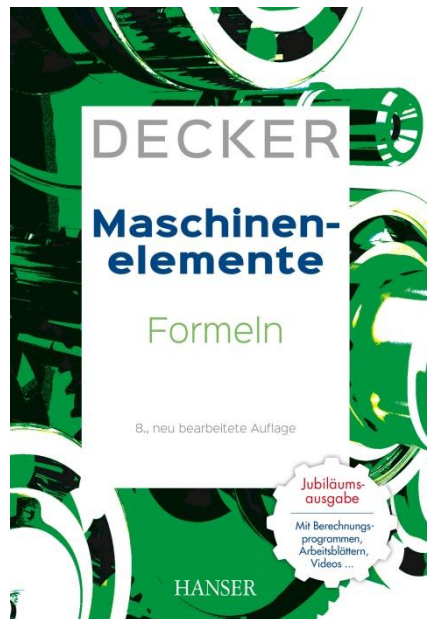


HANSER



Leseprobe

zu

Maschinenelemente

Formeln

von Decker

ISBN (Buch): 978-3-446-45031-8

ISBN (E-Book): 978-3-446-45306-7

Weitere Informationen und Bestellungen unter

www.hanser-fachbuch.de

sowie im Buchhandel

© Carl Hanser Verlag, München

Inhaltsverzeichnis

1 Konstruktionstechnik	9
Maße, Abmaße und Toleranzen	9
ISO-Toleranzsystem	9
Passungen	9
Rauheit der Oberflächen	10
3 Festigkeitsberechnungen	11
Kräfte	11
Momente	11
Allgemeine Festigkeitsberechnung	12
Beanspruchungen	12
Knickung	15
Hertz'sche Pressung	16
Beanspruchbarkeit	18
Kerbwirkung	20
Betriebsfestigkeit nach der FKM-Richtlinie	23
4 Schmelzschweißverbindungen	38
Berechnung der Spannungen in Schweißnähten	38
Schweißverbindungen im Maschinen- und Gerätebau	41
5 Pressschweißverbindungen	43
Punktschweißverbindungen	43
Buckelschweißverbindungen	44
6 Lötverbindungen	45
Berechnung von Lötverbindungen	45
7 Klebverbindungen	46
Berechnung von Klebverbindungen	46
8 Nietverbindungen	48
Berechnung von Nietverbindungen	48
9 Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	51
Grundlagen der Berechnung zylindrischer Pressverbände	51
Berechnung bei rein elastischer Beanspruchung	52
Berechnung bei elastisch-plastischer Beanspruchung	57
Einpresskraft und Füge temperaturen	58
Spannelementverbindungen	59
Klemmverbindungen	60
10 Befestigungsschrauben	62
Gewinde	62
Berechnung: Vordimensionierung und Überschlag	62
Schraubenanziehmoment, Anziehfaktor	62
Berechnung: Nachgiebigkeit von Schraube und Bauteilen	64
Berechnung: Bleibende Verformung durch Setzen	65
Berechnung: Betriebskräfte Zug, Druck und Schwingungen auf vorgespannte Schraubenverbindungen	66
Haltbarkeit der Schraubenverbindungen	67
Standardisierte Vorgehensweise	68
Berechnung querbeanspruchter Schraubenverbindungen	69
11 Bewegungsschrauben	70
Gewinde, Wirkungsgrad	70
Berechnung der Haltbarkeit und der Stabilität	71

12 Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	73
Längskeilverbindungen	73
Passfederverbindungen	73
Keilwellenverbindungen	73
Zahnwellenverbindungen	74
Polygonwellenverbindungen	74
Kegelverbindungen	74
Stirnzahnverbindungen	75
13 Stift- und Bolzenverbindungen	76
Gelenkstifte oder Bolzen	76
Steckstifte unter Biegekraft	76
Querstifte unter Drehmoment	77
Längsstifte unter Drehmoment	77
14 Federn	78
Federsteifigkeit, Federarbeit, Schwingverhalten	78
Zusammenwirken mehrerer Federn	79
Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten oder Stäben	80
Tellerfedern als Druckfedern	85
Spannungen in den Punkten OM, I bis IV	86
Gewundene Schenkelfedern als Drehfedern	88
Stabfedern als Drehfedern	91
Spiralfedern als Drehfedern	92
Blattfedern als Biegefedern	93
Ringfedern als Druckfedern	94
Luftfedern	95
Gummifedern	96
15 Achsen und Wellen	98
Biegemomente, Längskräfte und Torsionsmomente	98
Überschlagsrechnung auf Torsion und Biegung	98
Achsen und Wellen gleicher Biegebeanspruchung	99
Berechnung auf Gestaltfestigkeit (Dauerhaltbarkeit)	99
Durchbiegung	102
Verdrehwinkel	107
Kritische Drehzahl	107
Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen nach DIN 743	108
16 Tribologie: Reibung, Schmierung und Verschleiß	113
Schmieröle	113
17 Gleitlager	115
Berechnung der Radiallager	115
Berechnung der Axiallager	123
18 Wälzlager	126
Tragfähigkeit und Lebensdauer	126
Berechnung von Kegelrollen- und Schrägkugellagern	127
Besondere Belastungsfälle	127
Grenzdrehzahl	129
Schmierung der Wälzlager	129
19 Lager- und Wellendichtungen	130
20 Wellenkupplungen und -bremsen	131
Kupplungsmomente bei Ausgleichkupplungen	131
Reibungskupplungen	136
21 Grundlagen für Zahnräder und Getriebe	141
Übersetzung	141
Evolventenverzahnung	141
Planetengetriebe	143

22	Abmessungen und Geometrie der Stirn- und Kegelräder	151
	Null-Außenverzahnung	151
	Null-Innenverzahnung	151
	Null-Schrägverzahnung	152
	Profilverschiebung	153
	Geometrische Grenzen	155
	Profilüberdeckung	156
	Geradverzahnnte Kegelräder	156
	Schräg- und bogenverzahnnte Kegelräder	158
23	Gestaltung und Tragfähigkeit der Stirn- und Kegelräder	161
	Zahnkräfte an Stirnrädern	161
	Zahnkräfte an Kegelrädern	161
	Wirkungsgrad und Gesamtübersetzung	163
	Gestaltung der Räder aus Stahl und aus Gusseisen	164
	Gestaltung der Räder aus Kunststoffen	166
	Schmierung, Schmierstoffe	167
	Allgemeine Einflussfaktoren für die Tragfähigkeit	168
	Zahnfußtragfähigkeit der Stirnräder	170
	Grübchentragfähigkeit der Stirnräder	171
	Zahnfußtragfähigkeit der Kegelräder	173
	Grübchentragfähigkeit der Kegelräder	174
	Berechnung der Räder aus thermoplastischen Kunststoffen auf Tragfähigkeit und Verformung	175
24	Zahnradpaare mit sich kreuzenden Achsen	178
	Eingriffsverhältnisse von Schraub-Stirnradpaaren	178
	Wirkungsgrad und Zahnkräfte an Schraub-Stirnradpaaren	178
	Tragfähigkeit von Schraub-Stirnradpaaren, Schmierung	179
	Geometrie der Schneckenradsätze	179
	Wirkungsgrad und Zahnradkräfte an Schneckenradsätzen	181
	Gestaltung der Schnecken und Schneckenräder	182
	Schmierung von Schneckenradsätzen	183
	Tragfähigkeit von Schneckenradsätzen	183
25	Kettentriebe	185
	Kettenräder	185
	Schmierung der Kettentriebe	187
26	Flachriementriebe	188
	Theoretische Grundlagen für Riementriebe	188
	Riemenscheiben	188
	Geometrie der Flachriementriebe	189
	Übersetzung, Riemengeschwindigkeit, Biegefrequenz	190
	Berechnung der Antriebe mit Leder- und Geweberiemen	191
	Berechnung von Antrieben mit Mehrschichtriemen	192
	Spannrollentrieb	193
27	Keilriementriebe	194
	Berechnung der Antriebe mit Keilriemen und Keilrippenriemen	194
28	Synchron- oder Zahnriementriebe	196
	Übersetzung und Geometrie der Synchronriementriebe	196
	Berechnung von Antrieben mit Synchron- oder Zahnriemen	198
29	Rohrleitungen	200
	Temperaturbedingte Längenänderung	200
	Berechnung von Rohrleitungen	200

Vorwort

Diese Formelsammlung ist eine Ergänzung zu der im gleichen Verlag erschienenen 20. Auflage des tausendfach bewährten Lehrbuches „Decker, Maschinenelemente“. Sie enthält in einer übersichtlichen Anordnung alle wichtigen Gleichungen zur Berechnung von Maschinenelementen. Bei der Vielzahl an Formeln für die Bemessung und den Festigkeitsnachweis von Maschinenelementen ist es zweckmäßig, eine Zusammenfassung in kompakter Form zur Verfügung zu haben, was auch von vielen Benutzern des Lehrbuches gewünscht wurde. Mit der Formelsammlung kann ohne das Lehrbuch gearbeitet werden.

Die Systematik und die Gleichungsnummern stimmen vollständig mit dem Lehrbuch überein, ebenso die Bezeichnungen der zu berechnenden Größen. Ihre Bedeutung ist erläutert, die vorzugsweise anzuwendenden Einheiten sind angegeben. Zum besseren Verständnis der Zusammenhänge wurden Bilder eingefügt. Die Angabe von Normen und andere wichtige Hinweise, die beim Berechnen von Maschinenelementen zu beachten sind, ergänzen das Angebot der Berechnungsunterlagen.

Auf die Tabellen und Diagramme für erforderliche Werte von Festigkeiten, Sicherheiten, zulässigen Spannungen, Berechnungsfaktoren, Reibzahlen, Normteil- und Profilmessungen, Toleranzen und dergleichen wird hingewiesen. Alle für die Berechnungen benötigten Werte befinden sich ausnahmslos im Tabellenband, der dem oben genannten Lehrbuch beigelegt ist.

Mit dieser Formelsammlung liegt eine Arbeitshilfe vor, die eine rationelle Lösung von Aufgabenstellungen zur Berechnung von Maschinenelementen während des Studiums und in der Praxis ermöglicht. Sie ist deshalb besonders geeignet für Klausuren und Prüfungsarbeiten. Auch für das Durchrechnen von Übungsaufgaben bietet sie Vorteile, da ein aufwendiges Blättern im Lehrbuch entfällt.

Hierzu wird auf die im gleichen Verlag erschienene Aufgabensammlung „Decker/Kabus, Maschinenelemente – Aufgaben“ hingewiesen. Dieses bewährte Buch mit Übungsaufgaben zur Berechnung von Maschinenelementen ist vollständig auf das Lehrbuch abgestimmt. Zur Abrundung kann eine Vielzahl von Informationen und kostenlosen Zusatzmaterialien zum Decker Gesamtwerk unter www.hanser-fachbuch.de/decker nachgeschlagen werden.

Verfasser und Bearbeiter hoffen, dass die Formelsammlung allen Benutzern eine wertvolle Hilfe sein wird. Allen Kolleginnen und Kollegen sagen wir hiermit herzlichen Dank für ihre Ratschläge, auch Frau *Ute Eckardt* vom Carl Hanser Verlag für die gute Zusammenarbeit.

*Frank Rieg
Frank Weidermann
Gerhard Engelken
Reinhard Hackenschmidt
Bettina Alber-Laukant*

1 Konstruktionstechnik

Maße, Abmaße und Toleranzen

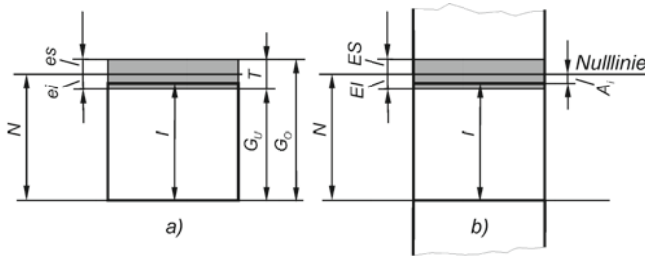


Bild 1.1 Maße und Abmaße
a) an einer Welle,
b) an einer Bohrung

Oberes Abmaß ES (bzw. es) = $G_o - N$, Unteres Abmaß EI (bzw. ei) = $G_u - N$,

Istabmaß $A_i = I - N$,

Maßtoleranz $T = G_o - G_u$ oder $T = ES - EI$ (bzw. $es - ei$)

N Nennmaß, I Istmaß, G_o Höchstmaß, G_u Mindestmaß

Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768-1 (siehe Tab. 1.7).

ISO-Toleranzsystem

Für die Grundtoleranzgrade IT 5 bis IT 18 und Nennmaße bis 500 mm:

$$\text{Toleranzfaktor } i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001 D \quad \text{in } \mu\text{m} \quad (1.1)$$

und für Nennmaße über 500 mm bis 3150 mm:

$$\text{Toleranzfaktor } I = 0,004 D + 2,1 \quad \text{in } \mu\text{m} \quad (1.2)$$

$D = \sqrt{D_1 \cdot D_2}$ geometrisches Mittel aus den Zahlenwerten der Grenzwerte D_1 und D_2 des Nennmaßbereichs.

Eine ISO-Grundtoleranz T ist ein Vielfaches des Toleranzfaktors i bzw. I (siehe Tab. 1.2). Die errechneten Werte sind nach vorgegebenen Regeln zu runden, und zwar die nach Gl. (1.1) bis 100 μm auf 1 μm , bis 200 μm auf 5 μm und bis 500 μm auf 10 μm genau. Verbindliche Werte der Grundtoleranzen bis 3150 mm sind in DIN EN ISO 286-1 angegeben (Auszug siehe Tab. 1.2). Für Nennmaße über 3150 mm gilt weiterhin DIN 7172.

Passungen

Spielpassung

$$\text{Höchstspiel } S_g = ES - ei = G_{oB} - G_{uW} \quad (1.3)$$

$$\text{Mindestspiel } S_k = EI - es = G_{uB} - G_{oW} \quad (1.4)$$

Übermaßpassung

$$\text{Höchstübermaß} \quad U_g = es - EI = G_{oW} - G_{uB} \quad (1.5)$$

$$\text{Mindestübermaß} \quad U_k = ei - ES = G_{uW} - G_{oB} \quad (1.6)$$

Übergangspassung

Höchstspiel S_g nach Gl. (1.3) und Höchstübermaß U_g nach Gl. (1.5)

ES, EI, es, ei oberes und unteres Abmaß der Bohrung bzw. der Welle,
 $G_{oB}, G_{uB}, G_{oW}, G_{uW}$ Höchstmaß und Mindestmaß der Bohrung bzw. der Welle.

Toleranz der Passung

$$\text{Passtoleranz} \quad T_p = S_g - S_k \quad \text{bei Spielpassung} \quad (1.7)$$

$$T_p = S_g + U_g \quad \text{bei Übergangspassung} \quad (1.8)$$

$$T_p = U_g - U_k \quad \text{bei Übermaßpassung} \quad (1.9)$$

$$T_p = T_B + T_W \quad \text{allgemein} \quad (1.10)$$

Auswahl von Passungen siehe Tab. 1.9.

Rauheit der Oberflächen

Rauheitsmessgrößen

Arithmetischer Mittenrauwert R_a (kurz Mittenrauwert) = arithmetisches Mittel der absoluten Beträge der Profilabweichungen y von der Mittellinie innerhalb der Gesamtmessstrecke l_n (Bild 1.2a).

Gemittelte Rautiefe $R_z = (Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5)/5$ als arithmetisches Mittel aus den Einzelrautiefen Z_i fünf aneinander grenzender Einzelmessstrecken l_e (Bild 1.2b).

Maximale Rautiefe R_{max} = größte der auf der Gesamtmessstrecke l_n vorkommenden Einzelrautiefen Z_i , z. B. $R_{max} = Z_5$ im Bild 1.2b.

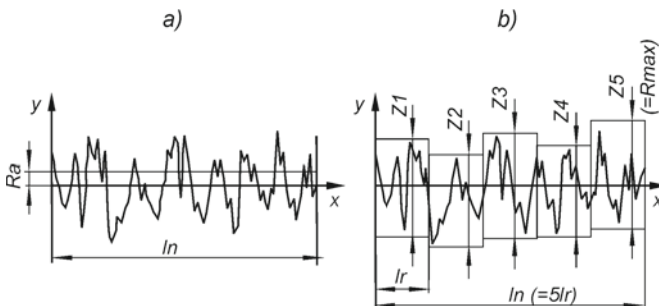


Bild 1.2 Rauheitskenngrößen

a) Arithmetischer Mittelrauwert R_a , b) Einzelrautiefen als Grundlage für die Bestimmung der gemittelten Rautiefe R_z und von R_{max}

Näherungsweise gilt $R_a \approx 0,1 R_z$ und $R_z \approx R_{max}$.

3 Festigkeitsberechnungen

Kräfte

$$\text{allg. Kraft } \mathbf{F} = \mathbf{m} \cdot \mathbf{a} \quad (3.1)$$

F	in N	Kraft
m	in kg	Masse
a	in $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Beschleunigung

Mehrere Einzelkräfte können im Spezialfall unter Anwendung des Satzes des Pythagoras zu einer Resultierenden zusammengefasst werden

$$\mathbf{F}_R^2 = \mathbf{F}_1^2 + \mathbf{F}_2^2 \rightarrow \mathbf{F}_R = \sqrt{\mathbf{F}_1^2 + \mathbf{F}_2^2} \quad (3.2)$$

F	in N	Kraft
-----	------	-------

Momente

$$\text{allg. Moment } \mathbf{M} = \mathbf{F} \cdot \mathbf{l} \quad (3.3)$$

M	in Nm	Moment
F	in N	Kraft
l	in m	Hebelarm

In der Statik können damit sechs Gleichgewichtsbedingungen für den Raum aufgestellt werden.

$$\sum \mathbf{F}_X = 0 \quad \sum \mathbf{F}_Y = 0 \quad \sum \mathbf{F}_Z = 0 \quad (3.4)$$

$$\sum \mathbf{M}_X = 0 \quad \sum \mathbf{M}_Y = 0 \quad \sum \mathbf{M}_Z = 0 \quad (3.5)$$

F_X	in N	Kraft in x-Richtung
F_Y	in N	Kraft in y-Richtung
F_Z	in N	Kraft in z-Richtung
M_X	in Nm	Moment um x-Achse
M_Y	in Nm	Moment um y-Achse
M_Z	in Nm	Moment um z-Achse

Allgemeine Festigkeitsberechnung

3

Die Spannung σ ist ein Maß für die Beanspruchung.

$$\text{Spannung} \quad \sigma = \frac{F}{A} \quad (3.6)$$

σ	in $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Spannung
F	in N	Kraft
A	in mm^2	beanspruchte Querschnittslänge

Die Verformung (z. B. Verlängerung eines Stabes infolge einer Zugkraft) bezogen auf den Ausgangszustand (Ausgangslänge des Stabes) liefert ein dimensionsloses Maß für die auftretende Verformung, die sog. Dehnung ε :

$$\text{Dehnung} \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{l_1 - l_0}{l_0} \quad (3.7)$$

ε	in -	Dehnung
Δl	in m	Verlängerung/Verkürzung
l_0	in m	Ausgangslänge
l_1	in m	Länge im belasteten Zustand

Der Zusammenhang zwischen der Beanspruchung, also der inneren Spannung σ , und der Dehnung ε wird durch ein Stoffgesetz beschrieben. Im Falle eines isotropen, linear-elastischen Materials gilt beispielsweise:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3.8)$$

σ	in $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Spannung
E	in $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	E-Modul
ε	in -	Dehnung

Beanspruchungen

Grundbeanspruchungsarten

$$\text{Zugbeanspruchung} \quad \sigma_z = \frac{F_z}{A}$$

$$\text{Druckbeanspruchung} \quad \sigma_D = \frac{F_D}{A}$$

$$\text{Flächenpressung} \quad p = \frac{F}{A} \text{ bzw.} \quad (3.9)$$

$$p = \frac{F}{A_{\text{proj}}} \text{ (bspw. Zapfen in einer Lagerschale)} \quad (3.10)$$

$$\text{Biegebeanspruchung} \quad \sigma_b(z) = \frac{M_b}{I_y} \cdot z \quad (3.11)$$

$$\text{maximalen Biegespannung} \quad \sigma_{b,\text{max}} = \frac{M_b}{W_{b,y}} \quad (3.12)$$

$$\text{Schubbeanspruchung} \quad \tau_m = \frac{Q}{A} \quad (3.13)$$

$$\text{Torsionsbeanspruchung} \quad \tau_t(z) = \frac{M_t}{I_t} \cdot z \quad (3.14)$$

$$\text{maximalen Torsionsspannung} \quad \tau_{t,\max} \left(z = \frac{D}{2} \right) = \frac{M_t}{I_t} \cdot \frac{D}{2} = \frac{M_t}{W_t} \quad (3.15)$$

F	in N	Kraft
A	in mm ²	beanspruchte Querschnittsfläche
A_{proj}	in mm ²	beanspruchte projizierte Querschnittsfläche (siehe ME Bild 3.23)
σ	in $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Spannung
τ	in $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Spannung
M_b	in Nmm	Biegemoment
I	in mm ⁴	Flächenträgheitsmoment
z	in mm	Randfaserabstand
W_b	in mm ³	Biege Widerstandsmoment
Q	in N	Querkraft
M_t	in Nmm	Torsionsmoment
I_t	in mm ⁴	Torsionsflächenträgheitsmoment
W_t	in mm ³	Torsionswiderstandsmoment

Zusammengesetzte Beanspruchungen

Die Hauptspannungen im ebenen Spannungszustand berechnen sich wie folgt:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.16)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.17)$$

Bild 3.1 erläutert die Spannungskomponenten.

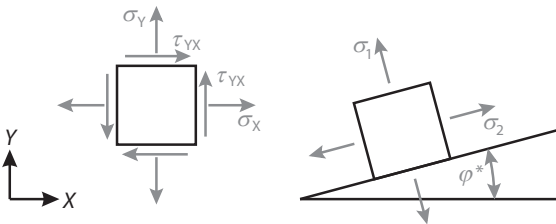


Bild 3.1 Ebener Spannungszustand (links) und Hauptnormalspannungen mit Hauptachsensystem (rechts)

Die Art und Weise der Überführung des mehrachsigen Spannungszustands in den einachsigen ist abhängig von der Richtung der Spannungskomponenten.

Sind die Komponenten gleich gerichtet, wie es der Fall bei auftretender Zug-/Druck- zusammen mit Biegebeanspruchung ist, können die Spannungskomponenten mit dem aus der Mechanik bekannten Superpositionsprinzip zusammengefasst werden.

$$\sigma_{\max} = \sigma_Z + \sigma_{b,\max}$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_Z - \sigma_{b,\max}$$

Zur Überführung in den einachsigen Spannungszustand gibt es grundsätzlich eine Reihe von Festigkeitshypothesen, in der Praxis haben sich jedoch folgende Hypothesen bewährt:

Normalspannungshypothese:

Die Hauptspannungen werden nachfolgend mit σ_1 , σ_2 und σ_3 bezeichnet und sind absteigend sortiert, sodass σ_1 die größte Hauptspannung darstellt.

$$\text{Vergleichsspannung } \sigma_V = |\sigma_1| < K \quad (3.18)$$

$$\text{Vergleichsspannung im mehrachsigen Spannungszustand } \sigma_V = \sigma_{\max} = 2 \cdot \tau_{\max} \quad (3.19)$$

σ_V	in $\frac{N}{mm^2}$	Spannung
σ_1	in $\frac{N}{mm^2}$	Spannung
σ_{\max}	in $\frac{N}{mm^2}$	Spannung
τ_{\max}	in $\frac{N}{mm^2}$	Schubspannung
K	in $\frac{N}{mm^2}$	Werkstoffkennwert

Gestaltänderungsenergiehypothese:

Für den räumlichen Spannungszustand ergibt sich die Vergleichsspannung wie folgt:

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - (\sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_x \cdot \sigma_z) + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (3.20)$$

Die Vergleichsspannung für den zwei- und einachsigen Spannungszustand vereinfacht sich zu folgenden Gleichungen:

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \quad (3.21)$$

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \quad (3.22)$$

Knickung

Knickung kann bei schlanken (wesentlich kleinere Querschnittsfläche im Vergleich zur Stablänge) druck und/oder torsionsbelasteten Stäben auftreten.

Maßgeblich beeinflusst wird die Knickung von der Querschnittsfläche und vom Flächenträgheitsmoment I , woraus sich der Trägheitsradius i ergibt:

$$\text{Knickung} \quad i = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (3.23)$$

i	in mm	Trägheitsradius
I	in mm ⁴	Flächenträgheitsmoment
A	in mm ²	Querschnittsfläche

$$\text{Schlankheitsgrad} \quad \lambda = \frac{l_K}{i} \quad (3.24)$$

l_K	in mm	freie Knicklänge nach Bild 3.2
λ	in -	Schlankheitsgrad

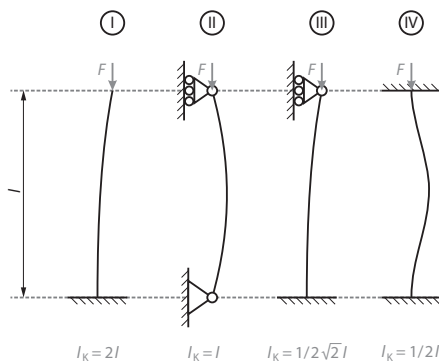


Bild 3.2 Die vier Knickfälle nach Euler

Im Anschluss an die Berechnung des Schlankheitsgrads ist zum Vergleich der Grenzschlankheitsgrad λ_{Grenz} zu ermitteln:

$$\text{Grenzschlankheitsgrad} \quad \lambda_{Grenz} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}} \quad (3.25)$$

E	in $\frac{N}{mm^2}$	E-Modul
σ_p	in $\frac{N}{mm^2}$	Proportionalitätsgrenze

Unter Verwendung des Schlankheitsgrads λ und des Grenzschlankheitsgrads λ_{Grenz} erfolgt die Differenzierung zwischen der elastischen Knickung nach Euler und der unelastischen Knickung nach Tetmajer:

$$\lambda < \lambda_{Grenz} \quad : \text{Knickung nach Tetmajer} \quad (3.26)$$