

XGEAR 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.

Festigkeiten kann XGEAR 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 XGEAR 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 XGEAR 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 XGEAR 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 **F6** die Eingangswerte anzeigen und mit **F7** sofort berechnen können. Damit sieht man am besten, was das Programm leistet. Die Anzeigen bei **F6** und **F7** können nach der Aufforderung „weiter mit bel. Taste“ entweder mit jeder Taste außer x zum nächsten Anzeige-Display weitergeleitet werden oder mit Taste **x** zum Eingangsменю zurück geleitet werden (wenn man z.B. nach Anzeige der Geometriewerte abbrechen möchte).

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 μm etc. Sie können auch nur teilweise Werte eingeben: Wenn Sie nur Geometrieergebnisse interessieren, dann brauchen Sie keine Leistungs- und Werkstoffwerte einzugeben. Brechen Sie dann mit Taste x ab. Für Innenverzahnungen gilt wie üblich: Zähnezah z_2 negativ, Achsabstand negativ, u negativ, d_2 negativ etc.

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

F1: Geometriewerte:

Zähnezah Ritzel z_1 , Zähnezah Rad z_2 , Normmodul m_n , Zahnbreite b, Schrägungswinkel β

F2: Achsabstand oder Profilverschiebung vorgeben:

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 α_{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 ist: 0 eingeben, dann 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 vorgeben sind: 1 eingeben, dann Profilverschiebung Ritzel x_1 und Profilverschiebung Rad x_2 eingeben. Hinter x_1+x_2 wird die Anzahl der Iterationen für α_{wt} in Klammern ausgewiesen.

F3: Leistungswerte:

Nenn-Leistung, Drehzahl Ritzel n_1 , Anwendungsfaktor K_A , Verzahnungsqualität (zulässig 5~12)

F4: Werkstoff (für TI-Rechner siehe CellSheet-Datei XGEARMAT zum Ablesen von σ_{Flim} und σ_{Hlim}):

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

F5: Eingabe Hilfwerte:

h_{fP1}/m_n (üblich: 1,25), ρ_{fP1}/m_n (üblich: 0,25), Rautiefe Fuß R_{z1} , Rautiefe Flanke R_{z1} , h_{fP2}/m_n (üblich: 1,25), ρ_{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!

F7: Ausgabe:

Es werden zunächst auf vier Displayseiten die berechneten *Geometriewerte* vorgehensunabhängig ausgegeben:

- 1) Modul im Stirnschnitt m_t , α_t (= α_l), Teilkreis d_1 , d_2 , Grundkreis d_{b1} , d_{b2} ,
→ Profilverschiebung vorgegeben: Betriebseingriffswinkel α_{wt} (= α_l), W-Achsabstand a_w (= a_w)
→ Achsabstand vorgegeben: Betriebseingriffswinkel α_{wt} (= α_l), 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 β_b (= β_{betab}), Stirneingriffsteilung p_{et} (= p_{et}), Null-Achsabstand a_d (= a_d), V-Achsabstand a_v (= a_v), Kopfkürzungsfaktor k (wenn negativ: keine Kopfkürzung notwendig), Kopfkreis d_{k1} , d_{k2}
- 4) Profilüberdeckung ε_α , Sprungüberdeckung ε_β , Gesamtüberdeckung ε_γ

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

Direkt nach DIN 3990:

- 1) Umfangsgeschw. am Teilkreis v , Nenn-Umfangskraft am Teilkreis F_{Nt} (= F_{Nt}), berechnet am Teilkreis, Spitzenleistung P_b (= P_b), die folgenden fünf Spitzenwerte werden am Betriebs-Wälzkreis berechnet: Tangentialkraft F_t (= F_t), Radialkraft F_r (= F_r), Axialkraft F_a (= F_a), Drehmoment Ritzel T_1 (= T_1), Drehmoment Rad T_2 (= T_2)
- 2) Linienbelastung w , berechnet mit F_{Nt} , also am Teilkreis, Dynamikfaktor K_v (= K_v), 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 (= w_t), ursprünglich wirksame Flankenlinienabweichung $F_{\beta x}$ (= F_{betax}), der aus $y_{\beta 1}$ und $y_{\beta 2}$ gemittelte Einlaufbetrag $y_{\beta m}$ (= y_{betam}), wirksame Flankenlinienabweichung $F_{\beta y}$ (= F_{betay}), Breitenfaktor Grübchentragsfähigkeit $K_{H\beta}$ (= $K_{H\beta}$), Exponent NF, Breitenfaktor Zahnfußtragsfähigkeit $K_{F\beta}$ (= $K_{F\beta}$)
- 3) zulässige Eingriffsteilungsabweichung f_{pe} (= f_{pe}), der aus $y_{\alpha 1}$ und $y_{\alpha 2}$ gemittelte Einlaufbetrag $y_{\alpha m}$ (= $y_{\alpha m}$), Überdeckungsfaktor Zahnfußtragsfähigkeit Y_ϵ (= Y_{ϵ}), Überdeckungsfaktor Grübchentragsfähigkeit Z_ϵ (= Z_{ϵ}), Stirnfaktor Grübchentragsfähigkeit $K_{H\alpha}$ (= $K_{H\alpha}$), Stirnfaktor Zahnfußtragsfähigkeit $K_{F\alpha}$ (= $K_{F\alpha}$), die Kopffaktoren Y_{FS1} und Y_{FS2} werden iterativ bestimmt, der Wert dahinter in Klammern gibt die Anzahl der Iterationsschritte an
- 4) Schrägenfaktor Y_β (= Y_{β}), Größenfaktoren Y_{X1} (= Y_{X1}) u. Y_{X2} (= Y_{X2}), relative Oberflächenfaktoren Y_{R1} (= Y_{R1}) u. Y_{R2} (= Y_{R2}), Zahnfußnennspannungen σ_{F01} (= SigF01) u. σ_{F02} (= SigF02), Zahnfußspannungen σ_{F1} (= SigF1) u. σ_{F2} (= SigF2)
- 5) Sicherheitsfaktoren Zahnfußspannung S_{F1} (= S_{F1}) u. S_{F2} (= S_{F2}), Zonenfaktor Z_H (= Z_H), Elastizitätsfaktor Z_E (= Z_E), Schrägenfaktor Z_β (= Z_{β}), nominelle Flankenpressung σ_{H0} (= SigH0), maßgebende Flankenpressung σ_H (= SigH), Schmierstoff-Faktoren Z_{L1} (= Z_{L1}) u. Z_{L2} (= Z_{L2})
- 6) Geschwindigkeitsfaktoren Z_{V1} (= Z_{V1}) u. Z_{V2} (= Z_{V2}), Rauheitsfaktoren Z_{R1} (= Z_{R1}) u. Z_{R2} (= Z_{R2}), Größenfaktoren Z_{X1} (= Z_{X1}) u. Z_{X2} (= Z_{X2}), Sicherheitsfaktoren Flankenpressung S_{H1} (= S_{H1}) u. S_{H2} (= S_{H2})

Nach den Formelsätzen des Decker:

- 1) Umfangsgeschw. am Teilkreis v , Nenn-Umfangskraft am Teilkreis F_{Nt} (= F_{Nt}), berechnet am Teilkreis, Spitzenleistung P_b (= P_b), die folgenden fünf Spitzenwerte werden am Betriebs-Wälzkreis berechnet: Tangentialkraft F_t (= F_t), Radialkraft F_r (= F_r), Axialkraft F_a (= F_a), Drehmoment Ritzel T_1 (= T_1), Drehmoment Rad T_2 (= T_2)
- 2) Linienbelastung w , berechnet mit F_{Nt} , also am Teilkreis, Dynamikfaktor K_v (= K_v), 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 (= w_t), Breitengrundfaktor K_β (= K_{β}), Korrekturfaktor Linienbelastung f_w (= f_w), Werkstoffpaarungsfaktor f_p (= f_p), Breitenfaktor Zahnfußtragsfähigkeit $K_{F\beta}$ (= $K_{F\beta}$), Breitenfaktor Grübchentragsfähigkeit $K_{H\beta}$ (= $K_{H\beta}$)
- 3) zulässige Eingriffsteilungsabweichung f_{pe} (= f_{pe}), Einlaufbetrag y_p (= y_p), Überdeckungsfaktor Zahnfußtragsfähigkeit Y_ϵ (= Y_{ϵ}), Überdeckungsfaktor Grübchentragsfähigkeit Z_ϵ (= Z_{ϵ}), Stirnfaktor Zahnfußtragsfähigkeit $K_{F\alpha}$ (= $K_{F\alpha}$), Stirnfaktor Grübchentragsfähigkeit $K_{H\alpha}$ (= $K_{H\alpha}$), die Kopffaktoren Y_{FS1} und Y_{FS2} werden iterativ bestimmt, der Wert dahinter in Klammern gibt die Anzahl der Iterationsschritte an
- 4) Schrägenfaktor Y_β (= Y_{β}), Größenfaktoren Y_{X1} (= Y_{X1}) u. Y_{X2} (= Y_{X2}), relative Oberflächenfaktoren Y_{R1} (= Y_{R1}) u. Y_{R2} (= Y_{R2}), Zahnfußnennspannungen σ_{F01} (= SigF01) u. σ_{F02} (= SigF02), Zahnfußspannungen σ_{F1} (= SigF1) u. σ_{F2} (= SigF2)
- 5) Sicherheitsfaktoren Zahnfußspannung S_{F1} (= S_{F1}) u. S_{F2} (= S_{F2}), Zonenfaktor Z_H (= Z_H), Elastizitätsfaktor Z_E (= Z_E), Schrägenfaktor Z_β (= Z_{β}), nominelle Flankenpressung σ_{H0} (= SigH0), maßgebende Flankenpressung σ_H (= SigH), Schmierstoff-Faktoren Z_{L1} (= Z_{L1}) u. Z_{L2} (= Z_{L2})
- 6) Geschwindigkeitsfaktoren Z_{V1} (= Z_{V1}) u. Z_{V2} (= Z_{V2}), Rauheitsfaktoren Z_{R1} (= Z_{R1}) u. Z_{R2} (= Z_{R2}), Größenfaktoren Z_{X1} (= Z_{X1}) u. Z_{X2} (= Z_{X2}), Sicherheitsfaktoren Flankenpressung S_{H1} (= S_{H1}) u. S_{H2} (= S_{H2})

Anmerkungen:

1. Es können außen- und innenverzahnte Stirnradstufen berechnet werden, aber keine Zahnstangen und Kegelräder.
2. Der Eingriffswinkel ist immer 20° .
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
$$\text{inv } \alpha_{wt} = \text{inv } \alpha_t + 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \tan \alpha_n$$
 (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_β 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_γ 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 ϑ 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_δ 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:

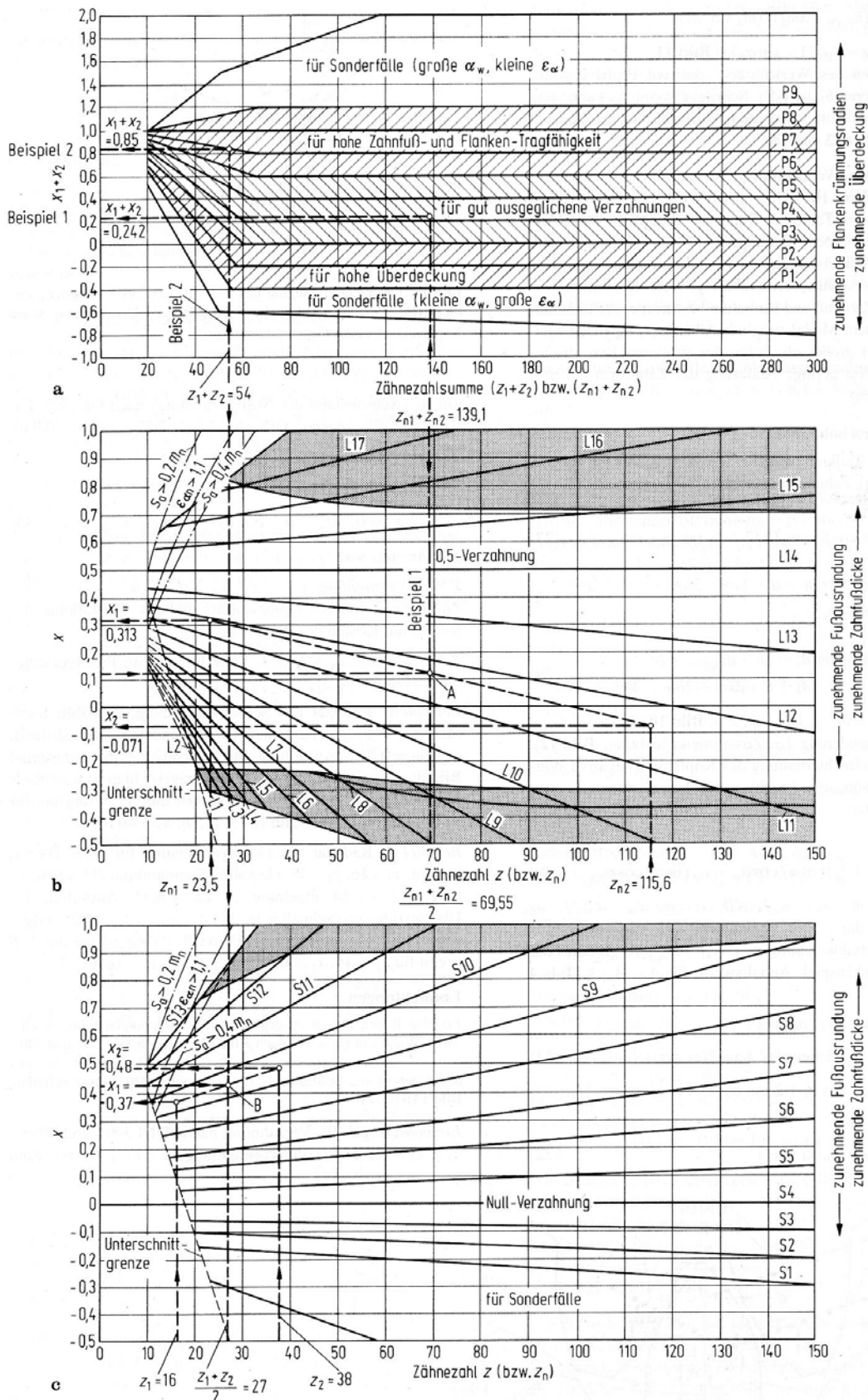
- [1] Decker: Maschinenelemente. 16. Auflage. München, Wien: Carl Hanser 2007.
 [2] Rieg, F.; Kaczmarek, M. (Hrsg): Taschenbuch der Maschinenelemente. München, Wien: Hanser 2006.
 [3] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente, Bd.II. 2.Auflage. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1989.
 DIN 3990 Teil 1: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Einführung und allgemeine Einflußfaktoren, Dez.1987
 DIN 3990 Teil 2: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Berechnung der Grübchentrugfähigkeit, Dez.1987
 DIN 3990 Teil 3: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit, Dez.1987
 DIN 3990 Teil 11: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Anwendungsnorm für Industriegl., 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 $z_2 = 150$.

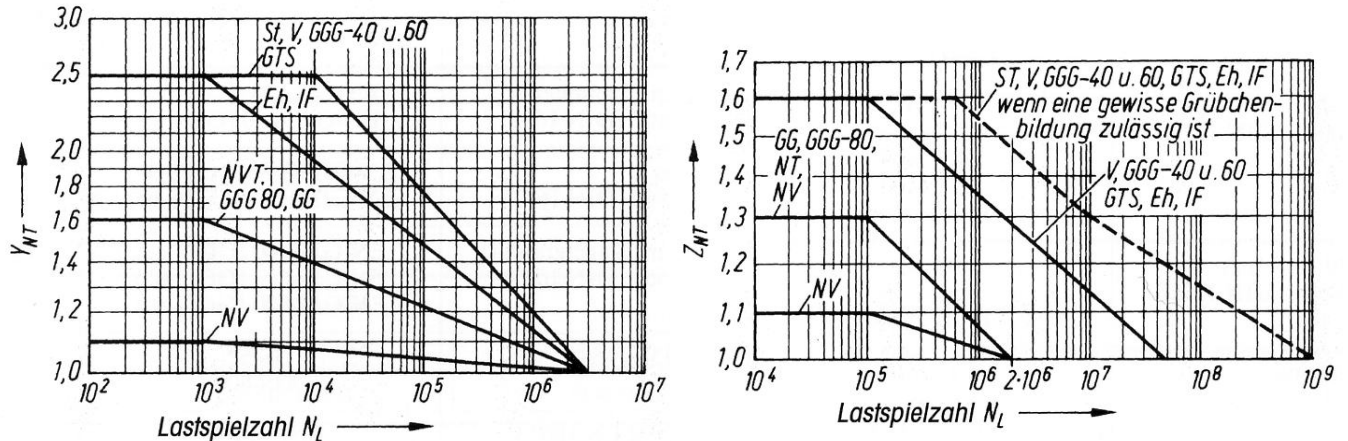
Beispiel 1: Radpaar mit Schrägverzahnung. Diagramm a: Wahl von x_1+x_2 : wähle z.B. Summenlinie P4-P5, liefert $x_1+x_2 = 0.24$. Übersetzung ins Langsame, also Diagramm b: Ins Diagramm mit $x_1+x_2/2 = 0.12$ von Y-Achse nach rechts und mit $z_{n1}+z_{n2}/2 = 69.5$ von X-Achse nach oben ergibt Schnittpunkt 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 μm

Zahnbreite in mm	≤ 20	> 20 ≤ 40	> 40 ≤ 100	> 100 ≤ 260	> 260 ≤ 315	> 315 ≤ 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	σ_{FE} N/mm ²	$\sigma_{H \lim}$ N/mm ²
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 σ_{Flim} verwendet.

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

Beispiel aus [3], S.305 ff: Turbogetriebe, $z_1 = 31$, $z_2 = 146$, $m_n = 4$, $\beta = 10.5$, $b = 180$, $x_1 = 0.2549$, $x_2 = -0.2523$, $P_{N0} = 5500$, $n_1 = 17657$, $K_A = 1.25$, Qualität 5, $h_{f1}/m_n = 1.4$, $\rho_{f1}/m_n = 0.4$, $h_{f2}/m_n = 1.4$, $\rho_{f2}/m_n = 0.4$, $R_{z1} \text{ Fuß} = 10$, $R_{z2} \text{ Fuß} = 10$, $R_{z1} \text{ Flanke} = 16$, $R_{z2} \text{ Flanke} = 16$, 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