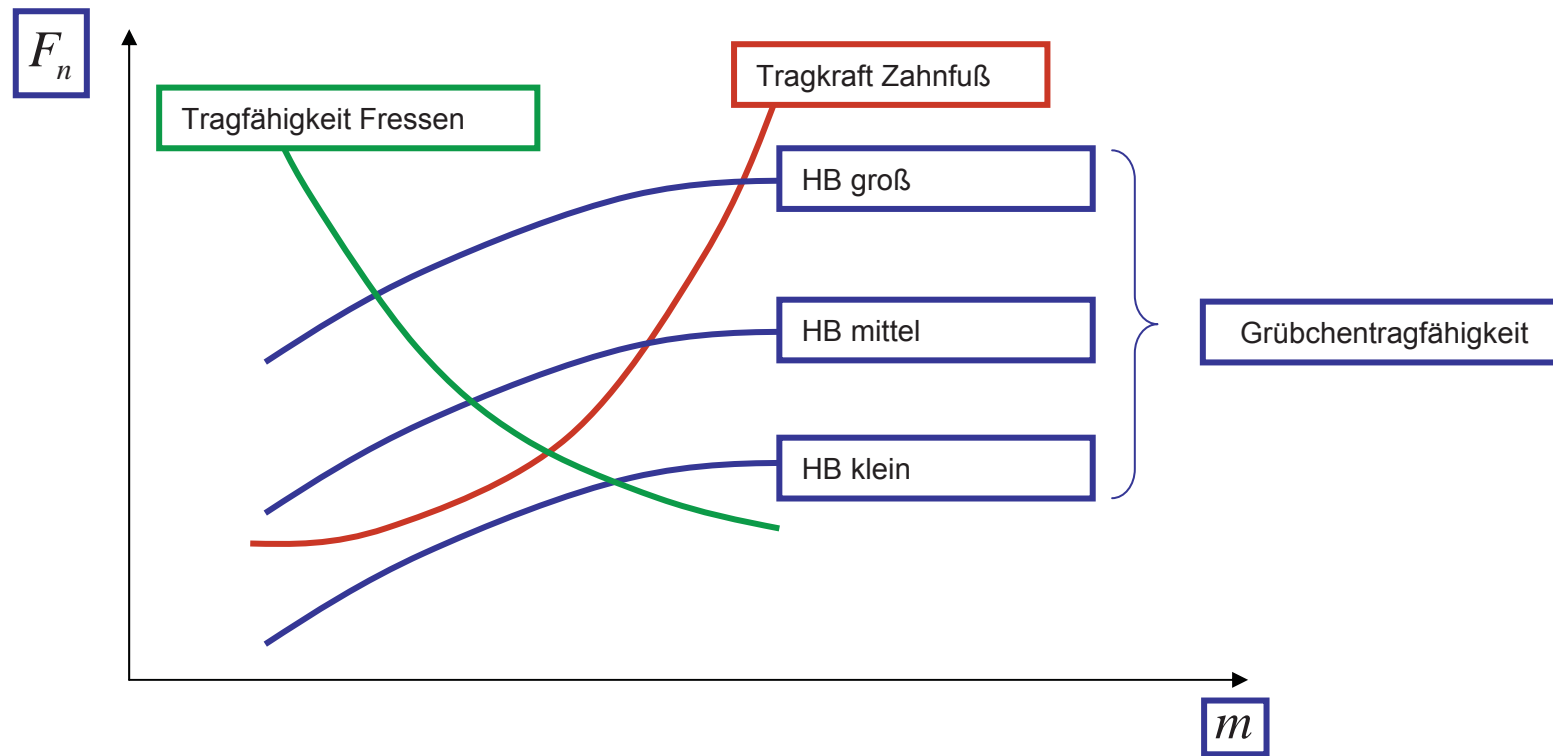
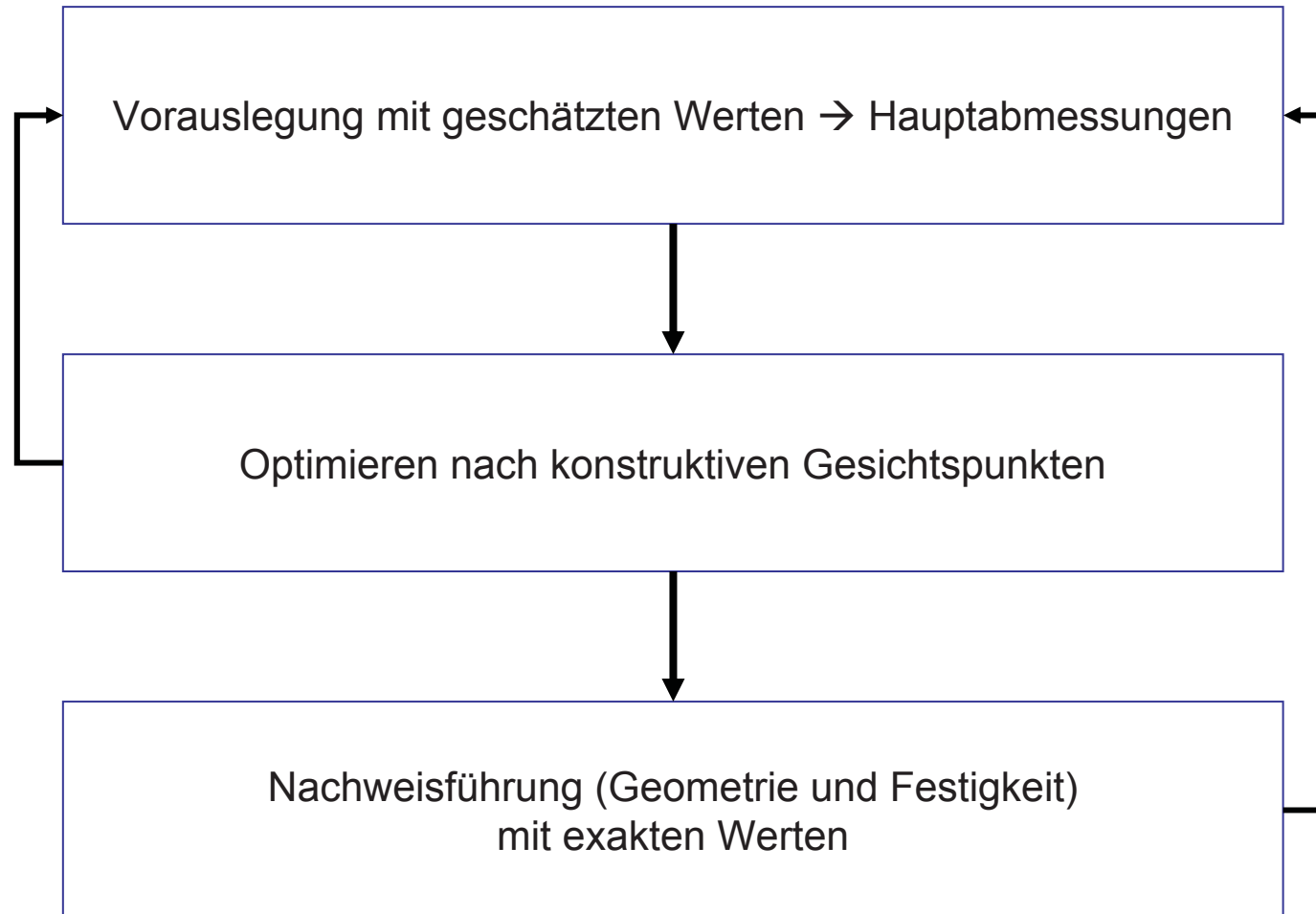


## 4. Vorgehensweise bei der Auslegung von Verzahnungen

- Das sehr komplexe Gebilde mit vielen Einflussgrößen erfordert ein iteratives Hintasten, basierend auf Ungefährwerten.





• gegeben:  $P, M_t, n_{an}, n_{ab}, i, (a)$

gesucht:  $d_1, d_2, m, b, a$

Parameter:  $Werkstoffe (\sigma_{F\lim}, \sigma_{H\lim}), Z\ddot{a}hnezahlen, x, \beta,$   
 $Y-, Z-, K - Faktoren$

- $z_1$  zwischen 10 und 20 wählen, damit das Getriebe möglichst klein wird. Dabei sollte bei  $z_1 < 14$  aufgrund der geringen Tragfähigkeit bei Null-Verzahnung eine Profilver\_schiebung oder eine Schrägverzahnung gewählt werden.
- Um Schwingungen und Geräusche gering zu halten, sollten  $z_1$  und  $z_2$  möglichst keinen gemeinsamen Teiler aufweisen.
- Bei gehärteten Räder können kleinere Abmessungen gewählt werden. Daher sollten ungehärtete Räder nur dann gewählt werden, wenn z.B. große Achsabstände sowie keine Gewichtsbeschrankungen vorliegen.

## Vorgehensweise bei der Auslegung von Verzahnungen

- Bei Leistungsgetrieben und üblichen Werkstoffen ist meist die Flankenfestigkeit für die Dimensionierung maßgebend. Die Umformulierung der bekannten bei Gleichungen liefert:

$$d_1 = \frac{Z_E^2 * Z_H^2 * K_V * K_{H\beta} * (i+1) * F_{T1,eq}}{\sigma_{Hzul}^2 * i * b} \quad \text{mit} \quad F_{T1,eq} = \frac{2 * M_{T1,eq}}{d_1}$$

$$\boxed{z_1^2 * m^2} = d_1^2 = \frac{Z_E^2 * Z_H^2 * K_V * K_{H\beta} * (i+1) * 2 * M_{T1,eq}}{\sigma_{Hzul}^2 * i * \boxed{b/m}} \quad \text{mit} \quad d_1 = z_1 * m$$

Die Auslegungsgleich zur Bestimmung des Moduls für Verzahnungen lautet:

$$m_{\min} = \sqrt[3]{\frac{2 * M_{T1,eq} * Z_E^2 * Z_H^2 * K_V * K_{H\beta} * (i+1)}{\frac{b}{m} * z_1^2 * \sigma_{Hzul}^2 * i}}$$

## Vorgehensweise bei der Auslegung von Verzahnungen

---

- Aus Aufgabenstellung:  $M_{t1,eq}, i$
- Vorauswahl
  - Werkstoff  $Z_E, \sigma_{H\lim}, (\sigma_{F\lim})$
  - Sicherheiten  $S_H = 1,25, (S_F = 1,7)$
  - Zähnezahlen  $z_1 = 10...20 \rightarrow z_2 = z_1 * i$
  - Breitenverhältnis  $\frac{b}{m}, \frac{b}{d_1} \rightarrow \text{Erfahrungswerte}$
  - Profilverschiebung  $\Sigma x$

## Vorgehensweise bei der Auslegung von Verzahnungen

- Die Faktoren werden zunächst geschätzt:

$$K_{AB} = 1,2$$

$$K_V = 1,2$$

$$K_{H\beta} = 1,5$$

$$Z_L = Z_V = Z_R = 1$$

$$\sigma_{Hzul} = \sigma_{Hlim} / S_H$$

- Der so rechnerisch ermittelte kleinstmögliche Modul wird dem genormten Modul DIN 780 angeglichen und damit einige Kenngrößen durch Aufstellen einer Tabelle ausgerechnet.

m	b/h	b	d <sub>1</sub>	b/d <sub>1</sub>	a

Reihe 1	0,1	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	0,11	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		

Modulreihen 1 und 2 für Stirn- und Kegelräder (DIN 780)

## Vorgehensweise bei der Auslegung von Verzahnungen

- Die Tabelle wird mit Bauformen üblicher Zahnräder verglichen. Durch Variation wird der endgültige Modul festgelegt.

Verhältnis $b/d_1$		Verhältnis $b/m$	
ungehärtet und vergütet	$\leq 1,4 \dots 1,6$	Qualität IT 10 ,labiles Gehäuse	$< 10 \dots 15$
einsatz- und oberflächengehärtet	$\leq 1,1$	Qualität IT 8 ,fliegende Lagerung	$< 15 \dots 25$
nitriert	$\leq 0,8$	Qualität IT 6-7 ,gute Lagerung	$< 20 \dots 30$
		Qualität IT 6-7 ,parallele starre Lagerung	$< 25 \dots 35$
Die obigen Werte gelten bei beidseitiger symmetrischer Lagerung,		Mindestverhältnis	
bei unsymmetrischer Lagern hiervon	80 %	wegen axialer Steifigkeit der Zähne	$> 6$
bei fliegender Lagerung hiervon	50 %	wegen axialer Steifigkeit des Rades	$> d_{a2}/12$
bei steigendem $b/d_1$ und $b/m$ erhöhen sich die Anforderungen an die Genauigkeit der Herstellung und an die Starrheit von Wellen und Lagerungen. Beachte auch die Torsionsverformungen der Ritzelwelle.			

Breiten-Durchmesserverhältnis und Breiten-Modulverhältnis üblicher Getriebe

## **Berechnungsbeispiel zur Auslegung einer Verzahnung**

Aufgabe: Es ist ein Zusatzgetriebe eines Maschinenhauskranes zu dimensionieren.

$$P = 40 \text{ kW} = 40.000 \text{ W} \quad n_{an} = 71 \text{ min}^{-1} = 1,183 \text{ s}^{-1} \quad n_{ab} = 15 \text{ min}^{-1} = 0,25 \text{ s}^{-1}$$

$i = 4,73$

Das Nenndrehmoment an der Antriebswelle beträgt:

$$M_{T1,nenn} = \frac{P_{nenn}}{\omega_{nenn}} = \frac{60 * P}{2 * \pi * n} = 5381 \text{ Nm}$$

Zähnezahlen:  $z_1 = 15$   $z_2 = 71$

nach Tabelle:  $b / m < 20$   $b / d_1 < 1,4$  (Qualität IT7, gute Lagerung)



## Vorgehensweise bei der Auslegung von Verzahnungen

---

Faktoren:  $K_A = 1,2$        $K_V = 1,1$        $Z_L = Z_V = Z_R = 1$

$Z_E = 181,4$        $Z_H = 2,5$

## Vorgehensweise bei der Auslegung von Verzahnungen

**Erster Versuch:** Ausgewählt werden folgende Werkstoffe für:

- Ritzel: 42CrMo4 vergütet

$$\rightarrow \sigma_{F \text{ lim,Ritzel}} = 290 \text{ N/mm}^2$$

$$\rightarrow \sigma_{H \text{ lim,Ritzel}} = 670 \text{ N/mm}^2$$

- Rad: GGG-60

$$\rightarrow \sigma_{F \text{ lim,Rad}} = 220 \text{ N/mm}^2$$

$$\rightarrow \sigma_{H \text{ lim,Rad}} = 490 \text{ N/mm}^2$$

$$m_{\min} = \sqrt[3]{\frac{2 * M_{T1,eq} * Z_E^2 * Z_H^2 * K_V * K_{H\beta} * \frac{i+1}{i}}{\frac{b}{m} * z_1^2 * \sigma_{Hzul}^2}}$$

$$M_{T,eq} = K_A * M_{T1,nenn}$$

Nächster  
Normmodul

$$m_{\min} = \sqrt[3]{\frac{2 * 5381 \text{ Nm} * 1000 \text{ mm} / m * 1,2 * 181,4^2 * 2,5^2 * 1,1 * 1,5 * \frac{4,73+1}{4,73}}{20 * 15^2 * \left(\frac{490}{1,25}\right)^2}} = 19,0 \text{ mm} \rightarrow m = 20 \text{ mm}$$

**Erster Versuch:** Abschätzung der Getriebegröße

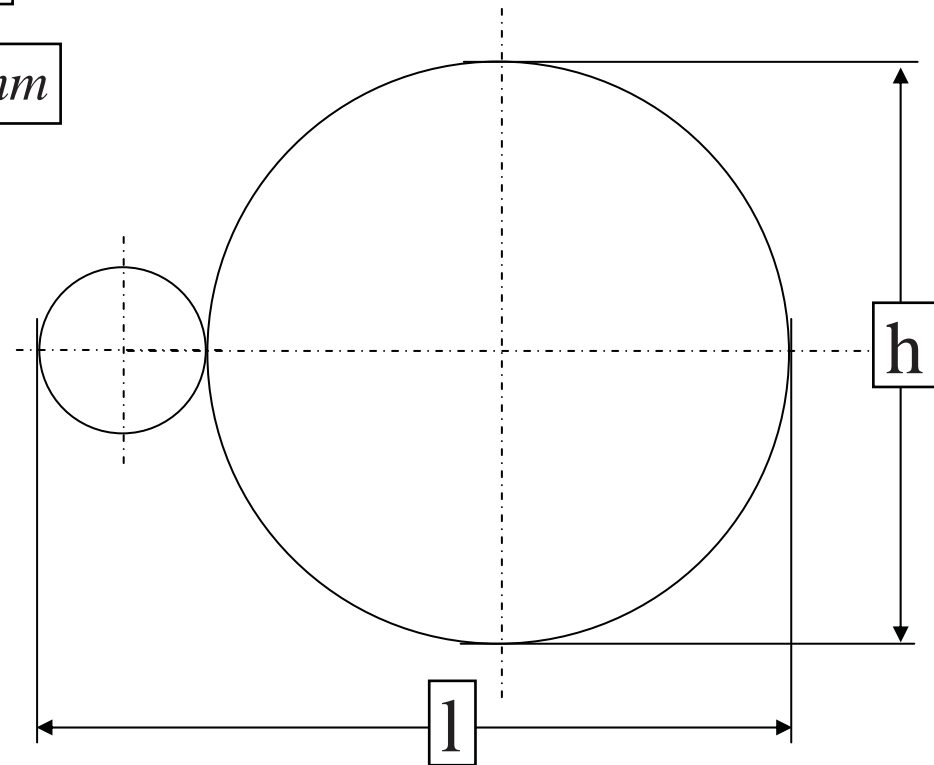
$$d_1 = m * z_1 = 20mm * 15 = 300mm$$

$$d_2 = m * z_2 = 20mm * 71 = 1.420mm$$

$$l = d_1 + d_2 = 1.720mm$$

$$h = d_2 = 1.420mm$$

→ Abmaße zu groß



**Zweiter Versuch:** Ausgewählt werden folgende Werkstoffe für:

- Ritzel: 42CrMo4 gehärtet

$$\rightarrow \sigma_{H \lim, Ritzel} = 1.380 \text{ N/mm}^2$$

- Rad: 42CrMo4 gehärtet

$$\rightarrow \sigma_{H \lim, Rad} = 1.380 \text{ N/mm}^2$$

Abschätzung der Lebensdauer  $\rightarrow$  insgesamt 15 Betriebsstunden im 1. Gang

$\rightarrow$  Ritzel:  $N_{L1} = 63.900 \text{ Lastwechsel}$

$\rightarrow$  Rad:  ~~$N_{L2} = 13.500 \text{ Lastwechsel}$~~

Mit  $S_H=1$  ergibt sich hieraus ein Lebensdauerfaktor für:

[Siehe Folie 252](#)

- Ritzel:  $Z_{NT1} = 1,6$

- Rad:  ~~$Z_{NT2} = 1,6$~~

### Zweiter Versuch:

Damit ergibt sich eine zulässige Flächenpressung für das Ritzel:

$$\sigma_{Hzul,Ritzel} = \frac{\sigma_{H\ lim} * Z_{NT}}{S_H} * Z_L * Z_V * Z_R$$

→ Siehe Folie 253

$$\sigma_{Hzul,Ritzel} = \frac{1.380\text{ N/mm}^2 * 1,6}{1} * 1 = 2.208\text{ N/mm}^2$$

Damit errechnet sich folgender minimaler Modul

$$m_{\min} = \sqrt[3]{\frac{2 * 5381\text{ Nm} * 1000\text{ mm/m} * 1,2 * 189,8^2\text{ N/mm} * 2,5^2 * 1,1 * 1,5}{20 * 15^2 * (2.208)^2} * \frac{4,73 + 1}{4,73}}$$

$$m_{\min} = 6,4\text{ mm} \rightarrow m = 6\text{ mm}$$

### Zweiter Versuch:

Bei gleich bleibender Ritzelbreite wird infolge der Wellendurchbiegung ein Verhältnis

$\frac{b}{d_1} < 1,2$  angestrebt. Somit ergeben sich:

m [mm]	b/m	d <sub>1</sub> [mm]	b/d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub> [mm]	a [mm]
6	20	90	1,33	<del>426</del>	<del>516</del>
7	17,14	105	1,14	497	602