6. Vorschubantriebe und Bewegungssysteme

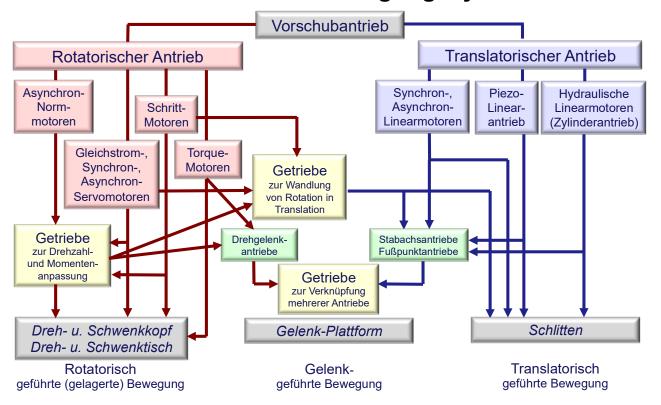


Bild 6.1 Vorschubantriebe

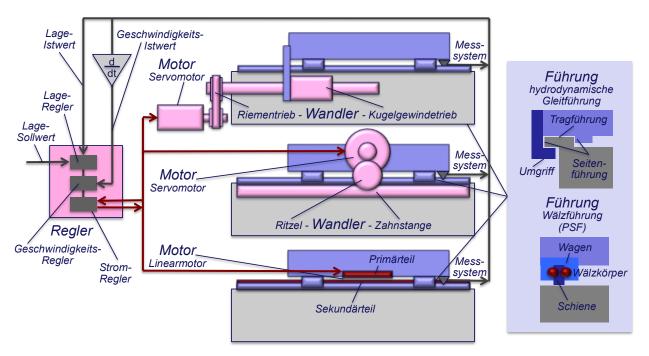


Bild 6.2 Hauptarten von geregelten Vorschubantrieben und Führungen an WZM

6.1. Anforderungen

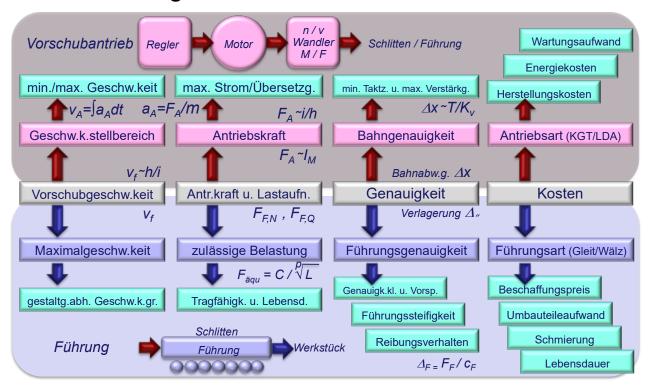


Bild 6.3: Anforderungen an Vorschubantrieb und Führung

6.2. Baugruppen und Auslegung

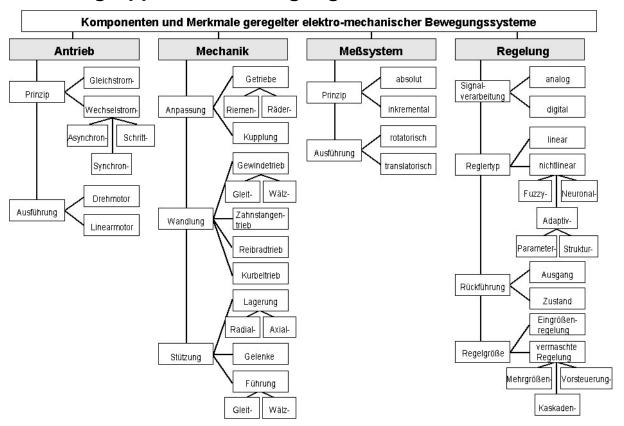


Bild 6.4: Spezifikationsmöglichkeiten geregelter elektro-mechanischer Vorschubachse

6.2.1. Regelung

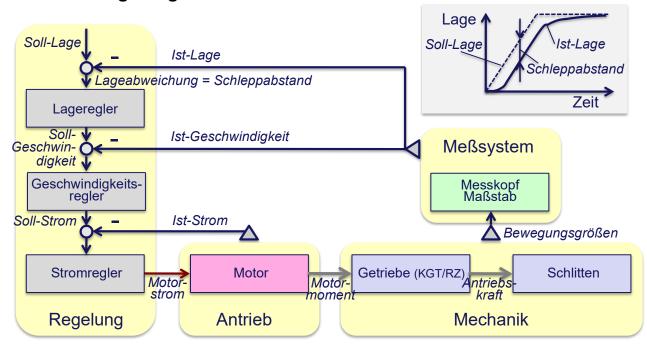


Bild 6.5 Grundaufbau der Regelung des Vorschubantriebs

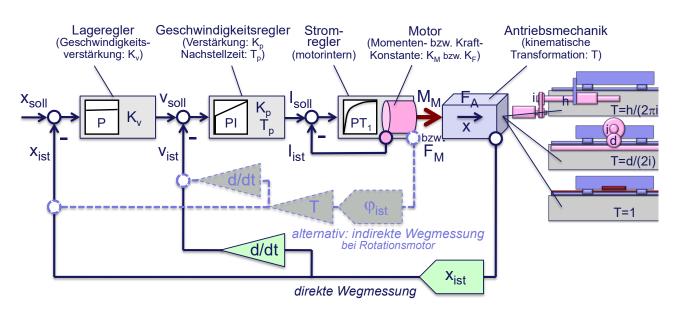


Bild 6.6 Struktur der Standard-Lageregelung (Kaskadenregler)

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

$$\Delta x = x_{soll} - x_{ist}$$
 $v_{ist} = dx_{ist}/dt$ $\Delta v = v_{soll} - v_{ist}$ $x_{ist} = T * \varphi_{ist}$ $M_M = K_M * I_M$ bzw. $F_M = K_F * I_M$ $F_A = M_M/T$ bzw. $F_A = F_M$ $v_{soll} = K_v * \Delta x$ und $I_{soll} = K_p * \left(\Delta v + \frac{1}{T_p} * \int \Delta v dt\right)$

In den Bild 6.6 undBild 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:

$$\Delta(x,y) = (x,y)_2 - (x,y)_1$$

$$L = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2}$$

$$v_{B(x,y)}/v_B = \Delta(x,y)/L$$

$$v_{Bx} = (\Delta x/L) * v_B$$

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

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

Sollwerterzeuger im Interpolator der NC-Steuerung

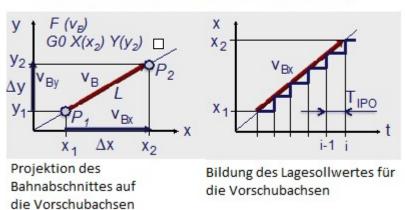


Bild 6.7 Funktionsweise der Lageregelung des Vorschubantriebes – Sollwerterzeugung

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):

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

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: $K_v = 20 ... 70 \, s^{-1} = 1.2 ... 4.2 \, \frac{m/mi}{mm}$

Lineardirektantrieb: $K_v = 200 ... 400 \, s^{-1} = 12 ... 27 \, \frac{m/mi}{mm}$

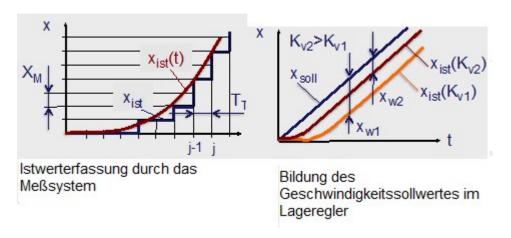
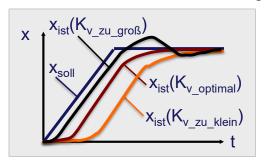


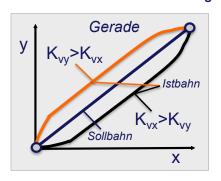
Bild 6.8 Funktionsweise der Lageregelung des Vorschubantriebes – Istwerterfassung

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!

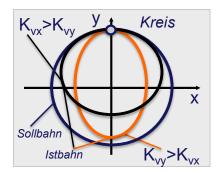


Bild 6.9 Einfluss der Geschwindigkeitsverstärkung auf die Bahnabweichung

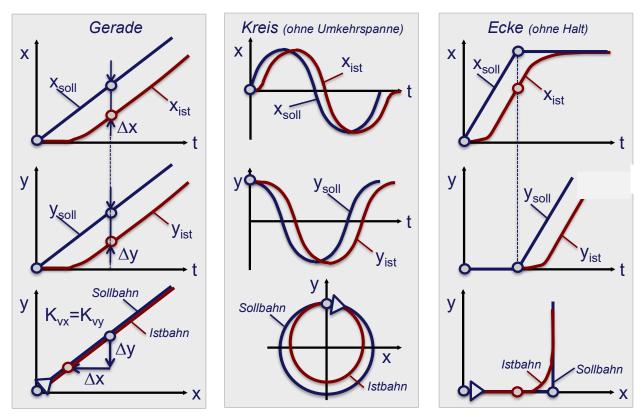


Bild 6.10 Einfluss der Geschwindigkeitsverstärkung auf die Bahnabweichung - für Gerade, Kreis und Ecke

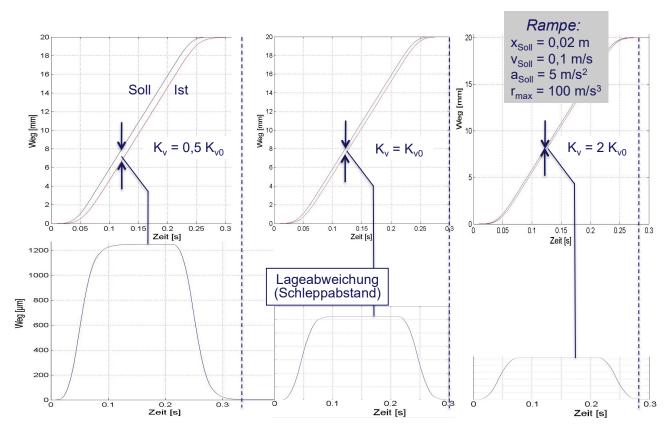


Bild 6.11 Einfluss der Geschwindigkeitsverstärkung an der Rampe – ohne Vorsteuerung

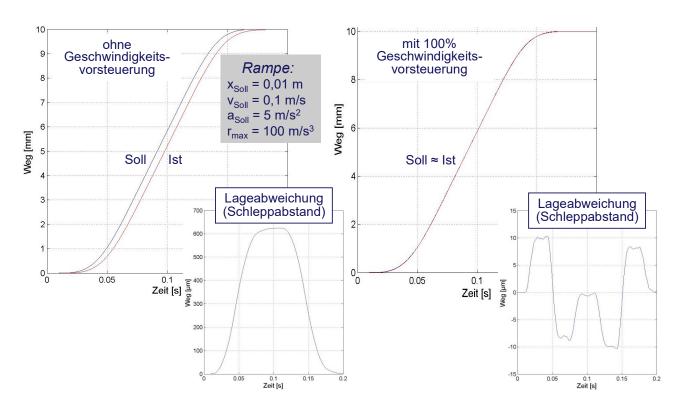


Bild 6.12 Einfluss der Geschwindigkeitsverstärkung an der Rampe – ohne und mit Geschwindigkeitsvorsteuerung

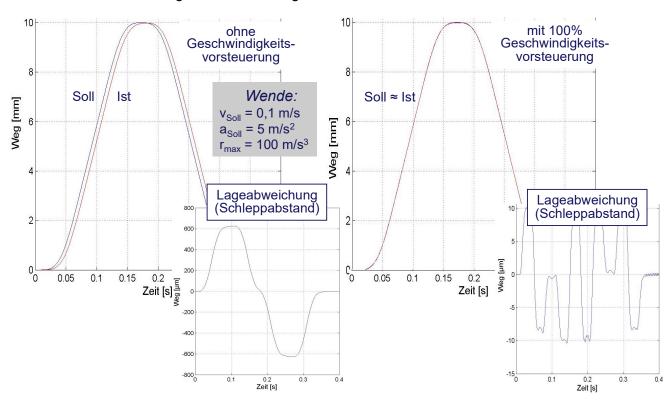


Bild 6.13 Einfluss der Geschwindigkeitsverstärkung an der Wende – ohne und mit Geschwindigkeitsvorsteuerung

6.2.2. Messsystem



Bild 6.14 Beispiele für Wegmesssysteme

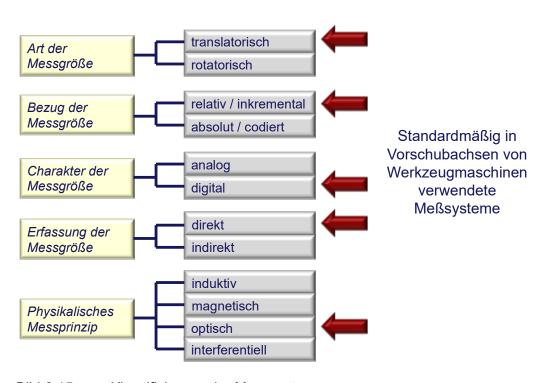


Bild 6.15 Klassifizierung der Messsysteme

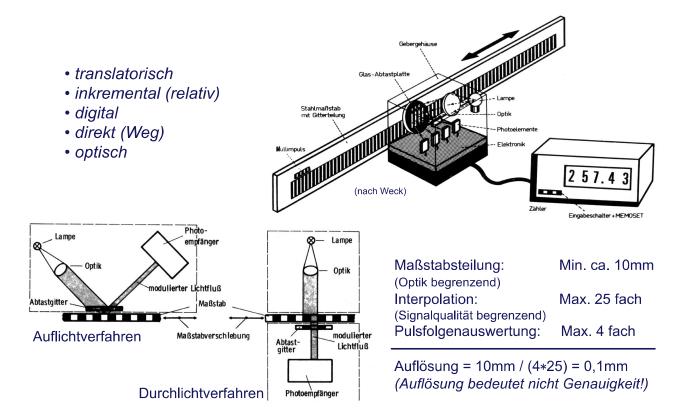


Bild 6.16 Photoelektrische Linearsysteme

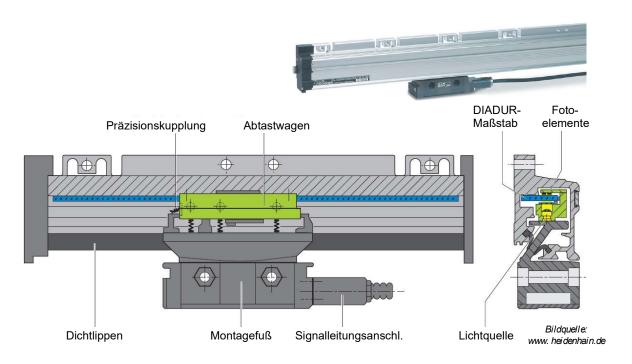


Bild 6.17 Maßstab und Messkopf

6.2.3. Antrieb



Bild 6.18 Asynchron-Servomotor

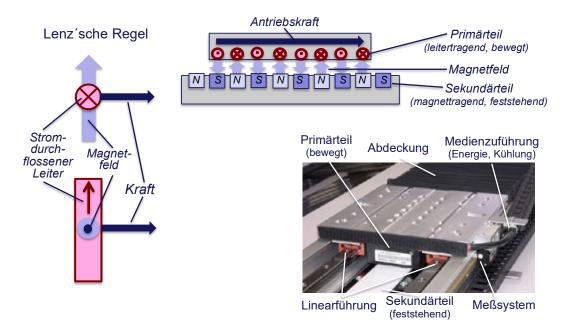


Bild 6.19 Funktionsprinzip des Synchron-Linearmotors

Als lineare Antriebe finden

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

Verwendung.

Die Vorteile des Linearmotors bestehen im Folgenden:

- Hohe Präzision bis $0.1 \, \mu m$
- Hohe Dynamik (gute Dämpfung, kurze Einschwingzeit)
- Große Hübe beliebig lange Verfahrwege 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

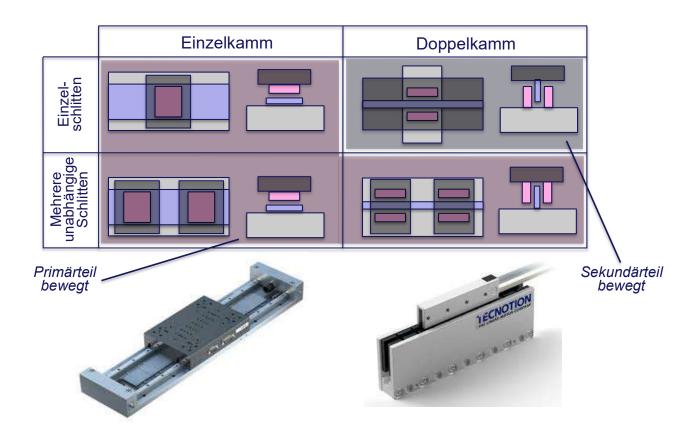
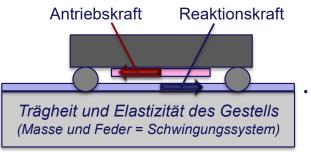


Bild 6.20 Beispiele für Bauformen und Anordnungsmöglichkeiten



Bild 6.21 Problematik des Linearmotors



- hohe Kraftanstiegsgeschwindigkeiten der Lineardirektantriebe ermöglichen das Erreichen hoher Beschleunigungen und Beschleunigungsänderungen (Ruck)
- direkte Anbindung der Linearmotorkomponenten an Gestell und Schlitten führen zu unmittelbarer Krafteinleitung in die schwingungsfähigen Strukturen

Bild 6.22 Entstehung der Schwingungsanregung



Bild 6.23 Möglichkeiten zur Reduzierung der Schwingungsanregung

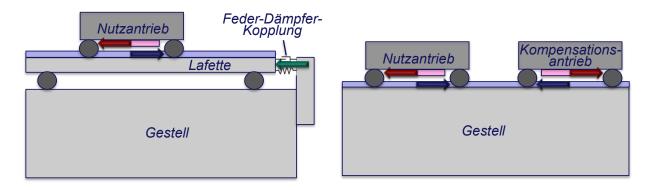


Bild 6.24 Reduzierung der Schwingungsanregung durch Impulsentkopplung (links) und Impulskompensation (rechts)

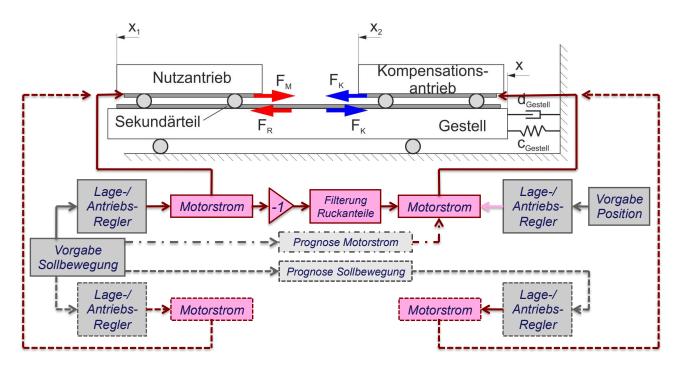


Bild 6.25 Varianten der Impulskompensation

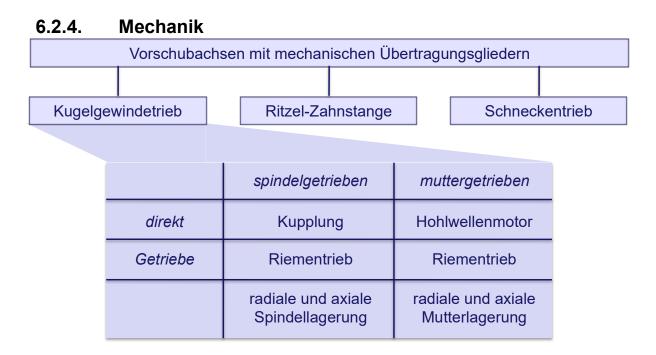


Bild 6.26 Varianten des Kugelgewindetrieb

6.2.4.1. Kugelgewindetrieb

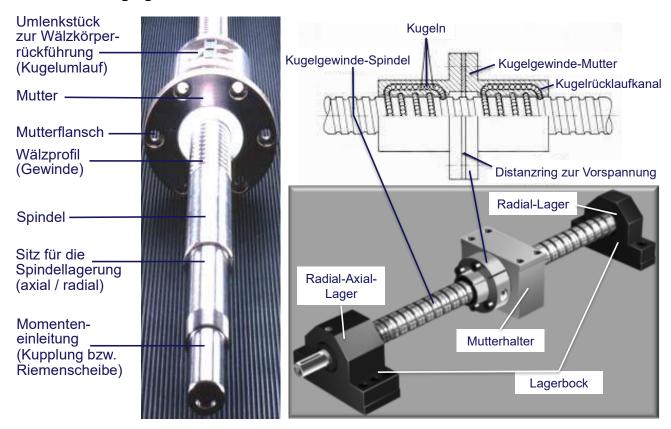


Bild 6.27 Komponenten des KGT

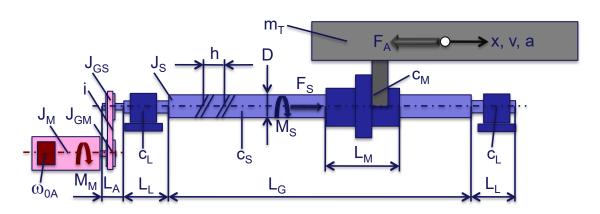


Bild 6.28 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsforderungen

 $\begin{array}{lll} \text{Verfahrweg } x_{max} & L_G \\ \text{Geschwindigkeit } v_{eil} & n_{M \; max}, i, h, n_{S \; max}(K_D, n_{krit}) \\ \text{Beschleunigung } a_{max} & i, h, M_{M \; max}/J_{red} \\ \text{Lastaufnahme } F_{S \; max} & F_{S \; knick}, C_0 \\ \text{Lebensdauer} L & C \\ \text{Antriebskraft } F_{A \; max} = F_{S \; max} & i, h, M_{M \; max} \\ \text{Genauigkeit } \Delta x & K_v(\omega_{axial}), c_{axial} \\ \end{array}$

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

Verfahrweg
$$x_{max}$$
: $(L_G-L_M)>x_{max}$ $L_G>x_{max}+L_M$. Aus $\varphi_S=\varphi_M/i$ und $x=(h/2\pi)*\varphi_S$ folgt $x=\frac{h}{2\pi i}\varphi_M$.

Bild 6.29 zeigt die konstruktive Ausführung eines Kugelgewindetriebes.

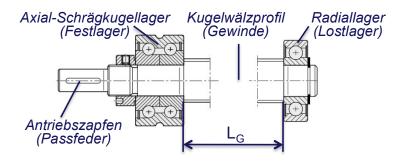


Bild 6.29 Vorschubantrieb mit KGT

Für die Eilgeschwindigkeit v_{eil} gilt: $v_{eil}/h \leq n_{S\,max} \leq n_{M\,max}/i$. Dabei ist zu prüfen, dass $n_{S\,max} \leq Min[(K_D/D), n_{krit}]$ 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. Bild 6.31 sind Beispiele gezeigt, welchen **Einfluss** Radiallagerung und die Stellung der Mutter auf die Eigenfrequenzen und die

Schwingungsformen haben.

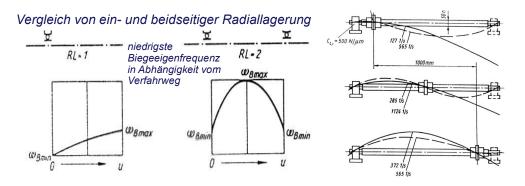


Bild 6.31 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Maximaldrehzahl

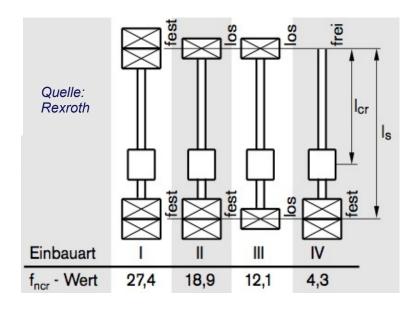


Bild 6.32 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Maximaldrehzahl

Bild 6.32 zeigt ein Auslegungsbeispiel für einen Kugelgewindetrieb.

$$n_{krit} = n_{crp}$$
 $n_{cr} = f_{ncr} * \frac{d_2}{l_{cr}^2} * 10^7 (min^{-1})$
 $n_{crp} = 0.8 * n_{cr} (min^{-1})$

 (min^{-1}) Kritische Drehzahl n_{cr} (min^{-1}) Zulässige Betriebsdrehzahl n_{crn} Beiwert, der von der Lagerung bestimmt wird f_{ncr} d_2 Kerndurchmesser (siehe Maßtabellen) (mm) l_{M} Kritische Länge für vorgespannte Mutternsysteme (mm)(mm)Abstand Lager-Lager

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

$$\begin{split} M_M &= J_{red} * \ddot{\varphi}_M \\ J_{red} &= J_M + J_{GM} + (1/i^2) * [J_{GS} + J_S + (h/2\pi)^2 * m_T] \\ \alpha &= \ddot{x} = [h/(2\pi i)] * \ddot{\varphi}_M \end{split}$$

Wegen $d_a/d_i = 0$ folgt

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

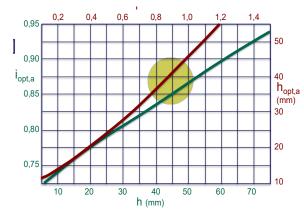
Da auch $d_a/d_h=0$ gilt, folgt

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

Für das Maximalmoment ist die Bedingung

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

einzuhalten.



Für mittlere Vorschubachse:

$$m_T = 1000 \ kg$$

$$L = 1 m$$

$$D = 40 mm$$

$$\Rightarrow h = 40 mm$$

$$i = 1$$

Bild 6.33 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Maximalbeschleunigung

f _{Fc} - Wert	Einbauart			
2,6	IV D			
10,2				
20,4				
40,6	I Ic Fc			

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 $F_{S\;max} \leq Min(F_{S\;Knick}, C_0/S_0)$ eingehalten ist. Dabei sind C_0 die Statische Tragzahl (entsprechend Katalog) und S_0 der Statische Tragsicherheitsfaktor $(S_0=4)$. Desweiteren wird die Knickkraft $F_{S\;Knick}$. wie folgt berechnet:

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

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 \ge F_{\ddot{a}quiv}\sqrt[3]{L\ [Umdr.\]/100}.$

Die Kraft $F_{\ddot{a}auiv}$ wird aus

$$F_{\ddot{a}quiv} = \sqrt[3]{\sum_{i} |F_{Ai}|^3 * (n_i/n_m) * \tau_i}$$

mit

$$n_m = \sum_i |n_i| * \tau_i$$
 und
$$L_h \ [Std.\] = L \ [Umdr.\]/(60 * n_m \ [Umdr/min]),$$

$$\tau_i = t_i/T$$

Die Zeitintervalle t_i sind in Bild 6.35 abgebildet.

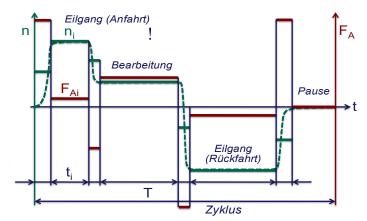


Bild 6.35 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Lebensdauer

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

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

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

Das Antriebsmoment muss der Beziehung

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

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

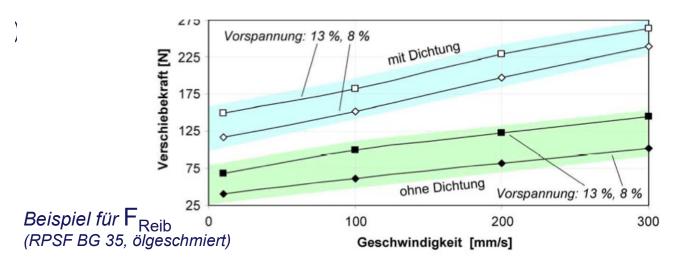
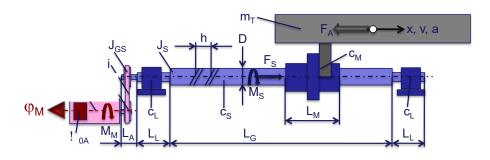


Bild 6.36 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Antriebskraft

Die Zusammenhänge bez. der Genauigkeit bei indirekter Lagemessung sind in den folgenden Gleichungen zusammengestellt.

$$\begin{aligned} x_{ist} &= (h/2\pi*i)*\varphi_m, \ \Delta x_{stat} = F_A/c_{axial}, \\ 1/c_{axial} &= 1/c_L + 1/c_S + 1/c_M \\ c_{axial} &= \frac{c_L*c_S*c_M}{c_L*c_S + c_L*c_M + c_S*c_M} \\ c_S &= \frac{\pi*E*D^2}{4L_G} > 2c_{axial} \\ \Delta x_{therm} &\geq \alpha*L*\Delta T \qquad \text{folgt} \qquad \Delta x/x > \alpha*\Delta T \approx 10^{-5}*\Delta T \end{aligned}$$



Mit

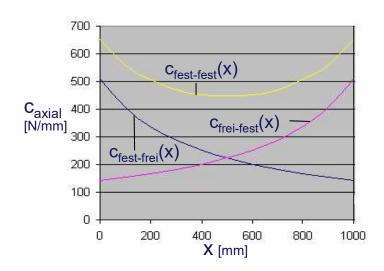


Bild 6.37 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Genauigkeit (Indirekte Lagemessung)

In Bild 6.38 ist die Auslegungsbeziehung für die direkte Lagemessung gezeigt.

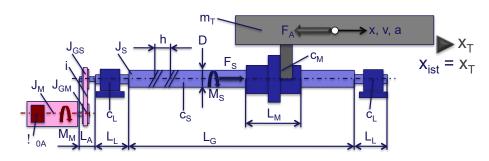
Es gilt für die Genauigkeit
$$\Delta x$$
: $\omega_{axial} = \sqrt{c_{axial}/m_{axial}}$

Weiterhin ist $\Delta x_{dyn} \geq v/K_v$. Bezüglich der Reglerstabilität gilt

$$K_v \le \omega_{0A}/2D_A$$
 und $\omega_{axial} > 2\omega_{0A}$.

Daraus folgt $\omega_{axial} > 4D_A * K_v$

$$\text{Mit } D_A = 0.8 \dots 0.9: \quad K_v < \omega_{axial}/3$$



Vergleich von ein- und beidseitiger Axiallagerung

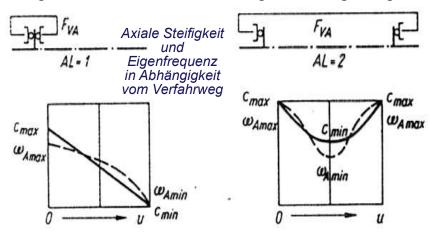


Bild 6.38 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Genauigkeit (Direkte Lagemessung)

In Bild 6.39 und Bild 6.40 ist der Ablauf der Auslegung eines Kugelgewindetriebes schematisch dargestellt. Einmal eine Auslegung als statisch orientierter Ablauf nach DIN und zum anderen ein Auslegungsablauf unter Berücksichtigung der dynamischen Anforderungen.

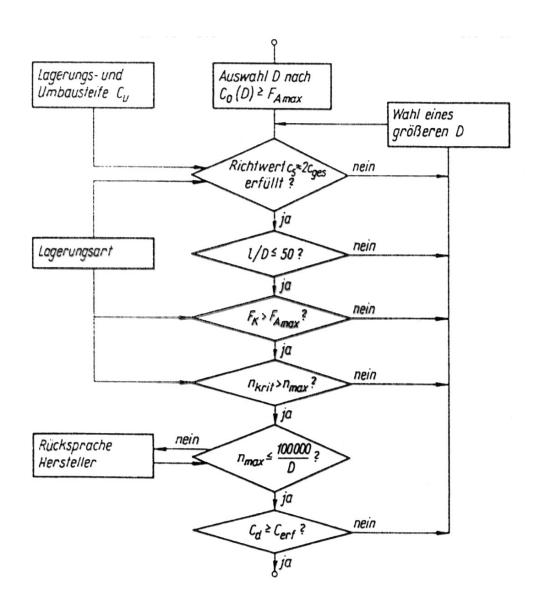


Bild 6.39 Vorschubantrieb mit KGT – Statisch orientierter Auslegungsablauf nach DIN

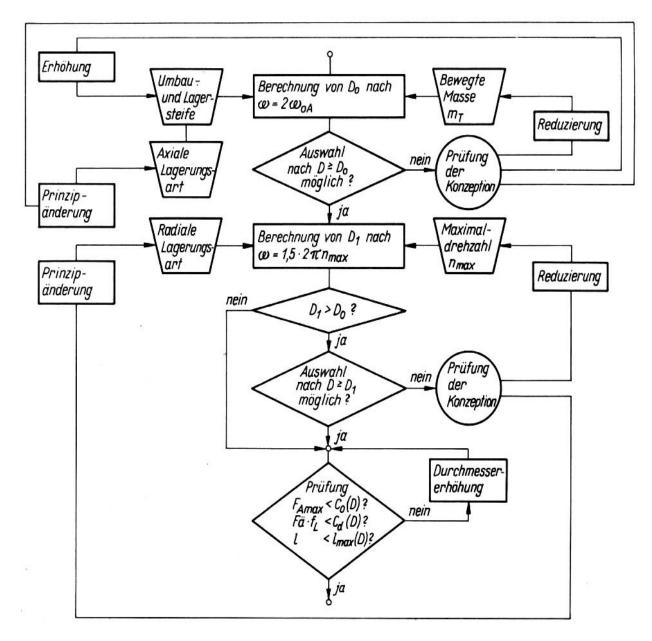


Bild 6.40 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsablauf nach dynamischen Anforderungen

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

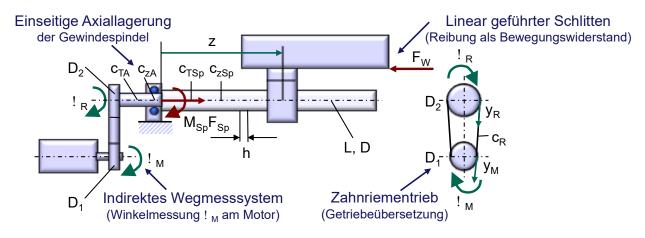


Bild 6.41 Beispielaufgabe – Genauigkeit des KGT: Aufgabenstellung

Folgende Größen sind bekannt:

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

Gewindespindel: $E = 2.1 * 10^5 \ N/mm^2 \ G = 8.2 * 10^4 \ N/mm^2$

 $L = 1000 \, mm \, D = 25 \, mm \, h = (20,40) \, mm$

 $A = 533,4 \ mm^2 \ I_T = 3,835 * 10^4 \ mm^4$

 $c_{TA} = 0.02 \ Nm/\mu rad \ C_{zA} = 150 \ N/\mu m$

Reibkraft: $F_R = 4 * 80 N$

Die Berechnung soll unter Vernachlässigung von

- Steigungsfehlern,
- Thermisch bedingten Verformungen und
- Vernachlässigung von dynamischen Effekten vorgenommen werden.

Der Lösungsansatz ist in Bild 6.42 gezeigt.

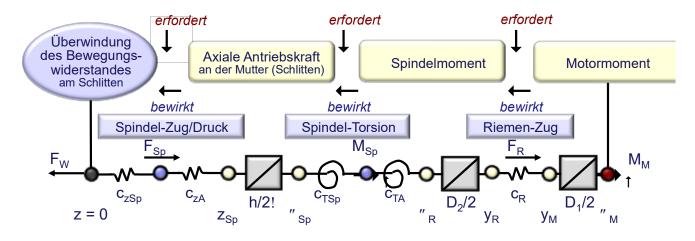


Bild 6.42 Beispielaufgabe – Genauigkeit des KGT: Lösungsansatz

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 Nachgiebigskeitanteile 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.

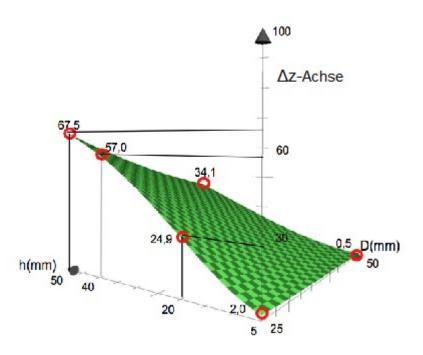


Bild 6.43 Beispielaufgabe – Genauigkeit des KGT: Ergebnis (Einfluss der Steigung)

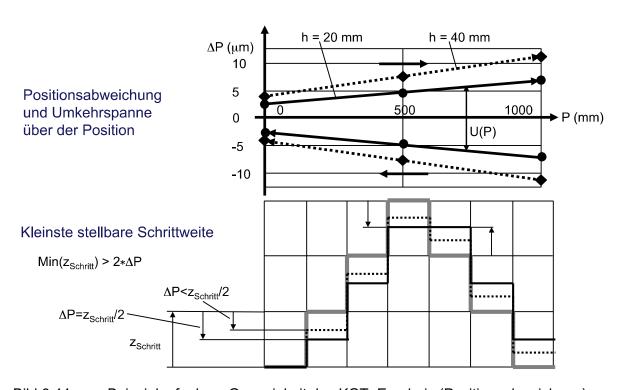


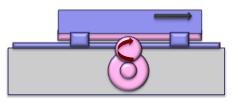
Bild 6.44 Beispielaufgabe – Genauigkeit des KGT: Ergebnis (Positionsabweichung)

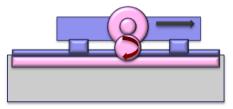
6.2.4.2. Ritzel-Zahnstange

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



Antriebsvarianten





Antrieb am Bett

Antrieb am Schlitten

Typische Anwendungen

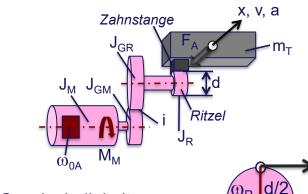






Großteile-Bearbeitungsmaschinen

Bild 6.45 Komponenten, Varianten und Anwendungen



Geschwindigkeit v_{Eil}

V V

$$v = \omega_R * d/2$$
$$\omega_R = 2\pi * n_R$$
$$n_R = n_M / i$$

Bild 6.46 Vorschubantrieb mit Maximalgeschwindigkeit

Ritzel-Zahnstange

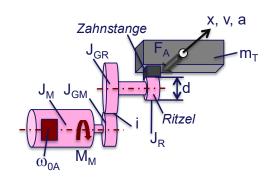
Auslegungsbeziehungen:

Kinematische Transformation:

$$\phi_{R}=\phi_{M}\,/\,i\ ,\ x=(d/2)\!\!*\!\phi_{R}$$

$$x = \frac{d}{2*i} \phi_M$$

 $v_{Eil} \le (\pi * d/i) * n_{Mmax}$



Beschleunigung a_{max}

$$M_{Mmax} \ge 2*i*J_{red}*a_{max} / d$$

$$\begin{split} &M_M = J_{red} * \dot{\phi}_M \\ &J_{red} = J_M + J_{GM} + (1/i^2) * [J_{GR} + J_R + (d/2)^2 * m_T] \\ &a = \ddot{x} = (d/(2*i)) * \dot{\phi}_M \end{split}$$

Bild 6.47 Vorschubantrieb mit Ritzel-Zahnstange – Auslegungsbeziehungen: Maximalbeschleunigung

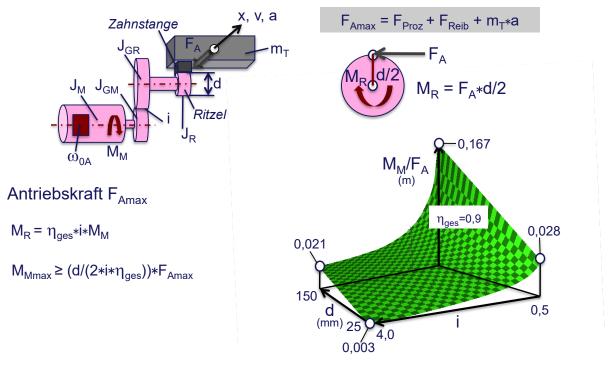


Bild 6.48 Vorschubantrieb mit Ritzel-Zahnstange – Auslegungsbeziehungen: Antriebskraft

6.2.4.3. Ausführungsvarianten im Vergleich

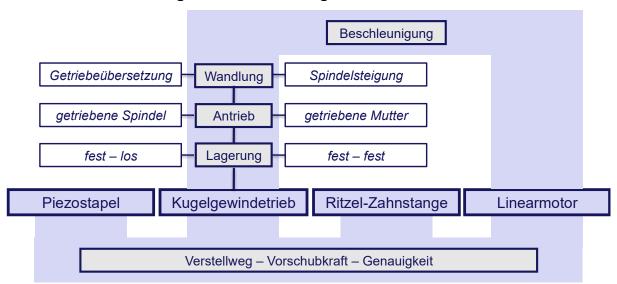


Bild 6.49 Vergleichsvarianten

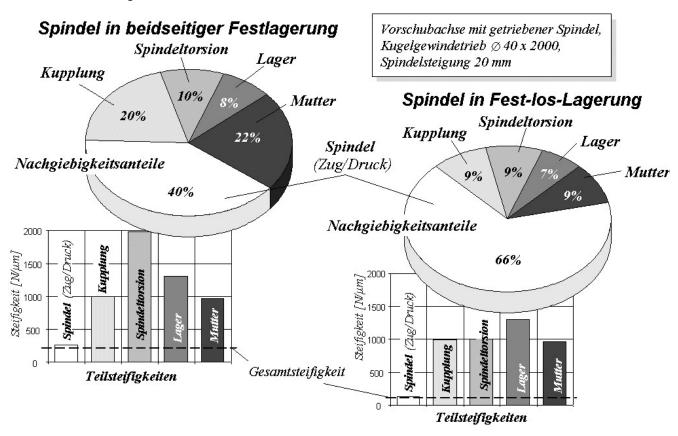


Bild 6.50 Vorschubantrieb mit KGT – Lagerungsvarianten nach [8]

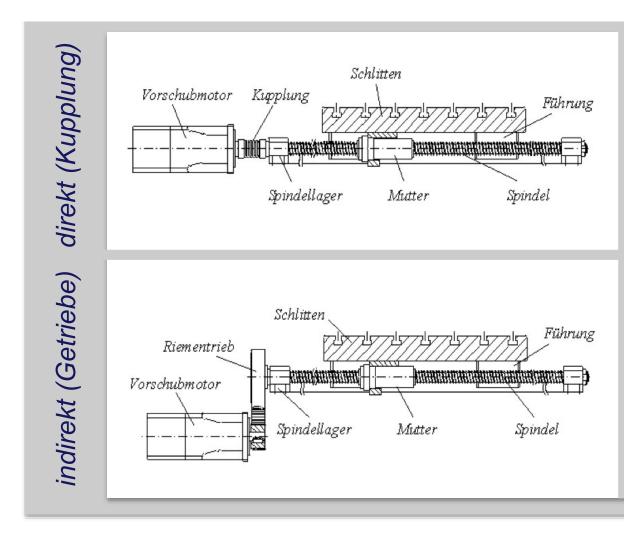


Bild 6.51 Vorschubantrieb mit KGT – Antriebsvarianten: Aufbau, nach [8]

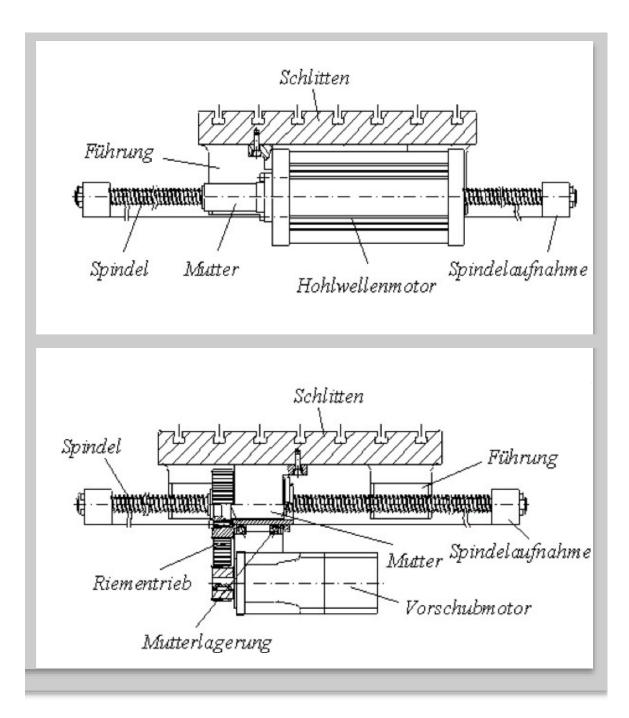


Bild 6.52 Vorschubantrieb mit KGT: Getriebene Mutter – Antriebsvarianten: Aufbau, nach [8]

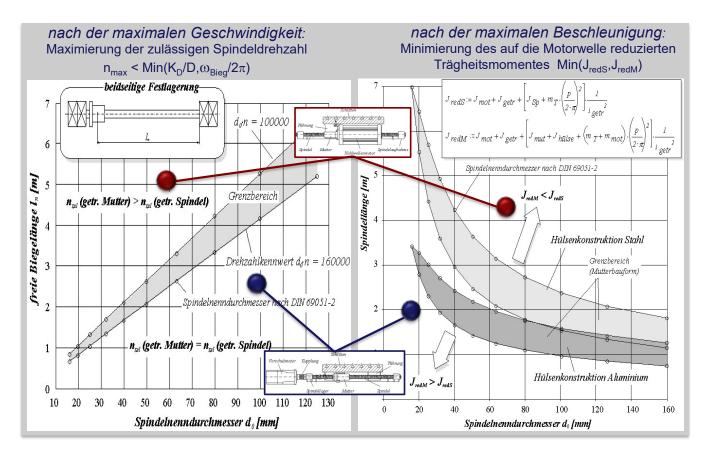


Bild 6.53 Vorschubantrieb mit KGT – Antriebsvarianten: Auswahl, nach [8]

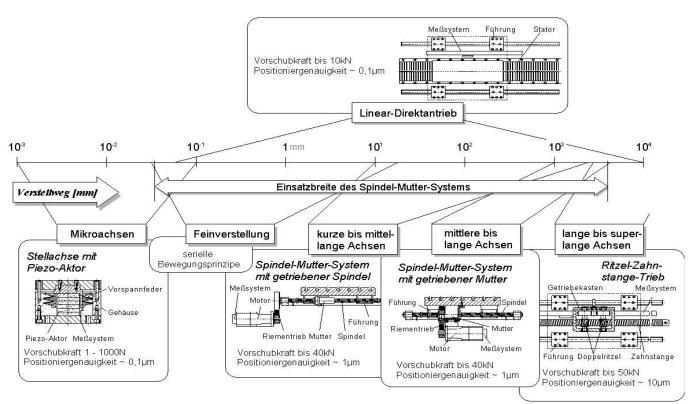


Bild 6.54 Verstellwegbereiche der Antriebsarten von Vorschubachsen, nach [8]

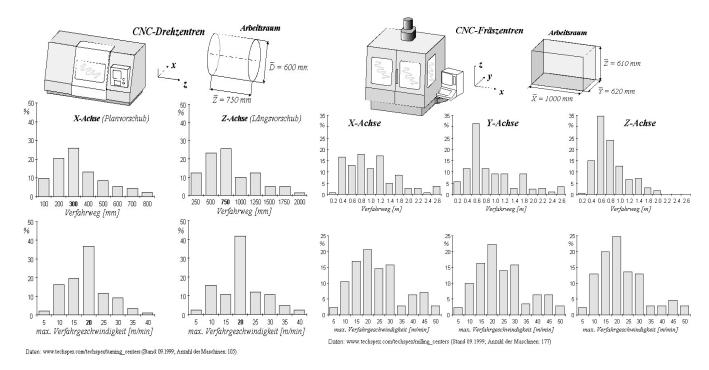


Bild 6.55 Verstellwege und Geschwindigkeiten von Vorschubachsen für Dreh- und Fräsmaschinen, nach [8]

Folgenden wird ein Vergleich zwischen Kugelgewindetrieb dem 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	Stahl ($\rho = 7.85 * 10^3 \ kg/m^3$)
•	Abmessungen	L = 1000 mm D = 40 mm
•	Steigungseinfluss bei	$i = 1$ für $h = 20, 30, 40 \ mm$
•	Übersetzungseinfluss bei	$h = 30 \ mm \ \text{für} \ i = 1, 2, 3, 4$

Annahmen:

Vereinfachend sind für die Drehträgheiten der spindelseitigen Riemenscheibe der nicht mit L,D beschriebenen Spindelanteile (Anschlussstück für Lagerung) $J_{SS}=0.2*J_S$ sowie für die Drehträgheiten von Motor und motorseitiger Riemenscheibe $J_M+J_{SM}=0.1*J_S$ anzusetzen.

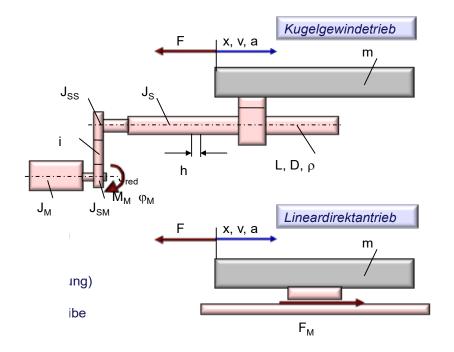


Bild 6.56 Vergleich des Beschleunigungsvermögens von KGT- und Lineardirektantrieb

Lösung:

Für den Kugelgewindetrieb gilt:

Bezüglich der Motorachse:

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

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

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

Die Transformation auf die Schlittenachse erfolgt zu:

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

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:

$$F_M = m * a + F$$

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

Die Beschleunigung ergibt sich damit zu:

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

Einfluss von Gewindesteigung und Übersetzung beim Kugelgewindetrieb:

$$[a/(F_M - F) * 10^3] (m/s^2)/N$$

Für i = 1 ergibt sich:

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

mit $h[m]$ und $m[kg]$

Für h = 0.03 m ergibt sich:

$$a/(F_M - F) * 10^3 = 22.8/(2.3676 + 0.1973 * i^2 + 0.0228 * m)$$
 mit $m [kg]$

Für den Lineardirektantrieb folgt:

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

Bild 6.57 zeigt deutlich die Unterschiede zwischen den beiden Antriebsarten.

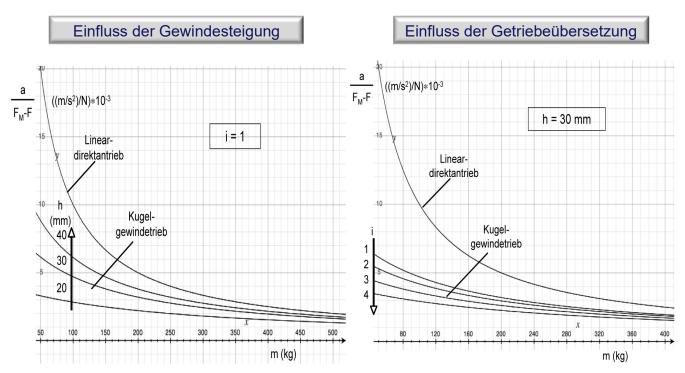


Bild 6.57 Vergleich des Beschleunigungsvermögens von KGT- und Lineardirektantrieb - Ergebnis

6.2.5. **Führung** Häufigkeit des Einsatzes Führungen für Werkzeugmaschinen in Werkzeugmaschinen Hydrodynamische Gleitführungen Wälzführungen Magnetführungen Gleitführungen Hydrostatische Offene Bauweise hydrodynamisch Führungen hydrostatisch Umlaufschuhe aerostatisch Profilschienen sonstige Wälzführungen Rollen Kugeln Profilschienenwälzführungen

Bild 6.58 Einteilung und Verbreitung der Linearführungen

6.2.5.1. Gleitführungen

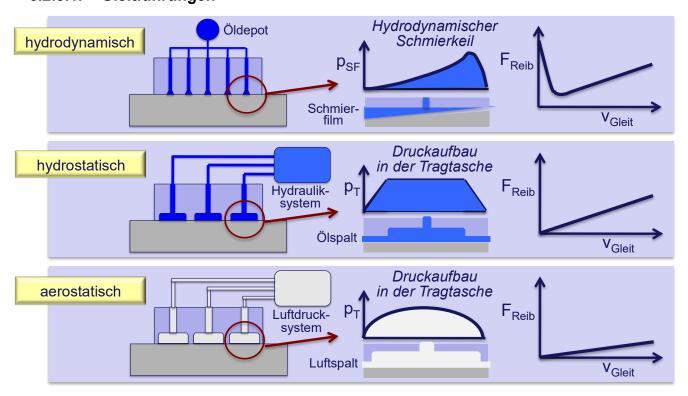
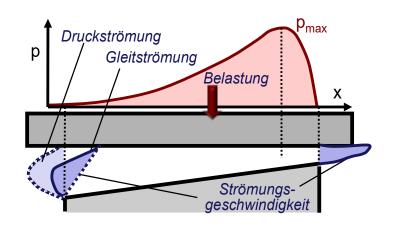


Bild 6.59 Funktionsweise der Gleitführungen

Hydrodynamische Gleitführung

Geschwindigkeitsfeld und Druckaufbau im keilförmigen Schmierspalt





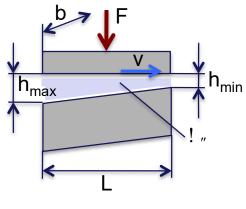


Bild 6.60 Hydrodynamische Gleitführung – Druckaufbau und Tragkraft

Die Berücksichtigung der seitlichen Leckölverluste kann nach Tabelle qay erfolgen.

b/L	0,5	1,0	2,0	4,0	∞
$\psi^{\prime\prime}$	0,20	0,45	0,70	0,85	1,00

Tabelle qay Hydrodynamische Gleitführung – seitliche Leckölverluste

Die Tragkraft des Schmierfilms F wird näherungsweise nach

$$F\approx 0.15\frac{\eta*v*L^2*b}{h_{min}^2}*\psi^{\prime\prime}$$

mit

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

Für Gleitbahnöle gilt ein Zähigkeitsbereich von

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

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

 $b_{erf}=rac{F}{p_{zul}*L}$ berechnet. Dabei ist L die Länge der Führung und $p_{zul}pprox p_{freß}/10$. Werte

für $p_{freß}$ und den zu erwarteten Verschleiß sind für ausgewähte Werkstoffpaarungen in Tabelle 6.2 zusammengestellt.

Gleitpa	aarung	$p_{freß} [N/mm^2]$	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

Hauptarten von Führungsprofilen Flachführung Schwalbenschwanz- V-Führung führung

Funktionsbedingtes Führungsspiel Beispiele für Einstellmöglichkeiten

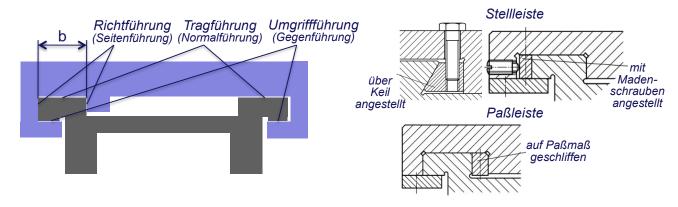


Bild 6.61 Hydrodynamische Gleitführung – Gestaltung

Die Verhältnisse an einer hydrostatischen Gleitführung zeigt Bild 6.62

Reibungsverhalten

Stick-Slip-Effekt (Ruckgleiten)

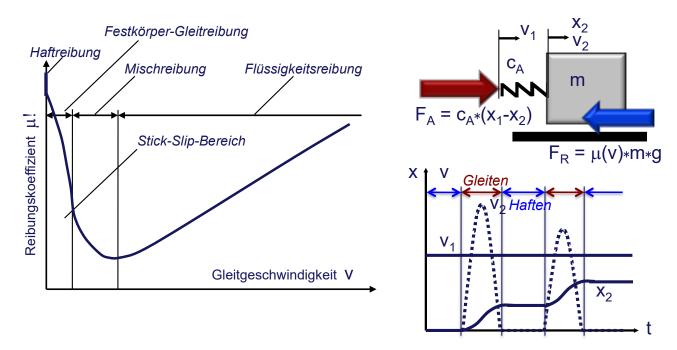


Bild 6.62 Hydrodynamische Gleitführung – Reibung und Stick-Slip

Hydrostatische Gleitführung

Prinzipielle Verhältnisse an der hydrostatischen Drucktasche

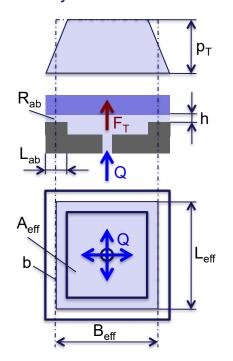


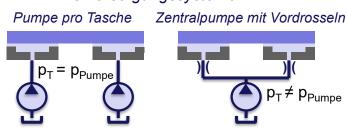
Bild 6.63 Hydrostatische Gleitführung

Tragkraft der Drucktasche

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

 $R_{ab}=\frac{p_T}{Q}=\frac{12*\eta*L_{ab}}{b*h^3}$
 $A_{eff}=L_{eff}*B_{eff}$
 $F_T=p_T*A_{eff}$
 mit
 $p_T=\frac{12*\eta*L_{ab}}{b*h^3}*Q$ wird $F_T \sim 1/h^3$
Spalthöhe $h \approx 20 \dots 60 \mu m$

Ölversorgungssysteme



6.2.5.2. Wälzführungen



Bild 6.64 Arten von Wälzführungen

Offene Wälzführung

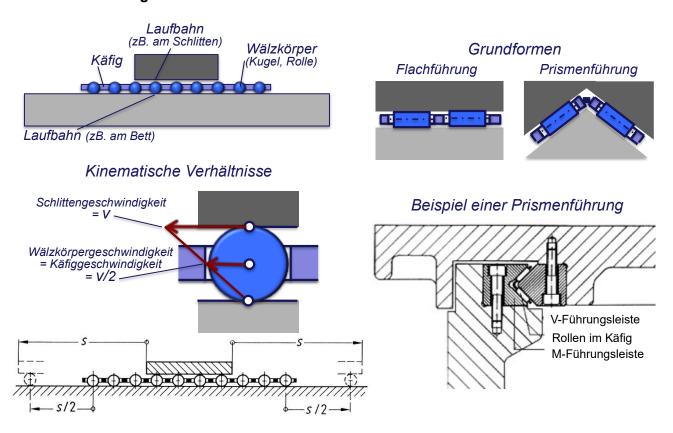


Bild 6.65 Offene Wälzführung

Rollenumlaufschuhe

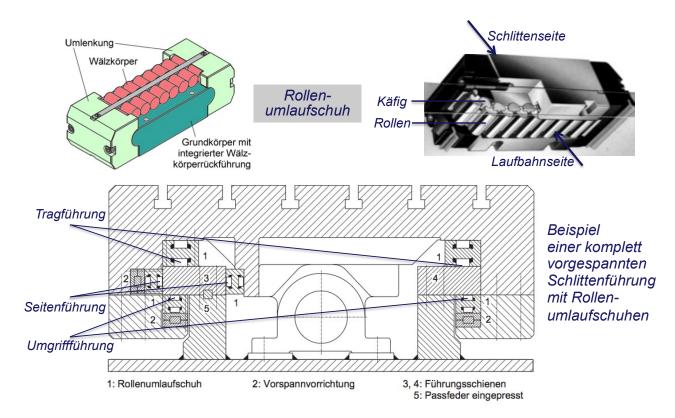


Bild 6.66 Umlaufschuhe

Profilschienenführung

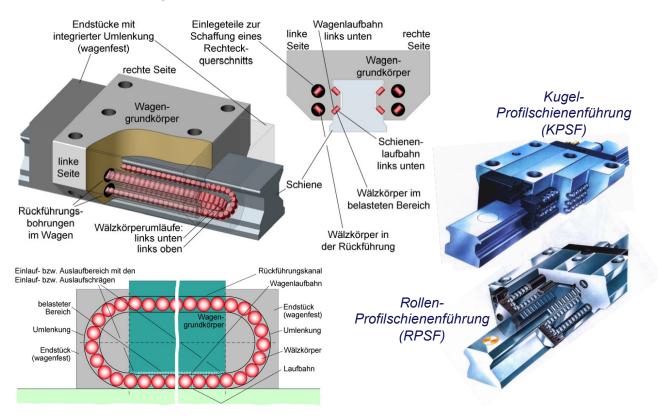


Bild 6.67 Profilschienenführung – Aufbau

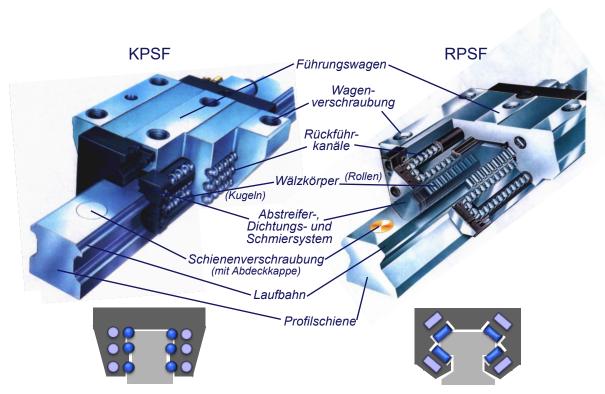


Bild 6.68 Profilschienenführung - KPSF und RPSF

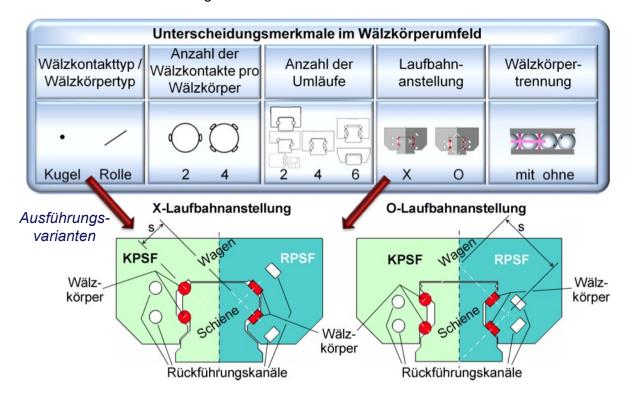


Bild 6.69 Profilschienenführung – Ausführungsvarianten, nach [9]

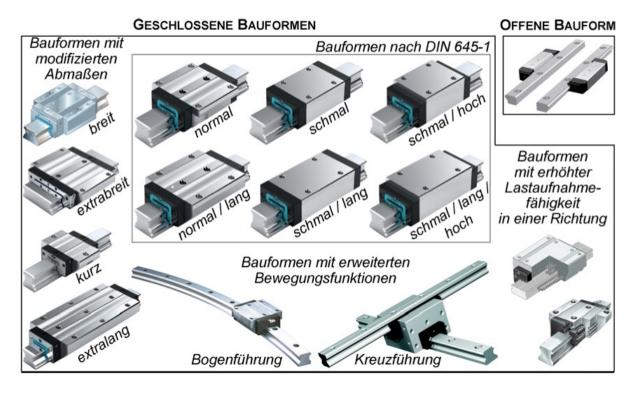


Bild 6.70 Profilschienenführung – Kommerziell angebotene Bauformen, nach [9]

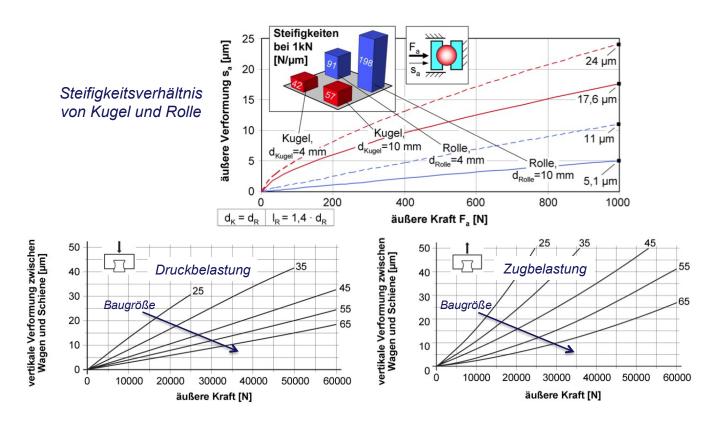


Bild 6.71 Profilschienenführung – Steifigkeit, nach [9]

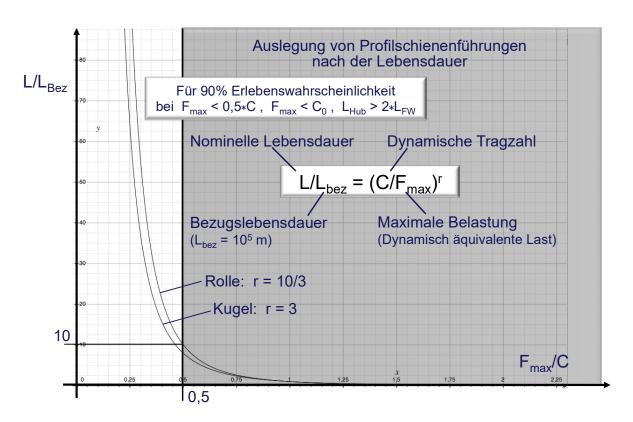


Bild 6.72 Profilschienenführung – Lebensdauerberechnung



Bild 6.73 Profilschienenführung – Dynamische Tragzahl

Die Dynamische Tragzahl $\mathcal C$ 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
$$f_C = \lambda * 24,5 * \left(\frac{2*r_g}{2*r_g - d_K}\right)^{0,41}$$
 [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_{κ} : Kugeldurchmesser

 α : Nennberührungswinkel

 λ : Reduktionsfaktor; Maximalwert von λ ist 0,9

 r_a : 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

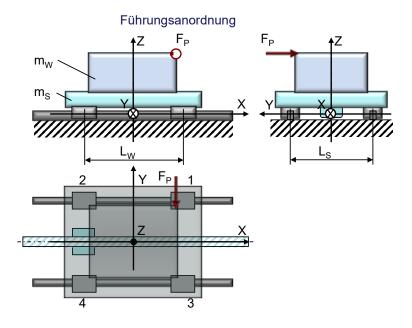


Bild 6.74 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF – Aufgabenstellung

Folgende Parameter sind gegeben:

Führung: K-PSF BG 30; Vorspannklasse C2

r = 3; $X_V = 0.08$; $C = 40\,000\,N$; $C_0 = 57\,800\,N$; $L_{bez} = 10^5\,m$

Anordnung: $L_W = 600 mm$; $L_S = 450 mm$

Trägheiten: $m_W = 300 \ kg \ \text{mit} \ x_{SW} = y_{SW} = 0; \ z_{SW} = 300 \ mm$

 $m_S = 400 \ kg \ \text{mit} \ x_{SS} = y_{SS} = 0; \ z_{SW} = 75 \ mm$

Prozess: $F_P \text{ mit } x_P = 250 \text{ } mm; \ y_P = 200 \text{ } mm; \ z_P = 450 \text{ } mm$

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: $F_{I,ki}$

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

(k: Führungswagen; i: Bewegungsphase)

Berücksichtigung der Vorspannung

Schritt 4: F_{effki}

Vorspannkraft: $F_V = X_V * C$ (X_V : Faktor Vorspannklasse)

Entlastungskraft: $F_{ar} = 2.8 * F_V$ (*C*: dynamische Tragzahl)

 $F_{Lki} > F_{gr} \colon F_{Lki} > F_{gr} \colon F_{effki} = F_{Lki}$

 $F_{effki} = \left[\left(F_{Lki} / F_{gr} \right)^{3/2} * F_{V} \right]$

Dynamisch äquivalente Lagerbelastung

Schritt 5 : $F_{\ddot{a}quk}$

 $F_{\ddot{a}quk} = \sqrt[r]{\sum_{i=1}^{z} [(F_{keff})^{r} * w_{i}]}$

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

w_i: Weganteil der Phase i)

Schritt 6:

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

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

Statische Tragsicherheit

Schritt 7: S_0

$$S_0 = C_0/F \max 0$$
; $F_{max0} = Max(F_{effki})$

(C_0 : Statische Tragzahl)

Bild 6.75 Profilschienenführung – Auslegungsablauf

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

Gesamtmasse und resultierender Schwerpunkt:

$$m = m_S + m_W = 700 \ kg$$

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

Gewichts-und Beschleunigungskräfte:

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

 $F_g = m * a; F_g(A) = 700 N; F_g(B) = 7000 N$

Weg- und Zeitanteile:

$$x_g = \sum \Delta x_i$$
; $x_g(A) = x_g(B) = 0.8 \text{ m}$; $w_i = \Delta x_i / x_g$
 $t_g = \sum \Delta t_i$; $t_g(A) = 49.3 \text{ s}$; $t_g(B) = 5.2 \text{ s}$; $\mu_i = \Delta t_i / t_g$

1. Festlegung der Betriebsbedingungen

Betriebsregime A:

D.		Belastung	X	Y	Z	$x_i(t)$	w_i	t_i	u_i
Phase	i	[<i>N</i>]	[m]	[m]	[m]	[m]		[s]	
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:

Dhace		Dalastama [N]	X	Y	Z	$x_i(t)$	111	t_i	4
Phase	i	Belastung [N]	[m]	[m]	[m]	[m]	w_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 $\Delta x=400~mm$ dargestellt. Bild 6.77 beschreibt den Zustand Bearbeiten.

(A):
$$a_{max} = 1 \text{ m/s}^2$$
 $v_{max} = 30 \text{ m/min}$ (B): $a_{max} = 10 \text{ m/s}^2$ $v_{max} = 120 \text{ m/min}$ $v_{max} =$

Bild 6.76 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF Positionieren

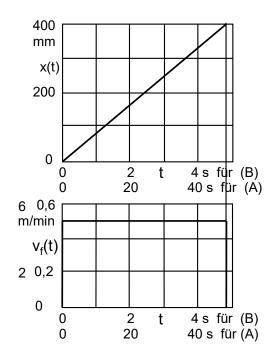


Bild 6.77 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF Bearbeiten

Bearbeiten mit $\Delta x = 400 \ mm$ und

Betriebsregime A:

$$v_f = 0.5 \ m/min$$

$$F_p = 7000 N$$

Betriebsregime B:

$$v_f = 5 m/min$$

$$F_p = 700 \, N$$

2. Belastung durch Kräfte und Momente

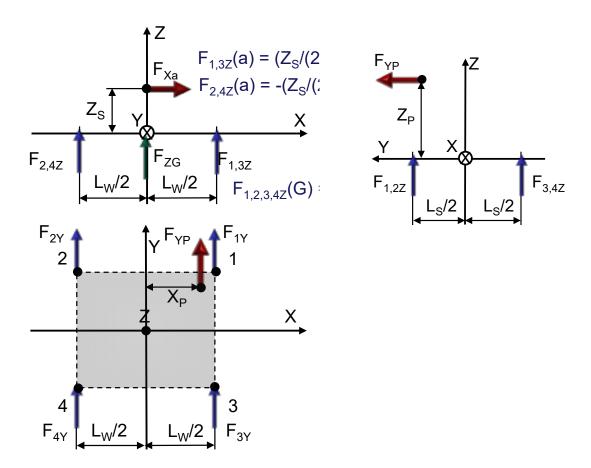


Bild 6.78 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF – Belastungen durch Kräfte und Momente

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$F_{3,4Z}(a) = -[Z_S/(2L_W)] * F_{YA}$$

$$F_{3,4Z}(a)$$

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.

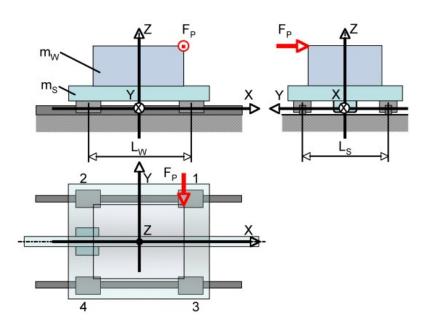


Bild 6.79 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF – Belastungen durch Kräfte und Momente

Betriebsregime A:

$k \rightarrow$		F_{Zki}	[N]			$F_{Yki}[N]$			
i↓	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]		$F_{Yki}[N]$			
i↓	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 inTabelle 6.6, mit den in Bild 6.80 skizierten Definitionen zusammengestellt. Es gilt

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

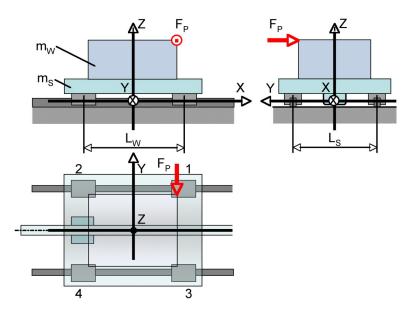


Bild 6.80 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF - Kombinierte äquivalente Lagerbelastung

	E	Betriebsr	egime A	:	Betriebsregime B:			
$k \rightarrow$		F_{Lki}	[N]		$F_{Lki}[N]$			
i↓	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: $F_{ar} = 2.8 * F_V = 8960 N$

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

Die effektiven Lagerkräfte werden dann unter Berücksichtigung der Vorspannung nach

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

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

	E	Betriebsr	egime A	l:	Betriebsregime B:			
$k \rightarrow$		F_{effl}	_{ci} [N]		$F_{effki}[N]$			
i ↓	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 $F_{max0}=Max(F_{eff\ ki})$ für den jeweiligen Betriebsfall (A, B) wird aus Tabelle 6.7 ausgewählt und ergibt für

Betriebsfall A: $F_{max0}(A) = 8673 N$, Betriebsfall B: $F_{max0}(B) = 4781 N$.

5. Dynamisch äquivalente Lagerbelastung

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

$$F_{\ddot{a}quk} = \sqrt[3]{\sum_{i} \left[\left(F_{effki} \right)^{3} * w_{i} \right]}$$

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

$$F_{max} = Max(F_{\ddot{a}qu\,k}).$$

Damit ist

$$F_{max}(A) = 7132 N$$

und

$$F_{max}(B) = 4434 N$$

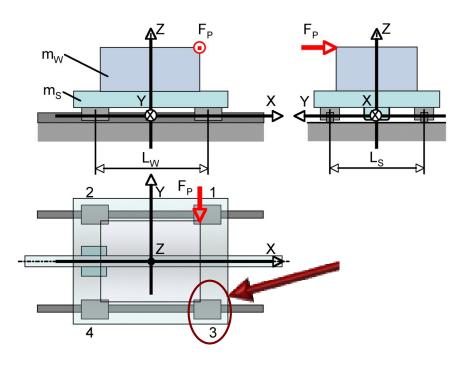


Bild 6.81 Dynamisch äquivalente Lagerbelastung

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

Nominelle Lebensdauer 6.

Nominelle Lebensdauer *L*:

$$L = (C/F_{max})^3 * L_{hez}$$

 $\operatorname{Mit} F_{max}(A) = 7132 \, N \qquad \text{und} \qquad F_{max}(B) = 4434 \, N \quad \text{folgt} \quad \operatorname{mit} \quad \mathcal{C} = 40 \, 000 \, N \quad \text{und}$

 $L_{bez}=10^5\ m$ (siehe Aufgabenstellung) die nominelle Lebensdauer für

Betriebsfall A:

 $L(A) = 17640 \ km$

Betriebsfall B:

 $L(A) = 73420 \ km$

7. Statische Tragsicherheit

Die Statische Tragsicherheit wird aus $S_0 = C_0/F_{\text{max}\,0}$ berechnet. Mit $C_0 = 57\,800\,N$ (siehe Aufgabenstellung und Punkt 4.) folgt für die Betriebsfälle:

Betriebsfall A:

$$F_{max0}(A) = 8673 N$$
 $S_0(A) = 6.7$

$$S_0(A) = 6.7$$

Betriebsfall B:

$$F_{max0}(B) = 4781 N$$
 $S_0(B) = 12.1$

$$S_{0}(R) = 12.1$$

Zusammenstellung der Ergebnisse 8.

Lebensdauer als Laufweg:

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

$$L(A) = 17640 \ km$$

$$L(A) = 73420 \ km$$

Lebensdauer als Betriebsstunden: $L_h = L/v_m$

$$L_h(A) = 304\,000\,h$$

$$L_h(B) = 130\ 000\ h$$

Mittlere Geschwindigkeit:

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

$$v_m(A) = 0.967 \ m/min$$

$$v_m(B) = 9.4 \ m/min$$

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

<i>i</i> →	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:

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

6.2.5.3. Vergleich von Gleit- und Wälzführungen

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

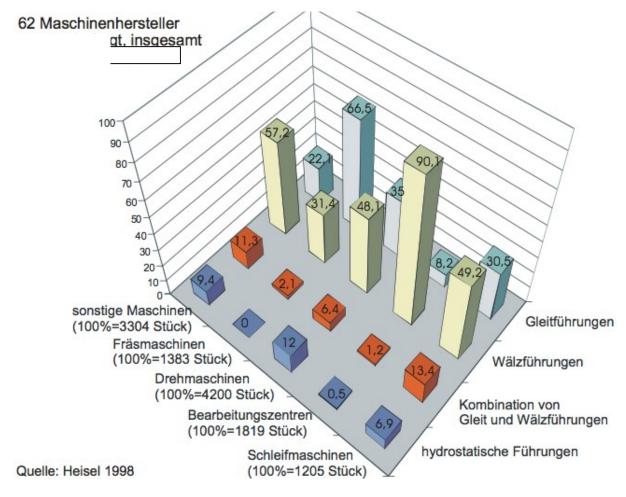


Bild 6.82 Häufigkeit des Einsatzes der Führungsarten in WZM, nach Heisel, 1998

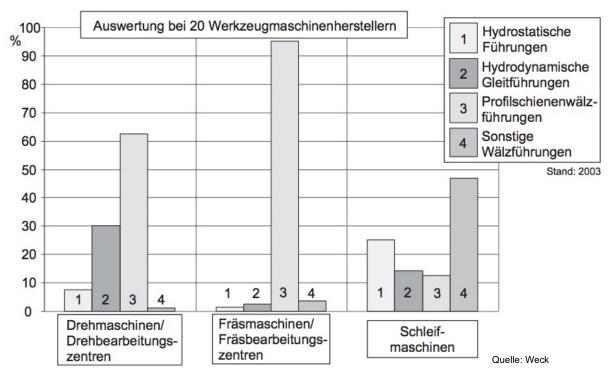
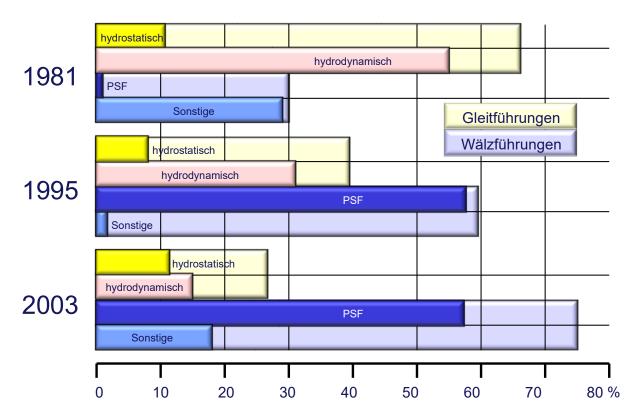
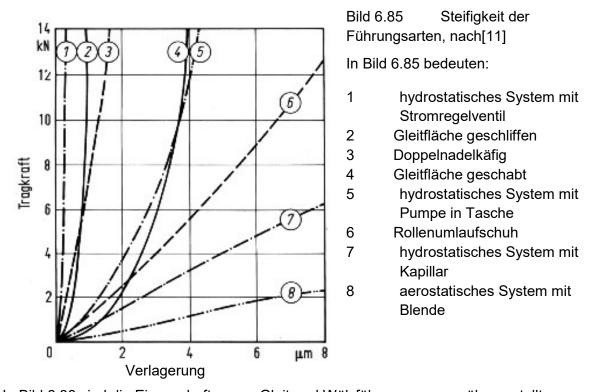


Bild 6.83 Häufigkeit des Einsatzes der Führungsarten in WZM,[10]



PSF Profilschienenführung

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



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

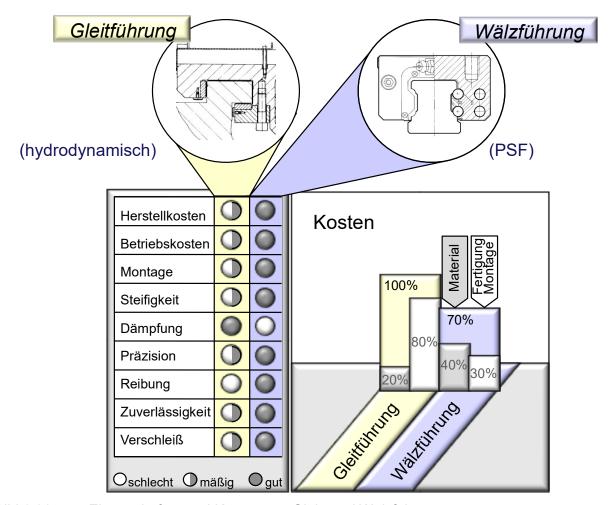


Bild 6.86 Eigenschaften und Kosten von Gleit- und Wälzführungen

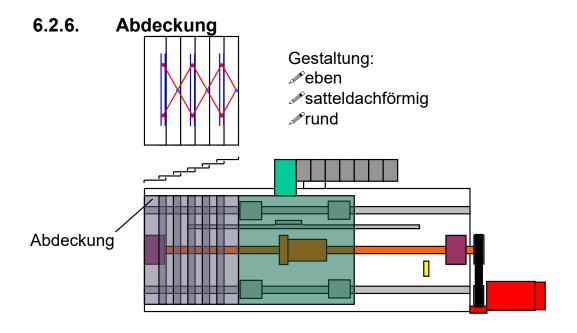


Bild 6.87 Eigenschaften von Abdeckungen

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,
- Verfahrkrafterhöhung durch Reibung,
- Verschleißanfälligkeit und
- Einfluss auf Maximalgeschwindigkeit und -beschleunigung.

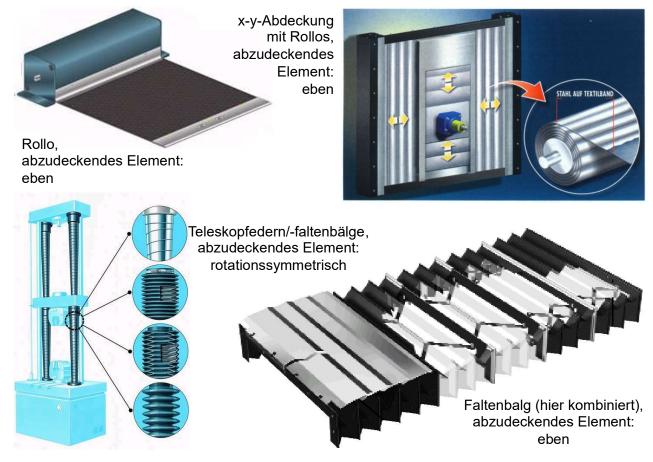


Bild 6.88 Arten von Abdeckungen

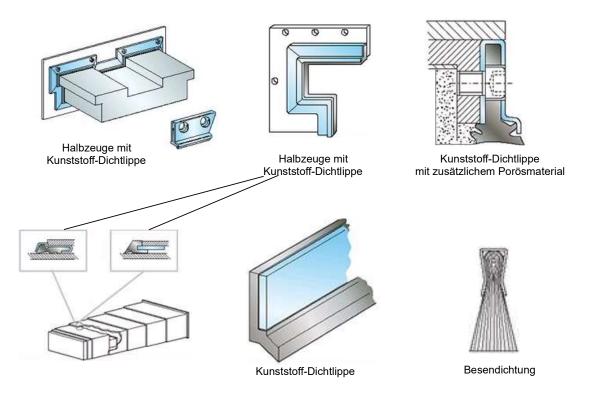


Bild 6.89 Dichtsysteme

6.3. Analyse und Bewertung

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

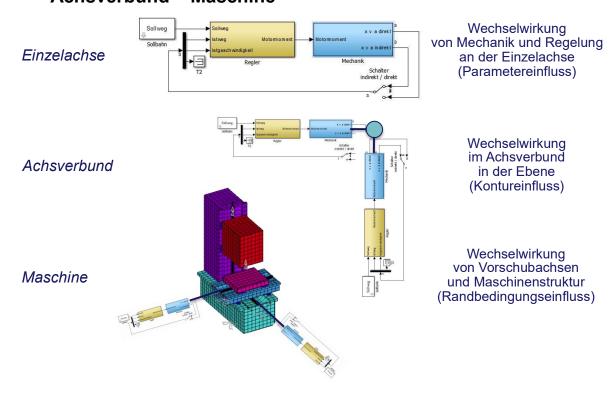


Bild 6.90 Modellebenen und Untersuchungsbereiche

Einzelachse

Wechselwirkung von Mechanik und Regelung an der Einzelachse

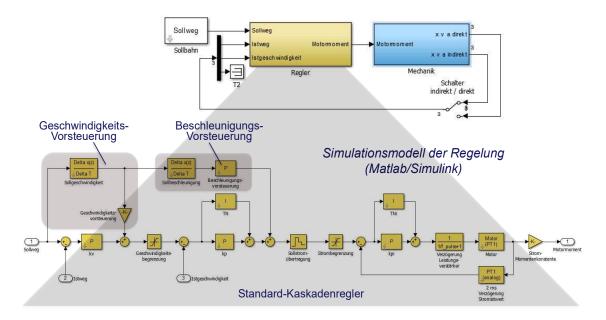


Bild 6.91 Simulationsmodell der Regelung

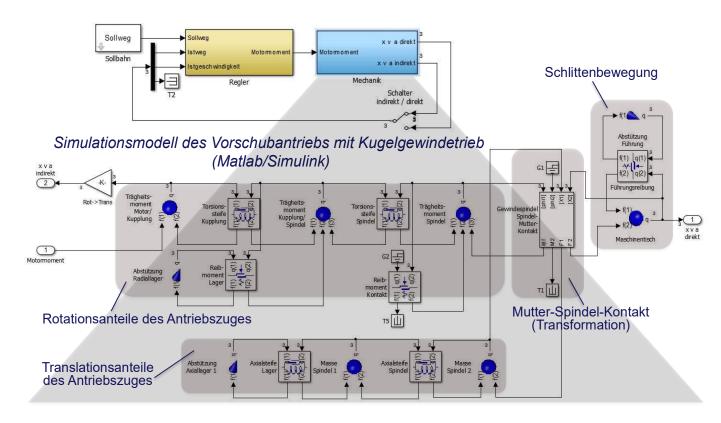


Bild 6.92 Simulationsmodell des Vorschubantriebs mit KGT

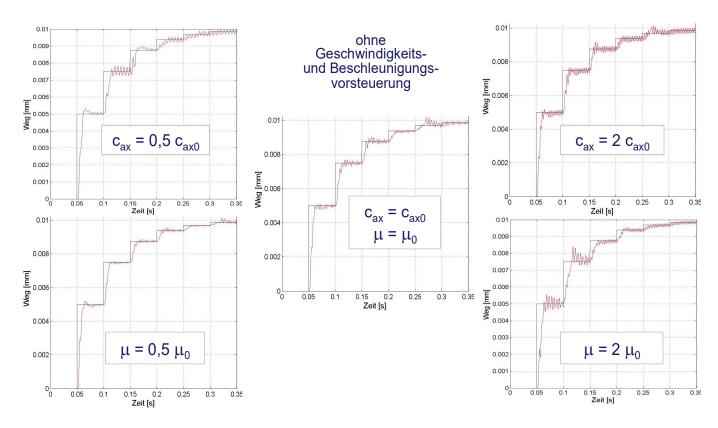


Bild 6.93 Einfluss der Axialsteife und Reibung auf den STEP-RESPONSE-Test

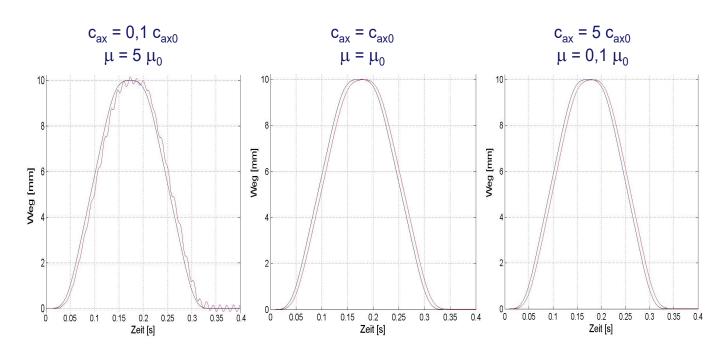


Bild 6.94 Einfluss der Axialsteife und Reibung auf die Position beim Wendevorgang

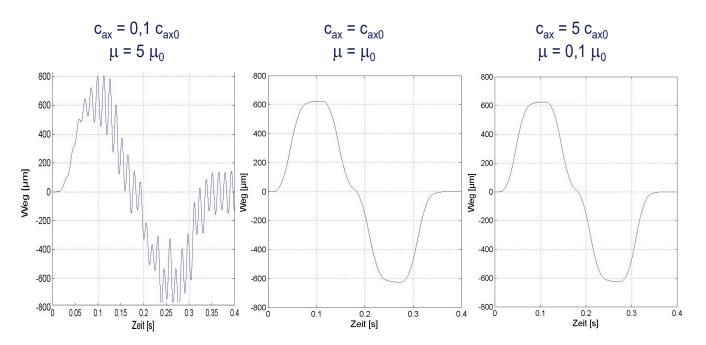


Bild 6.95 Einfluss der Axialsteife und Reibung auf die Lageabweichung beim Wendevorgang

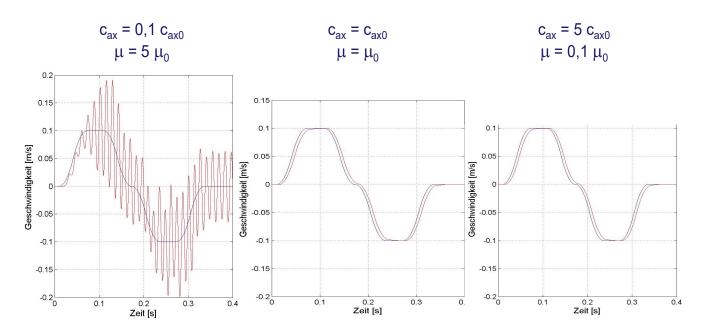


Bild 6.96 Einfluss der Axialsteife und Reibung auf die Geschwindigkeit beim Wendevorgang

Achsverbund

Wechselwirkung im Achsverbund in der Ebene

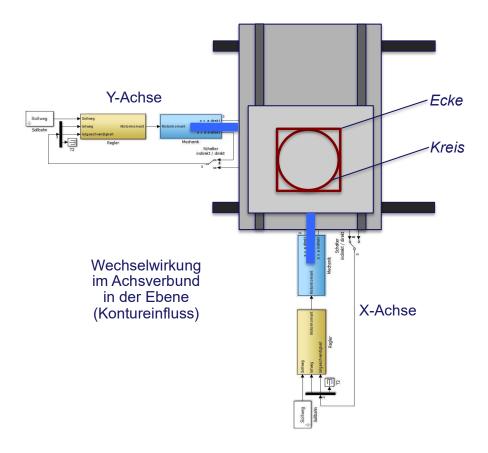


Bild 6.97 Achsverbund und Konturen in der x-y-Ebene

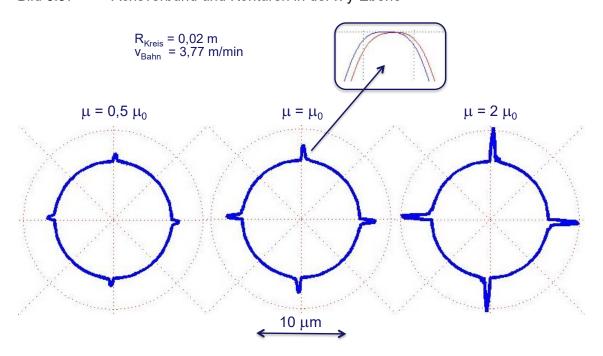


Bild 6.98 Einfluss der Reibung auf den KREIS-Test

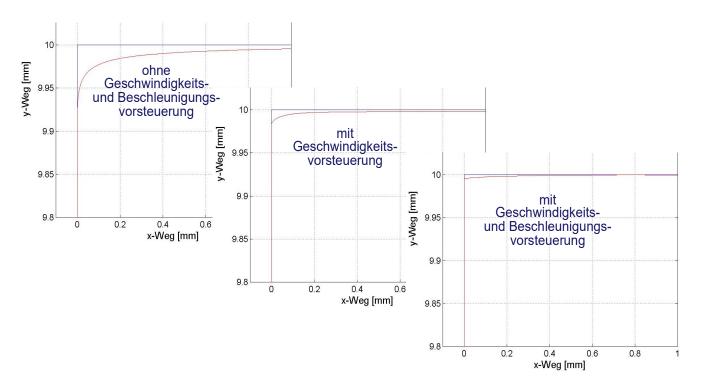


Bild 6.99 Einfluss der Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvorsteuerung auf die ECKEn-Fahrt

Maschine

Wechselwirkung von Vorschubachsen und Maschinenstruktur

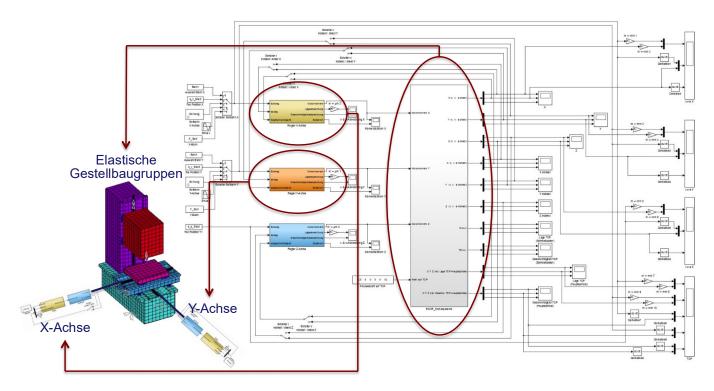


Bild 6.100 Simulationsmodell der Maschine

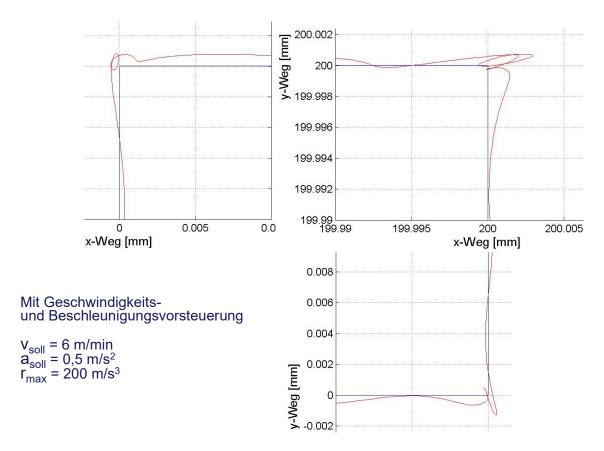


Bild 6.101 Auswirkungen der Strukturdynamik auf die ECKEn-Fahrt

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

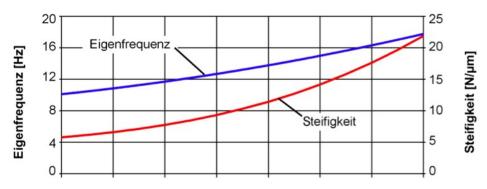


Bild 6.102 Gestell-Eigenschaften des Versuchsstandes, (Eigenfrequenz) nach [12]

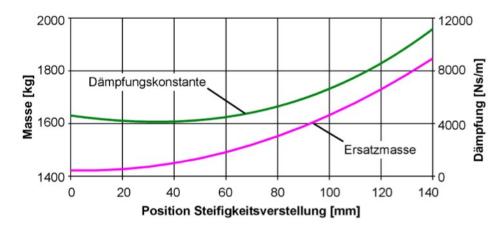


Bild 6.103 Gestell-Eigenschaften des Versuchsstandes (Masse), nach [12]

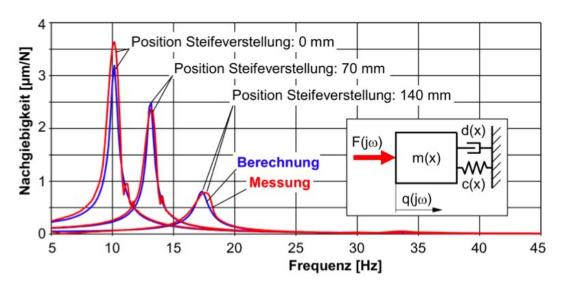


Bild 6.104 Vergleich von gemessenen und simulierten Gestellnachgiebigkeitsfrequenzgängen, nach [12])

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 $f_0 = 0 \ mm^{-1}$, 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:

$$T_i = 1/f_i = \tau_p/i$$
 mit $i = 1,2,3$

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

$$F_{KS}(x,v) = \sum_{i=1}^{3} 2 * [A_i + sign(v) * A_i] * \cos\left(\frac{i * 2\pi}{\tau_p}(x - x_0) + \varphi_i + sign(v) * \varphi_i\right)$$

Die Reibkraft wurde, analog zu den Polynomen $A_{1\dots 3}$, aus dem Verlauf der Kraftamplitude über der Geschwindigkeit bei Ortsfrequenz $f_0=0~mm^{-1}~$ ermittelt und als Polynom $F_R(x,v)$

$$= \sum_{1}^{3} 2 * [A_{Ri} + sign(v) * A_{Ri}] * \cos\left(\frac{i * 2\pi}{\tau_p}(x - x_0) + \varphi_{Ri} + sign(v) * \varphi_{Ri}\right)$$
 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]

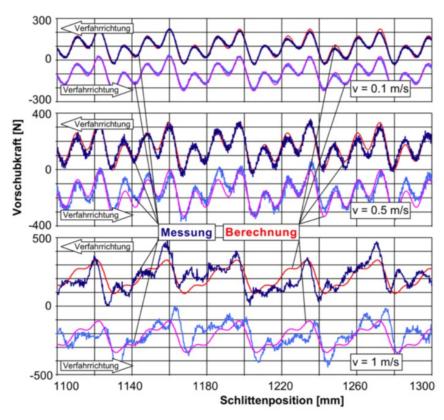


Bild 6.106 Berechnete und gemessene Kraftschwankungen, nach [12]

Simulationsmodell

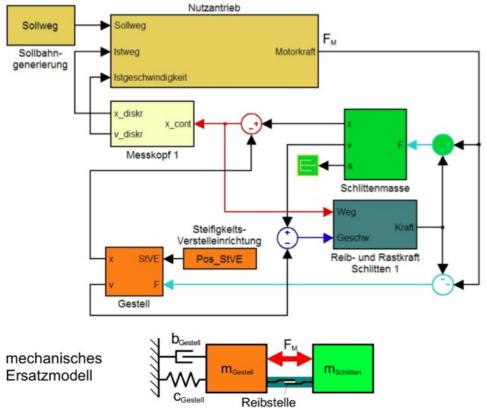


Bild 6.107 Basismodell, nach [12]

"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 parametriert.

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.

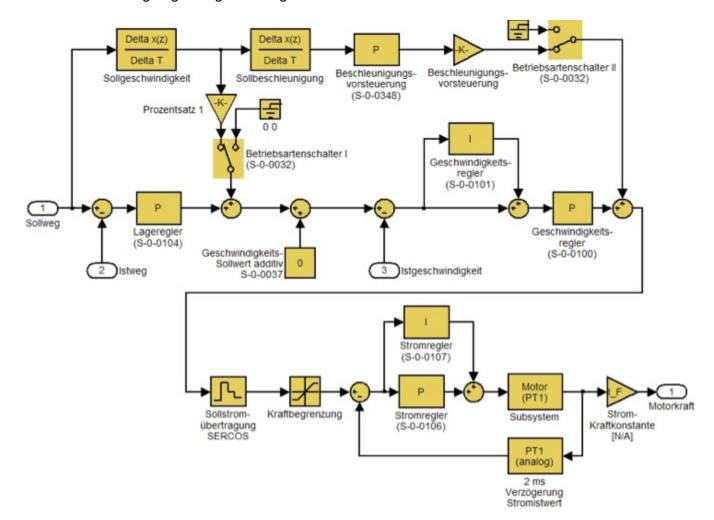


Bild 6.108 Reglerstruktur des Nutzantriebs in Matlab/Simulink, nach [12]

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]

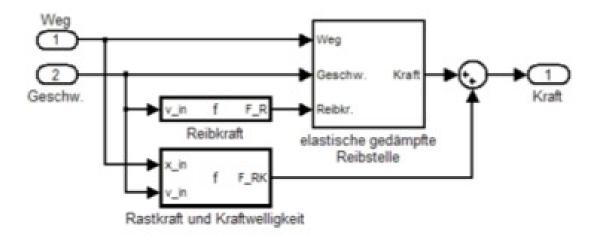


Bild 6.109 Teilmodell "elastisch gedämpfte Reibstelle", [12]

"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.

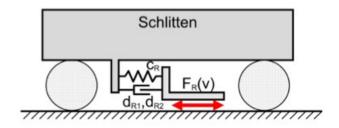


Bild 6.110 Prinzip-Darstellung der Reibstelle, nach [12]

Das entsprechende Teilmodell ist in Bild 6.111 gezeigt.

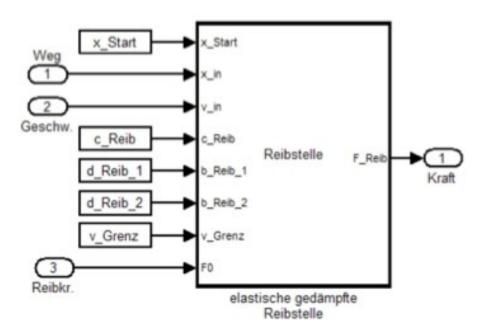


Bild 6.111 Teilmodell "elastisch gedämpfte Reibstelle", [12]

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.

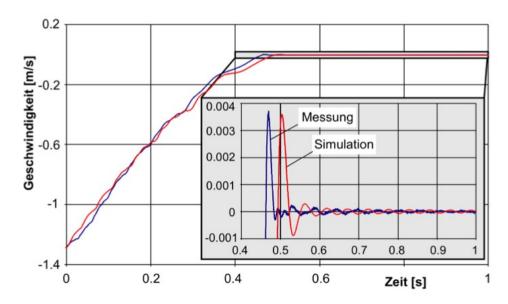


Bild 6.112 Simulierter und gemessener Geschwindigkeitsverlauf beim Auslaufen des Schlittens, nach [12]

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

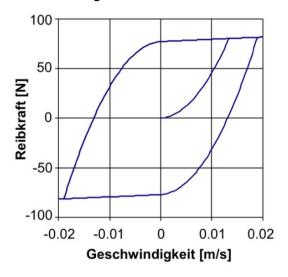


Bild 6.113 Kennlinie der Reibstelle im Simulationsmodell, nach [12]

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.

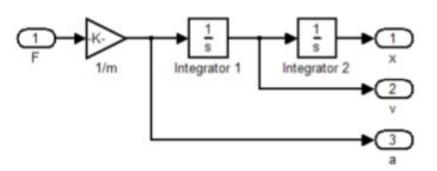


Bild 6.114 Teilmodell "Schlittenmasse", nach [12]

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.

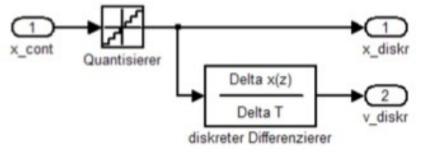


Bild 6.115 Teilmodell "Messkopf", nach [12]

Über die Konstante "Steifigkeitsverstelleinrichtung" wird dem Makro "Gestell" die Position der Steifigkeitsverstelleinrichtung 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.

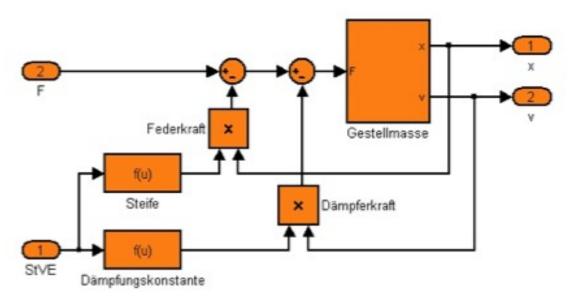


Bild 6.116 Teilmodell "Gestell", nach [12]

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

Tabelle 6.10 Koeffizienten für die Übertragungsfunktion

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

verwendet. Dabei sind $f_{\mathcal{G}}$ die Grenzfrequenz, $f_{\mathcal{B}}$ die Bandbreite und $f_{\mathcal{S}}$ die Abtastfrequenz (Kehrwert der Abtastzeit).

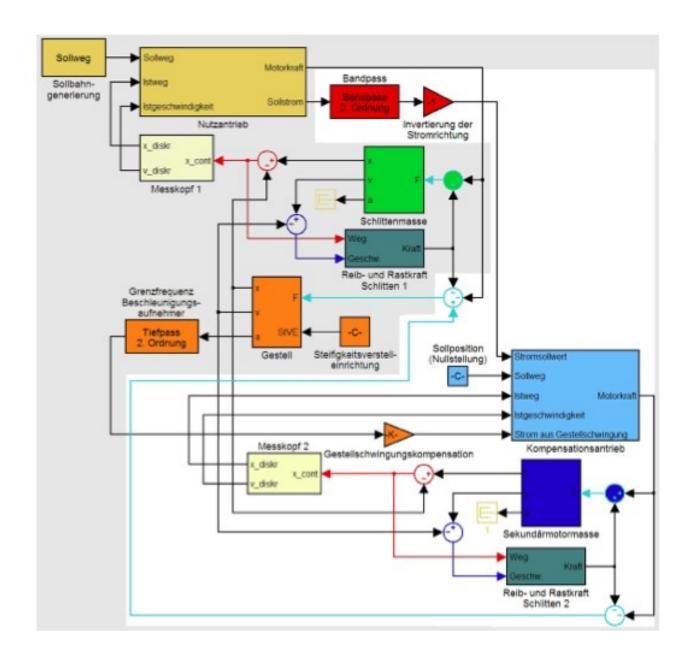


Bild 6.117 Simulationsmodell mit Impulskompensation, nach [12]

6.3.2.2. Modellqualität

Abbildungsqualität der Gestelleigenschaften

"Bei den Messungen zur Bestimmung der Gestelleigenschaften wurden alle Schlitten fest mit dem Gestell verbunden und die an der Schwingung beteiligte Masse sowie die Dämpfung bestimmt. In der Simulation werden die Schlittenmassen 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 Verfahrvorgang mit $v_{soll}=0.5~m/s$, $a_{soll}=40~m/s^2$, $r_{soll}=10000~m/s^3$ 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)

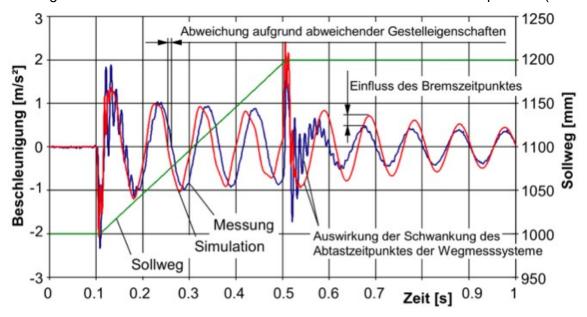


Bild 6.118 Simulierte und gemessene Gestellbeschleunigung, nach [12]

Abbildungsqualität des Antriebsverhaltens

"Die Abbildungsqualität des Antriebsverhaltens soll nachfolgend am Beispiel eines $100 \, mm$ Sollgeschwindigkeit $v_{soll} = 0.5 \ m/s$ Verfahrvorgangs um mit Sollbeschleunigung $a_{soll} = 40 \ m/s^2$ sowie Sollruck $r_{soll} = 10000 \ m/s^3$ gezeigt werden. Verglichen wird das gemessene Verhalten eines Einzelantriebs alternativ mit Steuerungsregler oder Antriebsregler sowie das entsprechende simulierte Verhalten. Reglereinstellungen wurden verwendet: Proportionalverstärkung Lageregelkreises $k_V = 61.5 \, s^{-1}$, Proportionalverstärkung des Geschwindigkeitsregelkreises kp = 160As/m, Nachstellzeit des Geschwindigkeitsreglers $T_{N}=5\ ms$ sowie Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvorsteuerung 100 %.

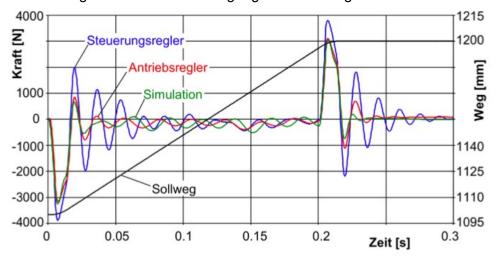


Bild 6.119 Simulierter und gemessener Motorkraftverlauf, nach [12])

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.

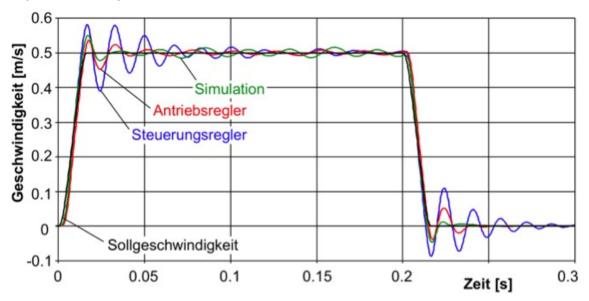


Bild 6.120 Simulierter und gemessener Geschwindigkeitsverlauf, nach [12]

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]

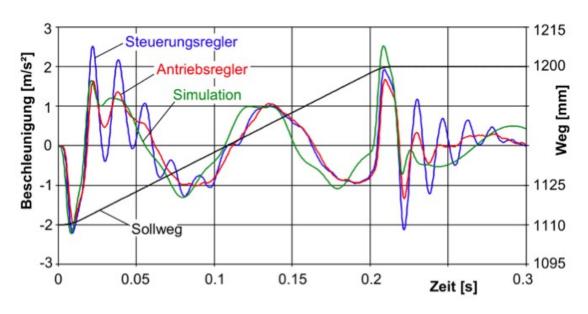


Bild 6.121 Simulierte und gemessene Gestellbeschleunigung bei Anregung durch den Antrieb, nach[12]

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.

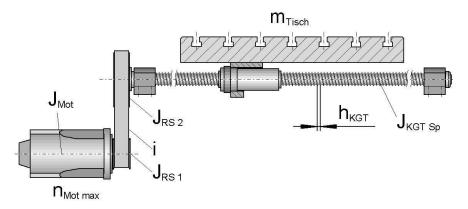


Bild 6.122 Vorschubachse

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.



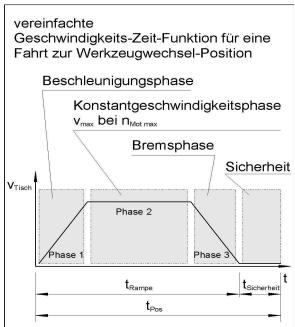


Bild 6.123 Universalfräsmaschine

- 1. Wie groß ist die erreichbare Maximalgeschwindigkeit an der translatorischen Masse bei $n_{Mot\; max}$?
- 2. 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.
- 3. Berechnen Sie die notwendige Höhe des Beschleunigungs- und Bremsmomentes des Servomotors für die Alternativen:
 - ullet Einzelachse mit , m_{MS} und
 - in x xzu beschleunigende Kreuzschieberanordnung mit m_{KS} .

Lösung:

1.
$$v_{max} = n_{Mot\ max} \frac{h_{KGT}}{i} = 250\ mm/s$$

 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:

$$t_1 = t_3 = \frac{v_{max}}{a_1} = 0.1 \, s$$
 $s_1 = s_2 = \frac{a_1}{2} t_1^2 = 12.5 \, mm$

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

Mit diesen Daten lassen sich die Kennlinien skizzieren.

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

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

$$J_{red}(m_{MS}) = 0.0047 \ kgm^2$$

$$J_{red}(m_{KS}) = 0.0051 \, kgm^2$$

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:

$$M = J_{red} * \ddot{\varphi} = J_{red} \frac{2\pi * n_{Mot \ max}}{t_1}$$
 $M(m_{MS}) = 14,7 \ Nm$
 $M(m_{KS}) = 16,1 \ Nm$

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 parametrierten 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 Lageregler) führen kann.

6.3.3.3. Regelung von Vorschubachsen

Aufgabe 3

- Skizzieren Sie aus den Teilsystemen Lageregler, 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.

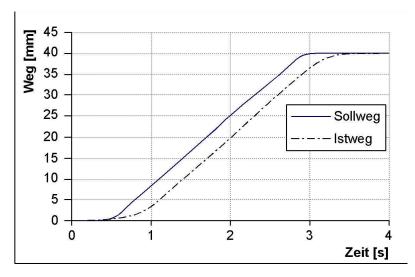
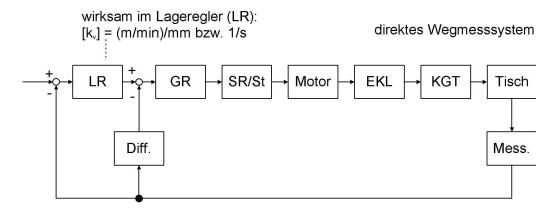


Bild 6.124 Weg-Zeit-Verlauf

Lösung:

1., 2.



indirektes Wegmesssystem

LR + GR SR/St Motor EKL KGT Tisch

Diff. Mess.

Bild 6.125 Blockschaltbilder

3.
$$k_v=\frac{v_{soll}}{\Delta x}$$
 mit $v_{soll}\approx v_{ist}\approx \frac{40~mm}{2.3~s}=17$,4 $mm/s=1043~mm/min$ und $\Delta x\approx 5~mm$

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 $F_{12} = 1000 N$
- Vorschubgeschwindigkeit $v_f = 0 \dots 20 \ mm/min$
- Maximale Beschleunigung $a_{max} = 5 m/s^2$
- Masse des Gesamtschlittens $m_{Schl} = 200 \ kg$

- Schlittenführung als Profilschienenführung
- Reibung der Profilschienenführung $\mu_{WF}=0.015$
- (bei Berücksichtigung aller Reibkräfte am Wagen;
- reine Wälzreibung $\mu_W = 0.001$)
- Kugelgewindespindel (42CrMo4)

$$(dxh_{Sp}) = 32x5; 32x10 oder 32x20$$

- mittlerer Durchmesser $d_M = 29 \ mm$

- Elastizitätsmodul $E_M = 202 GPa$

- Dichte $\rho_M = 7.84 \ kg/cm^3$

- z-Hub des Schlittens z = 1000 mm

- Länge der Spindelmutter $I_{SpM} = 150 \ mm$

– Überlauflänge $l_{\ddot{\Pi}h}=100~mm$

- (für Sicherheitsreserve, Endschalter etc.)

mögliche Motornenndrehzahlen je nach Typ:

 $-n_{Mot n} = 2000;3000 oder 4500 min^{-1}$

- mögliche Motorstillstandsdrehmomente:

 $-M_{Mot\ 0} = 0.25; 0.5; 0.66; 0.75; 1.3; 2.6 Nm$

(je nach Typ bei 60 Kzulässiger Wicklungsübertemperatur)

- Übersetzung des Zahnriementriebes i_R = wählbar im Bereich 1 ... 2

Wirkungsgrad des Kugelgewindetriebes $\eta_{KGT} = 0.90$

- Wirkungsgrad des Zahnriementriebes $\eta_R = 0.98$

- 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 gemäßlid 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.

$$\omega_{krit} = \lambda * \sqrt{\frac{E_M*I_b}{\rho_M*A_q*L_{Sp}^4}}$$
 $n_{zul} = \frac{\omega_{krit}}{2\pi} * 0.8$

1. Prinzipdarstellung

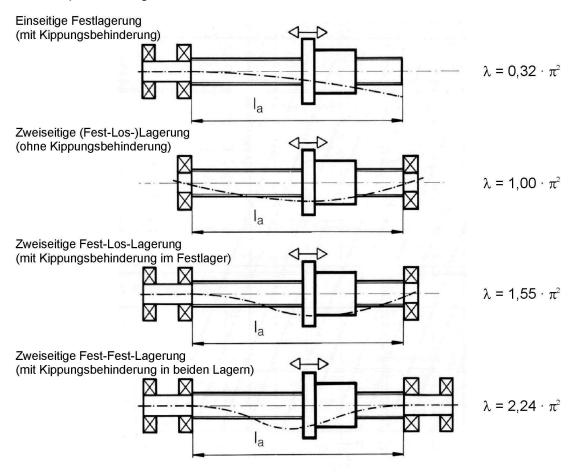


Bild 6.126 Prinzipdarstellung des Vorschubantriebes

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 Verfahrweg + 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:

$$M_{Sp} = (F_V + \mu_{WF} * m_{Schl} * g) * \frac{h_{Sp}}{2\pi} * \frac{1}{\eta_{KGT}} = \begin{cases} 0.91 \text{ Nm} \\ 1.82 \text{ Nm} \\ 3.64 \text{ Nm} \end{cases}$$

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

$$J_{Sp} = \rho_{M} * \frac{\pi}{32} * d_{A}^{4} * L_{Sp}$$

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

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

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

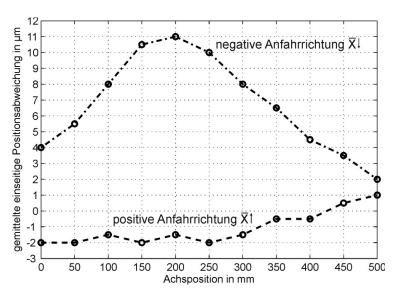
Die benötigten Drehmomente (mit dem Minimum bei einer Steigung von 10~mm) erfordern die Auswahl des Motors mit $M_{Mot}=2.6~Nm$ bei einer Riemenübersetzung von $i_R=2$. Aus dieser Konfiguration folgt zwingend die Motordrehzahl von $4500~min^{-1}$. Die erforderliche Spindeldrehzahl von $2000~min^{-1}$ 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 einer Toleranz von $\pm 0.01 \, mm$ zu fertigen. Das Werkstück wurde SO

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

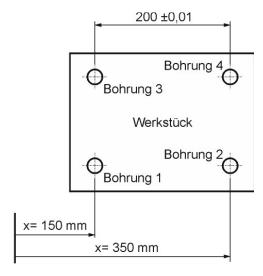


Bild 6.128 Position der Bohrungen im Maschinenkoordinatensystem

Für die Bearbeitung sollen zwei unterschiedliche Anfahrstrategien untersucht werden:

Anfahrstrategie 1 Ende Bohrung 4 Bohrung 3 Bohrung 2 Start Bohrung 1

Anfahrstrategie 2

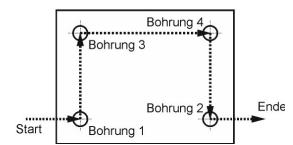
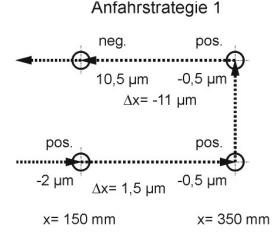


Bild 6.129 Bohrungsanordnung

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.



Anfahrstrategie 2

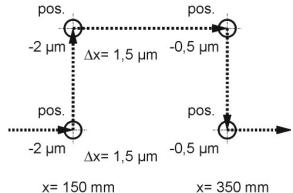


Bild 6.130 Anfahrstrategien – Lösung

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.

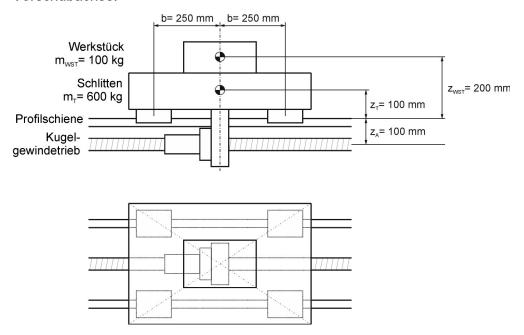


Bild 6.131 Schwerpunktlagen und Kraftangriffspunkt

Diese Vorschubachse wird mit $a=10~m/s^2$ 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 $c_{Wagen}=500~N/\mu m$ 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!
- 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.

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

oder: Berechnung mit Einzelkräften

Die Gesamtmasse aus Schlitten und Werkstück liefert eine Trägheitskraft von

$$m_{qes}*a$$
.

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

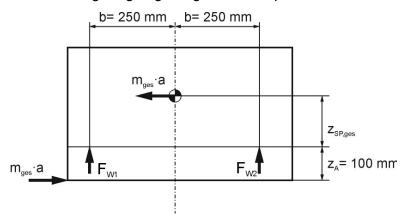


Bild 6.132 Kräfte am Führungswagen

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

$$F_1 = -F_2 = 3000 N$$

oder: richtiges Moment.

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

$$c_{ges\ 1} = c_{ges\ 2} = 2 * c_{Wagen} = 1000 \frac{N}{\mu m}$$

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: $\varphi=M/c_{Kipp}$).

$$\varphi = \frac{f_1}{b} = \frac{f_1}{c_{qes,1} * b} = 1.2 * 10^{-5}$$

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 $m_S = 400 \ kg$
- Führungsbreite $b_{F\ddot{\mathrm{u}}} = 400~mm$
- Wagenabstand $l_{F\ddot{\mathrm{u}}} = 600~mm$
- Schwerpunkt des Schlittens $S_{Sx} = 0 mm$
- $-S_{Sy}=20 mm$
- $-S_{Sz}=0 mm$
- Schwerpunkt des Werkstücks $S_{Wx} = -90 \, mm$
- $-S_{W y} = 524 mm$
- $-S_{Wz} = 144 \, mm$

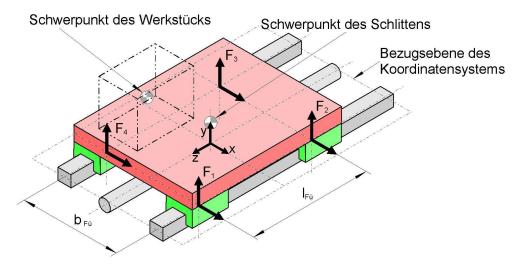


Bild 6.133 Einbau- und Belastungssituation

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?

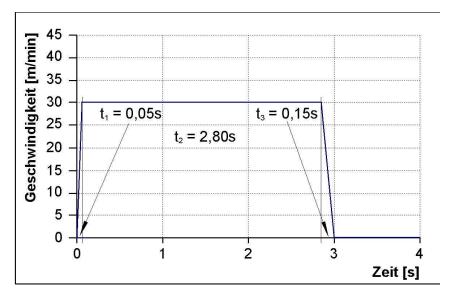


Bild 6.134 Geschwindigkeits-Diagramm

Lösung:

 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:

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

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

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

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:

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

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

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

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

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

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

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

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:

- ullet dynamische Tragzahl in kN (Katalogangabe, vom Hersteller im Wesentlichen empirisch ermittelt),
- P Dynamisch äquivalente Führungsbelastung,
- a Lebensdauerexponent: Kugelführung: a = 3, Rollenführung: a = 10/3
- ullet 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:

$$P = \sum_{j} |P_{j}|$$
 $P_{j} = \sqrt[a]{\frac{\sum_{i} |P_{i}|^{a} \cdot S_{i}}{\sum_{i} S_{i}}}$ 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 $L_{min} = 20000 \ km$ zu erwarten ist.

Lösung:

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

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

Nach dem Einsetzen in die Gleichung für die äquivalente Führungsbelastung erhält man mit der Lösung aus obiger Aufgabe (Abschnitt 6.3.3.7) und $F_{W\,2}=F_W$:

$$a = 3$$

$$P = \sum_{j} |P_{j}| \qquad P_{j} = \sqrt[a]{\frac{\sum_{i} |P_{i}|^{a} * S_{i}}{\sum_{i} S_{i}}} \qquad j = x, y, z \quad i = 1 \dots 3$$

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

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

$$C_{\text{erf }i} = \sqrt[a]{rac{L_{min}}{100 \ km} * P_i}$$
 $C_{erf} = [6,92 \ 13,77 \ 20,16 \ 13,28][kN]$

Damit ist eine Führung mindestens der Baugröße 25 auszuwählen

Größe	Dynamische	Statische	Breite des Schienen-	Höhe von Schiene
	Tragzahl <i>C</i>	Tragzahl \mathcal{C}_0	$fußesA_2$	mit Wagen <i>H</i>
	[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 $m_{SK} = 800 \ kg$

• Schwerpunkt des Spindelkastens $\,S_y=100\,mm$

• Führungsbreite $b_{F\ddot{\mathrm{u}}} = 580~mm$

• Wagenabstand $l_{F\ddot{\mathrm{u}}} = 600~mm$

• Hauptabmessungen $h_{ST} = 2000 \ mm$

• $h_1 = 1500 \, mm$

• $h_2 = 1000 \ mm$

• $t_1 = 770 \ mm$

• $t_2 = 1070 \, mm$

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

- Prozesskraftkomponenten $F_{Px} = 10 \ kN$

 $- F_{Py} = 6 kN$

 $- F_{Pz} = 3.5 kN$

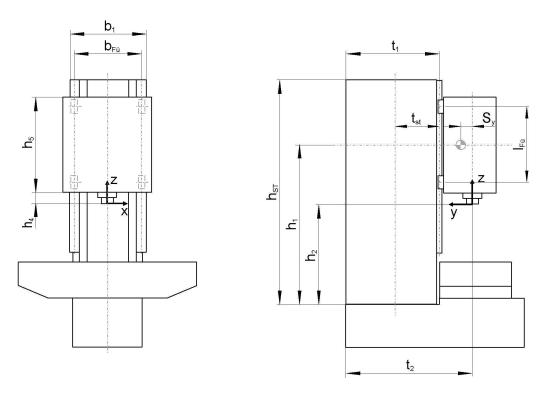


Bild 6.135 Führung Vertikalfräsmaschine-Abmessungen

- 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 $L_{mjn}=5000\ km$ zu erwarten ist.

Größe	Dynamische	Statische	Breite des Schienen-	Höhe von Schiene
	Tragzahl <i>C</i>	Tragzahl \mathcal{C}_0	fußes A_2	mit Wagen <i>H</i>
	[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

$$S_{P} = \begin{cases} 0 \\ t_{1} - t_{2} \\ h_{2} - h_{1} \end{cases} = \begin{cases} 0 \\ -300 \\ -500 \end{cases} [mm] \qquad S_{SK} = \begin{cases} 0 \\ S_{Py} + S_{y} \\ 0 \end{cases} = \begin{cases} 0 \\ -200 \\ 0 \end{cases} [mm]$$

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

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 $P = F_W$:

$$a = 10/3$$

$$P = \sum_{j} |P_{j}| \qquad j = x, y, z$$

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

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

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 $A_{eff}=2500~mm^2$, eine Abströmbreite b=200~mm und eine Abströmlänge l=5~mm. Das verwendete Öl weist eine Viskosität von $\eta=2*10^{-6}~Ns/mm^2$ auf.

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

- 1. Berechnen Sie den Volumenstrom, den die Pumpe liefert.
- 2. Der von der Pumpe gelieferte Maximaldruck ist auf $p_{max}=50bar$ 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:

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

Und für den hydraulischen Widerstand der Tasche:

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

Das führt auf

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

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

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

$$p_{max} = \frac{F_{max}}{A_{eff}}$$

$$F_{max} = p_{max} * A_{eff} = 12,5 \ kN$$

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

$$Q = \frac{p_{max} * b * h_{min}^3}{12 * \eta * l}$$

$$Q = \frac{p_{max}*b*h_{min}^3}{12*\eta*l} \qquad h_{min} = \sqrt[3]{\frac{12*Q*\eta*l}{p_{max}*b}} = 21.5\mu m$$

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

$$c = -\frac{dF}{dh}$$

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

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

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