

Ein Pendelaktor mit breitem Anwendungspotential

A Pendulum Actuator with Broad Application Potential

Chris May¹, Hartmut Janocha¹, Emanuele Grasso², David Naso²

¹ Lehrstuhl für Prozessautomatisierung (LPA), Universität des Saarlandes, Saarbrücken

² Politecnico di Bari, Bari, Italien

Kurzfassung / Abstract

Der vorliegende Aufsatz befasst sich mit dem Aufbau und den Eigenschaften eines so genannten Pendelaktors zur Erzeugung dynamischer Kräfte. Es wird gezeigt, dass dieser Aktortyp aufgrund seiner besonderen Konstruktion und infolge der vielen möglichen Betriebsweisen in der Lage ist ein breites Einsatzpotential abzudecken. Die Generierung harmonischer Kraftverläufe erfordert wegen der inhärent nichtlinearen Aktorkinematik jedoch spezielle Vorkehrungen. Die Erläuterung der hier gewählten Maßnahmen und die Präsentation der damit erzielten Ergebnisse stehen im Mittelpunkt der Ausführungen.

This paper presents the construction and properties of a so-called pendulum actuator used for generating dynamic forces. The discussion illustrates that this type of actuator can potentially cover a wide field of applications. Generating harmonic force signals, however, demands special provisions due to the inherent non-linear kinematics of the actuator device. The paper explains the selected measures and presents the achieved results.

1. Einleitung

Dynamische Kräfte werden in vielen technischen Anwendungen mit Hilfe einer Hilfsmasse m_2 , die in geeigneter Weise mit der zu beeinflussenden Grundstruktur m_1 verbunden wird, generiert, siehe Bild 1. Ist die Bewegung der Hilfsmasse steuerbar, so kann auch der Verlauf der in die Grundstruktur einzuleitenden Kraft F_2 gezielt vorgegeben und bei entsprechender sensorischer Rückkopplung geregelt werden. Allgemein spricht man von einem Kraftgenerator, dabei kann es sich entsprechend der Anwendung, z.B. zur Schwingungsreduzierung durch Kompensation der Störkraft F_d , um einen aktiven Hilfsmassedämpfer handeln.

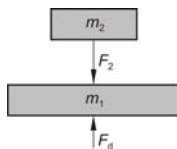


Bild 1: Erzeugung der dynamischen Kraft F_2 mit einer Hilfsmasse m_2 .

Das dynamische Verhalten des Kraftgenerators wird gemäß den Anforderungen der Anwendung durch einen entsprechend zugeschnittenen Entwurf bestimmt. Sollen z.B. Störschwingungen über einen breiten Frequenzbereich kompensiert werden, so wird in der Regel ein Hilfsmassedämpfer mit vorzugsweise linearem Systemverhalten eingesetzt. In [1] wird ein magnetostriktiver Hilfsmassedämpfer beschrieben, mit dem breitbandige Kraftsignale z.B. zur Reduzierung von Strukturschwingungen generiert werden können. In anderen Fällen können aber auch dynamische Kräfte in einem schmalen Frequenzband gefordert sein. Dies ist bei der Schwingungsreduzierung im Hub-schrauber der Fall, wo eine starke Grundstörung existiert (*blade pass frequency*). Hier kommt ein Hilfsmassedämp-

fer in Frage, dem z.B. ein ausgeprägtes Resonanzverhalten zugrunde liegt; ein lineares, breitbandiges Systemverhalten ist in diesem Fall nicht erforderlich. Der in [2] beschriebene und in Bild 2 dargestellte Pendelaktor ist ein solcher aktiver Hilfsmassedämpfer, der dynamische Kräfte auf effiziente Art und Weise innerhalb eines schmalen Frequenzbands generieren kann. Dabei sind die Pendelmasse, die Gelenkarmlänge und die Pendelkraft wichtige Entwurfsparameter.

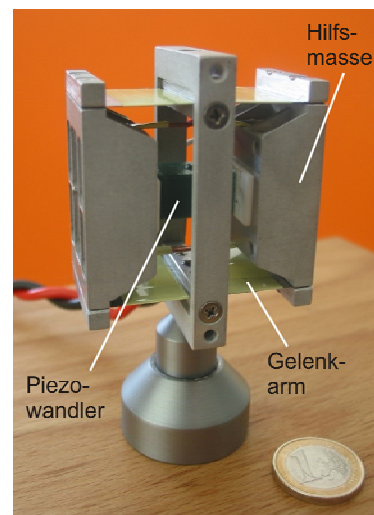


Bild 2: Ausführungsbeispiel für einen Pendelaktor mit piezoelektrischem Antrieb.

Der Pendelaktor ist also grundsätzlich in der Lage, ein breites Anwendungspotential zu erschließen. Dabei spielt es eine Rolle, ob ein passives, gesteuertes oder geregeltes Verhalten des Pendelaktors zugrunde gelegt wird. Abhängig davon lassen sich der Arbeitsfrequenzbereich oder die Steifigkeit oder die Dämpfungseigenschaften beeinflussen

oder steuern, und darüber hinaus besteht die Möglichkeit, ein selbstadaptierendes Verhalten hinsichtlich des Arbeitsfrequenzbereiches zu realisieren, vgl. Tabelle 1. Einzelheiten können hier aus Platzgründen nicht erläutert werden, daher sei der interessierte Leser auf [1] bzw. [4] verwiesen.

Tabelle 1: Betriebsmodi eines mit aktiven Materialien realisierten Hilfsmassedämpfers zur Schwingungsminderung

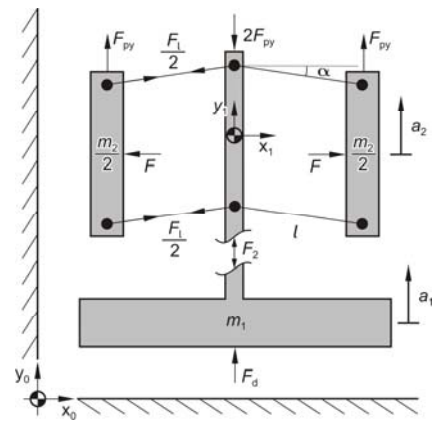
	Betriebsmodus	Schmalbandig	Breitbandig	Steuerbare Steifigkeit bzw. Dämpfung	Selbstadaptive Eigenschaften
Aktive Materialien	Passiv	X			
	Aktiv		X		
	Semi-aktiv	X		X	
	Hybrid		X	X	
	Adaptiv		X	X	X

Es wurde bereits in [3] gezeigt, dass schon das passive Systemverhalten des Pendelaktors gut zur Schwingungstilgung geeignet ist. Durch Einstellen eines Vormagnetisierungsstromes oder einer Vorspannung (Bias) im Steuersignal konnte die Tilgerfrequenz darüber hinaus über einen weiten Frequenzbereich verändert werden. Als gesteuerter Tilger ermöglicht der Pendelaktor eine besonders effektive Schwingungsminderung.

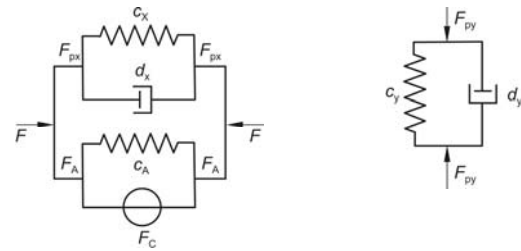
Der vorliegende Aufsatz hat nun das Ziel, eine weitere Anwendungsmöglichkeit des Pendelaktors vorzustellen, nämlich seine Nutzung als geregelter Kraftgenerator. Dies wird anhand von Simulationen demonstriert. Hierzu wird in Kapitel 2 zunächst ein mathematisches Modell des Pendelaktors entwickelt. Kapitel 3 stellt sozusagen den Kern dieses Aufsatzes dar und beschäftigt sich mit der Erzeugung von sinusförmigen Kraftsignalen. Dabei wird zunächst die kinematische Nichtlinearität analysiert und kompensiert (Abschnitt 3.1). Die gründliche Studie des mathematischen Modells ermöglicht eine Schätzung der mit dem Pendelaktor erreichbaren Kraftamplitude bei der Steuerung eines sinusförmigen Kraftverlaufs. Es wird gezeigt, dass sich das schmale nutzbare Frequenzband mit steigender Pendelkraft zu höheren Frequenzen verschiebt (Abschnitt 3.2), womit die Adaptivität des Pendelaktors hinsichtlich seiner Arbeitsfrequenz möglich wird. Ausgehend von einem sinusförmigen Sollkraftverlauf wird der aus dem Modell gewonnenen Zustandsgröße α mittels eines Sliding-Mode-Reglers gefolgt (Abschnitt 3.3). Die Simulationsergebnisse (Abschnitt 3.4) demonstrieren die Fähigkeit des vorgestellten Pendelaktors, einen sinusförmigen Kraftverlauf zu generieren, selbst wenn eine Störkraft gleicher Stärke, jedoch mit einer anderen Frequenz, auf die Grundstruktur wirkt.

2. Mathematisches Modell

Zur Herleitung eines mathematischen Aktormodells werden ein vereinfachtes Schema des Pendelaktors und ein mechanisches Ersatzschaltbild mit seinen passiven und aktiven Komponenten herangezogen, siehe Bild 3.



a



b

Bild 3: Pendelaktor. a) Kinematik des Systems, b) mechanische Ersatzschaltbilder der mechanischen Komponenten.

Bild 3a beschreibt den Gesamtaufbau des Aktors mit seinen wesentlichen Schnittkräften. Die Masse m_1 repräsentiert die Struktur, auf die der Aktor mit der Kraft F_2 einwirkt. Dabei ist F_d eine auf die Struktur wirkende Störkraft. Die Aktorkraft F_2 wird mit Hilfe der beiden Massen $m_2/2$, die um die Ruhelage $\alpha = 0$ pendeln können, erzeugt und über Gelenkarme auf das mittlere Strukturglied übertragen. F_1 ist die Gelenkarmkraft. Die Pendelkraft F , die sich aus einem passiven Anteil F_{px} und einem aktiven Anteil F_A zusammensetzt, wirkt gleichzeitig auf die linke und die rechte Hilfsmasse, vgl. Bild 3b. Der aktive Kraftanteil rührt beispielsweise von einem piezoelektrischen oder magnetostriktiven Energiewandler her und wird im Ersatzschaltbild als Parallelschaltung eines Kraftgenerators F_c mit der Federsteifigkeit c_A des aktiven Werkstoffes modelliert. Die vertikal wirkende Kraft F_{py} ist die Folge der passiven Konstruktionselemente zwischen den Hilfsmassen $m_2/2$ und dem mittleren Strukturglied. Im Falle des Pendelaktors in Bild 2 stehen diese passiven Komponenten stellvertretend für die elastischen und dämpfenden Eigenschaften der Aufhängung, deren kinematischen Eigenschaften in Bild 3a durch starre Gelenkarme nachgebildet sind.

Zum Aufstellen der Modellgleichungen wird die Lagrange-Methode angewendet. Mit der Zustandsgröße

$$x = \begin{pmatrix} \alpha \\ \omega \end{pmatrix}, \text{ wobei } \omega = \frac{d\alpha}{dt}, \quad (1)$$

und ohne die Zeitabhängigkeit der Variablen explizit hinzuschreiben erhält man

$$\dot{x} = \begin{pmatrix} \dot{\alpha} \\ \dot{\omega} \\ \omega \\ K_1(\alpha)\omega^2 + K_2(\alpha)\omega + K_3(\alpha)i_A + K_4(\alpha)F_d + K_5(\alpha) \end{pmatrix} \quad (2)$$

Hierin ist F_d die externe Störkraft, die auf die Struktur wirkt, und i_A der Strom, der im Falle eines magnetostriktiven Pendelaktors durch die Steuerspule fließt. Die vom Kraftgenerator gesteuerte Kraft ist

$$F_C = kc_A i_A \quad (3)$$

mit k als Proportionalitätsfaktor. Das Gesamtmodell ist hochgradig nichtlinear, d.h. alle Terme in der Zustandsgleichung (2) sind von den Zustandsgrößen nichtlinear abhängig.

Die Ruhelage des Systems ergibt sich aus den Lösungen des Gleichungssystems

$$\begin{cases} \dot{\alpha} = 0 \\ \dot{\omega} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

In diesem Fall folgt $\alpha_{eq} = 0$ als einzige Lösung. Die ungezwungene (freie) Antwort des Pendelaktors auf einen Anfangszustand $\alpha \neq 0$ ist als Phasenkurve in Bild 4 dargestellt. Die Trajektorie zeigt eine unterkritisch gedämpfte Bewegung, was dem tatsächlichen Verhalten des Pendelaktors entspricht. Mit Hilfe der Lyapunov-Theorie lässt sich die Stabilität der Ruhelage beweisen.

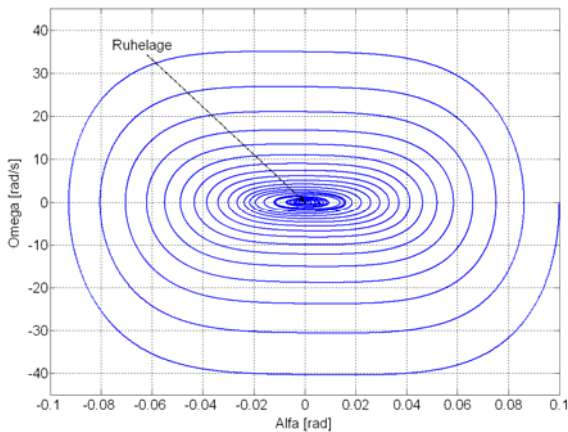


Bild 4: Freie Antwort des Pendelaktors im Zustandsraum in Richtung seiner Ruhelage (Phasenkurve).

Der Pendelaktor ist darüber hinaus nicht steuerbar, wenn $\alpha = 0$, da eine horizontale Kraft keine vertikale Bewegung bewirken kann. Dies ist auch daran erkennbar, dass

$$K_3(0) = 0 \quad (5)$$

wodurch der Steuerstrom i_A unwirksam wird. Berücksichtigt man, dass $\alpha = 0$ sowohl die einzige Ruhelage als auch eine Singularität repräsentiert, kann der Pendelaktor theoretisch nicht ohne externe Störung, die ihn in eine andere Ausgangssituation versetzt, beginnen zu arbeiten. Tatsächlich gibt es verschiedene, erfolgreich angewandte Strategien, um mit diesem Problem umzugehen. Sie profitieren von der nicht perfekten Realisierung des Gerätes, die in minimalen, konstruktiv bedingten Abweichungen von der exakten mathematischen Beschreibung resultieren. Eine wichtige Rolle spielt die in die Struktur eingeleitete Aktorkraft; sie ergibt sich zu

$$F_2 = m_2 l \sin(\alpha) \dot{\alpha}^2 - m_2 l \cos(\alpha) \ddot{\alpha} \quad (6)$$

Da der Steuerstrom in der Regel begrenzt ist, muss dies auch in der Modellierung und bei der Simulation des mathematischen Modells berücksichtigt werden.

3. Erzeugung rein sinusförmiger Kräfte

3.1. Nichtlineare Kinematik

Das nichtlineare Bewegungsverhalten des Systems ist eine Folge der nichtlinearen Kinematik. Es lässt sich zeigen, dass ein sinusförmiger Bewegungsablauf $\alpha(t)$ zu einem verzerrten, nicht-sinusförmigen Kraftverlauf $F_2(t)$ mit einer starken dritten Harmonischen führt. Aus diesem Grund besteht das grundsätzliche Problem darin, herauszufinden welcher Verlauf $\alpha(t)$ zum gewünschten Sollkraft-Verlauf $F_2^*(t)$ führen kann. Ein rein sinusförmiger Sollkraft-Verlauf

$$F_2^*(t) = \hat{F}_2 \sin(2\pi f_0 t) \quad (7)$$

erfordert einen Bewegungsablauf gemäß

$$\alpha^*(t) = \arcsin \left[\frac{1}{m_2 l (2\pi f_0)^2} \hat{F}_2 \sin(2\pi f_0 t) \right] \quad (8)$$

Auf diese Weise kann ein gewünschter Kraftverlauf $F_2^*(t)$ in die Soll-Zustandsgröße $\alpha^*(t)$ gewandelt werden. Damit wird es einfach, Steueralgorithmen zu entwickeln, die auf dem Soll-Trajektorienverlauf der Zustandsgrößen basieren. Das Spektrum dieses Bewegungsablaufes lässt sich wie folgt angeben:

$$\alpha^*(f) = \sum_{\substack{n=1 \\ n=odd}}^{\infty} j \frac{B(n)}{2} [\delta(f + nf_0) - \delta(f - nf_0)], \quad (9)$$

wobei

$$B(n) = \sum_{j=0}^{\infty} \frac{[(2j+n-1)!]^2 A^{2j+n} (-1)^{\frac{1-n}{2}}}{4^{2j+n-1} \left[\left(j + \frac{n-1}{2} \right)! \right]^2 j!(j+n)!}$$

$$A = -\frac{\hat{F}_2}{m_2 l (2\pi f_0)^2}.$$

Der Ausdruck für $\alpha^*(f)$ enthält lediglich ungerade Harmonische. Ihre Amplituden sind durch die Koeffizienten $B(n)$ gegeben, wobei n die Ordnung der Harmonischen ist. Wie im Ausdruck für A erkennbar, ist die Amplitude der Harmonischen in α von der Amplitude und der Frequenz der gewünschten Kraft F_2^* abhängig.

Mit s als Abstand der beiden schwingenden Massen gilt

$$s = 2l \cos(\alpha). \quad (10)$$

Das Spektrum dieses Signals ergibt sich zu

$$s^*(f) \approx 2lA\delta(0) + lB[\delta(f - 2\pi 2f_0t) + \delta(f + 2\pi 2f_0t)] + l \sum_{\substack{i=4 \\ i=\text{even}}}^{\infty} C(i)[\delta(f - 2\pi if_0t) + \delta(f + 2\pi if_0t)]. \quad (11)$$

Die in (11) verwendeten Parameter $A, B, C(i)$ leiten sich aus Überlegungen ab, die hier aus Platzgründen nicht erörtert werden können. Wichtig ist, dass der Abstand s den gleichen Frequenzinhalt hat wie der Strom i_A . Die Grundfrequenz des Signals s heißt elektrische Frequenz; die Grundfrequenz von α stimmt mit der von F_2 überein und wird als mechanische Frequenz bezeichnet. Bei diesem Krafterzeuger beträgt die elektrische Frequenz genau das Doppelte der mechanischen Frequenz. Gleichung (11) wird benötigt, um den Arbeitsfrequenzbereich des Steuerstromes für den Pendelaktor ermitteln zu können, damit eine Stromquelle mit geeignetem Frequenzgang ausgewählt werden kann.

3.2. Grenzen der Erzeugung rein sinusförmiger Kräfte

Die Gleichungen im vorherigen Abschnitt beschreiben, auf welche Weise der magnetostruktive Pendelaktor unverzerrte sinusförmige Signale erzeugen kann. Natürlich ist er nicht in der Lage alle berechenbaren Trajektorien zu realisieren, da die Maximalwerte des Auslenkungswinkels α und des Steuerstromes i_A begrenzt sind. Mit α_{\max} als Maximalwert von α kann die maximal erzielbare sinusförmige Kraft wie folgt ausgedrückt werden:

$$F_{2_{\max}} = (2\pi f_0)^2 m_2 l \sin(\alpha_{\max}). \quad (12)$$

Diese Gleichung liefert die größte erzielbare Kraft auf die Struktur in Abhängigkeit von der Frequenz; weitere Be-

schränkungen folgen aus der begrenzten Amplitude des Steuerstroms. Die Aufstellung einer Leistungsbilanz für den Pendelaktor unter Berücksichtigung der genannten Randbedingungen führt auf die in Bild 5 dargestellte Kraft-Frequenz-Abhängigkeit.

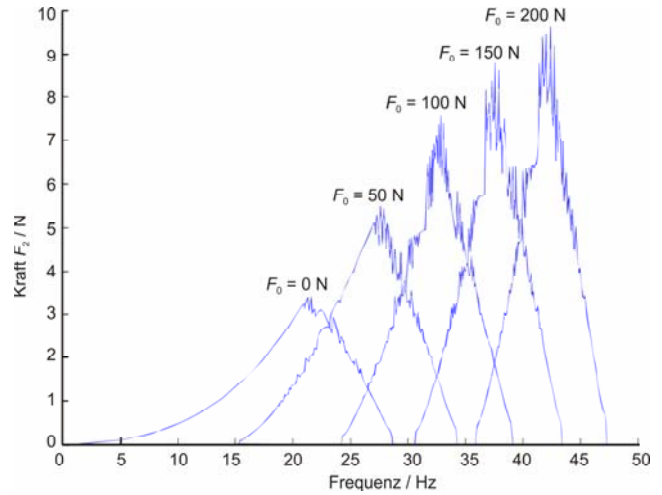


Bild 5: Geschätzte, maximal erreichbare Kraft F_2 mit der Vorspannkraft F_0 als Parameter.

Als Parameter dient hier die Vorspannkraft F_0 . Mit wachsender Vorspannkraft wird die Kurve in Richtung höherer Frequenzen verschoben. Hierbei vergrößert sich der Maximalwert der Kraft F_2 ; gleichzeitig wird der Arbeitsfrequenzbereich des Pendelaktors geringfügig schmaler. F_0 kann mit Hilfe einer Schraube oder eines Bias verändert werden. Damit wird es möglich, den Pendelaktor auf die verschiedensten Anwendungen und ihre unterschiedlichen Anforderungen optimal anzupassen.

3.3. Geregelter Kraftgenerator

Ausgehend von den bisherigen Überlegungen wird nun ein Reglerkonzept für den Pendelaktor entworfen, mit dem sich nahezu ideal-sinusförmige Kraftverläufe erzeugen lassen. Den hier gewählten Ansatz verdeutlicht Bild 6.

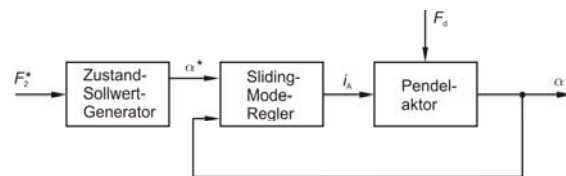


Bild 6: Hier angewendeter Regleransatz.

Die Sollkraft F_2^* wird in eine Sollvorgabe für die Zustandsgrößen α^* gewandelt, so dass das Problem der Erzeugung eines sinusförmigen Kraftverlaufes in ein Problem der Trajektorienregelung konvertiert wird. Zur Lösung

dieser Aufgabe wird hier ein Sliding-Mode-Regler eingesetzt.

Das mathematische Modell des Pendelaktors kann in der üblichen Zustandsraum-Darstellung wie folgt geschrieben werden:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = f(x_1, x_2) + g(x_1)u \end{cases}, \quad (13)$$

wobei $x_1 = \alpha$ und $x_2 = \omega$, während f und g bekannte nicht-lineare Funktionen sind (Gleichung 13 ist lediglich eine komprimierte Schreibweise der Gleichung 2). Die Aufgabe der Regelung besteht nun darin, der Soll-Trajektorie x^* mit kleinstmöglichem Fehler zu folgen. Wie Bild 6 zeigt, ermittelt hierzu ein Sollwert-Generator die Zustandstrajektorie $x^* = \alpha^*$ derart, dass das Pendel in der Lage ist, den gewünschten Kraftverlauf F_2^* zu liefern. Dieses Problem der Zustandsregelung kann mit unterschiedlichen nichtlinearen Reglerstrategien behandelt werden, wie zum Beispiel mit Feedback-Linearisierungsmethoden [6]. Eine stabile Regelung zu garantieren bleibt jedoch eine anspruchsvolle Aufgabe, da $g(x_1)$ immer null wird, wenn $x_1 = \alpha = 0$. Hierdurch gerät das System periodisch in einen Zustand, in dem es nicht mehr steuerbar ist. Auch wenn in jüngerer Zeit verschiedene Strategien zum Umgang mit der Steuerbarkeit auch solcher Systeme vorgeschlagen worden sind, e.g., [5], wurde dieses Problem in unseren ersten Simulationen mit Hilfe einer einfachen heuristischen Strategie bewältigt. Die nun realisierte Sliding-Mode-Regelung (SMC) [6] erfreut sich wachsenden Interesses bei vielen industriellen Anwendungen, einschließlich der Schwingungsregelung [8]. Sie hat Vorteile aufgrund ihrer Einfachheit und der inhärenten Robustheit gegenüber äußeren Störungen und anderen Störquellen wie beispielsweise Messrauschen oder den Folgen einer unzureichenden Modellierung. Der Entwurf des Sliding-Mode-Reglers erfolgt in zwei Schritten:

- Festlegung einer *equilibrium surface* und eines Regelvorgangs derart, dass jede von der *equilibrium surface* ausgehende Zustandstrajektorie ein vorgegebenes Verhalten entwickelt.
- Entwurf eines diskontinuierlichen Regelgesetzes, um die Zustandstrajektorie zu zwingen, die sog. *sliding surface* in endlicher Zeit zu erreichen.

Wir definieren die *sliding surface*

$$s(x, t) = \dot{e} + \lambda e = 0 \quad (14)$$

mit den Entwurfsparametern $e = x - x^*$ und $\lambda > 0$, welche die Fehlerdynamik beschreiben, wenn der Zustand die *sliding surface* erreicht hat. Mit Hilfe von standardisierten Sliding-Mode-Entwurfskriterien kann man zeigen [6], dass die Trajektorien die *sliding surface* in endlicher Zeit erreichen, sofern folgende Reglerfunktion angewendet wird:

$$u = \frac{1}{g(x_1)} \left[-f(x_1, x_2) + \dot{x}_2^* - \lambda \dot{e} - \eta \operatorname{sgn}(s) \right] \quad (15)$$

Hierbei ist η eine streng positive Entwurfskonstante. Um Singularitäten (im Falle $g(x_1) = 0$) während der Regelung zu umgehen, wird die Funktion in (15) ersetzt durch

$$g_\varepsilon(x_1) = \begin{cases} \gamma_0 \operatorname{sgn}(x_1) & \text{wenn } -\varepsilon \leq x_1 \leq \varepsilon \\ g(x_1) & \text{andernfalls} \end{cases}, \quad (16)$$

wobei γ_0 und ε zwei heuristisch einstellbare Parameter sind.

Aufgrund des diskontinuierlichen Terms $\eta \operatorname{sgn}(s)$ in Gl. (15) kann das Reglerausgangssignal und damit die Stellgröße hohe Frequenzen aufweisen (sog. Chattering), was unerwünschte Effekte wie Stromharmonische, Wärmeverluste und zusätzliche Schwingungen nach sich ziehen kann. Eine übliche Methode für den Umgang mit Chattering besteht in der Substitution des Schaltelementes durch eine Sättigungsfunktion, so dass eine Übergangs- oder Grenzfläche um die *sliding surface* gelegt wird [7]. Hierzu wird in Gleichung (15) der Term $\operatorname{sgn}(s)$ durch

$$\operatorname{sat}(s, \phi) = \begin{cases} +1 & \text{wenn } s > \phi \\ s/\phi & \text{wenn } -\phi < s < \phi \\ -1 & \text{wenn } s < -\phi \end{cases} \quad (17)$$

ersetzt, wobei ϕ ein Entwurfsparameter ist, der die Breite der Grenzfläche festlegt. Er kann problemlos eingestellt werden, um den gewünschten Kompromiss zwischen Regelgüte (Führungsverhalten, Robustheit) und Reduzierung des Chattering zu erhalten.

3.4. Simulationsergebnisse

Das Aktormodell und der Regler wurden unter Einsatz der Software Matlab/Simulink in einem PC implementiert. Um das Systemverhalten zu testen, wurden Simulationen durchgeführt, bei der die Sollkraft F_2^* eine Amplitude von 5 N und eine Frequenz von 25 Hz aufweist; die entsprechenden Werte der sinusförmigen externen Störgröße F_d sind 5 N und 38 Hz. Bild 7 zeigt die Ergebnisse.

Die Kraft-Trajektorie (Bild 7a) wird nach 0,1 Sekunden erreicht und der Fehler (Bild 7b) hat den Mittelwert null; die Spitzen im Signalverlauf sind eine Folge der Singularität bei $\alpha = 0$.

Für die Trajektorienfolgeregelung wird jedoch eine Stellgröße gefordert, die infolge der beschriebenen Singularität stark oszilliert und auch die Stromquelle überlasten kann. Tatsächlich bewegt sich die Stellgröße immer zwischen einer unteren und einer oberen Sättigungsgrenze (Bild 7c), was unter anderem deutlich wahrnehmbare akustische Effekte bewirkt.

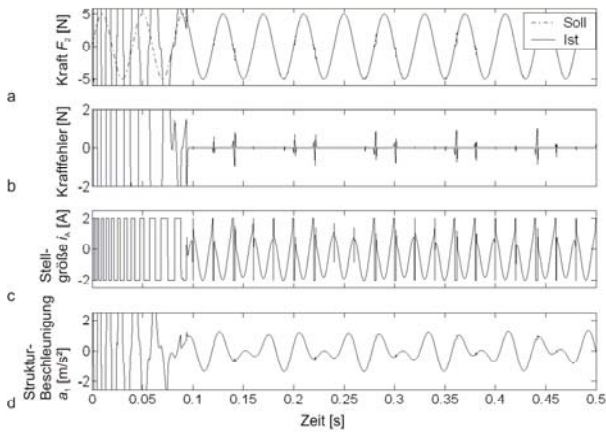


Bild 7: a) Sollkraft- und Istkraft-Verlauf, b) Abweichung zwischen Sollkraft und Istkraft, c) Stellgröße, d) Beschleunigung der Grundstruktur m_1

Die Beschleunigungskurve in Bild 7d enthält zwei Frequenzkomponenten, die aus der Wirkung der geregelten Kraft F_2 und der externen Störgröße F_d auf die Strukturmasse m_1 herrühren. Ihre Wechselwirkung lässt sich durch Steuern des Kraftgenerators F_c so beeinflussen, dass der gewünschte Kraftverlauf F_2 auf die Strukturmasse zustande kommt.

Die letztlich generierte Phasenkurve ist in Bild 8 dargestellt. Die Simulation startet mit der Anfangsbedingung $(\alpha_0, \omega_0) = (0,5 \text{ rad}, 0 \text{ rad/s})$, anschließend erfasst die Regelung den Systemzustand und verfolgt dann die Soll-Trajektorie. Bild 8 zeigt, dass die Soll-Trajektorie zur Erzeugung einer rein sinusförmigen Kraft-Zeit-Abhängigkeit anders verläuft als die in Bild 4 dargestellt freie Systemantwort.

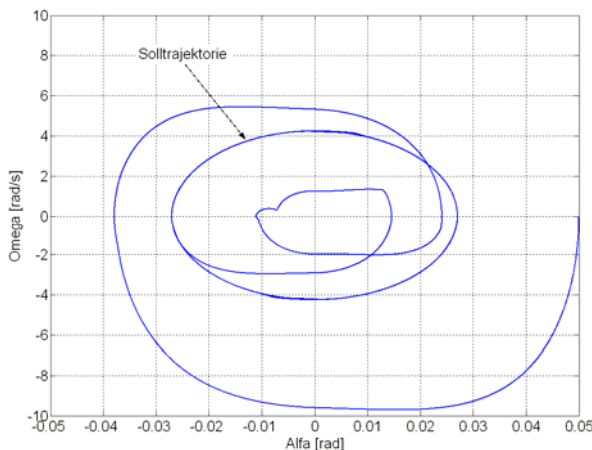


Bild 8: Ergebnis der simulierten Trajektorienfolge-regelung.

4. Zusammenfassung

Die vorgestellten Simulationsergebnisse belegen das erhebliche Anwendungspotential des Pendelaktors. Unter Einsatz eines nichtlinearen Reglers, der nach einfachen Modifikationen das periodische Durchlaufen der Singularität berücksichtigt, kann dieser Aktor sinusförmige Kräfte mit einer bemerkenswerten Präzision und Robustheit in Bezug auf externe Störgrößen erzeugen. Die Regelung des Pendelaktors bietet zahlreiche Ansätze für weitere Untersuchungen. Hierzu gehören die vergleichende Analyse von Entwurfsmethoden für robuste Regelungen im Frequenzbereich (die besonders für die aktive Schwingungsdämpfung geeignet sind), die Erweiterung des vorgestellten Ansatzes, eine Sättigungsfunktion einzuführen (hierdurch eine verbesserte Effizienz der Krafterzeugung), und die Weiterentwicklung der Strategie zur Absicherung der Steuerbarkeit bei $\alpha = 0$.

5. Literatur

- [1] May, C.; Pagliarulo, P.; Janocha, H.: *Optimisation of a Magnetostrictive Auxiliary Mass Damper*. In: Proc. 10th Int. Conf. New Actuators, Bremen, 2006, S. 344–348.
- [2] May, C.; Janocha, H.: *Magnostriktiver Pendelaktor zur Erzeugung oder Dämpfung tonaler Schwingungen*. VDI-Wissensforum: Schwingungsdämpfung 2007, (Wiesloch, 16-17 Oktober 2007), VDI-Berichte 2003, S. 259 - 270.
- [3] May, C.; Janocha, H.: *Tunable Pendulum Actuator for Vibration Attenuation*. In: Proc. 11th Int. Conf. New Actuators, Bremen, 2008, S. 919–922.
- [4] Kuhnen, K.; Pagliarulo, P.; May, C.; Janocha, H.: *Adaptronischer Schwingungsabsorber für einen weiten Einsatzbereich*. at - Automatisierungstechnik, Vol. 54, 2006, S. 294–303.
- [5] H. Xu, P. A. Ioannou, "Robust adaptive control of linearizable nonlinear single input systems with guaranteed error bounds", Automatica, Vol. 40, 2004, 1905 – 1911.
- [6] J. J. Slotine and W. Li, *Applied Nonlinear Control*. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1991.
- [7] K. D. Young, V.I. Utkin, and U. Ozguner, "A Control Engineer's Guide to Sliding Mode Control", IEEE Trans. Control Systems Technology, vol. 7, no. 3, pp. 328-342, May 1999
- [8] L. Zuo, J.-J. Slotine, "Robust vibration isolation via frequency-shaped sliding control and modal decomposition", Journal of Sound and Vibration, Vol. 285, 2005, pp. 1123–1149