

# Regler-Parametrierung mittels harmonischer Analyse am Beispiel einer Präzisions-Kippplattform für Optikanwendungen

Dr.-Ing. Daniel Geißler

Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG, Karlsruhe, Deutschland

## Summary

High precision tip/tilt platforms are used in optical applications like scanning microscopy, laser material processing or laser engraving. They allow a fast and precise deflection of laser beams by using a mirror mounted on the tip/tilt platform. The underlying driving concept for the platform is a parallel kinematic consisting of two orthogonal axis with a common pivot point. Each axis is driven by two electromagnetic voice coil motors in push-pull operation. For frictionless and wear-free guiding of the tip/tilt platform PI relies on flexure hinges. Optical incremental encoders are responsible for a fine angular resolution in the range of several  $\mu\text{rad}$ . To reach high dynamics and fast settling times the tip/tilt platform is connected to a PI motion controller running digital control algorithms for both axes.

Tuning the controller parameter sets requires knowledge about the frequency response function (FRF) of the tip/tilt stage. The FRF can either be measured or simulated using the harmonic response analysis integrated in ANSYS Workbench. Especially the second method is suitable during the design phase of new products and will be presented in more detail within this paper.

The first part addresses topics like the estimation of damping parameters and the definition of input and output constraints within ANSYS Mechanical. The system input is the force generated by the voice coil motors, while the output refers to the angular position of the platform measured by the incremental encoders. The ratio of output and input signal results in the frequency dependent, complex FRF. The second part compares the simulation results for several loads and mounting conditions to measurement results. In the final part the tuning of control parameters is shown for an exemplary simulated FRF.

## Keywords

Harmonische Analyse, Übertragungsfunktion, Frequenzgang, Kippplattform, Mikro-/ Nanopositionierung, Dynamik, Regler, Tuning, Voice-Coil, Elektromagnetik

## 1. Einführung

Die Physik Instrumente GmbH & Co. KG entwickelt unter anderem hochdynamische, präzise Kippplattformen verschiedenster Baugrößen. Typische Einsatzgebiete sind Bildverarbeitung, -Stabilisierung, Laser-Scanning, -Tuning, optische Filter und Schalter oder z.B. die Strahlstabilisierung.

Je nach geforderter Dynamik und Winkelbereich, kommen entweder piezokeramische oder magnetische Antriebe zum Einsatz.

Piezobasierte Kippplattformen werden üblicherweise bei kleinen Winkeln eingesetzt. Diese erreichen aufgrund der hohen Steifigkeit und hohen Eigenfrequenz sehr hohe Betriebsfrequenzen bis in den unteren einstelligen kHz-Bereich.

Ein wesentlicher Vorteil magnetisch angetriebener Kippplattformen ist der deutlich größere Winkelbereich. Nachteilig sind die fehlende Selbsthemmung im stromlosen Zustand, sowie die geringere Kippsteifigkeit der Plattformlagerung im Vergleich zu piezobasierten Antrieben. Die üblicherweise aus Festkörper-Federelementen bestehende Lagerung besitzt in der Regel unerwünschte Schwingungsmoden im Frequenzbereich oberhalb der ersten Eigenresonanz. Die resultierenden Resonanzüberhöhungen in der Übertragungsfunktion zwischen Sensorausgang und Motoreingang können dann die Regelbandbreite und damit die Dynamik der Kippplattform limitieren.

Zur Optimierung der Dynamik ist es deshalb bereits in der Designphase unumgänglich die Übertragungsfunktion zu ermitteln. Hierfür bietet ANSYS Mechanical mit der harmonischen Analyse ein geeignetes Simulationswerkzeug, um diesen Schritt ohne Aufbau eines Prototyps durchführen zu können.

## 2. Aufbau und Funktionsweise der Kippplattform

Die Grundlage für die in diesem Beitrag vorgestellten Simulationen und Messungen ist die in Fig. 1 dargestellte V-105 PIMag<sup>®</sup> Kippplattform mit Voice-Coil Antrieben. Anhand der abstrahierten Schnittansicht in Fig. 2 soll deren Funktionsweise erläutert werden.

Der bewegliche Spiegelhalter ist mittels eines Kreuzfedergelenks so aufgehängt, dass sich dieser um einen starren Drehpunkt verkippen lässt. Um die hohen Anforderungen an Präzision und Lebensdauer zu erfüllen, setzt PI bei diesem Gelenk auf reibungs-, spiel- und hysteresefreie Festkörperführungen in Form von mehreren Blattfedern. Eine dieser Federn ist in Fig. 5 dargestellt.

Zwischen der Kippplattform und dem Gehäuse sind insgesamt vier magnetischen Voice-Coil Antriebe angebunden. Jeweils zwei Antriebe sitzen sich gegenüber. Jedes dieser beiden Paare bildet eine der zwei orthogonalen Kippachsen X und Y. Im Schnittpunkt dieser Achsen liegt der Drehpunkt, welcher das Zentrum des Spiegelhalters bildet. Jedes Antriebspaar arbeitet in der Form einer Parallelkinematik im Push-Pull Betrieb und ermöglicht es so mit einem Hub in Z-Richtung die Plattform um den Drehpunkt zu kippen.

Für die Winkelmessung kommen optische, inkrementelle Encoder zum Einsatz, die dem Controller hochaufgelöste Positionssignale für die Regelung zur Verfügung stellen. Hierbei werden an der Kippplattform angebrachte optische Gitter von einem Photodetektor mithilfe einer Lichtquelle hochauflösend abgetastet (vgl. Fig. 7, Fig. 8)



Fig. 1: V-105 PIMag<sup>®</sup> Kippplattform für 1" Spiegel

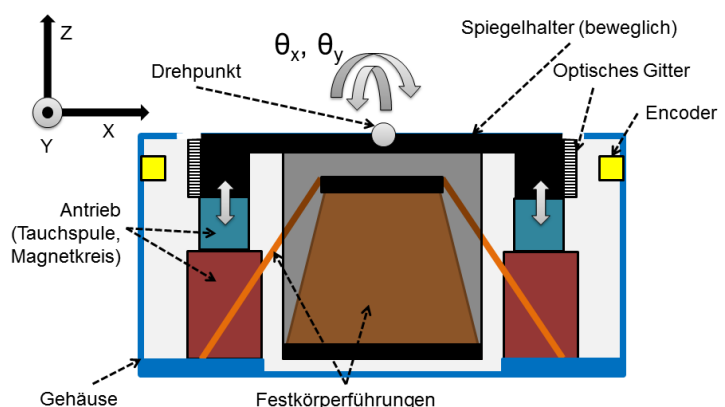


Fig. 2: Schnittansicht zur Funktionsweise der betrachteten Kippplattform

### 3. Harmonische Analyse

Das Ziel der harmonischen Analyse ist es, die Übertragungsfunktion der Kippplattform zu ermitteln. Diese Analyse findet im Frequenzbereich statt, d.h. vorgegebene Werte wie z.B. eine Kraft oder ein Moment beziehen sich auf die Amplitude einer sinusförmigen Schwingung. Die zugehörige Frequenz wird entsprechend des vorgegebenen Frequenzbereichs der harmonischen Analyse variiert. Die Phasenlage der Eingangsgröße ist zu 0 definiert. Ergibt sich für das Ausgangssignal eine Phasenverschiebung, so ist diese Information in der komplexen Amplitude enthalten.

Die komplexe Übertragungsfunktion der Kippplattform wird als der frequenzabhängige Quotient aus Kraft (System-Eingangsgröße) und resultierendem Kippwinkel (System-Ausgangsgröße) definiert.

#### 3.1. Anregung und Randbedingungen

In Fig. 3 sind die eingesetzten Randbedingungen anhand eines vereinfachten CAD-Modells dargestellt. Der Gehäusedeckel sowie einige interne Komponenten, welche die Steifigkeit der Plattform-Lagerung nicht beeinflussen, sind unterdrückt, um die Komplexität zu reduzieren. Die Befestigungsbohrungen des Gehäuses werden mittels einer fixierten Lagerung festgehalten (blau).

Ein Moment auf den Spiegelhalter (rot) um eine der beiden Achsen realisiert die Krafteinwirkung durch die Voice-Coil Antriebe. Mittels dieser Vereinfachung ist es möglich, auf eine rechenintensive Kopplung der mechanischen harmonischen Analyse mit einer magnetischen Feldsimulation zu verzichten. Diese Annahme ist erlaubt, solange die Antriebe eine konstante, von der Verkippung unabhängige Motorkonstante besitzen, was in einer separaten Feldsimulation nachgewiesen wurde. Die Massen der Antriebe müssen im Modell allerdings trotzdem aufgrund ihres Trägheitsbeitrages berücksichtigt sein.

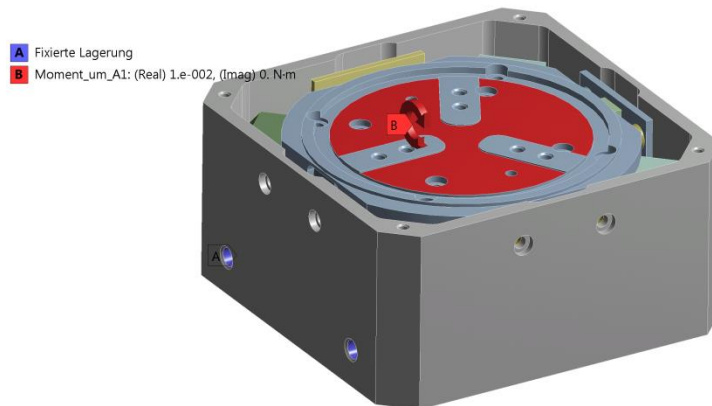


Fig. 3: Randbedingungen: Fixierte Lagerung an den Befestigungsbohrungen (blau) und Drehmoment auf den Spiegelhalter (rot)

#### 3.2. Dämpfung

Die Berechnung einer ungedämpften harmonischen Analyse kann sehr große Amplitudenüberhöhungen in den Resonanzfrequenzen zur Folge haben, die so in der Realität nicht vorkommen. Daher müssen energieabsorbierende Effekte berücksichtigt werden. Unter den verschiedenen Dämpfungsarten (Materialdämpfung, viskose Dämpfung, externe Reibung,...) liefert die viskose Dämpfung durch Wirbelstromverluste und Luftreibung bei der betrachteten Kippplattform den größten Beitrag. In der harmonischen Analyse mit ANSYS kann die viskose Dämpfung über ein globales Dämpfungsverhältnis vorgegeben werden.

Zur Abschätzung wurde die Sprungantwort an vergleichbaren Mechaniken gemessen und mittels Kurvenanpassung die relevanten Parameter bestimmt. In Fig. 4 ist das Messergebnis einer Sprungantwort dargestellt, die mit folgender Funktion angepasst werden kann:

$$y(t) = y_0 + \hat{y} \cdot \sin(\omega_d t + \alpha) \cdot e^{-\delta t} \quad (1)$$

Dabei sind  $y_0$  die Sprunghöhe,  $\hat{y}$  die Amplitude der Schwingung,  $\alpha$  die Phase,  $\omega_d$  die Kreisfrequenz der gedämpften Schwingung und  $\delta$  der Abklingkoeffizient.

Das Dämpfungsverhältnis  $\xi$  ist definiert zu

$$\xi = \frac{k_0}{k_{krit}} = \frac{\delta}{\omega_0} = \frac{\delta}{\sqrt{\omega_d^2 + \delta^2}} \quad (2)$$

mit Dämpfungskonstante  $k_0$  und kritischer Dämpfungskonstante  $k_{\text{krit}}$ . Für das vorliegende Beispiel aus Fig. 4 ergeben sich  $\delta = 0,83 \text{ 1/s}$  und  $\omega_d = 200,2 \text{ 1/s}$ . Das Dämpfungsverhältnis resultiert damit zu  $\xi = 0,0041$ .

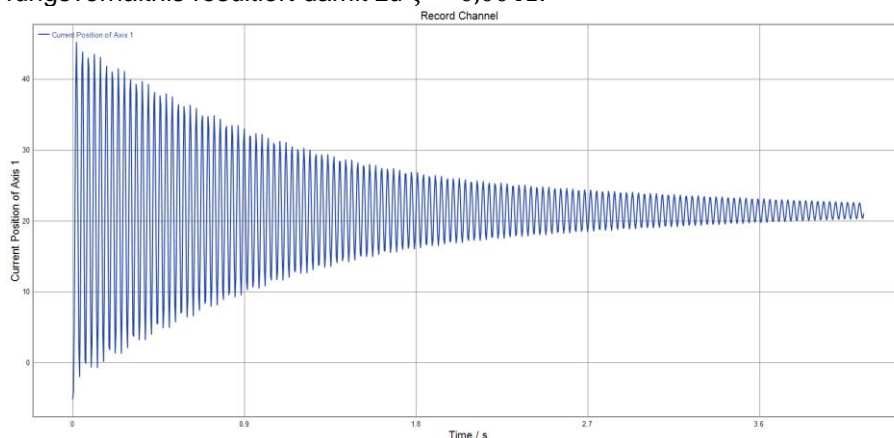


Fig. 4: Gemessene Antwortfunktion einer Kipp-Achse bei Sollwert-Sprung mit offenem Regelkreis

### 3.3. Kontakte

Da die harmonische Analyse keine Nichtlinearitäten berücksichtigt, können lediglich lineare Kontakte wie z.B. Verbundkontakte konfiguriert werden. Daher bietet es sich an, die Kontakte zwischen den verschraubten Einzelzeilen einer Baugruppe als verbunden einzustellen. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass diese Vereinfachung Einfluss auf das Resonanzverhalten der Mechanik haben kann. Hauptsächlich dort, wo große Kontaktflächen mit wenigen Schrauben verbunden sind, erhöht der flächige Verbundkontakt die Steifigkeit, was eine Erhöhung von Resonanzfrequenzen zur Folge haben kann. In der Realität reduziert jedoch die fehlende Flächenpressung der Kontaktflächen zwischen den Schrauben die Steifigkeit der verschraubten Anordnung. Wie in einem solchen Fall vorzugehen ist wird in [1] beschrieben.

Bei der vorliegenden Kippplattform ist es ausreichend mit linearen Verbundkontakten zu rechnen, da die Festkörperführungen als „weichste“ Komponenten über mehrere Schrauben und gefräste Druckstücke fixiert sind und keine weiteren Teile geringer Steifigkeit vorhanden sind.

### 3.4. Vernetzung

Besonderes Augenmerk liegt auf den dünnwandigen Festkörperführungen, da hier die größte Verformung zu erwarten ist und demnach hohe mechanische Spannungen auftreten. Die  $150 \mu\text{m}$  dicken Federelemente werden daher mit einem regelmäßigen Quadernetz mit zwei Elementen in der Dicke vernetzt und einer vorgegebenen Maximalgröße der Elemente vernetzt (Fig. 5).

Die restlichen Komponenten werden mit den Standard-Vernetzungseinstellungen ausreichend fein vernetzt (Fig. 6).

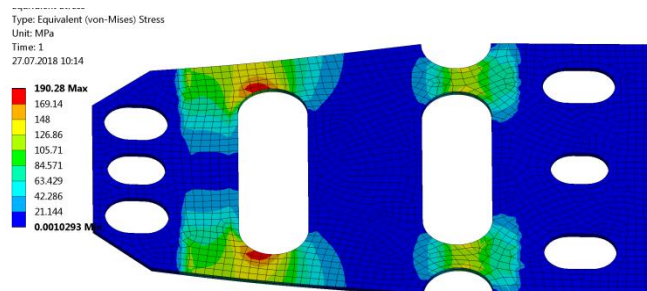


Fig. 5: Vernetzung eines Federelements der Festkörperführung und Mises-Vergleichsspannung bei statischer Auslenkung der Kippplattform

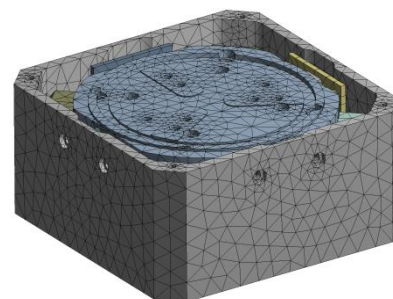


Fig. 6: Vernetzung der Gesamtbaugruppe

### 3.5. Auswertung: Frequenzgang des Encodersignals

ANSYS Mechanical erlaubt es im Post-Processing einer harmonischen Analyse die komplexen Frequenzgänge der x-, y- und z-Verschiebungskomponenten einzelner Knotenpunkte, ganzer Flächen, oder Körper zu berechnen.

Kippt die Plattform so erfassen die Encoder eine Linearbewegung in z-Richtung. Zur Berechnung dieser Relativbewegung  $\underline{s}(f)$  zwischen Gitter und Encoder muss die Differenz der Frequenzgänge an den zugehörigen Flächen gebildet werden (siehe grün markierte Flächen in Fig. 7 und Fig. 8). Aus  $\underline{s}(f)$  lässt sich der Kippwinkel  $\underline{\alpha}(f)$  mit dem Abstand  $L_{enc}$  zwischen Encoder und Drehpunkt und unter Berücksichtigung der Kleinwinkelnäherung  $\tan(x) \approx x$  wie folgt berechnen:

$$\underline{\alpha}(f) \approx \underline{s}(f)/L_{enc} \quad (3)$$

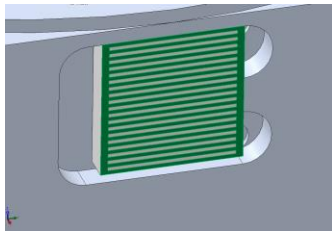


Fig. 7: Optisches Gitter an Kippplattform

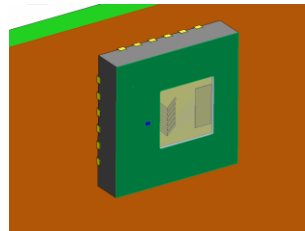


Fig. 8: Encoder auf Platine

### 3.6. Übertragungsfunktion

Die für eine spätere Reglerauslegung wichtige Übertragungsfunktion ist der Quotient aus Kraft (Regler-Ausgangsgröße) und resultierendem Kippwinkel (Regler-Eingangsgröße).

In der harmonischen Analyse wird die Systemanregung nacheinander in beiden Achsen über ein entsprechendes frequenzunabhängiges Moment  $M_0$  an der Plattform realisiert. Die Umrechnung in eine Kraft, welche von den Motoren aufgebracht werden muss, erfolgt mit der Hebellänge  $L_M$  (Abstand Kräfteinleitungs- und Drehpunkt) gemäß

$$F_0 = M_0/L_M. \quad (4)$$

Die komplexe Übertragungsfunktion ergibt sich mit dem Frequenzgang des Winkels  $\underline{\alpha}(f)$  zu

$$\underline{G}(f) = \frac{\underline{\alpha}(f)}{F_0} = \frac{\underline{s}(f) \cdot L_M}{M_0 \cdot L_{enc}}. \quad (5)$$

Für die Darstellung im Bodediagramm berechnen sich Amplituden- und Phasengang der Übertragungsfunktion in  $\text{dB}_{\text{mrad/N}}$  zu:

$$A(f) = 20 \log \left( 1000 \cdot \sqrt{\text{Re}\{\underline{G}(f)\}^2 + \text{Im}\{\underline{G}(f)\}^2} \right) \quad (6)$$

$$\varphi(f) = \text{atan} \left( \frac{\text{Re}\{\underline{G}(f)\}}{\text{Im}\{\underline{G}(f)\}} \right) \quad (7)$$

Der Faktor 1000 skaliert dabei auf die Winkleinheit mrad.

## 4. Mess- und Simulationsergebnisse

### 4.1. Messung der Übertragungsfunktion

Auch wenn für die Reglerauslegung nicht notwendig, sollen zunächst die berechneten Übertragungsfunktionen anhand von Messungen an zwei Prototypen und zwei Belastungsfällen verifiziert werden: Ohne Last und mit montiertem 1" Spiegel. Die starre Fixierung der Befestigungsbohrungen in der Simulation wird über das Anschrauben des Aktors auf eine möglichst steife Montageplatte realisiert.

Die Messung des Amplitudenganges erfolgt mit den internen Encodern. Hierzu kommt ein Messprogramm zum Einsatz, welches den Scanner stromgeregelt mit einer sinusförmigen Kraft anregt. Gleichzeitig wird nach einer Einschwingphase von mehreren Perioden die vom Encoder erfasste Auslenkung aufgezeichnet. Aus beiden Messkurven werden Amplitude und Phasenverschiebung ermittelt. Die Messfrequenz variiert in logarithmisch verteilten Schritten von 1 bis 750 Hz.

In Fig. 9 und Fig. 10 sind die Amplitudengänge der Übertragungsfunktionen beider Achsen für die genannten Lastfälle zu sehen. Diese zeigen zwei lastabhängige Resonanzstellen: Die Hauptresonanz bei ca. 30 Hz und eine weitere Resonanz bei 500 Hz bzw. 600 Hz.

Die zugehörigen Verläufe der Phase sind in Fig. 11 und Fig. 12 dargestellt. Hier ist der charakteristische Abfall von  $-180^\circ$  nach der Hauptresonanz zu erkennen sowie kleinere Phasensprünge bei den Resonanzstellen im hohen Frequenzbereich.

Der weitere Abfall der Phase unter  $-180^\circ$  ist jedoch untypisch und lässt sich auf eine Totzeit in der Messung zurückführen: Die beiden Messkanäle zur Bestimmung der Übertragungsfunktion werden nicht synchron erfasst. Dazwischen liegt ein Zeitversatz von mehreren Taktzyklen des digitalen Reglers. Eine dadurch entstehende Totzeit  $T_t$  im Zeitbereich transformiert sich im Frequenzbereich in einen zur Frequenz proportionalen Phasenabfall  $\varphi(f) = -2\pi f \cdot T_t$ , wie mit den Formeln (8) und (9) hergeleitet werden kann. Hierbei ist  $u$  ein beliebiges Eingangssignal, welches durch die Totzeit  $T_t$  verzögert zum Ausgangssignal  $y$  wird.

Für das vorliegende Messverfahren liegt die Totzeit bei  $500 \mu\text{s}$ . Wird der Phasenverlauf der Messung entsprechend Gleichung (9) kompensiert, so fällt dieser nicht mehr unter  $-180^\circ$ , wie in Fig. 13 exemplarisch zu erkennen ist.

$$y(t) = u(t - T_t) \Leftrightarrow \underline{Y}(j\omega) = \underline{U}(j\omega) \cdot e^{-j\omega T_t} \quad (8)$$

$$\underline{G}(j\omega) = \underline{Y}(j\omega) / \underline{U}(j\omega) = e^{-j\omega T_t} \rightarrow \varphi(f) = -2\pi f \cdot T_t \quad (9)$$

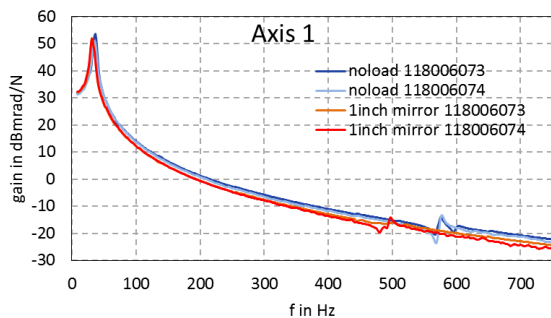


Fig. 9: Amplitudengang von Achse 1

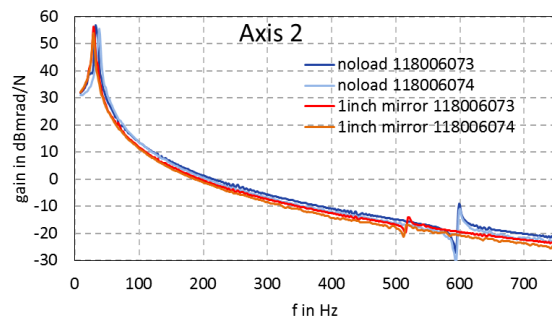


Fig. 10: Amplitudengang von Achse 2

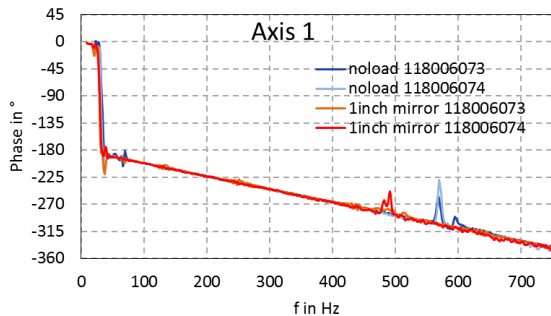


Fig. 11: Phasengang von Achse 1

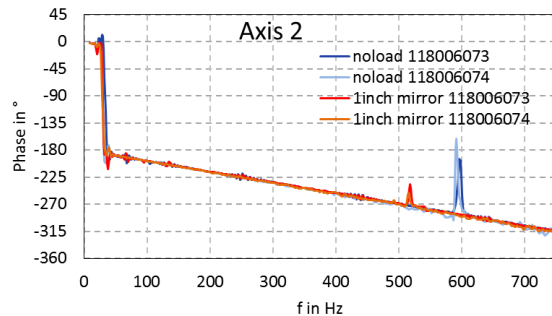


Fig. 12: Phasengang von Achse 2

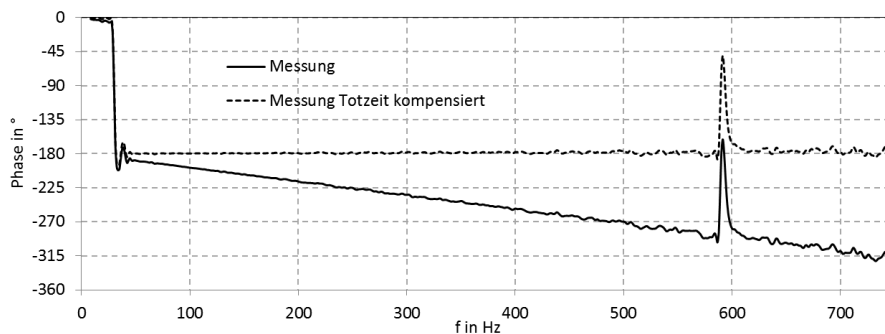


Fig. 13: Vergleich des Phasengangs Achse 2 ohne Last mit und ohne Kompensation der Totzeit

## 4.2. Simulationsergebnisse und Vergleich mit Messungen

Fig. 14 und Fig. 15 zeigen beispielhaft zwei Simulationsergebnisse: Der Amplituden- und Phasengang von Achse 2 ohne Last, sowie jener von Achse 1 mit einem 1“ Spiegel als Last.

Die simulierten Phasenverläufe weisen wie erwartet oberhalb der ersten Resonanz kein weiteres Abfallen unter  $-180^\circ$  auf, sondern verlaufen wie die totzeitkompensierte Messung konstant bei  $-180^\circ$ .

Insgesamt kann eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung für sowohl Phasen- als auch Amplitudengang erzielt werden.

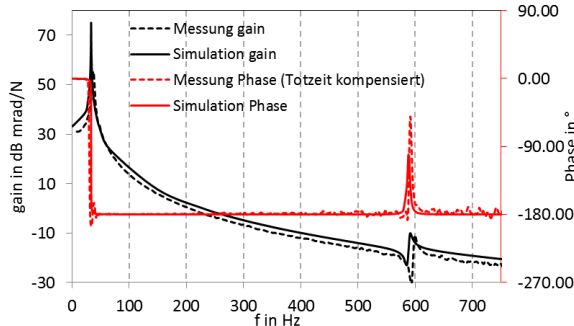


Fig. 14: Vergleich von Messung und Simulation für Achse 2 ohne Last

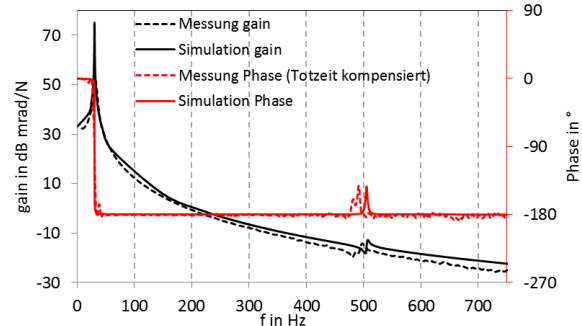


Fig. 15: Vergleich von Messung und Simulation für Achse 1 mit 1“ Spiegel als Last

## 5. Regler-Parametrierung

Die im Folgenden erläuterte Regler-Parametrierung basiert auf den von ANSYS simulierten Übertragungsfunktionen. Die Bestimmung der Reglerparameter erfolgt mit Hilfe der „System Identification Toolbox“ und „Control System Toolbox“ in MATLAB.

Der erste Schritt besteht darin, die numerisch vorliegende Übertragungsfunktion in eine mathematische Funktion zu übertragen. Hierfür eignet sich die gebrochen-rationale Pol-/ Nullstellendarstellung an. In Fig. 16 sind das mittels harmonischer Analyse ermittelte Bode-Diagramm und der zugehörige analytische Fit gegenübergestellt. Gleichung (10) zeigt die analytische Übertragungsfunktion in Pol-Nullstellen-Darstellung. Die detaillierte Vorgehensweise kann in [2] nachgelesen werden.

$$G_s(s) = \frac{12,13 \cdot (s + 1,71 \cdot 10^5) \cdot (s^2 + 25,72s + 1,22 \cdot 10^7)}{(s^2 + 1,69s + 4,42 \cdot 10^4) \cdot (s^2 + 25,12s + 1,23 \cdot 10^7)} \quad (10)$$

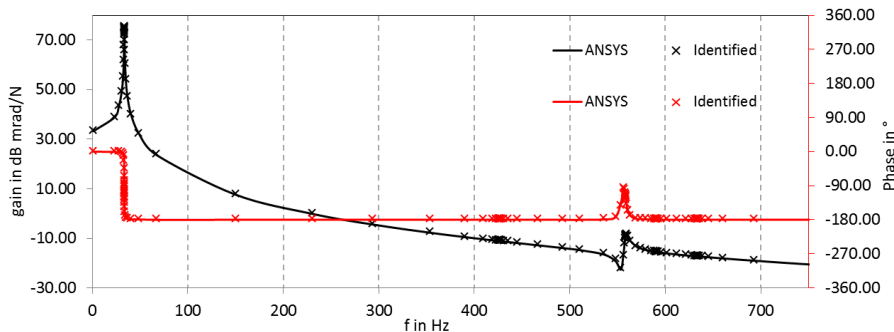
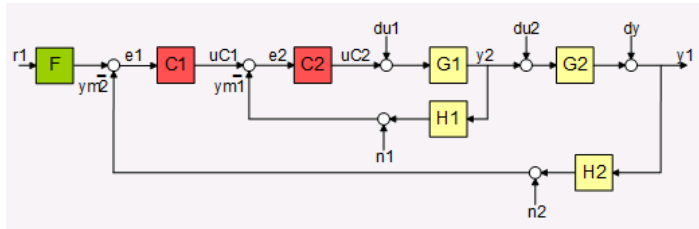


Fig. 16: Bode Diagramm für Achse 1 ohne Last und das identifizierte Modell gemäß Gleichung (10).

Die im Weiteren untersuchte Reglerstruktur entspricht einem kaskadierten Positions-Geschwindigkeitsregler pro Achse. Der in Fig. 17 abgebildete Standard-Regelkreis aus der „Control System Designer Toolbox“ muss dazu wie in Tabelle 1 dargestellt konfiguriert werden. Dabei ist C1 der P-Regler der Position (Winkel) und C2 der PID-Regler der Winkelgeschwindigkeit. Die identifizierte Strecke aus Gleichung (10) wird dem Block G1 zugeordnet. Die nicht benötigten Blöcke F und G2 sind zu 1 gesetzt.

Im ersten Schritt wird der innere Geschwindigkeits-Regelkreis aus C2, G1 und Rückführung H1 eingestellt. Die zugehörige Open-Loop Übertragungsfunktion mit optimierten Reglerparametern ist in Fig. 18 b) dargestellt. Die orangene Markierung visualisiert die Phasenreserve als Stabilitätskriterium, die mit  $60^\circ$  bei 371 Hz ausreichend hoch ist. Da der Phasenverlauf die  $-180^\circ$  Linie nicht schneidet ist die Amplitudenreserve mit unendlich ( $\infty$ ) angegeben.

Anschließend kann der äußere Regelkreis bestehend aus C1, innerem Kreis, G2 und Rückführung H2 eingestellt werden. Die zugehörige Open-Loop Übertragungsfunktion aus Fig. 18 a) besitzt eine Phasenreserve von 90° bei 46,6 Hz und eine Amplitudenreserve von unendlich. Die resultierende Übertragungsfunktion und Sprungantwort des geschlossenen kaskadierten Regelkreises sind in Fig. 18 c) und d) dargestellt. In diesen Plots sind drei verschiedene Reglereinstellungen gegenübergestellt, die unterschiedlichen Anforderungen an Überschwingen und Einschwingzeit genügen: Abhängig vom tolerierbaren Überschwingen wird das 2% Fehlerband beim Sollwertsprung entweder nach ca. 6 ms, nach 11 ms oder erst nach 14 ms erreicht.



Block	Übertragungsfunktion	Bezeichnung
F	1	-
C1	$k_p$	P-Regler
C2	$k_v \left( 1 + \frac{1}{T_{v,i}s} + T_{v,d}s \right)$	PID-Regler
G1	$G_s(s)$	Strecke
G2	1	-
H1	s	Rückführung Geschwindigkeit
H2	1	Rückführung Position

Fig. 17: Blockschaltbild des geschlossenen Regelkreises.

Tabelle 1: Inhalt der Blöcke aus Fig. 17

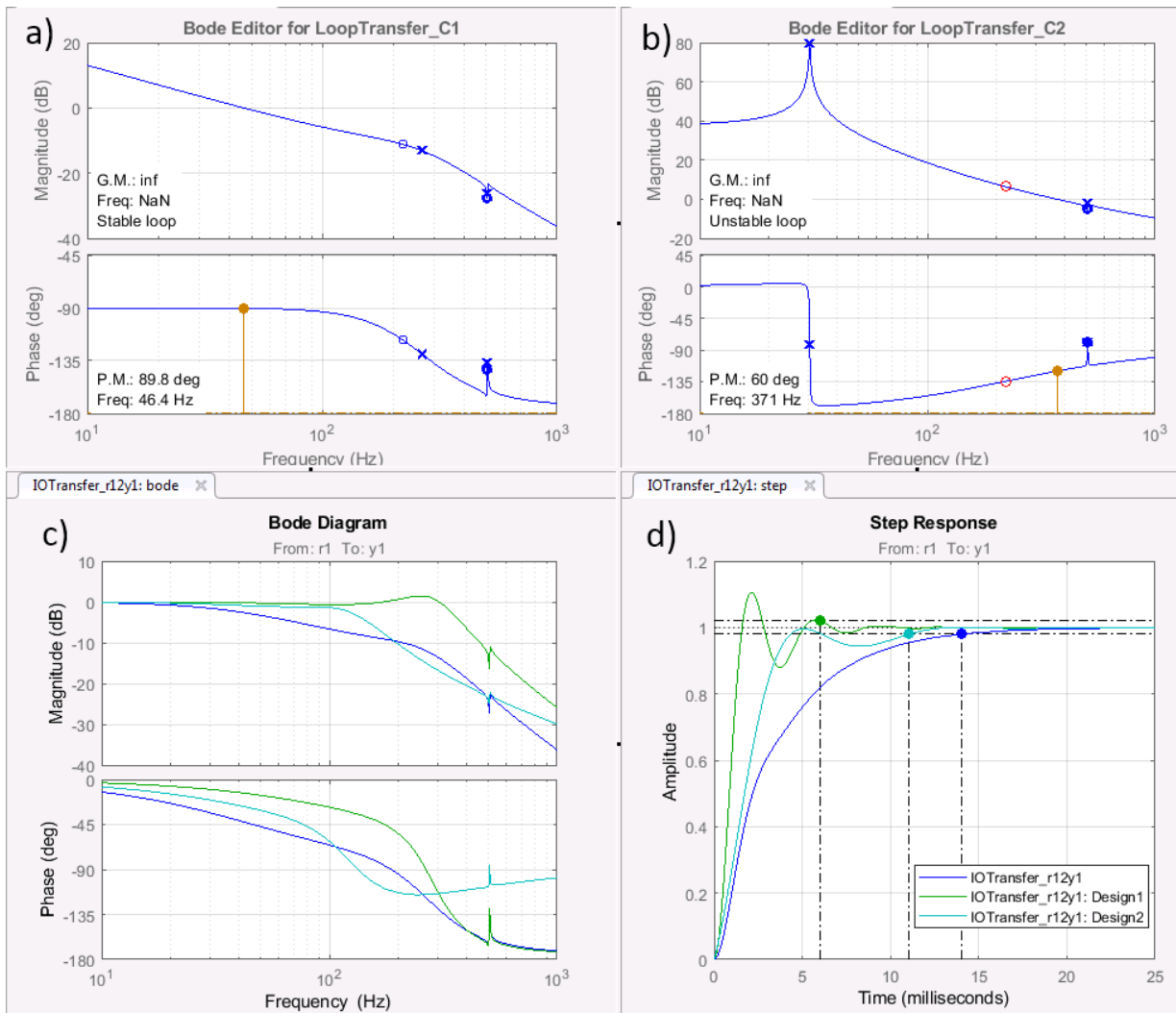


Fig. 18: Ausgabefenster der „Control System Designer Toolbox“, Datensatz Achse 1 ohne Last: Open-Loop Übertragungsfunktionen von innerem (a) und äußerem Regelkreis (b). Bodediagramm (c) und Sprungantwort (d) des geschlossenen Regelkreises für 3 verschiedene Parametersätze.



## 6. Zusammenfassung

Dieser Beitrag zeigt die notwendigen Schritte zur Bestimmung von Reglerparametern im Frequenzbereich aus dem Ergebnis einer harmonischen Analyse am Beispiel einer magnetisch angetriebenen Kippplattform. Das für die Simulation notwendige Dämpfungsmaß wird aus einer Sprungantwort-Messung im Zeitbereich bestimmt, da hierfür noch keine Erfahrungswerte vorliegen. Die für die Berechnung der Übertragungsfunktion notwendigen Encodersignale stammen aus den simulierten Frequenzgängen der z-Verschiebungskomponente von Linearencoder und optischem Gitter.

Die durchgeführten Messungen an zwei Prototypen zeigen für die untersuchten Belastungsfälle eine gute Übereinstimmung zu den Simulationsergebnissen. Lediglich die gemessenen Phasenverläufe müssen korrigiert werden, da diese einen totzeitbedingten Phasenabfall mit steigenden Frequenzen enthalten.

Im letzten Schritt werden die simulierten Übertragungsfunktionen der Kippplattform verwendet um die Reglerparameter für einen stabilen Betrieb an einem Digital-Controller zu bestimmen. Hierfür kommt ein MATLAB-Programm zum Einsatz, was die Amplituden- und Phasenreserve sowie Bandbreite des geschlossenen Regelkreises in Abhängigkeit von den Reglerparametern ermittelt, sowie die Sprungantwort im Zeitbereich visualisiert. Abhängig von den Anforderungen an Überschwingen und Einschwingzeit können die Reglerparameter entsprechend eingestellt werden und die Stabilität des Systems aus Kippplattform und Digitalregler über die Amplituden- und Phasenreserve nachgewiesen werden.

## 7. References

- [1] Geißler, D.: "Dynamikanalyse von Voice Coil basierten Hochgeschwindigkeits-Scannern", 35. CADFEM ANSYS Simulation Conference, November 2017.
- [2] Unbehauen, H.: "Regelungstechnik I: Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme, Fuzzy-Regelsysteme", 2005, S. 313