

Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern

Anwendungsnorm für Schnellaufgetriebe
und Getriebe ähnlicher Anforderungen

DIN
3990
Teil 21

Calculation of load capacity of cylindrical gears; application standard for high speed gears and gears of similar requirement

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

Kursiv gedruckte Textteile sind Angaben, die zur unmittelbaren Berechnung nicht erforderlich sind, wohl aber zur Kenntnis des Zusammenhanges dieser Norm mit anderen Normen. Außerdem erleichtern sie das Verständnis der einzelnen Berechnungsschritte.

Die vorliegende Norm ist von den Grundregeln nach DIN 3990 Teil 1 bis Teil 3 abgeleitet, die auch für diese Norm gelten. Sie enthält eindeutige Berechnungsvorschriften. Wegen des begrenzten Anwendungsbereiches entfallen einige Berechnungsanteile und werden für einige Faktoren vereinfachte Berechnungsansätze oder Konstante verwendet. Dadurch ergibt sich eine einfachere Berechnung. – Die Annahmen, die den hier verwendeten Methoden zugrunde liegen, sind in DIN 3990 Teil 1 bis Teil 3 beschrieben.

Die Werkstoffqualitäten und Dauerfestigkeitswerte in DIN 3990 Teil 5 gelten auch für diese Norm.

Will man genauere Berechnungsansätze verwenden oder wird der Anwendungsbereich nach Abschnitt 1 in einem oder mehreren Punkten überschritten, so ist nach DIN 3990 Teil 1 bis Teil 3 oder nach der entsprechenden Anwendungsnorm zu verfahren.

Liegen für einzelne Einflußgrößen abgesicherte Erfahrungen oder Versuchsergebnisse vor, so kann man die hieraus abgeleiteten Faktoren anstelle der Faktoren dieser Norm verwenden. Dabei gelten die in DIN 3990 Teil 1, Ausgabe Dezember 1987, Abschnitt 1.3 für Methode A angegebenen Kriterien. – Abweichungen von den Regeln dieser Norm müssen bei der Angabe des Berechnungsergebnisses vermerkt werden. – Im übrigen muß man die Tragfähigkeitsberechnung genau nach dieser Norm durchführen, wenn Spannungen, Sicherheiten, übertragbare Leistungen oder Servicefaktoren nach „DIN 3990 Teil 21“ angegeben werden.

Die Vereinbarungen zwischen Hersteller und Betreiber sollen Angaben über die Schmierung (vergleiche Abschnitt 1.6) und von außen in das Getriebe eingeleitete Schwingungskräfte (vergleiche Abschnitt 3.2) enthalten.

Die Gleichungen nach dieser Norm sind zum Teil Zahlenwertgleichungen. Deshalb sind grundsätzlich die in Abschnitt 2 angegebenen Einheiten zu verwenden.

Um die Anwendung dieser Norm zu erleichtern, sind zusätzliche Informationen in den Anhängen A bis E zusammengefaßt.

Inhalt

	Seite		Seite
1 Anwendungsbereich und Zweck	2	4.8 Faktoren für die Schmierfilmbildung Z_L, Z_v, Z_R	
1.1 Tragfähigkeitsgrenzen	2	(Dauerfestigkeit)	10
1.2 Drehzahlbereich	2	4.9 Werkstoffpaarungsfaktor Z_W	10
1.3 Getriebe und Verzahnungen	2	4.10 Größenfaktor (Flanke) Z_X	10
1.4 Konstruktion	2	4.11 Mindest-Grübchensicherheit $S_{H \min}$	11
1.5 Zahnradwerkstoffe	2	5 Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit	11
1.6 Schmierung	2	5.1 Grundgleichungen	11
1.7 Sicherheitsfaktoren	2	5.2 Formfaktor Y_F für Außenverzahnung	11
1.8 Eingangsgrößen	2	5.3 Spannungskorrekturfaktor Y_S	12
2 Zeichen, Benennungen und Einheiten	3	5.4 Schrägenfaktor (Zahnfuß) Y_β	12
3 Allgemeine Einflußfaktoren	5	5.5 Zahnfuß-Grundfestigkeit σ_{FE}	12
3.1 Reihenfolge der Kraftfaktoren	5	5.6 Relative Stützziffer $Y_{\delta \text{ rel } T}$	12
3.2 Umfangskraft, Drehmoment, Leistung	5	für die Dauerfestigkeit	12
3.3 Dynamikfaktor K_v	5	5.7 Relativer Oberflächenfaktor (Zahnfuß) $Y_{R \text{ rel } T}$	13
3.4 Breitenfaktoren $K_{H\beta}, K_{F\beta}$	7	für die Dauerfestigkeit	13
4 Berechnung der Grübchentragfähigkeit	9	5.8 Größenfaktor (Zahnfuß) Y_X	13
4.1 Grundgleichungen	9	für die Dauerfestigkeit	13
4.2 Einzeleingriffsfaktoren Z_B und Z_D	9	5.9 Mindest-Zahnbruchsicherheit $S_{F \min}$	13
4.3 Zonenfaktor Z_H	9	Anhang A Anhaltswerte für den Anwendungsfaktor K_A	13
4.4 Elastizitätsfaktor Z_E	9	Anhang B Rechenbeispiele	15
4.5 Überdeckungsfaktor (Flanke) Z_ϵ	9	Anhang C Tragbildkontrolle (Eingriffsgenauigkeit)	17
4.6 Schrägenfaktor (Flanke) Z_β	9	Anhang D Zahnfedersteifigkeit	19
4.7 Dauerfestigkeit für Flankenpressung $\sigma_{H \lim}$	10	Anhang E Besonderheiten der Tragfähigkeitsberechnung für einfache Planetengetriebe	21

Fortsetzung Seite 2 bis 25

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

Documents
Document Sharing Hub

1 Anwendungsbereich und Zweck

1.1 Tragfähigkeitsgrenzen

Die vorliegende Norm enthält Verfahren zur Berechnung der Grübchen- und der Zahnfußtragfähigkeit. Die Freßtragfähigkeit (Warmfressen), die insbesondere bei Schnellaufgetrieben für die übertragbare Leistung maßgeblich ist, ist ohne Einschränkung nach DIN 3990 Teil 4 zu berechnen. – Bei Umgangsgeschwindigkeit $v < 1$ m/s ist für die Tragfähigkeit häufig Gleitverschleiß maßgebend. Angaben zur Berechnung siehe [1], [2], [3], [4], [5].

Entsprechend der Praxis und den üblichen Betriebsbedingungen für Schnellaufgetriebe enthält diese Norm Angaben für Dauergetriebe (Berechnung gegen Dauerfestigkeit). – Wenn während des Betriebes kurzzeitig starke Stöße auftreten, muß man hierfür die Grübchen- und Zahnfußsicherheit gegen statische oder Zeitfestigkeit überprüfen, siehe DIN 3990 Teil 2 und Teil 3.

1.2 Drehzahlbereich

Die vorliegende Norm gilt für Schnellaufgetriebe, definiert durch $n_1 \geq 3000 \text{ min}^{-1}$ (Synchrondrehzahl für 50 Hz Netzfrequenz) sowie für Getriebe hoher Qualität bei besonderen Betriebsbedingungen und niedrigeren Drehzahlen.

1.3 Getriebe und Verzahnungen

a) Getriebearten

Die vorliegende Norm gilt für Außen-Stirnräder mit Evolventenverzahnung. Bei Doppel-Schrägverzahnung 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.

Die Norm darf auch für Innenverzahnung angewendet werden; dann gelten die entsprechenden Regeln der Normen DIN 3990 Teil 1 bis Teil 3. Besonderheiten der Planetengetriebe siehe Anhang E.

b) Verzahnungsgenauigkeit

Verzahnungsqualität 6 nach DIN 3961 (5 nach ISO 1328 – 1975) oder feiner (betrifft K_v , $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha} = 1$ nach DIN 3990 Teil 1, Ausgabe Dezember 1987, Abschnitt 7.4, Methode C). $f_p < 40 \text{ µm}$, Einlaufbetrag y_α proportional f_p (siehe Abschnitt 3.3.2), $F_{\beta x} < 40 \text{ µm}$, Einlaufbetrag y_β proportional $F_{\beta x}$ (siehe Abschnitt 3.4.2). Nachweis der Eingriffsgenauigkeit (accuracy of meshing) siehe Anhang C.

c) Überdeckung

Profilüberdeckung $1,2 < \varepsilon_{\alpha n} < 2,5$

d) Bereich des Schrägungswinkels

Schrägungswinkel $\beta \leq 45^\circ$ (betrifft K_v , $K_{H\beta}$ wegen c_γ ; vergleiche Anhang D, Abschnitt D.2).

e) Bezugsprofile

Für Bezugsprofile keine Einschränkung

f) Korrekturen

Die vorliegende Norm gilt für Verzahnungen mit oder ohne Profil- und Flankenlinienkorrekturen.

1.4 Konstruktion

Die vorliegende Norm gilt unter der Voraussetzung, daß Radkörper, Wellen-Naben-Verbindungen, Wellen, Lager, Gehäuse, Verschraubungen, Fundamente, Anschlußkuppelungen bezüglich Genauigkeit, Tragfähigkeit und Steifigkeit den Anforderungen entsprechen, die für die Tragfähigkeitsberechnung der Zahnräder zugrunde gelegt sind.

Die vorliegende Norm gilt für Radpaare, bei denen die Gesamt-Umfangskraft durch **einen** Zahneingriff übertragen wird. Einfache Planetengetriebe (Getriebe mit Leistungsverzweigung) siehe Anhang E. Vergleiche auch Fußnote 4.

a) Lagerung

Jedes Zahnrad ist mittig zwischen seinen Lagern angeordnet (betrifft $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$). Bei unsymmetrischer Lagerung sind $K_{H\beta}$ und $K_{F\beta}$ nach einer (geeigneten) Methode nach DIN 3990 Teil 1 zu berechnen.

b) Ritzelwelle

Vollwelle oder Hohlwelle mit $d_{shi}/d_{sh} < 0,5$ (betrifft $K_{H\beta}$).

1.5 Zahnradwerkstoffe

Die vorliegende Norm gilt für: Stahlwerkstoffe (betrifft Z_E , c' , c_γ , Z_w , K_v , $K_{H\beta}$). Vergütungsstahl (vergütet), Einsatzstahl (einsatzgehärtet), Nitrierstahl oder Vergütungsstahl (nitriert), Vergütungsstahl oder Einsatzstahl (nitrokarburiert) (betrifft γ_α , γ_β , α_β , Z_L , Z_X , $\sigma_{H \text{ lim}}$, σ_{FE} , Y_X). Im Falle anderer Werkstoffe siehe DIN 3990 Teil 1 bis Teil 5.

1.6 Schmierung

Die vorliegende Norm gilt für Getriebe mit Ölspritzschmierung. Das Schmieröl wird vom Getriebehersteller angegeben oder mit diesem vereinbart. Das Norm-Berechnungsverfahren basiert auf der Voraussetzung, daß im Zahneingriff zu jeder Zeit des Betriebes Schmieröl in ausreichender Menge und in der angegebenen oder vereinbarten Qualität (Viskosität, Sauberkeit, Freßkraftstufe, ...) zu Verfügung steht. Die Kühlung muß so intensiv sein, daß die der Berechnung zugrunde gelegte Temperatur nicht überschritten wird (betrifft Einfluß der Schmierfilmbildung Z_L , Z_v , Z_R).

Hinweise zur Wahl von Schmierstoffen und Schmierstoffversorgung siehe [1], [4], [6].

1.7 Sicherheitsfaktoren

Beim Ansatz der Sicherheitsfaktoren nach Abschnitt 4.1.3 und Abschnitt 5.1.3 ist zu beachten, daß die Festigkeitswerte nach DIN 3990 Teil 5 für 1% Schadenswahrscheinlichkeit gelten.

Die in Abschnitt 4.11 und Abschnitt 5.9 angegebenen Mindestwerte sind nur ausreichend, wenn alle Einflußgrößen für die Berechnung sicher bekannt sind und im Betrieb eingehalten werden, zum Beispiel Belastung, Werkstoffqualität, Fertigungsqualität, Montagegenauigkeit, Aufstellung (Fundament), Anschlüsse an Antriebs- und Arbeitsmaschine, Schmierung, Wartung, Sicherheits- und Kontrolleinrichtungen.

Höhere Sicherheitsfaktoren sind erforderlich, wenn diese Einflußgrößen nicht sicher bekannt sind, ferner in kritischen Anwendungsfällen, d. h. insbesondere bei hohem Schadensrisiko (zum Beispiel wenn ein Schaden Menschenleben gefährden oder langdauernden Stillstand von Anlagen verursachen würde). – Zahnbruch bedingt oft ein größeres Schadensrisiko als Grübchen. Deshalb ist S_F im allgemeinen größer zu wählen als S_H .

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

1.8 Eingangsgrößen

Für die Nachrechnung müssen mindestens folgende Eingangsgrößen bekannt sein oder berechnet werden:

Zahnradaten: z_1 , z_2 , m_n , a , b , (b_B , B), x_1 , x_2 , β , d_{a1} , $d_{a2}^{(1)}$, (ε_α , ε_β); Bezugsprofil der Verzahnung.

Geometriedaten: siehe DIN 3960.

Daten für Konstruktion und Herstellung: Werkstoff, Härte, Wärmebehandlung, Radkörpermaße (Massenträgheitsmoment von Ritzel und Rad), Verzahnungsqualität, Flankenlinienkorrektur (Breitenballigkeit, Endrücknahme); Schmierstoff.

Leistungsdaten: P bzw. T bzw. F_t , n_1 , v ; An- und Abtriebsmaschine, möglichst Lastkollektiv.

¹⁾ Bei Verzahnungen ohne Kopfkantenbruch; andernfalls ist anstelle von d_a der Kopf-Nutkreisdurchmesser d_{Na} einzusetzen.

2 Zeichen, Benennungen und Einheiten

Gesamtübersicht siehe DIN 3990 Teil 1.

a	Achsabstand ²⁾	mm
b	Zahnbreite (bei Doppel-Schrägverzahnung = $2 b_B$) ³⁾	mm
b_B	Zahnbreite einer Pfeilhälfte ³⁾	mm
b_S	Stegbreite	mm
c_Y	Mittlere Gesamt-Zahnfedersteifigkeit je Einheit Zahnbreite (kurz: Eingriffsfedersteifigkeit)	$\frac{N}{(mm \cdot \mu m)}$
c'	Größtwert der Einzel-Zahnfedersteifigkeit (eines Zahnpaars) je Einheit Zahnbreite (kurz: Einzelfedersteifigkeit)	$\frac{N}{(mm \cdot \mu m)}$
$d_{a1, 2}$	Kopfkreisdurchmesser von Ritzel, Rad	mm
$d_{b1, 2}$	Grundkreisdurchmesser von Ritzel, Rad (= $2 \cdot r_{b1, 2}$)	mm
$d_{f1, 2}$	Fußkreisdurchmesser von Ritzel, Rad	mm
$d_{i1, 2}$	Zahnkranz-Innendurchmesser von Ritzel, Rad	mm
d_{sh}	Wellendurchmesser	mm
d_{shi}	Hohlwellen-Innendurchmesser	mm
d_{Na}	Kopf-Nutkreisdurchmesser	mm
$d_{1, 2}$	Teilkreisdurchmesser von Ritzel, Rad	mm
$f_{t\alpha}$	Profil-Formabweichung	μm
f_{ma}	(Flankenlinien-) Herstellabweichung	μm
f_{pe}	Eingriffsteilungsabweichung	μm
$f_{H\beta}$	Flankenlinien-Winkelabweichung	μm
h_{aP}	Kopfhöhe des Stirnrad-Bezugsprofils	mm
h_{fP}	Fußhöhe des Stirnrad-Bezugsprofils	mm
h_{Fe}	Biegehebelarm für Zahnfußbeanspruchung bei Kraftangriff im äußeren Einzeleingriffspunkt	mm
$h_{1, 2}$	Zahnhöhe des Ritzels, Rades	mm
i	Übersetzung	–
l	Lagerstützweite	mm
m	Modul	mm
m_n	Normalmodul	mm
m_{red}	Auf die Eingriffslinie reduzierte Masse des Zahnradpaares je Einheit Zahnbreite	kg/mm
m_t	Stirnmodul	mm

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

3) Zahnbreite für die Berechnung von $K_{F\beta}$ siehe Abschnitt 3.4.3 c), der Grubbentragfähigkeit siehe Abschnitt 4.1.1, der Zahnfußtragfähigkeit siehe Abschnitt 5.1.1.

n_{E1}	Resonanzdrehzahl des Ritzels	$\min^{-1}$
$n_{1, 2}$	Drehzahl des Ritzels, Rades	$\min^{-1}$
p	Anzahl der Planeten	–
pr	Protuberanzbetrag am Werkzeug	mm
q	Fertigbearbeitungszugabe	mm
q_s	Kerbparameter (= $s_{Fn}/2 q_F$)	–
$r_{b1, 2}$	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	mm
u	Zähnezahlverhältnis z_2/z_1 ²⁾	–
v	Umfangsgeschwindigkeit (ohne Index: am Teilkreis)	m/s
v_p	Geschwindigkeitsparameter	–
x_1, x_2	Profilverschiebungsfaktor des Ritzels, Rades	–
y_α	Einlaufbetrag (Teilungsabweichung)	μm
y_β	Einlaufbetrag (Flankenlinienabweichung)	μm
z_n	Ersatzzähnezahl einer Schrägverzahnung	–
z_1, z_2	Zähnezahl des Ritzels, Rades ²⁾	–
B	Gesamtbreite bei Doppel-Schrägverzahnung (= $b + \text{Spaltbreite}$)	mm
B_f	Faktor für Profil-Formabweichung	–
B_k	Faktor für Profilkorrektur	–
B_p	Faktor für Eingriffsteilungsabweichung	–
C_a	Kopfrücknahme	μm
C_{ay}	Durch Einlaufen erzeugte Kopfrücknahme	μm
C_{BS}	Bezugsprofilfaktor	–
C_R	Radkörperfaktor	–
E	Elastizitätsmodul, Young's Modul	N/mm ²
F_{bt}	Zahnnormalkraft im Stirnschnitt	N
$F_{m/b}$	für $K_{H\beta}$ maßgebende mittlere Linienlast	N/mm
F_t	(Nenn-)Umfangskraft am Teilkreis (gesamte von der Verzahnung übertragene Nenn-Umfangskraft)	N
$F_{t eq}$	Äquivalente Umfangskraft	μm
$F_{\beta x}$	Ursprünglich (vor dem Einlaufen) wirksame Flankenlinienabweichung	μm
$F_{\beta y}$	Nach dem Einlaufen wirksame Flankenlinienabweichung	μm
G	Gleitmodul	N/mm ²

HB	Brinellhärte	–
HRC	Rockwellhärte (C-Skala)	–
HV 1	Vickershärte bei Belastung $F = 9,81 \text{ N}$	–
HV 10	Vickershärte bei Belastung $F = 98,10 \text{ N}$	–
K_v	Dynamikfaktor	–
K_A	Anwendungsfaktor	–
$K_{F\beta}$	Breitenfaktor (Fuß); berücksichtigt die Kraftverteilung über die Zahnbreite	–
$K_{H\beta}$	Breitenfaktor (Flanke); berücksichtigt die Kraftverteilung über die Zahnbreite	–
K_Y	Aufteilungsfaktor; berücksichtigt die Aufteilung der Gesamt-Umfangskraft auf mehrere Zahneingriffe bei Leistungsverzweigung	–
N	Anzahl; Exponent, Bezugsdrehzahl	–
P	Übertragene Leistung	kW
P_{eq}	Äquivalente Leistung	kW
P_R	Rauheitsparameter	–
R_a	Arithmetischer Mittenrauhwert nach DIN 4768 Teil 1	μm
R_z	Gemittelte Rauhtiefe nach DIN 4768 Teil 1	μm
S_F	Zahnbruchsicherheit	–
S_H	Grübchensicherheit	–
T_{eq}	Äquivalentes Drehmoment	N m
$T_{1,2}$	Nenn-Drehmoment des Ritzels, des Rades	N m
Y_F	Formfaktor für Kraftangriff im äußeren Einzeleingriffspunkt	–
Y_{RrelT}	Relativer Oberflächenfaktor	–
Y_S	Spannungskorrekturfaktor für Kraftangriff im äußeren Einzeleingriffspunkt	–
Y_X	Größenfaktor (Fuß)	–
Y_β	Schrägenfaktor (Fuß)	–
Y_Y	Überdeckungsfaktor (Fuß)	–
$Y_{\delta rel T}$	Relative Stützziffer	–
Z_v	Geschwindigkeitsfaktor	–
Z_B	Einzeleingriffsfaktor, Ritzel	–
Z_D	Einzeleingriffsfaktor, Rad	–
Z_E	Elastizitätsfaktor	$\sqrt{\text{N/mm}^2}$
Z_H	Zonenfaktor	–
Z_L	Schmierstofffaktor	–
Z_R	Rauheitsfaktor für Grübchentragfähigkeit	–

Z_W	Werkstoffpaarungsfaktor	–
Z_X	Größenfaktor (Flanke)	–
Z_β	Schrägenfaktor (Flanke)	–
Z_c	Überdeckungsfaktor (Flanke)	–
α_n	Normaleingriffswinkel am Teilzylinder	°
α_t	Stirneingriffswinkel am Teilzylinder	°
α_{wt}	Betriebseingriffswinkel	°
β	Schrägungswinkel (ohne Index: am Teilzylinder)	°
β_b	Grundschrägungswinkel	°
ε_α	Profilüberdeckung	–
$\varepsilon_{\alpha n}$	Profilüberdeckung der Ersatz-Geradverzahnung	–
ε_β	Sprungüberdeckung	–
ε_Y	Gesamtüberdeckung	–
κ_β	Einlauffaktor (Flankenlinienabweichung)	–
ν	Poisson-Konstante	–
ν_f	Viskositätsparameter	–
ν_{40}	Viskosität bei 40 °C	mm^2/s
q_{IP}	Fußrundungsradius am Stirnrad-Bezugsprofil	mm
q_F	Fußrundungsradius im Berechnungsquerschnitt	mm
$q_{1,2}$	Dichte von Ritzel, Rad	kg/mm^3
σ_B	Zugfestigkeit	N/mm^2
σ_F	Zahnfußspannung	N/mm^2
σ_{FE}	Zahnfuß-Grundfestigkeit	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
$\sigma_{H \lim}$	Grübchen-Dauerfestigkeit	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, des Rades	rad/s

3 Allgemeine Einflußfaktoren

3.1 Reihenfolge der Kraftfaktoren

Die Faktoren K_V und $K_{H\beta}$ oder $K_{F\beta}$ hängen von der maßgebenden Umfangskraft und damit auch voneinander ab. Sie müssen nacheinander wie folgt berechnet werden:

- K_V mit der maßgebenden äußeren Umfangskraft $F_t \cdot K_A$ (äquivalente Umfangskraft), bei Leistungsverzweigung mit $F_t \cdot K_A \cdot K_V^4$,
- $K_{H\beta}$ oder $K_{F\beta}$ mit der Kraft $F_t \cdot K_A \cdot K_V$.

3.2 Umfangskraft⁵⁾, Drehmoment, Leistung

Beim Ansatz der auf die Verzahnung wirkenden Kräfte muß man sämtliche in das Getriebe eingeleiteten Kräfte berücksichtigen.

Bei Mehrweggetrieben verteilt sich die Gesamt-Umfangskraft nicht ganz gleichmäßig auf die einzelnen Leistungszweige (abhängig von Konstruktion, Umfangsgeschwindigkeit und Fertigungsgenauigkeit). Planetengetriebe siehe Anhang E.

3.2.1 Nenn-Umfangskraft F_t , Nenn-Drehmoment T , Nenn-Leistung P

Die Nenn-Umfangskraft wird im Stirnschnitt am Teilzylinder berechnet.

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

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

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

3.2.2 Äquivalente Umfangskraft, äquivalentes Drehmoment, äquivalente Leistung

Dies ist entsprechend DIN 3990 Teil 1 ein konstanter Zahlenwert, der von einem Lastkollektiv abgeleitet ist. Es wird angenommen, daß dieser mit Hilfe einer Schadensakkumulations-Hypothese, zum Beispiel der Palmgren-Miner-Regel, gewonnene Wert dieselbe Lebensdauer (oder dieselbe Sicherheit gegenüber der Zeit- oder Dauerfestigkeit) der Zahnräder bewirkt wie der tatsächliche Lastverlauf.

3.2.3 Anwendungsfaktor K_A

Der Anwendungsfaktor K_A berücksichtigt die Zusatzkräfte, die von außen in das Getriebe eingeleitet werden. Diese Zusatzkräfte hängen ab von den Charakteristiken der treibenden und der getriebenen Maschine, den Massen und Federsteifigkeiten im An- und Abtriebsstrang (zum Beispiel Wellen und Kupplungen) und den Betriebsbedingungen. Anhaltswerte siehe Anhang A.

K_A soll verzugsweise aus einem genauen Lastkollektiv oder durch eine umfassende Systemanalyse aufgrund abgesicherter Betriebserfahrung in einem speziellen Anwendungsfall gewonnen werden (Methode A).

⁴⁾ Bei Getrieben mit Leistungsverzweigung (Planetengetriebe, Mehrweggetriebe) muß eine ungleichmäßige Aufteilung der Gesamt-Umfangskraft durch einen zusätzlichen Aufteilungsfaktor K_V berücksichtigt werden, der in Gleichung (4.01) und (5.01) hinter K_A einzufügen ist. Planetengetriebe siehe Anhang E.

⁵⁾ Wenn F_t (F_m , F_{th}) im Zusammenhang mit Zahnfedersteifigkeiten und/oder Verzahnungsabweichungen bzw. Verformungen auftritt, ist die Umrechnung von F_t auf F_{tb} (Umfangskraft am Grundkreis) in den entsprechenden Faktoren erfaßt, oder die aus dieser Umrechnung resultierenden Änderungen sind gegenüber anderen Unsicherheiten (z. B. Toleranz der Meßgrößen) zu vernachlässigen.

Nur wenn diese Verfahren nicht zur Verfügung stehen, sind die Anhaltswerte für K_A nach Anhang A zu benutzen (Methode B).

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

3.3 Dynamikfaktor K_V

Der Dynamikfaktor berücksichtigt nach DIN 3990 Teil 1 die inneren dynamischen Zusatzkräfte.

In der vorliegenden Norm wird Methode B verwendet.

3.3.1 Annahmen

Die Berechnung beruht nach DIN 3990 Teil 1 auf der Annahme, daß jedes Radpaar ein einziges, elementares Massen- und Federsystem bildet; daß heißt, daß die Verdrehsteifigkeiten der Wellen relativ klein sind. Vorgehensweise bei sehr steifen Wellen siehe DIN 3990 Teil 1, Ausgabe Dezember 1987, Abschnitte 5.3.2 und 5.3.8.

Zahnräder mit Linienbelastung unter $F_t \cdot K_A/b = 50$ N/mm – bzw. sehr niedrig beanspruchte Zahnräder – sind besonders schwingungsgefährdet (eventuell Abheben der Zahnflanken), insbesondere bei höheren Geschwindigkeiten und größeren Verzahnungsqualitäten (das heißt, wenn die Verzahnungsabweichungen im Vergleich zur Verformung groß sind).

3.3.2 Für Berechnung von K_V benötigte Kennwerte

a) Bezugsdrehzahl N

Wenn im voraus bekannt ist, daß das Getriebe im überkritischen Gebiet arbeitet (trifft für die meisten Schnelllaufgetriebe zu), ist es nicht notwendig, N zu bestimmen. In diesem Fall kann man den Dynamikfaktor direkt nach Abschnitt 3.3.5 berechnen.

Nach DIN 3990 Teil 1 ist N das Verhältnis der Drehzahl des Ritzels zur Resonanzdrehzahl:

$$N = n_1/n_{E1} = n_1 / \left(\frac{30 \cdot 10^3}{\pi \cdot z_1} \cdot \sqrt{\frac{c_y}{m_{red}}} \right) = \frac{n_1 \cdot \pi \cdot z_1}{30\,000} \cdot \sqrt{\frac{m_{red}}{c_y}} \quad (3.04)$$

Hierin bedeuten:

- m_{red} : Auf die Eingriffslinie (Grundkreis) reduzierte Masse des Radpaares je mm Zahnbreite

$$m_{red} = m_1^* m_2^* / (m_1^* + m_2^*) = J_1^* J_2^* / (J_1^* r_{b2}^2 + J_2^* r_{b1}^2) \quad (3.05)$$

Dabei sind m_1^* , m_2^* die reduzierten Massen je mm Zahnbreite von Ritzel, Rad (bezogen auf die Eingriffslinien), J_1^* , J_2^* polare Massenträgheitsmomente je mm Zahnbreite von Ritzel, Rad.

$$m_{red} = \frac{\pi}{8} \cdot \left(\frac{d_{m1}}{d_{b1}} \right)^2 \cdot \frac{d_{m1}^2}{\frac{1}{(1-q_1^4) \cdot \rho_1} + \frac{1}{(1-q_2^4) \cdot \rho_2 \cdot u^2}} \quad (3.06)$$

mit

$$d_{m1} = \frac{d_{a1} + d_{f1}}{2} \quad (3.07)$$

$$q_1 = \frac{d_{i1}}{d_{m1}}; \quad q_2 = \frac{d_{i2}}{d_{m2}} \quad (3.08)$$

Dichte von Stahl: $\rho = 7,83 \cdot 10^{-6}$ kg/mm³

Bezeichnungen siehe Bild 3.1

Bei Stegrädern und Rädern mit dünnen Scheiben können die Massen von Steg, Scheiben und Nabe vernachlässigt werden. Für volle Scheibenräder und Scheibenritzel gilt:

$$1 - q_1^4 = 1 \text{ und } 1 - q_2^4 = 1 \quad (3.09)$$

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 auf der gleichen Welle bleiben unberücksichtigt, da die Steifigkeit der dazwischen liegenden Wellenabschnitte meist klein gegenüber der Zahnsteifigkeit ist.

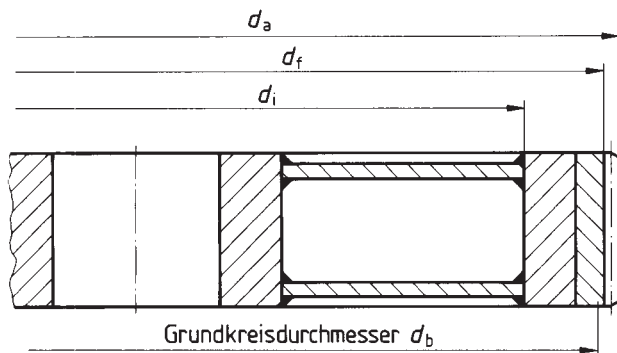


Bild 3.1. Bemaßung verschiedener Durchmesser (nach DIN 3990 Teil 1, Ausgabe Dezember 1987, Bild 5.1)

Grafische Bestimmung der Resonanzdrehzahl n_{E1} für die Paarung Vollritzel – Rad siehe Bild 3.2.

● c_v : Eingriffsfedersteifigkeit. Berechnung siehe Anhang D, Abschnitt D.2.

b) **Faktoren B_p , B_f für Verzahnungsgenauigkeit, Einlauf und Belastung**

Man benötigt B_p und B_f für die Berechnung von K_v in allen Betriebsbereichen.

$$B_p = \frac{f_{pe \text{ eff}} \cdot c'}{F_t/b \cdot K_A} \quad (3.10)$$

$$B_f = \frac{f_{fa \text{ eff}} \cdot c'}{F_t/b \cdot K_A} \quad (3.11)$$

Hierin ist $f_{pe \text{ eff}}$ die wirksame Eingriffsteilungsabweichung nach dem Einlauf, $f_{fa \text{ eff}}$ die wirksame Profil-Formabweichung nach dem Einlauf.⁶⁾

$$f_{pe \text{ eff}} = f_{pe} - y_p \quad (3.12)$$

$$f_{fa \text{ eff}} = f_{fa} - y_f \quad (3.13)$$

● Einlaufbeträge y_p , y_f :

Für Vergütungsstahl:

$$y_p = y_a = \frac{160}{\sigma_{H \text{ lim}}} \cdot f_{pe} \quad (3.14)$$

$$y_f = \frac{160}{\sigma_{H \text{ lim}}} \cdot f_{fa} \quad (3.15)$$

⁶⁾ Bei Verwendung der Toleranzen nach ISO 1328 – 1975 ist für die Profil-Formabweichung f_{fa} ersatzweise der „total profile error“ f_{ft} einzusetzen.

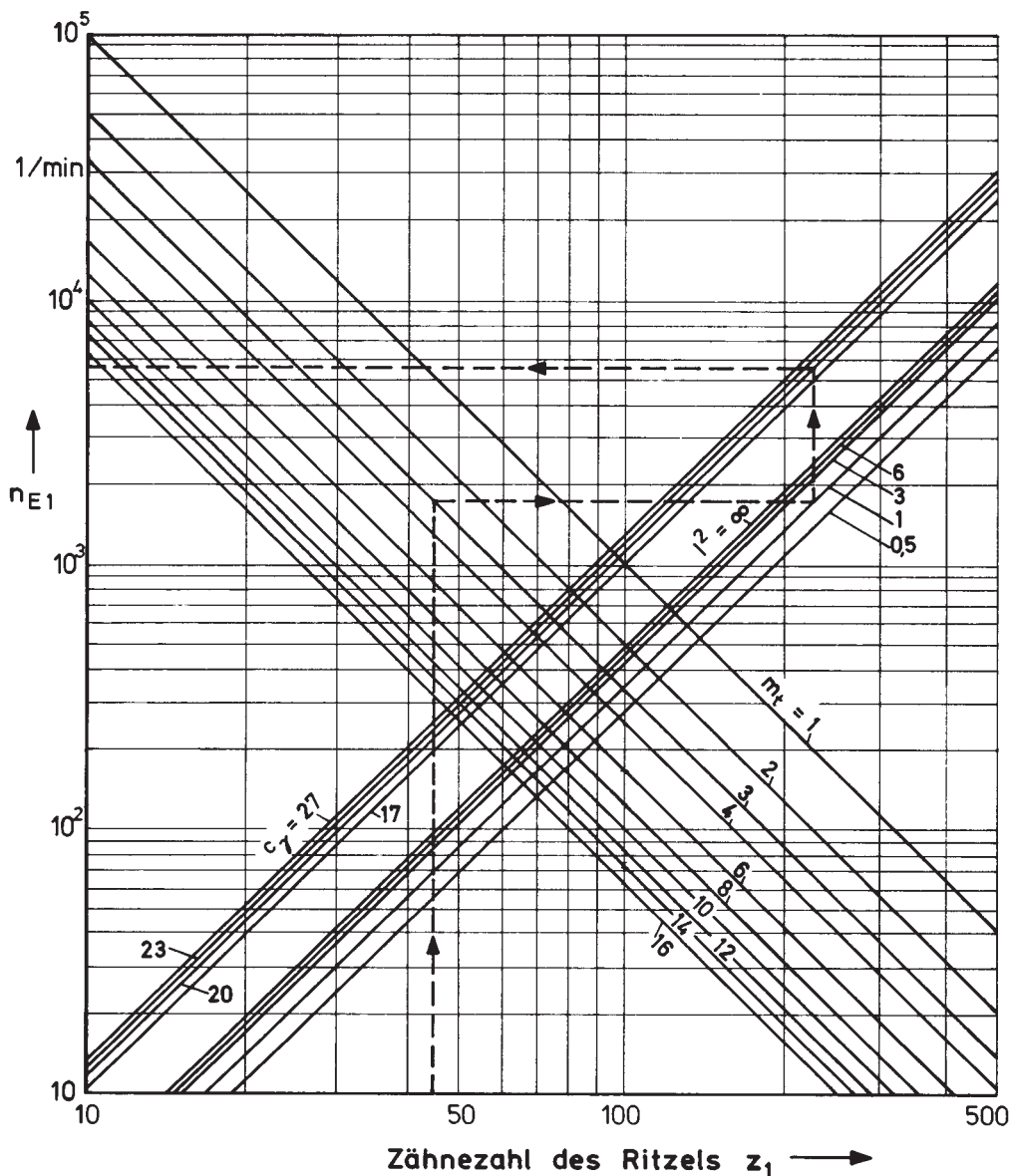


Bild 3.2. Diagramm zur Bestimmung der Resonanzdrehzahl n_{E1} für die Paarung Vollritzel mit beliebigem Rad; q_2 nach Gleichung (3.08), $I^2 = (1 - q_2^4) u^2$ (nach DIN 3990 Teil 1, Ausgabe Dezember 1987, Bild 5.2)

Für einsatzgehärteten, nitrierten oder nitrokarburierten Stahl:

$$y_p = y_a = 0,075 \cdot f_{pe} \quad (3.16)$$

$$y_f = 0,075 \cdot f_{fa} \quad (3.17)$$

Nach DIN 3990 Teil 1 reicht der Proportionalitätsbereich mindestens bis $f_{pe}, f_{fa} = 40 \mu\text{m}$ und gilt damit auch für den Anwendungsbereich dieser Norm, das heißt für Verzahnungsqualität DIN 6 (ISO 5) und feiner.

Bei unterschiedlichen Werkstoffen ist y_{p1}, y_{f1} für den Ritzelwerkstoff und y_{p2}, y_{f2} für den Radwerkstoff zu bestimmen. Für die Berechnung benutzt man den Mittelwert:

$$y_{p,f} = 0,5 \cdot (y_{p1, f1} + y_{p2, f2}) \quad (3.18)$$

- Eingriffsteilungsabweichung f_{pe} und Profil-Formabweichung f_{fa} sind die größeren Werte der Abweichungen von Ritzel und Rad, meist f_{pe2} und f_{fa2} des Rades nach DIN 3962 Teil 1 bis Teil 3 (ISO 1328 – 1975).⁶⁾

c) Faktor B_k für Profilkorrektur

Man benötigt B_k für die Berechnung von K_v im unterkritischen Bereich und im Bereich der Hauptresonanz. Nach DIN 3990 Teil 1, Ausgabe Dezember 1987, Abschnitt 5.3.3:

$$B_k = \left| 1 - \frac{c' \cdot C_a}{F_t/b \cdot K_A} \right| \quad (3.19)$$

mit Einzelfedersteifigkeit c' nach Anhang D.

- **Kopfrücknahme** bei Zahnrädern ohne (im Fertigungsprozeß) erzeugte Profilkorrektur. Hierbei setzt man nach DIN 3990 Teil 1, Ausgabe Dezember 1987, Abschnitt 5.3.3 für C_a die durch Einlaufen erzeugte Kopfrücknahme C_{ay} ein:

$$C_{ay} = \frac{1}{18} \cdot \left(\frac{\sigma_{H \lim}}{97} - 18,45 \right)^2 + 1,5 \quad (3.20)$$

mit $\sigma_{H \lim}$ nach DIN 3990 Teil 5. Bei unterschiedlichen Ritzel- und Radwerkstoffen werden C_{ay1} für das Ritzel und C_{ay2} für das Rad getrennt berechnet. Damit gilt:

$$C_{ay} = 0,5 (C_{ay1} + C_{ay2}) \quad (3.21)$$

- **Kopfrücknahme** bei Zahnrädern mit erzeugter Profilkorrektur. Hierbei ist der Betrag der erzeugten Kopfrücknahme für C_a einzusetzen.

3.3.3 Bestimmung von K_v im unterkritischen Bereich:

$$N \leq 0,85$$

In diesem Bereich können Resonanzen auftreten, wenn die Zahneingriffsfrequenz mit $N = 1/2$ oder $N = 1/3$ zusammenfällt. Bei Schrägverzahnung Verzahnungsqualität DIN 6 (ISO 5) und feiner besteht ein Risiko allerdings nur, wenn weitere Dreh-Eigenfrequenzen in diesen Bereich fallen. – In diesem Fall wäre zu prüfen, ob man die Erregerfrequenz (durch Ändern der Zähnezahl) verändern kann.

Bei Radpaaren mit unterschiedlich großer Steifigkeit von An- und Abtriebswelle kann die Verzahnung bei $N \approx 0,2$ bis $0,5$ Eigenfrequenzen anregen, sofern die Steifigkeit der steiferen Welle in der Größenordnung der Eingriffsfedersteifigkeit c_y liegt. (Hiermit ist die auf den Grundkreis des zugehörigen Rades reduzierte Wellensteifigkeit gemeint.) Der Dynamikfaktor kann dann über dem mit Gleichung (3.22) berechneten Wert liegen.

$$K_v = N (C_{v1} \cdot B_p + C_{v2} \cdot B_f + C_{v3} \cdot B_k) + 1 \quad (3.22)$$

C_{v1}, C_{v2}, C_{v3} siehe Tabelle 3.1. c' siehe Anhang D.

⁶⁾ Siehe Seite 6

3.3.4 Bestimmung von K_v im Bereich der Hauptresonanz:

$$0,85 < N \leq 1,15$$

Radpaare, die in diesem Bereich laufen, sollen eine angemessene Profilkorrektur und eine Gesamtüberdeckung $\varepsilon_y > 2$ aufweisen.

$$K_v = C_{v1} \cdot B_p + C_{v2} \cdot B_f + C_{v4} \cdot B_k + 1 \quad (3.23)$$

C_{v1}, C_{v2}, C_{v4} siehe Tabelle 3.1. c' siehe Anhang D.

3.3.5 Bestimmung von K_v im überkritischen Bereich:

$$N \geq 1,5$$

Hier können Resonanzspitzen bei $N = 2, 3, \dots$ auftreten. In den meisten Fällen sind die Schwingungsausschläge jedoch klein, da die Erregerkräfte mit niedrigeren Frequenzen als der Eingriffsfrequenz im allgemeinen klein sind.

Im Bereich $N > 1$ können auch dynamische Zahnkräfte auftreten, die durch Querschwingungen des Wellen-Zahnrad-Systems hervorgerufen werden. Dies muß bei der Ermittlung von K_v berücksichtigt werden, wenn die Eigenfrequenz der Querschwingungen des Wellen-Zahnrad-Systems im Drehzahlbereich liegt.

$$K_v = C_{v5} \cdot B_p + C_{v6} \cdot B_f + C_{v7} \quad (3.24)$$

C_{v5}, C_{v6}, C_{v7} siehe Tabelle 3.1. c' siehe Anhang D.

3.3.6 Bestimmung von K_v im Zwischenbereich:

$$1,15 < N < 1,5$$

Hierfür gelten ebenfalls die Hinweise in Abschnitt 3.3.5. K_v wird für $N = 1,15$ nach Abschnitt 3.3.4 und für $N = 1,5$ nach Abschnitt 3.3.5 berechnet und für N des Zwischenbereichs durch lineare Interpolation bestimmt:

$$K_v = K_{v(N=1,15)} + \frac{K_{v(N=1,5)} - K_{v(N=1,15)}}{0,35} \cdot (1,5 - N) \quad (3.25)$$

Tabelle 3.1. Rechenwerte der Faktoren C_{v1} bis C_{v7} für die Bestimmung von K_v (Methode B)

	$1 < \varepsilon_y \leq 2$	$\varepsilon_y > 2$	
C_{v1}	0,32	0,32	
C_{v2}	0,34	$\frac{0,57}{\varepsilon_y - 0,3}$	
C_{v3}	0,23	$\frac{0,096}{\varepsilon_y - 1,56}$	
C_{v4}	0,90	$\frac{0,57 - 0,05 \varepsilon_y}{\varepsilon_y - 1,44}$	
C_{v5}	0,47	0,47	
C_{v6}	0,47	$\frac{0,12}{\varepsilon_y - 1,74}$	
	$1 < \varepsilon_y \leq 1,5$	$1,5 < \varepsilon_y \leq 2,5$	$\varepsilon_y > 2,5$
C_{v7}	0,75	$0,125 \sin [\pi (\varepsilon_y - 2)] + 0,875$	1,0

3.4 Breitenfaktoren $K_{H\beta}, K_{F\beta}$

Die Breitenfaktoren berücksichtigen nach DIN 3990 Teil 1 die Auswirkungen ungleichmäßiger Lastverteilung über die Zahnbreite auf die Flankenpressung ($K_{H\beta}$) und die Zahnfußbeanspruchung ($K_{F\beta}$).

In der vorliegenden Norm wird Methode C1 verwendet.

3.4.1 Voraussetzungen, Annahmen

Methode C1 berücksichtigt die elastischen Verformungen des Ritzels sowie Flankenlinienabweichungen, bedingt durch Herstellabweichungen der Verzahnungen und der Gehäusebohrungen, sowie Flankenlinienkorrekturen. – Die Methode gilt für den Betriebszustand, bei dem das Lasttragbild über die gesamte Zahnbreite reicht.



Eine genauere Analyse entsprechend DIN 3990 Teil 1 wird empfohlen, wenn die Konstruktion von der in Abschnitt 1 beschriebenen abweicht oder die folgenden Faktoren einen wesentlichen Einfluß auf die Lastverteilung über die Zahnbreite haben:

- Elastische Verformungen aus äußeren Kräften (zum Beispiel durch Kupplungen).
- Elastische Verformungen von Rad und Radwelle.
- Elastische Verformungen und Herstellabweichungen des Gehäuses.
- Thermische Verformungen und Verformungen aus Fliehkräften.
- Lagerspiele und Verformungen (Lager mit größerem Spiel im Betriebszustand können stark zur Flankenlinienabweichung $F_{\beta x}$ beitragen).

Es wird empfohlen, das Kontakttragbild bei Betriebslage und das Tragbild unter Last zu kontrollieren. – Hinweise hierzu siehe Anhang C.

3.4.2 Für die Berechnung von $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ benötigte Kennwerte

3.4.2.1 Flankenlinien – Herstellabweichung f_{ma}

Es ist zweckmäßig, durch Kontakttragbild-Prüfung im Gehäuse zu kontrollieren, ob die folgenden Ansätze für f_{ma} gerechtfertigt sind. Hinweise hierzu siehe Anhang C.

● Radpaare ohne Flankenlinien-Korrektur oder Anpassungsmaßnahmen:

$$f_{ma} = f_{H\beta}^7 \quad (3.26)$$

● Radpaare mit Anpassungsmaßnahmen (Einlappen, Einlaufen bei geringer Last oder entsprechend eingestellte Lager oder entsprechende Flankenlinien-Winkelkorrektur) und Radpaare mit sinnvoll⁸⁾ gewählter Breitenballigkeit:

$$f_{ma} = 0,5 f_{H\beta}^7 \quad (3.27)$$

● Radpaare mit sinnvoll⁸⁾ gewählter Endrücknahme:

$$f_{ma} = 0,7 f_{H\beta}^7 \quad (3.28)$$

3.4.2.2 Einlaufbetrag y_β , Einlauffaktor α_β

y_β ist der Betrag, um den die Flankenlinienabweichung durch Einlaufen ab Betriebsbeginn vermindert wird, siehe DIN 3990 Teil 1, Ausgabe Dezember 1987, Abschnitt 6.4.2. – Für den Proportionalitätsbereich gilt:

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_\beta = \alpha_\beta F_{\beta x}; \quad y_\beta \leq \max. y_\beta \text{ oder } F_{\beta x} \leq \max. F_{\beta x} \quad (3.29)$$

Kontrolle:

$$F_{\beta x} = [(F_m/b) \cdot (K_{H\beta} - 1) \cdot 2] / (c_\gamma \cdot \alpha_\beta) \leq \max. F_{\beta x} \quad (3.30)$$

Nach DIN 3990 Teil 1, Ausgabe Dezember 1987, Bilder 6.5 und 6.6 reicht der Proportionalitätsbereich mindestens bis $F_{\beta x} = 40 \mu\text{m}$ und gilt damit auch für den Anwendungsbereich dieser Norm, das heißt für Verzahnungsqualität DIN 6 (ISO 5) und feiner. Mit den Gleichungen in DIN 3990 Teil 1, Ausgabe Dezember 1987, Abschnitt 6.4.2 gilt:

$$\text{Für Vergütungsstahl: } \alpha_\beta = 1 - \frac{320}{\sigma_H \lim} \quad (3.31)$$

mit $\sigma_H \lim$ nach DIN 3990 Teil 5.

Für einsatzgehärteten und nitrierten Stahl: $\alpha_\beta = 0,85$. (3.32)

Bei unterschiedlichen Ritzel- und Radwerkstoffen ermittelt man α_β getrennt für beide Werkstoffe und berechnet:

$$\alpha_\beta = 0,5 (\alpha_{\beta 1} + \alpha_{\beta 2}) \quad (3.33)$$

⁷⁾ $f_{H\beta}$ ist die zulässige Flankenlinien-Winkelabweichung eines Rades des Radpaares nach DIN 3961 und DIN 3962 Teil 1 bis Teil 3 (größerer Wert von Ritzel oder Rad).

⁸⁾ Anhaltswerte siehe DIN 3990 Teil 1, Anhang D.

3.4.3 Berechnung von $K_{H\beta}$ und $K_{F\beta}$

a) Breitenfaktor (Flanke) $K_{H\beta}$ bei Gerad- und Einfach-Schrägverzahnung

● Ohne Flankenlinienkorrektur:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3 \pi} \cdot \alpha_\beta \cdot \frac{c_\gamma}{E} \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \cdot \left[5,12 + \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 \cdot \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{\alpha_\beta \cdot c_\gamma \cdot f_{ma}}{2 F_m/b} \quad (3.34)$$

● Mit teilweiser Flankenlinienkorrektur (nur Torsionsverformung ausgeglichen)⁹⁾:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3 \pi} \cdot \alpha_\beta \cdot \frac{c_\gamma}{E} \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^4 \cdot \left(\frac{l}{b} - \frac{7}{12} \right) + \frac{\alpha_\beta \cdot c_\gamma \cdot f_{ma}}{2 F_m/b} \quad (3.35)$$

● Mit voller Flankenlinienkorrektur (Torsions- und Biegeverformung ausgeglichen):

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{\alpha_\beta \cdot c_\gamma \cdot f_{ma}}{2 F_m/b} \text{ und } K_{H\beta} \geq 1,05 \quad (3.36)$$

b) Breitenfaktor (Flanke) $K_{H\beta}$ bei Doppel-Schrägverzahnung¹⁰⁾

● Ohne Flankenlinienkorrektur:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{4000}{3 \pi} \cdot \alpha_\beta \cdot \frac{c_\gamma}{E} \cdot \left[3,2 \cdot \left(\frac{2 b_B}{d_1} \right)^2 + \left(\frac{B}{d_1} \right)^4 \cdot \left(\frac{l}{B} - \frac{7}{12} \right) \right] + \frac{\alpha_\beta \cdot c_\gamma \cdot f_{ma}}{F_m/b_B} \quad (3.37)$$

● Mit voller¹¹⁾ Flankenlinienkorrektur (Torsions- und Biegeverformung ausgeglichen)¹²⁾:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{\alpha_\beta \cdot c_\gamma \cdot f_{ma}}{F_m/b_B} \text{ und } K_{H\beta} \geq 1,05. \quad (3.38)$$

Hierin bedeuten:

c_γ Eingriffsfedersteifigkeit (siehe Anhang D);

b Zahnbreite;

B Gesamtbreite bei Doppel-Schrägverzahnung (einschließlich Spaltbreite);

b_B Zahnbreite einer Pfeilhälfte ($b = 2 b_B$);

dabei ist für b bzw. b_B der kleinere Wert von Ritzel oder Rad einzusetzen, und zwar die Breite im Fußkreis ohne Berücksichtigung sinnvoll ausgeführter Stirnkantenbrüche oder Stirnkantenabrundungen. Die Definition von Abschnitt 4 ist hier nicht gültig.

⁹⁾ Die Torsionsverformung kann nahezu vollständig durch lineare Flankenlinienkorrektur (Schrägungswinkelkorrektur) ausgeglichen werden. Zum Ausgleich der Biegeverformung wäre eine zusätzliche Breitenballigkeit erforderlich.

¹⁰⁾ $K_{H\beta}$ für die (ungünstig beanspruchte) Pfeilhälfte, an der das Drehmoment eingeleitet wird; gleichmäßige Lastaufteilung auf beide Pfeilhälften angenommen; Spaltbreite klein gegenüber Zahnbreite. Da für die Berechnung von $K_{H\beta}$ die Biegeverformung von Ritzelhälfte und halben Spalt herangezogen wird, weist Methode C1 bei größerer Spaltbreite zu große Werte für $K_{H\beta}$ auf. In diesen Fällen soll man $K_{H\beta}$ nach Methode C2 (DIN 3990 Teil 1, Ausgabe Dezember 1987) berechnen.

¹¹⁾ Teilweise Flankenlinienkorrektur, d. h. alleiniger Ausgleich der Torsionsverformung ist bei symmetrisch gelagerter Doppel-Schrägverzahnung nicht sinnvoll. Durch lineare Flankenlinienkorrektur kann man hier Torsions- und Biegeverformung nahezu vollständig ausgleichen.

¹²⁾ Voller Ausgleich für beide Pfeilhälften; mitunter genügt es, allein die Pfeilhälfte zu korrigieren, auf deren Seite das Drehmoment eingeleitet wird; bei der anderen Pfeilhälfte wirken Torsion und Biegung gegensinnig.