



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Modelado mecatrónico de una máquina herramienta

Mechatronische Modellierung einer Werkzeugmaschine

Autor/es

Álvaro Cañizares Encuentra

Director/es

Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher (RWTH University, Aachen)

Facultad / Escuela

EINA y RWTH Aachen University

Año

2014

I Inhaltsverzeichnis

I	Inhaltsverzeichnis.....	i
II	Formelzeichen und Abkürzungen.....	iii
III	Abbildungsverzeichnis.....	viii
IV	Tabellenverzeichnis.....	xiii
1	Einleitung	1
2	Stand der Technik.....	2
2.1	Modellierung und Simulation einer Werkzeugmaschine	2
2.2	Messungen	2
2.3	Mechanik	4
2.4	Regelung	7
3	Modellierung einer Werkzeugmaschine.....	9
3.1	Überblick Vorschubantriebe	9
3.2	Elektrischer Antrieb.....	9
3.2.1	Permanenterregter Synchronmotor: Grundlagen und Aufbau.....	10
3.2.2	Vereinfachtes Gleichungssystem und Übertragungsfunktion.....	10
3.3	Mechanische Übertragungsglieder.....	12
3.3.1	Kupplung und Getriebe	12
3.3.2	Gewindespindel.....	13
3.3.3	Schlitten und Führung	14
3.3.4	Lager.....	14
3.3.5	Übertragungsfunktion	15
3.3.6	Einflüsse auf die Bahngenauigkeit.....	15
4	Bearbeitungszentrum DBF 630.....	16
4.1	Allgemeine Beschreibung	16
4.2	Antriebssystem	17
5	Auswahl der Übertragungsglieder	18
5.1	Antrieb	18
5.2	Kupplung.....	20
5.3	Lagerausführung	20
5.4	Gewindespindel	21

5.5	Schlitten.....	23
5.6	Überprüfung der gewählten Mechanik.....	23
6	Messungen.....	28
6.1	Allgemeines	28
6.2	Einfluss von Nichtlinearitäten	28
6.3	Vorgehensweise	29
6.3.1	Messungen des Stromregelkreises	30
6.3.2	Messungen des Drehzahlregelkreises.....	32
6.3.3	Mechanikfrequenzgang	34
6.3.4	Messungen des Lageregelkreises	35
7	Positionsabhängige Mechanik.....	38
7.1	Lineare Annäherung des positionsabhängigen Verhaltens.....	38
7.2	Berechnung positionsabhängige Steifigkeit und Dämpfung.....	40
7.3	Implementierung der positionsabhängigen Mechanik in Simulink.....	42
7.4	Modellierung als System 2. Ordnung	46
8	Simulationsmodell.....	48
8.1	Regelung und Aufbau des Regelkreises	48
8.2	Aufwand der Simulation	49
8.3	Auswertung der Messungen.....	50
8.3.1	Stromregelkreis	50
8.3.2	Drehzahlregelkreis	52
8.3.3	Lageregelkreis.....	55
9	Schlussfolgerungen	58
V	Literaturverzeichnis.....	60
VI	Anhang	63

II Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
a		Koeffizient der Hilfsfunktion H
a_{max}	m/s^2	Maximale Beschleunigung
b		Koeffizient der Hilfsfunktion H
c		Koeffizient der Hilfsfunktion H
c_a^*	Nm/rad	Äquivalente axiale Gesamttorsionssteifigkeit
c_a	$Nm/\mu m$	Axiale Gesamtsteifigkeit des Spindelantriebs
c_L	$Nm/\mu m$	Axiale Steifigkeit des Lagers
c_m	$Nm/\mu m$	Axiale Steifigkeit des Gewindemuttergehäuses
c_{mb}	$Nm/\mu m$	Axiale Steifigkeit der Gewindemutterbefestigung
c_{sp}	$Nm/\mu m$	Axiale Steifigkeit der Gewindespindel
c_{To_k}	Nm/rad	Torsionssteifigkeit der Kupplung
$c_{To_k}^{dyn}$	Nm/rad	Dynamische Torsionssteifigkeit der Kupplung
$c_{To_k}^{sta}$	Nm/rad	Statische Torsionssteifigkeit der Kupplung
$c_{To_{mot}}$	Nm/rad	Torsionssteifigkeit des Motors
$c_{To_{sp}}$	Nm/rad	Torsionssteifigkeit der Gewindespindel
d		Koeffizient der Hilfsfunktion H
D_k		Dämpfungsgrad der Kupplung
D_{mot}		Dämpfungsgrad des Motors
D_{sp}		Dämpfungsgrad der Gewindespindel
D_{mech_1}		Dämpfungsgrad eines 1-Massenschwingers

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
d_{Ab}	m	Durchmesser des Abtriebs
d_{An}	m	Durchmesser des Antriebs
d_{sp}	mm	Durchmesser der Gewindespindel
$d_{k_{sp}}$	mm	Gewindespindelkerndurchmesser
e_m	V	Induzierte Gegenspannung
E_{Stahl}	N/m^2	Elastizitätsmodul des Stahls
f_{min}	Hz	Niedrigste mechanische Eigenfrequenz
f_n	Hz	Nullfrequenz
f_p	Hz	Polfrequenz
G	N/m^2	Schubmodul
H		Hilfsfunktion
h_{sp}	mm	Spindeldurchmesser
i	A	Strom
i_g	A	Stromgrenzwert
$i_{u,v,w}$	A	Strangströme
\hat{i}_{An}	A	Effektivwert des Strangstroms
$koor_i^{abs}$	mm	Absolute Koordinate
$koor_i^{rel}$	mm	Relative Koordinate
J_{ersatz}	kgm^2	Ersatzmassenträgheit
J_{ges}	kgm^2	Gesamtmassenträgheit
J_k	kgm^2	Massenträgheit der Kupplung

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
J_{kranz}	kgm^2	Kranzmassenträgheit der Kupplung
J_L	kgm^2	Massenträgheit der Last
J_{lin}^*	kgm^2	Massenträgheit der linearen Masse (Motorwelle)
J_{lin}	kgm^2	Massenträgheit der linearen Masse
J_{mot}	kgm^2	Motormassenträgheit
J_{nabe}	kgm^2	Nabemassenträgheit der Kupplung
J_{sch}	kgm^2	Massenträgheit des Schlittens
J_{sp}	kgm^2	Spindelmassenträgheit
J_{zyl}	kgm^2	Massenträgheit eines zylindrischen Körpers
k_e^*	$V/1000 \ min^{-1}$	Strangbezogene elektromotorische Konstante
k_e	$V/1000 \ min^{-1}$	elektromotorische Konstante
k_m	Nm/A	Motorkonstante
k_p		Proportionalbeiwert
k_v	$m/(min \cdot mm)$	Verstärkungsfaktor des Lagereglers
L	mH	Induktivität
L_{sp}	mm	Spindellänge
M_{AG}	Nm	Ausgleichsgewichtdrehmoment
M_{AF}	Nm	Führungsabdeckungsdrehmoment
M_{Bes}	Nm	Beschleunigungsdrehmoment
M_{Gre}	Nm	Grenzmoment
M_{last}	Nm	Lastmoment

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
M_{mot}	Nm	Motormoment
m_{mot}	kg	Motormasse
M_n	Nm	Nennmoment
M_R	Nm	Drehmomentverlust aufgrund der Reibung
M_{SF}	Nm	Schlittenführungsdrrehmoment
M_{SL}	Nm	Spindellagerungsdrrehmoment
$m_{stä}$	kg	Masse des Ständers
m_{SpK}	kg	Masse des Spindelkastens
M_{Ver}	Nm	Drehmomentverluste
m_{Vor-Y}	kg	Masse der Y-Vorschubachse
n_{Ab}	min^{-1}	Abtriebsdrehzahl
n_{An}	min^{-1}	Antriebsdrehzahl
n_g	min^{-1}	Drehzahlgrenzwert
n_n	min^{-1}	Nenndrehzahl
P_n	kW	Nennleistung
R	Ω	Widerstand
S_{sp}	mm^2	Spindelquerfläche
t	s	Zeit
T_a	μs	Abtastrate
t_{Bes}	s	Beschleunigungsduer
T_{el}	ms	Elektrische Zeitkonstante
t_{Hoch}	s	Hochlaufzeit

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
T_{mech}	ms	Mechanische Zeitkonstante
T_n	s	Nachstellzeit
U	V	Spannung
v_E	m/min	Eilganggeschwindigkeit
$x_{st\ddot{a}}$	mm	Position des Ständers
α_L	rad/s ²	Winkelbeschleunigung der Last
α_m	rad/s ²	Winkelbeschleunigung des Motors
η_{ges}		Gesamtwirkungsgrad
ϑ_ω	Nm/rad ²	Dämpfungsbeitrag
ρ	kg/m ³	Dichte
φ_L	rad	Lastwinkel
φ_m	rad	Motorwinkel
ω_L	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Last
ω_m	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Motors
ω_{mech_1}	rad/s	Kennkreisfrequenz eines 1-Massenschingers

III Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Sprungantwort eines PT2 -Glieds mit $\omega_n=10$ rad/s und $\xi=0,35$	3
Abbildung 2.2: Bode-Diagramm eines PT2 -Glieds mit $\omega_n=10$ rad/s und $\xi=0,35$	3
Abbildung 2.3: Mehrmassenschwinger mit Torsionsfedern und Dämpfern.....	4
Abbildung 2.4: Blockschaltbild eines Zweimassenschwingers (Motor [M] und Last [L]. In Anlehnung an [GROß06, S.215]	4
Abbildung 2.5: Mechanikfrequenzgang Motordrehmoment zur Motorwinkelgeschwindigkeit .	6
Abbildung 2.6: Grundstruktur der kaskadierten Regelung einer Werkzeugmaschine	8
Abbildung 3.1: Achsen einer Werkzeugmaschine [STAR14].....	9
Abbildung 3.2: Ersatzschalbild eines (DC-)Gleichstrommotors	11
Abbildung 3.3: Wirkungsplan eines vereinfachten Synchronmotors.....	12
Abbildung 3.4: Überblick der Übertragungsglieder [OERT08, S. 5].....	12
Abbildung 3.5: Elastomerkupplung ROTEX GS [KTRK14, S.156]	13
Abbildung 3.6: Kugelgewindetrieb mit Umlenkrohrsystem [LTKO13, S.13]	14
Abbildung 4.1: Achsen Bearbeitungszentrum DBF 630 [STAR07].....	16
Abbildung 4.2: X- und Y-Achse des Bearbeitungszentrums DBF 630 [STAR07].....	17
Abbildung 5.1: Lagerausführung Fest-/Loslager. In Anlehnung an [WECK06, S. 91]	21
Abbildung 5.2: Bestimmung des Grenzmomentes Motor 1FT6108-8AB71 [SIEM05, S. 93] .	25
Abbildung 6.1: Mögliche Nichtlinearitäten [WECK06. S. 204]	29
Abbildung 6.2: Arbeitsbereich der X- und Y-Achsen, Messungsstellen und Koordinatensystem	30
Abbildung 6.3: Sprungantwort Strom	31
Abbildung 6.4: Bode-Diagramm des Stromregelkreises.....	32
Abbildung 6.5: Sprungantwort Drehzahl	33

Abbildung 6.6: Bode-Diagramm des Drehzahlregelkreises	34
Abbildung 6.7: Bode-Diagramm: Mechanikfrequenzgang	34
Abbildung 6.8: Sprungantwort Lage.....	36
Abbildung 6.9: Bode-Diagramm des Lageregelkreises	37
Abbildung 7.1: 3D-Graphik der Nullstellenfrequenz	38
Abbildung 7.2: Ω –Matrix	39
Abbildung 7.3: Verhältnis zwischen äquivalente axiale Steifigkeit $ca *$ und Position der X-Achse	41
Abbildung 7.4: Positionsabhängiger Dämpfungswert Dmech1 nach 2-Methode	41
Abbildung 7.5: Modellierung der Mechanik als 5-Massenrotationsschwinger.....	42
Abbildung 7.6: Modellierung der Mechanik als 5-Massenschwinger mit zwei Meßsystemen	43
Abbildung 7.7: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=116 mm; Y0 mm.....	44
Abbildung 7.8: Vergleich Mechanikfrequenzgang X=415 mm; Y0 mm.....	45
Abbildung 7.9: Vergleich Mechanikfrequenzgang X=710 mm; Y0 mm.....	45
Abbildung 7.10: Vereinfachter 2-Massenschwinger	46
Abbildung 7.11: Mechanikfrequenzgang eines Zweimassenschwingers.....	47
Abbildung 8.1: Benutzerfreundliche Umgebung.....	50
Abbildung 8.2: Sprungantwort des Stromregelkreises	51
Abbildung 8.3: Führungs frequenzgang des Stromregelkreises.....	52
Abbildung 8.4: Sprungantwort Drehzahl (X=116 mm, Y=0 mm). Verschiedene Kpn	54
Abbildung 8.5: Führungs frequenzgang Drehzahlregelkreis (X=116 mm, Y=0 mm).....	54
Abbildung 8.6: Einfluss Kv -Faktor auf die Lagesprungantwort (X=116 mm, Y=0 mm).....	55
Abbildung 8.7: Einfluss Kv -Faktor auf die Lagesprungantwort (X=116 mm, Y=0 mm).....	56

Abbildung 8.8: Führungsfrequenzgang Lage. Vergleich Proportionalbeiwerte	56
Abbildung A.9.1: Wurzel 2-Methode	63
Abbildung A.9.2: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=116 mm, Y=365 mm	64
Abbildung A.9.3: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=116 mm, Y=691 mm	64
Abbildung A.9.4: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=415 mm, Y=365 mm	65
Abbildung A.9.5: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=415 mm, Y=691 mm	65
Abbildung A.9.6: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=710 mm, Y=365 mm	66
Abbildung A.9.7: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=710 mm, Y=691 mm	66
Abbildung A.9.8: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=263 mm, Y=183 mm	67
Abbildung A.9.9: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=263 mm, Y=528 mm	67
Abbildung A.9.10: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=563 mm, Y=183 mm	68
Abbildung A.9.11: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=563 mm, Y=528 mm	68
Abbildung A.9.12: Aufbau des Regelkreises.....	69
Abbildung A.9.13: Aufbau der Mechanik und der S-Function zur Berechnung und Update...	69
Abbildung A.9.14: Aufbau des kontinuierlichen Simulinkmodells	70
Abbildung A.9.15: Subsystem_k2. Übertragung der Momente.....	70
Abbildung A.9.16: Subsystem torsion_daempfung_k2_sp	70
Abbildung A.9.17: Sprungantwort Strom.....	72
Abbildung A.9.18: Führungsfrequenzgang Strom	72
Abbildung A.9.19: Sprungantwort Drehzahl	72
Abbildung A.9.20: Führungsfrequenzgang Drehzahl	73
Abbildung A.9.21: Sprungantwort Lage	73
Abbildung A.9.22: Führungsfrequenzgang Lage.....	73

IV Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1. Einflussgrößen und Maßnahmen zur Verringerung der Einflüsse von mechanischen Übertragungsgliedern auf Bahnabweichung. Nach [BREU81, S. 200]...15
Tabelle 4.1: Verfahrwege der Vorschubachsen17
Tabelle 5.1: mechanische Daten des Synchronmotors 1FT6108-8AB71 [SIEM05, S. 92]18
Tabelle 5.2: Grenzwerte und elektrische Daten des Synchronmotors 1FT6108-8AB7119
Tabelle 5.3: Daten der Kupplung ROTEX GS 95/98 Größe 4220
Tabelle 5.4: Technische Daten der Spindel22
Tabelle 5.5: Massen der Vorschubachse [STAR07]23
Tabelle 5.6: Maximale Beschleunigung und Eilganggeschwindigkeit.....24
Tabelle 6.1: Messparameter des Stromsprungs30
Tabelle 6.2: Messparameter Führungs frequenzgang des Stromregelkreises31
Tabelle 6.3: Messparameter des Drehzahl- und Störgrößensprungs32
Tabelle 6.4: Messparameter Frequenzgänge Drehzahlregelkreis33
Tabelle 6.5: Messparameter des Lagesprungs35
Tabelle 6.6: Messparameter für den Führungs frequenzgang des Lager regelkreises36
Tabelle 7.1: Positionsabhängigkeit der ersten Nullstellenfrequenz38
Tabelle 7.2: Äquivalente axiale Steifigkeit $ca *$ in Nm/rad in Abhängigkeit von der Position .40
Tabelle 8.1: Einstellwerte und Abstastrate des kaskadierten Regelkreises48

1 Einleitung

Um steigende Anforderungen an die Produktivität zu erfüllen, haben sich in den letzten Jahren die verwendete Hardware, Software und Methoden für Werkzeugmaschinen entwickelt, so dass komplexere Bearbeitungszentren entstehen konnten. Die Qualität der Bearbeitung des Werkstückes in Bezug auf Größe, Geometrie, Form und Oberfläche hat sich enorm erhöht. Werkzeugmaschinen gehören zur Produktionskette und sind so wichtige Produktionsmittel der Industrie für die Fertigung präziser Komponenten. Solche Maschinen setzen sich, je nach Automatisierungsgrad, aus mechatronischen Komponenten zusammen. Schon bei der Auslegung der Mechanik ist der Konstrukteur in der Lage mit rechnerunterstützten Modellen die Auswirkung verschiedener Teile zu prüfen. Dies gilt auch für die Steuerungstechnik, die sich rasant mit der Einbeziehung von Elektronik und Software entwickelt hat [WECK06].

Das dynamische Verhalten einer Werkzeugmaschine wird von der Regelung bestimmt, aber ist von den mechanischen Übertragungsgliedern abhängig. Wie schon erwähnt, werden bei der Auslegung der mechanischen Teile Aspekte wie hohe Steifigkeiten und Dämpfung, möglichst geringe Massen bzw. Trägheitsmomente und mechanische Eigenfrequenz berücksichtigt, da Einflüsse der Mechanik das Verhalten der Maschine beschränken [WIEG06, S.14-16]. Die Parameter der Regelstruktur werden ebenfalls von der Mechanik bestimmt.

Die Bearbeitung eines Werkstückes mit einer Werkzeugmaschine zur Erzeugung einer Form erfordert also die relative Bewegung zwischen Werkzeug und Werkstück. Hierfür müssen die einzelnen Maschinenschlitten, die mechanischen Bewegungseinheiten, in ihrer Lage einstellbar sein [BREU81, S. 63]. Es ist auch wichtig zu deuten, wie die mechanischen Übertragungsglieder ein positionsabhängiges Verhalten aufweisen. Wichtige Eigenschaften wie die Dämpfung und Steifigkeiten können im Arbeitsraum der Maschine variieren. Deshalb ist es auch interessant dieses Verhalten simulativ nachbilden zu können. Es treten auch Nachgiebigkeit, Nichtlinearitäten der Mechanik und elektrische Leistungsgrenzen, Wirkungsgrade und Reibungsverluste auf, die die Abweichung zwischen Ist- und Sollzustand in der Konturerzeugung bei numerisch gesteuerten Werkzeugmaschinen verursachen.

Lagegeregelte Bewegungssachsen sind ein wesentlicher Bestandteil numerisch gesteuerter Fertigungseinrichtungen. Die statischen und dynamischen Eigenschaften bestimmen bei vorgegebenen Genauigkeitsanforderungen in starkem Maße die erreichbare Arbeitsgeschwindigkeit und somit die Produktivität der Anlage [PHIL92, S. 13].

In dieser Arbeit wird ein Modell erstellt, das die Vorschubachse einer Werkzeugmaschine abbildet. Die Modellierung erfolgt unter Verwendung von Matlab/Simulink. Dieses Simulationsmodell sollte auch die positionsabhängige Mechanik und Resonanzfrequenzen im Auge behalten, um das reale Verhalten der Vorschubantriebe nachbilden zu können.

2 Stand der Technik

2.1 Modellierung und Simulation einer Werkzeugmaschine

Es gibt viele verschiedene Untersuchungen, die Auskunft über die Regelung und das dynamische Verhalten von Werkzeugmaschinen geben. Einer der größten Schwierigkeiten in Bezug auf die Mechanik ist die Abbildung eines dämpfungsfähigen Systems, d.h Achsvorschubantriebe, die abhängig von mechanischen Resonanzfrequenzen sind. Schon [ELLI00, S. 1438-1445] zeigen in ihrer Arbeit die in der Industrie benutzten Modelle. Die Autoren gehen davon aus, dass die Dynamik der Maschine unveränderlich bleibt, und entwickeln Modelle mit steifen Achsen. Auch [ERKO01, S. 1487-1501] reden über die Modellierung von hochgeschwindigkeits CNC-Werkzeugmaschinen. Die Simulation leicht-gedämpfter Systeme wird auch von [GANN03, S.40-44] erforscht, aber es gibt keine klare Aussage, welchen Grad die Modellierung der Mechanik aufweisen sollte. Später baut [PISL04, S. 111-120] hybride Simulationsmodelle mit Matlab/Simulink auf, die auch Nicht-linearitäten und Rückwirkungen betrachten. In letzter Zeit sind mehrere Modelle entstanden, um mechatronische Modelle in einer Hardware-in-the-Loop Platform zu implementieren und so Echtzeit-Simulationen durchzuführen [SZTE09a, S. 147-155] und [SZTE12b, S. 12-19].

2.2 Messungen

Im Allgemeinen gibt es zwei verschiedenen Meßtypen, die uns helfen, das Verhalten und die Antwort eines Systems zu prüfen.

Im Zeitbereich ist die Sprungantwort die typischste Messungsart. Dabei wirkt ein Sprung als Eingangssignal auf ein System und das Ausgangssignal wird gemessen. Die wichtigsten Kenngrößen sind die Ausregelzeit und die Überschwingweite. Die Ausregelzeit ist die Zeitspanne, die beginnt, wenn die Sprungantwort den vorgegebenen Toleranzbereich des ursprünglichen Beharrungszustandes verlässt, und die endet, wenn sie in den Toleranzbereich des neuen Beharrungszustandes zum dauernden Verbleib wieder eintritt. Als Überschwingweite bezeichnet man die Differenz zwischen maximalem Überschwingen und stationärem Endwert der Sprungantwort mit erlaubter Endabweichung. [BREU81, S. 21]. Die Abbildung 2.1 stellt diese Kenngrößen dar. Ein PT_2 -Glied ist ein System 2. Ordnung, d.h. ein System, dass mit einer Differentialgleichung 2. Grades beschrieben werden kann. Die Übertragungsfunktion eines PT_2 -Gliedes ist:

$$G_{PT_2} = \frac{K}{1 + \frac{2D}{\omega_0} s + \frac{1}{\omega_0^2} s^2} \quad \text{Gl. (2-1)}$$

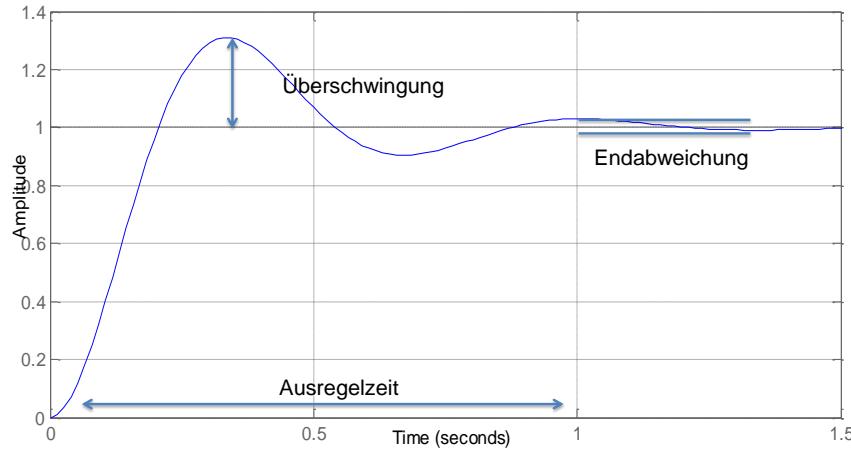


Abbildung 2.1: Sprungantwort eines PT_2 -Glieds mit $\omega_n=10$ rad/s und $\xi=0,35$

Dagegen ist die herkömmlichste Darstellung im Frequenzbereich das Bode-Diagramm, das sich aus Amplitudengang und Phasengang zusammensetzt. Es handelt sich zum einen um das Verhältnis der Amplituden zwischen Ausgangs- und Eingangsgröße und zum anderen um die Phasenverschiebung, d.h. die zeitliche Verschiebung des Eingangssignales aufgrund der Übertragung. Als Eingangssignal wird das System mit einem sinusförmigen Signal oder Rauschen beaufschlagt und die Frequenz der Schwingung von Null zu Unendlich angeregt. [BREU81, S. 22-23]

Die Darstellung des Amplitudengangs und der Frequenz erfolgen logarithmisch, um einen größeren Wertebereich abzudecken.

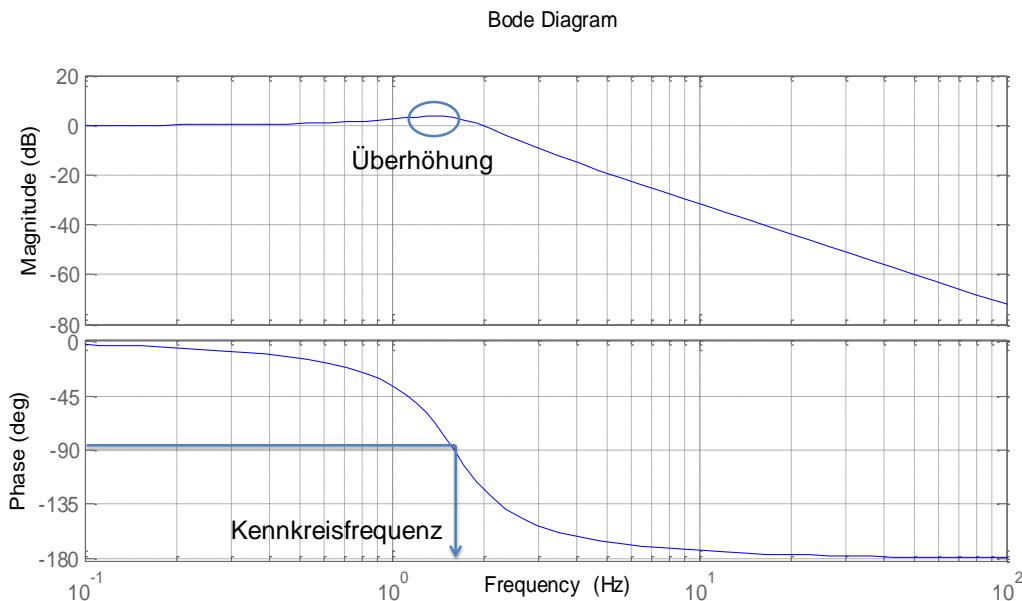


Abbildung 2.2: Bode-Diagramm eines PT_2 -Glieds mit $\omega_n=10$ rad/s und $\xi=0,35$

Die wichtigsten Kenngrößen eines Verzögerungsglieds 2. Ordnung sind die Überhöhungen und die Kennkreisfrequenzen, die in der Abbildung 2.2 bezeichnet sind. Die Überhöhung kann

man ausreichend gut mit der $\sqrt{2}$ -Methode abschätzen (s. Anhang A.1.). In der Praxis verhalten sich Systeme oftmals als schwingungsfähige Glieder 2. Ordnung. Eine Vereinfachung Systeme höherer Ordnung in Systeme 2. Ordnung ist auch sehr verbreitet [HOFF08, S. 38].

2.3 Mechanik

Die mechanische Modellierung der Übertragungsglieder einer Werkzeugmaschine lässt sich als hintereinander angeordnete Massenträgheiten bzw. linearen Massen, die über elastische Verbindungen mit begrenzter Steifigkeit verbunden sind, darstellen [GROß06, S. 67]. Das ergibt einen Mehrmassenrotationsschwinger, dessen Teile mit Torsionsfedern und Dämpfern verbunden sind.

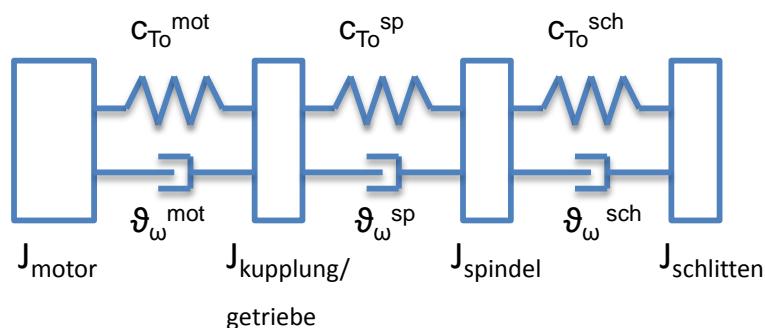


Abbildung 2.3: Mehrmassenschwinger mit Torsionsfedern und Dämpfern

Als Vereinfachung, um das Verhalten besser verstehen zu können, betrachten wir einen Zweimassenrotationschwinger.

Das entsprechende Blockschaltbild wird in der Abbildung 2.4 gezeigt:

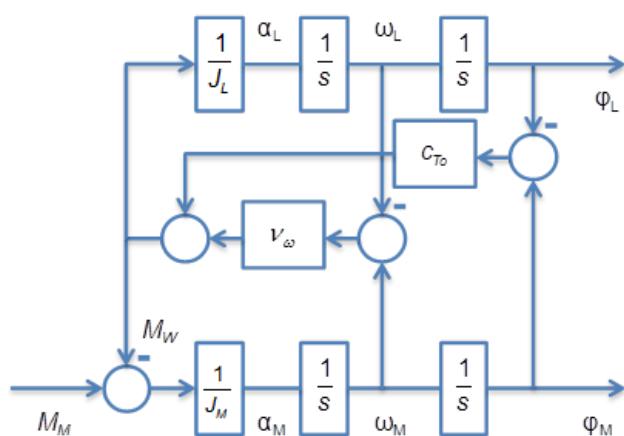


Abbildung 2.4: Blockschaltbild eines Zweimassenschwingers (Motor [M] und Last [L]).
In Anlehnung an [GROß06, S.215]

Wie man aus dem Blockschaltbild erkennen kann, haben wir als Eingangsgröße einen Motordrehmoment M_M und als Ausgangsgrößen die Motorwinkelgeschwindigkeit ω_M und den Drehwinkel des Motors φ_M und der Last φ_L . Wenn man die Differentialgleichungen in den Bildbereich s transformiert, leitet es sich her [GROß06, SS. 68-72].

Für das Motordrehmoment gilt:

$$M_M = c_{To}(\varphi_M - \varphi_L) + \vartheta_\omega(\varphi_M - \varphi_L)s + J_M\varphi_M s^2. \quad \text{Gl. (2-2)}$$

Und für das übertragene Wellendrehmoment M_W :

$$M_W = c_{To}(\varphi_M - \varphi_L) + \vartheta_\omega(\varphi_M - \varphi_L)s. \quad \text{Gl. (2-3)}$$

Ohne zusätzliches Lastdrehmoment, wird die Last nur von dem in der Welle übertragenen Drehmoment beschleunigt und ist deshalb auch von der Torsionsfedersteifigkeit C_{To} und dem Dämpfungsbeiwert ϑ_ω der Kopplung abhängig, d.h.:

$$M_W = J_L \omega_L s^2 = c_{To}(\varphi_M - \varphi_L) + \vartheta_\omega(\varphi_M - \varphi_L)s. \quad \text{Gl. (2-4)}$$

Das ergibt das Verhältnis zwischen Lastdrehwinkel und Motordrehwinkel:

$$\frac{\varphi_L}{\varphi_M} = \frac{c_{To} + \vartheta_\omega s}{c_{To} + \vartheta_\omega s + J_L s^2}. \quad \text{Gl. (2-5)}$$

Die Beziehung zwischen Winkelgeschwindigkeit und Drehwinkel im Bildbereich:

$$\omega_M = s\varphi_M. \quad \text{Gl. (2-6)}$$

Wenn wir Gl. (2-3) auf den Lastdrehwinkel lösen und es in Gleichung 2-5 ersetzen und umformen, erhalten wir:

$$M_W = \varphi_M s \left(J_M + J_L \frac{c_{To} + \vartheta_\omega s}{c_{To} + \vartheta_\omega s + J_L s^2} \right). \quad \text{Gl. (2-7)}$$

Nach der Erweiterung des Zähler und Nenners des Bruchs $1/c_{To}$ und der Einführung der Kennkreisfrequenz ω_{mech_1} und des Dämpfungsgrads D_{mech_1} :

$$\omega_{mech_1} = \sqrt{\frac{c_{To}}{J_L}}, \quad \text{Gl. (2-8)}$$

$$D_{mech_1} = \frac{\vartheta_\omega}{2J_L \omega_{mech_1}} = \frac{\vartheta_\omega}{2\sqrt{c_{To} J_L}}. \quad \text{Gl. (2-9)}$$

erhalten wir die Gleichung (2-9) bezogen auf Gl. (2-7) und (2-8):

$$M_W = \omega_M s \left(J_M + J_L \frac{1 + \frac{2D_{mech_1}}{\omega_{mech_1}} s}{1 + \frac{2D_{mech_1}}{\omega_{mech_1}} s + \left(\frac{1}{\omega_{mech_1}} s \right)^2} \right). \quad \text{Gl. (2-10)}$$

Mit gemeinsamen Nenner und ausmultipliziert ergibt sich die Übertragungsfunktion der Motorwinkelgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Motordrehmoment:

$$\frac{\omega_M}{M_W} = \frac{1}{s(J_M + J_L)} \left(\frac{1 + \frac{2D_{mech_1}}{\omega_{mech_1}} s + \left(\frac{1}{\omega_{mech_1}} s \right)^2}{1 + \frac{2D_{mech_1}}{\omega_{mech_1}} s + \frac{J_M}{(J_M + J_L) \omega_{mech_1}^2} s^2} \right). \quad \text{Gl. (2-11)}$$

Die Polstellen eines solchen Massenschwingers liegen dort, wo der Nenner zu null wird und die Nullstellen, wo der Zähler zu null wird. Besonders wichtig sind diese Stellen im Frequenzbereich, wie z. B. im Bode-Diagramm zu erkennen, da der Frequenzgang der Mechanik normalerweise so abgemessen wird.

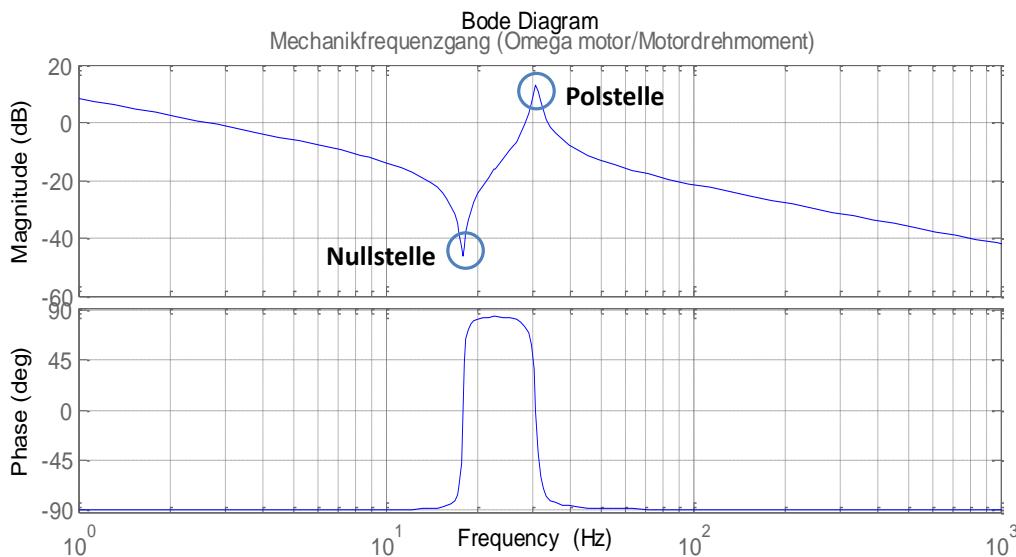


Abbildung 2.5: Mechanikfrequenzgang Motordrehmoment zur Motorwinkelgeschwindigkeit

Bei einer Nullstelle (ca. 17 Hz in der Abbildung) fällt das Amplitudenverhältnis ab und nimmt bei der Polstelle (ca. 31 Hz) wieder zu. Im Phasengang ist eine Phasenvordrehung bei Nullstellen und Phasenrückdrehung bei Polstellen zu sehen.

An einer realen Maschine treten so viele Pol-/Nullstellen, Resonanzstellen, wie von Übertragungsglieder auf, die einzelne Zweimassenschwinger bilden. Darüber hinaus lassen sich so

genannte dominierende Schwingen bestimmen, d.h. Resonanzstellen, die eine größere Überhöhung als andere besitzen. Einer der wichtigsten Werte der Werkzeugmaschine ist der Eintritt der ersten Nullstelle, die als die niedrigste mechanische Eigenfrequenz bezeichnet wird. Messungen an vielen Maschinen haben gezeigt, dass das gesamte dynamische Verhalten einer Vorschubachse auf ihre niedrigste mechanische Eigenfrequenz reduziert werden kann.

Grundsätzlich bedeutet dies, dass die in Wirklichkeit komplexe Mechanik als ein System 2. Ordnung beschrieben werden könnte [WIEG06, S. 15-16]. Diese Arbeit erfolgt unter dieser Annahme, da eine Identifikation und Zuordnung der Resonanzstellen zu Übertragungsgliedern an einer realen Werkzeugmaschine komplex und manchmal unmöglich ist. Es kann sein, dass manche Pol-/Nullstellen sich nicht zu spezifischen Übertragungsglieder zuordnen lassen. Der Dämpfungsgrad ist im Wesentlichen von der Reibung der Schlittenführung abhängig [BREU81, S. 94].

Bei der Modellierung solcher komplexen Systeme treten viele Schwierigkeiten auf. Aufgrund der wechselseitigen Beziehung zwischen Übertragungsglieder ist es schwierig, die Mechanik gut nachbilden zu können, da in den Messungen viele verschiedene Resonanzstellen zu finden sind, die eigentlich nicht zu bestimmten mechanischen Übertragungsglieder zugeordnet werden können [WIEG06, S. 319].

2.4 Regelung

Für die gesamte Modellierung mechatronischer Systeme werden Blockschaltbilder benutzt, um eine Darstellung der Struktur und des Signalflusses zu erleichtern. Man kann eine Werkzeugmaschine als ein System, das sich aus den Hauptteilen Mechanik, elektrischer Antrieb und Regelung zusammensetzt, zerlegen. Hiermit ist es möglich, die Wechselwirkungen verschiedener Teile des Systems zu betrachten.

Normalerweise wird eine zeitdiskrete Lageregelung mit einem Mikrorechner angewendet. Der Unterschied gegenüber einer fest verdrahteten Schaltung ist die Flexibilität, die man mit einer Software zur Regelung erreichen kann. Dazu müssen kontinuierliche Signale im Regelkreis abgetastet werden [BREU81, S. 97].

Der elektrische Antrieb wandelt eine Spannung bzw. Strom in ein Drehmoment um, das die Aufgabe hat, die Mechanik und die entsprechenden Massenträgheiten in Bewegung zu bringen. Während Antrieb und Mechanik sich auf Strom- und Drehmomentbildung beziehen, fokussiert die Regelung auf die Verkleinerung der Abweichungen zwischen Soll- und Istzustand. Die eingesetzten Regeleinrichtungen an CNC-Werkzeugmaschinen sind in Kaskaden ausgeführt [CAWI89, S. 228]. Die Grundstruktur einer solchen Regelung wird in der Abbildung 2.6 gezeigt.

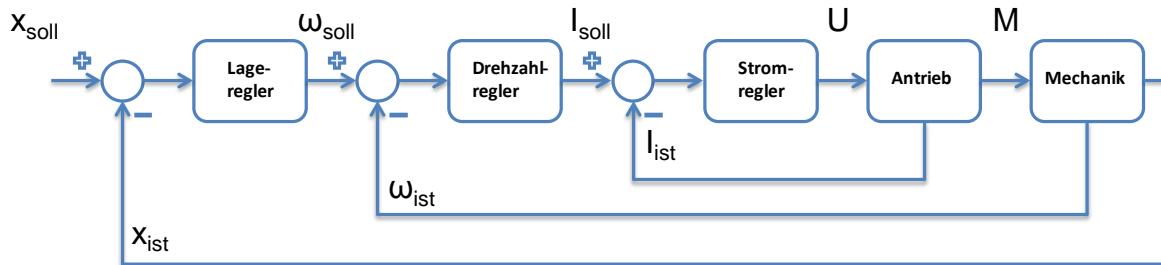


Abbildung 2.6: Grundstruktur der kaskadierten Regelung einer Werkzeugmaschine

Regler werden eingesetzt, um das dynamische Verhalten des Systems so einzustellen, dass eine gewünschte Dynamik hinsichtlich Schnelligkeit, Überschwingung und Stabilität gewährleistet werden kann.

Die verwendeten Regler setzen sich ausschließlich aus Elementen mit proportional (P-), integral (I-), und derivativ (D-)Verhalten zusammen, und ihre Parameter werden aufgrund von Erfahrungswerten, Einstellregeln und durch Probieren an die Regelstrecke angepasst [CAWI89, S. 229].

Strom- und Drehzahlregler zeigen ein proportional-integral (PI) Verhalten auf, d.h. sie bestehen aus einem Proportionalanteil K_p und einem Integralanteil mit der Zeitkonstante T_n , die auch Nachstellzeit genannt wird. Im Bildbereich:

$$PI(s) = K_p \frac{T_n s + 1}{T_n s} . \quad \text{Gl. (2-12)}$$

Für die Lageregelung wird ein proportional (P-)Regler verwendet, d.h. ohne Integralanteil:

$$P = K_p . \quad \text{Gl. (2-13)}$$

Aber allgemein wird für den Proportionalbeiwert beim Lageregler von Werkzeugmaschinen die Bezeichnung K_V für den Geschwindigkeitsverstärkungsfaktor angewendet. Dieser K_V -Faktor ist mehr als nur ein Proportionalbeiwert, weil er mit dem Geschwindigkeitsistwert berechnet wird:

$$K_V = \frac{\nu_{ist}}{x_{soll} - x_{ist}} . \quad \text{Gl. (2-14)}$$

Die Firma Siemens, unter der Annahme, dass der Drehzahlregler perfekt ist, d.h. $\nu_{soll} = \nu_{ist}$, verwendet beim Lageregler ein Proportionalbeiwert:

$$K_p = \frac{\nu_{soll}}{x_{soll} - x_{ist}} . \quad \text{Gl. (2-15)}$$

3 Modellierung einer Werkzeugmaschine

3.1 Überblick Vorschubantriebe

Vorschubantriebe sind Antriebe, die für die Vorschubbewegung eines Werkstückes oder Werkzeuges verantwortlich sind. Werkzeugmaschinen besitzen in der Regel mehrere Vorschubantriebe, um Bewegungen entlang der entsprechenden Vorschubachse zu ermöglichen. Normalerweise finden wir als Hauptachsen der Maschine die X-, Y- und Z-Achse. Außerdem können sie über zwei weitere Achsen verfügen: eine für die Bewegung des Werkzeuges (U-Achse) und die andere, um den Tisch zu drehen (B-Achse). In der Abbildung 3.1 handelt es sich um die übliche serielle Kinematik, weil die verschiedenen Achsen eine kinematische Kette bilden. Dank einer CNC-Steuerung wird die Bahn durch übergelagerte und geregelte Bewegungen der Vorschubachsen berechnet und erzeugt.

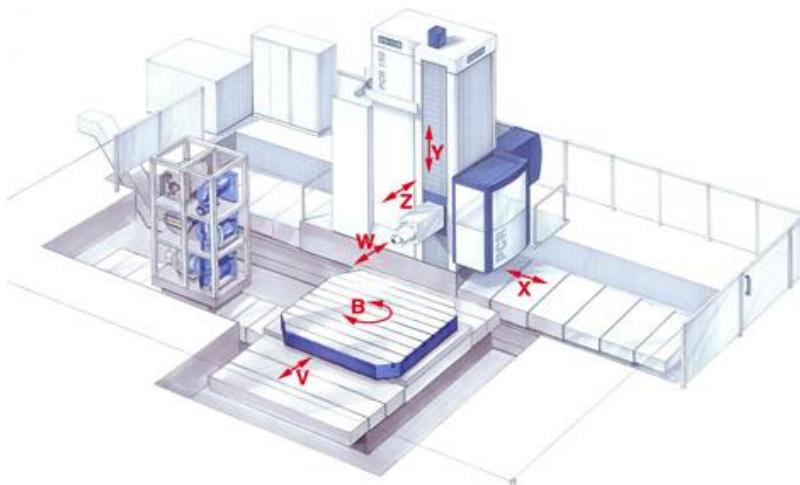


Abbildung 3.1: Achsen einer Werkzeugmaschine [STAR14]

3.2 Elektrischer Antrieb

Die Auswahl nach dem geeigneten Antrieb hängt von den Anforderungen des Vorschubantriebs ab. Hier kann noch zwischen stationärem und dynamischem Betrieb differenziert werden. Unter stationären Anforderungen versteht man üblicherweise Kriterien wie Drehmoment bzw. Vorschubkraft und Drehzahlbereich bzw. Geschwindigkeitsbereich. Für den dynamischen Betrieb sind dagegen andere Eigenschaften wie ein gutes Übertragungsverhältnis der Führungsgrößen und mögliche Störungen, die wichtigsten Merkmale bei der Auslegung von Vorschubantriebe [WIEG06, S. 197].

Eine weitere Einordnung ist nach Bauart. In dieser Einteilung können wir Gleichstrom-, bürs tenloser Gleichstrom-, Synchron- und Asynchronmotor und weitere finden. Dank der Entwicklung von besserer Leistungselektronik, Messsystemen und digitaler Regelung hat sich vor allem der permanenterregte Synchron-Drehstrommotor durchgesetzt.

Der Grund warum Synchronmotoren häufiger als Asynchronmotoren verwendet werden, liegt darin, dass eine genau dynamische Regelung solcher Motoren die Erfassung der Ständerstromveränderung benötigt. Dies ist bei Synchronmotoren direkt mit der Rotorlage verbunden, aber ist mit einem höheren Aufwand beim Asynchronmotor verknüpft [WECK06, S. 19]. Im Allgemeinen haben Synchronmotoren gegenüber Asynchronmotoren eine etwas höhere Leistungsdichte und ein entsprechend niedrigeres Trägheitsmoment [PHIL92, S. 20].

Linearmotoren haben die besondere Eigenschaft, direkt eine lineare Bewegung zu erzeugen, ohne vorher die rotatorische Drehung der üblichen Motorwelle umzusetzen. Es gibt auch hier verschiedene Bauarten je nach Grundprinzip, wie zum Beispiel hydraulische, pneumatische oder elektrische Linearmotoren [WIEG06, S. 251].

3.2.1 Permanenterregter Synchronmotor: Grundlagen und Aufbau

Da der Synchronmotor ein Drehstrommotor ist, liegen die Motorwicklungen an einer 3-phasi gen Spannung und die Strangströme verlaufen ebenfalls sinusförmig als 3 phasiger Drehstrom dessen Frequenz vom Rotorlagegeber vorgegeben wird. Dabei haben Strangspannungen und Strangströmen einen sinusförmigen Verlauf mit jeweils 120° elektrischer Phasenverschiebung [WIEG06, S. 222]. In Raumzeigerdarstellung können diese drei Strangströme als Vektor geschrieben werden:

$$\begin{aligned} i_U &= \hat{i}_{An} \sin(\omega t), \\ i_V &= \hat{i}_{An} \sin\left(\omega t - \frac{2}{3}\pi\right), \\ i_W &= \hat{i}_{An} \sin\left(\omega t - \frac{4}{3}\pi\right). \end{aligned} \quad \text{Gl. (3-1)}$$

Mit \hat{i}_{An} dem strangbezogenen Effektivwert der sinusförmigen Ströme.

Um die Regelung von Synchronmotoren zu vereinfachen, werden die Ströme durch eine Koordinatentransformation in zwei Ströme getrennt: ein drehmomentbildender und ein flussbildender Strom. Dies ermöglicht eine zur Annäherung von Gleichstrommotoren leichtere Regelung, bei der die Flusskomponente bei Synchronmotoren normalerweise zu null geregelt wird [DOER. S. 108-111]. So können wir die innere Struktur des Synchron-Servomotors mit Hilfe des Strangwiderstands R , die wirksame Drehfeldinduktivität L und die induzierte Gegenspannung e_m den Motorstromkreis ähnlich wie beim Gleichstrommotor abbilden [WIEG06, S. 237].

3.2.2 Vereinfachtes Gleichungssystem und Übertragungsfunktion

Betrachten wir in der Abbildung 3.2 den Schaltkreis eines DC-Motors:

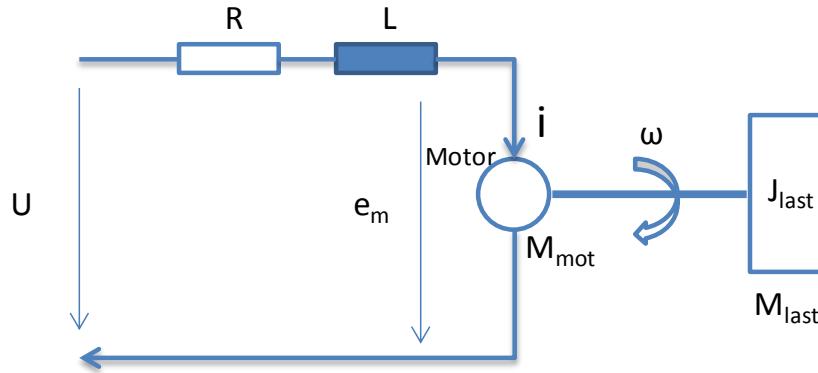


Abbildung 3.2: Ersatzschalbild eines (DC-)Gleichstrommotors

Die Spannung am Motor ergibt sich als:

$$U(t) = Ri(t) + L \frac{di}{dt} + e_m, \quad \text{Gl. (3-2)}$$

e_m bezeichnet die induzierte Gegenspannung und steht im Zusammenhang mit der Winkelgeschwindigkeit der Motorwelle ω_M durch die auf den Strang bezogene elektromotorische Konstante K_e^* wie folgt:

$$e_m(t) = K_e^* \omega_m(t). \quad \text{Gl. (3-3)}$$

Das Motordrehmoment M_{mot} ergibt sich als Produkt dem Strom i und der Motorkonstante K_m verbindet:

$$M_{mot} = K_m i. \quad \text{Gl. (3-4)}$$

Für die Herleitung der Differentialgleichung werden Reibungsverluste M_R und zusätzliche Lastmomente M_{Last} am Ende der Welle vernachlässigt, so dass die Drehmomentbilanz Gleichung 3-4 ergibt

$$M_{mot} = J_{ges} \frac{d\omega_m}{dt} + M_{Last} + M_R. \quad \text{Gl. (3-5)}$$

Wenn wir Gl. (3-2) und Gl. (3-3) in Gl. (3-4) ersetzen und die Laplace-Transformation einsetzen, erhalten wir:

$$M_{mot} = K_m \frac{U - e_m}{Ls + R}. \quad \text{Gl. (3-6)}$$

Der Wirkungsplan für den Synchronmotor ist in der Abbildung 3.3 dargestellt:

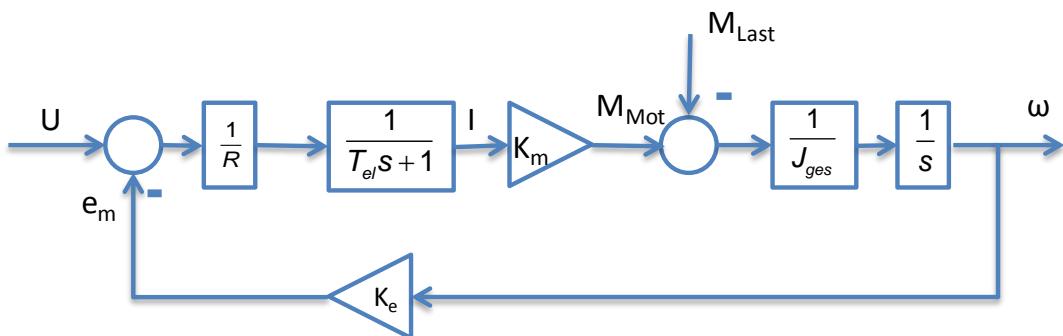


Abbildung 3.3: Wirkungsplan eines vereinfachten Synchronmotors

3.3 Mechanische Übertragungsglieder

Ziel der mechanischen Übertragungsglieder ist es, das vom Motor erzeugte Drehmoment bis zum Schlitten zu übertragen. Ein weit verbreitetes Prinzip zur Übertragung der Vorschubbewegung ist der Kugelgewindetrieb. Die Motorwelle wird durch eine Kupplung oder ein Getriebe mit einer gelagerten Gewindespindel gekoppelt. Das an der Motorwelle erzeugte Drehmoment wird dadurch in eine lineare Bewegung umgewandelt. Eine Gewindemutter, die zusammen mit einem Schlitten verbunden ist, umwandelt so die Rotation in eine lineare Bewegung entlang der Gewindespindel. Die Bewegung des Schlittens wird zusätzlich mit beidseitigen Führungen eingeschränkt und eingeleitet. Die Abbildung 3.4 stellt einen Überblick dieser Elemente dar.

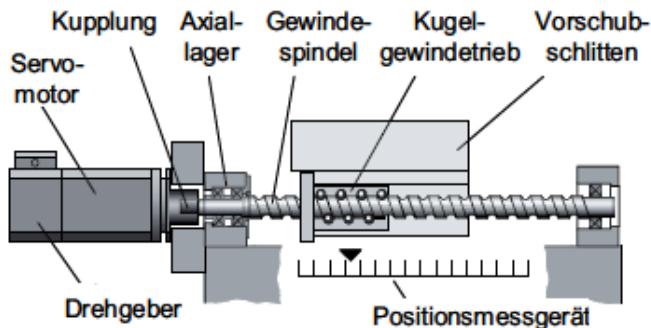


Abbildung 3.4: Überblick der Übertragungsglieder [OERT08, S. 5]

3.3.1 Kupplung und Getriebe

Je nach Art des Vorschubantriebs kann die Gewindespindel direkt vom Motor über eine Kupplung oder mit einem Zwischengetriebe angetrieben werden.

Bei direkt gekoppelten Vorschubantrieben wird das Motordrehmoment ohne Übersetzung übertragen, d.h. die Winkelgeschwindigkeit der Motorwelle und der Gewindespindel sind gleich. Mit einem Übersetzungsverhältnis gleich eins wirken die nicht reduzierten Massenträgheiten direkt an der Motorwelle.

Häufig werden Elastomerkupplungen bei Werkzeugmaschinen eingesetzt. Diese Art von Kupplung kann nicht nur Stöße vermindern, sondern auch Stöße und Schwingungen in begrenztem Maße dämpfen. Sie bestehen aus drehelastischen und dämpfenden Übertragungselementen und sind auch so fähig, Energie zu speichern und sie in Wärme umzusetzen. [SCHE89, S. 453-454]. Eine Elastomerkupplung wird in der Abbildung 3.5 gezeigt.



Abbildung 3.5: Elastomerkupplung ROTEX GS [KTRK14, S.156]

Getriebe werden grundsätzlich eingesetzt, wenn eine Reduktion des Lastträgheitsmoments aufgrund der Auslegung gewünscht ist oder, weil die Drehzahl angepasst werden muss. Mit dem Übersetzungsverhältnis i_G des Getriebes wird auch das Drehmoment an der Antriebswelle erhöht [WECK06, S. 163]. Das Verhältnis zwischen Abtriebs- und Antriebswelle wird in Gleichung 3-7 dargestellt:

$$i_G = \frac{d_{Ab}}{d_{An}} = \frac{M_{Ab}}{M_{An}} = \frac{n_{Ab}}{n_{An}} . \quad \text{Gl. (3-7)}$$

3.3.2 Gewindespindel

Gewindespindeln sind für die Umwandlung der rotatorischen Bewegung in lineare Vorschubbewegung verantwortlich. Kugelgewindetriebe sind in der elektrischen Antriebstechnik etablierte Maschinenelemente. Bei Kugelgewindespindeln wird zwischen Gewindespindel und Gewindemutter eine Rückführung der Kugeln über eine Kugelumlenkung durchgeführt (s. Abbildung 3.6). Diese Art von Ausführung wird häufig aufgrund des guten Wirkungsgrads, der hohen Verfahrgeschwindigkeit und dem fehlenden Stick-Slip-Effekt bevorzugt [WECK06, S. 83].



Abbildung 3.6: Kugelgewindetrieb mit Umlenkrohrsystem [LTKO13, S.13]

3.3.3 Schlitten und Führung

Als Schlitten versteht man die am Ende des Vorschubantriebs liegende Masse. Bei den Vorschubachsen einer Werkzeugmaschine ist das häufig eine linear bewegte Masse, die Schlitten oder Maschinentisch genannt wird. Trotzdem kann diese Masse auch den Ständer für eine andere Achse oder der Spindelkasten sein. Um die Bewegung dieser Masse auszugleichen und zu lenken, besitzen Vorschubantriebe lineare Führungen.

Die im Bereich der Werkzeugmaschinen am häufigsten verwendete Führungsart ist die Wälzführung, weil keine Stick-Slip Gefahr besteht und die Reibungsverluste gering bleiben. Der Nachteil liegt daran, dass die niedrige Reibung bei wechselnden Bearbeitungskräften zu Rattern führt, günstig ist die Auswahl dennoch, wenn eine hohe Steifigkeit in der Auslegung berücksichtigt wird. [WIEG06, S. 154]

3.3.4 Lager

Die axiale Steifigkeit des Vorschubantriebs wird, neben der Gewindespindel und –mutter, durch die Lagerung bestimmt. Aufgrund der Größe der linear bewegten Massen, ist es erforderlich, eine hohe Gesamtsteifigkeit in diesem Teil der Vorschubachse zu erzielen. Einer der wichtigsten Parameter der Maschine, die niedrigste mechanische Eigenfrequenz, kann bei einer verbesserten Auslegung erhöht werden.

Die Lagerauswahl hängt von den Gebrauchseigenschaften der Lager und den vorliegenden Betriebsbedingungen ab [SCHE89, S. 373]. Als allgemeine Auslegungsregeln von steifen Gewindespindellagerungen sind zu beachten [WECK06, S. 92]:

- Vorgespannte Lager. Vorspannen der Axiallager ist erforderlich.
- Rollen- und Nadellager sind wegen des Linienkontakte vorzuziehen.

Aufgabe der Gewindespindellagerung ist es, die Spindel abzustützen und die im Betrieb auftretenden Kräfte in axiale Richtung zu übertragen. Die Art der Lagerung lässt sich in einseitig und doppelseitig unterteilen. Da die axiale Gesamtsteifigkeit von der Position des Schlittens abhängig ist, wird doppelseitige Lagerung der Gewindespindel für große Steifigkeiten bevorzugt.

3.3.5 Übertragungsfunktion

Um die Mechanik wie im Abschnitt 2.3 als Mehrmassenschwinger abbilden zu können, braucht man grundsätzlich den Steifigkeitswert und die Dämpfung zwischen den zwei aneinanderliegenden Übertragungsgliedern. Wie bereits hergeleitet lautet das Verhältnis der Winkellage bzw. Drehwinkelgeschwindigkeit zwischen zwei Massenträgheiten J_1 und J_2 , die mit einer Torsionssteifigkeit c_{To} und einem Dämpfungsbeiwert ϑ_ω gekoppelt sind, wie folgt:

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{c_{To} + \vartheta_\omega s}{c_{To} + \vartheta_\omega s + J_2 s^2}. \quad \text{Gl. (3-8)}$$

So wird die ganze mechanische Kette des Vorschubantriebs, vom Motor bis zum Schlitten, aufgebaut, um ein schwingfähiges System der Mechanik modellieren zu können.

3.3.6 Einflüsse auf die Bahngenaugkeit

All diese Maschineneigenschaften, und insbesondere das Phänomen der Resonanz, führen zu einer Verminderung der Genauigkeit der Werkzeugmaschine.

Tabelle 3.1. Einflussgrößen und Maßnahmen zur Verringerung der Einflüsse von mechanischen Übertragungsgliedern auf Bahnabweichung. Nach [BREU81, S. 200]

Mech. Übertragungsglied	Einflussgrößen	Konstruktive Maßnahmen
Kupplung/Getriebe	Massenträgheit, Nachgiebigkeit, Verdrehspiel	Genauere Fertigung, Minimierung des Massenträgheitsmoments, höhere Steifigkeit
Spindel, Mutter und Lagerung	Spiel, Nachgiebigkeit, Massenträgheit	Verspannte Mutter und Lager, hohe Gesamtsteifigkeit, geringer Spindeldurchmesser
Führung und Schlitten	Reibungsverhalten, Verschleiß	Werkstoffpaarung und Führungsprinzip

4 Bearbeitungszentrum DBF 630

4.1 Allgemeine Beschreibung

Die Modellierung der Vorschubachse basiert auf einer realen Maschine im Labor. Ziel ist es, mit Hilfe verschiedener Messungen, ein Modell herzuleiten, und später Ergebnisse zu vergleichen.

Als Bearbeitungszentrum bietet diese Werkzeugmaschine Drehen, Bohren und Fräsen (DBF) in einer Aufspannung. Sie besteht aus drei Vorschubachsen, X-, Y- und Z-Achse, einer weiteren B-Achse, um den Tisch zu drehen, und noch eine Achse als Planschieber (U-Achse) für den DBF-Kopf. Der Aufbau der drei ersten Achsen ist fast ähnlich, obwohl die Werte der bewegten Massen und Übertragungsglieder stark variieren kann. Wie man im Bild 4.1 sehen kann, bestehen die Vorschubantriebe aus Motor, Kupplung bzw. Getriebe, Gewindespindel, Führungssystem und Lagerung wie vorher, im Abschnitt 3.3 beschrieben wurde.

Zur Modellierung wird exemplarisch die X-Achse der Maschine untersucht. Die zwei weiteren Vorschubachsen könnten später in ähnlicher Weise modelliert werden.

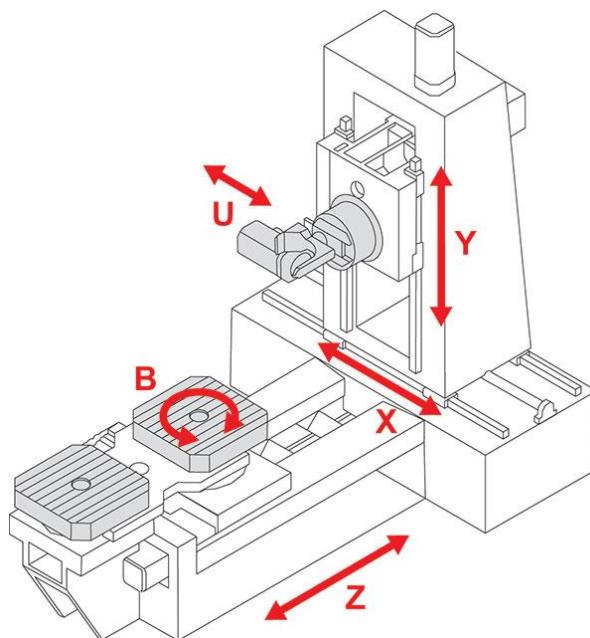


Abbildung 4.1: Achsen Bearbeitungszentrum DBF 630 [STAR07]

Die X-Achse dieser Maschine ist für die Vorschubbewegung des Maschinenständers in Querrichtung zuständig. Diese Achse bewegt auch die ganze Vorschubeinheit der Y-Achse, die senkrecht den Spindelkasten verfährt, da sie im Ständer eingebaut ist. Das Gewicht dieser Y-Achse wurde für die Modellierung vernachlässigt, weil, wie später ausgeführt wird, die Massen des Ständers und des Spindelkastens wesentlich höher sind. Der Vorschubantrieb der Z-Achse erzeugt eine Längsbewegung des Tisches. Zum Schluss dreht sich der Tisch um die B-Achse.

In der folgenden Tabelle sind die Verfahrwege der Vorschubachsen aufgeschrieben:

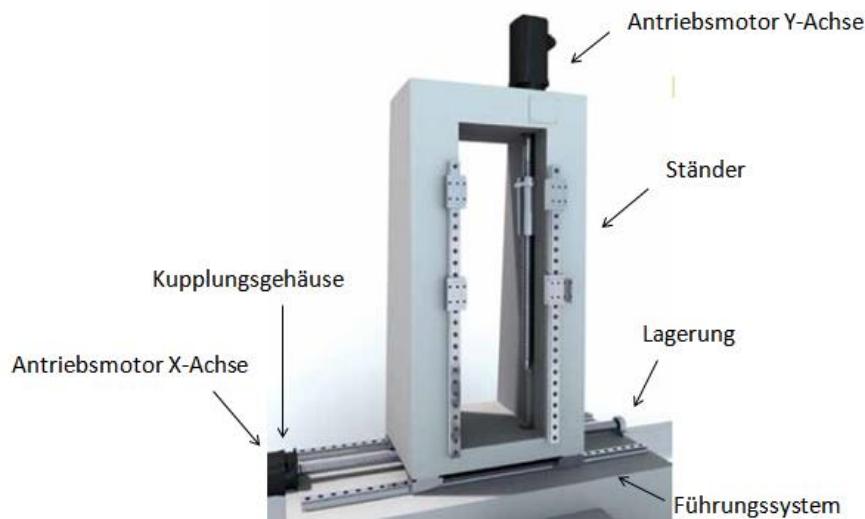
Tabelle 4.1: Verfahrwege der Vorschubachsen

Achse	Verfahrweg [mm]	bewegte Einheit
X	850	Maschinenständer
Y	700	Spindelkasten
Z	800	Tisch

Alle drei Achsen haben eine mögliche Vorschubgeschwindigkeit von 1 bis 30.000 mm/min, d.h. die Eilganggeschwindigkeit ist 30.000 mm/min. Die Steuerung der Achsen wird von einer CNC-Steuerung Siemens Sinumerik 840D sl übernommen.

4.2 Antriebssystem

Die X- und Z-Achse haben die gleiche Auslegung. Ein Drehstrom-Synchronmotor wird direkt über eine Kupplung mit dem Kugelgewindetrieb gekoppelt. Der Unterschied der Y-Achse besteht darin, dass zwischen Motor und Gewindetrieb noch ein Getriebe sitzt. Der Kugelgewindetrieb besteht jeweils aus Kugelgewindespindel, Kugelgewindemutter und der damit verbundenen linear bewegten Masse [STAR07, S. 58-59].

**Abbildung 4.2: X- und Y-Achse des Bearbeitungszentrums DBF 630 [STAR07]**

Das Führungssystem aller linearen Achsen ist gleich ausgelegt. Jede Achse besitzt zwei Führungsleisten und zwei Führungswagen per Führungsleisten [STAR07, S. 60]. Wie im Bild 4.2 dargestellt ist, ist die X-Achse der Maschinenständer auf den vier entsprechenden Führungswagen aufgebaut.

5 Auswahl der Übertragungsglieder

Zur Modellierung der Mechanik werden die schon benannten Hauptteile eines Vorschubantriebs betrachtet. Die Modellierung dieser Arbeit bezieht sich auf die X-Achse des Bearbeitungszentrums DBF 630. Alle von jetzt an angegebenen und berechneten Daten beziehen sich auf diese Achse der Maschine.

Die Daten werden laut Katalog des Herstellers bestimmt bzw. durch Messungen an der Maschine berechnet oder mit Hilfe von Tabellen ausgewählt und später überprüft.

5.1 Antrieb

Zur richtigen Auswahl des Antriebs wurde direkt das Motorschild der Achse überprüft. Es handelt sich dabei um einen 1FT6108-8AB71 Synchronmotor der Firma Siemens. Die wichtigsten und zur Modellierung erforderlichen Angaben, die im Katalog solcher Motorenreihen zu finden sind, wurden in den folgenden Tabellen eingetragen:

Tabelle 5.1: mechanische Daten des Synchronmotors 1FT6108-8AB71 [SIEM05, S. 92]

Technische Daten	Formelzeichen	Wert	Einheit
Nenndrehzahl	n_n	1500	min^{-1}
Nennleistung	P_n	9,58	kW
Nennmoment	M_n	61	Nm
Masse	m_{mot}	60	kg
Massenträgheit	J_{mot}	0,0291	Kgm^2
Torsionssteifigkeit	$c_{To_{mot}}$	92000	Nm/rad
Dämpfung	D_{mot}	0,133	-

In der folgenden Tabelle werden die Grenzwerte und die elektrische Daten zusammengefasst.

Tabelle 5.2: Grenzwerte und elektrische Daten des Synchronmotors 1FT6108-8AB71

[SIEM05, S. 92]

Grenzwerte	Formelzeichen	Wert	Einheit
Drehzahl	n_G	5600	min^{-1}
Moment	M_G	220	Nm
Strom	i_G	107	A
elektrische Daten			
Momentkonstante	K_m	3,14	Nm/A
elektromot. Konstante	K_e	1,109	V/rad/s
Widerstand	R	0,22	Ohm
Induktivität	L	5,2	mH
Elektrische Zeitkonst.	T_{el}	24	ms
Mechanische Zeitkonst	T_m	1,7	ms

Nach Herleitung der Differentialgleichung (Schwingungsglied) für die Sprungfunktion des Antriebs (Gleichung 5-1) und der Differentialgleichung eines Verzögerungsgliedes zweiter Ordnung (Gleichung 5-2) [BREU81, S.10-15] :

$$U - M_{Last} - T_{el} \frac{dM_{Last}}{dt} = T_{el} T_m \frac{d^2 n}{dt^2} + T_m \frac{dn}{dt} + n, \quad \text{Gl. (5-1)}$$

$$s(t) = \frac{1}{\omega_0^2} \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{2D}{\omega_0} \frac{dy}{dt} + y. \quad \text{Gl. (5-2)}$$

Durch den Vergleich der Gl. (5-1) und Gl. (5-2) erhalten wir Gl. (5-3), den Dämpfungsgrad des Motors, der in der Tabelle 5.1 zu finden ist:

$$D_{mot} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{T_m}{T_{el}}}. \quad \text{Gl. (5-3)}$$

5.2 Kupplung

Die vom Hersteller empfohlene Kupplungsart ist eine ROTEX GS Shore 95/98 Größe 42 [SIEM05, S. 177]. Eine Kupplung besteht aus zwei Naben und einem Zahnkranz. Im Katalog wird die Massenträgheit der Naben pro Einheit ausgedrückt. Für die Drehfedersteifigkeit wurde der Mittelwert aus dem statischen und dynamischen Wert berechnet.

Tabelle 5.3: Daten der Kupplung ROTEX GS 95/98 Größe 42

Technische Daten	Formelzeichen	Wert	Einheit
Massenträgheit pro Nabe	J_{Nabe}	2802×10^{-6}	Kgm^2
Massenträgheit Zahnkranze	J_{Kranz}	85×10^{-6}	Kgm^2
Statische Torsionssteifigkeit	$c_{To_k}^{sta}$	21549	Nm/rad
Dynamische Torsionssteifigkeit	$c_{To_k}^{dyn}$	37692	Nm/rad
Massenträgheit Kupplung	J_k	0,00569	Kgm^2
Torsionssteifigkeit	c_{To_k}	29000	Nm/rad
Dämpfung	D_k	0,8	-

5.3 Lagerausführung

Die Spindel ist einseitig gelagert. Auf der Motorseite befindet sich ein Flanschlager (Festlager) und auf der anderen Seite ein Stehlager (Loslager). Da so die Spindel nur einseitig axial und radial gelagert wird, hängt die gesamte axiale Steifigkeit des Spindelantriebs c_a von der Position des Schlittens ab. In der Berechnung beziehen sich die axiale Steifigkeit der Lagerung c_L , der Gewindespindel c_{sp} , des Gewindemuttergehäuses c_m und der Gewindemutterbefestigung c_{mb} .

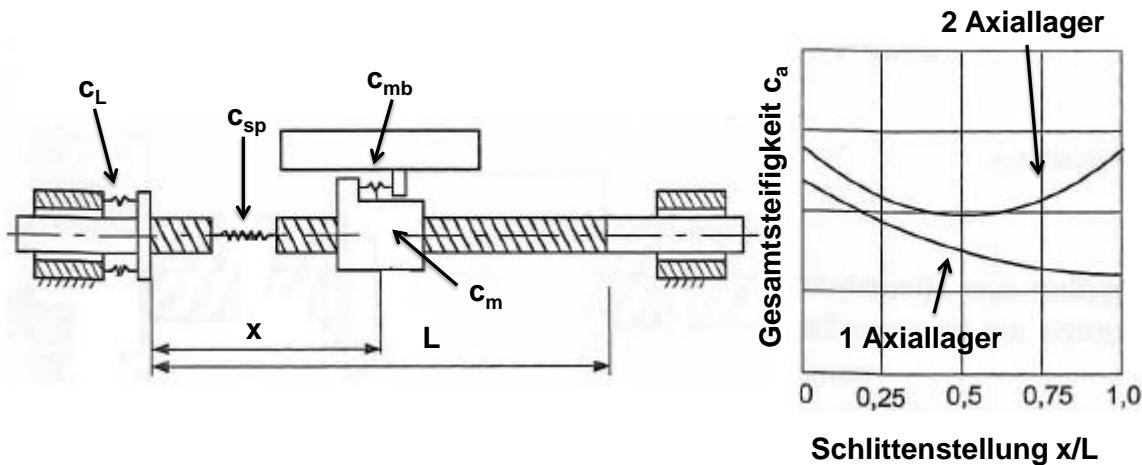


Abbildung 5.1: Lagerausführung Fest-/Loslager. In Anlehnung an [WECK06, S. 91]

Die Massen werden mit einem Drehmoment belastet und dieses Moment wird durch die Torsionsfedern von Motor bis zum Schlitten übertragen. Das Moment, welches die einzelnen Torsionsfedern beansprucht, ist das gleiche Drehmoment für alle. Dagegen ist die gesamte Deformation, die auf die Lage einwirkt, gleich der Summe der Deformationen der einzelnen Torsionsfedern. [TOBI61, S. 35-36]

Wie in der Abbildung 5.1 schon zu erkennen ist, werden die Federkonstante in Reihe geschaltet und die axiale Steifigkeit für 1-Axiallager ergibt sich aus Gleichung 5-4:

$$c_a = \frac{1}{\frac{1}{c_L} + \frac{1}{c_{sp}} + \frac{1}{c_m} + \frac{1}{c_{mb}}} . \quad \text{Gl. (5-4)}$$

Wobei c_{sp} sich während des Verfahrens des Ständers entlang der Achse in gegenseitiger Richtung zum Motor (s. Abbildung 5.1 für 1 Axiallager) aufgrund des Loslagers vermindert

$$c_{sp} = \frac{S_{sp}}{x_{Ständer}} E_{Stahl} . \quad \text{Gl. (5-5)}$$

Zur Modellierung wurde nur die gesamte axiale Steifigkeit betrachtet, da dieser Wert aus den Messungen entnommen werden kann. Die Dämpfung wird durch Messungen und mit der $\sqrt{2}$ -Methode ermittelt.

5.4 Gewindespindel

Als effektive Länge der Spindel wurde der 850 mm Verfahrweg angenommen (Tabelle 4.1). Um die Massenträgheit zu bestimmen, wurde der Durchmesser $d_{sp} = 63$ mm, der Kerndurchmesser $d_{k_{sp}} = 60,5$ mm und die Steigung der Spindel $h_{sp} = 20$ mm an der Maschine gemessen. Diese Werte stimmen mit dem Standard überein. Für eine vereinfachte Berechnung der Torsionssteifigkeit der Spindel ist die Gl. (5-6) zu betrachten:

$$c_{To_{sp}} \approx \frac{\pi}{32} \frac{G d_{k_{sp}}^4}{L_{sp}} \xrightarrow{\text{Stahl}} c_{To_{sp}} = 7,85 \frac{Nm}{mm^2} \frac{d_{k_{sp}}^4}{L_{sp}}, \quad \text{Gl. (5-6)}$$

$$c_{To_{sp}} = 7,85 \frac{N}{mm^2} \frac{(60,5 \text{ mm})^4}{850 \text{ mm}} = 123729,21 \text{ Nm/rad.}$$

Wenn wir die Gewindegänge der Spindel vernachlässigen und den Körper als zylindrisch annähern, können wir die Massenträgheit nach Gl. (5-8) bestimmt:

$$J_{zyl} = \frac{1}{8} m d^2. \quad \text{Gl. (5-7)}$$

Wenn die Masse im Zusammenhang mit Volumen und Dichte ersetzt wird:

$$J_{zyl} = \frac{\rho \pi d^4}{32} L_{sp} \xrightarrow{\text{Stahl}} J_{zyl} = 770,67 \frac{kg}{m^3} d^4 L_{sp}. \quad \text{Gl. (5-8)}$$

Durchmesser und Länge der Spindel L_{sp} in Meter. Als Durchmesser wird der vorher genannte Kernspindeldurchmesser $d_{k_{sp}}$ benutzt. Die Massenträgheit der Spindel nach Gl. (5-9) beträgt:

$$J_{zyl} = 770,67 \frac{kg}{m^3} \cdot (0,0605 \text{ m})^4 \cdot 0,85 \text{ m} = 0,00878 \text{ kgm}^2.$$

Tabelle 5.4: Technische Daten der Spindel

Technische Daten	Formelzeichen	Wert	Einheit
Steigung	h_{sp}	20	mm
Spindellänge	L_{sp}	850	mm
Spindeldurchmesser	d_{sp}	63	mm
Kerndurchmesser	$d_{k_{sp}}$	60,5	mm
Torsionssteifigkeit	$c_{To_{sp}}$	123729,1	Nm/rad
Dämpfung	D_{sp}	0,02	-
Massenträgheit	J_{sp}	0,00878	kgm ²

Spindelfläche (mit $d_{k_{sp}}$)	S_{sp}	2874,75	mm ²
--------------------------------------	----------	---------	-----------------

5.5 Schlitten

Wie man in der Abbildung 5.1 erkennen kann, wird der Ständer beim Verfahren der X-Achse bewegt, d.h. die ganze Masse der Y-Achse wird auch von der X-Achse bewegt. In Tabelle 5.5 können wir die aus den in Newton Gewichte laut Hersteller und die daraus berechneten Massen sehen:

Tabelle 5.5: Massen der Vorschubachse [STAR07]

Technische Daten	Formelzeichen	Wert	Einheit
Ständer	$m_{Stä}$	2548,42	kg
Spindelkasten	m_{Spk}	1529,05	kg
Y-Vorschubachsen	m_{Vor-Y}	163	kg

Die Masse des Vorschubantriebs wurde überschlägig berechnet. Der Motor der Y-Achse ist derselbe wie für die X-Achse und die Masse ist 60 kg. Die Masse der Spindel kann aus der Querfläche, Spindellänge und Stahldichte bestimmt werden, wenn man sie als zylindrisch betrachtet, und beträgt etwa 77 kg. Pro Lager sind laut Katalog ungefähr 3 kg zu berücksichtigen und für die Gewindemutter und -befestigung 20 kg. Da die nächsthöhere Masse etwa das Zehnfache ist, kann die Masse des Vorschubantriebs vernachlässigt werden.

5.6 Überprüfung der gewählten Mechanik

Charakteristische Eigenschaft eines Vorschubmotors ist die Reaktionsschnelligkeit bei Anfahr- und Bremsvorgängen [BREU81, S. 186].

Damit die Auswahl der gewählten Übertragungsglieder vor allem hinsichtlich Massenträgheiten gewährleistet werden kann, wird zunächst eine vereinfachte Überprüfung der dynamischen Anforderungen in Anlehnung an [GROß06, S. 254-259] und [BREU81, S. 201] durchgeführt. Erforderliche Ausgangsdaten zur Berechnung sind die Eilganggeschwindigkeit und die maximale Beschleunigung der Vorschubachse. Laut dem Hersteller:

Tabelle 5.6: Maximale Beschleunigung und Eilganggeschwindigkeit

Technische Daten	Formelzeichen	Wert	Einheit
Eilganggeschwindigkeit	v_E	30	m/min
max. Beschleunigung	a_{max}	4	m/s ²

Die Eilganggeschwindigkeit und die gemessene Steigung der Spindel liegt nach Gl. (5-9) im Zusammenhang mit der Nenndrehzahl des Motors:

$$v_E = n_M h_{sp} , \quad \text{Gl. (5-9)}$$

$$n_M = \frac{v_E}{h_{sp}} = \frac{30 \frac{\text{m}}{\text{min}}}{0,02 \text{ m}} = 1500 \text{ min}^{-1} . \quad \text{Gl. (5-10)}$$

Dieser Wert stimmt mit dem Katalogwert überein. (s. Tabelle 5.1)

Zunächst wird die Hochlaufzeit berechnet, um die erforderliche maximale Beschleunigung nachzuprüfen. Angenommen wird, dass die gesamten Massenträgheiten ein starres System bilden, d.h. es wird ein direkt am Motor gekoppeltes Massenträgheitsmoment berücksichtigt. Dazu ist es nötig die einzelnen Massenträgheiten auf der Motorwelle umzurechnen.

Das benötigte Beschleunigungsmoment M_{Bes} :

$$M_{Bes} = J_{ges} \frac{d\omega_m}{dt} = J_{ges} \alpha_m . \quad \text{Gl. (5-11)}$$

Die Hochlaufzeit in Sekunden wird wie folgt bestimmt:

$$t_{Hoch} = \frac{2\pi n_m}{60} \frac{J_{ges}}{M_{Bes}} . \quad \text{Gl. (5-12)}$$

Mit n_m der Motordrehzahl in min^{-1} , die gesamte und auf die Motorwelle bezogene Massenträgheit J_{ges} in kgm^2 und M_{Bes} in Nm. Dieses Drehmoment lässt sich aus dem Grenzdrehmoment M_{Gre} und der Summe der Drehmomentverluste $\sum M_{Ver}$ ermitteln:

$$M_{Bes} = M_{Gre} - \sum M_{Ver} . \quad \text{Gl. (5-13)}$$

Das Grenzmoment (in Abbildung 5.2 nur als M bezeichnet), das dieser Motor zu bieten hat, kann man mit einer Graphik für die entsprechende Motorreihe 8AB71 im Katalog bestimmen.

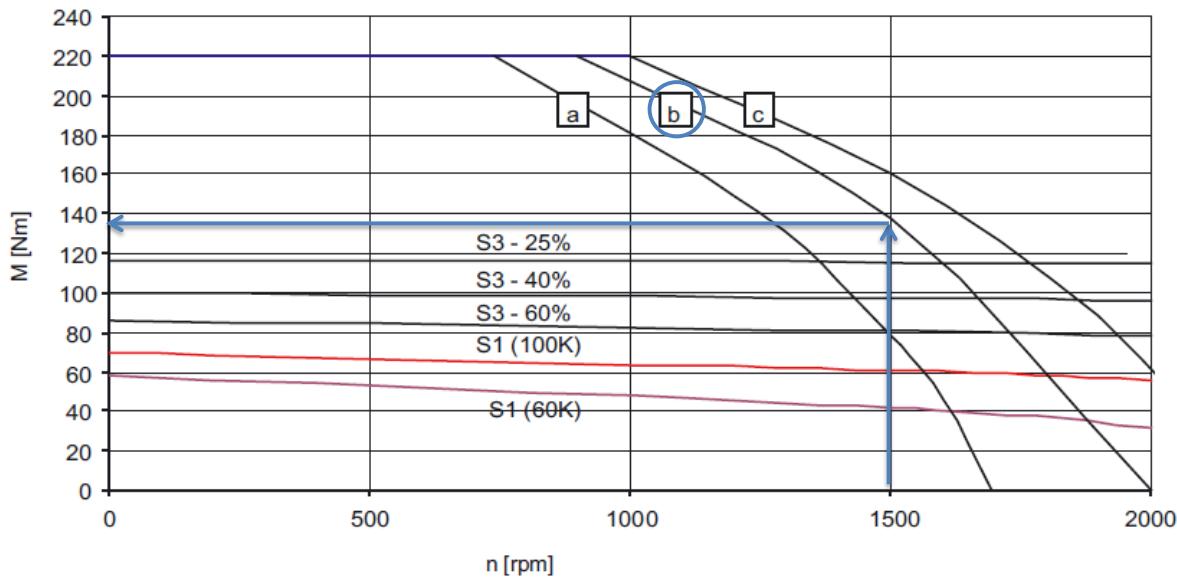


Abbildung 5.2: Bestimmung des Grenzmomentes Motor 1FT6108-8AB71 [SIEM05, S. 93]

Eingangswert sind die Nenndrehzahl des Motors und die Ankerspannungskurve. Für 1500 min^{-1} und die Kurve „b“ laut SIMODRIVE 611 (UE) [SIEM09, S. 427-429]. Wir erhalten ungefähr einen Wert i.d.H. von $M_{Gre} = 138 \text{ Nm}$.

In der Regel sind unter Drehmomentverlusten, die Verluste aufgrund Reibung $\sum M_R$ und das mögliche Drehmoment M_{AG} , das auftreten kann, um das Schlittengewicht auszugleichen, zu verstehen

$$\sum M_{Ver} = M_{AG} + \sum M_R. \quad \text{Gl. (5-14)}$$

Da der Ständer für diese X-Achse horizontal liegt wird dieser Anteil M_{AG} zu null. Die Reibungsverluste setzen sich aus mehreren Größen zusammen:

$$\sum M_R = \frac{M_{SF} + M_{AF} + M_{SL}}{\eta_{ges}^i}. \quad \text{Gl. (5-15)}$$

Die Berechnung dieses Momentes bezieht Kräfte und andere Werte ein, die nicht leicht in der Praxis zu bestimmen sind. M_{AF} bezeichnet die Reibungsverluste an der Führungsabdeckung und M_{SL} die aufgrund Spindellagerung erzeugten Verluste. Grundsätzlich ist das Drehmoment, das aus der Reibung des Schlittenführungssystems entsteht M_{SF} der wichtigste Wert. Diese Reibung hat einen sehr starken Einfluß auf die Dämpfung der gesamten Vorschubachse.

Für die überschlägige Überprüfung ist es praktisch, das alles zu betrachten. Deshalb werden Richtwerte aus der Literatur benutzt [GROß06, S. 244]:

$$0,05M_{0(100K)} \leq \sum M_R \leq 0,1M_{0(100K)}. \quad \text{Gl. (5-16)}$$

$M_{0(100K)}$ ist das Stillstandsdrehmoment des eingesetzten Servomotors für 100 Kelvin Temperaturüberhöhung. Laut Katalog [SIEM05, S. 92] für diesen Motor $M_{0(100K)} = 70 \text{ Nm}$

$$3.5 \text{ Nm} \leq \sum M_R \leq 7 \text{ Nm.} \quad \text{Gl. (5-17)}$$

Gewählt für weitere Berechnung wird als schlimmster Fall 7 Nm. Daraus, nach Gl. (5-13) ist das Beschleunigungsmoment gleich:

$$M_{Bes} = 138 \text{ Nm} - 7 \text{ Nm} = 131 \text{ Nm.}$$

Das gesamte Massenträgheitsmoment errechnet sich aus Kupplung, Spindel und Schlitten:

$$J_{ges} = J_k + J_{sp} + J_{lin}^*. \quad \text{Gl. (5-18)}$$

Die Massenträgheiten der Kupplung und der Spindel sind schon auf die Motorwelle bezogen, weil kein Getriebe dazwischen liegt. J_{lin}^* ist die auf Motorwelle bzw. Spindel bezogene Massenträgheit:

$$J_{lin}^* = (m_{St} + m_{SpK}) \left(\frac{h_{sp}[m]}{2\pi} \right)^2, \quad \text{Gl. (5-19)}$$

$$J_{lin}^* = (2548,42 \text{ kgm}^2 + 1529,05 \text{ kgm}^2) \left(\frac{0,02 \text{ m}}{2\pi} \right)^2 = 0,0413 \text{ kgm}^2.$$

Und die gesamte Massenträgheit:

$$J_{ges} = 0,00569 \text{ kgm}^2 + 0,00878 \text{ kgm}^2 + 0,0413 \text{ kgm}^2 = 0,0557 \text{ kgm}^2.$$

Letztendlich können wir die Hochlaufzeit nach Gl. (5-12) bestimmen:

$$t_{Hoch} = \frac{\frac{2\pi 1500}{60} \text{ min}}{0,0557 \text{ kgm}^2} = 66,8 \text{ ms.} \quad \text{Gl. (5-20)}$$

Die Zeit t_{Bes} , um die Eilgangsgeschwindigkeit zu erreichen, ermittelt sich nach folgender Gleichung:

$$t_{Bes} = \frac{v_e}{a_{max}} \frac{1}{60}, \quad \text{Gl. (5-21)}$$

$$t_{Bes} = \frac{\frac{30}{4} \frac{\text{min}}{\text{s}^2}}{\frac{1}{60} \text{ s}} = 125 \text{ ms.}$$

Da die Bedingung $t_{Hoch} < t_{Bes}$ sich erfüllt, ist die dynamische Auslegung im Prinzip geeignet.

Ein anderer Richtwert zur Überprüfung der Auslegung ist das Verhältnis zwischen Massenträgheit des Motors J_m und der Last J_{ges} . [GROß06, S. 254]:

$$0 \leq J_{ges} \leq (1 \dots 2)J_m \quad \text{Gl. (5-22)}$$

Im diesen Fall ist das Verhältnis $\frac{J_{ges}}{J_m} = 1,89$

6 Messungen

6.1 Allgemeines

Um das erstellte Modell später validieren zu können und einige für die Modellierung erforderlichen Werte zu bestimmen, wurden verschiedene Messungen am Versuchsstand durchgeführt. Das Ziel ist auch, nicht nur die Messungen für diese Arbeit zu erhalten, sondern diese auch bereits für spätere Untersuchungen zur Verfügung zu haben.

Mit der integrierten CNC-Steuerung der Werkzeugmaschine ist es möglich Messungen im Zeit- und Frequenzbereich durchzuführen. So ist es möglich, den kaskadierten Regelkreis (s. Abb. 6.1), der sich weiterhin in Lage-, Drehzahl- und Stromregelkreis unterteilen lässt, genauer im Rahmen von Sprungantworten und Führungs frequenzgängen zu untersuchen. Der Strom- und Drehzahlregelkreis haben eine kleinere Abtastzeit als der Lageregelkreis, um die Abweichungen der Stellgrößen schneller auszuregeln und das allgemeine Regelungsverhalten optimieren zu können. Alle in der Maschine eingebetteten Filter sind für die Messungen ausgeschaltet.

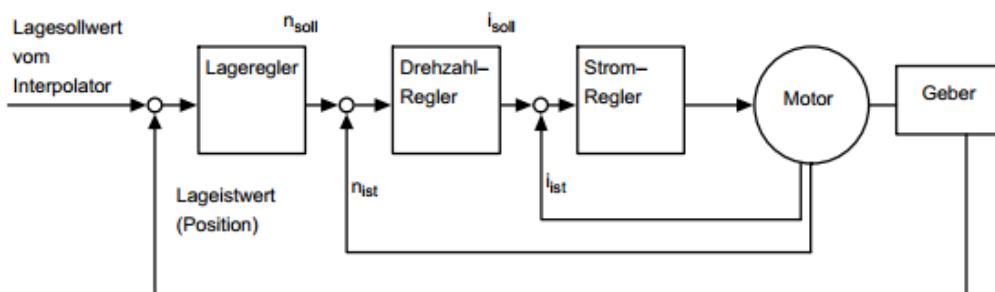


Abbildung 6.1: Regelkreis des Bearbeitungszentrum DBF 630 [SIEM06, S.103]

6.2 Einfluss von Nichtlinearitäten

Bei mechanischen Übertragungsgliedern treten Nichtlinearitäten auf, die abhängig von der Reibung und dem Umkehrspiel zwischen Teilen sind (s. Abbildung 6.1). Da die Wirksamkeit dieser Elemente auf die lineare Bewegung des Vorschubantriebs bezogen ist, muss beachtet werden, dass je näher sich die Teile am Ende des gesamten Vorschubantriebs befinden, desto größer der Einfluss dieser Nichtlinearitäten auf das Verhalten aufgrund des Übersetzungsverhältnisses [WIEG06, SS. 36-37].

Normalerweise werden sie im Signalfluss als Hystereseglieder beschrieben. Um möglichst die Modellierung von diesem Verhalten fernzuhalten, ist es wichtig die Messungen mit einem Geschwindigkeits-Offset durchzuführen [SIEM13, S. 188]. Das ermöglicht eine leichtere Darstellung des dynamischen Verhaltens, da die Mechanik bereits in Bewegung ist und so weniger Einfluss der Nichtlinearitäten aufweist. Bei der Durchführung der Drehzahlregelkreismessungen, wurden die Offset-Werte so eingestellt, wie vom Hersteller der Steuerung empfohlen wird. Genaue Werte befinden sich in den Tabellen 6.4, 6.5 und 6.6. Bei der Messung bedeutet

dies, dass die Testanregung während des Verfahrens erfolgt. Mit diesen Offsetwerten vernachlässigen wir die Modellierung von mechanischen Nichtlinearitäten als Hystereseglieder und konzentrieren uns v.a. auf Grenzwerte im Signalfluss.

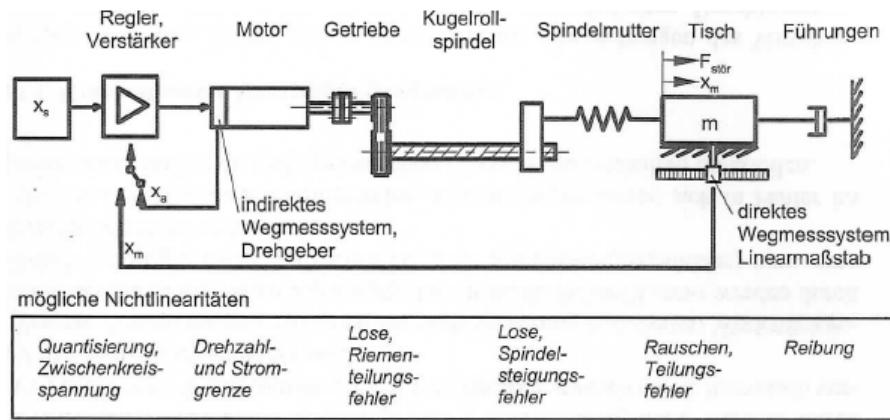


Abbildung 6.1: Mögliche Nichtlinearitäten [WECK06. S. 204]

6.3 Vorgehensweise

Ein Schwerpunkt dieser Arbeit ist eine positionsabhängige Mechanik nachbilden zu können. Alle weiterhin genannten Messungen wurden für neun unterschiedliche Punkte (siehe Abbildung 6.2) durchgeführt. Da nur die X-Achse modelliert wird, werden für die Sprungantwort und Führungs frequenzgänge drei Punkte entlang der X-Achse und jeweils an drei Punkten für verschiedene Höhen der Y-Achse gemessen.

Der Ablauf einer Messung gliedert sich in folgende Schritte [SIEM13, S. 274]:

- I. Einstellen der Verfahrbereichsüberwachung und der Freigabelogik
- II. Auswahl des Regelkreises: Strom-, Drehzahl- oder Lageregelkreis
- III. Auswahl des Messtyps (z. B. Sprungantwort oder Frequenzgang)
- IV. Einstellen der Messparameter
- V. Anzeige des Messergebnisses bzw. Speicherung der Datei

Eine graphische Darstellung der Punkte wird in der folgenden Abbildung gezeigt:

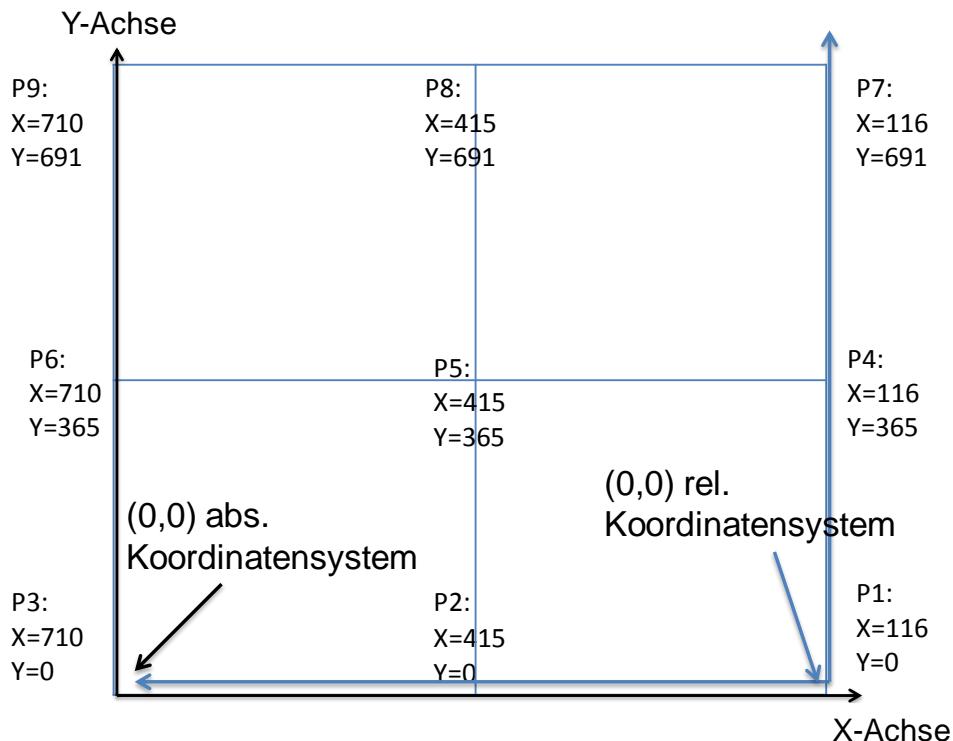


Abbildung 6.2: Arbeitsbereich der X- und Y-Achsen, Messungsstellen und Koordinatensystem

6.3.1 Messungen des Stromregelkreises

Dieser ist im kaskadierten Lageregelkreis der kleinste eingeschlossene Regelkreis. Hier wurden die Stromsprungantwort und der Führungs frequenzgang zwischen Stromsollwert bzw. Führungsgröße und Stromistwert gemessen. Die Veränderung der Einstellwerte des Stromreglers k_{pi} und T_{ni} lässt sich hier untersuchen.

Tabelle 6.1: Messparameter des Stromsprungs

Zeitbereich				
Messtyps	Messgröße 1	Messgröße 2	Amplitude	Hochlaufzeit
Sollwertsprung	Stromsollwert	Stromistwert	1,83 A	0,125 ms

Die Stromwerte beziehen sich auf momentbildender Stromist- und Stromsollwert. Die Amplitude bezieht sich auf die Höhe des Testsignals und wird hier in Prozent des Spitzenmoments bzw. des entsprechenden Stroms angegeben. Geeignete Werte liegen von 1 bis 5% [SIEM13, 189]. Eine Amplitude von 1,83 A (s. Abb.6.2) entspricht 3 % der 61 A Stromgrenze.

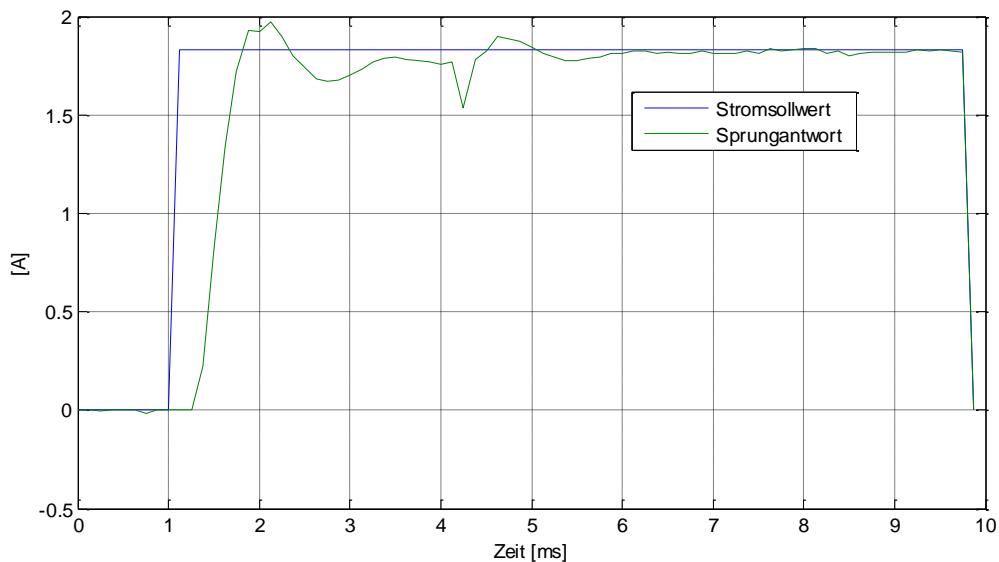


Abbildung 6.3: Sprungantwort Strom

Die Zeitspanne zwischen dem Sprungbeginn, in der Abbildung 6.3 in blau, und dem Beginn der Sprungantwort in grün, ist die Abtastrate des Stromregelkreises. Die Ausregelzeit ist ungefähr 4,5 ms.

Tabelle 6.2: Messparameter Führungs frequenzgang des Stromregelkreises

Frequenzbereich				
Messtyps	Messgröße	Amplitude	Bandbreite	Mittelungen
Führungs frequenz- gang	Stromistwert/ Stromsollwert	1,83 A	4000 Hz	3

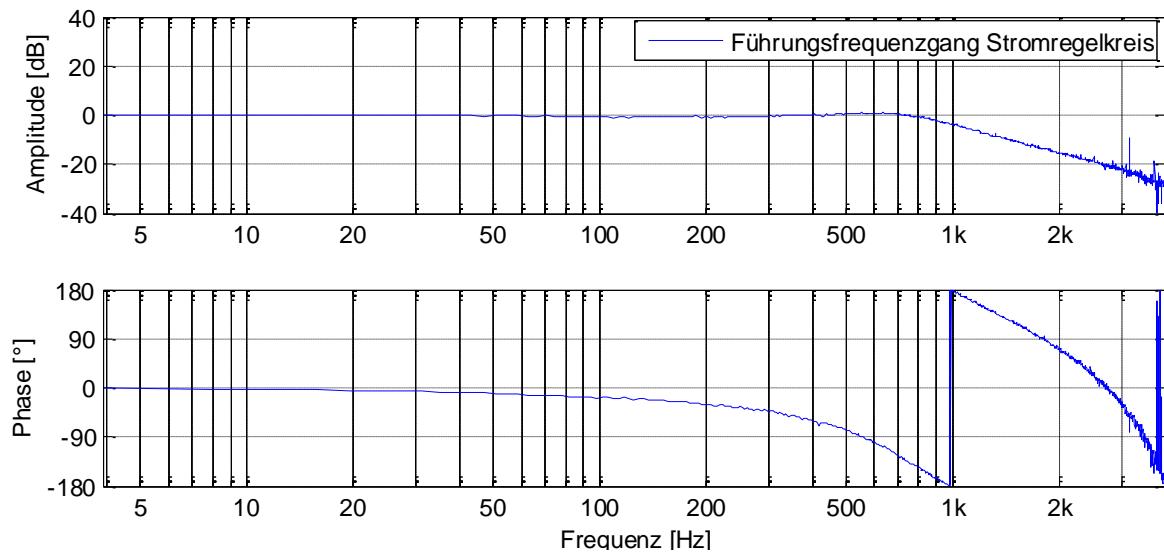


Abbildung 6.4: Bode-Diagramm des Stromregelkreises

Wie schon in Abschnitt 3.2.2 erklärt wurde, ist es schwierig, dasselbe Verhalten in der Simulation nachzubilden, da eine Vereinfachung des Synchronmotors angenommen wird. Trotzdem sollte es sich so weit wie möglich annähern und nicht andere Regelkreise beeinflussen. Die Eckfrequenz liegt bei ca. 980 Hz (siehe Abbildung 6.4).

6.3.2 Messungen des Drehzahlregelkreises

Bei der Messung des Drehzahlregelkreises wird das Übertragungsverhalten zum Motorsystem analysiert [SIEM13, S. 274]. Außer die schon im Stromregelkreis durchgeföhrten Messungen, Sprungantwort und Führungs frequenzgang, wurde noch der sogenannte Mechanikfrequenzgang aufgezeichnet.

Tabelle 6.3: Messparameter des Drehzahl- und Störgrößensprungs

Zeitbereich				
Messtyps	Messgröße 1	Messgröße 2	Amplitude	Hochlaufzeit
Sollwertsprung	Drehzahlsollwert	Drehzahlistwert	-200 min^{-1}	0,125 ms
Störgrößensprung	Drehmomentsoll.	Drehzahlistwert	5 Nm	0,125 ms

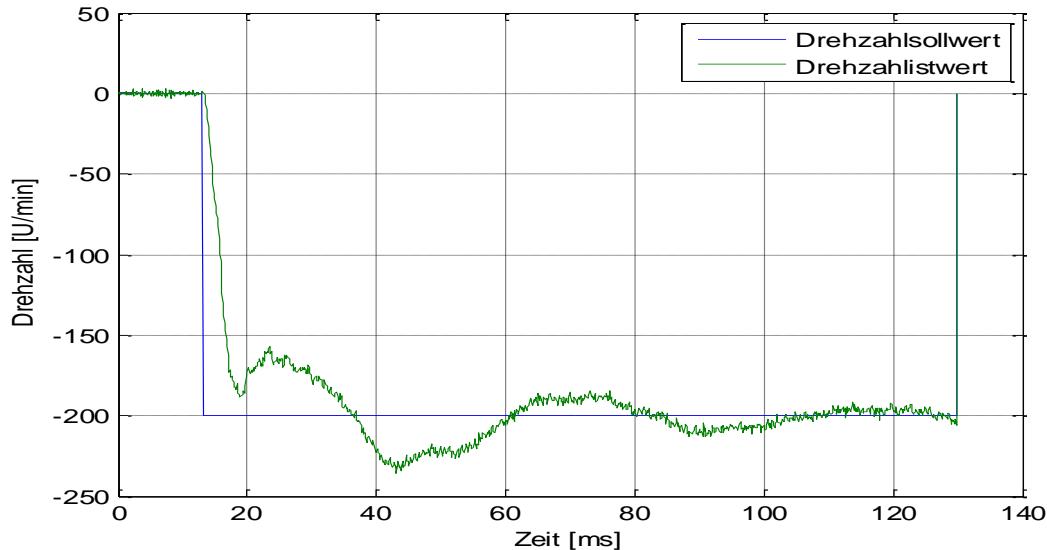


Abbildung 6.5: Sprungantwort Drehzahl

Bei der Sprungantwort in Abbildung 6.5 ist die schwingungsfähige Mechanik zu erkennen. Die Ausregelzeit der sprungförmigen Antwort beträgt ca. 100 ms.

Die Messungen erfordern in diesem Regelkreis ein geringes Geschwindigkeitsoffset von wenigen Motorumdrehungen pro Minute. Die Offsetwerte werden so ausgewählt, dass bei der eingestellten Amplitude keine Geschwindigkeitsnulldurchgänge auftreten [SIEM13, S. 280]. Alle Drehzahlistwerte in der folgenden Tabelle wurden vom integrierten Motorgeber gemessen.

Tabelle 6.4: Messparameter Frequenzgänge Drehzahlregelkreis

Frequenzbereich					
Messtyps	Messgröße	Amplitude	Bandbreite	Mittelungen	Offset
Mechanikfrequenzgang	Drehzahlist. MS1/ Drehzahlist. MS2	20 U/min	100 Hz	3	100 min^{-1}
Störfrequenzgang	Drehzahlist./Dreh- momentsollwert	5 Nm	400 Hz	-	20 min^{-1}
Drehzahlregelstrecke	Drehmomentist./ Drehzahlistwert	5 Nm	400 Hz	-	10 min^{-1}
Führungs frequenzgang	Drehzahlistwert/ Drehzahlsollwert	20 U/min	200 Hz	-	20 min^{-1}

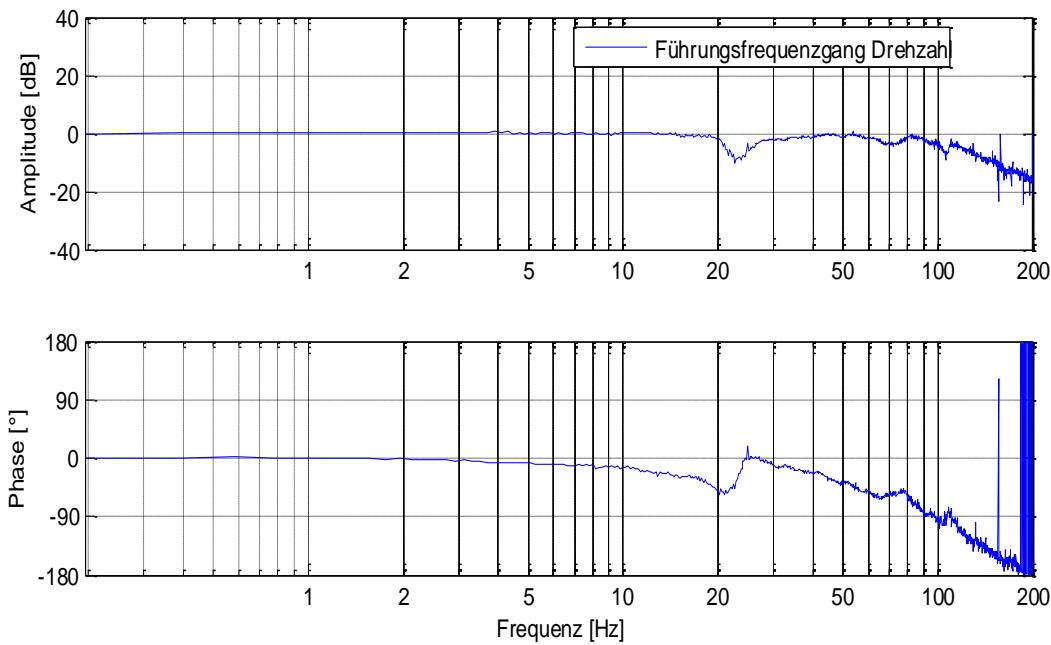


Abbildung 6.6: Bode-Diagramm des Drehzahlregelkreises

Auch in der Abbildung 6.6 ist eindeutig die erste Resonanzstelle bei ungefähr 22 Hz zu sehen. Es folgen noch weitere nicht dominante Pol-/Nullstellen danach, jedoch ist die Auswirkung gegenüber der dominierenden Resonanzstelle vernachlässigbar.

6.3.3 Mechanikfrequenzgang

Wie schon in der Tabelle 6.4 dargestellt, wird hier das Verhältnis zwischen Drehzahlstwertwerten aus verschiedenen Meßsystemen (MS) betrachtet. Es ist also erforderlich, dass an der betreffenden Maschinenachse sowohl ein direktes Meßsystem, MS1, als auch ein indirektes Meßsystem, MS2, vorhanden sind [SIEM13, S. 275]. Aus der Mechanikfrequenzgangmessung erhalten wir folgendes Bode-Diagramm:

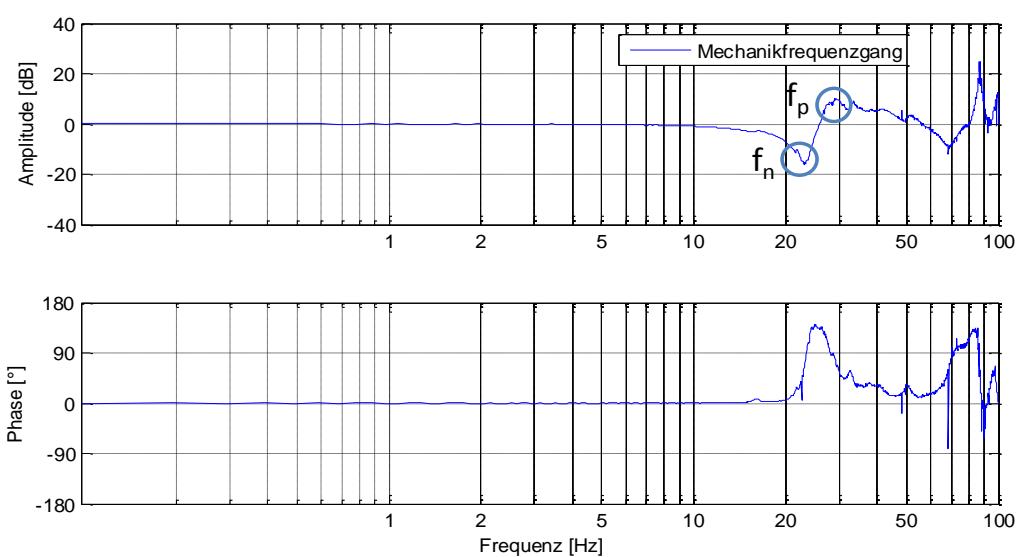


Abbildung 6.7: Bode-Diagramm: Mechanikfrequenzgang

Die Vorgehensweise zur Modellierung der Übertragungsglieder beruht auf dieser Art Messungen. In der Abbildung 6.8 treten schon die zwei ersten und dominierenden Resonanzstellen bei ungefähr 25 Hz und 80 Hz auf. Wie schon im Stand der Technik erwähnt wurde, ist die wichtigste Frequenz die Nullfrequenz f_n der ersten Resonanzstelle, die hier bei rund 23 Hz liegt. Die erste Polstelle f_p liegt bei 29 Hz. Die Modellierung fußt auf der Annahme, dass diese erste Überhöhung aufgrund der niedrigen Dämpfung des Spindelantriebs und der hohen Masse erzeugt wird, wie das der übliche Fall von Werkzeugmaschinen mit Spindelantrieb ist. Trotzdem wird diese Zuordnung später noch überprüft. Die Gleichung 6-1 zeigt den Zusammenhang zwischen niedrigster mechanischer Eigenfrequenz f_{min} und mechanischen Werten des entsprechenden Massenschwingers.

$$f_{min} = f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_a^*}{J_{Schlitten}^*}} \quad \text{Gl. (6-1)}$$

Da die auf die Motorwelle bezogene Massenträgheit des Schlittens $J_{Schlitten}^*$ konstant bleibt, lässt sich die Veränderung dieser Frequenzstelle auf die Variation der äquivalenten Torsionssteifigkeit der axialen Gesamtsteifigkeit des Spindelantriebs c_a^* zurückführen.

6.3.4 Messungen des Lageregelkreises

Im diesen Regelkreis werden Messungen für die Sprungantwort und Führungs frequenzgang durchgeführt. Hier kann man die Beziehung zwischen dem K_v -Faktor, der Proportionalbeiwert des Lagereglers, und dem dynamischen Verhalten der Werkzeugmaschine hinsichtlich der Lage feststellen.

Die Amplitude soll nach Angaben des Herstellers möglichst klein gewählt werden (z.B. 0,1 mm o.Ä.) [SIEM13, S. 279].

Tabelle 6.5: Messparameter des Lagesprungs

Zeitbereich				
Messtyps	Messgröße 1	Messgröße 2	Amplitude	Offset
Sollwertsprung	Lagesollwert	Lageistwert	0,5 mm	0,5 mm

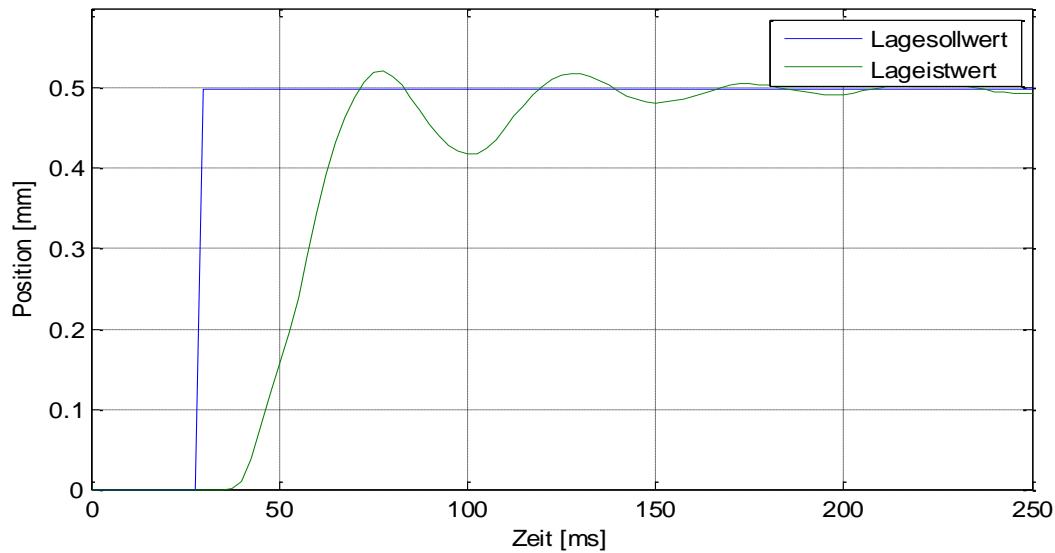


Abbildung 6.8: Sprungantwort Lage

Die Sprungantwort enthält ein Überschwingen, welches zu möglichen Konturabweichungen führen kann. Man kann auch sehen wie das Überschwingen nicht symmetrisch zum Beharrungszustand von 0,5 mm ist. Das Unterschwingen ist deutlicher größer als das Überschwingen. Die Sprungantwort tritt in die zulässige 5% Endabweichung bei ca. 150 ms ein (s. Abb. 6.9).

Tabelle 6.6: Messparameter für den Führungs frequenzgang des Lageregelkreises

Frequenzbereich					
Messtyps	Messgröße	Amplitude	Bandbreite	Mittelungen	Offset
Führungs frequenzgang	Lageist/Lagesoll	0,01 A	50 Hz	3	40 min ⁻¹

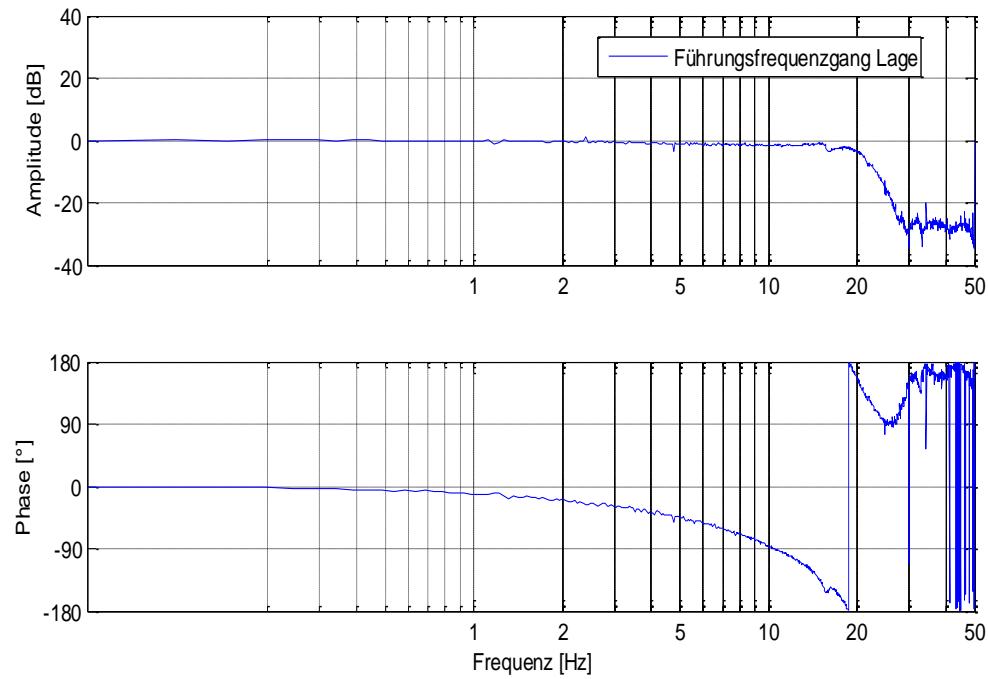


Abbildung 6.9: Bode-Diagramm des Lageregelkreises

Zu erkennen in der Abbildung 6.10 ist, dass ein Signal ohne Verzerrung bis ca. 5 Hz übertragen werden kann.

7 Positionsabhängige Mechanik

Nach Analyse aller Mechanikfrequenzgänge der 9 Punkte werden die ersten Pol- und Nullstellen und Dämpfung an verschiedenen Achspositionen ermittelt.

Tabelle 7.1: Positionsabhängigkeit der ersten Nullstellenfrequenz

abs. Koor.	X=140 mm	X=435 mm	X=734 mm
Y=700 mm	24,5 Hz	24 Hz	23,1 Hz
Y=335 mm	23,1 Hz	22,8 Hz	22,1 Hz
Y=9 mm	21,1 Hz	21,1 Hz	20,8 Hz

Man kann leichter die Abhängigkeit der beiden Achsen in Abbildung 7.1 erkennen. Je entfernter wir von der Motorseite (X=0 mm) beim Verfahren der X-Achse sind, desto niedriger ist die Nullstelle. Für die Y-Achse gilt, dass je weiter der Spindelkasten oben ist (Y=691mm), desto geringer ist die erste Eigenfrequenz der Mechanik der X-Achse. Obwohl die Modellierung nur die X-Achse betrifft, wird ein mathematisches Modell erstellt, um die Abhängigkeit beider Achsen zu berücksichtigen. Als Vereinfachung für das Modell wird ein lineares Verhalten der Nullstellenfrequenz angenommen.

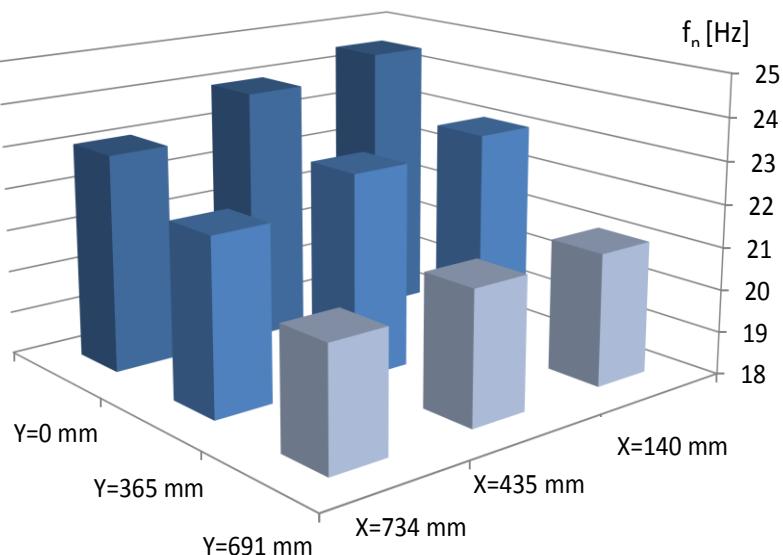


Abbildung 7.1: 3D-Graphik der Nullstellenfrequenz

7.1 Lineare Annäherung des positionsabhängigen Verhaltens

Es wird angenommen, dass die Abhängigkeit entlang X- und Y-Achse der Nullstellenfrequenz linear ist. Die angewendete mathematische Hilfsfunktion $H(x, y)$ ist die folgende:

$$H(x, y) = a + bx + cy + dxy. \quad \text{Gl. (7-1)}$$

Ziel ist es, die Koeffizienten a, b, c und d zu bestimmen. Die 9 gemessenen Punkte werden als Ansatzpunkt für die Erstellung einer Matrix bestehend aus den Elementen Ω_i mit $i = 1 \dots 4$ benutzt. Diese Ω -Matrix (s. Abb. 7.2) teilt den Arbeitsbereich der X- und Y-Vorschubachse auf, um die Berechnung der Koeffizienten für jedes Element zu ermöglichen.

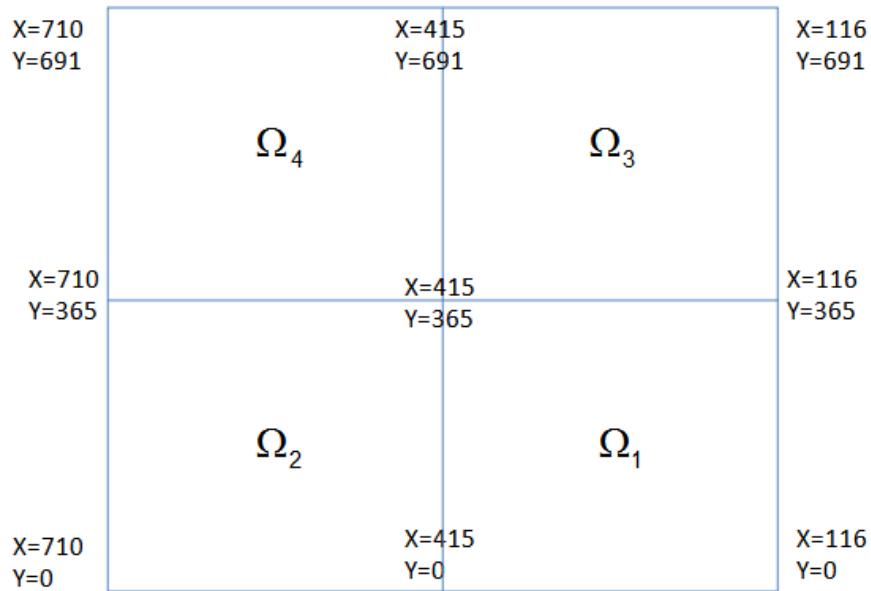


Abbildung 7.2: Ω –Matrix

Für jedes Ω_i werden die vier bekannte Werte, z.B. die gemessen Nullstellenfrequenz an Punkt $P(x_i, y_j)$ als Bedingung für die Gleichung 7-1 eingesetzt. Daraus folgt:

$$H(x_{\Omega_i}, y_{\Omega_i}) = f_n|_{x_i y_j}^{\Omega_i}. \quad \text{Gl. (7-2)}$$

So bilden wir ein Gleichungssystem, das sich aus vier Gleichungen zusammensetzt, und dessen Lösung die Koeffizienten a, b, c und d für das Element Ω_i ist. Für die rechnerunterstützte Berechnung in Simulink wird die Symbolic Math Toolbox von Matlab angewendet.

Mit demselben Verfahren können wir auch die positionsabhängige Dämpfung berechnen.

Zu berücksichtigen ist, dass die Punkte auf das für die Messungen verwendete relative Koordinatensystem bezogen sind. Dies bedeutet eine Transformation vom relativen Koordinatensystem in das absolute System mit der folgenden Gleichung für die jeweilige i-Achse.

$$Koor_i^{abs} = Verfahrweg_{i-Achse} - Koor_i^{rel}. \quad \text{Gl. (7-3)}$$

Die Verfahrwege der Spindelantriebe sind in der Tabelle 4.1 aufgelistet.

7.2 Berechnung positionsabhängige Steifigkeit und Dämpfung

Im Abschnitt 5.3 wurde der Zusammenhang zwischen Schlittenposition und axiale Steifigkeit des Spindelantriebs dargestellt worden. Verantwortlich für die niedrigste mechanische Eigenfrequenz bzw. die erste Nullstelle des Mehrmassenschwingers ist meistens der Spindelantrieb aufgrund der niedrigen axialen Steifigkeit [WIEG06, S.14-15]. Unter diese Annahme, kann man die Steifigkeit aus den Messungen der ersten Nullstelle nach berechnen:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_a^*}{J_{lin}^*}}. \quad \text{Gl. (7-4)}$$

Die auf die Motorwelle bezogene äquivalente Torsionssteifigkeit c_a^* ist:

$$c_a^* = (2\pi f_n)^2 J_{lin}^*. \quad \text{Gl. (7-5)}$$

Bei konstanter Massenträgheit ist die äquivalente Torsionssteifigkeit proportional zum Quadrat der Frequenz:

$$c_a^* \propto f_n^2. \quad \text{Gl. (7-6)}$$

Die äquivalente Torsionssteifigkeit in Nm/rad kann auf die axiale Gesamtfederkonstante in N/µm wie folgt umgerechnet werden:

$$c_a [N/\mu m] = c_a^* \left[\frac{Nm}{rad} \right] \frac{1 [m]}{10^6 [\mu m]} \left(\frac{2\pi}{h_{sp} [m]} \right)^2. \quad \text{Gl. (7-7)}$$

Wenn die Steifigkeit nach Gleichung 7-5 ermittelt wird, können wir den Einfluss der Position leichter beurteilen. Die Werte für c_a^* wurden in der Tabelle 7.2 zusammengefasst.

Tabelle 7.2: Äquivalente axiale Steifigkeit c_a^* in Nm/rad in Abhängigkeit von der Position

abs.Koor.	X=140 mm	X=435 mm	X=734 mm
Y=700 mm	978,68 Nm/rad	939,14 Nm/rad	870,03 Nm/rad
Y=335 mm	870,02 Nm/rad	847,57 Nm/rad	796,33 Nm/rad
Y=9 mm	725,89 Nm/rad	725,89 Nm/rad	705,40 Nm/rad

Nach dem Vergleich dieser Torsionssteifigkeit mit den gewählten Werten anderer Übertragungselemente im Kapitel 5, ist zu erkennen wie die äquivalente Torsionssteifigkeit deutlich kleiner als die Steifigkeiten anderer Übertragungselemente ist. Je kleiner dieser Wert, desto

früherer tritt die entsprechende Resonanzstelle auf. Umgerechnet mittels Gleichung 7-7 und in der Abbildung 7.3 dargestellt, können wir die Tendenz der axialen Steifigkeit erkennen:

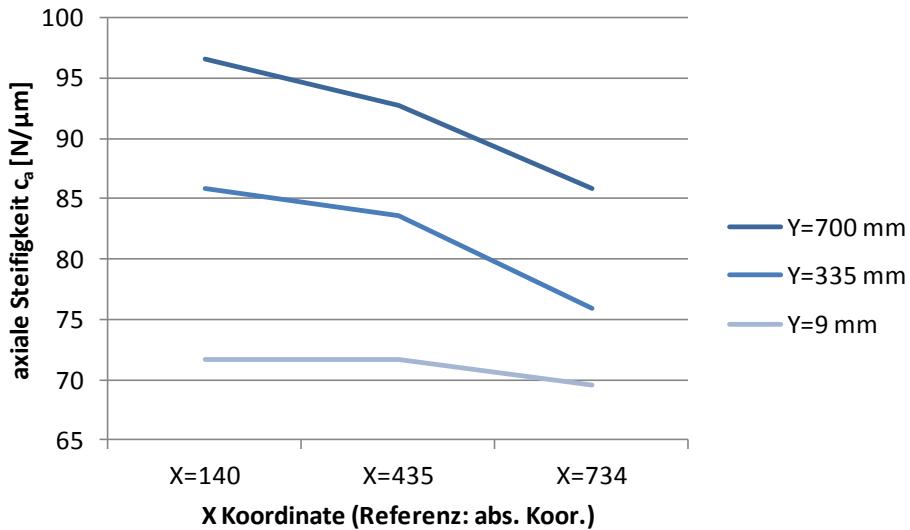


Abbildung 7.3: Verhältnis zwischen äquivalente axiale Steifigkeit c_a^* und Position der X-Achse

Die Werte besitzen ein ähnliches Verhalten wie die Abbildung 5.1 für 1-Axiallager.

Die Bestimmung der Überhöhung erfolgt auch empirisch mittels des Mechanikfrequenzgangs nach der $\sqrt{2}$ - Methode.

Ähnlicherweise lässt sich eine positionsabhängige Dämpfung darstellen:

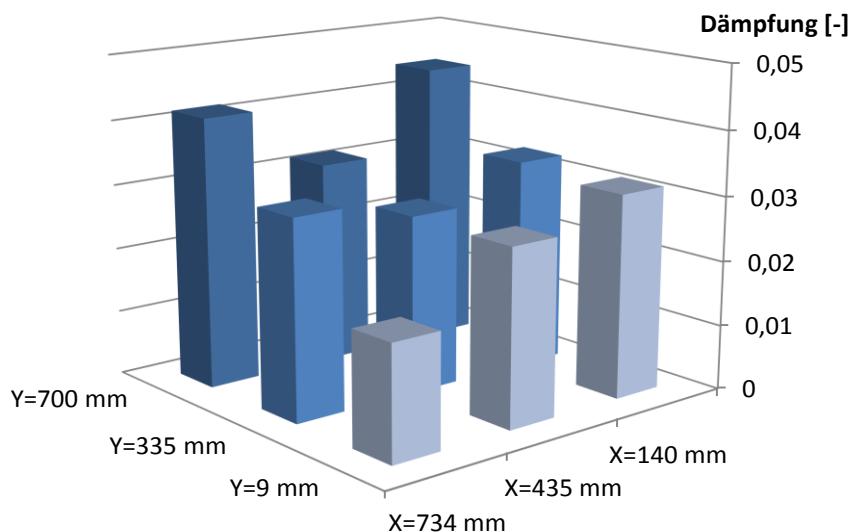


Abbildung 7.4: Positionsabhängiger Dämpfungswert D_{mech1} nach $\sqrt{2}$ -Methode

Aus Gleichung 2-8 können wir den Beiwert des modellierten Ersatzdämpfers ϑ_ω berechnen:

$$\vartheta_\omega = 2D_{mech1} \sqrt{c_a^* J_{lin}^*}. \quad \text{Gl. (7-8)}$$

Es muss trotzdem beachtet werden, dass dies Annäherungswerte sind. Nicht dominierende Resonanzstellen können auch eine Veränderung dieser Dämpfung verursachen.

7.3 Implementierung der positionsabhängigen Mechanik in Simulink

Die positionsabhängige Mechanik wird mit Hilfe von Matlab unter Verwendung der Simscape-Blockbibliothek erstellt. Die erforderlichen Daten wie Massenträgheiten, Dämpfung und Torsionssteifigkeit wurden schon im Kapitel 5 ausgewählt bzw. im Kapitel 6 berechnet. So erhalten wir folgendes Modell:

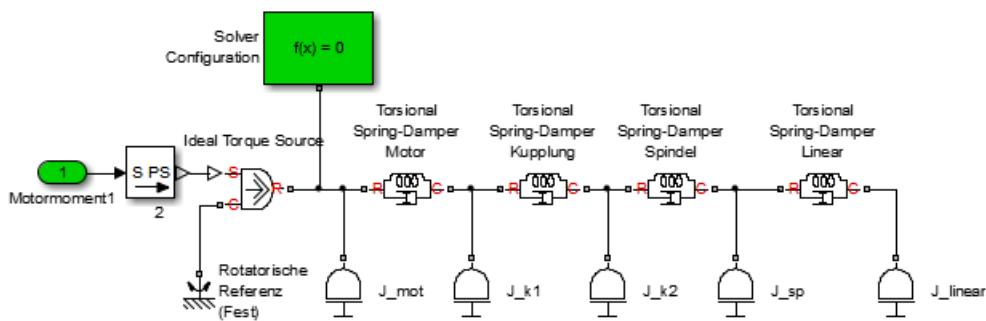


Abbildung 7.5: Modellierung der Mechanik als 5-Massenrotationsschwinger

Wie vorher erläutert sind hier die Werte vom Motor bis zur Spindel unabhängig von der Position (konstante Werte) eingetragen worden. Die auf die Motorwelle bezogene Massenträgheit J_{linear} ist auch konstant und bezeichnet die hier in der Arbeit erwähnte J_{lin}^* .

Für die Simulation wird später ein Modell verwendet, in welchem die Spindel abgebildet ist und die Masse des Ständers als lineare Masse dargestellt ist. Dieses Modell wird in der Abbildung 7.6 gezeigt und ermöglicht später ein direktes und indirektes Messsystem abzubilden. Die Vorteile des gewählten Messsystems werden im Abschnitt 8.1 und 8.3.3 erklärt.

Abhängig von der Position, werden mit einem Matlab Skript die Werte der Torsionsfederkonstante und der Dämpfung zwischen Spindel und linearer Masse für jede Veränderung der Koordinaten neu berechnet. Das entspricht der oben genannten äquivalenten Torsionssteifigkeit des Spindelantriebs c_a^* und der Berechnung des Dämpfungsbeitrags aus der empirisch ermittelten Dämpfung.

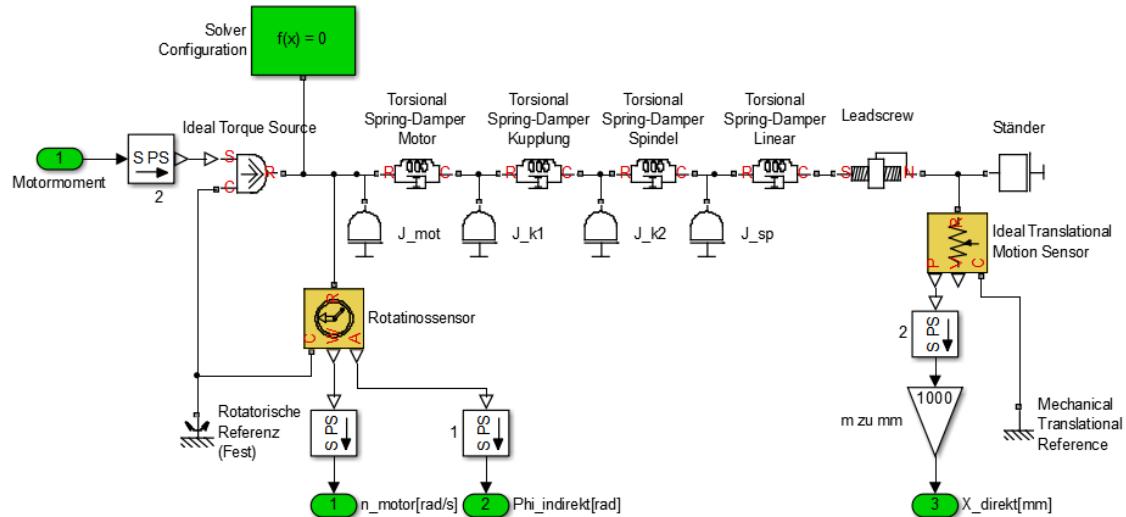


Abbildung 7.6: Modellierung der Mechanik als 5-Massenschwinger mit zwei Meßsystemen

Da die Position des Schlittens sich immer verändert, sollte die Mechanik auch variieren, wobei die Mechanikwerte sollten nicht nur neu berechnet, sondern auch in die Software übertragen werden. Die Steifigkeit und Dämpfung im Simulink Modell entsprechen Werte von Teilen einer Blockbibliothek. Während eine Simulation in Simulink läuft, ist die Überschreibung solcher Werte nur erlaubt, wenn die Simulation unterbrochen wird, die Werte verändert werden und das Modell aktualisiert wird. Um Blockwerte dynamisch nicht nur neu eintragen zu können, sondern auch tatsächlich fähig zu sein, dass diese Werte online für den nächsten Simulations schritt von Simulink aktualisiert und berücksichtigt werden, ist es erforderlich, einen Simulink Level 2 S-Function Block zu benutzten [MATH99, S. 4-27].

Die Validierung des Modells erfolgt durch den Vergleich des gemessenen und simulierten Mechanikfrequenzgangs. Dafür ist es notwendig, einen Geber am Motor und einen anderen am Ende der Spindel zum Modell hinzuzufügen. Für diese Überprüfung werden die Koordinaten manuell im Skript eingegeben. Später, wenn auch die Regelung modelliert wird, wird die Position des Schlittens gemessen und zu der modellierten Mechanik zurückgeführt. Da die Modellierung nur die X-Achse berücksichtigt, wird die Y-Koordinate als Konstante .hinzugefügt. Trotzdem, sollte später eine weitere Y-Achse modelliert werden, wäre die Mechanik fähig, sich auch während des Verfahrens dieser Achse anzupassen.

Für die relativen Koordinaten $X=116$ mm und $Y=0$ mm erhalten wir die Abbildung 7.7 als Vergleich der Mechanikfrequenzgänge des Modells, in grün, und der Werkzeugmaschine, in blau.

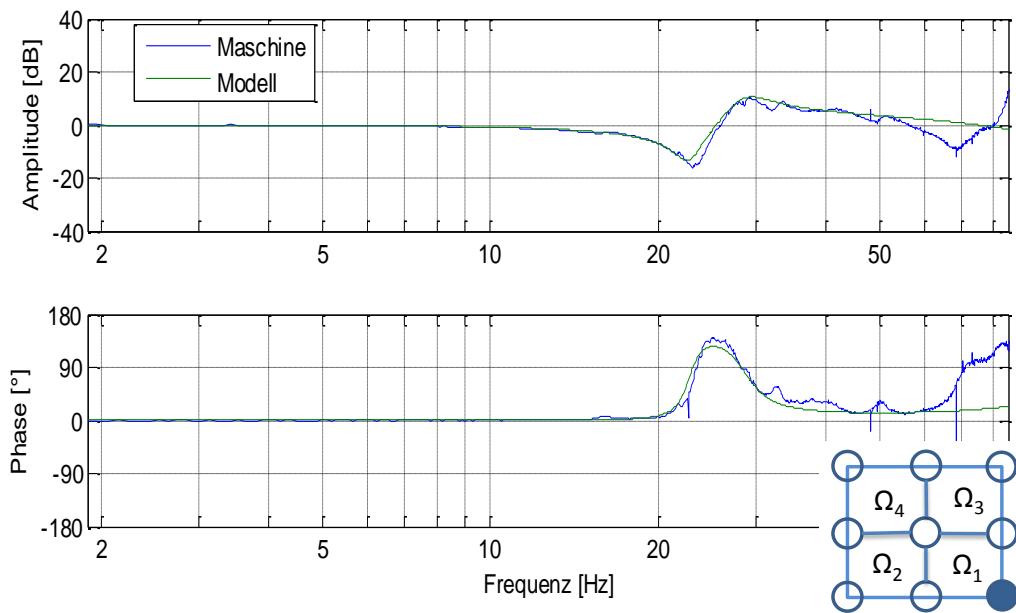


Abbildung 7.7: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=116 mm; Y0 mm

Gut ersichtlich sind alle entstehenden kleinere Resonanzstellen. Die Nullstellen- und Polfrequenz sind hier ca. 23 Hz und 29 Hz. Im Phasengang können wir bei ca. 70 Hz deutlich eine zweite Nullstellenfrequenz sehen. Die entsprechende Polfrequenz liegt bei ca. 86 Hz. Da für eine spätere Regelung grundsätzlich nur die erste Resonanzstelle bedeutend ist, werden weitere Null- und Polstellen vernachlässigt. Trotzdem tritt bei der Untersuchung des Modells, als nächste Überhöhung und bei ca. 200 Hz (in der Abb. 7.7 nicht abgebildet) die von der Kupplung erzeugte Schwingung auf. Deshalb ist für diese zweite Resonanzstelle der Maschine nicht ein konkretes Übertragungsglied des Modells verantwortlich. Ab ca. 60 Hz fällt der Amplitudengang der Maschine deutlich schneller als das Modell aufgrund weiterer nicht abgebildeter Resonanzstellen. Das bedeutet, dass die Modellierung unterhalb dieser Frequenz mit der Maschine gut übereinstimmt.

Nach Gleichung 7-6 ist die Nullfrequenz proportional zur Steifigkeit. Dasselbe Verhalten kann man auch feststellen, wenn wir die Steifigkeiten im Simulink Modell verändern. Unter Berücksichtigung der Torsionssteifigkeit in den Tabellen zu Kapitel 5, ist der kleinste dieser Werte die von dem Spindelantrieb und der Lagerung. Aus diesem Grund haben die vom Motor und der Spindel verursachten Resonanzstellen stets größere Frequenzen und treten erst später auf.

Zielsetzung dieser Arbeit ist es, das positionsabhängige Übertragungsverhalten zu modellieren. Das Modell wird darum an zwei weiteren Positionen überprüft.

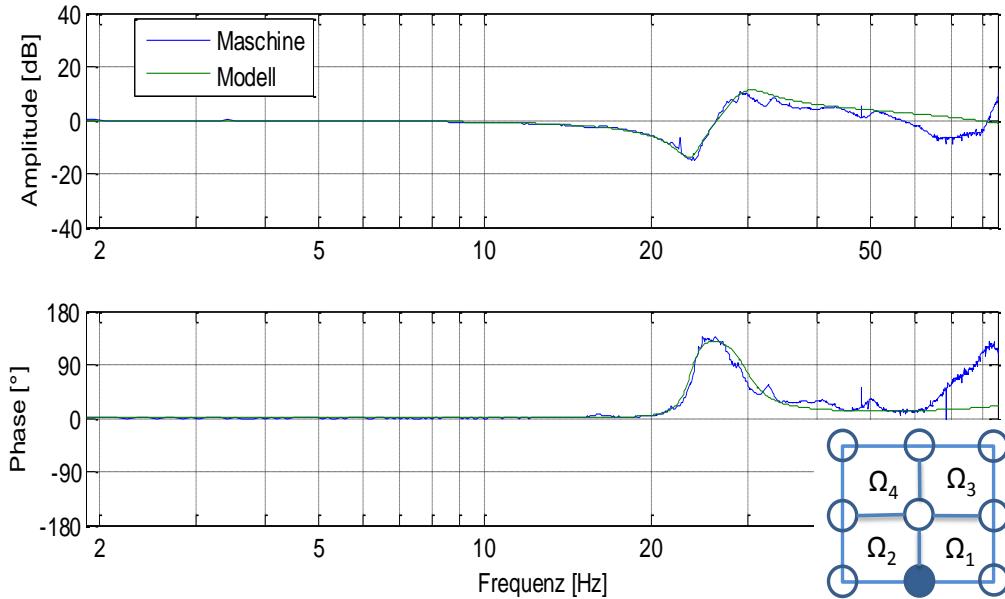


Abbildung 7.8: Vergleich Mechanikfrequenzgang X=415 mm; Y0 mm

Die letzte gemessene Position der X-Achse, wenn sich die Y-Koordinate nicht verändert (Y=0):

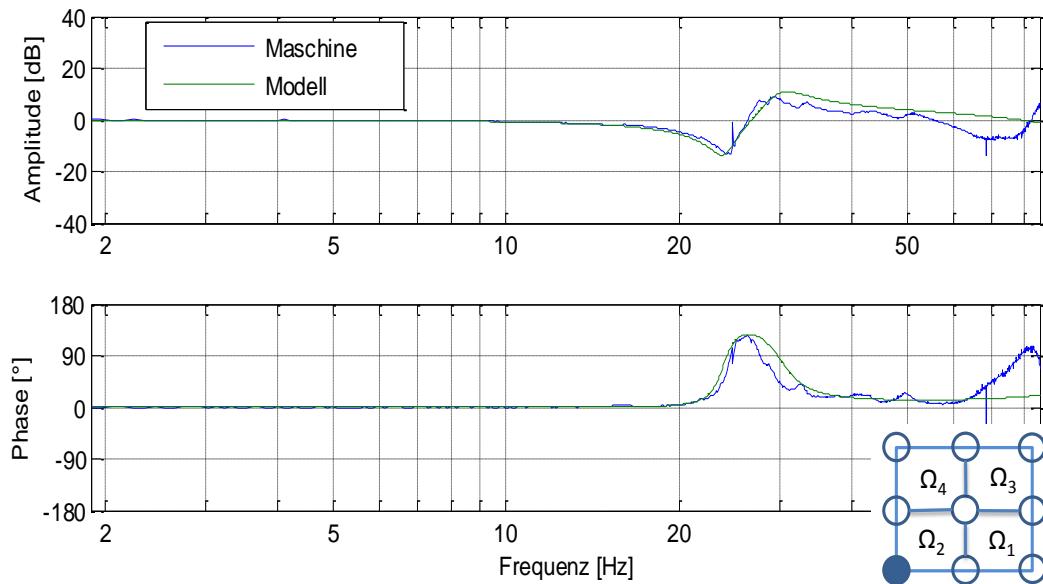


Abbildung 7.9: Vergleich Mechanikfrequenzgang X=710 mm; Y0 mm

Der Unterschied zwischen Maschine und Simulation ist größer in der letzten Abbildung. Die relative X-Koordinate X=710 mm entspricht in Wirklichkeit der Motorseite der Vorschubachse. Hier ist der Einfluss der Überhöhung geringer, weil die Steifigkeit aufgrund der Lagerausführung an der Motorseite (Festlager) höher ist. Auch die Form wie der Amplitudengang abfällt, welche grundsätzlich von den Massenträgheiten beeinflusst wird, ist nicht so steil wie an der Maschine. Die Dämpfung ist auch höher an der Motorseite beider Vorschubachsen. Im Anhang A.3 befinden sich die restlichen Vergleiche für den Mechanikfrequenzgang.

Obwohl für die Arbeit die zweite Resonanzstelle nicht berücksichtigt wurde, kann man diese Resonanzstelle identisch im Modell abbilden. Allerdings wäre es notwendig, das Modell an

dieser zweiten Resonanzstelle durch Veränderung von Massenträgheiten und weiteren Messungen anzupassen.

7.4 Modellierung als System 2. Ordnung

Aus den Ergebnissen lässt sich Folgendes schlussfolgern. Da alle anderen Schwingungsglieder erst später auftreten und vernachlässigt werden können, ist es möglich, das 5-Massenschwingermodell zu vereinfachen: ein 2-Massenschwinger bestehend aus einer Ersatzmassenträgheit gekoppelt direkt mit der Massenträgheit des Schlittens. Die Torsionssteifigkeit und die Dämpfung sind dagegen die positionsabhängig berechneten Werte wie zuvor. Diese Ersatzmassenträgheit J_{ersatz} ist die Summe der Massenträgheiten des Motors, der Kupplung und der Spindel.

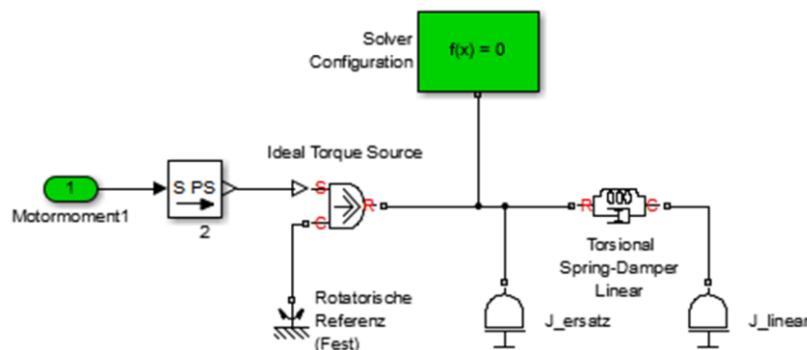


Abbildung 7.10: Vereinfachter 2-Massenschwinger

Die Abbildung 7.11 zeigt den Mechanikfrequenzgang des Motormoments zur Winkelgeschwindigkeit. Die Steifigkeit musste jedoch durch den Faktor 1,48 dividiert werden, um sich an die Nullstellenfrequenz anzupassen. Im Gegensatz zum vollständigen Mehrmassenschwinger mit nacheinander liegenden Resonanzstellen, die sich gegenseitig beeinflussen, ist hier die erforderliche Steifigkeit geringer, um sich an die Messungen anzunähren. Mit dem Simulationsmodell oder Gl. (7-4) kann man auch feststellen, dass nicht nur die Torsionssteifigkeit eine Rolle bei der Bestimmung der Resonanzfrequenzen spielt, sondern auch die Massenträgheit, die hier als Ersatzmassenträgheit berechnet wurde, und auf dem Ansatz aus Kapitel 5 der ausgewählten Übertragungsglieder fußt.

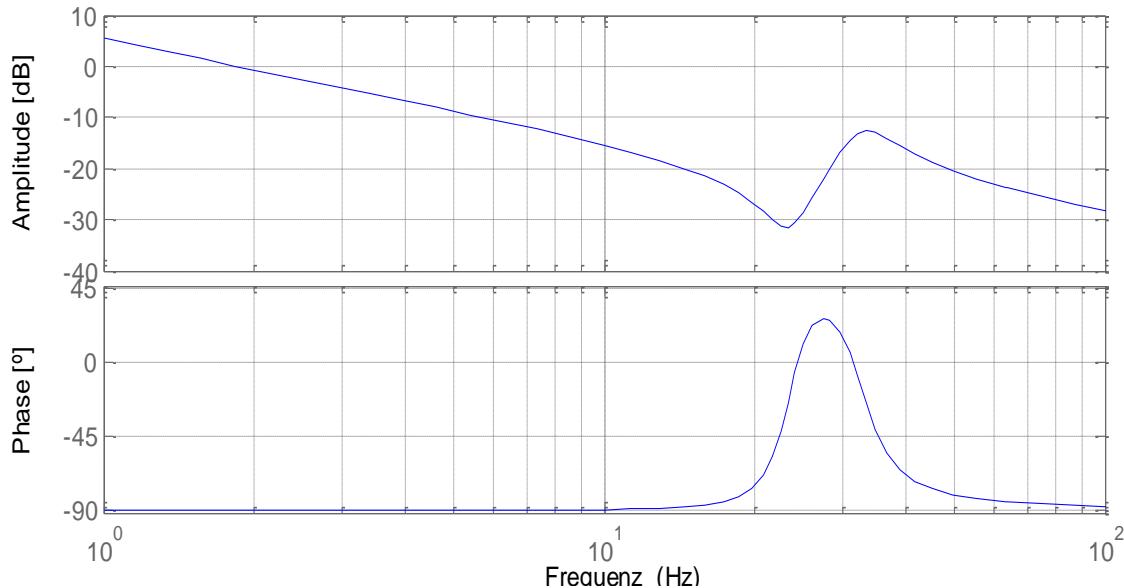


Abbildung 7.11: Mechanikfrequenzgang eines Zweimassenschwingers

Mit der Anpassung liegen die niedrigste mechanische Eigenfrequenz bei ca. 23 Hz und die Polstellenfrequenz bei ca. 31 Hz. Im Amplitudengang können wir sehen, wie der Betrag schon bei niedrigen Frequenzen abfällt und im Phasengang eine -90° Phasenverschiebung vor kommt. Die Messung wurde hier nicht als Verhältnis zweier Meßsysteme durchgeführt, da es sich nur um einen 2-Massenschwinger handelt. Dieses Bode-Diagramm entspricht der Übertragungsfunktion der Gleichung 2-10.

Weiterhin wird die Arbeit mit dem vollständigen 5-Massenschwinger erfolgen, weil es realitätsnäher ist, obwohl für andere Zwecke auf den Zweimassenschwinger zurückgegriffen werden könnte.

Vorteile des vereinfachten Modells sind:

- geringer Simulationsaufwand
- gute Übersichtlichkeit
- eindeutige Resonanzstelle

8 Simulationsmodell

Das Simulationsmodell der Vorschubachse setzt sich aus drei Teilen zusammen: Mechanik, Motor und Regelung. Die Mechanik wurde bereits modelliert und wird weiterhin als ein Simulink Block im Gesamtmodell unter dem Namen „Mechanik“ eingebettet (s. Anhang A.3), der nicht nur die Mechanikteile beinhaltet, sondern auch einen Matlab S-Function Block, „Mechanik Berechnung Update“, in dem die Mechanikwerte positionsabhängig berechnet werden. Der Synchronmotor wird nach Abschnitt 3.2.2 als vereinfachtes PT₁-Glied modelliert. Das Verhalten der Mechanik hat lediglich auf den im Drehzahl- und Lageregelkreis einen Einfluss, so dass hier auch wirklich die positionsabhängige Mechanik und Treue des Modells in Bezug auf das Ziel der Arbeit relevanter sind. Die Einstellparameter der Regler werden zunächst wie an der Maschine eingetragen und später nach Abweichungen untersucht. Auch Grenzen von Signalen, wie Stromgrenze oder maximale Drehzahl u.a. werden im Modell berücksichtigt.

8.1 Regelung und Aufbau des Regelkreises

Die Regelung der Werkzeugmaschine ist nach Kaskadenstruktur ausgeführt und alle Regelkreise verwenden zeitdiskrete Regelalgorithmen, d.h. kontinuierliche Signalwerte werden mit der Abtastrate des entsprechenden Regelkreises abgetastet. Die Abtastrate des Strom- und Drehzahlreglers ist 125 µs und die vom Lageregelkreis 4 ms. Das Ziel des untergelagerten Strom- und Drehzahlregelkreises ist es, schneller Störgrößen auszuregeln und so ein optimiertes Regelungsverhalten zu schaffen.

Weitere Einstellparameter [SIEM10, S. 548-549] der Regler werden in der folgenden Tabelle zusammengefasst:

Tabelle 8.1: Einstellwerte und Abtastrate des kaskadierten Regelkreises

Regelkreis	Verhalten des Reglers	Integralanteil	Proportionalanteil	Abtastrate
Strom	PI	T _{ni} = 2,00 ms	K _{pi} =14,675 V/A	T _{ai} =125 µs
Drehzahl	PI	T _{nn} =30 ms	K _{pn} =10 As/rad	T _{an} =125 µs
Lage	P	-	K _v =2 m/(min·mm)	T _{al} =2,5 ms

Die PI-Regler des Strom- und Drehzahlregelkreises sind nach folgender zeitdiskreten Gleichung ausgeführt:

$$PI(z) = k_p \left(1 + T_n \frac{1}{z - 1} T_a \right) \quad \text{Gl. (8-1)}$$

Wo k_p der Proportionalbeiwert, T_n die Nachstellzeit und T_a die Abtastrate bezeichnen.

Der Aufbau des Regelkreises befindet sich im Anhang A.3.

Ein Sollwert wird dem Lageregelkreis zugeführt und entsprechend der Abstastrate verarbeitet. In der ersten Additionsstelle wird die Führungsgröße mit der Position des Ständers verglichen und dem Lageregler zugeführt. Die Regelabweichung wird mit dem K_v -Faktor des Lagereglers multipliziert, wodurch auch eine Anpassung der Einheiten für die nächste Additionsstelle erfolgt. Die Differenz zwischen dem vom Lageregler erzeugten Drehzahlsollwert und dem Drehzahlstwert der Rückführung der Winkelgeschwindigkeit des Motors wird dem Drehzahlregler übergeben. Die Drehzahlabweichung wird durch das PI-Verhalten des Drehzahlreglers ausgeregelt und die Stellgröße (der Stromsollwert) erzeugt und abgetastet. Dieser Stromsollwert wird mit dem zurückgeführten Stromistwert verglichen und die Abweichung im Stromregler kompensiert. Eine Abtastung ist nicht mehr nötig, da Drehzahl und Stromregelkreis dieselbe Abstastrate besitzen. In der letzten Additionsstelle erfolgt der Vergleich zwischen der Spannung als Stellgröße des Stromreglers und der Rückführung der induzierten Spannung, die durch die Messung der Winkelgeschwindigkeit der Motorwelle und der elektromotorischen Konstanten K_e bestimmt wird. Die Regler beinhalten die notwendigen Grenzwerte für Drehzahl, Spannung und Strom. Das Motormodell wandelt die Spanungsabweichung in einen Stromwert, der nach Multiplikation mit der Motorkonstanten K_m ein Drehmoment bildet.

Der Mechanik-Block hat als Eingangssignal das oben genannte Motordrehmoment und als Ausgangssignale grundsätzlich die Winkelgeschwindigkeit der Motorwelle und die Lage des Schlittens. Es gibt zwei verschiedene Möglichkeiten die Position zu erfassen. Wenn ein direktes Meßsystem (bspw. ein Linearmaßstab) verwendet wird, kann man die lineare Bewegung direkt ermitteln. Hier werden alle Fehler der mechanischen Übertragungsglieder erfasst und der Lageregelkreis somit durch den Mechanikfrequenzgang beeinflusst. Wird hingegen ein indirektes Meßsystem benutzt wird, z.B. ein Rotorgeber an der Motorwelle oder Spindel, ist es erforderlich, um die rotatorische Bewegung der Welle in einer translatorische Bewegung umzuwandeln, das Übersetzungsverhältnis $i = h_{sp}/2\pi$ zu kennen. Dieses Verhältnis bezieht die Steigung der Spindel, und wenn vorhanden, auch die Getriebeübersetzung mit ein.

8.2 Aufwand der Simulation

Bislang wurde der Aufwand der Simulation der positionsabhängigen Mechanik nicht analysiert. Eigentlich wird von Simulink zu jedem neuen Simulationsschritt die Berechnung neu durchgeführt (s. Abschnitt 7.3), aber beim Simulieren wurde festgestellt, dass das Überschreiben und die Aktualisierung der Daten aufwändiger als die eigentliche Berechnung ist. Aus diesem Grund wurde die Entscheidung getroffen, die Rückführung der Position des Ständers abzutasten, um eine schnellere Simulation zu ermöglichen. Grundsätzlich ist diese Entscheidung auch sinnvoll, weil der kaskadierte Regelkreis allgemein abgetastet wird. Die Abtastrate für die Berechnung der Mechanik entspricht dieselbe von Lageregelkreis (s. Tabelle 8.1).

Die Erklärung dafür lautet, dass Matlab mit den Werten von Bibliothekselementen anders als mit Signalen arbeitet. Wie schon im Abschnitt 7.3 erwähnt wurde, ohne die Anwendung einer

S-Function, werden Elementwerte nur beim Stoppen und Update des Simulink Modells verändern. Mit Hilfe der S-Function ist es möglich, eine ununterbrochene Simulation durchzuführen. Im Gegensatz zu Bibliothekselementen werden Signale von Simulink bei jedem Simulationsschritt automatisch verarbeitet und aktualisiert. In dieser Arbeit wurden Elemente aus der Matlab-Bibliothek „Simscape“ benutzt, da die graphische Darstellung des Schwingers deutlich übersichtlicher ist. Dennoch wurde auch ein zeitkontinuierliches Modell gebaut (s. Anhang A.4.), das den 5-Massenschwinger abbildet und sich auf das Blockschaltbild der Abbildung 2.4 stützt. Die Ergebnisse einiger Simulationen zeigen, dass die benötigte Simulationszeit ungefähr das 15-fache der Abtastzeit beträgt. Je größer die Abtastrate für die S-Function ist, desto kleiner wird die Simulationszeit, aber auch umso positionsunabhängiger wird die Berechnung.

8.3 Auswertung der Messungen

Zunächst werden die Ergebnisse des Modells in Bezug auf die Messungen der realen Maschine verglichen. Während der Durchführung dieser Arbeit wurde neben der Erstellung eines mechatronischen Modells auch die Vorbereitung einer leichten und benutzerfreundlichen Simulink Umgebung (s. Abb. 8.1) für Schulungszwecke als Ziel gesetzt, um einen möglichst schnelleren Überblick aller Regelkreise und deren Messungen zu bekommen. Aus diesem Grund wurden einige Skripte implementiert, die einen direkten Zugang zu den Messungen von Sprungantworten und Führungs frequenzgängen des kaskadierten Regelkreises ermöglichen.

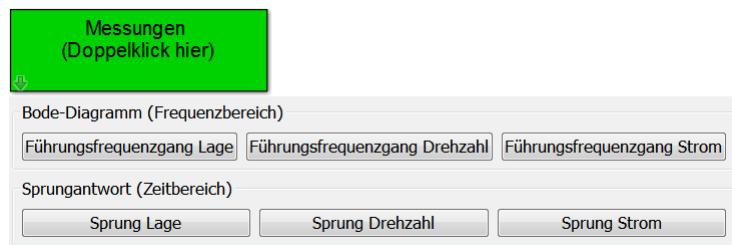


Abbildung 8.1: Benutzerfreundliche Umgebung

8.3.1 Stromregelkreis

Nach Untersuchung der Messungen weist dieser Regelkreis kein wirkliches positionsabhängiges Verhalten auf. Deswegen wird hier das Modell nur für eine allgemeine Position ($X=116, Y=0$) überprüft.

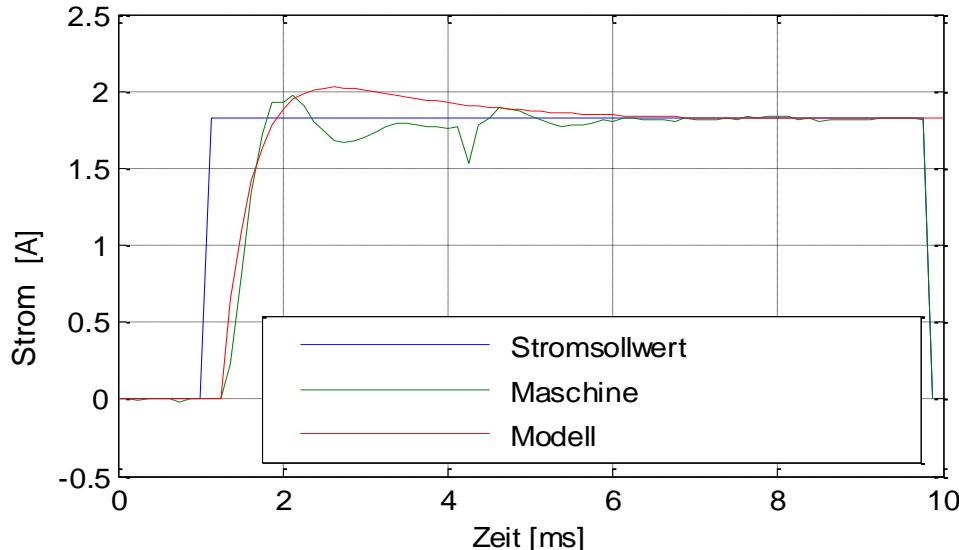


Abbildung 8.2: Sprungantwort des Stromregelkreises

Die Abbildung 8.2 zeigt, wie die Ausregelzeit ungefähr 5 ms für Maschine und Modell ist, obwohl sich in der Maschine mehrere Schwingungen ergeben. Die Werte des Stromreglers im Modell sind die gleichen wie die in der Maschine eingestellten Parameter (s. Tabelle 8.1) und das ergibt eine etwas anders gedämpfte Sprungantwort im Modell.

Theoretisch können PI-Regler angewendet werden, um große Zeitkonstante einer Regelstrecke zu kompensieren. Wird der Antrieb als ein vereinfachtes PT_1 -Glied betrachtet, lässt sich feststellen, dass diese die elektrische Zeitkonstante T_{el} ist. Mit dieser Kompensation kann man das Verhalten des Stromregelkreises als PT_1 -Glied betrachten, welches mit einer Ersatzverzögerungszeit T_{Str}^* beschrieben werden kann. Eigentlich entspricht laut Hersteller (s. Tabelle 8.1) dieser Wert 24 ms, d.h. theoretisch sollte $T_{ni} = T_{el}$ sein, aber in der Maschine ist die Nachstellzeit des Stromreglers auf 2 ms eingestellt. Das allgemeine Verhalten des Stromregelkreises ist für die Arbeit akzeptabel.

Für die Bestimmung von weiteren Regelparametern wird die Ersatzverzögerungszeit des Stromregelkreises T_{Str}^* aus dem Führungs frequenzgang (s. Abb. 8.3) berechnet.

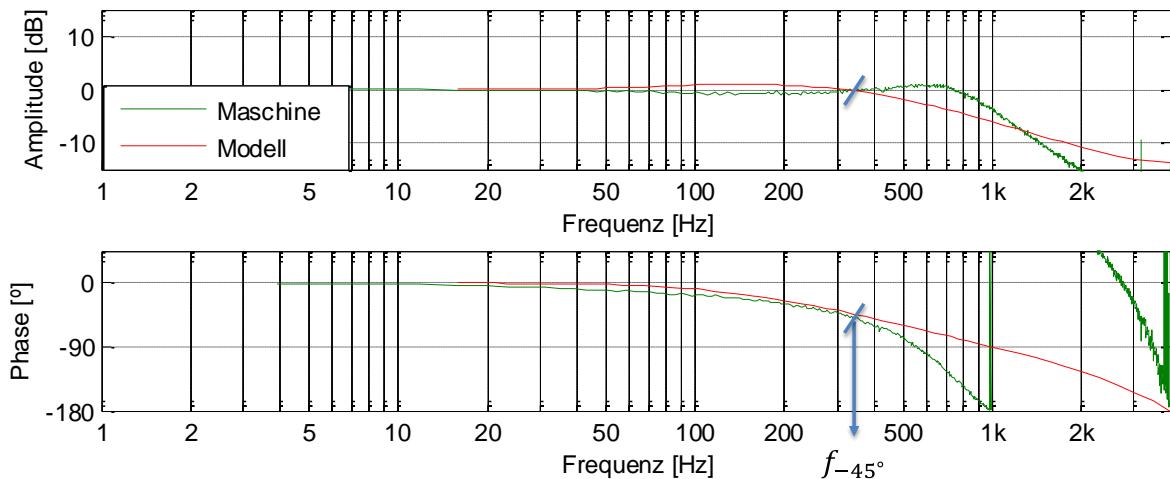


Abbildung 8.3: Führungsfrequenzgang des Stromregelkreises

Die Übertragungsfunktion eines PT_1 -Glieds lautet:

$$PT_1(j\omega) = \frac{k}{Tj\omega + 1}. \quad \text{Gl. (8-2)}$$

Berechnet man die allgemeine Phasenverschiebung:

$$[PT_1(j\omega)]^\circ = -\tanh(Tj\omega). \quad \text{Gl. (8-3)}$$

Mit Hilfe der Eckfrequenz des PT_1 -Gliedes, die man aus der Abbildung 8.3 entnehmen kann, lässt sich die Ersatzzeitkonst. T_{Str}^* wie folgt berechnen:

$$T_{Str}^* = \frac{-\tan(-45^\circ)}{2\pi f_{-45}^\circ} = 440,52 \mu s \text{ mit } f_{-45}^\circ = 361,29 \text{ Hz}.$$

8.3.2 Drehzahlregelkreis

Um die Regelparameter zu bestimmen, kann man generell zwei Optimierungsverfahren anwenden: die Doppelverhältnisse (s. Anhang A.4.) oder das symmetrische Optimum (SO) bzw. Betragsoptimum (BO). Da in der Regelstrecke des Drehzahlregelkreises ein Integralverhalten auftritt, weil die Winkelgeschwindigkeit des Motors aus dem Moment und der Massenträgheit bestimmt wird, kann man nur das SO anwenden. Dabei lassen sich zwei Doppelverhältnisse berechnen (s. Anhang A.5) [GROß06, S. 121]

$$K_{pn} = \frac{J_{ges}}{2T_{\sigma n}}, \quad \text{Gl. (8-4)}$$

$$T_{nn} = 4T_{\sigma n}. \quad \text{Gl. (8-5)}$$

Die Gleichung 8-4 ist von der gesamten Massenträgheit des Schwingers abhängig und muss durch die Drehmomentkonstante des Motors ($K_m = 3,14 \text{ Nm/A}$) dividiert werden, um die Einheiten für den Regelkreis anzupassen. Bei nachgiebiger Ankopplung der Lasten, reicht die Berücksichtigung der Motormassenträgheit ($J_{ges} = J_{mot}$). $T_{\sigma n}$ bezeichnet in Gleichung 8-5 die Summe der kleinen Verzögerungszeiten im Drehzahlregelkreis und wird, bei gleichen Abtastzeiten des Strom- (T_{ai}) und Drehzahlreglers (T_{an}) [WIEG06, S. 298], mittels Gleichung 8-6 berechnet.

$$T_{\sigma n} = T_{str}^* + 1,5T_{ai}. \quad \text{Gl. (8-6)}$$

Gemäß diesen Einstellregeln erhalten wir:

$$T_{\sigma n} = 440,52 \mu s + 1,5 \cdot 125 \mu s = 628,02 \mu s.$$

Daraus folgt:

$$T_{nn} = 2,51 ms.$$

Wobei in der Maschine $T_{nn} = 30 ms$ eingetragen ist. Bei Untersuchung der Sprungantwort hat man bestätigt, dass diese Vereinfachung der Verzögerungszeiten nicht annehmbar ist. Weiterhin, wird die Nachstellzeit der Maschine verwendet.

$$K_{pn} = \frac{0,0551 \text{ kgm}^2}{2 \cdot 628,02 \mu s \cdot 10^{-6}} \frac{1}{3,14} = 13,97 \frac{\text{As}}{\text{rad}}.$$

Und bei nachgiebiger Ankopplung:

$$K_{pn} = \frac{0,0291 \text{ kgm}^2}{2 \cdot 628,02 \mu s \cdot 10^{-6}} \frac{1}{3,14} = 7,38 \frac{\text{As}}{\text{rad}}.$$

In der folgenden Abbildung können wir den Einfluss der Kopplung beurteilen. Es ist deutlich zu sehen, dass eine nachgiebige Kopplung vorhanden ist, da sich der mittels Gleichung 8-4 berechnete K_{pn} -Wert besser anpasst (s. Abbildung 8.4).

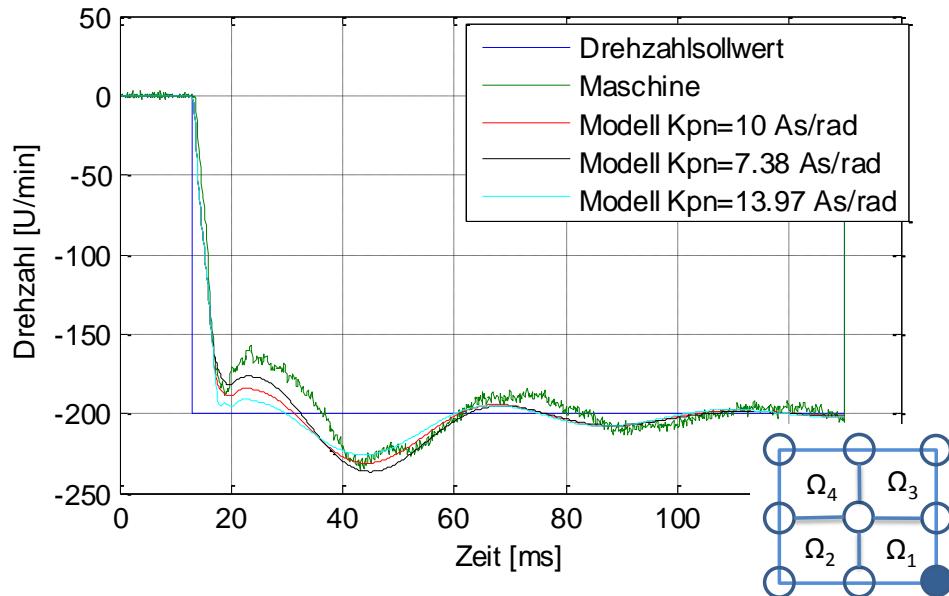


Abbildung 8.4: Sprungantwort Drehzahl ($X=116$ mm, $Y=0$ mm). Verschiedene K_{pn}

Im Führungsverhalten (Abbildung 8.4) ist zu sehen, wie auch ein K_{pn} -Wert von 7,38 As/rad besser zum Modell passt als der eigentlich an der Maschine eingestellte Wert von 10 As/rad. Die Amplitude fällt ungefähr 9 dB bei ca. 23 Hz aufgrund der niedrigsten Eigenfrequenz, sowohl im Modell als auch in der Messung. Da die zweite dominante Resonanzstelle bei ca. 70 bis 80 Hz nicht modelliert wurde, fällt die Phase stärker bei der Maschine als in der Simulation. Trotzdem ist die Simulation bis zu einer Frequenz von 50 Hz noch realitätsnah.

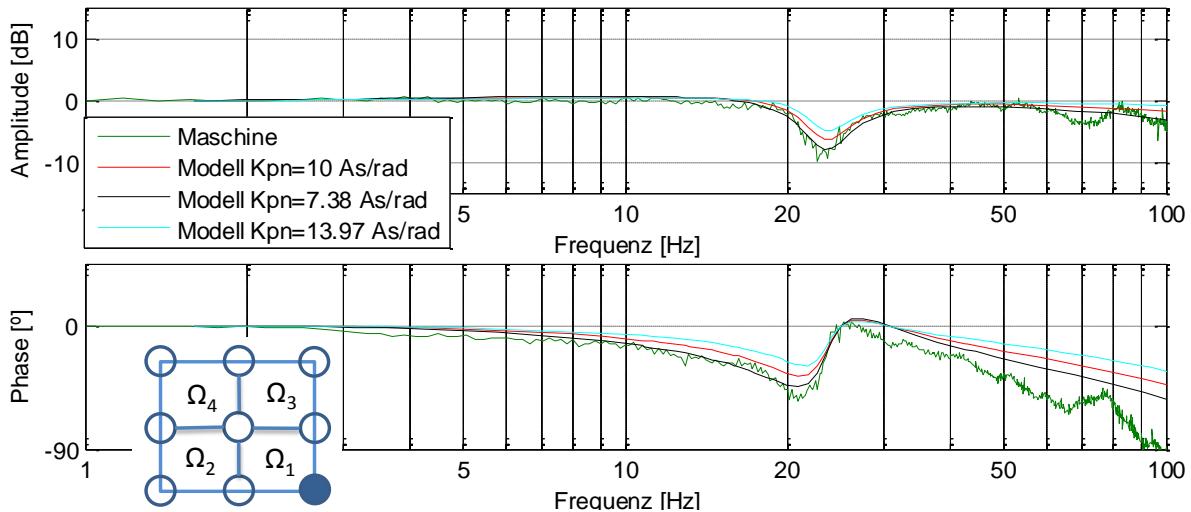


Abbildung 8.5: Führungs frequenzgang Drehzahlregelkreis ($X=116$ mm, $Y=0$ mm)

Die Abweichung der Regelparameter zwischen Maschine und Modell bleibt im Verhältnis:

$$\frac{K_{pn}|_{\text{Maschine}}}{K_{pn}|_{\text{Modell}}} = \frac{10 \text{ As/rad}}{7,38 \text{ As/rad}} = 1,35.$$

8.3.3 Lageregelkreis

Der Lageregler hat ein P-Verhalten und benötigt deshalb nur die Einstellung des Proportionalbeiwerts oder K_v -Faktor. Er ist einer der wichtigsten Parameter bei der Regelung von Vorschubachsen, da dieser den Schleppabstand, d.h. der Unterschied zwischen Lageistwert und Lagesollwert kompensiert. Die Lagemessung kann über direkte oder indirekte Meßsysteme erfolgen. Bei direkter Lagemessung wird die Lage des Schlittens direkt erfasst, d.h. die Position des Schlittens wird z.B. mit einem Linearmaßstab ermittelt, und ist deshalb realistischer, weil hier auch Einflüsse der Mechanik nach der Übertragung der Vorschubbewegung einbezogen werden. Bei indirekter Lagemessung wird der Winkel durch den am Motor eingebauten Geber ermittelt und mit dem Übersetzungsverhältnis in lineare Bewegung umgerechnet. Trotzdem wird die Lage mit beiden Meßsystem als Vergleich durchgeführt.

Untersuchen wir jetzt die Antwort in der Abbildung 8.6 für einen 0,5 mm Sprung als Lagesollwert. Der K_v -Faktor wird, wie in der Regelung der Maschine, auf 2 m/(min·mm) eingestellt. Dabei wird der Lageistwert mit dem direkten Meßsystem erfasst und der K_{pn} -Wert verändert.

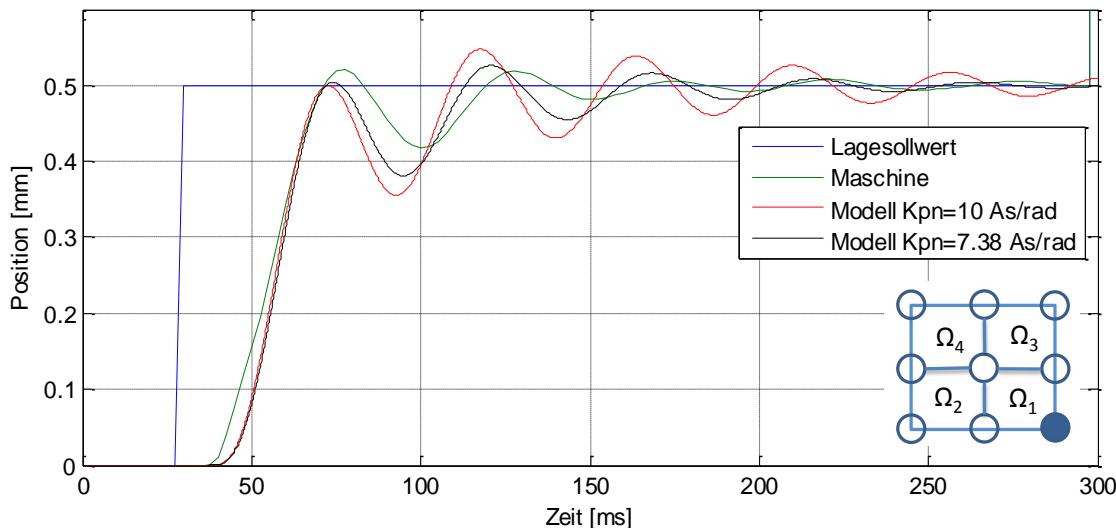


Abbildung 8.6: Einfluss K_v -Faktor auf die Lagesprungantwort ($X=116$ mm, $Y=0$ mm)

Angenommen wird jetzt $K_{pn} = 7,38$ As/rad und Simulationen für verschiedene K_v -Werte werden durchgeführt. Die Ergebnisse sind in der Abbildung 8.7 gezeichnet.

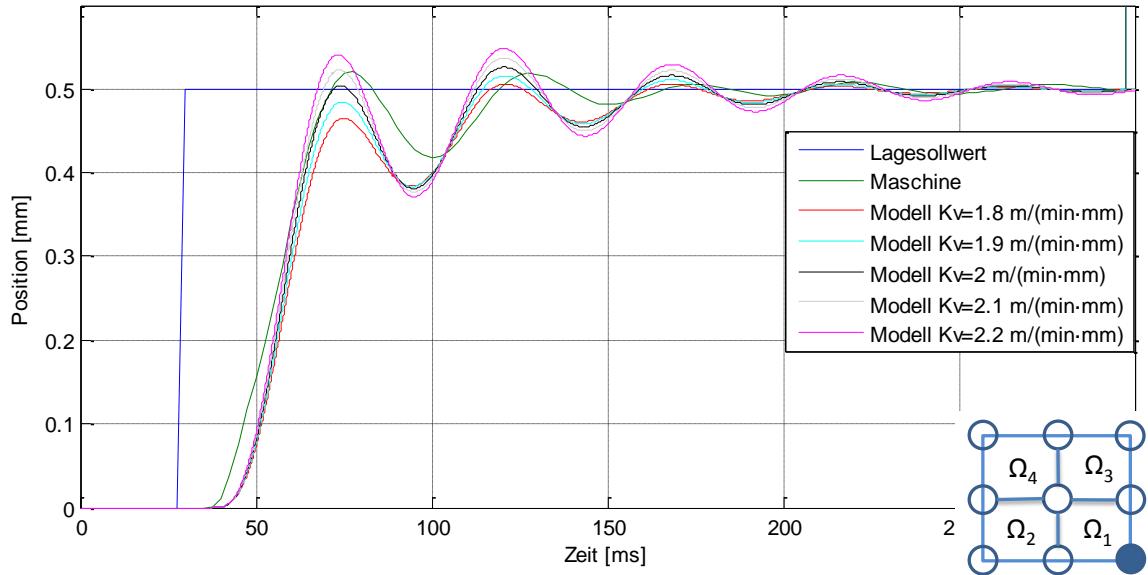


Abbildung 8.7: Einfluss K_v -Faktor auf die Lagesprungantwort ($X=116 \text{ mm}$, $Y=0 \text{ mm}$)

Je höher der Proportionalbeiwert des Lagereglers, desto höher die Verstärkung und größer wird die Überschwingung. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass passt sich einen Wert zwischen 2 und $2,1 \text{ m}/(\text{min} \cdot \text{mm})$ am besten mit der Sprungantwort der Maschine übereinstimmt.

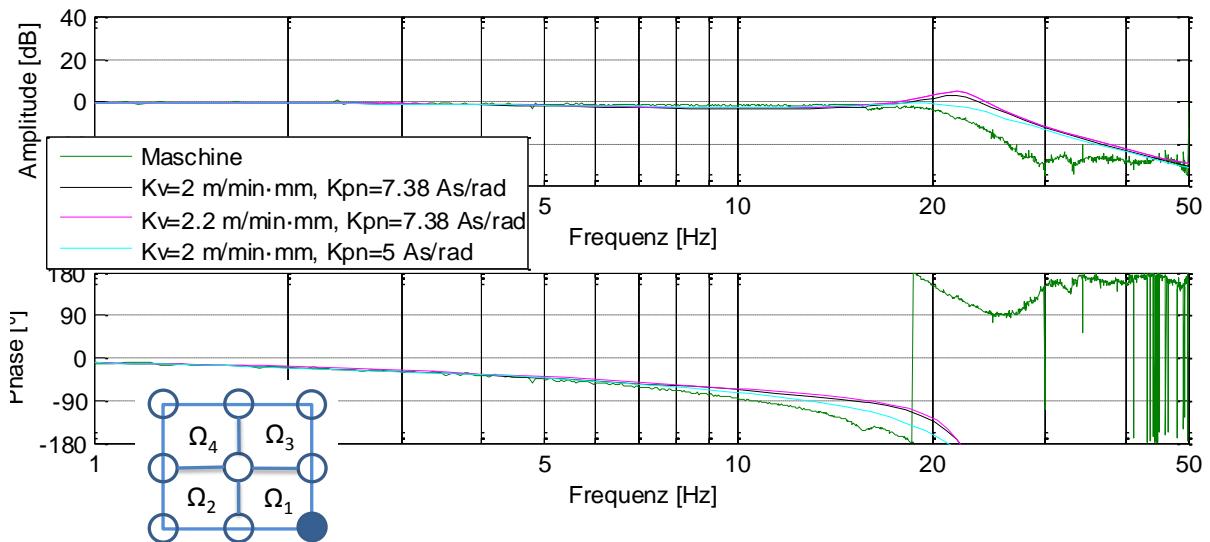


Abbildung 8.8: Führungs frequenzgang Lage. Vergleich Proportionalbeiwerte

Obwohl die Sprungantwort ein ähnliches Verhalten bei der Simulation aufweist, ist eine größere Abweichung zwischen Simulation und Maschine im Führungs frequenzgang zu finden (s. Abb. 8.8). Bei ca. 22 Hz tritt im Modell die Überhöhung der Resonanzstelle auf, dessen Betrag sich mit einer Veränderung des K_v -Faktors vermindern lässt. In der Abbildung 8.8 können wir diese Abweichung für einen $K_v = 2 \text{ m} / (\text{min} \cdot \text{mm})$ und einen $K_v = 2,2 \text{ m} / (\text{min} \cdot \text{mm})$ sehen. Man kann auch den Einfluss, der den K_{pn} -Faktor auf die Steigung hat, nachprüfen.

Die wichtigsten Kenngrößen des Lageregelkreises sind die Überschwingweite und die Grenzfrequenz f_G , d.h. die Frequenz, bei der das Verhältnis der Amplitude des sinusförmigen Signals

das $1/\sqrt{2}$ –Fache desjenigen Wertes ist, der bei der Frequenz Null vorliegt [BREU81, S. 81]. Dieser Wert zerlegt das Frequenzspektrum in zwei Bereiche. Bei Frequenzwerte oberhalb der Grenzfrequenz werden die Signale verzerrt übertragen. Dagegen werden Signale unterhalb diesem Wert gut und ohne Verzerrung übertragen. Aus diesem Grund werden Veränderungen der Lagesollwerte schneller und präziser unterhalb der Grenzfrequenz übertragen. Einen groben Zusammenhang gibt folgende Gleichung:

$$f_G \approx \frac{K_v}{2\pi}. \quad \text{Gl. (8-7)}$$

Mit K_v in Sekunden. Zur Erinnerung der Einheiten:

$$[K_v] = 1 \frac{\text{m}}{\text{min} \cdot \text{mm}} = 16,67 \frac{1}{\text{s}}. \quad \text{Gl. (8-8)}$$

Unter Berücksichtigung der oben genannten K_v –Faktoren sollte die Grenzfrequenz zwischen 5,31 Hz und 5,84 Hz liegen. In der Simulation lässt sich aber ein Wert von knapp 3 Hz ermitteln. Die zweite dominieren Resonanzstelle, die nicht im Modell abgebildet wurde, oder die andere nicht dominierende Resonanzstellen, können diese Abweichung verursachen.

9 Schlussfolgerungen und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein mechatronisches Modell einer Werkzeugmaschine entwickelt, um eine möglichst realitätsnahe Abbildung des Verhaltens modellieren zu können. Die Arbeit hatte auch das Ziel, eine benutzerfreundliche Umgebung in Simulink zu schaffen, so dass dieses Modell für Seminare angewendet werden kann.

In einer kurzen Einleitung werden die Grundlagen der Modellierung von Werkzeugmaschinen sowie deren Regelung erläutert. Alle möglichen Übertragungsglieder einer Vorschubachse, die man im Kraftschluß zwischen Motor und Maschinenschlitten finden kann, werden erklärt, um später ein leichteres Verständnis bei der Beschreibung der realen Werkzeugmaschine zu erreichen. So wird auch eine schwingungsfähige Mechanik und ihre Merkmale beschrieben. Da die Modellierung auf Messungen beruht, werden auch die Grundlagen von solchen Messungen und die wichtigsten Kenngrößen erklärt.

Bei einer realen Maschine treten viele schwingungsfähige Glieder und Resonanzstellen auf, die manchmal zu keinem Übertragungsglied zugeordnet werden können. Deshalb wurde für die Modellierung der Vorschubachse angenommen, dass die erste Resonanzstelle von der großen Masse des Maschinenschlittens und der geringen Steifigkeit der Lagerausführung verursacht wird. Das ist bei Spindelantrieben eine plausible Annahme und kommt sehr häufig vor. Man kann auch von der Mechanik als ein Verzögerungsglied zweiter Ordnung bzw. einen Einmassenschwinger sprechen, weil die niedrigste mechanische Eigenfrequenz schon die Regelung der Vorschubachse begrenzt. Obwohl diese Betrachtungsperspektive in der Arbeit berücksichtigt wurde, da die restlichen Übertragungsglieder noch weitere Resonanzstellen bilden können, wird mit einem 5-Massenschwinger gearbeitet.

Eine schwingungsfähige Mechanik im Lageregelkreis verschlechtert dessen Zeitverhalten, so dass der Eintritt der ersten Resonanzstelle bedeutend ist. Die niedrigste mechanische Eigenfrequenz begrenzt die Regelung so sehr, dass es schon bei der Entwicklung und Auslegung der Übertragungsglieder empfohlen wird, mit Hilfe von Simulationsmodellen den Einfluss der Steifigkeiten und Dämpfungen auf die Eigenfrequenz zu prüfen. Im Allgemeinen gilt, je höher die Steifigkeit, desto später tritt die niedrigste mechanische Eigenfrequenz auf. Die Lagerausführung des Spindelantriebs ist einer der wichtigsten Faktoren, um eine hohe Steifigkeit zu erzielen. In dieser Vorschubachse könnte man eine höhere Steifigkeit erzielen, wenn man ein Zwischengetriebe zwischen Motor und Spindel einbaut.

Im Simulationsmodell wird auch über den Aufwand der Simulation gesprochen. Die positionsabhängige Mechanik und die Verwendung der Simscape-Bibliothek verursacht, dass das Modell mehr Rechenzeit verbraucht. Eine Lösung für dieses Problem wäre die Modellierung der Mechanik mit reinen Simulink-Blöcken (ohne die Simscape-Toolbox), weil damit die Aktualisierung der Werte nicht so aufwändig ist.

Zuletzt wurde das Modell anhand verschiedener Messungen validiert. Es wurden mehrere Simulationen durchgeführt, um den Zusammenhang der Regelung zwischen den in der Maschine eingestellten Parameter und den für das Modell angepassten Werte zu untersuchen.

So kann man auch feststellen unterhalb welcher Frequenz das Modell noch gültig ist und ab welchen Frequenzen das Modell zu weit von der Realität abweicht. Die Ergebnisse zeigen, dass obwohl das Modell bis ungefähr dem 2-fachen der niedrigsten mechanischen Eigenfrequenz gültig ist, könnte man mit einer Modellierung der zweiten Resonanzstelle die Zuverlässigkeit erhöhen könnte.

Die positionsabhängige Mechanik wurde so modelliert, dass eine Erweiterung des Modells um eine Y-Vorschubachse kaum mit hohem Aufwand verbunden wäre. Trotzdem wäre zuerst interessant den Aufwand der Simulation einer Achse zu reduzieren und dann noch zwei weitere Vorschubachsen (Y- und Z-Achsen) modellieren und besser simulieren zu können.

Die Benutzung des Simulink-Modells wurde stark vereinfacht. Die Durchführung der Messungen, um den Einfluss der Veränderung von der Regelung oder von der Mechanik zu prüfen, ist leicht und übersichtlich. Dieses Modell ist so ausgerichtet, dass auch Benutzer ohne Matlab Grundkenntnisse eine Vorschubachse regelungstechnisch untersuchen können.

Im Stromregelkreis wurde der Synchronmotor als ein vereinfachter Gleichstrommotor modelliert. Dieser könnte durch die Modellierung eines Synchronmotors ersetzt werden, um die Abweichungen im Stromregelkreis zu vermindern.

V Literaturverzeichnis

- [BREU81] Breuer, F.; Hesselbach, J.; Stute, G.; Vogt, G.; Weck, M.; Wurst, K.-H.: Regelung an Werkzeugmaschinen. In: Stute, G. (Hrsg.): Regelung an Werkzeugmaschinen. (Reihe: Fortschritte der Fertigung auf Werkzeugmaschinen, Bd. 5). 1. Aufl. Wien: Carl Hanser Verlag München, 1981
- [DOER07] Döring, P.; Fuest, K.: Elektrische Maschinen und Antriebe. Aufl. Wiesbaden: Fride dr. Viewg & Sohn Verlag, 2007
- [CAWI89] Cawi, I.; Dehmer, J.M.; Egner, M.; Keuper, G.; Philipp, W.; Schröer, K.; Tilli, T.A.W.; Wambach, R.; Wurst, K.-H.; N. Zughaiib, G. Ye.: Vorschubantriebe in der Fertigungstechnik. In: Pritshow, G.; Spur, G.; Weck, M. (Hrsg.): Fortschritte der Fertigung auf Werkzeugmaschinen. 1. Aufl. München Wien: Carl Hanser Verlag, 1989
- [ELLI00] Ellis, G.; Lorenz R.D.: Resonant load control methods for industrial servo drives. In: Konferenz IEEE Industry Applications Society Annual Meeting, Bd.3, 2000
- [ERKO01] Erkorkmaz, K.; Altintas, Y.: High speed CNC system design. Part II: Modeling and identification of feed drives, Int. J. of Machine Tools and Manufacture, Bd. 41, 2001
- [GANN03] Gannel, L.; Welch, R.H.: Improving the dynamic motion behaviour of a servo system with low mechanical stiffness. In: Konferenz IEEE Industry Applications Society Annual Meeting, 2003
- [GROß06] Groß, H; Hamman, J; Wiegärtner, G.: Elektrische Vorschubantriebe in der Automatisierungstechnik. Grundlagen, Berechnung, Bemessung. 2. Aufl. : Springer, 2006
- [HOFF08] Hoffmann, F.: Optimierung der dynamischen Bahngenaugigkeit von Werkzeugmaschinen mit der Mehrkörpersimulation. 1 Aufl. Aachen: Apprimus Verlag, 2008
- [KTRK14] KTR Kupplungstechnik GmbH: ROTEX Kupplung Katalog. URL: <http://www.ktr.com/de/index/service/produktkatalog.htm>
- [LTKO13] Lineartechnik Korb GmbH: Kugelgewindetriebe CITO Katalog. URL : http://www.lineartechnikkorb.com/kugelgewindetrieb_cito_de,8415.html, 2013

- [MATH99] MathWorks Inc.: Using Simulink. Dynamic System Simulation for Matlab, 1999
- [PHIL92] Philipp, W.: Regelung mechanisch steifer Direktantriebe für Werkzeugmaschinen. 1. Aufl. Heidelberg: Springer-Verlag Berlin, 1992
- [PISL04] Pislaru, C.; Ford D.G.; Holroyd, G.: Hybrid Modeling and Simulation of a CNC Machine Tool Axis Drive. In: Journal of Systems and Control Engineering part I. Nr.218, 2004
- [SCHE89] Scheuermann, G.; Hinz, R.; Louis, G.; Weber, W.; Beer, R.; Geyer, M.: Verbindungselemente. Achsen, Wellen, Lager, Kupplungen. In: Hinz, R.(Hrsg.): Maschinenteile. 3 Aufl. Leipzig: VEB Fachbuchverlag, 1989
- [SIEM05] Siemens AG: Simodrive 611 & Masterdrives MC 1FT6 Synchronous Motors. Configuration manual, Oktober 2005
- [SIEM06] Siemens AG: Sinumerik 840D/810D Simodrive 611 digital. Inbetriebnahmehandbuch, 2006
- [SIEM09] Siemens AG: Sinumerik & Simodrive. Automatisierungssysteme für Bearbeitungszentrum, 2009
- [SIEM10] Siemens AG: Sinumerik 840D sl. Detailed machine data description. Parameter manual, März 2010.
- [SIEM13] Siemens AG: Sinumerik 840 D sl Inbetriebnahme CNC: NC, PLC, Antrieb, März 2013
- [STAR07] Starrag Group AG: Wartungs- und Inspektionsanleitung Bearbeitungszentrum DBF 630, September 2007
- [STAR14] Starrag Group AG: Bearbeitungszentren URL:
<http://www.starragheckert.com/>, 2014
- [SZTE09a] Sztendel, S.; Pislaru, C.; Poxton, A.; Ford, D.G.; Myers, A.: Developing Mechatronic Models of Modern CNC Machine Tools For Real-Time Implementation. In: Tagungsband zur 9. Konferenz Laser metrology, machine tool, CMM and robotic performance, 2009, Brunel University
- [SZTE12b] Sztendel, S.; Pislaru, C.; Longstaff, A.; Fletcher, S.; Myers, A.: Five-Axis Machine Tool Real-Time System. In: Journal of Physics: Conference Series. 2012, Nr. 364, S. 012-019

- [TOBI61] Tobias, S.A.: Schwingungen an Werkzeugmaschinen. 1. Aufl.
München: Carl Hanser Verlag, 1961
- [WECK06] Weck, M.; Brecher, C.: Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe und Prozessdiagnose. (Reihe: Werkzeugmaschinen, Bd. 3)
6. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2006
- [WIEG06] Groß, H.; Hamman, J.; Wiegartner, G.: Technik elektrischer Vorschubantriebe in der Fertigungs- und Automatisierungstechnik.
Mechanische Komponenten, Servomotoren, Messergebnisse. 1.
Aufl. Erlangen: Publicis Publishing

VI Anhang

A.1. $\sqrt{2}$ – Methode

Die Dämpfung eines mechanischen Schwingers berechnet sich aus der Überhöhung im Mechanikfrequenzgang an der Nullstellenfrequenz, oder bei einem vereinfachten 2-Massenschwinger, aus der Überhöhung an der niedrigsten Eigenfrequenz. Es gibt verschiedene Möglichkeiten, den Betrag an dieser Stelle zu ermitteln und einer dieser Methoden ist die $\sqrt{2}$ -Methode. Bei dieser Methode wird an der Stelle der Eigenfrequenz der Betrag des Amplitudenverhältnisses durch $\sqrt{2}$ dividiert. Das entspricht einer Subtraktion von 3 dB in logarithmischer Darstellung (s. Abb. A.9.1). Am Schnittpunkt zur waagerechten Achse durch diesen Punkt mit dem Amplitudengang finden wir die beiden Frequenzen f_n und f_{n+1} . Die Differenz dieser Werte ergibt zusammen mit der Eigenfrequenz f_d eine Beziehung für den Dämpfungsgrad. [WIEG06, S. 370]

$$D_{mech_1} = \frac{f_{n+1} - f_n}{2f_d}. \quad \text{Gl. (A1-1)}$$

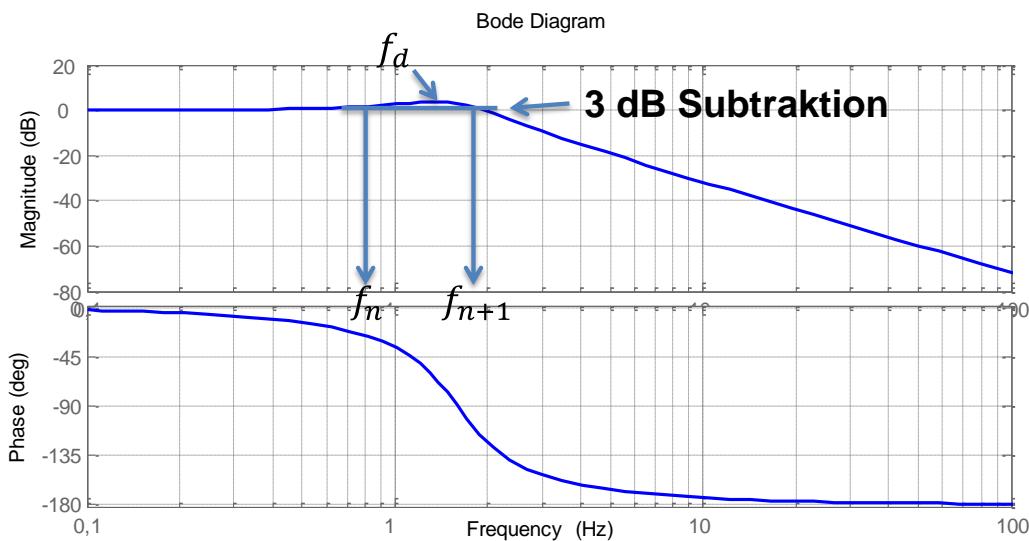


Abbildung A.9.1: Wurzel 2-Methode

Der Wert des in der Abbildung A.9.1 abgebildeten Systems ist 0,35.

Mit $f_n = 0,5322$ Hz, $f_{n+1}=1,883$ Hz und einer Eigenfrequenz von $f_d=1,882$ Hz berechnet man einen Dämpfungsgrad von 0,3589.

A.2. Mechanikfrequenzgänge

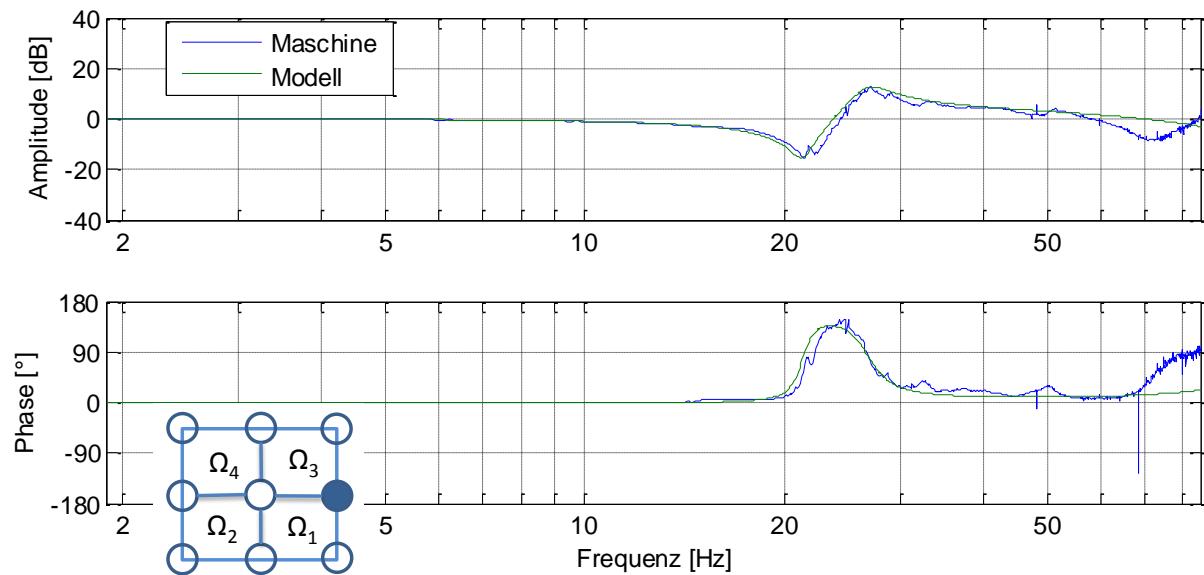


Abbildung A.9.2: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=116 mm, Y=365 mm

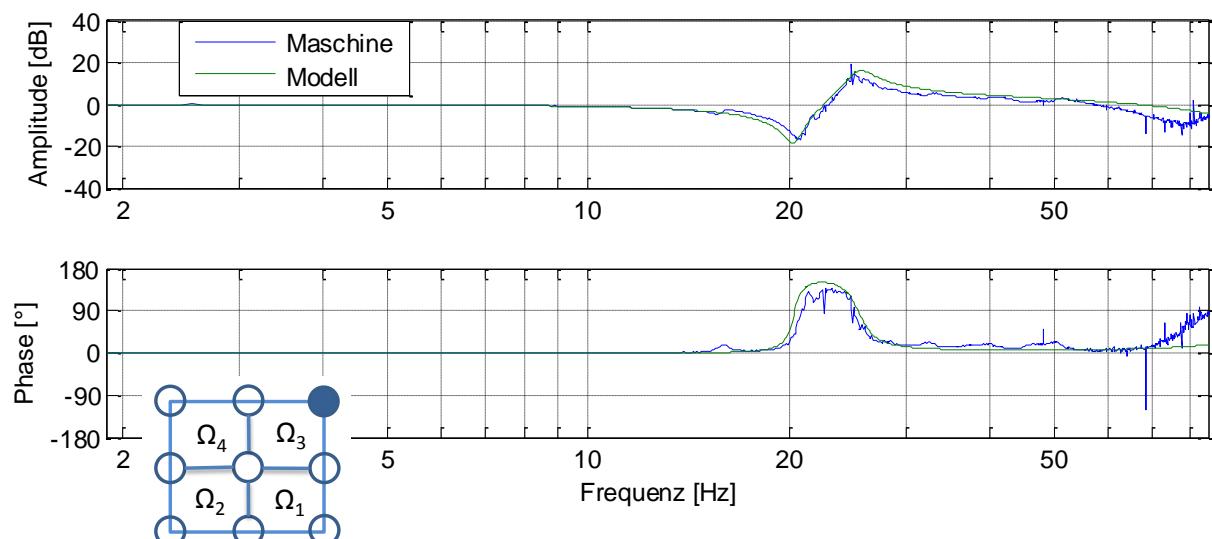


Abbildung A.9.3: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=116 mm, Y=691 mm

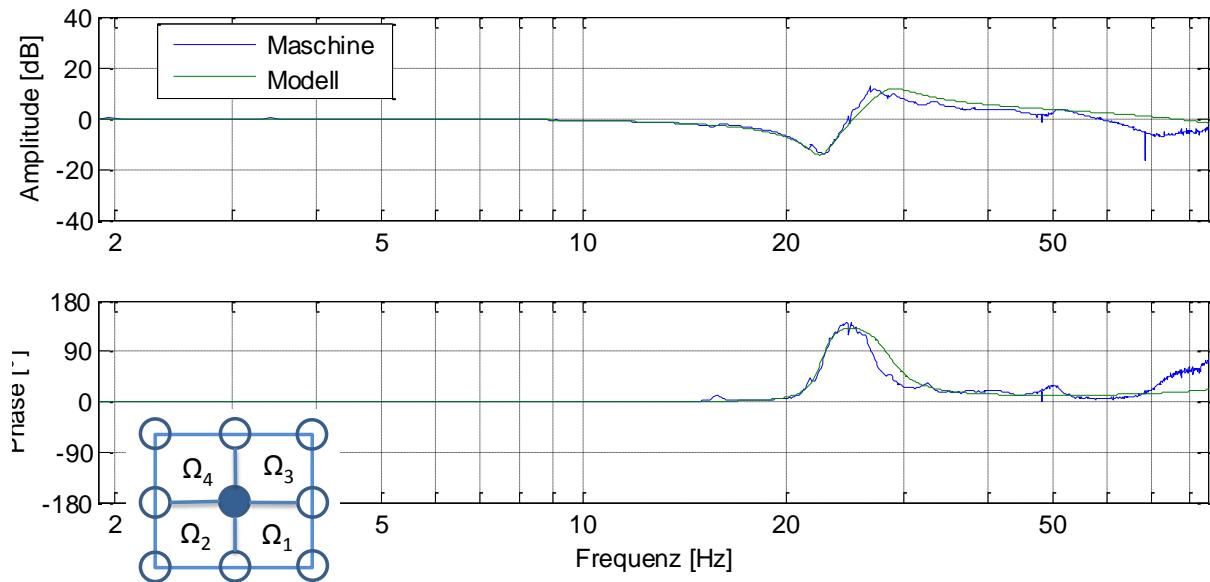


Abbildung A.9.4: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=415 mm, Y=365 mm

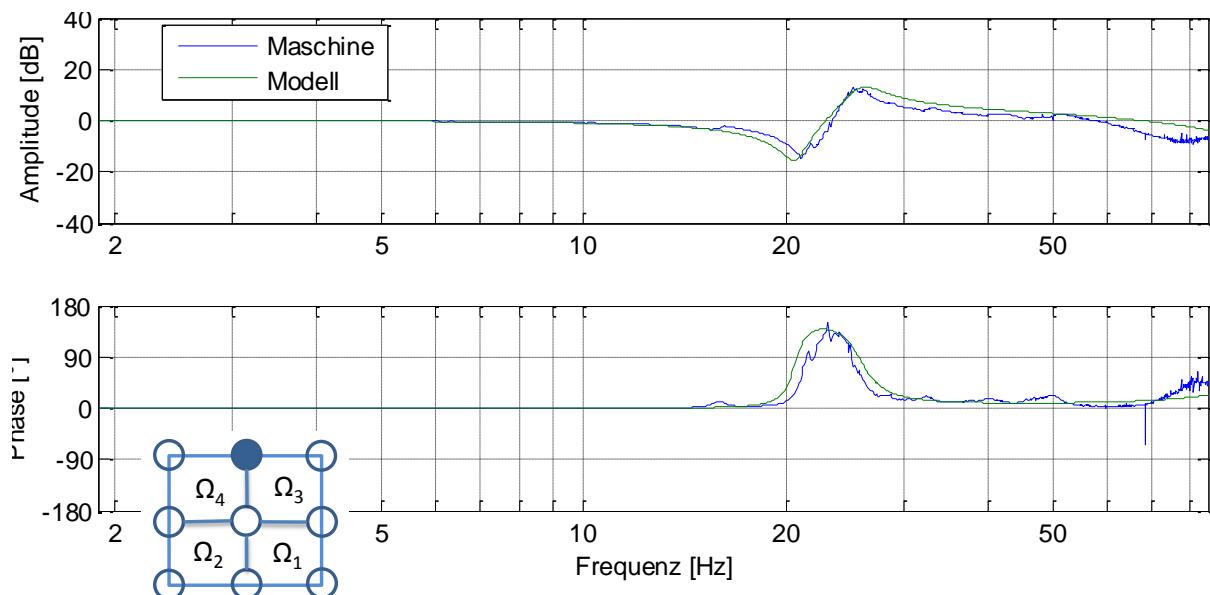


Abbildung A.9.5: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=415 mm, Y=691 mm

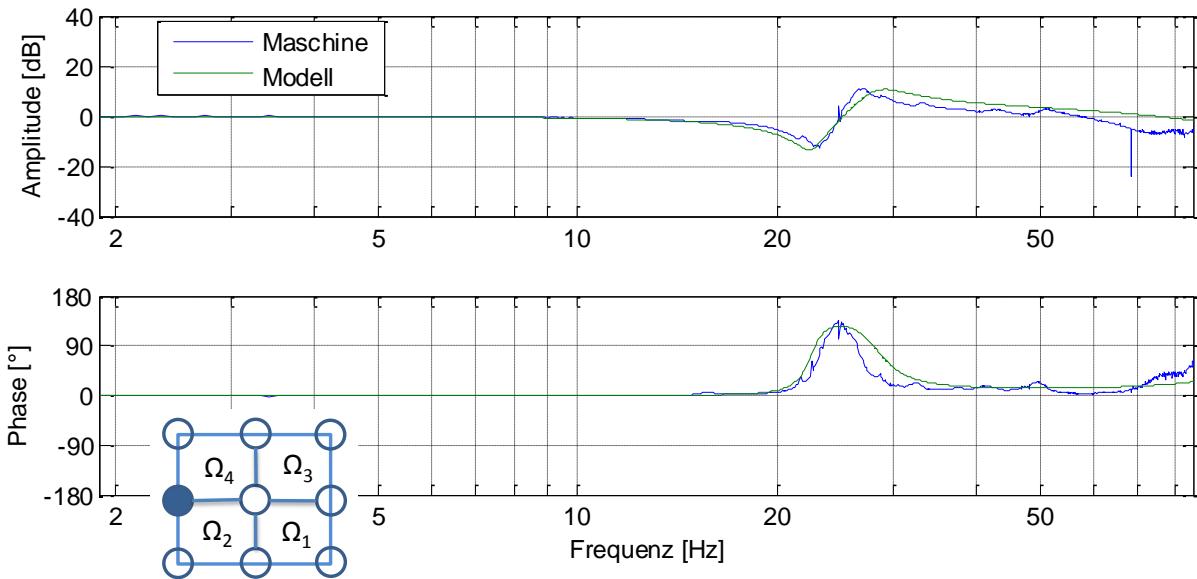


Abbildung A.9.6: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=710 mm, Y=365 mm

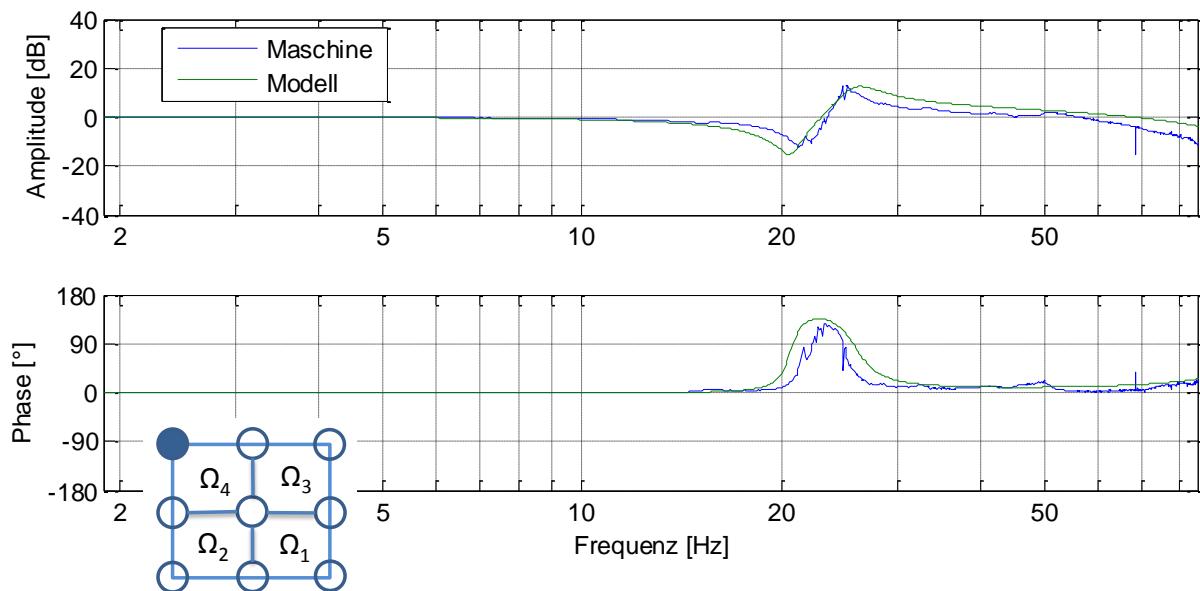


Abbildung A.9.7: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=710 mm, Y=691 mm

Es ist zu erkennen, v.a. in den zwei letzten Abbildungen, dass je näher der Ständer und der Spindelkasten an der Motorseite der entsprechenden Vorschubachse sind, desto geringer ist die Überhöhung und größer die erste Nullstellenfrequenz. Eine mögliche Erklärung ist der Einfluss der Lagerung auf die positionsabhängige Steifigkeit der Achsen.

Die vier folgenden Abbildungen stellen die Mechanikfrequenzgänge für den Mittelpunkt der vier Quadranten der Omega-Matrix dar. Ziel ist es, die getroffene Annahme des linearen Verhaltens zu prüfen.

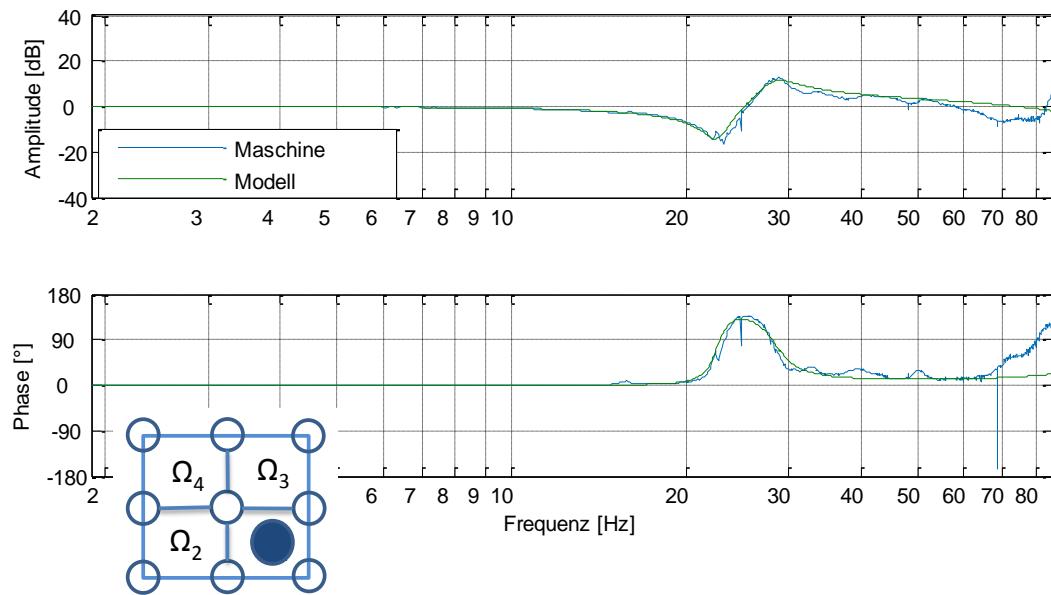


Abbildung A.9.8: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=263 mm, Y=183 mm

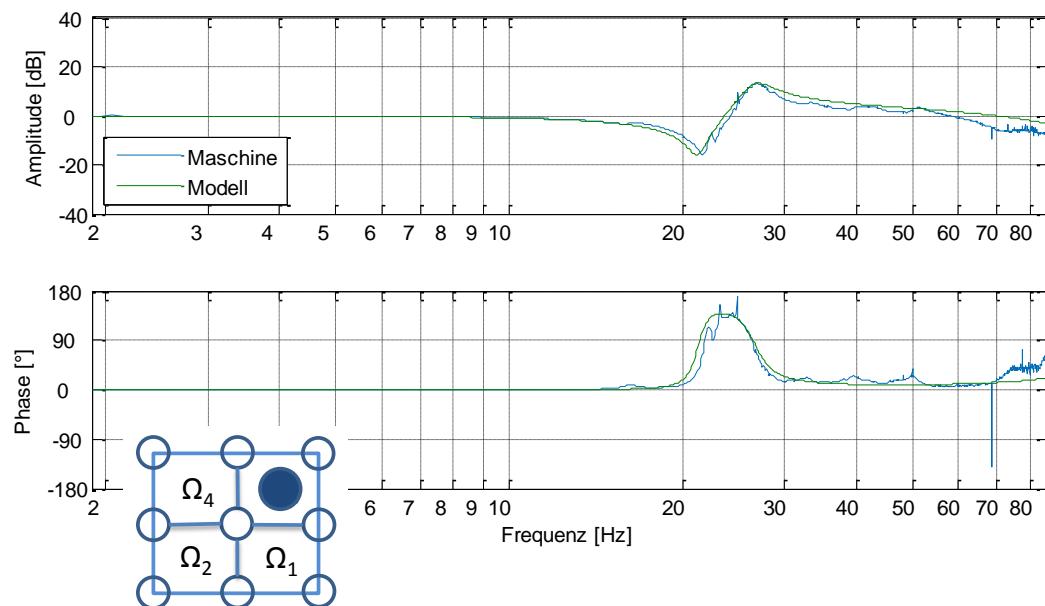


Abbildung A.9.9: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=263 mm, Y=528 mm

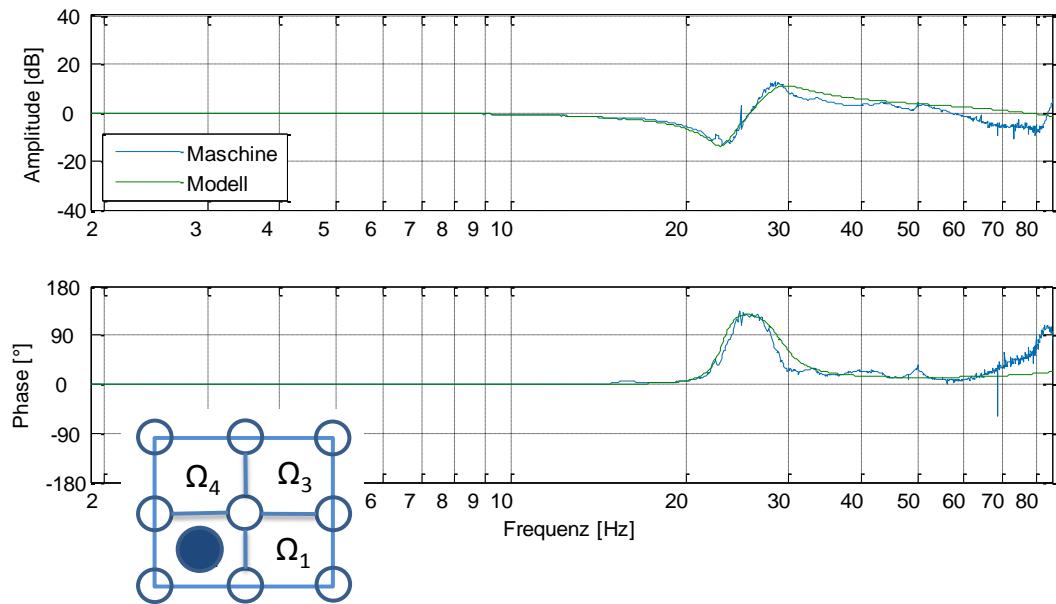


Abbildung A.9.10: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=563 mm, Y=183 mm

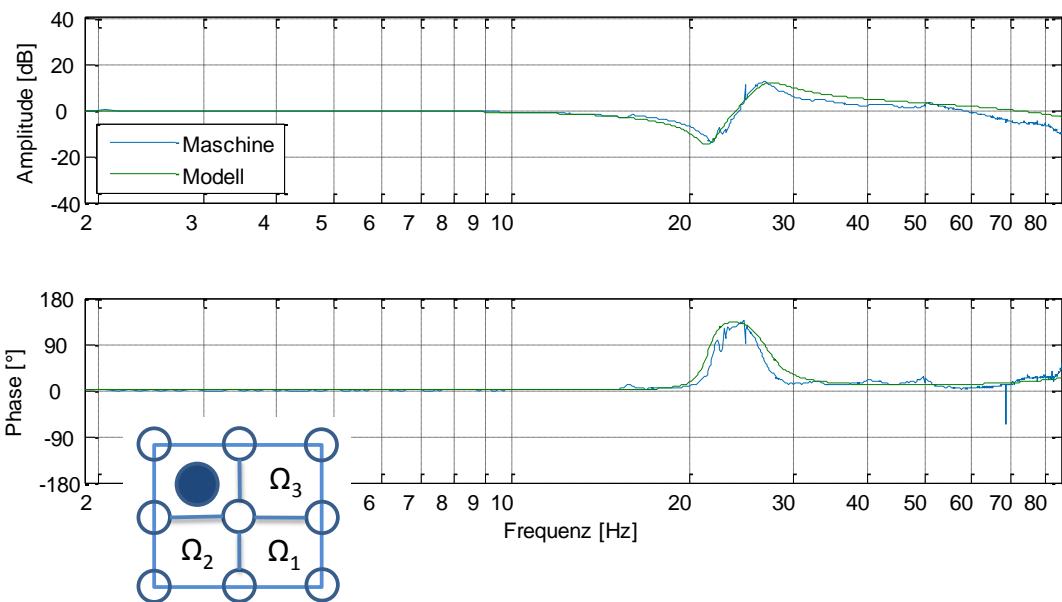


Abbildung A.9.11: Vergleich Mechanikfrequenzgänge X=563 mm, Y=528 mm

Wie zu sehen ist, passt sich das Modell auch für diese Punkte, d.h. die Annahme des linearen Verhaltens der Werte ab den gemessenen Daten kann für die Modellierung des Modells und die Simulation verwendet werden.

A.3. Aufbau des Simulinkmodells

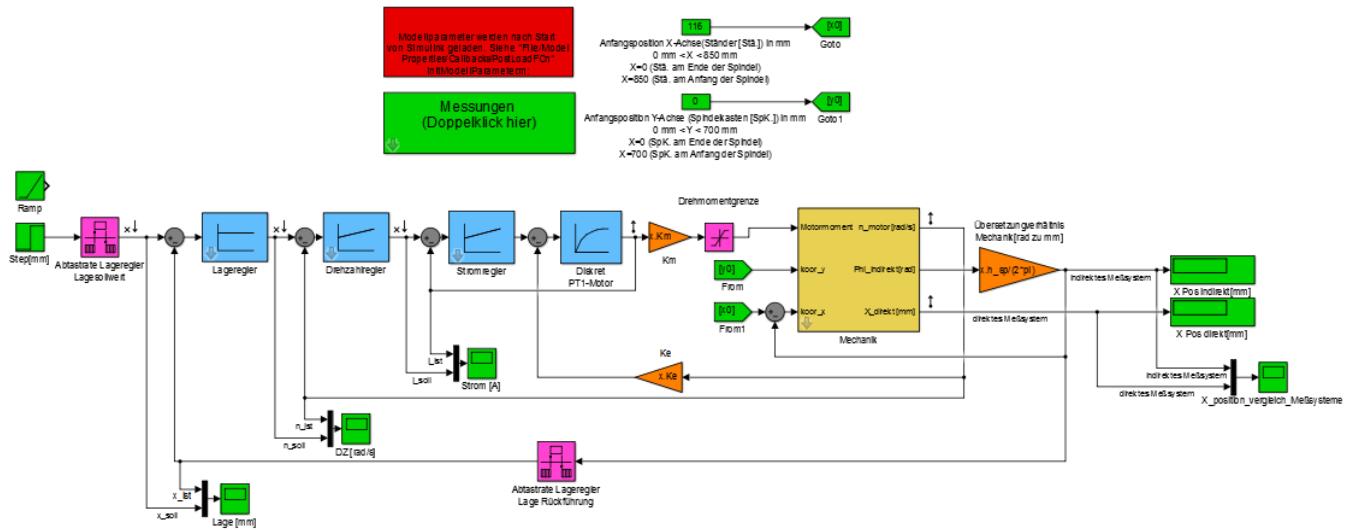


Abbildung A.9.12: Aufbau des Regelkreises

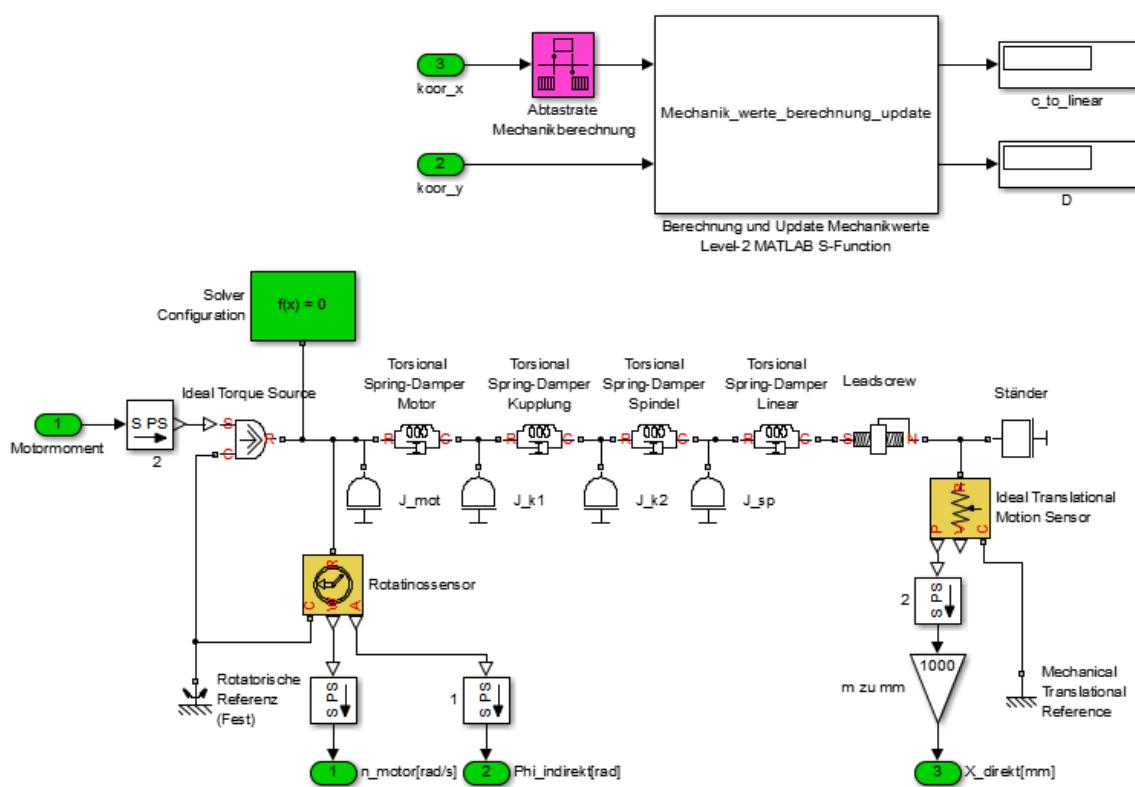


Abbildung A.9.13: Aufbau der Mechanik und der S-Function zur Berechnung und Update

A.4. Kontinuierliches Simulinkmodell

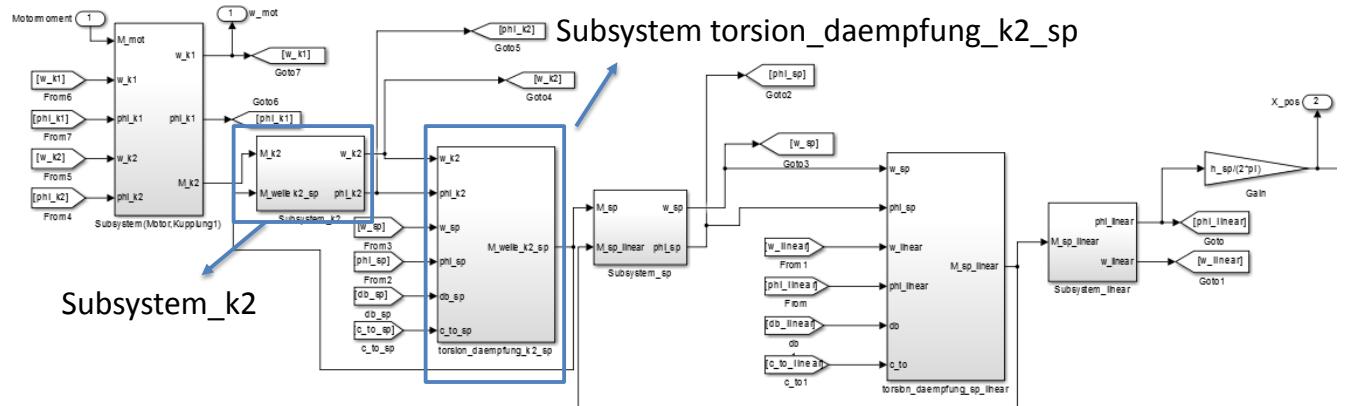


Abbildung A.9.14: Aufbau des kontinuierlichen Simulinkmodells

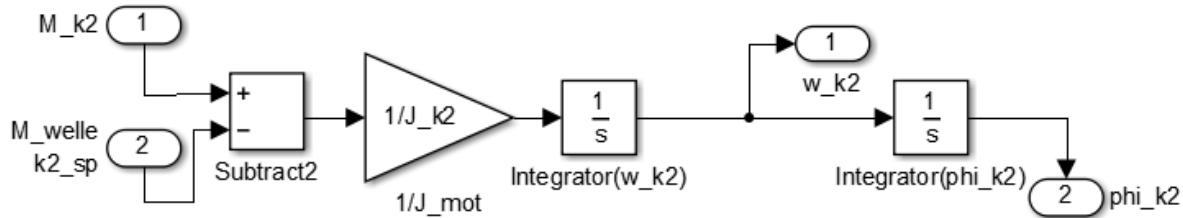


Abbildung A.9.15: Subsystem_k2. Übertragung der Momente

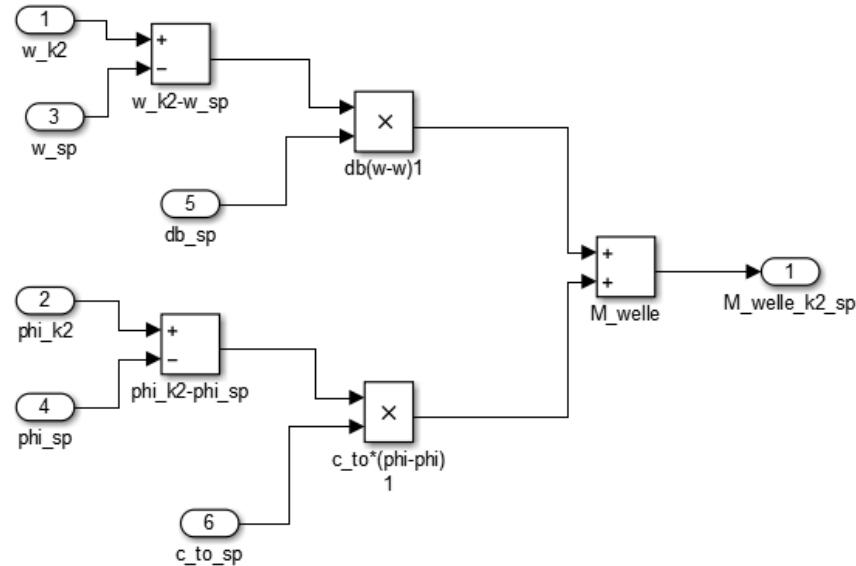


Abbildung A.9.16: Subsystem torsion_daempfung_k2_sp

A.5. Doppelverhältnisse

Die Bildung der Doppelverhältnisse ist eine Methode zur theoretischen Bestimmung von Einstellwerten der Regelparameter, das sich an einem Dämpfungsoptimum des geschlossenen Drehzahlregelkreises orientiert. Die Gleichungen der Übertragungsfunktion haben eine Form, die der allgemeinen Frequenzganggleichung entspricht [GROß06, S.117]:

$$F(j\omega) = \frac{b_0 + b_1 j\omega + \dots + b_m (j\omega)^m}{a_0 + a_1 j\omega + \dots + a_n (j\omega)^n}. \quad \text{Gl. (A5-1)}$$

Dabei sind die Koeffizienten des Zählers für den Verlauf des Amplitudengangs (Nullstellen) und die Koeffizienten des Nenners für den Dämpfungsgrad und die Stabilität (Pole) des geschlossenen Regelkreises verantwortlich. Ein günstiges Verhalten lässt sich erreichen, wenn vom Ende des Nenners (a_n) nach vorne (a_0) die Verhältnisse der Koeffizienten gebildet werden [GROß06, S.117]:

$$\frac{a_n}{a_{n-1}} = \frac{a_{n-1}}{a_{n-2}} = \dots = \frac{a_1}{a_0}, \quad \text{Gl. (A5-2)}$$

und zwei benachbarte Verhältnisse sich verhalten wie:

$$\frac{\frac{a_n}{a_{n-1}}}{\frac{a_{n-1}}{a_{n-2}}} = \frac{a_n \cdot a_{n-2}}{a_{n-1}^2} \leq \frac{1}{2}. \quad \text{Gl. (A5-3)}$$

Für den Drehzahlregelkreis der Werkzeugmaschine und unter der Annahme, dass im Stromregelkreis mit einer Wahl der Nachstellzeit des PI-Stromreglers die Zeitkonstante des Motors kompensiert wird, sodass im Stromregelkreis nur eine Verzögerungen übrig bleibt. Diese werden zur Summe der kleinen Verzögerungszeiten $T_{\sigma i}$ zusammengefasst. Im Abschnitt 8.3.2 wurde die Ersatzzeitkonstante des Stromregelkreises T_{str}^* aus den Messungen ermittelt und mit der Summe der Verzögerungen der Abtastzeiten die Summe der Verzögerungszeiten im Drehzahlregelkreis $T_{\sigma n}$ berechnet.

Nach Herleitung des geschlossenen Führungs frequenzgangs unter Berücksichtigung eines PI-Drehzahlreglers mit Referenzmodell, lassen sich zwei Doppelverhältnisse berechnen:

$$K_{pn} = \frac{I_{ges}}{2T_{\sigma n}}, \quad \text{Gl. (A5-4)}$$

$$T_{nn} = 4T_{\sigma n}. \quad \text{Gl. (A5-5)}$$

A.6. Simulationsergebnisse

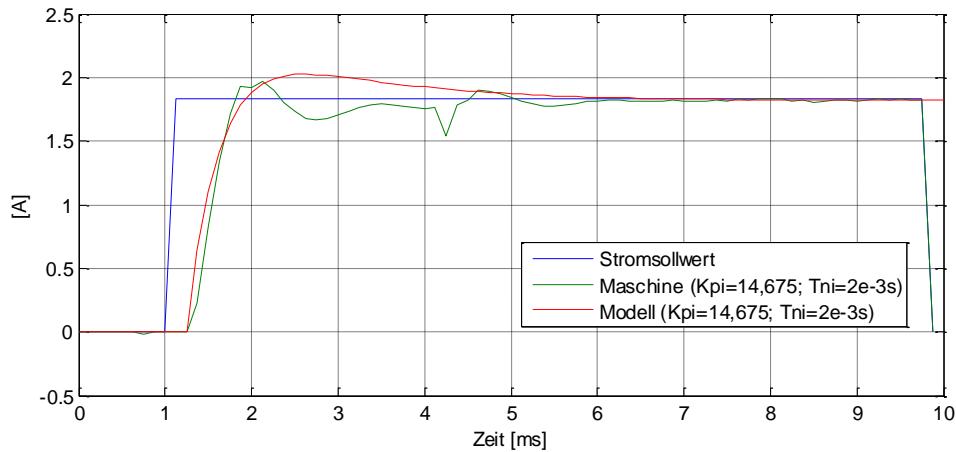


Abbildung A.9.17: Sprungantwort Strom

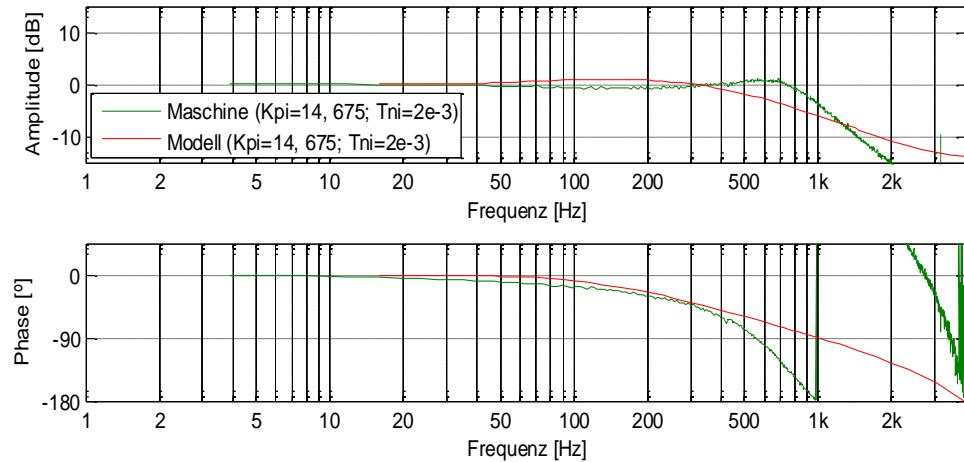


Abbildung A.9.18: Führungs frequenzgang Strom

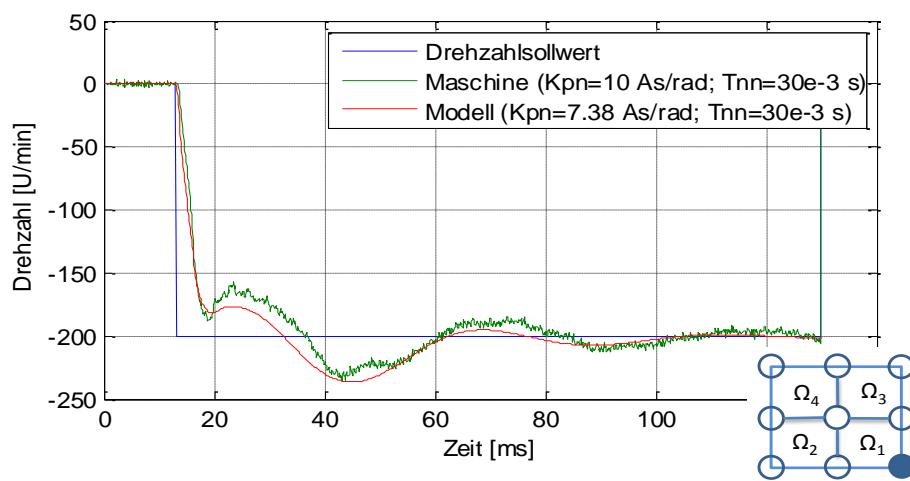


Abbildung A.9.19: Sprungantwort Drehzahl

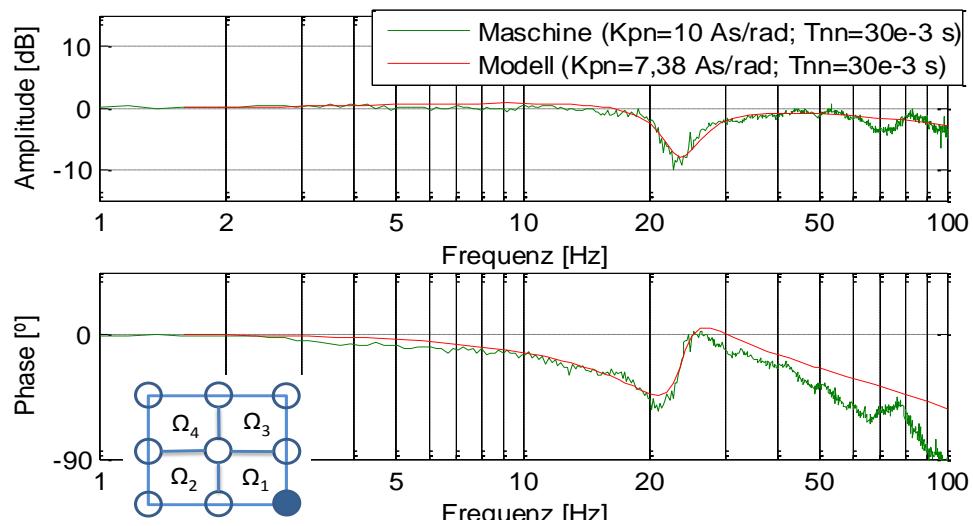


Abbildung A.9.20: Führungsfrequenzgang Drehzahl

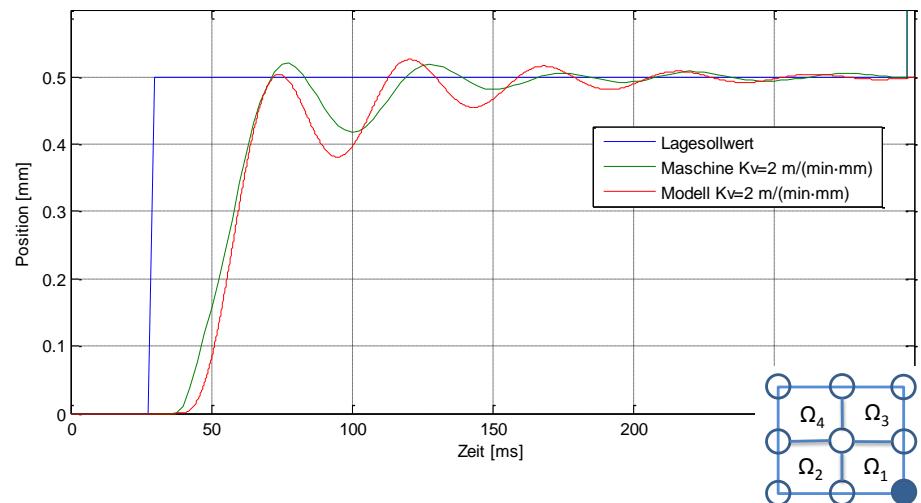


Abbildung A.9.21: Sprungantwort Lage

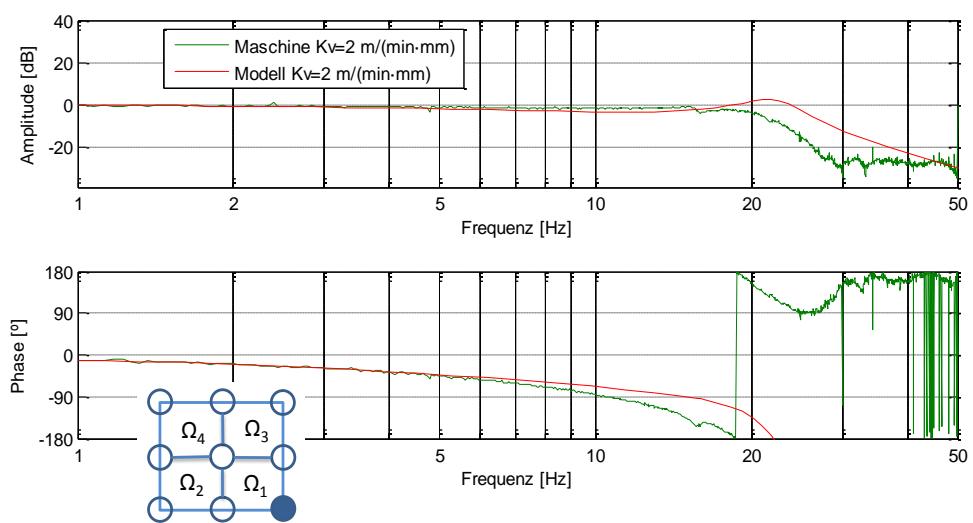


Abbildung A.9.22: Führungsfrequenzgang Lage