

**ZGEAR** ist ein kleines, schnelles Hilfsprogramm für die Vorlesungen und Übungen sowie das Hanser-Lehrbuch *Decker: Maschinenelemente* [1] und das Hanser *Taschenbuch der Maschinenelemente* [2]. Es umfaßt die **Zahnradberechnung nach DIN 3960 und 3990**. Die Norm 3990 stammt aus 1987 und ist nach wie vor gültig.

**Festigkeitskann ZGEAR nach zwei Verfahren rechnen** (die Geometrieberechnung bleibt immer gleich):

1. **Direkt nach DIN 3990 T1, T2 und T3** nach Methode C ( $K_V, K_{H\beta}, K_{F\beta}, Y_{FS}$ ), in Teilen auch nach Methode B ( $K_{H\alpha}, K_{F\alpha}, Y_R, Y_X, Z_L, Z_R, Z_X$ )
2. **Nach den Formelsätzen des Lehrbuchs Decker**. Auch diese lehnen sich an die Methode C, in Teilen auch Methode B der DIN 3990 an, aber besonders bei  $K_{H\beta}, K_{F\beta}, K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$  sind Vereinfachungen gemacht. Die Rechenergebnisse von ZGEAR weichen stellenweise etwas von den Zahlenbeispielen des *Decker* ab, was damit zusammenhängt, daß dort z.B. aus Tabellen interpoliert und dort mitunter vereinfacht mit der V-Verzahnung weitergerechnet wird, während ZGEAR mit der W-Verzahnung weiterarbeitet (vgl. Anmerkung 4. unten).

**Achtung:** Für Genaurechnungen wird ohnehin auf die diversen professionellen Programme der Softwarehäuser und der FVA verwiesen. Legen Sie keine kritischen Verzahnungen mit ZGEAR aus und arbeiten Sie nicht damit, wenn Sie nicht gründlich mit der Verzahnungstheorie und –praxis vertraut sind!

Das Decker-„Leitbeispiel“ (Aufgaben 22.1, 22.3, 22.4, 22.5, 22.9, 23.1, 23.7, 23.8, 23.9) ist bereits als Startkonfiguration geladen, sodaß Sie direkt mit **Aktion > Anzeige der Eingabewerte** die Eingangswerte anzeigen und mit **Aktion > Start der Berechnung** sofort berechnen können. Damit sieht man am besten, was das Programm leistet.

**Eingabewerte:** Es werden Eingabewerte zu Gruppen zusammengefaßt. Dabei werden alle Werte in den üblichen Ingenieur-Einheiten eingegeben, d.h. Leistung in kW, Drehzahlen in 1/min, Durchmesser in mm, Rauheiten in  $\mu\text{m}$  etc. Sie können auch nur teilweise Werte eingeben: Wenn Sie nur Geometrieergebnisse interessieren, dann brauchen Sie keine Leistungs- und Werkstoffwerte einzugeben. Für Innenverzahnungen gilt wie üblich: Zähnezah  $z_2$  negativ, Achsabstand negativ,  $u$  negativ,  $d_2$  negativ etc.

**Rechenmethode:** Damit wählen Sie an, ob nach DIN 3990 (voreingestellt) oder nach den Formelsätzen des *Decker* gerechnet wird.

**Achsabst./ Profilversch. > Achsabstand vorgegeben bzw. Profilverschiebung vorgegeben:**

Alle Berechnungen funktionieren natürlich auch für Geradverzahnungen sowie Null- und V-Null-Getriebe.

Wann macht man was? Wenn man einen genauen Achsabstand erreichen muß, z.B. bei mehreren coaxialen Zahnradstufen (PKW- und Motorradgetriebe): Achsabstand vorgeben, aber bereits vorher mit Modul, Schrägungswinkel und anzustrebender Profilverschiebungssumme „spielen“, denn der Wert für  $a_w$  bzw. näherungsweise  $a_v$  muß halbwegs realistisch sein, z.B. abschätzen mit *Decker* Glch. 22.18 u. 22.24:  $a_v = \frac{m_n}{2 \cos \beta} \cdot (z_1 + z_2) + (x_1 + x_2) m_n$ . Andernfalls wird

der Betriebseingriffswinkel  $\alpha_{wt}$  undefiniert und der Rest der Berechnung unbrauchbar! Wenn man umgekehrt sehr kleine Ritzelzähnezahlen hat (Unterschnittgefahr!) oder besonders ausgeglichene oder tragfähigkeitsoptimierte Zahnradstufen haben möchte: Profilverschiebungen vorgeben. Näheres siehe *Decker* [1] oder *Niemann* [3].

→ Wenn der *Achsabstand* vorgegeben werden soll: Achsabstand  $a_w$  eingeben. Wenn dann später gerechnet wird, wird nach Anzeigen der Profilverschiebungssumme  $x_1 + x_2$  die gewünschte Aufteilung, d.h. der Wert für  $x_1$  abgefragt.

→ Wenn die *Profilverschiebungen*  $x_1$  und  $x_2$  vorgegeben werden sollen: Profilverschiebung Ritzel  $x_1$  und Profilverschiebung Rad  $x_2$  eingeben. Hinter  $x_1 + x_2$  wird die Anzahl der Iterationen für  $\alpha_{wt}$  in Klammern ausgewiesen.

**Achtung:** Wenn sinnlose Werte für Achsabstand und/oder Profilverschiebungen eingegeben werden, gibt ZGEAR zwangsläufig NANs (not a number) aus, z.B. 1.#IND. Damit ist der Rest der Berechnung unbrauchbar. Achten Sie also auf geometrisch sinnvolle Eingabewerte!

**Eingaben > Geometriewerte:**

Zähnezah Ritzel  $z_1$ , Zähnezah Rad  $z_2$ , Normmodul  $m_n$ , Zahnbreite  $b$ , Schrägungswinkel  $\beta$

**Eingaben > Leistungswerte:**

Nenn-Leistung, Drehzah Ritzel  $n_1$ , Anwendungsfaktor  $K_A$ , Verzahnungsqualität (zulässig 5–12)

**Achtung:** ZGEAR prüft, ob die Verzahnungsqualität im zulässigen Bereich liegt und läßt bis zur richtigen Eingabe den Dialog stehen. Sie kommen also erst mit korrekten Werten aus dem Dialog!

**Eingaben > Werkstoff:**

Hierzu muß man bemerken, daß in der Norm 3990 die Werkstoffgruppen für die Faktoren  $Y_X$ ,  $Y_R$  und  $Z_X$  jeweils unterschiedlich aufgebaut sind. Das ist für ein EDV-Programm unglücklich, aber wohl aus Sicht der Getriebeforschung richtig. Daher müssen diese Kennungen getrennt eingegeben werden – achten Sie auf die jeweiligen Unterschiede in den Werkstoffzusammenstellungen!

Kennziffer für Werkstoffpaarung, Werkstoffkennungen für die Bestimmung von  $Y_X$  (Ritzel u. Rad), E-Modul Ritzel  $E_1$ , E-Modul Rad  $E_2$ , Werkstoffkennungen für die Bestimmung von  $Y_R$  (Ritzel u. Rad),  $\sigma_{Flim1}$ ,  $\sigma_{Hlim1}$ ,  $\sigma_{Flim2}$ ,  $\sigma_{Hlim2}$ , Werkstoffkennungen für die Bestimmung von  $Z_X$  (Ritzel u. Rad), Ölviskosität bei 40°C. Beachte:  $\sigma_{Flim} = 0.5 \sigma_{FE}$

**Achtung: ZGEAR prüft, ob die Werkstoffkennungen jeweils im zulässigen Bereich liegen und läßt bis zur richtigen Eingabe die Dialoge stehen. Sie kommen also erst mit korrekten Werten aus den Dialogen!**

**Eingaben > Hilfwerte:**

$h_{FP1}/m_n$  (üblich: 1,25),  $\rho_{FP1}/m_n$  (üblich: 0,25), Rautiefe Fuß  $R_{z1}$ , Rautiefe Flanke  $R_{z1}$ ,  $h_{FP2}/m_n$  (üblich: 1,25),  $\rho_{FP2}/m_n$  (üblich: 0,25), Rautiefe Fuß  $R_{z2}$ , Rautiefe Flanke  $R_{z2}$ . Im Falle Berechnung direkt nach DIN 3990 zusätzlich: Flankenlinienabweichung  $f_{sh}$ , (vgl. Tabelle nächste Seite oder bestimmen Sie  $f_{sh}$  mit genauen Verfahren der DIN 3990 T1), Anpassung ja oder nein oder optimales Tragbild, d.h. entweder Radpaare mit Anpassungsmaßnahmen wie Einlappen oder Einlaufen bzw. Radpaare mit sinnvoll gewählter Breitenballigkeit oder aber Zusammenbau der Räder ohne Korrektur oder Einstellung oder aber optimales Tragbild. Diese Werte beeinflussen  $K_{H\beta}$  sehr stark!

**Aktion > Anzeige der Eingabewerte:**

Damit können Sie sich alle Eingabewerte anzeigen lassen und prüfen, ob Ihre Eingaben aus den Dialogen auch richtig angekommen sind.

**Aktion > Start der Berechnung:**

Es werden zunächst die berechneten *Geometriewerte* vorgehensunabhängig ausgegeben:

- 1) Modul im Stirnschnitt  $m_t$ ,  $\alpha_t$  (= al.t), Teilkreis.  $d_1$ ,  $d_2$ , Grundkreis.  $d_{b1}$ ,  $d_{b2}$ ,  
→ Profilverschiebung vorgegeben: Betriebseingriffswinkel  $\alpha_{wt}$  (= al.wt), W-Achsabstand  $a_w$  (= aw)  
→ Achsabstand vorgegeben: Betriebseingriffswinkel  $\alpha_{wt}$  (= al.wt), Profilverschiebungssumme  $x_1+x_2$ ,  
daher dann Abfrage  $x_1$ , um die Profilverschiebungssumme aufzuteilen
- 2) Zähnezahlnverhältnis  $u$ , V-Kreis.  $d_{v1}$ ,  $d_{v2}$ , Kopfkreis.  $d_{a1}$ ,  $d_{a2}$ , Fußkreis.  $d_{f1}$ ,  $d_{f2}$ , Betriebs-Wälzkreis.  $d_{w1}$ ,  $d_{w2}$
- 3) Ersatzzähnezahlen  $z_{n1}$ ,  $z_{n2}$ , Schrägungswinkel am Grundzylinder  $\beta_b$  (= betab), Stirneingriffsteilung  $p_{et}$  (= pet), Null-Achsabstand  $a_d$  (= ad), V-Achsabstand  $a_v$  (= av), Kopfkürzungsfaktor  $k$  (wenn negativ: keine Kopfkürzung notwendig), Kopfkreis.  $d_{k1}$ ,  $d_{k2}$
- 4) Profilüberdeckung  $\varepsilon_\alpha$ , Sprungüberdeckung  $\varepsilon_\beta$ , Gesamtüberdeckung  $\varepsilon_\gamma$

Sodann werden die berechneten *Festigkeitsergebnisse* je nach gewähltem Vorgehen ausgegeben:

**Direkt nach DIN 3990:**

- 1) Umfangsgeschw. am Teilkreis  $v$ , Nenn-Umfangskraft am Teilkreis  $F_{Nt}$  (= FNt), berechnet am Teilkreis, Spitzenleistung  $P_b$  (= Pb), die folgenden fünf Spitzenwerte werden am Betriebs-Wälzkreis berechnet: Tangentialkraft  $F_t$  (= Ft), Radialkraft  $F_r$  (= Fr), Axialkraft  $F_a$  (= Fa), Drehmoment Ritzel  $T_1$  (= T1), Drehmoment Rad  $T_2$  (= T2)
- 2) Linienbelastung  $w$ , berechnet mit  $F_{Nt}$ , also am Teilkreis, Dynamikfaktor  $K_v$  (= KV), dabei wird hinter  $K_v$  in Klammern der Fall für  $K_v$  ausgegeben (1=Schrägverz. und  $\varepsilon_\beta \geq 1$ , 2=Geradverz., 3=Schrägverz. und  $\varepsilon_\beta < 1$ ), Linienbelastung  $w_t$  (= wt), ursprünglich wirksame Flankenlinienabweichung  $F_{\beta x}$  (= Fbetax), der aus  $y_{\beta 1}$  und  $y_{\beta 2}$  gemittelte Einlaufbetrag  $y_{\beta m}$  (= ybetam), wirksame Flankenlinienabweichung  $F_{\beta y}$  (= Fbetay), Breitenfaktor Grübchentragsfähigkeit  $K_{H\beta}$  (= KHbeta), Exponent NF, Breitenfaktor Zahnfußtragsfähigkeit  $K_{F\beta}$  (= KFbeta)
- 3) zulässige Eingriffsteilungsabweichung  $f_{pe}$  (= fpe), der aus  $y_{\alpha 1}$  und  $y_{\alpha 2}$  gemittelte Einlaufbetrag  $y_{\alpha m}$  (= yalfam), Überdeckungsfaktor Zahnfußtragsfähigkeit  $Y_\varepsilon$  (= Yeps), Überdeckungsfaktor Grübchentragsfähigkeit  $Z_\varepsilon$  (= Zeps), Stirnfaktor Grübchentragsfähigkeit  $K_{H\alpha}$  (= KHalfa), Stirnfaktor Zahnfußtragsfähigkeit  $K_{F\alpha}$  (= KFalfa), die Kopffaktoren  $Y_{FS1}$  und  $Y_{FS2}$  werden iterativ bestimmt, der Wert dahinter in Klammern gibt die Anzahl der Iterationsschritte an
- 4) Schrägenfaktor  $Y_\beta$  (= Ybeta), Größenfaktoren  $Y_{X1}$  (= YX1) u.  $Y_{X2}$  (= YX2), relative Oberflächenfaktoren  $Y_{R1}$  (= YR1) u.  $Y_{R2}$  (= YR2), Zahnfußnennspannungen  $\sigma_{F01}$  (= SigF01) u.  $\sigma_{F02}$  (= SigF02), Zahnfußspannungen  $\sigma_{F1}$  (= SigF1) u.  $\sigma_{F2}$  (= SigF2)
- 5) Sicherheitsfaktoren Zahnfußspannung  $S_{F1}$  (= SF1) u.  $S_{F2}$  (= SF2), Zonenfaktor  $Z_H$  (= ZH), Elastizitätsfaktor  $Z_E$  (= ZE), Schrägenfaktor  $Z_\beta$  (= Zbeta), nominelle Flankenpressung  $\sigma_{H0}$  (= SigH0), maßgebende Flankenpressung  $\sigma_H$  (= SigH), Schmierstoff-Faktoren  $Z_{L1}$  (= ZL1) u.  $Z_{L2}$  (= ZL2)
- 6) Geschwindigkeitsfaktoren  $Z_{V1}$  (= ZV1) u.  $Z_{V2}$  (= ZV2), Rauheitsfaktoren  $Z_{R1}$  (= ZR1) u.  $Z_{R2}$  (= ZR2), Größenfaktoren  $Z_{X1}$  (= ZX1) u.  $Z_{X2}$  (= ZX2), Sicherheitsfaktoren Flankenpressung  $S_{H1}$  (= SH1) u.  $S_{H2}$  (= SH2)

### Nach den Formelsätzen des Decker:

- 1) Umfangsgeschw. am Teilkreis  $v$ , Nenn-Umfangskraft am Teilkreis  $F_{Nt}$  ( $= FNt$ ), berechnet am Teilkreis, Spitzenleistung  $P_b$  ( $= Pb$ ), die folgenden fünf Spitzenwerte werden am Betriebs-Wälzkreis berechnet: Tangentialkraft  $F_t$  ( $= Ft$ ), Radialkraft  $F_r$  ( $= Fr$ ), Axialkraft  $F_a$  ( $= Fa$ ), Drehmoment Ritzel  $T_1$  ( $= T1$ ), Drehmoment Rad  $T_2$  ( $= T2$ )
- 2) Linienbelastung  $w$ , berechnet mit  $F_{Nt}$ , also am Teilkreis, Dynamikfaktor  $K_v$  ( $= KV$ ), dabei wird hinter  $K_v$  in Klammern der Fall für  $K_v$  ausgegeben (1=Schrägverz. und  $\varepsilon_\beta \geq 1$ , 2= Geradverz., 3= Schrägverz. und  $\varepsilon_\beta < 1$ ), Linienbelastung  $w_t$  ( $= wt$ ), Breitengrundfaktor  $K_\beta$  ( $= Kbeta$ ), Korrekturfaktor Linienbelastung  $f_w$  ( $= fw$ ), Werkstoffpaarungsfaktor  $f_p$  ( $= fp$ ), Breitenfaktor Zahnfußtragfähigkeit  $K_{F\beta}$  ( $= KFbeta$ ), Breitenfaktor Grübchentragfähigkeit  $K_{H\beta}$  ( $= KHbeta$ )
- 3) zulässige Eingriffsteilungsabweichung  $f_{pe}$  ( $= fpe$ ), Einlaufbetrag  $y_p$  ( $= yp$ ), Überdeckungsfaktor Zahnfußtragfähigkeit  $Y_\varepsilon$  ( $= Yeps$ ), Überdeckungsfaktor Grübchentragfähigkeit  $Z_\varepsilon$  ( $= Zeps$ ), Stirnfaktor Zahnfußtragfähigkeit  $K_{F\alpha}$  ( $= KFalpha$ ), Stirnfaktor Grübchentragfähigkeit  $K_{H\alpha}$  ( $= KHalpha$ ), die Kopffaktoren  $Y_{FS1}$  und  $Y_{FS2}$  werden iterativ bestimmt, der Wert dahinter in Klammern gibt die Anzahl der Iterationsschritte an
- 4) Schrägenfaktor  $Y_\beta$  ( $= Ybeta$ ), Größenfaktoren  $Y_{X1}$  ( $= YX1$ ) u.  $Y_{X2}$  ( $= YX2$ ), relative Oberflächenfaktoren  $Y_{R1}$  ( $= YR1$ ) u.  $Y_{R2}$  ( $= YR2$ ), Zahnfußnennspannungen  $\sigma_{F01}$  ( $= SigF01$ ) u.  $\sigma_{F02}$  ( $= SigF02$ ), Zahnfußspannungen  $\sigma_{F1}$  ( $= SigF1$ ) u.  $\sigma_{F2}$  ( $= SigF2$ )
- 5) Sicherheitsfaktoren Zahnfußspannung  $S_{F1}$  ( $= SF1$ ) u.  $S_{F2}$  ( $= SF2$ ), Zonenfaktor  $Z_H$  ( $= ZH$ ), Elastizitätsfaktor  $Z_E$  ( $= ZE$ ), Schrägenfaktor  $Z_\beta$  ( $= Zbeta$ ), nominelle Flankenpressung  $\sigma_{H0}$  ( $= SigH0$ ), maßgebende Flankenpressung  $\sigma_H$  ( $= SigH$ ), Schmierstoff-Faktoren  $Z_{L1}$  ( $= ZL1$ ) u.  $Z_{L2}$  ( $= ZL2$ )
- 6) Geschwindigkeitsfaktoren  $Z_{V1}$  ( $= ZV1$ ) u.  $Z_{V2}$  ( $= ZV2$ ), Rauheitsfaktoren  $Z_{R1}$  ( $= ZR1$ ) u.  $Z_{R2}$  ( $= ZR2$ ), Größenfaktoren  $Z_{X1}$  ( $= ZX1$ ) u.  $Z_{X2}$  ( $= ZX2$ ), Sicherheitsfaktoren Flankenpressung  $S_{H1}$  ( $= SH1$ ) u.  $S_{H2}$  ( $= SH2$ )

### Anmerkungen:

1. Es können außen- und innenverzahnte Stirnradstufen berechnet werden, aber keine Zahnstangen und Kegelräder.
2. Der Eingriffswinkel ist immer  $20^\circ$ .
3. Es wird dauerhaft gerechnet, nicht zeit- oder betriebsfest. Daher ist  $Y_{NT} = Z_{NT} = 1$ . Sie können aber die Flankensicherheiten  $S_{H1}$  bzw.  $S_{H2}$  und die Fußsicherheiten  $S_{F1}$  bzw.  $S_{F2}$  mit diesen Faktoren multiplizieren, um zeitfest zu rechnen, vgl. Diagramme unten.
4. Es wird immer mit dem W-Achsabstand (Decker Glch. 22.26) gerechnet: Die Gleichung
$$\operatorname{inv} \alpha_{wt} = \operatorname{inv} \alpha_t + 2 \frac{x_1 + x_2}{Z_1 + Z_2} \tan \alpha_n$$
(Decker Glch. 22.26) wird dann iterativ gelöst. Ein Weiterrechnen mit dem V-Achsabstand bei Profilverschiebung ist nicht vorgesehen.
5. Verzahnungsqualitäten 6 ~ 12 (für höhere Qualitäten sollte man ohnehin mit einem Spezialprogramm rechnen).
6. Werkstoffpaarungen St/St, GGG/GGG, GG/GG, St/GG, St/GGG
7. Decker: Der Dynamikfaktor  $K_v$  wird (genauer) nach den Glch. 5.25 und 5.26 der DIN 3990 T1 direkt berechnet, während das Vorgehen im Decker an das grafische Verfahren Glch. 5.24 der DIN 3990 T1 anknüpft.
8. Decker: Der Faktor  $K_\beta$  braucht nicht eingegeben zu werden. Er wird programmintern durch Näherungsgleichungen vom Typ  $y = 10^z$ ,  $z = a_0 + a_1 \log(x) + a_2 \log^2(x)$  berechnet, die ansich genau arbeiten, aber von den Tabellen, die bereichsweise und nicht kontinuierlich Werte liefern, durchaus abweichen können.
9. Decker: Die Faktoren  $f_w$ ,  $f_p$ ,  $c_\gamma$  und  $K$  brauchen nicht eingegeben zu werden. Sie sind programmintern hinterlegt.
10. Die Kopffaktoren  $Y_{FS}$  werden sehr genau nach den Formeln der DIN 3990 T3 u. T11 nach Methode C bestimmt; dabei wird der Winkel  $\vartheta$  iterativ berechnet.
11. Decker: Die Größenfaktoren  $Y_X$  und  $Z_X$  werden (genauer) nach den Formelsätzen der DIN 3990 T3 nach Methode B bestimmt, nicht nach Tabelle Decker 23.16.
12. Die relativen Oberflächenfaktoren  $Y_R$  werden nach den Formelsätzen der DIN 3990 T3 bestimmt. Dies entspricht der Methode B und den Formeln, die in der Legende zur Glch. (23.43) des Decker genannt werden.
13. Die relative Stützziffer  $Y_\delta$  ist programmintern auf 1 gesetzt, normale Fußausrundung unterstellt.
14.  $Z_w$  ist programmintern auf 1 gesetzt; damit liegt man auf der sicheren Seite.
15. Decker: Die Faktoren  $Z_L$ ,  $Z_v$  und  $Z_R$  werden (genauer) nach den Formelsätzen der DIN 3990 T3 nach Methode B bestimmt, nicht nach Tabelle Decker 23.19.

### Literatur:

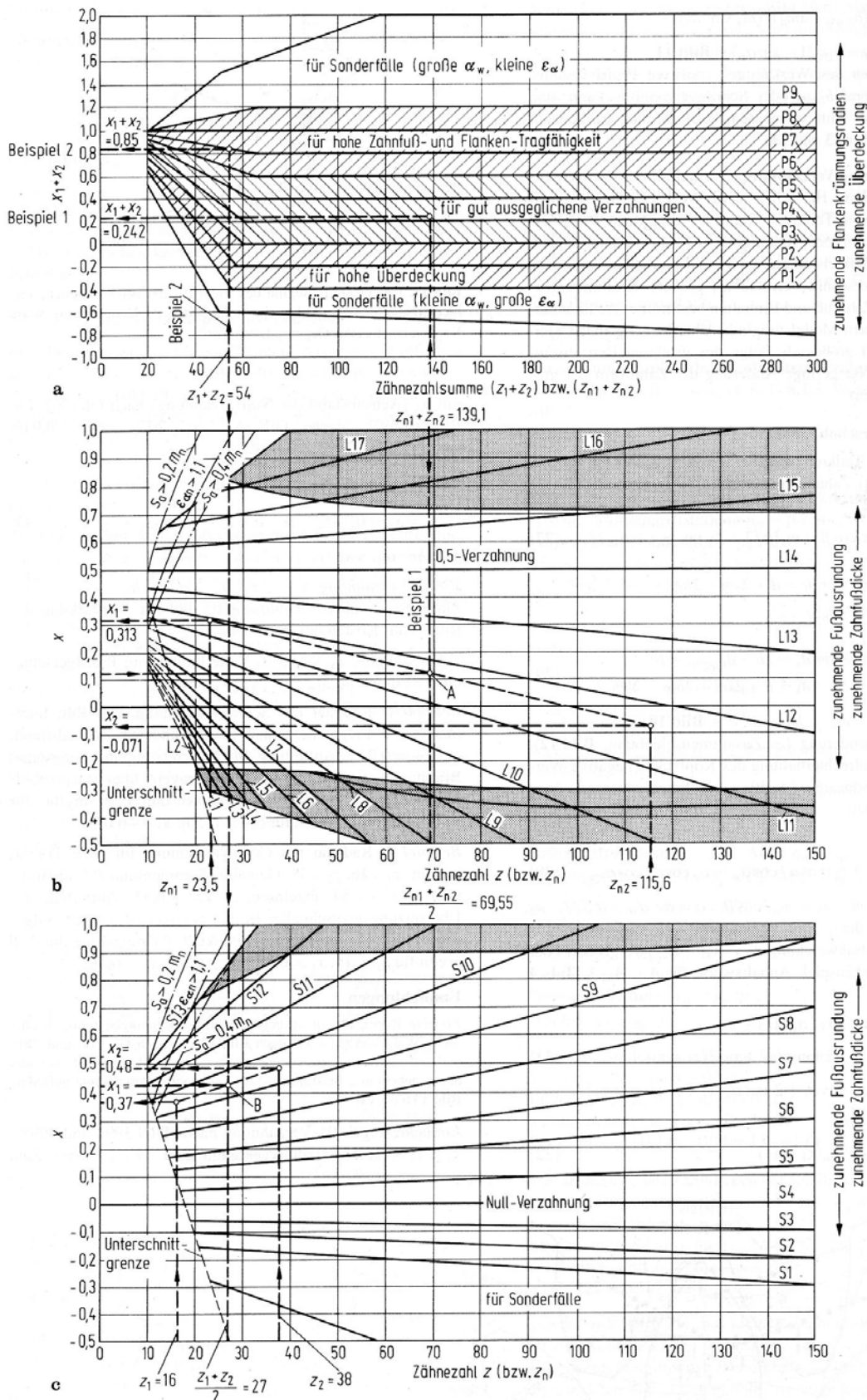
- [1] Decker: Maschinenelemente. 16. Auflage. München, Wien: Carl Hanser 2007.
  - [2] Rieg, F.; Kaczmarek, M. (Hrsg): Taschenbuch der Maschinenelemente. München, Wien: Hanser 2006.
  - [3] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente, Bd.II. 2.Auflage. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1989.
- DIN 3990 Teil 1: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Einführung und allgemeine Einflußfaktoren, Dez.1987  
DIN 3990 Teil 2: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Berechnung der Grübchentragfähigkeit, Dez.1987  
DIN 3990 Teil 3: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit, Dez.1987  
DIN 3990 Teil 11: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Anwendungsnorm für Industriegetriebe, Detail-Methode, Feb.1989

Normmoduln gemäß DIN 780 nach Tabellenbuch *Decker*

Reihe 1	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,25
	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60
Reihe 2	0,055	0,07	0,09	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95	1,125	1,375
	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28	36	45	55	70

Anwendungsfaktor  $K_A$  gemäß DIN 3990 nach Tabellenbuch *Decker*

Arbeitsmaschine (getriebene Maschine) Arbeitsweise und Beispiele	Kraftmaschine (Antriebsmaschine) Arbeitsweise und Beispiele			
	gleichmäßig: Elektro- motor	leichte Stöße: Dampf-, Gasturbine	mäßige Stöße: Mehrzylinder- Motor	starke Stöße: Einzyylinder- Motor
gleichmäßig (uniform): Stromerzeuger, Vorschubgetriebe, leichte Aufzüge und Hubwinden, Turbogebälse und -verdichter, Rührer und Mischer für Stoffe gleichmäßiger Dichte, Gurt- und Schneckenförderer	1,00	1,10	1,25	1,50
mäßige Stöße (moderat): Hauptantriebe von Werkzeugmaschinen, schwere Aufzüge, Krandrehwerke, Grubenlüfter, Rührer und Mischer für Stoffe ungleichmäßiger Dichte, Mehrzylinder-Kolbenpumpen, Zuteilpumpen	1,25	1,35	1,50	1,75
mittlere Stöße: Holzbearbeitungsmaschinen, Hubwerke, Einzylinder-Kolben- pumpen, Mischmaschinen mit unterbrochenem Betrieb, Mahlwerke	1,50	1,60	1,75	2,00
starke Stöße (heavy): Stanzen, Scheren, Walzwerks- und Hüttenmaschinen, Löffelbagger, schwere Zentrifugen, schwere Zuteilpumpen, Pressen	1,75	1,85	2,00	2,25 oder höher



Wahl der Profilverschiebung gemäß DIN 3992 aus *Dubbel*, 21. Auflage. **Diagramm a:** Wahl der Profilverschiebungssumme  $x_1+x_2$ , **Diagramm b:** Empfehlung für die Aufteilung von  $x_1+x_2$  bei Übersetzung ins Langsame, **Diagramm c:** Aufteilung von  $x_1+x_2$  bei Übersetzung ins Schnelle. Graue Bereiche: Gefahr von Eingriffsstörungen. Wenn  $z_2 > 150$ , dann setze  $z_2 = 150$ .

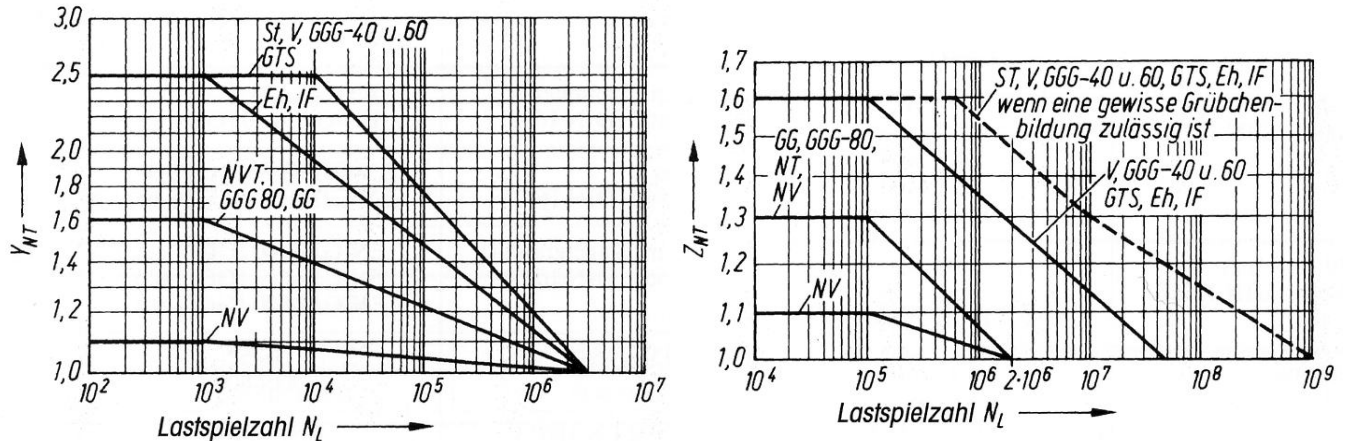
**Beispiel 1:** Radpaar mit Schrägverzahnung. Diagramm a: Wahl von  $x_1+x_2$ : wähle z.B. Summenlinie P4-P5, liefert  $x_1+x_2 = 0.24$ . Übersetzung ins Langsame, also Diagramm b: Ins Diagramm mit  $x_1+x_2/2 = 0.12$  von Y-Achse nach rechts und mit  $z_{n1}+z_{n2}/2 = 69.5$  von X-Achse nach oben ergibt Schnittpunkt A. Paarungslinie durch A liefert für  $z_{n1} = 23.5$  dann  $x_1 = 0.31$  (und für  $z_{n2} = 115.6$  dann  $x_2 = -0.07$ , aber das ergäbe sich auch aus der Profilverschiebungssumme).

**Beispiel 2:** Radpaar mit Geradverzahnung für hohe Tragfähigkeit,  $z_1 = 16$ ,  $z_2 = 38$ . Diagramm a: Wahl von  $x_1+x_2$ : wähle z.B. Summenlinie P7, liefert  $x_1+x_2 = 0.85$ . Übersetzung ins Schnelle, also Diagramm c: Ins Diagramm mit  $x_1+x_2/2 = 0.425$  von Y-Achse nach rechts und mit  $z_1+z_2/2 = 27$  von X-Achse nach oben ergibt Schnittpunkt B. Paarungslinie durch B liefert für  $z_1 = 16$  dann  $x_1 = 0.37$  (und für  $z_2 = 38$  dann  $x_2 = 0.48$ , aber das ergäbe sich auch aus der Profilverschiebungssumme).

Flankenlinienabweichung durch Verformung:  $f_{sh}$  in  $\mu m$

Zahnbreite in mm	$\leq 20$	$> 20$ $\leq 40$	$> 40$ $\leq 100$	$> 100$ $\leq 260$	$> 260$ $\leq 315$	$> 315$ $\leq 560$	$> 560$
sehr steife Getriebe und/oder $F_t/b < 200 \text{ N/mm}^2$ , z.B. Turbogetriebe	5	6,5	7	8	10	12	16
mittlere Steifigkeit und/oder $F_t/b = 200 \sim 1000 \text{ N/mm}^2$ , typische Industriegetriebe	6	7	8	11	14	18	24
nachgiebige Getriebe und/oder $F_t/b > 1000 \text{ N/mm}^2$	10	13	18	25	30	38	50

Lebensdauerfaktoren  $Y_{NT}$  und  $Z_{NT}$  gemäß DIN 3990 aus Tabellenband *Decker*



Werkstoff	Kurzzeichen	Behandlung	Flanken- härte	$\sigma_{FE}$ N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{H \lim}$ N/mm <sup>2</sup>
Gusseisen m. Lamellengr. DIN EN 1561 (DIN 1691)	EN-GJL-200 (GG-20) EN-GJL-250 (GG-25)	— —	180 HB 220 HB	80 110	300 360
Temperguss DIN EN 1562 (DIN 1692)	EN-GJMB-350 (GTS-35) EN-GJMB-650 (GTS-65)	— —	150 HB 220 HB	330 410	320 460
Gusseisen m. Kugelgraphit DIN EN 1563 (DIN 1693)	EN-GJS-400 (GGG-40) EN-GJS-600 (GGG-60) EN-GJS-800 (GGG-80)	— — —	180 HB 250 HB 320 HB	370 450 500	370 490 600
Stahlguss DIN 1681	GS-52 GS-60	— —	160 HB 180 HB	280 320	320 380
Baustahl DIN EN 10025 (DIN 17100)	E295 (St 50) E335 (St 60) E360 (St 70)	— — —	160 HB 190 HB 210 HB	320 350 410	370 430 460
Vergütungsstahl DIN EN 10083 (DIN 17200)	C 45	normalisiert	190 HV 10	410	530
	34CrMo4 42CrMo4 34CrNiMo6	vergütet	270 HV 10 300 HV 10 310 HV 10	520 570 610	530 600 630
	16MnCr5 15CrNi6 17CrNiMo6	einsatzgehärtet	720 HV 10 730 HV 10 740 HV 10	860 920 1000	1470 1490 1510
Vergütungs- und Einsatzstahl	42CrMo4 16MnCr5 31CrMoV9	gasnitriert	550 HV 10 550 HV 10 700 HV 10	770 810 840	1070 1100 1230
	C 45 16MnCr5 42CrMo4	nitro- carburisiert	420 HV 10 560 HV 10 610 HV 10	620 650 680	710 770 830
	34Cr4	carbonitriert	650 HV 10	900	1350

Auswahl Zahnradwerkstoffe aus Tabellenband *Decker*. **Beachte:** In der DIN 3990 T5 wird  $\sigma_{Flim}$  verwendet.

Umrechnung:  $\sigma_{Flim} = 0.5 \sigma_{FE}$

Beispiel aus [3], S.305 ff: Turbogetriebe,  $z_1 = 31$ ,  $z_2 = 146$ ,  $m_n = 4$ ,  $\beta = 10.5$ ,  $b = 180$ ,  $x_1 = 0.2549$ ,  $x_2 = -0.2523$ ,  $P_{Nb} = 5500$ ,  $n_1 = 17657$ ,  $K_A = 1.25$ , Qualität 5,  $h_{fp1}/m_n = 1.4$ ,  $\rho_{fp1}/m_n = 0.4$ ,  $h_{fp2}/m_n = 1.4$ ,  $\rho_{fp2}/m_n = 0.4$ ,  $R_{z1} \text{ Fuß} = 10$ ,  $R_{z2} \text{ Fuß} = 10$ ,  $R_{z1} \text{ Flanke} = 16$ ,  $R_{z2} \text{ Flanke} = 16$ , Öl  $v_{40} = 32$ ,  $\sigma_{Flim1} = 430$ ,  $\sigma_{Flim2} = 430$ ,  $\sigma_{Hlim1} = 1500$ ,  $\sigma_{Hlim2} = 1500$ ,  $E_1 = 206000$ ,  $E_2 = 206000$ , beide Zahnräder Einsatzstahl 16MnCr5 E mit 59 HRC (=Eh),  $f_{sh} = 8$ , optimales Lasttragbild