A}{l}$	
37	$\tan \beta \approx \beta' - \frac{f_B - f_A}{l}$	

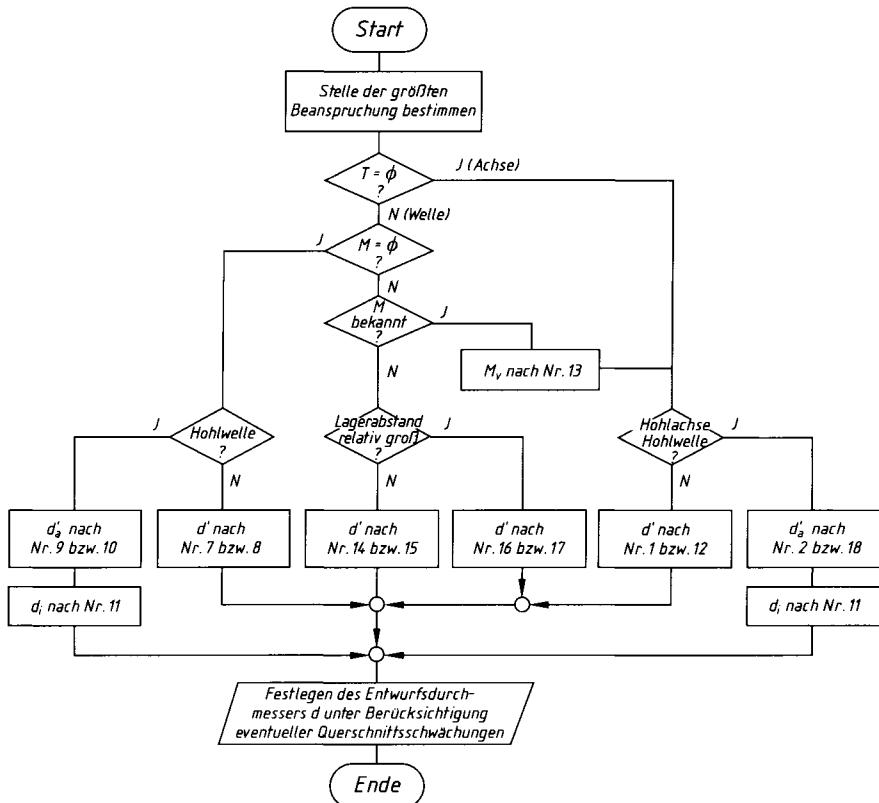
Nr.	Formel	Hinweise						
38	resultierende Durchbiegung (aus Durchbiegungen in $x$ - und $y$ -Ebene) $f_{\text{res}} = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}$	$f_x$ bzw. $f_y$ s. Nr. 24ff. bzw. nach TB 11-6 allgemein $f \leq l_a/3000$ mit Lagerabstand $l_a$ in mm						
39	resultierende Neigung $\tan \alpha_{\text{res}} = \sqrt{\tan^2 \alpha_x + \tan^2 \alpha_y}$	$\tan \alpha$ s. Nr. 29, 30 bzw. nach TB 11-6 ( $\tan \beta$ analog)						
40	$\tan \beta_{\text{res}} = \sqrt{\tan^2 \beta_x + \tan^2 \beta_y}$							
<b>Kontrolle der kritischen Drehzahl</b>								
An Wellen können erzwungene Schwingungen als Biege- und Torsionsschwingungen (bei umlaufenden Achsen nur Biegenschwingungen) auftreten. Ursache hierfür sind dynamisch wirkende Momente. Stimmt dabei die Erregerfrequenz $\omega$ der erzwungenen Schwingung mit der Eigenkreisfrequenz $\omega_0$ der Welle (Achse) überein, kommt es zur Resonanz, in deren Folge sehr große Durchbiegungen und Verdrehwinkel an der Welle (Achse) auftreten, die zu Brüchen führen können. Die Betriebsdrehzahl $n$ sollte deshalb stets kleiner oder größer sein als die kritische Drehzahl $n_{\text{kr}}$ .								
<b>a) biegekritische Drehzahl</b>								
41	Eigenkreisfrequenz allgemein $\omega_k = \sqrt{\frac{c}{m}}$							
42	biegekritische Drehzahl bei zweifach gelagerten Wellen (umlaufenden Achsen) mit mehreren Einzelmassen $n_{\text{kb}} \approx 946 \cdot \sqrt{\frac{1}{f_{\text{max}}}}$	$\begin{array}{c c c} n_{\text{kb}} & k & f \\ \hline \text{min}^{-1} & 1 & \text{mm} \end{array}$ <p><math>f</math> Durchbiegung durch Massen (Gewichtskräfte), nicht durch äußere Kräfte</p>						
43	biegekritische Drehzahl unter Berücksichtigung der Lagerung bzw. Einspannung $n_{\text{kb}} \approx k \cdot 946 \cdot \sqrt{\frac{1}{f}}$	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Einspannung</th> <th><math>k</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>frei gelagerte umlaufende Achsen und Wellen (Normalfall) an den Enden eingespannte feststehende Achsen</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td></td> <td>1,3</td> </tr> </tbody> </table>	Einspannung	$k$	frei gelagerte umlaufende Achsen und Wellen (Normalfall) an den Enden eingespannte feststehende Achsen	1		1,3
Einspannung	$k$							
frei gelagerte umlaufende Achsen und Wellen (Normalfall) an den Enden eingespannte feststehende Achsen	1							
	1,3							

Nr.	Formel	Hinweise										
44	<b>b) verdrehkritische Drehzahl</b> Fall 1: Torsionspendel Eigenkreisfrequenz $\omega_k = \sqrt{\frac{c_t}{J}}$											
45	verdrehkritische Drehzahl $n_{kt} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{c_t}{J}} \approx 72,3 \cdot \sqrt{\frac{T}{\varphi \cdot J}}$	Drehschwinger a) mit zwei Scheibenmassen (Zweimassen- system), b) Torsionspendel (ein Wellenende fest ein- gespannt)										
46	Fall 2: Welle mit zwei Massen Eigenkreisfrequenz $\omega_k = \sqrt{c_t \cdot \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)}$											
47	verdrehkritische Drehzahl $n_{kt} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{c_t \cdot \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)}$ $\approx 72,3 \cdot \sqrt{\frac{T}{\varphi} \cdot \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)}$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>n_{kt}</math></td> <td><math>T</math></td> <td><math>\varphi</math></td> <td><math>J</math></td> <td><math>c_t</math></td> </tr> <tr> <td><math>\text{min}^{-1}</math></td> <td>Nm</td> <td><math>^\circ</math></td> <td><math>\text{kgm}^2</math></td> <td>Nm</td> </tr> </table> <p><math>T</math> nach Nr. 5</p>	$n_{kt}$	$T$	$\varphi$	$J$	$c_t$	$\text{min}^{-1}$	Nm	$^\circ$	$\text{kgm}^2$	Nm
$n_{kt}$	$T$	$\varphi$	$J$	$c_t$								
$\text{min}^{-1}$	Nm	$^\circ$	$\text{kgm}^2$	Nm								

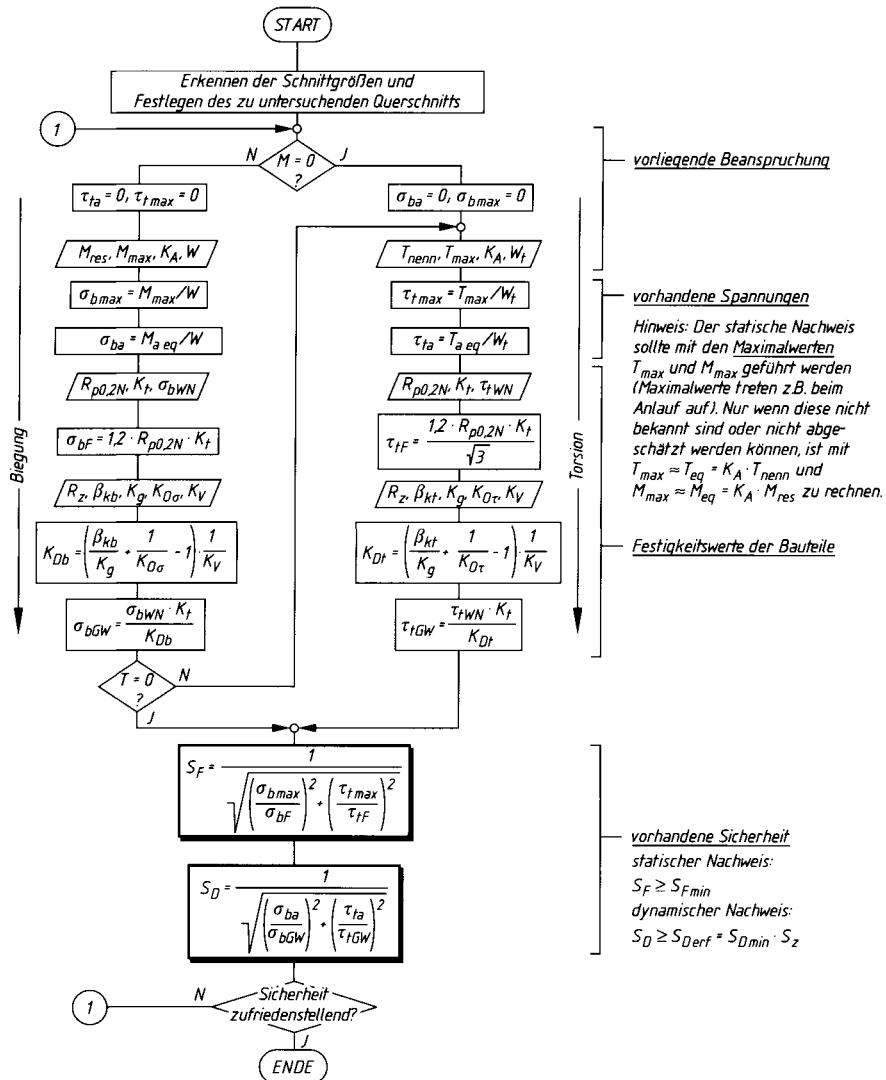


**A 11-1** Vorgehensweise zur Berechnung von Achsen und Wellen

# 11 Achsen, Wellen und Zapfen



**A 11-2** Ermittlung des Richtdurchmessers für Achsen und Wellen



A 11-3 Vereinfachter Nachweis der statischen und dynamischen Sicherheit

**Technische Regeln (Auswahl)**

Technische Regeln	Titel
DIN 250	07.72 Rundungshalbmesser
DIN 509	08.66 Freistiche
DIN 668	10.81 Blanker Rundstahl; Maße, zulässige Abweichungen nach ISO-Toleranzfeld h 11
DIN 669	10.81 Blanke Stahlwellen; Maße, zulässige Abweichungen nach ISO-Toleranzfeld h 9
DIN 670	10.81 Blanker Rundstahl; Maße, zulässige Abweichungen nach ISO-Toleranzfeld h 8
DIN 671	10.81 –; Maße, zulässige Abweichungen nach ISO-Toleranzfeld h 9
DIN 743-1	10.00 Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen; Einführung, Grundlagen
DIN 743-2	10.00 –; Formzahlen und Kerbwirkungszahlen
DIN 743-3	10.00 –; Werkstoff-Festigkeitswerte
DIN 748-1	01.70 Zylindrische Wellenenden; Abmessungen, Nenndrehmomente
DIN 1013-1	11.76 Stabstahl; Warmgewalzter Rundstahl für allgemeine Verwendung; Maße, zulässige Maß- und Formabweichungen
DIN 1013-2	11.76 –; Warmgewalzter Rundstahl für besondere Verwendung; Maße, zulässige Maß- und Formabweichungen
DIN 1448-1	01.70 Kegelige Wellenenden mit Außengewinde; Abmessungen
DIN 1449	01.70 Kegelige Wellenenden mit Innengewinde; Abmessungen
DIN 1651	04.88 Automatenstähle; Technische Lieferbedingungen
DIN 1652-1	11.90 Blankstahl; Technische Lieferbedingungen; Allgemeines
DIN 1652-2	11.90 –; Technische Lieferbedingungen; Blankstahl aus Einsatzstählen
DIN 1652-3	11.90 –; Technische Lieferbedingungen; Blankstahl aus Vergütungsstählen
DIN 5418	02.93 Wälzlager; Maße für den Einbau
DIN 59360	10.81 Geschliffen-polierter blander Rundstahl; Maße, zulässige Abweichungen nach ISO-Toleranzfeld h 7
DIN 59361	10.81 –; Maße, zulässige Abweichungen nach ISO-Toleranzfeld h 6
DIN 75532-2	04.79 Übertragung von Drehbewegungen; Biegsame Wellen
VDI 3840	01.89 Schwingungen von Wellensträngen; Erforderliche Berechnung

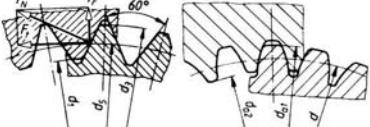
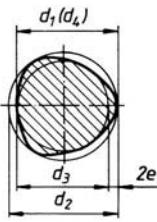
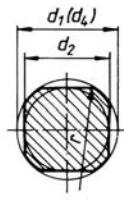
## 12 Elemente zum Verbinden von Wellen und Nabben

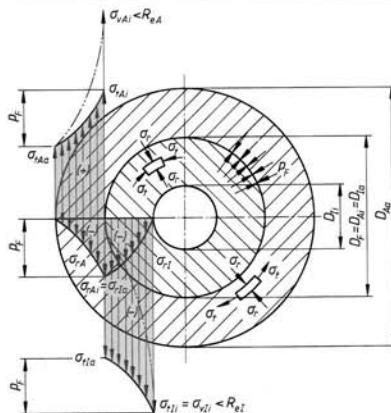
Formelzeichen	Einheit	Benennung
$A_F$	$\text{mm}^2$	Fugenfläche
$A_{\text{proj}}$	$\text{mm}^2$	projizierte Fläche
$a_{\min}, a_{\max}$	$\mu\text{m}$	Mindest-, Höchstaufschubweg
$C$	1	Kegelverhältnis
$D, D_1, D_2$	mm	Durchmesser
$D_A, D_I$	mm	Durchmesser des Außen- bzw. Innenteils
$D_F$	mm	Fugendurchmesser
$D_{Fm}$	mm	mittlerer Fugendurchmesser
$d, d_r$	mm	Durchmesser, rechnerischer Durchmesser
$d_m$	mm	mittlerer Profildurchmesser
$E_A, E_I$	$\text{N/mm}^2$	E-Modul des Außen- bzw. Innenteils
$F_a$	N, kN	Axialkraft
$F_e$	N, kN	Einpresskraft
$F_{Kl}$	N, kN	Klemmkraft
$F_l$	N	Längskraft
$F_N, F'_N$	N	Anpresskraft (Normalkraft)
$F_R$	N	Reibkraft, Rutschkraft
$F_{Rl}$	N	Rutschkraft in Längsrichtung
$F_{Rt}$	N	Rutschkraft in Umfangsrichtung
$F_{Rres}$	N	resultierende Rutschkraft aus Längs- und Umfangskraft
$F_{tes}$	N	resultierende Kraft aus Längs- und Tangentialkraft
$F_S, F'_S$	N	erforderliche Spannkraft
$F_t$	N	Tangentialkraft (Umfangskraft)
$F_{teq}$	N	äquivalente Tangentialkraft am Fugendurchmesser $d$
$F_{VM}$	N	Montagevorspannkraft der Schraube
$f_H$	—	Härteeinflussfaktor
$f_S$	—	Stützfaktor
$f_n$	1	Anzahlfaktor bei Spannelementen
$G$	$\mu\text{m}$	Glättungstiefe
$h'$	mm	tragende Passfederhöhe, -Profilhöhe

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$K$	1	Hilfsgröße zur Berücksichtigung des elastischen Verhaltens; Korrekturfaktor für die Flächenpressung
$K_A$	1	Anwendungsfaktor
$K_\lambda$	1	Lastverteilungsfaktor
$L$	mm	Nabenlänge
$l, l_1, l_2$	mm	Längen- bzw. Wirkabstände
$l_F$	mm	Fugenlänge
$l'$	mm	tragende Passfederlänge, -Profillänge
$n$	$1, \text{min}^{-1}$	Anzahl, Betriebsdrehzahl
$n_g$	$\text{min}^{-1}$	Grenzdrehzahl für den Fugendruck $p_F = 0$
$P_T$	$\mu\text{m}$	Passtoleranz
$p_F, p_m$	$\text{N/mm}^2$	Fugendruck, mittlere Flächenpressung
$p_{Fg}, p_{Fk}$	$\text{N/mm}^2$	größter bzw. kleinster Fugendruck
$p_{Fzul}, p_{zul}$	$\text{N/mm}^2$	zulässiger Fugendruck, zulässige Flächenpressung
$p_N, p_W$	$\text{N/mm}^2$	Fugendruck auf die Nabe, – Welle bei Spannelementen
$Q_A, Q_I$	1	Durchmesserverhältnis
$R_{eA}, R_{eI}$	$\text{N/mm}^2$	Streckgrenze des Außenteil- bzw. Innenteilwerkstoffes
$R_m$	$\text{N/mm}^2$	Zugfestigkeit
$R_{zAi}, R_{zla}$	$\mu\text{m}$	gemittelte Rautiefe der Fugenflächen des Außenteils innen bzw. des Innenteiles außen
$S_H$	1	Haftsicherheit
$S_p$	1	Sicherheit gegen plastische Verformung
$S_u$	$\mu\text{m}$	Einführspiel
$T_B, T_W$	$\mu\text{m}$	Toleranz der Bohrung, – der Welle
$T_{eq}$	$\text{Nmm}, \text{Nm}$	äquivalentes Nenndrehmoment
$T_d$	$\text{Nmm}, \text{Nm}$	übertragbares Drehmoment bei der Betriebsdrehzahl $n$
$T_{nenn}$	$\text{Nmm}, \text{Nm}$	Nenndrehmoment
$T_{Tab}$	Nm	von einem Spannelement übertragbares Drehmoment bei einer Fugenpressung $p_W$ bzw. $p_N$ (Tabellenwert)
$U_o, U_u$	$\mu\text{m}$	Höchst- bzw. Mindestübermaß
$U'_o, U'_u$	$\mu\text{m}$	tatsächlich vorhandenes Höchst- bzw. Mindestübermaß
$Z_g, Z_k$	$\mu\text{m}$	größtes bzw. kleinstes Haftmaß
$\alpha$	$^\circ$	Kegelwinkel, Einstellwinkel

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$\alpha_A, \alpha_I$	$K^{-1}$	Längenausdehnungskoeffizient des Außen- bzw. Innenteiles
$\vartheta$	$^{\circ}C, K$	Raumtemperatur
$\vartheta_A, \vartheta_I$	$^{\circ}C, K$	Fügetemperatur des Außen- bzw. Innenteiles
$\mu$	1	Reibungszahl, Haftbeiwert
$\mu_e$	1	Einpress-Haftbeiwert
$\nu_A, \nu_I$	1	Querdehnzahl für das Außen- bzw. Innenteil
$\rho$	$kg/m^3, 1$	Dichte, Reibungswinkel
$\sigma_{tAa}, \sigma_{tAi}$	$N/mm^2$	Tangentialspannung im Außenteil außen bzw. innen
$\sigma_{tIa}, \sigma_{tIi}$	$N/mm^2$	Tangentialspannung im Innenteil außen bzw. innen
$\sigma_{rAi}$	$N/mm^2$	Radialspannung im Außenteil innen
$\sigma_{rla}$	$N/mm^2$	Radialspannung im Innenteil außen
$\sigma_{vAi}, \sigma_{vIi}$	$N/mm^2$	Vergleichsspannung im Außenteil innen bzw. Innenteil innen
$\varphi$	1	Tragfaktor zur Berücksichtigung der Passfederanzahl

Nr.	Formel	Hinweise								
<b>Passfederverbindungen</b>										
		Passfederverbindungen brauchen im Allgemeinen nur bei kurzen Federn ( $l < 0,8 \cdot d$ ) an den Seitenflächen (Tragflächen) der Nuten des festigkeitsmäßig schwächeren Teiles (meist Nabe) auf Flächenpressung nachgerechnet werden. Die ebenfalls auftretende Scherspannung ist bei Normabmessungen unkritisch. Die Berechnung nach DIN 6892, Methode C, gilt für einseitig wirkende Betriebskraft und annähernd gleichmäßiger Pressungsverteilung über der Passfederlänge. Bei anderen Kraftverteilungen oder wechselnder Betriebskraft sollte nach Methode B gerechnet werden.								
1	<p><i>Flächenpressung</i> auf die Seitenflächen von Welle, Nabe bzw. Passfeder</p> $p_m \approx \frac{2 \cdot T \cdot K_\lambda}{d \cdot h' \cdot l' \cdot n \cdot \varphi} \leq p_{zul}$ <p>mit <math>p_{zul} = f_s \cdot f_H \cdot R_e / S_F</math></p> <p>bzw. <math>p_{zul} = f_s \cdot R_m / S_B</math></p>									
2	<p><i>erforderliche Mindestlänge</i> zur Übertragung des Drehmomentes</p> $l' \geq \frac{2 \cdot T \cdot K_\lambda}{d \cdot h' \cdot n \cdot \varphi \cdot p_{zul}}$ <p>Hinweis: Aufgrund der ungleichmäßigen Flächenpressung wegen der relativen Verdrillung von Welle und Nabe kann nur mit einer tragenden Länge <math>l' \leq 1,3 \cdot d</math> gerechnet werden</p>	$T = K_A \cdot T_{nenn} \text{ bzw. } T = T_{\max}$ <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 30%;">K<sub>A</sub> nach TB 3-5</td> <td style="width: 20%; text-align: center;"><math>T_{nenn}</math></td> <td style="width: 20%; text-align: center;">P</td> <td style="width: 30%; text-align: center;">n</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;"><math>\frac{P}{n}</math></td> <td style="text-align: center;">Nm</td> <td style="text-align: center;">min<sup>-1</sup></td> </tr> </table> $T_{nenn} \approx 9550 \frac{P}{n}$ <p>Regelfall <math>n = 1 \rightarrow \varphi = 1</math> Ausnahme <math>n = 2 \rightarrow \varphi = 0,75</math> <math>h' \approx 0,45 \cdot h</math>; Werte für <math>h</math>, <math>l</math>, <math>b</math> aus TB 12-2 <math>l' = l - b</math> für Passfederform A, C, E <math>l' = l</math> für Passfederform B, D, F...J Methode C: <math>K_\lambda</math>, <math>f_s</math> und <math>f_H = 1</math> Methode B: <math>K_\lambda</math> nach TB 12-2c <math>f_H, f_s</math> nach TB 12-2d <math>S_F(S_B)</math> Richtwerte nach TB 12-1b <math>R_e = K_t \cdot R_{eN}</math>, <math>R_m = K_t \cdot R_{mN}</math></p>	K <sub>A</sub> nach TB 3-5	$T_{nenn}$	P	n		$\frac{P}{n}$	Nm	min <sup>-1</sup>
K <sub>A</sub> nach TB 3-5	$T_{nenn}$	P	n							
	$\frac{P}{n}$	Nm	min <sup>-1</sup>							
<b>Keil- und Zahnwellenverbindungen</b>										
	Sie sind für größere, wechselnd und stoßhaft wirkende Drehmomente (bei Flanken-zentrierung) geeignet. Die Berechnung ist wie bei Passfederverbindungen im Allgemeinen nur bei kurzen Traglängen erforderlich.									
3	<p><i>vorhandene mittlere Flächenpressung</i> der Keilwellenverbindung</p> $p_m \approx \frac{2 \cdot T}{d_m \cdot L \cdot h' \cdot 0,75 \cdot n} \leq p_{zul}$	<p><math>h' \approx 0,4 \cdot (D - d)</math>; <math>d_m = (D + d)/2</math> mit <math>D</math> und <math>d</math> aus TB 12-3a <math>n</math> aus TB 12-3a <math>T, p_{zul}</math> wie zu Nr. 1 <math>L \leq 1,3 \cdot d</math></p>								

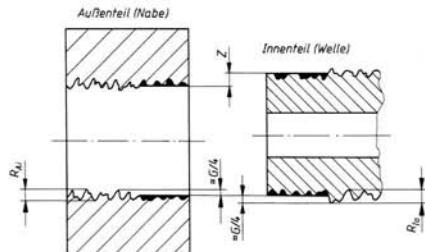
Nr.	Formel	Hinweise																	
4	<p>Zahnwellenverbindung</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Kerbzahnprofil</li> </ul> $p_m \approx \frac{2 \cdot T}{d_5 \cdot L \cdot h' \cdot 0,75 \cdot n} \leq p_{zul}$	 <p>für das Kerbzahnprofil wird <math>h' \approx 0,5(d_3 - d_1)</math>;</p>																	
5	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Evolventenzahnprofil</li> </ul> $p_m \approx \frac{2 \cdot T}{d \cdot L \cdot h' \cdot 0,75 \cdot n} \leq p_{zul}$	<p>für das Evolventenzahnprofil</p> $h' \approx 0,5[d_{a1} - (d_{a2} + 0,16 \cdot m)]$ ;             mit den Werten aus TB 12-4 $T$ , $p_{zul}$ und $L$ wie zu Nr. 3																	
<b>Polygonverbindungen</b> <p>Sie sind zum Übertragen stoßartiger Drehmomente geeignet. Unter Last längsverschiebbar ist nur das P4C-Profil</p>																			
6	<p>mittlere Flächenpressung für das Profil</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– P3G</li> </ul> $p_m \approx \frac{T}{l' \cdot (0,75 \cdot \pi \cdot e_1 \cdot d_1 + 0,05 \cdot d_1^2)}$	 <p>P3G</p>																	
7	<ul style="list-style-type: none"> <li>– P4C</li> </ul> $p_m \approx \frac{T}{l' \cdot (\pi \cdot e_r \cdot d_r + 0,05 \cdot d_r^2)} \leq p_{zul}$	 <p>P4C</p>																	
8	<p>Mindest-Nabenwandstärke</p> $s \geq c \cdot \sqrt{\frac{T}{\sigma_{zzul} \cdot L}}$	<p><math>T</math> wie zu Nr. 1</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th><math>p, \sigma</math></th> <th><math>T</math></th> <th><math>l, d, e, s, L</math></th> <th><math>K_A, c</math></th> </tr> <tr> <td>N/mm<sup>2</sup></td> <td>Nmm</td> <td>mm</td> <td>1</td> </tr> </table> <p>Profilgrößen aus TB 12-5;  <math>p_{zul}</math> (<math>\approx \sigma_{zzul}</math>) aus TB 12-1</p> <p>Richtwerte für Profilfaktor <math>c</math></p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th><math>d_4</math></th> <th>P3G</th> <th>P4C</th> </tr> <tr> <td><math>\leq 35</math></td> <td>1,44</td> <td>0,7</td> </tr> <tr> <td><math>&gt; 35</math></td> <td>1,2</td> <td></td> </tr> </table> $e_r = (d_1 - d_2)/4$ $d_r = d_2 + 2e_r$	$p, \sigma$	$T$	$l, d, e, s, L$	$K_A, c$	N/mm <sup>2</sup>	Nmm	mm	1	$d_4$	P3G	P4C	$\leq 35$	1,44	0,7	$> 35$	1,2	
$p, \sigma$	$T$	$l, d, e, s, L$	$K_A, c$																
N/mm <sup>2</sup>	Nmm	mm	1																
$d_4$	P3G	P4C																	
$\leq 35$	1,44	0,7																	
$> 35$	1,2																		

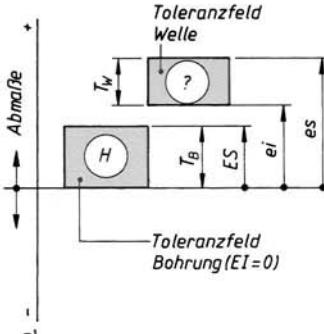
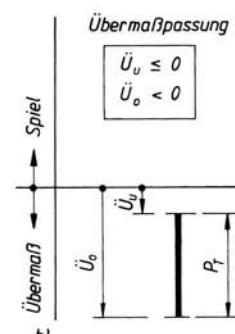
Nr.	Formel	Hinweise
	<b>Zylindrische Pressverbände</b>	Sie können als Quer- oder Längspressverband hergestellt werden, wobei sich ihre Berechnung nur durch die Montagebedingungen – Erwärmung/Unterkühlung um $\Delta\vartheta$ bzw. Einpresskraft $F_e$ – unterscheidet.
9	Durchmesserverhältnisse $Q_A = \frac{D_F}{D_{Aa}} < 1; Q_I = \frac{D_{Ii}}{D_F} < 1$	
10	auftretende <i>Spannungen</i> bei rein elastischer Pressung – Innenteil als <i>Hohlwelle</i> $\sigma_{tAi} = p_F \cdot \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2}$ $\sigma_{tAa} = p_F \cdot \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} - p_F = \sigma_{tAi} - p_F$ – $\sigma_{tIi} = p_F \cdot \frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} + p_F = \frac{2 \cdot p_F}{1 - Q_I^2}$ – $\sigma_{tIa} = p_F \cdot \frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2}$ $ \sigma_{rAi}  =  \sigma_{rIa}  =  p_F $	 <p>Bedeutung der Indizes:  <math>t</math> tangential  <math>r</math> radial  <math>A_a</math> Außenteil außen  <math>A_i</math> Außenteil innen  <math>I_a</math> Innenteil außen  <math>I_i</math> Innenteil innen</p>
11	– Innenteil als Vollwelle ( $D_{Ii} = 0$ ) $\sigma_{tIi} = \sigma_{tIa} = -p_F$	
12	Vergleichsspannung an den gefährdeten Stellen $\sigma_{vAi} = \frac{2 \cdot p_F}{1 - Q_A^2} \leq \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_{eA}}{S_{FA}}$ $\sigma_{vli} = \sigma_{lli} = \left  -\frac{2 \cdot p_F}{1 - Q_I^2} \right  \leq \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_{el}}{S_{FI}}$	$R_{eA} = K_t \cdot R_{eN}$ bzw. $R_{p0,2A} = K_t \cdot R_{p0,2N}$ $R_{eN}, R_{p0,2N}$ nach TB 1-1 bis TB 1-2, bei spröden Werkstoffen (z. B. Grauguss) ist $R_{eN}$ durch $R_{mN}$ zu ersetzen $K_t$ nach TB 3-11a bis b $S_F \approx 1(1,1) \dots 1,3$ bei duktilen Werkstoffen Klammerwert gilt für $R_{p0,2}$ bei spröden Werkstoffen ist $S_F$ durch $S_B = 2 \dots 3$ zu ersetzen

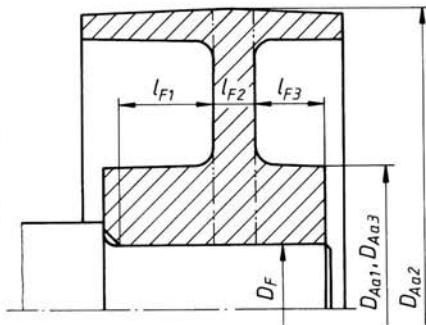
## 12 Elemente zum Verbinden von Wellen und Nabens

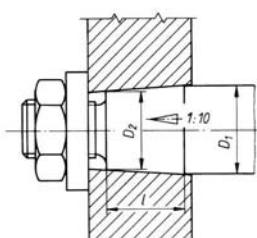
153

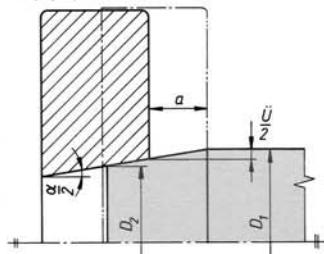
Nr.	Formel	Hinweise
13	Rutschkraft in Längs-, Umfangs- und resultierender Richtung $F_{R1} = (K_A \cdot S_H) \cdot F_1$ $F_{Rt} = (K_A \cdot S_H) \cdot F_t$ $F_{R\text{res}} = (K_A \cdot S_H) \cdot F_{\text{res}}$	$K_A$ nach TB 3-5 $S_H \approx 1,5 \dots 2$ für $K_A \cdot F_1$ bzw. $K_A \cdot F_t$ bei statischem Nachweis maximale Kräfte $F_{1\text{max}}$ bzw. $F_{t\text{max}}$ einsetzen $F_{\text{res}} = \sqrt{F_1^2 + F_t^2}$
14	erforderliche kleinste Fugenpressung zur Übertragung der Rutschkraft $p_{Fk} = \frac{F_{R1}}{A_F \cdot \mu}$ $p_{Fk} = \frac{F_{Rt}}{A_F \cdot \mu}$ $p_{Fk} = \frac{F_{R\text{res}}}{A_F \cdot \mu}$	$A_F = D_F \cdot \pi \cdot l_F$ $\mu$ nach TB 12-6a
15	Hilfsgröße zur Berücksichtigung des elastischen Verhaltens $K = \frac{E_A}{E_I} \left( \frac{1 + Q_1^2}{1 - Q_1^2} - v_I \right)$ $+ \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + v_A$	$v_A, v_I$ nach TB 12-6b $E_A, E_I$ nach TB 1-1 bis TB 1-3
16	kleinstes erforderliches Haftmaß $Z_k = \frac{p_{Fk} \cdot D_F}{E_A} \cdot K$	
17	beim Fügen auftretende Glättung $G = 0,8 \cdot (R_{zAi} + R_{zIa})$	$R_{zAi}, R_{zIa}$ aus TB 2-9
18	kleinstes messbares erforderliches Übermaß (Mindestübermaß) vor dem Fügen $\bar{U}_u = Z_k + G$	
19	größte zulässige Fugenpressung – für die Nabe (Außenteil Innen) $p_{Fg} \leq \frac{R_{eA}}{S_{Fa}} \cdot \frac{1 - Q_A^2}{\sqrt{3}}$	
20	– für die Hohlwelle (Innenteil Innen) $p_{Fgl} \leq \frac{R_{eI}}{S_{FI}} \cdot \frac{1 - Q_I^2}{\sqrt{3}}$	$R_e, S_F$ siehe zu Nr. 12

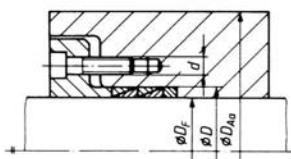


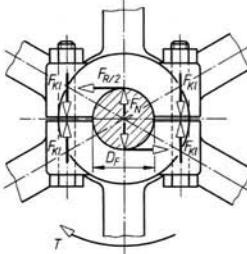
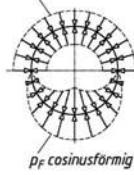
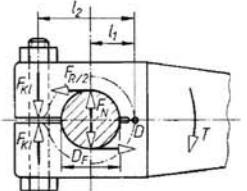
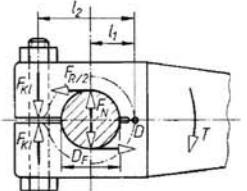
Nr.	Formel	Hinweise
21	– für die Vollwelle $p_{Fgl} \leq \frac{R_{el}}{S_{Fl}} \cdot \frac{2}{\sqrt{3}}$	Es ist stets der kleinere Wert $p_{Fg}$ oder $p_{Fgl}$ maßgebend
22	größtes zulässiges Haftmaß $Z_g = \frac{p_{Fg} \cdot D_F}{E_A} \cdot K$	$K$ siehe zu Nr. 15
23	größtes messbares erforderliches Übermaß (Höchstübermaß) vor dem Fügen $\ddot{U}_o = Z_g + G$	$G$ siehe zu Nr. 17
24	Passtoleranz $P_T = \ddot{U}_o - \ddot{U}_u$ $P_T = T_B + T_W$	  <p>Übermaßpassung  <math>\ddot{U}_u \leq 0</math>  <math>\ddot{U}_o &lt; 0</math></p>
25	von der Verbindung übertragbares Nenn-Drehmoment – bei vollem Außenteil $T_{nenn} = \frac{p'_{Fk} \cdot D_F^2 \cdot \pi \cdot l_F \cdot \mu}{2 \cdot K_A \cdot S_H}$ mit $p'_{Fk} = \frac{(\ddot{U}'_u - G) \cdot E_A}{D_F \cdot K}$ – bei unterschiedlichen Außenteildurchmessern $T_{ges} = T_1 + T_2 + \dots + T_n$ Hinweis: Für jede Teillänge ( $l_{F1} \dots l_{Fn}$ ) mit dem zugehörigen Außendurchmesser ( $D_{Aa1} \dots D_{Aan}$ ) des Außenteils wird das übertragbare Moment ( $T_1 \dots T_n$ ) einzeln ermittelt	für das System Einheitsbohrung wird empfohlen 1. Bohrung H6 mit Welle des 5. Toleranzgrades, 2. Bohrung H7 mit Welle des 6. Toleranzgrades, 3. Bohrung H8 mit Welle des 7. Toleranzgrades, 4. Bohrungen H8, H9 usw. mit Wellen der gleichen Toleranzgrade Bei Paarungen 1. bis 3. gilt: $T_B \approx 0,6 \cdot P_T$ , bei 4: $T_B \approx 0,5 \cdot P_T$



Nr.	Formel	Hinweise										
26	erforderliche Einpresskraft zum Fügen eines <i>Längspressverbandes</i> $F_e \approx A_F \cdot p'_{Fg} \cdot \mu_e$	$p'_{Fg} = \frac{(\dot{U}'_o - G) \cdot p_{Fg}}{Z_g} = \frac{(\dot{U}'_o - G) \cdot E_A}{D_F \cdot K}$ $\mu_e$ nach TB 12-6a										
27	erforderliche Temperaturdifferenz zum Fügen eines <i>Querpressverbandes</i> $\vartheta_A \approx \vartheta + \frac{\dot{U}'_o + S_u}{\alpha_A \cdot D_F} + \frac{\alpha_I}{\alpha_A} (\vartheta_I - \vartheta)$	$\dot{U}'_o$ als <i>wirkliches</i> Größtübermaß zwischen beiden Teilen $\mu_e$ nach TB 12-6c $S_u \approx D_F/1000$ oder vorteilhafter $S_u \approx \dot{U}'_o/2$ $\alpha_A, \alpha_I$ nach TB 12-6b Hinweis: Die Fügetemperatur $\vartheta_A$ darf die Werte nach TB 12-6c nicht überschreiten.										
28	<i>Grenzdrehzahl</i> , bei der durch Einfluss der Fliehkraft der Fugendruck aufgehoben wird ( $p_F = 0$ ) $n_g = \frac{2}{\pi \cdot D_{Aa}} \sqrt{\frac{2 \cdot p'_{Fk}}{(3 + v) \cdot (1 - Q_A^2) \cdot \varrho}}$ Gebrauchsformel $n_g \approx 29,7 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{\frac{p'_{Fk}}{D_{Aa}^2 \cdot (1 - Q_A^2) \cdot \varrho}}$	Die Gleichung gilt nur für Rotationskörper als Vollscheiben aus Stahl. Der Einfluss der Fliehkraft ist für „normale“ Drehzahlen unbedeutend. $v, \varrho$ nach TB 12-6b $D_{Aa}, Q_A$ s. Nr. 9 $p'_{Fk}$ ähnlich wie zu Nr. 26 Für die Gebrauchsformel gilt: <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <th><math>n_g</math></th> <th><math>D_{Aa}</math></th> <th><math>Q_A</math></th> <th><math>p'_{Fk}</math></th> <th><math>\varrho</math></th> </tr> <tr> <td>min<sup>-1</sup></td> <td>mm</td> <td>1</td> <td>N/mm<sup>2</sup></td> <td>kg/m<sup>3</sup></td> </tr> </table>	$n_g$	$D_{Aa}$	$Q_A$	$p'_{Fk}$	$\varrho$	min <sup>-1</sup>	mm	1	N/mm <sup>2</sup>	kg/m <sup>3</sup>
$n_g$	$D_{Aa}$	$Q_A$	$p'_{Fk}$	$\varrho$								
min <sup>-1</sup>	mm	1	N/mm <sup>2</sup>	kg/m <sup>3</sup>								
29	bei der Betriebsdrehzahl $n$ übertragbares Drehmoment $T_n = T \left[ 1 - \left( \frac{n}{n_g} \right)^2 \right]$											
<b>Kegelpressverbände</b>												
30	Kegelverhältnis $C = \frac{1}{x} = \frac{D_1 - D_2}{l}$											
31	Kegel-Neigungswinkel (Einstellwinkel) $\tan \left( \frac{\alpha}{2} \right) = \frac{D_1 - D_2}{2 \cdot l}$											

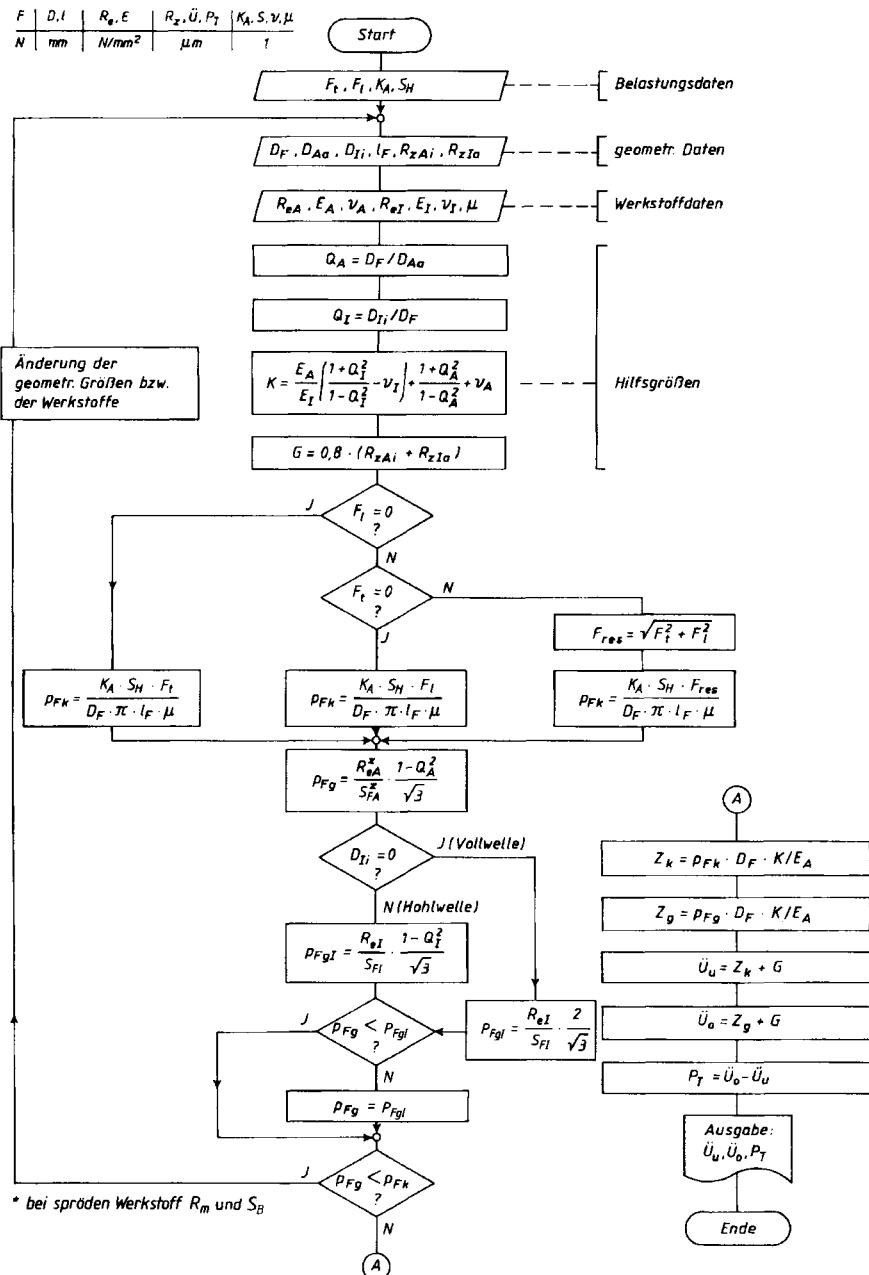
Nr.	Formel	Hinweise
32	Mindestaufschubweg zur Erzeugung des erforderlichen Fugendruckes $a_{\min} = \frac{\ddot{U}_u}{2 \cdot \tan(\alpha/2)} = \frac{Z_k + G}{2 \cdot \tan(\alpha/2)}$	C, ( $\alpha/2$ ) s. TB 12-8
33	maximal zulässiger Aufschubweg $a_{\max} = \frac{\ddot{U}_o}{2 \cdot \tan(\alpha/2)} = \frac{Z_g + G}{2 \cdot \tan(\alpha/2)}$	
34	kleinstes Haftmaß $Z_k = \frac{p_{Fk} \cdot D_{mf} \cdot K}{E_A \cdot \cos(\alpha/2)}$	$D_{mf} = \frac{D_1 + D_2}{2}$ K nach Nr. 15
35	größtes zulässiges Haftmaß $Z_g = \frac{p_{Fg} \cdot D_{mf} \cdot K}{E_A \cdot \cos(\alpha/2)}$	Hinweis: bei ( $\alpha/2$ ) = 0° liegen die Verhältnisse des zylindrischen Pressverbandes vor
36	erforderliche <i>axiale Einpresskraft</i> zur Übertragung des Drehmoments $F_e \geq \frac{2 \cdot S_H \cdot T}{D_{mf} \cdot \mu} \cdot \frac{\sin(\varphi_e + \alpha/2)}{\cos \varphi_e}$	$T = K_A \cdot T_{\text{nenn}}$ bzw. $T = T_{\max}$ $K_A$ aus TB 3-5 $S_H \approx 1,2 \dots 1,5$ $\varphi_e = \arctan \mu_e$ $\mu, \mu_e$ nach TB 12-6a $l$ = tragende Kegellänge $p_{Fg}$ nach Nr. 19 bis Nr. 21 mit $Q_A = D_{mf}/D_{Aa}$ und $Q_l = D_{li}/D_{mf}$
37	erforderliche <i>kleinste Fugenpressung</i> zur Übertragung des Drehmoments $p_{Fk} = \frac{2 \cdot S_H \cdot T \cdot \cos(\alpha/2)}{D_{mf}^2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot l} \leq p_{Fg}$	
38	von der Verbindung <i>übertragbares Nenn-Drehmoment</i> $T_{\text{nenn}} = \frac{Z_k \cdot E_A \cdot D_{mf} \cdot \pi \cdot \mu \cdot l}{2 \cdot K_A \cdot S_H \cdot K}$	$Z_k$ nach Nr. 34
<b>Spannlement-Verbindungen</b>		
	Die Auslegung von Spannlement-Verbindungen erfolgt nach Herstellerangaben. Die Hersteller ermitteln in der Regel in Versuchen die übertragbaren Momente bzw. Längskräfte für vorgegebene Fugendrücke. Weicht der erforderliche Fugendruck zur Übertragung des Momentes/der Längskraft bzw. der maximal zulässige Fugendruck von diesen Werten ab, sind die übertragbaren Werte nach Nr. 43 zu korrigieren.	
39	von $n$ Elementen übertragbares äquivalentes Drehmoment $T_{\text{ges}} = T_{\text{Tab}} \cdot f_n \geq T_{\text{eq}} = K_A \cdot T_{\text{nenn}}$	$T_{\text{Tab}}, F_{\text{a Tab}}$ Tabellenwerte aus TB 12-9 $K_A$ nach TB 3-5 Statischer Nachweis analog Nr. 13

Nr.	Formel	Hinweise										
40	von der Verbindung übertragbare äquivalente Axialkraft $F_{\text{ages}} = F_{\text{aTab}} \cdot f_n \geq F_{\text{a, eq}}$ $= K_A \cdot F_{\text{anenn}}$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>Anzahl der Elemente</td> <td>1</td> <td>2</td> <td>3</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>Faktor <math>f_n</math> bei geölten Elementen</td> <td>1</td> <td>1,55</td> <td>1,85</td> <td>2,02</td> </tr> </table>	Anzahl der Elemente	1	2	3	4	Faktor $f_n$ bei geölten Elementen	1	1,55	1,85	2,02
Anzahl der Elemente	1	2	3	4								
Faktor $f_n$ bei geölten Elementen	1	1,55	1,85	2,02								
41	übertragbares Drehmoment bei gleichzeitig wirkender Axialkraft $T_{\text{ges}} = T_{\text{Tab}} \cdot f_n \geq T_{\text{res}}$ $\approx \sqrt{T_{\text{eq}}^2 + \left( F_{\text{a, eq}} \cdot \frac{D_F}{2} \right)^2}$											
42	erforderlicher Außendurchmesser bzw. Innendurchmesser der Radnabe $D_{\text{Aa}} \geq D \cdot \sqrt{\frac{R_{\text{eA}} + p_N \cdot C}{R_{\text{eA}} - p_N \cdot C}} + d$ $D_{\text{li}} \geq D_F \cdot \sqrt{\frac{R_{\text{el}} - 2p_W \cdot C}{R_{\text{el}}}} - d$	$C \approx 1$ für Nabellänge = Spannsatzbreite $C \approx 0,6$ für Nabellänge $\geq 2 \cdot$ Spannsatzbreite und Schrauben in Welle $C \approx 0,8$ für Nabellänge $\geq 2 \cdot$ Spannsatzbreite und Schrauben in Nabe $d \approx$ Gewinde-Nenndurchmesser $R_{\text{eA}}, R_{\text{el}}$ aus TB 1-1 bis TB 1-2; bei spröden Werkstoffen ersatzweise $0,5 \cdot R_m$ Hinweis: Die Werkstoffkennwerte müssen mit $K_t$ aus TB 3-11 a bis b auf die Bauteilgröße umgerechnet werden. $p_N, p_W, F_S$ Tabellenwerte aus TB 12-9 $p'_N, p'_W$ tatsächlich realisierte Fugenpressung $p_{\text{Fg}}$ nach Nr. 19 bis Nr. 21 mit $Q_A = D_F/D_{\text{Aa}}$ und $Q_l = D_{\text{li}}/D_F$ (Bei der Berechnung von $p_{\text{Fg}}$ für die Welle gilt $F'_S \leq F_S \cdot p_{\text{Fg}}/p_W$ )										
43	erforderliche Spannkraft (Anpresskraft) zum Aufbau des Fugendruckes $F'_S = F_S \frac{T_{\text{eq}}}{T_{\text{ges}}} = F_S \frac{p'_N}{p_N}$ $= F_S \frac{p'_W}{p_W} \leq F_S \frac{p_{\text{Fg}}}{p_N}$											

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Klemmverbindungen</b>		
44	<b>geteilte Scheibennabe</b> erforderliche kleinste Fugenpressung zur Übertragung des Drehmomentes $p_{Fk} \geq \frac{2 \cdot T \cdot S_H}{\pi \cdot D_F^2 \cdot l_F \cdot \mu} \cdot K \leq p_{Fzul}$	 $p_F$ gleichmäßig
45	erforderliche Klemmkraft je Schraube	 $p_F$ cosinusförmig
46	tatsächliche mittlere Fugenpressung im Montagezustand $p'_F = \frac{n \cdot F_{VM}}{D_F \cdot l_F} \leq p_{Fzul}$	$T = K_A \cdot T_{nenn}$ bzw. $T = T_{max}$ $K_A$ nach TB 3-5 $T_{nenn}$ $P$ $n$ $T_{nenn} \approx 9550 \frac{P}{n}$ Nm      kW      min <sup>-1</sup>
47	<b>geschlitzte Hebelnabe</b> erforderliche Anpresskraft je Nabenhälfte $F_N \geq \frac{T}{D_F \cdot \mu}$	$\mu$ aus TB 12-6a (Querpressverband) $S_H \approx 1,5 \dots 2$ $K = 1$ für gleichmäßige Flächenpressung $K = \pi^2/8$ für cosinusförmige Flächenpressung $K = \pi/2$ für linienförmige Berührung Für genauere Berechnungen cosinusförmige Flächenpressung verwenden $p_{Fzul}$ Anhaltswerte nach TB 12-1; der „schwächere“ Werkstoff von Welle bzw. Nabe ist entscheidend $F_{VM}$ nach Kapitel 8
48	erforderliche Klemmkraft je Schraube	 
49	tatsächliche mittlere Fugenpressung im Montagezustand $p'_F = \frac{n \cdot F_{VM}}{D_F \cdot l_F} \cdot \frac{l_2}{l_1} \leq p_{Fzul}$	$T, S_H, \mu, p_{Fzul}$ siehe Nr. 45 und 46 $F_{VM}$ nach Kapitel 8

## 12 Elemente zum Verbinden von Wellen und Nabben

159



A 12-1 Ablaufplan zur Bestimmung der Übermaße  $\ddot{U}_u$  und  $\ddot{U}_o$  für elastische Pressverbände

**Technische Regeln (Auswahl)**

Technische Regel	Titel
DIN 228-1	05.87 Morsekegel und metrische Kegel; Kegelschäfte – –; Kegelhülsen
DIN 228-2	03.87 Kegel
DIN 254	06.74 Tangentialkeile und Tangentialkeilnuten für stoßartige Wechselbeanspruchungen
DIN 268	09.74 Tangentialkeile und Tangentialkeilnuten für gleichbleibende Beanspruchungen
DIN 271	09.74 Kegelige Wellenenden mit Außengewinde; Abmessungen
DIN 1448-1	01.70 Kegelige Wellenenden mit Innengewinde; Abmessungen
DIN 1449	01.70 Sachmerkmal-Leisten für Wellen-Naben-Verbindungen
DIN 4000-35	10.83 Keilwellen-Verbindungen mit geraden Flanken; Schwere Reihe
DIN 5464	09.65 Tragfähigkeitsberechnung von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen; Grundlagen
DIN 5466-1/E	10.97 Werkzeugmaschinen; Keilwellen- und Keilnaben-Profile mit 6 Keilen, Innenzentrierung, Maße
DIN 5472	12.80 Zahnwellen-Verbindungen mit Evolventenflanken
DIN 5480-1 ... 16	10.91 DIN 5481-1 Kerbzahnnaben- und Kerbzahnwellen-Profile (Kerbverzahnungen)
DIN 6880	04.75 Blanker Keilstahl; Maße, zulässige Abweichungen; Gewichte
DIN 6881	02.56 Spannungsverbindungen mit Anzug; Hohlkeile, Abmessungen und Anwendung
DIN 6883	02.56 – –, Flachkeile, Abmessungen und Anwendung
DIN 6884	02.56 – –, Nasenflachkeile, Abmessungen und Anwendung
DIN 6885-1	08.68 Mitnehmerverbindungen ohne Anzug; Passfedern, Nuten, hohe Form
DIN 6885-2	12.67 – –, Passfedern, Nuten, hohe Form für Werkzeugmaschinen, Abmessungen und Anwendung
DIN 6885-3	02.56 – –, Passfedern, Nuten, niedrige Form, Abmessungen und Anwendung
DIN 6886	12.67 Spannungsverbindungen mit Anzug; Keile, Nuten, Abmessungen und Anwendung
DIN 6887	04.86 – –, Nasenkeile, Nuten, Abmessungen und Anwendung
DIN 6888	08.56 Mitnehmerverbindungen ohne Anzug; Scheibenfedern, Abmessungen und Anwendung
DIN 6889	02.56 Spannungsverbindungen mit Anzug; Nasenhohlkeile, Abmessungen und Anwendung

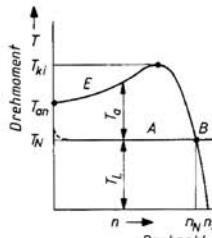
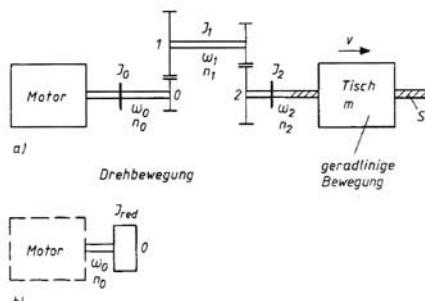
Technische Regel		Titel
DIN 6892	11.98	Mitnehmerverbindungen ohne Anzug – Passfedern – Berechnung und Gestaltung
DIN 7190	02.01	Pressverbände; Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln
DIN 15055	07.82	Hütten- und Walzwerksanlagen; Drucköl-Pressverbände; Anwendung, Maße, Gestaltung
DIN 32711	03.79	Antriebselemente; Polygonprofile P3G – –; Polygonprofile P4C
DIN 32712	03.79	
DIN ISO 14	12.87	Keilwellen-Verbindungen mit geraden Flanken und Innenzentrierung; Maße, Toleranzen, Prüfung

## 13 Kupplungen und Bremsen

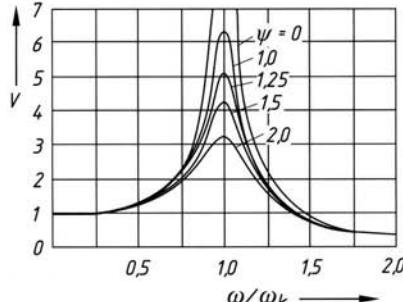
Formelzeichen	Einheit	Benennung
$C_a$	N/mm	Axialfedersteife
$C_r$	N/mm	Radialfedersteife
$C_w$	Nm/rad	Winkelfedersteife
$C_{T\text{dyn}}$	Nm/rad	dynamische Drehfedersteife der elastischen Kupplung
$F_a, F_r$	N	axiale bzw. radiale Rückstellkraft
$i$	1	Übersetzung, Anzahl der Schwingungen je Umdrehung (Ordnungszahl)
$J, J_{\text{red}}$	$\text{kgm}^2$	auf Kupplungswelle reduziertes Trägheitsmoment aller bewegten Massen
$J_A, J_L$	$\text{kgm}^2$	Summe der Trägheitsmomente auf der Antriebs- bzw. Lastseite, bezogen auf die Brems- bzw. Kupplungswelle
$J_0, J_1, J_2$	$\text{kgm}^2$	Trägheitsmomente der mit $\omega_0, \omega_1, \omega_2 \dots$ umlaufenden Drehmassen
$K_A$	1	Anwendungsfaktor
$\Delta K_a, \Delta K_r$	mm	zulässiger axialer bzw. radialer Versatz der Kupplungshälften
$\Delta K_w$	rad, °	zulässiger winkliger Versatz der Kupplungshälften
$M_w$	Nm	winkeliges Rückstellmoment
$m_1, m_2 \dots$	kg	geradlinig bewegte Massen der Anlage
$n$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl
$S_A, S_L$	1	Stoßfaktor der Antriebs- bzw. Lastseite
$S_f, S_t, S_z$	1	Frequenzfaktor, Temperaturfaktor, Anlauf faktor
$T_A, T_{AN}$	Nm	Drehmoment bzw. Nenndrehmoment der Antriebsseite
$T_{Ai}, T_{Li}$	Nm	erregendes Drehmoment auf der Antriebs- bzw. Lastseite (periodischer Drehmomentausschlag $i$ -ter Ordnung, z. B. bei Dieselmotoren)
$T_{AS}, T_{LS}$	Nm	Stoßdrehmoment der Antriebs- bzw. Lastseite
$T_a$	Nm	Beschleunigungsdrehmoment
$T_{an}$	Nm	Anlaufdrehmoment der Antriebsseite
$T_{Br}$	Nm	in der Bremse erzeugtes Bremsmoment
$T'_{Br}$	Nm	erforderliches Bremsmoment

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$T_K$	Nm	Kupplungsdrehmoment
$T'_K$	Nm	fiktives Drehmoment zur Bestimmung der Kupplungsgröße
$T_{K\max}$	Nm	von der Kupplung übertragbares Maximaldrehmoment
$T_{KN}$	Nm	Nenndrehmoment das dauernd übertragen werden kann und die Baugröße der Kupplung abgibt
$T_{KNs}$	Nm	schaltbares Nenndrehmoment der Reibkupplung
$T_{KS}$	Nm	erforderliches schaltbares Drehmoment der Reibkupplung
$T_{KW}$	Nm	zulässiges Dauerwechseldrehmoment der nachgiebigen Kupplung
$T_{ki}$	Nm	Kippdrehmoment (Stoßdrehmoment) bei Drehstrommotoren
$T_L, T_{LN}$	Nm	Drehmoment bzw. Nenndrehmoment der Lastseite
$T_N$	Nm	von der Kupplung zu übertragendes Nenndrehmoment
$t_a$	s	Beschleunigungszeit
$t_R$	s	Bremszeit; Rutschzeit der Reibkupplung
$V$	1	Vergrößerungsfaktor
$V_R$	1	Resonanzfaktor
$v_1, v_2 \dots$	m/s	Geschwindigkeiten der geradlinig bewegten Massen $m_1, m_2$
$W, W_{zul}$	Nm, J	Schaltarbeit bzw. zulässige Schaltarbeit bei einmaliger Schaltung
$W_h, W_{h\ zul}$	Nm/h, J/h	bei Dauerschaltung Schaltarbeit pro Stunde bzw. zulässige Schaltarbeit pro Stunde
$W_{zul}$	Nm, J	zulässige Reibarbeit der Bremse
$\Delta W_a, \Delta W_r$	mm	maximal auftretende axiale bzw. radiale Verlagerung der Wellen
$\Delta W_w$	rad	maximal auftretende winklige Verlagerung der Wellen
$z_h$	1/h	Schaltzahl pro Stunde
$\alpha$	$s^{-2}$ (rad/s <sup>2</sup> )	Winkelbeschleunigung
$\alpha$	°	Ablenkungswinkel zwischen An- und Abtriebswelle bei Kreuzgelenken
$\varphi_1, \varphi_2$	°	Drehwinkel der An- und Abtriebswelle bei Kreuzgelenken
$\omega$	s <sup>-1</sup>	Betriebskreisfrequenz

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$\omega_A$	$s^{-1}$	Winkelgeschwindigkeit der Bremswelle bzw. der Kupplungswelle auf der Antriebsseite
$\omega_{L0}$	$s^{-1}$	Winkelgeschwindigkeit der Bremswelle nach dem Bremsen bzw. der Kupplungswelle auf der Antriebs-(Last-)Seite vor dem Schalten
$\omega_e$	$s^{-1}$	Eigenkreisfrequenz der Anlage
$\omega_k$	$s^{-1}$	kritische (Resonanz-)Kreisfrequenz bei Antrieben mit periodischer Drehmomentschwankung
$\omega_0$	$s^{-1}$	Winkelgeschwindigkeit auf die alle Massen reduziert werden sollen (meist Kupplungswelle)
$\omega_1, \omega_2$	$s^{-1}$	Winkelgeschwindigkeit der Drehmassen $J_1, J_2 \dots$ bzw. der treibenden und getriebenen Welle oder zu Beginn und am Ende des Beschleunigungsvorganges

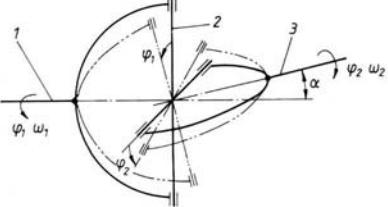
Nr.	Formel	Hinweise
1	Anlaufdrehmoment $T_{an} = T_L + T_a$	
2	Beschleunigungsdrehmoment $T_a = T_{an} - T_L = J \cdot \alpha = J \cdot \frac{\omega_2 - \omega_1}{t_a}$	
3	Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = i \approx \frac{T_2}{T_1}$	
4	reduziertes Trägheitsmoment $J_{red} = J_0 + J_1 \left( \frac{\omega_1}{\omega_0} \right)^2 + J_2 \left( \frac{\omega_2}{\omega_0} \right)^2 + \dots + m_1 \left( \frac{v_1}{\omega_0} \right)^2 + m_2 \left( \frac{v_2}{\omega_0} \right)^2 + \dots$	 <p>Drehbewegung      geradlinige Bewegung</p> <p><math>J_{red}</math></p> <p><math>J_0</math></p> <p><math>\omega_0</math></p> <p><math>\omega_1</math></p> <p><math>\omega_2</math></p> <p><math>m</math></p> <p><math>v</math></p> <p><math>s</math></p> <p><math>J_1</math></p> <p><math>J_2</math></p> <p><math>n_1</math></p> <p><math>n_2</math></p> <p><math>\omega_1</math></p> <p><math>\omega_2</math></p> <p><math>\omega_0</math></p> <p><math>n_0</math></p>

$J$ -Werte von Kupplungen und Motorläufern  
s. TB 13-1 bis TB 13-7 und TB 16-21  
Vollzylinder  $J = m \cdot d^2 / 8$   
Hohlzylinder  $J = m(d_a^2 + d_i^2)/8$

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Kupplungsdrehmoment (Anlage als Zweimassensystem)</b>		
4	Kupplungsdrehmoment beim Anfahren ohne Last $T_K = \alpha \cdot J_L = \frac{J_L}{J_A + J_L} T_A$	
5	Kupplungsdrehmoment beim Anfahren mit Last $\begin{aligned} T_K &= \alpha \cdot J_L + T_L \\ &= \frac{J_L}{J_A + J_L} (T_A - T_L) + T_L \\ &= \frac{J_L}{J_A + J_L} T_A + \frac{J_A}{J_A + J_L} T_L \end{aligned}$	
6	Kupplungsdrehmoment bei beidseitigem Stoß $\begin{aligned} T_{KS} &= \frac{J_L}{J_A + J_L} T_{ki} \cdot S_A \\ &\quad + \frac{J_A}{J_A + J_L} T_{LS} \cdot S_L \end{aligned}$	$S_A = S_L = 1,8$
7	Eigenfrequenz der Anlage $\omega_e = \sqrt{\frac{J_A + J_L}{C_{T\text{dyn}} J_A \cdot J_L}}$	$C_{T\text{dyn}}$ nach Herstellerangaben bzw. TB 13-4 und TB 13-5
8	kritische Kreisfrequenz (Resonanzfrequenz) $\omega_k = \frac{\omega_e}{i}$	
9	in der Kupplung auftretendes Wechseldrehmoment $T_W = \pm T_{Ai} \cdot \frac{J_L}{J_A + J_L} \cdot V$ Vergrößerungsfaktor $V = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_k^2}\right)^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}}$	 <p>Forderung: <math>\omega_k / \sqrt{2} &gt; \omega &gt; \sqrt{2} \cdot \omega_k</math>          günstig ist eine weit unterhalb der Betriebskreisfrequenz liegende kritische Kreisfrequenz (s. Bild)          in Resonanznähe: <math>V = V_R \approx 2\pi/\psi</math>,          außerhalb der Resonanz: <math>V \approx \frac{1}{\left(\left(\frac{\omega}{\omega_k}\right)^2 - 1\right)}</math>          mit <math>\omega = 2\pi \cdot n</math>  <math>V_R</math> und <math>\psi</math> nach Herstellerangaben bzw.          TB 13-4 u. TB 13-5</p>

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Auslegung nachgiebiger Kupplungen</b>		
10	mit Hilfe von Betriebsfaktoren $T'_K = T_N \cdot K_A \leq T_{KN}$	$T_N \approx 9550 \frac{P}{n} \quad \begin{array}{c c c c} T_N & P & n \\ \hline \text{Nm} & \text{kW} & \text{min}^{-1} \end{array}$ <p><math>K_A</math> nach Herstellerangaben bzw. TB 3-5  <math>T_{KN}</math> nach Herstellerangaben bzw. TB 13-2 bis TB 13-5</p>
11	Belastung durch das Nenndrehmoment $T'_K = T_{LN} \cdot S_t \leq T_{KN}$	$S_t$ nach Herstellerangaben bzw. TB 13-8b $T_{KN}$ s. Nr. 10
<b>Belastung durch Drehmomentstöße:</b>		
12	– antriebsseitiger Stoß (z. B. Anfahren mit Drehstrommotor) $T'_K = \frac{J_L}{J_A + J_L} \cdot T_{AS} \cdot S_A \cdot S_z \cdot S_t \leq T_{K\max}$	$T_{AS} \hat{=} T_{ki}$ bei Drehstrommotoren, s. TB 16-21 $T_{K\max}$ nach Herstellerangaben bzw. TB 13-2 bis TB 13-5 $S_A = S_L = 1,8$ $S_z, S_t$ nach Herstellerangaben bzw. TB 13-8a/b
13	– lastseitiger Stoß (z. B. Laständerungen und Bremsungen) $T'_K = \frac{J_A}{J_A + J_L} \cdot T_{LS} \cdot S_L \cdot S_z \cdot S_t \leq T_{K\max}$	
14	– beidseitiger Stoß $T'_K = \left( \frac{J_L}{J_A + J_L} \cdot T_{AS} \cdot S_A + \frac{J_A}{J_A + J_L} \cdot T'_{LS} \cdot S_L \right) \cdot S_z \cdot S_t \leq T_{K\max}$	
<b>Belastung durch ein periodisches Wechseldrehmoment:</b>		
15	– antriebsseitige Schwingungserregung (z. B. Antrieb durch Dieselmotor) $T'_K = \frac{J_L}{J_A + J_L} \cdot T_{Ai} \cdot V_R \cdot S_z \cdot S_t \leq T_{K\max}$	$T_{K\max}, T_{KW}$ nach Herstellerangaben bzw. TB 13-2 bis TB 13-5 $V, V_R$ s. Nr. 9 $S_z, S_t, S_f$ nach Herstellerangaben bzw. TB 13-8
16	$T'_K = \frac{J_L}{J_A + J_L} \cdot T_{Ai} \cdot V \cdot S_t \cdot S_f \leq T_{KW}$	

Nr.	Formel	Hinweise
17	<ul style="list-style-type: none"> <li>– lastseitige Schwingungserregung (z. B. durch Kolbenverdichter)</li> </ul> $T'_K = \frac{J_A}{J_A + J_L} \cdot T_{Li} \cdot V_R \cdot S_z \cdot S_t \\ \leq T_{K\max}$	
18	$T'_K = \frac{J_A}{J_A + J_L} \cdot T_{Li} \cdot V \cdot S_t \cdot S_f \leq T_{KW}$ <p><b>Belastung durch Wellenverlagerungen:</b></p>	
19	<ul style="list-style-type: none"> <li>– axialer Versatz</li> </ul> $\Delta K_a \geq \Delta W_a \cdot S_t$	
20	<ul style="list-style-type: none"> <li>– radialer Versatz</li> </ul> $\Delta K_r \geq \Delta W_r \cdot S_t \cdot S_f$	
21	<ul style="list-style-type: none"> <li>– winkliger Versatz</li> </ul> $\Delta K_w \geq \Delta W_w \cdot S_t \cdot S_f$	$\Delta K_a, \Delta K_r, \Delta K_w$ nach Herstellerangaben bzw. TB 13-2, TB 13-4 und TB 13-5
22	<ul style="list-style-type: none"> <li>– axiale Rückstellkraft</li> </ul> $F_a = \Delta W_a \cdot C_a$	$S_t, S_f$ nach Herstellerangaben bzw. TB 13-8b/c
23	<ul style="list-style-type: none"> <li>– radiale Rückstellkraft</li> </ul> $F_r = \Delta W_r \cdot C_r$	$C_a, C_r, C_w$ nach Herstellerangaben bzw. TB 13-2 und TB 13-5
24	<ul style="list-style-type: none"> <li>– winkliges Rückstellmoment:</li> </ul> $M_w = \Delta W_w \cdot C_w$	
<b>Auslegung schaltbarer Reibkupplungen</b>		
25	erforderliches schaltbares Drehmoment	
	$T_{Ks} = J_L \frac{\omega_A - \omega_{L0}}{t_R} + T_L \leq T_{KNs}$	
26	Rutschzeit (Beschleunigungszeit)	
	$t_R = \frac{J_L}{T_{KNs} - T_L} (\omega_A - \omega_{L0})$	
27	Schaltarbeit bei einmaliger Schaltung	
	$W = 0,5 T_{KNs} (\omega_A - \omega_{L0}) t_R \\ = 0,5 J_L (\omega_A - \omega_{L0})^2 \frac{T_{KNs}}{T_{KNs} - T_L} \\ < W_{zul}$	

Nr.	Formel	Hinweise
28	Schaltarbeit bei Dauerschaltung $W_h = W \cdot z_h < W_{h\text{zul}}$	$T_{KNS}$ nach Herstellerangaben bzw. TB 13-6 und TB 13-7 Bei $T_L = 0$ und $\omega_{L0} = 0$ gilt: $T_{KS} = J_L \cdot \omega_A / t_R$ , $W = 0,5 \cdot T_{KNS} \cdot \omega_A \cdot t_R = 0,5 \cdot J_L \cdot \omega_A^2$ $\omega_A = 2\pi \cdot n_A$ , $\omega_{L0} = 2\pi \cdot n_{L0}$ $W_{zul}, W_{h\text{zul}}$ nach Herstellerangaben bzw. TB 13-6 und TB 13-7 Hinweis: Bei entgegengesetzter Drehrichtung der An- und Abtriebsseite gilt $(\omega_A + \omega_{L0})$ .
<b>Kreuzgelenke</b>		
29	Winkelgeschwindigkeit der getriebenen Welle $\omega_2 = \frac{\cos \alpha}{1 - \cos^2 \varphi_1 \cdot \sin^2 \alpha} \cdot \omega_1$	 <p>Grenzwerte <math>\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos \alpha}</math>  <math>\omega_{2\min} = \omega_1 \cdot \cos \alpha</math></p>
<b>Auslegung von Bremsen</b>		
30	erforderliches schaltbares Bremsmoment $T'_{Br} = J_L \frac{\omega_A}{t_R} \pm T_L \leq T_{Br}$	$T_{Br}$ nach Herstellerangaben bzw. TB 13-9
31	erforderliche Bremszeit $t_R = \frac{J_L}{T_{Br} \pm T_L} (\omega_A - \omega_{L0})$	Hinweis: Das Lastmoment $T_L$ ist positiv einzusetzen, wenn es bremsend wirkt.
32	Reibarbeit (Schaltarbeit pro Bremseung) $W = 0,5 \cdot T_{Br} \cdot \omega_A \cdot t_R \leq W_{zul}$	$W_{zul}$ nach Herstellerangaben bzw. TB 13-9

## Technische Regeln (Auswahl)

Technische Regel		Titel
DIN 115-1	09.73	Antriebselemente; Schalenkupplungen, Maße, Drehmomente, Drehzahlen
DIN 115-2	09.73	—; Schalenkupplungen, Einlegeringe
DIN 116	12.71	—; Scheibenkupplungen, Maße, Drehmomente, Drehzahlen
DIN 740-1	08.86	Antriebstechnik; Nachgiebige Wellenkupplungen; Anforderungen, Technische Lieferbedingungen
DIN 740-2	08.86	—; Nachgiebige Wellenkupplungen; Begriffe und Berechnungsgrundlagen
DIN 808	08.84	Werkzeugmaschinen; Wellengelenke; Baugrößen, Anschlussmaße, Beanspruchbarkeit, Einbau
DIN 15431	04.80	Antriebstechnik; Bremstrommeln, Hauptmaße
DIN 15432	01.89	—; Bremsscheiben, Hauptmaße
DIN 15433-1	04.80	—; Scheibenbremsen, Anschlussmaße
DIN 15433-2	04.80	—; —; Bremsbeläge
DIN 15434-1	01.89	—; Trommel- und Scheibenbremsen; Berechnungsgrundsätze
DIN 15434-2	01.89	—; —; Überwachung im Gebrauch
DIN 15435-1	04.80	—; Trommelbremsen, Anschlussmaße
DIN 15435-2	04.80	—; —; Bremsbacken
DIN 15435-3	04.80	—; —; Bremsbeläge
VDI 2240	06.71	Wellenkupplungen; Systematische Einteilung nach ihren Eigenschaften
VDI 2241-1	06.82	Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und -bremsen; Begriffe, Bauarten, Kennwerte, Berechnungen
VDI 2241-2	09.84	—; Systembezogene Eigenschaften, Auswahlkriterien, Berechnungsbeispiele

## 14 Wälzlager

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$a, a_{I, II}$	mm	Abstandsmaß der Druckmittelpunkte, für Lager I, II, Mitte Lager I, II
$a_1$	1	Lebensdauerbeiwert für eine von 90 % abweichende Erlebenswahrscheinlichkeit
$a_2$	1	Lebensdauerbeiwert für Werkstoffeigenschaften
$a_3$	1	Lebensdauerbeiwert für Betriebsbedingungen
$a_{23}$	1	gemeinsamer (Lebensdauer-)Faktor für $a_2 \cdot a_3$ abhängig von $\kappa, K, s$
$B$	mm	Lagerbreite; Innenringbreite bei Kegelrollenlagern
$C (C_{I, II})$	kN, N; mm	dynamische Tragzahl (für Lager I, II); Außenringbreite bei Kegelrollenlagern
$C_0$	kN, N	statische Tragzahl
$C_H, C_{0H}$	kN, N	reduzierte Tragzahl bei Härteeinfluss
$C_T$	kN, N	reduzierte Tragzahl bei höherer Betriebstemperatur
$D$	mm	Lager-Außendurchmesser
$d$	mm	Nenndurchmesser der Lagerbohrung gleich Wellendurchmesser
$d_m = 0,5 \cdot (d + D)$	mm	mittlerer Durchmesser
$e(e_{I, II})$	1	Grenzwert für $F_a/F_r$ zur Auswahl von $X$ und $Y$ (für Lager I, II)
$F_r, F_{r0}(F_{rI, II}, F_{r0I, II})$	kN, N	Radialkomponente der äußeren Lagerkraft, statische radiale Lagerkraft (für Lager I, II)
$F_a, F_{a0}(F_{aI, II})$	kN, N	Axialkomponente der äußeren Lagerkraft, statische axiale Lagerkraft (für Lager I, II)
$F_1 \dots F_n$	kN, N	konstante $F_r$ oder $F_a$ während bestimmter $q_1 \dots q_n$
$F_i$	kN, N	ideelle Lagerbeanspruchung
$f_L (f_{I, II})$	1	Kennzahl der dynamischen Beanspruchung, Lebensdauerfaktor (für Lager I, II)
$F_{\min}, F_{\max}$	kN, N	kleinste, größte rein radiale oder rein axiale Lagerkraft
$f_n$	1	Drehzahlfaktor

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$f_s$	1	statische Kennzahl, Tragsicherheit
$f_T$	1	Temperaturfaktor für Lagertemperaturen über 150°
$K$	1	Einflussfaktor, berücksichtigt Belastung, Lagerbauart und Schmierstoff
$L_{10}$	$10^6$ Umdreh.	nominelle Lebensdauer
$L_{10h}$	Betriebsstund.	Ermüdungslaufzeit, nominelle Lebensdauer
$L_{na}$	$10^6$ Umdreh.	modifizierte Lebensdauer für Lebensdauerwahrscheinlichkeit von $(100 - n)$ %
$L_{nah}$	Betriebsstund.	modifizierte Lebensdauer
$n, n_m$	$\text{min}^{-1}$	Wellendrehzahl, mittlere Wellendrehzahl
$P, P_0(P_{I,II})$	kN, N	dynamische, statische äquivalente Lagerbeanspruchung (für Lager I, II)
$p$	1	Lebensdauerexponent (Exponent der Lebensdauer-Gleichung)
$q_1 \dots q_n$	%	Wirkdauer für die Lagerkräfte $F_1 \dots F_n$
$s$	1	Sauberkeitsfaktor
$T$	mm	Gesamtbreite bei Kegelrollenlagern
$X, X_0(X_{I,II})$	1	dynamischer, statischer Radialfaktor für $P$ -, $P_0$ -Ermittlung (für Lager I und II)
$Y, Y_0(Y_{I,II})$	1	dynamischer, statischer Axialfaktor für $P$ - $P_0$ -Ermittlung (für Lager I, II)
$\kappa$	1	Viskositätsverhältnis $\nu/\nu_1$
$\nu$	$\text{mm}^2/\text{s}$	kinematische Betriebsviskosität bei 40 °C Öltemperatur
$\nu_1$	$\text{mm}^2/\text{s}$	Bezugsviskosität, für ausreichende Ölschmierung, erforderlich bei $d_m$

Nr.	Formel	Hinweise												
<b>Vorauswahl der Lagergröße</b>														
Bevor die Lagergröße bestimmt wird, muss entsprechend der zu erfüllenden Anforderungen entschieden werden, welche Wälzlagerbauart zum Einsatz kommen soll.														
1	Erforderliche dynamische Tragzahl $C_{\text{erf}} \geq P \cdot \frac{f_L}{f_n}$ bzw. $C_{\text{erf}} \geq P \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6}}$	$f_n = \sqrt[p]{\frac{33^{1/3}}{n}}$ bzw. nach TB 14-4 $p = 3$ für Kugellager $p = 10/3$ für Rollenlager Empfehlungswerte für $f_L$ siehe TB 14-7 Allgemeine Richtwerte für $f_L$ : <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 50%;">Betriebsart</td> <td style="width: 50%;">Lagerwechsel stört Betriebsablauf</td> </tr> <tr> <td>sehr</td> <td>weniger</td> </tr> <tr> <td>Aussetzbetrieb</td> <td><math>f_L = 2 \dots 3,5</math></td> </tr> <tr> <td>Zeitbetrieb (<math>\approx 8</math> h)</td> <td><math>f_L = 3 \dots 4,5</math></td> </tr> <tr> <td>Dauerbetrieb</td> <td><math>f_L = 4 \dots 5,5</math></td> </tr> <tr> <td></td> <td><math>f_L = 3,5 \dots 5</math></td> </tr> </table> <p>Wird für das Wälzlagern eine Lebensdauer <math>L_{10h}</math> in Betriebsstunden gefordert, dann</p> $f_L = \sqrt[p]{\frac{L_{10h}}{500}}$ bzw. nach TB 14-5	Betriebsart	Lagerwechsel stört Betriebsablauf	sehr	weniger	Aussetzbetrieb	$f_L = 2 \dots 3,5$	Zeitbetrieb ( $\approx 8$ h)	$f_L = 3 \dots 4,5$	Dauerbetrieb	$f_L = 4 \dots 5,5$		$f_L = 3,5 \dots 5$
Betriebsart	Lagerwechsel stört Betriebsablauf													
sehr	weniger													
Aussetzbetrieb	$f_L = 2 \dots 3,5$													
Zeitbetrieb ( $\approx 8$ h)	$f_L = 3 \dots 4,5$													
Dauerbetrieb	$f_L = 4 \dots 5,5$													
	$f_L = 3,5 \dots 5$													
2	Erforderliche statische Tragzahl $C_{0\text{erf}} \geq P_0 \cdot f_s$	Richtwerte für $f_s$ : $f_s = 0,5 \dots 1$ bei ruhigem, erschütterungsfreiem Betrieb bzw. geringen Anforderungen an die Lagerung $f_s = 1 \dots 1,5$ bei normalem Betrieb und normalen Anforderungen an die Laufruhe $f_s = 1,5 \dots 2,5$ bei Stößen und Erschütterungen sowie bei hohen Anforderungen an die Laufgenauigkeit und bei Axial-Rillenkugellagern $f_s \geq 4$ bei Axial-Pendelrollenlagern												

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Kontrollberechnungen</b>		
Die Kontrollberechnungen dienen dem Nachweis einer ausreichenden Tragsicherheit und einer ausreichenden Lebensdauer der gestalteten Lagerung. Dabei kann mit der statischen Kennzahl nachgewiesen werden, ob für die anliegende statische Belastung, mit der dynamischen Kennzahl nachgewiesen werden, ob für die anliegende dynamische Belastung, das gewählte Wälzlager ausreichend tragfähig ist.		
3	a) statische Tragfähigkeit statische Kennzahl $f_s = \frac{C_0}{P_0} \geq f_{s\text{erf}}$	Richtwerte für $f_s$ s. Nr. 2 $C_0$ nach TB 14-2. Die Wälzlagerhersteller geben voneinander abweichende $C_0$ -Werte an. Im Praxisfall deshalb die Werte aus dem entsprechenden Wälzlagerkatalog (WLK) entnehmen.  Bei Direktlagerungen ist gegebenenfalls der Härteeinfluss zu berücksichtigen. Für $C_0$ ist dann $C_{0H}$ (s. Nr. 14) einzusetzen.
4	statisch äquivalente Lagerbelastung $P_0 = X_0 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0}$	$X_0 = 2,7$ für Axial-Pendelrollenlager, für alle anderen Wälzlager s. TB 14-3b oder WLK $Y_0 = 1$ für Axial-Pendelrollenlager, für Pendelkugel-, Pendelrollen- und Kegelrollenlager s. TB 14-2, für alle anderen Wälzlager nach TB 14-3b oder WLK rein radial beansprucht: $P_0 = F_{r0}$ rein axial beansprucht: $P_0 = F_{a0}$ bei Schräkgugel- und Kegelrollenlagern $F_{aI}$ und $F_{aII}$ nach Nr. 9, Hinweise, einsetzen

Nr.	Formel	Hinweise																
5	<p>b) dynamische Tragfähigkeit dynamische Kennzahl</p> $f_L = \frac{C}{P} \cdot f_n \geq f_{L\text{erf}}$	$f_n = \sqrt[p]{\frac{33^{1/3}}{n}}$ bzw. nach TB 14-4 $p = 3$ für Kugellager $p = 10/3$ für Rollenlager $P$ nach Nr. 9 Empfehlungswerte für $f_L$ siehe TB 14-7 Allgemeine Richtwerte für $f_L$ :	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Betriebsart</th> <th>Lagerwechsel stört Betriebsablauf</th> <th></th> </tr> <tr> <th></th> <th>sehr</th> <th>weniger</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Aussetzbetrieb</td> <td><math>f_L = 2 \dots 3,5</math></td> <td><math>f_L = 1 \dots 2,5</math></td> </tr> <tr> <td>Zeitbetrieb (≈ 8 h)</td> <td><math>f_L = 3 \dots 4,5</math></td> <td><math>f_L = 2 \dots 4</math></td> </tr> <tr> <td>Dauerbetrieb</td> <td><math>f_L = 4 \dots 5,5</math></td> <td><math>f_L = 3,5 \dots 5</math></td> </tr> </tbody> </table>	Betriebsart	Lagerwechsel stört Betriebsablauf			sehr	weniger	Aussetzbetrieb	$f_L = 2 \dots 3,5$	$f_L = 1 \dots 2,5$	Zeitbetrieb (≈ 8 h)	$f_L = 3 \dots 4,5$	$f_L = 2 \dots 4$	Dauerbetrieb	$f_L = 4 \dots 5,5$	$f_L = 3,5 \dots 5$
Betriebsart	Lagerwechsel stört Betriebsablauf																	
	sehr	weniger																
Aussetzbetrieb	$f_L = 2 \dots 3,5$	$f_L = 1 \dots 2,5$																
Zeitbetrieb (≈ 8 h)	$f_L = 3 \dots 4,5$	$f_L = 2 \dots 4$																
Dauerbetrieb	$f_L = 4 \dots 5,5$	$f_L = 3,5 \dots 5$																

Wird für das Wälzlager eine Lebensdauer  $L_{10h}$  in Betriebsstunden gefordert, dann

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_{10h}}{500}} \text{ bzw. nach TB 14-5}$$

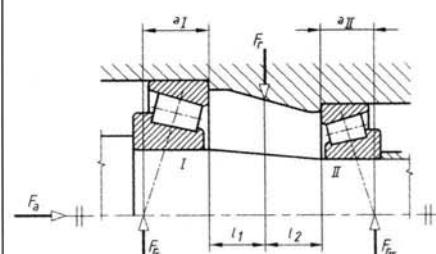
$C$  nach TB 14-2. Die Wälzlagerhersteller geben voneinander abweichende  $C$ -Werte an. Im Praxisfall deshalb die Werte aus dem entsprechenden WLK entnehmen.

Bei Direktlagerungen ist gegebenenfalls ein Härteeinfluss, bei höheren Einsatztemperaturen ein Temperatureinfluss zu berücksichtigen. Für  $C$  ist dann  $C_H$  (s. Nr. 11) bzw.  $C_T$  (s. Nr. 13) einzusetzen.

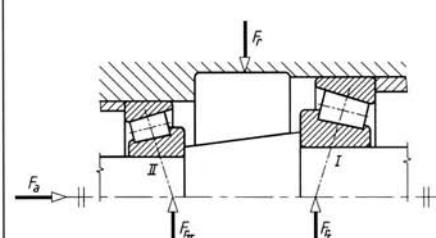


Nr.	Formel	Hinweise																											
6	<p>Nominelle Lebensdauer  <math>L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p</math>          bzw.  <math>L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \geq L_{10h\text{erf}}</math></p>	<p>Die nominelle Lebensdauer berücksichtigt nur die Belastungsbedingungen.</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <th><math>L_{10}</math></th> <th><math>L_{10h}</math></th> <th><math>C</math></th> <th><math>P</math></th> <th><math>n</math></th> </tr> <tr> <td><math>10^6</math> Umdreh.</td> <td>h</td> <td>N, kN</td> <td>N, kN</td> <td><math>\text{min}^{-1}</math></td> </tr> </table> <p><math>p = 3</math> für Kugellager  <math>p = 10/3</math> für Rollenlager  <math>C</math> aus TB 14-2 oder WLK  <math>P</math> nach Nr. 9, 10, 11 oder 12          Empfehlungswerte für <math>L_{10h}</math> siehe TB 14-7</p>	$L_{10}$	$L_{10h}$	$C$	$P$	$n$	$10^6$ Umdreh.	h	N, kN	N, kN	$\text{min}^{-1}$																	
$L_{10}$	$L_{10h}$	$C$	$P$	$n$																									
$10^6$ Umdreh.	h	N, kN	N, kN	$\text{min}^{-1}$																									
7	<p>Erreichbare Lebensdauer bei <i>konstanten Betriebsbedingungen</i>  <math>L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10}</math>          bzw.  <math>L_{nah} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10h}</math></p>	<p>Neben den Belastungsbedingungen werden hierbei die Betriebsbedingungen berücksichtigt.          Im Normalfall wird mit einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10 % gerechnet <math>\cong</math> einer nominalen Lebensdauer <math>L_{10}</math> bzw. <math>L_{10h}</math>. Hierfür ist <math>a_1 = 1</math></p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>Ausfallwahrscheinlichkeit in %</td> <td>50</td> <td>30</td> <td>10</td> <td>5</td> <td>4</td> <td>3</td> <td>2</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>Ermüdungslaufzeit</td> <td><math>L_{50}</math></td> <td><math>L_{30}</math></td> <td><math>L_{10}</math></td> <td><math>L_{5a}</math></td> <td><math>L_{4a}</math></td> <td><math>L_{3a}</math></td> <td><math>L_{2a}</math></td> <td><math>L_{1a}</math></td> </tr> <tr> <td>Faktor <math>a_1</math></td> <td>5</td> <td>3</td> <td>1</td> <td>0,62</td> <td>0,53</td> <td>0,44</td> <td>0,33</td> <td>0,21</td> </tr> </table> <p><math>a_{23} = a_{23\text{II}} \cdot s</math>  <math>a_{23\text{II}}</math> nach TB 14-12 mit <math>\kappa</math> nach TB 14-10 und <math>K</math> nach TB 14-11.  <math>K</math> mit <math>f_s^* = C_0/P_0^*</math> und <math>P_0^* = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a</math>  <math>s</math> nach TB 14-13</p>	Ausfallwahrscheinlichkeit in %	50	30	10	5	4	3	2	1	Ermüdungslaufzeit	$L_{50}$	$L_{30}$	$L_{10}$	$L_{5a}$	$L_{4a}$	$L_{3a}$	$L_{2a}$	$L_{1a}$	Faktor $a_1$	5	3	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21
Ausfallwahrscheinlichkeit in %	50	30	10	5	4	3	2	1																					
Ermüdungslaufzeit	$L_{50}$	$L_{30}$	$L_{10}$	$L_{5a}$	$L_{4a}$	$L_{3a}$	$L_{2a}$	$L_{1a}$																					
Faktor $a_1$	5	3	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21																					
8	<p>Erreichbare Lebensdauer bei <i>veränderlichen Betriebsbedingungen</i>  <math>L_{na} = \frac{100\%}{\frac{q_1}{L_{na1}} + \frac{q_2}{L_{na2}} + \dots + \frac{q_n}{L_{nan}}}</math>          bzw.  <math>L_{nah} = \frac{100\%}{\frac{q_1}{L_{nah1}} + \frac{q_2}{L_{nah2}} + \dots + \frac{q_n}{L_{nahn}}}</math></p>	<p><math>L_{na1} \dots L_{nan}</math> bzw. <math>L_{nah} \dots L_{nahn}</math> jeweils nach Nr. 7  <math>q_1 \dots q_n</math> s. Nr. 10, Hinweise</p>																											

Nr.	Formel	Hinweise
9	c) Einflussgrößen auf die dynamische Tragfähigkeit dynamisch äquivalente Lagerbelastung $P$ bei <i>konstanter Belastung und konstanter Drehzahl</i> $P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$	$X, Y$ nach TB 14-3a oder WLK rein radial beansprucht: $P = F_r$ Axiallager: $P = F_a$ außer Axial-Pendelrollenlager $P = 1,2F_r + F_a$ bei angestellter Lagerung mit Kegelrollen- oder einreihigen Schräkgugellagern (Formeln gelten annähernd) für $F_a$ berechnete Axialkräfte $F_{al}$ bzw. $F_{all}$ einsetzen

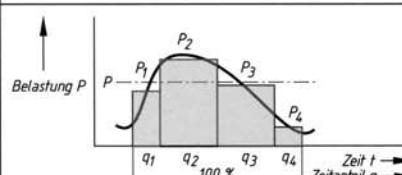
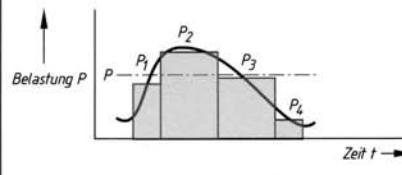
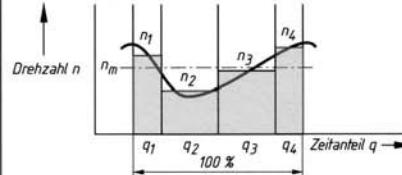
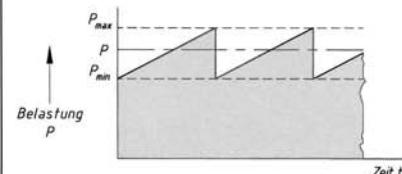


O-Anordnung

X-Anordnung

Kräfteverhältnisse	bei Berechnungen einzusetzende Axialkräfte $F_{al}$ und $F_{all}$	
	Lager I	Lager II
1. $\frac{F_{rl}}{Y_I} \leq \frac{F_{rlI}}{Y_{II}}$	$F_{al} = F_a + 0,5 \frac{F_{rlI}}{Y_{II}}$	—
2. $\frac{F_{rl}}{Y_I} > \frac{F_{rlI}}{Y_{II}}$ ; $F_a > 0,5 \left( \frac{F_{rl}}{Y_I} - \frac{F_{rlI}}{Y_{II}} \right)$	$F_{al} = F_a + 0,5 \frac{F_{rlI}}{Y_{II}}$	—
3. $\frac{F_{rl}}{Y_I} > \frac{F_{rlI}}{Y_{II}}$ ; $F_a \leq 0,5 \left( \frac{F_{rl}}{Y_I} - \frac{F_{rlI}}{Y_{II}} \right)$	—	$F_{all} = 0,5 \cdot \frac{F_{rl}}{Y_I} - F_a$

Nr.	Formel	Hinweise
10	dynamisch äquivalente Lagerbelastung $P$ bei periodisch veränderlicher Belastung und konstanter Drehzahl $P = \left( P_1^p \cdot \frac{q_1}{100\%} + P_2^p \cdot \frac{q_2}{100\%} + \dots + P_n^p \cdot \frac{q_n}{100\%} \right)^{\frac{1}{p}}$	 <p><math>P_1 \dots P_n</math> dynamisch äquivalente Lagerbelastungen ermittelt mit den Teilbelastungen <math>F_{rl}, F_{al} \dots F_m, F_{an}</math> nach Nr. 9</p> $q_1 = \frac{t_1}{t} \cdot 100 \dots q_n = \frac{t_n}{t} \cdot 100 \text{ in \%}, \text{ wenn gesamte Laufzeit } t = t_1 + t_2 + \dots + t_n$
11	dynamisch äquivalente Lagerbelastung $P$ bei periodisch veränderlicher Belastung und Drehzahl $P = \left( P_1^p \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100\%} + P_2^p \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100\%} + \dots + P_n^p \cdot \frac{n_n}{n_m} \cdot \frac{q_n}{100\%} \right)^{\frac{1}{p}}$	 
12	dynamisch äquivalente Lagerbelastung $P$ bei konstanter Drehzahl und linearen Belastungszyklus $P = \frac{P_{\min} - 2P_{\max}}{3}$	$n_m = n_1 \cdot \frac{q_1}{100\%} + n_2 \cdot \frac{q_2}{100\%} + \dots + n_n \cdot \frac{q_n}{100\%}$ 
13	Minderung der Lagertragzahl $C$ bei Temperatureinfluss $C_T = C \cdot f_T$	$f_T = 0,9 \text{ bei } 200^\circ \text{ (S1)}, f_T = 0,75 \text{ bei } 250^\circ \text{ (S2)}, f_T = 0,6 \text{ bei } 300^\circ \text{ (S3)}$
14	Minderung der Lagertragzahl $C$ bzw. $C_0$ bei Härteeinfluss $C_H = C \cdot f_H \text{ bzw. } C_{0H} = C_0 \cdot f_H$	$f_H = 0,95 \text{ bei } 57 \text{ HRC}, f_H = 0,9 \text{ bei } 56 \text{ HRC}, f_H = 0,85 \text{ bei } 55 \text{ HRC}, f_H = 0,81 \text{ bei } 54 \text{ HRC}, f_H = 0,77 \text{ bei } 53 \text{ HRC}, f_H = 0,73 \text{ bei } 52 \text{ HRC}$

## Technische Regeln (Auswahl)

Technische Regel	Titel
DIN 509	08.66
DIN 615	01.93
EDIN 616	01.95
DIN 617	01.93
DIN 620-2	02.88
DIN 620-3	06.82
DIN 623-1	05.93
	Freistische Wälzlager; Schulterkugellager – –; Maßpläne für äußere Abmessungen – –; Nadellager mit Käfig, Maßreihen 48 und 49 – –; Wälzlagertoleranzen für Radiallager – –; Wälzlagertoleranzen für Axiallager Bezeichnungen für Wälzlager, Allgemeines, Lagerreihenzeichen für Kugellager, Zylinderrollenlager und Pendelrollenlager
DIN 625-1	04.89
DIN 625-2	03.90
EDIN 628-1	12.93
EDIN 628-1	12.93
EDIN 630	11.93
	– –; Wälzlager; Rillenkugellager, einreihig – –; Rillenkugellager, zweireihig – –; Radial-Schrägkugellager, einreihig – –; Radial-Schrägkugellager, zweireihig – –; Radial-Pendelrollenlager; zweireihig, zylindrische und kegelige Bohrung
DIN 635-1	08.87
DIN 711	02.88
DIN 715	08.87
DIN 720	02.79
DIN 722	08.87
DIN 728	02.91
	– –; Pendelrollenlager; Tonnenlager, einreihig – –; Axial-Rillenkugellager, einseitig wirkend – –; Axial-Rillenkugellager, zweiseitig wirkend – –; Kegelrollenlager – –; Axial-Zylinderrollenlager; zweiseitig wirkend – –; Axial-Pendelrollenlager, einseitig wirkend, mit unsymmetrischen Rollen
DIN 736	11.84
DIN 737	11.84
DIN 738	11.84
DIN 739	11.84
DIN 981	02.93
DIN 5406	02.93
EDIN 5412-2	02.94
DIN 5415	02.93
DIN 5416	03.90
DIN 5417	12.76
DIN 5418	02.93
DIN 5425-1	11.84
DIN 7993	04.70
DIN ISO 281	01.93
	– –; Stehlagergehäuse für Wälzlager der Durchmesserreihe 2 mit kegeliger Bohrung und Spannhülse – –; Stehlagergehäuse für Wälzlager der Durchmesserreihe 3 mit kegeliger Bohrung und Spannhülse – –; Stehlagergehäuse für Wälzlager der Durchmesserreihe 2 mit zylindrischer Bohrung – –; Stehlagergehäuse für Wälzlager der Durchmesserreihe 3 mit zylindrischer Bohrung – –; Nutmuttern – –; Muttersicherungen – –; Zylinderrollenlager, einreihig, mit Käfig, Winkelringe; Auswahl für den allgemeinen Maschinenbau – –; Spannhülsen – –; Abziehhülsen Befestigungsteile für Wälzlager; Sprengringe für Lager mit Ringnut Wälzlager, Maße für den Einbau – –; Toleranzen für den Einbau; Allgemeine Richtlinien Runddraht-Sprengringe und -Sprengringnuten für Wellen und Bohrungen Wälzlager; Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer, Berechnungsverfahren

## 15 Gleitlager

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$A$	$\text{m}^2$	Gleitfläche
$A_G$	$\text{m}^2$	wärmeabgebende Oberfläche des Lagergehäuses
$EI, ES$	$\mu\text{m}, \text{mm}$	unteres, oberes Abmaß der Lagerbohrung
$ei, es$	$\mu\text{m}, \text{mm}$	unteres, oberes Abmaß der Welle
$b$	$\text{mm}$	tragende Lagerbreite; radiale Lagerring- bzw. Segmentbreite für Axiallager
$b_L$	$\text{mm} (\text{m})$	Lagerbreite (Gehäusebreite)
$b_{\text{Nut}}$	$\text{mm}$	Breite einer Nut am Umfang (Ringnut bzw. $360^\circ$ -Nut, $180^\circ$ -Nut)
$b_T$	$\text{mm}$	Breite der Schmiertasche
$C_a$	1	Übergangskonstante für den Übergang von Misch- in Flüssigkeitsreibung
$c$	$\text{J}/(\text{kg } ^\circ\text{C}), \text{Nm}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$	spezifische Wärmekapazität des Schmierstoffs
$d$	$\text{m}$	Außendurchmesser der wärmeabgebenden äußeren Oberfläche für zylindrische Lager (Gehäuseaußendurchmesser)
$d_0$	$\text{mm}$	Schmierloch-Durchmesser (Zuführbohrung)
$d_a = 2 \cdot r_a, d_i = 2 \cdot r_i$	$\text{mm}$	Außen-, Innendurchmesser (dsgl. Radien) für Axiallager
$d_L$	$\text{mm}$	Lager(innen)durchmesser (Nennmaß der Lagerbohrung)
$d_m = 0,5(d_a + d_i)$	$\text{mm}$	mittlerer Durchmesser bei Axiallagern
$d_w$	$\text{mm}$	Wellendurchmesser (Nennmaß)
$E$	$\text{N}/\text{mm}^2$	Elastizitätsmodul
$e = 0,5 \cdot s - h_0$	$\text{mm}$	Exzentrizität (Verlagerung der Wellenachse gegenüber der Lagerachse bei Radiallagern)
$F$	$\text{N}$	Lagerkraft (radial, axial)
$F_R = F_t$	$\text{N}$	Reibungskraft gleich Verschiebekraft im Schmierfilm
$H$	$\text{m}$	Stahlagerhöhe

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$h$	m, mm	Schmierspalthöhe (örtlich)
$h_0$	µm, mm, cm	kleinste Schmierspalthöhe (Schmierfilmdicke)
$h_{0\text{zul}}$	µm	Grenzwert für $h_0$ , kleinste zulässige Schmierspalthöhe
$h_{\text{seg}}$	mm	Segmentdicke für Axiallager
$K$	Pa s	Konstante ( $0,18 \cdot 10^{-3}$ Pa s), schmierstoffspezifische Größe
$k_1$	1	Belastungskennzahl für Axiallager (Spurlager)
$k_2$	1	Reibungskennzahl für Axiallager (Spurlager)
$L$	m	Stahlagerbreite (Gehäuselänge)
$l$	mm	wirksame Keilspalt- bzw. Segmentlänge
$l_R$	mm	Länge der Rastfläche für eingearbeitete Keilflächen bei Axiallagern
$l_t$	mm	Keilspalt- bzw. Segmentteilung
$n, n_W$	s <sup>-1</sup> , min <sup>-1</sup>	Drehzahl, Wellendrehzahl
$n_0, n'_0$	min <sup>-1</sup>	Übergangsdrehzahl beim Anlauf, Auslauf; Übergang von Misch- in Flüssigkeitsreibung
$P_a$	Nm/s, W	über Lagergehäuse und Welle durch Konvektion abgeföhrter Wärmestrom
$P_c$	Nm/s, W	vom Schmierstoff abgeföhrter Wärmestrom
$P_p$	Nm/s, W	Pumpenleistung
$P_R$	Nm/s, W	Reibungsverlustleistung, durch Reibung entstehender Wärmestrom im vollgeschmierten Lager
$p, (p_\infty)$	N/mm <sup>2</sup> , bar	örtlicher Schmierfilmdruck im begrenzten (unbegrenzten) Gleitraum
$p_L$	N/mm <sup>2</sup> , N/cm <sup>2</sup> , N/m <sup>2</sup> = Pa	spezifische Lagerbelastung, mittlere Flächenpressung
$p_{L\text{zul}}$	N/mm <sup>2</sup> , N/m <sup>2</sup>	Grenzwert für $p_L$ , zulässige spezifische Lagerbelastung
$p_{\max}$	N/mm <sup>2</sup> , bar	größter auftretender Schmierfilmdruck, Druckmaximum
$p_T \approx p_Z$	Pa, N/cm <sup>2</sup> , bar	Taschendruck $\approx$ Zuführdruck bei Spurlagern

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$p_V$	N/cm <sup>2</sup> , bar	Druckverlust
$q_L, q_T$	1	Minderungsfaktor bei Druckölzufuhr für Schmierloch, Schmiertasche
$R_a$	µm	Mittenrauwert
$R_{zL}, R_{zw}$	µm	gemittelte Rautiefe für Lager, Welle
$So$	1	Sommerfeldzahl
$s = d_L - d_W$	µm, mm	Lagerspiel
$\Delta s, \Delta s_{\max}, \Delta s_{\min}$	mm	Lagerspieländerung, größte, kleinste
$s_B, s_{B\max}, s_{B\min}$	mm	Betriebslagerspiel, größtes, kleinstes
$s_E, s_{E\max}, s_{E\min}$	mm	Einbau-Lagerspiel, Fertigungsspiel, Kaltspiel
$T_R$	Ncm	Reibungsmoment bei Spurlagern
$t$	mm	Schmierkeiltiefe
$u_W$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit der Welle
$u_m = d_m \cdot \pi \cdot n_W$	m/s	mittlere Umfangsgeschwindigkeit bei Axial-lagern
$\dot{V}, \dot{V}_{\text{ges}}$	m <sup>3</sup> /s	gesamter Schmierstoffdurchsatz, Schmierstoff-volumenstrom
$\dot{V}_D$	m <sup>3</sup> /s	Schmierstoffdurchsatz infolge Förderung durch Wellendrehung (Eigendruckentwick-lung)
$\dot{V}_{D\text{rel}}$	1	relativer (bezogener) Schmierstoffdurchsatz infolge Förderung durch Wellendrehung
$\dot{V}_k$	m <sup>3</sup> /s	Kühlöldurchsatz
$V_L$	dm <sup>3</sup>	Lagervolumen
$\dot{V}_{pZ}$	m <sup>3</sup> /s	Schmierstoffdurchsatz infolge Zuführdrucks
$\dot{V}_{pZ\text{rel}}$	1	relativer (bezogener) Schmierstoffdurchsatz infolge Zuführdrucks
$VG$	mm <sup>2</sup> /s	Viskositätsklasse
$v$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit des Schmierstoffs
$W_t$	µm	Welligkeit der Oberfläche von Welle und La-gerschale
$w$	m/s	mittlere Strömungsgeschwindigkeit der das Lagergehäuse umgebenden Luft, Luftge-schwindigkeit

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$z$	1	Anzahl der Keilflächen bzw. Segmente der Axiallagern
$\alpha$	Nm/(m <sup>2</sup> · s · °C), W/(m <sup>2</sup> · °C)	effektive Wärmeübergangszahl zwischen Lagergehäuse und Umgebungsluft
$\alpha_K$	°	Keilneigungswinkel
$\alpha_L, \alpha_W$	1/°C, 1/K	Längenausdehnungskoeffizient bezogen auf $d_L$ , auf $d_W$
$\beta$	°	Verlagerungswinkel (Winkellage von $h_0$ in Bezug auf $F$ -Richtung)
$\epsilon = e/(s/2)$	1	relative Exzentrizität
$\eta_{\text{eff}}$	Pa s, Ns/m <sup>2</sup>	effektive dynamische Viskosität bei $\theta_{\text{eff}}$
$\eta_p$	1	Pumpenwirkungsgrad
$\eta_\theta$	Pa s	dynamische Viskosität bei der Temperatur $\theta$
$\theta_0$	°C	Richttemperatur für $\theta_{\text{eff}}$ (Annahme)
$\theta_{\text{eff}}$	°C	der $\eta_{\text{eff}}$ zugrundeliegende Temperatur, effektive Schmierfilmtemperatur
$\theta_e, \theta_a$	°C	Eintritts-, Austrittstemperatur des Schmierstoffs
$\Delta\theta = \theta_a - \theta_e$	°C	Schmierstofferwärmung
$\theta_L$	°C	Lagertemperatur
$\theta_{L\text{zul}}$	°C	Grenzrichtwert für die Lagertemperatur (maximal zulässige Lagertemperatur)
$\theta_m$	°C	mittlere Lagertemperatur
$\theta_U$	°C	Temperatur der Umgebungsluft
$\mu$ bzw. $\mu/\psi_B$	1	Reibungszahl bzw. Reibungskennzahl (relative oder bezogene Reibungszahl)
$\nu = \eta/\rho$	mm <sup>2</sup> /s, m <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität des Schmierstoffs
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Schmierstoffs
$\varrho \cdot c$	N/(m <sup>2</sup> · °C)	raumspezifische Wärme
$\psi = s/d_L$	1	relatives Lagerspiel
$\psi_B$	1	mittleres relatives Betriebslagerspiel bei $\theta_{\text{eff}}$
$\psi_E$	1	relatives Einbaulagerspiel
$\omega, \omega_{\text{eff}}$	1/s	Winkelgeschwindigkeit, effektive für $n_W$

Nr.	Formel	Hinweise
		<p>Einfache Gleitlager sind Bestandteil vieler Geräte die Dreh- oder Schwenkbewegungen ausführen. In Scheren und Zangen oder Drehknöpfen arbeiten sie ohne, bei einfachen Fahrzeugen oder mechanischen Uhren mit Schmiermittel. Im Maschinenbau werden Gleitlager überwiegend zur Übertragung von radialen und axialen Kräften zwischen einer rotierenden Welle und einer feststehenden Lagerschale eingesetzt. Ihr Einsatz empfiehlt sich, wenn hohe Laufruhe gefordert wird, bei hohen Belastungen und Drehzahlen, bei starken Erschütterungen oder geteilten Lagern und wegen ihres einfachen Aufbaus auch bei großen Abmessungen.</p> <p>Bei einwandfreiem Schmierfilm ist ihre Lebensdauer nahezu unbegrenzt.</p> <p>Hinderlich für ihren Einsatz sind oft der hohe Schmierstoffbedarf, die große axiale Bau-länge, das oft aufwendige Einlaufen und bei hydrodynamisch arbeitenden Lagern der Verschleiß bei häufigem Anfahren.</p>

### Hydrodynamische Radiallager

Beim hydrodynamischen Radialgleitlager wird der Schmierstoff durch seine Haftung an der Welle mitgerissen und in den sich keilförmig verengenden Spalt gepresst. Dadurch schwimmt die Welle durch den Druck im Schmierstoff auf bis zum Gleichgewicht mit der äußeren Lagerkraft. Beim Anlauf aus dem Stillstand sinkt die Reibungszahl von der Festkörperreibung mit zunehmender Drehzahl im Gebiet der Mischreibung weiter bis zum Minimum bei der Übergangsdrehzahl. Im Gebiet der Flüssigkeitsreibung steigt sie wieder leicht an. Nur hier ist ein verschleißfreier Betrieb zu erwarten.

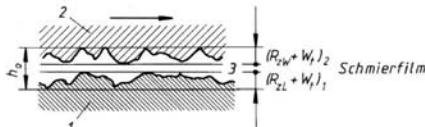
Von den bekannten Lagerabmessungen und Betriebsdaten ausgehend erfasst die Gleitlagerberechnung die Beziehung zwischen Tragfähigkeit und Schmierfilmdicke, die Reibleistung, die Wärmebilanz und den Schmierstoffdurchsatz. Sie gilt für stationär belastete Gleitlager, d. h. die Lagerkraft und die Gleitgeschwindigkeit sind zeitlich konstant. Als dimensionslose Lagerkenngröße gilt die Sommerfeldzahl  $So = p_L \cdot \psi^2 / (\eta \cdot \omega)$  mit der mittleren Flächenpressung  $p_L = F / (b \cdot d_L)$ , dem relativen Lagerspiel  $\psi = s / d_L$ , der dynamischen Ölviskosität  $\eta$  und Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ . Dabei lassen sich Schwerlastbereich ( $So > 1$ : stark belastete und/oder langsam laufende Lager) und Schnelllaufbereich ( $So < 1$ : schwach belastete und/oder schnell laufende Lager) unterscheiden.

Eine hydrodynamische Schmierfilmbildung ist auch bei Fettschmierung möglich. Da Fettlager aber mit Verlustschmierung betrieben werden, ist bei der Auslegung auf minimalen Fettbedarf zu achten. Durch die geringe Wärmeabfuhr durch den Schmierstoff Fett sind im Dauerbetrieb nur Gleitgeschwindigkeiten bis 2 m/s möglich. Außerdem darf auf Grund der geringen Fließgeschwindigkeit das relative Lagerspiel 2% nicht unterschreiten.

Das Berechnungsschema (A 15-1) am Ende des Kapitels erleichtert den Ablauf der üblichen Nachprüfung auf mechanische und thermische Beanspruchung und auf Verschleißsicherheit.

Nr.	Formel	Hinweise															
<b>Beziehung zwischen Tragfähigkeit und Schmierfilmdicke</b>																	
1	Übergangsdrrehzahl $n'_u \approx \frac{0.1 \cdot F}{C_u \cdot \eta_{eff} \cdot V_L}$	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>n'_u</math></th><th><math>F</math></th><th><math>V_L</math></th><th><math>C_u</math></th><th><math>\eta_{eff}</math></th></tr> <tr> <th>min<sup>-1</sup></th><th>N</th><th>dm<sup>3</sup></th><th>1</th><th>mPa s</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table> Lagervolumen $V_L = (\pi \cdot d_L^2 / 4) \cdot b$ $\eta_{eff}$ in Abhängigkeit von $\theta_{eff}$ für Normöle nach TB 15-9 Anhaltswerte für die Übergangskonstante $C_u$ $p_L < 1 \text{ N/mm}^2: C_u < 1$ $1 \text{ N/mm}^2 \leq p_L \leq 10 \text{ N/mm}^2: 1 \leq C_u \leq 8$ $p_L > 10 \text{ N/mm}^2: C_u > 6$ Für die Betriebsdrehzahl $n$ werden in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit $u$ folgende Mindestwerte empfohlen: für $u \leq 3 \text{ m/s}: n/n_u = 3$ für $u \geq 3 \text{ m/s}: n/n_u =  u $ in m/s Beachte: Die „Volumenformel“ wird aus der Überlegung abgeleitet, dass im Bereich des Übergangs zur Mischreibung $So \cdot (1 - \varepsilon) \approx 1$ . Mit den Annahmen $h_0 = 10/3 \mu\text{m}$ und $\psi = 2\%$ wird $C_u = 1$ . Im Experiment wurde bei eingelaufenen Lägern der verschleißfreie hydrodynamische Schmierzustand bei einer bis 100-fach niedrigeren Drehzahl erreicht ( $C_u = 100!$ ). Bei Wellenschiefstellung und höherer Rauheit sinkt $C_u$ ab.	$n'_u$	$F$	$V_L$	$C_u$	$\eta_{eff}$	min <sup>-1</sup>	N	dm <sup>3</sup>	1	mPa s					
$n'_u$	$F$	$V_L$	$C_u$	$\eta_{eff}$													
min <sup>-1</sup>	N	dm <sup>3</sup>	1	mPa s													
2	Abhängigkeit der dynamischen Viskosität $\eta_\theta$ von der Temperatur – aus der Viskositätsklasse ISO VG berechnet $\ln \frac{\eta_\theta}{K} = \left( \frac{159,56}{\theta + 95 \text{ }^\circ\text{C}} - 0,1819 \right)$ $\times \ln \frac{\varrho \cdot VG}{10^6 \cdot K}$	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\eta_\theta, K</math></th><th><math>\varrho</math></th><th><math>VG</math></th><th><math>\theta</math></th></tr> <tr> <th>Pa s</th><th>kg/m<sup>3</sup></th><th>mm<sup>2</sup>/s</th><th>°C</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td><td></td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table> Konstante $K = 0,18 \cdot 10^{-3} \text{ Pa s}$ Dichte des Schmieröls $\varrho$ nach Herstellerangaben, z. B. Shell Morlina Oil 22: $\varrho = 865 \text{ kg/m}^3$ bei $15 \text{ }^\circ\text{C}$ , meist ausreichend genau als Mittelwert $\varrho = 900 \text{ kg/m}^3$ . Viskositätsklasse ISO VG nach DIN 51519. Definiert sind 18 Viskositätsklassen von 2 bis $1500 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei $40 \text{ }^\circ\text{C}$ , siehe TB 15-9. Der Viskositätsverlauf der ISO-Normöle ist für eine mittlere Dichte in TB 15-9 dargestellt.	$\eta_\theta, K$	$\varrho$	$VG$	$\theta$	Pa s	kg/m <sup>3</sup>	mm <sup>2</sup> /s	°C							
$\eta_\theta, K$	$\varrho$	$VG$	$\theta$														
Pa s	kg/m <sup>3</sup>	mm <sup>2</sup> /s	°C														

Nr.	Formel	Hinweise
3	<p>– aus Nennviskosität <math>\eta_{40}</math> berechnet</p> $\eta_{\vartheta} = K \cdot \exp \left[ \left( \frac{160}{\vartheta + 95^\circ\text{C}} - 0,1819 \right) \cdot \ln \frac{\eta_{40}}{K} \right]$	$\begin{array}{c c} \eta_{\vartheta}, \eta_{40}, K & \vartheta \\ \hline \text{Pa s} & {}^\circ\text{C} \end{array}$ <p>Konstante <math>K = 0,18 \cdot 10^{-3}</math> Pa s</p> <p>Nennviskosität <math>\eta_{40}</math> (dynamische Viskosität bei <math>40^\circ\text{C}</math>) aus TB 15-9.</p>
4	<p>Abhängigkeit der Dichte von Schmierölen von der Temperatur</p> $\varrho = \varrho_{15} [1 - 65 \cdot 10^{-5} (\vartheta - 15)]$	$\begin{array}{c c} \varrho, \varrho_{15} & \vartheta \\ \hline \text{kg/m}^3 & {}^\circ\text{C} \end{array}$ <p><math>\varrho_{15}</math> als Dichte bei <math>\vartheta = 15^\circ\text{C}</math> nach Angabe der Öllieferanten, z. B. Shell Vitrea Oil 68: <math>\varrho_{15} = 877 \text{ kg/m}^3</math>.</p> <p>Die Dichte der Mineralöle liegt bei <math>\varrho = 900 \text{ kg/m}^3</math> (Abweichung <math>\pm 5\%</math>). Sie wird nach DIN 51757 bestimmt und für die Bezugstemperatur <math>15^\circ\text{C}</math> angegeben.</p> <p>Grundsätzlich nimmt die Viskosität mit zunehmender Temperatur ab und mit zunehmendem Druck zu.</p>
5	<p>spezifische Lagerbelastung</p> $p_L = \frac{F}{b \cdot d_L} \leq p_{L,zul}$	<p><math>b</math> und <math>d_L</math> als tragende Lagerbreite und Lagerinnendurchmesser für genormte Gleitlager nach TB 15-1 bis TB 15-3.</p> <p>Erfahrungsrichtwerte <math>p_{L,zul}</math> für genormte Lagerwerkstoffe siehe TB 15-7.</p> <p>Die zulässige statische mittlere Flächenbelastung wird abhängig von <math>R_{p0,2}</math> des Lagerwerkstoffes meist mit <math>p_{L,zul} = R_{p0,2}/3</math> bei stationärer und <math>p_{L,zul} = R_{p0,2}/6</math> bei instationärer Belastung angegeben, vgl. TB 15-6.</p> <p>Wenn bereits beim Anfahren <math>p_L &gt; 3 \text{ N/mm}^2</math>, muss zum Schutz der Gleitflächen ggf. eine hydrostatische Anhebung vorgesehen werden.</p>

Nr.	Formel	Hinweise						
6	Kontrolle der kleinsten Schmier-spalthöhe $h_0 = 0,5 \cdot d_L \cdot \psi_B (1 - \varepsilon) \cdot 10^3 \geq h_{0\text{zul}}$	Verschleißfreier Betrieb, wenn $h_0 > h_{0\text{zul}}$ . <table style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>h_0, h_{0\text{zul}}</math></td> <td><math>d_L</math></td> <td><math>\psi_B, \varepsilon</math></td> </tr> <tr> <td>µm</td> <td>mm</td> <td>1</td> </tr> </table> <p>TB 15-16 enthält Erfahrungswerte für <math>h_{0\text{zul}} = f(d_w, u_w)</math>, wobei außer entsprechenden Rautiefen, geringe Formfehler der Gleitflächen, sorgfältige Montage und ausreichende Filterung des Schmierstoffs vorausgesetzt wird.</p> <p>Bei unverkanteter und nicht durchgebogener Welle gilt auch <math>h_0 &gt; h_{0\text{zul}} = \sum (R_z + W_t)</math>.</p> 	$h_0, h_{0\text{zul}}$	$d_L$	$\psi_B, \varepsilon$	µm	mm	1
$h_0, h_{0\text{zul}}$	$d_L$	$\psi_B, \varepsilon$						
µm	mm	1						
7	<b>Betriebskennwerte (Richtwerte)</b> Breitenverhältnis (relative Lagerbreite) $\frac{b}{d_L} = 0,2 \dots 1 \dots (1,5)$	Richtwerte: $b/d_L = 0,5 \dots 1$ , wenn $u_w$ hoch und $p_L$ klein $b/d_L < 0,5$ , wenn $u_w$ niedrig und $p_L$ hoch Bei schmaler Ausführung bessere Wärmeabfuhr durch guten seitlichen Ölabfluss (Seitenströmung) und geringere Gefahr der Kan tenpressung.						
8	relatives Lagerspiel – allgemein $\psi = \frac{s}{d_L} = \frac{d_L - d_w}{d_L} \approx \frac{d_L - d_w}{d_w}$	$\psi$ schwankt zwischen 0,5 % bei hochbelasteten langsam laufenden Lagern und 3 % bei gering belasteten schnell laufenden Lagern.						

Nr.	Formel	Hinweise				
9	<p>– Richtwert für Einbau- bzw. Betriebslagerspiel</p> $\psi_E \text{ bzw. } \psi_B \approx 0,8 \sqrt[4]{u_W} \cdot 10^{-3}$ $\psi_B = \psi_E + \Delta\psi$	<p>Von diesen Werten kann um <math>\pm 25\%</math> abgewichen werden.</p> <table style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>\psi_E, \psi_B</math></td> <td><math>  u_W</math></td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>m/s</td> </tr> </table> <p>Umfangsgeschwindigkeit <math>u_W = \pi \cdot d_W \cdot n_W</math>, mit Wellendurchmesser <math>d_W</math> in m und Wellendrehfrequenz <math>n_W</math> in <math>s^{-1}</math>.</p> <p>Richtwerte für <math>\psi_E</math> bzw. <math>\psi_B</math> in Abhängigkeit von Gleitgeschwindigkeit, von Gleitgeschwindigkeit und Wellendurchmesser bzw. von Lagerdruck und Lagerwerkstoff, siehe TB 15-10.</p> <p>Bei unterschiedlichen Längenausdehnungskoeffizienten von Welle und Lager beträgt die Spieländerung</p> $\Delta\psi = (\alpha_L - \alpha_W) \cdot (\vartheta_{eff} - 20^\circ C)$ , mit $\alpha_L$ aus TB 15-6 und $\alpha_W$ aus TB 12-6b. <p>Obere Werte (untere Werte entsprechend genteilig) des relativen Lagerspiels sind zu wählen bei hartem Lagerwerkstoff (hoher E-Modul, Bronzen), relativ niedrigem Lagerdruck, großer relativer Lagerbreite <math>b/d_L &gt; 0,8</math>, starrem Lager, gleichbleibender Lastrichtung und einem Härteunterschied zwischen Welle und Lagerschale <math>\leq 100</math> HB.</p> <p>TB 15-11 und TB 15-12 erleichtern die Auswahl geeigneter ISO-Passungen zur Festlegung eines bestimmten Lagerspiels.</p>	$\psi_E, \psi_B$	$  u_W$	1	m/s
$\psi_E, \psi_B$	$  u_W$					
1	m/s					
10	<p>relative Exzentrizität</p> $\epsilon = \frac{e}{0,5 \cdot s} = \frac{e}{0,5 \cdot d_L \cdot \psi}$	<p><math>\epsilon</math> beschreibt zusammen mit dem Verlagerungswinkel <math>\beta</math> die Größe und Lage von <math>h_0</math> und damit die Verschleißgefährdung.</p> <p>Sind <math>b</math>, <math>d_L</math> und <math>\alpha_s</math> bekannt, kann <math>\epsilon</math> TB 15-13 entnommen werden.</p>				



Nr.	Formel	Hinweise												
11	<p>Sommerfeldzahl</p> $So = \frac{p_L \cdot \psi_B^2}{\eta_{\text{eff}} \cdot \omega_{\text{eff}}} = \frac{F \cdot \psi_B^2}{b \cdot d_L \cdot \eta_{\text{eff}} \cdot \omega_{\text{eff}}}$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>So, \psi_B</math></td><td><math>p_L</math></td><td><math>F</math></td><td><math>\eta_{\text{eff}}</math></td><td><math>\omega_{\text{eff}}</math></td><td><math>b, d</math></td></tr> <tr> <td>1</td><td><math>\text{N/mm}^2</math></td><td>N</td><td><math>\text{Ns/mm}^2</math></td><td>1/s</td><td>mm</td></tr> </table> <p>Die Kennzahl besagt, dass Lager mit gleicher <math>So</math>-Zahl hydrodynamisch ähnlich sind, sofern das Breitenverhältnis <math>b/d_L</math>, die Ölzuführerlemente (Bohrung, Nut) und der Öffnungswinkel (z. B. <math>360^\circ</math>-Lager) gleich sind. Für <math>\epsilon \rightarrow 1</math> geht <math>So \rightarrow \infty</math>.</p> <p>Betriebsverhalten:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <math>So \geq 1</math> und <math>\epsilon = 0,6 \dots 0,95</math>: störungsfreier Betrieb</li> <li>– <math>So \geq 10</math> und <math>\epsilon = 0,95 \dots 1</math>: Verschleiß möglich</li> <li>– <math>So &lt; 1</math> und <math>\epsilon &lt; 0,6</math>: mögliche Instabilität der Wellenlage</li> </ul> <p>Vergleiche TB 15-13b.</p> <p><math>p_L</math> nach Nr. 5  <math>\psi_B</math> nach Nr. 9  <math>\eta_{\text{eff}}</math> nach TB 15-9  <math>\omega_{\text{eff}} = 2 \cdot \pi \cdot n_w</math> in <math>\text{s}^{-1}</math> mit <math>n_w</math> in <math>\text{s}^{-1}</math></p>	$So, \psi_B$	$p_L$	$F$	$\eta_{\text{eff}}$	$\omega_{\text{eff}}$	$b, d$	1	$\text{N/mm}^2$	N	$\text{Ns/mm}^2$	1/s	mm
$So, \psi_B$	$p_L$	$F$	$\eta_{\text{eff}}$	$\omega_{\text{eff}}$	$b, d$									
1	$\text{N/mm}^2$	N	$\text{Ns/mm}^2$	1/s	mm									
12	<p>Reibungszahl</p> <p>Näherungswert</p> $So < 1 : \frac{\mu}{\psi_B} = \frac{3}{So}$	<p>Schwach belastete und/oder schnell laufende Lager</p>												
13	$So > 1 : \frac{\mu}{\psi_B} = \frac{3}{\sqrt{So}}$	<p>Stark belastete und/oder langsam laufende Lager</p> <p><math>\psi_B</math> nach Nr. 9  <math>So</math> nach Nr. 11  <math>\mu/\psi_B = f(So, b/d_L)</math> bzw. <math>f(\epsilon, b/d_L)</math> für genaue Berechnung aus TB 15-14, für <math>360^\circ</math>-Lager s. auch Hinweise zu Nr. 14</p>												

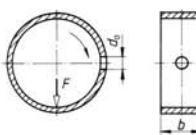
Nr.	Formel	Hinweise																
14	<b>Reibungsverhältnisse</b> Reibungsverlustleistung $P_R = \mu \cdot F \cdot u_w$ $= \mu \cdot F \cdot \frac{d_w}{2} \cdot \omega_{\text{eff}}$ $= \mu \cdot F \cdot d_w \cdot \pi \cdot n_w$ $= (\mu/\psi_B) \cdot F \cdot d_w \cdot \pi \cdot n_w \cdot \psi_B$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>P_R</math></td> <td><math>F</math></td> <td><math>d_w</math></td> <td><math>n_w</math></td> <td><math>u_w</math></td> <td><math>\mu</math></td> <td><math>\omega_{\text{eff}}</math></td> <td><math>\psi_B</math></td> </tr> <tr> <td>Nm/s, W</td> <td>N</td> <td>m</td> <td>1/s</td> <td>m/s</td> <td>1</td> <td>1/s</td> <td>1</td> </tr> </table> <p><math>\mu</math> bzw. <math>\mu/\psi_B</math> näherungsweise nach Nr. 12 oder 13, nach TB 15-14 oder für                      360°-Lager: <math>\frac{\mu}{\psi_B} = \frac{\pi}{So \cdot \sqrt{1 - \varepsilon^2}} + \frac{\varepsilon}{2} \cdot \sin \beta</math>, mit <math>\varepsilon</math> nach TB 15-13, <math>\beta</math> nach TB 15-15 und <math>So</math> nach Nr. 11</p> <p><math>\psi_B</math> nach Nr. 9</p> <p><math>u_w = d_w \cdot \pi \cdot n_w</math> in m/s, mit <math>d_w</math> in m und <math>n_w</math> in 1/s</p> <p><math>\omega_{\text{eff}} = 2 \cdot \pi \cdot n_w</math> in 1/s mit <math>n_w</math> in 1/s</p>	$P_R$	$F$	$d_w$	$n_w$	$u_w$	$\mu$	$\omega_{\text{eff}}$	$\psi_B$	Nm/s, W	N	m	1/s	m/s	1	1/s	1
$P_R$	$F$	$d_w$	$n_w$	$u_w$	$\mu$	$\omega_{\text{eff}}$	$\psi_B$											
Nm/s, W	N	m	1/s	m/s	1	1/s	1											
15	<b>Wärmebilanz</b> Wärmestrom über Lagergehäuse und Welle an die Umgebung $P_a = \alpha \cdot A_G (\vartheta_m - \vartheta_U)$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>P_a</math></td> <td><math>\alpha</math></td> <td><math>A_G</math></td> <td><math>\vartheta_m, \vartheta_U</math></td> </tr> <tr> <td>Nm/s, W</td> <td>Nm/(m<sup>2</sup> · s · °C); W/(m<sup>2</sup> · °C)</td> <td>m<sup>2</sup></td> <td>°C</td> </tr> </table> <p>Effektive Wärmeübergangszahl <math>\alpha</math>:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Luftgeschwindigkeit <math>w \leq 1,2</math> m/s:  <math>\alpha = 15</math> bis <math>20</math> W/(m<sup>2</sup> · °C)</li> <li>– Anblasung des Gehäuses mit <math>w &gt; 1,2</math> m/s:  <math>\alpha = 7 + 12 \cdot \sqrt{w}</math> (<math>w</math> in m/s)</li> </ul> <p>Für die wärmeabgebende Oberfläche gilt näherungsweise:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– bei zylindrischen Gehäusen:  <math display="block">A_G = \pi \cdot [0,5(d^2 - d_L^2) + d \cdot b_L]</math></li> <li>– bei Stehlagern: <math>A_G = \pi \cdot H(L + 0,5H)</math></li> <li>– bei Lagern im Maschinenverband:  <math display="block">A_G = (15 \text{ bis } 20) \cdot b \cdot d_L</math></li> </ul> <p>Hierbei bedeuten:</p> <p><math>L, b_L</math> Gehäuselänge, Gehäusebreite  <math>d</math> Gehäuseaußendurchmesser  <math>d_L</math> Lagerinnendurchmesser  <math>H</math> Stehlager-Gesamthöhe</p> <p>Temperatur der Umgebungsluft  <math>\vartheta_U = -20</math> °C bis +40 °C, üblich 20 °C                      mittlere Lagertemperatur <math>\vartheta_m \cong \vartheta_L</math> (angenommen bzw. berechnet).</p>	$P_a$	$\alpha$	$A_G$	$\vartheta_m, \vartheta_U$	Nm/s, W	Nm/(m <sup>2</sup> · s · °C); W/(m <sup>2</sup> · °C)	m <sup>2</sup>	°C								
$P_a$	$\alpha$	$A_G$	$\vartheta_m, \vartheta_U$															
Nm/s, W	Nm/(m <sup>2</sup> · s · °C); W/(m <sup>2</sup> · °C)	m <sup>2</sup>	°C															



Nr.	Formel	Hinweise			
		$P_c$	$\dot{V}$	$\varrho \cdot c$	$\vartheta_a, \vartheta_e$
16	über den Schmierstoff abgeführter Wärmestrom $P_c = \dot{V} \cdot \varrho \cdot c(\vartheta_a - \vartheta_e)$	Nm/s, W	$\text{m}^3/\text{s}$	$\text{N}/(\text{m}^2 \cdot {}^\circ\text{C})$ ; $\text{J}/(\text{m}^3 \cdot {}^\circ\text{C})$	${}^\circ\text{C}$
		$\dot{V} = \dot{V}_D + \dot{V}_{pZ}$ , gesamter Schmierstoffdurchsatz nach Nr. 22			
		$\varrho \cdot c = 1,8 \cdot 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3 \cdot {}^\circ\text{C})$ , für mineralische Schmierstoffe ausreichend genau, sonst nach TB 15-8c.			
		$\vartheta_a \leq 100 {}^\circ\text{C}$ , siehe TB 15-17			
		$\vartheta_e = 30 \dots 80 {}^\circ\text{C}$ , je nach Lagerbauart und Ausführung des Ölkühlers.			
		Anmerkung: $\vartheta_a - \vartheta_e = 10 \dots 15 {}^\circ\text{C}$ , maximal $20 {}^\circ\text{C}$			
17	Lagertemperatur				
	– natürliche Kühlung (Konvektion) $\vartheta_L \hat{=} \vartheta_m = \vartheta_U + \frac{P_R}{\alpha \cdot A_G}$	$\vartheta_L, \vartheta_m, \vartheta_U$ ${}^\circ\text{C}$	$P_R$ $\text{Nm/s, W}$	$\alpha$ $\text{Nm}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot {}^\circ\text{C})$	$A_G$ $\text{m}^2$
		$P_R$ s. Nr. 14			
		$\alpha$ und $A_G$ s. unter Nr. 15			
	Richttemperatur				
		$\vartheta_0 \hat{=} \vartheta_{eff} = \vartheta_U + \Delta\vartheta = 40 {}^\circ\text{C} \dots 100 {}^\circ\text{C}$ (üblich $\Delta\vartheta \approx 20 {}^\circ\text{C}$ ) für $\eta_{eff}$ aus TB 15-9			
	Interpolation so lange, bis				
		$\vartheta_{0neu} = (\vartheta_{0alt} + \vartheta_m)/2$ dem absoluten Wert $ \vartheta_m - \vartheta_0  \leq 2 {}^\circ\text{C}$ entspricht, d. h. $\vartheta_L \approx \vartheta_{eff}$ ,			
		$\vartheta_{Lzul}$ s. TB 15-17			
	Treten bei reiner Konvektion zu hohe Lagertemperaturen auf, die auch durch Vergrößerung der Lagerabmessungen oder der Gehäuseoberfläche nicht auf zulässige Werte abgesenkt werden können, ist Druckschmierung und Ölrückkühlung erforderlich.				



Nr.	Formel	Hinweise			
		$\vartheta_L, \vartheta_a, \vartheta_e$	$P_R$	$\dot{V}$	$\varrho \cdot c$
		°C	Nm/s; W	m³/s	N/(m² · °C); J/(m³ · °C)
18	<p>– Rückkühlung des Schmierstoffs (Druckschmierung)</p> $\vartheta_L \hat{=} \vartheta_a = \vartheta_e + \frac{P_R}{\dot{V} \cdot \varrho \cdot c}$				
					$P_R$ s. Nr. 14
					$\dot{V}$ und $\varrho \cdot c$ s. unter Nr. 16
					$\vartheta_{Lzul}$ s. TB 15-17
					Richttemperatur
					$\vartheta_0 \hat{=} \vartheta_{a0} = \vartheta_e + \Delta\vartheta$ , mit $\Delta\vartheta \approx 20$ °C;
					$\vartheta_{eff} = 0,5 (\vartheta_e + \vartheta_{a0})$ für $\eta_{eff}$ aus TB 15-9
					<i>Rechnerische Interpolation</i> mit
					$\vartheta_{a0neu} = 0,5 \cdot (\vartheta_{a0alt} + \vartheta_a)$ und
					$\vartheta_{eff} = 0,5 \cdot (\vartheta_e + \vartheta_{a0neu})$ für $\eta_{eff}$ , bis absolut $ \vartheta_{a0} - \vartheta_a  \leq 2$ °C
					Bei großer Umfangsgeschwindigkeit und Lägerkraft kann anstelle des Mittelwertes
					$\vartheta_{eff} = \vartheta_m = 0,5 \cdot (\vartheta_e + \vartheta_{a0})$ mit
					$\vartheta_{eff} = (2 \vartheta_a + \vartheta_e)/3$ bis $\vartheta_{eff} = \vartheta_a$ gerechnet werden.
					<i>Grafische Interpolation (Beispiel)</i>
					Für angenommene Temperaturen $\vartheta_L$ bzw. $\vartheta_a$ wird $P_R$ und $P_c$ bzw. $P_a$ berechnet. Der Beharrungszustand ergibt sich im Schnittpunkt der Kurven.
					$P_a$ kann gegen $P_c$ vernachlässigt werden, wenn $P_a < 0,25 \cdot P_R$ . Es wird nur die Wärmeabfuhr über den Schmierstoff (Druckschmierung) berücksichtigt.

Nr.	Formel	Hinweise
	<b>Schmierstoffdurchsatz</b>	
19	– infolge Förderung durch Wellendrehung (Eigendruckentwicklung) $\dot{V}_D = \dot{V}_{D\text{rel}} \cdot d_L^3 \cdot \psi_B \cdot \omega_{\text{eff}}$	$\begin{array}{ c c c c c } \hline \dot{V}_D & \dot{V}_{D\text{rel}} & d_L & \psi_B & \omega_{\text{eff}} \\ \hline \text{m}^3/\text{s} & 1 & \text{m} & 1 & \text{s}^{-1} \\ \hline \end{array}$
20	wobei relativer Schmierstoffdurchsatz (360°-Lager)	$b, d_L$ für genormte Lager z. B. nach TB 15-1 bis TB 15-3 $\psi_B$ nach Nr. 9 $\omega_{\text{eff}} = 2 \cdot \pi \cdot n_W$ in $\text{s}^{-1}$ mit $n_W$ in $\text{s}^{-1}$ $\dot{V}_{D\text{rel}}$ für halbumschließende (180°-)Lager aus Tb 15-18a $\epsilon$ kann mit <i>So</i> (nach Nr. 11) und $b/d_L$ aus TB 15-13 abgelesen werden.
21	– infolge Zuführdrucks $\dot{V}_{pZ} = \frac{\dot{V}_{pZ\text{rel}} \cdot d_L^3 \cdot \psi_B^3}{\eta_{\text{eff}}} \cdot p_Z$	$\begin{array}{ c c c c c c } \hline \dot{V}_{pZ} & \dot{V}_{pZ\text{rel}} & d_L & \psi_B & \eta_{\text{eff}} & p_Z \\ \hline \text{m}^3/\text{s} & 1 & \text{m} & 1 & \text{Pas} & \text{Pa} \\ \hline \end{array}$ $d_L$ für genormte Lager z. B. nach TB 15-1 bis TB 15-3 $\psi_B$ nach Nr. 9 $\eta_{\text{eff}}$ bei $\vartheta_{\text{eff}}$ für Normöle nach TB 15-9 $p_Z = 0,05 \dots 0,2 \text{ MPa}$ (0,5 bis 2 bar). $p_Z$ sollte deutlich geringer sein als $p_L$ , um hydrostatische Zusatzbelastungen zu vermeiden. $\dot{V}_{pZ\text{rel}}$ rechnerisch nach TB 15-18b je nach Schmierloch- bzw. Schmiertaschenlage.
		 <p>Z. B. Schmierloch um 90° gedreht zur Lastrichtung:</p> $\dot{V}_{pZ\text{rel}} = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{1}{\ln(b/d_0) \cdot q_L}$ <p>mit</p> $q_L = 1,204 + 0,368 \cdot (d_0/b) - 1,046 \cdot (d_0/b)^2 + 1,942 \cdot (d_0 + b)^3$

Nr.	Formel	Hinweise
22	– gesamt (bei Druckschmierung und voll umschließendem Lager) $\dot{V} = \dot{V}_D + \dot{V}_{pZ}$	Bei druckloser Schmierung und teilumgeschlossendem Lager ist $\dot{V} = \dot{V}_D$ . $\dot{V}_D$ und $\dot{V}_{pZ}$ nach Nr. 19 und 21

### Hydrodynamische Axialgleitlager

Im Gegensatz zum Radiallager muss beim Axiallager der für eine hydrodynamische Druckentwicklung notwendige keilförmige Spalt konstruktiv geschaffen werden. Dazu werden die Axialgleitlager in Umfangsrichtung in Segmente mit festen, elastischen oder kippbeweglichen Gleitflächen aufgeteilt.

Liegt hohe Flächenpressung vor und ist ein häufiges Anfahren unter Last zu erwarten, so sind Lager mit kippbeweglichen Gleitschuhen zu bevorzugen. Fest eingearbeitete Keilspalte mit Rastfläche kommen zum Einsatz, wenn An- und Auslauf unter Last selten vorkommt, niedrige Flächenpressung oder instationäre Belastungsverhältnisse vorliegen.

Axiallager mit eingearbeiteten Keil- und Rastflächen für beide Drehrichtungen weisen wegen der inaktiven Keilflächen eine verminderte Tragfähigkeit auf.

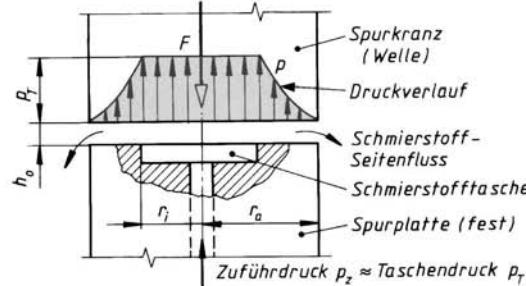
Für axiale Führungen ohne nennenswerte Axialkräfte werden häufig nur ebene Bunde mit radial verlaufenden Schmiernuten benutzt. Die Auslegung der Axialgleitlager erfolgt entsprechend zu den Radialgleitlagern mit Hilfe von Belastungs- und Reibungskennzahlen.

	Konstruktionsmaße	
23	Spalt- bzw. Segmentlänge $l = \sqrt{\frac{F}{p_{Lzul}} \cdot \frac{l}{b}}$	Praktisch günstige Seitenverhältnisse $l/b = 0,7 \dots 1,3$ , bevorzugt 1,0. Übliche Anzahl der Keilflächen bzw. Segmente $z = 4, 5, 6, 8, 10$ oder 12 $p_{Lzul}$ s. TB 15-7, üblich $1 \dots 4 \text{ N/mm}^2$ bei Sn- und Pb-Legierungen.
24	mittlerer Lagerdurchmesser $d_m = \frac{1,25 \cdot l \cdot z}{\pi}$	Keilspalt- bzw. Segmentteilung $l_t \approx 1,25 \cdot l = \pi \cdot d_m / z$ Nun Lageraußen- und Lagerinnendurchmesser ermittelbar: $d_a = d_m + b$ und $d_i = d_m - b$ Beachte: $d_i > d_w$ , wenn das Lager innerhalb des Wellenstranges liegt.

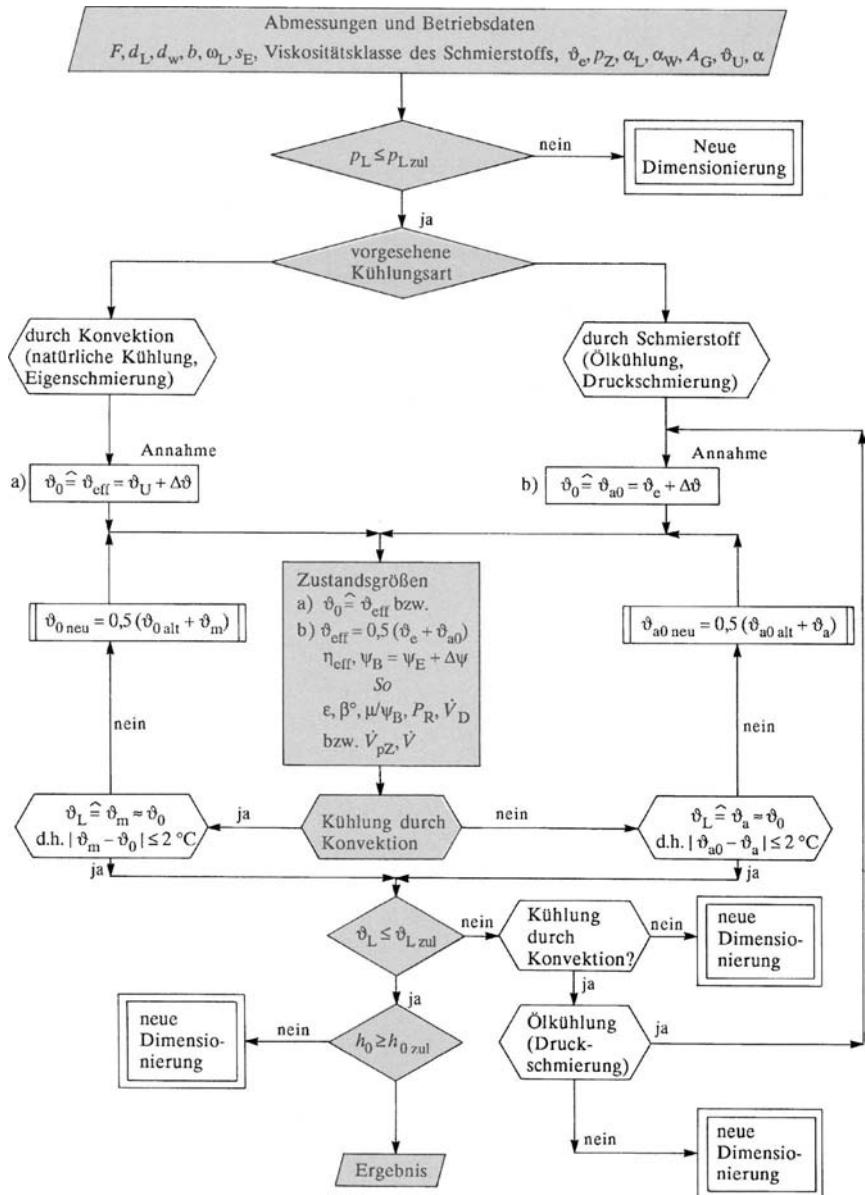
Nr.	Formel	Hinweise										
25	mittlere Flächenpressung $p_L = \frac{F}{z \cdot l \cdot b} = \frac{1,25 \cdot F}{\pi \cdot d_m \cdot b}$ $\approx \frac{0,4 \cdot F}{d_m \cdot b} \leq p_{L\text{zul}}$	$l, b, d_m, z$ als Entwurfsdaten aus Nr. 23 und 24 $p_{L\text{zul}}$ s. TB 15-7; allgemein höhere Werte für Teillast bzw. gehärtete Spurscheibe und niedrige Gleitgeschwindigkeit und niedrige Werte für Volllast, ungehärtete Spurscheibe und hohe Gleitgeschwindigkeit. Wenn bereits beim Anfahren $p_L > 3 \text{ N/mm}^2$ ist, muss ggf. eine hydrostatische Anfahrhilfe vorgesehen werden (Gleitflächenverschleiß).										
26	Belastungskennzahl $k_1 = \frac{p_L \cdot h_0^2}{\eta_{\text{eff}} \cdot u_m \cdot b}$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>k_1</math></td> <td><math>p_L</math></td> <td><math>b, d, h_0</math></td> <td><math>\eta_{\text{eff}}</math></td> <td><math>u_m</math></td> </tr> <tr> <td>1</td> <td><math>\text{N/m}^2, \text{Pa}</math></td> <td>m</td> <td><math>\text{Ns/m}^2</math></td> <td><math>\text{m/s}</math></td> </tr> </table> <p>Bei der Dimensionierung sind die Lagerabmessungen so zu wählen, dass <math>k_1 = f(h_0/t, l/b)</math> einen hohen Wert annimmt.  Belastungs- und Reibungskennzahlen für den Schmierkeil ohne Rastfläche</p> <p>Günstige hohe <math>k_1</math>-Werte ergeben sich für <math>h_0/t = 0,5 \dots 1,2</math> bei <math>l/b = 0,7 \dots 0,8</math>. Für <math>l = b</math> wird bei <math>h_0/t \approx 0,8</math> die optimale Belastungskennzahl <math>k_1 \approx 0,069</math> erreicht.</p>	$k_1$	$p_L$	$b, d, h_0$	$\eta_{\text{eff}}$	$u_m$	1	$\text{N/m}^2, \text{Pa}$	m	$\text{Ns/m}^2$	$\text{m/s}$
$k_1$	$p_L$	$b, d, h_0$	$\eta_{\text{eff}}$	$u_m$								
1	$\text{N/m}^2, \text{Pa}$	m	$\text{Ns/m}^2$	$\text{m/s}$								

Nr.	Formel	Hinweise										
27	Reibungskennzahl $k_2 = \mu \sqrt{\frac{p_L \cdot b}{\eta_{eff} \cdot u_m}}$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>k_2, \mu</math></td><td><math>p_L</math></td><td><math>b</math></td><td><math>\eta_{eff}</math></td><td><math>u_m</math></td></tr> <tr> <td>1</td><td>N/m<sup>2</sup></td><td>m</td><td>Ns/m<sup>2</sup></td><td>m/s</td></tr> </table> <p>Den Verlauf der Werte <math>k_2 = f(h_0/t, l/b)</math> zeigt das Schaubild unter Nr. 26. Danach kann für <math>l/b = 0,7 \dots 1,3</math> und <math>h_0/t = 0,2 \dots 1,0</math> ausreichend genau <math>k_2 \approx 3</math> gesetzt werden. Die kleinste Reibungskennzahl <math>k_2 \approx 2,7</math> wird für <math>l/b = 1</math> bei <math>h_0/t \approx 0,4</math> erreicht.</p>	$k_2, \mu$	$p_L$	$b$	$\eta_{eff}$	$u_m$	1	N/m <sup>2</sup>	m	Ns/m <sup>2</sup>	m/s
$k_2, \mu$	$p_L$	$b$	$\eta_{eff}$	$u_m$								
1	N/m <sup>2</sup>	m	Ns/m <sup>2</sup>	m/s								
28	Reibungszahl $\mu \approx k_2 \sqrt{\frac{\eta_{eff} \cdot u_m}{p_L \cdot b}}$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>k_2, \mu</math></td><td><math>p_L</math></td><td><math>b</math></td><td><math>\eta_{eff}</math></td><td><math>u_m</math></td></tr> <tr> <td>1</td><td>N/m<sup>2</sup></td><td>m</td><td>Ns/m<sup>2</sup></td><td>m/s</td></tr> </table> <p><math>k_2 \approx 3</math>, genauer nach Schaubild unter Nr. 26 <math>\eta_{eff}</math> für Normöle bei meist <math>\vartheta_{eff} = 50 \dots 60^\circ C</math> s. TB 15-9 <math>u_m = \pi \cdot d_m \cdot n_w</math> in m/s, mit <math>d_m = 0,5 \cdot (d_a + d_i)</math> in m und <math>n_w</math> in 1/s. <math>p_L</math> s. Nr. 25 <math>b = 0,5 \cdot (d_a - d_i)</math>, ausgeführte radiale Segment- bzw. Lagerringbreite.</p>	$k_2, \mu$	$p_L$	$b$	$\eta_{eff}$	$u_m$	1	N/m <sup>2</sup>	m	Ns/m <sup>2</sup>	m/s
$k_2, \mu$	$p_L$	$b$	$\eta_{eff}$	$u_m$								
1	N/m <sup>2</sup>	m	Ns/m <sup>2</sup>	m/s								
29	kleinste Schmierspalthöhe $h_0 = \sqrt{\frac{k_1 \cdot z \cdot l \cdot b^2 \cdot u_m \cdot \eta_{eff}}{F}} > h_{0zul}$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>h_0, l, b</math></td><td><math>k_1, z</math></td><td><math>u_m</math></td><td><math>F</math></td><td><math>\eta_{eff}</math></td></tr> <tr> <td>m</td><td>1</td><td>m/s</td><td>N</td><td>Ns/m<sup>2</sup></td></tr> </table> <p><math>k_1</math> s. Nr. 26 <math>l, b, z</math>, unter Nr. 23 und 24 festgelegte Konstruktionsdaten <math>u_m = \pi \cdot d_m \cdot n_w</math> in m/s, mit <math>d_m = 0,5 \cdot (d_a + d_i)</math> in m und <math>n_w</math> in 1/s. <math>\eta_{eff}</math> für Normöle bei <math>\vartheta_L \approx \vartheta_a \approx \vartheta_e + \Delta\vartheta</math> (z. B. <math>\vartheta_e = 40^\circ C</math> und <math>\Delta\vartheta \leq 20^\circ C</math>) nach TB 15-9. Richtwerte für die kleinste zulässige Schmierspalthöhe <math>h_{0zul}</math> – nach Nr. 33 – nach DIN 31653-3 für Axialsegmentlager  <math display="block">h_{0zul} = \sqrt{\frac{d_m \cdot R_z}{3000}} \quad \text{in m}</math> – nach DIN 31654-3 für Axial-Kippsegmentlager  <math display="block">h_{0zul} = \sqrt{\frac{d_m \cdot R_z}{12\,000}} \quad \text{in m}</math> </p>	$h_0, l, b$	$k_1, z$	$u_m$	$F$	$\eta_{eff}$	m	1	m/s	N	Ns/m <sup>2</sup>
$h_0, l, b$	$k_1, z$	$u_m$	$F$	$\eta_{eff}$								
m	1	m/s	N	Ns/m <sup>2</sup>								

Nr.	Formel	Hinweise						
		Hierbei sind: $d_m$ mittlerer Lagerdurchmesser in m $R_z$ gemittelte Rautiefe der Spurscheibe in m $(stets R_z \leq 4 \mu\text{m} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ m})$ Die Verschleißsicherheit ist dann gegeben, wenn $h_0$ im Betrieb die minimale Spalthöhe (Filmdicke) beim Übergang in die Mischreibung $h_{0,zul}$ nicht unterschreitet.						
30	Reibungsverlustleistung $P_R = \mu \cdot F \cdot u_m = k_2 \sqrt{\eta_{eff} \cdot u_m^3 \cdot z \cdot l \cdot F}$	$\mu, z, k_2$ $P_R$ $u_m$ $l$ $F$ $\eta_{eff}$ <table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"> <tr> <td>1</td> <td>Nm/s; W</td> <td>m/s</td> <td>m</td> <td>N</td> <td>Ns/m<sup>2</sup></td> </tr> </table> $k_2$ s. Nr. 27 $z, l,$ unter Nr. 23 und 24 festgelegte Konstruktionsdaten $u_m$ und $\eta_{eff}$ wie unter Nr. 29	1	Nm/s; W	m/s	m	N	Ns/m <sup>2</sup>
1	Nm/s; W	m/s	m	N	Ns/m <sup>2</sup>			
31	gesamter erforderlicher Schmierstoffvolumenstrom $\dot{V}_{ges} = 0,7 \cdot b \cdot h_0 \cdot u_m \cdot z$	$\dot{V}_{ges}$ $b, h_0$ $u_m$ $z$ <table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"> <tr> <td><math>\text{m}^3/\text{s}</math></td> <td>m</td> <td>m/s</td> <td>1</td> </tr> </table> $b, z,$ unter Nr. 23 und 24 festgelegte Konstruktionsdaten $u_m = \pi \cdot d_m \cdot n_W$ in m/s, mit $d_m = 0,5 \cdot (d_a + d_i)$ in m und $n_W$ in 1/s. $h_0$ s. Nr. 29	$\text{m}^3/\text{s}$	m	m/s	1		
$\text{m}^3/\text{s}$	m	m/s	1					
32	Erwärmung des Schmierstoffs bei Umlaufschmierung $\Delta\vartheta = \vartheta_a - \vartheta_c = \frac{P_R}{\dot{V}_{ges} \cdot Q \cdot c}$ $= \frac{k_2}{0,7\sqrt{k_1}} \cdot \frac{F}{z \cdot c \cdot Q \cdot b^2}$	$\Delta\vartheta$ $P_R$ $\dot{V}_{ges}$ $Q$ $c$ $F$ $b$ $^{\circ}\text{C}$ Nm/s $\text{m}^3/\text{s}$ $\text{kg}/\text{m}^3$ $\text{Nm}/(\text{kg } ^{\circ}\text{C})$ N      m $P_R$ s. Nr. 30 $\dot{V}_{ges}$ s. Nr. 31 $Q \cdot c = 1,8 \cdot 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3 \cdot ^{\circ}\text{C})$ für mineralische Schmierstoffe. $k_1, k_2$ s. Nr. 26, 27 $b, z,$ unter Nr. 23 und Nr. 24 festgelegte Konstruktionsdaten. Falls die Bedingung $\Delta\vartheta \leq 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ nicht eingehalten werden kann, ist eine Rückkühlung des Öles mit dem Kühlöldurchsatz $\dot{V}_k = P_R / (Q \cdot c \cdot \Delta\vartheta)$ erforderlich.						

Nr.	Formel	Hinweise						
<b>Hydrostatische Axialgleitlager</b>								
Bei hydrostatischen Lagern wird der tragende Öldruck außerhalb des Lagers durch eine Pumpe erzeugt und direkt oder über Vorwiderstände einer Schmierstofftasche zugeführt. Daraus fließt es durch den Schmierspalt radial nach außen ab.								
Die Druckentwicklung in der Tasche ist unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit und umgekehrt proportional zur dritten Potenz der Schmierspalthöhe.								
Die Vorteile der hydrostatischen Lagerung liegen in der Verschleißfreiheit, der hohen Laufruhe, dem großen nutzbaren Drehzahlbereich, sowie der hohen Steifigkeit und Dämpfungsfähigkeit. Nachteilig ist der große Aufwand für die Druckölversorgung. Schwere Läufer werden oft beim Anlauf hydrostatisch angehoben bis zur Übergangs-drehzahl, um dann hydrodynamisch weiterzulaufen (hydrostatische Anfahrhilfe).								
33	kleinste zulässige Schmierspalthöhe $h_{0\text{zul}} \approx (5 \dots 15) \cdot (1 + 0,0025 \cdot d_m)$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td style="padding: 2px;"><math>h_{0\text{zul}}</math></td> <td style="padding: 2px;"><math>d_m</math></td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">μm</td> <td style="padding: 2px;">mm</td> </tr> </table> <p>Der Faktor 5 setzt beste Herstellung und sorgfältigste Montage voraus.  <math>d_m = (d_a + d_i)/2</math></p>	$h_{0\text{zul}}$	$d_m$	μm	mm		
$h_{0\text{zul}}$	$d_m$							
μm	mm							
34	mittlere Flächenpressung $p_L = \frac{F}{\pi(r_a^2 - r_i^2)}$ $= \frac{F}{d_m \cdot \pi \cdot b} \leq p_{L\text{zul}}$	 <p>Zuführdruck <math>p_Z \approx \text{Taschendruck } p_T</math></p>						
		<p><math>p_{L\text{zul}}</math> s. TB 9-1 (Anhaltswerte für Stillstand/Anlauf unter Last).</p> $d_m = (d_a + d_i)/2 = r_a + r_i$ $b = (d_a - d_i)/2 = r_a - r_i$						
35	Tragfähigkeit bei bekanntem Taschendruck $F = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{r_a^2 - r_i^2}{\ln(r_a/r_i)} \cdot p_T$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td style="padding: 2px;"><math>F</math></td> <td style="padding: 2px;"><math>r_a, r_i</math></td> <td style="padding: 2px;"><math>p_T</math></td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">N</td> <td style="padding: 2px;">mm</td> <td style="padding: 2px;">N/mm<sup>2</sup></td> </tr> </table> <p>1 N/mm<sup>2</sup> = 1 MPa = 10 bar</p>	$F$	$r_a, r_i$	$p_T$	N	mm	N/mm <sup>2</sup>
$F$	$r_a, r_i$	$p_T$						
N	mm	N/mm <sup>2</sup>						
36	erforderlicher Taschendruck (Zuführdruck) bei bekannter Lagerkraft $p_T \approx p_Z = \frac{2 \cdot F}{\pi} \cdot \frac{\ln(r_a/r_i)}{r_a^2 - r_i^2}$	<p>s. zu Nr. 35</p> <p>Allgemein muss zur Erzeugung eines hydrostatischen Schmierfilms der Schmierstoffzuführdruck <math>p_Z</math> etwa zwei- bis viermal so groß wie die mittlere Flächenpressung <math>p_L</math> sein.</p>						

Nr.	Formel	Hinweise				
37	Schmierstoffvolumenstrom $\dot{V} = \frac{\pi \cdot h_0^3 \cdot p_T}{6 \cdot \eta_{eff} \cdot \ln(r_a/r_i)}$ $= \frac{F \cdot h_0^3}{3 \cdot \eta_{eff} \cdot (r_a^2 - r_i^2)}$	$h_0, r_a, r_i$ cm	$p_T, p_Z$ N/cm <sup>2</sup>	$\eta_{eff}$ Ns/cm <sup>2</sup>	$\dot{V}$ cm <sup>3</sup> /s	$F$ N
		$h_0 > h_{0zul}$ nach Nr. 33				
		$p_T$ bei bekanntem $F$ nach Nr. 36				
		$\eta_{eff}$ für Normöle bei $\vartheta_L \approx \vartheta_a \approx \vartheta_e + \Delta\vartheta$ (z. B. $\vartheta_e = 40^\circ C$ und $\Delta\vartheta \leq 20^\circ C$ ) nach TB 15-9.				
		Beachte: $1 \text{ mPa s} = 10^{-7} \text{ Ns/cm}^2$				
38	Reibungsleistung $P_R = T_R \cdot \omega_{eff}$ $= \frac{\pi}{2} \cdot \eta_{eff} \cdot \omega_{eff}^2 \cdot (r_a^4 - r_i^4)$	$P_R$ Ncm/s; $10^{-2}$ Nm/s	$\eta_{eff}$ Ns/cm <sup>2</sup>	$\omega_{eff}$ $s^{-1}$	$r, h_0$ cm	
		$h_0 > h_{0zul}$ nach Nr. 33				
		$\omega_{eff} = 2 \cdot \pi \cdot n_W$ in $s^{-1}$ , mit $n_W$ in $s^{-1}$				
		$\eta_{eff}$ für Normalöle bei $\vartheta_L \approx \vartheta_a \approx \vartheta_e + \Delta\vartheta$ (z. B. $\vartheta_e = 40^\circ C$ und $\Delta\vartheta \leq 20^\circ C$ ) nach TB 15-9.				
		Beachte: $1 \text{ mPa s} = 10^{-7} \text{ Ns/cm}^2$				
39	Schmierstofferwärmung $\Delta\vartheta = \vartheta_a - \vartheta_e = \frac{P_R + P_P}{c \cdot \dot{V}}$	$P_R, P_P$ Nm/s; W	$\varrho$ kg/m <sup>3</sup>	$c$ J/(kg $^\circ C$ ); Nm/(kg $^\circ C$ )	$\dot{V}$ m <sup>3</sup> /s	$\vartheta$ $^\circ C$
		$P_R$ nach Nr. 38				
		$c \cdot \varrho \approx 1,8 \cdot 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3 \cdot {}^\circ\text{C})$ ausreichend genau für mineralische Schmierstoffe.				
		$\dot{V}$ s. Nr. 37				
		$P_P = \dot{V} \cdot p_Z / \eta_P$ in Nm/s (W), mit $\dot{V}$ in m <sup>3</sup> /s (s. Nr. 37), $p_Z$ in N/m <sup>2</sup> (s. Nr. 36) und $\eta_P \approx 0,5 \dots 0,95$				
40	Reibungszahl $\mu = \frac{4(P_R + P_P)}{F \cdot \omega_{eff}(d_a + d_i)}$	$\mu$ 1	$P_R, P_P$ Nm/s; W	$F$ N	$d_a, d_i$ m	$\omega_{eff}$ $s^{-1}$
		$P_R, P_P$ nach Nr. 38, 39				
		$\omega_{eff} = 2 \cdot \pi \cdot n_W$ in $s^{-1}$ , mit $n_W$ in $s^{-1}$				



A 15-1 Berechnungsschema für hydrodynamische Radialgleitlager

## Technische Regeln (Auswahl)

Technische Regel		Titel
DIN 38	12.83	Gleitlager; Lagermetallausguss in dickwandigen Verbundgleitlagern
DIN 118-1	07.77	Antriebselemente; Steh-Gleitlager für allgemeinen Maschinenbau, Hauptmaße
DIN 189	07.77	Antriebselemente; Sohlplatten, Hauptmaße
DIN 322	12.83	Gleitlager; Lose Schmierringe für allgemeine Anwendung
DIN 502	09.04	Gleitlager; Flanschlager, Befestigung mit zwei Schrauben
DIN 503	09.04	Gleitlager; Flanschlager, Befestigung mit vier Schrauben
DIN 504	09.04	Gleitlager; Augenlager
DIN 505	09.04	Gleitlager; Deckellager, Lagerschalen, Lagerbefestigung mit zwei Schrauben
DIN 506	09.04	Gleitlager; Deckellager, Lagerschalen, Lagerbefestigung mit vier Schrauben
DIN 1494-1	06.83	Gleitlager; Gerollte Buchsen für Gleitlager; Maße
DIN 1494-2	06.83	-; -; Prüfungsangaben für Außen- und Innendurchmesser in Zeichnungen
DIN 1494-3	12.83	-; -; Schmierlöcher, Schmiernuten, Schmiertaschen
DIN 1494-4	12.83	-; -; Werkstoffe
DIN 1495-1	04.83	Gleitlager aus Sintermetall mit besonderen Anforderungen für Elektro-Klein- und Kleinstmotoren; Kalottenlager, Maße
DIN 1495-2	04.83	-; Zylinderlager, Maße
DIN 1495-3	03.96	-; Anforderungen und Prüfungen
DIN 1497	05.86	Dünnwandige Lagerschalen ohne Bund; Toleranzen, konstruktive Merkmale, Prüfungsangaben
DIN 1498	08.65	Einspannbuchsen für Lagerungen
DIN 1499	08.65	Aufspannbuchsen für Lagerungen
DIN 1552-1	07.87	Buchsen für Schienenfahrzeuge; Einpressbuchsen aus Stahl
DIN 1552-2 E	08.02	-; Aufpressbuchsen aus Stahl
DIN 1552-3 E	08.02	-; Ballige Einpressbuchsen aus Stahl
DIN 1850-3	07.98	Gleitlager; Buchsen aus Sintermetall
DIN 1850-4	07.98	-; Buchsen aus Kunstkohle
DIN 1850-5	07.98	-; Buchsen aus Duroplasten
DIN 1850-6	07.98	-; Buchsen aus Thermoplasten
DIN 3018	05.84	Ölstandanzeiger
DIN 3401	06.66	Tropföler und Ögläser; Hauptmaße
DIN 3404	01.88	Flachschiernippel
DIN 3405	05.86	Trichter-Schiernippel
DIN 3410	12.74	Öler; Haupt- und Anschlussmaße

Technische Regel		Titel
DIN 3411	10.72	Gleitlager; Staufferbüchsen; Leichte Bauart
DIN 3412	10.72	Gleitlager; Staufferbüchsen; Schwere Bauart
DIN 7473	12.83	Gleitlager; Dickwandige Verbundgleitlager mit zylindrischer Bohrung, ungeteilt
DIN 7474	12.83	Gleitlager; Dickwandige Verbundgleitlager mit zylindrischer Bohrung, geteilt
DIN 7477	12.83	Gleitlager; Schmiertaschen für dickwandige Verbundgleitlager
DIN 8221	09.04	Gleitlager; Buchsen für Gleitlager nach DIN 502, DIN 503 und DIN 504
DIN 24271-1	04.82	Zentralschmieranlagen; Begriffe, Einteilung
DIN 24271-3	04.82	–; Technische Größen und Einheiten
DIN 31651-1	01.91	Gleitlager; Formelzeichen, Systematik
DIN 31651-2	01.91	–; Formelzeichen, Anwendung
DIN 31652-1	04.83	Gleitlager; Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb; Bezeichnung von Kreiszylinderlagern
DIN 31652-2	02.83	–; –; Funktionen für die Berechnung von Kreiszylinderlagern
DIN 31652-3	04.83	–; –; Betriebsrichtwerte für die Berechnung von Kreiszylinderlagern
DIN 31653-1	05.91	Gleitlager; Hydrodynamische Axial-Gleitlager im stationären Betrieb; Berechnung von Axialsegmentlagern
DIN 31653-2	05.91	–; –; Funktionen für die Berechnung von Axialsegmentlagern
DIN 31653-3	06.91	–; –; Betriebsrichtwerte für die Berechnung von Axialsegmentlagern
DIN 31654-1	05.91	Gleitlager; Hydrodynamische Axial-Gleitlager im stationären Betrieb; Berechnung von Axial-Kippsegmentlagern
DIN 31654-2	05.91	–; –; Funktionen für die Berechnung von Axial-Kippsegmentlagern
DIN 31654-3	06.91	–; –; Betriebsrichtwerte für die Berechnung von Axial-Kippsegmentlagern
DIN 31655-1	06.91	Gleitlager; Hydrostatische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb; Berechnung von ölgeschmierten Gleitlagern ohne Zwischenruten
DIN 31655-2	04.91	–; –; Kenngrößen für die Berechnung von ölgeschmierten Gleitlagern ohne Zwischenruten
DIN 31656-1	06.91	Gleitlager; Hydrostatische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb; Berechnung von ölgeschmierten Gleitlagern mit Zwischenruten
DIN 31656-2	04.91	–; –; Kenngrößen für die Berechnung von ölgeschmierten Gleitlagern mit Zwischenruten
DIN 31657-1	03.96	Gleitlager; Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb; Berechnung von Mehrflächen- und Kippsegmentlagern

Technische Regel		Titel
DIN 31657-2	03.96	-; -; Funktionen für die Berechnung von Mehrflächenlagern
DIN 31657-3	03.96	-; -; Funktionen für die Berechnung von Kippsegmentlagern
DIN 31657-4	03.96	-; -; Betriebsrichtwerte für die Berechnung von Mehrflächen- und Kippsegmentlagern
DIN 31661	12.83	Gleitlager; Begriffe, Merkmale und Ursachen von Veränderungen und Schäden
DIN 31665	09.93	Gleitlager; Prüfung von Lagermetallen; Korrosionsbeständigkeit von Lagermetallen gegenüber Schmierstoffen bei statischer Beanspruchung
DIN 31670-8	07.86	Gleitlager; Qualitätssicherung von Gleitlagern; Prüfung der Form- und Lageabweichungen und Oberflächenrauheit an Wellen, Bunden und Spurscheiben
DIN 31690	09.90	Gleitlager; Gehäuse-Gleitlager; Stehlager
DIN 31692-1	03.96	Gleitlager; Schmierung und Schmierungsüberwachung
DIN 31692-2	03.96	-; Temperaturüberwachung
DIN 31692-3	03.96	-; Schwingungsüberwachung
DIN 31692-4	12.97	-; Elektrische Lagerisolation
DIN 31692-5	01.97	-; Merkmale und Ursachen von Undichtigkeiten, Checkliste
DIN 31693	09.90	Gleitlager; Gehäusegleitlager; Seitenflanschlager
DIN 31694	09.90	Gleitlager; Gehäusegleitlager; Mittenflanschlager
DIN 31696	02.78	Axialgleitlager; Segment-Axiallager, Einbaumaße
DIN 31697	02.78	Axialgleitlager; Ring-Axiallager, Einbaumaße
DIN 31698	04.79	Gleitlager; Passungen
DIN 31699	07.86	Gleitlager; Wellen, Bunde, Spurscheiben; Form- und Lagetoleranzen und Oberflächenrauheit
DIN 50280	10.75	Laufversuche an Radialgleitlagern; Allgemeines
DIN 50282	02.79	Gleitlager; Das tribologische Verhalten von metallischen Gleitwerkstoffen, kennzeichnende Begriffe
DIN ISO 3547-1	11.00	Gleitlager; Gerollte Buchsen für Gleitlager; Maße
DIN ISO 3547-3	11.00	-; -; Schmierlöcher, Schmiernuten, Schmiertaschen
DIN ISO 3547-4	11.00	-; -; Werkstoffe
DIN ISO 3548	04.01	Gleitlager; Dünnwandige Lagerschalen mit oder ohne Bund; Toleranzen, Konstruktionsmerkmale, Prüfdaten
DIN ISO 4199	12.80	Gleitlager; Wellendurchmesser für Buchsen ohne Schlitz
DIN ISO 4378-1	09.99	Gleitlager; Begriffe, Definitionen und Einteilung; Konstruktion, Lagerwerkstoffe und ihre Eigenschaften
DIN ISO 4378-2	09.99	-; -; Reibung und Verschleiß
DIN ISO 4378-3	09.99	-; -; Schmierung
DIN ISO 4378-4	09.99	-; -; Berechnungskennwerte
DIN ISO 4379	10.95	Gleitlager; Buchsen aus Kupferlegierungen
DIN ISO 4381	02.01	Gleitlager; Blei- und Zinn-Gusslegierungen für Verbundgleitlager

Technische Regel		Titel
DIN ISO 4382-1	11.92	Gleitlager; Kupferlegierungen; Kupfer-Gusslegierungen für dickwandige Massiv- und Verbundgleitlager –; –; Kupfer-Knetlegierungen für Massivgleitlager
DIN ISO 4382-2	11.92	Gleitlager; Verbundstoffe für dünnwandige Gleitlager
DIN ISO 4383	02.01	Gleitlager; Härteprüfung an Lagermetallen; Verbundwerkstoffe
DIN ISO 4384-1	02.01	Gleitlager; Metallische Verbundgleitlager; Zerstörungsfreie Ultraschall-Prüfung der Bindung
DIN ISO 5755	11.04	Sintermetalle; Anforderungen
DIN ISO 6279	09.79	Gleitlager; Aluminiumlegierungen für Einstofflager
DIN ISO 6280	10.82	Gleitlager; Anforderungen an Stützkörper für dickwandige Verbundgleitlager
DIN ISO 6282	06.85	Gleitlager; Metallische dünnwandige Lagerschalen; Bestimmung der $\sigma_{0,01}$ -Grenze
DIN ISO 6525	05.86	Gleitlager; Dünnwandige aus Band hergestellte Axiallager-Ringe; Maße und Toleranzen
DIN ISO 6526	05.86	Gleitlager; Dünnwandige aus Band hergestellte Axiallager-Halbscheiben; Merkmale und Toleranzen
DIN ISO 6691	05.01	Thermoplastische Polymere für Gleitlager; Klassifizierung und Bezeichnung
DIN ISO 6811	04.01	Gelenklager; Benennung und Definitionen
DIN ISO 7148-1	03.01	Gleitlager; Prüfung des tribologischen Verhaltens von Gleitlagerwerkstoffen; Prüfung von Lagermetallen
DIN ISO 7905-1	09.98	Gleitlager; Gleitlager-Ermüdung; Gleitlager auf Lager-Prüfständen und in Lager-Anwendungen unter hydrodynamischer Schmierung
DIN ISO 12128	07.98	Gleitlager; Schmierlöcher, Schmiernuten und Schmiertaschen; Maße, Formen, Bezeichnung und ihre Anwendung für Lagerbuchsen
VDI 2202	11.70	Schmierstoffe und Schmiereinrichtungen für Gleit- und Wälzlager
VDI 2204-1	09.92	Auslegung von Gleitlagerungen; Grundlagen
VDI 2204-2	09.92	–; Berechnung
VDI 2204-3	09.92	–; Kennzahlen und Beispiele für Radiallager
VDI 2204-4	09.92	–; Kennzahlen und Beispiele für Axiallager
VDI/VDE 2252-1	10.99	Feinwerklemente; Führungen; Gleitlager, allgemeine Grundlagen
VDI 2541	10.75	Gleitlager aus thermoplastischen Kunststoffen
VDI 2543	04.77	Verbundlager mit Kunststoff-Laufschicht
VDI 2897	12.95	Instandhaltung; Handhabung von Schmierstoffen im Betrieb; Aufgaben und Organisation

## 16 Riementriebe

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$b$	mm	Riemenbreite
$b'$	mm	rechnerische Riemenbreite
$c_1$	1	Winkelkoeffizient zur Berücksichtigung des Umschlingungswinkels
$c_2$	1	Längenfaktor bei Keilriemen und Keilrippenriemen
$d_k, d_g$	mm	Riemenscheibendurchmesser (bei Flachriemen)
$d_{dk}, d_{dg}$	mm	Riemenscheiben-Richtdurchmesser (bei Keil-, Keilrippen- und Synchronriemen)
$d_{w1}, d_{w2}$	mm	Wirkdurchmesser
$E_b$	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul bei Biegung
$e$	mm	Wellenmittendistanz (Achsabstand)
$e'$	mm	ungefährer Wellenabstand
$F_1, F_2$	N	Trumkräfte im Last- und Leertrum
$F_N$	N	Anpresskraft (Normalkraft)
$F_R$	N	Reibkraft
$F_t$	N	Umfangskraft, Nutzkraft
$F_w$	N	Wellenbelastung im Betriebszustand
$F_{w0}$	N	Wellenbelastung im Ruhezustand
$F_Z$	1	Fliehkraft
$f_B$	1/s	Biegefrequenz
$f_{Bzul}$	1/s	zulässige Biegefrequenz
$h_z$	mm	Zahnhohe
$h_b$	mm	Bezugshöhe (bei Keilrippenriemen)
$i$	1	Übersetzungsverhältnis
$K_A$	1	Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung
$k_1$	1	Faktor zur Berücksichtigung des Riementyps
$k_2$	1	Faktor zur Berücksichtigung der Laufschicht
$k_3$	1	Faktor zur Berücksichtigung der Riemenausführung

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$L, L_d$	mm	Riemenrichtlänge (Bestelllänge)
$L', L'_d$	mm	theoretische Riemenlänge
$L_i$	mm	Riemeninnenlänge
$\Delta L$	mm	Längendifferenz
$m$	1	Trumkraft- und Trumspannungsverhältnis
$M$	Nm	vom Synchronriemen zu übertragendes Drehmoment
$M_{\text{spez}}$	Nm/mm	spezifisches übertragbares Drehmoment des Synchronriemens
$n_1, n_2$	1/min	Drehzahl der kleinen bzw. großen Scheibe
$P$	kW	zu übertragende Nennleistung
$P_N$	kW	Nennleistung je Rippe bzw. je Riemen
$P_{\text{spez}}$	kW/mm	vom Zahnräumen übertragbare Leistung je Zahn bei 1 mm Riemenbreite
$P'$	kW	maßgebende Berechnungsleistung
$p$	mm	Zahnteilung
$p_{\text{Fl}}$	N/mm <sup>2</sup>	zulässige Flankenpressung
$A_s$	mm <sup>2</sup>	Riemenquerschnittsfläche
$x$	mm	Verstellweg zum Spannen des Riemens
$y$	mm	Auflegeweg
$t$	mm	Riemandicke
$T$	Nmm	Drehmoment
$U_z$	kW	Übersetzungszuschlag (bei Keilrippenriemen)
$v$	m/s	Riengeschwindigkeit
$v_{\text{opt}}$	m/s	optimale Riengeschwindigkeit
$z$	1	Anzahl der vom Riemen überlaufenen Scheiben, Anzahl der erforderlichen Keilriemen, Rippenanzahl bei Keilrippenriemen
$z_e$	1	Anzahl der eingreifenden Zähne
$z_R$	1	Riemenzähnezahl
$\beta_1, \beta_1$	°, rad	Umschlingungswinkel an der kleinen Scheibe
$\epsilon$	%	Dehnung
$\kappa$	1	Ausbeute

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$\mu$	1	Reibungszahl
$\varrho$	kg/dm <sup>3</sup>	Dichte des Riemenwerkstoffes
$\sigma_1, \sigma_2$	N/mm <sup>2</sup>	Normalspannung im Last- bzw. Leertrum
$\sigma_b$	N/mm <sup>2</sup>	Biegespannung
$\sigma_f$	N/mm <sup>2</sup>	Fliehkraftspannung
$\sigma_{\text{ges}}$	N/mm <sup>2</sup>	Gesamtspannung im Lasttrum
$\sigma_N$	N/mm <sup>2</sup>	Nutzspannung
$\psi$	%	Schlupf

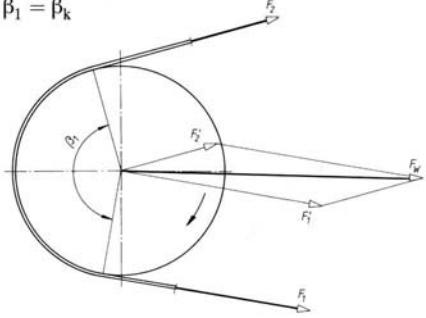
Nr.	Formel	Hinweise
<b>Theoretische Grundlagen</b>		
		Diese Berechnungsgrundlagen beziehen sich auf den offenen 2-Scheiben-Riementrieb mit Flachriemen (homogener Riemenwerkstoff vorausgesetzt). Für Keil- u. Keilrippenriementriebe kann abgewandelt von gleichen theoretischen Beziehungen ausgegangen werden. Für Mehrschichtriemen gelten die Ausführungen nur bedingt; sie sind nach den Angaben der Hersteller auszulegen.
1	<p>Reibkraft zwischen Riemen und Scheibe</p> $F_R = \mu \cdot F_N \geq F_t$ <p>bzw.</p> $F_R = \mu' \cdot F_N \geq F_t$	<p>Anhaltswerte für <math>\mu</math> nach TB 16-1</p> $\mu' = \mu / \left[ \sin \left( \frac{\alpha}{2} \right) \right]$ <p>bei Keil- und Keilrippenriemen Rillenwinkel <math>\alpha</math> nach TB 16-13 bzw. TB 16-14</p>
2	vom Riemen zu übertragende Nutzkraft (Umfangskraft)	$F_t = F_1 - F_2$
3	Trumkraftverhältnis	$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} = e^{\mu \hat{\beta}_1} = m$ <p><math>e \approx 2,71828 \dots</math> Basis des natürlichen Logarithmus</p> $\hat{\beta}_1 = \pi \cdot \beta_1^\circ / 180$

Nr.	Formel	Hinweise
4	vom Riemen übertragbare Umfangskraft $F_t = F_1 - \frac{F_1}{m} = F_1 \frac{m-1}{m} = F_1 \cdot \kappa$	$\kappa = f(\mu, \beta_1)$ , Werte nach TB 16-4
5	vom Riemen aufzunehmende Fliehkraft $F_z \approx A_S \cdot \varrho \cdot v^2$	$\varrho$ nach TB 16-1
6	Wellenbelastung im Betriebszustand $F_w = F_t \cdot \frac{\sqrt{m^2 + 1 - 2 \cdot m \cdot \cos \beta_1}}{m-1}$ $= k \cdot F_t$	$F_t$ nach Nr. 4 $k = f(\beta_1, \mu)$ nach TB 16-5 $m = e^{\mu \hat{\beta}_1}$
7	theoretische Wellenbelastung im Ruhezustand $F_{w0} = F_w + F_z = k \cdot F_t + F_z$	
8	der durch die Dehnung des Riemens bedingte Schlupf $\psi = (v_1 - v_2) \cdot 100/v_2$	
9	die tatsächliche Übersetzung unter Berücksichtigung des Dehnschlupfes und der Riemandicke $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2 + t}{d_1 + t} \cdot \frac{100}{100 - \psi}$	Anhaltswerte für $i_{\max}$ $i \leq 6$ für offene Flachriementriebe $i \leq 15$ für Spannrollengetriebe $i \leq 20$ in Sonderfällen bei Mehrschichtriemen $i \leq 15$ für Keilriementriebe, s. TB 16-2 $i \leq 10$ für Synchronriementriebe $i \leq 40$ für Keilrippenriementriebe
10	mit wenigen Ausnahmen kann allgemein gerechnet werden mit $i \approx \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{d_2}{d_1}$	
11	Im Lasttrum auftretende Zugspannung $\sigma_1 = \frac{F_1}{A_S} = \frac{F_t}{\kappa \cdot A_S}$	$F_t = T/(d/2)$ $\kappa$ nach TB 16-4
12	Im Bereich des Umschlingungswinkels auftretende Biegespannung $\sigma_b = E_b \cdot \epsilon_b \approx E_b \cdot (t/d_1)$	$E_b$ nach TB 16-1 $(t/d_1)_{\max}$ nach TB 16-1

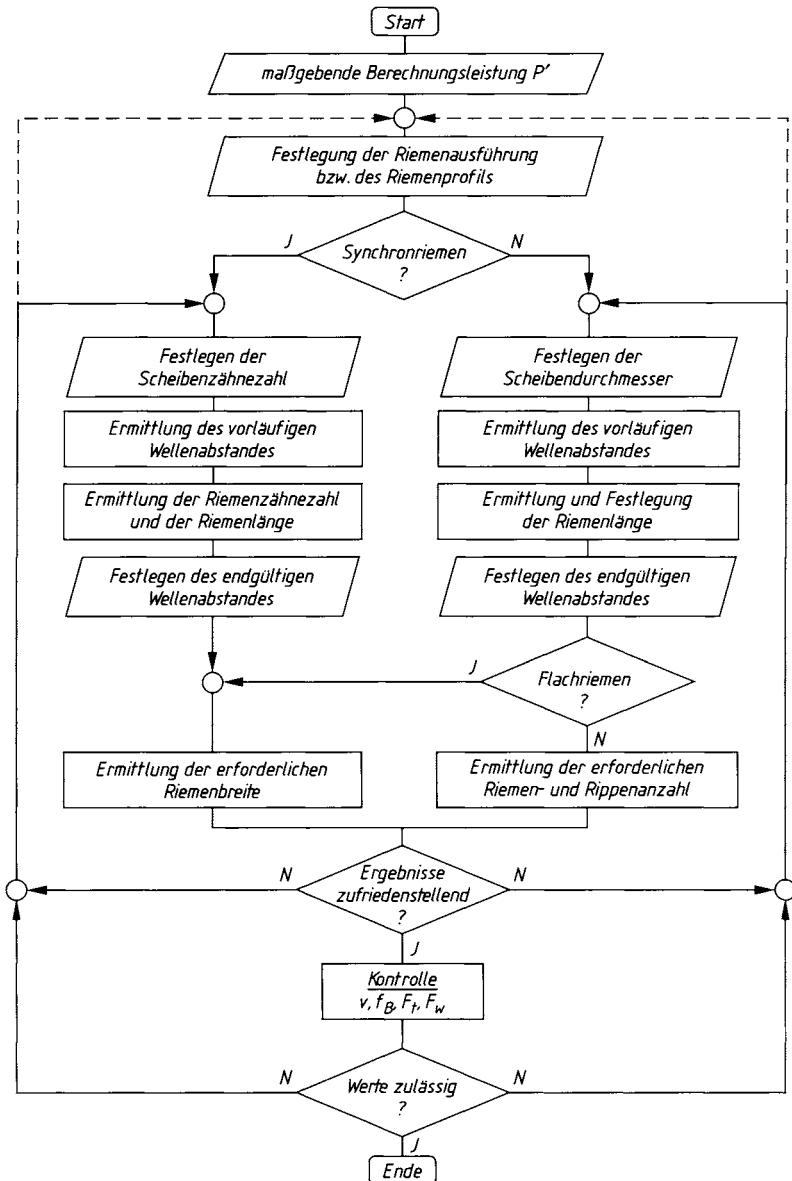
Nr.	Formel	Hinweise												
13	Durch die Umlenkung der Riemensonne hervorgerufene Fliehkräftespannung $\sigma_f = \frac{F_z}{A_s} = Q \cdot v^2$													
14	Gesamtspannung im Lasttrum $\sigma_{ges} = \sigma_1 + \sigma_b + \sigma_f \leq \sigma_{zzul}$	$\sigma_{zzul}$ nach TB 16-1												
15	Nutzspannung $\sigma_N = \sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_1 \cdot \kappa$ $= (\sigma_{zzul} - \sigma_b - \sigma_f) \cdot \kappa$	$\kappa$ nach TB 16-4												
16	vom Riemen übertragbare Leistung $P = [\sigma_{zzul} - E_b(t/d_1)]$ $- Q \cdot v^2 \cdot 10^{-3}] \cdot \kappa \cdot b \cdot t \cdot v \cdot 10^{-3}$	<table border="1"> <tr> <td><math>P</math></td> <td><math>\sigma_{zzul}, E_b</math></td> <td><math>t, d_1, b</math></td> <td><math>v, v_{opt}</math></td> <td><math>\kappa</math></td> <td><math>Q</math></td> </tr> <tr> <td>kW</td> <td>N/mm<sup>2</sup></td> <td>mm</td> <td>m/s</td> <td>1</td> <td>kg/dm<sup>3</sup></td> </tr> </table>	$P$	$\sigma_{zzul}, E_b$	$t, d_1, b$	$v, v_{opt}$	$\kappa$	$Q$	kW	N/mm <sup>2</sup>	mm	m/s	1	kg/dm <sup>3</sup>
$P$	$\sigma_{zzul}, E_b$	$t, d_1, b$	$v, v_{opt}$	$\kappa$	$Q$									
kW	N/mm <sup>2</sup>	mm	m/s	1	kg/dm <sup>3</sup>									
17	die optimale Riemen geschwindigkeit $v_{opt} = \sqrt{\frac{10^3[\sigma_{zzul} - E_b(t/d_1)]}{3 \cdot Q}}$													
<b>Praktische Berechnung</b>														
Die nachfolgenden Formeln beschränken sich auf offene 2-Scheiben-Riementriebe mit $i \geq 1$														
18	Übersetzung $i = \frac{n_{an}}{n_{ab}}$ Flach-, Keil-, Keilrippenriementrieb: $i \approx \frac{d_{ab}}{d_{an}} = \frac{d_g}{d_k} = \frac{d_{dg}}{d_{dk}}$ Synchronriementrieb: $i = \frac{z_{ab}}{z_{an}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{z_g}{z_k}$	$d_g; d_k; d_{dg}$ und $d_{dk}$ möglichst nach DIN 111 festlegen, s. TB 16-9 unter Beachtung von TB 16-7, TB 16-11ff.												

Nr.	Formel	Hinweise
19	<p>Scheibendurchmesser Flachriementrieb:</p> $d_g = i \cdot d_k$ <p>Keil-, Keilrippenriementrieb:</p> $d_{dg} = i \cdot d_{dk}$ <p>Synchronriementrieb:</p> $d_{dg} = i \cdot \frac{P}{\pi} \cdot z_k$	
20	<p>Wellenabstand <math>e'</math> (vorläufig)</p> <p>Flachriementrieb:</p> $0,7 \cdot (d_g + d_k) \leq e' \leq 2 \cdot (d_g + d_k)$ <p>Keil-, Keilrippenriementrieb:</p> $0,7 \cdot (d_{dg} + d_{dk}) \leq e' \leq 2 \cdot (d_{dg} + d_{dk})$ <p>Synchronriementrieb:</p> $0,5 \cdot (d_{dg} + d_{dk}) + 15 \text{ mm}$ $\leq e' \leq 2 \cdot (d_{dg} + d_{dk})$	
21	<p>theoretische Riemenlänge <math>L'</math> bzw. <math>L'_d</math></p> <p>Flachriementrieb:</p> $L' \approx 2 \cdot e' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_g + d_k) + \frac{(d_g - d_k)^2}{4 \cdot e'}$ <p>übrige Riementriebe:</p> $L'_d \approx 2 \cdot e' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{dg} + d_{dk})$ $+ \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{4 \cdot e'}$	<p><math>L'</math> auf sinnvollen Wert <math>L</math>, <math>L'_d</math> auf Normlänge <math>L_d</math> (Normzahlsreihe R40) bzw. nach Herstellerangaben festlegen</p> <p>bei Synchronriementrieben gilt dabei</p> $L_d = z_R \cdot p$ <p>(Riemenzähnezahlen nach Herstellerangaben s. TB 16-19d)</p>
22	<p>Wellenabstand <math>e</math> (ausgeführt)</p> <p>Flachriementrieb:</p> $e \approx \frac{L}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_g + d_k)$ $+ \sqrt{\left[ \frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_g + d_k) \right]^2 - \frac{(d_g - d_k)^2}{8}}$ <p>übrige Riementriebe:</p> $e \approx \frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{dg} + d_{dk})$ $+ \sqrt{\left[ \frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{dg} + d_{dk}) \right]^2 - \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{8}}$	

Nr.	Formel	Hinweise
23	<p>Umschlingungswinkel an der kleinen Scheibe Flachriementrieb:</p> $\beta_k = 2 \cdot \arccos\left(\frac{d_g - d_k}{2 \cdot e}\right)$ <p>Keil-, Keilrippenriementrieb:</p> $\beta_k = 2 \cdot \arccos\left(\frac{d_{dg} - d_{dk}}{2 \cdot e}\right)$ <p>Synchronriementrieb:</p> $\beta_k = 2 \cdot \arccos\left[\frac{\frac{p}{\pi} \cdot (z_g - z_k)}{2 \cdot e}\right]$	
24	<p>Verstellweg <math>x</math> Flachriementrieb:</p> $x \geq 0,03 \cdot L$ <p>Keil-, Keilrippenriementrieb:</p> $x \geq 0,03 \cdot L_d$ <p>Synchronriementrieb:</p> $x \geq 0,005 \cdot L_d$	
25	<p>Auflegeweg <math>y</math> Flachriementrieb:</p> $y \geq 0,015 \cdot L$ <p>Keil -, Keilrippenriementrieb:</p> $y \geq 0,015 \cdot L_d$ <p>Synchronriementrieb:</p> $y \geq (1 \dots 2,5) \cdot p$	
26	<p>Umfangskraft</p> $F_t = \frac{P'}{v} = \frac{K_A \cdot P_{nenn}}{v} = \frac{K_A \cdot T_{nenn}}{\frac{d_d}{2}}$ <p>bei Flachriemen ist für <math>d_d = d</math> zu setzen</p>	<p><math>K_A</math> nach TB 3-5, <math>v \approx d \cdot \pi \cdot n</math> bei Flachriemen</p> <p>Bei Synchronriemen darf die zulässige Riemenzugkraft <math>F_{tzul}</math> nicht überschritten werden, s. z. B. TB 16-18c</p>
27a	Riemenbreite bei Flachriemen $b' = F_t / F'_t$	$F'_t = f(d_k, \beta_1, \text{Riementyp})$ Werte nach TB 16-8

Nr.	Formel	Hinweise
27b	Anzahl der Keilriemen bzw. der Keilrippen $z \geq \frac{P'}{(P_N + \dot{U}_z) \cdot c_1 \cdot c_2}$ $= \frac{K_A \cdot P_{\text{nenn}}}{(P_N + \dot{U}_z) \cdot c_1 \cdot c_2}$	$\begin{array}{c c c} z, K_A, c_1, c_2 & P & P_N, \dot{U}_z \\ \hline 1 & \text{kW} & \text{kW/Riemen bzw. Rippe} \end{array}$ <p><math>K_A</math> nach TB 3-5  <math>P_N</math> nach TB 16-15  <math>\dot{U}_z</math> nach TB 16-16  <math>c_1, c_2</math> nach TB 16-17</p>
27c	Riemenbreite bei Synchronriemen $b \geq \frac{P'}{z_1 \cdot z_e \cdot P_{\text{spez}}} = \frac{K_A \cdot P_{\text{nenn}}}{z_1 \cdot z_e \cdot P_{\text{spez}}}$ bzw. $b \geq \frac{T(M)}{z_1 \cdot z_e \cdot T_{\text{spez}}(M_{\text{spez}})}$ mit $z_e = \frac{z_1 \cdot \beta_1}{360^\circ} \leq 12$	$\begin{array}{c c c c c c} b & K_A, & P & P_{\text{spez}} & T, M & T_{\text{spez}}, \\ \hline z_1, z_e & 1 & \text{kW} & \text{kW/mm} & \text{Nm} & \text{Nm/mm} \end{array}$ <p><math>P_{\text{spez}}, T_{\text{spez}}(M_{\text{spez}})</math> nach TB 16-20  <math>z_e</math> = eingreifende Zähnezahl          maximal 12 Zähne  <math>z_1 = z_k</math>  <math>z_e</math> auf ganze Zahl abrunden</p>
28a	Wellenbelastung im Betriebszustand $F_w = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F'_1 \cdot F'_2 \cdot \cos \beta_k} \approx k \cdot F_t$	$\beta_1 = \beta_k$ 
28b	Wellenbelastung im Stillstand bei Extremultus-Mehrschichtflachriemen $F_{w0} = \varepsilon_{\text{ges}} \cdot k_1 \cdot b' = (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \cdot k_1 \cdot b'$	
28c	Überschlägige Wellenbelastung Flachriementrieb: $F_{w0} = k \cdot F_t \approx (1,5 \dots 2,0) \cdot F_t$ Keil-, Keilrippenriementrieb: $F_{w0} = k \cdot F_t \approx (1,3 \dots 1,5) \cdot F_t$ Synchronriementrieb: $F_{w0} = k \cdot F_t \approx 1,1 \cdot F_t$	$k_1$ nach TB 16-6 $\varepsilon_1$ nach TB 16-8 $\varepsilon_2$ nach TB 16-10 $b'$ nach Nr. 27a

Nr.	Formel	Hinweise
29	Riemengeschwindigkeit $v = d_w \cdot \pi \cdot n \leq v_{\max}$	$d_w$ = Wirkdurchmesser Flachriemen: $d_w = d + t$ Keilriemen: $d_w = d_d$ Keilrippenriemen: $d_w = d_d + h_b$ Synchronriemen: $d_w = \frac{P}{\pi} \cdot z$ $t$ für <i>Extremultus-Mehrschichtflachriemen</i> nach TB 16-6 $h_b$ nach TB 16-14 $v_{\max}$ nach TB 16-1, TB 16-2, TB 16-14 bzw. TB 16-19
30	Biegefrequenz $f_B = \frac{v \cdot z}{L_d} \leq f_{B \text{ zul}}$ bei Flachriemen ist für $L_d = L$ zu setzen	$z$ = Scheibenanzahl. Für die offene Zwei- Scheibenausführung ist $z = 2$ $f_{B \text{ zul}}$ nach TB 16-1; TB 16-2 bzw. TB 16-3 <i>Extremultus-Mehrschichtflachriemen:</i> Ausführung G: $f_{B \text{ zul}} = 80 \text{ s}^{-1}$ Ausführung L: $f_{B \text{ zul}} = 55 \text{ s}^{-1}$
31	Riemenzugkraft bei Synchronrie- men $F_{\max} = \frac{T_{\max}}{\frac{d_d}{2}} \leq F_{\text{zul}}$	



A 16-1 Vorgehensweise zum Auslegen von Riementrieben

## Technische Regeln (Auswahl)

Technische Regel		Titel
DIN 109-2	12.73	Antriebselemente; Achsabstände für Riementriebe mit Keilriemen
DIN 111	08.82	—; Flachriemenscheiben; Maße, Nenndrehmomente
DIN 2211-1	03.84	—; Schmalkeilriemenscheiben; Maße, Werkstoff
DIN 2211-3	01.86	—; Schmalkeilriemenscheiben, Zuordnung zu elektrischen Motoren
DIN 2215	08.98	Endlose Keilriemen; Klassische Keilriemen; Maße
DIN 2216	10.72	Endliche Keilriemen; Maße
DIN 2217-1	02.73	Antriebselemente; Keilriemenscheiben, Maße, Werkstoff
DIN 2218	04.76	Endlose Keilriemen für den Maschinenbau; Berechnung der Antriebe; Leistungswerte
DIN 7719-1	10.85	Endlose Breitkeilriemen für industrielle Drehzahlwandler; Riemenscheiben und Rillenprofile der zugehörigen Scheiben
DIN 7721-1	06.89	Synchronriementriebe, metrische Teilung; Synchronriemen
DIN 7753-1	01.88	Endlose Schmalkeilriemen für den Maschinenbau; Maße
DIN 7753-2	04.76	—; Berechnung der Antriebe; Leistungswerte
DIN 7753-3	02.86	Endlose Schmalkeilriemen für den Kraftfahrzeugbau; Maße der Riemenscheiben und Rillenprofile
DIN 7867	06.86	Keilrippenriemen und -scheiben
DIN 42673-1	04.83	Oberflächengekühlte Drehstrommotoren mit Käfigläufer, Bauform IM B3 mit Wälzlagern; Anbaumaße und Zuordnung der Leistung
DIN ISO 5294	05.96	Synchronriementriebe; Scheiben
DIN ISO 5296-1 ... 2	05.91	—; Riemenscheiben; Maße
DIN ISO 9010	06.90	—; Riemenscheiben für den Kraftfahrzeugbau
DIN ISO 9011	06.90	—; Scheiben für den Kraftfahrzeugbau
ISO 22	12.91	Durchmesser der Riemscheiben für Flachriemen
ISO 255	11.90	Riementriebe; Riemscheiben für Keilriemen; Überprüfung der Rillengeometrie
ISO 4183	07.95	Klassische Keilriemen und Schmalkeilriemen; Rillenscheiben
ISO 9982	06.98	Keilrippenriemen für industrielle Anwendungen; Maße für Profil PH bis PM
VDI 2758	06.93	Riemengetriebe

## 17 Kettentreibere

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$a$	mm	tatsächlicher Wellenmittenabstand
$a_0$	mm	gewünschter Wellenmittenabstand
$b_1, b_2 \dots$	mm	Bogenlängen der Kette auf dem Teilkreis gemessen
$d'_1$	mm	Kettenrollendurchmesser
$d_1$	mm	Teilkreisdurchmesser des Kettenrades 1
$d_2$	mm	Teilkreisdurchmesser des Kettenrades 2
$d_{a1}, d_{a2}$	mm	Kopfkreisdurchmesser des Kettenrades 1 bzw. 2
$d_{f1}, d_{f2}$	mm	Fußkreisdurchmesser des Kettenrades 1 bzw. 2
$d_{s1}, d_{s2}$	mm	Durchmesser der Freidrehung unter dem Fußkreis des Kettenrades 1 bzw. 2
$F$	mm	erforderliches Mindestmaß für die Freidrehung
$F_G$	N	Gewichtskraft des Kettentrumms
$F_{ges}$	N	resultierende Betriebskraft im Lasttrum der Kette
$F_s$	N	Stützzug
$F'_s$	1	spezifischer Stützzug
$F_{so}, F_{su}$	N	Stützzug am oberen bzw. unteren Kettenrad bei geneigter Triebanordnung
$F_t$	N	Tangentialkraft (Umfangskraft)
$F_W$	N	Wellenbelastung, Wellenspannkraft
$F_z$	N	Fliehzug
$f$	mm	Durchhang des Kettenleertrums
$f_{rel}$	%	relativer Durchhang des Kettenleertrums
$f_1$	1	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Zähnezahl des kleinen Kettenrades
$f_2$	1	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der unterschiedlichen Wellenabstände
$f_3$	1	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Kettengliedform
$f_4$	1	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der von der Kette zu überlaufenden Räder
$f_5$	1	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Lebensdauer

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$f_6$	1	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Umweltbedingungen
$g$	$\text{m/s}^2$	Fallbeschleunigung
$g_1$	mm	Kettenlaschenhöhe
$i$	1	Übersetzungsverhältnis
$K_A$	1	Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung
$L$	mm	Gesamtlänge der Kette
$L_h$	h	Lebensdauer des Kettentriebes
$l_T$	mm	Kettentrumlänge
$l_1, l_2 \dots$	mm	Teillängen der Kette
$n$	1	Anzahl der Kettenräder
$n_1, n_2$	1/min	Drehzahl des Kettenrades 1 bzw. 2
$P_D$	kW	Diagrammleistung
$P_1$	kW	Antriebsleistung
$p$	mm	Kettenteilung
$q$	kg/m	Längen-Gewicht der Kette
$T$	Nmm, Nm	Nenndrehmoment
$T_1$	Nmm, Nm	Antriebsmoment
$v$	m/s	Kettengeschwindigkeit
$X$	1	tatsächliche Kettengliederzahl
$X_0$	1	rechnerische Kettengliederzahl
$z_1, z_2$	1	Zähnezahl des Kettenrades 1 bzw. 2
$\delta$	°	Neigungswinkel der Wellenmitten gegen die Waagerechte
$\varepsilon_0$	°	Trumneigungswinkel zwischen der gemeinsamen Tangente an den Teilkreisen (Leertrum) und der Verbindungsgeraden der Kettenradmittelpunkte
$\tau$	°	Teilungswinkel
$\psi$	°	Neigungswinkel zwischen der gemeinsamen Tangente an den Teilkreisen (Leertrum) und der Waagerechten

Nr.	Formel	Hinweise												
<b>Geometrie der Kettenräder (Rollenketten)</b>														
1	mittlere Übersetzung $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$	$d_1, d_2$ nach Nr. 3 												
2	Teilungswinkel $\tau = \frac{360^\circ}{z}$	Zähnezahlen für Kettenräder: <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>z_1</math></th> <th><math>v</math> in m/s</th> <th>Anwendung</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>11 ... 13</td> <td>&lt; 4</td> <td><math>p &lt; 20</math> mm, <math>l_T &gt; 40</math> X, weniger empfindliche Antriebe</td> </tr> <tr> <td>14 ... 16</td> <td>&lt; 7</td> <td>mittlere Belastungen</td> </tr> <tr> <td>17 ... 25</td> <td>&lt; 24</td> <td>günstig für Kleinräder</td> </tr> </tbody> </table>	$z_1$	$v$ in m/s	Anwendung	11 ... 13	< 4	$p < 20$ mm, $l_T > 40$ X, weniger empfindliche Antriebe	14 ... 16	< 7	mittlere Belastungen	17 ... 25	< 24	günstig für Kleinräder
$z_1$	$v$ in m/s	Anwendung												
11 ... 13	< 4	$p < 20$ mm, $l_T > 40$ X, weniger empfindliche Antriebe												
14 ... 16	< 7	mittlere Belastungen												
17 ... 25	< 24	günstig für Kleinräder												
3	Teilkreisdurchmesser $d = \frac{p}{\sin\left(\frac{\tau}{2}\right)} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}$	$z_2$ 30 ... 80 üblich für Großräder 80 ... 120 obere Grenze für Großräder												
4	Fußkreisdurchmesser $d_f = d - d'_1$	zu bevorzugende Zähnezahlen: $z_1 = (13) (15) 17 19 21 23 25$ $z_2 = 38 57 76 95 114$ 												
5	Kopfkreisdurchmesser $d_a = d \cdot \cos \frac{\tau}{2} + 0,8d'_1$	$d'_1, p$ nach TB 17-1												
6	Durchmesser der Freidrehung unter dem Fußkreis $d_s = d - 2F$	$F$ nach TB 17-2												

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Berechnung der Kettentriebe (Rollenketten)</b>		
7	Für die Kettenwahl nach TB 17-3 maßgebende Diagrammleistung $P_D = \frac{K_A \cdot P_1 \cdot f_1}{f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6}$	$K_A$ nach TB 3-5 $f_1$ nach TB 17-5 $f_2$ nach TB 17-6 $f_3 = 0,8$ bei gekröpftem Verbindungsglied, sonst $f_3 = 1$ $f_4 \approx 0,9^{(n-2)}$ für $n$ Kettenräder; für den Nor- malfall mit $n = 2$ wird $f_4 = 1$ $f_5 \approx (15\,000/L_h)^{1/3}$ mit $L_h$ in h $f_6$ nach TB 17-7
8	günstiger Wellenabstand (Umschlingungswinkel soll möglichst $\geq 120^\circ$ betragen) $a \approx (30 \dots 50) \cdot p$	
9	für den gewünschten Wellenabstand $a_0$ wird die rechnerische Gliederzahl $X_0 \approx 2 \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_0}$	$X_0$ so runden, dass sich eine gerade Glieder- zahl ergibt zur Vermeidung gekröpfter Ver- bindungsglieder
10	tatsächlicher Wellenabstand $a \approx \frac{p}{4} \cdot \left[ \left( X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \left( \frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right]$	
11	Gesamtlänge der Kette bei Ketten- trieben mit $n > 2$ Kettenräder $L \approx l_1 + l_2 + \dots + b_1 + b_2 + \dots$	
12	erforderliche Gliederzahl allgemein $X = \frac{L}{p}$	$b = \frac{d}{2} \cdot \text{arc } \alpha, \alpha \text{ Umschlingungswinkel}$

Nr.	Formel	Hinweise						
<b>Kraftverhältnisse an Kettenrieben (Rollenketten)</b>								
13	(statische) Kettenzugkraft $F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{T_1}{d_1/2}$	$T_1 \approx 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1}$ <table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"><tr><td><math>T_1</math></td><td><math>P_1</math></td><td><math>n_1</math></td></tr><tr><td>Nm</td><td>kW</td><td><math>\text{min}^{-1}</math></td></tr></table>	$T_1$	$P_1$	$n_1$	Nm	kW	$\text{min}^{-1}$
$T_1$	$P_1$	$n_1$						
Nm	kW	$\text{min}^{-1}$						
14	Fliehzug $F_z = q \cdot v^2$	$v = d_1 \cdot \pi \cdot n_1$						
15	Stützzug a) bei annähernd waagerechter Lage des Leertrums $F_s = \frac{F_G \cdot l_T}{8 \cdot f} = \frac{q \cdot g \cdot l_T}{8 \cdot f_{\text{rel}}}$	$q$ nach TB 17-1 $F_G = q \cdot g \cdot l_T$ $g \approx 9,81 \text{ m/s}^2$ $l_T = a \cdot \cos \epsilon_0$						
16	b) bei geneigter Lage des Leertrums Stützzug am oberen Kettenrad $F_{so} = q \cdot g \cdot l_T \cdot (F'_s + \sin \psi)$	$f_{\text{rel}} = \frac{f}{l_T}$						
17	Stützzug am unteren Kettenrad $F_{su} \approx q \cdot g \cdot l_T \cdot F'_s$	normal $f_{\text{rel}} \approx 2\% = 0,02$ $F'_s$ nach TB 17-4 $\psi = \delta - \epsilon_0$ mit $\epsilon_0$ aus $\sin \epsilon_0 = (d_2 - d_1)/(2 \cdot a)$ $\sin \delta = \frac{b}{a}$ $d_2, d_1$ nach Nr. 3						
18	resultierende Betriebskraft im Lasttrum der Kette bei annähernd waagerechter Lage des Leertrums unter Berücksichtigung ungünstiger Betriebsverhältnisse $F_{\text{ges}} = F_t \cdot K_A + (F_z + F_s)$	$F_t$ nach Nr. 13						

Nr.	Formel	Hinweise
19	– bei geneigter Lage des Leertrums $F_{\text{ges}} = F_t \cdot K_A + (F_z + F_{\text{so}})$	$F_z$ nach Nr. 14 $F_s$ nach Nr. 15 $F_{\text{so}}$ nach Nr. 16 $F_{\text{su}}$ nach Nr. 17
20	Wellenbelastung bei annähernd waagerechter Lage des Leertrums $F_W \approx F_t \cdot K_A + 2 \cdot F_s$	$K_A$ nach TB 3-5
21	Belastung der <i>oberen</i> Welle bei geneigter Lage des Leertrums $F_{Wo} \approx F_t \cdot K_A + 2F_{\text{so}}$	
22	Belastung der <i>unteren</i> Welle bei geneigter Lage des Leertrums $F_{Wu} \approx F_t \cdot K_A + 2F_{\text{su}}$	

## Technische Regeln (Auswahl)

Technische Regeln	Titel
DIN 8150	Gallketten
DIN 8152-1 ... -4	Flyerketten
DIN 8153-1	Scharnierbandketten
DIN 8154	Buchsenketten mit Vollbolzen
DIN 8156 E	Ziehbankketten ohne Buchsen
DIN 8164	Buchsenketten
DIN 8165-1 ... -3	Förderketten mit Vollbolzen; ...
DIN 8167-1 ... -3	Förderketten mit Vollbolzen
DIN 8168-1 ... -3	Förderketten mit Hohlbolzen
DIN 8175	Förderketten; Buchsenförderketten, schwere Ausführung
DIN 8176	– –; Buchsenförderketten für Kettenbahnen
DIN 8181	Rollenketten; langgliedrig
DIN 8182	Rollenketten mit gekröpften Gliedern (Rotaryketten)
DIN 8187-1	Rollenketten; Europäische Bauart, Teil 1: Einfach-, Zweifach-, Dreifach-Rollenketten
DIN 8188-1	– –; Amerikanische Bauart
DIN 8194	Stahlgelenkketten; Ketten und Kettenteile; Bauformen, Benennungen
DIN 8196-1	Verzahnung der Kettenräder für Rollenketten nach DIN 8187 und DIN 8188; Profilabmessungen
DIN 8196-2	Verzahnung der Kettenräder für Rollenketten, langgliedrig, nach DIN 8181; Profilabmessungen

## 18 Elemente zur Führung von Fluiden (Rohrleitungen)

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$a$	m/s	Fortpflanzungsgeschwindigkeit einer Druckwelle
$A$	mm <sup>2</sup>	Querschnittsfläche der Rohrwand
$c_1$	mm	Zuschlag zum Ausgleich der zulässigen Wanddicken-Unterschreitung
$c'_1$	%	zulässige Wanddicken-Unterschreitung
$c_2$	mm	Zuschlag für Korrosion bzw. Abnutzung
$d_a$	mm	Rohr-Außendurchmesser
$d_i$	m, mm	Rohr-Innendurchmesser
$d_m$	mm	mittlerer Rohrdurchmesser
$E$	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul
$F_\vartheta$	N	Längskraft im Rohr bzw. auf die Festpunkte infolge Temperaturänderung
$g$	m/s <sup>2</sup>	Fallbeschleunigung
$\Delta h$	m	geodätischer Höhenunterschied bei nicht horizontal verlaufenden Leitungen
$K$	N/mm <sup>2</sup>	Festigkeitskennwert
$k$	mm	mittlere Rauigkeitshöhe der Rohrinnenwand
$k$	1	Faktor für die Rohrausführung bei der Berechnung der Stützpunktabstände
$L$	m	Abstand der Unterstützungs punkte
$l$	m	Länge der Rohrleitung
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
$p_e$	N/mm <sup>2</sup>	Berechnungsdruck, als maximal möglicher innerer Überdruck
$p_{\max}, p_{\min}$	N/mm <sup>2</sup>	Maximaldruck, Minimaldruck; wobei $p_{\max} - p_{\min}$ Schwingbreite einer Druckschwingung
$\Delta p$	Pa	Druckverlust in der Rohrleitung durch Reibung und Einzelwiderstände
$\Delta p$	Pa	Druckänderung durch Druckstoß
$PFA$	bar	zulässiger Bauteilbetriebsdruck

## 222 18 Elemente zur Führung von Fluiden (Rohrleitungen)

Formelzeichen	Einheit	Benennung
Re	1	Reynolds-Zahl (Geschwindigkeit des strömenden Mediums $\times$ Rohrinnendurchmesser/kinematische Viskosität), kennzeichnet den Strömungszustand
$R_m$	N/mm <sup>2</sup>	Mindestzugfestigkeit
$S$	1	Sicherheitsbeiwert
$S_F$	1	Sicherheitsfaktor
$t$	mm	erforderliche Wanddicke (Bestellwanddicke, Nennwanddicke)
$t_R$	s	Reflexionszeit beim Druckstoß
$t_S$	s	Schließezeit des Absperr- bzw. Steuerorgans
$t_V$	mm	rechnerische Wanddicke ohne Zuschläge
$v$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit (Mittelwert) des Mediums
$v_N$	1	Wertigkeit der Längs- bzw. Schraubenlinien-Schweißnaht
$\Delta v$	m/s	Änderung der Strömungsgeschwindigkeit durch einen Regelvorgang
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /s	Volumenstrom
$\alpha$	K <sup>-1</sup>	thermischer Längenausdehnungskoeffizient des Rohrwerkstoffes
$\zeta$	1	Widerstandszahl von Rohrleitungselementen
$\eta$	Pa s	dynamische Viskosität des strömenden Mediums
$\Delta \vartheta$	K	Temperaturdifferenz
$\lambda$	1	Rohreibungszahl
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität des strömenden Mediums
$\rho, \rho_{Luft}$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Mediums bzw. der umgebenden Luft
$\sigma_{Sch\ zul}$	N/mm <sup>2</sup>	zulässige Dauerschwell- bzw. Zeitschwellfestigkeit

Nr.	Formel	Hinweise										
<b>Strömungsgeschwindigkeit und Rohrinnendurchmesser</b>												
Die wirtschaftliche Strömungsgeschwindigkeit und der wirtschaftliche Rohrinnendurchmesser lassen sich aus dem Kostenminimum von Investitions- und Betriebskosten ermitteln.												
In der Praxis wird die wirtschaftliche Strömungsgeschwindigkeit unter Berücksichtigung strömungstechnischer Grenzdaten (Geräuschemission, Schwingungen, Erosion) und der großen Abhängigkeit des Druckverlustes vom Rohrdurchmesser ( $\Delta p \sim 1/d^5$ ) nach Erfahrungswerten gewählt. Große Strömungsgeschwindigkeit bedeutet also kleinen Rohrdurchmesser und geringen Aufwand für Armaturen, Anstrich und Isolation, andererseits aber hohen Energieaufwand (Druckverlust) und hohen Geräuschpegel.												
	Strömungsgeschwindigkeit in kreisförmigen Rohren											
1	– bei gegebenem Volumenstrom $v = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{\dot{V}}{d_i^2}$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th><math>v</math></th><th><math>d_i</math></th><th><math>q</math></th><th><math>\dot{V}</math></th><th><math>\dot{m}</math></th></tr> <tr> <th>m/s</th><th>m</th><th>kg/m³</th><th>m³/s</th><th>kg/s</th></tr> </thead> </table>	$v$	$d_i$	$q$	$\dot{V}$	$\dot{m}$	m/s	m	kg/m³	m³/s	kg/s
$v$	$d_i$	$q$	$\dot{V}$	$\dot{m}$								
m/s	m	kg/m³	m³/s	kg/s								
2	– bei gegebenem Massenstrom $v = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{\dot{m}}{q \cdot d_i^2}$											
	erforderlicher Rohrinnendurchmesser	Richtwerte für wirtschaftliche Strömungsgeschwindigkeiten $v$ s. TB 18-5										
3	– bei gegebenem Volumenstrom $d_i = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{\dot{V}}{v}}$	Genormter Rohrinnendurchmesser $d_i$ bzw. Nennweiten DN s. TB 1-13 bzw. TB 18-4										
4	– bei gegebenem Massenstrom $d_i = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{\dot{m}}{q \cdot v}}$											

## 224 18 Elemente zur Führung von Fluiden (Rohrleitungen)

Nr.	Formel	Hinweise																		
<b>Strömungsform</b>																				
Die Reynolds-Zahl kennzeichnet die Strömungsform und stellt das Verhältnis der Trägheitskräfte zu den Viskositätskräften im Stoffstrom dar. Strömungen sind mechanisch ähnlich, wenn ihre Reynolds-Zahlen gleich sind. Die kritische Strömungsgeschwindigkeit gibt den Übergang von der laminaren zur turbulenten Strömung an.																				
5	Reynolds-Zahl $\text{Re} = \frac{v \cdot d_i}{\nu}$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>v</td><td><math>d_i</math></td><td>v</td><td>Re</td></tr> <tr> <td>m/s</td><td>m</td><td><math>\text{m}^2/\text{s}</math></td><td>1</td></tr> </table> <p>Wenn <math>\eta</math> und <math>\varrho</math> bekannt, gilt <math>v = \eta/\varrho</math>, mit der dynamischen Viskosität <math>\eta</math> in Pa s (<math>\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})</math>) und der Dichte <math>\varrho</math> des Mediums in <math>\text{kg}/\text{m}^3</math> nach TB 18-9a.      Richtwerte für     <ul style="list-style-type: none"> <li>– wirtschaftliche Strömungsgeschwindigkeit s. TB 18-5</li> <li>– kinematische Viskosität s. TB 18-9a</li> <li>– Rohrinnendurchmesser, z. B. als genormte Nennweite DN, s. TB 18-4</li> </ul> <math>\text{Re} &lt; 2320</math>: Laminarströmung  <math>\text{Re} &gt; 2320</math>: Turbulentströmung</p>	v	$d_i$	v	Re	m/s	m	$\text{m}^2/\text{s}$	1										
v	$d_i$	v	Re																	
m/s	m	$\text{m}^2/\text{s}$	1																	
6	kritische Strömungsgeschwindigkeit $v_{\text{krit}} = \frac{v \cdot \text{Re}_{\text{krit}}}{d_i}$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>v_{\text{krit}}</math></td><td><math>d_i</math></td><td>v</td><td>Re</td></tr> <tr> <td>m/s</td><td>m</td><td><math>\text{m}^2/\text{s}</math></td><td>1</td></tr> </table> $\text{Re}_{\text{krit}} = 2320$	$v_{\text{krit}}$	$d_i$	v	Re	m/s	m	$\text{m}^2/\text{s}$	1										
$v_{\text{krit}}$	$d_i$	v	Re																	
m/s	m	$\text{m}^2/\text{s}$	1																	
<b>Druckverlust durch inkompressible Strömung</b>																				
Die durch die Strömungsverluste (Reibung, Wirbel) bedingte Verlustenergie wird beeinflusst durch die Berührungsfläche zwischen Fluid und Rohrwand ( $d_i$ , l), die Strömungsgeschwindigkeit, die Art des Fluids ( $\eta$ , $\varrho$ ), die Strömungsform (turbulent, laminar) und die Wandrauigkeit. Obwohl für Gas- (Dampf-)Leitungen kompressible Strömung vorliegt, gelten die nachfolgenden Gleichungen näherungsweise auch für Gasleitungen mit geringer Expansion, also bei geringem Druckabfall (Niederdruck-Gasleitungen).																				
7	Druckverlust für beliebig verlaufende kreisförmige Rohrleitungen mit Einbauten $\Delta p = \frac{\varrho \cdot v^2}{2} \left( \frac{\lambda \cdot l}{d_i} + \sum \zeta \right)$ $\pm \Delta h \cdot g \cdot (\varrho - \varrho_{\text{Luft}})$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>\Delta p</math></td><td><math>\varrho</math></td><td>v</td><td><math>\lambda</math></td><td>l</td><td><math>d_i</math></td><td><math>\zeta</math></td><td><math>\Delta h</math></td><td>g</td></tr> <tr> <td>Pa</td><td><math>\text{kg}/\text{m}^3</math></td><td>m/s</td><td>1</td><td>m</td><td>m</td><td>1</td><td>m</td><td><math>\text{m}/\text{s}^2</math></td></tr> </table> <p>Anmerkung: Im 2. Glied der Gleichung gilt das positive Vorzeichen für aufsteigende und das negative Vorzeichen für abfallende Leitungen. Bei <math>\varrho &lt; \varrho_{\text{Luft}}</math> (z. B. Niederdruckgasleitungen) ergibt sich für aufsteigende Leitungen ein Druckgewinn (Auftrieb), bei abfallenden Leitungen entsprechend ein Druckverlust.</p>	$\Delta p$	$\varrho$	v	$\lambda$	l	$d_i$	$\zeta$	$\Delta h$	g	Pa	$\text{kg}/\text{m}^3$	m/s	1	m	m	1	m	$\text{m}/\text{s}^2$
$\Delta p$	$\varrho$	v	$\lambda$	l	$d_i$	$\zeta$	$\Delta h$	g												
Pa	$\text{kg}/\text{m}^3$	m/s	1	m	m	1	m	$\text{m}/\text{s}^2$												

Nr.	Formel	Hinweise
8	Druckverlust bei geraden kreisförmigen Rohrleitungen ohne Einbauten $\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d_i} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$	Richtwerte für – Rohreibungszahl $\lambda$ nach Nr. 10 bis 14 – wirtschaftliche Strömungsgeschwindigkeit $v$ s. TB 18-5 – Dichte $\rho$ des Mediums s. TB 18-9 – Rohrinnendurchmesser $d_i$ , z. B. als normte Nennweite DN, s. TB 18-4 – Widerstandszahl $\zeta$ s. TB 18-7 – Fallbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
9	Druckverlust durch Einbauten $\Delta p = \Sigma \zeta \cdot \rho \cdot v^2 / 2$	
10	Rohreibungszahl bei laminarer Strömung ( $Re < 2320$ ) $\lambda = \frac{64}{Re}$	Bei laminarer Strömung ist die Rohreibungszahl nur von der Reynolds-Zahl abhängig (z. B. Ölleitungen). Die Wandrauigkeit der Rohre hat keinen Einfluss. $\lambda = f(Re)$ auch unmittelbar aus Schaubild TB 18-8 ablesbar.
11	<b>Turbulente Rohrströmung</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Rohreibungszahl bei hydraulisch rauen Rohren <math display="block">\lambda = \frac{1}{\left( 2 \lg \frac{d_i}{k} + 1,14 \right)^2}</math></li></ul>	Im oberhalb der Grenzkurve $\lambda = [(200 \cdot d_i/k)/Re]^2$ liegenden Bereich ist die Rohreibungszahl nur von $d_i/k$ abhängig, die Kurve verläuft waagerecht, s. TB 18-8. Richtwerte für Rauigkeitshöhe $k$ s. TB 18-6. Geltungsbereich der Formel: $Re > 1300 \cdot d_i/k$ $\lambda = f(d_i/k)$ auch unmittelbar aus Schaubild TB 18-8 ablesbar.
12	<ul style="list-style-type: none"><li>• Rohreibungszahl im Übergangsbereich zwischen vollrauem und glattem Verhalten der Rohrwand<ul style="list-style-type: none"><li>– Interpolationsformel <math display="block">\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left( \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{1}{3,71 \cdot \frac{d_i}{k}} \right)</math></li></ul></li></ul>	Mit zunehmender Reynolds-Zahl wird die laminaire Unterschicht zunehmend dünner und die Rauigkeitsspitzen ragen immer mehr heraus.
13	<ul style="list-style-type: none"><li>– Näherungsformel <math display="block">\lambda \approx \frac{0,25}{\left[ \lg \left( \frac{15}{Re} + \frac{k}{3,71 \cdot d_i} \right) \right]^2}</math></li></ul>	Die Rohreibungszahl hängt sowohl von $d_i/k$ als auch von der Reynolds-Zahl ab. Geltungsbereich der Formel: $65 \cdot d_i/k < Re < 1300 \cdot d_i/k$ Richtwert für Rauigkeitshöhe $k$ s. TB 18-6. $\lambda = f(Re, d_i/k)$ auch unmittelbar aus TB 18-8 ablesbar.

## 226 18 Elemente zur Führung von Fluiden (Rohrleitungen)

Nr.	Formel	Hinweise
14	<ul style="list-style-type: none"> <li>Rohreibungszahl bei hydraulisch glatten Rohren</li> </ul> $\lambda \approx \frac{0,309}{\left( \lg \frac{\text{Re}}{7} \right)^2}$	<p>Die vorhandene Wandrauigkeit liegt innerhalb der laminaren Unterschicht. Da in der Praxis stets mit einer Betriebsrauigkeit gerechnet werden muss, ist diese Näherungsformel nur als Grenzfall (<math>k = 0</math>) interessant.</p> <p>Geltungsbereich der Formel:  <math>\text{Re} &gt; 2320</math>  <math>\lambda = f(\text{Re})</math> auch unmittelbar aus TB 18-8 ablesbar.</p>

### Dynamische Druckänderungen (Druckstöße)

Druckstöße treten auf, wenn die Strömungsgeschwindigkeit in einer Rohrleitung verändert wird, z. B. durch Schließen oder Öffnen von Ventilen oder durch In- oder Außerbetriebnahme von Pumpen.

Wasserschläge sind Folge eines negativen Druckstoßes und entstehen nach dem Abreißen der Wassersäule infolge Unterdruck durch das nachfolgende Wiederauftreffen der rückströmenden Wassersäule auf das Absperrorgan.

Er tritt nur auf, wenn das Schließen des Absperrorgans in kürzerer Zeit erfolgt, als eine Druckwelle benötigt, um mit Schallgeschwindigkeit vom Absperrorgan zur Reflektionsstelle (Behälter, Rohrknoten) und zurück zu wandern.

15	maximale Druckänderung durch Druckstoß (Joukowsky-Stoß) $\Delta p = \varrho \cdot a \cdot \Delta v$	$\begin{array}{c c c c} \Delta p & \varrho & a & \Delta v \\ \hline \text{Pa} & \text{kg/m}^3 & \text{m/s} & \text{m/s} \end{array}$
		<p>Dichte <math>\varrho</math> des Durchflusststoffes z. B. nach TB 18-9</p> <p>Druckfortpflanzungsgeschwindigkeit (Schallgeschwindigkeit) für Wasser und dünnflüssige Öle</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– in dünnwandigen Leitungen: <math>a \approx 1000 \text{ m/s}</math></li> <li>– in verhältnismäßig dickwandigen Hydraulikleitungen: <math>a \approx 1300 \text{ m/s}</math></li> </ul> <p><math>\Delta v = v_1 - v_2</math>, plötzliche Geschwindigkeitsänderung der Strömung von <math>v_1</math> auf <math>v_2 = 0</math>, wenn die Strömung in einer sehr kurzen Schließzeit <math>t_S &lt; t_R</math> reduziert wird.</p>
16	Druckänderung durch reduzierten Druckstoß $\Delta p = \varrho \cdot a \cdot \Delta v \cdot \frac{t_R}{t_S}$	$\begin{array}{c c c c c} \Delta p & \varrho & a & \Delta v & t_R, t_S \\ \hline \text{Pa} & \text{kg/m}^3 & \text{m/s} & \text{m/s} & \text{s} \end{array}$ <p>Bei einer Verlängerung der Schließzeit des Absperrorgans auf mehrere Reflektionszeiten (<math>t_S \gg t_R</math>) kann der Druckstoß erheblich reduziert werden.</p>

Nr.	Formel	Hinweise								
17	Reflexionszeit einer Druckwelle $t_R = 2 \cdot l/a$	$\begin{array}{c c c} t_R & l & a \\ \hline s & m & m/s \end{array}$ <p>Der maximale Druckstoß tritt nur auf, wenn die Schließzeit des Absperrorgans <math>t_S &lt; 2 \cdot l/a</math>.</p>								
<b>Berechnung der Wanddicke von Stahlrohren gegen Innendruck nach DIN 2413-1<sup>1)</sup></b>										
Als Grundlage der Berechnung gilt, dass ein Fließen an der höchst beanspruchten Innenfaser der Rohre durch den Betriebsdruck bei den genannten Sicherheitsbeiwerten nicht auftritt, dass das unvermeidliche Kriechen bei höheren Temperaturen in zulässigen Grenzen bleibt und bei schwelender Beanspruchung keine Zeit- bzw. Dauerbrüche zu erwarten sind. Den Formeln liegt die Schubspannungshypothese zu Grunde. Sie gelten für Rohre mit Kreisquerschnitt bis zu einem Durchmesserverhältnis $d_a/d_i = 2$ .										
18	<p>erforderliche Wanddicke</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– bei Wanddickenzuschlag in mm <math>t = t_v + c_1 + c_2</math></li> </ul>	<p>Zuschlag <math>c_1</math> zur Berücksichtigung der zulässigen Wanddicken-Unterschreitung z. B. für geschweißte Stahlrohre nach DIN 1626 und DIN 1628:</p> <table border="1"> <tr> <td><math>t</math> in mm</td> <td><math>\leq 3</math></td> <td><math>&gt; 3 \dots 10</math></td> <td><math>&gt; 10</math></td> </tr> <tr> <td><math>c_1</math> in mm</td> <td>0,25</td> <td>0,35</td> <td>0,5</td> </tr> </table> <p>Für den Korrosionszuschlag <math>c_2</math> ist bei ferritischen Stählen im Allgemeinen ein Wert von 1 mm ausreichend.</p>	$t$ in mm	$\leq 3$	$> 3 \dots 10$	$> 10$	$c_1$ in mm	0,25	0,35	0,5
$t$ in mm	$\leq 3$	$> 3 \dots 10$	$> 10$							
$c_1$ in mm	0,25	0,35	0,5							
19	<ul style="list-style-type: none"> <li>– bei Wanddickenzuschlag in % <math>t = (t_v + c_2) \frac{100}{100 - c'_1}</math></li> </ul>	$c'_1 = 9 \text{ \% bis } 15 \text{ \% der Wanddicke bei nahtlosen Stahlrohren nach DIN 1629 und DIN 1630.}$								

<sup>1)</sup> Ersetzt durch DIN EN 13480-3: Metallische industrielle Rohrleitungen, Konstruktion und Berechnung.

## 228 18 Elemente zur Führung von Fluiden (Rohrleitungen)

Nr.	Formel	Hinweise																		
20	<p>rechnerische Wanddicke ohne Zuschläge bei</p> <p>– vorwiegend ruhender Beanspruchung bis 120 °C</p> $t_v = \frac{d_a \cdot p_c}{2 \frac{K}{S} \cdot v_N}$	<p><math>K = R_e(R_{p0,2})</math> bei 20 °C nach TB 1-1 und TB 6-15b bzw. 0,7 <math>R_m</math> bei unvergüteten und 0,8 <math>R_m</math> bei vergüteten Sonderstählen.</p> <p><math>v_N = 0,9</math> für geschweißte Rohre nach DIN 1626 (Regelfall)</p> <p><math>v_N = 1,0</math> für nahtlose Rohre und für geschweißte Rohre nach DIN 1628</p>																		
		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Bruchdehnung des Rohrwerkstoffes A5</th> <th>Sicherheitsbeiwert S für Rohre mit</th> <th>Sicherheitsbeiwert S für Rohre ohne Abnahmeprüfzeugnis</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>≥ 25 %</td><td>1,5 (1,4)</td><td>1,7</td> </tr> <tr> <td>20%</td><td>1,6 (1,5)</td><td>1,75</td> </tr> <tr> <td>15%</td><td>1,7 (1,6)</td><td>1,8</td> </tr> </tbody> </table>	Bruchdehnung des Rohrwerkstoffes A5	Sicherheitsbeiwert S für Rohre mit	Sicherheitsbeiwert S für Rohre ohne Abnahmeprüfzeugnis	≥ 25 %	1,5 (1,4)	1,7	20%	1,6 (1,5)	1,75	15%	1,7 (1,6)	1,8						
Bruchdehnung des Rohrwerkstoffes A5	Sicherheitsbeiwert S für Rohre mit	Sicherheitsbeiwert S für Rohre ohne Abnahmeprüfzeugnis																		
≥ 25 %	1,5 (1,4)	1,7																		
20%	1,6 (1,5)	1,75																		
15%	1,7 (1,6)	1,8																		
21	<p>– schwellender Beanspruchung bis 120 °C</p> $t_v = \frac{d_a}{\frac{2\sigma_{Sch\ zul}}{p_{max} - p_{min}} - 1}$	<p>Klammerwerte gelten für erdverlegte Rohrleitungen in Gebieten ohne zusätzliche Beanspruchung.</p> <p>Die Berechnung wird durchgeführt gegen Verformen (Gl. Nr. 20) und Zeitschwingbruch (Gl. Nr. 21). Die größere rechnerische Wanddicke ist zu wählen.</p> <p>Zulässige Beanspruchung bei schwellender Belastung <math>\sigma_{zul} = \sigma_{Sch\ D}/1,5</math></p> <p>Richtwerte für Dauerschwellfestigkeit <math>\sigma_{Sch\ D}</math> (<math>&gt; 2 \cdot 10^6</math> Lastspiele):</p>																		
		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Rohrart</th> <th><math>\sigma_{Sch\ D}</math> in N/mm<sup>2</sup></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Präzisionsstahlrohre nach DIN 2391 bzw. 2393 aus S235G2T NBK bzw. S235JR NBK</td><td>225</td> </tr> <tr> <td>warmgewalzte Stahlrohre aus St 52.4 nach DIN 2445 Bbl. 1</td><td></td> </tr> <tr> <td><math>d_a \leq 114,3</math> mm</td><td>230</td> </tr> <tr> <td><math>d_a &gt; 114,3</math> mm</td><td>155</td> </tr> <tr> <td>geschweißte Stahlrohre</td><td></td> </tr> <tr> <td>    Naht bearbeitet</td><td>180</td> </tr> <tr> <td>    Naht nicht bearbeitet</td><td>120</td> </tr> <tr> <td>nahtlose (<math>d_a &gt; 114,3</math> mm) und HF-geschweißte Rohre</td><td>Wöhlerlinien TB 18-10</td> </tr> </tbody> </table>	Rohrart	$\sigma_{Sch\ D}$ in N/mm <sup>2</sup>	Präzisionsstahlrohre nach DIN 2391 bzw. 2393 aus S235G2T NBK bzw. S235JR NBK	225	warmgewalzte Stahlrohre aus St 52.4 nach DIN 2445 Bbl. 1		$d_a \leq 114,3$ mm	230	$d_a > 114,3$ mm	155	geschweißte Stahlrohre		Naht bearbeitet	180	Naht nicht bearbeitet	120	nahtlose ( $d_a > 114,3$ mm) und HF-geschweißte Rohre	Wöhlerlinien TB 18-10
Rohrart	$\sigma_{Sch\ D}$ in N/mm <sup>2</sup>																			
Präzisionsstahlrohre nach DIN 2391 bzw. 2393 aus S235G2T NBK bzw. S235JR NBK	225																			
warmgewalzte Stahlrohre aus St 52.4 nach DIN 2445 Bbl. 1																				
$d_a \leq 114,3$ mm	230																			
$d_a > 114,3$ mm	155																			
geschweißte Stahlrohre																				
Naht bearbeitet	180																			
Naht nicht bearbeitet	120																			
nahtlose ( $d_a > 114,3$ mm) und HF-geschweißte Rohre	Wöhlerlinien TB 18-10																			

## 18 Elemente zur Führung von Fluiden (Rohrleitungen) 229

Nr.	Formel	Hinweise										
22	<b>Gussrohre aus duktilem Gusseisen nach EN 545</b> zulässiger Bauteilbetriebsdruck für Muffenrohre $PFA = \frac{20 \cdot t \cdot R_m}{d_m \cdot S_F} \leq 64 \text{ bar}$	$\begin{array}{c c c c} PFA & t, d_m & R_m & S_F \\ \hline \text{bar} & \text{mm} & \text{N/mm}^2 & 1 \end{array}$ <p>PFA ist der höchste hydrostatische Druck, dem ein Rohrleitungsteil im Dauerbetrieb standhält.</p> <p>Mindestzugfestigkeit des duktilen Gusseisens <math>R_m = 420 \text{ N/mm}^2</math></p> <p>Sicherheitsfaktor <math>S_F = 3</math></p> <p>mittlerer Rohrdurchmesser <math>d_m = d_a - t</math></p> <p>genormte Nennweite der Rohre und Formstücke nach DIN EN ISO 6708 von DN 40 bis DN 2000, vgl. TB 18-4</p>										
<b>Dehnungsausgleicher (Kompensatoren)</b>												
23	axiale Rohrkraft infolge Temperaturänderung $F_\vartheta \approx E \cdot \alpha \cdot \Delta\vartheta \cdot A$	Anmerkung: $F_\vartheta$ ist nicht von der Rohrlänge abhängig. $\begin{array}{c c c c c} F_\vartheta & E & \alpha & \Delta\vartheta & A \\ \hline \text{N} & \text{N/mm}^2 & \text{K}^{-1} & \text{K} & \text{mm}^2 \end{array}$ <table border="1" style="margin-top: 10px;"> <tr> <th>Werkstoff</th> <th>St</th> <th>V2A, Cu</th> <th>Al-Leg.</th> <th>Kunststoffe</th> </tr> <tr> <td><math>\alpha</math> in <math>\text{K}^{-1}</math></td> <td><math>12 \cdot 10^{-6}</math></td> <td><math>17 \cdot 10^{-6}</math></td> <td><math>24 \cdot 10^{-6}</math></td> <td><math>50 \cdot 10^{-6}</math> bis <math>200 \cdot 10^{-6}</math></td> </tr> </table>	Werkstoff	St	V2A, Cu	Al-Leg.	Kunststoffe	$\alpha$ in $\text{K}^{-1}$	$12 \cdot 10^{-6}$	$17 \cdot 10^{-6}$	$24 \cdot 10^{-6}$	$50 \cdot 10^{-6}$ bis $200 \cdot 10^{-6}$
Werkstoff	St	V2A, Cu	Al-Leg.	Kunststoffe								
$\alpha$ in $\text{K}^{-1}$	$12 \cdot 10^{-6}$	$17 \cdot 10^{-6}$	$24 \cdot 10^{-6}$	$50 \cdot 10^{-6}$ bis $200 \cdot 10^{-6}$								
24	Rohrdehnung durch Temperaturänderung $\Delta l = \alpha \cdot l \cdot \Delta\vartheta$	$E$ nach TB 1-1 bis TB 1-4 Rohrwandquerschnitt $A$ z. B. nach TB 1-13 $\begin{array}{c c c} \Delta l, l & \alpha & \Delta\vartheta \\ \hline \text{mm} & \text{K}^{-1} & \text{K} \end{array}$										

## 230 18 Elemente zur Führung von Fluiden (Rohrleitungen)

Nr.	Formel	Hinweise																											
<b>Rohrhalterungen (Abstützungen)</b>																													
Diese Tragelemente haben den Zweck, die Masse der Rohrleitung samt Inhalt aufzunehmen und auf die umgebende Tragwerkskonstruktion zu übertragen, sowie die Bewegung der Rohrleitung zu führen.																													
25	<p>Abstand der Unterstützungs punkte bei horizontal verlegten geraden Stahlrohrleitungen (Richtwert)</p> $L = k \cdot d_i^{0,67}$	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>L</math></th> <th><math>k</math></th> <th><math>d_i</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>m</td> <td>1</td> <td>mm</td> </tr> </tbody> </table> <p> <math>k = 0,3</math> für leeres ungedämmtes Rohr  <math>k = 0,2</math> für gefülltes (Wasser) und gedämmtes Rohr          Rohrinnendurchmesser <math>d_i</math> nach Rohrnorm, s. TB 1-13          maximale Abstände der Abstützungen nach EN 13480-3:       </p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Nenn-durchmesser</th> <th>Abstand in m bei flüssigkeits-führenden Rohren</th> <th>Abstand in m bei gasführenden Rohren</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DN 20</td> <td>2,0</td> <td>2,5</td> </tr> <tr> <td>DN 40</td> <td>2,5</td> <td>4,0</td> </tr> <tr> <td>DN 80</td> <td>3,5</td> <td>5,5</td> </tr> <tr> <td>DN 125</td> <td>4,5</td> <td>7,0</td> </tr> <tr> <td>DN 200</td> <td>5,5</td> <td>9,5</td> </tr> <tr> <td>DN 300</td> <td>6,5</td> <td>11,5</td> </tr> </tbody> </table>	$L$	$k$	$d_i$	m	1	mm	Nenn-durchmesser	Abstand in m bei flüssigkeits-führenden Rohren	Abstand in m bei gasführenden Rohren	DN 20	2,0	2,5	DN 40	2,5	4,0	DN 80	3,5	5,5	DN 125	4,5	7,0	DN 200	5,5	9,5	DN 300	6,5	11,5
$L$	$k$	$d_i$																											
m	1	mm																											
Nenn-durchmesser	Abstand in m bei flüssigkeits-führenden Rohren	Abstand in m bei gasführenden Rohren																											
DN 20	2,0	2,5																											
DN 40	2,5	4,0																											
DN 80	3,5	5,5																											
DN 125	4,5	7,0																											
DN 200	5,5	9,5																											
DN 300	6,5	11,5																											

## Technische Regeln (Auswahl)

Technische Regeln		Titel
DIN 1626	10.84	Geschweißte kreisförmige Rohre aus unlegierten Stählen für besondere Anforderungen; technische Lieferbedingungen
DIN 1628	10.84	Geschweißte kreisförmige Rohre aus unlegierten Stählen für besonders hohe Anforderungen; technische Lieferbedingungen
DIN 1629	10.84	Nahtlose kreisförmige Rohre aus unlegierten Stählen für besondere Anforderungen; technische Lieferbedingungen
DIN 1630	10.84	Nahtlose kreisförmige Rohre aus unlegierten Stählen für besonders hohe Anforderungen; technische Lieferbedingungen
DIN 2353	12.98	Lötlose Rohrverschraubungen mit Schneidring; vollständige Verschraubung und Übersicht
DIN 2403	03.84	Kennzeichnung von Rohrleitungen nach dem Durchflussstoff
DIN 2429-1	01.88	Grafische Symbole für technische Zeichnungen; Rohrleitungen; Allgemeines
DIN 2429-2	01.88	-; -; funktionelle Darstellung
DIN 2440	06.78	Stahlrohre; mittelschwere Gewinderohre
DIN 2441	06.78	Stahlrohre; schwere Gewinderohre
DIN 2442	08.63	Gewinderohre mit Gütevorschrift, Nenndruck 1 bis 100
DIN 2445-1	09.00	Nahtlose Stahlrohre für schwelende Beanspruchungen; warmgefertigte Rohre für hydraulische Anlagen, 100 bis 500 bar
DIN 2445-2	09.00	-; Präzisionsstahlrohre für hydraulische Anlagen, 100 bis 500 bar
DIN 2445 Beiblatt 1	09.00	-; Auslegungsgrundlagen
DIN 2460	01.92	Stahlrohre für Wasserleitungen
DIN 2470-1	12.87	Gasleitungen aus Stahlrohren mit zulässigen Betriebsdrücken bis 16 bar; Anforderungen an Rohrleitungsteile
DIN 2500	08.66	Flansche; allgemeine Angaben, Übersicht
DIN 2501-1	05.03	Flansche; Anschlussmaße
DIN 2512	05.03	Flansche; Konstruktionsmaße für Feder und Nut; Einlegeringe für Nutflansche PN 10 bis PN 160
DIN 2526	05.03	Flansche; Formen der Dichtflächen
DIN 2528	06.91	Flansche; verwendungsfertige Flansche aus Stahl; Werkstoffe
EDIN 2548	05.03	Integralflansche; PN 160

## 232 18 Elemente zur Führung von Fluiden (Rohrleitungen)

Technische Regel		Titel
EDIN 2549	05.03	Integralflansche; PN 250
EDIN 2550	05.03	Integralflansche; PN 320
EDIN 2551	05.03	Integralflansche; PN 400
DIN 2558	10.02	Ovale Gewindeflansche, glatt; PN 6
DIN 2559-2	02.84	Schweißnahtvorbereitung; Anpassen der Innendurchmesser für Rundnähte an nahtlosen Stahlrohren
EDIN 2627	05.03	Vorschweißflansche, PN 400
EDIN 2628	05.03	Vorschweißflansche, PN 250
EDIN 2629	05.03	Vorschweißflansche, PN 320
EDIN 2638	05.03	Vorschweißflansche, PN 160
DIN 2693	06.67	Runddichtringe für Vorsprungflansche mit Eindrehung, Nenndrücke 10 bis 40
DIN 2695	11.02	Membran-Schweißdichtungen und Schweißring-Dichtungen für Flanschverbindungen
DIN 2696	08.99	Flanschverbindungen mit Dichtlinse
DIN 2697	01.72	Kammprofilierte Dichtringe und Dichtungen für Flanschverbindungen, Nenndruck 64 bis 400
DIN 2999-1	07.83	Whitworth-Rohrgewinde für Gewinderohre und Fittings; zylindrisches Innengewinde und kegeliges Außengewinde; Gewindemaße
DIN 3202-4	04.82	Baulängen von Armaturen; Armaturen mit Innen gewinde-Anschluss
DIN 3205-5	09.84	Baulängen von Armaturen; Armaturen mit Rohrver schraubungs-Anschluss
DIN 3320-1	09.84	Sicherheitsventile; Sicherheitsabsperrventile; Begriffe, Größenabmessung, Kennzeichnung
DIN 3352-1	05.79	Schieber; allgemeine Angaben
DIN 3357-1	10.89	Kugelhähne; allgemeine Angaben für Kugelhähne aus metallischen Werkstoffen
DIN 3357-2	12.81	Kugelhähne aus Stahl mit Voll durchgang
DIN 3357-3	12.81	Kugelhähne aus Stahl mit reduziertem Durchgang
DIN 3441-1	05.89	Armaturen aus weichmacherfreiem Polyvinylchlorid (PVC-U); Anforderungen und Prüfung
DIN 3441-3	08.84	–; Membranarmaturen, Maße
DIN 3441-4	06.78	Armaturen aus PVC hart; Schrägsitzventile, Maße
DIN 3442-1	05.87	Armaturen aus Polypropylen (PP); Anforderungen und Prüfung
DIN 3442-3	07.87	–; Membranarmaturen, Maße
DIN 3567	08.63	Rohrschellen für DN 20 bis DN 500
DIN 3570	10.68	Rundstahlbügel für Rohre von DN 20 bis DN 500
DIN 3840	09.82	Armaturengehäuse; Festigkeitsberechnung gegen Innendruck
DIN 3850	12.98	Rohrverschraubungen; Übersicht
DIN 3865	04.02	Rohrverschraubungen; Dichtkegel 24° mit O-Ring, für Schneidringanschluss nach DIN EN ISO 8434-1

## 18 Elemente zur Führung von Fluiden (Rohrleitungen) 233

Technische Regel		Titel
DIN 3900	06.01	Lötlose Rohrverschraubungen mit Schneidring; Einschraubstutzen der Reihe LL mit kegeligem Einschraubgewinde
DIN 3901	09.01	Lötlose Rohrverschraubungen mit Schneidring; Einschraubstutzen mit zylindrischem Einschraubgewinde für Einschraubzapfen Form A
DIN 4279-4	11.75	Innendruckprüfung von Druckrohrleitungen für Wasser; Stahlrohre mit und ohne Bitumenauskleidung
DIN 8061	08.94	Rohre aus weichmacherfreiem Polyvinylchlorid; allgemeine Qualitätsanforderungen, mit Beiblatt 1
DIN 8062	11.88	Rohre aus weichmacherfreiem Polyvinylchlorid (PVC-U, PVC-HI); Maße
DIN 8072	07.72	Rohre aus PE weich; Maße
DIN 8073	03.76	Rohre aus PE weich; allgemeine Güteanforderungen, Prüfung
DIN 8074	08.99	Rohre aus Polyethylen (PE); PE 63, PE 80, PE 100, PE-HD; Maße
DIN 8076-1	03.84	Druckrohrleitungen aus thermoplastischen Kunststoffen; Klemmverbinder aus Metall für Rohre aus Polyethylen (PE); allgemeine Güteanforderungen, Prüfung
DIN 8077	07.99	Rohre aus Polypropylen (PP); PP-H100, PP-B80, PP-R80; Maße
DIN 16962-1 bis DIN 16962-13		Rohrverbindungen und Rohrleitungsteile für Druckrohrleitungen aus Polypropylen (PP), Typ I und II; Maße, Rohrbogen, T-Stücke, Flansche, Winkel, Muffen usw.
DIN 16963-1 bis DIN 16963-15		Rohrverbindungen und Rohrleitungsteile für Druckrohrleitungen aus Polyethylen hoher Dichte (HDPE), Typ I und II; Rohrbogen, T-Stücke, Winkel, Muffen, Flansche, Rohrverschraubungen usw.
DIN 17455	02.99	Geschweißte kreisförmige Rohre aus nichtrostenden Stählen für allgemeine Anforderungen; technische Lieferbedingungen
DIN 17457	07.85	Geschweißte kreisförmige Rohre aus austenitischen nichtrostenden Stählen für besondere Anforderungen; technische Lieferbedingungen
DIN 20018-1,-2,-3	04.03	Schlüsse mit Textileinlagen; maximaler Arbeitsdruck PN 10/16, PN 40 und PN 100
DIN 20066	10.02	Fluidtechnik; Schlauchleitungen; Maße; Anforderungen
DIN 24312	09.85	Fluidtechnik; Druck; Werte, Begriffe
DIN 28601	06.00	Rohre und Formstücke aus duktilem Gusseisen; Schraubmuffen-Verbindungen; Zusammenstellung, Muffen, Schraubringe, Dichtungen, Gleitringe

## 234 18 Elemente zur Führung von Fluiden (Rohrleitungen)

Technische Regel		Titel
DIN 28602	05.00	Rohre und Formstücke aus duktilem Gusseisen; Stopfbuchsenmuffen-Verbindungen; Zusammenstellung, Muffen, Stopfbuchsring, Dichtung, Hammerschrauben und Muttern
DIN 28603	05.02	Rohre und Formstücke aus duktilem Gusseisen; Steckmuffen-Verbindungen; Zusammenstellung, Muffen und Dichtungen
DIN EN 288-1 bis DIN EN 288-9		Anforderung und Anerkennung von Schweißverfahren für metallische Werkstoffe; allgemeine Regeln, Schweißanweisung, Schweißverfahrensprüfungen, Schweißzusätze usw.
DIN EN 545	09.02	Rohre, Formstücke, Zubehörteile aus duktilem Guss-eisen und ihre Verbindungen für Wasserleitungen; Anforderungen und Prüfverfahren
DIN EN 764-1 bis DIN EN 764-7		Druckgeräte; Terminologie, Größen, Symbole; technische Lieferbedingungen, Betriebsanleitungen, Sicherheitseinrichtungen usw.
DIN EN 805	03.00	Wasserversorgung; Anforderungen an Wasserversorgungssysteme und deren Bauteile außerhalb von Gebäuden
DIN EN 969	11.95	Rohre, Formstücke, Zubehörteile aus duktilem Guss-eisen und ihre Verbindungen für Gasleitungen; Anforderungen und Prüfverfahren
DIN EN 1057	05.96	Kupfer und Kupferlegierungen; nahtlose Rundrohre aus Kupfer für Wasser- und Gasleitungen für Sanitär-installationen und Heizungsanlagen
DIN EN 1092-1	06.02	Flansche und ihre Verbindungen; runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehör; Stahl-flansche, nach PN bezeichnet
DIN EN 1092-2	06.97	-; -; Gusseisenflansche
DIN EN 1171	01.03	Industriearmaturen; Schieber aus Gusseisen
DINV ENV 1591-1	10.01	Flansche und ihre Verbindungen; Regeln für die Aus-legung von Flanschverbindungen mit runden Flan-schen und Dichtung; Berechnungsmethode, mit Bei-blatt 1: Hintergrundinformationen
DINV ENV 1591-2	10.01	-; -; Dichtungskennwerte
DIN EN 10224	07.03	Rohre und Fittings aus unlegierten Stählen für den Transport wässriger Flüssigkeiten einschließlich Trink-wasser
DIN EN 10305-1	02.03	Präzisionsstahlrohre; technische Lieferbedingungen; nahtlose kaltgezogene Rohre
DIN EN 10305-2	02.03	-; -; geschweißte und kaltgezogene Rohre
DIN EN 10305-3	02.03	-; -; geschweißte und maßgewalzte Rohre

Technische Regel		Titel
DIN EN 10305-4	10.03	–; –; nahtlose kaltgezogene Rohre für Hydraulik- und Pneumatik-Druckleitungen
DIN EN 10305-5	08.03	–; –; geschweißte und maßumgeformte Rohre mit quadratischem oder rechteckigem Querschnitt
DIN EN 10305-6	03.00	–; –; geschweißte kaltgezogenen Rohre für Hydraulik- und Pneumatik-Druckleitungen
DIN EN 12449	10.99	Kupfer und Kupferlegierungen; nahtlose Rundrohre zur allgemeinen Verwendung
DIN EN 13709	01.03	Industriearmaturen; Absperrventile und absperrbare Rückschlagventile aus Stahl
DIN EN 13789	01.03	Industriearmaturen; Ventile aus Gusseisen
DIN EN 13480-1	08.02	Metallische industrielle Rohrleitungen; Allgemeines
DIN EN 13480-2	08.02	–; Werkstoffe
DIN EN 13480-3	08.02	–; Konstruktion und Berechnung
DIN EN ISO 1127	03.97	Nichtrostende Stahlrohre; Maße, Grenzabmaße und längenbezogene Masse
DIN EN ISO 6708	09.95	Rohrleitungsteile; Definition und Auswahl von DN (Nennweite)
DIN EN ISO 8434-1	11.97	Metallische Rohrverschraubungen für Fluidtechnik und allgemeine Anwendung; 24°-Schneidringverschraubung
DIN EN ISO 8434-4	09.00	–; Schweißnippel mit Dichtkegel und O-Ring für 24°-Konusanschluss
DIN ISO 10763	12.98	Fluidtechnik; nahtlose und geschweißte Präzisionsstahlrohre; Maße und Nenndrücke
EDIN ISO 12151-2	11.99	Leitungsanschlüsse für Fluidtechnik und allgemeine Anwendungen; Schlaucharmaturen; Schlaucharmaturen mit 24°-Dichtkegel mit O-Ring nach ISO 8434-1 und ISO 8434-4
EDIN ISO 12151-3	11.99	–; –; Schlaucharmaturen mit Flansch nach ISO 6162

## 19 Dichtungen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$B_1$	1	Faktor zum Berücksichtigen von Setzerscheinungen
$B_2$	1	Faktor zum Berücksichtigen des Kriechens von Weichstoffdichtungen
$d$	mm	Innendurchmesser der Flansche
$d_D$	mm	mittlerer Durchmesser der Dichtung
$F_B$	N	durch Innendruck verursachte Entlastungskraft der Dichtung
$F_D$	N	erforderliche Dichtkraft (Klemmkraft) der Schrauben
$F_{DB}$	N	Betriebsdichtungskraft
$F_{DV}$	N	Vorverformungskraft
$F_{S\text{ ges}}$	N	zum Dichten erforderliche Gesamtschraubenkraft
$F_{S\text{ max}}$	N	maximale Schraubenkraft pro Schraube
$F_V$	N	Vorspannkraft pro Schraube
$i$	1	Anzahl der Schrauben
$K_D$	N/mm <sup>2</sup>	Formänderungswiderstand der Dichtung
$k_0$	mm	Wert für die Wirkbreite der Dichtung
$k_1$	mm	fiktive Wirkbreite der Dichtung
$p$	N/mm <sup>2</sup>	Innendruck
$S_D$	1	Sicherheitsbeiwert
$V$	1	Grenzlastfaktor

Nr.	Formel	Hinweise
	<b>Statische Flanschdichtungen</b> Bei Flanschdichtungen ist durch eine ausreichende Vorverformungskraft $F'_{VD} = F_{VD}$ (bis auf Niedrigdruckdichtungen) die Dichtheit in der Dichtfläche zu erreichen. Bei steigendem Betriebsdruck muss durch die Betriebsdichtungskraft dieser Druck sicher aufgenommen werden. Auf die Dichtung darf maximal die Kraft $V \cdot F_{DV}$ wirken, um die Druckfestigkeit des Dichtungsmaterials nicht zu überschreiten.	
1	Vorverformungskraft $F_{DV} = \pi \cdot d_D \cdot k_0 \cdot K_D$	$k_0$ nach TB 19-1a $K_D$ nach TB 19-1a bzw. TB 19-1c
2	Betriebsdichtungskraft $F_{DB} = \pi \cdot p \cdot d_D \cdot k_1 \cdot S_D$	$k_1$ nach TB 19-1a $S_D = 1,5$ für Weichstoffdichtungen $S_D = 1,3$ für Metalldichtungen
3	Entlastungskraft auf die Dichtung infolge Innendruck $F_B = p \cdot \pi \cdot d_D^2 / 4$	
4	erforderliche Gesamtschraubenkraft – zur sicheren Vorverformung der Dichtung $F_{Sges} = i \cdot F_V \geq F_{DV}$ – zum sicheren Abdichten im Betrieb $F_{Sges} = i \cdot F_{Smax} = B_1(F_B + B_2 \cdot F_{DB})$	$F_V$ nach Kapitel 8 bestimmen $B_1 \approx 1,2$ für $d \leq 500$ mm $B_1 \approx 1,4$ für $d > 500$ mm $B_2$ nach TB 19-1b  Für die Schraubenauslegung ist die größere der beiden Kräfte $F_{Sges}$ entscheidend $V$ nach TB 19-1a
5	Begrenzung der Schraubenkraft durch die max. zulässige Kraft auf die Dichtung $F_{DV} \leq F_{Sges} \leq V \cdot F_{DV}$	

## Technische Regeln (Auswahl)

Technische Regeln	Titel
DIN V 2505-1	01.86 Berechnung von Flanschverbindungen
DIN 2512	03.75 Flansche; Feder und Nut, Nenndrücke 10 bis 160, Konstruktionsmaße, Einlegeringe
DIN 2513	05.66 Flansche; Vor- und Rücksprung, Nenndrücke 10 bis 100, Konstruktionsmaße
DIN 2514	03.75 Flansche; Vorsprung mit Eindrehung und Rückprung, Nenndrücke 10 bis 40, Konstruktionsmaße
DIN 2526	03.75 Flansche, Formen der Dichtflächen
DIN 2693	06.67 Runddichtringe für Vorsprungflansche mit Eindrehung, Nenndrücke 10 bis 40
DIN 2695	01.72 Membran-Dichtringe und Membran-Schweißdichtungen für Flanschverbindungen, Nenndruck 64 bis 400
DIN 2696	08.99 Flanschverbindungen mit Dichtlinsen
DIN 2697	01.72 Kammprofilierte Dichtringe und Dichtungen für Flanschverbindungen, Nenndruck 64 bis 400
DIN 3760	09.96 Radial-Wellendichtringe
DIN 3761-1 ... 15	01.84 Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge
DIN 3771-1	12.84 Fluidtechnik; O-Ringe, Maße nach ISO 3601/1
DIN 3771-2	12.84 -; -, Prüfung, Kennzeichnung
DIN 3771-3	12.84 -; -, Werkstoffe, Einsatzbereiche
DIN 3771-4	12.84 -; -, Form- und Oberflächenabweichungen
DIN 3771-5	11.93 -; -, Berechnungsverfahren und Maße der Einbauräume
DIN 3780	09.54 Dichtungen; Stopfbuchsen-Durchmesser und zugehörige Packungsbreiten, Konstruktionsblatt
DIN 5419	09.59 Filzringe, Filzstreifen, Ringnuten für Wälzlagergehäuse
DIN 7603	11.94 Dichtringe
DIN 24960	06.92 Gleitringdichtungen; Einbaumaße, Hauptmaße, Bezeichnung und Werkstoffschlüssel
DIN 28040	02.89 Flachdichtungen für Apparateflanschverbindungen
DIN 34109	09.80 Kolbenringe für den Maschinenbau; Allgemeine Angaben
DIN EN 1514-1	08.97 Flansche und ihre Verbindungen; Maße für Dichtungen für Flansche mit PN-Bezeichnung; Flachdichtungen aus nichtmetallischem Werkstoff mit oder ohne Einlagen
DIN EN 1514-2	08.97 -; -; Spiraldichtungen für Stahlflansche
DIN EN 1514-3	08.97 -; -; Nichtmetallische Weichstoffdichtungen mit PTFE-Material
DIN EN 1514-4	08.97 -; -; Dichtungen aus Metall mit gewelltem, flachem oder gekerbtem Profil
DIN ISO 6621	06.90 Verbrennungsmotoren; Kolbenringe

## 20 Zahnräder und Zahnradgetriebe (Grundlagen)

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$a$	m	Achsabstand
$b$	mm	Zahnbreite
$d_1$	mm	(Wälz-)Teilkreisdurchmesser
$F_t$	N	(Nenn-)Umfangskraft
$i$	1	Übersetzung
$k_s$	$\text{N/mm}^2$	Stribecksche Wälzpressung
	$\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{mm}^2 \cdot \text{m}}$	
$k_s/v$	$\frac{\text{MPa} \cdot \text{s}}{\text{m}}$	Kraft-Geschwindigkeitsfaktor (Zuordnung siehe entsprechende Formel)
	$\frac{\text{N} \cdot \text{min}}{\text{m}^2}$	
$n_s$	$\text{min}^{-1}$	Schneckendrehzahl
$P_{\text{an}}, P_{\text{ab}}; P_1, P_2$	W, kW	Antriebs-, Abtriebsleistung
$T_1, T_2$	Nm	Eingangs-, Ausgangsdrehmoment
$u$	1	Zähnezahlverhältnis
$v$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am Teilkreis
$Z_H$	1	Flankenformfaktor
$Z_e$	1	Überdeckungsfaktor
$\omega_1, \omega_2$	1	Winkelgeschwindigkeit
$\eta, \eta_Z, \eta_D, \eta_L$	1	Wirkungsgrad; der Verzahnung, der Dichtung, der Lagerung

Nr.	Formel	Hinweise																		
<i>Viskositätsauswahl von Getriebeölen mit Hilfe des Kraft-Geschwindigkeitsfaktors</i>																				
1	<p><i>Kraft-Geschwindigkeitsfaktor</i></p> <p>a) für Stirn- und Kegelradgetriebe</p> $\frac{k_s}{v} \approx \left( Z_H^2 \cdot Z_e^2 \cdot \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \right) \cdot \frac{1}{v}$ <p>b) für Schraubrad- und Schneckengetriebe</p> $\frac{k_s}{v} = \frac{T_2}{a^3 \cdot n_s}$	<p>Viskositätsauswahl nach TB 20-7</p> <table border="1"> <tr> <td><math>k_s/v</math></td> <td><math>F_t</math></td> <td><math>b, d</math></td> <td><math>u</math></td> <td><math>v</math></td> </tr> <tr> <td><math>\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{mm}^2 \cdot \text{m}}</math> bzw. <math>\frac{\text{MPAS}}{\text{m}}</math></td> <td>N</td> <td>mm</td> <td>1</td> <td>m/s</td> </tr> </table> <p><math>Z_H</math> Flankenformfaktor nach TB-21-22a  <math>Z_e</math> Überdeckungsfaktor nach TB-21-22c  Überschlägig <math>Z_H^2 \cdot Z_e^2 \approx 3</math></p> <table border="1"> <tr> <td><math>k_s/v</math></td> <td><math>T_2</math></td> <td>a</td> <td><math>n_s</math></td> </tr> <tr> <td><math>\text{N} \cdot \text{min}/\text{m}^2</math></td> <td>Nm</td> <td>m</td> <td><math>\text{min}^{-1}</math></td> </tr> </table>	$k_s/v$	$F_t$	$b, d$	$u$	$v$	$\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{mm}^2 \cdot \text{m}}$ bzw. $\frac{\text{MPAS}}{\text{m}}$	N	mm	1	m/s	$k_s/v$	$T_2$	a	$n_s$	$\text{N} \cdot \text{min}/\text{m}^2$	Nm	m	$\text{min}^{-1}$
$k_s/v$	$F_t$	$b, d$	$u$	$v$																
$\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{mm}^2 \cdot \text{m}}$ bzw. $\frac{\text{MPAS}}{\text{m}}$	N	mm	1	m/s																
$k_s/v$	$T_2$	a	$n_s$																	
$\text{N} \cdot \text{min}/\text{m}^2$	Nm	m	$\text{min}^{-1}$																	
<i>Getriebewirkungsgrad</i>																				
2	<p><i>Getriebewirkungsgrad allgemein</i></p> $\eta_{\text{ges}} = \frac{\text{abgegebene Leistung}}{\text{zugeführte Leistung}}$ $= \frac{P_{\text{ab}}}{P_{\text{an}}} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot i} < 1$ $\eta_{\text{ges}} = \eta_Z \cdot \eta_{\text{L,ges}} \cdot \eta_{\text{D,ges}}$	<p>Lagerung einer Welle mit zwei Wälzlagern (Gleitlagern): <math>\eta_L \approx 0,99(0,97)</math></p> <p>Dichtung einer Welle einschließlich Schmierung:  <math>\eta_D \approx 0,98</math>.</p> <p>bei zwei Wellen wird z. B.</p> $\eta_{\text{L,ges}} = \eta_L \cdot \eta_L = \eta_L^2$ $\eta_{\text{D,ges}} = \eta_D \cdot \eta_D = \eta_D^2$ <p><i>Gerad-Stirnradgetriebe</i>      <math>\eta_Z</math> bis 0,99  <i>Kegelradgetriebe</i>                <math>\eta_Z</math> bis 0,98</p>																		
3	<p><i>Getriebewirkungsgrad beim Schraubradgetriebe</i></p> <p>für <math>(\beta_1 + \beta_2) &lt; 90^\circ</math>:</p> $\eta_Z = \frac{\cos(\beta_2 + \varrho') \cdot \cos \beta_1}{\cos(\beta_1 - \varrho') \cdot \cos \beta_2}$ <p>für <math>(\beta_1 + \beta_2) = 90^\circ</math>:</p> $\eta_Z = \frac{\tan(\beta_1 - \varrho')}{\tan \beta_1}$	<p>Gute Wirkungsgrade werden erreicht, wenn <math>\beta_1 - \beta_2 = \varrho'</math> oder bei <math>\Sigma = 90^\circ</math></p> <p><math>\beta_1 = (\Sigma + \varrho')/2</math> und <math>\beta_2 = (\Sigma - \varrho')/2</math> gewählt wird.</p> <p><math>\varrho' \approx 3^\circ \dots 6^\circ</math> für <math>\mu \approx 0,05 \dots 0,1</math></p> <p><i>Stirnrad-Schraubgetriebe</i>      <math>\eta_Z \approx 0,50 \dots 0,95</math></p>																		
4	<p><i>Getriebewirkungsgrad beim Schneckengetriebe</i></p> <p>Bei treibender Schnecke</p> $\eta_Z = \frac{\tan \gamma_m}{\tan(\gamma_m + \varrho')}$ <p>Bei treibendem Schneckenrad</p> $\eta_Z = \frac{\tan(\gamma_m - \varrho')}{\tan \gamma_m}$	<p>Selbsthemmung tritt ein, wenn <math>\gamma_m &lt; \varrho'</math> und somit <math>\eta_Z &lt; 0,5</math> wird.</p> <p>Für Schnecke aus St und Rad aus GJL ist bei Fettschmierung und der Gleitgeschwindigkeit <math>v_g</math> bis 3 m/s <math>\varrho' \approx 6^\circ</math> (<math>\mu' \approx 0,1</math>)</p> <p><i>Schneckengetriebe</i>                <math>\eta_Z \approx 0,20 \dots 0,97</math></p>																		

Technische Regeln		Titel
DIN 780-1	05.77	Modulreihe für Zahnräder; Moduln für Stirnräder
DIN 780-2	05.77	–; Moduln für Zylinderschneckengetriebe
DIN 867	02.86	Bezugsprofile für Evolventenverzahnungen an Stirnrädern (Zylinderrädern) für den allgemeinen Maschinenbau und den Schwermaschinenbau
DIN 868	12.76	Allgemeine Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zahnräder, Zahnradpaare und Zahnradgetriebe
DIN 1825	11.77	Schneidräder für Stirnräder, Gradverzahnte Scheiben-schneidräder
DIN 1826	11.77	–; Geradverzahnte Schaufelschneidräder
DIN 1829-1	11.77	–; Bestimmungsgröße, Begriffe, Kennzeichnung
DIN 1829-2	11.77	–; Toleranzen, Zulässige Abweichungen
DIN 3960	03.87	Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zahnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung
DIN 3960 Bbl. 1	07.08	–; Zusammenstellung der Gleichungen
DIN 3961	08.78	Toleranzen für Stirnradverzahnungen; Grundlagen
DIN 3962-1	08.78	–; Toleranzen für Abweichungen einzelner Bestim-mungsgrößen
DIN 3962-2	08.78	–; Toleranzen für Flankenlinienabweichungen einzel-ner Bestimmungsgrößen
DIN 3962-3	08.78	–; Toleranzen für Teilungs-Spannenabweichungen
DIN 3963	08.78	–; Toleranzen für Wälzabweichungen
DIN 3964	11.80	Achsabstandsabmaße und Achslagetoleranzen von Gehäusen für Stirnradgetriebe
DIN 3965-1	08.86	Toleranzen für Kegelradverzahnungen; Grundlagen
DIN 3965-2	08.86	–; Toleranzen für Abweichungen einzelner Bestim-mungsgrößen
DIN 3965-3	08.86	–; Toleranzen für Wälzabweichungen
DIN 3965-4	08.86	–; Toleranzen für Achsenwinkelabweichungen und Achsenschnittpunktabweichungen
DIN 3966-1	08.78	Angaben für Verzahnungen in Zeichnungen; Angaben für Stirnrad-(Zylinderrad-)Evolventenverzahnungen
DIN 3966-2	08.78	–; Angaben für Geradzahn-Kegelradverzahnungen
DIN 3966-3	11.80	–; Angaben für Schnecken- und Schneckenradverzah-nungen
DIN 3967	08.78	Getriebe-Passsystem; Flankenspiel, Zahndicken-abmaße, Zahndickentoleranzen, Grundlagen
DIN 3969-1	10.91	Oberflächenrauheit von Zahnfanken; Oberflächen-klassen
DIN 3970-1	11.74	Lehrzahnräder zum Prüfen von Stirnrädern; Radkörper und Verzahnung
DIN 3971	07.80	Begriffe und Bestimmungsgrößen für Kegelräder und Kegelradpaare

Technische Regeln		Titel
DIN 3972	02.52	Bezugsprofile von Verzahnwerkzeugen für Evolventenverzahnungen nach DIN 867
DIN 3975-1	07.02	Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zylinder-Schneckengetriebe mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen, Teil 1: Schnecke und Schneckenrad
DIN 3975-2	07.02	Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zylinder-Schneckengetriebe mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen, Teil 2: Abweichungen
DIN 3976	11.80	Zylinderschnecken; Maße, Zuordnung von Achsabständen und Übersetzungen in Schneckenradsätzen
DIN 3978	08.76	Schrägungswinkel für Stirnradverzahnungen
DIN 3990-1	12.87	Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Einführung und allgemeine Einflussfaktoren
DIN 3990-2	12.87	–; Berechnung der Grübchentragfähigkeit
DIN 3990-3	12.87	–; Berechnung der Zahndrucktragfähigkeit
DIN 3990-4	12.87	–; Berechnung der Fresstragfähigkeit
DIN 3990-5	12.87	–; Dauerfestigkeitswerte und Werkstoffqualitäten
DIN 3990-6	12.94	–; Betriebsfestigkeitsrechnung
DIN 3990-11	02.89	–; Anwendungsnorm für Industriegetriebe; Detail-Methode
DIN 3991-1	09.88	Tragfähigkeitsberechnung von Kegelrädern ohne Achsversetzung; Einführung und allgemeine Einflussfaktoren
DIN 3991-2	09.88	–; Berechnung der Grübchentragfähigkeit
DIN 3991-3	09.88	–; Berechnung der Zahndrucktragfähigkeit
DIN 3991-4	09.88	–; Berechnung der Fresstragfähigkeit
DIN 3992	03.64	Profilverschiebung bei Stirnräder mit Außenverzahnung
DIN 3993-1 ... 4	08.81	Geometrische Auslegung von zylindrischen Innenradpaaren mit Evolventenverzahnung
DIN 3994	08.63	Profilverschiebung bei geradverzahnten Stirnräder mit 0,5-Verzahnung; Einführung
DIN 3995-1 ... 8	08.63	Geradverzahnte Außen-Stirnräder mit 0,5-Verzahnung
DIN 3998-1	09.76	Benennungen an Zahnräder und Stirnradpaaren; Allgemeine Begriffe
DIN 3998-2	09.76	–; Stirnräder und Stirnradpaare (Zylinderräder und Zylinderradpaare)
DIN 3998-3	09.76	–; Kegelräder und Kegelradpaare; Hypoidräder und Hypoidradpaare
DIN 3998-4	09.76	–; Schneckenradsätze
E DIN 3999-1	01.82	Kurzzeichen für die Antriebstechnik; Verzahnungen
DIN 4000-27	02.82	Sachmerkmal-Leisten für Getriebe
DIN 4000-59	12.87	Sachmerkmal-Leisten für Zahnstangen, Stirnräder, Stirnradwellen, Kegelräder, Kegelradwellen, Schnecken und Schneckenräder

Technische Regeln		Titel
DIN 4760	06.82	Gestaltabweichungen – Begriffe, Ordnungssystem
DIN 4764	06.82	Oberflächen an Teilen für Maschinenbau und Feinwerktechnik – Begriffe nach der Beanspruchung
DIN 8000	10.62	Bestimmungsgrößen und Fehler an Wälzfräsern für Stirnräder mit Evolventenverzahnung – Grundbegriffe
DIN 51509	07.76	Auswahl von Schmierstoffen für Zahnradgetriebe; Schmieröle
DIN 58400	06.84	Bezugsprofil für Evolventenverzahnungen an Stirnrädern für die Feinwerktechnik
DIN 58405-1	05.72	Stirnradgetriebe der Feinwerktechnik – Geltungsbereich, Begriffe, Bestimmungsgrößen, Einteilung –; Angaben in Zeichnungen, Berechnungsbeispiele
DIN 58405-3	05.72	Bezugsprofile für Verzahnwerkzeuge der Feinwerktechnik, Evolventenverzahnungen nach DIN 58400 und DIN 867
DIN 58412	11.87	Technische Zeichnungen; Darstellung von Zahnrädern
VDI/VDE 2607	02.02	Rechnerunterstützte Auswertung von Verzahnungsmessungen an Zylinderrädern mit Evolventenprofil
VDI/VDE 2608	03.01	Einflanken- und Zweiflanken-Wälzprüfung an Zylinderrädern, Kegelrädern, Schnecken und Schneckenrädern
VDI/VDE 2609	10.00	Ermittlung von Tragbildern an Verzahnungen
VDI/VDE 2612	05.00	Profil- und Flankenlinienprüfung an Zylinderrädern mit Evolventenprofil
VDI/VDE 2613	12.83	Teilungsprüfung an Verzahnungen; Stirnräder (Zylinderräder), Schneckenräder, Kegelräder
VDI/VDE 2614	04.85	Rundlaufprüfung an Verzahnungen; Stirnräder (Zylinderräder), Schneckenräder, Kegelräder
VDI/VDE 2615	08.88	Rauheitsprüfung an Zylinder- und Kegelrädern mit elektrischen Tastschnittgeräten
ISO 53	1989	Stirnräder für den allgemeinen und Schwermaschinenbau – Standard-Bezugszahnstangen – Zahnpfille
ISO 677	1976	Bezugsprofil für geradverzahnte Kegelräder für den allgemeinen Maschinenbau und den Schwermaschinenbau
ISO 701	1998	Internationales Zahnradbezeichnungssystem – Zeichen für geometrische Größen
ISO 1122-1	1998	Vokabular für Zahnräder, Teil 1: Geometrische Begriffe
ISO 1122-2	1999	Wörterverzeichnis für Zahnräder – Teil 2: Geometrische Definitionen für Schnecken und Schneckenräder
ISO 4287	1997	Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit
ISO 10825	1995	Zahnrad-Verschleiß und Schäden an Zahnradzähnen-Terminologie

## 21 Außenverzahnte Stirnräder

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$A_a, A_{ae}$ bzw. $A_{ai}$	µm	Achsabstandsabmaß, oberes bzw. unteres
$A_{sne}, A_{sni}$ bzw. $A_{ste}, A_{sti}$	µm	oberes, unteres Abmaß der Zahndicke im Normalschnitt bzw. im Stirnschnitt
$a$ bzw. $a_d$	mm	Achsabstand bzw. Null-Achsabstand
$b, b_1$ bzw. $b_2$	mm	Zahnbreite; des treibenden bzw. des getriebenen Rades
$C$		Wälzpunkt
$c$	mm	Kopfspiel
$D$	mm	Radnabdurchmesser
$d, d_1$ bzw. $d_2$	mm	Teilkreisdurchmesser, des treibenden bzw. getriebenen Rades
$d_a, d_{a1}$ bzw. $d_{a2}$	mm	Kopfkreisdurchmesser, des treibenden bzw. getriebenen Rades
$d_b, d_{b1}$ bzw. $d_{b2}$	mm	Grundkreisdurchmesser, des treibenden bzw. getriebenen Rades
$d_f, d_{f1}$ bzw. $d_{f2}$	mm	Fußkreisdurchmesser, des treibenden bzw. getriebenen Rades
$d_{sh}$	mm	Wellendurchmesser des Ritzels
$d_{sp}$	mm	Durchmesser, an dem der Zahn spitz wird
$d_w, d_{w1}$ bzw. $d_{w2}$	mm	Wälzkreisdurchmesser, des treibenden bzw. getriebenen Rades
$d_y$	mm	Y-Kreisdurchmesser (beliebiger Durchmesser)
$E$	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul
$e, e_b, e_y, e_w$	mm	Lückenweite auf Teilzylinder, Grundlückenweite, am Y-Zylinder (beliebiger Durchmesser), am Wälzkreis
$F_a, F_{a1}$ bzw. $F_{a2}$	N	Axialkraft, des treibenden bzw. des getriebenen Rades
$F_{bn}, F_{bn1}$ bzw. $F_{bn2}$	N	Zahnkraft, Zahnnormalkraft, des treibenden bzw. getriebenen Rades
$F_m = F_t \cdot K_A \cdot K_v$	N	maßgebende mittlere Umfangskraft am Teilkreis (für $K_{H\beta}$ )
$F_r, F_{r1}$ bzw. $F_{r2}$	N	Radialkraft des treibenden bzw. getriebenen Rades
$F_t, F_{t1}$ bzw. $F_{t2}$	N	Tangentialkraft des treibenden bzw. getriebenen Rades
$F_{\beta s}$ bzw. $F_{\beta y}$	µm	wirksame Flankenlinienabweichung vor bzw. nach dem Einlaufen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$f_{H\beta}$	µm	Flankenlinien-Winkelabweichung
$f_{ma}$	µm	Flankenlinien-Herstellungsabweichung
$f_{sh}$	µm	Flankenlinienabweichung infolge Wellen- und Ritzelverformung
$G$	N/mm <sup>2</sup>	Gleitmodul
$g_a$	mm	Länge der (gesamten) Eingriffsstrecke
$h, h_p, h_0, h_1$ bzw. $h_2$	mm	Zahnhöhe, des Bezugsprofils, des Werkzeugprofils, des Ritzels bzw. des Rades
$h_a, h_{ap}, h_{a0}$	mm	Kopfhöhe, des Bezugsprofils, des Werkzeugprofils
$h_f, h_{fp}, h_{f0}$	mm	Fußhöhe, des Bezugsprofils, des Werkzeugprofils
$h_w, h_{wp}$	mm	gemeinsame Zahnhöhe, am Bezugsprofil
$i$	1	Übersetzung
inv	1	Evolventenfunktion (sprich „involut“)
$j_a, j_{ae}$ bzw. $j_{ai}$	µm	Spieländerung durch Achsabstandstoleranz, für $A_{ae}$ bzw. für $A_{ai}$
$j_n, j_r$	µm	Normalflankenspiel, Radialspiel
$j_t, j_{t\max}$ bzw. $j_{t\min}$	µm	theoretisches Drehflankenspiel im Stirnschnitt, größtes bzw. kleinstes
$K_A$	1	Anwendungsfaktor
$K_v$	1	Dynamikfaktor
$K_{Fa}, K_{Ha}$	1	Stirnfaktoren für Zahnußbeanspruchung, für Flankenpressung
$K_{F\beta}, K_{H\beta}$	1	Breitenfaktoren für Zahnußbeanspruchung, für Flankenpressung
$K'$	1	Faktor zur Berechnung von $f_{sh}$ (Ritzellage zu den Lagern)
$K_1 \dots K_3$	1	Faktor für die Berechnung von $K_v$ , abhängig von der Verzahnungsqualität
$K_4$	m/s	Faktor für die Berechnung von $K_v$
$k, k^*$	mm, 1	Messzähnezahl, Kopfhöhenänderung, Kopfhöhenfaktor
$l$	mm	Lagerstützweite
$m \equiv m_n, m_t$	mm	Modul = Normalmodul, Stirnmodul
$N$	min <sup>-1</sup>	Bezugsdrehzahl
$N_L$	1	Anzahl der Lastwechsel

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$n_{1,2} (n_a, n_b)$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl des Ritzels, Rades (ersten Ritzels, letzten Rades im Getriebe)
$P, P_a \text{ bzw. } P_b$	kW	zu übertragende (Nenn-)Leistung, An- bzw. Abtriebsleistung
$p$	mm	Teilung auf dem Teilzyylinder (Teilkreisteilung)
$p_b \equiv p_e$	mm	Teilung auf dem Grundzyylinder (Grundkreisteilung) $\equiv$ Eingriffsteilung
$p_{bt} \equiv p_{et}$	mm	Grundkreisteilung $\equiv$ Stirneingriffsteilung
$p_{bn} \equiv p_{en}$	mm	Grundzyylinder Normalteilung $\equiv$ Normaleingriffsteilung
$p_n, p_t$	mm	Normalteilung, Stirnteilung
$p_w$	mm	Teilung am Wälzzyylinder
$q_H$	1	Faktor abhängig von DIN-Qualität zur Berechnung von $f_{H\beta}$
$R_a, R_z$	$\mu\text{m}$	arithmetischer Mittenrauwert, gemittelte Rautiefe
$R_s$	$\mu\text{m}$	Zahndickenschwankung
$S_F, S_{F\min}$	1	Zahnbruchsicherheit, Mindestsicherheitsfaktor für Fußbeanspruchung
$S_H, S_{H\min}$	1	Grübchensicherheit, Mindestsicherheitsfaktor für Flankenpressung
$s$	1	Zahndicke, Abstand bei Berechnung von $f_s$
$s_a, s_b, s_y$	mm	Zahndicke auf dem Kopfzyylinder, Grundzyylinder, Y-Zylinder mit $d_y$
$s_n, s_t$	mm	Normalzahndicke, Stirnzahndicke auf dem Teilkreis
$s_R$	mm	Dicke des Zahnkranzes unter dem Zahnfuß
$s_w$	mm	Zahndicke am Wälzzyylinder
$T_{1,2} \text{ bzw. } T_{a,b}$	Nm, Nm	Nenn-Drehmoment des Ritzels, Rades bzw. An-, Abtriebsmoment
$T_{sn}$	$\mu\text{m}$	Zahndickentoleranz im Normalschnitt
$u = z_{\text{groß}}/z_{\text{klein}}$	1	Zähnezahlverhältnis des Radpaars
$V$	mm	Profilverschiebung
$v$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am Teilkreis
$x, x_{1,2}, x_m$	1	Profilverschiebungsfaktor, des Ritzels, Rades, Mittelwert der Summe
$Y_{Fa}$	1	Formfaktor für Kraftangriff am Zahnkopf
$Y_{NT}$	1	Lebensdauerfaktor für $\sigma_{\text{Flim}}$ des Prüfrades

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$Y_{\text{relT}}$	1	relativer Oberflächenfaktor des Prüfrades
$Y_{\text{Sa}}$	1	Spannungskorrekturfaktor für Kraftangriff am Zahnkopf
$Y_{\text{ST}} = 2$	1	Spannungskorrekturfaktor des Prüfrades
$Y_X$	1	Größenfaktor für Fußbeanspruchung
$Y_\beta$	1	Schrägenfaktor für Fußbeanspruchung
$Y_{\delta \text{relT}}$	1	relative Stützziffer bezogen auf das Prüfrad
$Y_e$	1	Überdeckungsfaktor für Fußbeanspruchung
$y$	mm	Teilkreisabstandsfaktor
$y_\beta$	$\mu\text{m}$	Einlaufbetrag
$Z_B$	1	(Ritzel-)Einzeleingriffsfaktor bei $z_1 < 20$ für Flankenpressung
$Z_E$	1	Elastizitätsfaktor (Flanke)
$Z_H$	1	Zonenfaktor (Flanke)
$Z_L$	1	Schmierstofffaktor für Flankenpressung
$Z_{\text{NT}}$	1	Lebensdauerfaktor (Flanke) des Prüfrades
$Z_R$	1	Rauigkeitsfaktor für Flankenpressung
$Z_v$	1	Geschwindigkeitsfaktor für Flankenpressung
$Z_W$	1	Werkstoffpaarungsfaktor
$Z_X$	1	Größenfaktor für Flankenpressung
$Z_\beta$	1	Schrägenfaktor für Flankenpressung
$Z_e$	1	Überdeckungsfaktor für Flankenpressung
$z, z_{1,2}, z_n$	1	Zähnezahl, des Ritzels, Rades, Ersatzzähnezahl der Schrägzverzahnung
$z_g, z'_g, z_{\text{gt}}, z_{\text{gn}}$	1	theoretische, praktische Grenzzähnezahl, im Stirnschnitt, im Normalschnitt
$z_m$	1	mittlere Zähnezahl
$\alpha \equiv \alpha_p = 20^\circ$	$^\circ$	Eingriffswinkel am Teilzylinder $\equiv$ Profilwinkel des Bezugsprofils
$\alpha_a, \alpha_{an}$	$^\circ$	Profilwinkel am Kopfzylinder, im Normalschnitt
$\alpha_{sp}$	$^\circ$	Profilwinkel bei $s_a = 0$ (Spitzgrenze)
$\alpha_t, \alpha_n \equiv \alpha_p$	$^\circ$	Stirn-, Normaleingriffswinkel am Teilzylinder
$\alpha_w, \alpha_{wt}$	$^\circ$	Betriebseingriffswinkel im Stirnschnitt, Stirneingriffswinkel am Wälzzylinder

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$\alpha_y, \alpha_{yt}$	°	Profilwinkel am Y-Zylinder (mit $d_y$ ), Stirnprofilwinkel
$\beta, \beta_y$	1	Schrägungswinkel am Teilkreis $d$ , am Durchmesser $d_y$
$\beta_b, \beta_w$	1	Grundschrägungswinkel, Schrägungswinkel am Grundkreis $d_b$ , am Wälzkreis $d_w$
$\varepsilon_a, \varepsilon_{an}$	1	Profilüberdeckung, für die Ersatz-Geradverzahnung
$\varepsilon_\beta, \varepsilon_\gamma$	1	Sprungüberdeckung, Gesamtüberdeckung
$q_f, q_{fp}$	1	Zahnfußrundungsradius, des Bezugsprofils
$\sigma_{F0}, \sigma_F$	N/mm <sup>2</sup>	örtliche Zahnfußspannung, Zahnfußspannung
$\sigma_{FG}$	N/mm <sup>2</sup>	Zahnfußgrenzfestigkeit
$\sigma_{Flim}$	N/mm <sup>2</sup>	Zahnfuß-Biegenenndauerfestigkeit (Biege-Dauerschwellfestigkeit des Prüfrades)
$\sigma_{FP}$	N/mm <sup>2</sup>	zulässige Zahnfußspannung
$\sigma_{H0}, \sigma_H$	N/mm <sup>2</sup>	Nennwert der Flankenpressung; Flankenpressung am Wälzkreis bzw. Flankentragfähigkeit
$\sigma_{HG}$	N/mm <sup>2</sup>	Zahnflankengrenzfestigkeit
$\sigma_{Hlim}$	N/mm <sup>2</sup>	Dauerfestigkeit für Flankenpressung
$\sigma_{HP}$	N/mm <sup>2</sup>	zulässige Flankenpressung
$\psi_d$ bzw. $\psi_m$	1	Durchmesser- bzw. Modul-Breitenverhältnis
$\omega_{1,2}$ bzw. $\omega_{a,b}$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit des Ritzels, Rades bzw. des Antriebs-, Abtriebsrades

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Geometrie der geradverzahnten Nullräder (-Radpaare) mit Evolventenverzahnung</b>		
1	Übersetzung $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$	Übersetzung ins Langsame $i = u > 1$ Übersetzung ins Schnelle $i = 1/u < 1$ $i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$ bzw. $u = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3$
2	Zähnezahlverhältnis $u = \frac{z_2}{z_1} \geq 1$	$i = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_3} \cdot \frac{n_3}{n_4} = \frac{n_1}{n_4}$ bzw. $i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5}$
3	Teilkreisdurchmesser $d = z \cdot \frac{p}{\pi} = z \cdot m$	
4	Grundkreisdurchmesser $d_b = d \cdot \cos \alpha = z \cdot m \cdot \cos \alpha$	
5	Teilkreisteilung $p = m \cdot \pi = s + e$	
6	Grundkreisteilung $p_b = \frac{d_b \cdot \pi}{z} = p \cdot \cos \alpha$	
7	Eingriffsteilung $p_e \cong p_b = p \cdot \cos \alpha = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha$	

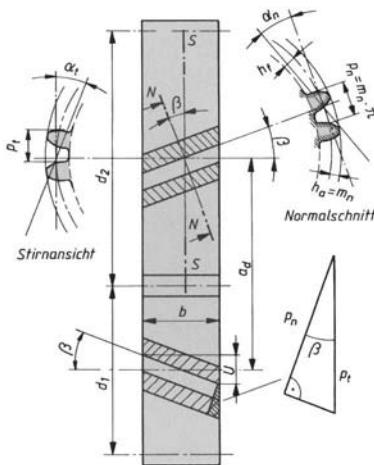
Nr.	Formel	Hinweise
8	Kopfkreisdurchmesser $d_a = d + 2 \cdot h_a = m \cdot (z + 2)$	für das übliche Bezugsprofil II beträgt das Kopfspiel $c = 0,25 \cdot m$ Zahnkopfhöhe $h_a = h_{ap} = m$ Zahnfußhöhe $h_f = h_{fp} = m + c$ Zahnhöhe $h = h_a + h_{fp} = 2m + c$
9	Fußkreisdurchmesser $d_f = d - 2 \cdot h_f = m \cdot (z - 2,5)$	
10	Null-Achsabstand $a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_2)$	Beim geradverzahnten Null-Radpaar muss gelten $2a_d/m = z_1 + z_2 = \text{ganzzahlig}$ . Beliebig vorgeschriebene Achsabstände können somit nicht immer mit einem Null-Radpaar eingehalten werden. Beim Zahnstangengetriebe wird $a_d = 0,5 \cdot d_1$ und $u = \infty$
11	Eingriffsstrecke $g_a = \frac{1}{2} \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a_d \cdot \sin \alpha$	
12	Profilüberdeckung $\varepsilon_a = \frac{g_a}{p_e}$ $\varepsilon_a = \frac{0,5 \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a_d \cdot \sin \alpha}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$	

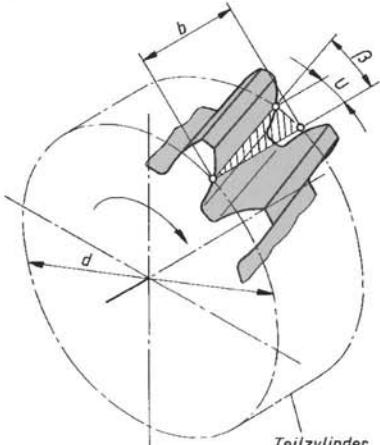
Nr.	Formel	Hinweise
<b>Profilverschiebung bei geradverzahnten Stirnrädern</b>		
	Bei $z \leq z_{\text{grenz}}$ entsteht Unterschnitt; ein Teil der tragenden Evolvente wird bei der Herstellung der Verzahnung herausgeschnitten, der Überdeckungsgrad verkleinert sich. Um dies zu vermeiden, wird das Verzahnungswerkzeug gegenüber seiner „Nulllage“ um den Betrag $V$ vergrößert (positive Verschiebung, $V_{\text{plus}}\text{-Rad}$ ); andererseits kann bei Rädern mit $z > z_{\text{grenz}}$ durch eine negative Profilverschiebung ( $V_{\text{minus}}\text{-Rad}$ ) der Achsabstand verringert werden, was bei einem vorgegebenen Achsabstand vorteilhaft sein kann.	
13	Profilverschiebung $V = x \cdot m$	
14	Profilverschiebungsfaktor $x$ (Grenzwert) für den Unterschnittbeginn mit (+) für $z < z'_g$ und (-) für $z > z'_g$ aus $x_{\text{grenz}} = \frac{z'_g - z}{z_g} = \frac{14 - z}{17}$	praktische Grenzzähnezahl $z'_g = 14$ . Bei $z < 14$ beginnt der Unterschnitt (von der tragenden Evolvente geht ein Teil verloren). für $z < 14$ wird $x_{\text{grenz}} = x_{\min}$
15	Kopfkreisdurchmesser a) ohne Kopfhöhenänderung $d_a = d + 2 \cdot h_a + 2 \cdot V$ $= d + 2 \cdot (m + V)$ b) mit Kopfhöhenänderung $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (m + V_1 + k)$ $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (m + V_2 + k)$	Kopfhöhenänderung (negativer Wert) $k = k^* \cdot m = a - a_d - m \cdot (x_1 + x_2)$

Nr.	Formel	Hinweise
16	Fußkreisdurchmesser $d_f = d - 2 \cdot h_f + 2 \cdot V$ $= d - 2 \cdot (m + c) + 2 \cdot V$	
17	Zahndicke auf dem Teilkreis $s = \frac{p}{2} + 2 \cdot V \cdot \tan \alpha$ $= m \cdot \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \tan \alpha \right)$	
18	Zahnlücke auf dem Teilkreis $e = \frac{p}{2} - 2 \cdot V \cdot \tan \alpha$ $= m \cdot \left( \frac{\pi}{2} - 2 \cdot x \cdot \tan \alpha \right)$	
19	Achsabstand bei <i>spielfreiem</i> Eingriff $a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$ $= a_d \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$	
20	Betriebswälzkreisdurchmesser für Ritzel $d_{w1} = \frac{d_1 \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{2 \cdot a}{1 + u}$ $= 2 \cdot a \cdot \frac{z_1}{z_1 + z_2}$	
21	Betriebswälzkreisdurchmesser für Rad $d_{w2} = \frac{d_2 \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_w}$ $= 2a - d_{w1} = 2 \cdot a \cdot \frac{z_2}{z_1 + z_2}$	
22	Profilüberdeckung $\varepsilon_a = \frac{0,5 \left( \sqrt{d_{al}^2 - d_{bl}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \cdot \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$	$\varepsilon_a$ überschlägig aus TB 21-2b mit TB 21-3; bei $V_{plus}$ -Getrieben ist $\alpha_w > \alpha$ , $\varepsilon_a$ wird kleiner und bei $V_{minus}$ -Getrieben ist $\alpha_w < \alpha$ , $\varepsilon_a$ wird größer
23	Nennmaß der Zahndicke am beliebigen Durchmesser $d_y$ $s_y = d_y \cdot \left( \frac{\pi + 4 \cdot x \cdot \tan \alpha}{2 \cdot z} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_y \right)$ $= d_y \cdot \left( \frac{s}{d} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_y \right)$	$\alpha_y$ Profilwinkel aus $\cos \alpha_y = d \cdot \cos \alpha / d_y$

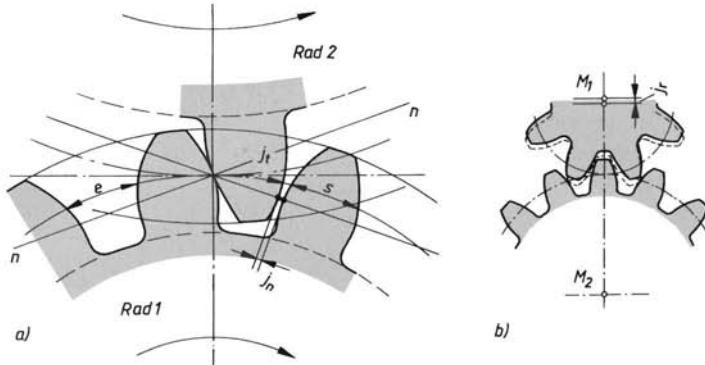
Nr.	Formel	Hinweise
24	Zahndicke am Kopfkreisdurchmesser $s_a = d_a \cdot \left( \frac{s}{d} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_a \right) \geq s_{a \min}$	$d_a = 2 \cdot r_a$ mit dem Profilwinkel $\alpha_a$ aus $\cos \alpha_a = d \cdot \cos \alpha / d_a$ $s_{a \min} \approx 0,2 \cdot m$ bzw. bei gehärteten Zähnen $0,4 \cdot m$
25	Durchmesser $d_{sp}$ bei $s_a = 0$ $d_{sp} = \frac{d \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_{sp}}$	bei $s_a = 0$ ist der Zahn spitz $\alpha_{sp}$ ergibt sich für $s/d + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{sp} = 0$ aus $\operatorname{inv} \alpha_{sp} = s/d + \operatorname{inv} \alpha$ .
26	Lückenweite $e_y$ am beliebigen Durchmesser $d_y$	
	$e_y = d_y \cdot \left( \frac{\pi - 4 \cdot x \cdot \tan \alpha}{2 \cdot z} - \operatorname{inv} \alpha + \operatorname{inv} \alpha_y \right)$ $= d_y \cdot \left( \frac{e}{d} - \operatorname{inv} \alpha + \operatorname{inv} \alpha_y \right)$	
27	Betriebseingriffswinkel $\alpha_w$ aus $\operatorname{inv} \alpha_w = 2 \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot \tan \alpha + \operatorname{inv} \alpha$ bzw. $\alpha_w = \arccos \left( \frac{a_d}{a} \cdot \cos \alpha \right)$	
28	Summe der Profilverziehungs faktoren $\Sigma x = x_1 + x_2$ $= \frac{\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha}{2 \cdot \tan \alpha} \cdot (z_1 + z_2)$	
29	Aufteilung von $\Sigma x$ $x_1 \approx \frac{x_1 + x_2}{2}$ $+ \left( 0,5 - \frac{x_1 + x_2}{2} \right) \cdot \frac{\lg u}{\lg \frac{z_1 \cdot z_2}{100}}$	überschlägig kann die Aufteilung auch nach TB 21-6 erfolgen. Der Profilverziehungs faktor $x_1$ braucht nur ungefähr bestimmt zu werden; entscheidend ist, dass mit $x_2 = (x_1 + x_2) - x_1$ die $\Sigma x = (x_1 + x_2)$ eingehalten wird!
	<b>Geometrie der schrägverzahnten Nullräder (-Radpaare)</b>	
30	Schrägungswinkel aus $\cos \beta = \frac{p_n}{p_t} = \frac{m_n \cdot \pi}{m_t \cdot \pi} = \frac{m_n}{m_t}$ bzw. $\cos \beta = \frac{\tan \alpha_n}{\tan \alpha_t}; \alpha_t = \arctan \left( \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right)$	$\beta \approx 8^\circ \dots 20^\circ$ $m_n \hat{=} m$ nach Nr. 1 bzw. TB 21-1

Nr.	Formel	Hinweise
31	Grundschrägungswinkel $\beta_b$ aus $\tan \beta_b = \tan \beta \cdot \cos \alpha_t$ $\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha_n$ $\cos \beta_b = \frac{p_{bn}}{p_{bt}} = \cos \beta \cdot \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_t} = \frac{\sin \alpha_n}{\sin \alpha_t}$	
32	Grundkreisteilung, Grundzylinder- Normalteilung $p_{bt} \hat{=} p_{et} = p_t \cdot \cos \alpha_t$ $p_{bn} \hat{=} p_{en} = p_n \cdot \cos \alpha_n$	
33	Teilkreisdurchmesser $d = z \cdot m_t = z \cdot \frac{m_n}{\cos \beta}$	
34	Grundkreisdurchmesser $d_b = d \cdot \cos \alpha_t = z \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t$	
35	Kopfkreisdurchmesser $d_a = d + 2 \cdot h_a = d + 2 \cdot m_n$ $= m_n \cdot \left( 2 + \frac{z}{\cos \beta} \right)$	$h_a = m_n$
36	Fußkreisdurchmesser $d_f = d - 2 \cdot h_f = d - 2,5 \cdot m_n$	$h_f = 1,25 \cdot m_n$
37	Null-Achsabstand $a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = m_t \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2}$ $= \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2}$	
38	Profilüberdeckung $\varepsilon_a = \frac{g_a}{p_{et}} = \frac{0,5 \cdot \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a_d \cdot \sin \alpha_t}{\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t}$	



Nr.	Formel	Hinweise
39	Sprungüberdeckung $\varepsilon_\beta = \frac{U}{p_t} = \frac{b \cdot \tan \beta}{p_t} = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}$	Sprung $U = b \cdot \tan \beta$ $\varepsilon_\beta$ möglichst > 1
40	Gesamtüberdeckung $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$	 $\varepsilon_\gamma$ gibt an, wie viele Zähne ganz oder teilweise gleichzeitig im Mittel am Eingriff beteiligt sind.
<b>Geometrie der schrägverzahnten V-Räder (-Radpaare)</b>		
41	Ersatzzähnezahl $z_n = \frac{d}{m_n} = \frac{d}{\cos^2 \beta_b \cdot m_n}$ $= \frac{z}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta} \approx \frac{z}{\cos^3 \beta}$	Für die folgenden Berechnungen wird ein gedachtes Geradstirnrad mit dem Teilkreisdurchmesser $d_n = 2r_n = z \cdot m_n$ als Ersatzrad zugrundegelegt. Dieses Ersatzrad hat bei einer Zähnezahl $z$ des Schrägstirnrades die <b>Ersatzzähnezahl <math>z_n</math></b>
42	praktische Grenzzähnezahl $z'_{gt} \approx z'_{gn} \cdot \cos^3 \beta = 14 \cdot \cos^3 \beta$	für $z_{n\min} = z_{\min} = 7$ ergibt sich die <b>Mindestzähnezahl <math>z_{t\min} \approx z_{n\min} \cdot \cos^3 \beta = 7 \cdot \cos^3 \beta</math></b>
43	Profilverschiebung $V = x \cdot m_n$	
44	der praktische Mindest-Profilverschiebungsfaktor $x'_{grenz} = \frac{z'_{gn} - z_n}{z_{gn}} = \frac{14 - z_n}{17}$	Für $z < 14$ Mindestwert für unterschnittsfreie Verzahnung Für $z < 14$ wird $x'_{grenz} = x'_{\min}$

Nr.	Formel	Hinweise
45	<p>Stirnzahndicke <math>s_t</math> und Normalzahndicke <math>s_n</math> auf dem Teilkreis</p> $s_t = \frac{s_n}{\cos \beta} = \frac{p_t}{2} + 2 \cdot V \cdot \tan \alpha_t$ $= m_t \cdot \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \tan \alpha_n \right)$ $s_n = s_t \cdot \cos \beta = \frac{p_n}{2} + 2 \cdot V \cdot \tan \alpha_n$ $= m_n \cdot \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \tan \alpha_n \right)$	
46	<p>Stirnzahndicke <math>s_{yt}</math> am beliebigen Durchmesser <math>d_y</math></p> $s_{yt} = d_y \cdot \left( \frac{\pi + 4 \cdot x \cdot \tan \alpha_n}{2 \cdot z} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{yt} \right) \quad \cos \alpha_{yt} = \frac{d}{d_y} \cdot \cos \alpha_t$ $= d_y \cdot \left( \frac{s_t}{d} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{yt} \right)$	$s_{syn} = s_{yt} \cdot \cos \beta_y$ mit $\beta_y$ am Durchmesser $d_y$ aus $\tan \beta_y = \tan \beta \cdot \cos \alpha_t / \cos \alpha_{yt}$
47	<p>Achstabstand bei spielfreiem Eingriff</p> $a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}$ $= a_d \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}$ <p>bzw.</p> $\cos \alpha_{wt} = \cos \alpha_t \cdot \frac{a_d}{a}$	$d_{w1}, d_{w2}$ Betriebswälzkreisdurchmesser der Räder entsprechend Nr. 20 und Nr. 21, wenn $\alpha = \alpha_t$ und $\alpha_w = \alpha_{wt}$ gesetzt wird
48	Betriebseingriffswinkel	
	$\operatorname{inv} \alpha_{wt} = 2 \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot \tan \alpha_n + \operatorname{inv} \alpha_t$	
49	<p>Summe der Profilverschiebungsfaktoren</p> $\Sigma x = x_1 + x_2$ $= \frac{\operatorname{inv} \alpha_{wt} - \operatorname{inv} \alpha_t}{2 \cdot \tan \alpha_n} \cdot (z_1 + z_2)$	die Aufteilung von $\Sigma x$ in $x_1$ und $x_2$ wird in Abhängigkeit von $z_n$ wie bei Geradstirnrädern vorgenommen. Ein bestimmter Achstabstand $a$ könnte bei Schrägstirnrädern u. U. auch ohne Profilverschiebung mit einem entsprechenden Schrägungswinkel $\beta$ erreicht werden.
50	Profilüberdeckung (im Stirnschnitt)	
	$\varepsilon_a = \frac{0,5 \cdot \left( \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \cdot \sin \alpha_{wt}}{\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t}$	
51	Gesamtüberdeckung	$\varepsilon_\beta$ nach Nr. 39
	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_a + \varepsilon_\beta$	

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Toleranzen, Verzahnungsqualität, Prüfmaße für Zahndicke (Stirnräder)</b>		
		
52	Normalflankenspiel $j_n = j_t \cdot \cos \alpha_n \cdot \cos \beta$	kürzester Abstand in Normalrichtung zwischen den Rückflanken eines Radpaars, wenn sich die Arbeitsflanken berühren. (bei Geradverzahnung ist $\alpha_n = \alpha$ und $\beta = 0^\circ$ zu setzen.) Je nach Verwendungszweck und Qualität (s. TB 21-7) kann als Richtlinie gelten: $j_n \approx 0,05 + (0,025 \dots 0,1) \cdot m_n$ .
53	Drehflankenspiel a) allgemein $j_t = j_n / (\cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b)$ b) Grenzwerte $j_{t\max} = -\sum A_{sti} + \Delta j_{ae} = \frac{-\sum A_{sni}}{\cos \beta} + \Delta j_{ae}$ $j_{t\min} = -\sum A_{ste} + \Delta j_{ai} = \frac{-\sum A_{sne}}{\cos \beta} + \Delta j_{ai}$	die Länge des Wälzkreisbogens im Stirnschnitt, um den sich jedes der beiden Räder bei festgehaltenem Gegenrad von der Anlage der Rechtsflanken bis zur Anlage der Linksfalten drehen lässt.
54	Radialspiel $j_r = j_n / (2 \cdot \sin \alpha_{wt} \cdot \cos \beta_b) = j_r / (2 \cdot \tan \alpha_{wt})$	die Differenz des Achsabstandes zwischen dem Betriebszustand und demjenigen des spielfreien Eingriffs.
55	Achsabstandstoleranz $\Delta j_a \approx 2 \cdot A_a \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	bei Außenradpaarungen ist für $\Delta j_{ai}$ das untere Achsabstandsmaß $A_{ai}$ und für $\Delta j_{ae}$ das obere Achsabstandsmaß $A_{ae}$ aus TB 21-9 einzusetzen.
56	Zahnweiten-Nennmaß (über $k$ Zähne gemessen) $W_k = m_n \cdot \cos \alpha_n \cdot [(k - 0,5) \cdot \pi + z \cdot \operatorname{inv} \alpha_t] + 2 \cdot x \cdot m_n \cdot \sin \alpha_n$	zur Erzielung des Flankenspiels wird $W_k$ um das untere bzw. das obere Zahnweitenabmaß $A_{wi} = A_{sni} \cdot \cos \alpha_n$ bzw. $A_{we} = A_{sne} \cdot \cos \alpha_n$ verringert (auf ganze $\mu\text{m}$ runden)

Nr.	Formel	Hinweise
57	Messzähnezahl $k = z_n \cdot \frac{\alpha_n^\circ}{180^\circ} + 0,5 \geq 2$	die <b>Messzähnezahl</b> $k$ ist so wählen, dass sich die Messebenen die Zahnflanken nahe der halben Zahnhöhe berühren. In Abhängigkeit von der Zähnezahl $z_n$ (Zähnezahl des Ersatzstirnrades, bei Geraudverzahnung $z_n = z$ ) und dem Profilverschiebungsfaktor $x$ kann $k$ auch TB 21-10 entnommen werden.
	<b>Vorwahl der Hauptabmessungen</b>	
58	Modulbestimmung (überschlägig) a) der Wellendurchmesser $d_{sh}$ zur Aufnahme des Ritzels ist vorgegeben <i>Ausführung Ritzel auf Welle</i> $m'_n \approx \frac{1,8 \cdot d_{sh} \cdot \cos \beta}{(z_1 - 2,5)}$ <i>Ausführung als Ritzelwelle</i> $m'_n \approx \frac{1,1 \cdot d_{sh} \cdot \cos \beta}{(z_1 - 2,5)}$	<p>eine anschließende Verzahnungskorrektur ist in den meisten Fällen erforderlich</p>
	b) der Achsabstand ist vorgegeben $m''_n \approx \frac{2 \cdot a \cdot \cos \beta}{(1 + i) \cdot z_1}$	
	c) Leistungsdaten und Werkstoffe bekannt <i>Zahnflanken gehärtet</i> $m'''_n \approx 1,85 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1eq} \cdot \cos^2 \beta}{z_1^2 \cdot \psi_d \cdot \sigma_{Flim1}}}$	$T_{1eq} = T_{1nenn} \cdot K_A$ $\psi_d$ Durchmesser-Breitenverhältnis nach TB 21-14a $\sigma_{Flim1}$ Zahnfußfestigkeit für den <i>Ritzel-Zahnfuß</i> nach TB 20-1 und TB 20-2 $\sigma_{Hlim}$ Flankenfestigkeit des <i>weicheren</i> Werkstoffes nach TB 20-2 $u = z_2/z_1 \geq 1$ Zähnezahlverhältnis
	<i>Zahnflanken ungehärtet bzw. vergütet</i> $m'''_n \approx \frac{95 \cdot \cos \beta}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1eq}}{\psi_d \cdot \sigma_{Hlim}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$	$m_n \quad   \quad T_{1eq} \quad   \quad \sigma_{Flim}, \sigma_{Hlim} \quad   \quad \beta \quad   \quad z_1, u, \psi_d$ mm   Nmm   N/mm <sup>2</sup>   °   1
	<b>Kraftverhältnisse am Geraudstirnrad</b>	
59	Nenndrehmoment $T_{1,2} = F_{t1,2} \cdot \frac{d_{w1,2}}{2} \left( \approx F_{t1,2} \cdot \frac{d_{1,2}}{2} \right)$	Basis für die Tragfähigkeitsberechnung ist das Nenn-Drehmoment der Arbeitsmaschine. Bei Null- und V-Null-Getrieben wird der Wälzkreisdurchmesser $d_{w1,2} = d_{1,2}$ , der Eingriffswinkel $\alpha_w = \alpha$

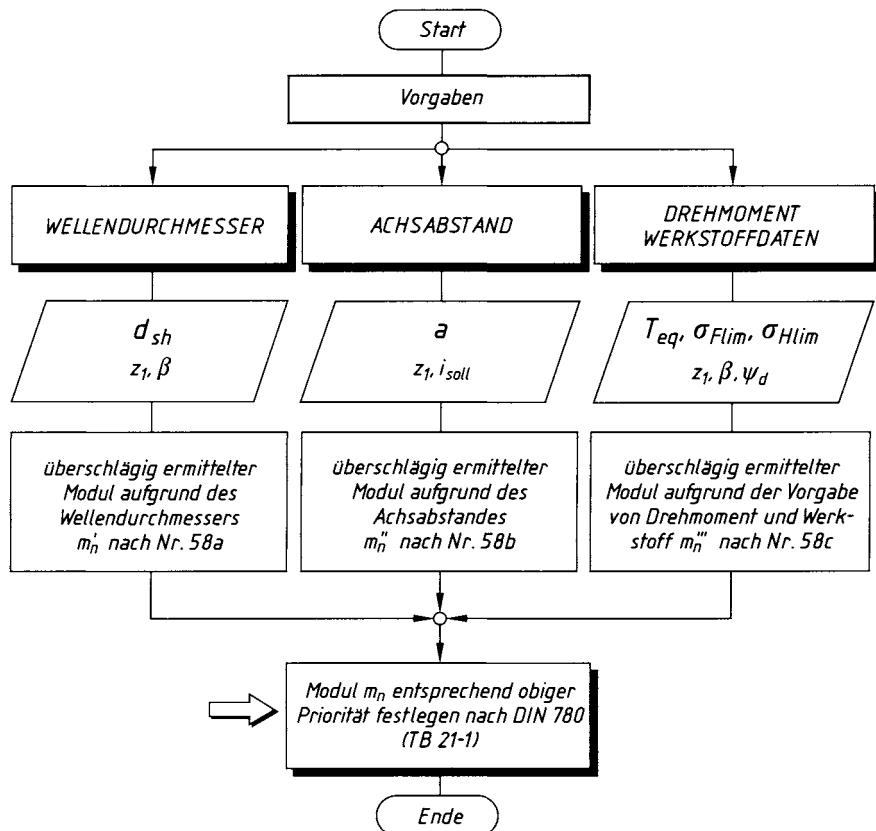
Nr.	Formel	Hinweise
60	Nenn-Umfangskraft am Betriebswälzkreis $F_{t1,2} = F_{bn1,2} \cdot \cos \alpha_w$ $= \frac{2 \cdot T_{1,2}}{d_{w1,2}} \left( \approx \frac{2 \cdot T_{1,2}}{d_{1,2}} \right)$	
61	Zahnnormalkraft $F_{bn1,2} = \frac{F_{t1,2}}{\cos \alpha_w} \left( \approx \frac{F_{t1,2}}{\cos \alpha} \right)$	senkrecht auf Flanke und Gegenflanke im Berührpunkt
62	Radialkraft $F_{r1,2} = F_{t1,2} \cdot \tan \alpha_w \left( \approx F_{t1,2} \cdot \tan \alpha \right)$	stets zur jeweiligen Radmitte hin wirkend
<b>Kraftverhältnisse am Schrägstirnrad</b>		
63	Nenn-Umfangskraft im Stirnschnitt $F_{t1,2} = \frac{2 \cdot T_{1,2}}{d_{w1,2}} \left( \approx \frac{2 \cdot T_{1,2}}{d_{1,2}} \right)$	
64	Radialkraft $F_{r1,2} = \frac{F_{t1,2} \cdot \tan \alpha_{wn}}{\cos \beta_w} \left( \approx F_{t1,2} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right)$	
65	Axialkraft $F_{a1,2} = F_{t1,2} \cdot \tan \beta_w \left( \approx F_{t1,2} \cdot \tan \beta \right)$	( $\approx \dots$ ) für überschlägige Berechnungen bei Null- und V-Null-Getrieben wird der Wälzkreisdurchmesser $d_{w1,2} = d_{1,2}$ , der Eintrittswinkel $\alpha_w = \alpha_n$ und der Schrägungswinkel $\beta_w = \beta$

Nr.	Formel	Hinweise								
<b>Tragfähigkeitsberechnung von Stirnradpaaren</b> (für geradverzahnte Stirnräder ist $\beta = 0^\circ$ , $\alpha_t = \alpha$ , $\alpha_{wt} = \alpha_w$ usw. zu setzen)										
<b>Belastungseinflussfaktoren</b>										
66	<p><i>Dynamikfaktor</i></p> $K_v = 1 + \left( \frac{K_1}{K_A \cdot (F_t/b)} + K_2 \right) \cdot K_3$	<table border="1"> <tr> <td><math>K_v, K_A, K_{1,2}</math></td> <td><math>F_t/b</math></td> <td><math>K_3</math></td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>N/mm</td> <td>m/s</td> </tr> </table> <p><math>K_{1,2}</math> Faktoren nach TB 21-15  <math>K_A \cdot (F_t/b)</math> Liniенbelastung je mm Zahnbreite; für <math>K_A \cdot (F_t/b) &lt; 100</math> N/mm ist <math>K_A \cdot (F_t/b) = 100</math> N/mm mit <math>F_t</math> nach Nr. 60 zu setzen;  <math>K_3 = 0,01 \cdot z_1 \cdot v_t \cdot \sqrt{u^2/(1+u^2)} \leq 10</math> m/s mit <math>v_t = d_{w1} \cdot \pi \cdot n_1</math> in m/s und <math>u = z_2/z_1 \geq 1</math>; (bei <math>K_3 &gt; 10</math> m/s Berechnung nach DIN 3990 T1)</p>	$K_v, K_A, K_{1,2}$	$F_t/b$	$K_3$	1	N/mm	m/s		
$K_v, K_A, K_{1,2}$	$F_t/b$	$K_3$								
1	N/mm	m/s								
67	<p>Breitenfaktoren <math>K_{H\beta}</math> und <math>K_{F\beta}</math> für die Zahndecke:</p> $K_{H\beta} = 1 + \frac{10 \cdot F_{\beta y}}{(F_m/b)}$ <p>wenn <math>K_{H\beta} \leq 2</math></p> $K_{H\beta} = 2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot F_{\beta y}}{(F_m/b)}}$ <p>wenn <math>K_{H\beta} &gt; 2</math></p> <p>für den Zahnfuß:</p> $K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F}$	<p>Sie berücksichtigen die Auswirkungen ungleichmäßiger Kraftverteilung über die Zahnbreite auf die Flankenbeanspruchung (<math>K_{H\beta}</math>) bzw. auf die Zahnußbeanspruchung (<math>K_{F\beta}</math>). Ursache sind die Flankenlinienabweichungen, die sich im belasteten Zustand infolge von Montage- und elastischen Verformungen (<math>f_{sh}</math>) sowie Herstellungsabweichungen (<math>f_{ma}</math>), einstellen. Für die mittlere Liniensbelastung <math>F_m/b</math> ist mit <math>F_{\beta y}</math> sowohl <math>K_{H\beta}</math> als auch <math>K_{F\beta}</math> aus TB 21-18 angenähert ablesbar</p> $N_F = (b/h)^2 / [1 + b/h + (b/h)^2]$ <p>(<math>b/h</math>) = das Verhältnis Zahnbreite zu Zahnhöhe. Für (<math>b/h</math>) ist der kleinere Wert von (<math>b_1/h_1</math>) und (<math>b_2/h_2</math>), für (<math>b/h &lt; 3</math>) ist (<math>b/h = 3</math>) und für (<math>b/h &gt; 12</math>) ist <math>K_{F\beta} = K_{H\beta}</math> einzusetzen</p>								
68	<p>Flankenlinienabweichung</p> <p>a) durch Verformung</p> $f_{sh} \approx 0,023 \cdot (F_m/b)$ $\times [0,7 + K' \cdot (l \cdot s/d_1^2)$ $\times (d_1/d_{sh})^4] + 0,3] \cdot (b/d_1)^2$	<table border="1"> <tr> <td><math>f_{sh}</math></td> <td><math>(F_m/b)</math></td> <td><math>d_{sh}, d_1, b_1, l, s</math></td> <td><math>K'</math></td> </tr> <tr> <td>μm</td> <td>N/mm</td> <td>mm</td> <td>1</td> </tr> </table> <p><math>(F_m/b) = K_v \cdot (K_A \cdot F_t/b)</math> mittlere Liniensbelastung mit dem kleineren Wert von <math>b_1</math> und <math>b_2</math>. Für <math>(K_A \cdot F_t/b) &lt; 100</math> N/mm und <math>F_t</math> ist Hinweis zu Nr. 66 zu beachten,</p> <p><math>K'</math> Faktor zur Berücksichtigung der Ritzellage zu den Lagern, abhängig von <math>s</math> und <math>l</math>;</p> <p>Werte n. TB 21-16b; für <math>s = 0</math> wird <math>[ ] = 1</math></p> <p><math>d_{sh}</math> Wellendurchmesser an der Stelle des Ritzels</p> <p><math>d_1</math> Teilkreisdurchmesser des Ritzels.</p>	$f_{sh}$	$(F_m/b)$	$d_{sh}, d_1, b_1, l, s$	$K'$	μm	N/mm	mm	1
$f_{sh}$	$(F_m/b)$	$d_{sh}, d_1, b_1, l, s$	$K'$							
μm	N/mm	mm	1							

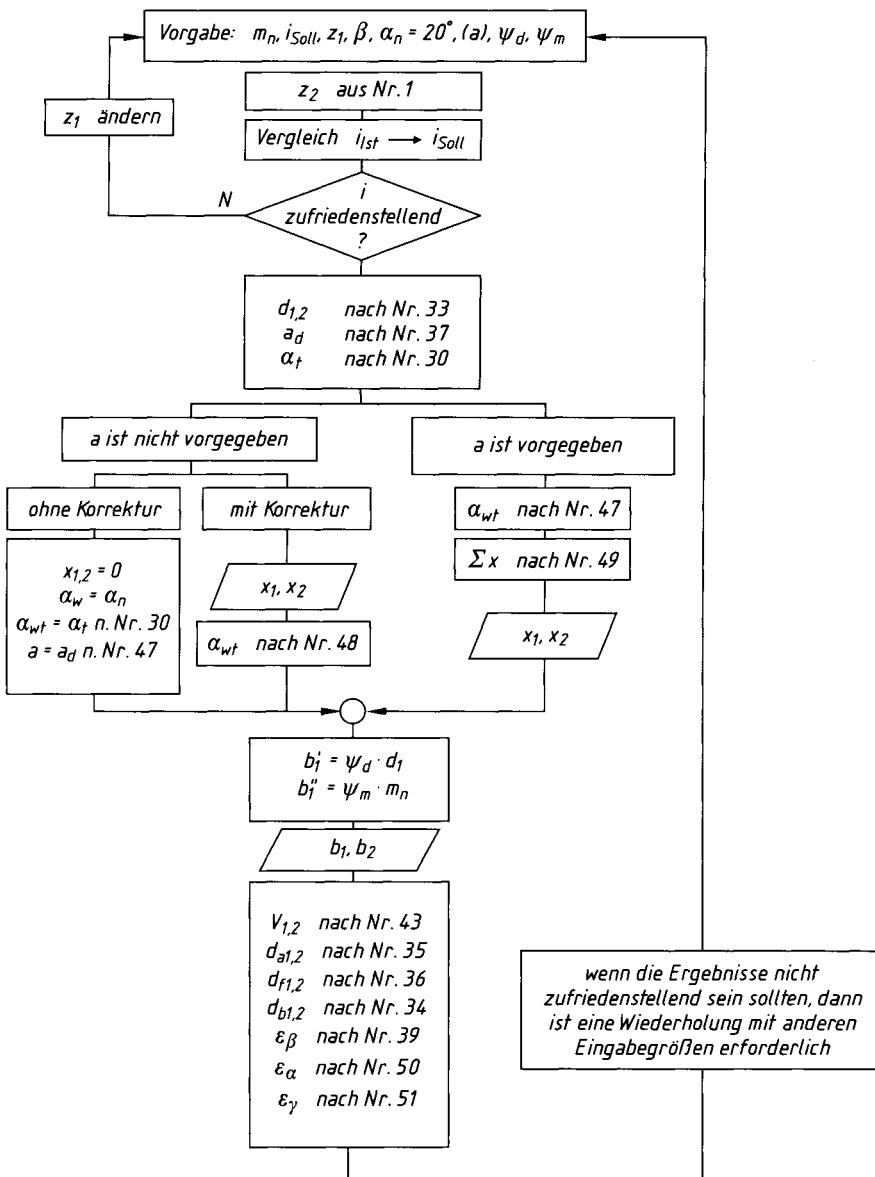
Nr.	Formel	Hinweise
	b) herstellungsbedingt $f_{\text{ma}} = c \cdot f_{\text{H}\beta} \approx c \cdot 4,16 \cdot b^{0,14} \cdot q_H$	$f_{\text{ma}}$ (Differenz der Flankenlinien einer Radpaarung, die im Getriebe ohne wesentliche Belastung im Eingriff ist)
		$\begin{array}{c c c} f_{\text{ma}}, f_{\text{H}\beta} & c, q_H & b \\ \hline \mu\text{m} & 1 & \text{mm} \end{array}$ <p><math>c = 0,5</math> für Radpaare mit Anpassungsmaßnahmen (z. B. Einläppen oder Einlaufen bei geringer Last, einstellbare Lager oder entsprechende Flankenlinien-Winkelkorrektur, <math>c = 1,0</math> für Radpaare ohne Anpassungsmaßnahmen).</p> <p><math>f_{\text{H}\beta}</math> Flankenlinien-Winkelabweichung nach TB 21-16c; oder auch mit dem kleineren Wert <math>b_1, b_2</math> in mm angenähert aus</p> <p><math>f_{\text{H}\beta} \approx 4,16 \cdot b^{0,14} \cdot q_H</math> mit <math>q_H</math> nach TB 21-15.</p>
69	Flankenlinienabweichung a) vor dem Einlaufen $F_{\beta x} \approx f_{\text{ma}} + 1,33 \cdot f_{\text{sh}} \geq F_{\beta x \min}$ b) nach dem Einlaufen $F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta}$	$F_{\beta x \min} = \text{größerer Wert aus } 0,005 \cdot (F_m/b)$ bzw. $0,5 \cdot f_{\text{H}\beta}$  $y_{\beta}$ nach TB 21-17
70	Stirnfaktoren (Stirnlastaufteilungsfaktor) für $\varepsilon_{\gamma} \leq 2$ $K_{\text{Ha}} = K_{\text{Fa}}$ $\approx \frac{\varepsilon_{\gamma}}{2} \cdot \left( 0,9 + \frac{0,4 \cdot c_{\gamma} \cdot (f_{\text{pe}} - y_a)}{F_{\text{tH}}/b} \right)$ $\geq 1$ für $\varepsilon_{\gamma} > 2$ $K_{\text{Ha}} = K_{\text{Fa}}$ $\approx 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_{\gamma} - 1)}{\varepsilon_{\gamma}}}$ $\times \frac{c_{\gamma} \cdot (f_{\text{pe}} - y_a)}{F_{\text{tH}}/b}$	berücksichtigen die Auswirkungen ungleichmäßiger Kraftaufteilung auf mehrere gleichzeitig im Eingriff befindliche Zahnpaare infolge der wirksamen Verzahnungsabweichungen $\varepsilon_{\gamma}$ Gesamtüberdeckung, $\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$ $c_{\gamma}$ Eingriffssteifigkeit (Zahnsteifigkeit). Anhaltswerte in N/(mm · $\mu\text{m}$ ): $c_{\gamma} \approx 20$ bei St und GS; $\approx 17$ bei GJS; $\approx 12$ bei GJL; für Radpaarungen mit unterschiedlichen Werkstoffen ist ein Mittelwert anzunehmen, z. B. $c_{\gamma} \approx 16$ N/(mm · $\mu\text{m}$ ) bei St/GJL. $f_{\text{pe}}$ Größtwert der Eingriffsteilungs-Abweichung aus $f_{\text{pe}} \approx [4 + 0,315 \cdot (m_n + 0,25 \cdot \sqrt{d})] \cdot q'_{\text{H}}$ ; Werte für $q'_{\text{H}}$ aus TB 21-19b. $y_a$ Einlaufbetrag; Werte n. TB 21-19c $F_{\text{tH}}$ maßgebende Umfangskraft, $F_{\text{tH}} = F_t \cdot K_A \cdot K_{\text{H}\beta} \cdot K_v$ $\begin{array}{c c c c c} K_{\text{Ha}}, K_{\text{Fa}}, \varepsilon_{\gamma} & f_{\text{pe}}, y_a & F_{\text{tH}} & b & c_{\gamma} \\ \hline 1 & \mu\text{m} & \text{N} & \text{mm} & \text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m}) \end{array}$

Nr.	Formel	Hinweise
71	<p>Gesamtbelastungseinfluss</p> <p>a) Zahndrucktragfähigkeit:  <math>K_{F\text{ges}} = K_A \cdot K_v \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta}</math></p> <p>b) Grübchentragfähigkeit:  <math>K_{H\text{ges}} = \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta}}</math></p>	
<b>Nachweis der Zahndrucktragfähigkeit</b>		
72	<p>örtliche Zahndruckspannung  <math>\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta</math></p>	<p><math>F_t</math> Umfangskraft nach Nr. 60</p> <p><math>b</math> Zahnbreite, bei ungleichen Breiten höchstens Überstand von Modul <math>m</math> je Zahnenende mittragend, allgemein <math>b_2 &lt; b_1</math></p> <p><math>m_n</math> Modul im Normalschnitt nach DIN 780 (bei Geradverzahnung <math>m_n = m</math>),  <math>Y_{Fa}</math> n. TB 21-20a, <math>Y_{Sa}</math> n. TB 21-20b, <math>Y_\beta</math> n. TB 21-20c,  <math>Y_\epsilon = 0,25 + 0,75/\epsilon_{an}</math> mit <math>\epsilon_{an} \approx \epsilon_a/\cos^2 \beta &lt; 2</math></p>
73	<p>maximale Zahndruckspannung</p> <p>Ritzel: <math>\sigma_{F1} = \sigma_{F01} \cdot K_{F\text{ges}1}</math></p> <p>Rad: <math>\sigma_{F2} = \sigma_{F02} \cdot K_{F\text{ges}2}</math></p>	
74	<p>Zahndruckgrenzfestigkeit</p> <p><math>\sigma_{FG} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{St} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta\text{relT}}</math>  <math>\times Y_{R\text{relT}} \cdot Y_X</math></p> <p>vereinfacht mit <math>Y_{St} = 2</math>,  <math>Y_{\delta\text{rel}} = Y_{R\text{rel}} \approx 1</math>  <math>\sigma_{FG} \approx 2 \cdot \sigma_{Flim} \cdot Y_{NT} \cdot Y_X</math></p>	<p><math>\sigma_{FG}</math> Zahndruckgrenzfestigkeit; für Ritzel und Rad getrennt berechnen</p> <p><math>\sigma_{Flim}</math> n. TB 20-1 u. TB 20-2</p> <p><math>Y_{St} = 2</math>, <math>Y_{NT}</math> n. TB 21-21a, <math>Y_{\delta\text{relT}}</math> n. TB 21-21b, <math>Y_{R\text{relT}}</math> n. TB 21-21c, <math>Y_X</math> n. TB 21-21d</p>
75	<p>Sicherheit auf Biegetragfähigkeit</p> <p><math>S_{F1,2} = \frac{\sigma_{FG1,2}}{\sigma_{F1,2}} \geq S_{F\text{min}}</math></p>	<p><math>S_{F\text{min}}</math> Mindestsicherheitsfaktor für die Fußbeanspruchung. Je genauer alle Einflussfaktoren erfasst werden desto kleiner kann <math>S_{F\text{min}}</math> sein. Als Anhalt gilt <math>S_{F\text{min}} = (1 \dots 1,4 \dots 1,6)</math>, im Mittel 1,5; bei hohem Schadensrisiko bzw. hohen Folgekosten bis &gt; 3.</p>

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Nachweis der Grübchentragfähigkeit</b>		
76	<p><i>Pressung im Wälzpunkt C für die fehlerfreie Verzahnung</i></p> $\sigma_{H0} = \sigma_{HC} \cdot Z_e \cdot Z_\beta = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_e \cdot Z_\beta$ $\times \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}}$	$F_t$ Nennumfangskraft $b$ Zahnbreite, bei ungleicher Breite der Räder die kleinere Zahnbreite, $d_1$ Teilkreisdurchmesser des Ritzels, $u = z_2/z_1 \geq 1$ Zähnezahlverhältnis; beim Zahnstangengetriebe wird $u = \infty$ , sodass $(u+1)/u = 1$ ist, $Z_H$ n. TB 21-22a, $Z_E$ n. TB 21-22b, $Z_e$ n. TB 21-22c, $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$
77	<p><i>maximale Pressung am Wälzkreis im Betriebszustand</i></p> $\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot K_{H\text{ges}}$	$\sigma_{HP}$ zulässige Flankenpressung
78	<p><i>Zahnflankengrenzfestigkeit</i></p> $\sigma_{HG} = \sigma_{H\lim} \cdot Z_{NT} \cdot (Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R)$ $\times Z_W \cdot Z_X$	$\sigma_{H\lim}$ n. TB 20-1 u. TB 20-2 $Z_{NT}$ n. TB 21-23d, $Z_L$ n. TB 21-23a, $Z_v$ n. TB 21-23b, $Z_R$ n. TB 21-23c, $Z_W$ n. $TB 21-23e$ , $Z_X$ n. TB 21-23d $S_{H\min}$ geforderte Mindestsicherheit für Grübchentragfähigkeit. Als Anhalt kann gesetzt werden $S_{H\min} \approx (1) \dots 1,3$ , bei hohem Schadensrisiko bzw. hohen Folgekosten $S_{H\min} \geq 1,6$ .
79	<p><i>Sicherheit auf Flankentragfähigkeit</i></p> $S_{H1,2} = \frac{\sigma_{HG1,2}}{\sigma_H} \geq S_{H\min}$	



A 21-1 Vorgehensplan zur Modulbestimmung



A 21-2 Vereinfachter Ablauf zur Berechnung der Verzahnungsgeometrie für Stirnräder

## 22 Kegelräder und Kegelradgetriebe

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$a_v$ bzw. $a_{vd}$	mm	Achsabstand bzw. Null-Achsabstand des Ersatz-Stirnradpaars
$b, b_1$ bzw. $b_2$	mm	Zahnbreite; des treibenden bzw. des getriebenen Rades
$C$	1	Wälzpunkt
$c$	mm	Kopfspiel
$d_m, d_{m1}$ bzw. $d_{m2}$	mm	mittlerer Teilkreisdurchmesser, des treibenden bzw. getriebenen Rades
$d_e, d_{e1}$ bzw. $d_{e2}$	mm	äußerer Teilkreisdurchmesser, des treibenden bzw. getriebenen Rades
$d_{ae}, d_{ae1}$ bzw. $d_{ae2}$	mm	äußerer Kopfkreisdurchmesser, des treibenden bzw. getriebenen Rades
$d_{va}, d_{va1}$ bzw. $d_{va2}$	mm	Kopfkreisdurchmesser, des treibenden bzw. getriebenen Rades (Ersatzräder)
$d_{vb}, d_{vb1}$ bzw. $d_{vb2}$	mm	Grundkreisdurchmesser, des treibenden bzw. getriebenen Rades (Ersatzräder)
$d_f, d_{f1}$ bzw. $d_{f2}$	mm	Fußkreisdurchmesser, des treibenden bzw. getriebenen Rades
$d_{sh}$	mm	Wellendurchmesser zur Aufnahme des Ritzels
$d_w, d_{w1}$ bzw. $d_{w2}$	mm	Wälzkreisdurchmesser, des treibenden bzw. getriebenen Rades
$E$	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul
$F_a, F_{a1}$ bzw. $F_{a2}$	N	Axialkraft, des treibenden bzw. des getriebenen Rades
$F_{mt}$	N	mittlere Nenn-Umfangskraft am Teilkreis (für $K_{H\beta}$ )
$F_r, F_{r1}$ bzw. $F_{r2}$	N	Radialkraft des treibenden bzw. getriebenen Rades
$F_{\beta x}$ bzw. $F_{\beta y}$	µm	wirksame Flankenlinienabweichung vor bzw. nach dem Einlaufen
$f_{H\beta}$	µm	Flankenlinien-Winkelabweichung
$f_{ma}$	µm	Flankenlinien-Herstellungsabweichung
$f_{sh}$	µm	Flankenlinienabweichung infolge Wellen- und Ritzelverformung
$G$	N/mm <sup>2</sup>	Gleitmodul
$g_a$	mm	Länge der (gesamten) Eingriffsstrecke

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$h, h_{ae}, h_{am}$	mm	Zahnhöhe, äußere-, mittlere Zahnkopfhöhe
$h_{fe}, h_{fm}$	mm	Fußhöhe, äußere-, mittlere Zahnfußhöhe
$i$	1	Übersetzungsverhältnis
inv	1	Evolventenfunktion (sprich „involut“)
$K_A$	1	Anwendungsfaktor
$K_v$	1	Dynamikfaktor
$K_{Fa}, K_{Ha}$	1	Stirnfaktoren für Zahnfußbeanspruchung, für Flankenpressung
$K_{F\beta}, K_{H\beta}$	1	Breitenfaktoren für Zahnfußbeanspruchung, für Flankenpressung
$K_1 \dots K_3$	1	Faktor für die Berechnung von $K_v$ , abhängig von der Verzahnungsqualität
$K_4$	m/s	Faktor für die Berechnung von $K_v$
$m \equiv m_{mn}, m_{mt}$	mm	Modul, mittlerer Normalmodul, – Stirnmodul
$m_e \equiv m_{en}, m_{et}$	mm	Modul, äußerer Normalmodul, – Stirnmodul
$N_L$	1	Anzahl der Lastwechsel
$n_{1,2} (n_a, n_b)$	min <sup>-1</sup>	Drehzahl des Ritzels, Rades (ersten Ritzels, letzten Rades im Getriebe)
$P, P_a$ bzw. $P_b$	kW	zu übertragende (Nenn-) Leistung, An- bzw. Abtriebsleistung
$p$	mm	Teilung auf dem Teilzylinder (Ersatzverzahnung)
$p_b \equiv p_e$	mm	Teilung auf dem Grundzylinder (Ersatzverzahnung)
$p_{bt} \equiv p_{et}$	mm	Grundkreisteilung $\equiv$ Stirneingriffsteilung (Ersatzverzahnung)
$p_{bn} \equiv p_{en}$	mm	Grundzyllindernormalteilung $\equiv$ Normaleingriffsteilung (Ersatzverzahnung)
$p_n, p_t$	mm	Normalteilung, Stirnteilung (Ersatzverzahnung)
$p_w$	mm	Teilung am Wälzzyylinder (Ersatzverzahnung)
$q_H$	1	Faktor abhängig von DIN-Qualität zur Berechnung von $f_{H\beta}$
$R_c, R_i, R_m$	mm	Teilkegellänge, äußere, innere, mittlere
$S_F, S_{F\min}$	1	Zahnbruchsicherheit, Mindestsicherheitsfaktor für Fußbeanspruchung
$S_H, S_{H\min}$	1	Grübchensicherheit, Mindestsicherheitsfaktor für Flankenpressung

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$s_n, s_t$	mm	Normalzahndicke, Stirnzahndicke auf dem Teilkreis (Ersatzverzahnung)
$s_w$	mm	Zahndicke am Wälzyylinder (Ersatzverzahnung)
$T_{1,2}$ bzw. $T_{a,b}$	Nm, Nmm	Nenn-Drehmoment des Ritzels, Rades bzw. An-, Abtriebsmoment
$u = z_{\text{groß}}/z_{\text{klein}}$	1	Zähnezahlverhältnis des Radpaars
$u_v$	1	Zähnezahlverhältnis der Ersatzverzahnung
$V$	mm	Profilverschiebung
$v$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am Teilkreis
$x_h, x_{h1,2}$	1	Profilverschiebungsfaktor, des Ritzels, Rades
$Y_{Fa}$	1	Formfaktor für Kraftangriff am Zahnkopf (Ersatzverzahnung)
$Y_{NT}$	1	Lebensdauerfaktor für $\sigma_{F,\text{lim}}$ des Prüfrades (Ersatzverzahnung)
$Y_{R\text{relT}}$	1	relativer Oberflächenfaktor des Prüfrades (Ersatzverzahnung)
$Y_{Sa}$	1	Spannungskorrekturfaktor für Kraftangriff am Zahnkopf (Ersatzverzahnung)
$Y_{ST} = 2$	1	Spannungskorrekturfaktor des Prüfrades (Ersatzverzahnung)
$Y_X$	1	Größenfaktor für Fußbeanspruchung (Ersatzverzahnung)
$Y_\beta$	1	Schrägenfaktor für Fußbeanspruchung (Ersatzverzahnung)
$Y_{\delta\text{relT}}$	1	relative Stützziffer bezogen auf das Prüfrad (Ersatzverzahnung)
$Y_e$	1	Überdeckungsfaktor für Fußbeanspruchung (Ersatzverzahnung)
$y_\beta$	µm	Einlaufbetrag (Ersatzverzahnung)
$Z_B$	1	(Ritzel-)Einzeleingriffsfaktor bei $z_1 < 20$ für Flankenpressung (Ersatzverzahnung)
$Z_E$	1	Elastizitätsfaktor (Ersatzverzahnung)
$Z_H$	1	Zonenfaktor (Ersatzverzahnung)
$Z_L$	1	Schmierstofffaktor für Flankenpressung (Ersatzverzahnung)
$Z_{NT}$	1	Lebensdauerfaktor (Flanke) des Prüfrades (Ersatzverzahnung)
$Z_R$	1	Rauigkeitsfaktor für Flankenpressung (Ersatzverzahnung)
$Z_v$	1	Geschwindigkeitsfaktor für Flankenpressung (Ersatzverzahnung)

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$Z_W$	1	Werkstoffpaarungsfaktor (Ersatzverzahnung)
$Z_X$	1	Größenfaktor für Flankenpressung (Ersatzverzahnung)
$Z_\beta$	1	Schrägenfaktor für Flankenpressung (Ersatzverzahnung)
$Z_E$	1	Überdeckungsfaktor für Flankenpressung (Ersatzverzahnung)
$z, z_{1,2}, z_v$	1	Zähnezahl, des Ritzels, Rades, Zähnezahl der Ersatzverzahnung
$z_g, z'_g$	1	theoretische, praktische Grenzzähnezahl
$z_m$	1	mittlere Zähnezahl
$\alpha \equiv \alpha_p = 20^\circ$	$^\circ$	Eingriffswinkel am Teilzylinder $\equiv$ Profilwinkel des Bezugsprofils
$\alpha_t, \alpha_n \equiv \alpha_p$	$^\circ$	Stirn-, Normaleingriffswinkel am Teilzylinder
$\alpha_w, \alpha_{wt}$	$^\circ$	Betriebseingriffswinkel im Stirnschnitt (Ersatzverzahnung)
$\beta$	1	Schrägungswinkel
$\beta_{vm}$	1	Schrägungswinkel (Ersatzverzahnung)
$\delta_1, \delta_2$	$^\circ$	Kopfkegelwinkel, des Ritzels, Rades
$\delta_{a1}, \delta_{a2}$	$^\circ$	Teilkegelwinkel, des Ritzels, Rades
$\vartheta_{a1}, \vartheta_{a2}$	$^\circ$	Kopfwinkel, des Ritzels, Rades
$\vartheta_{f1}, \vartheta_{f2}$	$^\circ$	Fußwinkel, des Ritzels, Rades
$\varepsilon_{va}, \varepsilon_{vn}$	1	Profilüberdeckung (Ersatzverzahnung)
$\varepsilon_{v\beta}, \varepsilon_{v\gamma}$	1	Sprungüberdeckung, Gesamtüberdeckung der Ersatzverzahnung
$\sigma_{F0}, \sigma_F$	N/mm <sup>2</sup>	örtliche Zahndrückspannung, Zahndrückspannung
$\sigma_{Flim}$	N/mm <sup>2</sup>	Zahndrück-Biegenenndauerfestigkeit (Biege-Dauerschwellfestigkeit des Prüfrades)
$\sigma_{FP}$	N/mm <sup>2</sup>	zulässige Zahndrückspannung
$\sigma_{H0}, \sigma_H$	N/mm <sup>2</sup>	Nennwert der Flankenpressung; Flankenpressung am Wälzkreis bzw. Flankentragfähigkeit
$\sigma_{Hiim}$	N/mm <sup>2</sup>	Dauerfestigkeit für Flankenpressung
$\sigma_{HP}$	N/mm <sup>2</sup>	zulässige Flankenpressung
$\psi_d$ bzw. $\psi_m$	1	Durchmesser- bzw. Modul-Breitenverhältnis (Ersatzverzahnung)
$\omega_{1,2}$ bzw. $\omega_{a,b}$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit des Ritzels, Rades bzw. des Antriebs-, Abtriebsrades

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Geometrie der geradverzahnten Kegelräder</b>		
1	Übersetzungsverhältnis $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$	Index 1 für treibendes, Index 2 für getriebenes Rad Ritzelzähnezahl aus TB 22-1
2	Zähnezahlverhältnis $u = \frac{z_{\text{Rad}}}{z_{\text{Ritzel}}} \geq 1$	
3	Teilkegelwinkel a) für $\Sigma \leq 90^\circ$ $\tan \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma}$ b) für $\Sigma > 90^\circ$ $\tan \delta_1 = \frac{\sin (180^\circ - \Sigma)}{u - \cos (180^\circ - \Sigma)}$	Für den Achsenwinkel $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ errechnet sich der Teilkegelwinkel des <i>treibenden Ritzels</i> bzw. des <i>getriebenen Rades</i> aus $\tan \delta_1 = 1/u$ bzw. $\tan \delta_2 = u$ .
4	Teilkreisdurchmesser a) äußerer $d_e = z \cdot m_e = d_m + b \cdot \sin \delta$ b) mittlerer $d_m = z \cdot m_m = z \cdot m_e \cdot \frac{R_m}{R_e}$ $= d_e - b \cdot \sin \delta$	
5	Teilkegellänge a) äußere $R_e = \frac{d_e}{2 \cdot \sin \delta} \geq 3 \cdot b$ b) mittlere $R_m = \frac{d_m}{2 \cdot \sin \delta} = R_e - \frac{b}{2}$ c) innere $R_i = \frac{d_i}{2 \cdot \sin \delta} = R_e - b$	

Nr.	Formel	Hinweise																		
6	Zahnbreite $b \leq R_e/3$ $b \leq 10 \cdot m_e$ $b \approx 0,15 \cdot d_{e1} \cdot \sqrt{u^2 + 1}$	Empfehlungen für die Grenzwerte, von denen der kleinere Wert nicht überschritten werden sollte. Mit $d_e \approx d_m$ kann die Breite auch bestimmt werden über $b_1 \approx \psi_d \cdot d_{m1}$ aus TB 22-1																		
7	äußere Zahnkopf-, Zahnfuß- und Zahnhöhe $h_{ae} = m_e$ $h_{fe} \approx 1,25 \cdot m_e$ $h_e \approx 2,25 \cdot m_e$	$h_{ae1} = m_e(1 + x_{he})$ ; $h_{ae2} = m_e(1 - x_{he})$ $h_{fe1} = 2m_e - h_{ae1} + c$ ; $h_{fe2} = 2m_e - h_{ae2} + c$ $h_{e1} = h_{e2} = 2m_e + c$ $x_{he}$ Profilverschiebungsfaktor an der äußereren Teilkreiskegelänge																		
8	Kopfkreisdurchmesser $d_{ae} = d_e + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta$ $= m_e \cdot (z + 2 \cdot \cos \delta)$	größter Durchmesser des Radkörpers																		
9	Kopfkegelwinkel $\delta_a = \delta + \vartheta_a$	$\vartheta_a$ Kopfwinkel gleich Winkel zwischen Mantellinie des Teil- und des Kopfkegels aus $\tan \vartheta_a = h_{ae}/R_e = m_e/R_e$																		
10	Fußkegelwinkel $\delta_f = \delta - \vartheta_f$	$\vartheta_f$ Fußwinkel gleich Winkel zwischen Mantellinie des Teil- und des Fußkegels aus $\tan \vartheta_f = h_{fe}/R_e \approx 1,25 \cdot m_e/R_e$ .																		
11	Zähnezahl des Ersatz-Stirnrades $z_v = \frac{z}{\cos \delta}$	Index $v$ für das „virtuelle Ersatz-Stirnrad“ $z_{v1} = z_1/\cos \delta_1$ und $z_{v2} = z_2/\cos \delta_2$																		
12	praktische Grenzzähnezahl (geradverzahnte Kegelräder) $z'_{gk} \approx z'_g \cdot \cos \delta = 14 \cdot \cos \delta$	<p>Beispiele für Grenz- und Mindestzähnezahlen:</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\delta \approx</math></th> <th><math>&lt; 15^\circ</math></th> <th><math>20^\circ</math></th> <th><math>30^\circ</math></th> <th><math>38^\circ</math></th> <th><math>45^\circ</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>z'_{gK}</math></td> <td>14</td> <td>13</td> <td>12</td> <td>11</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td><math>z_{\min K}</math></td> <td>7</td> <td>7</td> <td>6</td> <td>6</td> <td>5</td> </tr> </tbody> </table>	$\delta \approx$	$< 15^\circ$	$20^\circ$	$30^\circ$	$38^\circ$	$45^\circ$	$z'_{gK}$	14	13	12	11	10	$z_{\min K}$	7	7	6	6	5
$\delta \approx$	$< 15^\circ$	$20^\circ$	$30^\circ$	$38^\circ$	$45^\circ$															
$z'_{gK}$	14	13	12	11	10															
$z_{\min K}$	7	7	6	6	5															

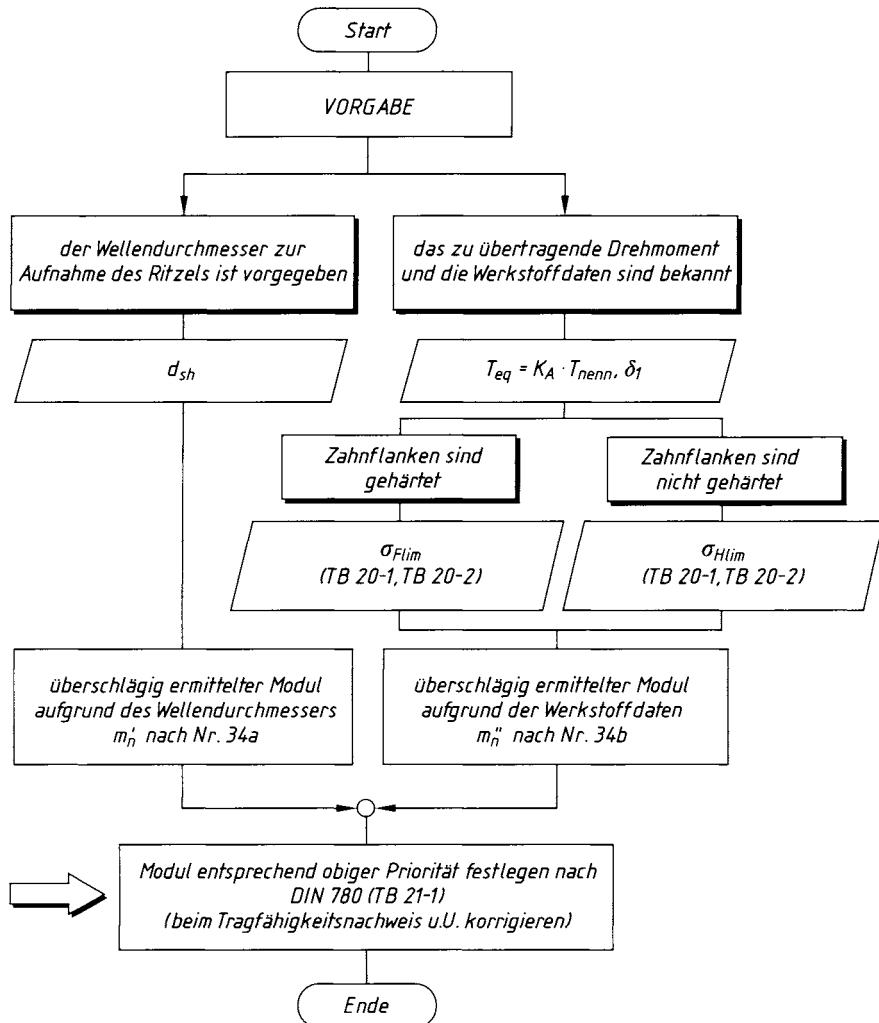
Nr.	Formel	Hinweise
13	Profilverschiebung $V = +x_h \cdot m$	
14	Profilverschiebungsfaktor $x_{h\text{grenz}} = \frac{14 - z_v}{17} = \frac{14 - (z/\cos \delta)}{17}$	Grenzwert, bei dem der Unterschnitt beginnt; für $z < 14$ wird $x'_{h\text{grenz}} = x'_{h\text{min}}$
15	Eingriffsstrecke $g_{va}$ $= 0,5 \cdot \left( \sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} \right) - a_v \cdot \sin \alpha_v$	$d_v = \frac{d_m}{\cos \delta};$ $d_{va} = d_v + 2 \cdot h_{am} = d_v + 2 \cdot m_{mn} \cdot (1 + x_h)$ $d_{vb} = d_v \cdot \cos \alpha_n; \quad a_v = \frac{1}{2} \cdot (d_{v1} + d_{v2});$ $\alpha_v = \alpha_n$
16	Profilüberdeckung $\varepsilon_{va} = \frac{g_{va}}{m_m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_v}$	
17	Sprungüberdeckung $\varepsilon_{v\beta} = \frac{b_e \cdot \sin \beta_m}{m_m \cdot \pi}$	
18	Gesamtüberdeckung der Ersatzverzahnung $\varepsilon_{v\gamma} = \varepsilon_{va} + \varepsilon_{v\beta}$	
<b>Geometrie der schrägverzahnten Kegelräder</b>		
19	Teilkreisdurchmesser a) äußerer $d_e = z \cdot m_{et} = z \cdot \frac{m_{en}}{\cos \beta_e}$ b) mittlerer $d_m = d_e - b \cdot \sin \delta = z \cdot \frac{m_{mn}}{\cos \beta_m}$	Index $n \rightarrow$ Normalschnitt Index $t \rightarrow$ Stirnansicht $m_{et} = m_{en}/\cos \beta_e; \quad m_{mt} = m_{mn}/\cos \beta_m$ $m_{mn}$ mittlerer Modul im Normalschnitt wird (wie auch der äußere Modul $m_{en}$ ) vielfach bei der Festlegung der Radabmessungen sowie bei der Berechnung der Tragfähigkeit bei schrägverzahnten Kegelräder als Norm-Modul nach DIN 780 (TB 21-1) festgelegt.
20	Zahnbreite $b \leq R_e/3$ $b \leq 10 \cdot m_{en}$ $b \approx 0,15 \cdot d_{e1} \cdot \sqrt{u^2 + 1}$	Empfehlungen für die Grenzwerte, von denen der kleinere Wert nicht überschritten werden sollte
21	mittlere Zahnkopf-, Zahnfuß- und Zahnhöhe $h_{am} = m_{mn}$ $h_{fm} \approx 1,25 \cdot m_{mn}$ $h_m \approx 2,25 \cdot m_{mn}$	

Nr.	Formel	Hinweise
22	<p>Kopfkreisdurchmesser a) mittlerer  <math>d_{am} = d_m + 2 \cdot h_{am} \cdot \cos \delta</math>          b) äußerer  <math>d_{ae} = d_{am} \cdot \frac{R_e}{R_m}</math></p>	
23	<p>Fußkreisdurchmesser a) mittlerer  <math>d_{fm} = d_m - 2 \cdot h_{fm} \cdot \cos \delta</math>          b) äußerer  <math>d_{fe} = d_{fm} \cdot \frac{R_e}{R_m}</math></p>	
24	<p>Eingriffsstrecke  <math>g_{va}</math>  <math>= 0,5 \cdot \left( \sqrt{d_{val}^2 - d_{vbl}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} \right)</math>  <math>- a_v \cdot \sin \alpha_{vt}</math></p>	$d_v = \frac{d_m}{\cos \delta};$ $d_{va} = d_v + 2 \cdot h_{am} = d_v + 2 \cdot m_{mn} \cdot (1 + x_{hm})$ $d_{vb} = d_v \cdot \cos \alpha_n;$ $a_v = 0,5 \cdot (d_{v1} + d_{v2}); \alpha_{vt} = \arctan \left( \frac{\tan \alpha}{\cos \beta_m} \right)$
25	Profilüberdeckung $\epsilon_{va} = \frac{g_{va} \cdot \cos \beta_m}{m_m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_{vt}}$	
26	Sprungüberdeckung $\epsilon_{v\beta} \approx \frac{b_c \cdot \sin \beta_m}{m_{mn} \cdot \pi}$	$b_c \approx 0,85 \cdot b$ effektive Zahnbreite (bei unterschiedlichen Zahnbreiten ist der kleinere Wert für $b$ maßgebend)
27	Profilüberdeckung der Ersatzverzahnung $\epsilon'_{va} \approx \frac{g_{va} \cdot \cos \beta_m}{m_{mn} \cdot \pi \cdot \cos \alpha_{vt}}$	$g_{va}$ nach Nr. 24; $\alpha_{vt}$ aus $\tan \alpha_{vt} = \tan \alpha_n / \cos \beta$ Werte für $\epsilon'_{va}$ können mit hinreichender Genauigkeit nach TB 21-2 abgelesen bzw. rechnerisch mit den Abmessungen der schrägverzahnten Ersatzverzahnung nach Gl. (21.45) ermittelt werden;
28	Gesamtüberdeckung $\epsilon_{vy} = \epsilon_{va} + \epsilon_{v\beta}$	
29	Zähnezahl des schrägverzahnten Ersatz-Stirnrades $z_{vn} \approx \frac{z_v}{\cos^3 \beta_{vm}} = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_{vm}}$	$\beta_{vm} \approx \beta_m$
30	praktische Grenzzähnezahl $z'_{gK} \approx z'_g \cdot \cos \delta \cdot \cos^3 \beta_m$ $= 14 \cdot \cos \delta \cdot \cos^3 \beta_m$	kleinste Zähnezahl für schrägverzahnte Kegelräder

Nr.	Formel	Hinweise					
<b>Vorwahl der Hauptabmessungen</b>							
31	Ritzelzähnezahl $z_1$	in Abhängigkeit von der Übersetzung $i$ bzw. dem Zähnezahlverhältnis $u$ nach TB 22-1					
32	Zahnbreite $b$	aus $b \approx \psi_d \cdot d_{m1}$ festlegen mit dem Breitenverhältnis $\psi_d = b/d_{m1}$ nach TB 22-1. Dabei Grenzen für $b$ nach Nr. 6 bzw. Nr. 20 möglichst nicht überschreiten					
33	Zahnradwerkstoffe	Festigkeitswerte gebräuchlicher Zahnradwerkstoffe s. TB 20-1 und TB 20-2.					
34	Modul a) Wellendurchmesser $d_{sh}$ bekannt <i>Ausführung Ritzel/Welle</i> $m'_m \geq \frac{(2,4 \dots 2,6) \cdot d_{sh}}{z_1}$ <i>Ausführung als Ritzelwelle</i> $m'_m \geq \frac{1,25 \cdot d_{sh}}{z_1}$	siehe TB 22-1					
	b) Leistungsdaten und Zahnradwerkstoffe sind bekannt <i>Zahnflanken gehärtet</i> $m''_m \approx 3,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1eq} \cdot \sin \delta_1}{z_1^2 \cdot \sigma_{Hlim}^2}}$ <i>Zahnflanken nicht gehärtet</i> $m''_m \approx \frac{205}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1eq} \cdot \sin \delta_1}{\sigma_{Hlim}^2 \cdot u}}$	Zahnradwerkstoffe nach TB 20-1 bzw. TB 20-2 <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th><math>m_m, d_{sh}</math> mm</th><th><math>T_{1eq}</math> Nmm</th><th><math>\sigma_{F8,lim}, \sigma_{Hlim}</math> N/mm<sup>2</sup></th><th><math>\delta</math> °</th><th><math>z_1, u</math> 1</th></tr> </thead> </table> $T_{1eq} = T_{1nenn} \cdot K_A$ Mit dem festgelegten nächstliegenden Norm-Modul $m \equiv m_m$ nach DIN 780 (TB 21-1) werden die genauen Rad- und Getriebeabmessungen berechnet	$m_m, d_{sh}$ mm	$T_{1eq}$ Nmm	$\sigma_{F8,lim}, \sigma_{Hlim}$ N/mm <sup>2</sup>	$\delta$ °	$z_1, u$ 1
$m_m, d_{sh}$ mm	$T_{1eq}$ Nmm	$\sigma_{F8,lim}, \sigma_{Hlim}$ N/mm <sup>2</sup>	$\delta$ °	$z_1, u$ 1			
<b>Kraftverhältnisse</b>							
35	Nennumfangskraft am Teilkegel in Mitte Zahnbreite $F_{mt1} = \frac{T_1}{d_{m1}/2}$ $F_{mt2} = F_{mt1} \cdot \eta$						

Nr.	Formel	Hinweise
36	<p>Axialkraft</p> <p>a) <i>Geradverzahnung</i></p> $F_{a1} = F'_{rl} \cdot \sin \delta_1 = F_{mtl} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1$ $F_{a2} = F_{rl}$ <p>b) <i>allgemein</i></p> $F_{a1} = \frac{F_{mt}}{\cos \beta_m} \times (\sin \delta_1 \cdot \tan \alpha_n \pm \cos \delta_1 \cdot \sin \beta_m)$ $F_{a2} = \frac{F_{mt}}{\cos \beta_m} \times (\sin \delta_2 \cdot \tan \alpha_n \mp \cos \delta_2 \cdot \sin \beta_m)$	
37	<p>Radialkraft</p> <p>a) <i>Geradverzahnung</i></p> $F_{rl} = F'_{rl} \cdot \cos \delta_1 = F_{mtl} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1$ $F_{rl} = F_{a1} \cdot i$ $F_{r2} = F_{a1}$ <p>b) <i>allgemein</i></p> $F_{rl} = \frac{F_{mt}}{\cos \beta_m} \times (\cos \delta_1 \cdot \tan \alpha_n \mp \sin \delta_1 \cdot \sin \beta_m)$ $F_{r2} = \frac{F_{mt}}{\cos \beta_m} \times (\cos \delta_2 \cdot \tan \alpha_n \pm \sin \delta_2 \cdot \sin \beta_m)$	<p>in den nebenstehenden Gleichungen gilt für den Klammerausdruck das <i>obere</i> Zeichen – bzw. +, wenn Dreh- und Flankenrichtung gleich sind und das <i>untere</i> Zeichen, wenn ungleich</p>
<b>Tragfähigkeitsberechnung</b>		
<b>Nachweis der Zahnhfußtragfähigkeit</b>		
38	<p>örtliche Zahnhfußspannung</p> $\sigma_{F0} = \frac{F_{mt}}{b_{ef} \cdot m_{mn}} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_B \cdot Y_e \cdot Y_K$	$b_{ef} \approx 0,85 \cdot b$ ; bei unterschiedlichen Breiten ist der kleinere Wert einzusetzen $Y_{Fa}$ aus TB 21-20a für die Zähnezahl des Ersatzstirnrades $z_{vn} = z / (\cos^3 \beta_m \cdot \cos \delta)$ ; $Y_{Sa}$ aus TB 21-20b für $z_{vn}$ ; $Y_e = 0,25 + 0,75 / \varepsilon_{van}$ mit $\varepsilon_{van} \approx \varepsilon_{va} / \cos^2 \beta_{vb}$ und $\beta_{vb} = \arcsin(\sin \beta_m \cdot \cos \alpha_n)$ bzw. aus TB 22-3; für $\varepsilon_{van} \geq 2$ ist $\varepsilon_{van} = 2$ zu setzen; $Y_B$ aus TB 21-20c; $Y_K \approx 1$

Nr.	Formel	Hinweise
39	größte Spannung im Zahnhfuß $\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \leq \sigma_{FP}$	$K_v$ Dynamikfaktor aus $K_v = 1 + \left( \frac{K_1 \cdot K_2}{K_A \cdot (F_{mt}/b_e)} + K_3 \right) \cdot K_4$ mit $F_{mt}/b_e \geq 100 \text{ N/mm}$ , $K_{1\dots 3}$ nach TB 22-2 und $K_4 = 0,01 \cdot z_1 \cdot v_{mt} \cdot \sqrt{u^2/(1+u^2)}$ $K_{Fa}$ aus TB 21-19; $K_{F\beta} \approx 1,65$ bei beidseitiger Lagerung von Ritzel <i>und</i> Tellerrad, $K_{F\beta} \approx 1,88$ bei <i>einer</i> fliegenden und <i>einer</i> beidseitigen Lagerung, $K_{F\beta} \approx 2,25$ bei fliegender Lagerung von Ritzel <i>und</i> Tellerrad.
40	Zahnhfuß-Grenzfestigkeit $\sigma_{FG} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{R relT} \cdot Y_x$	$\sigma_{Flim}$ aus TB 20-1 und TB 20-2; $Y_{ST} = 2$ , $Y_{\delta relT}$ n. TB 21-21b, $Y_{R relT}$ n. TB 21-21c, $Y_x$ n. TB 21-21d
41	Zahnhfuß-Tragsicherheit $S_{F1,2} = \frac{\sigma_{FG1,2}}{\sigma_{F1,2}} \geq S_{F min}$	$S_{F min}$ für Dauergetriebe $\approx 1,5 \dots 2,5$ ; für Zeitgetriebe $\approx 1,2 \dots 1,5$ .
42	<b>Nachweis der Grübchentragfähigkeit</b>	
	örtliche Flankenpressung $\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_K$ $\times \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{v1} \cdot b_{eH}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}}$	$b_{eH} \approx 0,85 \cdot b$ ; $d_{v1} = d_{m1}/\cos \delta_1$ ; $u_v = z_{v2}/z_{v1} \geq 1$ , für $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ wird $u_v = u^2$ ; $Z_H$ aus TB 21-22a, für $\beta = \beta_m$ und $z = z_v$ ; $Z_E$ aus TB 21-22b; $Z_\epsilon$ aus TB 21-22c (für ie Ersatz-Stirnradverzahnung mit $\epsilon_a = \epsilon_{va}$ und $\epsilon_\beta = \epsilon_{vb}$ ); $Z_\beta \approx \sqrt{\cos \beta_m}$ ; allgemein $Z_K \approx 1$ , in günstigen Fällen (bei geeigneter und angepasster Höhenballigkeit) $Z_K \approx 0,85$ .
	maximale Pressung am Wälzkreis $\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta}} \leq \sigma_{HP}$	$K_A$ , $K_v$ s. zu „örtliche Zahnhfußspannung“; $K_{Ha}$ nach TB 21-19, $K_{H\beta} \approx K_{F\beta}$ aus TB 21-18 mit den Werten für die Ersatzverzahnung
	Zahnflanken-Grenzfestigkeit $\sigma_{HG} = \sigma_{H lim} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_X$	$\sigma_{H lim}$ aus TB 20-1 und TB 20-2; $Z_L$ aus TB 21-23a; $Z_v$ aus TB 21-23b; $Z_R$ aus TB 21-23c; $Z_X$ aus TB 21-23d
	Zahnflanken-Tragsicherheit $S_{H1,2} = \frac{\sigma_{HG1,2}}{\sigma_{H1,2}} \geq S_{H min}$	$S_{H min}$ Mindestsicherheitsfaktor gegen Grübchenbildung; für Dauergetriebe $\approx 1,2 \dots 1,5$ , für Zeitgetriebe $\approx 1 \dots 1,2$ .



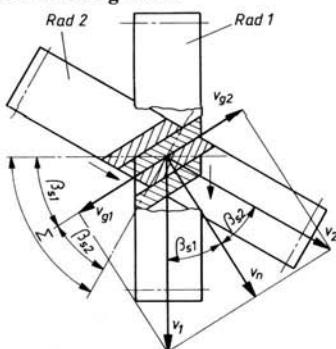
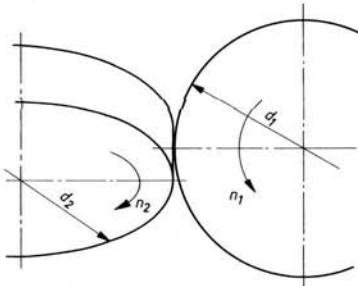
**A 22-1** Vorgehensplan zur Modulvorwahl für Kegelräder

## 23 Schraubrad- und Schneckengetriebe

Formelzeichen <sup>1)</sup>	Einheit	Benennung
Schraubradgetriebe		
$C$	N/mm <sup>2</sup>	Belastungskennwert
$d_s$	mm	Schraubkreisdurchmesser
$d'_1$	mm	überschlägig ermittelter Teilkreisdurchmesser des treibenden Rades
$y$	1	Durchmesser/Achsabstand-Verhältnis
$\beta_s$	°	Schrägungswinkel der Zahnflanken im Schraubpunkt $S$
$\eta_z$	1	Wirkungsgrad der Verzahnung
$\varrho$	°	Keilreibungswinkel
$\Sigma$	°	Achsenwinkel
Schneckengetriebe		
$d_{m1}$	mm	Mittenkreisdurchmesser der Schnecke
$f_{grenz}$	mm	zulässige Durchbiegung der Schneckenwelle
$f_{max}$	mm	maximale Durchbiegung der Schneckenwelle
$m_x$	mm	Modul im Axialschnitt
$p_x$	mm	Teilung im Axialschnitt, Abstand zweier benachbarter Schneckenzähne
$p_{z1}$	mm	Steigungshöhe, vorhandener Abstand zwischen zwei aufeinanderfolgenden Windungen einer Flanke ein und desselben Schneckenzahnes
$q_1$	1	Kühlbeiwert zur Berücksichtigung der Kühlungsart
$q_2$	1	Übersetzungsbeiwert bei treibender Schnecke
$q_3$	1	Werkstoffpaarungsbeiwert
$q_4$	1	Beiwert zur Berücksichtigung der Getriebebauart
$S_D$	1	Durchbiegesicherheit
$S_\delta$	1	Temperatursicherheit
$Z_h$	1	Lebensdauerfaktor

<sup>1)</sup> Für Schraubrad- und Schneckengetriebe ergänzende Formelzeichen; weitere Angaben siehe unter Kapitel 21.

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$Z_N$	1	Lastwechsel faktor
$Z_p$	1	Kontakt faktor
$\gamma_m$	°	Mittensteigungswinkel
$\eta_z, \eta'_z$	1	Wirkungsgrad der Verzahnung bei treibender Schnecke bzw. treibendem Schneckenrad
$\eta_{ges}$	1	Gesamtwirkungsgrad des Schneckengetriebes
$\vartheta$	°C	Temperatur des Schneckengetriebes unter Last
$\vartheta_{grenz}$	°C	zulässige Temperatur
$\varrho'$	°	Keilreibungswinkel
$\psi_a$	1	Durchmesser/Achsabstands-Verhältnis

Nr.	Formel	Hinweise
<b>Schraubradgetriebe</b>		
	 	
Die Auslegung der Schraubenräder ( $\Sigma > 0^\circ$ und $\beta_1 \neq \beta_2$ ) erfolgt wie die der Schrägstirnräder ( $\Sigma = 0^\circ$ und $\beta_1 = \beta_2$ ) unter Berücksichtigung der verschiedenen Schrägungswinkel; s. Kapitel 21		
1	<b>Geometrie der Schraubradgetriebe</b> (weitere Verzahnungsdaten siehe unter Kapitel 21 „Geometrie der schrägverzahnten Stirnräder“)	
	Übersetzung allgemein: $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{s2} \cdot \cos \beta_{s2}}{d_{s1} \cdot \cos \beta_{s1}}$ für Null- und V-Null-Verzahnung: $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2 \cdot \cos \beta_2}{d_1 \cdot \cos \beta_1}$	Index 1 für treibendes, Index 2 für getriebenes Rad Das Übersetzungsverhältnis wird nicht nur allein durch das Verhältnis der Teilkreisdurchmesser bestimmt! für Null- und V-Null-Verzahnung wird $\beta_{s1,2} = \beta_{1,2}, d_s = d$

Nr.	Formel	Hinweise
2	Achsenwinkel <i>allgemein:</i> $\Sigma = \beta_{s1} + \beta_{s2}$ <i>für Null- und V-Null-Verzahnung:</i> $\Sigma = \beta_1 + \beta_2$	der Schrägungswinkel im Schraubpunkt $S$ wird für Null- und V-Nullverzahnung $\beta_{s1,2} = \beta_{1,2}$ ; für $\Sigma = 90^\circ$ wird empfohlen $\beta_{s1} \approx 48 \dots 51^\circ$
3	Modul auf dem Teilzyylinder <i>im Normalschnitt:</i> $m_n = d_1 \cdot \cos \beta_1 / z_1 = d_2 \cdot \cos \beta_2 / z_2$ <i>im Stirnschnitt:</i> $m_{t1} = m_n / \cos \beta_1; m_{t2} = m_n / \cos \beta_2$	
4	Modul auf dem Schraubzyylinder $m_{sn} = m_n \frac{\sin \beta_{s1}}{\sin \beta_1}$	für Null- und V-Null-Verzahnung wird $m_{sn} = m_n$
5	Teilkreisdurchmesser $d_1 = z_1 \cdot m_{t1} = z_1 \cdot \frac{m_n}{\cos \beta_1}$ $d_2 = z_2 \cdot m_{t2} = z_2 \cdot \frac{m_n}{\cos \beta_2}$	
6	Schraubkreisdurchmesser $d_{s1} = z_1 \cdot \frac{m_{sn}}{\cos \beta_{s2}}$ $d_{s2} = z_2 \cdot \frac{m_{sn}}{\cos \beta_{s2}}$	für Null- und V-Nullverzahnung sind die Schraubkreise identisch mit den Teilkreisen ( $d_{s1} = d_1, d_{s2} = d_2$ )
7	Achsabstand <i>allgemein:</i> $a = \frac{d_{s1} + d_{s2}}{2}$ $= \frac{m_n}{2} \cdot \left( \frac{z_1}{\cos \beta_{s1}} + \frac{z_2}{\cos \beta_{s2}} \right)$ <i>für Null- und V-Null-Verzahnung:</i> $a = \frac{d_1 + d_2}{2}$ $= \frac{m_n}{2} \cdot \left( \frac{z_1}{\cos \beta_1} + \frac{z_2}{\cos \beta_2} \right)$	

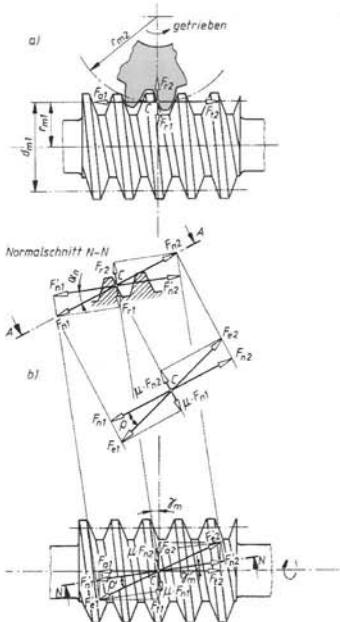
Nr.	Formel	Hinweise
<b>Kraftverhältnisse (Null- und V-Null-Verzahnung)</b>		
8	<p>Nenn-Umfangskraft für das treibende Rad</p> $F_{t1} = T_1 / (d_1 / 2)$ <p>für das getriebene Rad</p> $F_{t2} = F_{t1} \cdot \frac{\cos(\beta_2 + q')}{\cos(\beta_1 - q')}$	<p>Hinweis: Die Kräfte resultieren aus dem rechnerischen Nenn-Drehmoment <math>T_1</math>. Zur Erfassung extremer Betriebsbedingungen sind diese ggf. durch den Anwendungsfaktor <math>K_A</math> nach TB 3-5 zu berücksichtigen</p> <p><math>q'</math> Keilreibungswinkel; für <math>\mu \approx 0,05 \dots 0,1</math> und für <math>\alpha_n = 20^\circ</math> ist <math>q' \approx 3 \dots 6^\circ</math></p>
9	<p>Axialkraft für das treibende Rad</p> $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan(\beta_1 - q')$ <p>für das getriebene Rad</p> $F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan(\beta_2 + q')$	<p>unter Vernachlässigung der geringen Abwälzgleitreibung</p>
10	<p>Radialkraft für das treibende Rad</p> $F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_n \cdot \cos q' / \cos(\beta_1 - q')$ <p>für das getriebene Rad</p> $F_{r2} \approx F_{r1}$	

Nr.	Formel	Hinweise												
<b>Gleitgeschwindigkeit und Wirkungsgrad (Null- und V-Null-Verzahnung)</b>														
11	relative Gleitgeschwindigkeit $v_g = v_1 \cdot \sin \beta_1 + v_2 \cdot \sin \beta_2$	$v = d \cdot \pi \cdot n$												
12	Wirkungsgrad der Verzahnung für $(\beta_1 + \beta_2) < 90^\circ$ : $\eta_Z = \frac{\cos(\beta_2 + \varrho') \cdot \cos \beta_1}{\cos(\beta_1 - \varrho') \cdot \cos \beta_2}$ für $(\beta_1 + \beta_2) = 90^\circ$ : $\eta_Z = \frac{\tan(\beta_1 - \varrho')}{\tan \beta_1}$	$\varrho'$ Keilreibungswinkel; siehe zu Nr. 8												
<b>Getriebeauslegung (Null- und V-Null-Verzahnung)</b>														
13	a) $\Sigma, i$ und $P_1$ bekannt: Teilkreisdurchmesser des treibenden Rades $d'_1 \approx 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot P_1 \cdot z_1^2}{C \cdot n_1 \cdot \cos^2 \beta_1}}$	$K_A$ Anwendungsfaktor nach TB 3-5 $P_1$ vom treibenden Rad zu übertragende Nennleistung $n_1$ Drehzahl des treibenden Rades $C$ Belastungskennwert nach TB 23-2 <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <th><math>d'_1</math></th> <th><math>K_A, z_1</math></th> <th><math>P_1</math></th> <th><math>n_1</math></th> <th><math>C</math></th> <th><math>\beta</math></th> </tr> <tr> <td>mm</td> <td>1</td> <td>kW</td> <td><math>\text{min}^{-1}</math></td> <td><math>\text{N/mm}^2</math></td> <td><math>^\circ</math></td> </tr> </table>	$d'_1$	$K_A, z_1$	$P_1$	$n_1$	$C$	$\beta$	mm	1	kW	$\text{min}^{-1}$	$\text{N/mm}^2$	$^\circ$
$d'_1$	$K_A, z_1$	$P_1$	$n_1$	$C$	$\beta$									
mm	1	kW	$\text{min}^{-1}$	$\text{N/mm}^2$	$^\circ$									
14	Normalmodul (überschlägig) $m'_n = d'_1 \cdot \cos \beta_1 / z_1$	Norm-Modul $m_n$ festlegen nach TB 21-1; endgültige Rad- und Getriebeabmessungen ermitteln; $\text{Radbreite } b \approx 10 \cdot m_n$ .												
15	b) $\Sigma, i, a$ bekannt: $\tan \beta_2 \approx \left( \frac{2 \cdot a}{d_1} - 1 \right) \cdot \frac{1}{i \cdot \sin \Sigma} - \frac{1}{\tan \Sigma}$	$d_1 \approx y \cdot a$ mit $y$ aus TB 23-1												
16	zur Einhaltung des Achsabstandes $a$ ergibt sich der genaue Schrägungswinkel aus $\frac{1}{\cos \beta_2} = \frac{2 \cdot a}{m_n \cdot z_2} - \frac{1}{i \cdot \cos \beta_1}$	$\beta_1 = \Sigma - \beta_2$												

Nr.	Formel	Hinweise
	<b>Tragfähigkeitsnachweis</b>	Der Tragfähigkeitsnachweis für Schraubenräder wird wie der für Schrägstirnräder unter Berücksichtigung der verschiedenen Schrägungswinkel geführt (s. Kapitel 21)
<b>Zylinderschneckengetriebe</b>		
Gegenüber den Schraubrädern (Punktberührung) findet bei den Schneckengetrieben Linienberührung statt. Der hohe Gleitanteil z. B. gegenüber den bei Stirnradgetrieben bedingt einen kleineren Wirkungsgrad $\eta$ , der für $\eta < 0,5$ zur Selbsthemmung führt.		
17	<b>Übersetzung <math>i</math> bzw. das Zähnezahlverhältnis <math>u</math> bei treibender Schnecke</b>	allgemein: $i_{\min} \approx 5$ ; $i_{\max} \approx 50 \dots 60$ günstige Bauverhältnisse mit Werten aus TB 23-3
	$i = u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot \eta_g}$	
18	<b>Abmessungen der Schnecke</b> Mittensteigungswinkel	$p_{z1} = z_1 \cdot p_x$ ( $p_x$ Axialteilung) $d_{m1} \approx (0,3 \dots 0,5) \cdot a$ $\gamma_m \approx 15 \dots 25^\circ$
	$\tan \gamma_m = \frac{p_{z1}}{d_{m1} \cdot \pi}$	
19	Mittenkreisdurchmesser	$m = m_n / \cos \gamma_m$ ; $m$ aus TB 21-1
	$d_{m1} = \frac{z_1 \cdot m}{\tan \gamma_m} = \frac{z_1 \cdot m_n}{\sin \gamma_m}$	

Nr.	Formel	Hinweise
20	Kopfkreisdurchmesser $d_{a1} = d_{m1} + 2 \cdot h_a = d_{m1} + 2 \cdot m$	Kopfhöhe $h_a = m$
21	Fußkreisdurchmesser $d_{f1} \approx d_{m1} - 2 \cdot h_f = d_{m1} - 2,5 \cdot m$	Fußhöhe $h_f = 1,25 \cdot m$
22	Zahnbreite (Schneckenlänge) $b_1 \geq 2 \cdot m \cdot \sqrt{z_2 + 1}$	
	<b>Abmessungen des Schneckenrades</b>	
23	Teilkreisdurchmesser $d_2 = z_2 \cdot m$	
24	Kopfkreisdurchmesser $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a = d_2 + 2 \cdot m$	
25	Fußkreisdurchmesser $d_{f2} \approx d_2 - 2 \cdot h_f = d_2 - 2,5 \cdot m$	
26	Außendurchmesser des Außenzyinders $d_{e2} \approx d_{a2} + m$	
27	Radbreite (Erfahrungswerte) <i>GJL, GJS, CuSn-Legierung:</i> $b_2 \approx 0,45 \cdot (d_{a1} + 4 \cdot m)$ <i>Leichtmetallen:</i> $b_2 \approx 0,45 \cdot (d_{a1} + 4 \cdot m) + 1,8 \cdot m$	
28	Achsabstand $a = \frac{d_{m1} + d_2}{2}$	

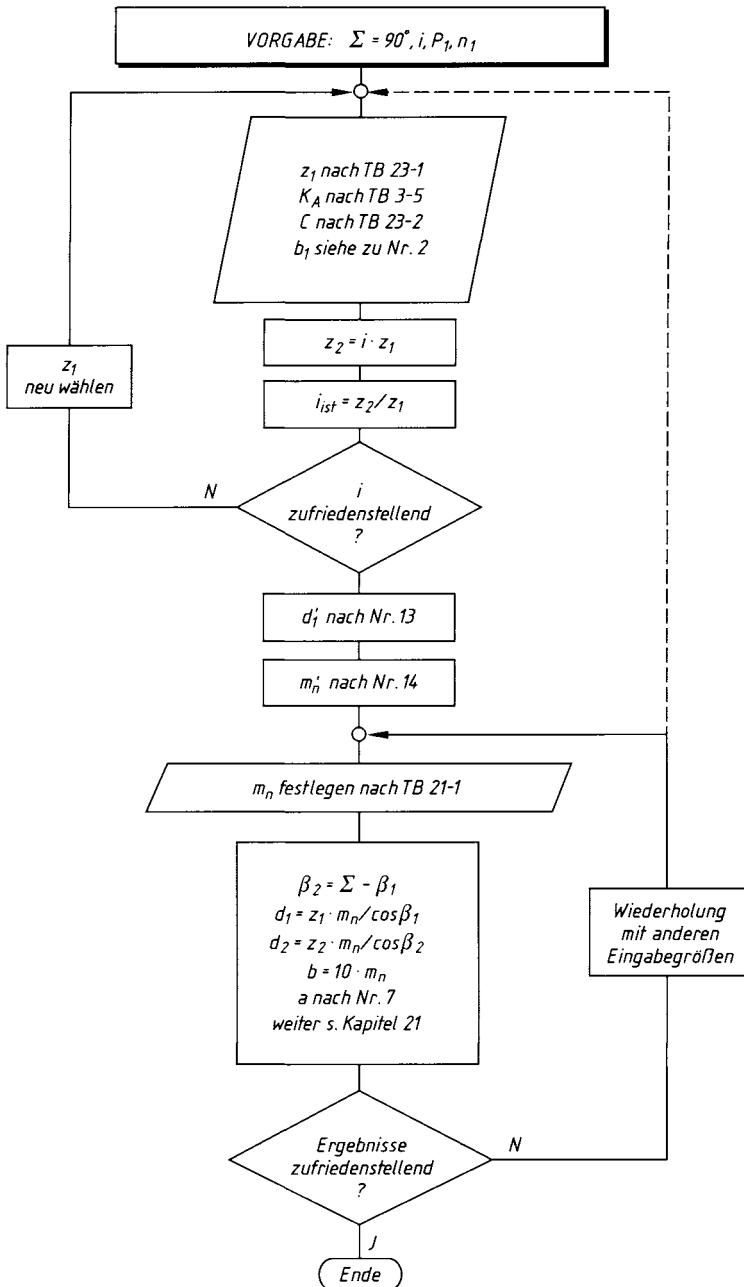
Nr.	Formel	Hinweise
<b>Kraftverhältnisse</b>		
29	Kräfte an der Schnecke Umfangskraft $F_{t1} = \frac{(K_A) \cdot T_1}{d_{m1}/2} = \frac{2 \cdot (K_A) \cdot T_1}{d_{m1}}$	$\varrho' = \varrho$ Keilreibungswinkel, abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit; Anhaltswerte s. TB 20-8
30	Axialkraft $F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\tan(\gamma_m + \varrho')}$	
31	Radialkraft $F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \cos \varrho' \cdot \tan \alpha_n}{\sin(\gamma_m + \varrho')}$	
<b>Kräfte am Schneckenrad</b>		
32	Umfangskraft $F_{t2} = F_{a1}$	
33	Axialkraft $F_{a2} \approx F_{t1}$	
34	Radialkraft $F_{r2} \approx F_{r1}$	
<b>Entwurfsberechnung für Schneckengetriebe</b>		
<b>Vorwahl der Hauptabmessungen</b>		
35	a), u bzw. i sind bekannt Zähnezahl der Schnecke $z_1 \approx \frac{1}{u} \cdot (7 + 2,4 \cdot \sqrt{a})$	$z_1$ kann auch nach TB 23-3 gewählt werden $z_2 = u \cdot z_1$
36	vorläufiger Mittenkreisdurchmesser $d'_{m1} \approx \psi_a \cdot a$	$\psi_a \approx 0,5 \dots 0,3$
37	vorläufiger Teilkreisdurchmesser des Schneckenrades $d'_2 = 2 \cdot a - d'_{m1}$	aus $m_t \equiv m_x = m = d_2/z_2$ wird $m$ ermittelt und festgelegt nach DIN 780 T2, TB 23-4. Mit $m_t$ ergeben sich dann der <i>endgültige Teilkreisdurchmesser</i> des Schneckenrades $d_2 = m \cdot z_2$ und der <i>Mittenkreisdurchmesser</i> der Schnecke $d_{m1} = 2 \cdot a - d_2$ .



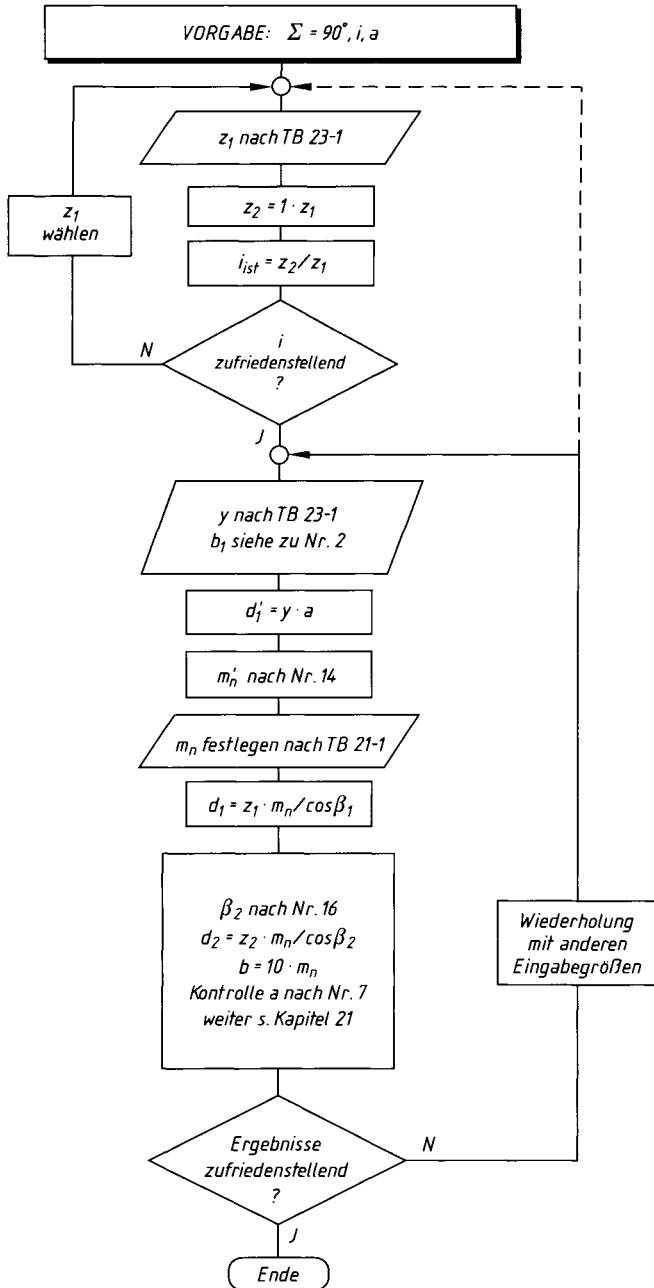
Nr.	Formel	Hinweise
38	Mittensteigungswinkel $\gamma_m$ der Schneekenzähne gleich Schrägungswinkel $\beta$ des Schneckenrades $\tan \gamma_m = \tan \beta = \frac{z_1 \cdot m}{d_{m1}}$	
39	b) $T_2$ bzw. $P_2$ , $n_2$ , $u$ sind bekannt ungefährer Achsabstand $a' \approx 750 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{\sigma_{H\lim}^2}}$ $\approx 16 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2 \cdot \sigma_{H\lim}^2}}$	$\begin{array}{c c c c c} a' & T_2 & \sigma_{H\lim} & P_2 & n_2 \\ \hline \text{mm} & \text{Nm} & \text{N/mm}^2 & \text{kW} & \text{min}^{-1} \end{array}$ <p><math>T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta_g</math>; <math>P_2 = P_1 \cdot \eta_g</math> mit <math>\eta_g</math> zunächst nach TB 20-9.  <math>\sigma_{H\lim}</math> aus TB 20-4</p>
<b>Tragfähigkeitsnachweis</b>		
40	Sicherheit gegen Grübchenbildung $S_H = \frac{\sigma_{H\lim} \cdot Z_h \cdot Z_N}{Z_E \cdot Z_p \cdot \sqrt{1000 \cdot \frac{T_{2\text{nenn}} \cdot K_A}{a^3}}} \geq S_{H\min}$	$\begin{array}{c c c c c} S_H & a & T_2 & \sigma_{H\lim} & K_A, Z \dots \\ \hline 1 & \text{mm} & \text{Nm} & \text{N/mm}^2 & 1 \end{array}$ <p><math>\sigma_{H\lim}</math>, <math>Z_E</math> aus TB 20-4 (Fußnote beachten)  <math>Z_h</math> aus TB 23-5  <math>Z_N</math> aus TB 23-6  <math>Z_p</math> aus TB 23-7  <math>Z_E</math> aus TB 20-4  <math>K_A</math> aus TB 3-5; <math>K_A = 1</math>, wenn bei der Ermittlung von <math>T_2</math> ungünstige Betriebsbedingungen bereits erfasst wurden  <math>S_{H\min} \approx 1 \dots 1,3</math></p>
41	Sicherheit gegen Zahnfußbruch am Rad $S_F = \frac{U_{\lim} \cdot m \cdot b_2}{F_{t2} \cdot K_A} \geq S_{F\min}$	$\begin{array}{c c c c c} S_F & F_{t2} & U_{\lim} & m, b_2 & K_A \\ \hline 1 & \text{N} & \text{N/mm}^2 & \text{mm} & 1 \end{array}$ <p><math>U_{\lim}</math> aus TB 20-4  <math>b_2</math> aus Nr. 27  <math>F_{t2}</math> aus Nr. 32  <math>S_{F\min} \geq 1</math></p>

Nr.	Formel	Hinweise										
42	<p>Temperatursicherheit</p> $S_{\vartheta} = \frac{\vartheta_{\text{grenz}}}{\vartheta}$ $\approx \left(\frac{a}{10}\right)^2 \cdot \frac{q_1 \cdot q_2 \cdot q_3 \cdot q_4}{136 \cdot P_1} \geq 1$	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>S_{\vartheta}</math></td> <td><math>\vartheta</math></td> <td><math>a</math></td> <td><math>P_1</math></td> <td><math>q \dots</math></td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>°C</td> <td>mm</td> <td>kW</td> <td>1</td> </tr> </table> <p><math>q_1</math> aus TB 23-8  <math>q_2</math> aus TB 23-9  <math>q_3</math> aus TB 23-10  <math>q_4</math> aus TB 23-11</p>	$S_{\vartheta}$	$\vartheta$	$a$	$P_1$	$q \dots$	1	°C	mm	kW	1
$S_{\vartheta}$	$\vartheta$	$a$	$P_1$	$q \dots$								
1	°C	mm	kW	1								
43	<p>Durchbiegesicherheit</p> $S_D = \frac{f_{\text{grenz}}}{f_{\max}} \geq (0,5) \dots 1$	$f_{\text{grenz}} \approx 0,004 \cdot m$ für gehärtete und $f_{\text{grenz}} \approx 0,01 \cdot m$ für vergütete Schnecken $f_{\max} \approx \frac{F_1 \cdot l_1^3}{48 \cdot E \cdot I}$ mit $F_1 = \sqrt{F_{\text{r1}}^2 + F_{\text{tl}}^2}$ , $l_1 \approx 1,5 \cdot a$ und $I = \frac{\pi}{64} \cdot d^4$ mit $d \approx d_{\text{sh1}}$ bzw. $d \approx d_{\text{m1}}$ je nach Ausführung der Schnecke.										

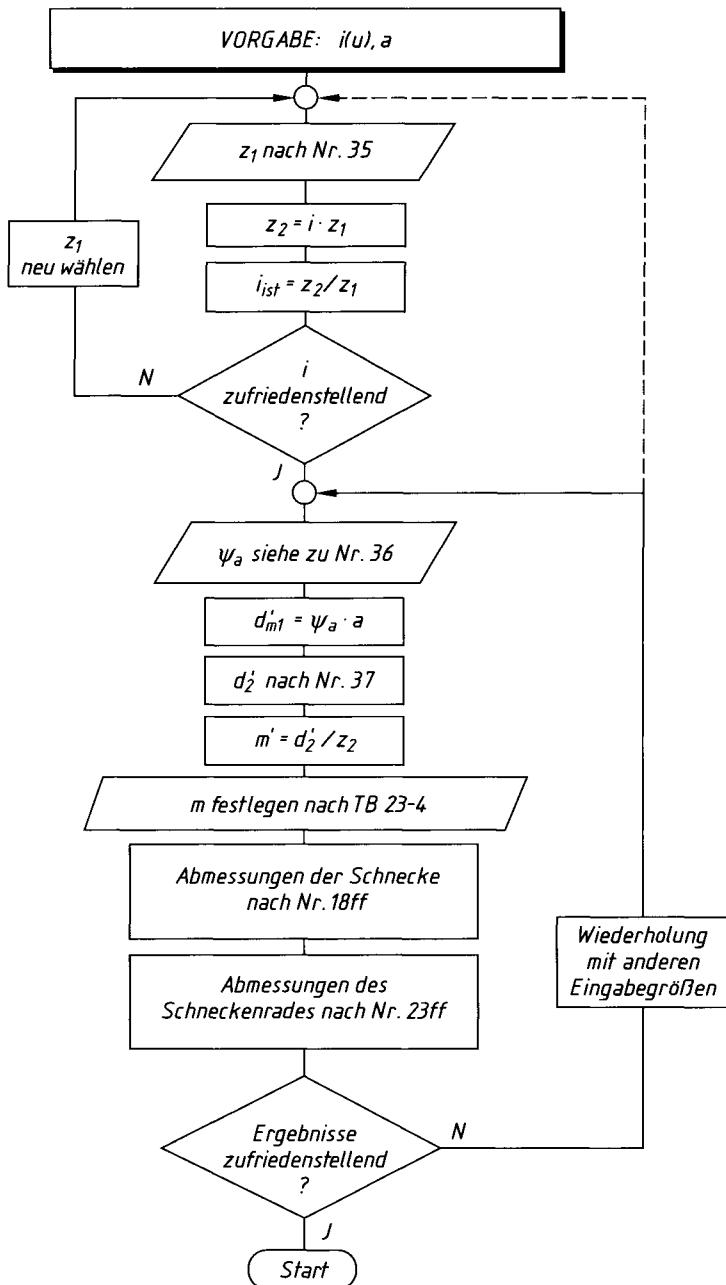
## 23 Schraubrad- und Schneckengetriebe



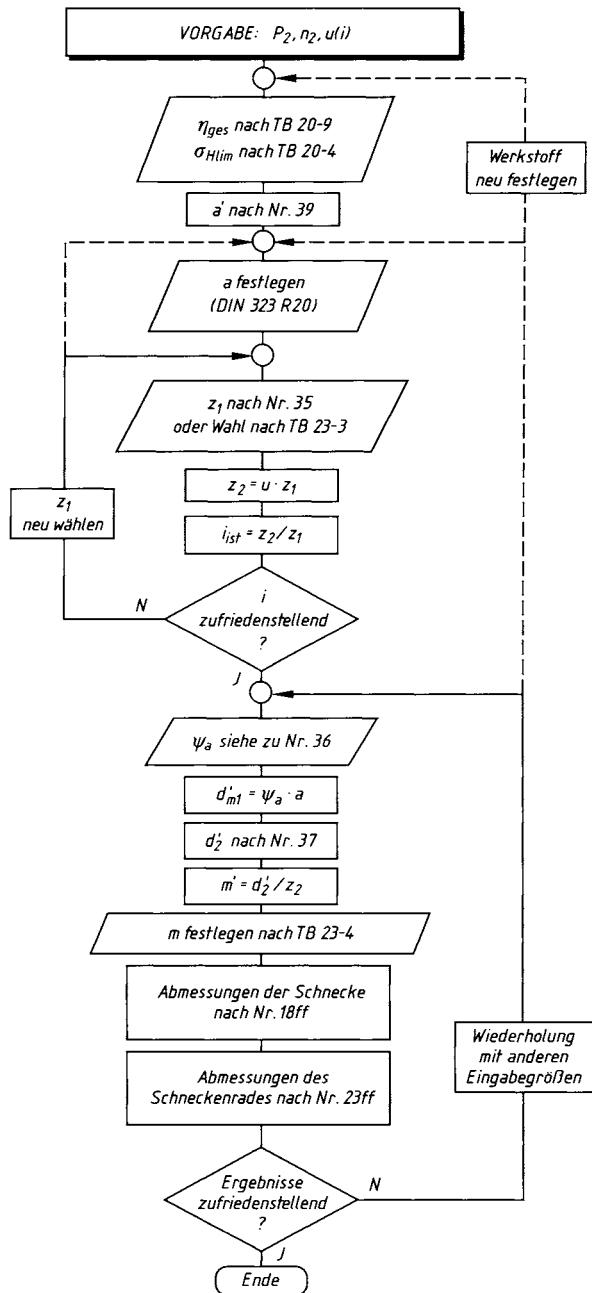
**A 23-1** Schraubradgetriebe (Entwurfsberechnung für vorgegebene Leistungswerte)



A 23-2 Schraubradgetriebe (Entwurfsberechnung für vorgegebenen Achsabstand)



A 23-3 Schneckengetriebe (Entwurfsberechnung für vorgegebenen Achsabstand)



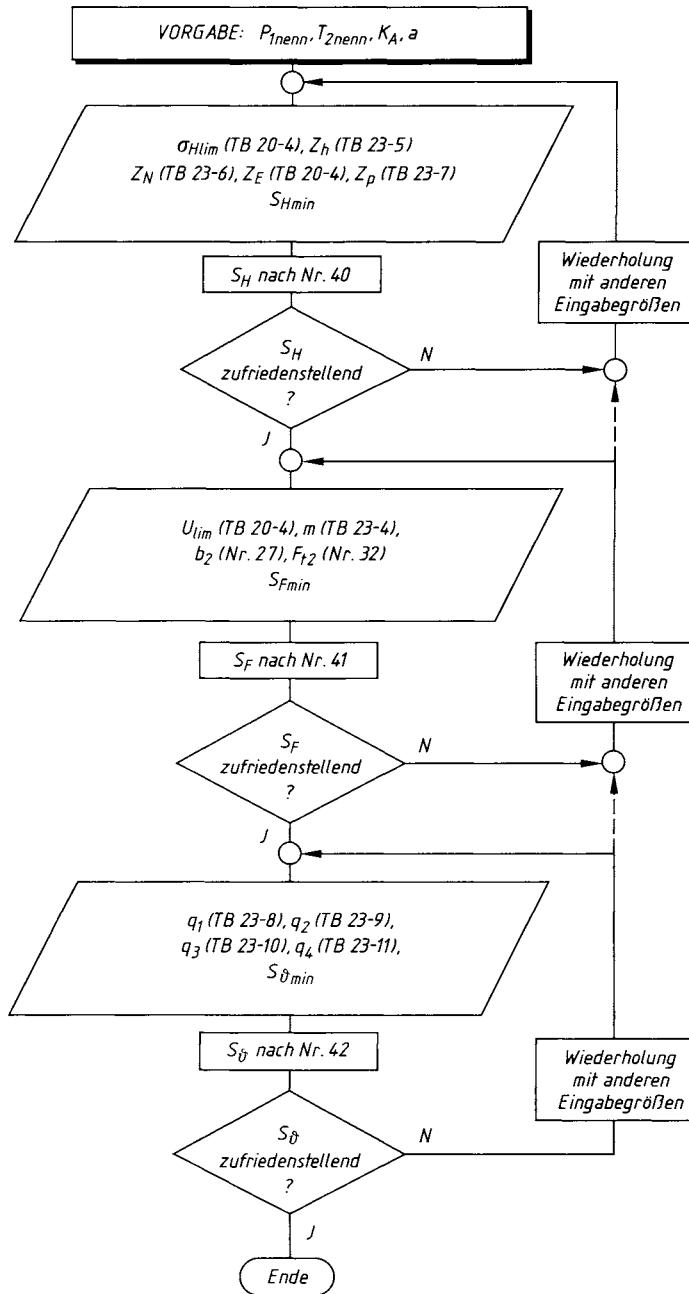
A 23-4 Schneckengetriebe (Entwurfsberechnung für vorgegebene Leistungswerte)

## 23 Schraubrad- und Schneckengetriebe

Sicherheit gegen Grübchenbildung

Sicherheit gegen Zahnräffelbruch am Rad

Temperatursicherheit



A 23-5 Schneckengetriebe, Tragfähigkeitsnachweis

## 24 Tribologie

### Technische Regeln (Auswahl)

Technische Regel	Titel
DIN 31661	12.83 Gleitlager; Begriffe, Merkmale und Ursachen von Veränderungen und Schäden
DIN 3979	07.79 Zahnradschäden an Zahnrädergetrieben; Bezeichnung, Merkmale, Ursachen
DIN 51501	11.79 Schmierstoffe; Schmieröle L-AN, Mindestanforderungen
DIN 51502	08.90 Schmierstoffe und verwandte Stoffe; Kurzbezeichnung der Schmierstoffe und Kennzeichnung der Schmierstoffbehälter; Schmiergeräte und Schmierstellen
DIN 51506	09.85 Schmierstoffe; Schmieröle VB und VC ohne Wirkstoffe und mit Wirkstoffen und Schmieröle VDL; Einteilung und Anforderung
DIN 51509-1	06.76 Auswahl von Schmierstoffen für Zahnrädergetriebe; Schmieröle
DIN 51512	05.88 Schmierstoffe; SAE-Viskositätsklassen für Schmieröle Kraftfahrzeuggetriebe
DIN 51515	06.01 Schmierstoffe und Reglerflüssigkeiten für Turbinen; L-DT für normale thermische Beanspruchung
DIN 51517-1	01.04 Schmierstoffe; Schmieröle; Schmieröle C; Mindestanforderungen
DIN 51517-2	01.04 –; –; Schmieröle CL; Mindestanforderungen
DIN 51517-3	01.04 –; –; Schmieröle CLP; Mindestanforderungen
DIN 51810 E	08.05 Prüfung von Schmierstoffen; Bestimmung der Scher-Viskosität von Schmierfetten mit dem Rotationsviskosimeter; Messsystem Kegel und Platte
DIN 51818	12.81 Schmierstoffe; Konsistenz-Einteilung für Schmierfette; NLGI-Klassen
DIN 51524-1E	07.04 Druckflüssigkeiten; Hydrauliköle; Hydrauliköle HL, Mindestanforderungen
DIN 51524-2E	07.04 Druckflüssigkeiten; Hydrauliköle; Hydrauliköle HLP, Mindestanforderungen
DIN 51524-3E	07.04 Druckflüssigkeiten; Hydrauliköle; Hydrauliköle HVLP, Mindestanforderungen
DIN 51825	04.06 Schmierstoffe; Schmierfette K; Einteilung und Anforderungen
DIN 51826	01.05 Schmierstoffe; Schmierfette G; Einteilung und Anforderungen
DIN ISO 2909	08.04 Mineralöl-erzeugnisse; Berechnung des Viskositätsindex aus der kinematischen Viskosität