

4. GETRIEBETECHNIK – VERZAHNUNGSTECHNIK

4.1 Zahnräder und Zahnradgetriebe - Grundlagen

Literatur: Maschinenelemente Lehrbuch, Tabellenbuch und Formelsammlung

- ROLOFF/ MATEK **Maschinenelemente** (Christian Spura, Bernhard Fleischer, Herbert Wittel, Dieter Jannasch)
Normung · Berechnung · Gestaltung 26. Auflage mit Tabellenbuch

- ROLOFF/ MATEK **Maschinenelemente** (Christian Spura, Bernhard Fleischer, Herbert Wittel, Dieter Jannasch)
Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung

Hinweis: Die Literaturstellen werden zur Vereinfachung im Folgenden als **RoMa LB**, **RoMa TB** und **RoMa FS** bezeichnet. Verfügbar als Online Ressource in der Bibliothek der Hochschule.

<https://www.hs-kempten.de/bibliothek>

Wälzgetriebe: Allgemeine Betrachtung

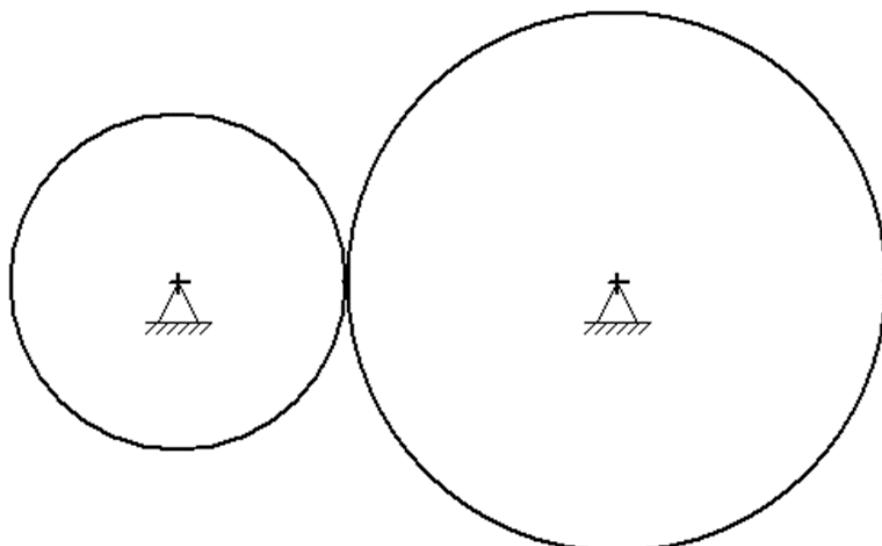


Fig. 4-1: Begriff des Wälzens, Rädergetriebe SAM

Beachte: Der Begriff des Wälzens kann als Drehschub aus $1s + 1d$ auf einer gekrümmten Fläche, dem Wälzkreis d_w verstanden werden. In der Auslegung von Getrieben wird ein gleichmäßiger Gleitanteil (Spezifisches-Gleiten) zwischen Einlauf und Auslauf angestrebt.

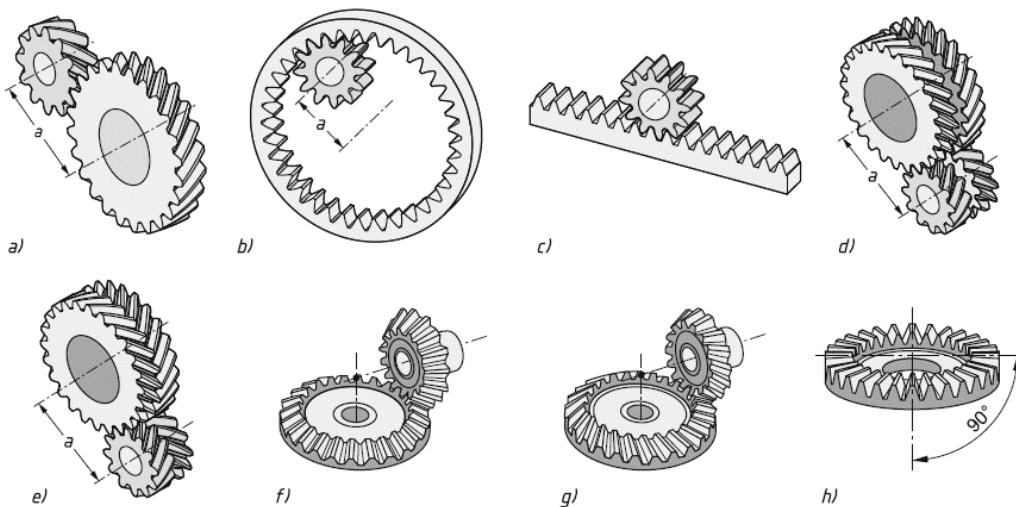


Fig. 4-2: Wälzgetriebe Bauformen: a) schrägverzahnte Stirnräder, b) Innenradpaar, c) Zahnstange, d) Doppelschrägverzahnung, e) Pfeilverzahnung, f) Kegelradpaar mit Geradverzahnung, g) Kegelradpaar mit Schrägverzahnung, h) Kegelplanrad [RoMa LB]

Übersetzungsverhältnis und Bezeichnungen

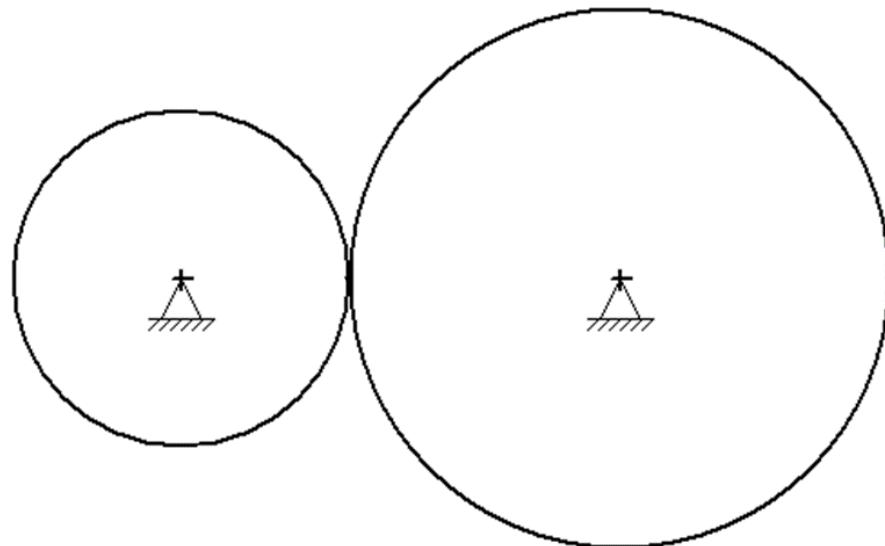


Fig. 4-3: Übersetzungsverhältnis durch Polastecken am Beispiel Rädergetriebe

Allgemein gilt:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \text{ bzw.}$$

Beachte: Die Durchmesserverhältnisse sind indirekt proportional zu den Drehzahlen und Winkelgeschwindigkeiten

4.2 Außenverzahnte Stirnräder mit Evolventenverzahnung

Für die Drehmoment- und Drehzahlanpassung von Kraft und Arbeitsmaschinen werden vorwiegend Getriebe mit Evolventenzahnräder verwendet. Das Zahnprofil folgt dabei der Geometrie einer durch die Abwicklung von Tangenten entstehenden Kurve, der Evolente.

Beachte: Das Rädergetriebe aus

Fig. 4-3 ist bereits vollständig kinematisch bestimmt.

Die Verzahnung ist „nur“ das Übertragungsmedium für Kraft und Leistung.

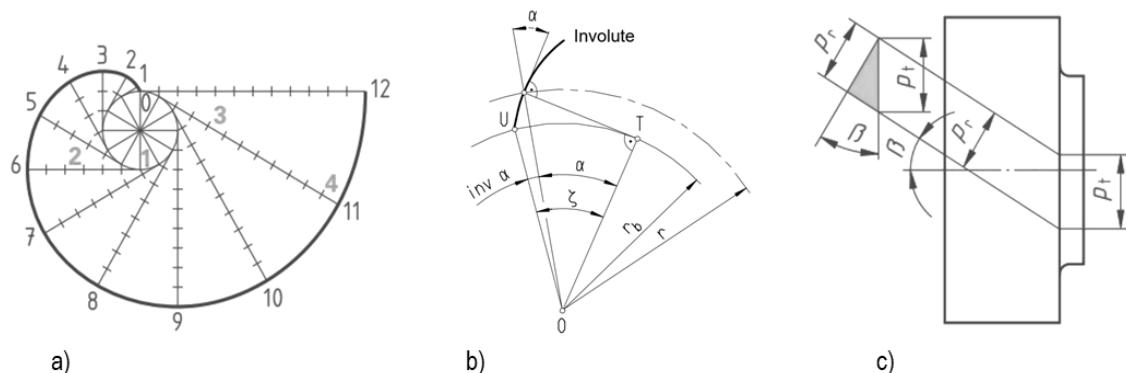


Fig. 4-4: a),b) Definition Evolente / Involute c) Schrägverzahnung / helical gear

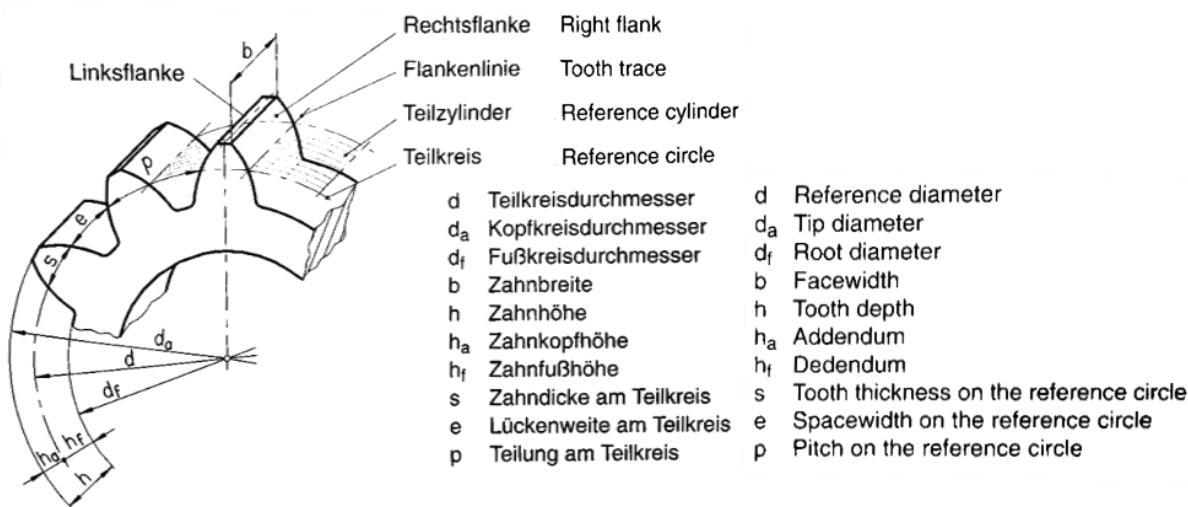


Fig. 4-5: Geometriedaten Geradverzahnung / Geometry of a cylindrical involute gear

Unterscheidung: **Geradverzahnung** und **Schrägverzahnung**

Beachte: Paarung immer nur **linkssteigend mit rechtssteigend** und gleichem **Modul m** möglich!

$$\beta_1 = -\beta_2 \quad ; \quad m_1 = m_2 = m$$

Der Begriff der Teilung

Beispiel: Zahnstange

Bestimmung des Moduls

1. Überschlägig durch Messung
2. Vorauswahl durch Geometriegrößen

siehe: Modulreihen nach DIN 780 (Reihe 1)

4.3 Profilverschiebung bei Stirnrädern

Die Durchmesserverhältnisse d_1 und d_2 legen einen Achsabstand fest. Dieser wird als **Nullachsabstand** bezeichnet. Wird ein tatsächlicher Achsabstand als Vorgabe verlangt, können folgende Systeme entstehen:

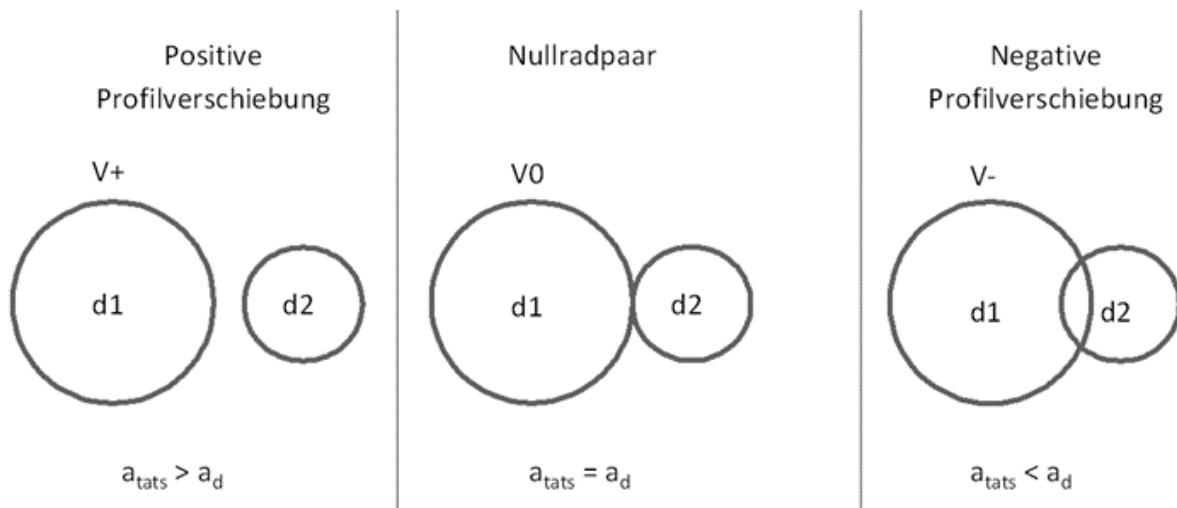


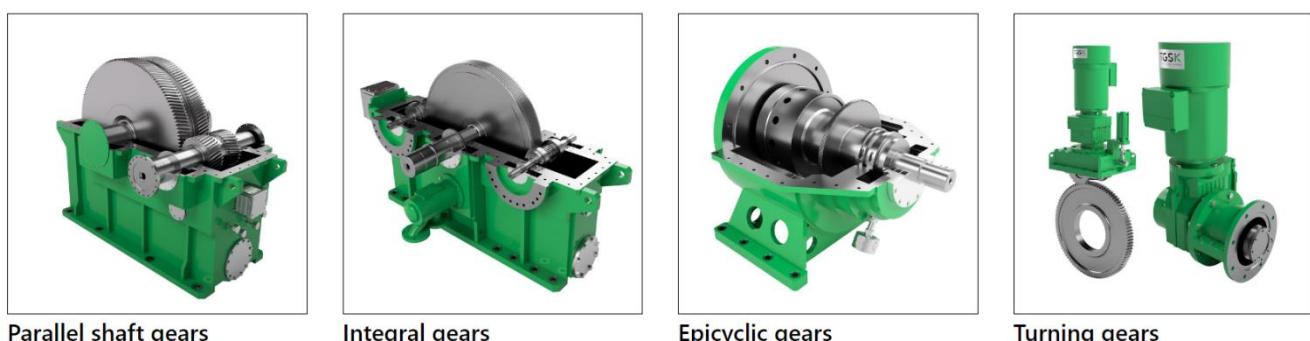
Fig. 4-6: Systeme von Radpaarungen

Beachte: Der Ausgleich der Achsabstände wird durch eine Profilverschiebung der Zahnräder vorgenommen. In der Auslegung von Getriebe erfolgt die Verschiebung meist am Rad, das Ritzel bleibt unverschoben mit $V_1=0$

siehe auch:



Die TGSK mit ihrem Firmensitz in Kempten (Allgäu) ist Spezialist für Turbogetriebebau und Services weltweit.



4.4 Geometrieberechnung

Teilkreisdurchmesser:

$$d = z \cdot \frac{p}{\pi} = z \cdot m$$

Teilkreisteilung:

$$p = \pi \cdot m = s + e$$

Beispiel: Geometrie von schrägverzahnten V-Räder(-Radpaare)

4.5 Kräfte am Zahnrad

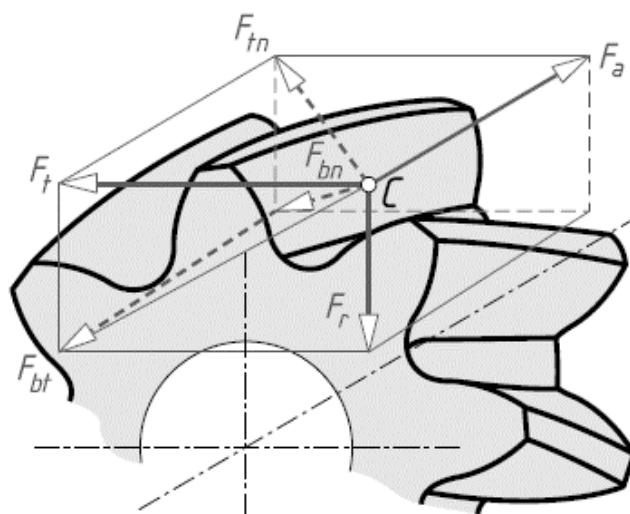


Fig. 4-7: Kräfte an einem schrägverzahnten Rad [RoMa]

Nenn-Umfangskraft im Stirnschnitt

$$F_{t1,2} = \frac{2 \cdot T_{1,2}}{d_{w1,2}}$$

Radialkraft

$$F_{r1,2} = F_{t1,2} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

Axialkraft

$$F_{a1,2} = F_{t1,2} \cdot \tan \beta$$

Beispiel: Bestimmung der Richtung der Axialkraft

4.6 Betriebskräfte und Anwendungsfaktor

Betriebskräfte entstehen durch dynamische Zusatzbelastungen, abhängig vom speziellen Anwendungsfall, d. h. von Antriebs- und Arbeitsmaschine und den Betriebsverhältnissen.

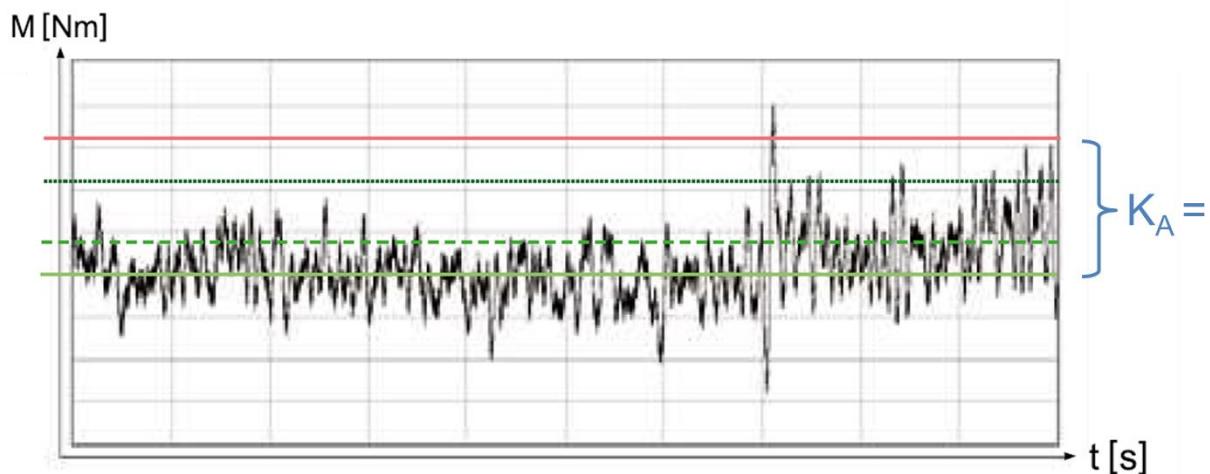


Fig. 4-8: Drehmomentverlauf von Gelenkwellen für Landmaschinen und Sonderantriebe [Walterscheid].

Mit dem Anwendungsfaktor K_A (s. RoMa TB 3-4) werden äquivalente Ersatzbelastungen ermittelt, mit in etwa gleichen Auswirkungen wie die realen Belastungsverläufe.

Dynamisch äquivalente Belastung

$$F_{\text{eq}} = K_A \cdot F_{\text{nenn}}$$

$$T_{\text{eq}} = K_A \cdot T_{\text{nenn}}$$

Beispiel: Betriebskräfte am Getriebe

Betriebs-Umfangskraft

Betriebs-Radialkraft

Betriebs-Axialkraft