

# Elektronische Kurvenscheiben: Getriebe und Bewegungsprofile

## Electronic Cams: Mechanisms and Motion Profiles

Prof. Dr.-Ing. Burkhard Corves, RWTH Aachen University, Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, 52056 Aachen, Deutschland, corves@igm.rwth-aachen.de

### Kurzfassung / Abstract

Ungleichförmig übersetzende Getriebe kommen in den verschiedensten Anwendungen zum Einsatz, insbesondere im stark automatisierten Verpackungs- und Verarbeitungsmaschinenbau. Neben der Anforderung möglichst schnell und präzise zu arbeiten, kommt dabei insbesondere auch der Koordinierung und damit der Wiederholgenauigkeit der Bewegungen eine hohe Bedeutung zu [1-3]. Mehr und mehr werden dabei mit konstanter Geschwindigkeit angetriebene ungleichförmig übersetzende Getriebe entweder durch servo-elektrische Direktantriebe oder durch vereinfachte ungleichförmig übersetzende Getriebe ebenfalls mit servo-elektrischem Antrieb ersetzt. An einem typischen Beispiel des Verarbeitungsmaschinenbaus wird unter Verwendung geeigneter Simulationsmodelle ein Vergleich verschiedener Fallbeispiele durchgeführt und auf diese Weise die empfohlene Vorgehensweise bei der Auslegung von Bewegungseinrichtungen im Verpackungs- und Verarbeitungsmaschinenbau vorgestellt.

### Summary / Abstract

Mechanisms are in wide use in different applications especially in packaging and process machinery where a high degree of automation is required. Besides requirements for speed and precision it is also important to consider precise coordination and repeatability of the motion tasks at hand [1-3]. More and more mechanisms driven by constantly rotating drives are replaced either by direct servo drives or by simplified mechanisms with servo drives. Using a typical motion task in process machinery a comparison of different cases using suitable simulation models will be carried out. This leads to a typical simulation procedure for the layout and design of suitable motion devices.

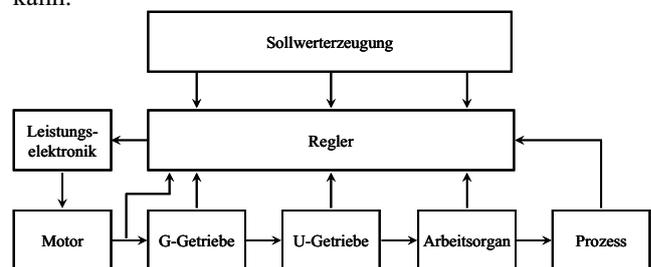
## 1 Einleitung

Insbesondere die Verwendung servo-elektrischer Direktantriebe nimmt stark zu, weil auf diese Weise die kinematischen und dynamischen Nichtlinearitäten des ungleichförmig übersetzenden Getriebes vermieden werden und zumindest auf den ersten Blick die Antriebsauslegung vereinfacht wird. Allerdings führt diese Vorgehensweise oft abhängig von den zu erfüllenden Bewegungsanforderungen am Abtrieb zu sehr großen Motoren um die z.T. nur für kurze Zeitabschnitte geforderten Beschleunigungs- und Momentenanforderungen zu erfüllen.

Aus diesem Grund kann die Verwendung einer Kombination aus einem möglichst einfachen ungleichförmig übersetzenden Getriebe mit einem servo-elektrischen Antrieb trotz eines erhöhten Auslegungsaufwandes durchaus vorteilhaft sein, weil auf diese Weise bei geschickter Auswahl kleinere und damit kostengünstigere Motoren verwendet werden können [4,5]. Dabei ist es für den Entwickler besonders wichtig, die richtigen Verfahren und Werkzeuge zur Auslegung zu kennen und anwenden zu können. Dies bezieht sich sowohl auf sinnvolle und einfache Modelle des servo-elektrischen Antriebssystems als auch auf das Verständnis des nichtlinearen mechanischen Verhaltens des ungleichförmig übersetzenden Getriebes.

**Bild 1** zeigt die generelle Struktur zur Realisierung ungleichmäßiger Bewegung durch einen gesteuerten Antrieb.

Der dazu erforderliche Antriebsstrang ist im unteren Teil des Bildes bestehend aus einem Elektromotor, einem gleichmäßig übersetzenden Getriebe (G-Getriebe), einem ungleichmäßig übersetzenden Getriebe (U-Getriebe) und einem Arbeitsorgan dargestellt. Über das Arbeitsorgan erfolgt die Einwirkung des Antriebssystems auf den Prozess. Natürlich kann bei entsprechender Auslegung des Motors auch eine Struktur zum Einsatz kommen, bei der auf das G-Getriebe oder auf das U-Getriebe verzichtet werden kann.



**Bild 1** Struktur des Antriebssystems

Die vom Antriebsstrang und dem Prozess nach oben zum Regler weisenden Pfeile deuten die verschiedenen Möglichkeiten der Istwerterfassung und der Rückkopplung zum Regler hin an. Normalerweise werden nicht alle dort gezeigten Möglichkeiten der Istwerterfassung gleichzeitig verwendet, sondern es wird nur ein Istwert erfasst und an

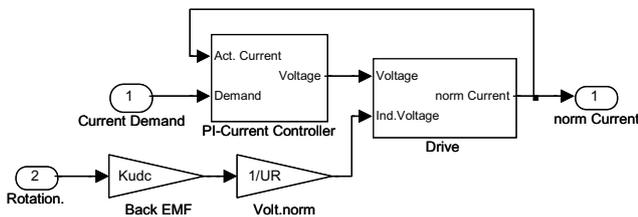
den Regler weitergegeben. Am gebräuchlichsten ist hier die Istwerterfassung auf der Motorwelle zu nennen. Mit diesem Beitrag soll gezeigt werden, wie ein einfaches Modell eines servo-elektrischen Antriebssystems aufgestellt und sowohl zur Simulation eines Direktantriebskonzeptes als auch zur Simulation eines Servoantriebskonzeptes für ein ungleichförmig übersetzendes Getriebe verwendet werden kann. Dabei ist es wichtig, dass das Simulationsmodell natürlich auch geeignete Reglerkonzepte enthält und durch entsprechend kurze Rechenzeiten geeignet ist, im Rahmen von Optimierstrategien zur Anwendung zu kommen. Weiterhin werden unter dem Stichwort Elektronische Kurvenscheibe einige Überlegungen zum Thema Bewegungsvorgabe vorgestellt.

## 2 Modellierung

Eine sinnvolle Auslegung eines servo-elektrischen Antriebssystems kann nur dann erfolgen, wenn alle beteiligten Komponenten, in diesem Fall der servo-elektrische Antrieb, das nachgeschaltete mechanische Bewegungssystem und der Regler in möglichst optimaler Weise aufeinander abgestimmt werden. Dies ist nur dann möglich, wenn geeignete Modelle aller drei Komponenten zur Verfügung stehen, um durch eine abgestimmte Simulation des Gesamtsystems zu einer geeigneten Auslegung zu kommen. Dabei muss ein Kompromiss zwischen der Simulationengenauigkeit und –zuverlässigkeit sowie der erreichbaren Simulationengeschwindigkeit gefunden werden, da die optimale Auslegung nur in einem iterativen Abstimmungsprozess erreicht werden kann. Im Folgenden wird nicht nur auf das jeweils verwendete Formelwerk bei der Modellierung eingegangen, sondern es wird auch die Implementierung innerhalb des Programmsystems Matlab/Simulink© dargestellt.

### 2.1 Servo-elektrischer Antrieb

Für die Modellierung des servo-elektrischen Antriebes wird das in **Bild 2** gezeigte einfache Motormodell verwendet, wie es in Matlab/Simulink© implementiert wurde.



**Bild 2** Modell des servo-elektrischen Antriebs

Als Eingangsgrößen dienen die Stromanforderung aus der übergeordneten Regelung (siehe Abschnitt 2.3) und die zur Modellierung der Feldschwächung benötigte Motordrehzahl.

Das Verhalten des Motors selbst wird durch das Ersatzmodell einer Gleichstrommaschine über den Wicklungswiderstand  $R$  und die Induktivität  $L$  abgebildet. Außerdem wur-

de die Feldschwächung des Motors über die Selbstinduktionskonstante  $K_{EMF}$  und die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  der Motorwelle berücksichtigt. Damit ergibt sich folgende Differentialgleichung:

$$\frac{dI}{dt} = -\frac{R}{L} \cdot I + \frac{1}{L} \cdot (U - U_{EMF}) \quad (1)$$

mit  $U_{EMF} = K_{EMF} \cdot \omega$ .

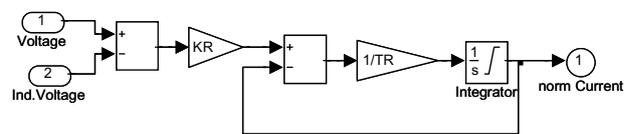
Durch Einführung der normalisierten Variablen

$$i = \frac{I}{I_R} \quad \text{und} \quad u = \frac{U}{U_R} \quad (2a,b)$$

sowie der Parameter

$$K_R = \frac{U_R}{I_R \cdot R} \quad \text{und} \quad T_R = \frac{L}{R} \quad (3a,b)$$

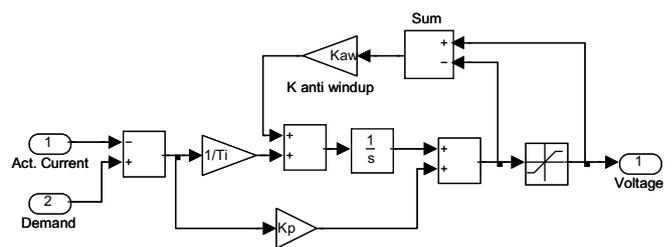
erhält man eine normalisierte Differentialgleichung, deren Implementierung in Matlab/Simulink© in **Bild 3** dargestellt ist.



**Bild 3** Motormodell (Block „Drive“ in Bild 2)

Der Vorteil dieser recht einfachen Modellierung des servo-elektrischen Motors liegt darin, dass die zur Simulation erforderlichen Parameter üblicherweise aus entsprechenden Katalogen und Datenblättern von Motorherstellern entnommen werden können, ohne detaillierte Kenntnisse vom inneren Aufbau des Motors haben zu müssen.

Die gleiche Herangehensweise gilt übrigens auch für das Modell der Motorstromregelung, für das ein einfaches analoges Modell eines PI-Reglers, der durch die Parameter  $K_p$  und  $T_i$  beschrieben wird, zur Anwendung kommt, siehe **Bild 4**. Außerdem wurde eine Strombegrenzung in Verbindung mit einer anti-wind-up Schaltung berücksichtigt.



**Bild 4** Stromreglermodell

Da häufig für einen normalen Anwender eines servo-elektrischen Antriebs die Zahlenwerte für die Parameter des Stromreglers nicht zur Verfügung stehen, kann mit Hilfe der Methode der Polplatzierung eine sinnvolle Abschätzung vorgenommen werden. Dabei wird von der Systemmatrix  $A$  ausgegangen, die die in den Bildern 2 bis 4 wiedergegebenen Zusammenhänge mathematisch erfasst:

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} -\frac{1 + K_R K_P}{T_R} & \frac{K_R}{T_R} \\ -\frac{1}{T_i} & 0 \end{pmatrix} = \underline{0} \quad (4)$$

Mit Hilfe des charakteristischen Polynoms der oben angegebenen Systemmatrix und der Forderung, die beiden Nullstellen dieses Polynoms in einem Pol zusammenfallen zu lassen, ergibt sich für einen Dämpfungsgrad  $\vartheta = 1$  folgende Bedingung

$$\lambda^2 + \lambda \frac{(1 + K_R K_P)}{T_R} + \frac{K_R}{T_i \cdot T_R} = (\lambda + \Omega)^2 = \lambda^2 + 2\lambda\Omega + \Omega^2 \quad (5)$$

Durch den Vergleich von rechter und linker Seite erhält man folgende Bestimmungsgleichungen für die Parameter des Stromreglers

$$T_i = \frac{K_R}{\Omega^2 \cdot T_R} \quad \text{und} \quad K_P = \frac{2\Omega \cdot T_R - 1}{K_R} \quad (6a,b)$$

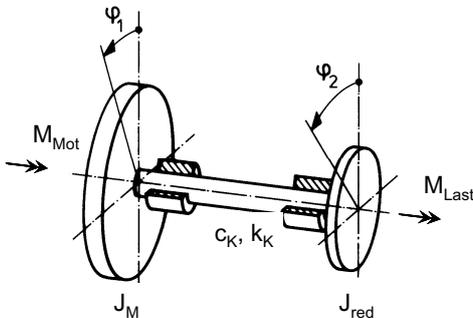
Der in den Gleichungen (6a,b) vorgegebene Zahlenwert für die Abstimmungsfrequenz  $\Omega$  des Stromreglers sollte natürlich oberhalb der Eigenfrequenz des mechanischen Bewegungssystems liegen. Mehr hierzu im folgenden Abschnitt 2.2.1.

## 2.2 Mechanisches Bewegungssystem

Bei der Modellierung des mechanischen Bewegungssystems ist zu berücksichtigen, dass in diesem Beitrag ein Vergleich zwischen einem Antriebssystem ohne U-Getriebe und einem Antriebssystem mit einem U-Getriebe betrachtet werden soll. Als Bewegungsaufgabe sei eine geradlinige, oszillierende Bewegung eines Schlittens mit der Masse  $m_{\text{Schlitten}}$  vorgegeben.

### 2.2.1 Direktantrieb über Spindel und Mutter

Im ersten Fall soll durch den servo-elektrischen Antrieb mit der Rotationskoordinate  $\varphi_1$  eine drehelastisch angekoppelte Spindel durch den zuvor beschriebenen servo-elektrischen Motor direkt angetrieben werden, wobei die Drehbewegung  $\varphi_2$  der Spindel über deren Steigung  $h$  in eine translatorische Bewegung  $x$  umgewandelt wird. Dieses Bewegungssystem kann durch das in **Bild 5** dargestellte auf die Motorachse reduzierte Drehschwingungersetzsystem mit der Drehträgheit  $J_M$  des Motors und der reduzierten Drehträgheit  $J_{\text{red}}$  des Spindel-Mutter-Systems modelliert werden.



**Bild 5** Drehschwingungersetzsystem für Direktantrieb mit Spindel und Mutter

Es gilt

$$J_{\text{red}} = J_{\text{Spindel}} + m_{\text{Schlitten}} \cdot \left( \frac{h}{2 \cdot \pi} \right)^2 \quad (7)$$

Die Parameter  $c_K$  und  $k_K$  beschreiben die Drehelastizität und Dämpfung der Kupplung zwischen Motor und Spindel. Unter der Voraussetzung, dass die Momente, wie das Antriebsmoment  $M_{\text{Motor}}$  und das Lastmoment  $M_{\text{Last}}$  mit dem gleichen Drehrichtungssinn wie die Winkel  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$  berücksichtigt werden, erhält man folgendes Differentialgleichungssystem

$$J_M \cdot \ddot{\varphi}_1 = -(c_K \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + k_K \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)) - M_{\text{Mot}} \quad (8)$$

$$J_{\text{red}} \cdot \ddot{\varphi}_2 = (c_K \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + k_K \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)) + M_{\text{Last}} \quad (9)$$

Das in Gleichung (8) auftretende Motormoment  $M_{\text{Mot}}$  ergibt sich aus dem Stromausgang des Motormodells gemäß Bild 3 multipliziert mit der Motorkonstante  $k_{\text{Mot}}$ . Das Lastmoment  $M_{\text{Last}}$  berechnet sich aus einer am translatorisch bewegten Schlitten angreifenden Kraft  $F_{\text{Schlitten}}$  gemäß

$$M_{\text{Last}} = F_{\text{Schlitten}} \cdot \frac{h}{2 \cdot \pi} \quad (10)$$

Dabei ist darauf zu achten, dass eine positive Richtung der Kraft auch einer positiven Richtung des Momentes entspricht.

Schwingungstechnisch relevant ist für dieses System natürlich nur die Relativkoordinate  $\varphi_r = \varphi_1 - \varphi_2$ , weshalb dieses System nur eine ungedämpfte Eigenkreisfrequenz

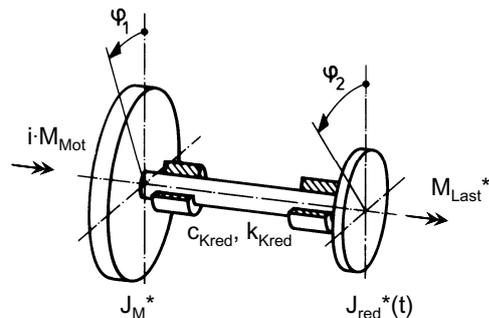
$$\omega_0^2 = \frac{c_K (J_{\text{red}} + J_1)}{J_{\text{red}} \cdot J_1} \quad (11)$$

besitzt. Diese Eigenkreisfrequenz  $\omega_0$  dient als Ausgangspunkt für die Parametrisierung der Stromreglerparameter nach Gleichung (6a,b) entsprechend der Abschätzung

$$\Omega \approx 3 \cdot \omega_0 \quad (12)$$

### 2.2.2 Antrieb über G-Getriebe mit nachgeschalteter Schubkurbel

Als Alternative zu dem im vorhergehenden Absatz beschriebenen Direktantrieb über Spindel und Mutter wird ein Antrieb über ein G-Getriebe mit der konstanten Übersetzung  $i_G$  mit nachgeschalteter Schubkurbel (U-Getriebe) betrachtet. Im Unterschied zum in Bild 5 gezeigten Drehschwingungersetzsystem bietet sich hier ein Ersatzsystem an, das auf die Kurbelachse der Schubkurbel reduziert wird (**Bild 6**)



**Bild 6** Drehschwingungersetzsystem für G-Getriebe mit nachgeschalteter Schubkurbel (U-Getriebe)

Der wesentliche Unterschied zum Ersatzsystem nach Bild 5 besteht darin, dass das Massenträgheitsmoment  $J_{red}^*(t)$  zeitabhängig ist und damit die Differentialgleichung der starren Maschine mit veränderlichem Massenträgheitsmoment zu berücksichtigen ist. Mit der reduzierten Drehsteifigkeit und -dämpfung

$$c_{Kred} = i_G^2 \cdot c_K \quad \text{und} \quad k_{Kred} = i_G^2 \cdot k_K \quad (13a,b)$$

erhält man ein neues Differentialgleichungssystem

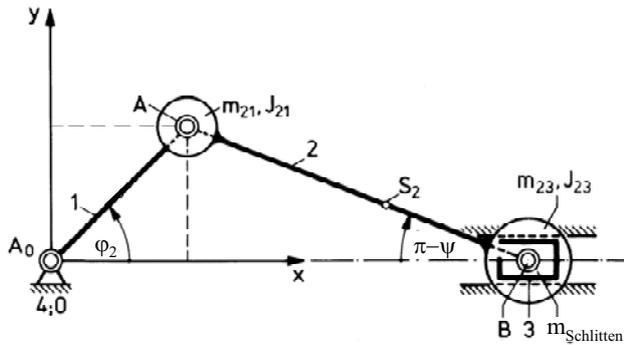
$$J_M^* \cdot \ddot{\varphi}_1 = - (c_{Kred} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + k_{Kred} \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - i_G \cdot M_{Mot}) \quad (14)$$

$$J_{red}^* \cdot \ddot{\varphi}_2 + 1/2 J_{red}^* \cdot \dot{\varphi}_2 = (c_{Kred} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + k_{Kred} \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + M_{Last}^*) \quad (15)$$

Hierbei gilt für das reduzierte Trägheitsmoment des Motors analog zu Gleichung (13a,b)

$$J_M^* = i_G^2 \cdot J_M \quad (16)$$

Zur Berechnung des veränderlichen Massenträgheitsmomentes  $J_{red}^*(t)$  muss neben der Kinematik der zentrischen Schubkurbel auch ein sinnvolles dynamisches Ersatzsystem betrachtet werden (Bild 7).



**Bild 7** Nichtversetzte Schubkurbel mit dynamischem Ersatzsystem für die Koppel 2

Für die Ersatzmassen und -massenträgheitsmomente in Bild 7 gilt

$$m_{21} = m_2 \cdot (1 - l_{S2}/l_2) \quad \text{und} \quad m_{23} = m_2 \cdot l_{S2}/l_2 \quad (17a,b)$$

$$J_2 = J_{21} + J_{23} = J_{S2} - m_2 \cdot l_{S2} \cdot (l_2 - l_{S2}) \quad (18)$$

Aus der Gleichheit der kinetischen Energie für Original- und Ersatzsystem ergibt sich für das Massenträgheitsmoment  $J_{red}^*(t)$

$$J_{red}^* = J_{Kurbel} + m_{21} l_1^2 + J_2 \left( \frac{d\psi}{d\varphi} \right)^2 + (m_3 + m_{23}) \left( \frac{dx}{d\varphi} \right)^2 \quad (19)$$

Die in dieser Gleichung auftretenden Differentiale können aus der Kinematik der nichtversetzten Schubkurbel hergeleitet werden.

$$x_B = l_1 \cos \varphi + \sqrt{l_2^2 - l_1^2 \sin^2 \varphi} \quad (20)$$

$$\sin \psi = \frac{l_1}{l_2} \sin \varphi \quad (21)$$

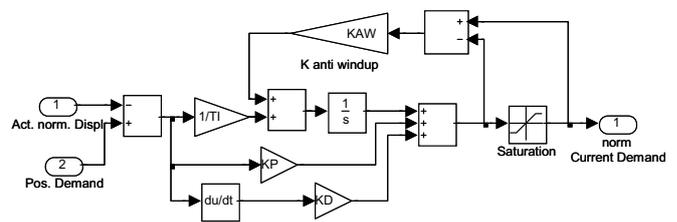
$$\cos \psi = \frac{-1}{l_2} \sqrt{l_2^2 - l_1^2 \sin^2 \varphi} \quad (22)$$

$$\begin{pmatrix} \frac{d\psi}{d\varphi} \\ \frac{dx}{d\varphi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & -l_2 \sin \psi \\ 0 & l_2 \cos \psi \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} -l_1 \sin \varphi \\ l_1 \cos \varphi \end{pmatrix} \quad (23)$$

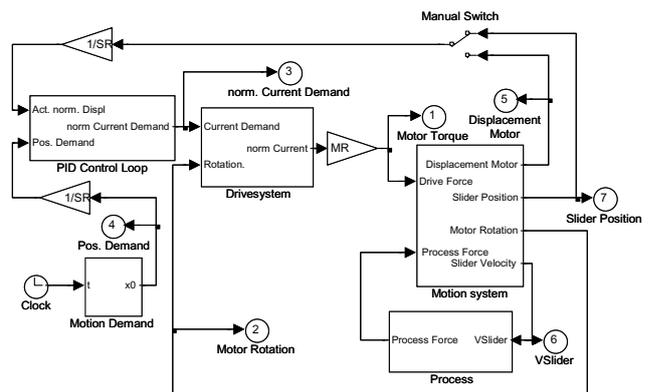
Damit stehen abgesehen von der zeitlichen Ableitung des Massenträgheitsmoment alle zur Lösung des Differentialgleichungssystems in (14) und (15) erforderlichen Größen zur Verfügung. In der Praxis hat sich herausgestellt, dass die Ableitung des veränderlichen Massenträgheitsmomentes  $J_{red}^*(t)$  sinnvoller Weise in Matlab/Simulink© numerisch berechnet wird.

### 2.3 Positionsregelung

Der Stromregelung und dem Modell des mechanischen Bewegungssystems übergeordnet wurde eine analoge Positionsregelung modelliert (Bild 8).



**Bild 8** Modell der Positionsregelung



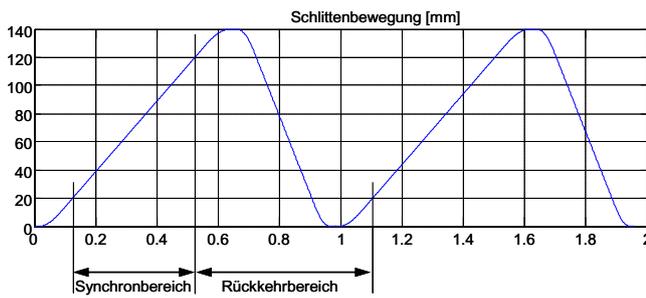
**Bild 9** Komplettes Matlab/Simulink©-Modell

Analog zum Motormodell wird ein normiertes Modell verwendet, was das Verständnis und die Einordnung der einzustellenden Reglerparameter erleichtert. Der Regler ist als ein PID-Regler mit anti-wind-up Schleife aufgebaut. Die komplette Architektur des Matlab/Simulink©-Modells ist in Bild 9 zu sehen.

### 3 Bewegungsvorgabe

Bei dem in Bild 9 dargestellten Modell des Gesamtsystems kommt der Bewegungsvorgabe oder Sollwerterzeugung eine besondere Bedeutung zu. Im Folgenden soll eine Bewegungsaufgabe betrachtet werden, bei der der Abtriebschlitten, unabhängig davon, ob er über das in Abschnitt 2.2.1 oder 2.2.2 beschriebene mechanische Bewegungssys-

tem angetrieben wird, in positiver x-Richtung mit zeitweise konstanter Geschwindigkeit bewegt wird (**Bild 10**).



**Bild 10** Bewegungsvorgabe für den Schlitten mit Synchron- und Rückkehrbereich

Eine solche Bewegung wird auch als zeitweilige Synchronbewegung [VDI 2740, Blatt 3] bezeichnet.

Da die meisten kommerziell verfügbaren Bewegungssteuerungen nur Rast-in-Rast, Rast-in-konstante-Geschwindigkeit oder konstante-Geschwindigkeit-in-Rast Bewegungen erlauben, wird in der Praxis die in Bild 6 gezeigte Bewegung so programmiert, dass in den unteren und oberen Totlagen eine Rast auftritt. Dies führt zu unnötig hohen Beschleunigungen, wie im Folgenden noch gezeigt wird. Alternativ hierzu bietet sich die Programmierung der Rückkehrbewegung direkt als konstante-Geschwindigkeit-in-konstante-Geschwindigkeit, z.B. als Polynom 5. Grades an:

$$x = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3 + a_4 t^4 + a_5 t^5 \quad (24)$$

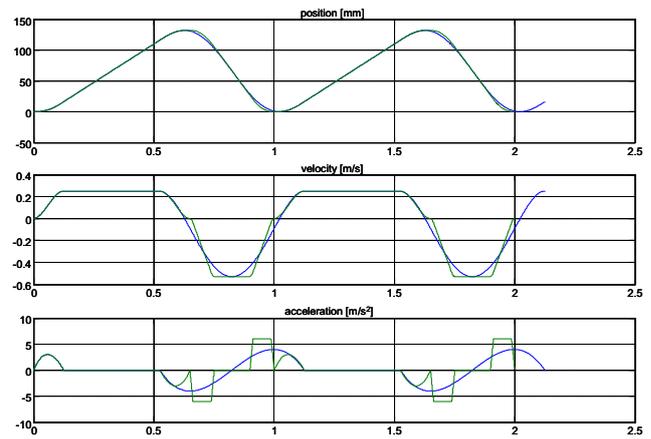
Unter Berücksichtigung der Randbedingung hinsichtlich Beschleunigungsfreiheit am Anfang und Ende des Rückkehrbereichs, der Länge des Synchronbereichs  $\Delta x_{\text{Sync}}$ , der Synchrongeschwindigkeit  $v_{\text{Sync}}$  und der Zeit  $\Delta t_{\text{Rück}}$  für die Rückkehrbewegung, ergibt sich folgende Berechnung für die Polynomparameter

$$a_0 = x_{\text{Start}}, \quad a_1 = v_{\text{Sync}}, \quad a_2 = 0 \quad (25a-c)$$

$$\begin{pmatrix} \Delta t^3 & \Delta t^4 & \Delta t^5 \\ 3\Delta t^2 & 4\Delta t^3 & 5\Delta t^4 \\ 6\Delta t & 12\Delta t^2 & 20\Delta t^3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_3 \\ a_4 \\ a_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\Delta x_{\text{Sync}} - v_{\text{Sync}} \Delta t_{\text{Rück}} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (26)$$

Natürlich ließen sich aus dem Gleichungssystem (26) symbolische Gleichungen für die Polynomparameter herleiten, allerdings wurde bewusst darauf verzichtet und die numerische Lösungsmöglichkeit mit Matlab© verwendet.

**Bild 11** zeigt den Vergleich zwischen einer Bewegung mit Rast in den Totlagen (grün) basierend auf einem trapezförmigen Beschleunigungsverlauf in der Rückkehrbewegung zwischen den Totlagen und dem oben beschriebenen Polynomansatz für die Rückkehrbewegung vom Ende des Synchronbereiches bis zum Beginn des nächsten. Letzterer Fall weist wesentlich geringere Beschleunigungen auf.



**Bild 11** Vergleich zwischen rastbehafteter Rückkehrbewegung (grün) und Rückkehrbewegung ohne Rast (blau)

Im Falle des Direktantriebes über Spindel und Mutter kann die Bewegungsvorgabe direkt in normierter Form als Sollgröße dem Positionsregler zugeführt werden. Dabei erfolgt die Profilberechnung a priori innerhalb von Matlab© und steht dann als look-up-table im Simulink© Modell (siehe Block „Motion Demand“ in Bild 8 zur Verfügung).

Im Falle des Antriebes über ein G-Getriebe mit nachgeschalteter Schubkurbel (U-Getriebe) muss jedoch die Bewegung des Schlittens zunächst in die zugehörige Bewegung der Kurbel umgerechnet werden:

$$\cos \varphi = \frac{x^2 + l_1^2 - l_2^2}{2l_1 x} \quad \text{und} \quad \sin \varphi = \pm \sqrt{1 - \cos^2 \varphi} \quad (27a,b)$$

Auch diese Berechnung kann a priori innerhalb von Matlab© durchgeführt werden, sodass die Sollgrößen für den Kurbelwinkel anschließend als look-up-table im Simulink© Modell zur Verfügung gestellt werden können.

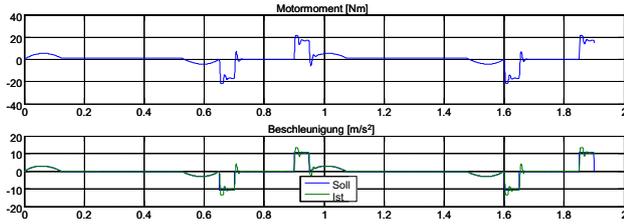
## 4 Simulationsergebnisse

Ausgehend von den in Kapitel 2 vorgestellten Modellen wurden Simulationsrechnungen durchgeführt. Dabei wurde von einem Motor mit einem maximalen Spitzendrehmoment von etwas über 20 Nm und einer Maximaldrehzahl von etwa 6500 1/min ausgegangen. Für die zu bewegende Schlittenmasse wurde ein Wert von 8 kg angenommen. Die Spindel mit einer Masse von 2 kg weist eine Steigung von 6 mm auf. Mit dem zuvor erwähnten rastbehafteten Bewegungsprofil ergibt sich für einen Synchronbereich von  $\Delta x_{\text{Sync}} = 100\text{mm}$  und einer Synchrongeschwindigkeit von  $v_{\text{Sync}} = 0.25 \text{ m/s}$  eine minimale Zykluszeit von 0.95s (Fall 1 in Tabelle 1).

Fall	Spindel/Mutter	Schub-Kurbel	Profil	Minimale Zykluszeit	Maximale Abweichung
1	h = 6 mm	-/-	Trapez	0.95 s	0.1 mm
2	h = 12 mm	-/-	Polynom	0.73 s	0.1 mm
3	-/-	l1 = 100mm l2 = 300mm	Polynom	0.62 s	0.1 mm

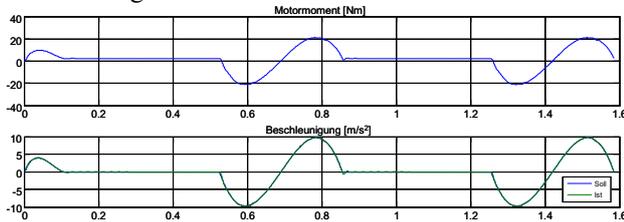
**Tabelle 1** Betrachtete Konfigurationen

Das erforderliche Motormoment sowie die Soll- und Istbeschleunigung für den Schlitten können den Diagrammen in **Bild 12** entnommen werden. Deutlich ist der eher rückbehaftete und damit regelungstechnisch ungünstige Verlauf zu sehen.



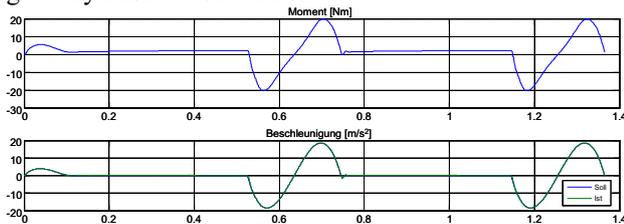
**Bild 12** Motormoment und Beschleunigung für Fall 1

Allein durch die Verwendung einer Bewegungsvorgabe für die Rückkehrbewegung als konstante-Geschwindigkeit-in-konstante-Geschwindigkeit über ein Polynom 5. Grades ergibt sich eine Reduzierung der Zykluszeit auf 0.73s (Fall 2 in Tabelle 1). Dabei wurde auf Grund der geringeren erforderlichen Beschleunigung und der damit verbundenen reduzierten Momentenanforderung die Spindelsteigung von 6 mm auf 12 mm erhöht. Dies ermöglicht einen optimalen Kompromiss zwischen der Momentenanforderung auf Grund der erforderlichen Beschleunigungen und der Anpassung der maximalen Motordrehzahl an die maximal geforderte Geschwindigkeit während der Rückkehrbewegung. Die zugehörigen Verläufe für Motormoment und Beschleunigung sind als Diagramme in **Bild 13** dargestellt. In beiden Fällen ergab sich eine maximale Abweichung von etwa 0.1mm.



**Bild 13** Motormoment und Beschleunigung für Fall 2

**Bild 14** zeigt nun den Fall, in dem der Schlitten über ein gleichmäßig übersetzendes Getriebe mit nachgeschalteter Schubkurbel bewegt wird. Wie der Beschleunigungsverlauf zeigt, wurde wie schon in Fall 2 für die Rückkehrbewegung ein Polynom 5. Grades gemäß der Gleichungen (24) bis (26) verwendet. Auf Grund der günstigeren Trägheitsverhältnisse ergibt sich, wie in Tabelle 1 ausgewiesen, bei gleicher maximaler Abweichung eine nochmals verringerte Zykluszeit von 0.62 s.



**Bild 14** Motormoment und Beschleunigung für Fall 3

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurde gezeigt, welche Modelle herangezogen werden sollten, um Antriebssysteme mit servo-elektrischen Antrieben zu modellieren. Erst durch eine Modellierung, die einen geeigneten Kompromiss zwischen Simulationsgenauigkeit und Simulationsgeschwindigkeit ermöglicht, kann eine sinnvolle Auslegung eines Antriebssystems durchgeführt werden. Dabei müssen alle in Bild 1 dargestellten Komponenten eines Antriebssystems berücksichtigt werden.

Allerdings konnte in diesem Beitrag im Wesentlichen nur auf die Komponenten Sollwerterzeugung, Regler, Leistungselektronik im Sinne der Stromregelung, Motor sowie G-Getriebe und U-Getriebe eingegangen werden. Selbst dabei wäre z.B. zum Thema Sollwerterzeugung, Regler oder U-Getriebe noch viel Raum für weitere Erörterungen.

## 6 Literatur

- [1] Brosch, P. F: Automatisieren von Industrie-Anlagen mit Motion Control – eine Übersicht. special Antriebstechnik. (2003) H. S1, S. 48 – 53
- [2] Spohr, H.-H: Besser geht's nicht – oder doch? antriebstechnik. (2005) H. 11, S. 56 – 58
- [3] Kiel, E. (Hrsg.):Antriebslösungen: Mechatronik für Produktion und Logistik. Berlin · Heidelberg · New York: Springer-Verlag, 2007
- [4] Braune, R.. Koppelgetriebe mit Servo-Antrieb in schnellen Verarbeitungsmaschinen: Nutzungspotenziale und Konzipierungsaspekte. Fachtagung Verarbeitungsmaschinen und Verpackungstechnik VVD2006, Dresden 2006
- [5] Corves, B.: Schwingungsanalyse für Bewegungseinrichtungen in Hohlglasproduktionsmaschinen. Vibration Analysis for Motion Devices in Machinery for Glass Containers. In: Tagung Leonberg 2005. VDI-Berichte Nr. 1887. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2005, S. 243-264