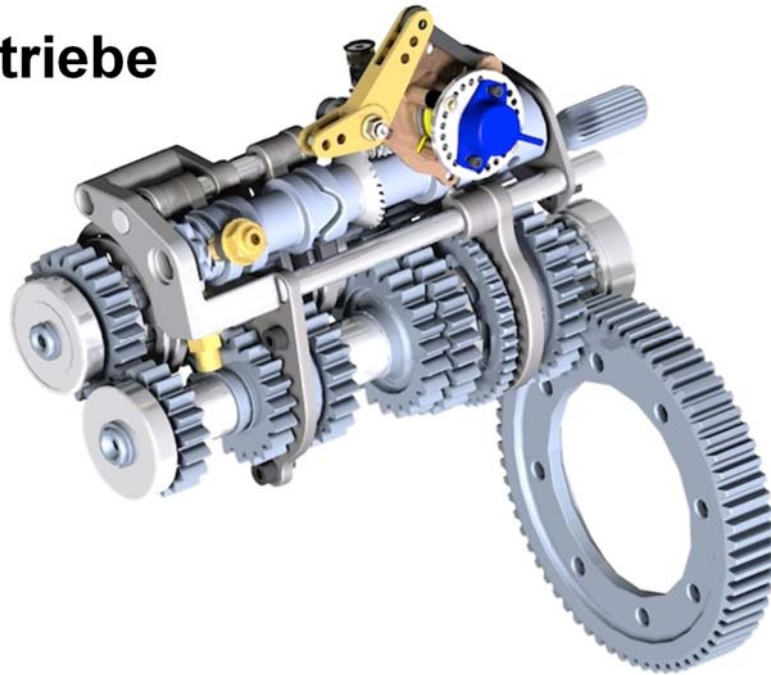


Modul TA.PR+SY

Zahnradgetriebe

Teil 1 Grundlagen



FH Zentralschweiz

Hochschule Luzern
Technik & Architektur

Inhalt

• Zahnradgetriebe (Teil 1)

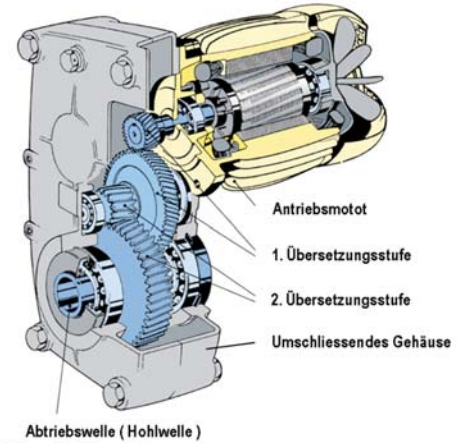
- Grundlagen, Funktion und Wirkung
- Zahnräder und Getriebearten
- Verzahnungsgesetze
- Flankenprofile und Verzahnungsarten
- Zahnradwerkstoffe
- Schmierung von Zahnradgetrieben
- Getriebewirkungsgrad
- Konstruktionshinweise für Zahnräder und Getriebegehäuse

Weiterführende Literatur:

- [1] *Roloff / Matek*; Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung; 22. Auflage, Verlag Springer Vieweg, Wiesbaden 2015
- [2] *Schlecht, B.*; Maschinenelemente 2: Getriebe – Verzahnungen – Lagerungen; Pearson, München 2010

Funktion und Wirkung von Zahnradgetrieben

- **Die Aufgaben der gleichförmig übersetzenden Zahnradgetriebe können sein...**
 - Schlupflose Übertragung einer Leistung oder einer Drehbewegung
 - Wandlung des Drehmoments oder der Drehzahl
 - Änderung der Drehrichtung zwischen Antriebs- und Abtriebswelle
 - Bestimmung der Wellenlage zueinander
- **Zahnradgetriebe bestehen aus...**
 - Einem oder mehreren Zahnradpaaren
 - Einem Gehäuse das die Zahnradpaare vollständig oder teilweise umschliesst
- **Sie zeichnen sich aus durch...**
 - eine kompakte Bauweise
 - einen relativ hohen Wirkungsgrad
- **Nachteilig sind...**
 - die durch den Formschluss bedingte starre Kraftübertragung
 - die bei hohen Drehzahlen möglichen aber unerwünschten Schwingungen



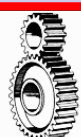









© HSLU TA.PR+SY_H16

4

Getriebeart

- Die Zahnradpaarung bzw. die Getriebeart lässt sich eindeutig beschreiben durch die Parameter wie:
 - die Radkörperform (Grundkörper)
 - den Verlauf der Flankenlinie (Gerad-, Schräg- usw. - verzahnung)
 - die (Zahn-) Profilform

Getriebeart nach der Radkörperform

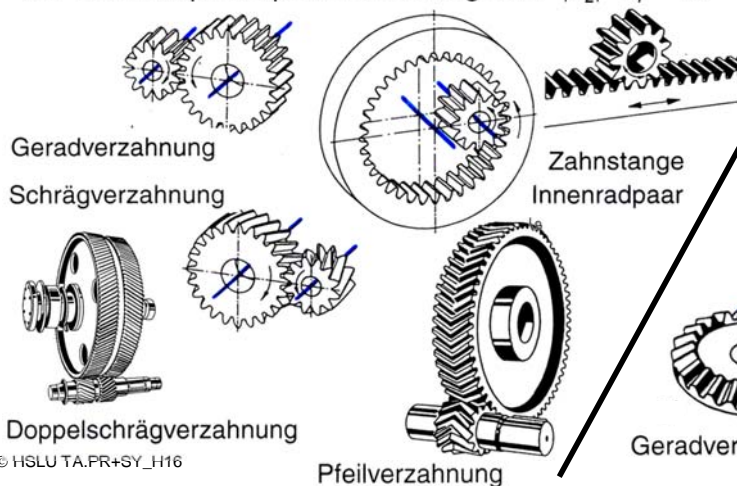
| Getriebeart | | | Funktionsfläche | | Lage der Achsen | Kontaktart |
|---------------------|-------------------------|--|--|------------------------------------|--|------------|
| Wälzgetriebe | Stirnradgetriebe |  |  | Zylinder | parallel $\Sigma = 0$ $a > 0$ | Linie |
| | Kegelradgetriebe |  |  | Kegel | sich schneidend $\Sigma > 0$ (meist $\Sigma = 90^\circ$) $a = 0$ | Linie |
| Schraubwälzgetriebe | Stirnradschraubgetriebe |  |  | (Zylinder) | sich kreuzend $\Sigma > 0$ $a > 0$ | Punkt |
| | Kegelradschraubgetriebe |  |  | (Kegel) | sich kreuzend $\Sigma = 90^\circ$ $a > 0$ | Punkt |
| Schraubgetriebe | Schneckengetriebe |  |  | Zylinder und Globoid ¹⁾ | sich kreuzend $\Sigma = 90^\circ$ $a > 0$ | Linie |

6

Wälzgetriebe

Stirnradgetriebe

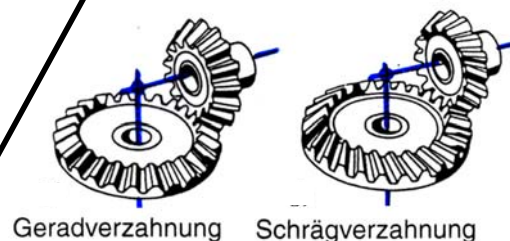
- Paarung zweier im Regelfall aussenverzählter Stirnräder, der Grenzfall ist die Zahnstange mit unendlich grossem Durchmesser
- Raumsparende Stirnradgetriebe werden vielfach als Innenradpaar ausgeführt (Ritzel und Hohlrad)
- Die Räder werden mit Gerad-, Schräg- oder Doppelschräg- bzw. Pfeilverzählung ausgeführt
- Übersetzung je (Aussen-) Radpaar $i \leq 6$ ($i_{max} \approx 8 \dots 10$), bei Innenradpaar i praktisch unbegrenzt $|z_2| - z_1 > 10$



© HSLU TA.PR+SY_H16

Kegelradgetriebe

- Paarung zweier Kegelräder, gerade oder schrägverzählter
- Die Achsen liegen in einer Ebene
- Übersetzung bis $i_{max} \approx 6$

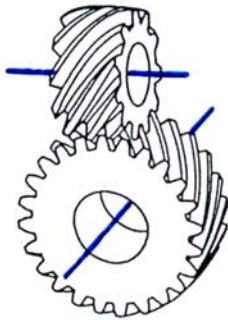


7

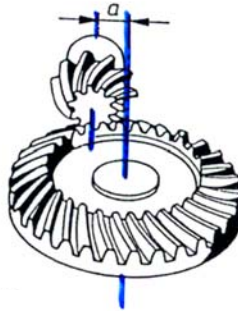
Schraubwälzgetriebe

Stirnrad- und Kegelradschraubgetriebe

- Radpaare bei denen sich die Achsen nicht in einer Ebene schneiden, was grosse **konstruktive Freiheiten** zulässt
- Durch die punktförmige Berührung und dem hohen Gleitanteil eher beschränkte Leistungsfähigkeit
- Übersetzung bis $i_{max} \approx 5$



Stirnrad-Schraubgetriebe



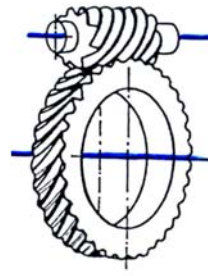
Kegelrad-Schraubgetriebe
(Hypoidgetriebe)

© HSLU TA.PR+SY_H16

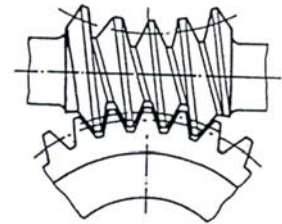
Schraubgetriebe

Schneckenradgetriebe

- Reine Schraubgetriebe mit sich rechtwinklig kreuzenden Radachsen
- Übersetzung von $i_{min} \approx 5$ bis $i_{max} \approx 60$, in Ausnahmefällen bis $i_{max} \approx 100$



Zylinderschnecken-Getriebe



Globoidschnecken-Getriebe

8

Zahnradpaarungen entsprechend ihrer Radkörperformen

| Stirnradgetriebe außen | Stirnradgetriebe innen | Kegelrad- getriebe | Stirnrad- schraubgetriebe | Schnecken- getriebe | Kegelradschraub- getriebe (Hypoid) |
|------------------------------------|--------------------------------|------------------------------------|------------------------------|---|---------------------------------------|
| Linienkontakt | Linienkontakt | Linienkontakt | Punktkontakt | Linienkontakt | Punktkontakt |
| $i \leq 6$ $i_{max} = (8...10)$ | $i \geq 3,5$ $i_{max} = 13$ | $i \leq 6$ $i_{max} = (8...10)$ | $i_{max} = 5$ | $i_{min} = 5$ $i_{max} = (60...100)$ | $i \leq 6$ $i_{max} = (8...10)$ |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |

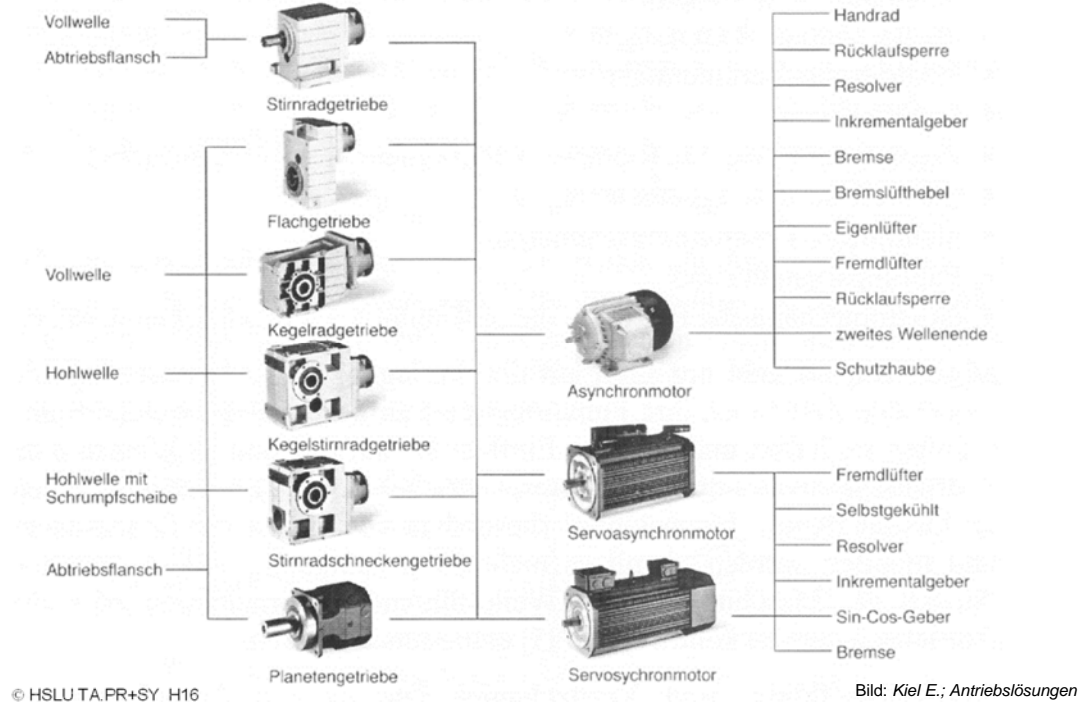
© HSLU TA.PR+SY_H16

Bild: Maschinenelemente 2; Schlecht, B.

9

Kombination von Getrieben und Motoren

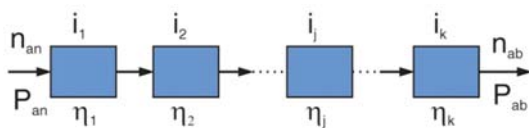
- Baukasten aus Getrieben und Motoren mit Optionen (Beispiel)



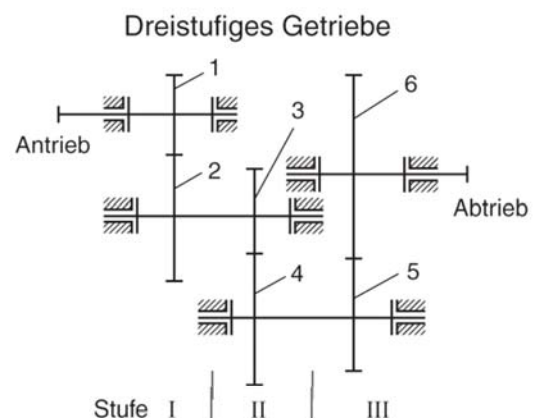
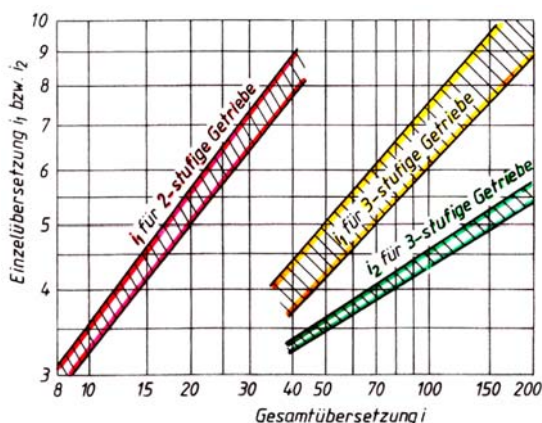
10

Getriebeart nach der Radanordnung

- Ein-, zwei, oder mehrstufige Getriebe



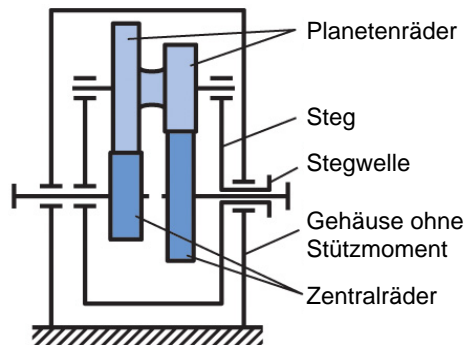
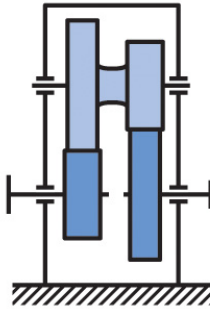
- Empfehlung zur Aufteilung von i für zwei- und dreistufige Stirnradgetriebe



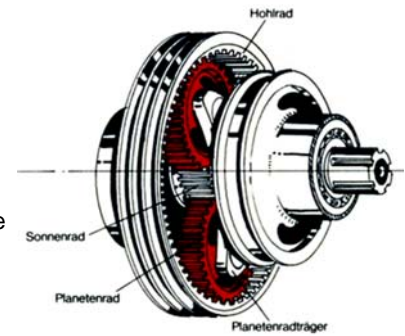
11

Getriebeart nach der Radanordnung

- Die Räder bzw. die Radachsen sind im Gehäuse «ortsfest»
- Teilweise sind die Räder bzw. die Radachsen nicht mehr «ortsfest»

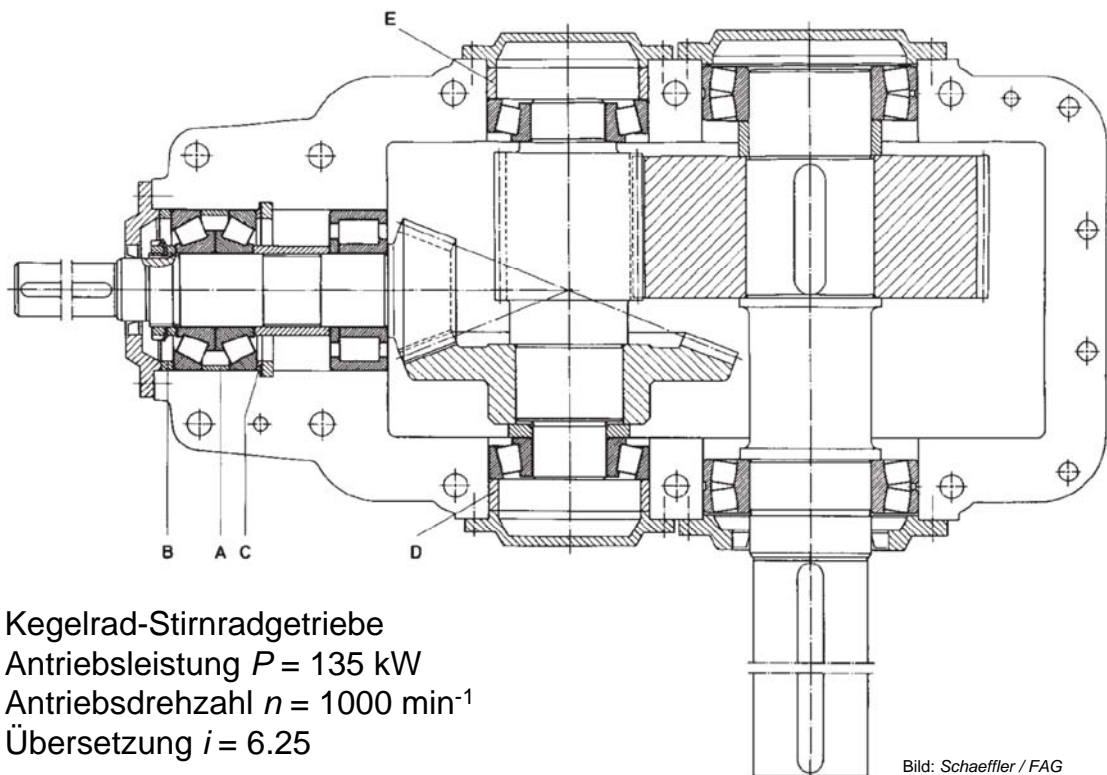


Umlaufrädergetriebe



Planetengetriebe,
typisches Umlaufgetriebe

Beispielhafte Zahnradgetriebe

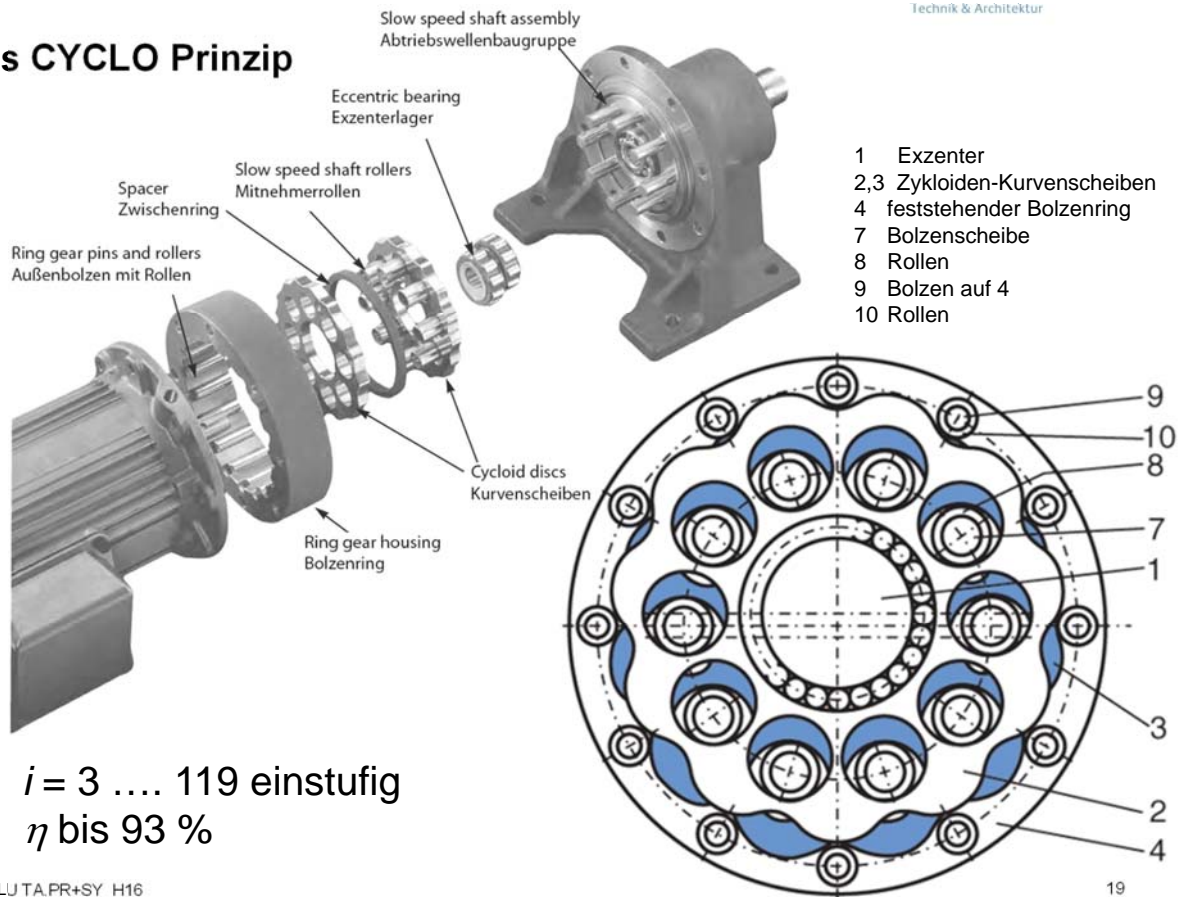


Kegelrad-Stirnrädergetriebe
Antriebsleistung $P = 135 \text{ kW}$
Antriebsdrehzahl $n = 1000 \text{ min}^{-1}$
Übersetzung $i = 6.25$

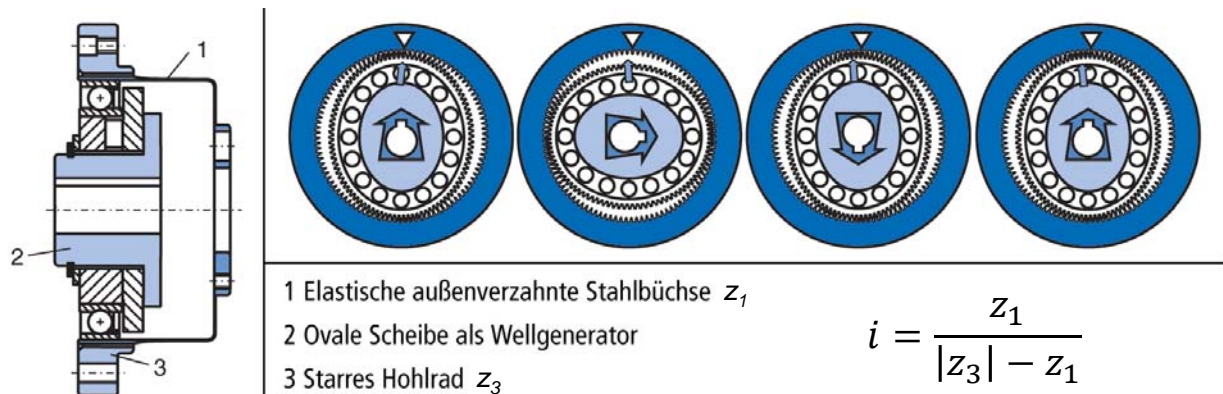
Bild: Schaeffler / FAG

17

Das CYCLO Prinzip



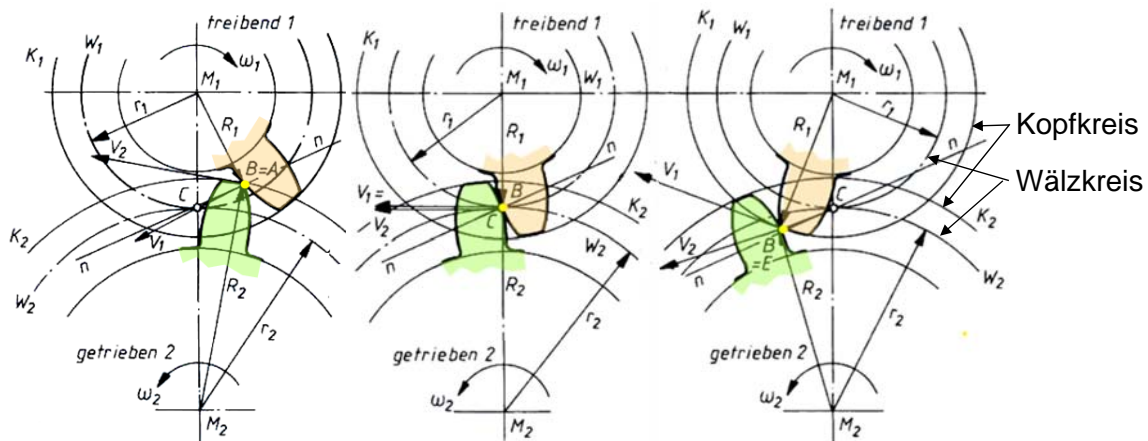
Das Harmonic Drive Prinzip



$i = 50 \dots 320$ einstufig
 η bis 85 %
 z_1 ist in der Regel um zwei kleiner als z_3

Verzahnungsgesetz

- Voraussetzung für den gleichmässigen Laufes eines Zahnradpaares ist eine stets **konstant** bleibende **Übersetzung** $i = \omega_1 / \omega_2$
- Der **Eingriffspunkt** wandert auf der **Eingriffslinie**



- Eingriffspunkt** **Kopfpunkt B (A):** Schnittpunkt zwischen Flanke und Kopfkreis
Wälzpunkt C: Schnittpunkt zwischen Flanke und Wälzkreis
Wälzpunkt B (E): Innerster Punkt wo die Flanke mit dem Gegenrad zum Eingriff kommt

© HSLU TA.PR+SY_H16

24

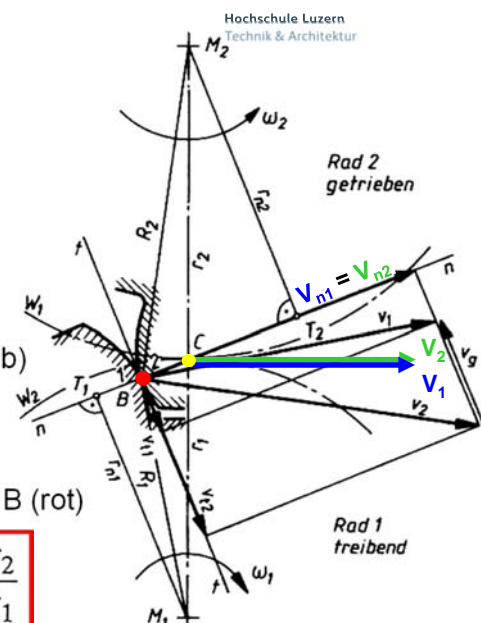
Verzahnungsgesetz

- Bedingung für gleichförmige Bewegungsübertragung
 $i = \omega_1 / \omega_2 = \text{konstant}$
- Bedingung bei Flankenberührung im Wälzpunkt C (gelb)

$$v_1 = v_2 \Rightarrow r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_2 \Rightarrow i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{R_2}{R_1}$$

- Bedingung bei Flankenberührung im beliebigen Punkt B (rot)

$$v_{n1} = v_{n2} \Rightarrow r_{n1} \cdot \omega_1 = r_{n2} \cdot \omega_2 \Rightarrow i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{n2}}{r_{n1}} = \frac{r_2}{r_1}$$



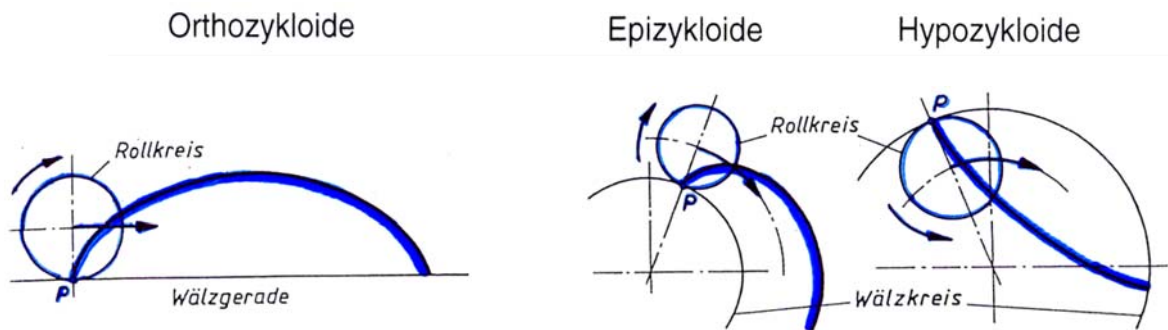
Verzahnungsgesetz:

Die Verzahnung ist zur Übertragung einer Drehbewegung mit konstanter Übersetzung nur dann brauchbar, wenn die gemeinsame Normale n-n in jedem Eingriffspunkt (Berührungspunkt B) zweier Zahnflanken durch den Wälzpunkt C geht.

Ferner gilt: Zwei Zahnflankenprofile können nur dann zusammenarbeiten, wenn sie die gleichen Eingriffslinien haben, deren Verlauf durch das Verzahnungsgesetz festgelegt ist.

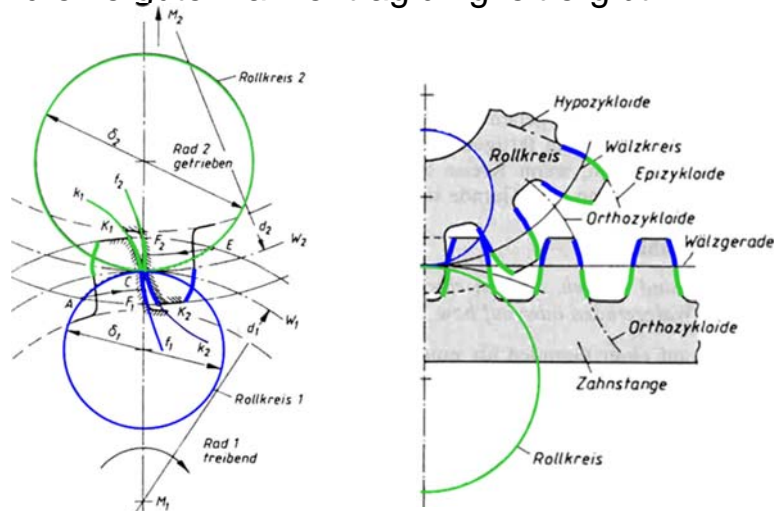
Zykloidenverzahnung

- Zykloiden sind Kurven, die von einem Punkt P eines **Rollkreises** beschrieben werden, der auf einer **Wälzgeraden** oder auf bzw. in einem **Wälzkreis** abrollt.
- Je nach „Abrollobjekt“ wird unterschieden in:



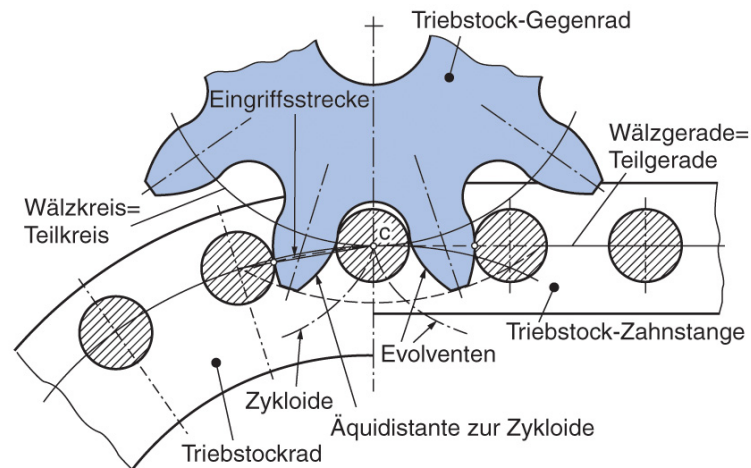
Zykloidenverzahnung

- Bei der Zykloidenverzahnung steht immer ein **konvex** gekrümmtes Flankenprofil k_1 und k_2 mit einem **konkav** gekrümmten Flankenprofil f_1 und f_2 im Eingriff, so dass sich eine günstige Anschmiegung der Zahnflanken und eine gute Flankentragfähigkeit ergibt.



Zykloidenverzahnung

- Triebstockverzahnung als Spezialfall (Punktverzahnung) der Zykloidenverzahnung.
- Anwendung beschränkt sich auf niedrige Umfangsgeschwindigkeiten bis 1 m/s. (z.B. Schwenkantriebe, Schützenwinden, Hubtore, Schleusen etc.)



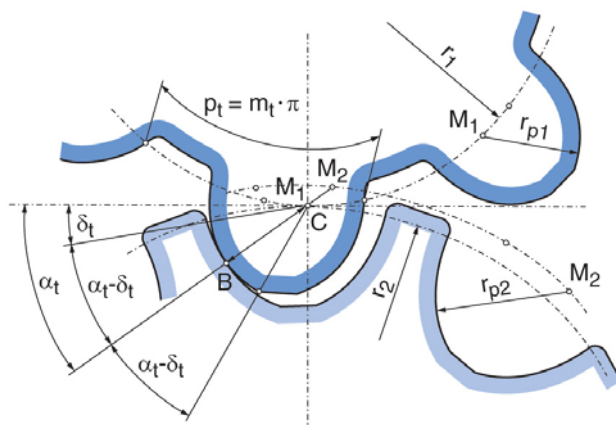
© HSLU TA.PR+SY_H16

28

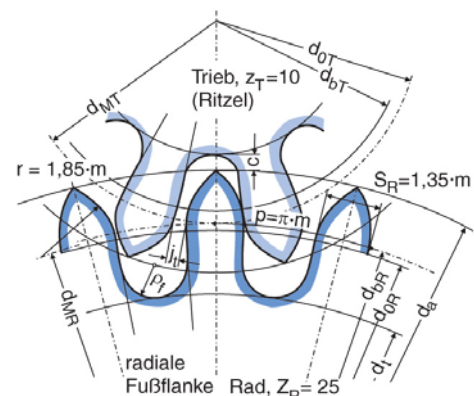
Kreisbogenverzahnung

- Kreisbogenverzahnungen (DIN 58425) werden häufig in der Feingeräte- und Uhrenindustrie eingesetzt.

Wildhaber-Novikov-Verzahnung



Kreisbogenverzahnung nach DIN 58425

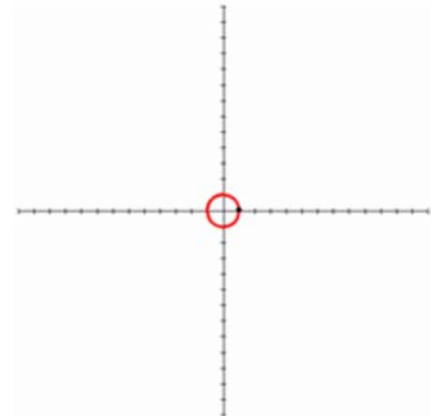
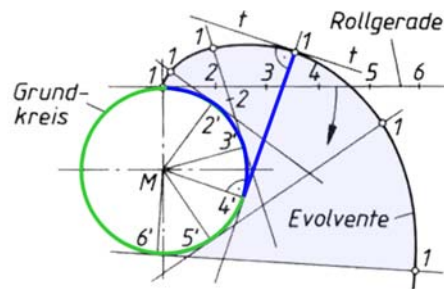
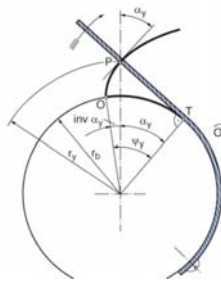


© HSLU TA.PR+SY_H16

29

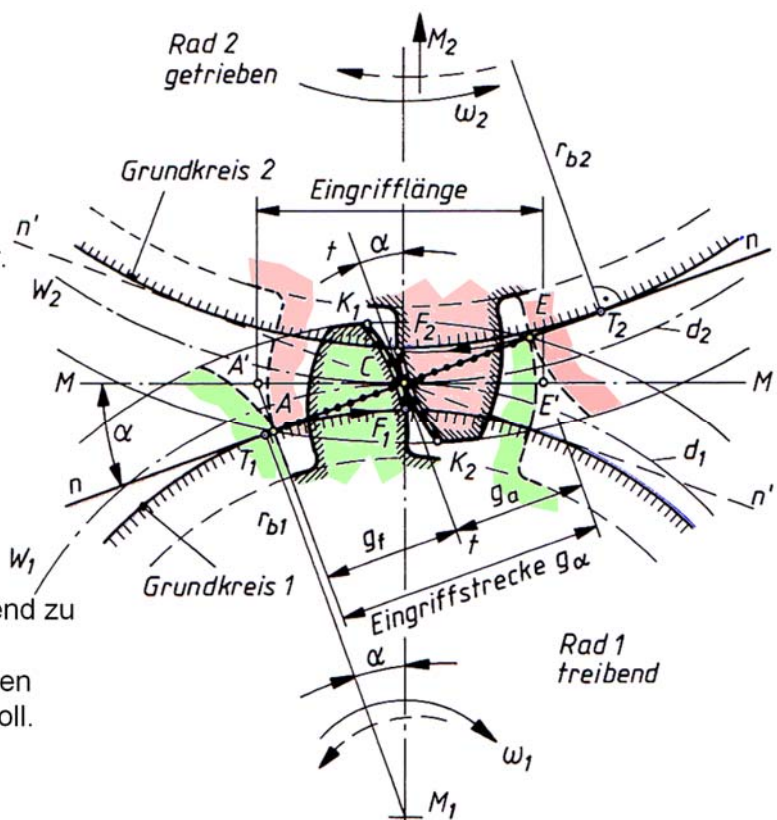
Evolventenverzahnung

- **Kreisevolventen** sind Kurven, die ein Punkt einer Geraden beschreibt, die auf einem Kreis, dem **Grundkreis**, abrollt.



Evolventenverzahnung

- Zahnflanken haben immer **konvexe** Krümmungen
- Evolventen sind einfach mit Standardwerkzeugen herstellbar. Wechselradsätze sind möglich.
- Die Evolventen am Zahnrad reagieren „freundlich“ auf geometrische Änderungen wie z.B. Achsabstandsänderungen. Die gemeinsame Profilnormal geht stets durch den Wälzpunkt.
- Die Mindestzähnezahl ist zwingend zu berücksichtigen: $z_{min} = 14$. Kleinere z sind nur mit besonderen Massnahmen möglich und sinnvoll.



Flankenprofile im Vergleich

- Tragfähigkeit

- Flanke
- Fuss

- Mindestzähnezahl

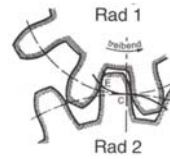
- Achsabstandstoleranz

- Werkzeugkosten

- Rädersatz

- Verzahnungskorrektur

ZYKLOIDEN



★★★
★★

★★★

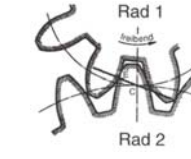
★★

★★

★

★

EVOLVENTEN



★★
★★★★

★★

★★★★

★★★★

★★★★

★★★★

In der Maschinentechnik wird fast ausschliesslich die Evolventenverzahnung verwendet.

Zahnradwerkstoffe

- Viele Werkstoffe eignen sich für die Zahnradherstellung

- Stähle haben die grösste Bedeutung
- Kunststoffe gewinnen an Bedeutung

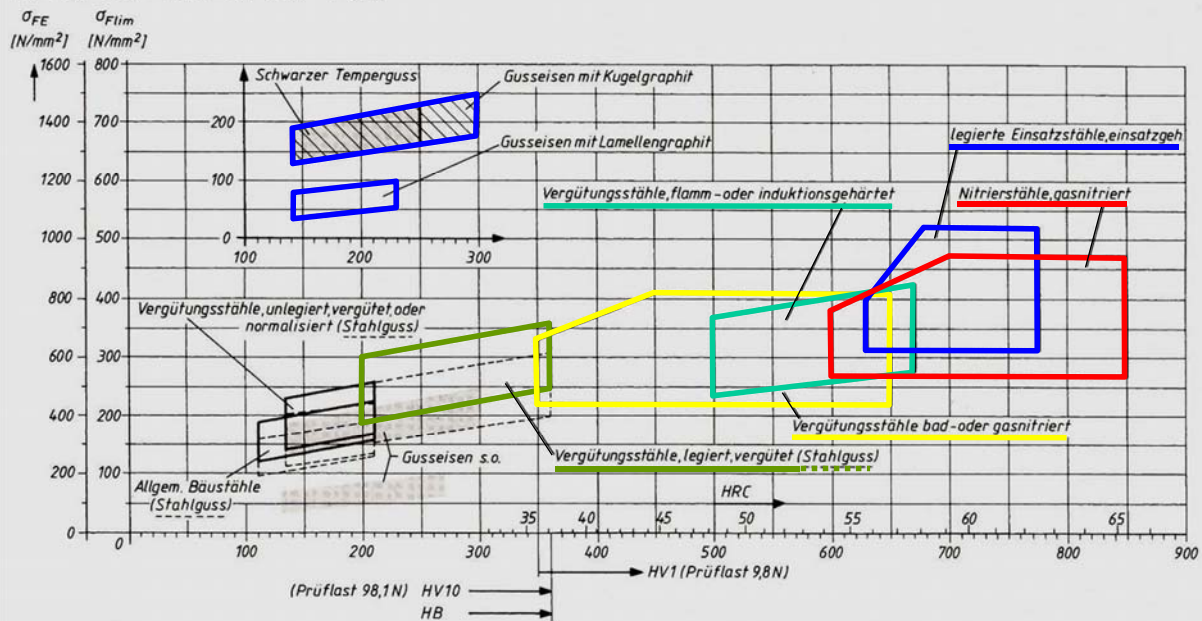
- Folgendes ist zu beachten:

- Ungehärtete Zahnflanken gleicher Stahlwerkstoffe sind zu vermeiden
- Das Ritzel sollte stets aus festerem Werkstoff sein, in der Regel aus Stahl
- Grossrad aus GJL, GJS, GS oder St
- Grossrad mit vergüteten oder gehärteten Zähnen häufig mit Zahnkranz auf einem Radkörper aufgeschraubt
- Kunststoffräder sind mit Metallrädern hoher Flankenglätte zu paaren

Zahnradwerkstoffe

TB 20-2 Übersicht zur Dauerfestigkeit für Zahnfußbeanspruchung der Prüfräder nach DIN 3990

(Härtewerte nach Brinell HB, Rockwell HRC und Vickers HV1, HV10) gültig für Prüfradabmessungen: $m = 3 \dots 10$ ($Y_x = 1$) mm, $R_z = 10 \mu\text{m}$ ($Y_{R\text{rel}T} = 1$), $v = 10 \text{ m/s}$, $b = 10 \dots 50 \text{ mm}$, Geradverzahnung mit Verzahnungsqualität 4 bis 7, $q_s = 2,5$ ($Y_{\delta\text{rel}T} = 1$), $Y_{ST} = 2$, Schrägungswinkel $\beta = 0^\circ$ ($Y_\beta = 1$), $K_A = K_{F\beta} = K_{Fa} = 1$. $\sigma_{FE} = Y_{ST} \cdot \sigma_{Flim} = 2 \cdot \sigma_{Flim}$



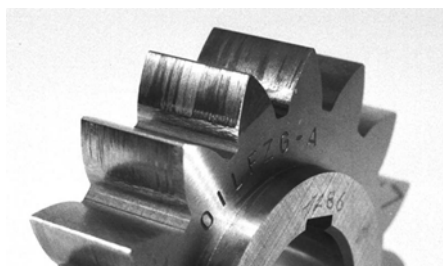
Normalerweise werden Werte aus dem mittleren Bereich gewählt. Für bestimmte Werkstoffe s. TB 20-1.

© HSLU TA.PR+SY_H16

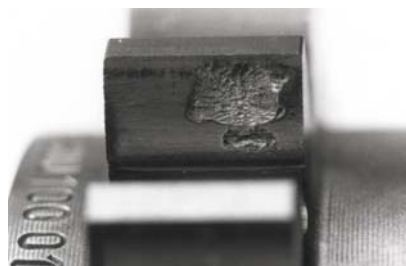
38

Schmierung der Zahnradgetriebe

- Einflussfaktoren für das einwandfreie Arbeiten eines Getriebes
 - Schmierstoff
 - Art der Zuführung zu den Zahnflanken
- Vorzuziehen sind:
 - **Flüssige Schmierstoffe mit ausreichender Viskosität**
- Entscheidend für die Beanspruchung des Schmierfilms ist das Verhältnis von **Gleitgeschwindigkeit** zu **Wälzgeschwindigkeit**.
- Zahnräder laufen meist bei **Mischreibung**



Fressspuren



Grübchenbildung

Bilder: ruhr-uni-bochum.de

© HSLU TA.PR+SY_H16

39

Bestimmung der notwendigen Viskosität

- Zur Bestimmung der erforderlichen Viskosität wird nach DIN 51 509 ein **Kraft-Geschwindigkeit-Faktor** berechnet.

- Für Wälzgetriebe (Stirn- und Kegelradgetriebe) wird der Faktor:

$$\frac{k_s}{v} \approx \left(3 \cdot \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \right) \cdot \frac{1}{v}$$

| k_s/v | F_t | b, d | u | v |
|---|-------|--------|-----|-----|
| $\frac{\text{N/mm}^2}{\text{m}}$ bzw. $\frac{\text{MPa}}{\text{m}}$ | N | mm | - | m/s |

F_t Umfangskraft
 b Zahnbreite
 d_1 Teilkreisdurchmesser (d_{v1} bei Kegelrädern)
 u Zähnezahlnverhältnis; $u = \frac{z_{\text{Gro Rad}}}{z_{\text{Kleinrad}}} \geq 1$
 v Umfangsgeschwindigkeit

- Für Schraubradgetriebe (Schneckenradgetriebe und Stirn- und Kegelradschraubräder):

$$\frac{k_s}{v} = \frac{T_2}{a^3 \cdot n_s}$$

| k_s/v | T_2 | a | n_s |
|---------------------------------|-------|-----|-------------------|
| $\text{N} \cdot \text{min/m}^2$ | Nm | m | min^{-1} |

T_2 Ausgangsdrehmoment
 a Achsabstand
 n_s Schneckendrehzahl

Getriebewirkungsgrad

$$\eta = \frac{\text{abgegebene Leistung}}{\text{zugeführte Leistung}} = \frac{P_{ab}}{P_{an}}$$

- Verluste entstehen durch das Gleiten der Zahnflanken η_Z , durch Lagerreibung η_L und Wellendichtungen η_D .
- Der Gesamtwirkungsgrad wird damit für ein mehrstufiges Getriebe:

$$\eta_{ges} = \eta_{Zges} * \eta_{Lges} * \eta_{Dges}$$

- Es kann mit folgenden Mittelwerten gerechnet werden:

- Lagerung: $\eta_L \approx 0.97$ bis 0.99
- Dichtung: $\eta_D \approx 0.98$
- Gerad-Stirnrad: $\eta_Z \approx$ bis 0.99
- Kegelstirnrad: $\eta_Z \approx$ bis 0.98
- Stirnradschraubgetriebe: $\eta_Z \approx 0.50$ bis 0.95
- Schneckengetriebe: $\eta_Z \approx 0.20$ bis 0.97

Konstruktionshinweise für Zahnräder und Getriebegehäuse

- Stirnräder
 - Ritzel als Vollräder ausführen
 - Ritzelbreite sollte möglichst etwas breiter als die des Grossrades sein

| | | | |
|--|----------------------------------|--|-----------------------------|
| | Einzelfertigung kleine Serien | Aus dem Vollen bearbeitet | Schweisskonstruktion |
| | | Gegossene oder geschmiedete Scheibenräder | |

© HSLU TA.PR+SY_H16

45

Konstruktionshinweise für Zahnräder und Getriebegehäuse

- Empfehlungen für Gehäuseabmessungen
 - Gehäuse werden als Guss- oder Schweisskonstruktion ausgeführt

| Bauteil | Gusskonstruktion | Schweißkonstruktion |
|---|--|---|
| Gehäusewerkstoff: Guss: GJL, GJS, GS Aushebeschräge ca. 3° Geschweißt: S235JR, S355JO | | |
| 1) l = größte lichte Gehäuselänge 2) +10 mm bei Turbogetrieben zur Schwingungs- und Geräuschdämpfung | | |
| Wanddicke: Unterkasten s_1 : Oberkasten s_2 : Mindestwerte der Wanddicke $s_{1,2min}$: Höchstwerte der Wanddicke $s_{1,2max}$: | $\approx (0,005 \dots 0,01) \cdot l + 6 \text{ mm}^{1)2)}$ $\approx (0,5 \dots 0,8) \cdot s_1$ $\approx 8 \text{ mm (GJL, GJS), } \approx 12 \text{ mm (GS)}$ $\approx 50 \text{ mm}$ | $\approx (0,004 \dots 0,005) \cdot l + 4 \text{ mm}^{1)}$ $\approx (0,5 \dots 0,8) \cdot s_1$ $\approx 4 \text{ mm}$ $\approx 25 \text{ mm}$ |
| Flansch: Flanschdicke $s_3 \approx s_4$: Flanschbreite b_1 : | $\approx (1,3 \dots 1,6) \cdot s_1$ $\approx 3 \cdot s_1 + 10 \text{ mm}$ | $\approx 2 \cdot s_1$ $\approx 4 \cdot s_1 + 10 \text{ mm}$ |

© HSLU TA.PR+SY_H16

Auszug: Roloff / Matek

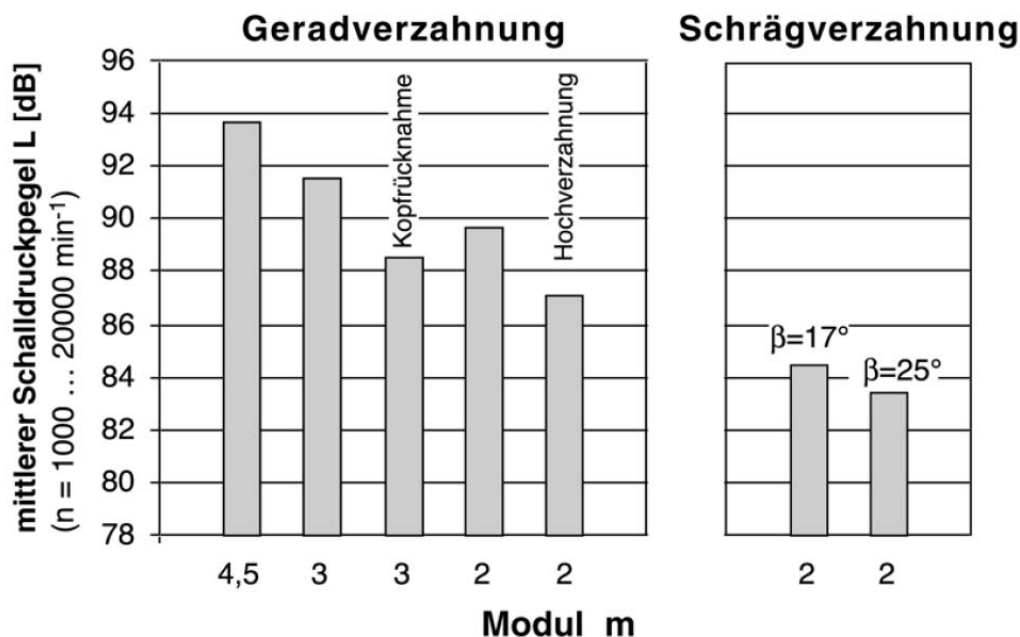
46

Geräusche in Zahnradgetrieben

- Die wesentlichen **Hauptschallquellen** bei einem Zahnradgetriebe:
 - **Zahneingriff**
 - Rollgeräusche in der Lagerung
 - Flüssigkeitsschall durch Räder im Ölsumpf
 - Luftschall durch Lüfter
- **Geräuschestellung beim Zahneingriff:**
 - Flankenformabweichung
 - Oberflächenunebenheiten, Flankenformfehler, Teilungsfehler, Verformungen
 - Wechselnde Zahnfedersteifigkeiten
 - Eingriffsstoss
 - Getrieberasseln
 - Reibkräfte
 - Airpocketing (periodisches Ausquetschen der Luft)

Geräusche in Zahnradgetrieben

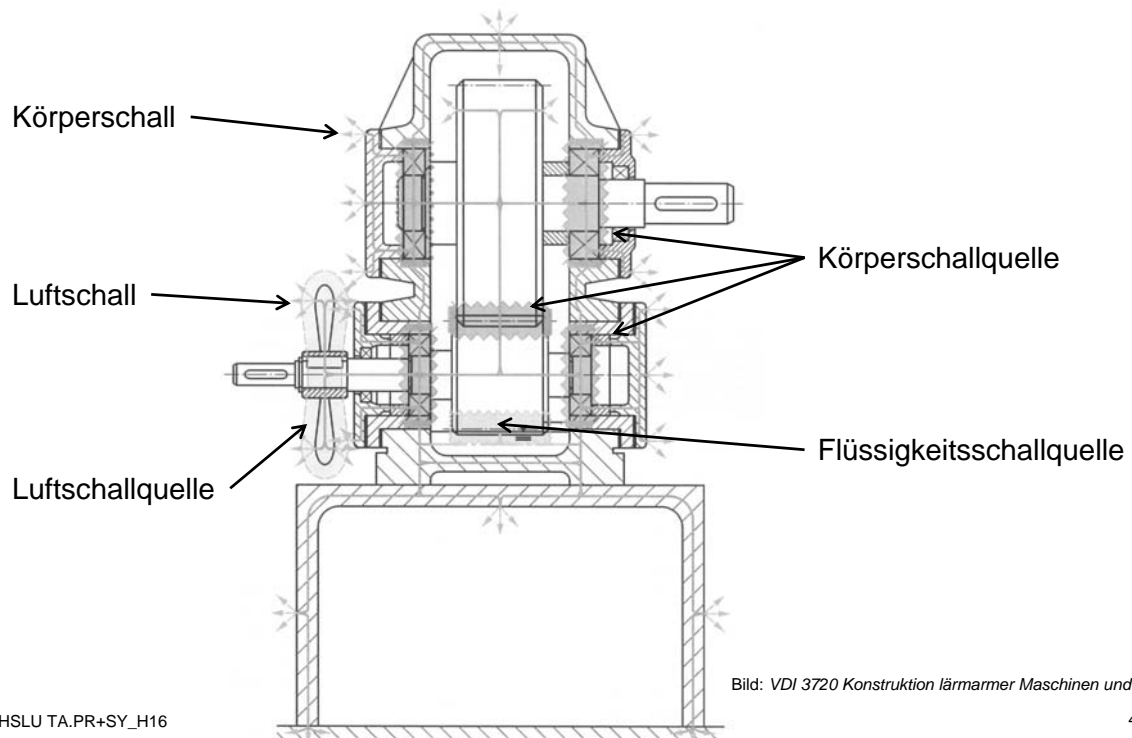
- Einfluss von Schrägverzahnung auf das Geräuschverhalten



Geräuschverhalten der Schrägverzahnung gegenüber der Geradverzahnung

Geräusche in Zahnradgetrieben

- Schallentstehung, Schallübertragung und Schallabstrahlung



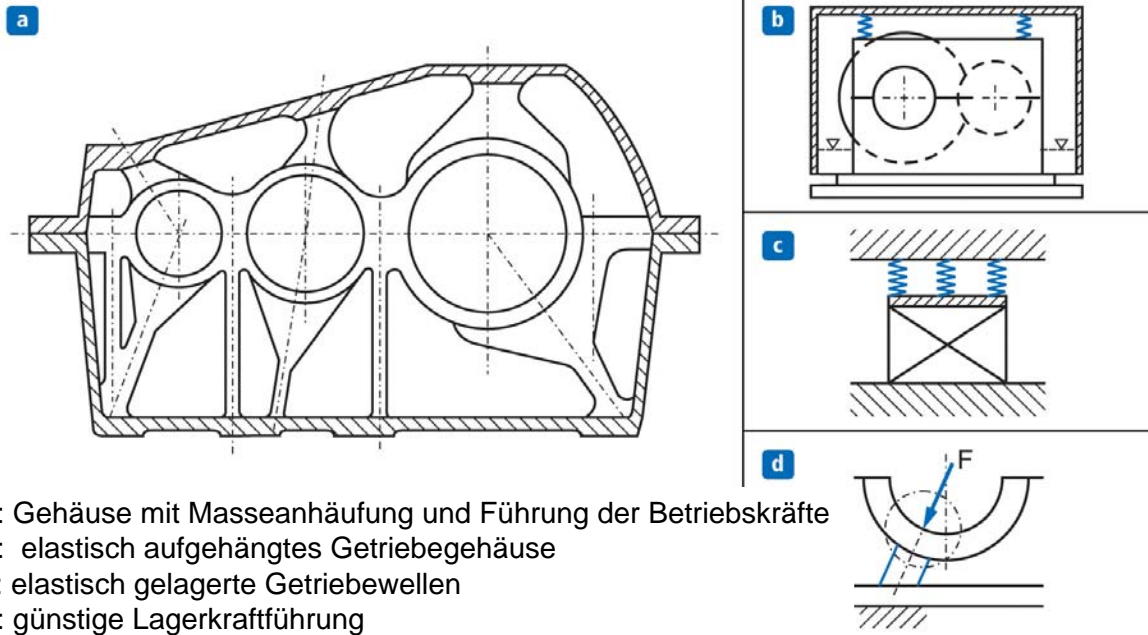
© HSLU TA.PR+SY_H16

49

Massnahmen zur Verminderung der Geräuscentwicklung

- Konstruktionsregeln zur Verringerung von Zahnradgeräuschen:
 - Erhöhung der Eingriffsdauer
 - Verwendung von schrägverzahnten Getrieben
 - Erhöhung der Zähnezahl
 - Verbesserung der Qualität
 - Verwendung von Kunststoff bei geringen Belastungen

Konstruktive Massnahmen zur Minderung der Körperschallanregung



Bilder: [2]

Gestaltung von Lagerdeckeln

