

Nachschwingungsfreie Positionierung elastischer Roboter durch numerische und analytische Trajektorienplanung am Beispiel Regalbediengerät

Mathias Bachmayer*; Michael Schipplick[■]; Thomas Thümmel*; Stephan Kessler[■];
Heinz Ulbrich*; Willibald A. Günthner[■]

* Lehrstuhl für Angewandte Mechanik

[■] Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik

Technische Universität München, Boltzmannstraße 15, 85748 Garching bei München

Kurzfassung

Im modernen Maschinen- und Anlagenbau stellt die Reduktion von Spiel- und Taktzeiten bei konstanter bzw. erhöhter Präzision die Hauptherausforderung dar, um den Durchsatz zu erhöhen und damit wettbewerbsfähig zu bleiben. Hierzu werden geeignete Vorsteuerungstrajektorien generiert, um nach dem Positioniervorgang verbleibende Schwingungen zu vermeiden. In dieser Arbeit wird zunächst aufbauend auf der Strukturdynamik eines Regalbediengeräts ein analytisches Modell abgeleitet und dieses mittels einer experimentellen Modalanalyse verifiziert. Im zweiten Teil der Arbeit wird die Aufgabe des nachschwingungsfreien Positionierens als Optimierungsproblem aufgefasst und anhand zweier unterschiedlicher Parametrierungen für Fahrtriebskraft bzw. Fahrweg numerisch gelöst. Als Kostenfunktion dient hierbei die im System enthaltene Gesamtenergie. Für Echtzeitanwendungen wird darüber hinaus ein analytisches Planungsverfahren vorgestellt. Die vorgestellten Planungsalgorithmen ermöglichen durch die Reduktion von Ausschwingzeiten eine deutliche Prozessbeschleunigung.

1 Ausgangssituation

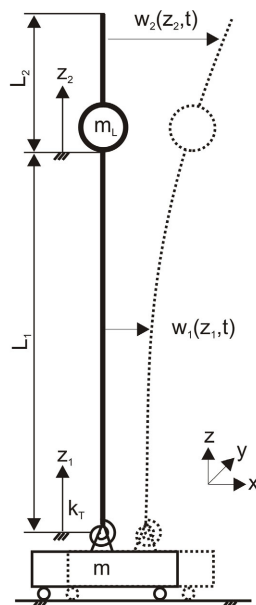


Bild 1 Mechanisches Ersatzmodell

Häufig werden Maschinen mit Linearaktoren zum Positionieren eingesetzt. Beispiele hierfür sind x-y Plotter, Bestückungsautomaten oder Regalbediengeräte aus dem Bereich der Lagertechnik.

Zur Steigerung des Durchsatzes besteht der Wunsch nach immer schnelleren und leistungsfähigeren Regal-

bediengeräten. Höhere Beschleunigungen und Leichtbau führen jedoch zu schwingungsanfälligeren Strukturen. Für einen sicheren Lastübergabeprozess müssen deshalb Strukturschwingungen vermieden oder schnellst möglich ausgeregelt werden. Hierzu wurden bereits zahlreiche Forschungsarbeiten durchgeführt, welche sich zum einen mit einer Optimierung der Lagerbetriebsstrategien [3] und [8] als auch mit einer technischen Optimierung [2], [5] und [7] beschäftigen. Dieser Beitrag entwickelt neue regelungstechnische Ansätze mit dem Ziel, Regalbediengeräte schneller zu positionieren und gleichzeitig Nachschwingungen zu vermindern.

2 Modellierung und Verifikation

2.1 Analytische Modellierung

In diesem Abschnitt wird auf die analytische Modellierung eines Regalbediengerätes, siehe **Bild 1**, sowie die Verifikation des implementierten Modells unter Einbeziehung einer Modalanalyse eingegangen. Folgendes Koordinatensystem wird hierzu verwendet: Das Regalbediengerät verfährt horizontal in der Lagergasse in x-Richtung, das Lastaufnahmemittel verfährt vertikal in z-Richtung, Ein- und Auslagerungen erfolgen quer zur Lagergasse in y-Richtung.

2.1.1 Eigenfrequenzen, Eigenformen

Vereinfacht kann die Gerätestruktur des in Bild 1 abgebildeten Gesamtsystems als Kopplung von zwei Teilsystemen dargestellt werden. Das erste Teilsystem besteht aus einer Maststruktur, welche mittels einem Drehgelenk mit der Drehsteifigkeit k_T mit der Masse m verbunden ist. Die Masse m modelliert das Gewicht des Fahrmotors sowie des Fahrwerks und daran befestigter Anbauteile. An dieses erste Teilsystem ist das zweite Teilsystem, bestehend aus einem Lastaufnahmemittel mit der Masse m_L und der restlichen Maststruktur, gekoppelt. Die Dynamik der Maststruktur von Teilsystem eins und zwei kann mit Hilfe der bekannten Euler-Bernoulli Differentialgleichungen, siehe z.B. [4], beschrieben werden:

$$\left(\frac{\partial^4 w_1}{\partial z_1^4} \right) + \left(\frac{\rho A}{EI} \right) \left(\frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} \right) = 0 \quad (1)$$

$$\left(\frac{\partial^4 w_2}{\partial z_2^4} \right) + \left(\frac{\rho A}{EI} \right) \left(\frac{\partial^2 w_2}{\partial t^2} \right) = 0 \quad (2)$$

Für die Lösung müssen Rand- und Übergangsbedingungen, Momenten-, Querkraft-, Verschiebungs-, Neigungs- und Krümmungsbedingungen formuliert werden. In (3) ist beispielhaft die Gleichung zur Erfüllung des Momentengleichgewichtes zwischen Drehfeder und Biegemoment des ersten Balkenelements bei $z_1 = 0$ formuliert:

$$-EI \left(\frac{\partial^2 w_1}{\partial z_1^2} \right)_{z_1=0} = -k_T \left(\frac{\partial w_1}{\partial z_1} \right)_{z_1=0} \quad (3)$$

Über geeignete Ansatzfunktionen kann anschließend die charakteristische Gleichung des Systems in geschlossener Form berechnet werden. Für die zur Eigenwertbestimmung erforderliche Nullstellensuche ist die Newton-Raphson Methode geeignet. Dabei sind Startwerte zwischen den Nullstellen zu wählen, siehe Bild 2.

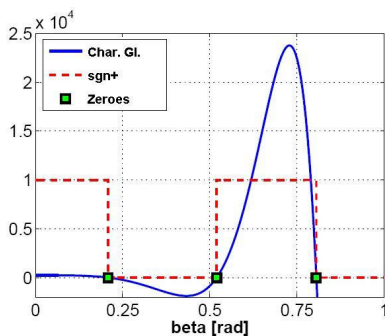


Bild 2 Lösung der charakteristischen Gleichung

Mit den ermittelten Eigenwerten lassen sich die entsprechenden Eigenformen $w(z)$, Biegemomentenverläufe $M(z)$ und Querkräfte $Q(z)$ etc. berechnen, beispielhaft für eine Hubhöhe von $L = 1m$ und einer Zuladung von 100 kg normiert in Bild 3 dargestellt:

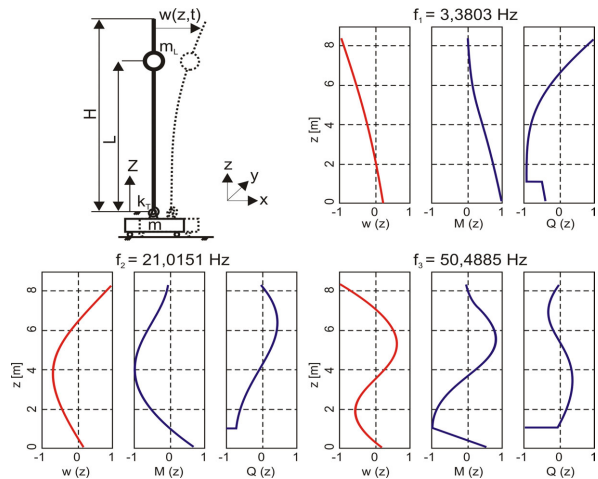


Bild 3 w , M und Q zum analytischen Modell

Der Einfluss der Hubhöhe L auf die jeweiligen Eigenfrequenzen ist in Bild 4 dargestellt. Die Messergebnisse rechts aus Kapitel 2 dienen zum Vergleich.

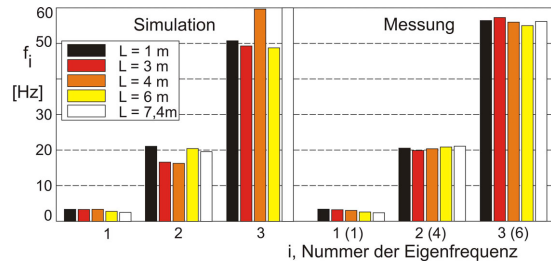


Bild 4 Hubhöhe L und Eigenfrequenzen

In der ersten Eigenform ist kaum ein Einfluss, in der zweiten und dritten Eigenform ein deutlicher Einfluss auf Grund der Schwingungsknoten zu erkennen. Die Eigenfrequenz f_i (ohne Knoten) fällt mit gleichzeitig steigender Hubhöhe L .

2.1.2 Einspannungsdrehsteifigkeit k_T

Großen Einfluss auf die Eigenfrequenzen des Systems hat die Steifigkeit an der Einspannstelle des Biegebalkens auf dem Fahrwerk.

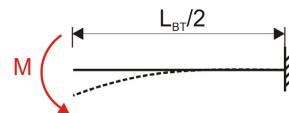


Bild 5 Modellierung der Bodentraverse

Mittels einer kinematischen Näherung, welche der Euler-Bernoulli Balkentheorie zu Grunde liegt (siehe Bild 5), ergibt sich die Drehsteifigkeit k_T aus dem Verdrehwinkel φ :

$$\varphi = -\frac{ML_{BT}}{2EI} \rightarrow k_T = \left| \frac{M}{\varphi} \right| = \frac{2EI}{L_{BT}} \quad (4)$$

Mit den Parametern der Bodentraverse ($L_{BT} = 3m$ und $EI = 3.786.651 Nm^2$) ergibt sich eine Drehsteifigkeit k_T von $2,52 \cdot 10^6 Nm/rad$.

2.2 Verifikation mittels Modalanalyse

Zur Verifikation des gewählten Modellierungsansatzes wurde eine Modalanalyse in Tragwerksebene (x-Richtung) durchgeführt. **Bild 6** illustriert den zugehörigen Messaufbau:

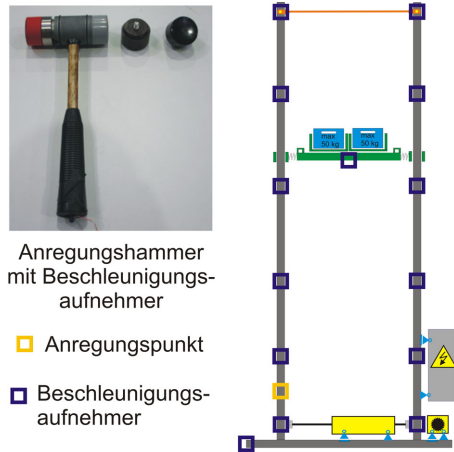


Bild 6 Versuchsanordnung zur Modalanalyse

Angeregt wurde die Struktur mit Hilfe eines großen Modalhammers in 2 Meter Höhe oberhalb der Einspannung der Maststruktur auf der Bodentraverse. Das Modalanalysesystem misst Frequenzgangfunktionen zwischen Kraftanregung und einzelnen Beschleunigungssensoren (14 Stück). Es bestimmt mit einem Fitterverfahren Eigenfrequenzen, Dämpfung und Eigenvektoren. exemplarisch dargestellt für eine Hubhöhe von 1 m und einer Zuladung von 100 kg in **Bild 7**:

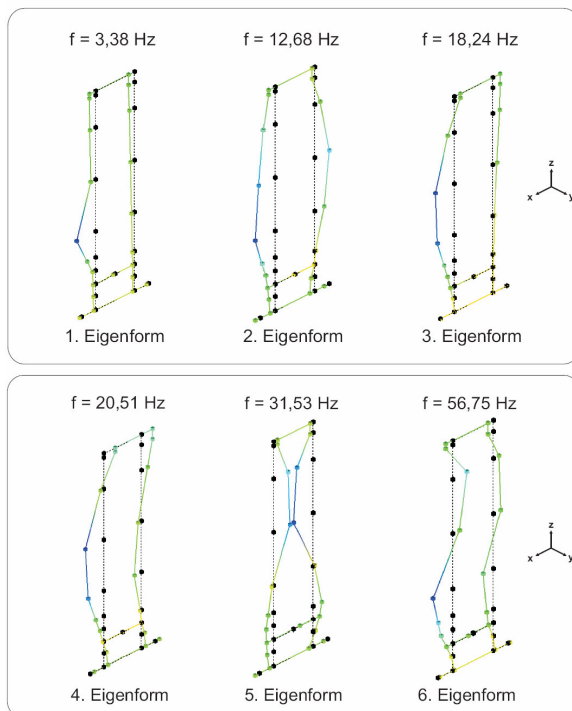


Bild 7 Messergebnisse der Modalanalyse

Vergleicht man diese experimentell gewonnenen Daten mit den analytischen Ergebnissen, so stellt man fest, dass die erste, vierte und sechste Eigenform und Eigenfrequenz den ersten drei Eigenformen und Eigenfrequenzen der analytischen Rechnung in guter Näherung entsprechen. Durch die Reduktion des Zwei-Mast-Systems auf ein Modell bestehend aus lediglich einem einzelnen Mast wurden gleichphasige Bewegungen der beiden Balken am realen Gerät vorausgesetzt. Die zweite und fünfte gemessene Eigenform stellen eben solche nicht modellierte gegenphasig schwingende Bewegungsformen dar. Eine Erweiterung des analytischen Modells, um auch derartige Bewegungsformen abbilden zu können, wurde aus folgenden Gründen nicht durchgeführt: Zum einen lassen sich gegenphasige Struktur-bewegungen nicht mit einem gleichphasig eingreifenden Aktor bedämpfen und zum anderen verhalten sich die gegenphasigen Bewegungen mit gleichen Amplituden neutral bezüglich der Auslenkung des Lastaufnahmemittels.

Einen Sonderfall stellt die dritte gemessene Schwingform, siehe Bild 7, dar. Hier schwingen die beiden Balken weder gleich- noch gegenphasig. Grund hierfür ist eine am rechten Mast montierte Leiter für Wartungszwecke, welche sich in der Messung deutlich als Strukturversteifung bemerkbar machte. Der Pick in der ersten Eigenform in Bild 7 muss als Ausreißer interpretiert werden.

Für den nachfolgenden Vergleich von gemessenen und analytisch berechneten Eigenformen und Eigenfrequenzen wird aus den zuvor beschriebenen Gründen die erste, vierte und sechste Eigenform und Eigenfrequenz verglichen, nachfolgend als erste, zweite und dritte Eigenform bzw. Eigenfrequenz bezeichnet.

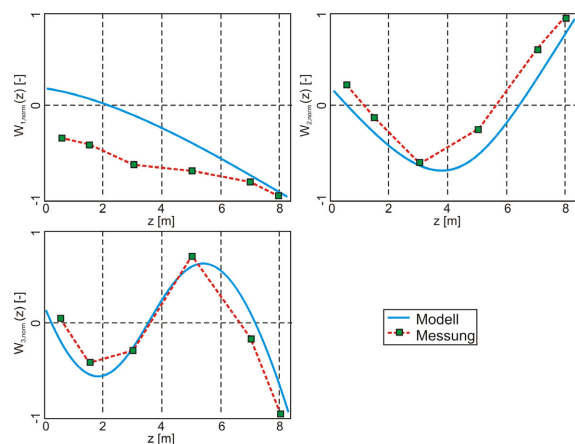


Bild 8 Eigenformen aus Rechnung und Messung

In **Bild 8** werden die analytisch berechneten den gemessenen Eigenformen für verschiedene Hubhöhen L überlagert. Während für die zweite und dritte Eigenform Messung und analytisches Modell gut zueinander passen, weicht die erste Eigenform im

Bereich des Mastfußpunktes stärker ab. Möglicher Grund hierfür ist die Nähe zur Mindestfrequenz der Beschleunigungsaufnehmer, was diese Messabweichung verursachen kann.

Die gemessenen Eigenfrequenzen enthält bereits Bild 4. Die relativen Abweichungen der ersten drei Eigenfrequenzen bei Variation der Zuladung (bei einer Hubhöhe von 1 m) sowie bei Variation der Hubhöhe (mit 100 kg Zuladung) ist **Bild 9** zu entnehmen.

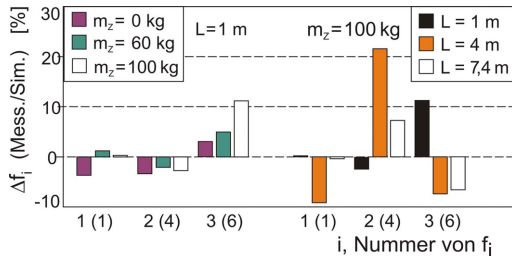


Bild 9 Abweichung der Eigenfrequenzen

Zu erkennen ist, dass die Abweichungen zwischen Messung und Simulation bis zu 23 % betragen.

In **Bild 10** ist das gemessene Lehrsche Dämpfungsmaß D dargestellt, das für die Simulation von Verfahrensvorgängen von Bedeutung ist.

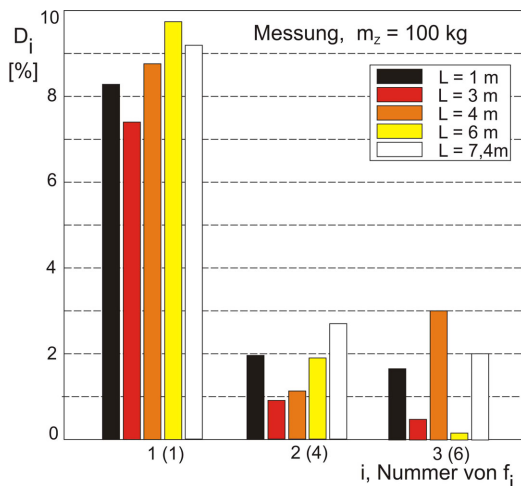


Bild 10 Lehrsches Dämpfungsmaß D

Für die folgende Auslegung der Optimierungsansätze existiert damit ein explizites Modell, welches durch die experimentelle Modalanalyse für die ersten drei Moden ausreichend abgestimmt ist.

3 Planungsverfahren mittels numerischer Optimierung

Die Aufgabe des Positionierens von Punkt A zu Punkt B, siehe **Bild 11**, kann als Optimierungsproblem formuliert werden. Hierfür wird neben einer Kostenfunktion eine geeignete Parametrierung der Fahrtriebskraft benötigt, welche im Folgenden näher beschrieben werden sollen. Dabei wurde die Fahrtriebskraft gewählt, um die Modularität und

Anwendbarkeit auf Systeme mit einer evtl. nicht zu vernachlässigenden Riemenelastizität sicher zu stellen.

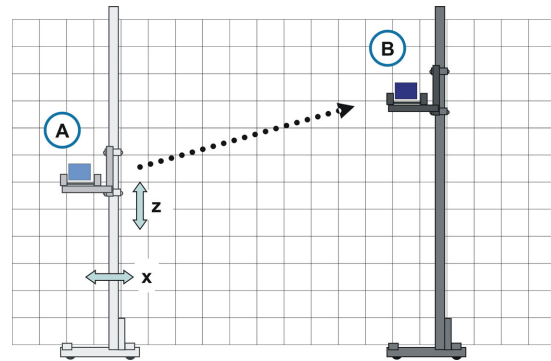


Bild 11 Positioniervorgang

3.1 Kostenfunktion

Elastische Strukturen können sowohl kinetische Energie (T) als auch potentielle Energie (V) speichern, während der Schwerpunkt des elastischen Systems ruht. Die Energie wird dabei in der Strukturbiegung bzw. deren zeitlichen Änderung gespeichert. Dies bedeutet, dass ein nicht schwingendes System sich in einem energetischen Minimum befindet. Zur Optimierung der während des Positioniervorgangs aufgebrachtene Fahrtriebskraft eignet sich aus diesem Grund die im System gespeicherte Energie als Kostenfunktion $K(t)$:

$$K(t) = [V(t) + T(t)] \quad (5)$$

Die potentielle Energie ist in Form des aktuellen Biegezustands des Systems gespeichert:

$$V(t) = \frac{1}{2} \int_0^L EI_y(z) w''(z,t)^2 dz \quad (6)$$

Die kinetische Energie resultiert aus der Deformationsgeschwindigkeit des Balkens:

$$T(t) = \frac{1}{2} \int_0^L \dot{w}(z,t)^2 \rho A dz \quad (7)$$

Um die Dimension des Optimierungsproblems und Rechenzeiten nicht unnötig zu vergrößern, ist es ratsam die Zielposition, auf die das System positioniert werden soll, in die Parametrierung zu integrieren. Aus diesem Grund enthalten die nachfolgend vorgestellten Parametrierungen stets Zielort und Endzeit, um so die Positionierung des Systemschwerpunkts zum vorgegebenen Zeitpunkt sicherstellen zu können.

3.2 Diskrete Parametrierung

Als erstes Optimierungsverfahren wird eine diskrete Parametrierung der Fahrtriebskraft $u(t)$ durch gestufte Zeitintervalle mit konstanten Beträgen vorgestellt, mit Hilfe derer der Optimierer die

Kraftamplituden a_i sowie die zeitliche Dauer t_i der einzelnen Intervalle variieren kann, siehe **Bild 12**.

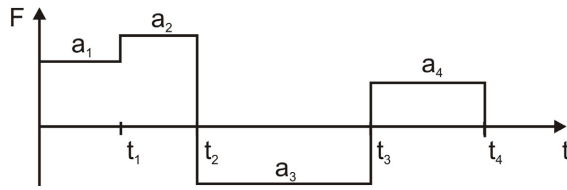


Bild 12 Parametrierung der Fahrtriebskraft

Die Anzahl der Intervalle wird dabei vorab definiert. Um das Positionierungsergebnis bzgl. des Schwerpunktes sicher zu stellen, werden die Kraftamplituden der letzten beiden Intervalle festgelegt. Für die gewünschte Endposition x_n sowie die Endgeschwindigkeit v_n ergeben sich die letzten beiden Kraftwerte a_{n-1} bzw. a_n zu:

$$a_{n-1} = \frac{x_n - 0.5v_n \delta t_n - 0.5v_{n-2} \delta t_n - v_{n-2} \delta t_{n-1} - x_{n-2}}{0.5\delta t_{n-1} \delta t_n + 0.5\delta t_{n-1}^2} \quad (8)$$

$$a_n = \frac{v_n - a_{n-1} \delta t_{n-1} - v_{n-2}}{\delta t_n} \quad (9)$$

Die hierzu benötigte Geschwindigkeit v_{n-2} wird unter Verwendung der vom Optimierer gewählten vorangehenden Kraft- und Zeitparameter nach Newton klassisch berechnet.

Es hat sich herausgestellt, dass bereits mit lediglich vier Intervallen Nachschwingungsamplituden von weniger als 5 mm erzielt werden können.

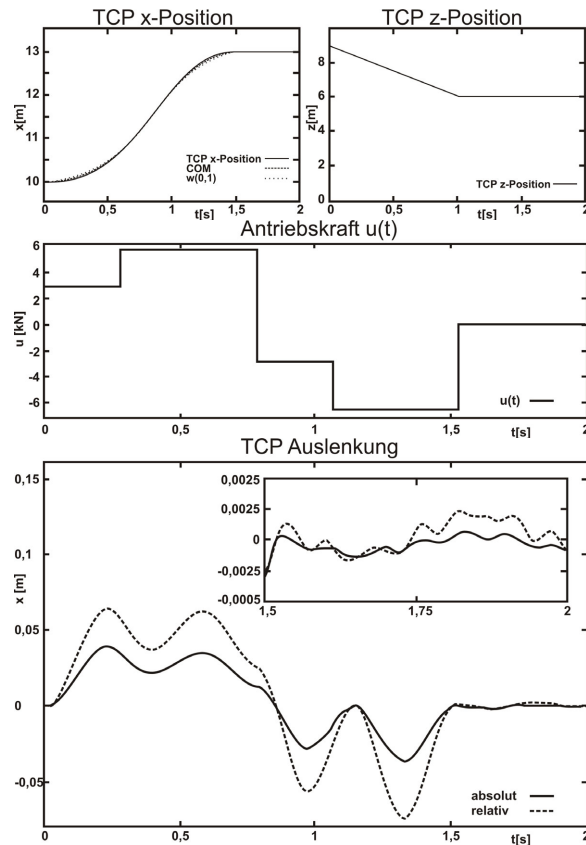


Bild 13 Diskrete Parametrierung

In **Bild 13** ist das Optimierungsergebnis für eine Diagonalfahrt aufgezeigt. Während das Regalbediengerät innerhalb von 1,55 Sekunden um 3 Meter horizontal verfährt erfolgt zeitgleich eine Hubbewegung des Lastaufnahmemittels. Dabei gibt die absolute Abweichung die Differenz des Lastaufnahmemittels von seiner Sollposition im Bezug zum inertial festen Koordinatensystem des Massenschwerpunktes wieder. Die relative Abweichung entspricht der Lastaufnahmemittelschwingung im Bezug zur Bodentraverse. Die Amplitude der Nachschwingung bleibt unter 2.5 mm während die Antriebskraft ein Maximum von 6200 N erreicht.

3.3 Spektrale Parametrierung

Im Gegensatz zur diskreten Parametrierung der Fahrtriebskraft aus dem vorangegangenen Abschnitt wird nun eine glatte Parametrierung mittels Fourierreihe gewählt. Hierbei wird direkt der Verfahrweg des Schwerpunkts parametriert.

$$x_{Soll}(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} a_i \cos\left(\frac{i\pi t}{T_E}\right) + \sum_{i=1}^{\infty} b_i \sin\left(\frac{i\pi t}{T_E}\right) \quad (10)$$

Zur Reduzierung des Suchraumes werden analog zum vorherigen Verfahren Randbedingungen für einen an der Anfangs- und Endposition still stehenden Schwerpunkt in die Parametrierung implementiert, welche die Fourierreihe erfüllen muss.

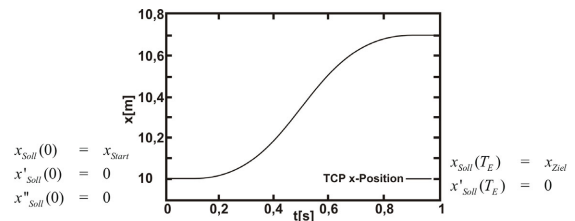


Bild 14 Beispielhafter Verlauf des Verfahrweges

Die in dieser Arbeit verwendeten Randbedingungen sowie ein beispielhafter Verlauf der Antriebskraft finden sich in **Bild 14**. Die dazu benötigte Fahrtriebskraft berechnet sich durch zweimalige zeitliche Differentiation und Multiplikation mit der Masse.

Der offensichtliche Unterschied zur diskreten Parametrierung ist ein glatter Verlauf der Fahrtriebskraft. In **Bild 15** ist ein Optimierungsergebnis für ein Positioniermanöver um 2 Meter horizontal und zusätzlich glatt gewähltem, sinusoidalen Verlauf der Hubtrajektorie (6 m vertikal) bei einer Zuladung von 100 kg dargestellt. Mit einer verbleibenden Schwingungsamplitude von weniger als 1 mm zeigt dieser Ansatz ein sehr gutes Verhalten. Mittels dieser spektralen Parametrierung lassen sich bereits ab 7 Intervallen ähnliche Ergebnisse wie mit der diskreten Parametrierung erzielen.

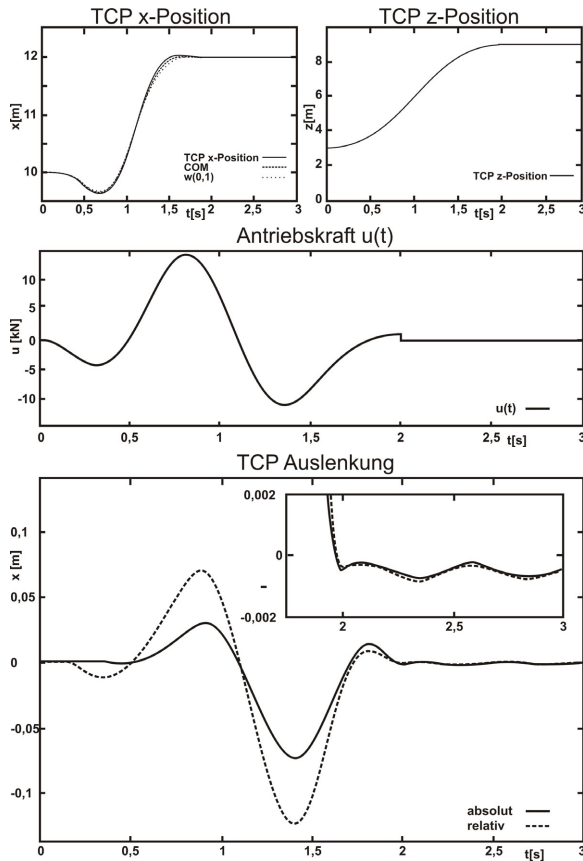


Bild 15 Spektrale Parametrierung

Wählt man in Anlehnung an diese Optimierung bei der diskreten Parametrierung einen glatten Verlauf der Hubtrajektorie zeigt sich auch hier eine deutlich reduzierte Nachschwingungsamplitude.

Diese Simulation wurde mittels MBSIM durchgeführt, ein Mehrkörpersimulationsprogramm entwickelt am Lehrstuhl für Angewandte Mechanik der Technischen Universität München [1].

4 Flachheitsbasiertes Planungsverfahren

Von einem flachen System spricht man, wenn sich alle Zustandsgrößen x und Steuergrößen u in Abhängigkeit eines flachen Ausgangs y und dessen zeitlichen Ableitungen ausdrücken lassen [6].

$$x = \Phi(y_f, \dot{y}_f, \dots, y_f^{(q)}) \quad (11)$$

$$u = \alpha(y_f, \dot{y}_f, \dots, y_f^{(q)}) \quad (12)$$

Dabei wird der flache Ausgang y mittels einer Gevrey Funktion parametrisiert, wie nachfolgend dargestellt:

$$y^*(t) = y_f^* \Theta(t) \quad (13)$$

mit

$$\Theta(t) = \begin{cases} 0 & t \leq 0 \\ \int_0^t \Theta_{\sigma,T}(\tau) d\tau / \int_0^T \Theta_{\sigma,T}(\tau) d\tau & t \in (0, T) \\ 1 & t \geq 0 \end{cases} \quad (14)$$

Der Integrkern $\Theta_{\sigma,T}(t)$ ist wie folgt definiert:

$$\Theta_{\sigma,T}(t) = \begin{cases} 0 & t \notin (0, T) \\ \exp\left(-1 / \left[\left(1 - \frac{t}{T}\right) \frac{t}{T}\right]^\sigma\right) & t \in (0, T) \end{cases} \quad (15)$$

Der Parameter σ ($\sigma > 1$) beschreibt dabei den Ausnutzungsgrad der zur Verfügung stehenden Positionierzeit, T die realisierte Spielzeit. In den nachfolgenden Planungsergebnissen werden die Auswirkungen einer Variation der Parameter T und σ auf das Trajektorienplanungsergebnis dargestellt.

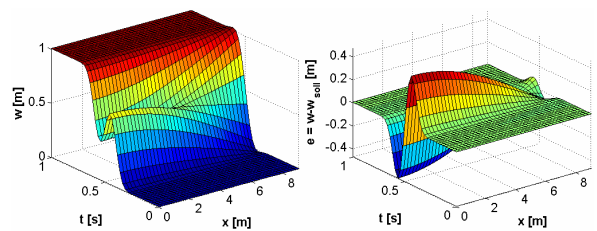


Bild 16 Trajektorien, mit $\sigma = 2$ und $T = 1s$

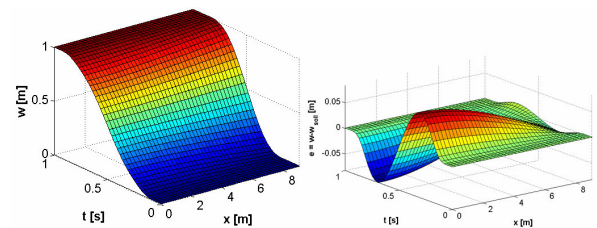


Bild 17 Trajektorien, mit $\sigma = 1,001$ und $T = 1s$

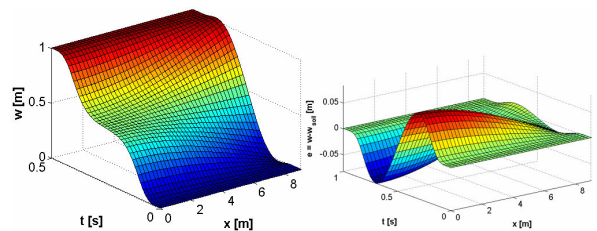


Bild 18 Trajektorien, mit $\sigma = 1,001$ und $T = 0,5s$

In **Bild 16** bis **Bild 18** sind Biegefelder $w(z,t)$ für ein Positioniermanöver des Regalbediengerätes um 1 Meter dargestellt. In der jeweiligen linken Grafik ist die inertielle Auslenkung der Maststruktur bezogen auf dessen Ausgangslage dargestellt. Die jeweils rechten Kurvenverläufe beschreiben die Differenz zwischen dem flachen Ausgang $y = w_{soll}$ am Mastfußpunkt und der des jeweiligen Balkenabschnittes bestehenden inertialen Auslenkung $w(z,t)$.

In **Bild 17** betragen die Parameter der Gevrey Funktion $T = 1s$ und $\sigma = 1,001$. Dies führt zu einem Kosinus-Trapez ähnlichem Verlauf, wie er in heute

üblichen Antriebssystemen häufig zur Rampengeneration implementiert ist.

Durch Veränderung des Parameters σ auf 2 lässt sich ein Verlauf erzeugen, bei dem eine nennenswerte Positionsänderung innerhalb eines Intervalls von 0,5 Sekunden stattfindet. Die hierbei auftretende maximale Auslenkung des Balkens beträgt ca. 0,5 Meter wie in Bild 16 erkennbar ist.

In Bild 18 hingegen ist die Zyklusdauer T halbiert, was im Vergleich zu Bild 17 zu einem dynamischeren Verlauf führt, allerdings mit einer maximalen Balkenauslenkung von 0,2 Meter.

Wie aus Bild 16 und Bild 18 ersichtlich ist, haben diese Verläufe nichts mehr mit dem etablierten Kosinus-Trapez Verlauf gemein. Mit diesem Verfahren können Trajektorien für Positioniermanöver mit konstanter Hubhöhe verwirklicht werden.

Bis dato ist jedoch keine Lösung bekannt mittels der eine geschlossen analytische Planung für eine zeitvariante Massenbelegung durchgeführt werden kann.

5 Zusammenfassung

Die Entwicklung und Erprobung von Verfahren zur Reduzierung der Ausschwingzeiten bei der Positionierung von elastischen Robotern erfolgt unter Verwendung eines analytischen Modells. Die Strukturdynamik eines Regalbediengerätes kann vereinfacht mit Hilfe zweier gekoppelter Euler-Bernoulli-Balken, welche über eine Einspannungsdrehsteifigkeit mit der Masse des Fahrantriebs verbunden sind, abgebildet werden. Im Rahmen der durchgeführten Verifikation werden die berechneten Eigenfrequenzen und Eigenformen der Gerätestruktur des Simulationsmodells mit den aus einer Modalanalyse gewonnenen Daten abgeglichen.

Als Optimierungsverfahren für die Positionierung von hochdynamischen Geräten wie etwa von Regalbediengeräten werden sowohl numerische als auch analytische Verfahren für eine vorsteuernde Trajektorienplanung vorgestellt. Bei der numerischen Optimierung lässt sich durch Verwendung der im System gespeicherten Energie als Kostenfunktion neben einer diskreten Parametrierung der Antriebskraft durch gestufte Zeitintervalle mit konstanten Beträgen auch eine spektrale Parametrierung mittels Fourierreihen erzielen. Auf Grund der für die Optimierung benötigten hohen Rechenzeiten von bis zu mehreren Tagen sind diese Ansätze jedoch nicht echtzeitfähig.

Um lange Optimierungszeiten zu vermeiden, wird hierzu ein geschlossener analytischer Ansatz zur Trajektorienplanung vorgestellt. Dabei stellt sich heraus, dass für mittlere Positioniergeschwindigkeiten die bekannten Kosinus-Trapez-Verläufe, wie sie in heute üblichen Antriebssystemen häufig zur Rampengeneration implementiert sind, eine empirische

Annäherung an die Trajektorien sind, welche mit Hilfe des flachheitsbasierten Steuerungsansatzes berechnet werden. Bei dynamisch anspruchsvolleren Steuerungsverläufen zeigen sich dagegen deutliche Unterschiede und zeigen das Potential des zugrunde liegenden Ansatzes auf.

Die Erprobung der dargestellten Algorithmen ist derzeit in Arbeit. Für praxisnahe Versuchsfahrten steht ein Regalbediengerät zur Verfügung. Die Übertragbarkeit der entwickelten Regelungsansätze auf weitere Geräte oder Maschinen ist denkbar.

Das Vorhaben wird von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) durch eine Sachbeihilfe unter GU 427/5-2 und GU 427/5-3 mit dem Titel: "Elastokinetische Modellierung und mechatronische Optimierung von Antriebssystemen linear bewegter Fördergeräte" gefördert, wofür ihr an dieser Stelle gedankt werden soll.

6 Literatur

- [1] Bachmayer, M.; Zander, R.; Ulbrich, H.: Numerical approaches for residual vibration free positioning of elastic robots. Conference on Advanced Computational Engineering and Experimenting; Barcelona, July 2008, accepted
- [2] Dietzel, M.: Beeinflussung des Schwingungsverhaltens von Regalbediengeräten durch Regelung des Fahrantriebs. Universität Karlsruhe (TH), Institut für Fördertechnik und Logistiksysteme, Dissertation, 1999
- [3] Günthner, W. A.; Kraul, R.: Durchsatzleistung einfacher bestimmen – Kennzahlenbasiertes Verfahren erleichtert Auswahl von automatischen Lagersystemen. F+H Fördern und Heben, Juli 2008
- [4] Pfeiffer, F.: Einführung in die Dynamik. 2., überarbeitete Auflage, Teubner Studienbücher Mechanik, B. G. Teubner Stuttgart 1992 S.99 ff.
- [5] Reisinger, K.: Optimale Reglerparameter für den Antrieb elastischer, schwingungsfähiger Regalbediengeräte. Tagungsband SPS/IPC/Drives, S. 635-643, Nürnberg, Nov. 1998
- [6] Rothfuß, R.; Rudolph, J.; Zeitz, M.: Flachheit: Ein neuer Zugang zur Steuerung und Regelung nichtlinearer Systeme. Automatisierungstechnik, Nov. 1997
- [7] Schumacher, M.: Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Einmast-Regalbediengeräten. Universität Karlsruhe (TH), Institut für Fördertechnik und Logistiksysteme, Dissertation, 2001
- [8] Seemüller, S.: Durchsatzberechnung autom. Kleinteilelager im Umfeld des elektronischen Handels. TU München, Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik, Dissertation, 2005