

6. Vorschubantriebe und Bewegungssysteme

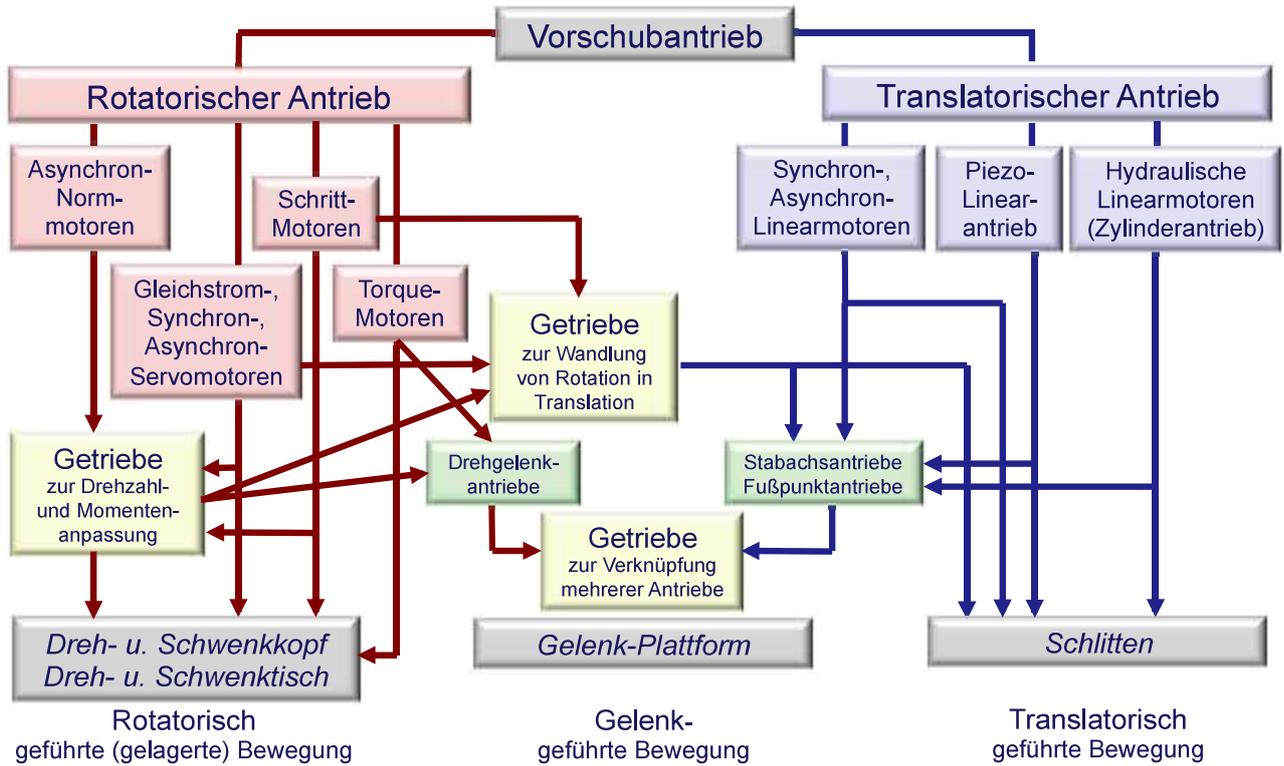


Bild 6.1 Vorschubantriebe

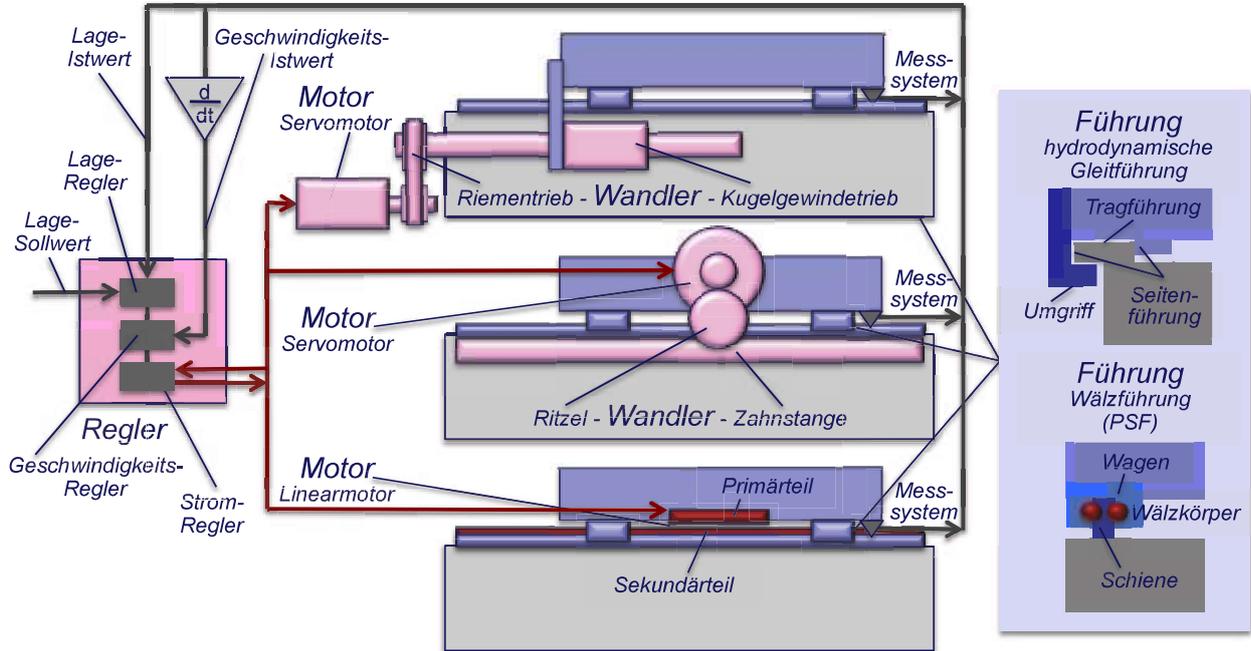


Bild 6.2 Hauptarten von geregelten Vorschubantrieben und Führungen an WZM

6.1. Anforderungen

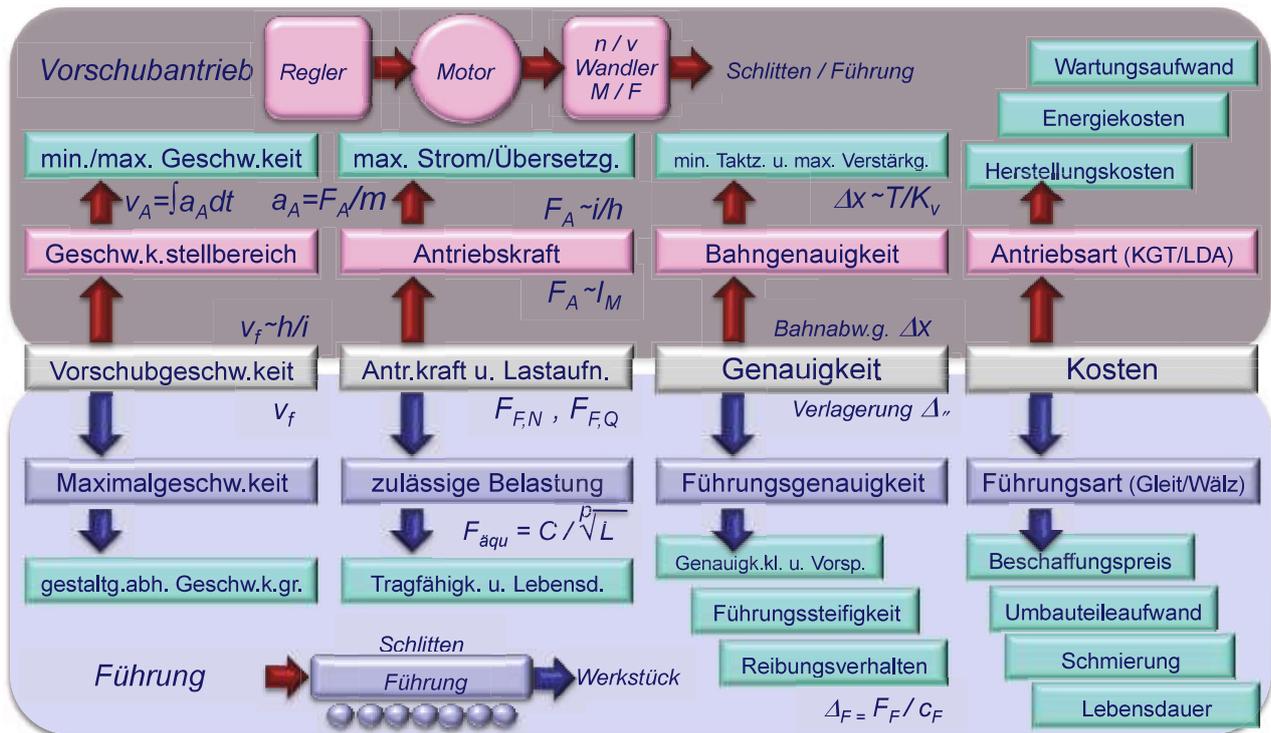


Bild 6.3: Anforderungen an Vorschubantrieb und Führung

6.2. Baugruppen und Auslegung

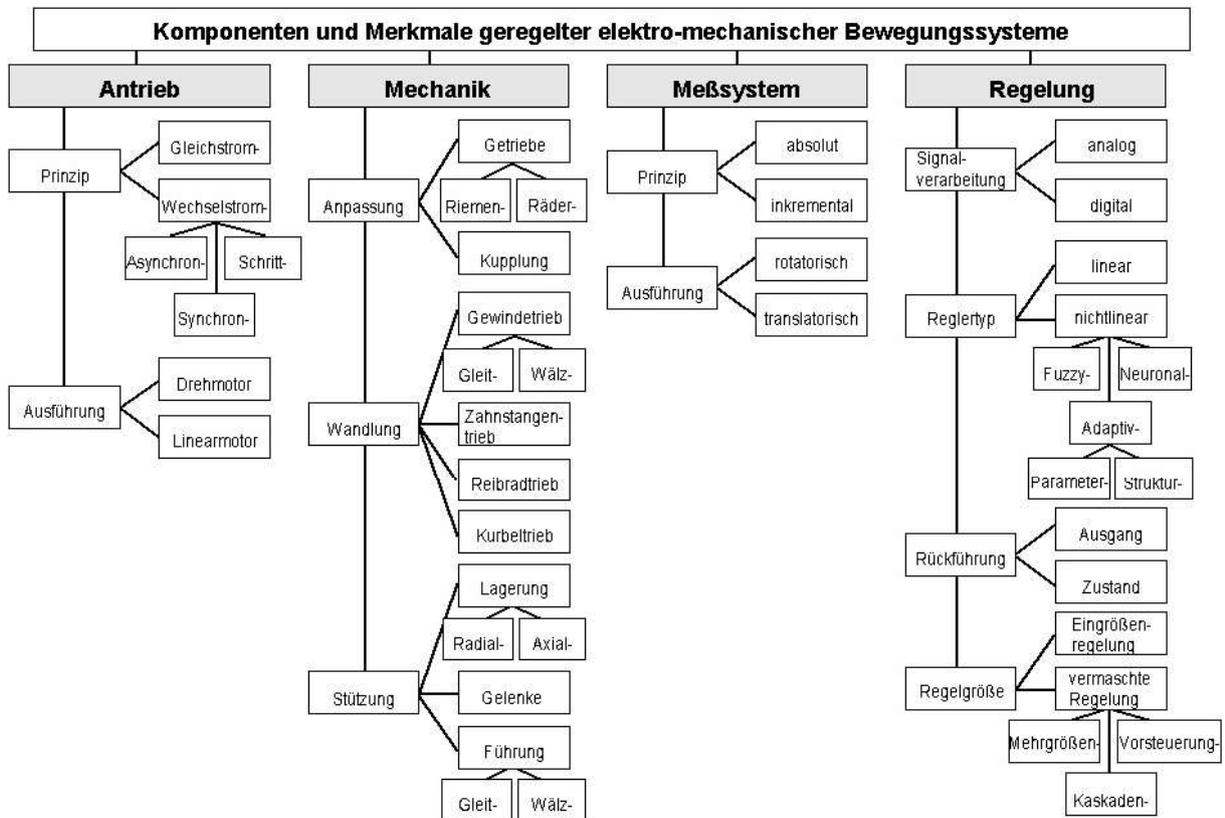


Bild 6.4: Spezifikationsmöglichkeiten geregelter elektro-mechanischer Vorschubachse

6.2.1. Regelung

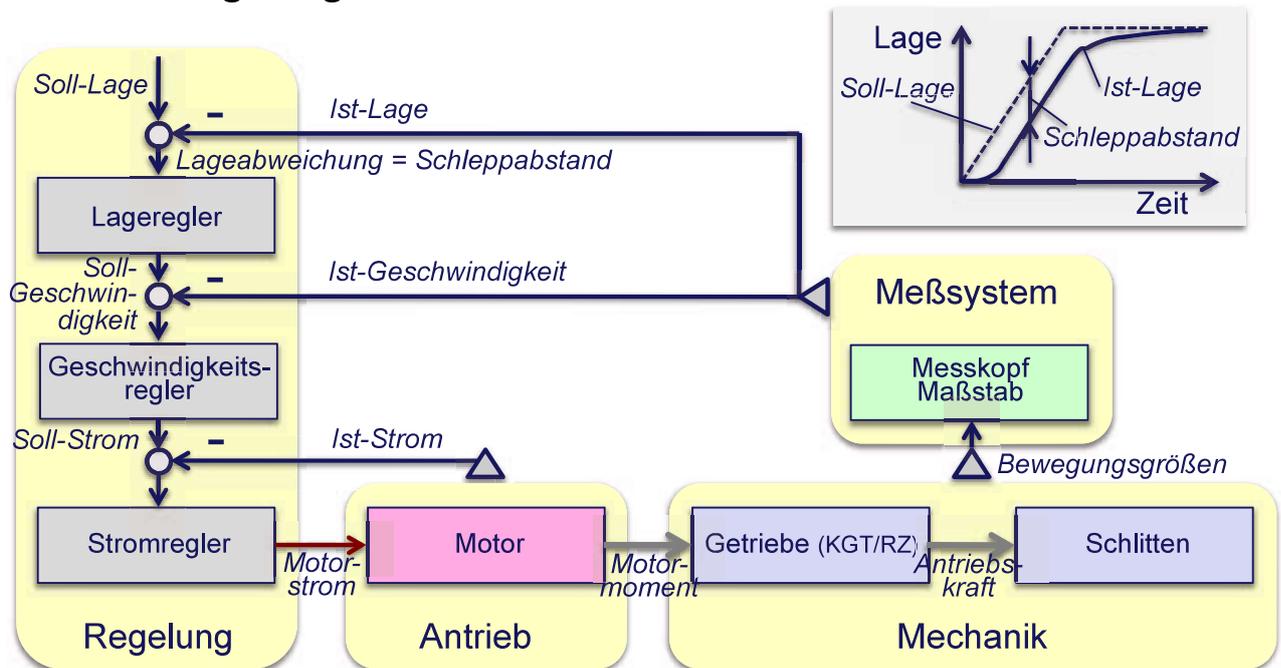


Bild 6.5 Grundaufbau der Regelung des Vorschubantriebs

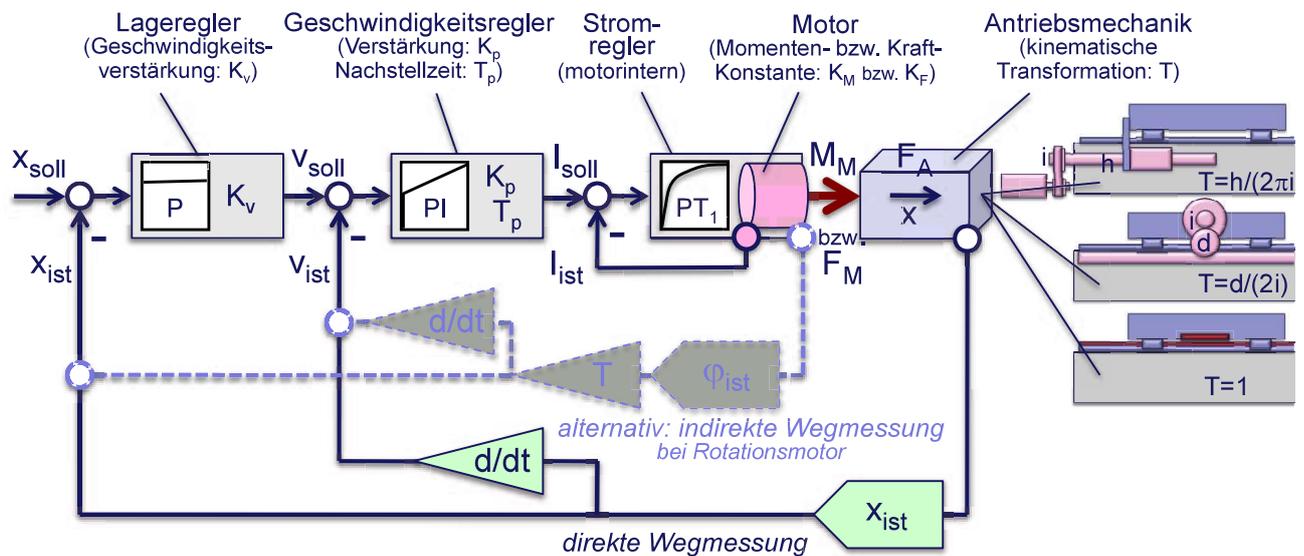


Bild 6.6 Struktur der Standard-Lageregelung (Kaskadenregler)

Für die Standard-Lageregelung nach Bild 6.6 gelten folgende Beziehungen:

$$\Delta x = x_{soll} - x_{ist} \quad v_{ist} = dx_{ist}/dt \quad \Delta v = v_{soll} - v_{ist} \quad x_{ist} = T * \varphi_{ist}$$

$$M_M = K_M * I_M \quad \text{bzw.} \quad F_M = K_F * I_M$$

$$F_A = M_M/T \quad \text{bzw.} \quad F_A = F_M$$

$$v_{soll} = K_v * \Delta x \quad \text{und} \quad I_{soll} = K_p * \left(\Delta v + \frac{1}{T_p} * \int \Delta v dt \right)$$

In den Bild 6.6 und Bild 6.7 ist die Funktionsweise der Lageregelung eines Vorschubantriebes dargestellt. Bild zeigt die Sollwerterzeugung. Die Geschwindigkeitskomponenten $v_{B(x,y)}$ verhalten sich zur Bahngeschwindigkeit v_B wie die Koordinatendifferenzen $\Delta x(x,y)$ zur Streckenlänge L :

$$\begin{aligned} \Delta(x,y) &= (x,y)_2 - (x,y)_1 \\ L &= \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2} \\ v_{B(x,y)} / v_B &= \Delta(x,y) / L \\ v_{Bx} &= (\Delta x / L) * v_B \end{aligned}$$

Im Interpolationsschritt T_{IPO} (IPO-Takt) wird mit der Achskomponente v_{Bx} aus dem vorherigen der nächste Sollwert gebildet:

$$x_{soll}(i) = x_{soll}(i-1) + v_{Bx} * T_{IOP}$$

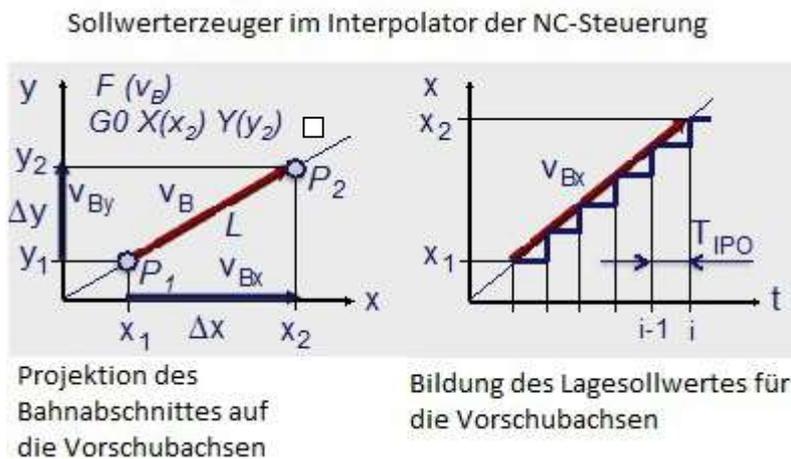


Bild 6.7 Funktionsweise der Lageregelung des Vorschubantriebes – Sollwerterzeugung

Die Istwerterfassung durch das Messsystem ist in Bild 6.8 dargestellt. Im Takt des Messsystem-Zeitschrittes T_T (Tastzeit) wird mit der Lageauflösung X_M des Messsystems aus dem vorherigen der nächste Istwert gebildet (Lagediskretisierung):

$$x_{ist}(i) = x_{ist}(i-1) + k * X_M \quad k = \pm 0,1,2, \dots$$

Proportional der Lageabweichung (Schleppabstand)

$$x_W = \Delta x = x_{soll} - x_{ist}$$

Wird mit der Geschwindigkeitsverstärkung K_v die Sollgeschwindigkeit v_{soll} gebildet nach

$$v_{soll} = K_v * x_W.$$

Als Werte von K_v sind anzusetzen für:

Kugelgewindetrieb: $K_v = 20 \dots 70 \text{ s}^{-1} = 1,2 \dots 4,2 \frac{\text{m/min}}{\text{mm}}$

Lineardirektantrieb: $K_v = 200 \dots 400 \text{ s}^{-1} = 12 \dots 27 \frac{\text{m/min}}{\text{mm}}$

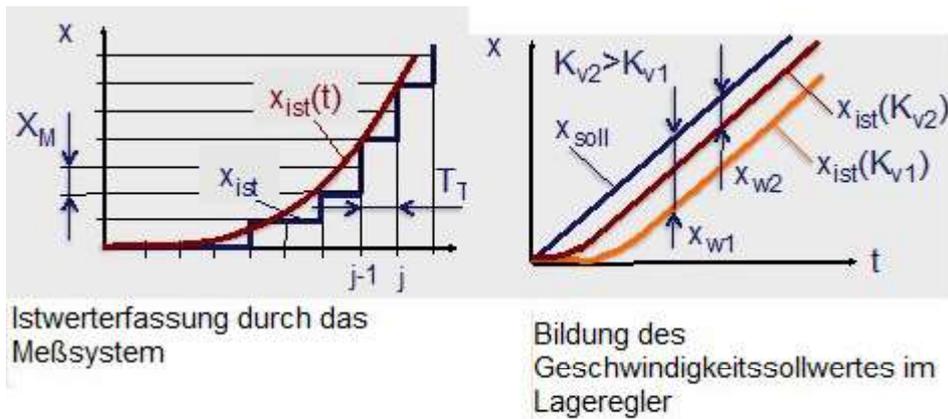
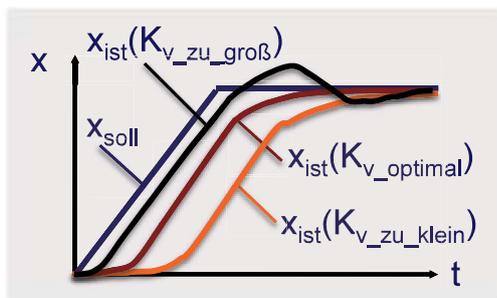


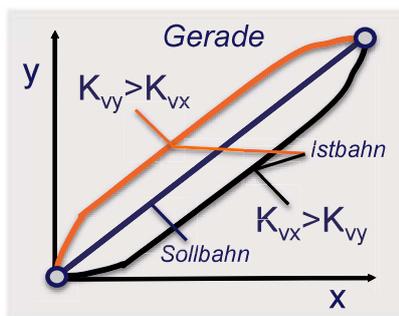
Bild 6.8 Funktionsweise der Lageregelung des Vorschubantriebes – Istwertfassung

Geschwindigkeitsverstärkung zu groß



Die Geschwindigkeitsverstärkung ist so einzustellen, dass ein Positioniervorgang (Rampe) möglichst schnell, aber unbedingt **überschwingfrei** ausgeführt wird!

Geschwindigkeitsverstärkungen der Achsen ungleich



Die Geschwindigkeitsverstärkungen der an der Bahnerzeugung beteiligten Achsen müssen unbedingt auf **gleiche Werte** eingestellt werden!

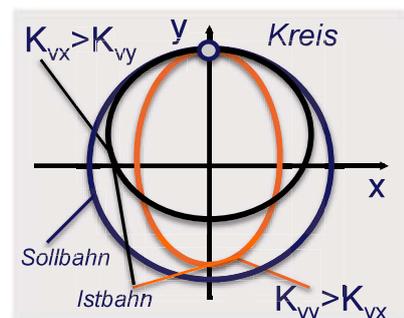


Bild 6.9 Einfluss der Geschwindigkeitsverstärkung auf die Bahnabweichung

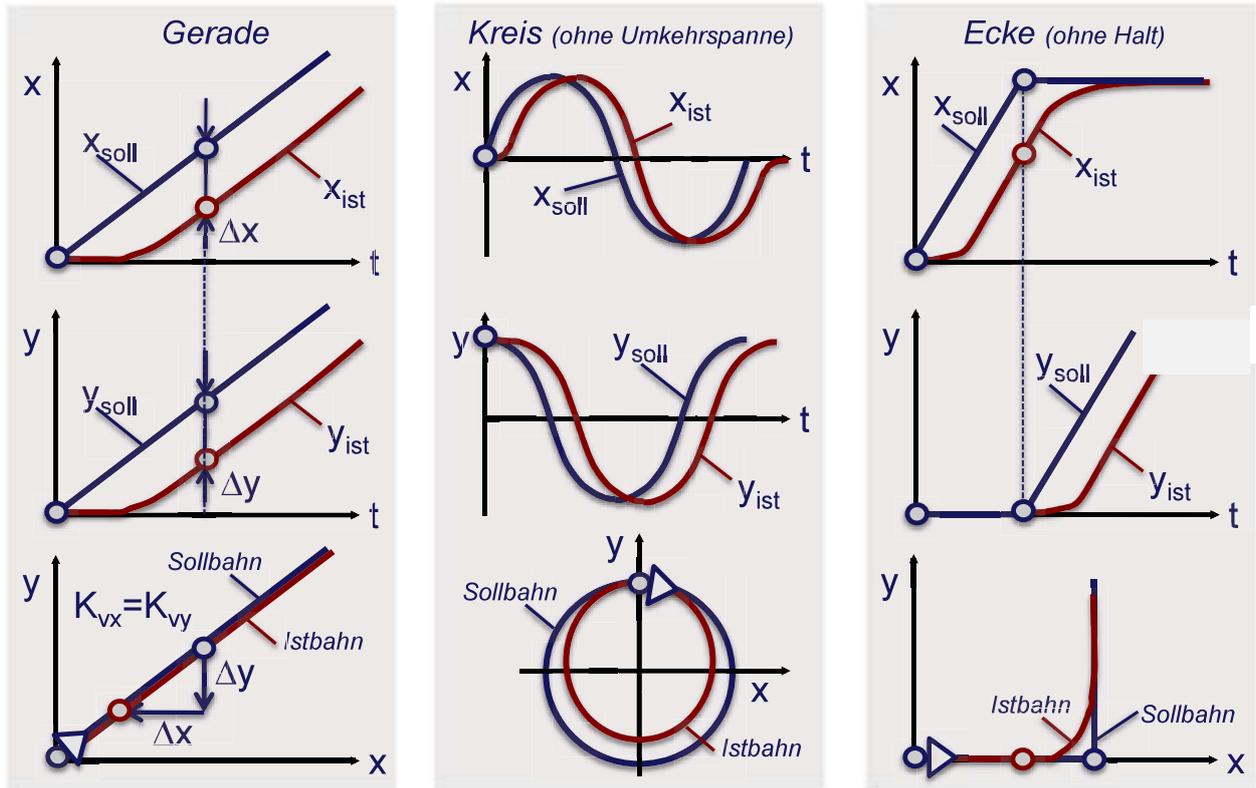


Bild 6.10 Einfluss der Geschwindigkeitsverstärkung auf die Bahnabweichung - für Gerade, Kreis und Ecke

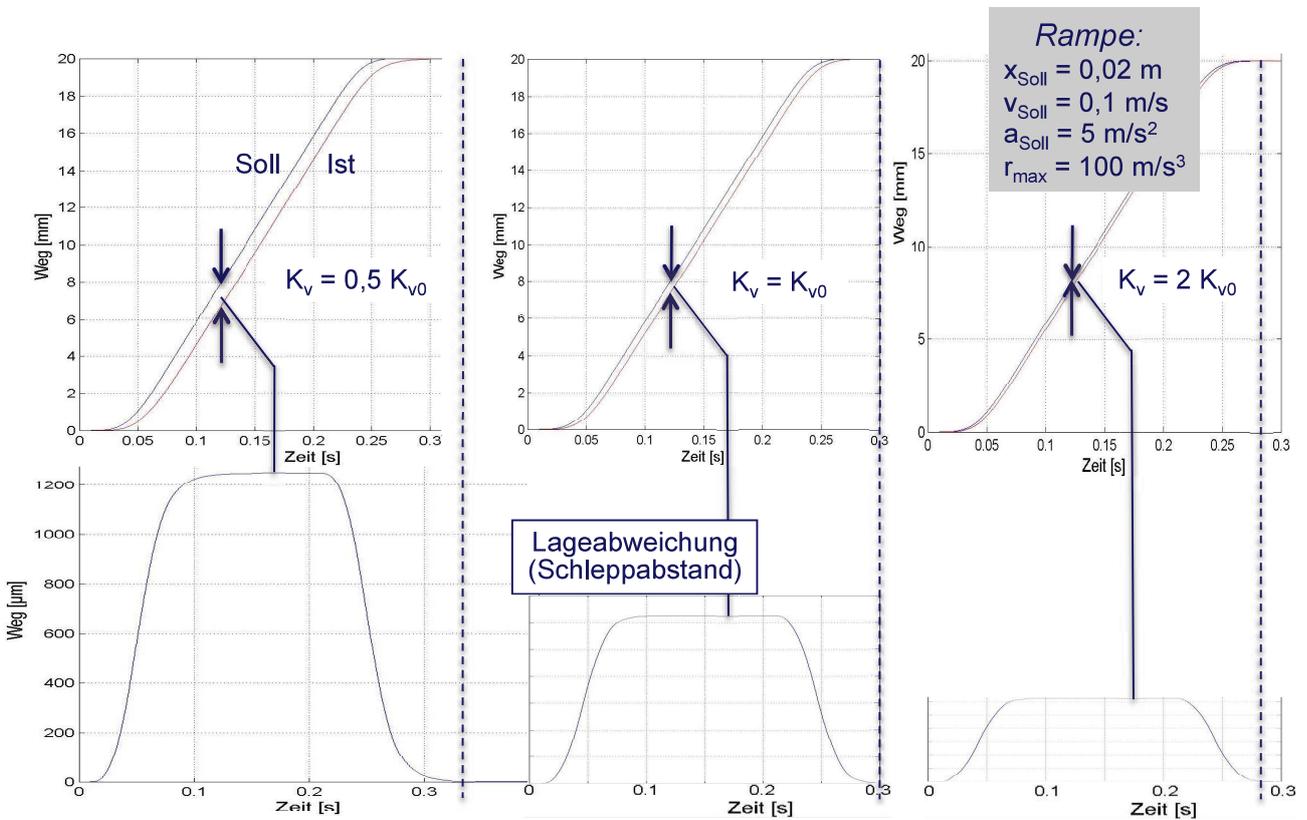


Bild 6.11 Einfluss der Geschwindigkeitsverstärkung an der Rampe – ohne Vorsteuerung

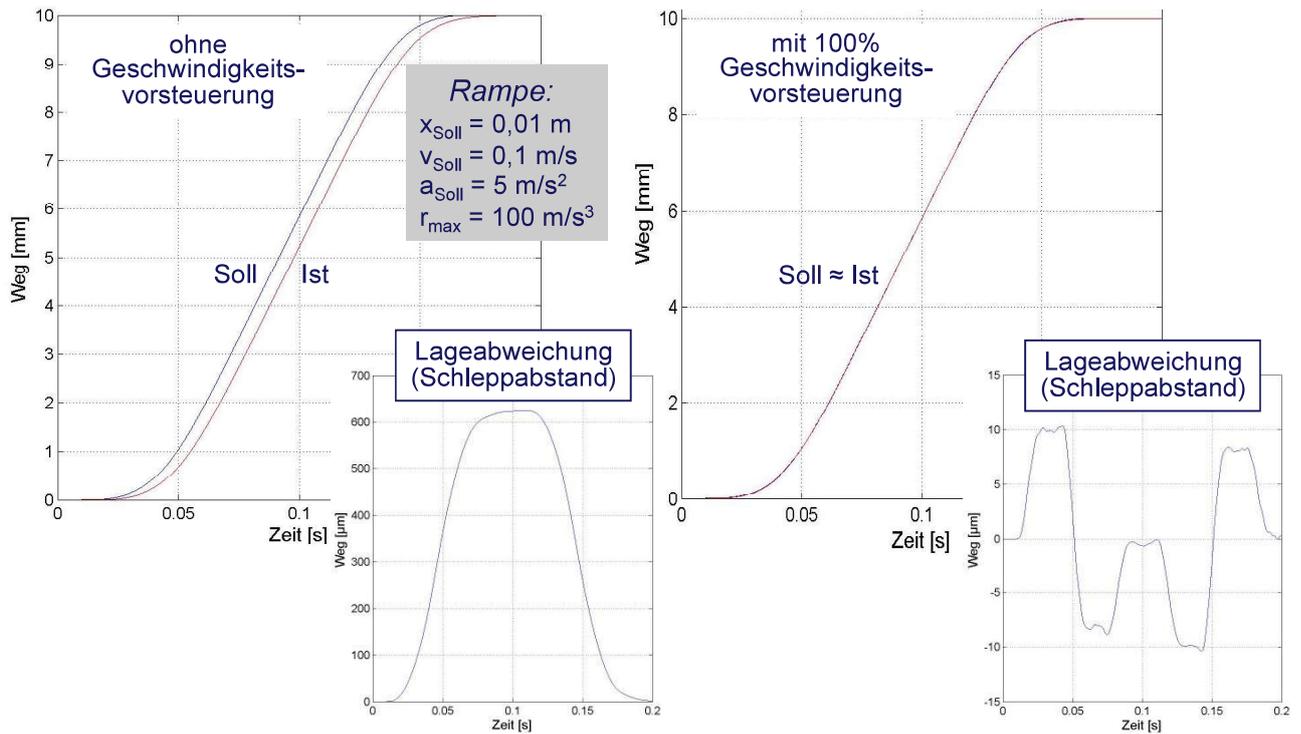


Bild 6.12 Einfluss der Geschwindigkeitsverstärkung an der Rampe – ohne und mit Geschwindigkeitsvorsteuerung

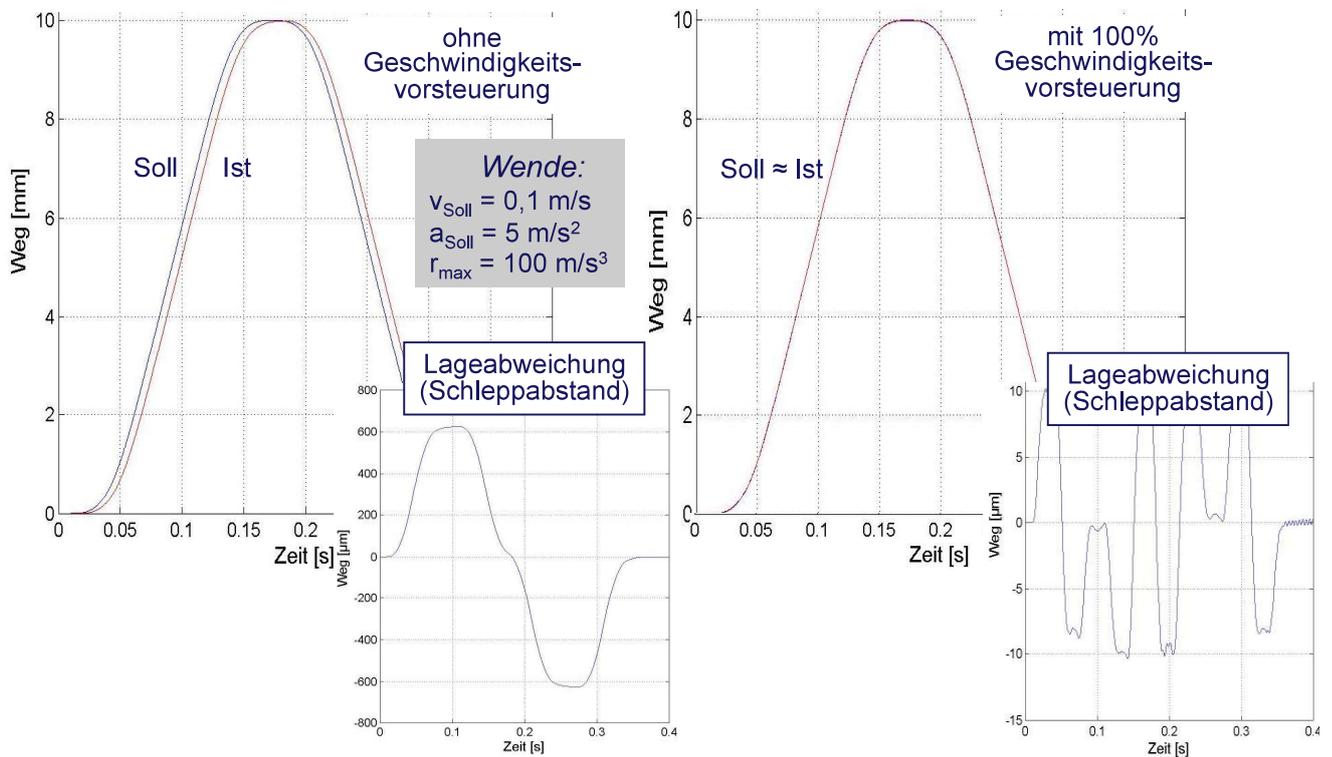
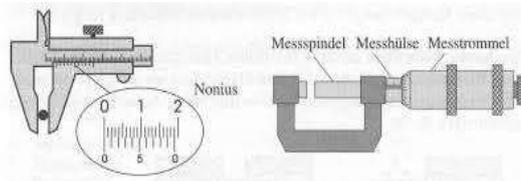
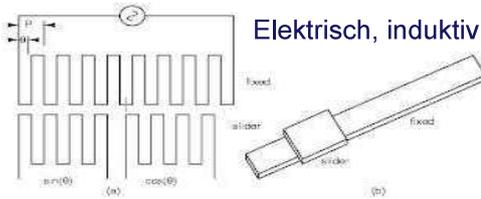


Bild 6.13 Einfluss der Geschwindigkeitsverstärkung an der Wende – ohne und mit Geschwindigkeitsvorsteuerung

6.2.2. Messsystem



Mechanisch,
mit graviertem Stahlmaßstab
und Nonius



Elektrisch, induktiv

Laserinterferometrisch, mit
Strahlteiler- und Reflektorprismen



Opto-elektrisch, mit geätzttem Glasmaßstab und Fotodioden

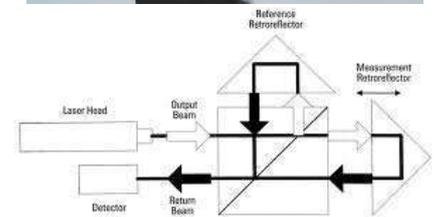
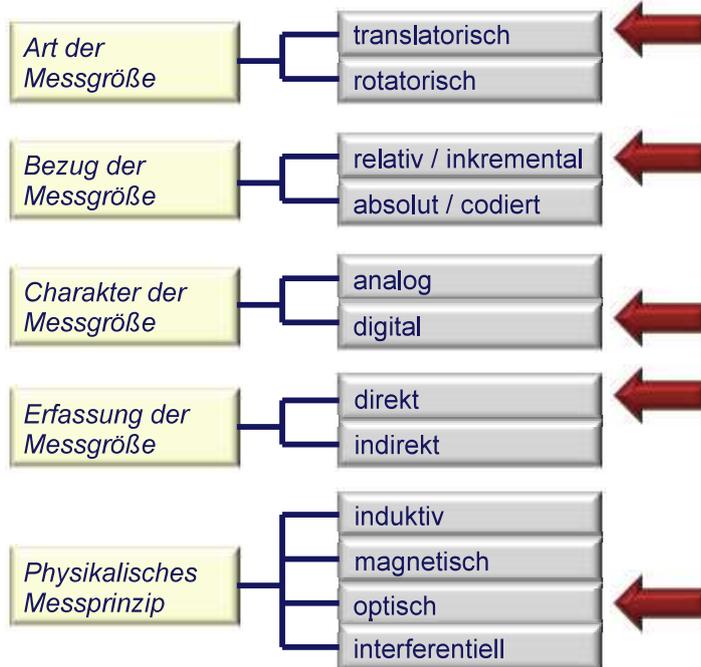


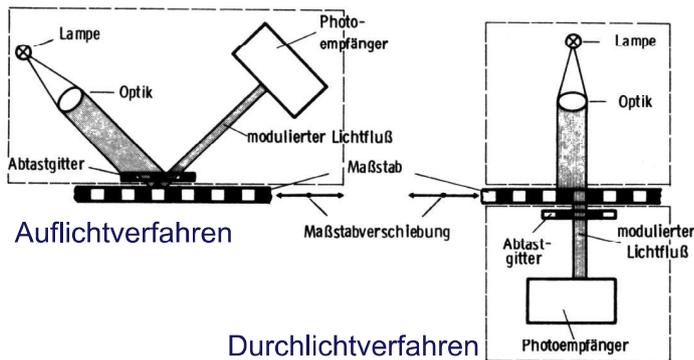
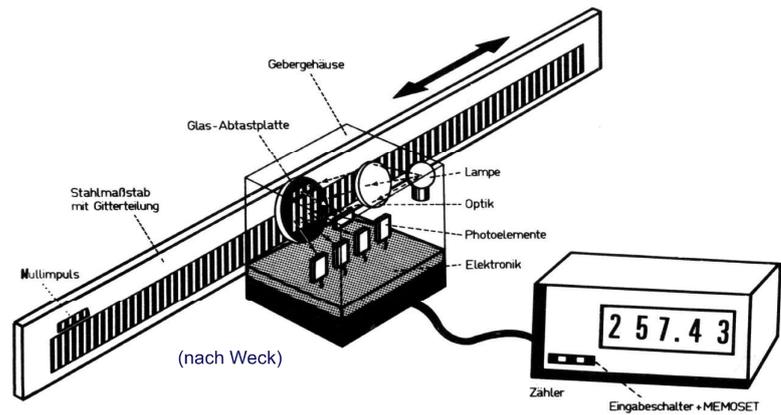
Bild 6.14 Beispiele für Wegmesssysteme



Standardmäßig in
Vorschubachsen von
Werkzeugmaschinen
verwendete
Meßsysteme

Bild 6.15 Klassifizierung der Messsysteme

- *translatorisch*
- *inkremental (relativ)*
- *digital*
- *direkt (Weg)*
- *optisch*



Maßstabsteilung: Min. ca. 10mm
 (Optik begrenzend)
 Interpolation: Max. 25 fach
 (Signalqualität begrenzend)
 Pulsfolgenauswertung: Max. 4 fach

Auflösung = $10\text{mm} / (4 \cdot 25) = 0,1\text{mm}$
 (Auflösung bedeutet nicht Genauigkeit!)

Bild 6.16 Photoelektrische Linearsysteme

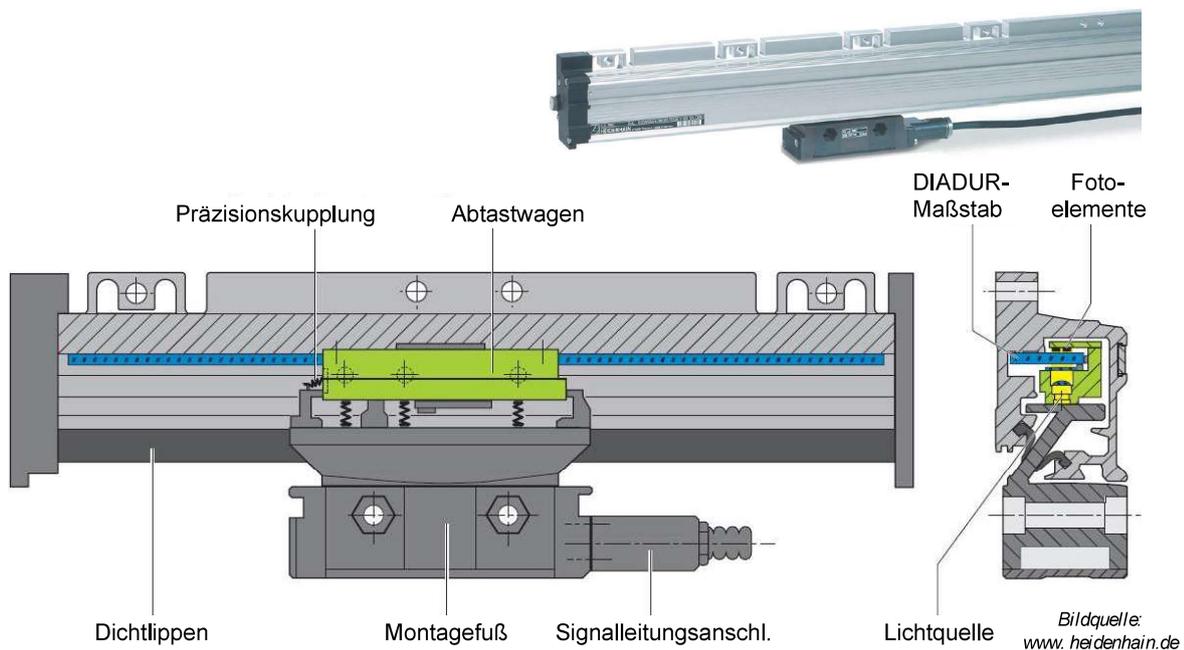


Bild 6.17 Maßstab und Messkopf

6.2.3. Antrieb



- ✍️ Luftkühlung
- ✍️ Leistung von 3,7 bis 100 kW
- ✍️ Drehzahlen max. bis 12000 min⁻¹

Bild 6.18 Asynchron-Servomotor

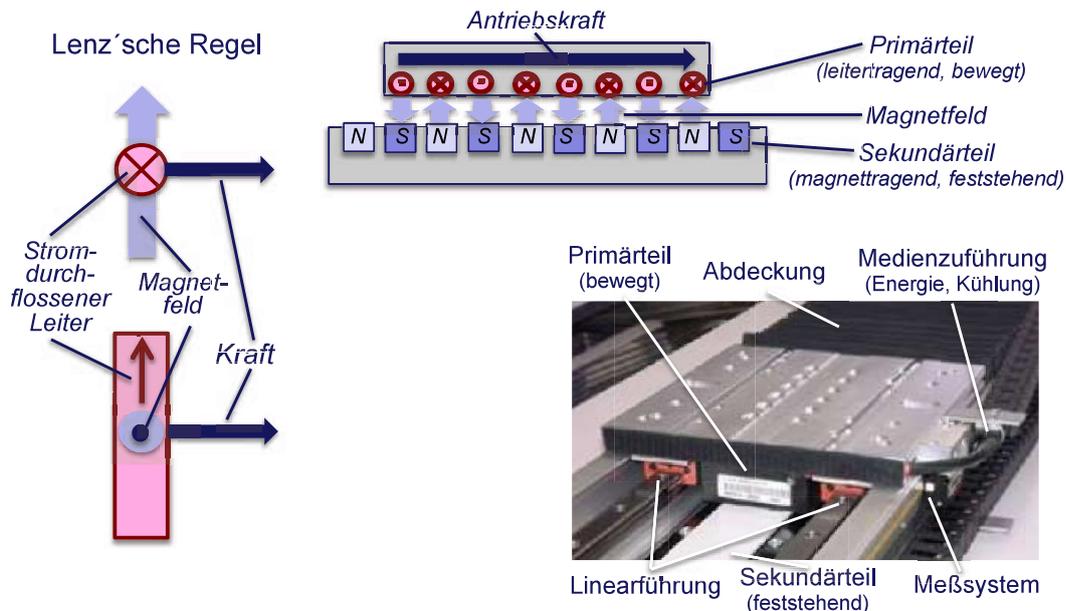


Bild 6.19 Funktionsprinzip des Synchron-Linearmotors

Als lineare Antriebe finden

- Zahnstangen,
- Kugelgewindespindeln,
- Zylinder (Hydraulik),
- Linearmotoren und
- Riemen/Ketten

Verwendung.

Die Vorteile des Linearmotors bestehen im Folgenden:

- Hohe Präzision – bis 0,1 μm
- Hohe Dynamik – (gute Dämpfung, kurze Einschwingzeit)
- Große Hübe – beliebig lange Verfahrswege realisierbar
- Hoher Gleichlauf – einfache Regelbarkeit
- Flexibilität – mehrere unabhängige Läufer auf einer Achse
- Montagefreundlich – geringe Bauteilanzahl
- Spielfrei – kein Übersteuern
- Verschleißfrei – berührungsloser Antrieb
- Schnelligkeit – hohe Geschwindigkeit und Beschleunigung

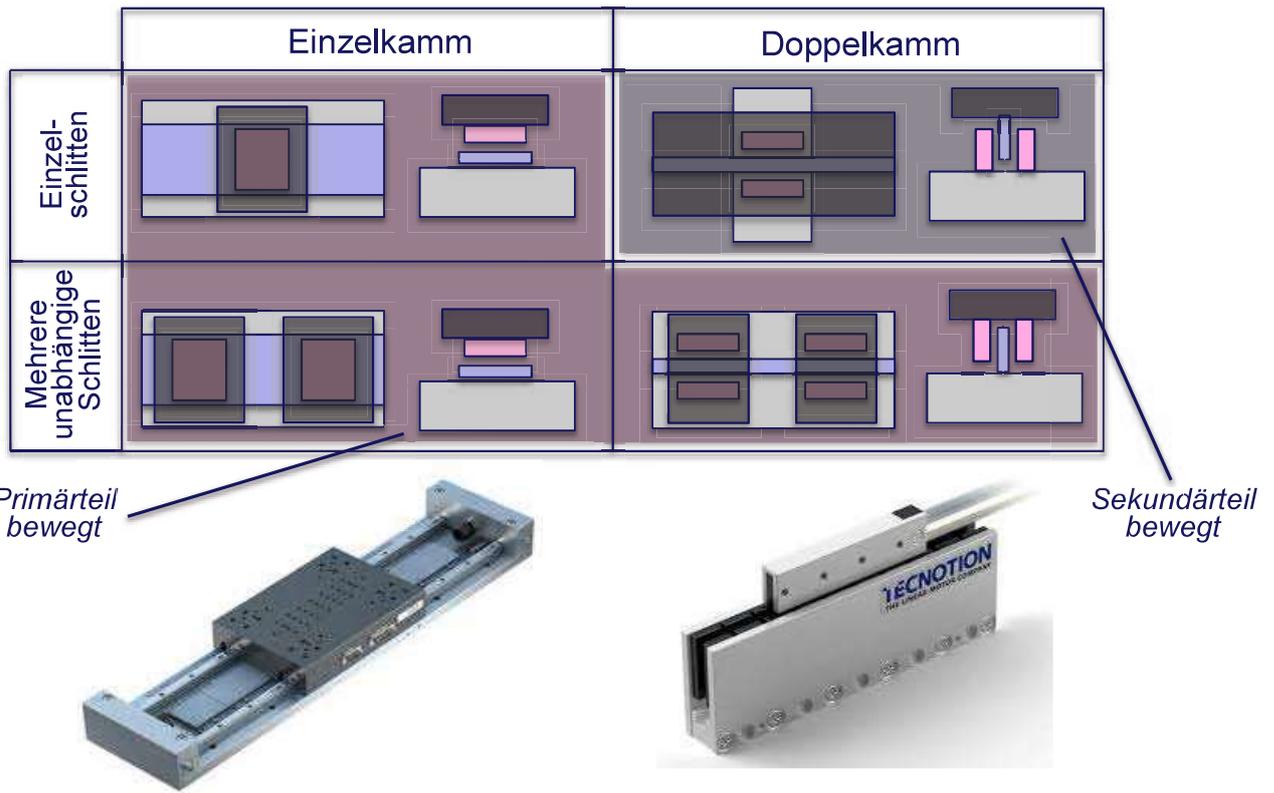


Bild 6.20 Beispiele für Bauformen und Anordnungsmöglichkeiten



Bild 6.21 Problematik des Linearmotors

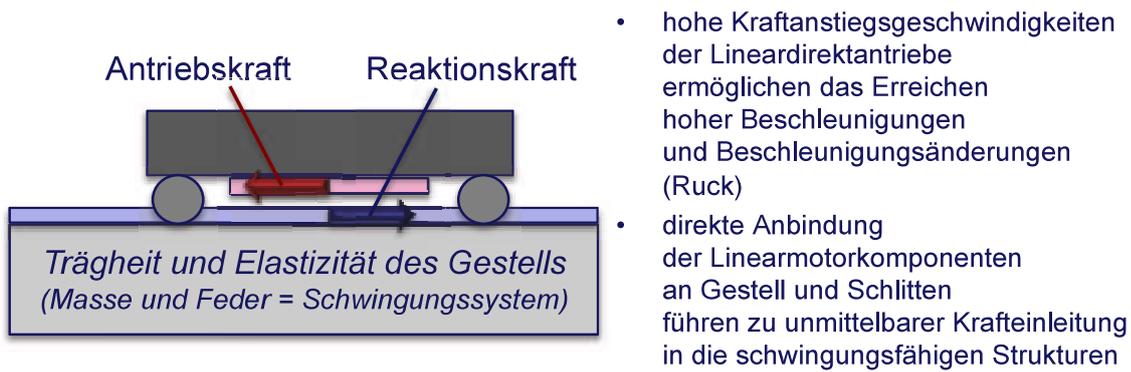


Bild 6.22 Entstehung der Schwingungsanregung

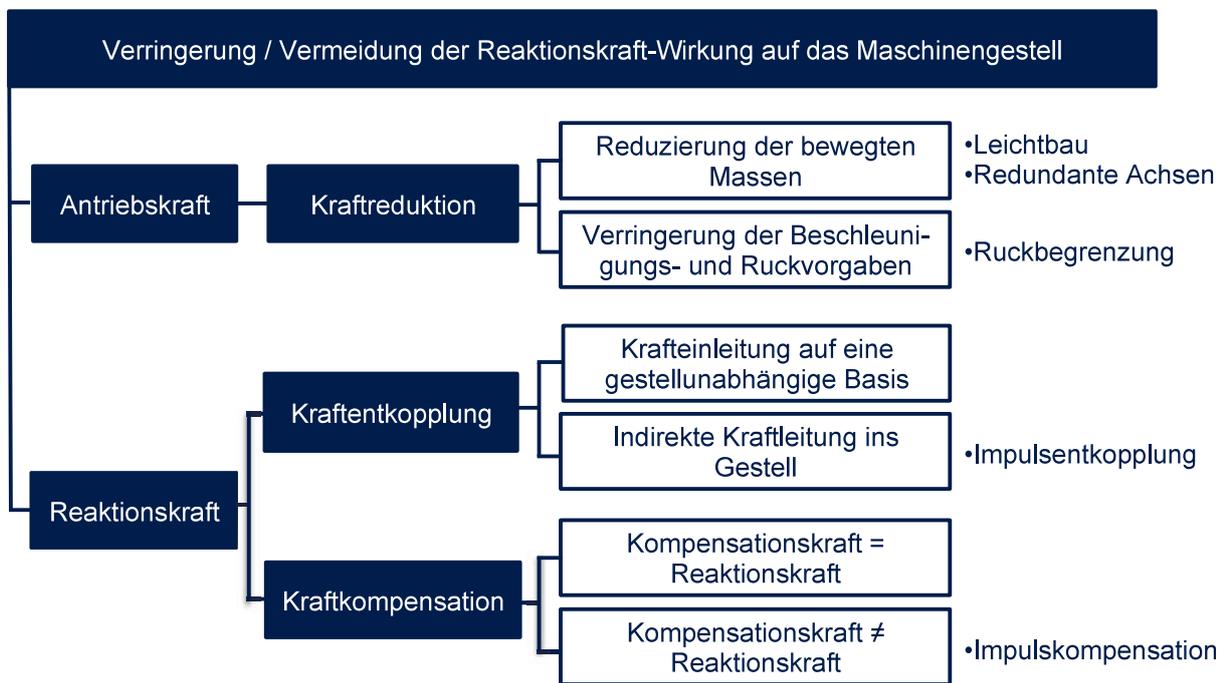


Bild 6.23 Möglichkeiten zur Reduzierung der Schwingungsanregung

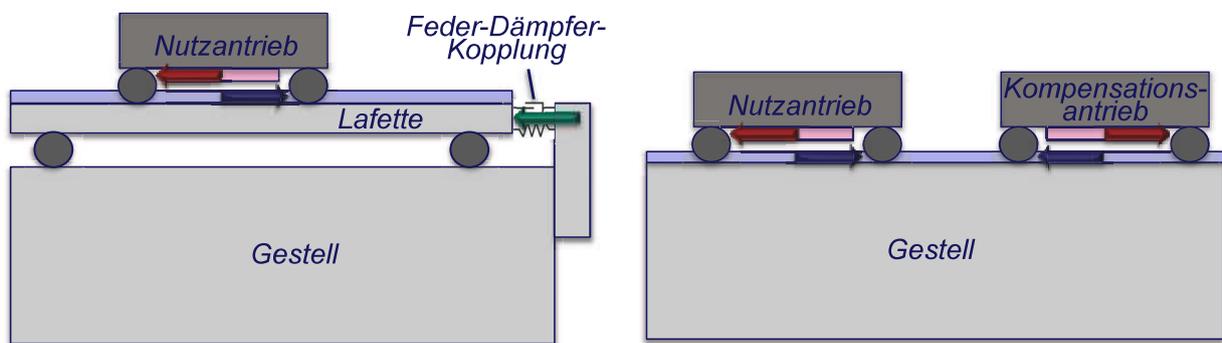


Bild 6.24 Reduzierung der Schwingungsanregung durch Impulsentkopplung (links) und Impulskompensation (rechts)

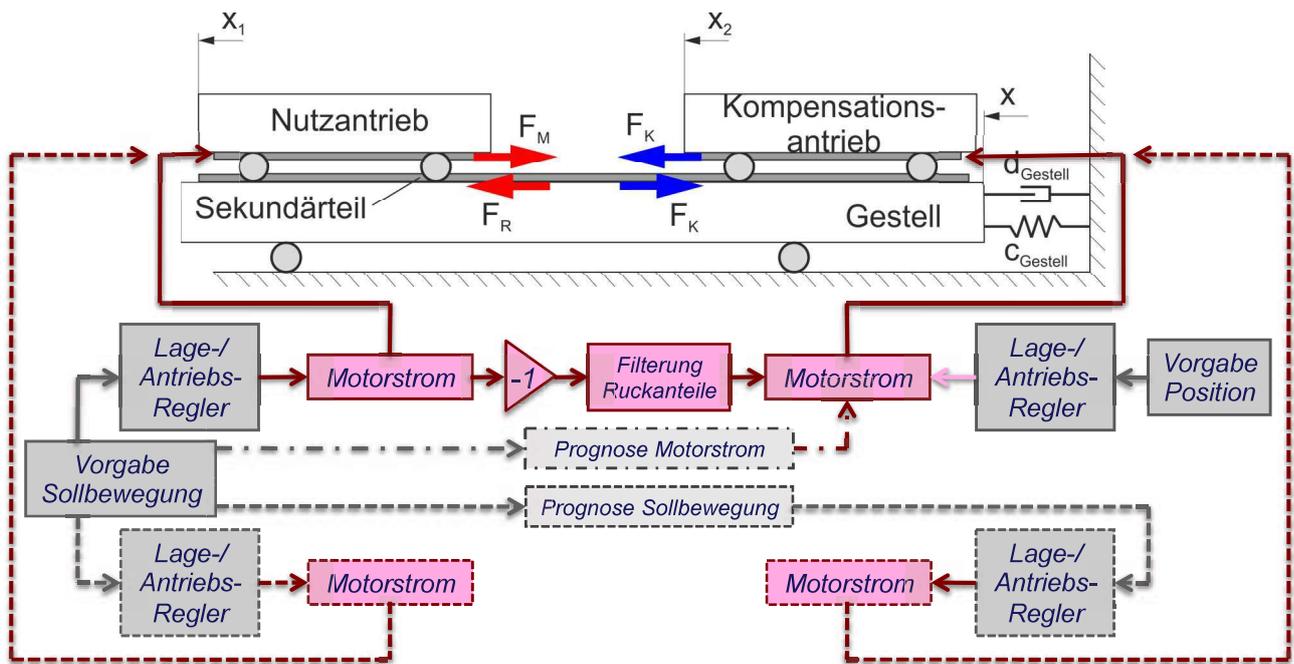


Bild 6.25 Varianten der Impulskompensation

6.2.4. Mechanik



Bild 6.26 Varianten des Kugelgewindetrieb

6.2.4.1. Kugelgewindetrieb

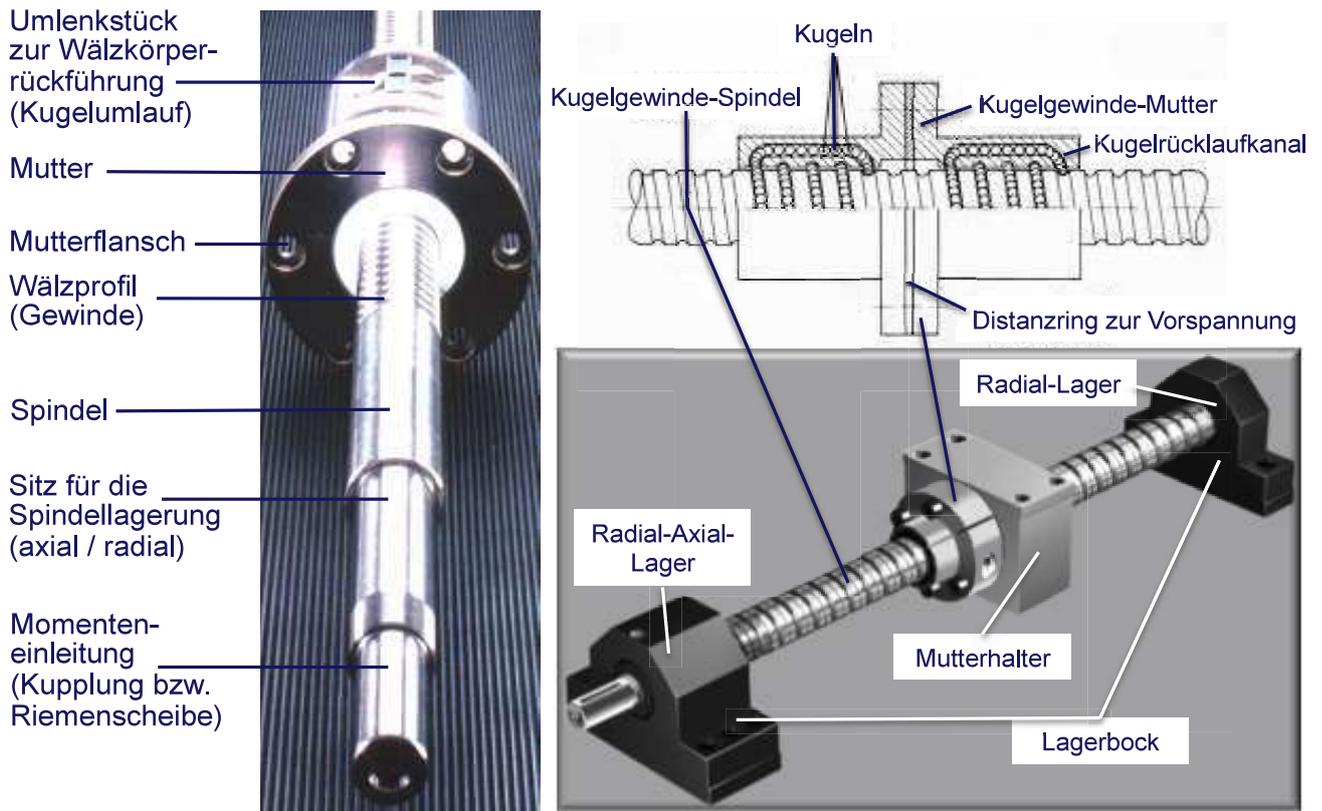


Bild 6.27 Komponenten des KGT

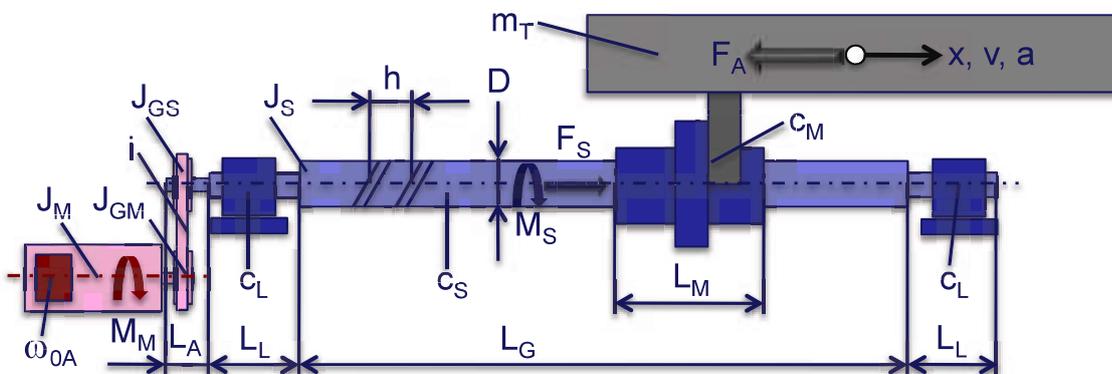


Bild 6.28 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsforderungen

Verfahrweg x_{max}
 Geschwindigkeit v_{eil}
 Beschleunigung a_{max}
 Lastaufnahme $F_{S max}$
 Lebensdauer L
 Antriebskraft $F_{A max} = F_{S max}$
 Genauigkeit Δx

L_G
 $n_{M max}, i, h, n_{S max} (K_D, n_{krit})$
 $i, h, M_{M max} / J_{red}$
 $F_{S knick}, C_0$
 C
 $i, h, M_{M max}$
 $K_v(\omega_{axial}), c_{axial}$

Für den Kugelgewindetrieb nach Bild 6.28 gelten folgende Beziehungen für die Auslegung:

$$\text{Verfahrweg } x_{max} : (L_G - L_M) > x_{max} \quad L_G > x_{max} + L_M.$$

$$\text{Aus } \varphi_S = \varphi_M / i \text{ und } x = (h/2\pi) * \varphi_S \text{ folgt } x = \frac{h}{2\pi i} \varphi_M.$$

Bild 6.29 zeigt die konstruktive Ausführung eines Kugelgewindetriebes.

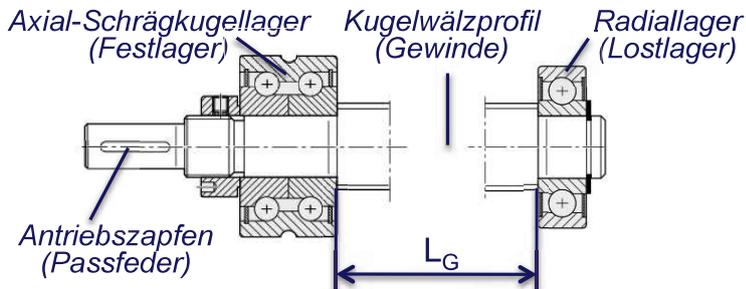


Bild 6.29 Vorschubantrieb mit KGT

Für die Eilgeschwindigkeit v_{eil} gilt: $v_{eil}/h \leq n_{Smax} \leq n_{Mmax}/i$. Dabei ist zu prüfen, dass $n_{Smax} \leq \text{Min}[(K_D/D), n_{krit}]$ eingehalten wird. Der Drehzahlkennwert K_D folgt aus $K_D = n_{max} * D$. Er soll kleiner als 150 000 mm/min sein (entspr. Katalog). Bild 6.30 zeigt, wie sich im Laufe der Jahre der Drehzahlkennwert verändert hat.

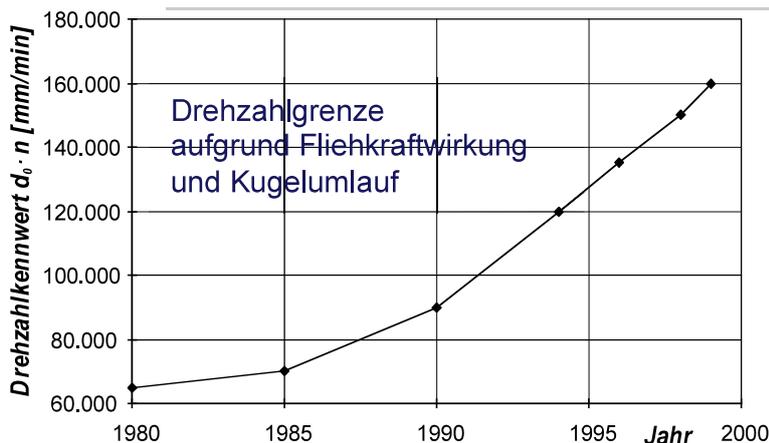


Bild 6.30: Vorschubantrieb mit KGT – Maximaldrehzahl

Die kritische Drehzahl n_{krit} ist abhängig vom Abstand der Drehfrequenz zur ersten Biegeeigenfrequenz. In Bild 6.31 sind Beispiele gezeigt, welchen Einfluss die Radiallagerung und die Stellung der Mutter auf die Eigenfrequenzen und die

Schwingungsformen haben.

Vergleich von ein- und beidseitiger Radiallagerung

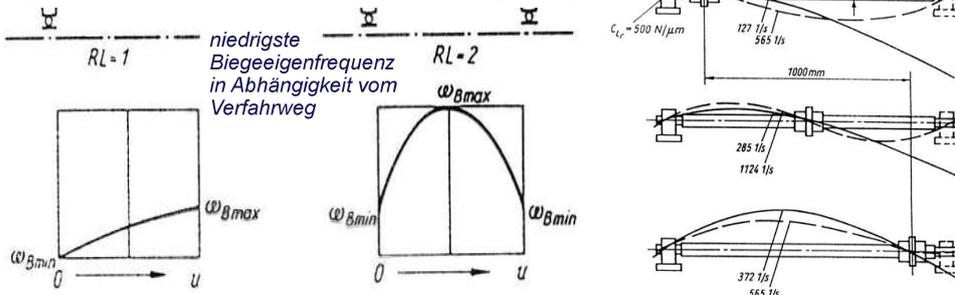


Bild 6.31 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Maximaldrehzahl

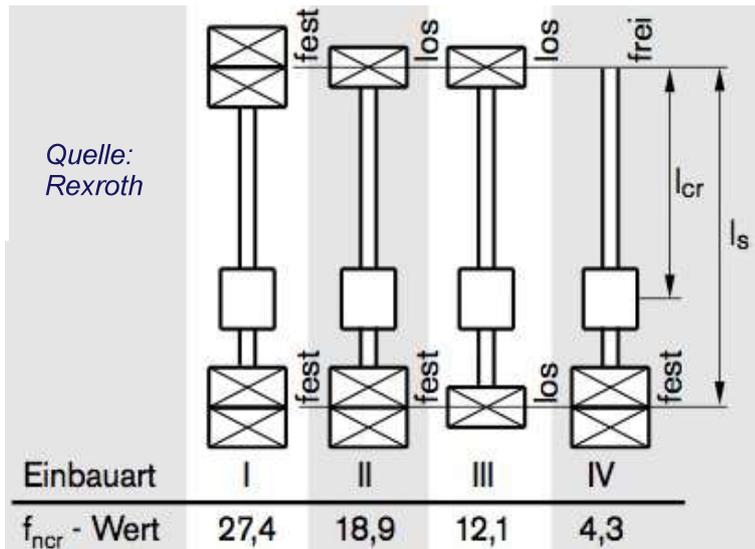


Bild 6.32 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Maximaldrehzahl

Bild 6.32 zeigt ein Auslegungsbeispiel für einen Kugelgewindetrieb.

$$n_{krit} = n_{crp}$$

$$n_{cr} = f_{ncr} * \frac{d_2}{l_{cr}^2} * 10^7 \text{ (min}^{-1}\text{)}$$

$$n_{crp} = 0,8 * n_{cr} \text{ (min}^{-1}\text{)}$$

n_{cr} Kritische Drehzahl (min⁻¹)

n_{crp} Zulässige Betriebsdrehzahl (min⁻¹)

f_{ncr} Beiwert, der von der Lagerung bestimmt wird

d_2 Kerndurchmesser (siehe Maßtabellen) (mm)

l_M Kritische Länge für vorgespannte Mutternsysteme (mm)

l_s Abstand Lager-Lager (mm)

Die Maximalbeschleunigung a_{max} lässt sich nach folgenden Beziehungen ermitteln:

$$M_M = J_{red} * \ddot{\varphi}_M$$

$$J_{red} = J_M + J_{GM} + (1/i^2) * [J_{GS} + J_S + (h/2\pi)^2 * m_T]$$

$$a = \ddot{x} = [h/(2\pi i)] * \ddot{\varphi}_M$$

Wegen $d_a/d_i = 0$ folgt

$$i_{opt,a} = \sqrt{[J_{GS} + J_S + (h/2\pi)^2 * m_T] / (J_m + J_{GM})}$$

Da auch $d_a/d_h = 0$ gilt, folgt

$$h_{opt,a} = \sqrt{[(J_M + J_{GM}) * i^2] / (m_T/4\pi^2)}$$

Für das Maximalmoment ist die Bedingung

$$M_{Mmax} = 2 * \pi * J_{red} * a_{max} / h$$

einzuhalten.

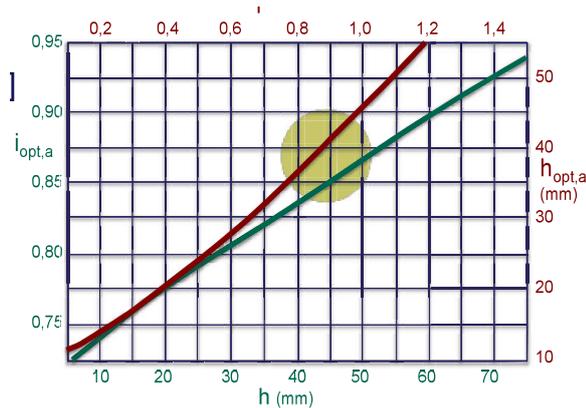


Bild 6.33 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Maximalbeschleunigung

Für mittlere Vorschubachse:

$$m_T = 1000 \text{ kg}$$

$$L = 1 \text{ m}$$

$$D = 40 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow h = 40 \text{ mm}$$

$$i = 1$$

f_{Fc} - Wert	Einbauart
2,6	IV
10,2	III
20,4	II
40,6	I

Bild 6.34 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Lastaufnahme; (Quelle: Rexroth)

In Bild 6.34 sind die Bedingungen bezüglich der Lastaufnahme $F_{S \max}$ dargestellt. Es ist zu prüfen, ob die Bedingung $F_{S \max} \leq Mi$ ($F_{S \text{ Knick}}, C_0/S_0$) eingehalten ist. Dabei sind C_0 die Statische Tragzahl (entsprechend Katalog) und S_0 der Statische Tragsicherheitsfaktor ($S_0 = 4$). Desweiteren wird die Knickkraft $F_{S \text{ Knick}}$ wie folgt berechnet:

$$F_c = f_{Fc} \frac{d_2^4}{l_c^2} 10^4 \text{ [N]} \quad F_{cp} = \frac{F_c}{2} \text{ [N]}$$

Dabei bedeuten:

F_c Theoretisch zulässige axiale Spindelbelastung,

F_{cp} Im Betrieb zulässige axiale Spindelbelastung,

f_{cp} Beiwert, der von der Lagerung bestimmt wird,

d_2 Kerndurchmesser [mm], nach Maßtabellen

l_c nicht gestützte Gewindelänge.

Bezüglich der Lebensdauer L ist die dynamische Tragzahl C nachzuweisen. Es muss gelten

$$C \geq F_{\text{äquiv}}^3 \sqrt[3]{L [\text{Umdr.}]/100}.$$

Die Kraft $F_{\text{äquiv}}$ wird aus

$$F_{\text{äquiv}} = \sqrt[3]{\sum_i |F_{Ai}|^3 * (n_i/n_m) * \tau_i}$$

mit

$$n_m = \sum_i |n_i| * \tau_i$$

und $L_h [\text{Std.}] = L [\text{Umdr.}] / (60 * n_m [\text{Umdr./min}])$,

$$\tau_i = t_i / T$$

Die Zeitintervalle t_i sind in Bild 6.35 abgebildet.

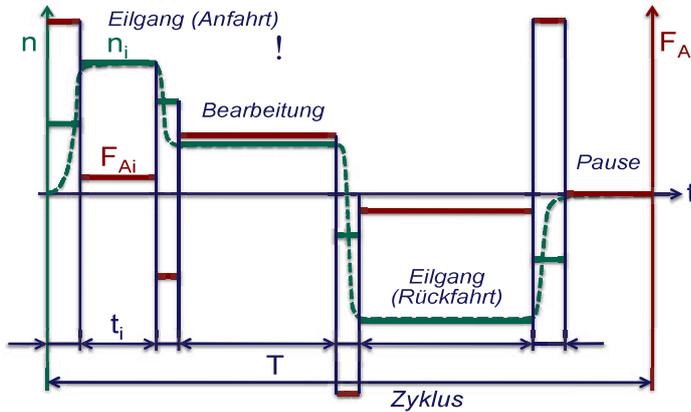


Bild 6.35 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Lebensdauer

In Bild 6.36 ist der Zusammenhang zwischen Antriebskraft und Verschiebegeschwindigkeit dargestellt. Es gelten die Beziehungen

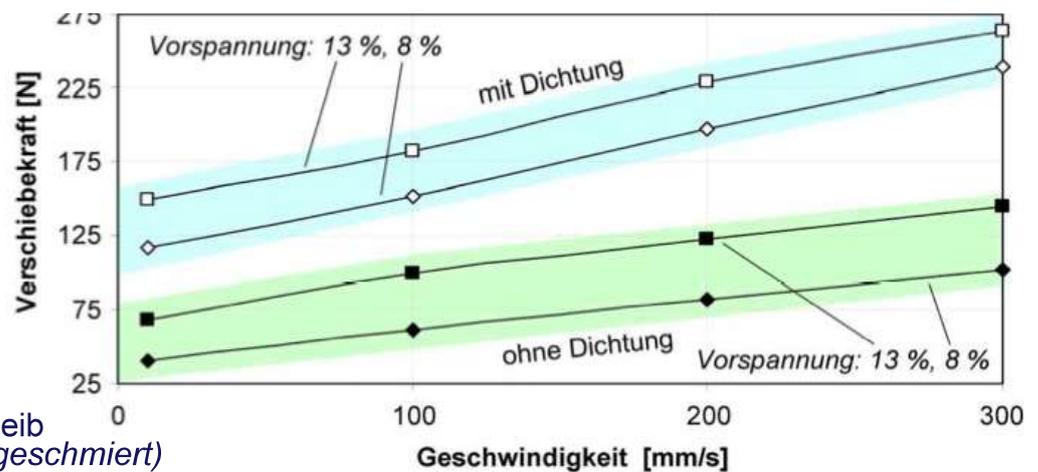
$$F_{A \max} = F_{S \max},$$

$$F_{A \max} = F_{\text{Proz}} + F_{\text{Reib}} + m_T * a.$$

Das Antriebsmoment muss der Beziehung

$$M_{M \max} \geq [h / (2\pi * \eta_{\text{ges}})] * F_{A \max}$$

genügen. Das Beispiel in Bild 6.36 zeigt den Einfluss mehrerer Parameter auf die Reibungskraft F_{Reib} .



Beispiel für F_{Reib}
(RPSF BG 35, ölgeschmiert)

Bild 6.36 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Antriebskraft

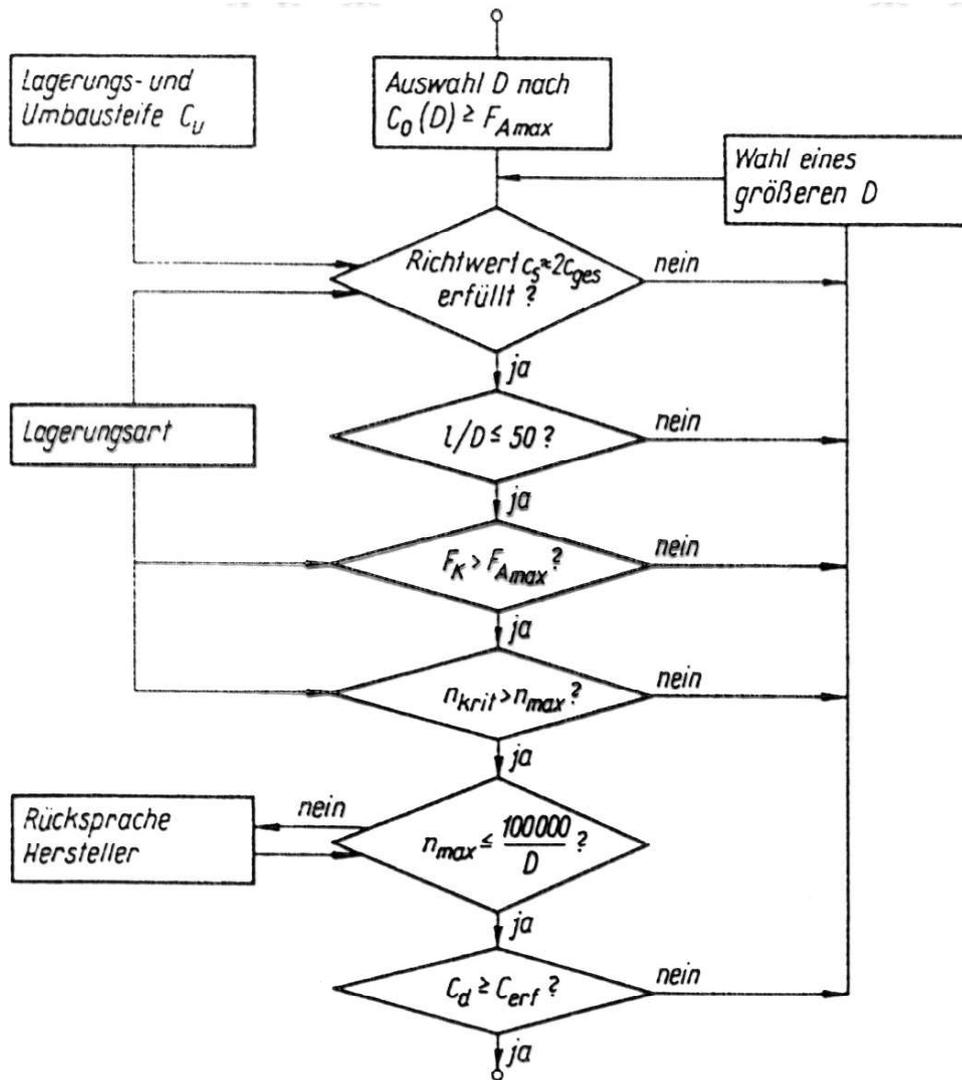


Bild 6.39 Vorschubantrieb mit KGT – Statisch orientierter Auslegungsablauf nach DIN

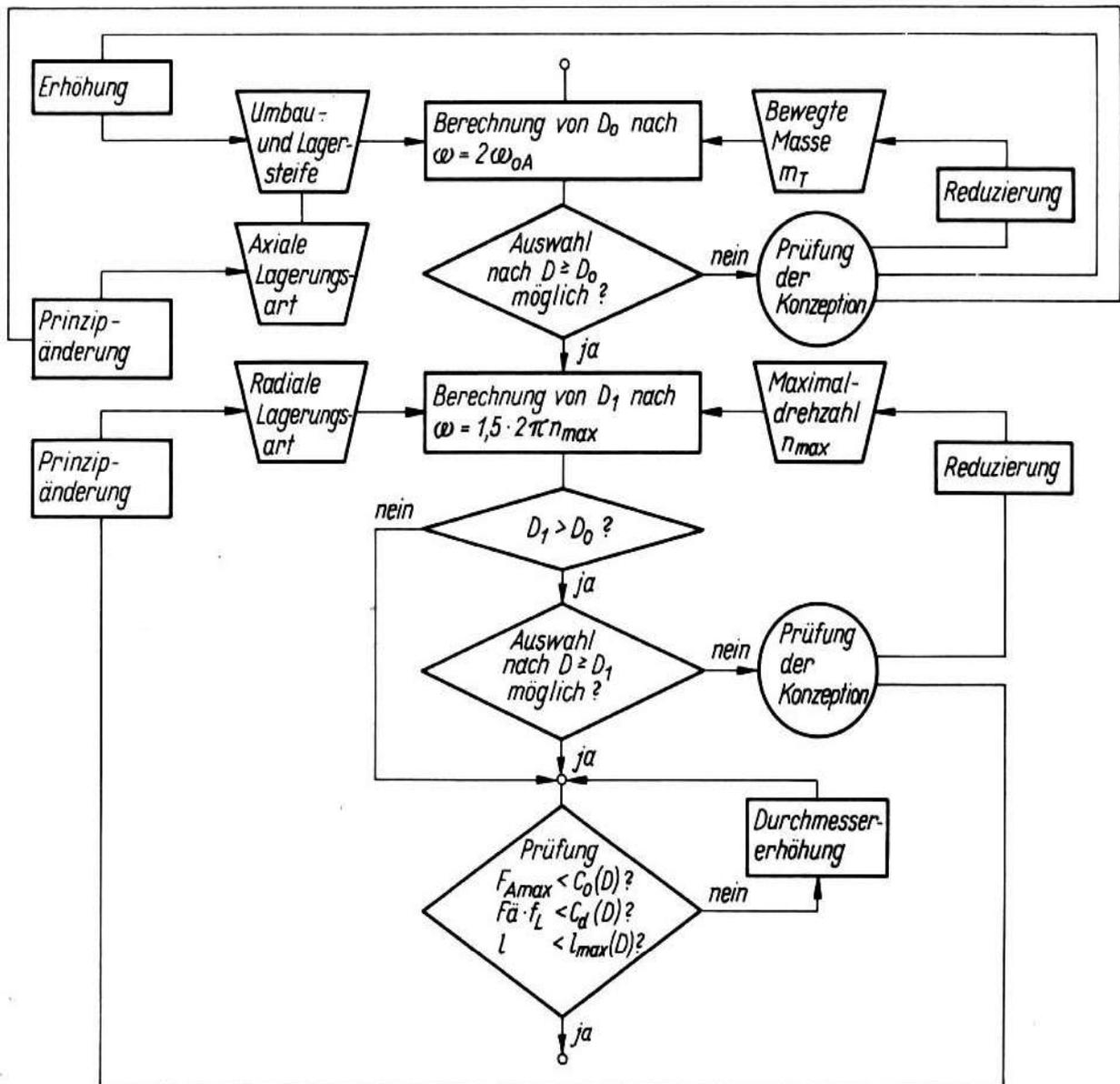


Bild 6.40 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsablauf nach dynamischen Anforderungen

In Bild 6.41 ist eine Beispielaufgabe gegeben nach der die folgenden Größen zu berechnen sind:

- Positionsabweichung,
- Umkehrspanne,
- Kleinste stellbare Schrittweite und
- Einfluss von Gewindesteigung und Ort der Winkelmessung

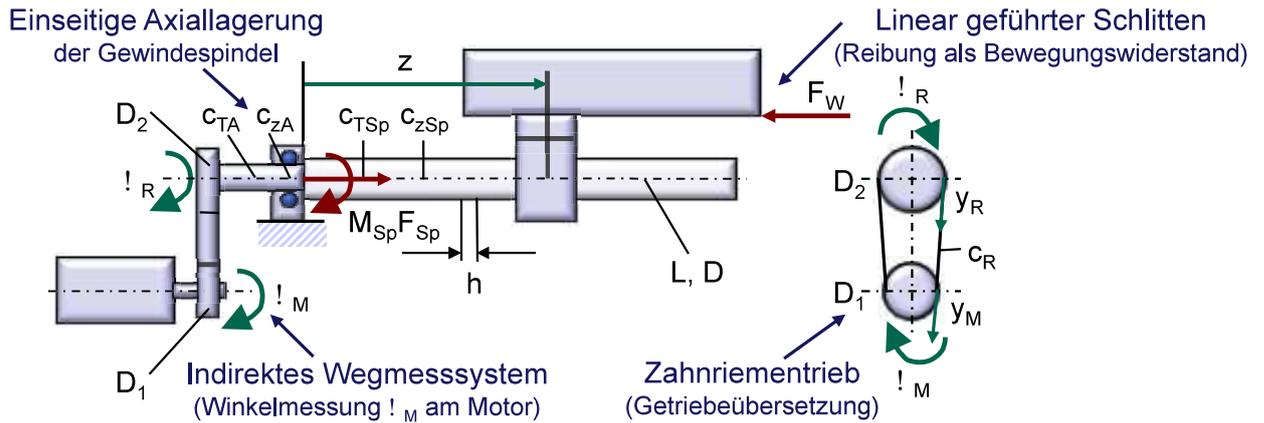


Bild 6.41 Beispielaufgabe – Genauigkeit des KGT: Aufgabenstellung

Folgende Größen sind bekannt:

Zahnriementrieb: $D_1 = 70 \text{ mm}$ $D_2 = 90 \text{ mm}$ $c_R = 5 \text{ N}/\mu\text{m}$

Gewindespindel: $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N}/\text{mm}^2$ $G = 8,2 \cdot 10^4 \text{ N}/\text{m}^2$
 $L = 1000 \text{ mm}$ $D = 25 \text{ mm}$ $h = (20,40) \text{ mm}$
 $A = 533,4 \text{ mm}^2$ $I_T = 3,835 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$
 $c_{TA} = 0,02 \text{ Nm}/\mu\text{rad}$ $C_{ZA} = 150 \text{ N}/\mu\text{m}$

Reibkraft: $F_R = 4 \cdot 80 \text{ N}$

Die Berechnung soll unter Vernachlässigung von

- Steigungsfehlern,
- Thermisch bedingten Verformungen und
- Vernachlässigung von dynamischen Effekten

angenommen werden.

Der Lösungsansatz ist in Bild 6.42 gezeigt.

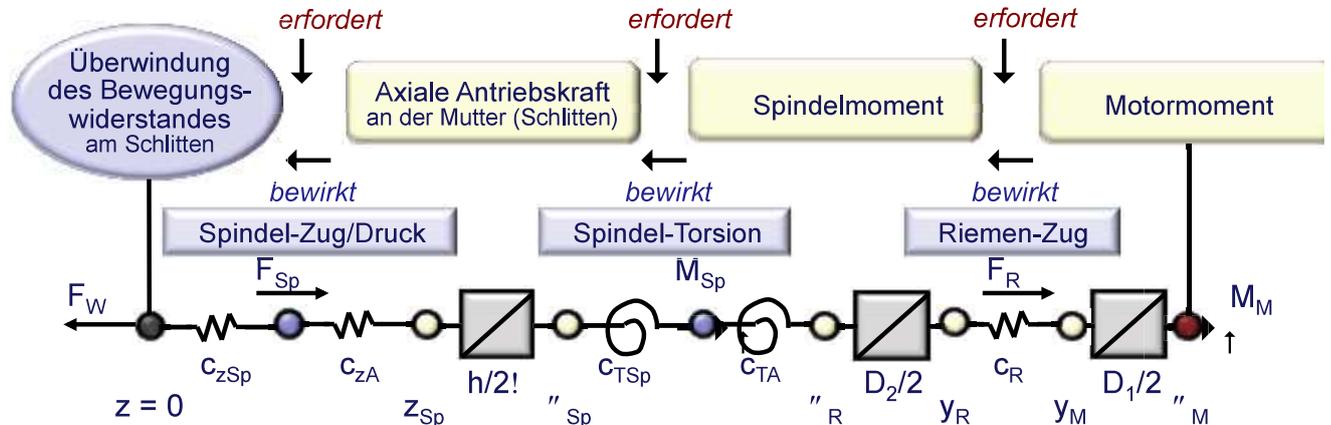


Bild 6.42 Beispielaufgabe – Genauigkeit des KGT: Lösungsansatz

Zur Überwindung des Bewegungswiderstandes wird der gesamte Antriebszug vom Motor bis zum Schlitten verspannt und entsprechend elastisch verformt. Die dazu erforderliche Motordrehung φ_M wird vom Messsystem entsprechend

$$\Delta z = [(h/2\pi)/i] * \varphi_M$$

als Ist-Weg interpretiert, ohne dass eine Schlittenbewegung ausgeführt wird!

Zug-Druck-Anteil

Gewindespindel: c_{zSp}

Axiallagerung: c_{zA}

$$\Delta z_{ZD} = F_{Sp}/c_z$$

$$F_{Sp} = F_W$$

$$c_z = c_{zSp} * c_{zA} / (c_{zSp} + c_{zA})$$

$$c_{zSp} = E * A/z$$

Torsionsanteil

Gewindespindel: c_{TSp}

Spindelanschluss: c_{TA}

$$\Delta\varphi_{RT} = M_{Sp}/c_T$$

$$M_{Sp} = (h/2\pi) * F_W$$

$$c_T = c_{TA} * c_{TSp} / (c_{TA} + c_{TSp})$$

$$c_{TSp} = G * I_T/z$$

entspricht einer z-Bewegung von

$$\Delta z_T = \Delta\varphi_{RT} * (h/2\pi)$$

Zahnriemenanteil

Zug-Trum: c_R

$$M_{Sp} = F_R * D_2/2 = F_W * (h/2\pi)$$

$$F_R = F_W * (h/2\pi) / (D_2/2)$$

$$\Delta y = y_M - y_R = F_R/c_R$$

$$\Delta\varphi_{MR} = \Delta y / D_1/2$$

entspricht einer z-Bewegung von

$$\Delta z_R = \Delta\varphi_{MR} * (h/2\pi)/i$$

Es gilt:

$$\Delta z = [(h/2\pi)/i] * \varphi_M = \Delta z_{ZD} + \Delta z_T + \Delta z_R$$

$h(mm)$	20			40		
z/l	0	0,5	1	0	0,5	1
Nachgiebigkeit am Schlitten ($10^{-2} * \mu m/N$)						
$\Delta z_{ZD}/F_W$	0,67	1,15	1,64	0,67	1,15	1,64
$\Delta z_T/F_W$	0,05	0,21	0,37	0,20	0,85	1,49
$\Delta z_R/F_W$	0,10	0,10	0,10	0,40	0,40	0,40
$\Delta z/F_W$	0,82	1,46	2,11	1,27	2,40	3,53
Positionsabweichung (μm) bei $F_W = 4 * 80 N = 320 N$						
$\pm \Delta P$	2,6	4,7	6,8	4,1	7,7	11,3
Umkehrspanne (μm) bei $F_W = 4 * 80 N = 320 N$						
$U = 2 * \Delta P$	5,2	9,4	13,6	8,2	15,4	22,6
Kleinste stellbare Schrittweite (μm) bei $F_W = 4 * 80 N = 320 N$						
$Min(z_{Schritt})$	6	10	14	9	16	23
Einfluss der Gewindesteigung						
Relative Nachgiebigkeitsanteile am Schlitten (%)						
Zug-Druck	82	79	78	53	48	47
Torsion	6	14	17	16	35	42
Riemen	12	7	5	31	17	11

Tabelle 6.1 Ergebnisse Auslegung Vorschubantrieb mit Kugelgewinde-Trieb

Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 6.1 zusammengestellt. Den Einfluss der Gewindesteigung zeigen Bild 6.43 und Tabelle 6.1. Auf der Δz -Achse ist der Ausdruck $\Delta z_{TSp}/(\Delta z_{TSp} + \Delta z_{ZDsp})(\%)$ aufgetragen. Der relative Anteil der Torsion am gesamten Spindelanteil wird nach

$$\Delta z_{TSp}/(\Delta z_{TSp} + \Delta z_{ZDsp}) = (100\%)/[1 + 1,928 * (D/h)^2]$$

berechnet.

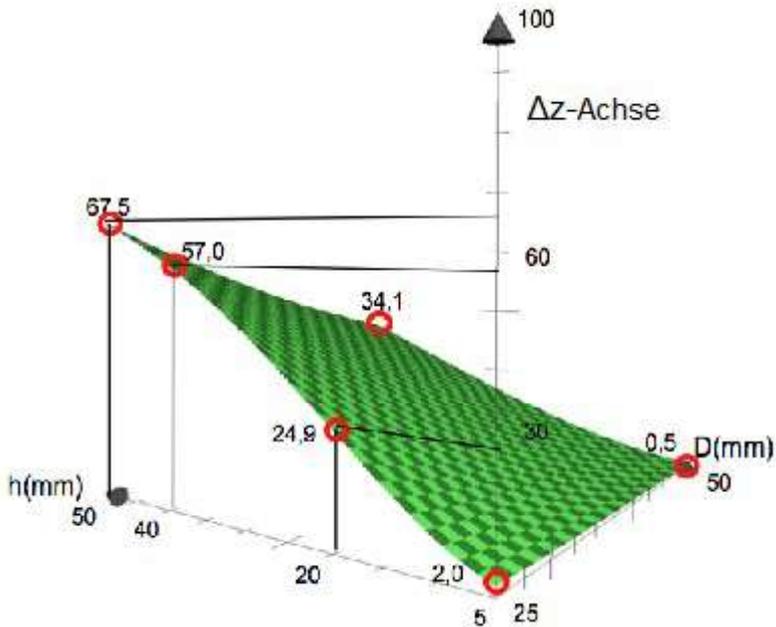


Bild 6.43 Beispielaufgabe – Genauigkeit des KGT: Ergebnis (Einfluss der Steigung)

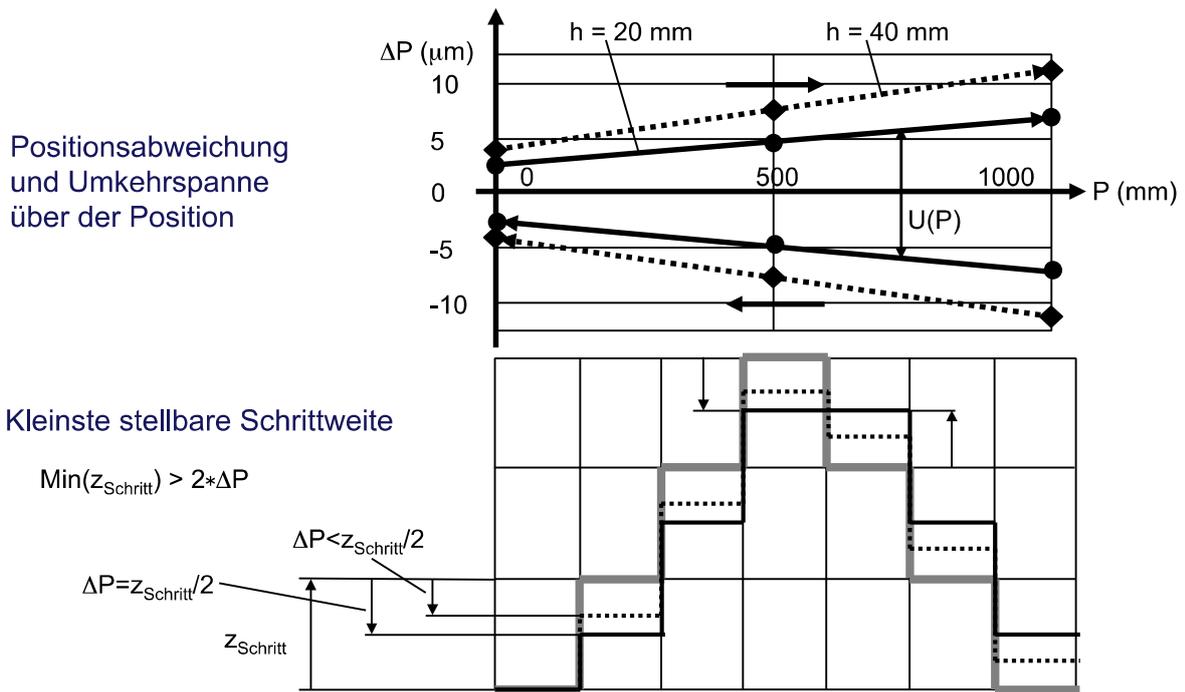
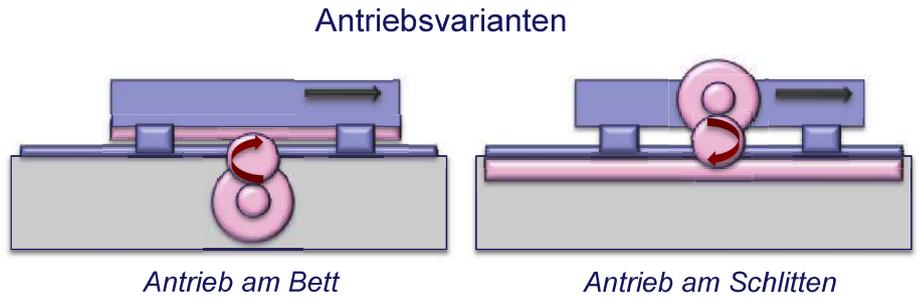
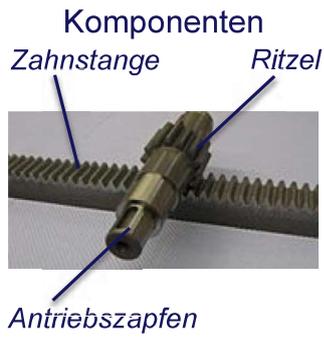


Bild 6.44 Beispielaufgabe – Genauigkeit des KGT: Ergebnis (Positionsabweichung)

6.2.4.2. Ritzel-Zahnstange

Bild 6.45 zeigt Anwendungsbeispiele und das Wirkprinzip dieser Antriebsart. In den Bild 6.46 bis Bild 6.48 werden die Auslegungsbeziehungen bezüglich Maximalgeschwindigkeit, Maximalbeschleunigung und Antriebskraft gezeigt.



Typische Anwendungen



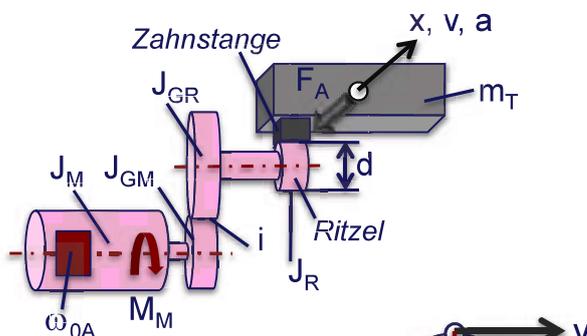
Laser-Schneidanlagen



Großteile-Bearbeitungsmaschinen



Bild 6.45 Komponenten, Varianten und Anwendungen

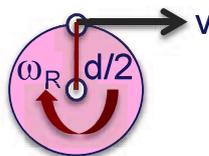


Kinematische Transformation:

$$\varphi_R = \varphi_M / i, \quad x = (d/2) \cdot \varphi_R$$

$$x = \frac{d}{2 \cdot i} \varphi_M$$

Geschwindigkeit v_{Eil}



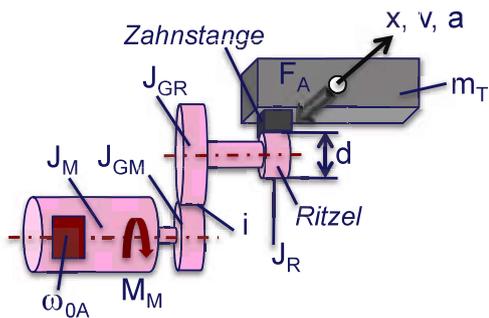
$$v_{Eil} \leq (\pi \cdot d / i) \cdot n_{Mmax}$$

$$v = \omega_R \cdot d / 2$$

$$\omega_R = 2\pi \cdot n_R$$

$$n_R = n_M / i$$

Bild 6.46 Vorschubantrieb mit Ritzel-Zahnstange – Auslegungsbeziehungen: Maximalgeschwindigkeit



Beschleunigung a_{\max}

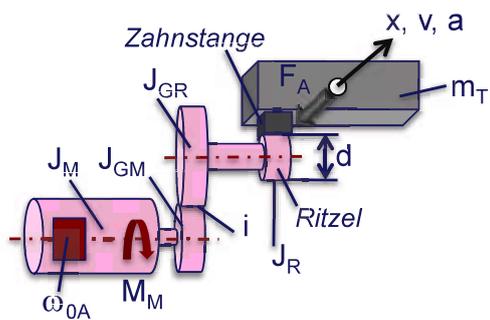
$$M_{M\max} \geq 2 \cdot i \cdot J_{\text{red}} \cdot a_{\max} / d$$

$$M_M = J_{\text{red}} \cdot \ddot{\varphi}_M$$

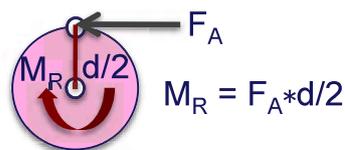
$$J_{\text{red}} = J_M + J_{GM} + (1/i^2) \cdot [J_{GR} + J_R + (d/2)^2 \cdot m_T]$$

$$a = \ddot{x} = (d/(2 \cdot i)) \cdot \ddot{\varphi}_M$$

Bild 6.47 Vorschubantrieb mit Ritzel-Zahnstange – Auslegungsbeziehungen: Maximalbeschleunigung



$$F_{A\max} = F_{\text{Proz}} + F_{\text{Reib}} + m_T \cdot a$$



Antriebskraft $F_{A\max}$

$$M_R = \eta_{\text{ges}} \cdot i \cdot M_M$$

$$M_{M\max} \geq (d / (2 \cdot i \cdot \eta_{\text{ges}})) \cdot F_{A\max}$$

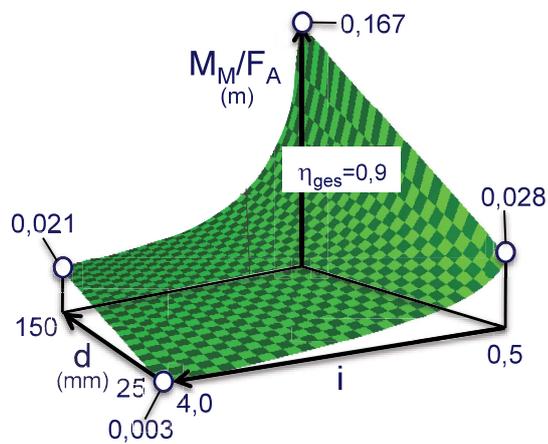


Bild 6.48 Vorschubantrieb mit Ritzel-Zahnstange – Auslegungsbeziehungen: Antriebskraft

6.2.4.3. Ausführungsvarianten im Vergleich

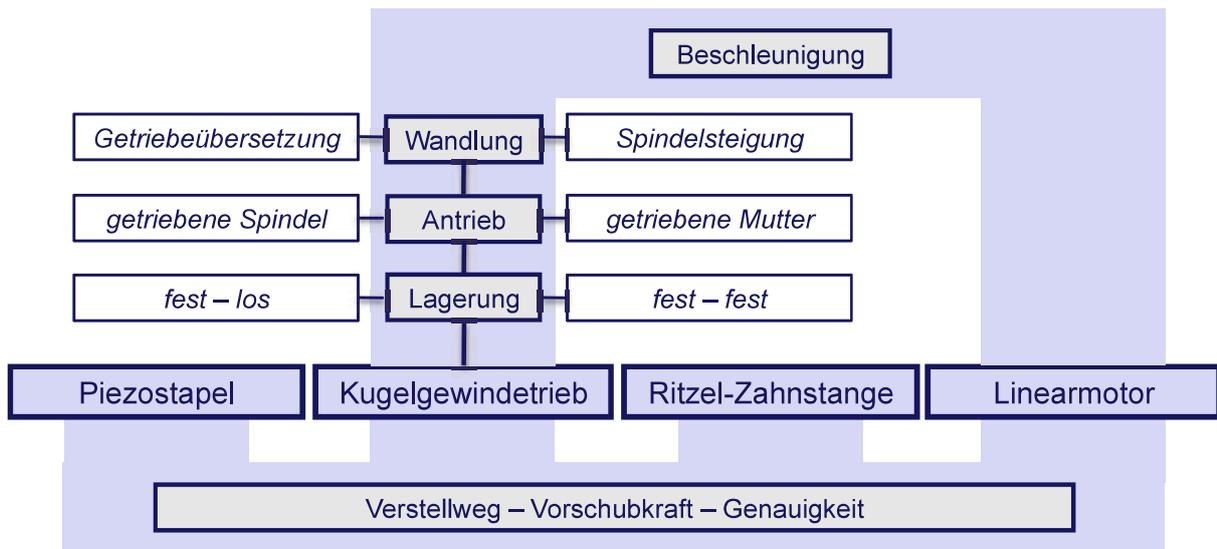


Bild 6.49 Vergleichsvarianten

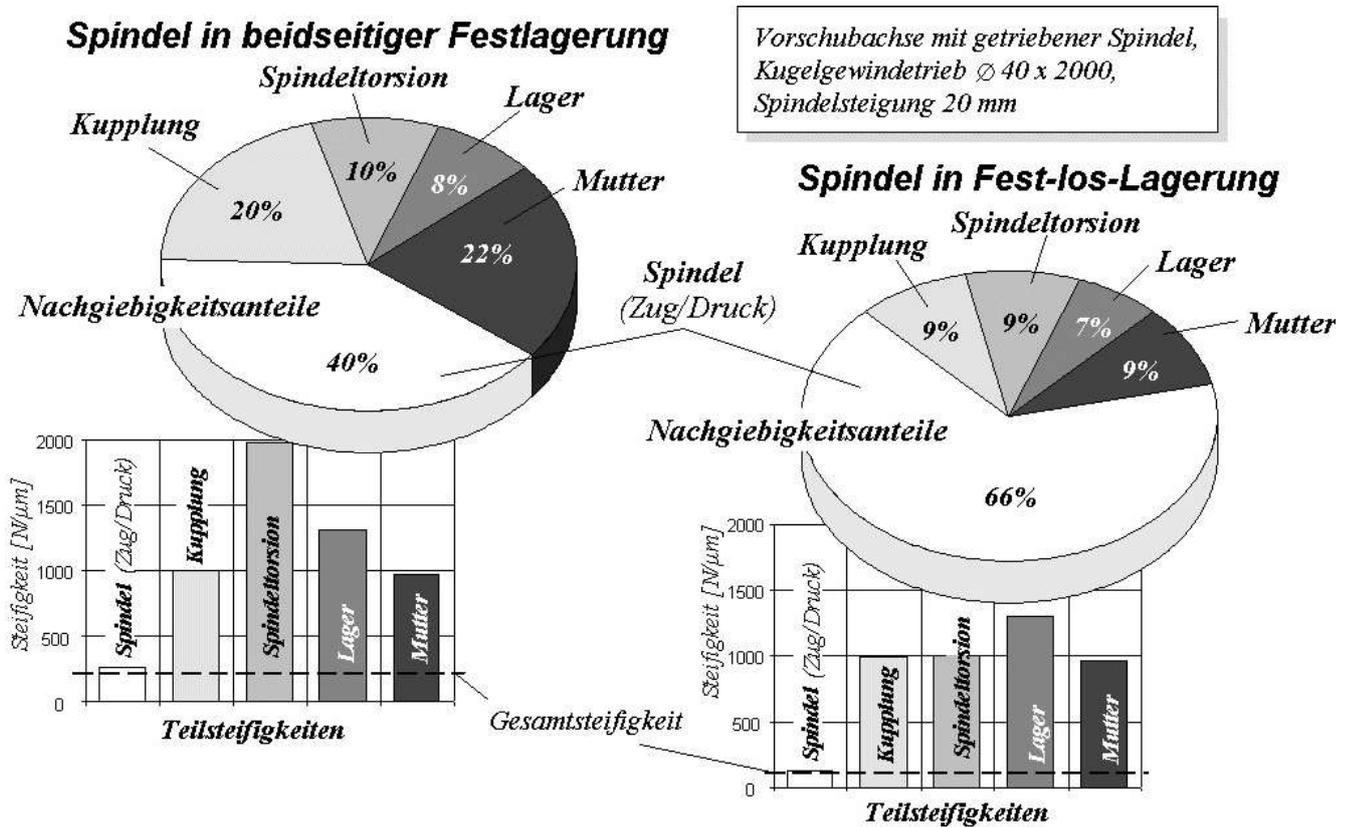


Bild 6.50 Vorschubantrieb mit KGT – Lagerungsvarianten nach [8]

indirekt (Getriebe) direkt (Kupplung)

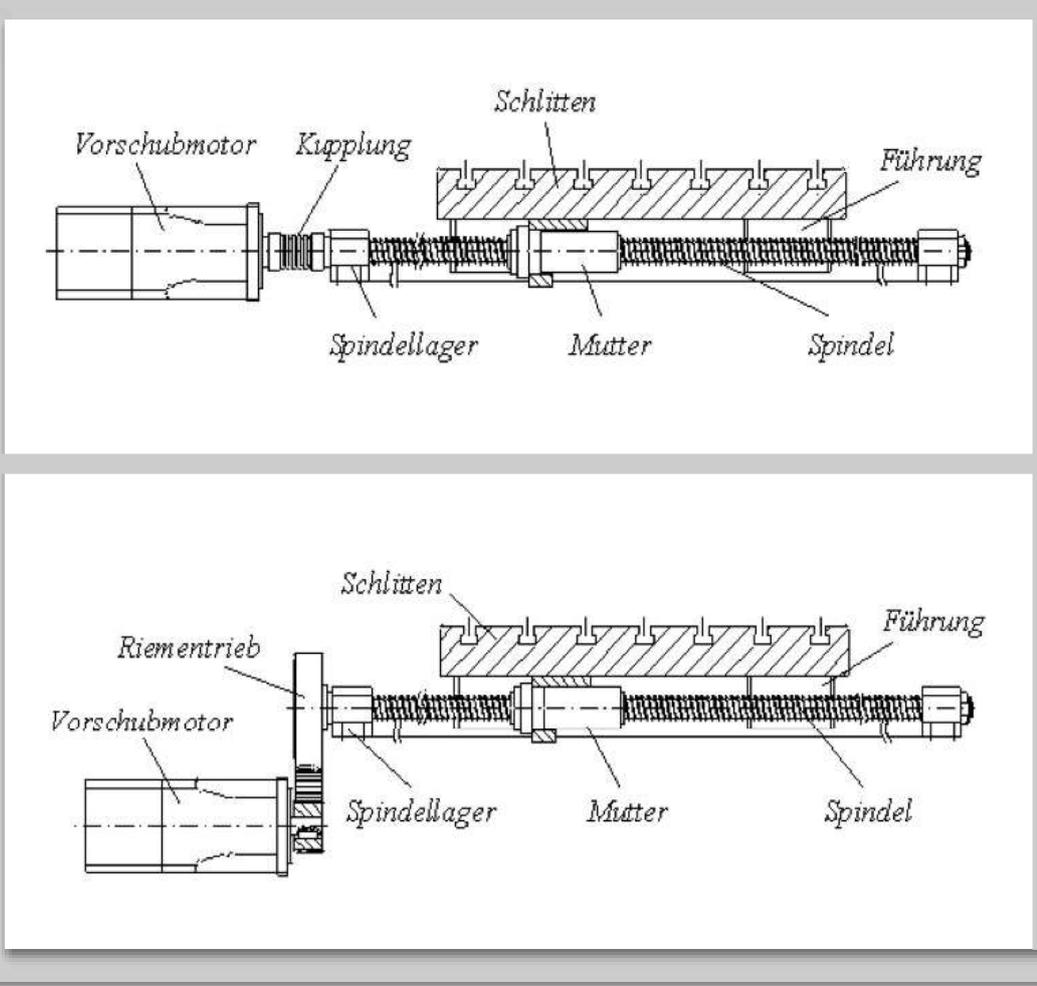


Bild 6.51 Vorschubantrieb mit KGT – Antriebsvarianten: Aufbau, nach [8]

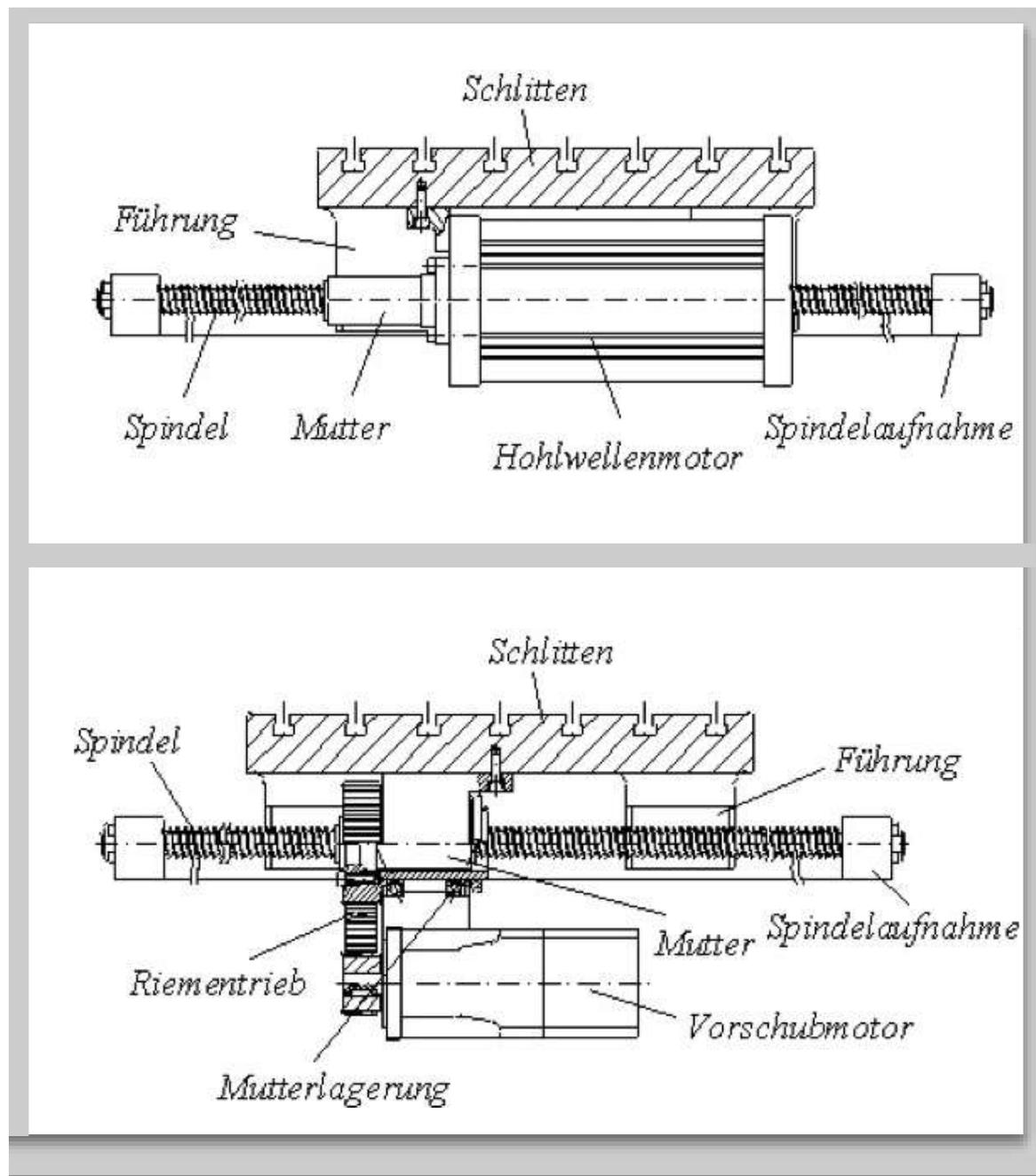
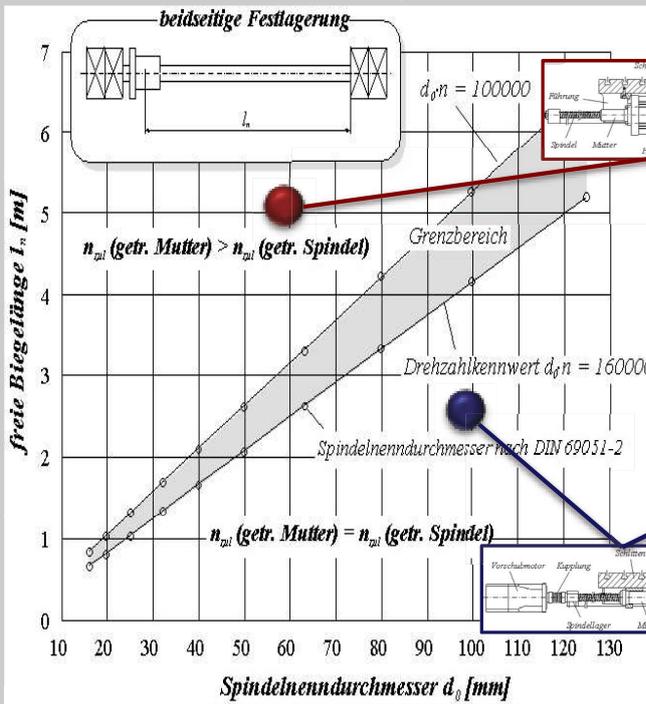


Bild 6.52 Vorschubantrieb mit KGT: Getriebene Mutter – Antriebsvarianten: Aufbau, nach [8]

nach der maximalen Geschwindigkeit:
Maximierung der zulässigen Spindeldrehzahl

$$n_{\max} < \text{Min}(K_D/D, \omega_{\text{Bieg}}/2\pi)$$



nach der maximalen Beschleunigung:
Minimierung des auf die Motorwelle reduzierten
Trägheitsmomentes $\text{Min}(J_{\text{redS}}, J_{\text{redM}})$

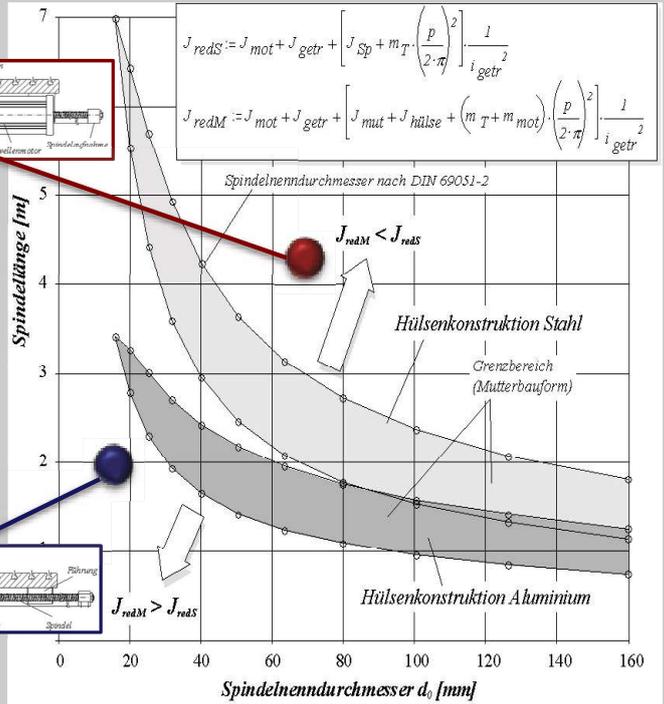


Bild 6.53 Vorschubantrieb mit KGT – Antriebsvarianten: Auswahl, nach [8]

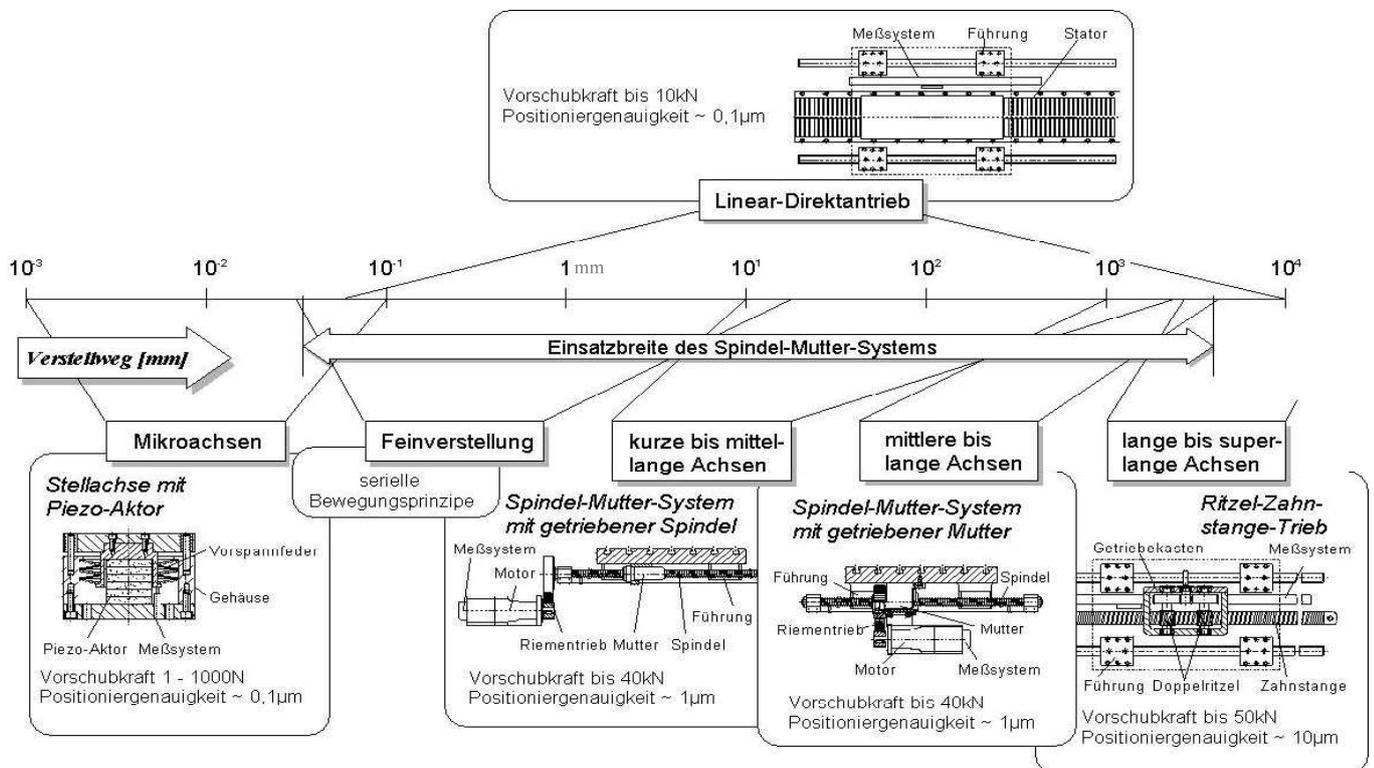


Bild 6.54 Verstellwegbereiche der Antriebsarten von Vorschubachsen, nach [8]

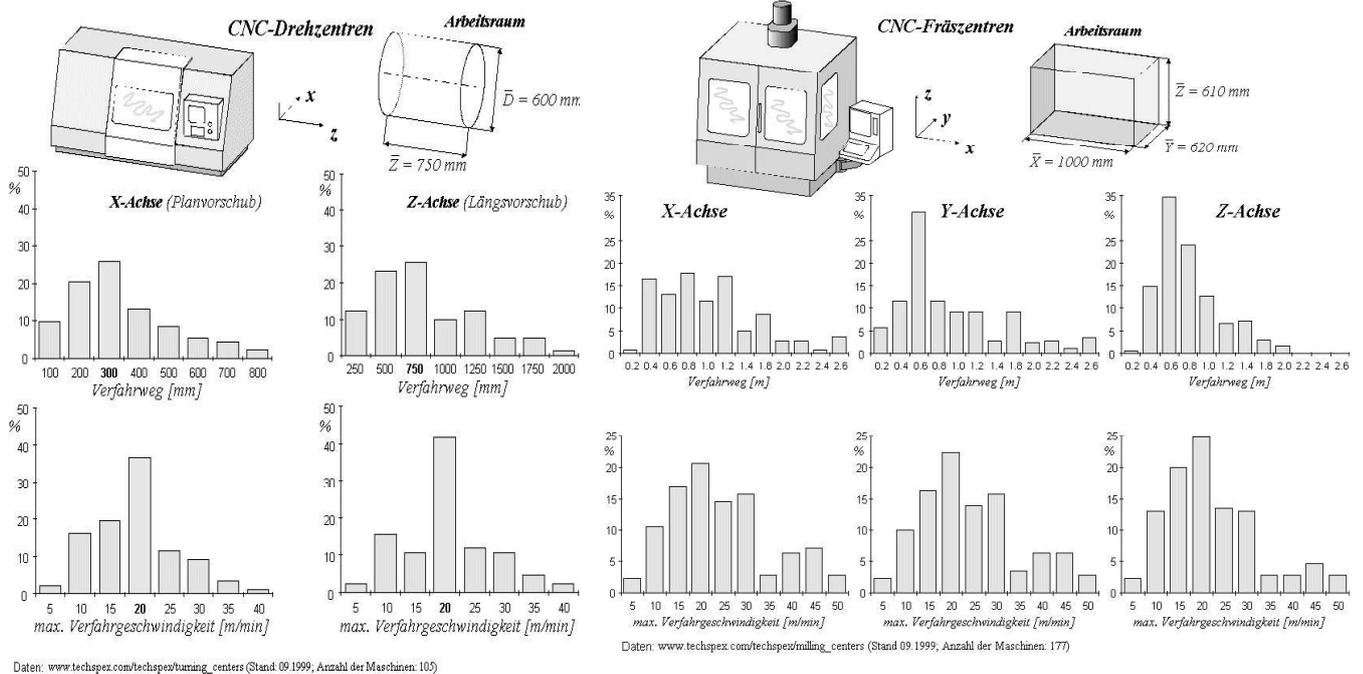


Bild 6.55 Verstellwege und Geschwindigkeiten von Vorschubachsen für Dreh- und Fräsmaschinen, nach [8]

Im Folgenden wird ein Vergleich zwischen dem Kugelgewindetrieb und dem Lineardirektantrieb bezüglich des Beschleunigungsvermögens geführt. Folgende Fragestellung soll beantwortet werden:

- Wie groß ist die erreichbare Linearbeschleunigung Abhängigkeit von der Schlittenmasse?
- Welchen Einfluss haben Gewindesteigung und Getriebeübersetzung?

Folgende Daten sind bekannt:

Gewindespindel:

- Werkstoff $\text{Stahl } (\rho = 7,85 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3)$
- Abmessungen $L = 1000 \text{ mm}$ $D = 40 \text{ mm}$
- Steigungseinfluss bei $i = 1$ für $h = 20, 30, 40 \text{ mm}$
- Übersetzungseinfluss bei $h = 30 \text{ mm}$ für $i = 1, 2, 3, 4$

Annahmen:

Vereinfachend sind für die Drehträgheiten der spindelseitigen Riemenscheibe der nicht mit L, D beschriebenen Spindelanteile (Anschlussstück für Lagerung) $J_{SS} = 0,2 \cdot J_S$ sowie für die Drehträgheiten von Motor und motorseitiger Riemenscheibe $J_M + J_{SM} = 0,1 \cdot J_S$ anzusetzen.

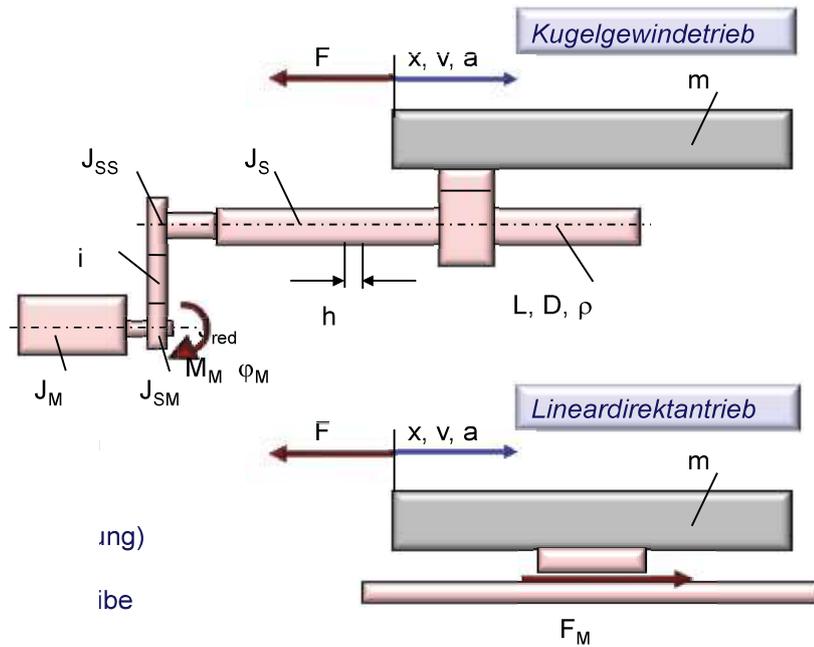


Bild 6.56 Vergleich des Beschleunigungsvermögens von KGT- und Lineardirektantrieb

Lösung:

Für den Kugelgewindetrieb gilt:

Bezüglich der Motorachse:

$$M_M = a_M * J_{red} + [h/(2\pi)] * F$$

$$a_M = dw_M/dt; \quad w_M = dj_M/dt$$

$$J_{red} = J_M + J_{SM} + (1/i^2) * [J_{SS} + J_S + (h/2\pi)^2 * m]$$

Die Transformation auf die Schlittenachse erfolgt zu:

$$\text{Beschleunigung des Schlittens: } a = [h/(2\pi * i)] * a_M$$

$$\text{Vom Motor aufgebrachte Kraft: } F_M = (2\pi * i/h) * M_M$$

Die Beschleunigung ergibt sich damit zu:

$$a/(F_M - F) = [h/(2\pi * i/h)]^2 / J_{red}$$

Für den Linearantrieb gilt:

Motorachse = Schlittenachse:

$$F_M = m * a + F$$

$$a = dv/dt; \quad v = dx/dt$$

Die Beschleunigung ergibt sich damit zu:

$$a/(F_M - F) = 1/m$$

Einfluss von Gewindesteigung und Übersetzung beim Kugelgewindtrieb:

$$\left[\frac{a}{(F_M - F)} * 10^3 \right] \text{ (m/s}^2\text{)/N}$$

Für $i = 1$ ergibt sich:

$$\frac{a}{(F_M - F)} * 10^3 = 25300 * h^2 / (2,5648 + 25,3 * h^2 * m) \text{ [(m/s}^2\text{)/N]}$$

mit h [m] und m [kg]

Für $h = 0,03$ m ergibt sich:

$$\frac{a}{(F_M - F)} * 10^3 = 22,8 / (2,3676 + 0,1973 * i^2 + 0,0228 * m) \text{ mit } m \text{ [kg]}$$

Für den Lineardirektantrieb folgt:

$$\frac{a}{(F_M - F)} * 10^3 = 1000/m \text{ mit } m \text{ [kg]}$$

Bild 6.57 zeigt deutlich die Unterschiede zwischen den beiden Antriebsarten.

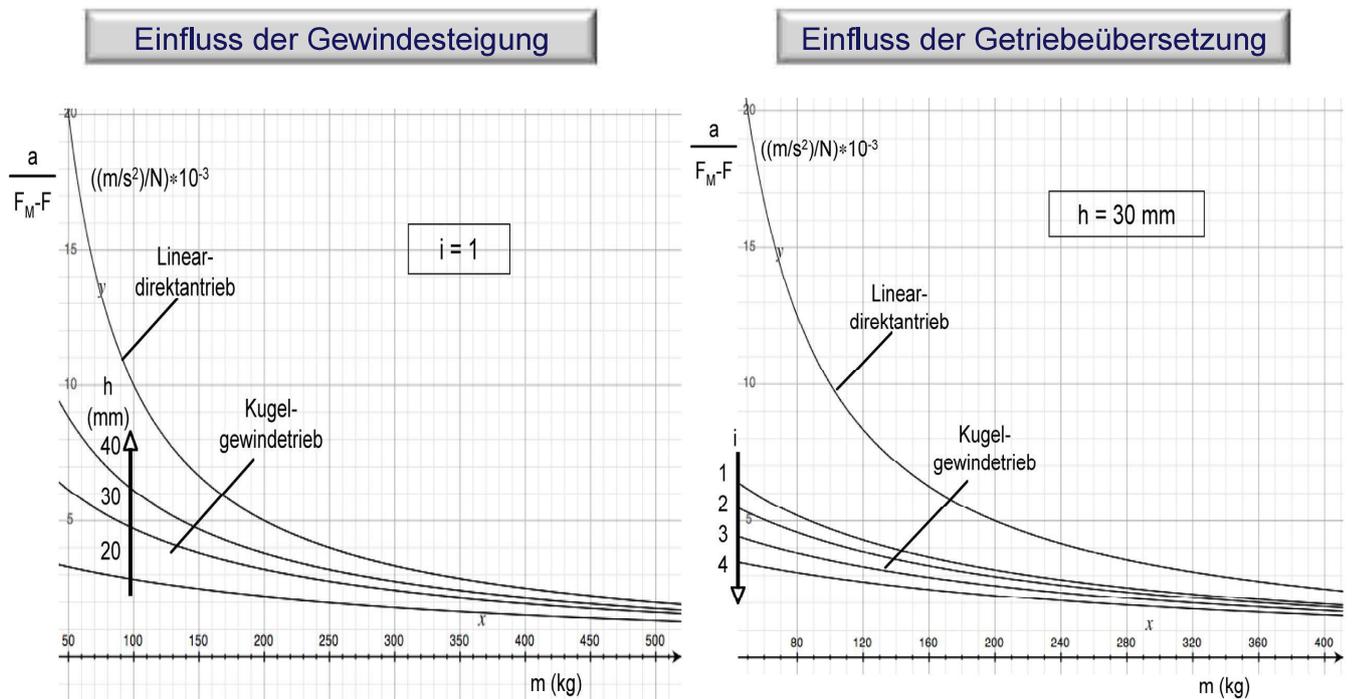


Bild 6.57 Vergleich des Beschleunigungsvermögens von KGT- und Lineardirektantrieb - Ergebnis

6.2.5. Führung

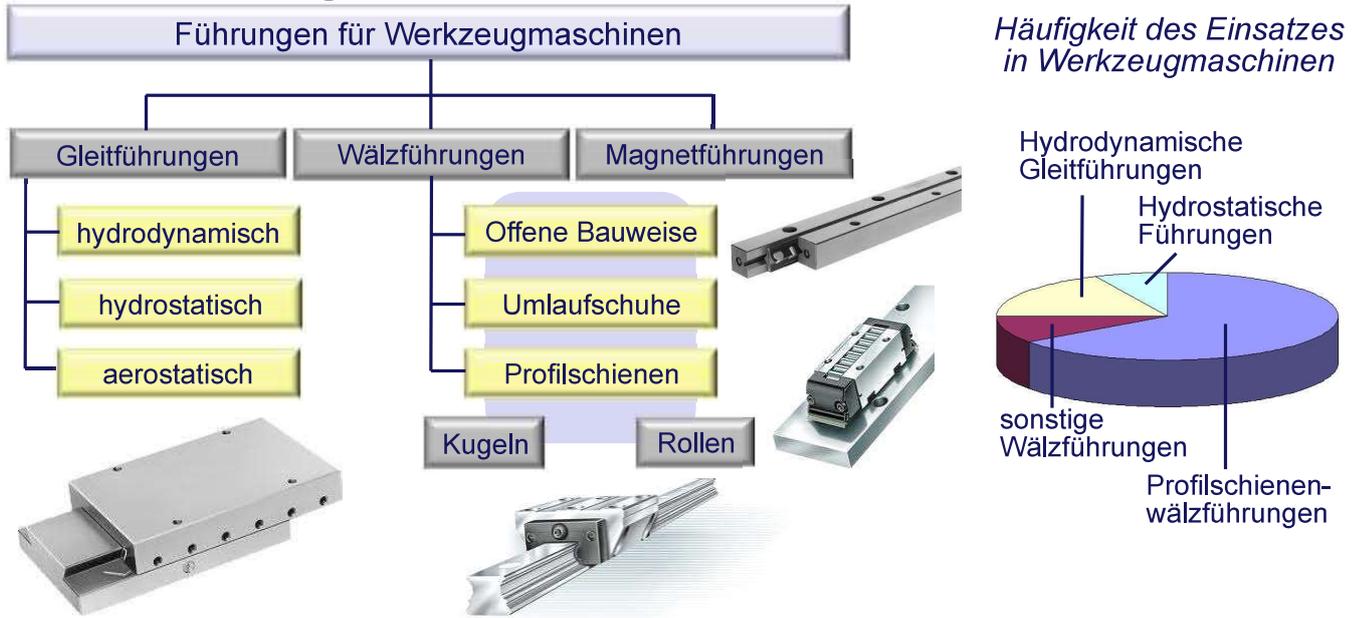


Bild 6.58 Einteilung und Verbreitung der Linearführungen

6.2.5.1. Gleitführungen

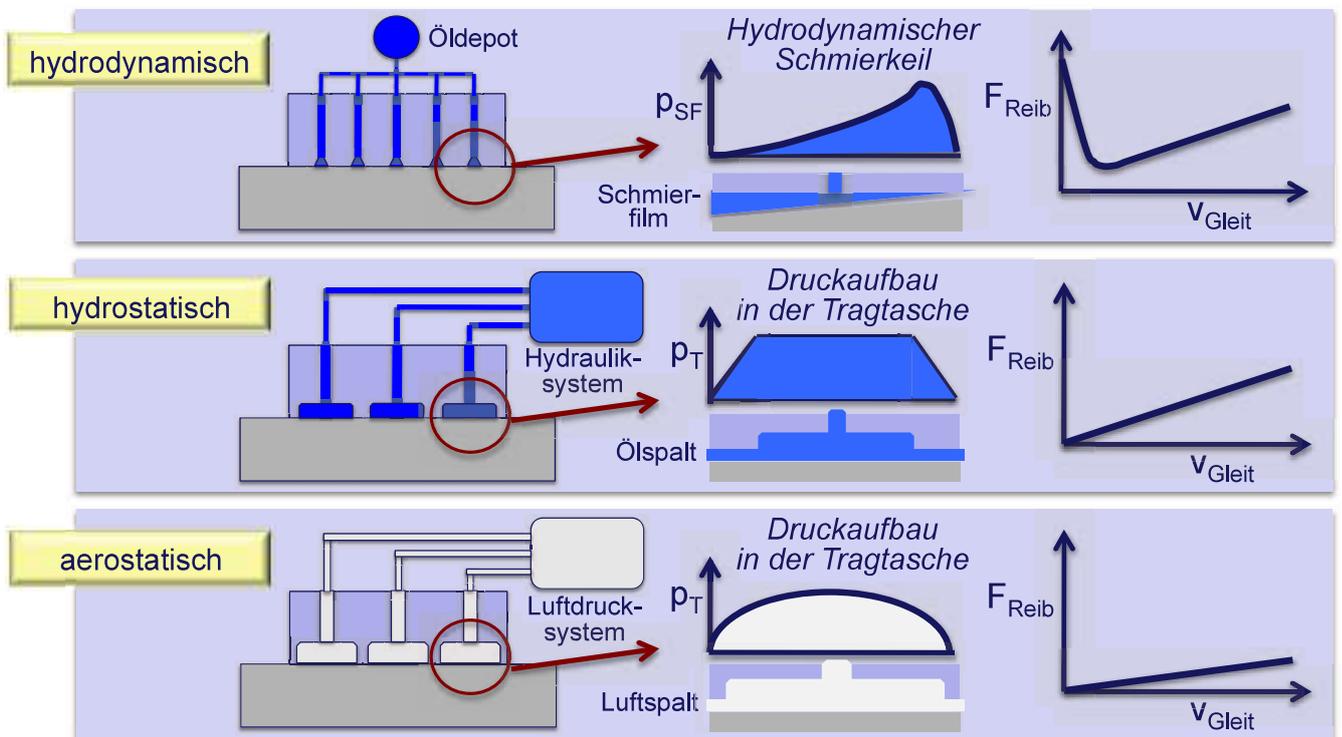
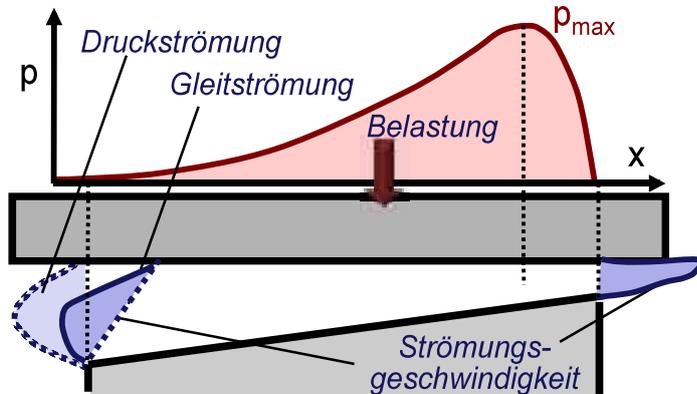


Bild 6.59 Funktionsweise der Gleitführungen

Hydrodynamische Gleitführung

Geschwindigkeitsfeld und Druckaufbau im keilförmigen Schmierpalt



Tragkraft des Schmierfilms

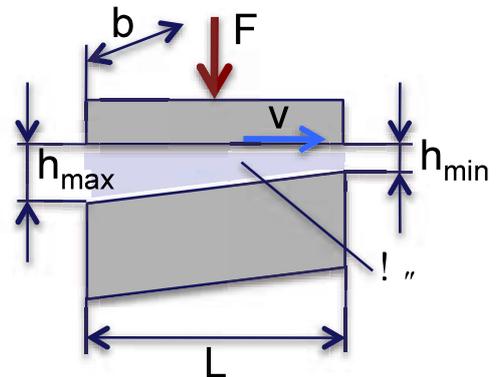


Bild 6.60 Hydrodynamische Gleitführung – Druckaufbau und Tragkraft

Die Berücksichtigung der seitlichen Leckölverluste kann nach Tabelle qay erfolgen.

b/L	0,5	1,0	2,0	4,0	∞
ψ''	0,20	0,45	0,70	0,85	1,00

Tabelle qay Hydrodynamische Gleitführung – seitliche Leckölverluste

Die Tragkraft des Schmierfilms F wird näherungsweise nach

$$F \approx 0,15 \frac{\eta * v * L^2 * b}{h_{min}^2} * \psi''$$

mit $h_{min} \approx 2 \dots 8 \mu m$.

Für Gleitbahnöle gilt ein Zähigkeitsbereich von

$$\eta = 30 \dots 80 * 10^{-3} \text{ Ns/mm}^2.$$

Die Dimensionierung einer Hydrodynamischen Gleitführung erfolgt nach der zulässigen Flächenpressung p_{zul} (Bild 6.61). Die erforderliche Breite der Gleitbahn wird nach

$b_{erf} = \frac{F}{p_{zul} * L}$ berechnet. Dabei ist L die Länge der Führung und $p_{zul} \approx p_{fre\beta} / 10$. Werte für $p_{fre\beta}$ und den zu erwartenden Verschleiß sind für ausgewählte Werkstoffpaarungen in Tabelle 6.2 zusammengestellt.

Gleitpaarung	$p_{fre\beta}$ [N/mm^2]	Verschleiß [$\mu m/km$]
Stahl - Grauguß	1 ... 2	0,002
Grauguß - Grauguß	3 ... 4	0,01 ... 0,02
Bronze - Grauguß	4 ... 5	0,04 ... 0,05
Kunststoff - Grauguß	8 ... 10	0,06

Tabelle 6.2 Flächenpressung und Verschleiß an Hydrodynamischen Gleitführungen

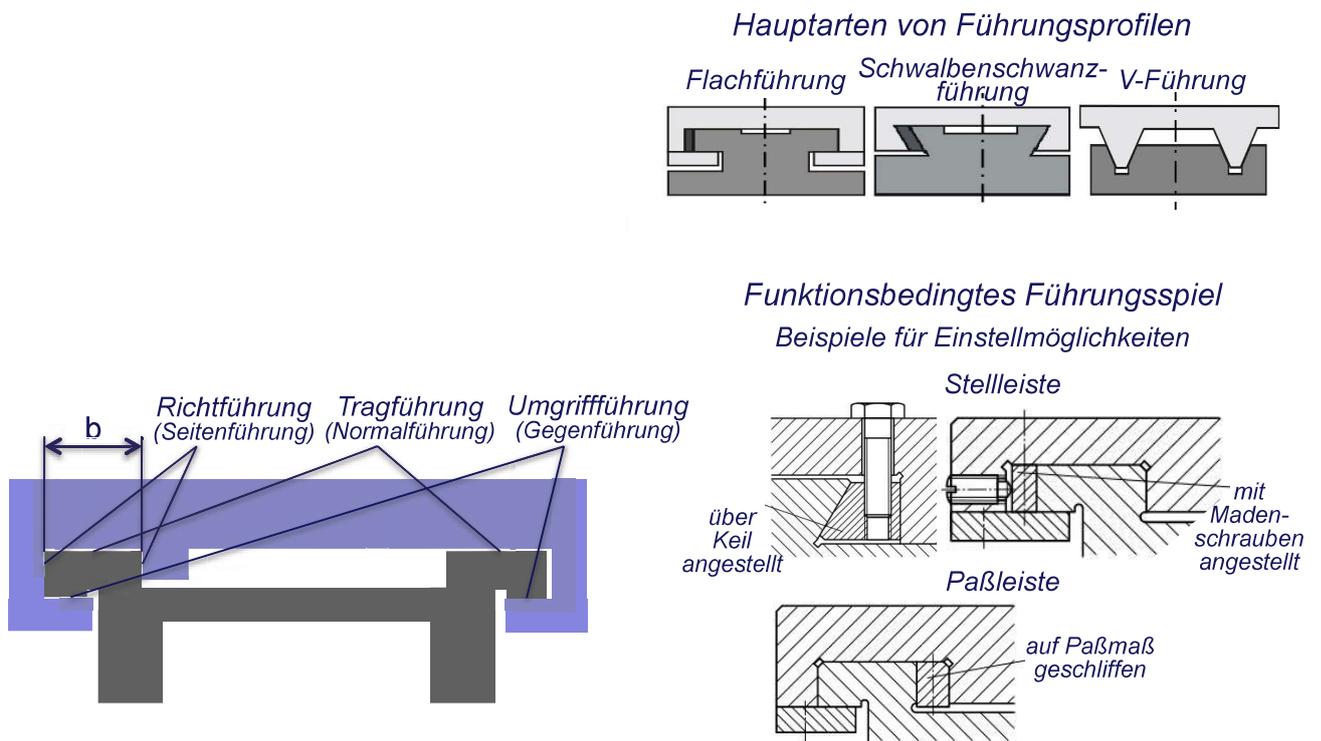


Bild 6.61 Hydrodynamische Gleitführung – Gestaltung

Die Verhältnisse an einer hydrostatischen Gleitführung zeigt Bild 6.62

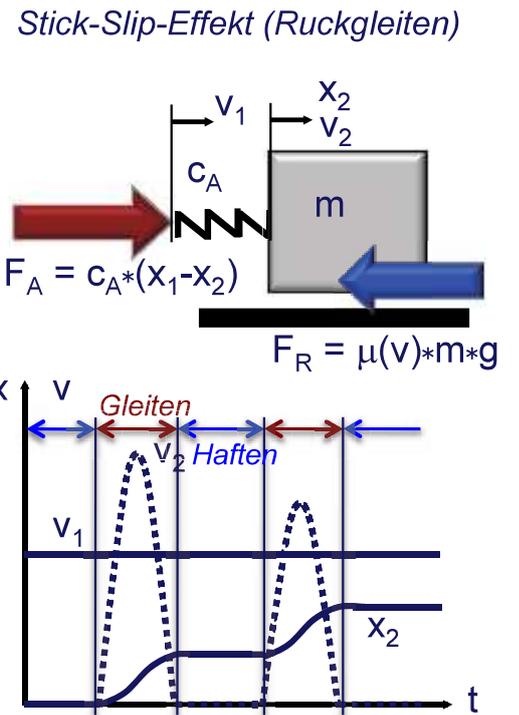
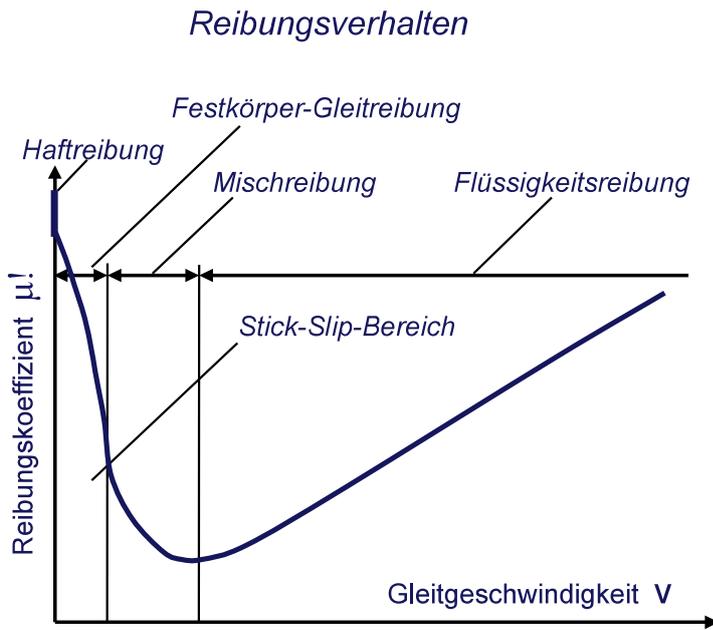
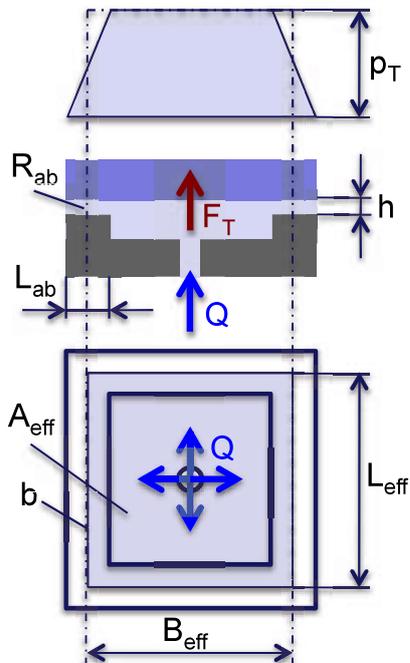


Bild 6.62 Hydrodynamische Gleitführung – Reibung und Stick-Slip

Hydrostatische Gleitführung

Prinzipielle Verhältnisse an der hydrostatischen Drucktasche



Tragkraft der Drucktasche

$$b = 2(L_{eff} + B_{eff})$$

$$R_{ab} = \frac{p_T}{Q} = \frac{12 \cdot \eta \cdot L_{ab}}{b \cdot h^3}$$

$$A_{eff} = L_{eff} \cdot B_{eff}$$

$$F_T = p_T \cdot A_{eff}$$

mit $p_T = \frac{12 \cdot \eta \cdot L_{ab}}{b \cdot h^3} \cdot Q$ wird $F_T \sim 1/h^3$

Spalthöhe $h \approx 20 \dots 60 \mu m$

Ölversorgungssysteme

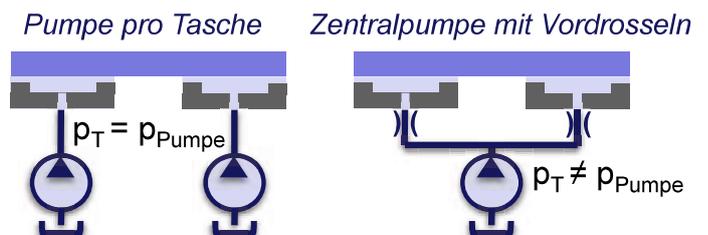


Bild 6.63 Hydrostatische Gleitführung

6.2.5.2. Wälzführungen

Offene Wälzführung		flach, Baulänge, Käfigwandern, Umgriff	Rollreibung (unverspannt: $\mu = 0,001 \dots 0,004$) kein Stick-Slip
Umlaufschuhe		Bauraum, Preis, Verspannung	Spielfreiheit und hohe Steifigkeit durch Vorspannung möglich
Profilschienenführung		Standard (Kugeln, Rollen), allseitige Vorspannung, steife Lastaufnahme	einfache Montage geringer Schmiermittelbedarf Standardelemente

Bild 6.64 Arten von Wälzführungen

Offene Wälzführung

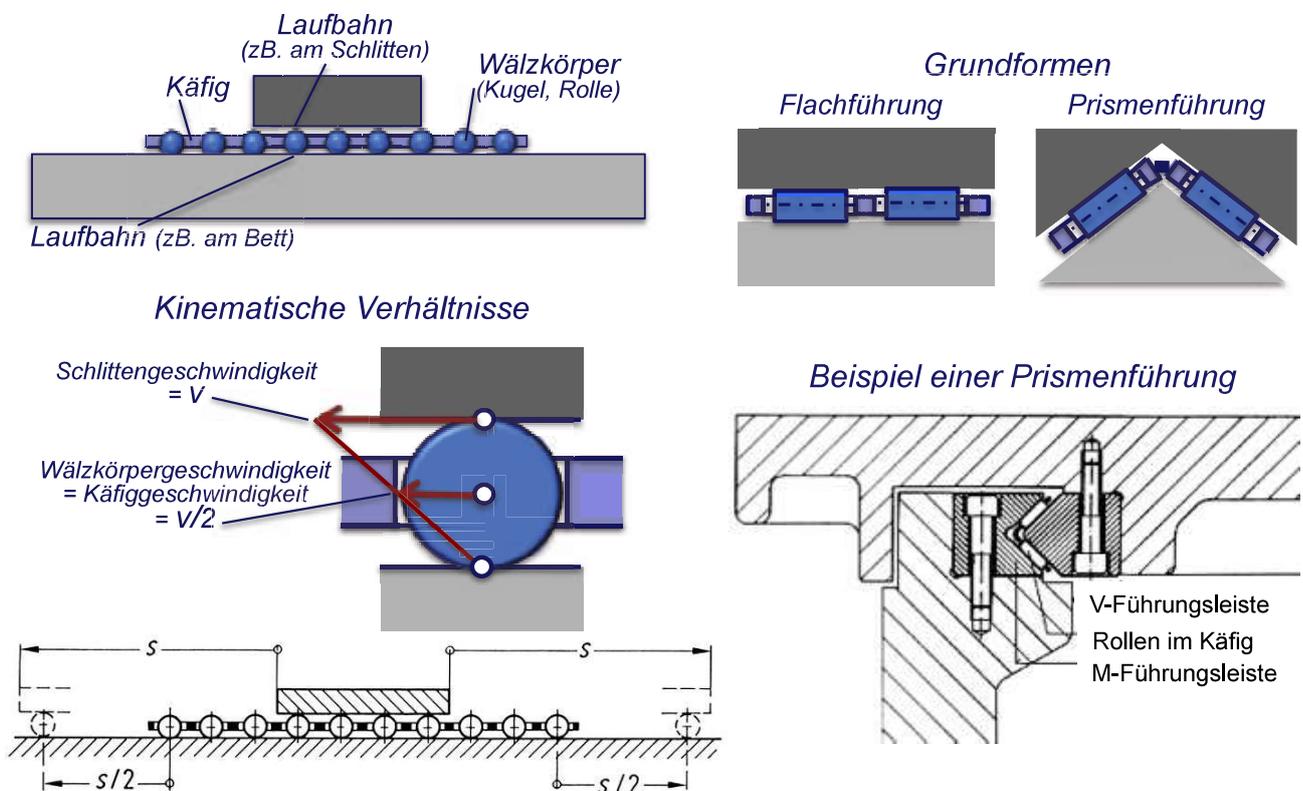


Bild 6.65 Offene Wälzführung

Rollenumlaufschuhe

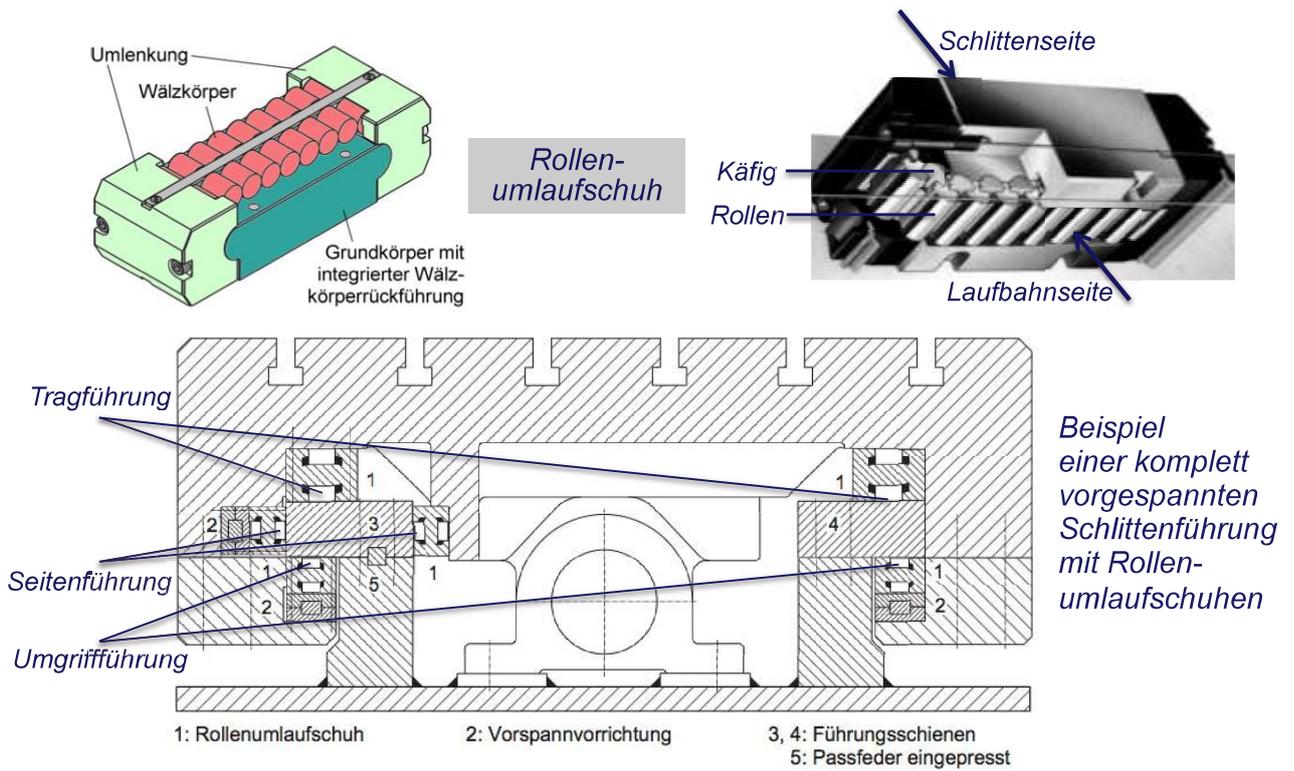


Bild 6.66 Umlaufschuhe

Profilschienenführung

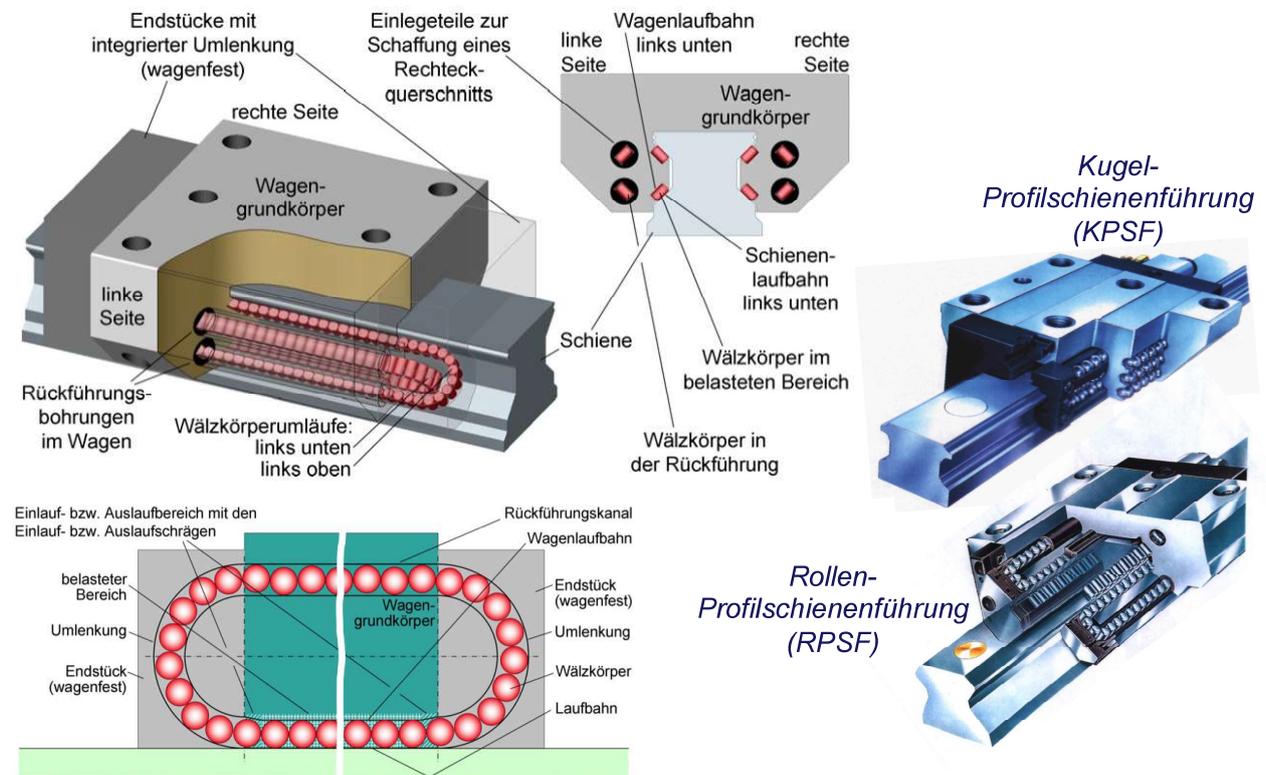


Bild 6.67 Profilschienenführung – Aufbau

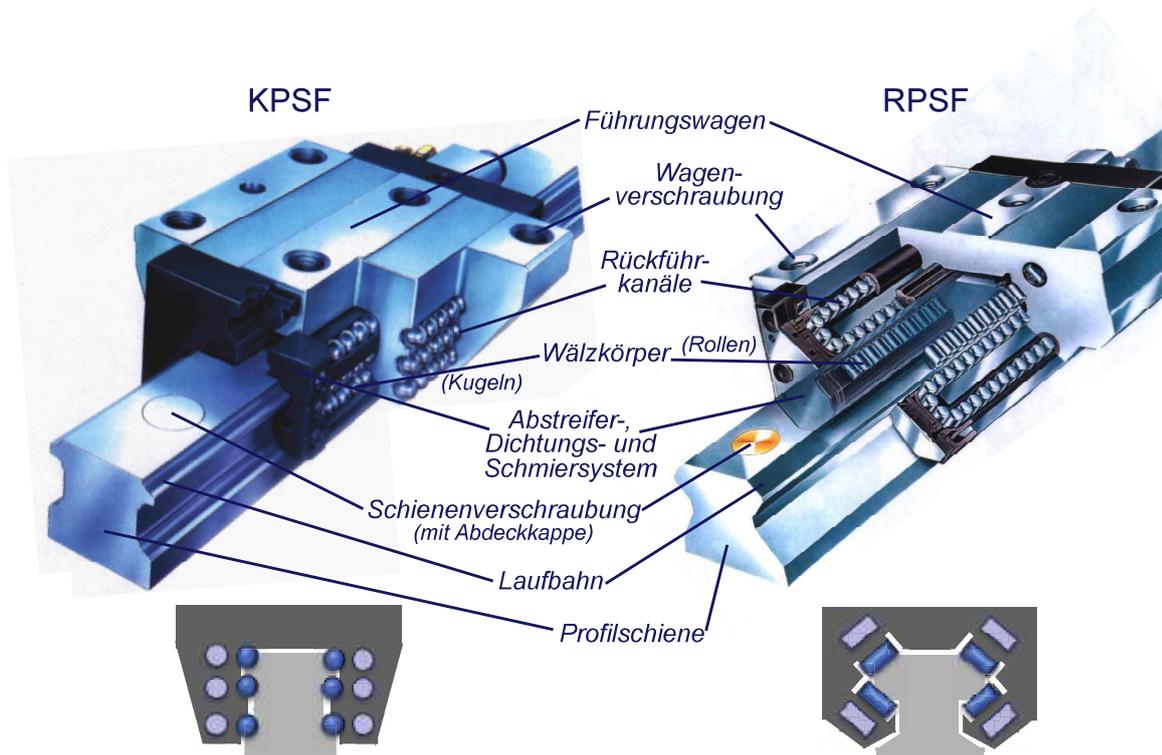


Bild 6.68 Profilschienenführung – KPSF und RPSF

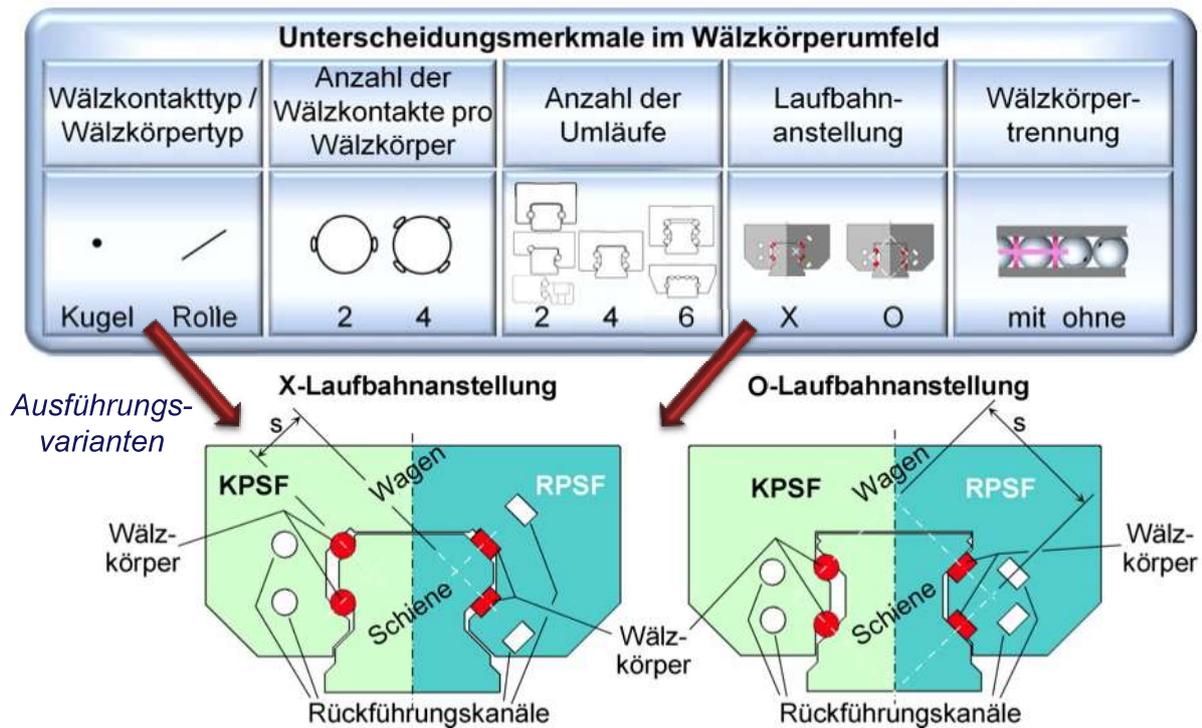


Bild 6.69 Profilschienenführung – Ausführungsvarianten, nach [9]

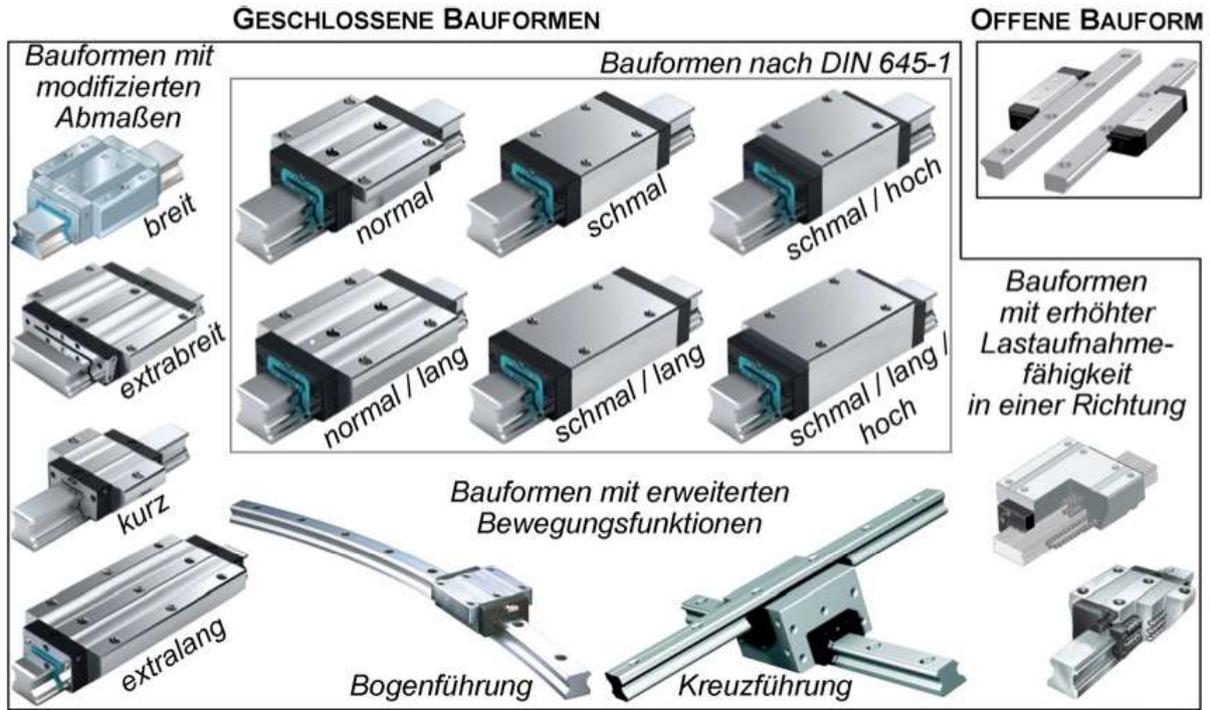


Bild 6.70 Profilschienenführung – Kommerziell angebotene Bauformen, nach [9]

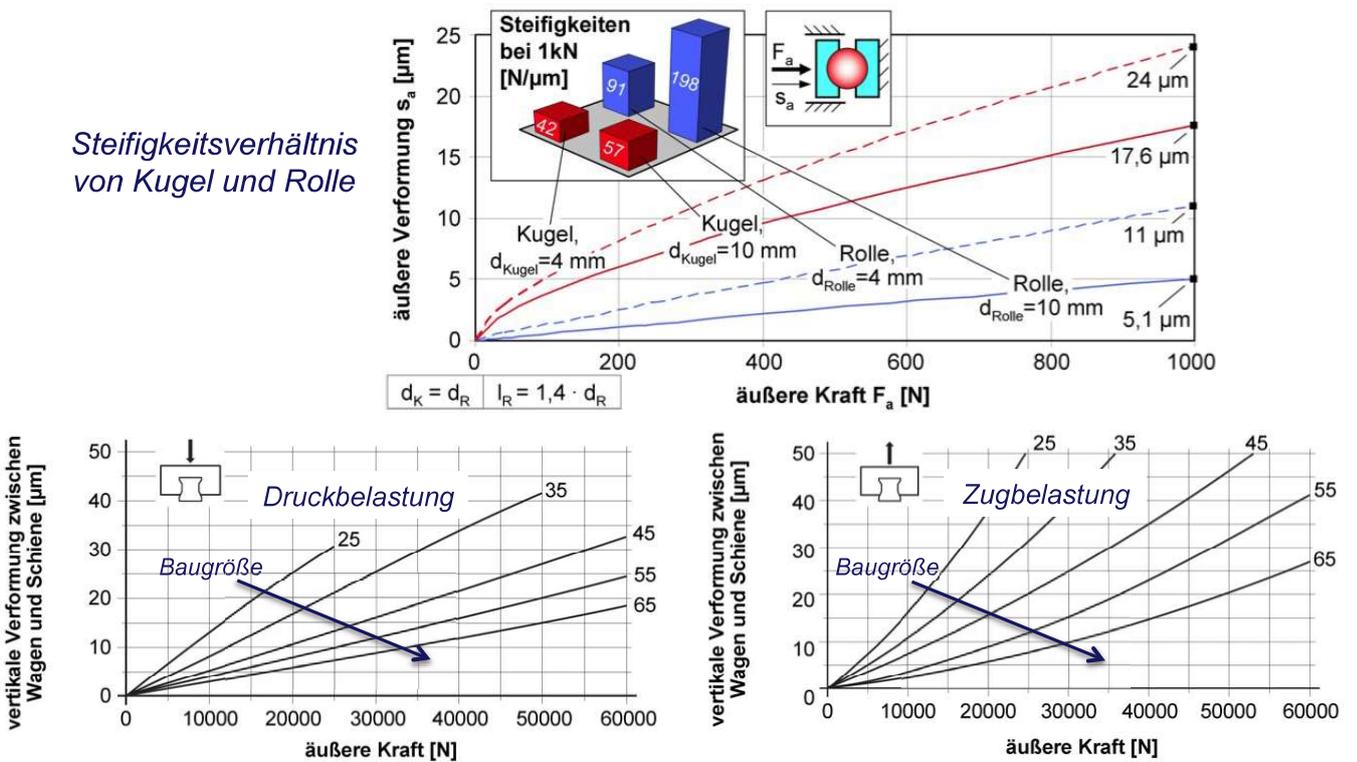


Bild 6.71 Profilschienenführung – Steifigkeit, nach [9]

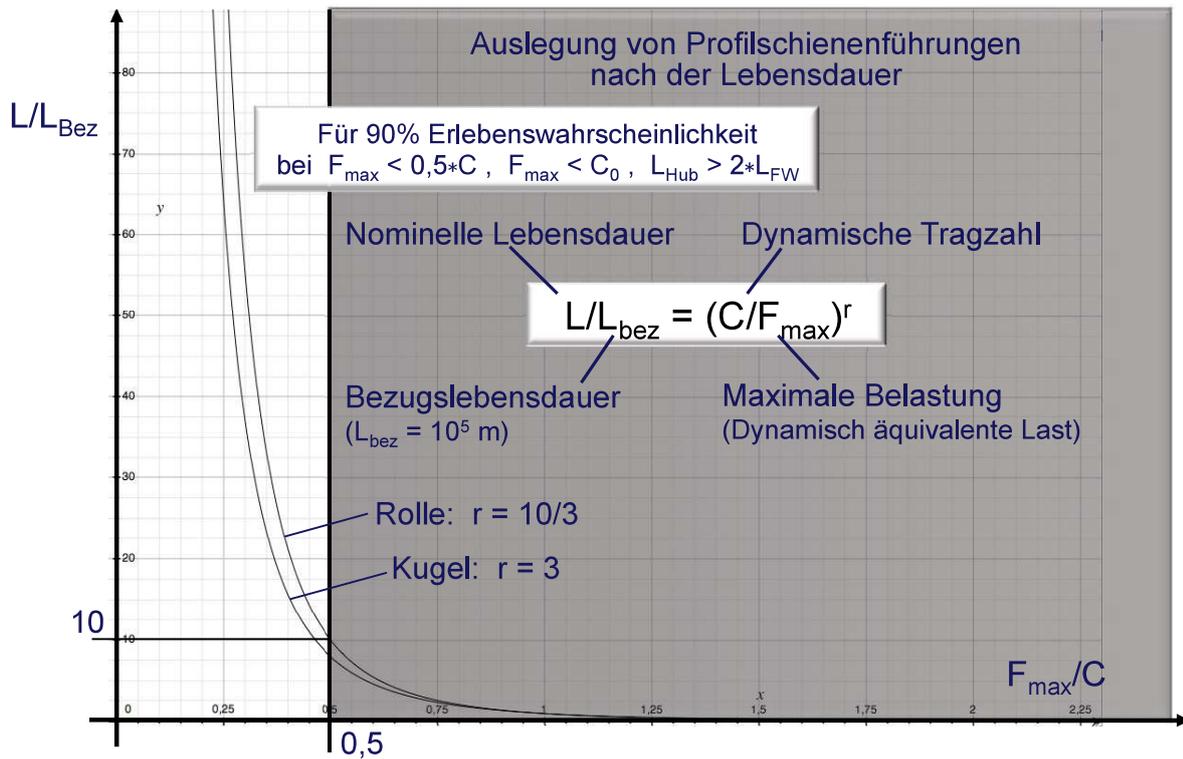


Bild 6.72 Profilschienenführung – Lebensdauerberechnung



Bild 6.73 Profilschienenführung – Dynamische Tragzahl

Die Dynamische Tragzahl C ist die Grundlage der Lebensdauerberechnung für Profilschienenführungen. Sie ist in den Katalogen der Hersteller zu finden. Sie kann jedoch auch aus Konstruktionsdaten und Beiwerten berechnet werden nach:

$$C_{100B} = b_M * f_C * l_t^{1/30} * i^{0,7} * Z_t^{2/3} * d_K^{2,1} * \cos \alpha$$

mit
$$f_C = \lambda * 24,5 * \left(\frac{2 * r_g}{2 * r_g - d_K} \right)^{0,41} \quad [\text{Quelle: ISO 14728-1}]$$

Dabei bedeuten

- C_{100B} : dynamische Tragzahl KPSF bei Bezugslebensdauer von $10^5 m$
- b_m : Tragzahlbeiwert; Maximalwert von b_m ist 1,3
- f_C : geometrie-, herstellergenauigkeits- und werkstoffabhängiger Faktor
- l_t : Laufbahnlänge
- i : Anzahl der tragenden Kugelreihen
- Z_t : Anzahl der tragenden Kugeln in einer Reihe
- d_K : Kugeldurchmesser
- α : Nennberührungswinkel
- λ : Reduktionsfaktor; Maximalwert von λ ist 0,9
- r_g : Laufrillenradius

Im Folgenden ist ein Beispiel für die Auslegung einer Profilschienenführung gezeigt.

Aufgabe: Bewertung der Lebensdauer und Tragsicherheit für zwei unterschiedliche Betriebsregime (A) und (B)

Es sind die Lebensdauerangaben als Laufweg und Betriebsstunden zu vergleichen!

Die Führungen sind mit $k = 1, 2, 3, 4$ gekennzeichnet

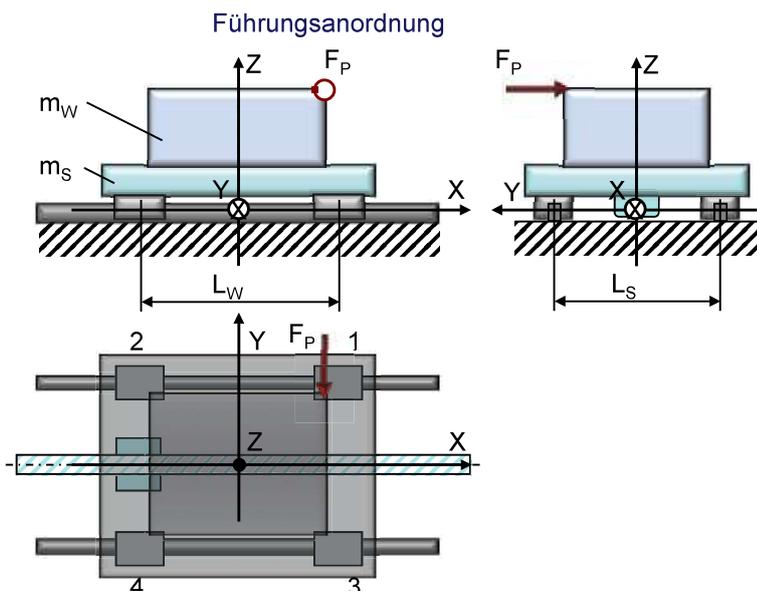


Bild 6.74 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF – Aufgabenstellung

Folgende Parameter sind gegeben:

- Führung: K-PSF BG 30; Vorspannklasse C2
 $r = 3$; $X_V = 0,08$; $C = 40\,000\text{ N}$; $C_0 = 57\,800\text{ N}$; $L_{bez} = 10^5\text{ m}$
- Anordnung: $L_W = 600\text{ mm}$; $L_S = 450\text{ mm}$
- Trägheiten: $m_W = 300\text{ kg}$ mit $x_{SW} = y_{SW} = 0$; $z_{SW} = 300\text{ mm}$
 $m_S = 400\text{ kg}$ mit $x_{SS} = y_{SS} = 0$; $z_{SW} = 75\text{ mm}$
- Prozess: F_P mit $x_P = 250\text{ mm}$; $y_P = 200\text{ mm}$; $z_P = 450\text{ mm}$

Der Ablauf der Auslegung ist in Bild 6.75 gezeigt. Für jeden Schritt der Berechnung sind die zu berechnenden Größen angegeben.

Die Betriebsbedingungen sind in

Tabelle 6.3 und in Bild 6.76 zusammengestellt.

Festlegung der Betriebsbedingungen	Schritt 1:	Ausgangsparameter
Führungsanordnung:		L_S, L_W
Bewegungszyklus:		z, t_i, s_i, v_i, a_i
Belastung:		F_G, F_P, F_a
Belastungen durch Kräfte und Momente	Schritt 2:	F_{Yki}, F_{Zki}
$F_G = m * g$		Gewicht in $S(x_S, y_S, z_S)$
F_P		Prozess in $P(x_P, y_P, z_P)$
$F_a = m * a$		Beschleunigung in $S(x_S, y_S, z_S)$
Kombinierte äquivalente Lagerbelastung	Schritt 3:	F_{Lki}
$F_{Lki} = F_{Yki} + F_{Zki} $		
		(k : Führungswagen; i : Bewegungsphase)
Berücksichtigung der Vorspannung	Schritt 4:	F_{effki}
Vorspannkraft:	$F_V = X_V * C$	(X_V : Faktor Vorspannklasse)
Entlastungskraft:	$F_{gr} = 2,8 * F_V$	(C : dynamische Tragzahl)
	$F_{Lki} > F_{gr}: F_{Lki} > F_{gr}: F_{effki} = F_{Lki}$	
	$F_{effki} = \left[(F_{Lki}/F_{gr})^{3/2} * F_V \right]$	
Dynamisch äquivalente Lagerbelastung	Schritt 5:	$F_{äquk}$

$$F_{äquk} = \sqrt[r]{\sum_{i=1}^z [(F_{keff})^r * w_i]}$$

(Kugel: $r = 3$; Rolle: $r = 10/3$)

w_i : Weganteil der Phase i)

Nominelle Lebensdauer

Schritt 6: L

$$L = (C/F_{max})^r * L_{bez}; \quad L_{bez} = \text{Max}(F_{\ddot{a}quik})$$

(Bezugslebensdauer: $L_{bez} = 10^5 \text{ m}$)

Statische Tragsicherheit

Schritt 7: S_0

$$S_0 = C_0/F_{max0}; \quad F_{max0} = \text{Max}(F_{effki})$$

(C_0 : Statische Tragzahl)

Bild 6.75 Profilschienenföhrung – Auslegungsablauf

Entsprechend der in Bild 6.75 angegebenen Schritte wird nachfolgend das Beispiel der Auslegung einer Profilschienenföhrung abgehandelt. Für das zu berechnende Beispiel werden die Betriebsbedingungen nachfolgend festgelegt.

Gesamtmasse und resultierender Schwerpunkt:

$$m = m_S + m_W = 700 \text{ kg}$$

$$(X, Y, Z)_S = [(X, Y, Z)_{SS} * m_S + (X, Y, Z)_{SW} * m_W] / m = (0; 0; 0,171) \text{ m}$$

Gewichts- und Beschleunigungskräfte:

$$F_G = m * g = 7000 \text{ N mit } g = 10 \text{ m/s}^2$$

$$F_a = m * a; \quad F_a(A) = 700 \text{ N}; \quad F_a(B) = 7000 \text{ N}$$

Weg- und Zeitanteile:

$$x_g = \sum \Delta x_i; \quad x_g(A) = x_g(B) = 0,8 \text{ m}; \quad w_i = \Delta x_i / x_g$$

$$t_g = \sum \Delta t_i; \quad t_g(A) = 49,3 \text{ s}; \quad t_g(B) = 5,2 \text{ s}; \quad \mu_i = \Delta t_i / t_g$$

1. Festlegung der Betriebsbedingungen

Betriebsregime A:

Phase	i	Belastung [N]	X [m]	Y [m]	Z [m]	$x_i(t)$ [m]	w_i	t_i [s]	u_i
Beschleunigung	1	$F_{ZG} = -7000$ $F_{Xa} = -700$	0	0	0,171	0,125	0,156	0,5	0,010
Konstante Fahrt	2	$F_{ZG} = -7000$	0	0	0,171	0,150	0,188	0,3	0,006
Bremsen	3	$F_{ZG} = -7000$ $F_{Xa} = 700$	0	0	0,171	0,125	0,156	0,5	0,010
Bearbeitung	4	$F_{ZG} = -7000$ $F_{YP} = -7000$	0 0,25	0 0,2	0,171 0,450	0,400	0,500	48,0	0,974

Betriebsregime B:

Phase	i	Belastung [N]	X [m]	Y [m]	Z [m]	$x_i(t)$ [m]	w_i	t_i [s]	u_i
Beschleunigung	1	$F_{ZG} = -7000$ $F_{Xa} = -7000$	0	0	0,171	0,2	0,25	0,2	0,04
Bremsen	2	$F_{ZG} = -7000$ $F_{Xa} = 7000$	0	0	0,171	0,2	0,25	0,2	0,04
Bearbeitung	3	$F_{ZG} = -7000$ $F_{YP} = -700$	0 0,25	0 0,2	0,171 0,450	0,4	0,50	4,8	0,92

Tabelle 6.3 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF

In Bild 6.76 sind für die Betriebsregime A und B die Werte bezüglich des Positionierens mit $\Delta x = 400 \text{ mm}$ dargestellt. Bild 6.77 beschreibt den Zustand Bearbeiten.

(A): $a_{\max} = 1 \text{ m/s}^2$
 $v_{\max} = 30 \text{ m/min}$

(B): $a_{\max} = 10 \text{ m/s}^2$
 $v_{\max} = 120 \text{ m/min}$

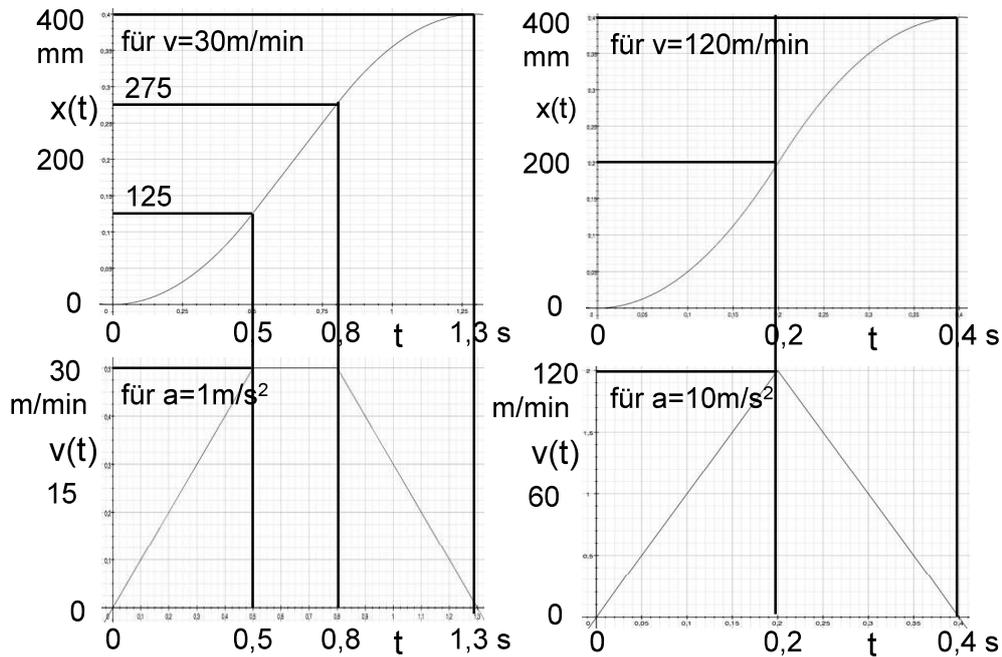


Bild 6.76 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF Positionieren

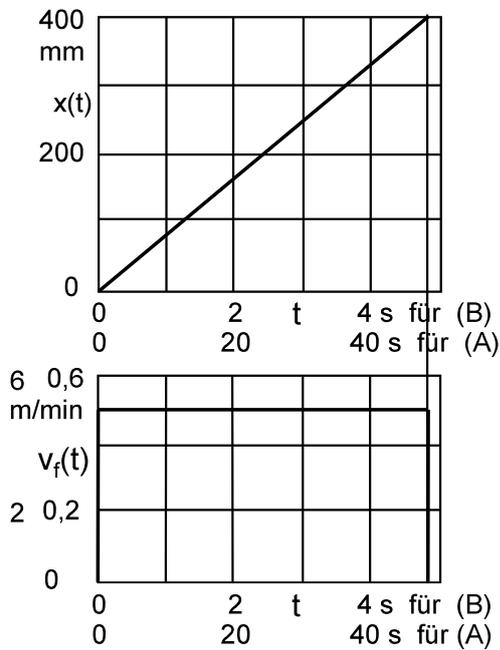


Bild 6.77 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF Bearbeiten

Bearbeiten mit $\Delta x = 400 \text{ mm}$ und

Betriebsregime A:

$$v_f = 0,5 \text{ m/min}$$

$$F_p = 7000 \text{ N}$$

Betriebsregime B:

$$v_f = 5 \text{ m/min}$$

$$F_p = 700 \text{ N}$$

2. Belastung durch Kräfte und Momente

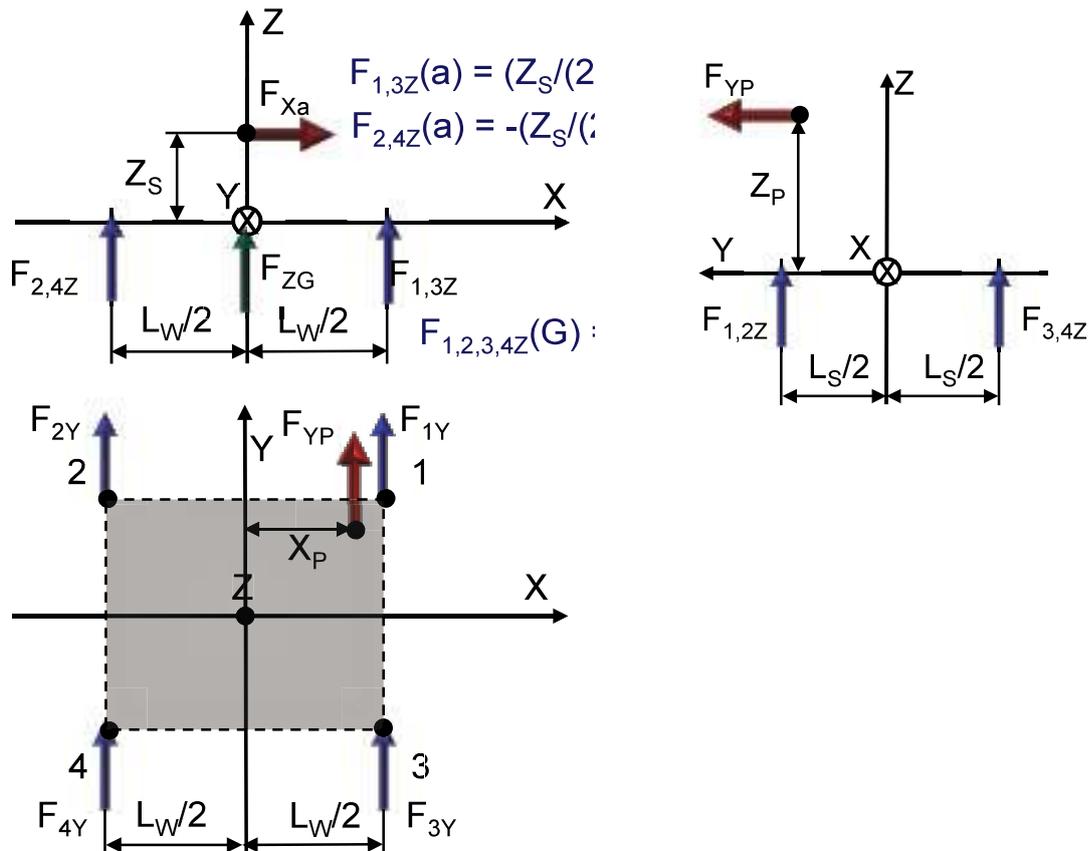


Bild 6.78 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF – Belastungen durch Kräfte und Momente

Für die in Bild 6.78 skizzierten Belastungen gelten die folgenden Gleichungen.

$$F_{1Z} = -F_{FZG}/4 + [Z_S/(2L_W)] * F_{Xa} + [Z_P/(2L_S)] * F_{Yp}$$

$$F_{2Z} = -F_{FZG}/4 - [Z_S/(2L_W)] * F_{Xa} + [Z_P/(2L_S)] * F_{Yp}$$

$$F_{3Z} = -F_{FZG}/4 + [Z_S/(2L_W)] * F_{Xa} - [Z_P/(2L_S)] * F_{Yp}$$

$$F_{4Z} = -F_{FZG}/4 - [Z_S/(2L_W)] * F_{Xa} - [Z_P/(2L_S)] * F_{Yp}$$

$$F_{1Y} = -(1/2) * [(X_P/L_W) + (1/2)] * F_{Yp}$$

$$F_{2Y} = (1/2) * [(X_P/L_W) - (1/2)] * F_{Yp}$$

$$F_{3Y} = -(1/2) * [(X_P/L_W) + (1/2)] * F_{Yp}$$

$$F_{4Y} = (1/2) * [(X_P/L_W) - (1/2)] * F_{Yp}$$

$$F_{1,2Z}(P) = [Z_P/(2L_S)] * F_{Yp}$$

$$F_{3,4Z}(P) = -[Z_P/(2L_S)] * F_{Yp}$$

$$F_{1,3Z}(a) = [Z_S/(2L_W)] * F_{Xa}$$

$$F_{2,4Z}(a) = -[Z_S/(2L_W)] * F_{Xa}$$

$$F_{1,3Y}(P) = -(1/2) * [(X_P/L_W) + (1/2)] * F_{Yp}$$

$$F_{2,4Y}(P) = (1/2) * [(X_P/L_W) - (1/2)] * F_{Yp}$$

$$F_{1,2,3,4Z}(G) = -F_{ZG}/4$$

Die zur Berechnung verwendeten Kräfte sind in Tabelle 6.4 zusammengestellt, siehe auch Bild 6.79. Die Belastung der Lager ist in Tabelle 6.6 und Bild 6.80 angegeben.

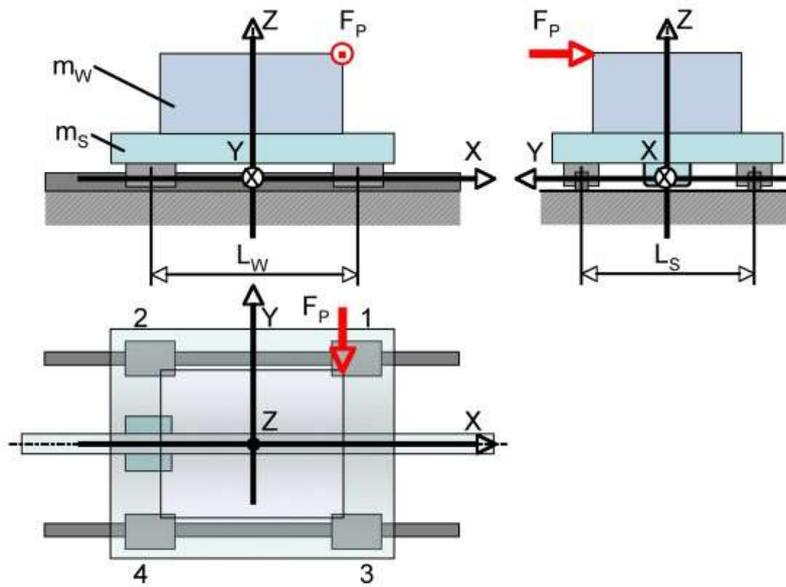


Bild 6.79 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF – Belastungen durch Kräfte und Momente

Betriebsregime A:

$k \rightarrow$	$F_{Zki} [N]$				$F_{Yki} [N]$			
	1	2	3	4	1	2	3	4
1	1650	1850	1650	1850	0	0	0	0
2	1750	1750	1750	1750	0	0	0	0
3	1850	1650	1850	1650	0	0	0	0
4	-1750	-1750	5250	5250	3208	290	3208	290

Betriebsregime B:

$k \rightarrow$	$F_{Zki} [N]$				$F_{Yki} [N]$			
	1	2	3	4	1	2	3	4
1	750	2750	750	2750	0	0	0	0
2	2750	750	2750	750	0	0	0	0
3	1400	1400	2100	2100	321	29	321	29

Tabelle 6.5 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF – Belastungen durch Kräfte und Momente

3. Kombinierte äquivalente Lagerbelastung

Die Werte für die kombinierte äquivalente Lagerbelastung sind in Tabelle 6.6, mit den in Bild 6.80 skizzierten Definitionen zusammengestellt. Es gilt

$$F_{Lki} = |F_{Yki}| + |F_{Zki}|$$

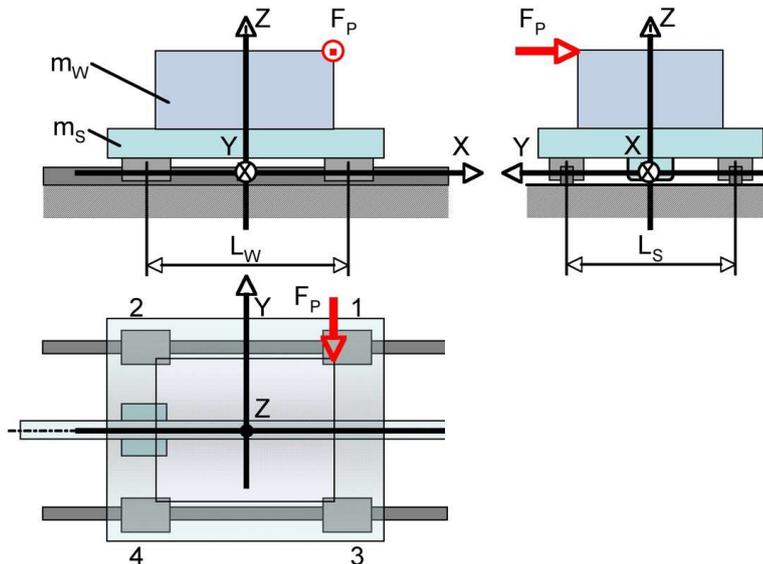


Bild 6.80 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF - Kombinierte äquivalente Lagerbelastung

	Betriebsregime A:				Betriebsregime B:			
$k \rightarrow$	$F_{Lki} [N]$				$F_{Lki} [N]$			
$i \downarrow$	1	2	3	4	1	2	3	4
1	1650	1850	1650	1850	750	2750	750	2750
2	1750	1750	1750	1750	2750	750	2750	750
3	1850	1650	1850	1650	1721	1429	2421	2129
4	4958	2040	8458	5540	-	-	-	-

Tabelle 6.6 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF – Kombinierte äquivalente Lagerbelastung

4. Berücksichtigung der Vorspannung

Der Einfluss der Vorspannung und Entlastung wird wie folgt berücksichtigt:

Vorspannung: $F_V = X_V * C = 3200 N$

Entlastung: $F_{gr} = 2,8 * F_V = 8960 N$

Weiterhin gilt $F_{Lki} < F_{gr}$

Die effektiven Lagerkräfte werden dann unter Berücksichtigung der Vorspannung nach

$$F_{eff\ ki} = \left[\left(\frac{F_{Lki}}{F_{gr}} \right) + 1 \right]^{3/2} * F_V$$

berechnet. Die so berechneten Kräfte enthält Tabelle 6.7 für die Betriebsfälle (A) und (B).

	Betriebsregime A:				Betriebsregime B:			
$k \rightarrow$	$F_{eff\ ki} [N]$				$F_{eff\ ki} [N]$			
$i \downarrow$	1	2	3	4	1	2	3	4
1	4123	4241	4123	4241	3610	4781	3610	4781
2	4182	4182	4182	4182	4781	3610	4781	3610
3	4241	4123	4241	4123	4165	3995	4581	4406
4	6195	4353	8673	6588	-	-	-	-

Tabelle 6.7 Tabelle tzu- Berücksichtigung der Vorspannung

Die maximale statische Belastung $F_{max} = \text{Max}(F_{eff\ ki})$ für den jeweiligen Betriebsfall (A, B) wird aus Tabelle 6.7 ausgewählt und ergibt für

Betriebsfall A: $F_{max0}(A) = 8673 \text{ N},$

Betriebsfall B: $F_{max0}(B) = 4781 \text{ N}.$

5. Dynamisch äquivalente Lagerbelastung

Die dynamisch äquivalente Lagerbelastung $F_{\ddot{a}quk}$ wird aus den Kräften $F_{eff\ ki}$ nach

$$F_{\ddot{a}quk} = \sqrt[3]{\sum_i [(F_{eff\ ki})^3 * w_i]}$$

berechnet, wobei w_i die zugehörigen Weganteile bedeuten.

Betriebsfall A:

k	1	2	3	4
	5377	4269	7132	5641

Betriebsfall B:

k	1	2	3	4
	4221	4140	4434	4342

Tabelle 6.8 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF - Dynamisch äquivalente Lagerbelastung (Lagerbelastung $F_{\ddot{a}quk} [N]$)

Wie aus Tabelle Tabelle 6.8 hervorgeht, ist der an Stelle $k = 3$ (Bild 6.81) befindliche Führungswagen in beiden Betriebsfällen am am stärksten belastet. Wegen

$$F_{max} = \text{Max}(F_{\text{äqu } k}).$$

Damit ist $F_{max}(A) = 7132 \text{ N}$ und $F_{max}(B) = 4434 \text{ N}$

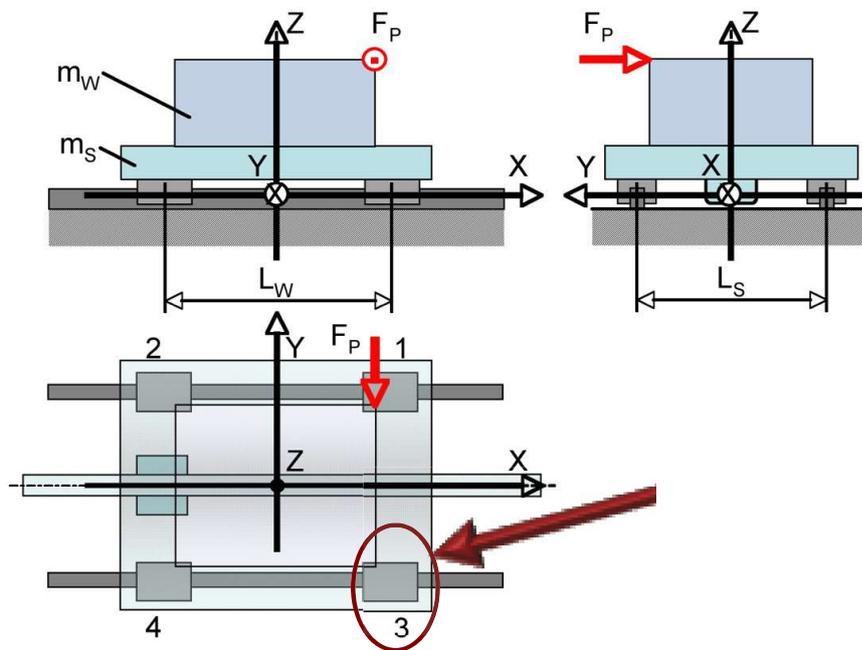


Bild 6.81 Dynamisch äquivalente Lagerbelastung

Letztlich sind für das Beispiel noch die nominelle Lebensdauer und die statische Tragsicherheit zu berechnen.

6. Nominelle Lebensdauer

Nominelle Lebensdauer L :
$$L = (C/F_{max})^3 * L_{bez}$$

Mit $F_{max}(A) = 7132 \text{ N}$ und $F_{max}(B) = 4434 \text{ N}$ folgt mit $C = 40\,000 \text{ N}$ und $L_{bez} = 10^5 \text{ m}$ (siehe Aufgabenstellung) die nominelle Lebensdauer für

Betriebsfall A: $L(A) = 17640 \text{ km}$

Betriebsfall B: $L(A) = 73420 \text{ km}$

7. Statische Tragsicherheit

Die Statische Tragsicherheit wird aus $S_0 = C_0/F_{max0}$ berechnet. Mit $C_0 = 57\,800 \text{ N}$ (siehe Aufgabenstellung und Punkt 4.) folgt für die Betriebsfälle:

Betriebsfall A: $F_{max0}(A) = 8673 \text{ N}$ $S_0(A) = 6,7$

Betriebsfall B: $F_{max0}(B) = 4781 \text{ N}$ $S_0(B) = 12,1$

8. Zusammenstellung der Ergebnisse

Lebensdauer als Laufweg:
$$L = (C/F_{max})^3 * L_{bez}$$

$$L(A) = 17640 \text{ km}$$

$$L(B) = 73420 \text{ km}$$

Lebensdauer als Betriebsstunden: $L_h = L/v_m$

$$L_h(A) = 304\,000 \text{ h}$$

$$L_h(B) = 130\,000 \text{ h}$$

Mittlere Geschwindigkeit: $v_m = \sum_i(u_i * v_{mi})$

$$v_m(A) = 0,967 \text{ m/min}$$

$$v_m(B) = 9,4 \text{ m/min}$$

Mit den Werten für die mittleren Geschwindigkeiten $v_{mi}(A, B)$ aus den Bewegungsphasen und $u_i(A, B)$ nach Schritt 1 - Festlegung der Betriebsbedingungen. Die Werte zur Berechnung von v_m sind nochmals in Tabelle 6.9 angegeben.

$i \rightarrow$	1	2	3	4
$v_{mi}(A)$	15	30	15	0,5
$u_i(A)$	0,01	0,06	0,01	0,974
$v_{mi}(B)$	60	60	5	0
$u_i(B)$	0,04	0,04	0,92	0

Tabelle 6.9 Werte für v_{mi} und u_i

Aus den o.g zusammengestellten Ergebnissen ergeben sich folgende Verhältnisse:

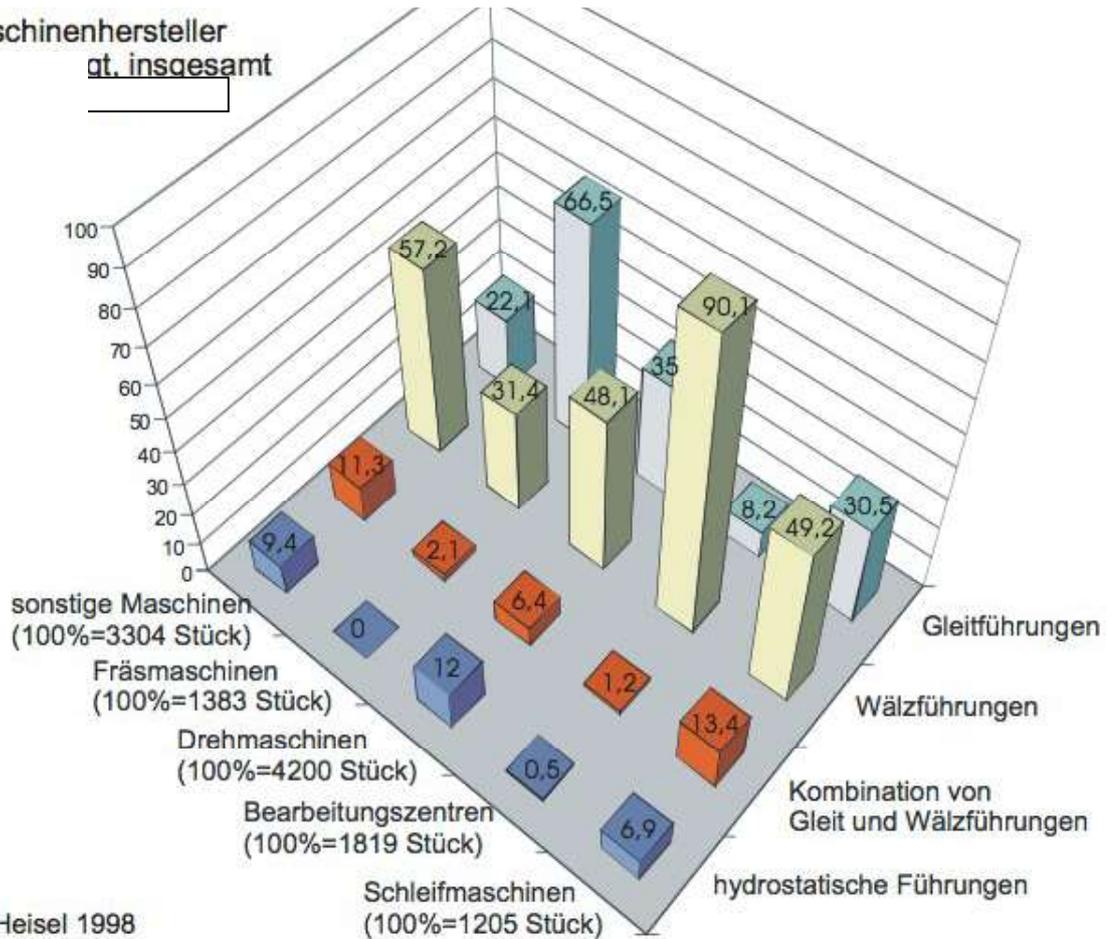
$$\frac{\text{Laufweg (A)}}{\text{Laufweg (B)}} = \frac{1}{4,2}; \frac{\text{Betriebsstunden (A)}}{\text{Betriebsstunden (B)}} = \frac{2,3}{1}; \frac{\text{Geschwindigkeit (A)}}{\text{Geschwindigkeit (B)}} = \frac{1}{9,7};$$

6.2.5.3. Vergleich von Gleit- und Wälzfürungen

In diesem Abschnitt wird die Häufigkeit der Anwendung von Gleit- und Wälzfürungen verglichen. Für die Grafik in Bild 6.82 wurden 62 Maschinenhersteller befragt. Die Aussagen beziehen sich auf 11911 hergestellte Werkzeugmaschinen.

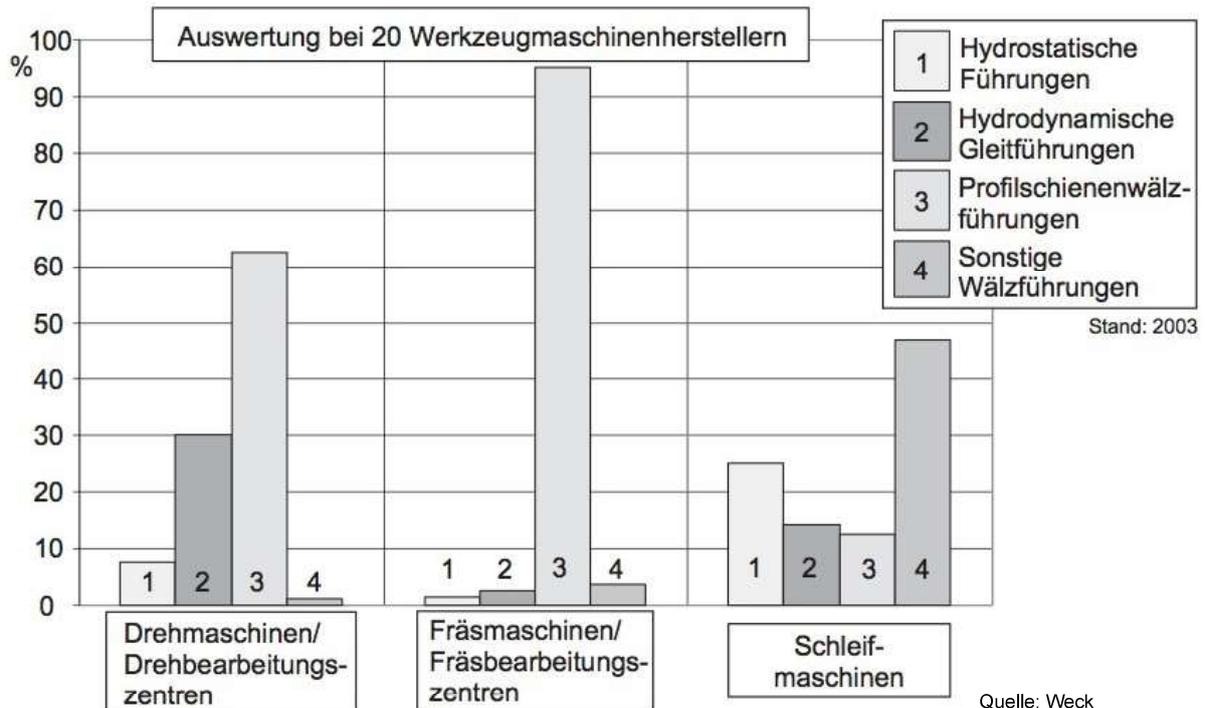
✓

62 Maschinenhersteller
 qt. insgesamt



Quelle: Heisel 1998

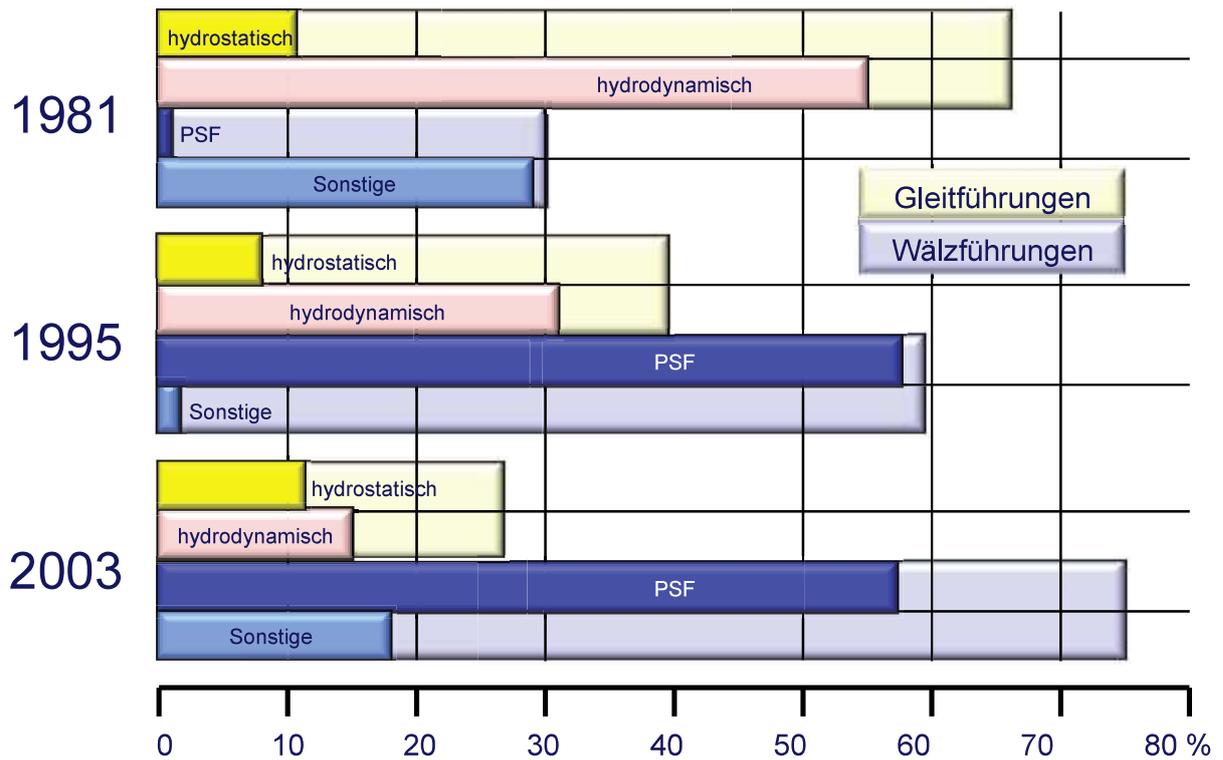
Bild 6.82 Häufigkeit des Einsatzes der Führungsarten in WZM, nach Heisel, 1998



Stand: 2003

Quelle: Weck

Bild 6.83 Häufigkeit des Einsatzes der Führungsarten in WZM,[10]



PSF Profilschienenführung

Bild 6.84 Entwicklung der Einsatzhäufigkeit von Gleit- und Wälzführungen [11]

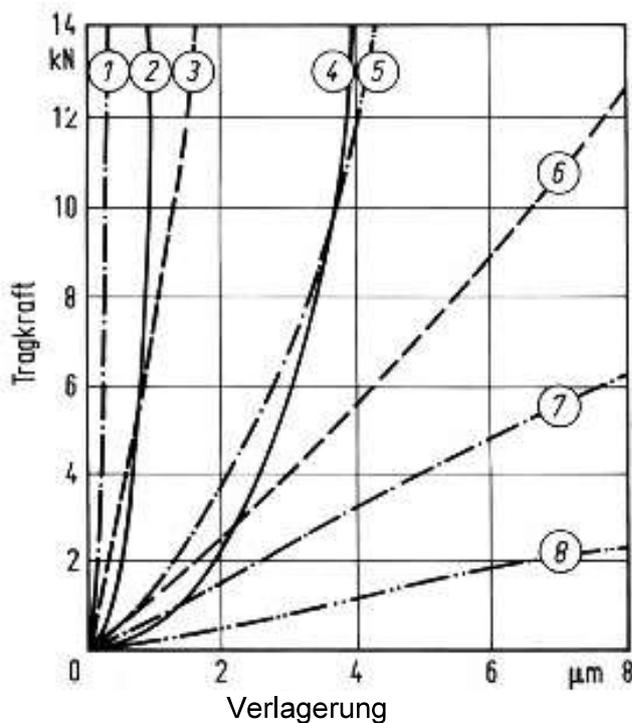


Bild 6.85 Steifigkeit der Führungsarten, nach[11]

In Bild 6.85 bedeuten:

- 1 hydrostatisches System mit Stromregelventil
- 2 Gleitfläche geschliffen
- 3 Doppelnadelkäfig
- 4 Gleitfläche geschabt
- 5 hydrostatisches System mit Pumpe in Tasche
- 6 Rollenumlaufschuh
- 7 hydrostatisches System mit Kapillar
- 8 aerostatisches System mit Blende

In Bild 6.86 sind die Eigenschaften von Gleit- und Wälzführungen gegenübergestellt.

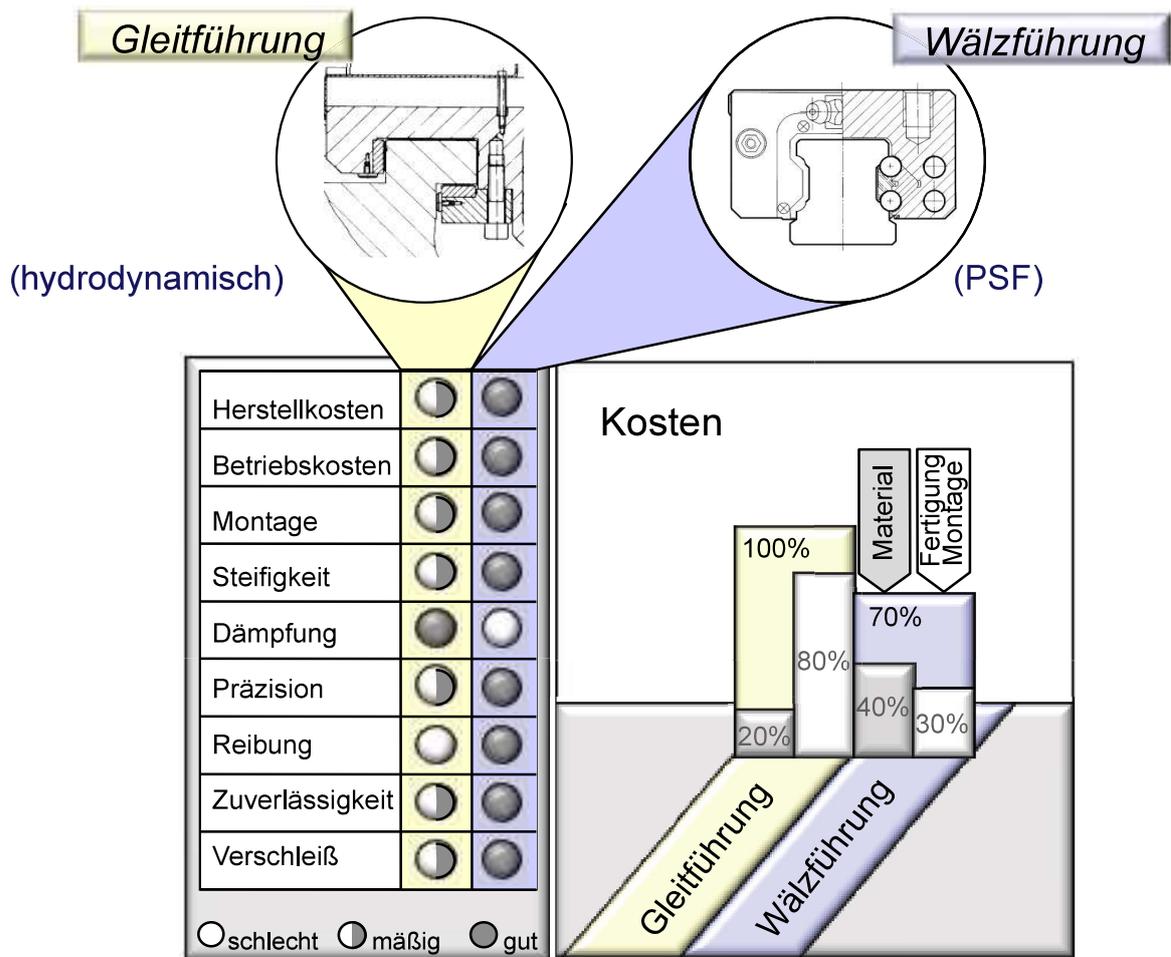


Bild 6.86 Eigenschaften und Kosten von Gleit- und Wälzführungen

6.2.6. Abdeckung

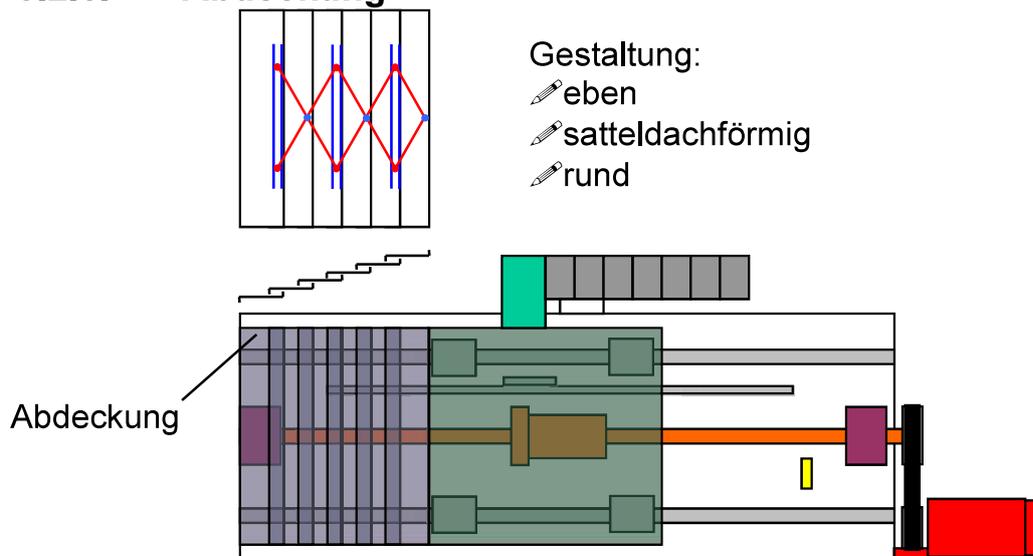


Bild 6.87 Eigenschaften von Abdeckungen

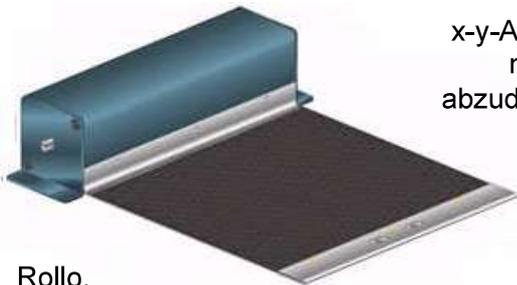
Eigenschaften von Abdeckungen:

Vorteile von Abdeckungen an Führungen sind

- Schutz „empfindlicher“ Bauteile vor Spänen, Kühlmittel u.s.w.,
- Erhöhte Dämpfung.

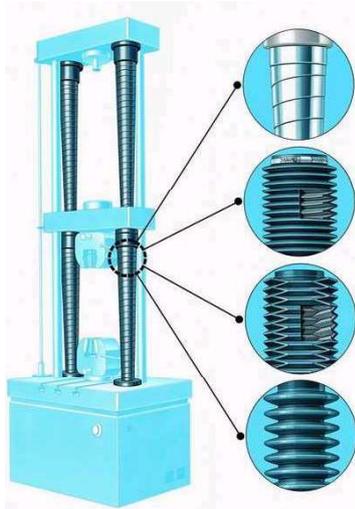
Nachteile sind

- Häufig deutlich erhöhter Bedarf an Bauraum,
- Masseerhöhung,
- Verkehrrafterhöhung durch Reibung,
- Verschleißanfälligkeit und
- Einfluss auf Maximalgeschwindigkeit und –beschleunigung.

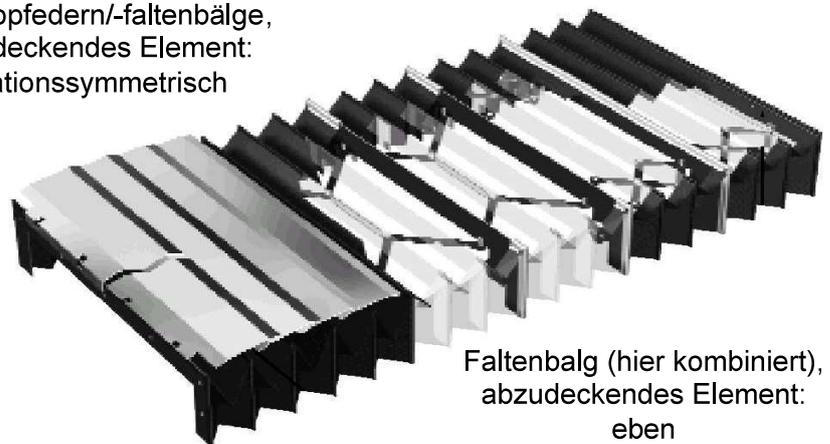


Rollo,
abzudeckendes Element:
eben

x-y-Abdeckung
mit Rollos,
abzudeckendes
Element:
eben



Teleskopfedern/-faltenbälge,
abzudeckendes Element:
rotationssymmetrisch



Faltenbalg (hier kombiniert),
abzudeckendes Element:
eben

Bild 6.88 Arten von Abdeckungen

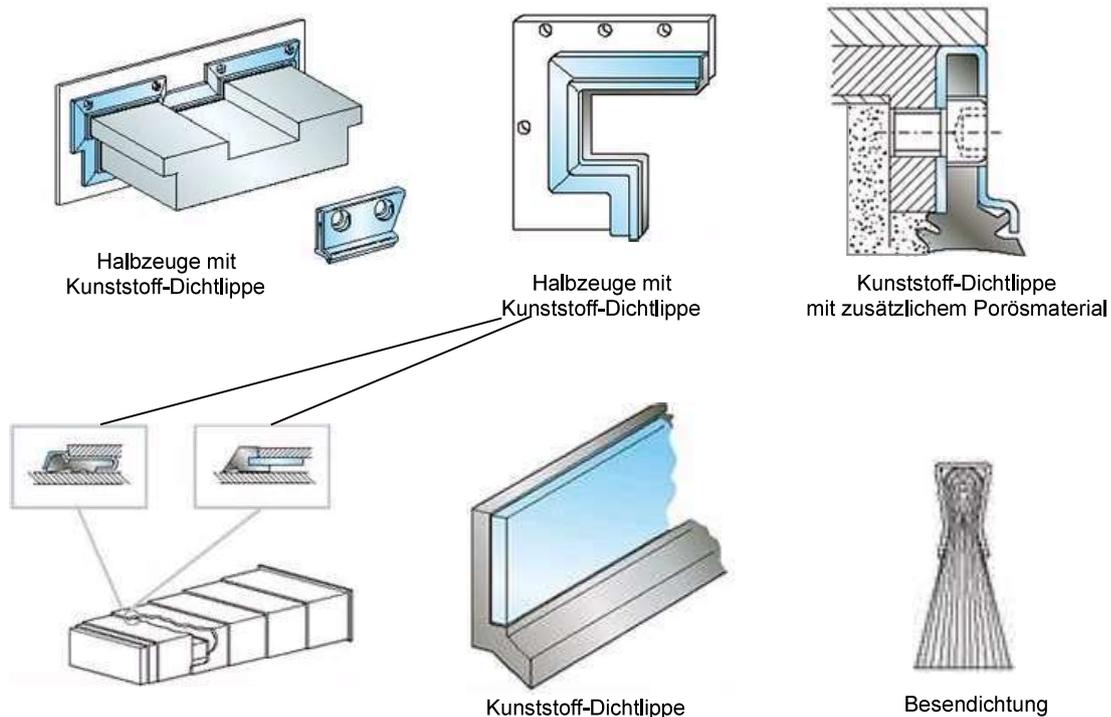


Bild 6.89 Dichtsysteme

6.3. Analyse und Bewertung

6.3.1. Beispiel: Vorschubachse mit KGT in Einzelachse – Achsverbund – Maschine

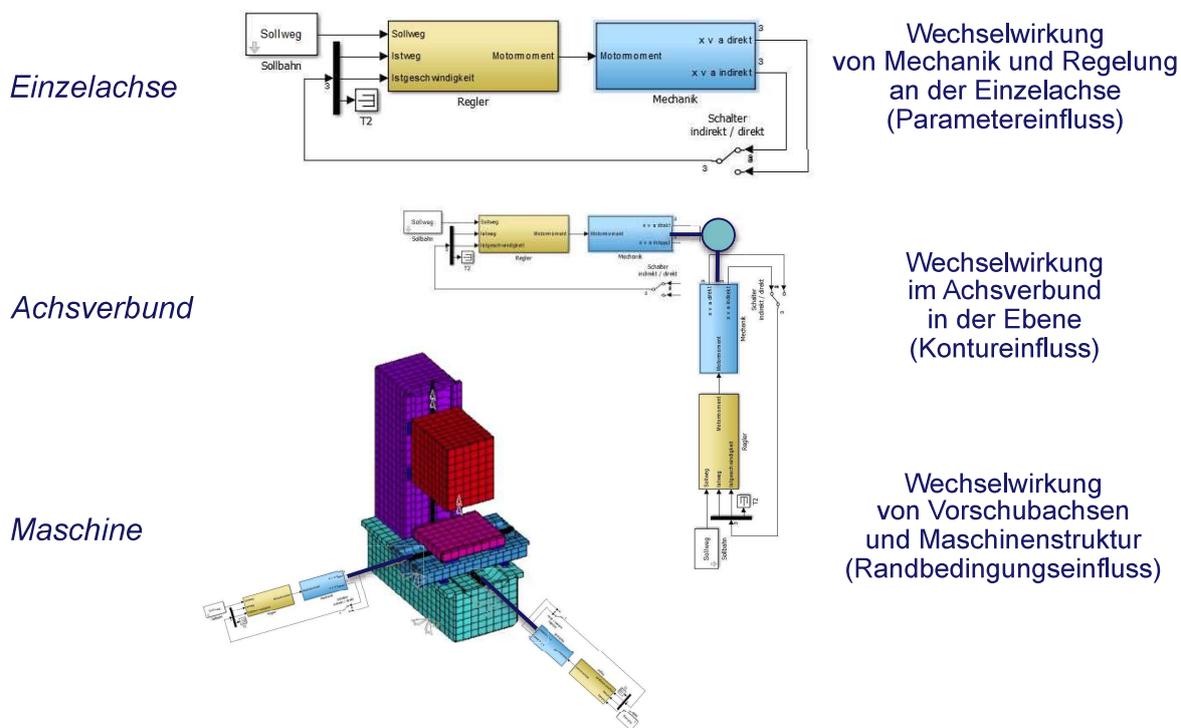


Bild 6.90 Modellebenen und Untersuchungsbereiche

Einzelachse

Wechselwirkung von Mechanik und Regelung an der Einzelachse

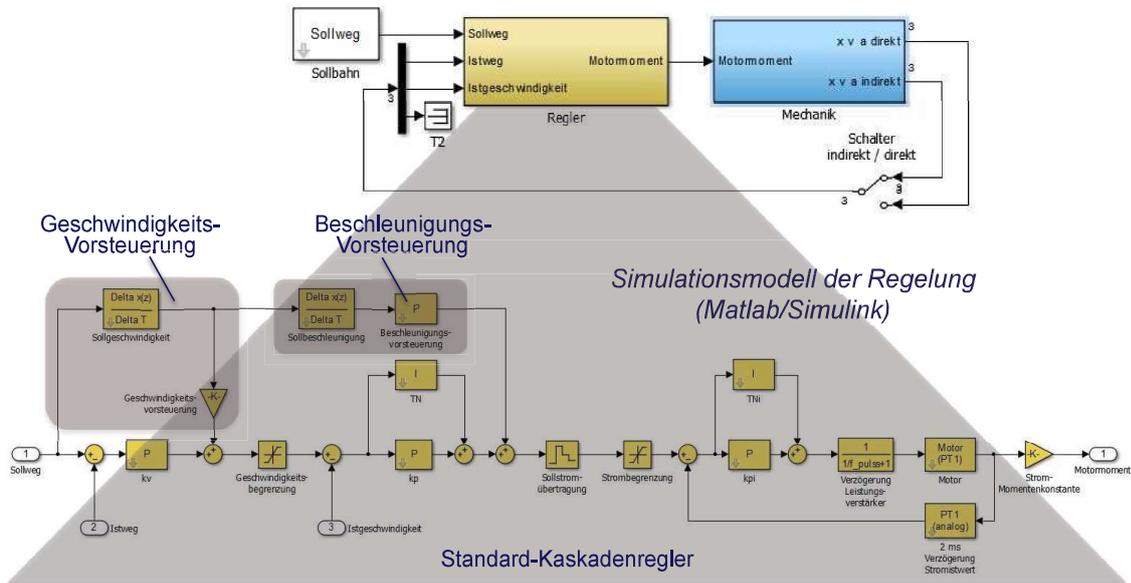


Bild 6.91 Simulationsmodell der Regelung

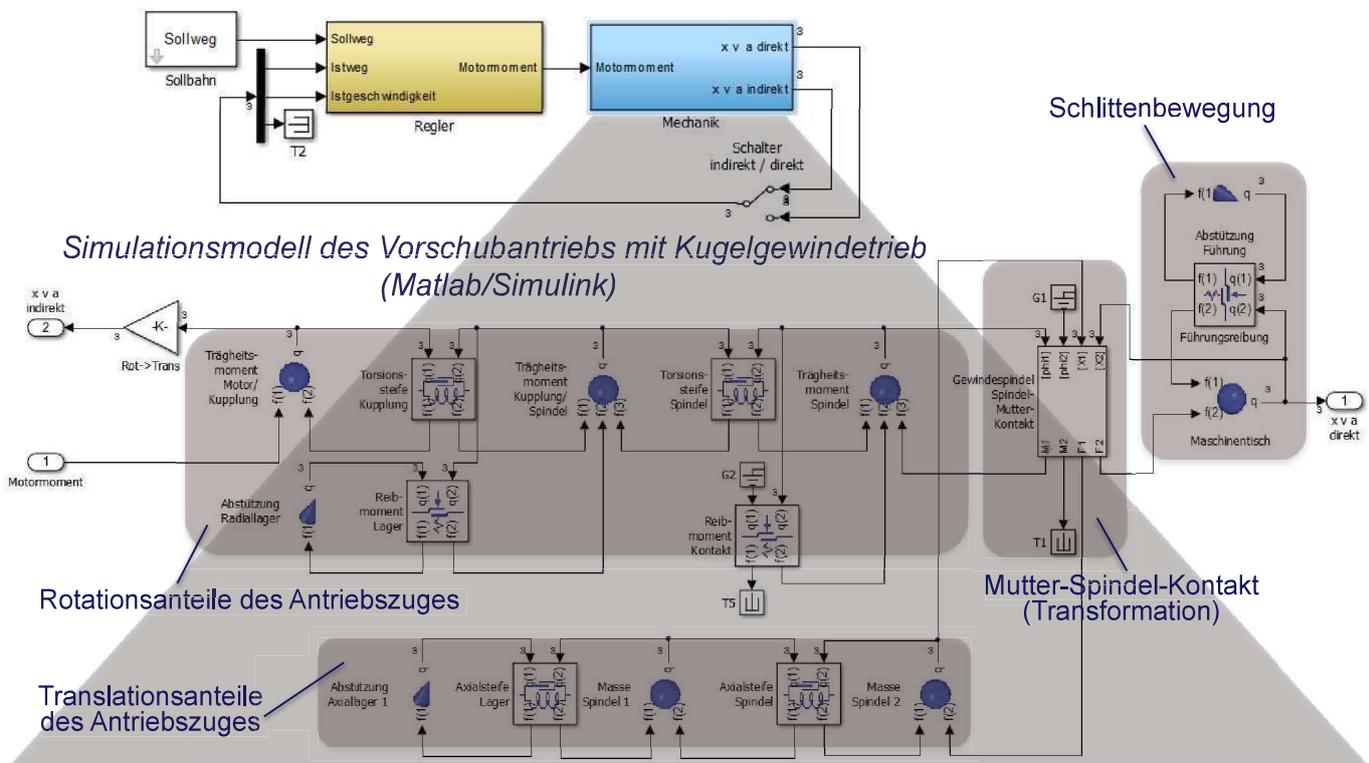


Bild 6.92 Simulationsmodell des Vorschubantriebs mit KGT

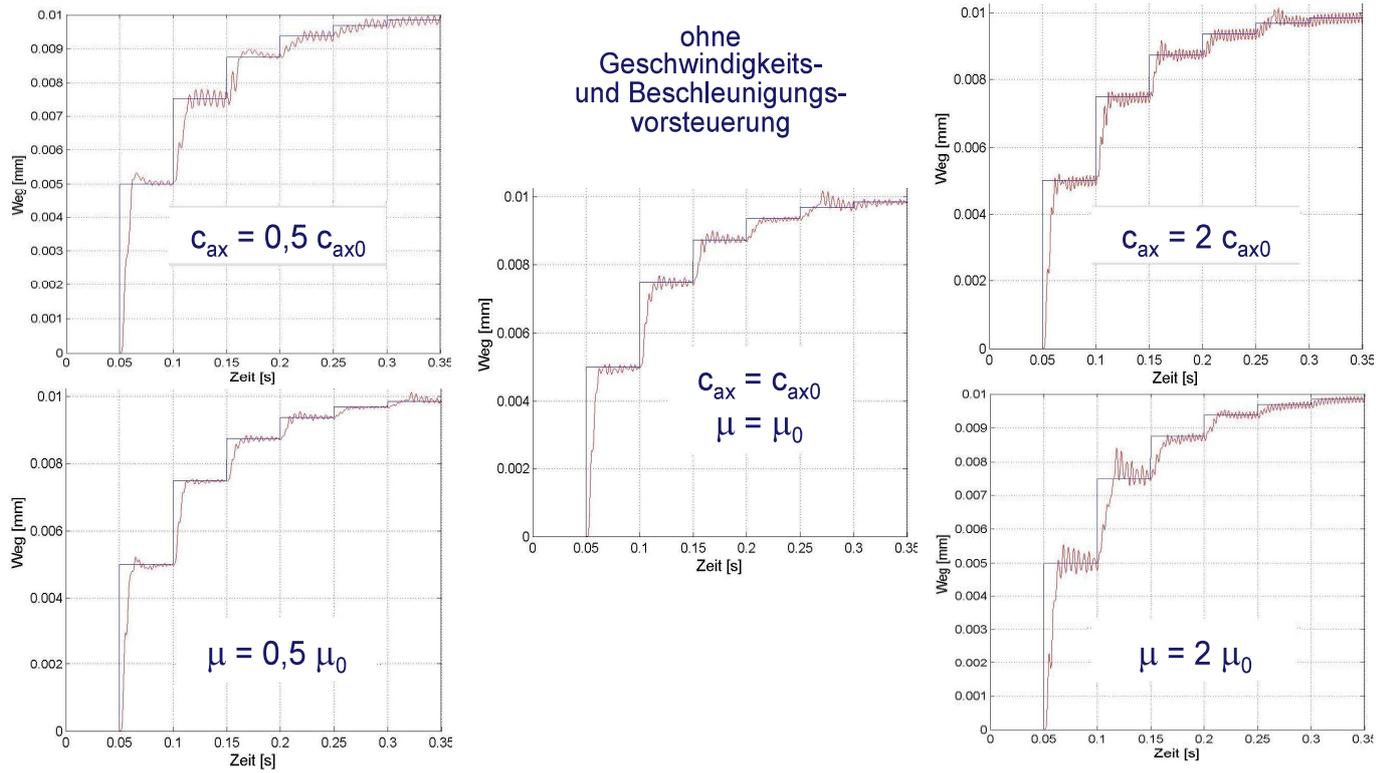


Bild 6.93 Einfluss der Axialsteife und Reibung auf den STEP-RESPONSE-Test

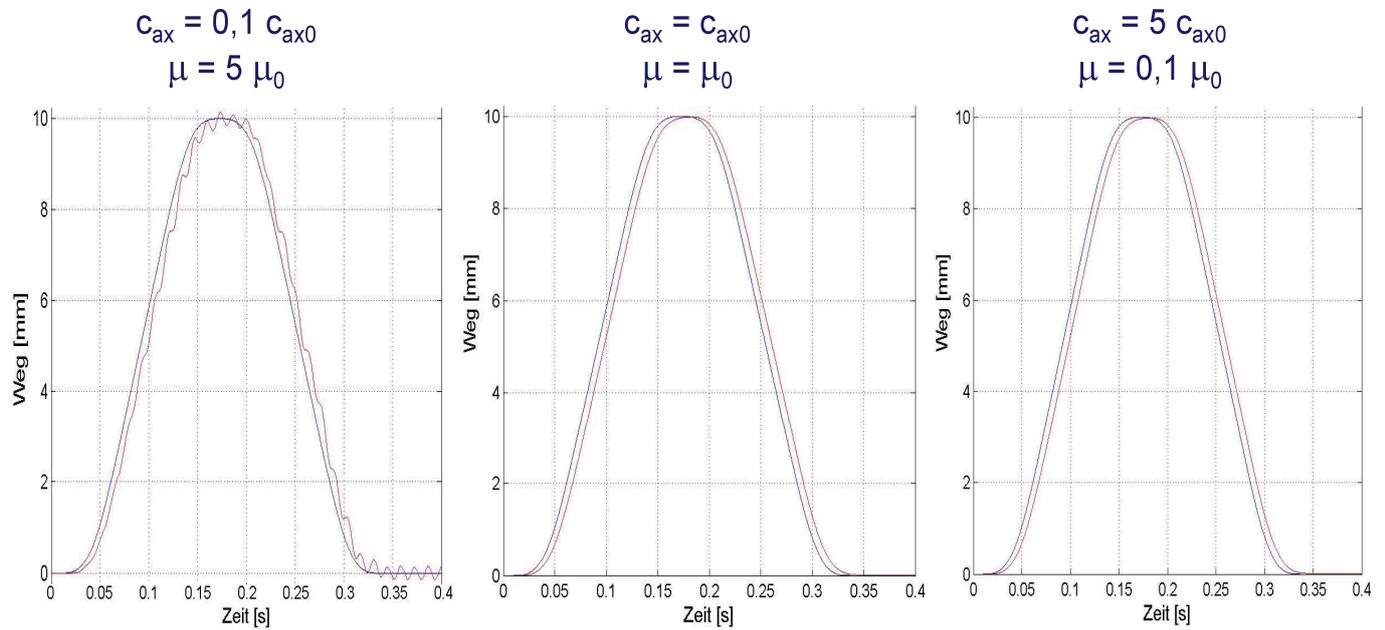


Bild 6.94 Einfluss der Axialsteife und Reibung auf die Position beim Wendevorgang

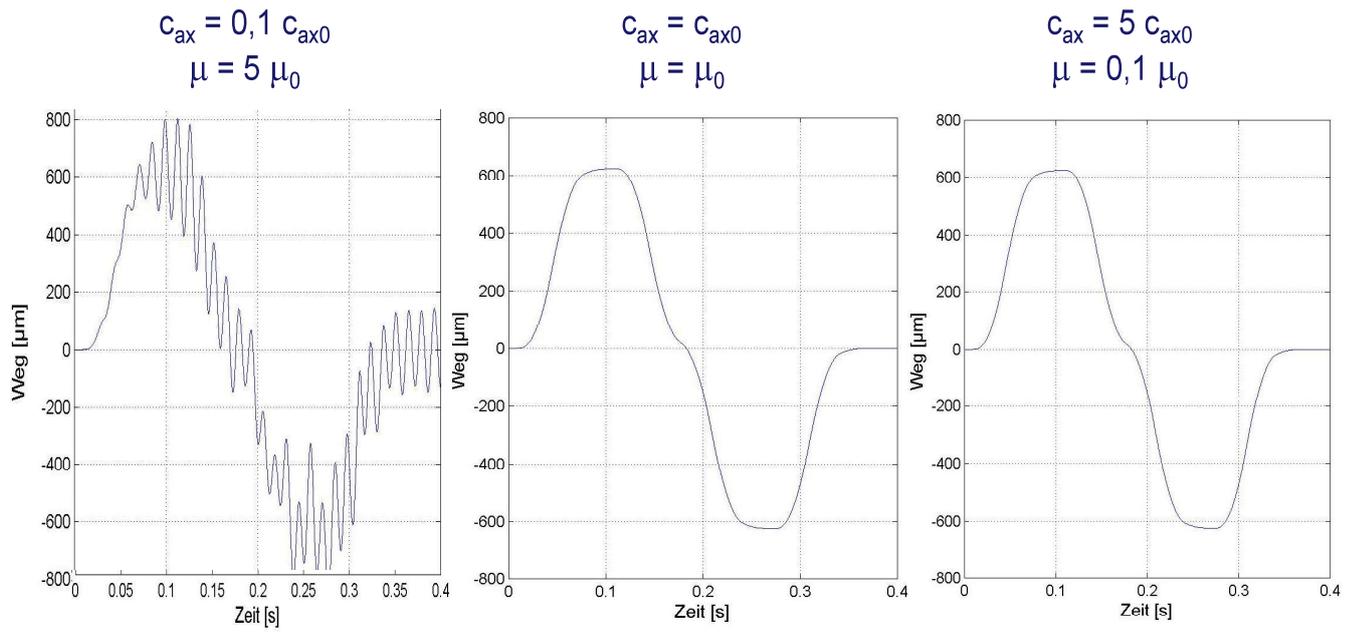


Bild 6.95 Einfluss der Axialsteife und Reibung auf die Lageabweichung beim Wendevorgang

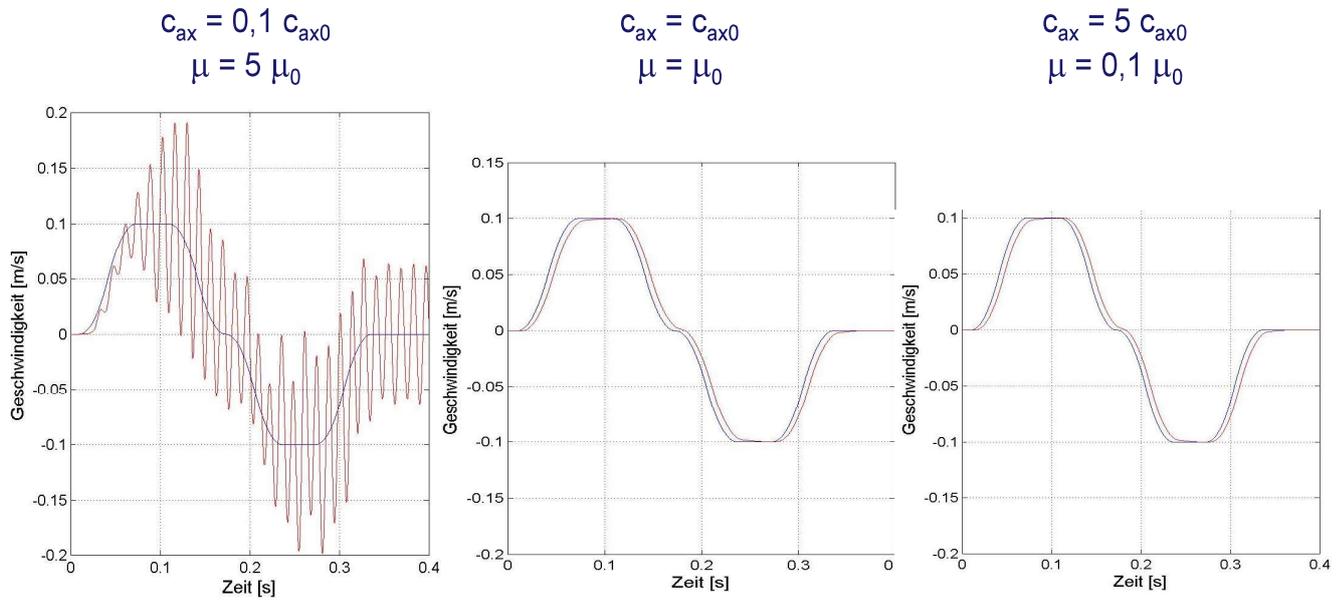


Bild 6.96 Einfluss der Axialsteife und Reibung auf die Geschwindigkeit beim Wendevorgang

Achsverbund

Wechselwirkung im Achsverbund in der Ebene

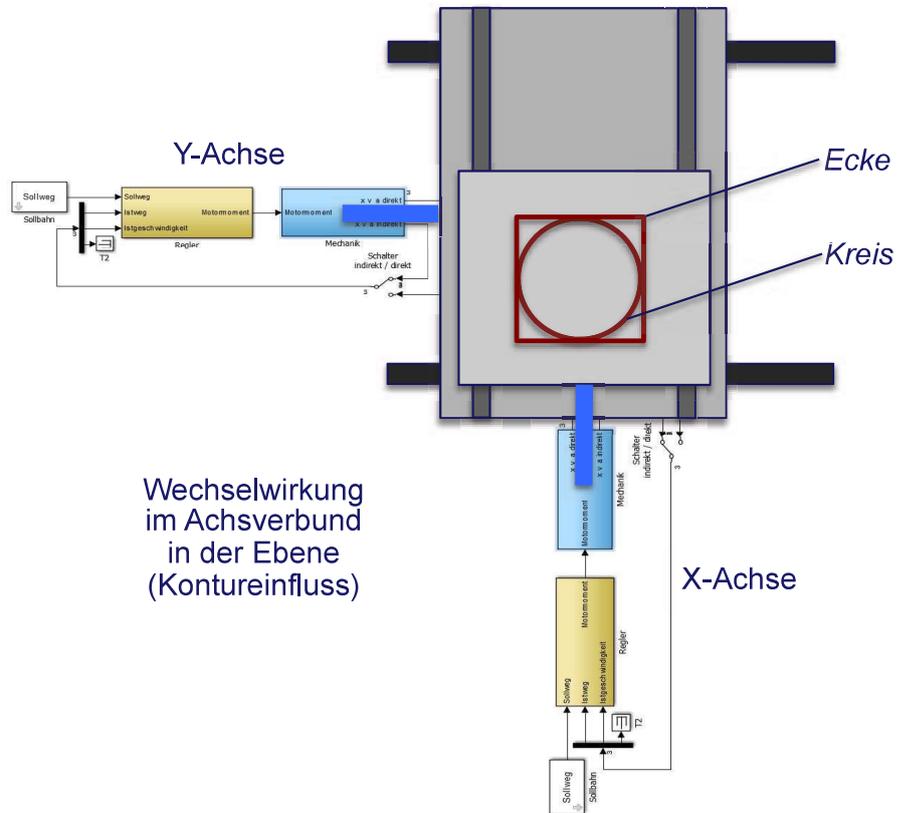


Bild 6.97 Achsverbund und Konturen in der x-y-Ebene

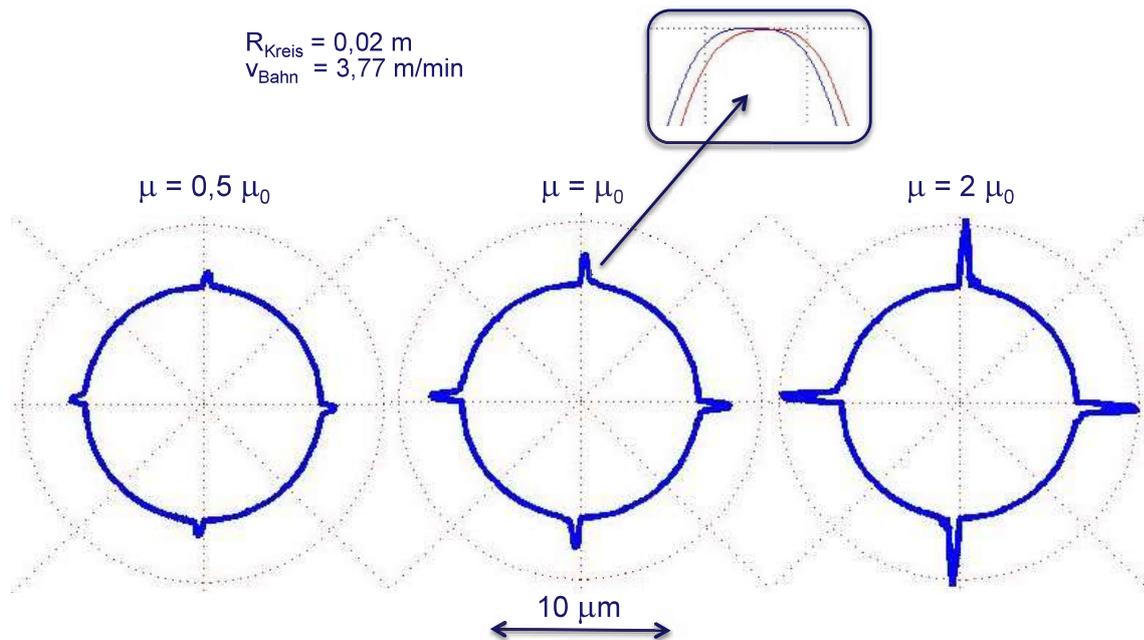


Bild 6.98 Einfluss der Reibung auf den KREIS-Test

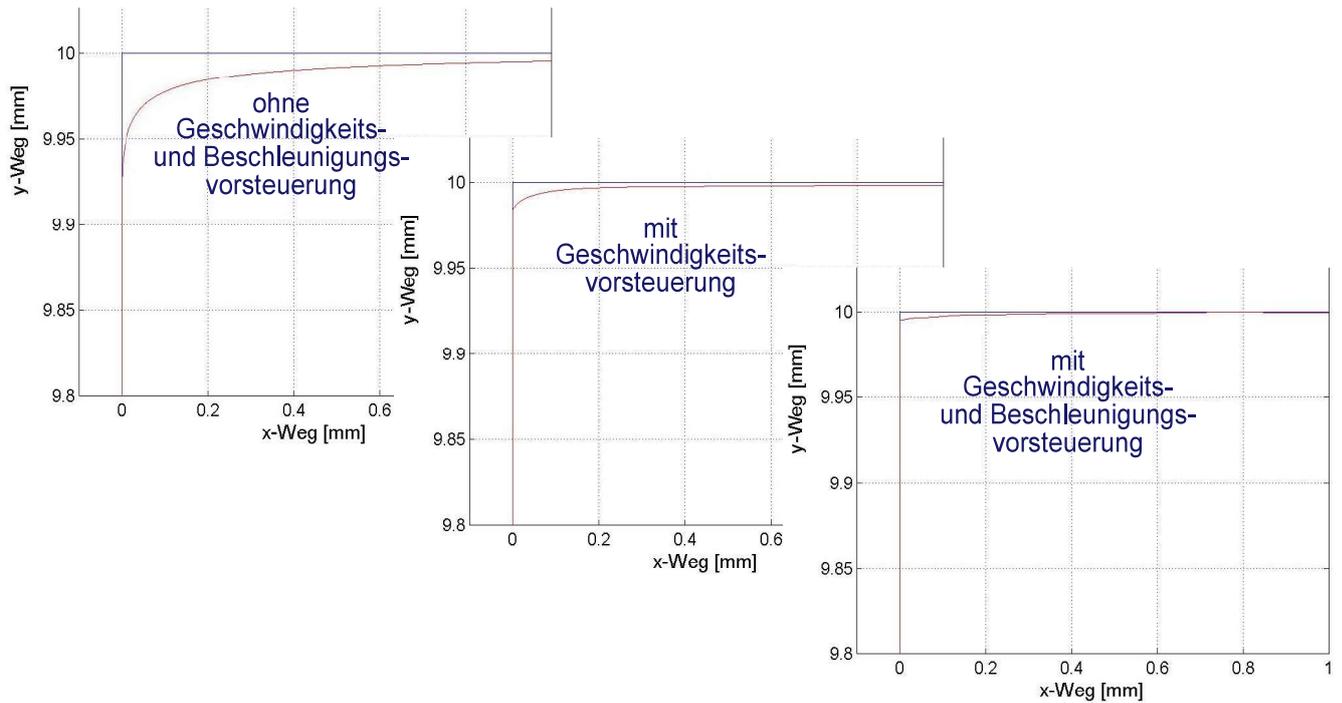


Bild 6.99 Einfluss der Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvorsteuerung auf die ECKEN-Fahrt

Maschine

Wechselwirkung von Vorschubachsen und Maschinenstruktur

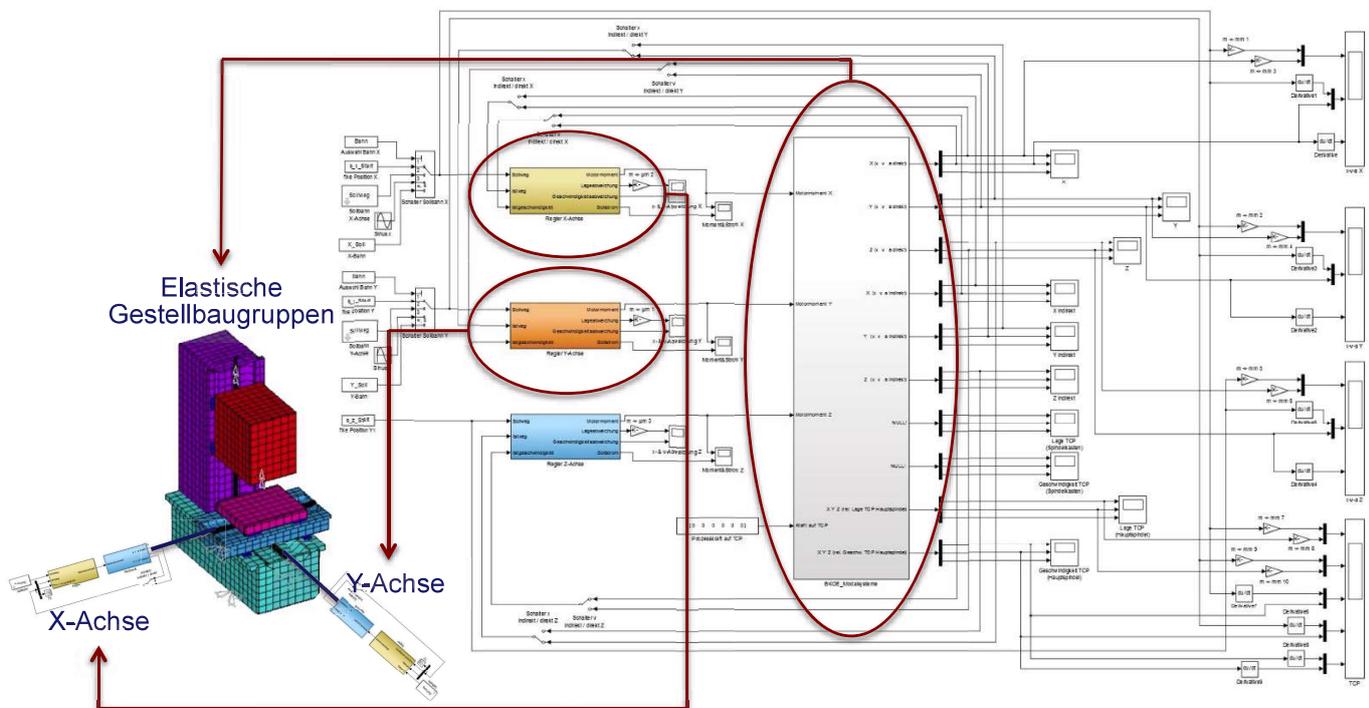


Bild 6.100 Simulationsmodell der Maschine

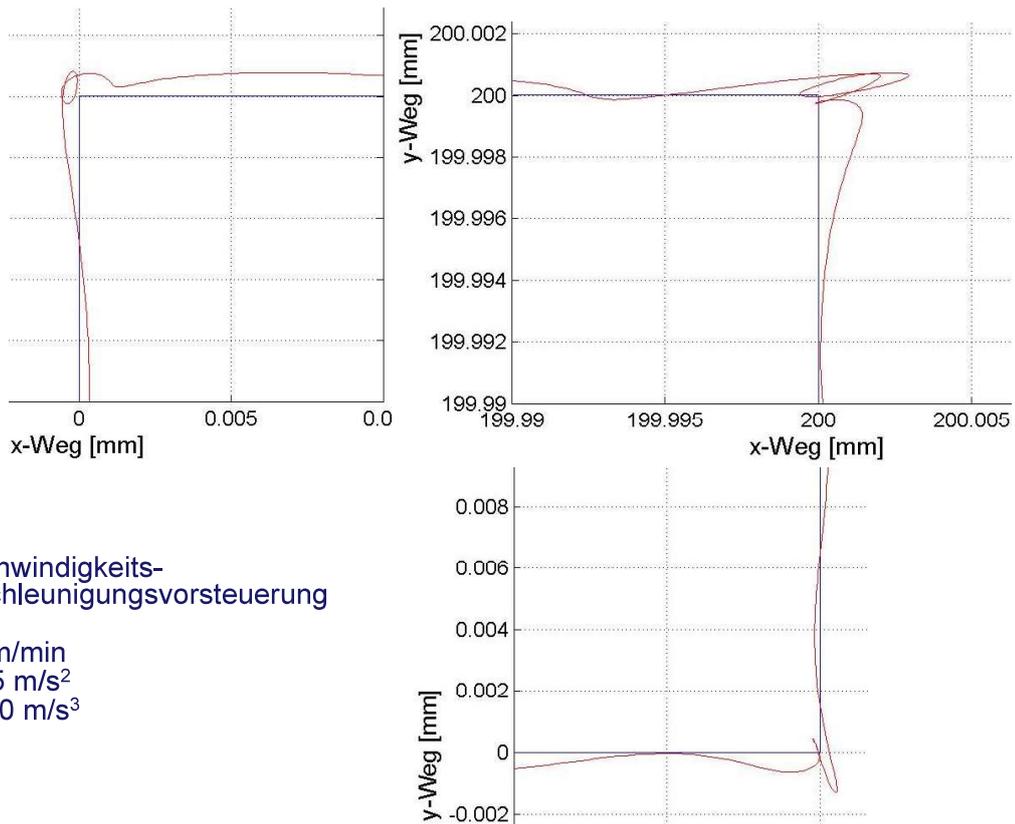


Bild 6.101 Auswirkungen der Strukturdynamik auf die ECKEn-Fahrt

6.3.2. Beispiel: Vorschubachse mit Lineardirektantrieb und Impulskompensation

Mit dem folgenden Beispiel soll ein Simulationsmodell unter Matlab/Simulink aufgebaut und am Experiment beurteilt werden, das die dynamischen Eigenschaften eines Lineardirektantriebs abbildet. Die Inhalte sind dabei weitestgehend [12] entnommen.

6.3.2.1. Modellfindung

Gestell als SDoF-System mit verstellbarer Steife

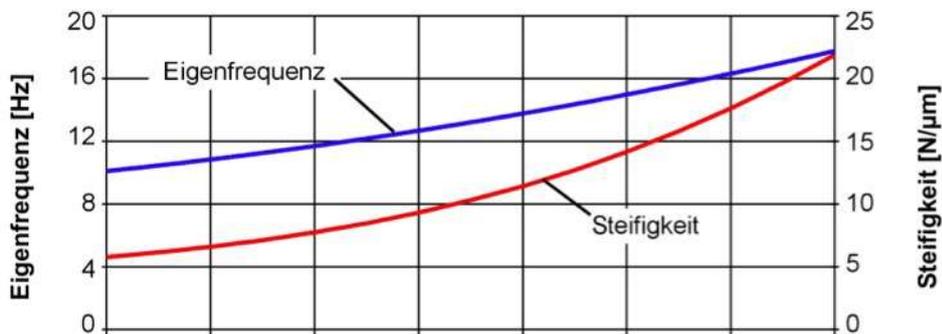


Bild 6.102 Gestell-Eigenschaften des Versuchsstandes, (Eigenfrequenz) nach [12]

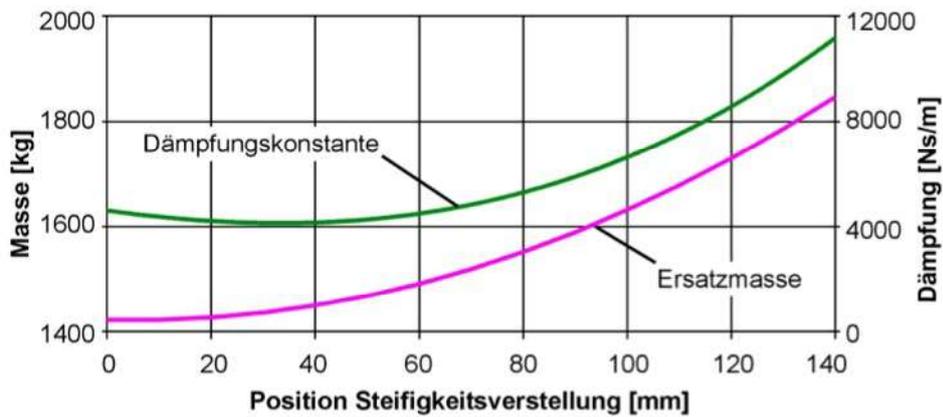


Bild 6.103 Gestell-Eigenschaften des Versuchsstandes (Masse), nach [12]

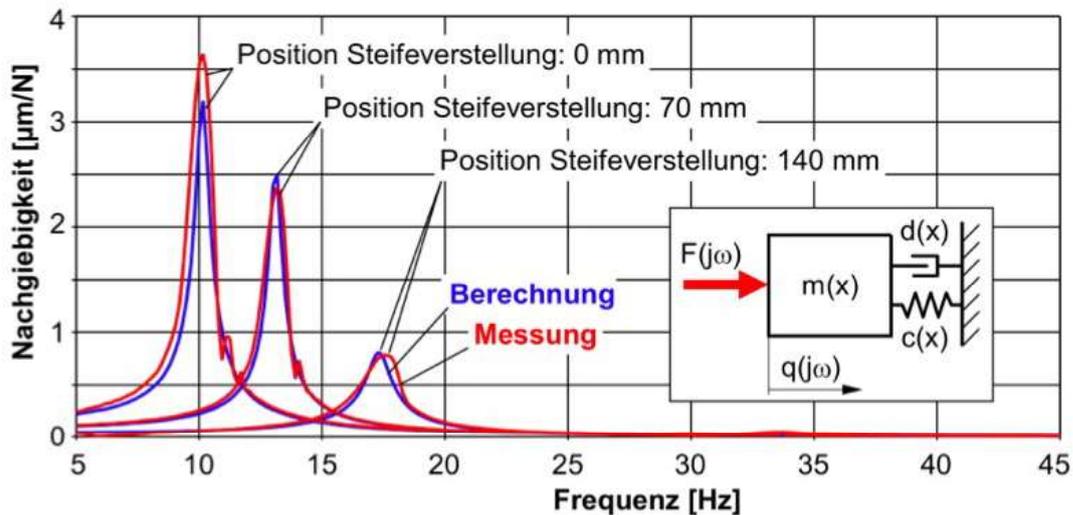


Bild 6.104 Vergleich von gemessenen und simulierten Gestellnachgiebigkeitsfrequenzgängen, nach [12])

Rastkraft und Kraftwelligkeit

„Bei eisenbehafteten Synchron-Linearmotoren treten zwei Arten von periodischen Kraftschwankungen in Abhängigkeit von der Relativposition zwischen Primär- und Sekundärteil auf: die Rastkraft und die Kraftwelligkeit. Die Rastkraft ist eine magnetische Störkraft, die durch die Anziehung zwischen den Permanentmagneten des Sekundärteils und dem Primärteil entsteht, während die Kraftwelligkeit ein elektromagnetischer Effekt ist, der eine periodische Variation der Kraftkonstanten verursacht, wenn ein Motorstrom fließt. Da hier nur die Charakteristik der Kraftschwankung und nicht die Ermittlung der exakten Ursachen für die Berücksichtigung im Simulationsmodell von Interesse ist, wird die Kraftwelligkeit experimentell ermittelt. Dabei wird davon ausgegangen, dass die dynamischen Antriebskräfte beim Verfahren mit konstanter Geschwindigkeit vernachlässigt werden können, so dass am Schlitten nur die Reibkraft sowie Kraftwelligkeit und Rastkraft wirken. Die Kraftschwankungen sind geschwindigkeits- und richtungsabhängig. Zur

Identifikation wurden daher die Vorschubkräfte eines Motors beim Verfahren mit konstanter Geschwindigkeit für unterschiedliche Geschwindigkeiten und jeweils für beide Verfahrrichtungen gemessen. Anschließend wurde die Vorschubkraft über dem Verfahrweg aufgetragen und eine Fourier-Transformation (FFT) dieses Signals durchgeführt. Diese FFT liefert für jede Geschwindigkeit und Richtung die Amplituden und Phasenlagen der drei charakteristischen Kraftschwankungen bei den Ortsfrequenzen $f_{1...3}$ so wie die Reibkraft F_R bei Ortsfrequenz $f_0 = 0 \text{ mm}^{-1}$, Bild 6.105.“ [12]

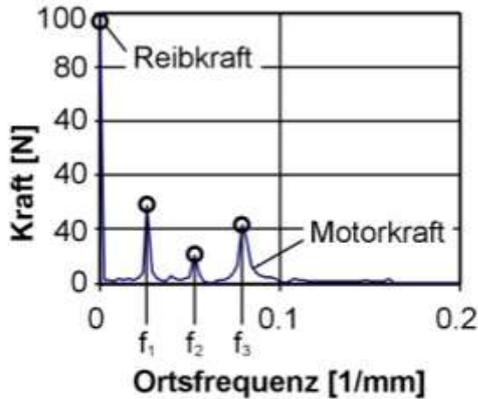


Bild 6.105 Amplituden-Ortsfrequenzgang der Kraftschwankungen des Linearmotors, nach [12]

„Die Periodenlängen $T_{1...3}$ der Kraftschwankungen sind die Polteilung des Linearmotors T_p und Teiler davon:

$$T_i = 1/f_i = \tau_p/i \quad \text{mit} \quad i = 1,2,3$$

Zur mathematischen Beschreibung der Kraftschwankung für die weitere Verwendung in der Simulation wurden die Amplituden und Phasen der Kraft bei den drei o. g. Ortsfrequenzen für

beide Verfahrrichtungen über der Schlittengeschwindigkeit aufgetragen. Für eine einfache Handhabung der Richtungsabhängigkeit wurden die Amplituden- und Phasenverläufe der beiden Verfahrrichtungen jeder Ortsfrequenz gemittelt und als Polynome $A_{1...3}$, $\varphi_{1...3}$ abgebildet. Die Differenz zu den o.g. Amplituden- und Phasenverläufen wurde durch Korrektur-Polynome $A_{R1...3}$, $\varphi_{R1...3}$ beschrieben. Die geschwindigkeits-, richtungs- und positionsabhängige Kraftschwankung berechnet sich dann zu

$$F_{KS}(x, v) = \sum_1^3 2 * [A_i + \text{sign}(v) * A_i] * \cos\left(\frac{i * 2\pi}{\tau_p}(x - x_0) + \varphi_i + \text{sign}(v) * \varphi_i\right)$$

Die Reibkraft wurde, analog zu den Polynomen $A_{1...3}$, aus dem Verlauf der Kraftamplitude über der Geschwindigkeit bei Ortsfrequenz $f_0 = 0 \text{ mm}^{-1}$ ermittelt und als Polynom

$$F_R(x, v) = \sum_1^3 2 * [A_{Ri} + \text{sign}(v) * A_{Ri}] * \cos\left(\frac{i * 2\pi}{\tau_p}(x - x_0) + \varphi_{Ri} + \text{sign}(v) * \varphi_{Ri}\right)$$

abgebildet.

Diese Beschreibungen der Kraftschwankung sowie der Reibkraft liefern für niedrige Verfahrgeschwindigkeiten eine sehr gute, bei hohen Geschwindigkeiten eine für die Simulation ausreichende Übereinstimmung der gemessenen und berechneten Kräfte, Bild 6.105.“ [12]

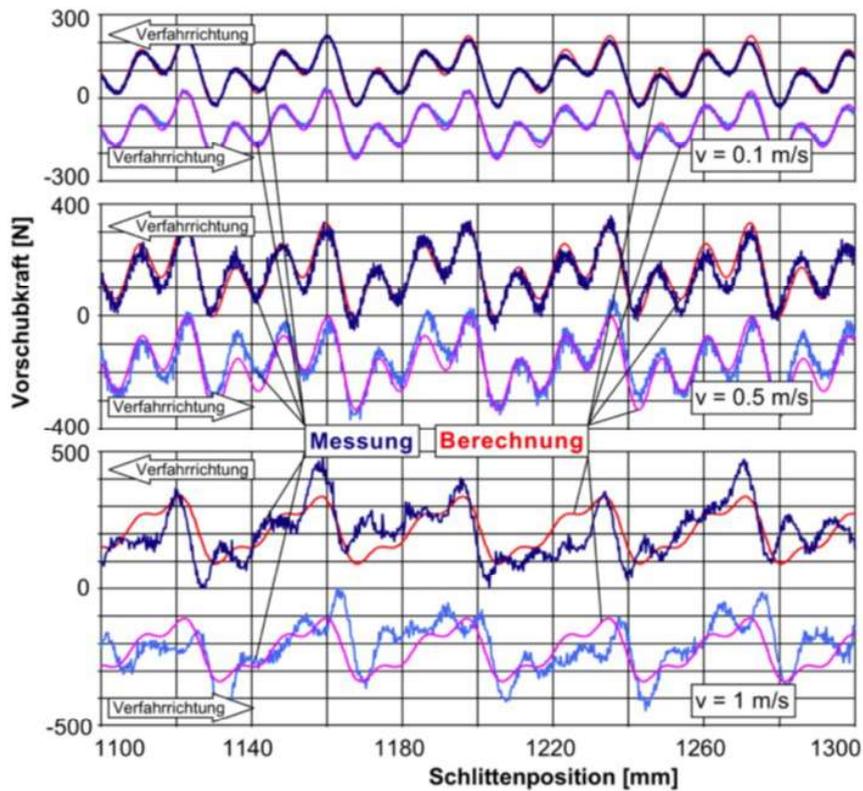


Bild 6.106 Berechnete und gemessene Kraftschwankungen, nach [12]

Simulationsmodell

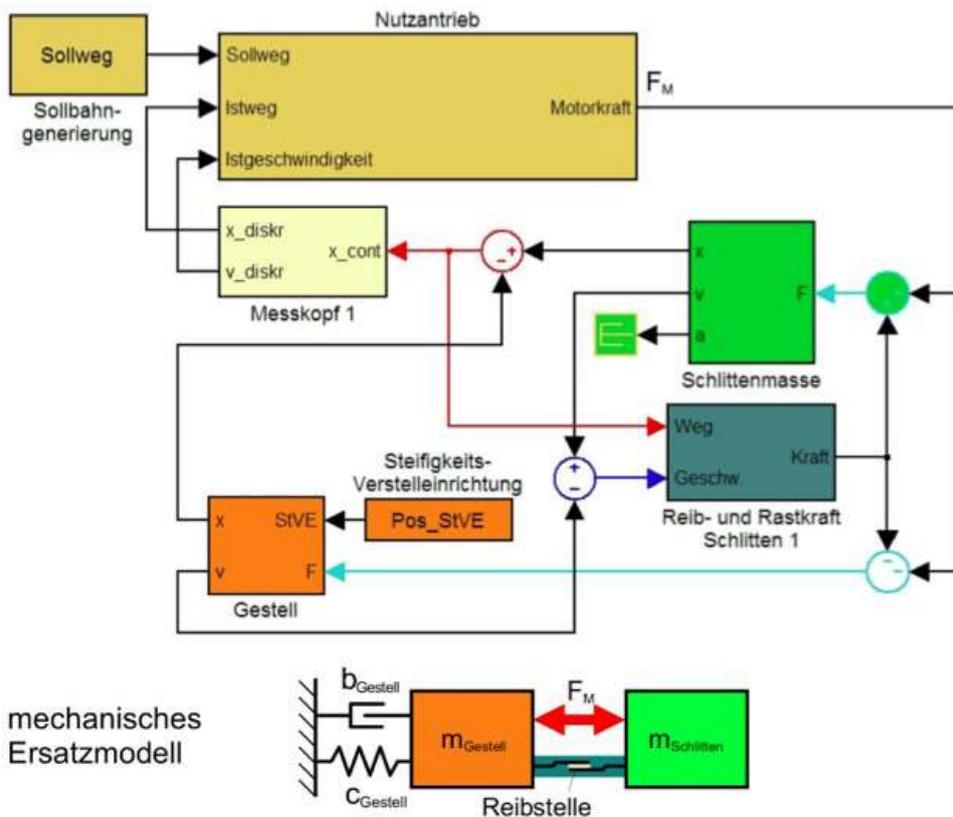


Bild 6.107 Basismodell, nach [12]

„Zur dynamischen Simulation der Vorschubachse mit Matlab/Simulink wurde zunächst ein Basismodell mit einem Einzelantrieb erstellt, Bild 6.106. Das Gestell wurde als Einmassenschwinger abgebildet und entsprechend der gemessenen und approximierten Eigenschaften parametrisiert.

Das im Matlab/Simulink-Modell (Bild 6.107) als Nutzantrieb bezeichnete Makro enthält die in Bild 6.108 gezeigte Reglerstruktur des Antriebs, welche auf der Antriebsregelung basiert, die auch dem Steuerungsregler zugrunde liegt.

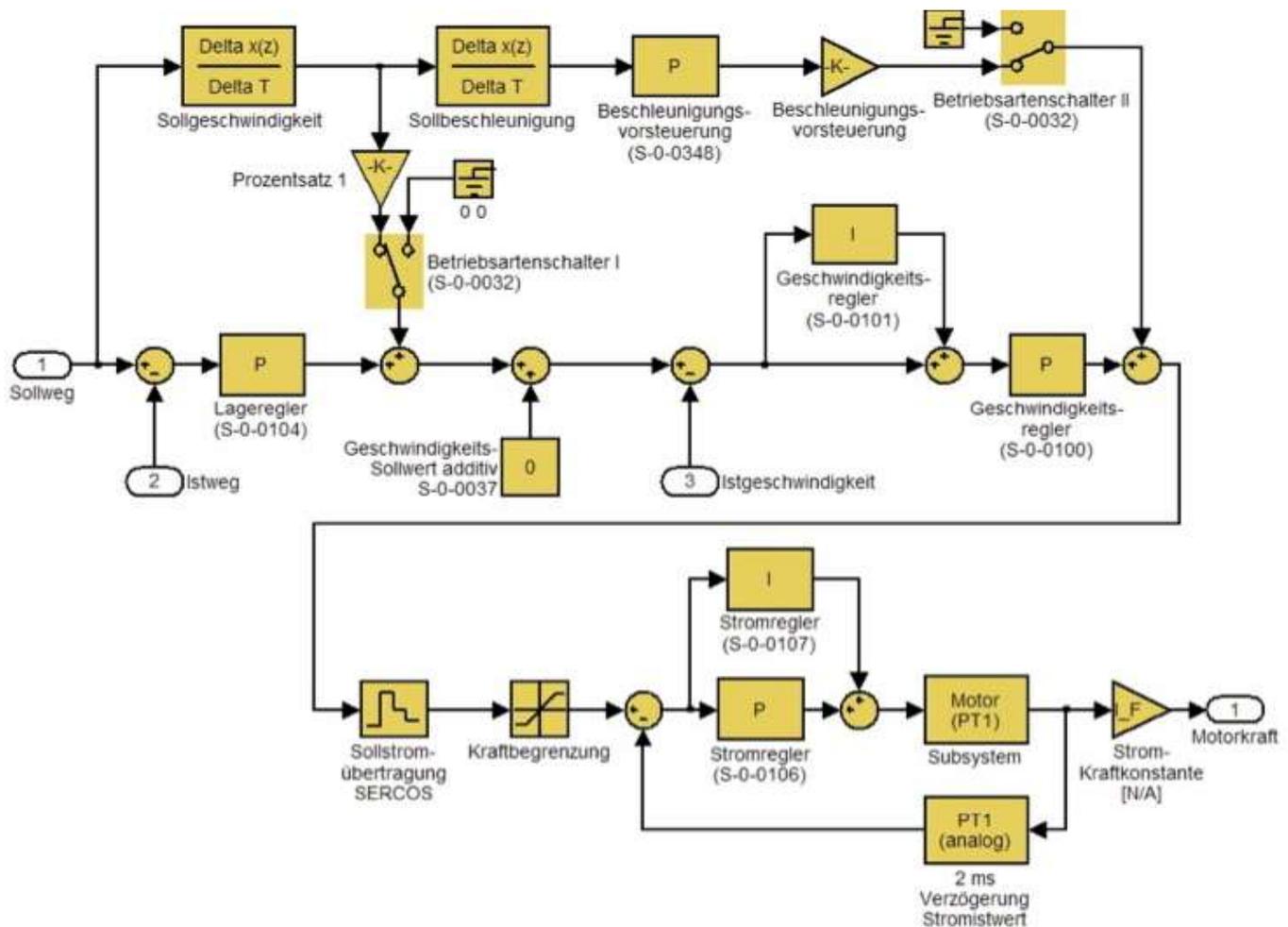


Bild 6.108 Reglerstruktur des Nutzantriebs in Matlab/Simulink, nach [12]

Die drei Phasen der verwendeten Lineardirektantriebe sind sternförmig beschaltet. Es wird davon ausgegangen, dass die am Ausgang des Stromreglers anliegende Klemmspannung am Linearmotor über die inneren Widerstände und Induktivitäten in einen Gesamtstrom umgesetzt wird:

$$u(t) = L_{12} * (di/dt) + R_{12} * i$$

Transformiert in den Frequenzbereich und aufgelöst nach i/u , was das Übertragungsglied u nach i darstellt, ergibt sich:

Das ist die Beschreibung eines PT1-Gliedes mit der Verstärkung $1/R$ und der Zeitkonstante L/R . Der Motor (Übertragungsglied „Motor“) wurde somit als PT1-Glied mit der Verstärkung

$$k_M = 1/R_{12} = 1/3,2\Omega = 0,3125 A/V$$

$$\frac{i}{u} = \frac{1}{R_{12}} * \left(\frac{1}{1 + \frac{L_{12}}{R_{12}} * j\omega} \right)$$

Das ist die Beschreibung eines PT1-Gliedes mit der Verstärkung $1/R$ und der Zeitkonstante L/R . Der Motor (Übertragungsglied „Motor“) wurde somit als PT1-Glied mit der Verstärkung $k_M = L_{12}/R_{12} = 1/3,2\Omega = 0,3125 A/V$

sowie mit der Zeitkonstante

$$T_M = L_{12}/R_{12} = 0,01406H/3,2\Omega = 0,0044 s$$

modelliert.

Das Übertragungsglied „Reib- und Rastkraft“ enthält die Funktion für die Rastkraft und Kraftwelligkeit auf Basis der oben beschriebenen Polynome, Bild 6.109.“ [12]

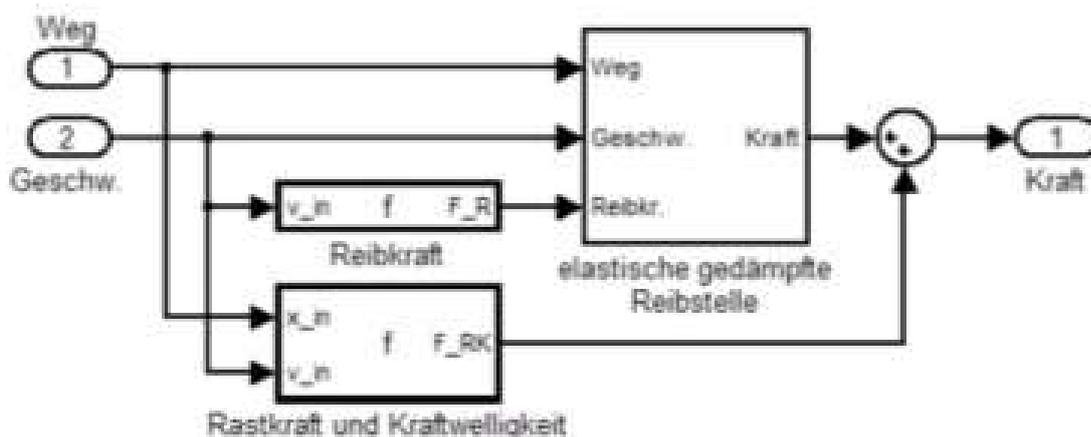


Bild 6.109 Teilmodell „elastisch gedämpfte Reibstelle“, [12]

„Eine elastische, gedämpfte Reibstelle dient der Abbildung des Verhaltens der Reibstelle beim Anfahren bzw. Anhalten sowie bei Änderung der Bewegungsrichtung. Sie wurde als verschiebbares Feder-Dämpfer-System modelliert, das bis zur gemessenen Reibkraft vorgespannt und dann in diesem Zustand verschoben wird, Bild 6.110. Beim Unterschreiten der Reibkraft wird die Feder wieder entspannt.“

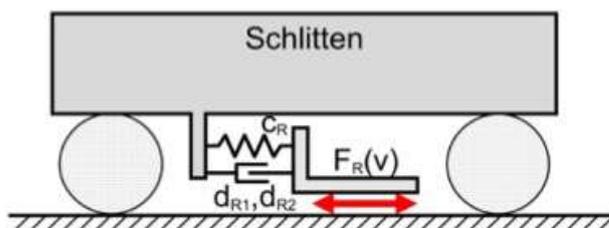


Bild 6.110 Prinzip-Darstellung der Reibstelle, nach [12]

Das entsprechende Teilmodell ist in Bild 6.111 gezeigt.

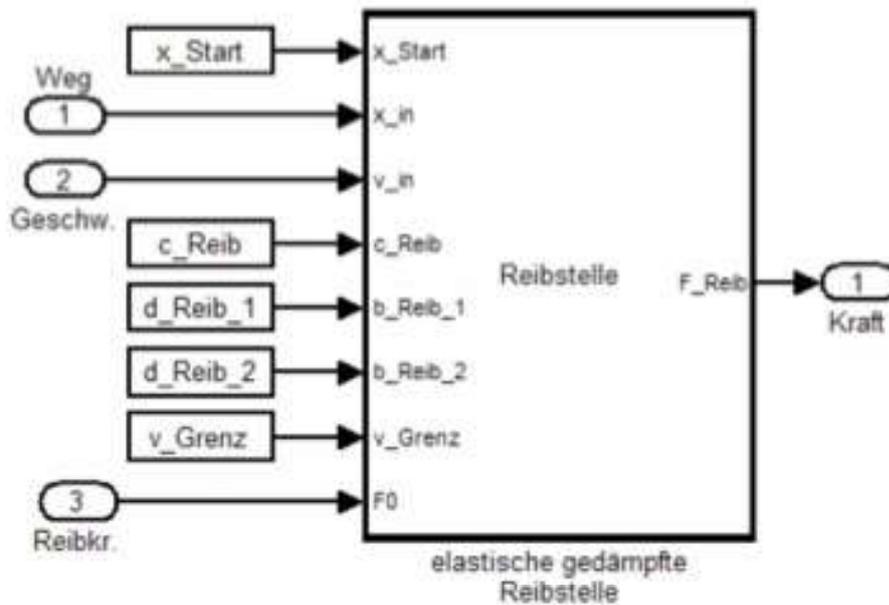


Bild 6.111 Teilmodell „elastisch gedämpfte Reibstelle“, [12]

Zur Parametrierung der Reibstelle wurde ein Schlitten bei ausgeschaltetem Antrieb per Hand beschleunigt und beim Auslaufen Position und Geschwindigkeit gemessen. Die Steifigkeit und Dämpfung der Reibstelle wurde dann im Simulationsmodell so angepasst, dass vergleichbare Geschwindigkeitsverläufe des Auslaufens und Ausschwingens in Messung und Simulation erreicht werden, Bild 6.112.

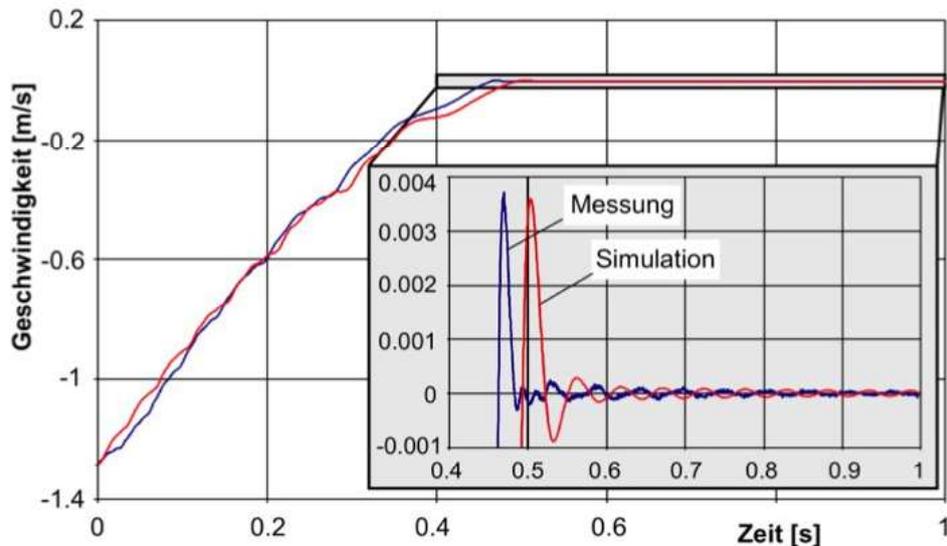


Bild 6.112 Simulierter und gemessener Geschwindigkeitsverlauf beim Auslaufen des Schlittens, nach [12]

Im vergrößerten Ausschnitt der Geschwindigkeits-Zeit-Verläufe in Bild 6.112 ist zu erkennen, dass die Schwingung zu Beginn des gemessenen Ausschwingvorganges (blaue Kurve; bis $t \approx 4,9$ s) sehr stark und im weiteren Verlauf nur noch schwach gedämpft ist. Zur Abbildung

dieses Verhaltens wurde eine gestufte Dämpferkennlinie mit einer Dämpfungskonstanten von $d_{R1} = 6100 \text{ Ns/m}$ bei Geschwindigkeiten oberhalb einer Grenzggeschwindigkeit von $v_{Grenz} = 0,0001 \text{ m/s}$ sowie einer Dämpfungskonstanten von $d_{R2} = 300 \text{ Ns/}$ unterhalb von v_{Grenz} hinterlegt. Die Steifigkeit der Reibstelle von $c_R = 0,85 \text{ N/}\mu\text{m}$ wurde aus Ausschwingfrequenz und Schlittenmasse ermittelt. Mit diesen Werten ergibt sich der in Bild 6.113 dargestellte Reibkraftverlauf des Simulationsmodells.

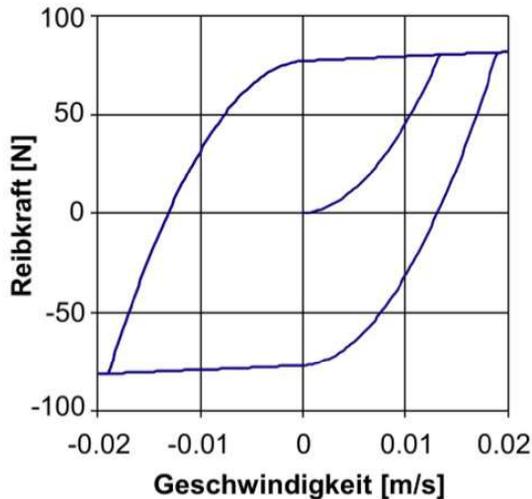


Bild 6.113 Kennlinie der Reibstelle im Simulationsmodell, nach [12]

Im Übertragungsglied „Schlittenmasse“ wird aus der auf den Schlitten wirkenden Kraft und der Schlittenmasse die Schlittenbeschleunigung berechnet, aus der durch Integration Geschwindigkeit und Weg des Schlittens ermittelt werden, Bild 6.114.

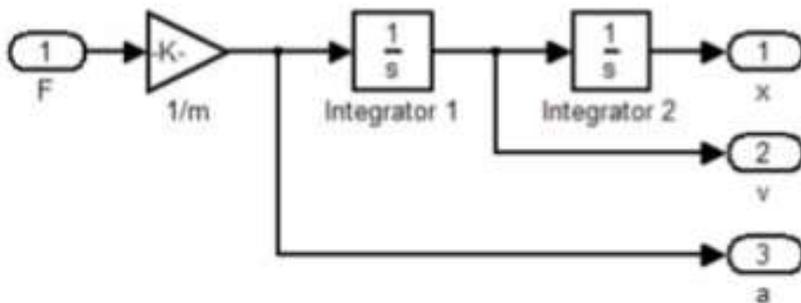


Bild 6.114 Teilmodell „Schlittenmasse“, nach [12]

Das Übertragungsglied „Messkopf“ quantisiert das kontinuierliche, zwischen Gestell und Schlitten gemessene Wegsignal mit der Messsystemauflösung

im Steuerungstakt und differenziert es, um die Geschwindigkeit zu erhalten – analog zur Signalverarbeitung in der Steuerung, Bild 6.115.

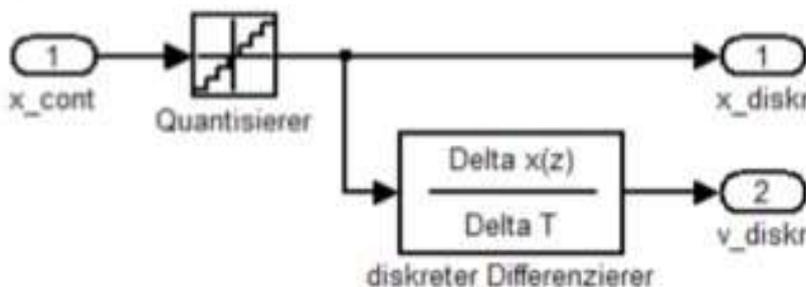


Bild 6.115 Teilmodell „Messkopf“, nach [12]

Über die Konstante „Steifigkeitsverstellereinrichtung“ wird dem Makro „Gestell“ die Position der Steifigkeitsverstellereinrichtung vorgegeben, woraus in „Gestell“ die oben ermittelten und als Polynom hinterlegten Gestelleigenschaften Masse, Steifigkeit und Dämpfung berechnet werden (Bild 6.114). Die Modellierung der Gestellmasse entspricht der Schlittenmodellierung (Bild 6.114).“ [12]

Das Teilmodell „Gestell“ ist in Bild 6.116 dargestellt.

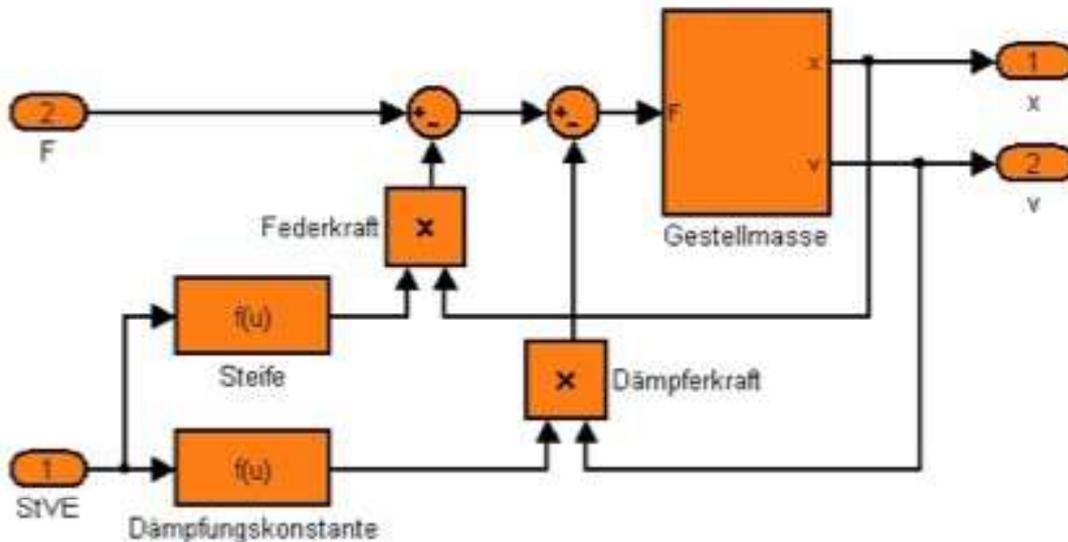


Bild 6.116 Teilmodell „Gestell“, nach [12]

Modellerweiterung mit der Impulskompensation

Die Erweiterung des Basismodells (Bild 6.114) für die Impulskompensation besteht aus dem Sollstromfilter (Bandpass 2. Ordnung) sowie Masse (einschließlich Reibung und Kraftschwankung), Regelkreis und Messsystem (Messkopf 2) des Kompensationsantriebs (siehe Bild 6.117; Modellerweiterung hell hinterlegt).

Für die Filter wurden digitale Butterworth-Filter (IIR-Filter) 2. Ordnung mit der z-Übertragungsfunktion

$$H(z) = (a_0 + a_1 * z + a_2 * z^2) / (b_0 + b_1 * z^3)$$

und den Koeffizienten nach Tabelle 6.10

Tiefpass	Hochpass
$a_0 = \frac{k^2}{1 + \sqrt{2}k + k^2}$	$a_0 = -\frac{1+c}{2}$
$a_1 = \frac{2k^2}{1 + \sqrt{2}k + k^2}$	$a_1 = 0$
$a_2 = \frac{k^2}{1 + \sqrt{2}k + k^2}$	$a_2 = \frac{1+c}{2}$
$b_0 = \frac{1 - \sqrt{2}k + k^2}{1 + \sqrt{2}k + k^2}$	$b_0 = -c$
$b_1 = \frac{2(k^2 - 1)}{1 + \sqrt{2}k + k^2}$	$b_1 = d * (1 - c)$

Tabelle 6.10 Koeffizienten für die Übertragungsfunktion

mit $k = \tan\left(\pi * \frac{f_G}{f_S}\right)$, $c = \frac{\tan\left(\pi * \frac{f_B}{f_S}\right) - 1}{\tan\left(\pi * \frac{f_B}{f_S}\right) + 1}$ und $d = -\cos\left(2\pi * \frac{f_G}{f_S}\right)$

verwendet. Dabei sind f_G die Grenzfrequenz, f_B die Bandbreite und f_S die Abtastfrequenz (Kehrwert der Abtastzeit).

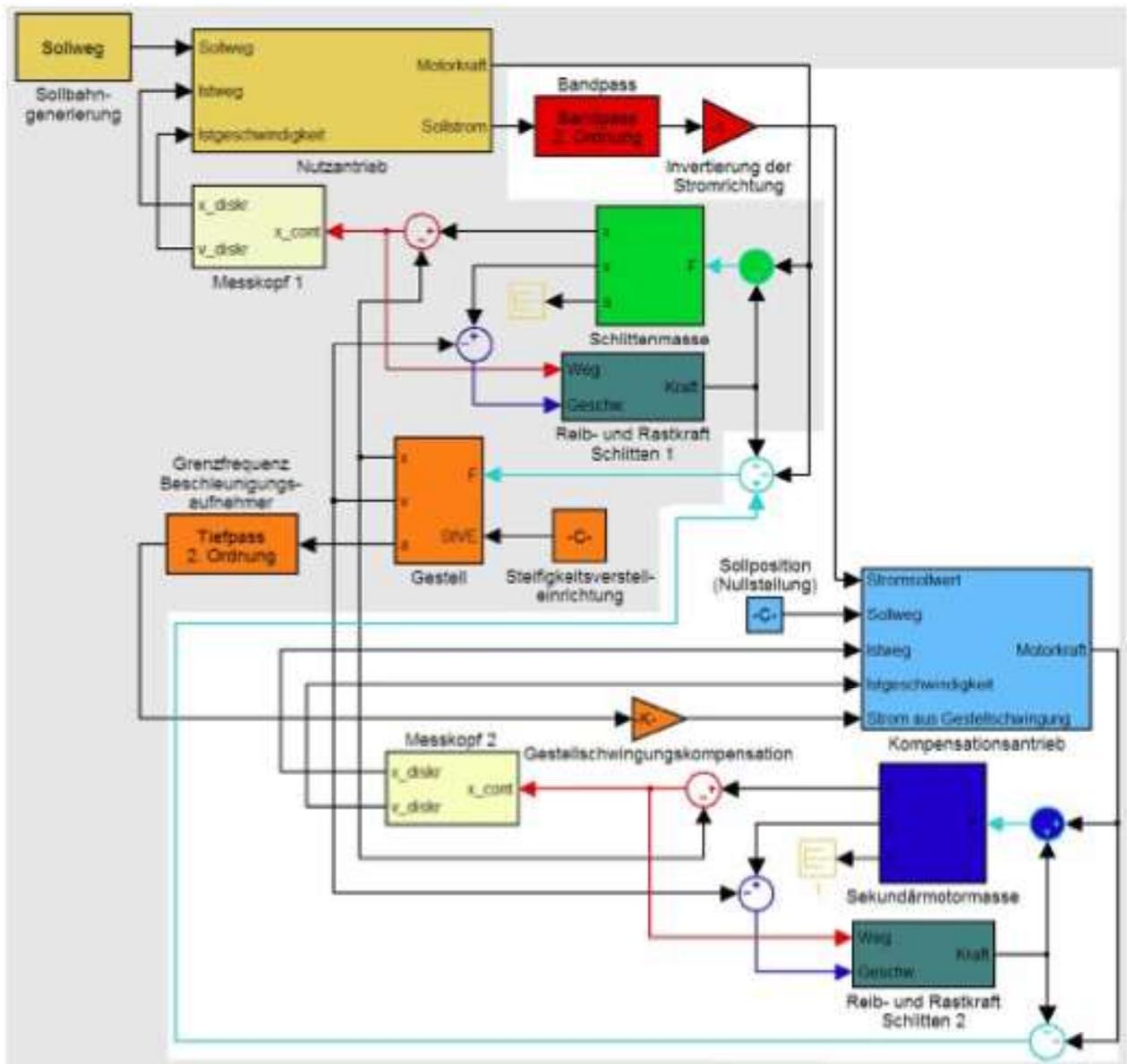


Bild 6.117 Simulationsmodell mit Impulskompensation, nach [12]

6.3.2.2. Modellqualität

Abbildungsqualität der Gestelleigenschaften

„Bei den Messungen zur Bestimmung der Gestelleigenschaften wurden alle Schlitzen fest mit dem Gestell verbunden und die an der Schwingung beteiligte Masse sowie die Dämpfung bestimmt. In der Simulation werden die Schlitzenmassen von der Gestellmasse abgezogen. Neben den Fehlern aus der Polynombildung führt diese Vorgehensweise zu geringfügigen Verschiebungen der Gestelleigenfrequenz. In Bild 6.118 ist der gemessene und der simulierte Gestellbeschleunigungsverlauf für einen Verfahrensvorgang mit $v_{soll} = 0,5 \text{ m/s}$, $a_{soll} = 40 \text{ m/s}^2$, $r_{soll} = 10000 \text{ m/s}^3$ und $x_{SV} = 0$ gegenübergestellt und die Abweichungen kommentiert. Diese Verschiebungen können sich beim Vergleich von

Messung und Simulation ebenso auswirken wie unterschiedliche Bremszeitpunkte.“ (Müll09)

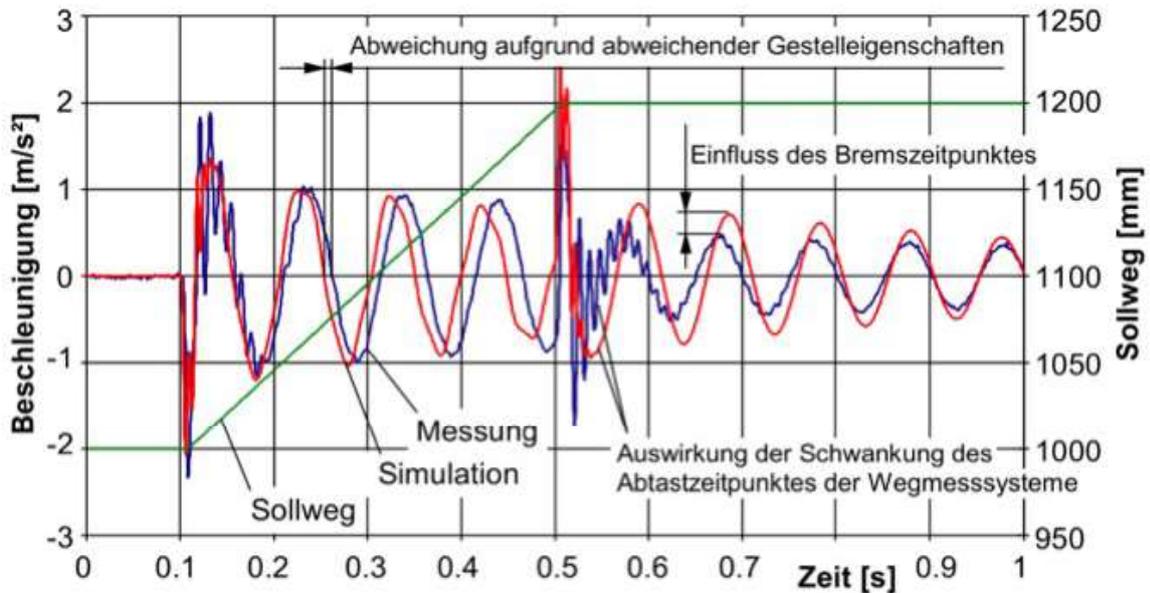


Bild 6.118 Simulierte und gemessene Gestellbeschleunigung, nach [12]

Abbildungsqualität des Antriebsverhaltens

„Die Abbildungsqualität des Antriebsverhaltens soll nachfolgend am Beispiel eines Fahrvorgangs um 100 mm mit Sollgeschwindigkeit $v_{soll} = 0,5\text{ m/s}$, Sollbeschleunigung $a_{soll} = 40\text{ m/s}^2$ sowie Sollruck $r_{soll} = 10000\text{ m/s}^3$ gezeigt werden. Verglichen wird das gemessene Verhalten eines Einzelantriebs alternativ mit Steuerungsregler oder Antriebsregler sowie das entsprechende simulierte Verhalten. Folgende Reglereinstellungen wurden verwendet: Proportionalverstärkung des Lageregelkreises $k_V = 61,5\text{ s}^{-1}$, Proportionalverstärkung des Geschwindigkeitsregelkreises $k_p = 160\text{ As/m}$, Nachstellzeit des Geschwindigkeitsreglers $T_N = 5\text{ ms}$ sowie Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvorsteuerung 100% .

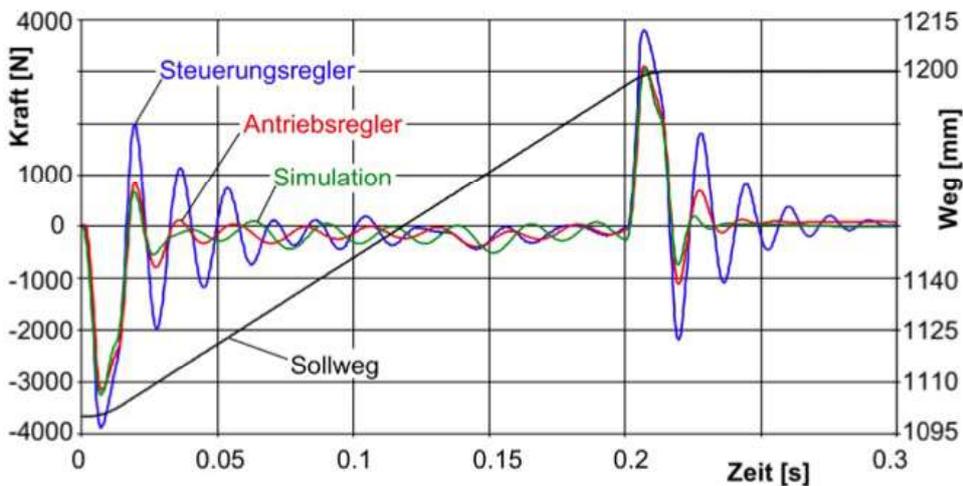


Bild 6.119 Simulierter und gemessener Motorkraftverlauf, nach [12])

Beim Vergleich der Motorkraft in Bild 6.119 ist eine sehr gute Übereinstimmung von

Simulation und Messung mit Antriebsregler zu erkennen, während die Motorkraft beim Steuerungsregler deutlich stärker abweicht.

Dementsprechend verhält sich auch die Übereinstimmung des Geschwindigkeitsverlaufs, Bild 6.120. Simulation und Messung mit Antriebsregler weisen ähnliche Verläufe auf, während die Achse mit Steuerungsregler stärker überschwingt und die Schwingung langsamer abklingt.

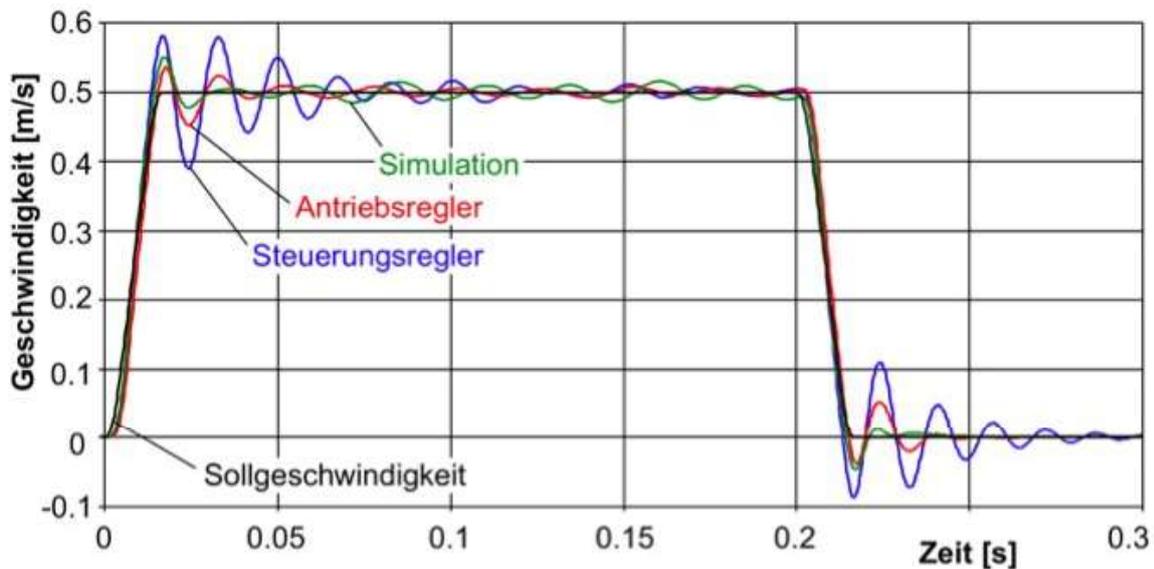


Bild 6.120 Simulierter und gemessener Geschwindigkeitsverlauf, nach [12]

Auch hinsichtlich der Gestellantwort wirkt sich die geringere Dämpfung des Antriebs mit Steuerungsregler negativ aus. Zwar ist die Anfangsbeschleunigung des Gestells aufgrund vergleichbarer Amplituden der Beschleunigungs- bzw. Bremskraft und damit auch die Gestellschwingung mit der Eigenfrequenz fast gleich. Diese wird aber beim Antrieb mit Steuerungsregler von der Schwingung aus dem Regelkreis überlagert, Bild 6.121.“ [12]

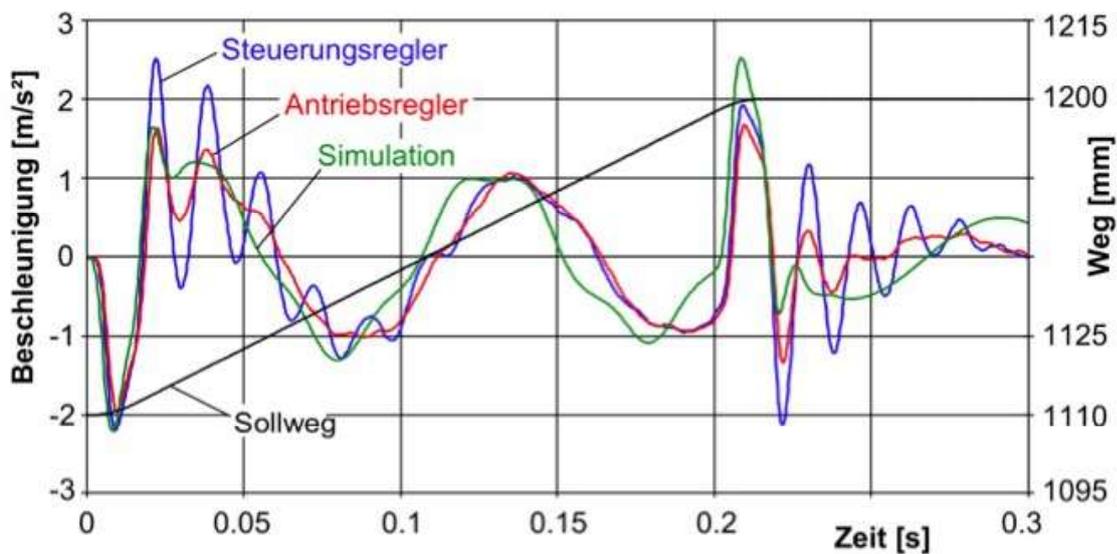


Bild 6.121 Simulierte und gemessene Gestellbeschleunigung bei Anregung durch den Antrieb, nach[12]

6.3.3. Beispiele für Prüfungsaufgaben

6.3.3.1. Vorschubantrieb einer Fräsmaschine

Aufgabe 1

Der Vorschubantrieb einer Fräsmaschine ist auf Basis eines Kugelgewindetriebes (KGT) konzipiert. Das Bild 6.122 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer solchen Achse.

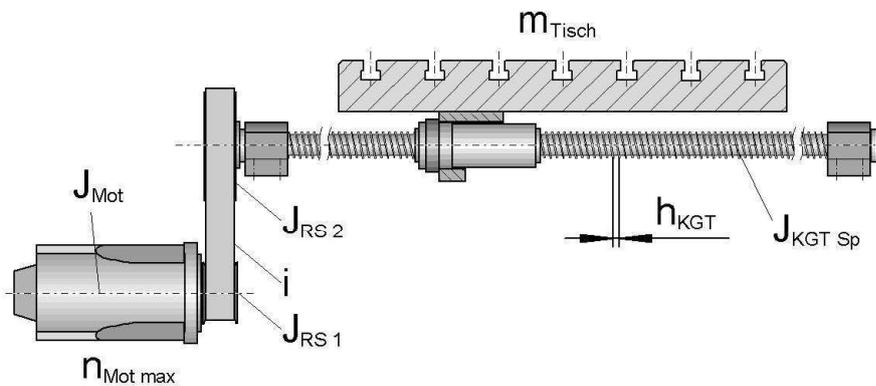


Bild 6.122 Vorschubachse

Folgende Daten sind bekannt:

- Synchron-Servomotor:
 - Konstantes Moment im gesamten Drehzahlbereich
 - Maximaldrehzahl $n_{Mot\ max} = 3000\ min^{-1}$
 - Trägheit Motorläufer $J_{Mot} = 0,002\ kgm^2$
- Zahnriementrieb:
 - Übersetzung $i = 2$
 - Trägheit treibende Scheibe $J_{RS\ 1} = 0,001\ kgm^2$
 - Trägheit getriebene Scheibe $J_{RS\ 2} = 0,004\ kgm^2$
- Kugelgewindetrieb:
 - Steigung KGT $h_{KGT} = 10\ mm$
 - Trägheit der Spindel $J_{KGT\ Sp} = 0,002\ kgm^2$
- zu beschleunigende Massen (Alternativ-Betrachtung):
 - Maschinenschlitten $m_{MS} = 300\ kg$
 - Kreuzschieber $m_{KS} = 1000\ kg$

Die zu betrachtende Fräsmaschine hat ein Pick-Up-Werkzeugwechselsystem, d.h. sie muss mit Ihren Vorschubachsen zur Werkzeugwechselposition in möglichst kurzer Zeit fahren. Diese Zeit umfasst die Beschleunigungs-, Konstantgeschwindigkeits- und Bremsphase in der Zeit t_{Rampe} (vereinfachte Annahme von Rampenfunktionen) sowie einen Sicherheitsaufschlag $t_{Sicher} = 0,2\ s$. Die (symmetrische) Beschleunigungs- und Bremsphase soll mit einer Beschleunigung von $a_1 = a_3 = 2,5\ m/s^2$ erfolgen. Für eine Fahrt zur Wechselposition ist repräsentativ eine Entfernung von $500\ mm$ zu untersuchen.



vereinfachte Geschwindigkeits-Zeit-Funktion für eine Fahrt zur Werkzeugwechsel-Position

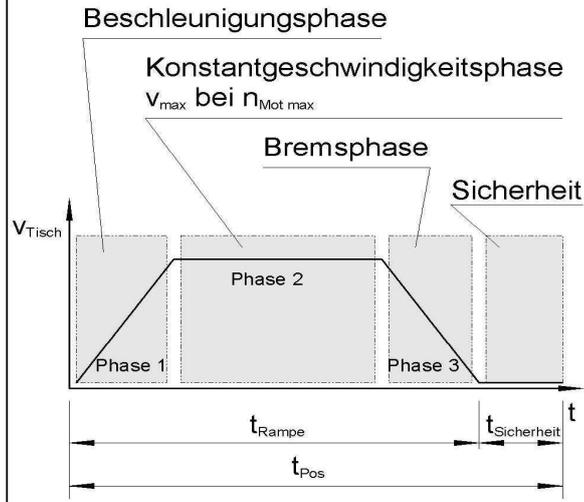


Bild 6.123 Universalfräsmaschine

- Wie groß ist die erreichbare Maximalgeschwindigkeit an der translatorischen Masse bei $n_{Mot max}$?
- Berechnen und skizzieren Sie die Rampenfunktion als:
 - Weg-Zeit-Funktion des Maschinentisches,
 - Geschwindigkeits-Zeit-Funktion des Maschinentisches,
 - Beschleunigungs-Zeit-Funktion des Maschinentisches und
 - Drehzahl-Zeit-Funktion des Servomotors.
- Berechnen Sie die notwendige Höhe des Beschleunigungs- und Bremsmomentes des Servomotors für die Alternativen:
 - Einzelachse mit , m_{MS} und
 - in x x zu beschleunigende Kreuzschieberanordnung mit m_{KS} .

Lösung:

- $v_{max} = n_{Mot max} \frac{h_{KGT}}{i} = 250 \text{ mm/s}$
- Vorschub-Servomotore haben eine symmetrische Kennlinie (Vier-Quadranten-Betrieb), d.h. sie erlauben in etwa gleiche positive und negative Beschleunigungen. Das führt in Phase 1 und 3 zu gleichen Wegen und Zeiten der gleichmäßig beschleunigten Bewegung. Mit den gegebenen Werten ergibt sich:

$$t_1 = t_3 = \frac{v_{max}}{a_1} = 0,1 \text{ s} \quad s_1 = s_2 = \frac{a_1}{2} t_1^2 = 12,5 \text{ mm}$$

In der Konstantgeschwindigkeitsphase muss den verbleibenden Restweg zurückgelegt werden: $t_2 = (x - s_1 - s_2)/v_{max} = 1,9 \text{ s}$

Mit diesen Daten lassen sich die Kennlinien skizzieren.

3. Zur Auslegung des Motormoments muss die resultierende Trägheit auf die Motorwelle reduziert werden:

$$J_{red} = J_{Mot} + J_{RS1} + \frac{1}{i^2} \left[J_{RS2} + J_{KGTsp} + \left(\frac{h_{KGT}}{2\pi} \right)^2 m_t \right]$$

$$J_{red}(m_{MS}) = 0,0047 \text{ kgm}^2$$

$$J_{red}(m_{KS}) = 0,0051 \text{ kgm}^2$$

Man erkennt, dass bei der relativ kleinen Steigung von 10 mm trotz der großen Variation der zu beschleunigenden Masse noch kein entscheidender Einfluss auf das zu beschleunigende rotatorische Trägheitsmoment besteht. Damit ergeben sich notwendige Beschleunigungsmomente der beiden unterschiedlichen Achsvarianten, die sich nur geringfügig unterscheiden:

$$M = J_{red} * \ddot{\varphi} = J_{red} \frac{2\pi * n_{Mot max}}{t_1}$$

$$M(m_{MS}) = 14,7 \text{ Nm}$$

$$M(m_{KS}) = 16,1 \text{ Nm}$$

6.3.3.2. Wegmessung an Vorschubachsen

Aufgabe 2:

1. Worin besteht der Unterschied im Aufbau einer lagegeregelten Vorschubachse mit direkter bzw. indirekter (Weg-)Lagemessung? Skizzieren Sie den prinzipiellen Unterschied der beiden Gestaltungsvarianten.
2. Welche Konsequenzen ergeben sich aus diesen beiden Konzepten für die Auslegung und das Verhalten einer Vorschubachse?

Lösung:

1.

- direkte (Weg-)Lagemessung: Das Messsystem befindet sich unmittelbar zwischen (translatorisch oder rotatorisch) bewegtem Werkzeug- bzw. Werkstückträger und der tragenden Gestellbaugruppe (z.B. Schlitten und Bett).
- indirekte (Weg-)Lagemessung: Bei Antrieben mit indirekter Lagemessung sitzt das rotatorische Messsystem in aller Regel auf der Motorwelle und misst somit nicht unmittelbar an der bewegten Baugruppe.

2.

- Das Übertragungsverhalten der nicht in den Messvorgang einbezogenen mechanischen Komponenten muss bekannt sein.
- Die Genauigkeit wird von der Genauigkeit des Messsystems sowie von geometrischer Genauigkeit, Steife und thermisch bedingter Verformung der mechanischen Antriebsglieder bestimmt.

- Das führt bei indirektem Messsystem und gleich parametrisierten Reglern zu einer niedrigeren axialen Steife, da die mechanische Baugruppen „hinter“ dem Messsystem liegen.
- Demgegenüber erfasst ein direktes Messsystem auch die eventuell auftretenden Schwingungen der mechanischen Schwingerkette, was zur Selbsterregung (Anfachung der mechanischen Schwingungen über den Lagereger) führen kann.

6.3.3.3. Regelung von Vorschubachsen

Aufgabe 3

1. Skizzieren Sie aus den Teilsystemen Lagereger, Geschwindigkeitsregler, Stromregler und –steller, Synchron-Servomotor, Elastomerkupplung, Kugelgewindetrieb, linear geführter Maschinentisch und Wegmesssystem die Blockschaltbilder für:
 - eine lagegeregelte Vorschubachse mit direktem Wegmesssystem bzw.
 - eine lagegeregelte Vorschubachse mit indirektem Wegmesssystem.
2. An welcher Stelle im Blockschaltbild ist der k_v -Faktor wirksam, und welche physikalische Einheit hat er?
3. Für die Vorschubachse (mit direktem Wegmesssystem) ergibt sich bei einer programmierten Rampenfahrt (Sollweg-Zeit-Vorgabe) der in Bild 6.124 dargestellte Istweg-Zeit-Verlauf der Achsbewegung.
 - Bestimmen Sie näherungsweise den in der Steuerung eingestellten k_v -Faktor.

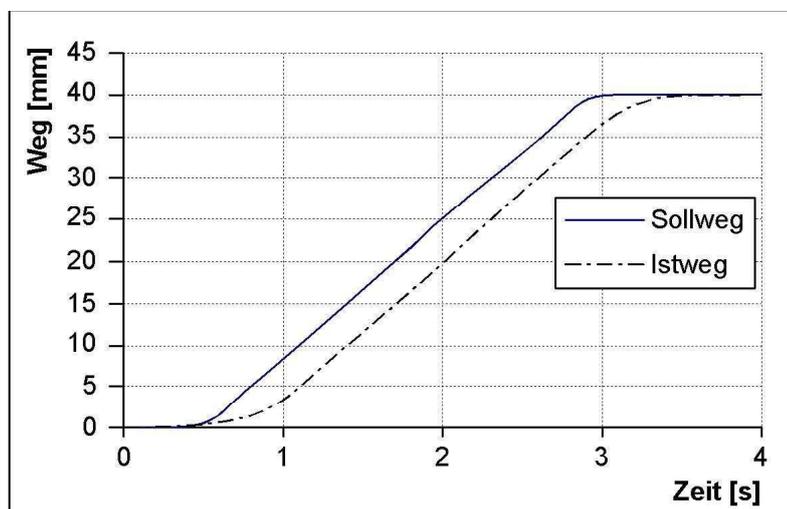


Bild 6.124 Weg-Zeit-Verlauf

Lösung:

1., 2.

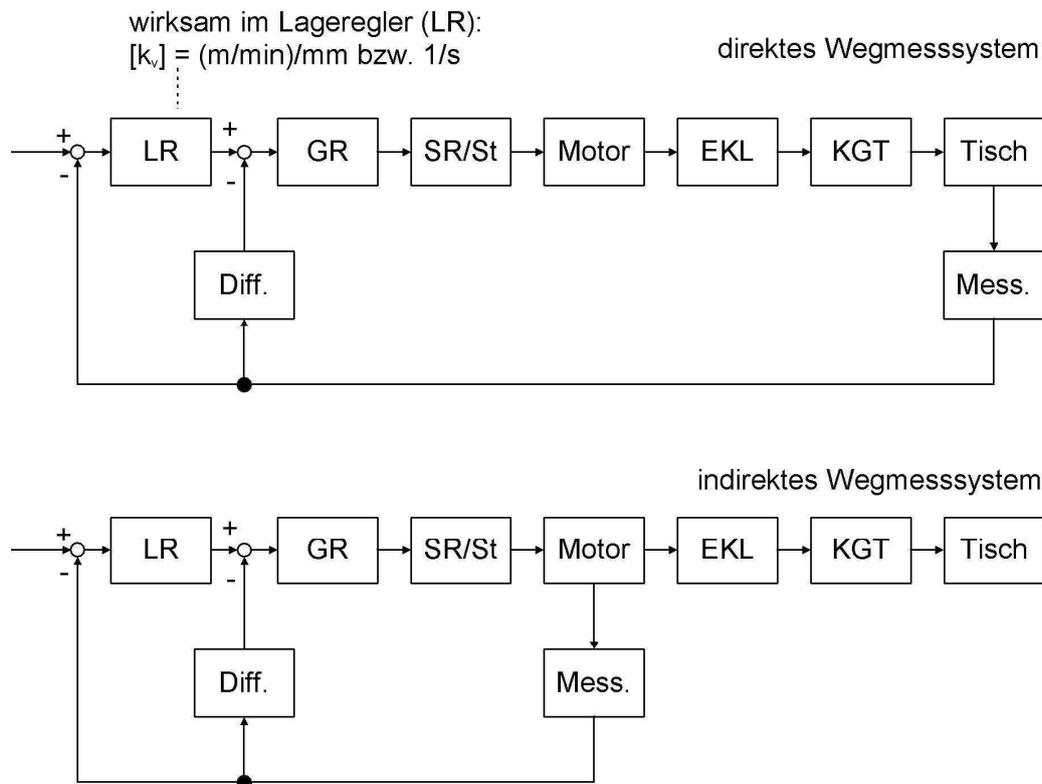


Bild 6.125 Blockschaltbilder

3. $k_v = \frac{v_{soll}}{\Delta x}$

mit $v_{soll} \approx v_{ist} \approx \frac{40 \text{ mm}}{2,3 \text{ s}} = 17,4 \text{ mm/s} = 1043 \text{ mm/min}$

und $\Delta x \approx 5 \text{ mm}$

6.3.3.4. Schlittenantrieb einer CNC-Drehmaschine

Aufgabe 4

Entwerfen Sie den Schlittenantrieb der Z-Achse einer CNC-Präzisionsdrehmaschine. Der Vorschubantrieb ist leistungsmäßig für konstantes Moment auszulegen, d.h. die Vorschubspindel ist bei allen Arbeitsvorschüben mit dem gleichen Moment belastbar.

Folgende Daten sind bekannt:

- Vorschubkraft $F_v = 1000 \text{ N}$
- Vorschubgeschwindigkeit $v_f = 0 \dots 20 \text{ mm/min}$
- Maximale Beschleunigung $a_{max} = 5 \text{ m/s}^2$
- Masse des Gesamtschlittens $m_{schl} = 200 \text{ kg}$

(inklusive WZ mit WZ-Halter)

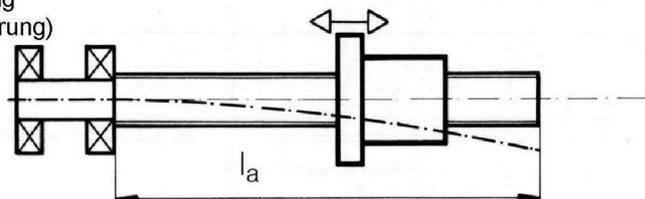
- Schlittenführung als Profilschienenführung
 - Reibung der Profilschienenführung $\mu_{WF} = 0,015$
 - (bei Berücksichtigung aller Reibkräfte am Wagen;
 - reine Wälzreibung $\mu_W = 0,001$)
 - Kugelgewindespindel (42CrMo4)
 $(dxh_{sp}) = 32x5; 32x10 \text{ oder } 32x20$
 - mittlerer Durchmesser $d_M = 29 \text{ mm}$
 - Elastizitätsmodul $E_M = 202 \text{ GPa}$
 - Dichte $\rho_M = 7,84 \text{ kg/cm}^3$
 - z-Hub des Schlittens $z = 1000 \text{ mm}$
 - Länge der Spindelmutter $l_{spM} = 150 \text{ mm}$
 - Überlauflänge $l_{Üb} = 100 \text{ mm}$
 - (für Sicherheitsreserve, Endschalter etc.)
 - mögliche Motorenndrehzahlen je nach Typ:
 - $n_{Mot n} = 2000; 3000 \text{ oder } 4500 \text{ min}^{-1}$
 - mögliche Motorstillstands Drehmomente:
 - $M_{Mot 0} = 0,25; 0,5; 0,66; 0,75; 1,3; 2,6 \text{ Nm}$
 - (je nach Typ bei 60 K zulässiger Wicklungsübertemperatur)
 - Übersetzung des Zahnriementriebes $i_R = \text{wählbar im Bereich } 1 \dots 2$
 - Wirkungsgrad des Kugelgewindetriebes $\eta_{KGT} = 0,90$
 - Wirkungsgrad des Zahnriementriebes $\eta_R = 0,98$
1. Skizzieren Sie eine Prinzipdarstellung des Vorschubantriebes. Vergessen Sie das Messsystem nicht.
 2. Welche Einflussfaktoren begrenzen die mögliche Auswahl der Spindel?
 3. Welche Parameter werden durch die Auswahl der Spindelsteigung beeinflusst?
 4. Bestimmen Sie die erforderlichen Drehzahlen für die Kugelgewindespindeln und die biegekritischen Drehzahlen für die typischen Lagerungsarten gemäß Bild 6.126.
 5. Bestimmen Sie das Lastmoment an der Kugelgewindespindel für die beiden Bewegungsphasen:
 - Beschleunigung/Bremsen des Schlittens mit a_{max} unter Wirkung der Trägheiten und der Reibung bzw.
 - Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit unter Wirkung der Vorschubkraft und der Reibung.

- Wählen Sie eine Spindel und eine geeignete Getriebeübersetzung für den Riementrieb aus?
- Welches Lagerungsprinzip wählen Sie für die Kugelgewindespindel aus?
- Bestimmen Sie das Lastdrehmoment für den Motor, und wählen Sie einen geeigneten Motor aus.
- Verwenden Sie zur Bestimmung der biegekritischen Drehzahl die Koeffizienten aus Bild 6.126.

$$\omega_{krit} = \lambda * \sqrt{\frac{E_M * I_b}{\rho_M * A_q * L_{Sp}^4}} \quad n_{zul} = \frac{\omega_{krit}}{2\pi} * 0,8$$

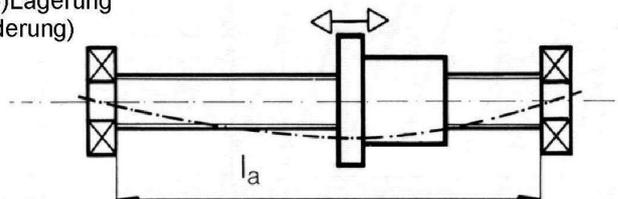
1. Prinzipdarstellung

Einseitige Festlagerung
(mit Kippungsbehinderung)



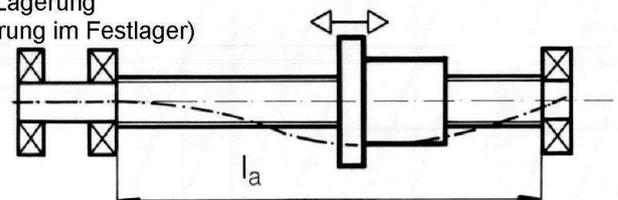
$$\lambda = 0,32 \cdot \pi^2$$

Zweiseitige (Fest-Los-)Lagerung
(ohne Kippungsbehinderung)



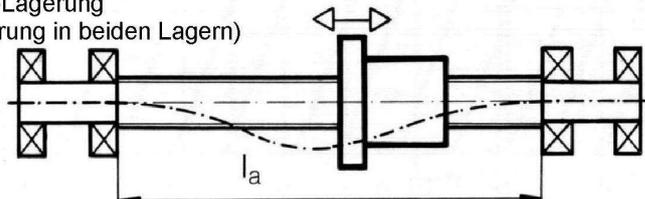
$$\lambda = 1,00 \cdot \pi^2$$

Zweiseitige Fest-Los-Lagerung
(mit Kippungsbehinderung im Festlager)



$$\lambda = 1,55 \cdot \pi^2$$

Zweiseitige Fest-Fest-Lagerung
(mit Kippungsbehinderung in beiden Lagern)



$$\lambda = 2,24 \cdot \pi^2$$

Bild 6.126 Prinzipdarstellung des Vorschubantriebes

2. Lösung:

Die Auswahl der Spindelsteigung wird begrenzt durch:

- verfügbare Motorcharakteristik (Drehzahl und Motormoment),
- Belastungsgrößen (Vorschubkraft, Reibung, Beschleunigung etc.),
- biegekritische Drehzahl (bestimmt durch Spindelabmessungen und Lagerungsart)

Aus der geforderten Vorschubgeschwindigkeit ergeben sich für die drei Spindelsteigungen diese benötigten Drehzahlen:

$$n_{sp\ max} = \frac{v_{max}}{h_{sp}} = \begin{cases} 4000\ min^{-1} \\ 2000\ min^{-1} \\ 1000\ min^{-1} \end{cases}$$

Die Berechnung der biegekritischen Drehzahl erfordert:

- die Gesamtlänge der Spindel l_{sp} (also mindestens Verfahrenweg + Mutterlänge + Überlauflänge),
- das Flächenträgheitsmoment gegen Biegung,
- die Masse der Spindel.

und ergibt für die vier Lagerungsvarianten aus Bild 6.126:

$$n_{zul} = \frac{\lambda}{2\pi} * \sqrt{\frac{E_M * I_b}{\rho_M * A_q * L_{sp}^4}} * 0,8 = \begin{cases} 568,26\ min^{-1} \\ 1775,81\ min^{-1} \\ 2752,51\ min^{-1} \\ 3977,82\ min^{-1} \end{cases}$$

Das Lastmoment an der Kugelgewindespindel während der Bewegung mit konstanter Geschwindigkeit ergibt sich für die drei Spindelsteigungen zu:

$$M_{Sp} = (F_V + \mu_{WF} * m_{Schl} * g) * \frac{h_{sp}}{2\pi} * \frac{1}{\eta_{KGT}} = \begin{cases} 0,91\ Nm \\ 1,82\ Nm \\ 3,64\ Nm \end{cases}$$

Das Lastmoment an der Kugelgewindespindel während der Beschleunigungsphase ergibt sich (unter Vernachlässigung der Riemenscheibe) für die drei Spindelsteigungen zu:

$$J_{sp} = \rho_M * \frac{\pi}{32} * d_A^4 * L_{sp}$$

$$J_{ers} = \rho_M + m_{Schl} * \left(\frac{h_{sp}}{2\pi}\right)^2$$

$$\ddot{\varphi} = a_{max} * \frac{2\pi}{h_{sp}}$$

$$M_{Sp} = \left(J_{ers} * \ddot{\varphi} + \mu_F * m_{Schl} * g * \frac{h_{sp}}{2\pi}\right) * \frac{1}{\eta_{KGT}} = \begin{cases} 5,66\ Nm \\ 4,20\ Nm \\ 4,83\ Nm \end{cases}$$

Die benötigten Drehmomente (mit dem Minimum bei einer Steigung von 10 mm) erfordern die Auswahl des Motors mit $M_{Mot} = 2,6\ Nm$ bei einer Riemenübersetzung von $i_R = 2$. Aus dieser Konfiguration folgt zwingend die Motordrehzahl von $4500\ min^{-1}$. Die erforderliche Spindeldrehzahl von $2000\ min^{-1}$ benötigt wegen der biegekritischen Drehzahl eine Lagerung gemäß Bild 6.126, mindestens Variante 3.

$$M_{Mot} = M_{Sp} * \frac{1}{\eta_R * i_R} = 2,114\ Nm$$

6.3.3.5. Genauigkeit der Schlitten-Positionierung

Aufgabe 5:

Das Bild 6.127 zeigt die Positionsabweichungen der x -Achse einer Universalmaschine. An dieser Maschine wird die Bewegung der x -Achse auf der Werkzeugseite und die Bewegung der y -Achse auf der Werkstückseite realisiert. Die Positioniergenauigkeit der x -Achse wird also nicht durch eine Verfahrbewegung der y -Achse beeinflusst.

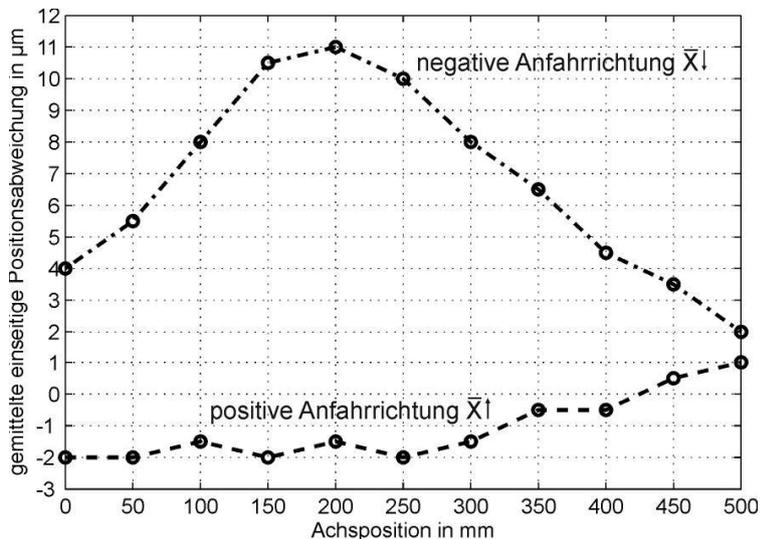


Bild 6.127 Positionierabweichung

Auf dieser Maschine sollen 4 Bohrungen in ein Werkstück eingebracht werden. Der Abstand der Bohrungen 1-2 bzw. 3-4 ist dabei mit einem Stichmaß von jeweils 200 mm und einer Toleranz von $\pm 0,01\text{ mm}$ zu fertigen. Das Werkstück wurde so

aufgespannt, dass die x -Achse zum Setzen der Bohrungen die Positionen $x = 150\text{ mm}$ bzw. $x = 350\text{ mm}$ anfahren muss.

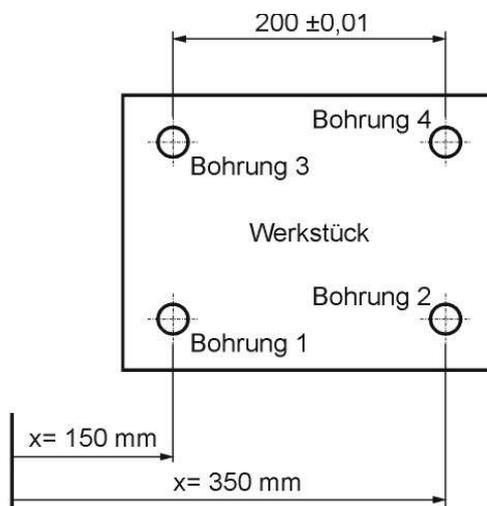


Bild 6.128 Position der Bohrungen im Maschinenkoordinatensystem

Für die Bearbeitung sollen zwei unterschiedliche Anfahrstrategien untersucht werden:

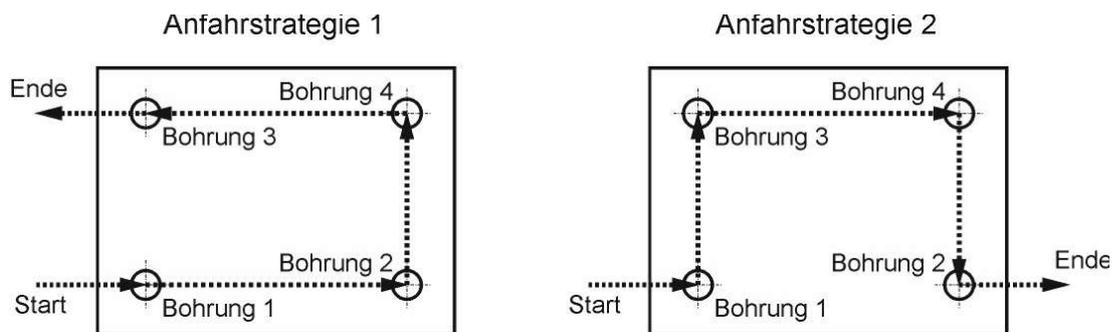


Bild 6.129 Bohrungsanordnung

Berechnen Sie für beide Anfahrstrategien die Maßabweichungen der Bohrungsabstände 1 – 2 und 3 – 4, die sich jeweils aufgrund der mittleren einseitigen Positioniergenauigkeit der x -Achse!

Lösung:

Lösung entsprechend der Skizze oder nach analoger Rechnung. Je ein Punkt pro Bohrungsabstand.

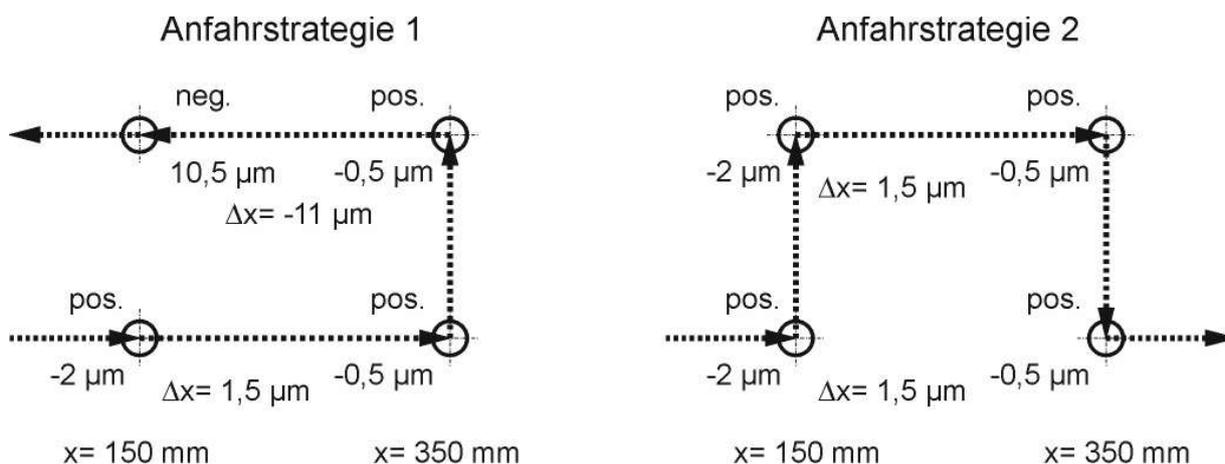


Bild 6.130 Anfahrstrategien – Lösung

6.3.3.6. Dynamische Belastung der Schlittenführung

Aufgabe 6

Das Bild 6.131 zeigt die Schwerpunktlagen und den Kraftangriffspunkt des Antriebes für eine Vorschubachse.

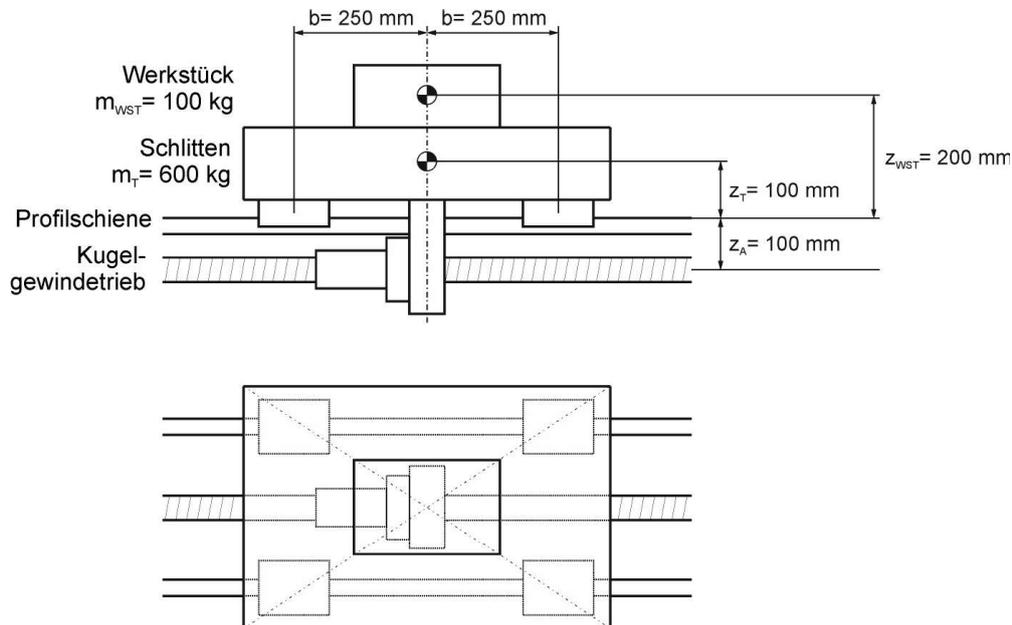


Bild 6.131 Schwerpunktlagen und Kraftangriffspunkt

Diese Vorschubachse wird mit $a = 10 \text{ m/s}^2$ beschleunigt. Die Beschleunigungsphase dauert so lang an, dass anfängliche Schwingungen abgeklungen sind und somit von einer statischen Belastung ausgegangen werden kann. Für die Steifigkeit eines Profilschienenwagens wird der $c_{Wagen} = 500 \text{ N}/\mu$ angegeben. Der Schlitten und die Bettbaugruppe sollen als ideal starr angenommen werden.

1. Berechnen Sie den Neigungswinkel des Tisches, der sich während der Beschleunigungsphase einstellt!
2. Bei einem Bahnprofil, das eine hohe Achsdynamik erfordert - wenn also schnelle Änderungen der Achsbeschleunigung auftreten - kann dieser Lastfall nicht als rein statisch aufgefasst werden. Die dynamischen Beschleunigungskräfte werden dann das System aus Massenträgheiten und Steifigkeiten der Führungswagen zu Schwingungen anregen.

Skizzieren Sie für das hier dargestellte System die Schwingform, die durch die Antriebskräfte vornehmlich angeregt wird!

Lösung:

Zunächst muss der resultierende Schwerpunkt für Schlitten und Werkstück berechnet werden.

$$z_{SP ges} = \frac{m_T \cdot z_T + m_{WST} \cdot z_{WST}}{m_{ges}} = 0,114 \text{ m}$$

oder: Berechnung mit Einzelkräften

Die Gesamtmasse aus Schlitten und Werkstück liefert eine Trägheitskraft von

$$m_{ges} * a.$$

Diese Kraft greift am Massenschwerpunkt an, muss aber auch vom Antrieb aufgebracht werden. Für die Berechnung der Auflagerreaktionen an den Führungswagen gilt folgende Prinzipskizze

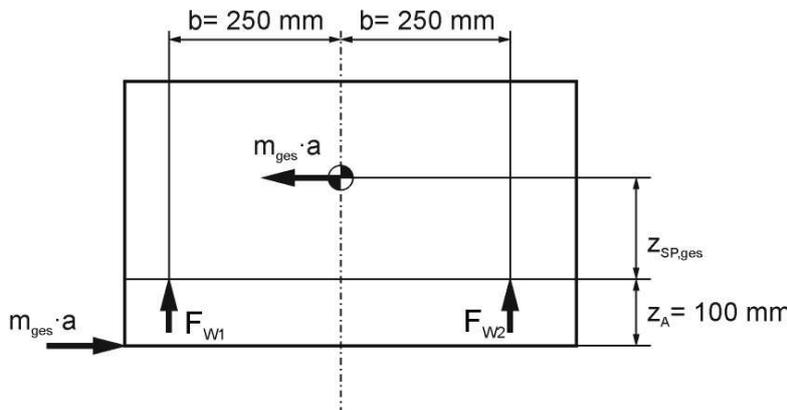


Bild 6.132 Kräfte am Führungswagen

Für das Kräfte- und Momentengleichgewicht gilt

$$m_{ges} * a * (z_{SP,ges} + z_A) + F_2 * b = F_1 * b$$

oder Gleichung für res. Moment: $F_2 = -F_1$

Umstellen nach den Auflagerreaktionen liefert

$$F_1 = -F_2 = 3000 \text{ N}$$

oder: richtiges Moment.

An den Auflagern wird eine Steifigkeit aus der Parallelschaltung der Federn zweier Führungswagen wirksam:

$$c_{ges1} = c_{ges2} = 2 * c_{Wagen} = 1000 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

oder: resultierende Kippsteifigkeit.

Da die Neigung symmetrisch zur Tischmitte erfolgt, kann der Neigungswinkel aus der Verformung an einem Auflager und dem halben Wagenabstand ermittelt werden (oder: $\varphi = M / c_{Kipp}$).

$$\varphi = \frac{f_1}{b} = \frac{f_1}{c_{ges1} * b} = 1,2 * 10^{-5}$$

Sinnvolle Darstellung der Schwingform – Kippen des Schlittens in den Federn der Führungswagen.

6.3.3.7. Schlittenführung eines Bearbeitungszentrums

Aufgabe 7:

An einer horizontalen Vorschubachse muss die Profilschienenführungen ausgelegt werden. Dazu soll zunächst die im Bild 6.133 dargestellte Einbau- und Belastungssituation vorliegen.

Folgende Daten sind gegeben:

- Masse des Schlittens $m_S = 400 \text{ kg}$
- Masse des Werkstücks $m_W = 500 \text{ kg}$
- Führungsbreite $b_{F\ddot{u}} = 400 \text{ mm}$
- Wagenabstand $l_{F\ddot{u}} = 600 \text{ mm}$

- Schwerpunkt des Schlittens $S_{Sx} = 0 \text{ mm}$
- $S_{Sy} = 20 \text{ mm}$
- $S_{Sz} = 0 \text{ mm}$
- Schwerpunkt des Werkstücks $S_{Wx} = -90 \text{ mm}$
- $S_{Wy} = 524 \text{ mm}$
- $S_{Wz} = 144 \text{ mm}$

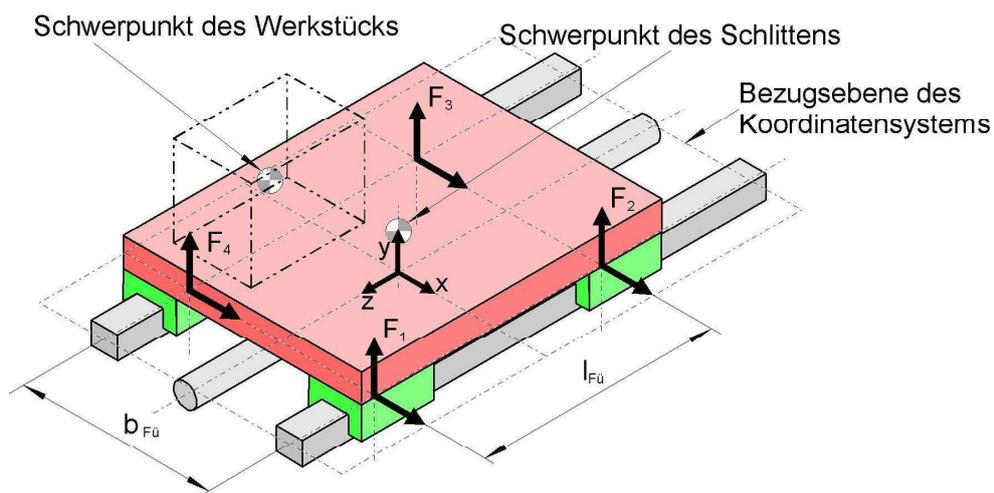


Bild 6.133 Einbau- und Belastungssituation

1. Wie verteilt sich die resultierende Gewichtskraft auf die einzelnen Führungswagen? Berechnen Sie die auf die Führungswagen wirkenden Kräfte unter der Annahme, dass der Maschinentisch ideal starr ist.

2. Welche Kräfte müssen von den Führungswagen während eines Arbeitszyklus aufgenommen werden, wenn der Arbeitszyklus, wie im folgenden Geschwindigkeitsdiagramm (Bild 6.134) dargestellt, in drei Phasen ablaufen soll?

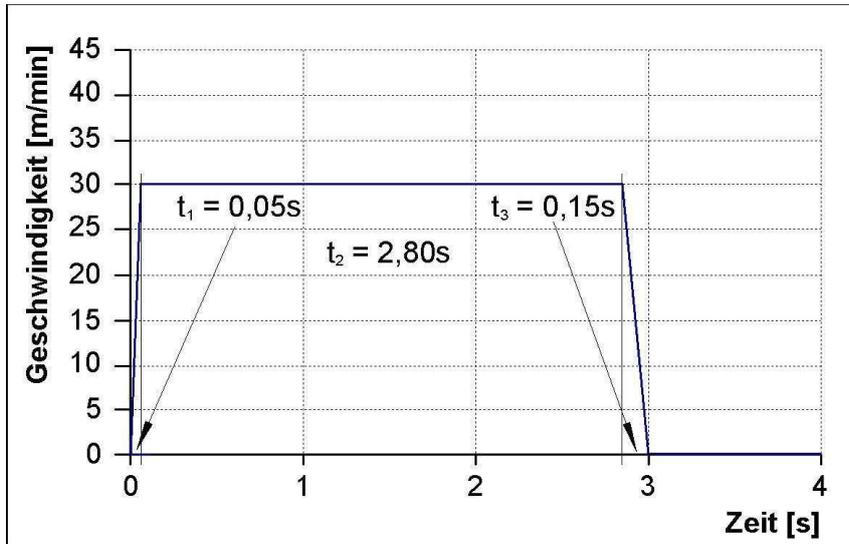


Bild 6.134 Geschwindigkeits-Diagramm

Lösung:

1. Ein zentraler Lösungsansatz besteht in der Definition des Koordinatensystems in der Führungsebene und der Transformation aller Lastgrößen in dieses Koordinatensystem.

Berechnung des resultierenden Schwerpunkts für den Angriff der Gewichtskraft:

$$S_R = \frac{\sum_i m_i * S_i}{\sum_i m_i} = \begin{pmatrix} -50 \text{ mm} \\ 300 \text{ mm} \\ 80 \text{ mm} \end{pmatrix}$$

Berechnung des resultierenden Lastgrößen (F_R und M_R) in der Führungsebene:

$$a = \begin{pmatrix} 0 \\ -g \\ 0 \end{pmatrix} \quad F_R = \sum_i m_i * a \quad M_R = S_R * F_R$$

Unter der Maßgabe eines starren Schlittens verteilen sich die resultierenden Lastgrößen auf die vier Führungswagen (Spaltenindex $i = 1 \dots 4$) über die jeweiligen Hebelarme $l_{W,i}$ wie folgt:

$$l_W = \begin{bmatrix} \frac{b_{F\ddot{u}}}{2} & \frac{b_{F\ddot{u}}}{2} & -\frac{b_{F\ddot{u}}}{2} & -\frac{b_{F\ddot{u}}}{2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{l_{F\ddot{u}}}{2} & -\frac{l_{F\ddot{u}}}{2} & -\frac{l_{F\ddot{u}}}{2} & \frac{l_{F\ddot{u}}}{2} \end{bmatrix}$$

$$F_{W x,i} = \frac{F_{Rx}}{4} + \frac{M_{Ry}}{4 \cdot l_{Wz,i}} \quad F_{W y,i} = \frac{F_{Ry}}{4} + \frac{M_{Rx}}{4 \cdot l_{Wz,i}} + \frac{M_{Rz}}{4 \cdot l_{Wx,i}}$$

$$F_W = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1066,84 & -2244,04 & -3347,66 & -2170,46 \end{bmatrix}$$

2. Unter Verwendung der oben stehenden Gleichungen mit einer nunmehr geänderten Beschleunigung a für Beschleunigungs- und Bremsphase ergeben sich diese Kräfte in den Führungswagen:

$$\text{mit } a_1 = \begin{Bmatrix} 0 \\ -g \\ \frac{v}{t_1} \end{Bmatrix} \quad \text{bzw.} \quad a_3 = \begin{Bmatrix} 0 \\ -g \\ \frac{v}{t_3} \end{Bmatrix}$$

$$F_{W 1} = \begin{bmatrix} 375,0 & -375,0 & -375,0 & 375,0 \\ 1183,16 & -4494,04 & -5597,66 & 79,54 \end{bmatrix} [N]$$

$$F_{W 3} = \begin{bmatrix} -125,0 & 125,0 & 125,0 & -125,0 \\ -1816,84 & -1494,04 & -2597,66 & -2920,46 \end{bmatrix} [N]$$

Die z-Komponenten der resultierenden Kräfte verteilen sich natürlich nicht auf die Wagen, sondern werden von der Vorschubspindel aufgenommen!

6.3.3.8. Nominelle Lebensdauer einer Profilschienenführung

Aufgabe 8:

Für obige Profilschienenführung (Abschnitt 6.3.3.7) soll die nominelle Lebensdauer bestimmt werden.

Die „Nominelle Lebensdauer“ ist die mit 90%-iger Erlebenswahrscheinlichkeit erreichbare rechnerische Lebensdauer einer Gruppe von offensichtlich gleichen Lagern unter gleichen Laufbedingungen (gekürzte Definition). Sie kann als erreichbarer Laufweg L mit der folgenden, im Wesentlichen empirisch gewonnenen Formel berechnet werden:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^3 * L_B$$

Dabei bedeuten:

- C dynamische Tragzahl in kN (Katalogangabe, vom Hersteller im Wesentlichen empirisch ermittelt),
- P Dynamisch äquivalente Führungsbelastung,
- a Lebensdauerexponent: Kugelführung: $a = 3$, Rollenführung: $a = 10/3$
- L_B Bezugslebensdauer (bei den meisten Herstellern eine Wegstrecke von $10^5 m$)

Die Berechnung der äquivalenten Führungsbelastung erfolgt für jede Koordinatenrichtung j als Lastkollektiv über alle Zykluskomponenten P_i , gewichtet über den jeweiligen Laufweg S_i , nach:

$$P = \sum_j |P_j| \quad P_j = a \sqrt{\frac{\sum_i |P_i|^{a \cdot S_i}}{\sum_i S_i}} \quad j=x,y,z$$

1. Berechnen Sie die dynamisch äquivalente Belastung für jeden Führungswagen für den Fall, dass eine Kugelschienenführung eingesetzt wird.
2. Wählen Sie aus dem Katalogauszug Tabelle 6.11 eines Führungsherstellers eine Profilschienenführung aus, für die mindestens eine nominelle Lebensdauer (Laufweg) von $L_{min} = 20000 \text{ km}$ zu erwarten ist.

Lösung:

1. Zur Berechnung der Lebensdauer werden zunächst die Weganteile s für die äquivalente Führungsbelastung P benötigt.

$$s_1 = \frac{v}{2} * t_1 \quad s_2 = v * t_2 \quad s_3 = \frac{v}{2} * t_3$$

Nach dem Einsetzen in die Gleichung für die äquivalente Führungsbelastung erhält man mit der Lösung aus obiger Aufgabe (Abschnitt 6.3.3.7) und $F_{W2} = F_W$:

$$a = 3$$

$$P = \sum_j |P_j| \quad P_j = a \sqrt{\frac{\sum_i |P_i|^{a \cdot S_i}}{\sum_i S_i}} \quad j = x, y, z \quad i = 1 \dots 3$$

$$P = [1182,59 \quad 2354,95 \quad 3447,16 \quad 2270,54]$$

2. Mit der Lebensdauergleichung erhält man für jeden Führungswagen die erforderliche dynamische Tragzahl C :

$$C_{erfi} = \sqrt[3]{\frac{L_{min}}{100 \text{ km}} * P_i}$$

$$C_{erf} = [6,92 \quad 13,77 \quad 20,16 \quad 13,28][kN]$$

Damit ist eine Führung mindestens der Baugröße 25 auszuwählen

Größe	Dynamische Tragzahl C	Statische Tragzahl C_0	Breite des Schienen- fußes A_2	Höhe von Schiene mit Wagen H
	[kN]	[kN]	[mm]	[mm]
15	7,8	13,5	15	24
20	18,8	24,4	20	30
25	22,8	30,4	23	36
30	31,7	41,3	28	42
35	41,9	54,0	34	48

Tabelle 6.11 Auszug aus dem Katalog der Firma Bosch Rexroth AG Kugelführung Standardwagen aus Stahl, Standardbreite

6.3.3.9. Führung an einer Vertikal-Fräsmaschine

Aufgabe 9:

An einer Vertikal-Fräsmaschine muss die Führung für den Spindelkasten ausgelegt werden. Für die exemplarische Berechnung sollen die in Bild 6.135 dargestellten Abmessungen herangezogen werden.

- Masse des Spindelkastens $m_{SK} = 800 \text{ kg}$
- Schwerpunkt des Spindelkastens $S_y = 100 \text{ mm}$
- Führungsbreite $b_{Fü} = 580 \text{ mm}$
- Wagenabstand $l_{Fü} = 600 \text{ mm}$
- Hauptabmessungen $h_{ST} = 2000 \text{ mm}$
- $h_1 = 1500 \text{ mm}$
- $h_2 = 1000 \text{ mm}$
- $t_1 = 770 \text{ mm}$
- $t_2 = 1070 \text{ mm}$

Neben diesen Maschinenangaben soll folgender Musterprozess berücksichtigt werden (die Prozesskraftkomponenten sind bereits auf die Spindelnase transformiert):

- Prozesskraftkomponenten $F_{Px} = 10 \text{ kN}$
- $F_{Py} = 6 \text{ kN}$
- $F_{Pz} = 3,5 \text{ kN}$

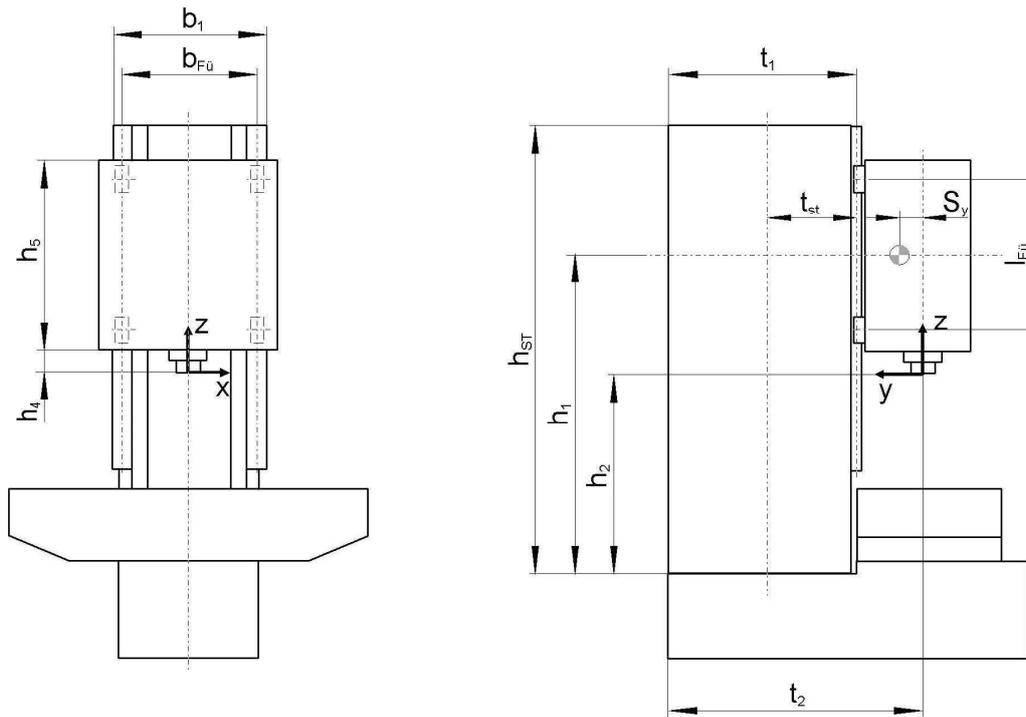


Bild 6.135 Führung Vertikalfräsmaschine-Abmessungen

1. Berechnen Sie die auf die Führungswagen wirkenden Kräfte unter der Annahme, dass der Spindelkasten ideal starr ist.
2. Berechnen Sie die dynamisch äquivalente Belastung für jeden Führungswagen für den Fall, dass eine Rollenschienenführung eingesetzt wird.
3. Wählen Sie aus dem Katalogauszug Tabelle 6.12 eines Führungsherstellers eine Profilschienenführung aus, für die mindestens eine nominelle Lebensdauer (Laufweg) von $L_{mjn} = 5000 \text{ km}$ zu erwarten ist.

Größe	Dynamische Tragzahl C	Statische Tragzahl C_0	Breite des Schienenfußes A_2	Höhe von Schiene mit Wagen H
	[kN]	[kN]	[mm]	[mm]
25	26,9	53,2	23	36
35	56,3	113,5	34	48
45	92,3	184,8	45	60
55	128,9	248,6	53	70

Tabelle 6.12 Auszug aus dem Katalog der Firma Bosch Rexroth AG Rollenführung Standardwagen aus Stahl, Standardbreite

Lösung:

1. Auf dem in der Lösung zur vorangegangenen Aufgabe (Abschnitt 6.3.3.8) aufgezeigten Weg und dem neuen Lastkollektiv

$$S_P = \begin{Bmatrix} 0 \\ t_1 - t_2 \\ h_2 - h_1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -300 \\ -500 \end{Bmatrix} [mm] \quad S_{SK} = \begin{Bmatrix} 0 \\ S_{P,y} + S_y \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -200 \\ 0 \end{Bmatrix} [mm]$$

$$F_{SK} = m_{SK} * \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -g \end{Bmatrix} \quad F_R = F_P + F_{SK} \quad M_R = S_P * F_P + S_{SK} * F_{SK}$$

ergibt sich für die Führungswagenbelastung:

$$F_W = \begin{bmatrix} -1666,67 & 6666,67 & 6666,67 & -1666,67 \\ 7019,21 & 1153,21 & -4019,21 & 1846,79 \end{bmatrix} [N]$$

- 2., 3. Bei der hier angesetzten konstanten Belastung für die Führungswagen erübrigt sich die Berechnung der äquivalenten Führungsbelastung, und es gilt $P = F_W$:

$$a = 10/3$$

$$P = \sum_j |P_j| \quad j = x, y, z$$

$$P = [8685,87 \quad 7819,87 \quad 10685,87 \quad 3513,46] [N]$$

$$C_{erf} = [28,087 \quad 25,287 \quad 34,554 \quad 11,361] [kN]$$

Damit ist eine Führung mindestens der Baugröße 35 auszuwählen.

6.3.3.10. Hydrostatische Führung

Aufgabe 10:

Eine hydrostatische Führung wird mit dem System „eine Pumpe je Tasche“ mit Öl versorgt. Eine einzelne Tasche des Führungssystems besitzt eine effektive Fläche $A_{eff} = 2500 \text{ mm}^2$, eine Abströmbreite $b = 200 \text{ mm}$ und eine Abströmlänge $l = 5 \text{ mm}$. Das verwendete Öl weist eine Viskosität von $\eta = 2 * 10^{-6} \text{ Ns/mm}^2$ auf.

Durch die bewegte Baugruppe wird die Tasche mit einer Gewichtskraft von $F_G = 1000 \text{ N}$ belastet. Wenn nur diese Gewichtskraft auf die Tasche wirkt, stellt sich eine Spalthöhe $h = 50 \text{ }\mu\text{m}$ ein.

1. Berechnen Sie den Volumenstrom, den die Pumpe liefert.
2. Der von der Pumpe gelieferte Maximaldruck ist auf $p_{max} = 50 \text{ bar}$ begrenzt. Welche maximale Tragkraft F_{max} kann dieses System aus Pumpe und Tasche aufbringen?
Welche Spalthöhe stellt sich an der Tragfähigkeitsgrenze ein?

Welche Steifigkeit besitzt die Tasche an der Tragfähigkeitsgrenze?

Lösung:

1. Für den Volumenstrom an der Tasche gilt:

$$Q = \frac{p}{R_{Tasche}}$$

Und für den hydraulischen Widerstand der Tasche:

$$R = \frac{12 \cdot \eta \cdot l}{b \cdot h^3}$$

Das führt auf

$$Q = \frac{F_G \cdot b \cdot h^3}{A_{eff} \cdot 12 \cdot \eta \cdot l}$$

$$Q = 83,33 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

2. Die maximale Traglast ergibt sich aus Maximaldruck und effektiver Taschenfläche

$$p_{max} = \frac{F_{max}}{A_{eff}} \quad F_{max} = p_{max} \cdot A_{eff} = 12,5 \text{ kN}$$

Mit dem Maximaldruck lässt sich auch der Zusammenhang zur Spalthöhe an der Tragfähigkeitsgrenze herstellen.

$$Q = \frac{p_{max} \cdot b \cdot h_{min}^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \quad h_{min} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot Q \cdot \eta \cdot l}{p_{max} \cdot b}} = 21,5 \mu\text{m}$$

Für die Steifigkeit gilt: $c = -\frac{dF}{dh}$

$$F = p \cdot A_{eff} = Q \cdot R \cdot A_{eff} = \frac{12 \cdot \eta \cdot l \cdot Q \cdot A_{eff}}{b \cdot h^3}$$

$$-\frac{dF}{dh} = \frac{36 \cdot \eta \cdot Q \cdot A_{eff}}{b \cdot h^4}$$

$$c(h_{min}) = 1741 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$