

Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern

Anwendungsnorm für Fahrzeuggetriebe

DIN
3990
Teil 41

Calculation of load capacity of cylindrical gears; application standard for vehicle gears

Zusammenhang mit den in Vorbereitung befindlichen Internationalen Norm-Entwürfen der ISO über die Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern siehe Erläuterungen.

Die vorliegende Norm basiert auf den Grundregeln nach DIN 3990 Teil 1 bis Teil 3, ist jedoch in vieler Hinsicht vereinfacht. Will man genauere Berechnungsansätze verwenden oder wird der Anwendungsbereich nach Abschnitt 1.2 in einem oder mehreren Punkten überschritten, dann können bestimmte Faktoren nach DIN 3990 Teil 1 bis Teil 3 oder einer geeigneten Anwendungsnorm berechnet werden. Dies muß bei der Angabe des Berechnungsergebnisses kenntlich gemacht werden. Die Annahmen, die den hier verwendeten Verfahren zugrunde liegen, sind in DIN 3990 Teil 1 bis Teil 3 beschrieben. Die Dauerfestigkeitswerte und die Werkstoffqualitäten in DIN 3990 Teil 5 gelten auch für die vorliegende Norm.

Die Vereinbarungen zwischen Hersteller und Betreiber sollen Angaben über Schmierung und Sicherheitsfaktor, über von außen in das Getriebe eingeleitete Schwingungskräfte und Zusatzkräfte (Lastkollektiv, Anwendungsfaktor) enthalten.

Die vorliegende Norm ist für die Tragfähigkeitsberechnung von Fahrzeuggetrieben zu verwenden. Ihre Anwendung kann keine Garantie für die absolute Verlässlichkeit des Getriebes geben, diese kann für die geforderte Lebensdauer nur auf der Grundlage von Prüfergebnissen erzielt werden.

Die in der vorliegenden Norm beschriebenen Berechnungsmethoden sind in erster Linie für die Nachrechnung vorgesehen. Durch Iteration können sie auch für die Auslegung von Getrieben verwendet werden.

Die in Abschnitt 2 angegebenen Einheiten sind bei allen Berechnungen zu verwenden.

Um die Anwendung der vorliegenden Norm zu erleichtern, sind zusätzliche Informationen in den Anhängen A, B, C und D gegeben.

Inhalt

	Seite		Seite
1 Anwendungsbereich und Zweck	2	4.4 Elastizitätsfaktor Z_E	10
1.1 Tragfähigkeitsgrenzen	2	4.5 Überdeckungsfaktor (Flanke) Z_ε	10
1.2 Anwendungsbereich	2	4.6 Schrägenfaktor (Flanke) Z_β	10
1.3 Sicherheitsfaktoren	2	4.7 Grübchen-Dauerfestigkeit $\sigma_{H\lim}$, statische Festigkeit $\sigma_{H\lim S}$ und Zeitfestigkeit $\sigma_{H\lim N}$ für Flankenpressung	10
1.4 Eingangsgrößen	2	4.8 Faktoren für die Schmierfilmbildung Z_L, Z_v, Z_R	11
2 Zeichen, Benennungen und Einheiten	5	5 Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit	11
3 Allgemeine Einflußfaktoren	6	5.1 Grundgleichungen	11
3.1 Reihenfolge der Kraftfaktoren	6	5.2 Formfaktor Y_F	11
3.2 Nenn-Umfangskraft, Nenn-Drehmoment, Nenn-Leistung	6	5.3 Spannungskorrekturfaktor Y_S	13
3.3 Äquivalente Umfangskraft, äquivalentes Drehmoment, äquivalente Leistung	7	5.4 Schrägenfaktor (Zahnfuß) Y_β	13
3.4 Maximale Umfangskraft, maximales Drehmoment, maximale Leistung	7	5.5 Zahnfuß-Grundfestigkeit für Dauerfestigkeit σ_{FE} , für statische Festigkeit σ_{FES} und für Zeitfestigkeit σ_{FEN}	13
3.5 Anwendungsfaktor K_A	7	5.6 Relative Stützziffer $Y_{\delta rel T}$	14
3.6 Dynamikfaktor K_v	7	5.7 Relativer Oberflächenfaktor (Zahnfuß) $Y_{R rel T}$	14
3.7 Breitenfaktor (Flanke) $K_{H\beta}$	8	Anhang A Hinweise zum Anwendungsfaktor K_A	14
3.8 Breitenfaktor (Fuß) $K_{F\beta}$	9	Anhang B Festigkeitswerte von Werkstoffen für Fahrzeuggetriebe	16
3.9 Stirnfaktoren $K_{H\alpha}$ und $K_{F\alpha}$	9	Anhang C Zahnfedersteifigkeiten	17
4 Berechnung der Grübchentrugfähigkeit	9	Anhang D Beispiel	19
4.1 Grundgleichungen	9		
4.2 Einzeleingriffsfaktoren Z_B und Z_D	10		
4.3 Zonenfaktor Z_H	10		

Fortsetzung Seite 2 bis 22

Normenausschuß Antriebstechnik (NAN) im DIN Deutsches Institut für Normung e. V.

1 Anwendungsbereich und Zweck

1.1 Tragfähigkeitsgrenzen

Die vorliegende Norm enthält Verfahren zur Berechnung der Dauerfestigkeit, der Zeitfestigkeit, der statischen Grubchensicherheit und Zahnfußtragfähigkeit von Fahrzeuggetrieben, die das Gesamtdrehmoment durch ein einzelnes Zahnradpaar übertragen.

Die Freßtragfähigkeit ist ohne Einschränkung nach DIN 3990 Teil 4 zu berechnen. Dabei müssen verschiedene Fahrzustände und Kombinationen von wirklich am Zahnrad auftretendem Drehmoment und maximaler Geschwindigkeit auf Freßgefahr hin geprüft werden. Ersatzweise kann die maximale Umfangskraft $F_{t\max}$, definiert in Abschnitt 3.4, oder – für eine ausführlichere Betrachtung – die Nenn-Umfangskraft F_t nach Abschnitt 3.2, multipliziert mit einem entsprechenden Anwendungsfaktor K_{A-B} für die Berechnung der Freßtragfähigkeit eingesetzt werden (vergleiche DIN 3990 Teil 1, Ausgabe Dezember 1987, Abschnitt 4).

1.2 Anwendungsbereich

Die vorliegende Norm gilt für folgende Bereiche:

a) Getriebearten

- Innen- und Außenräder mit Evolventenverzahnung;
- Stirnräder mit Gerad-, Schräg- oder Doppelschrägverzahnung. Bei Doppelschrägverzahnung wird angenommen, daß sich die Gesamt-Umfangskraft gleichmäßig auf beide Schrägen aufteilt. Trifft dies – z. B. infolge von außen eingeleiteter Axialkräfte – nicht zu, so ist dies zu berücksichtigen. Beide Schrägen werden wie zwei parallel angeordnete Schrägstirnräder behandelt.

b) Drehzahlbereich

- Eingangsdrehzahlen von Fahrzeuggetrieben siehe Tabelle 1.1;
- unterkritischer Drehzahlbereich (siehe K_v , Abschnitt 3.6);
- bei Umfangsgeschwindigkeiten $v < 1$ m/s ist für die Tragfähigkeit häufig Verschleiß maßgebend.

c) Verzahnungsgenauigkeit

Verzahnungsqualität 5 bis 9 nach DIN 3961 (4 bis 8 nach ISO 1328 : 1975) (betrifft K_v , $K_{H\beta}$ und $K_{H\alpha}$).

d) Bereich der Profilüberdeckung

$\varepsilon_\alpha < 2,5$ (betrifft c_v , Z_e);
 $\varepsilon_{\alpha n} < 3,0$ (betrifft Y_F , Y_S).

e) Bereich des Schrägungswinkels

$\beta < 45^\circ$ (betrifft c' , c_γ).

f) Modulbereich

$m_n < 7$ (betrifft die Größenfaktoren: $Z_X = Y_X = 1$).

g) Bereich der Profilverschiebung

$x_1 \geq x_2$ und $-0,5 \leq x_1 + x_2 \leq 2,0$ (betrifft c'_{th}).

h) Bezugsprofile

Keine Einschränkungen. Es werden überwiegend Bezugsprofile (Eingriffswinkel, Zahnhöhe, Werkzeug-Kopfabbildung) nach DIN 867 oder entsprechende Protuberanzprofile verwendet¹⁾.

i) Fußbrundung

Kerbparameter q_s : $1 \leq q_s < 10$ (betrifft Y_S , $Y_{\delta rel T}$).

j) Korrekturen

- Verzahnungen mit entsprechenden Flankenlinienkorrekturen zum Ausgleich des Einflusses von Wellen-, Lager- und Gehäuseverformungen und Lager- und Gehäuseverformungen auf die Lastverteilung über die Zahnbreite (betrifft $K_{H\beta}$);

- Verzahnungen mit oder ohne Profilkorrekturen. Nur wenn die Herstellabweichungen deutlich niedriger sind als die Profilkorrekturen, sind letztere voll wirksam und können berücksichtigt werden. Die für eine Berücksichtigung der Profilkorrekturen erforderliche Mindestqualität der Verzahnungsgenauigkeit wird mit den jeweiligen Faktoren angegeben.

k) Radkörper, Zahnkranz

$s_R > 3,5 \cdot m_n$ (betrifft Zahnfußfestigkeit, Zahnkranzfestigkeit)

l) Werkstoff und Wärmebehandlung

Einsatzstahl, einsatzgehärtet oder karbonitriert (betrifft c' , γ_α , γ_p , γ_f , γ_β , Z_E , Z_L , Z_v , Z_R , $Y_{\delta rel T}$, $Y_{R rel T}$, $\sigma_{H lim}$, σ_{FE} und Werkstoffpaarungsfaktor: $Z_w = 1$).

Festigkeitswerte siehe Anhang B.

m) Schmierung

Mineralöl mit oder ohne EP-Zusätze. Die Berechnung gilt für ölgeschmierte Getriebe, die im Zahneingriff Schmierstoff in ausreichender Menge und entsprechender Viskosität sowie angemessener Betriebstemperatur zur Verfügung haben (betrifft Schmierfilm, d. h. die Faktoren Z_L , Z_v , Z_R).

Schmierstoffe, die üblicherweise bei Fahrzeugen verwendet werden, siehe Tabelle 1.1.

n) Konstruktion

Radkörper, Wellen-Naben-Verbindungen, Welle, Lager, Gehäuse, Verschraubungen, Fundamente, Anschlußkupplungen entsprechen bezüglich Genauigkeit, Tragfähigkeit und Steifigkeit den Anforderungen, die für die Tragfähigkeitsberechnung der Zahnradpaare zugrunde gelegt sind.

1.3 Sicherheitsfaktoren

Die Werte für die Sicherheitsfaktoren sollen auf der Grundlage der Zuverlässigkeit der Berechnungen und unter Beachtung der Folgen möglicher Schäden gewählt werden.

Wesentliche Faktoren, die zu berücksichtigen sind:

- die Tatsache, daß die in Anhang B angegebenen Festigkeitswerte für 1% oder 10% Schadenswahrscheinlichkeit gelten;
- die festgelegte Qualität und die Wirksamkeit der Qualitätskontrolle während aller Stufen der Herstellung;
- die Genauigkeit der Annahmen für die Betriebsbedingungen und äußere Bedingungen;
- Zahnbruch bedingt oft ein größeres Schadensrisiko als Grubchen. In solchen Fällen ist S_F größer zu wählen als S_H .

Es wird empfohlen, Mindestwerte für die Sicherheitsfaktoren zwischen Anwender und Hersteller zu vereinbaren.

1.4 Eingangsgrößen

Es müssen mindestens folgende Eingangsgrößen bekannt sein oder berechnet werden:

Zahnradaten: a , z_1 , z_2 , m_n , b , x_1 , x_2 , α_n , β , d_{a1}^2 , d_{a2}^2 ,

Werkzeug-Bezugsprofil: h_{aP0} , q_{aP0} .

- 1) Für die Berechnung nach dieser Norm kann $h_{fP} = h_{aP0}$ und $q_{fP} = q_{aP0}$ angenommen werden. h_{aP0} und q_{aP0} sind Größen des Werkzeug-Bezugsprofils. Einflüsse von Flankenspiel und Schleifzugabe werden nicht berücksichtigt. Siehe auch Aufzählung d) in Abschnitt 5.2.
- 2) Bei Verzahnungen ohne Kopfkantenbruch; anderenfalls sind anstelle von d_{a1} und d_{a2} die Kopf-Nutkreisdurchmesser d_{Na1} und d_{Na2} einzusetzen.

Tabelle 1.1. Übersicht über den Anwendungsbereich: PKW und LKW

Fahrzeug	Stufe	F_t/b in N/mm	Verzahnungs- Qualität nach DIN	b/d_1	Modul m_n in mm	Achs- abstand a in mm	Q_{a0}/m_n	n_1 in min ⁻¹	v in m/s	z_1	ν_{50} in mm ² /s	R_z Flanke in μm	R_z Fuß in μm	Lastspiel- anteile												
PKW *)	1. Gang und Rückwärts- gang	800 bis 1100	8 bis 9	0,3 bis 0,8	1 bis 3	60 bis 100	0,2 bis 0,45	3000 bis 5000	6 bis 15	11 bis 60	SAE 75 bis 90 $\approx$ 25 bis 150	(2) 3 bis 7 (10)	bis 40	je nach Einsatzbereich aus Fahr- geschwindig- keitskollektiven zu bestimmen. Siehe hierzu Beispiele in Tabelle A.1												
	2. Gang	500 bis 750																								
	3. Gang	350 bis 600	0,2 bis 0,4																							
	4. Gang, 5. Gang und Konstante **)	200 bis 400																								
LKW *)	Kriechgang	1400 bis 1800	6 bis 9	0,8 bis 1,1	2 bis 6,5	90 bis 160		1300 bis 2200	4 bis 15	11 bis 45		(3) 4 bis 10 (> 10)														
	1. Gang	1000 bis 1300																								
	2. Gang	750 bis 1000																								
	3. Gang	600 bis 850																								
	4. Gang	500 bis 700		0,3 bis 0,6																						
	Konstante **)	400 bis 600																								
	Bemerkungen:	F_t/b aus max. Motor- moment, Busse etwa 10 % niedriger als LKW. Für Auto- matik- getriebe etwa $\times 0,5$													Busse 5 bis 9, PKW in Aus- nahme- fällen 5	Planeten- getriebe PKW: 0,3 bis 1 LKW: 0,6 bis 0,8	gilt auch für Planeten- getriebe		Getriebe- eingangs- drehzahl bei max. Motordreh- moment				Planeten- getriebe mit ATF 10 bis 30 cSt.	geschabt (obere Grenze) oder ge- schliffen (untere Grenze), vor Phos- phatieren gemessen	gestoßen oder gefräst	

Fahrleistung in km: PKW: 100 000; Kleintransporter und Busse: 150 000 bis 200 000; LKW: 300 000 bis 500 000

*) Wo nicht anders angegeben gilt: PKW und Kleintransporter; LKW und Busse und Transporter

**) Diejenige Übersetzungsstufe, die bei einer Reihe von Gängen (oder für alle Gänge) dauernd Leistung überträgt.

Tabelle 1.2. Übersicht über den Anwendungsbereich: Traktoren

Traktoren in Standardbauweise														
Gangzahl: Standardausführung häufig mit 12 bis 32 Geschwindigkeiten, durch Grundgänge, Feinstufen und Gruppen dargestellt.														
	Stufe	Über- setzung	F_t/b in N/mm	Verzah- nungs- Qualität nach DIN	b/d_1	Modul m_n in mm	Achs- abstand a in mm	$Q_a \phi / m_n$	n_1 in min^{-1} *)	v in m/s *)	z_1	v_{50} in mm^2/s	R_z Flanke in μm	Lastspiel- anteil
An Fahr- kupplung anschie- bende Stufen	Stirnrad- stufen, vereinzelt Planeten- stufen	2 bis 3,5	200 bis 550	7, 8, 9	0,25 bis 0,6	2 bis 4	75 bis 125	0,2 bis 0,45	300 bis 4500	1 bis 20	≥ 13	25 bis 150	6 bis 25	Abhängig von Getriebe- struktur und Fahrgeschwin- digkeits- kollektiv
		1,2 bis 2			0,15 bis 0,45									
		0,6 bis 1,2			0,15 bis 0,3									
		1,2 bis 3,5			0,2 bis 0,55									
Nach- geordnete Stufen		0,8 bis 1,2	500 bis 900		0,25 bis 0,3									
Endtrieb	Stirnrad- stufe	4 bis 6,5	500 bis 1200		0,4 bis 0,8	5,5 bis 7	200 bis 260		130 bis 1000	0,5 bis 6	9 bis 16			100 %
	Planeten- stufe	4,5 bis 8	350 bis 450		0,65 bis 1,1	3 bis 5	85 bis 115		100 bis 1000	0,5 bis 3	13 bis 14			
Lastannahmen														
motorseitig: Motorenndrehmoment														
triebradseitig bei Hinterradantrieb: Hinterachsennndrehmoment														
$M_{HA} = F_{G \text{ Nenn}} \cdot (x + Q) \cdot r_H$														
Nennachslast $F_{G \text{ Nenn}}$ für $P_{\text{Nenn}} = 40$ bis 110 kW:														
$F_{G \text{ Nenn}} = (700 \text{ bis } 650 \text{ N/kW}) \cdot P_{\text{Nenn}}$														
$(x + Q) = 0,5 + 0,1$														
*) bei Motorenndrehzahl														
$x \triangleq$ Triebkraftbeiwert (Zugkraft/Aufstandskraft)														
$Q \triangleq$ Rollwiderstandsbeiwert (Rollwiderstand/Aufstandskraft)														
$r_H \triangleq$ wirksamer hinterer Treibradius														
triebradseitig bei Allradantrieb:														
Leistungsbezogenes Gesamtgewicht und somit treibradseitige Belastung des Schaltgetriebes etwa 10 % höher														

Daten für Konstruktion und Herstellung: Werkstoff, Härte, Wärmebehandlung, Radkörpermaße (Massenträgheitsmoment von Ritzel und Rad), Verzahnungsqualität, Profilkorrektur, Zahnflankenrauheit und Rauheit in der Zahnfußausrundung, Viskosität des Schmiermittels.

Leistungsdaten: P oder T oder F_t, n_1, v , Motoren- und Fahrzeugtyp, Lastkollektiv.

2 Zeichen, Benennungen und Einheiten

Gesamtübersicht siehe DIN 3990 Teil 1.

a	Achsabstand ³⁾	mm
b	Zahnbreite ⁴⁾	mm
b_B	Zahnbreite einer Pfeilhälfte	mm
b_S	Stegbreite	mm
c_P	Kopfspeil zwischen Bezugsprofil und Gegenprofil	mm
c'	Größtwert der Einzel-Zahnfedersteifigkeit (eines Zahnpaars) je Einheit Zahnbreite (kurz: Einzelfedersteifigkeit)	N/(mm · μ m)
c_Y	Mittlere Gesamt-Zahnfedersteifigkeit je Einheit Zahnbreite (kurz: Eingriffsfedersteifigkeit)	N/(mm · μ m)
$d_{1,2}$	Teilkreisdurchmesser von Ritzel, Rad	mm
$d_{a1,2}$	Kopfkreisdurchmesser von Ritzel, Rad	mm
$d_{b1,2}$	Grundkreisdurchmesser von Ritzel, Rad	mm
d_e	Durchmesser für Kraftangriff im äußeren Einzeleingriffspunkt	mm
$d_{f1,2}$	Fußkreisdurchmesser von Ritzel, Rad	mm
$d_{i1,2}$	Zahnkranz-Innendurchmesser von Ritzel, Rad	mm
d_m	Mittlerer Durchmesser der Verzahnung von Ritzel, Rad	mm
d_n	Ersatz-Teilkreisdurchmesser eines Schrägzyklerrades (analog: $d_{an}, d_{bn}, d_{en}, d_{fn}$)	mm
$d_{Na1,2}$	Kopf-Nutzkreisdurchmesser von Ritzel, Rad	mm
$d_{Nf1,2}$	Fuß-Nutzkreisdurchmesser von Ritzel, Rad	mm
$f_{f\alpha}$	Profil-Formabweichung	μ m
f_{ma}	(Flankenlinien-)Herstellabweichung	μ m
f_{pe}	Eingriffsteilungs-Abweichung	μ m
$f_{H\beta}$	Flankenlinien-Winkelabweichung (ohne Schrägungsformabweichungen)	μ m
h	Zahnhöhe	mm
h_a	Zahnkopfhöhe	mm
h_{a0}	Kopfhöhe des Werkzeuges	mm
h_{aP0}	Kopfhöhe des Werkzeug-Bezugsprofils	mm
h_f	Zahnfußhöhe	mm
h_{fP}	Fußhöhe des Stirnrad-Bezugsprofils	mm
h_{Fc}	Biegehebelarm für Zahnfußbeanspruchung bei Kraftangriff im äußeren Einzeleingriffspunkt	mm
m_n	Normalmodul	mm
m_{red}	Auf die Eingriffslinie reduzierte Masse des Zahnradpaares je Einheit Zahnbreite	kg/mm
$n_{1,2}$	Drehzahl des Ritzels, Rades	min ⁻¹
n_{E1}	Resonanzdrehzahl des Ritzels	min ⁻¹
pr	Protuberanzbetrag am Werkzeug	mm

q	Fertigbearbeitungszugabe	mm
q_s	Kerbparameter $s_{Fn}/(2 \cdot q_F)$	—
$r_{b1,2}$	Grundkreisradius von Ritzel, Rad	mm
s_{pr}	Fußfreischnitt am Bezugsprofil $pr - q$	mm
s_{Fn}	Zahnfußdickensehne im Berechnungsquerschnitt	mm
s_R	Dicke des Zahnkranzes unter dem Zahnfuß bei Außen- und Innenrädern	mm
u	Zähnezahlnverhältnis z_2/z_1 ³⁾	—
v	Umfangsgeschwindigkeit (ohne Index: am Teilkreis)	m/s
x_1, x_2	Profilverschiebungsfaktor des Ritzels, Rades	—
y_f	Einlaufbetrag (der Profilabweichung)	μ m
y_P	Einlaufbetrag (der Grundkreisteilungsabweichung)	μ m
y_α	Einlaufbetrag (Teilungsabweichung)	μ m
y_β	Einlaufbetrag (Flankenlinienabweichung)	μ m
z_1, z_2	Zähnezahl des Ritzels, Rades ³⁾	—
z_n	Ersatzzähnezahl einer Schrägverzahnung	—
B	Gesamtbreite bei Doppelschrägverzahnung ($B = b + \text{Spaltbreite}$)	mm
B_f, B_p	Faktoren für Verzahnungsgenauigkeit	—
B_k	Faktor für Profilkorrektur	—
C_a	Kopfrücknahme	μ m
C_{ay}	Durch Einlaufen erzeugte Kopfrücknahme	μ m
C_{BS}	Bezugsprofilfaktor	—
C_R	Radkörperfaktor	—
E	Elastizitätsmodul, Young's Modul	N/mm ²
F_t	Nenn-Umfangskraft am Teilkreis	N
F_{teq}	Äquivalente Umfangskraft	N
F_{tmax}	Maximale Umfangskraft	N
$F_{\beta x}$	Ursprünglich (vor dem Einlaufen) wirksame Flankenlinienabweichung	μ m
$F_{\beta y}$	Nach dem Einlaufen wirksame Flankenlinienabweichung	μ m
K_v	Dynamikfaktor	—
K_A	Anwendungsfaktor	—
K_{A-B}	Anwendungsfaktor zur Berechnung des Freßwiderstandes	—
K_{AF}	Anwendungsfaktor zur Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit	—
K_{AH}	Anwendungsfaktor zur Berechnung der Grubbentragfähigkeit	—
$K_{F\alpha}$	Stirnfaktor (Fuß); berücksichtigt die Kraftaufteilung auf mehrere Zähne	—
$K_{F\beta}$	Breitenfaktor (Fuß); berücksichtigt die Kraftaufteilung über die Zahnbreite	—
$K_{H\alpha}$	Stirnfaktor (Flanke); berücksichtigt die Kraftaufteilung auf mehrere Zähne	—
$K_{H\beta}$	Breitenfaktor (Flanke); berücksichtigt die Kraftverteilung über die Zahnbreite	—
K_Y	Aufteilungsfaktor; berücksichtigt die Aufteilung der Gesamt-Umfangskraft auf mehrere Zahneingriffe bei Leistungsverzweigung	—
N	Bezugsdrehzahl n_1/n_{E1}	—

³⁾ Für Außenradpaare sind a, u und z_2 positiv; für Innenradpaare sind a, u und z_2 negativ, z_1 positiv.

⁴⁾ Wird unterschiedlich bestimmt in Abhängigkeit von der durchgeführten Berechnung.

N_{eq}	Äquivalente Lastspielzahl	—
N_L	Lastspielzahl	—
P	Übertragene Leistung (Nenn-Leistung)	kW
P_{eq}	Äquivalente Leistung	kW
P_{max}	Maximal übertragene Leistung	kW
R_a	Arithmetischer Mittenrauhwert nach DIN 4768 Teil 1	μm
R_z	Gemittelte Rauhtiefe nach DIN 4768 Teil 1	μm
S_F	Sicherheitsfaktor für Zahnfußbeanspruchung (Zahnbruchsicherheit)	—
S_{Fmin}	Sicherheitsfaktor für Flankenpressung (Mindest-Zahnbruchsicherheit)	—
S_H	Grübchensicherheit	—
S_{Hmin}	Mindest-Grübchensicherheit	—
$T_{1,2}$	(Nenn-)Drehmoment des Ritzels, des Rades	Nm
T_{max}	Maximales Drehmoment	Nm
Y_F	Formfaktor für Kraftangriff im äußeren Einzeleingriffspunkt	—
Y_{RelT}	Relativer Oberflächenfaktor (Fuß)	—
Y_S	Spannungskorrekturfaktor für Kraftangriff im äußeren Einzeleingriffspunkt	—
Y_{ST}	Spannungskorrekturfaktor für die Abmessungen der Standard-Referenz-Prüfräder ($Y_{ST} = 2,0$)	—
Y_X	Größenfaktor (Zahnfuß)	—
Y_β	Schrägenfaktor (Zahnfuß)	—
$Y_{\delta RelT}$	Relative Stützziffer	—
Y_ϵ	Überdeckungsfaktor (Zahnfuß)	—
Z_v	Geschwindigkeitsfaktor (Flanke)	—
Z_B, Z_D	Einzeleingriffsfaktoren	—
Z_E	Elastizitätsfaktor	$\sqrt{\text{N/mm}^2}$
Z_H	Zonenfaktor	—
Z_L	Schmierstofffaktor	—
Z_R	Rauheitsfaktor für Grübchen-tragfähigkeit	—
Z_W	Werkstoffpaarungsfaktor	—
Z_X	Größenfaktor (Flanke)	—
Z_β	Schrägenfaktor (Flanke)	—
Z_ϵ	Überdeckungsfaktor (Flanke)	—
α_n	Normaleingriffswinkel	°
α_t	Stirneingriffswinkel	°
α_{wt}	Betriebseingriffswinkel	°
α_{Pen}	Kraftangriffswinkel im äußeren Einzeleingriffspunkt der Ersatz-Geradverzahnung	°
β	Schrägungswinkel (ohne Index: am Teilzylinder)	°
β_b	Grundschrägungswinkel	°
ϵ_α	Profilüberdeckung	—
$\epsilon_{\alpha n}$	Profilüberdeckung der Ersatz-Geradverzahnung	—
ϵ_β	Sprungüberdeckung	—
ϵ_γ	Gesamtüberdeckung	—
ν	Poisson-Konstante	—
ν_{40}, ν_{50}	Kinematische Viskosität bei 40 °C, 50 °C	mm^2/s
$Q_{1,2}$	Dichte des Ritzels, Rades	kg/mm^3
Q_{a0}	Kopfkanten-Rundungsradius am Werkzeug	mm

Q_{aP0}	Kopfkanten-Rundungsradius am Werkzeug-Bezugsprofil	mm
Q_{fP}	Fußrundungsradius am Stirnrad-Bezugsprofil	mm
Q_F	Fußrundungsradius im Berechnungsquerschnitt	mm
σ_F	Zahnfußspannung	N/mm^2
σ_{FE}	Zahnfuß-Grundfestigkeit für Dauerfestigkeit	N/mm^2
σ_{FEN}	Zahnfuß-Grundfestigkeit für Zeitfestigkeit	N/mm^2
σ_{FES}	Zahnfuß-Grundfestigkeit für statische Festigkeit	N/mm^2
σ_{FG}	Zahnfuß-Grenzfestigkeit	N/mm^2
σ_{FP}	Zulässige Zahnfußspannung	N/mm^2
σ_{F0}	Zahnfuß-Nennspannung	N/mm^2
σ_H	Flankenpressung	N/mm^2
σ_{Hlim}	Grübchen-Dauerfestigkeit	N/mm^2
σ_{HlimN}	Zeitfestigkeit für Flankenpressung	N/mm^2
σ_{HlimS}	Statische Festigkeit für Flankenpressung	N/mm^2
σ_{HG}	Grübchen-Grenzfestigkeit	N/mm^2
σ_{HP}	Zulässige Flankenpressung	N/mm^2
σ_{H0}	Nominelle Flankenpressung	N/mm^2
$\omega_{1,2}$	Winkelgeschwindigkeit des Ritzels, Rades	rad/s

Es ist zu beachten, daß elektronische Rechenanlagen bei Winkeln und Winkelfunktionen in der Regel nur mit der Einheit „Radiant-rad“ arbeiten.

3 Allgemeine Einflußfaktoren

3.1 Reihenfolge der Kraftfaktoren

Die Faktoren K_v , $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$, $K_{H\alpha}$ und $K_{F\alpha}$ hängen von der maßgebenden Umfangskraft ab, d. h. der aufgetragenen Kraft (Nenn-Umfangskraft F_t multipliziert mit dem Anwendungsfaktor K_A). Sie sind auch bis zu einem gewissen Grad voneinander abhängig und müssen daher nacheinander wie folgt berechnet werden:

- K_v mit der aufgetragenen Umfangskraft $F_t \cdot K_A$ ⁵⁾
- $K_{H\beta}$ oder $K_{F\beta}$ mit der umgerechneten Kraft $F_t \cdot K_A \cdot K_v$
- $K_{H\alpha}$ oder $K_{F\alpha}$ mit der umgerechneten Kraft $F_t \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta}$

3.2 Nenn-Umfangskraft, Nenn-Drehmoment, Nenn-Leistung

Als Nenn-Drehmoment des Getriebes wird das maximale Motor-Drehmoment definiert. Mit den Übersetzungen der angeschlossenen Getriebestufen folgt das Nenn-Drehmoment T des betreffenden Zahnradpaares.

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_{1,2}}{d_{1,2}} = \frac{19\,098 \cdot 1000 \cdot P}{d_{1,2} \cdot n_{1,2}} = \frac{1000 \cdot P}{v} \quad (3.01)$$

$$T_{1,2} = \frac{F_t \cdot d_{1,2}}{2000} = \frac{1000 \cdot P}{\omega_{1,2}} = \frac{9549 \cdot P}{n_{1,2}} \quad (3.02)$$

$$P = \frac{F_t \cdot v}{1000} = \frac{T_{1,2} \cdot \omega_{1,2}}{1000} = \frac{T_{1,2} \cdot n_{1,2}}{9549} \quad (3.03)$$

⁵⁾ Bei Getrieben mit Leistungsverzweigung (Planetengetriebe, Mehrweggetriebe) muß eine ungleichmäßige Aufteilung der Gesamt-Umfangskraft durch einen zusätzlichen Aufteilungsfaktor K_v berücksichtigt werden, der in jede Gleichung, in der K_A erscheint, hinter K_A einzufügen ist.

3.3 Äquivalente Umfangskraft, äquivalentes Drehmoment, äquivalente Leistung

Dies ist ein einzelner Zahlenwert, der von einem Drehmoment-Lastkollektiv abgeleitet ist. Es kann angenommen werden, daß der auf der Basis einer Schadensakkumulations-Hypothese, z. B. der Palmgren-Miner-Regel, ermittelte Wert den gleichen Einfluß auf die Dauerhaltbarkeit (oder die gleiche Sicherheit gegenüber der Dauer- oder Zeitfestigkeit) des Zahnrades hat wie das festgelegte Lastkollektiv.

3.4 Maximale Umfangskraft, maximales Drehmoment, maximale Leistung

Dies ist die maximale Umfangskraft $F_{t\max}$ (entsprechendes Drehmoment $T_{\max}$, Leistung $P_{\max}$) aus dem Lastkollektiv. Der Wert $F_{t\max}$ (entsprechend $T_{\max}$, $P_{\max}$) wird zur Ermittlung der statischen Sicherheitsfaktoren gegen Grübchenbildung und Zahnbruch benötigt.

3.5 Anwendungsfaktor K_A

Der Anwendungsfaktor K_A berücksichtigt die Kräfte, die – über die Nenn-Umfangskraft F_t hinaus – von außen in das Getriebe eingeleitet werden.

K_A soll vorzugsweise durch genaue Messungen des Lastkollektivs oder durch eine umfassende Systemanalyse aufgrund abgesicherter Betriebserfahrung in einem speziellen Anwendungsfall gewonnen werden (Methode A).

Wenn diese Methoden nicht zur Verfügung stehen, können die Beispielwerte für K_A nach Anhang A benutzt werden (Methode B).

Es wird empfohlen, den Anwendungsfaktor zwischen Anwender und Hersteller zu vereinbaren.

3.6 Dynamikfaktor K_v

Der Dynamikfaktor K_v berücksichtigt die aufgrund von Schwingungen zwischen Ritzel und Rad im Innern erzeugten dynamischen Kräfte. In der vorliegenden Norm wird Methode B angewendet. Fahrzeuggetriebe werden fast immer im unterkritischen Bereich betrieben ($N \leq 0,85$).

Die Berechnung basiert auf der Annahme, daß sowohl Ritzel als auch Rad als gesonderte Massen gelten können, d. h. daß die Steifigkeiten der Wellen, mit denen Ritzel und Rad verbunden sind, gegenüber der Zahnfedersteifigkeit klein sind.

Für die Berechnung von K_v ist als Linienbelastung der größere Wert von $F_t/b \cdot K_A$ oder 100 N/mm einzusetzen.

Bei kleiner Belastung nehmen die Zahnfedersteifigkeiten mit der Belastung ab und obwohl dies gelegentlich die Resonanzdrehzahl herabsetzt, kann diese Auswirkung unberücksichtigt bleiben, da die absoluten Beanspruchungen in diesen Fällen gering sind.

Bei $F_t/b \cdot K_A < 50$ N/mm ist die Gefahr von Schwingungen groß (eventuell Abheben der eingreifenden Zahnflanken), insbesondere bei grober Verzahnungsgenauigkeit und hohen Geschwindigkeiten.

Ermittlung der Resonanzdrehzahl für weniger gebräuchliche Getriebekonstruktionen siehe DIN 3990 Teil 1, Ausgabe Dezember 1987, Abschnitt 5.3.8.

Zahnfedersteifigkeiten siehe Anhang C.

3.6.1 Bezugsdrehzahl N

N ist das Verhältnis der Drehzahl des Ritzels zur Resonanzdrehzahl:

$$N = n_1/n_{E1} = \frac{n_1 \cdot \pi \cdot z_1}{30\,000} \cdot \sqrt{\frac{m_{\text{red}}}{c_y}} \quad (3.04)$$

m_{red} ist die äquivalente Masse für die kombinierten Massenträgheitsmomente des Radpaares je mm Zahnbreite, reduziert auf die Eingriffslinie (Grundkreisradien).

$$m_{\text{red}} = m_1^* \cdot m_2^* / (m_1^* + m_2^*) \quad (3.05)$$

$$m_1^* = J_1^* / r_{b1}^2; \quad m_2^* = J_2^* / r_{b2}^2 \quad (3.06)$$

m_1^*, m_2^* sind die reduzierten Massen je mm Zahnbreite von Ritzel, Rad.

J_1^*, J_2^* sind die polaren Massenträgheitsmomente je mm Zahnbreite von Ritzel, Rad.

$$\text{mit } r_{b1,2} = \frac{d_{b1,2}}{2}$$

Näherungsrechnung für m_{red} :

$$m_{\text{red}} = \frac{\pi}{8} \cdot \left(\frac{d_{m1}}{d_{b1}} \right)^2 \cdot \frac{d_{m1}^2}{\frac{1}{(1-q_1^4) \cdot q_1} + \frac{1}{(1-q_2^4) \cdot u^2 \cdot q_2}} \quad (3.07)$$

mit

$$d_{m1} = \frac{d_{a1} + d_{f1}}{2} \quad (3.08)$$

$$q_1 = \frac{d_{i1}}{d_{m1}}; \quad q_2 = \frac{d_{i2}}{d_{m2}} \quad (3.09)$$

$q_{1,2} = 7,83 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ Dichte von Stahl⁶⁾

Bemaßung siehe Bild 3.1.

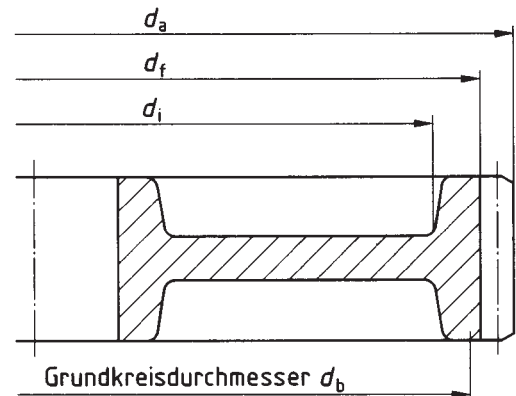


Bild 3.1. Bemaßung der verschiedenen Durchmesser

Bei Rädern mit dünnen Stegen können die Massen von Stegen und Naben vernachlässigt werden.

Für volle Scheibenräder und Scheibenritzel gilt:

$$1 - q_1^4 = 1; \quad 1 - q_2^4 = 1 \quad (3.10)$$

Die Berechnung von $1 - q_1^4$ bzw. $1 - q_2^4$ für Zahnkränze, deren Breite von der Zahnbreite abweicht, gilt nur, wenn die Massen unmittelbar mit dem Zahnkranz verbunden sind. Weiter entfernte Massen sind nicht zu berücksichtigen, da die Steifigkeit der dazwischen liegenden Wellenabschnitte meist klein gegenüber der Zahnsteifigkeit ist.

Bezugsdrehzahl für volle Scheibenritzel und Scheibenräder aus Stahl:

$$N = 1,19 \cdot \frac{z_1}{10} \cdot \frac{v}{100} \cdot \sqrt{\frac{10}{c_y} \cdot \frac{u^2}{1 + u^2}} \quad (3.11)$$

3.6.2 Faktoren B_p, B_f für Verzahnungsgenauigkeit, Einlauf und Belastung

$$B_p = \frac{c' \cdot f_{pe\text{eff}}}{F_t/b \cdot K_A} \quad (3.12)$$

$$B_f = \frac{c' \cdot f_{fa\text{eff}}}{F_t/b \cdot K_A} \quad (3.13)$$

⁶⁾ Bei Verwendung anderer Werkstoffe, z. B. für Innenräder, siehe DIN 3990 Teil 1.