



DWM e. V. Dresdner Freundeskreis
der Werkzeugmaschinen- und Steuerungstechnik

Tagungsband

14. Dresdner Werkzeugmaschinen-Fachseminar

Lineardirektantriebe in Werkzeugmaschinen

- Produktinnovationen ▪
- Anwendungserfahrungen ▪
- Randbedingungen ▪

3. und 4. Dezember 2009
Dresden



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DRESDEN

Institut für
Werkzeugmaschinen
und Steuerungstechnik



Teilnehmerliste

Stand vom 30.11.2009

Albert , Ernst	Bosch Rexroth AG, Schweinfurt
Andreu , Kosta	MAP Maschinenbau GmbH, Magdeburg
Prof. em. Bahmann , Werner	DWM e. V., Dresden
Barthels , Florian	Fraunhofer IWS, Dresden
Beekhuis , André	IWT Bremen, Abt. Fertigungstechnik
Beinlich , Oliver	Siemens AG, Industry Automation & Drive Technologies, NL Bielefeld
Prof. Beyer , Eckhard	TU Dresden, Institut für Oberflächen- und Fertigungstechnik
Bucht , André	Fraunhofer IWU, Dresden
Brzezinski , Gunter	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Dr. Chrapek , Krzysztof	TU Wroclaw, Institut für Produktionstechnik und Automatisierung, Polen
Friedrich , Christian	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Friedrich , Dirk A.	RWTH Aachen, Werkzeugmaschinenlabor
Dr. Górski , Piotr	TU Wroclaw, Institut für Produktionstechnik und Automatisierung, Polen
Groß , Jürgen	MAG Powertrain GmbH, Eislingen
Prof. Großmann , Knut	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Großmann , Kay	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Grupp , Steffen	Doli Elektronik GmbH, München
Gümmer , Oliver	Leibniz Universität Hannover, Institut für Fertigungstechnik und WZM
Gurka , Paul	Weinig AG, Tauberbischofsheim
Hardtmann , André	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Dr. Hobohm , Michael	Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, München
Höfer , Hubert	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Holowenko , Olaf	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Dr. Jungnickel , Günter	DWM e. V., Dresden
Kaiser , Uwe	Siemens AG, Industry Automation & Drive Technologies, Chemnitz
Dr. Kauschinger , Bernd	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Klenke , Frederik	TU Dresden, Elektrotechnisches Institut
Knorr , Markus	Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG München
Konvicka , Jan	GF Agie Charmilles AG, Nidau, Schweiz
Kretzschmar , Holger	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Krihning , Sven	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Löser , Michael	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Dr. Mader , Klaus	MAB Maschinen- u. Anlagenbau GmbH, Radebeul
Dr. Martens , Knut	GROB-WERKE GmbH & Co. KG, Mindelheim
Dr. Möbius , Volker	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Dr. Mühl , Andreas	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Dr. Müller , Jens	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Pagel , Kenny	Fraunhofer IWU, Dresden
Peukert , Christoph	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Pfeiffer , Marko	IDAM INA Drives & Mechatronics GmbH & Co. oHG, Suhl
Rehn , Steffen	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Richter , Andreas	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Rudolph , Holger	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Schnell , Torsten	GÜNTHER Heiskalttechnik GmbH, Frankenberg/Eder
Dr. Schumacher , Klaus	DWM e. V., Dresden
Städel , Christian	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Dr. Stegen , Axel	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Dr. Tüllmann , Udo	DECKEL MAHO Seebach GmbH
Dr. Wasner , Olaf	DWM e. V., Dresden
Weinmann , Uwe	Bosch Rexroth Electronic Drives & Controls GmbH, Lohr
Dr. Wiemer , Hajo	TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
Dr. Wurst , Karl-Heinz	Universität Stuttgart, Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen
Dr. Zimmermann , Rolf	DWM e. V., Dresden

Fachbeiträge

1. U. Weinmann
Bosch Rexroth AG, Lohr am Main
Direktantriebe in der Anwendung
2. M. Knorr
Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG, München
Integration von Direktantrieben in Werkzeugmaschinen
3. M. Pfeiffer
IDAM INA Drives & Mechatronics, Suhl
Linearmotor mit Führungsqualitäten
4. Prof. Dr.-Ing. habil. R. Neugebauer, Dr.-Ing. W.-G. Drossel, K. Pagel
Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU, Chemnitz
Regelungskonzepte für Maschinen mit verkoppelten Achsen
5. Prof. Dr.-Ing. habil. K. Großmann, Dr.-Ing. J. Müller
Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik, TU Dresden
Impulskompensation an einer linearmotorgetriebenen Maschinenachse
6. Prof. Dr.-Ing. habil. K. Großmann, O. Holowenko
Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik, TU Dresden
Untersuchungen zur Reduzierung der Anregung von Gestellbiegeschwingungen an einer impulskompensierten Vorschubachse
7. Prof. Dr.-Ing. A. Verl, Dr.-Ing. K.-H. Wurst, A. Huf
Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen, Universität Stuttgart
Konzeption und Entwicklung von anwendungsoptimierten Direktantrieben
8. Prof. Dr.-Ing. C. Brecher, D. A. Friedrich
Werkzeugmaschinenlabor, RWTH Aachen
Simulationen und Betrieb eines ruckentkoppelten, gestapelten Achsverbundes
9. Prof. Dr.-Ing. B. Denkena, Dr.-Ing. H.-Chr. Möhring, O. Gümmer
Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen, Leibniz Universität Hannover
Hochdynamische Werkzeugmaschine mit innovativen impulsentkoppelten Vorschubachsen
10. Prof. Dr.-Ing. habil. K. Großmann
Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik, TU Dresden
MAX – Versuchsträger für eine Hochgeschwindigkeits-Leichtbau-Genauigkeitsmaschine

11. K. Andreu
MAP Werkzeugmaschinen GmbH, Magdeburg
Flexibles direkt angetriebenes 5-Achs-Simultan-Hochgeschwindigkeits-Bearbeitungszentrum
12. J. Groß
MAG Powertrain GmbH, Eislingen
Einsatz der Lineardirektantriebstechnik aus Sicht des Werkzeugmaschinenherstellers MAG Powertrain
13. Dr.-Ing. U. Tüllmann
DECKEL MAHO Seebach GmbH, Seebach
Direktantriebe im Einsatz an hochdynamischen Werkzeugmaschinen

Direktantriebe in der Anwendung

U. Weinmann

Bosch Rexroth AG
Lohr am Main

DIREKTANTRIEBE IN DER ANWENDUNG

Dipl. Ing (FH) Uwe Weinmann
Bosch Rexroth Electric Drives & Controls

1 Vorstellung der Direktantriebstechnik

Rexroth als Lösungsanbieter von kompletten Steuerungs- und Antriebssystemen im Bereich der Werkzeugmaschinen blickt auf eine lange Tradition beim Einsatz von Direktantrieben zurück. Seit 1989 wurden zunächst Asynchronmotoren als Bausatzmotoren - hauptsächlich für Spindel- anwendungen - dann Linearmotoren und Torquemotoren auf dem Markt eingeführt. Bereits 1993 erfolgte die Vorstellung des ersten Serienbearbeitungszentrums zusammen mit Fa. Ex-cell-o. Seitdem erfolgte sukzessive der Übergang auf Synchronmotoren, sowohl bei Linear-, Torque- als auch Spindelbausatzmotoren. Teilweise schon in der zweiten bzw. dritten Generation.

Direktantriebe zeichnen sich durch direkten Kraft- bzw. Drehmomentaufbau aus, d.h. durch den Verzicht auf mechanische Übertragungselemente wie z. B. Kugelrollspindeln, Zahnriemen, Zahnstange, Getriebe o.ä. Da am Motor keinerlei Verschleißteile mehr gegeben sind, ist ein vollkommen wartungsfreier Antrieb gegeben. Die Maschinenkonstruktion wird wesentlich vereinfacht. Direktantriebe vereinen in sich das Potenzial hohe Geschwindigkeiten und Beschleunigungen bei gleichzeitig hohen Positioniergenauigkeiten in einfachem Aufbau realisieren zu können. Dadurch sind hervorragende Regelgüten und damit verbunden hohe statische und dynamische Laststeifigkeiten erzielbar. Bei der Konstruktion sind die gegebenen Einschränkungen bezüglich der nicht mehr gegebenen Kraft-/Drehmomentübersetzungsmöglichkeiten zu berücksichtigen. Desgleichen bedeutet dies, dass die Motoren bzgl. Temperatureintrag und Schutzart den Gegebenheiten der Maschinen angepasst ausgeführt werden müssen. Bei Synchronmotoren sind die immer gegebene magnetischen Anziehungskräfte zu beachten.

Direktantriebe steigern wesentlich die Produktivität der Maschinen durch Verringerung der Nebenzeiten aufgrund hoher Dynamik und tragen aufgrund höherer Vorschubgeschwindigkeiten zur Verringerung der Hauptzeiten bei. Es lassen sich dadurch häufig völlig neue Prozessketten darstellen. Gleichzeitig steigt oftmals die Flexibilität der Maschinen durch einfachere Maschinenkonstruktion und neue Prozessmöglichkeiten. Nimmt man all diese Punkte zusammen steigt die Wirtschaftlichkeit der Maschinen erheblich.

2 Linearmotoren

Das Wirkprinzip von Linearmotoren wird deutlich, indem man einen konventionell sich drehenden Motor aufschneidet und abwickelt. Dabei wird das Teil, das stromdurchflossen ist, als Primärteil bezeichnet, dasjenige mit den Magneten als Sekundärteil. Zumeist ist das sich bewegende Teil das Primärteil. Dies kann aber auch umgekehrt realisiert werden. Die Hauptteile eines Linearantriebssystem sind neben diesen Primär und Sekundärteilen, die Linearführungen und das Wegmeßsystem, angebaut am Schlitten. Vergleicht man Linearmotoren mit konventionellen Konstruktionsprinzipien wird deutlich, dass die vormals gegebenen Nachgiebigkeiten und verschleißbehafteten Komponenten so gut wie vollständig eliminiert werden. Dadurch ergeben sich in fast allen relevanten Punkten Vorteile für den Linearantrieb.

Rexroth Linearmotoren mit einem Kraftspektrum bis 21500 N zeichnen sich durch eine geringe Kraftwelligkeit aus und eignen sich dadurch insbesondere für die Schleif- und Präzisionsbearbeitung. Trotz ihres sehr kompakten Aufbaus wird in der Ausführungsform mit Thermokapselung der Wärmeeintrag in die Maschine selbst im ungünstigsten Betriebspunkt auf max. 2K an den minimierten Anschraubpunkten begrenzt. Bei Bosch Rexroth sind die Linearmotoren - aus wenigen Komponenten bestehend und damit einfach handhabbar - direkt zum Einbau in die Maschinen konzipiert.

Inzwischen sind rund um den Linearmotor vielfältige Komponenten wie Führungen, Meßsysteme, Klemmelemente, Achsabdeckungen, Endlagendämpfer und Gewichtsausgleichssysteme für den Maschinenhersteller zur einfachen Integration verfügbar.

Linearmotoren werden in vielfältigen Maschinen, wie Dreh-, Fräs-, Schleif- und Präzisionsbearbeitungsmaschinen als auch in Handhabungssystemen eingesetzt.

3 Torquemotoren

Torquemotoren unterscheiden sich von konventionellen Motoren durch eine wesentliche Erhöhung der Polpaarzahl. Damit verbunden sinkt die maximal mögliche Drehzahl bezogen auf den Motor. Vergleicht man Torquemotoren mit konventionellen Konstruktionsprinzipien wird deutlich, dass die vormals gegebenen Nachgiebigkeiten und verschleißbehafteten Komponenten so gut wie vollständig eliminiert werden. Durch den Wegfall von mechanischen Übertragungsgliedern ist die sich ergebende Drehzahl zumeist wesentlich höher.

Rexroth Torquemotoren mit einem Drehmomentspektrum bis 13800 Nm zeichnen sich durch eine geringe Drehmomentwelligkeit aus, die sich dadurch insbesondere für Schleif- und Präzisionsbearbeitungen eignen. Die Überlastfähigkeit ist trotzdem mehr als zweifach.

Inzwischen sind rund um den Torquemotor vielfältige Komponenten wie Lagereinheiten mit geringer Reibung und hoher Steifheit, teils sogar mit integrierten Messsystemen für den Maschinenhersteller zur einfachen Integration verfügbar.

Torquemotoren werden in vielfältigen Maschinen, wie Dreh-, Fräs-, Schleif- und Präzisionsbearbeitungsmaschinen als Rundachsen, Biegeachsen und Revolver eingesetzt.

4 Spindelbausatzmotoren

Spindelbausatzmotoren sind bereits seit mehr als zwei Jahrzehnten in Werkzeugmaschinen im Einsatz. Die vorher verwendeten Getriebe bzw. Riementriebe konnten zum Großteil ersetzt werden. Zunächst wurden dazu fast ausschließlich Asynchronmotoren benutzt. Seit einigen Jahren finden vermehrt Synchronmotoren Verwendung. Gegenüber Asynchronmotoren ergeben sich wesentliche Verbesserungen in der Leistungsdichte, im Wirkungsgrad und in der weitgehenden Eliminierung der Rotorerwärmung.

Rexroth Spindelbausatzmotoren mit einem Drehmomentspektrum bis 4500 Nm zeichnen sich durch eine kompakte Bauform aus. Sie sind bis zu sechsfach feldschwächbar. Sie werden in vielfältigen Maschinen als Dreh-, Fräs- und Schleifmaschinen spindeln eingesetzt.

5 Direktantriebe in der Anwendung - Applikationsbeispiele

5.1 Nockenwellenschleifen

Die Vorteile der Direktantriebstechnik werden beim Nockenwellenschleifen sichtbar. Moderne, konvexe Formen der Nocken in Automotoren erfordern geringe Schleifscheibendurchmesser. Bei Verwendung von CBN- Schleifscheiben mit ihren höheren Schnittgeschwindigkeiten sind dadurch sehr hohe Drehzahlen erforderlich, welche durch moderne Synchronspindelbausatzmotoren vorteilhaft abgedeckt werden. Die damit verbundenen hohen Bahngeschwindigkeiten werden durch die Verwendung von Torque- und Linearmotoren zum Erzielen hoher Konturgenauigkeiten bei gleichzeitig hoher Oberflächengüte ermöglicht.

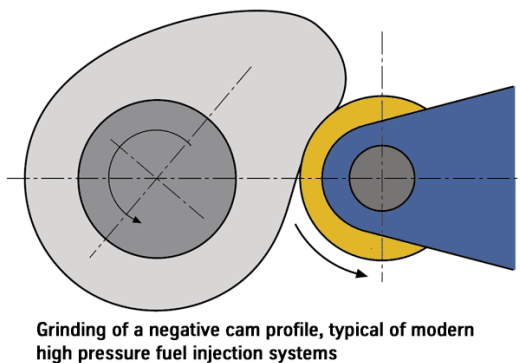


Bild 1: Schleifen konvexer Nockenformen

5.2 Kurbelwellenschleifen

Ähnliche Effekte treten bei der modernen Kurbelwellenfertigung auf. Hier wurde die vormals gegebene Prozesskette durch Spannen der Kurbelwelle in Drehmitte und Schleifen im Pendelhubverfahren völlig erneuert. Erstmals ist nun auch ein gleichzeitiges Bearbeiten mehrerer Hubzapfen möglich. Technisch realisiert wird dies durch die präzise Interpolation von Torquemotoren für die C- Achse und Linearmotoren für die X-Achse. Dabei werden prozesssicher Rundheiten kleiner $2\ \mu\text{m}$ bei hohen Oberflächenqualitäten erreicht. Diese Technik ist auch bei Großmaschinen z. B. zum Schleifen von Schiffskurbelwellen ohne Einschränkungen einsetzbar.

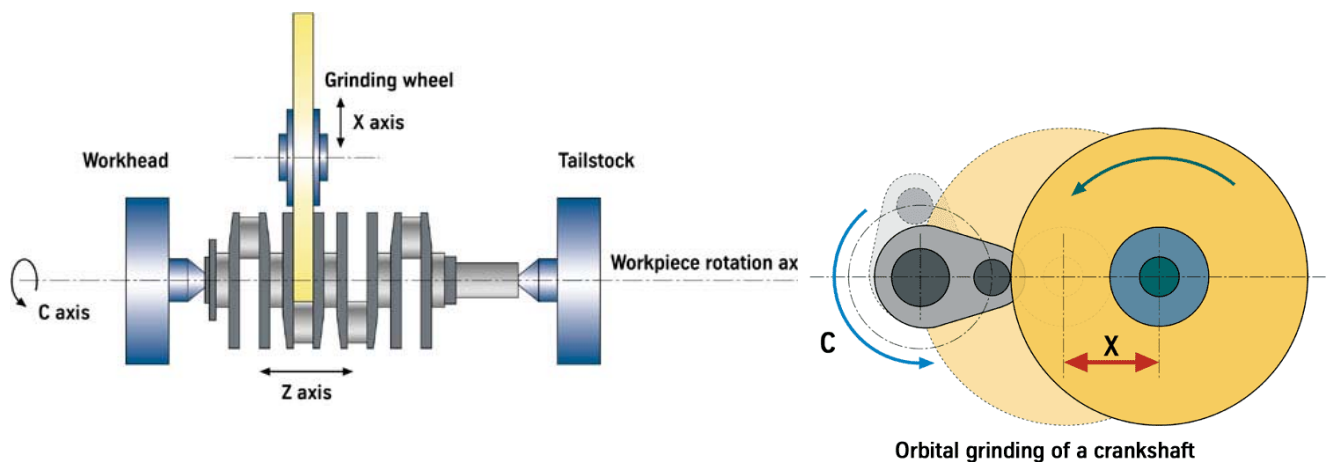


Bild 2: Schleifen von Kurbelwellen im Pendelhubschleifverfahren

5.3 Verzahnen

Bei Verzahnmaschinen werden die vormalig verwendeten, mechanisch aufwändigen Ausgleichsgetriebe durch Torquemotoren ersetzt. Bei hohen Gleichlaufgüten werden trotz stark wechselnder Werkstückgewichte und –abmessungen gute Ergebnisse erzielt.

Ähnlich wie beim Kurbelwellenschleifen kann beim Leistungshonen von PKW- Getriebe- Gangrädern zur Erzielung verringerter Laufgeräusche eine völlig neue Prozesskette realisiert werden. Die vormaligen Bearbeitungsgänge Schleifen und anschließendes Honen werden in einem Arbeitsgang zusammengefaßt. Ermöglicht wird dies durch das gute Gleichlaufverhalten der Torquemotoren. Zusätzlich ist an dieser Maschine zur schnellen Be- und Entladung der Werkstücke ein Linearmotor integriert.



Bild 3: Leistungshonen von Gangrädern

5.4 Präzisionsschleifen, Präzisionsbearbeiten

Beim Präzisionsinnenrundsleifen von Teilen für die Kraftstoff- Einspritzfertigung werden durch Integration von Linearmotoren ebenfalls neue Prozessabfolgen ermöglicht. Seither wird die gewünschte Form in den Schleifkörpern eingebracht. Dadurch ist ein häufiges Abrichten nötig. Nun finden Normschleifkörper Verwendung, die durch exakte Interpolation die gewünschte Form erzeugen. Unterstützt wird das Erreichen der Genauigkeiten durch hydrostatische Führungen bei höchster Steife und geringster Reibung.

Bei der Präzisionsbearbeitung können mit Hilfe von Direktantrieben Oberflächen im Bereich von 20 nm erzielt werden. Damit lassen sich Laserspiegel und –optiken als auch Mikrostrukturen direkt erzeugen.

5.5 Werkzeugschleifen

Durch die Verwendung von Direktantriebsmotoren werden beim Werkzeugschleifen völlig neue Dimensionen in der Oberflächengüte bei gleichzeitiger Steigerung der Produktivität erreicht. Durch Spindelbausatzmotoren werden in der A- Achse perfekte Gleichlaufgüten bei gleichzeitig hoher Dynamik zum Teilen von Nut zu Nut als auch hohe Drehzahlen zur Bearbeitung von Stufenbohrern erzielt.



Bild 4: Werkzeugschleifen

5.6 Kombi- Stanz-/Nibbeln-/Laser- Bearbeiten

Durch Verwendung von Linearantrieben zusätzlich zu den konventionellen Antriebssträngen in X- und Y- Achse können wesentliche Verbesserungen in Punkto Dynamik und Genauigkeit erzielt werden. Dabei werden im Koppelmodus die Bewegung der konventionellen Achsen mit denen aus den Linearantrieben kombiniert. Dabei auftretende Schleppfehler werden kompensiert. Im CNC-Modus können die Linearantriebsachsen für kleine und filigrane Teile auch alleine hochdynamisch und präzise bewegt werden. In Summe wurde durch diese intelligente Verknüpfung eine wesentliche Steigerung der Wirtschaftlichkeit der Anlagen realisiert.



Bild 5: Kombinierte Achsen beim Stanz-/Nibbel-/Laser- Kombibearbeiten

5.7 Bearbeitungszentren

Der dezidierte Einsatz von Linearantrieben in Achsen mit langen Verfahrwegen z.B. Fahrständermaschinen oder in hochdynamisch beanspruchten Achsen z.B. beim Turbinenschaufelfräsen ermöglicht eine einfache und damit wirtschaftliche Konstruktion bei hoher Produktivität. Gleichermäßen können bei Großfräsmaschinen die sonst benötigten, aufwändigen Antibacklash-Antriebsanordnungen ersetzt werden.

Direktantriebe in der Anwendung

Uwe Weinmann
Branchenmanagement Werkzeugmaschinen
Leiter Applikation

Rexroth - Electric Drives and Controls
Komplette Lösungen für Werkzeugmaschinen

Rexroth
Bosch Group

Steuerungen und Steuerungsbaugruppen

- offene Systemlösungen
- skalierbar



Antriebs- regelgeräte

- hohe Performance
- offene Schnittstellen



Kompetenz in der Anwendung

- Engineering
- Simulation
- Inbetriebnahme
- After Sales Service
- Lange Anwendererfahrung



Spindelmotoren

Synchron- und Asynchronmotoren
bis 4500 Nm und 30 000 min⁻¹



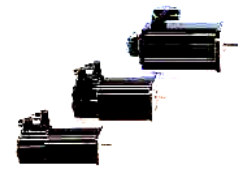
Torquemotoren

Synchronmotoren bis 13800 Nm



Linearmotoren

Synchronmotoren
bis 21 500 N



Motoren

Synchron und Asynchron-
motoren bis 860 Nm

	1989	Asynchron-Spindelmotoren 1MB
	1992	Asynchron-Linearmotoren LAF u. LAR (Flach u. Solenoid-Bauweise)
	1993	Erstes Serien-BAZ mit nur Direktantr.(Linear, Torque, Spindel)
	1996	Asynchron-Linearmotoren LAF in IP54
	1997	Synchron-Linearmotoren LSF in IP65
	1998	Synchron-Spindelmotoren MBS
	2001	Synchron-Torquemotoren IndraDyn T
	2002	Neue Synchron-Linearmotoren IndraDyn L
	2003	Neue Synchron-Spindelmotoren IndraDyn H
	2008	Gleichlaufoptimierte Torque-/Linearmotoren IndraDyn T / L

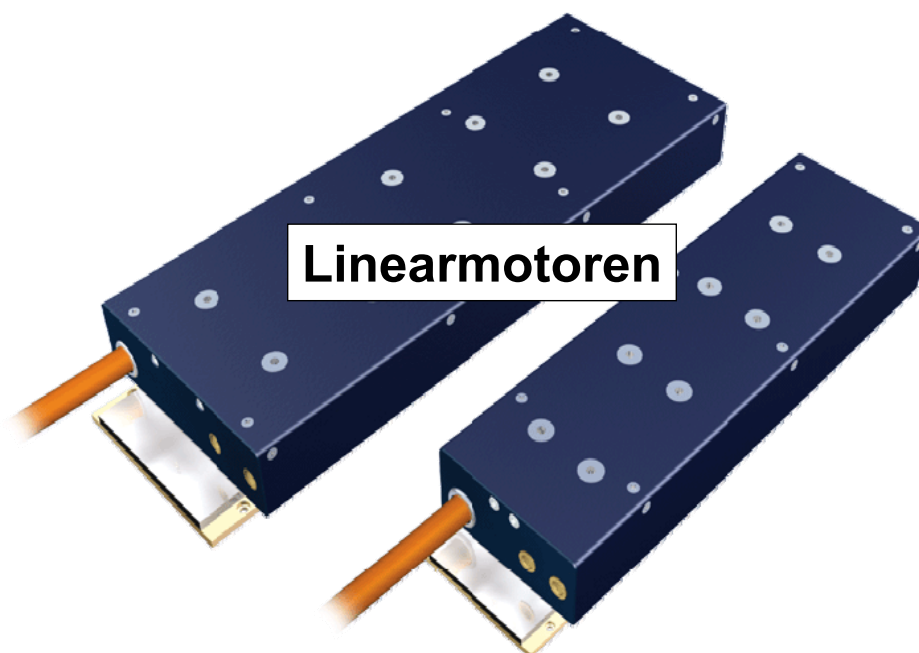
© Alle Rechte bei Bosch Rexroth AG, auch für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen. Jede Verfügungsbefugnis, wie Kopier- und Weitergaberecht, bei uns.

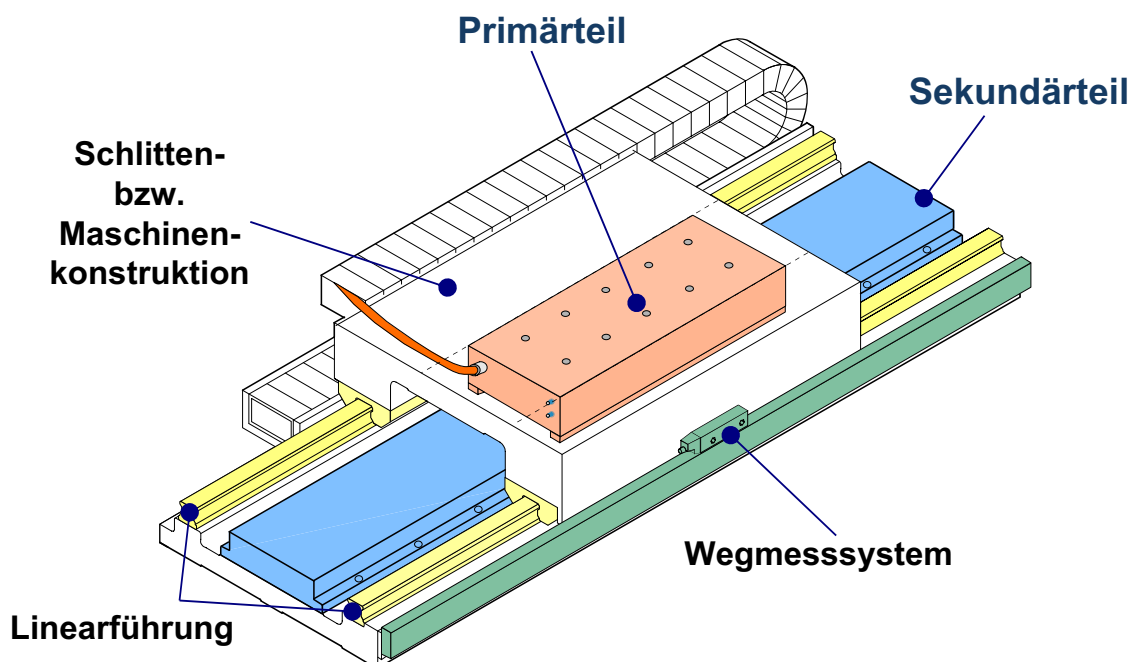
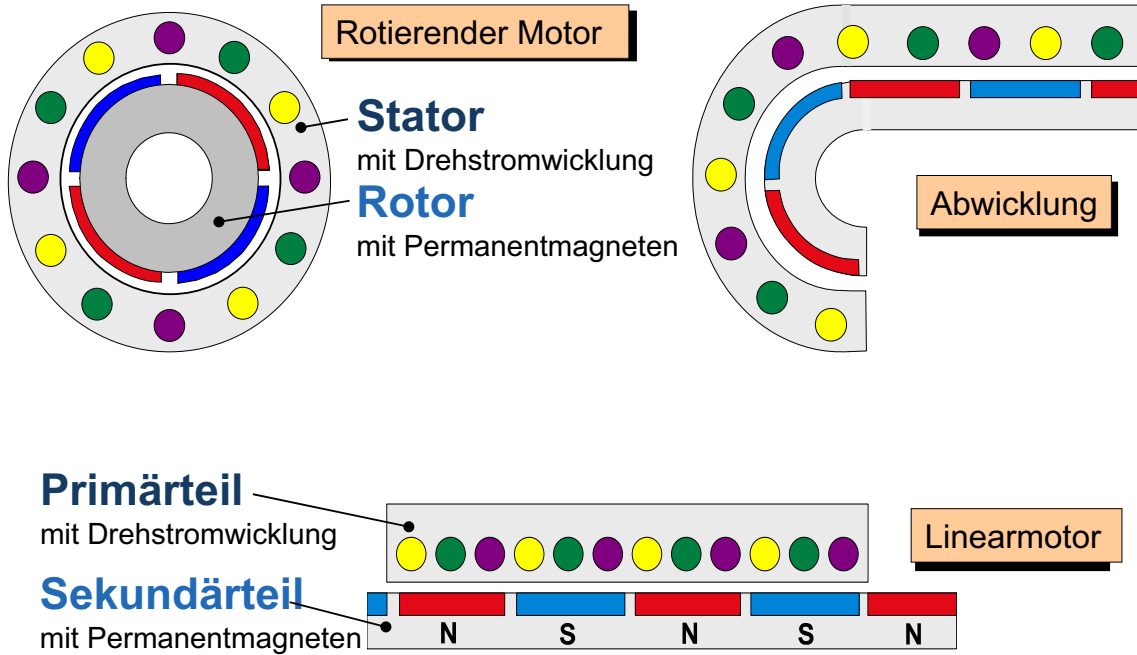
Direktantriebstechnik Eigenschaften, Vor- und Nachteile

- Vorteile:**
- Direkter Kraftaufbau - keine mechanischen Übertragungselemente (wie z. B. Kugelrollspindel, Zahnriemen, Zahnstange, Getriebe o.ä.)
 - Wartungsfreier Antrieb (keine Verschleißteile am Motor)
 - Vereinfachung der Maschinenkonstruktion
 - Hohe Geschwindigkeiten und Beschleunigungen
 - Hervorragende Regelgüte (Kv-Faktor > 20 m/min/mm)
 - Hohe statische und dynamische Laststeifigkeit
 - Positioniergenauigkeit unter 0,1 µm bzw. mgrad erreichbar
- Nachteile:**
- Keine Kraft-/Drehmomentübersetzungsmöglichkeit
 - Direkter Einbau in die Maschine (Temperatur / Schutzart)
 - Anziehungskräfte bei Synchron- Linearmotoren zw. Primär- und Sekundärteil sowie auf ferromagnetische Werkstoffe

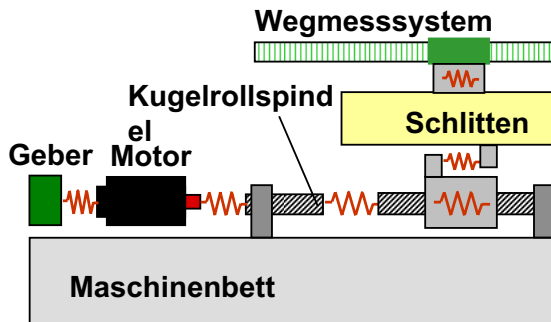
Direktantriebe steigern

- die Produktivität der Maschinen durch
 - Verringerung der Nebenzeiten aufgrund ihrer hohen Dynamik
 - Verringerung der Hauptzeiten aufgrund höherer Vorschubgeschwindigkeiten bei höherer Genauigkeit
 - Erneuerung der Prozeßkette
- die Flexibilität der Maschinen durch
 - Vereinfachung der Maschinenkonstruktion
 - neue Prozeßmöglichkeiten
- die Wirtschaftlichkeit der Maschinen bei konsequenter Befolgung vorgenannter Punkte





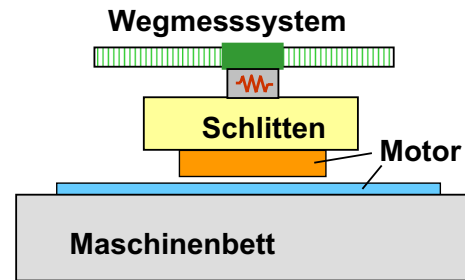
Konventioneller Kugellrollspindelantrieb



- Indirekte Krafterzeugung
- Nachgiebigkeiten
- Viele verschleißbehaftete mechanische Komponenten

Nachgiebigkeiten

Linearer Direktantrieb

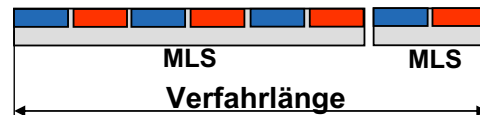


- Direkte Krafterzeugung
- Keine Nachgiebigkeiten
- Keine verschleißbehafteten mechanischen Komponenten
- Höhere Dynamik und Genauigkeit

	Linearer Direktantrieb	Rotierender Motor mit		
		Kugellrollspindel	Zahnriemen	Zahnstange
Geschwindigkeit	++	○	+	+
Beschleunigung	++	+	-	○
Genauigkeit	++	+	-	-
Vorschubkraft	○	++	○	+
Verfahrweg	++	-	+	++
Verschleiß	++	○	○	○
Projektierung	+	○	+	+



- 6 Motorbaugrößen (040 bis 300)
- 250 N bis 6750 N Dauer-,
800 N bis 21500 N Maximalkraft
- Max.geschwindigkeit bis 500 m/min
- Kompakte Bauform
- Geringe Kraftwelligkeit
- Standard- und Thermokapselung
(max. Temperaturerhöhung an
Anschraubfläche nur 2 K)
- Einfache Handhabung (alle
Komponenten einbaufertig)



Electric Drives and Controls 2009-12-03; Branchenmanagement Werkzeugmaschinen; Uwe Weimann; DCC/SIM5
© Alle Rechte bei Bosch Rexroth AG, auch für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen. Jede Verfügungsbefugnis, wie Kopier- und Weitergaberecht, bei uns.

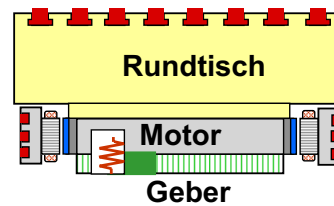
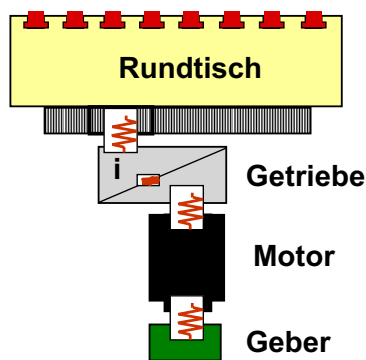
11




Torquemotoren

Electric Drives and Controls 2009-12-03; Branchenmanagement Werkzeugmaschinen; Uwe Weimann; DCC/SIM5
© Alle Rechte bei Bosch Rexroth AG, auch für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen. Jede Verfügungsbefugnis, wie Kopier- und Weitergaberecht, bei uns.

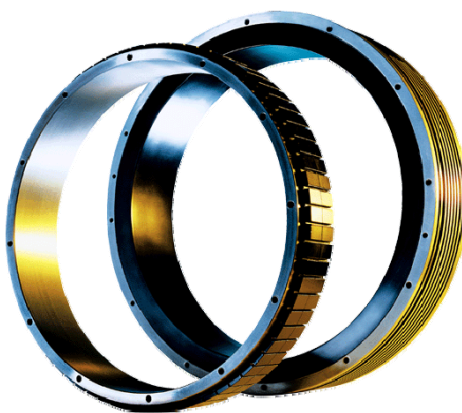
12



- | | |
|--|---|
| <ul style="list-style-type: none"> ▪ Indirekte Drehmomenterzeugung ▪ Nachgiebigkeiten ▪ Viele verschleißbehaftete mechanische Komponenten | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Direkte Drehmomenterzeugung ▪ Keine Nachgiebigkeiten ▪ Keine verschleißbehafteten mechanischen Komponenten ▪ Höhere Drehzahlen möglich |
|--|---|

 Nachgiebigkeiten

Synchron-Torquemotoren IndraDyn T Übersicht

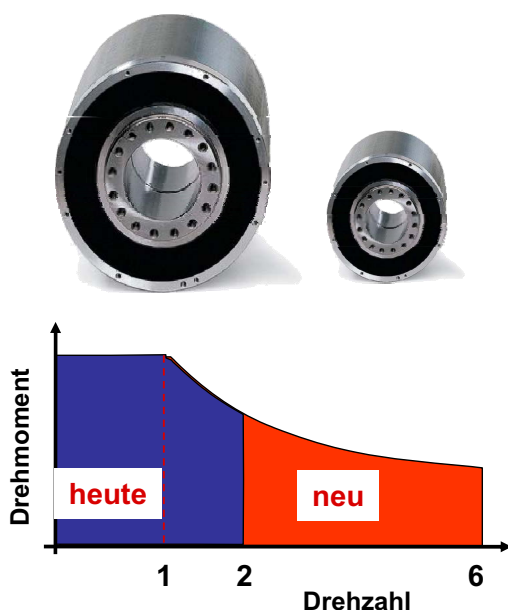


- 7 Baugrößen: 130 bis 530
- Bis zu 3 Baulängen
- 9 Nm bis 6300 Nm Dauer-,
15 Nm bis 13800 Nm Max.drehmoment
- Max.drehzahl bis 4000 min⁻¹
- Extrem geringe Drehmomentwelligkeit
- Hohe Überlastfähigkeit (> 2)
- Kühlung:
 - Standard: Flüssigkeitskühlung
 - Betrieb auch ohne Flüssigkeitskühlung möglich



Synchron-Spindelbausatzmotoren IndraDyn H

Übersicht



- Maximaldrehmomente bis 4 500 Nm
- Maximale Drehzahlen bis 30.000 min⁻¹
- Baugrößen: 100 bis 380
- Feldschwächbereich 1:4...6
- Erhöhung des Leistungsvermögens – bis zu 40% im Vergleich zu Asynchronmotoren gleicher Baugröße
- Hoher Bereich konstanter Leistung
- Höherer Wirkungsgrad – geringere Rotorerwärmung
- Flüssigkeitskühlungskanäle integriert mit Anschluß axial oder radial
- Rexroth Regelgeräte benötigen keinen Überspannungsschutz bei Netzausfall



Anwendungen



Anwendungsbeispiel Direktantriebe Nockenwellenschleifen



Cinetic Landis Grinding



JTEKT



NTC
NIPPEI TOYAMA Corporation

- Moderne, konvexe Form der Nocken erfordern geringe Schleifscheibendurchmesser
- Gleichzeitig erfordert die Verwendung von CBN- Schleifscheiben höhere Schnittgeschwindigkeiten
--> Hohe Drehzahlen erforderlich
--> Geringere Spindeldurchmesser erforderlich
- Moderne Synchronspindelbausatzmotoren decken diese Anforderungen sehr gut ab



- Hohe Produktivität, ermöglicht durch CBN- Technologie, erfordert hohe Bahngeschwindigkeiten
- Gleichzeitig hohe Konturgenauigkeit erforderlich
- Gleichzeitig hohe Oberflächenqualität erforderlich
- Gelöst wird dies durch
 - Torquemotoren für C- Achse
 - Linearmotoren für X-Achse

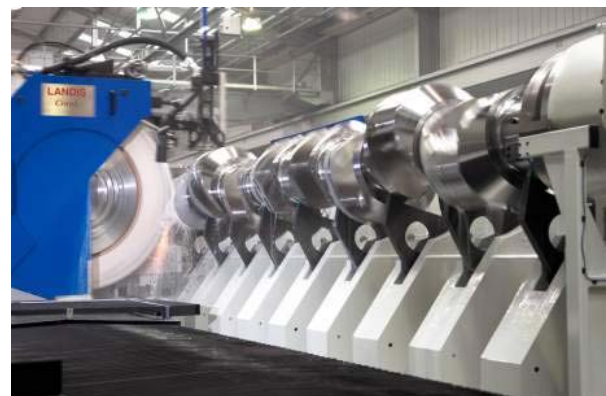
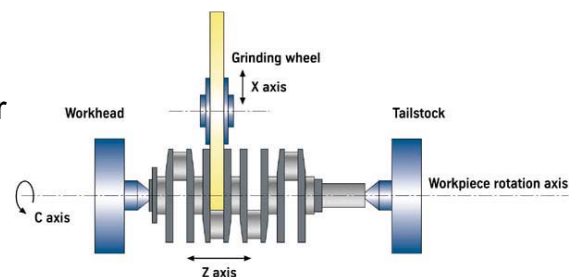




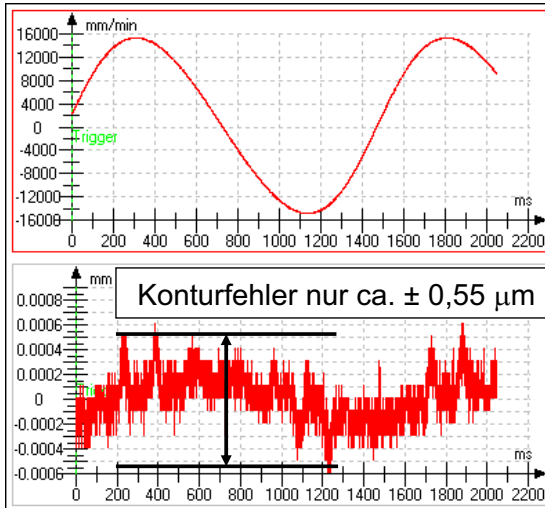
Cinetic Landis Grinding



- Erneuerung der Prozeßkette
 - durch Spannen der Kurbelwelle in Drehmitte
 - Schleifen im Pendelhubverfahren
 - Gleichzeitiges Bearbeiten mehrerer Hubzapfen möglich
- Ermöglicht wird dies durch präzise Interpolation von
 - Torquemotoren für C- Achse
 - Linearmotoren für X-Achse
- Auch einsatzfähig für Großmaschinen zum Schleifen von Schiffskurbelwellen



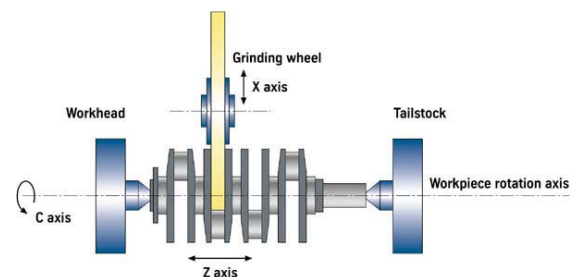
- Torque- und Linearmotoren für
 - hohe Genauigkeit (Rundheit <math>< 2 \mu\text{m}</math>)
 - hohe Oberflächenqualität



Electric Drives and Controls 2009-12-03; Branchenmanagement Werkzeugmaschinen; Uwe Weinmann; DCC/SIM5
© Alle Rechte bei Bosch Rexroth AG, auch für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen. Jede Verfügungsbefugnis, wie Kopier- und Weitergaberecht, bei uns.

23

- CBN- Schleifscheiben finden überwiegend Verwendung --> Höhere Drehzahlen erforderlich
- Verringerung Platzbedarf --> Geringe Spindelaußendurchmesser erforderlich
- Verhinderung der Ausdehnung der Spindelnase
- Moderne Synchronspindelbausatzmotoren decken diese Anforderungen sehr gut ab

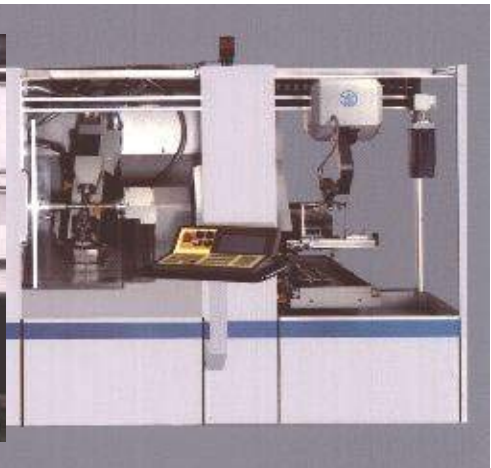
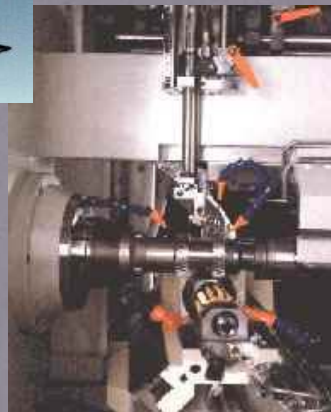


Electric Drives and Controls 2009-12-03; Branchenmanagement Werkzeugmaschinen; Uwe Weinmann; DCC/SIM5
© Alle Rechte bei Bosch Rexroth AG, auch für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen. Jede Verfügungsbefugnis, wie Kopier- und Weitergaberecht, bei uns.

24



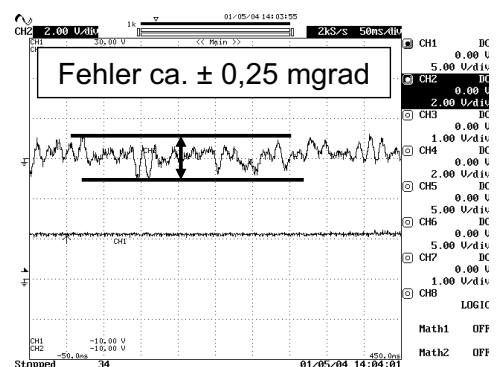
LIEBHERR
KOEPFER



Electric Drives and Controls 2009-12-03; Branchenmanagement Werkzeugmaschinen; Uwe Weimann; DCC/SIM5

© Alle Rechte bei Bosch Rexroth AG, auch für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen. Jede Verfügungsbefugnis, wie Kopier- und Weitergaberecht, bei uns.

- Verbesserung des Gleichlaufverhaltens
- Voherige komplexe Getriebezüge werden ersetzt, dadurch weniger Fehlerquellen
- Stark unterschiedliche Werkstückgewichte und wechselnde Vorrichtungen zur Aufnahme der Werkstücke werden durch Regelkreiseinstellung abgedeckt



Gleichlaufverhalten bei 1 Upm:
Kanal 1 (Signal unten): Drehzahlwert 1 Upm/Div
Kanal 2 (Signal oben): Schleppfehler: 0,5 mgrad/Div

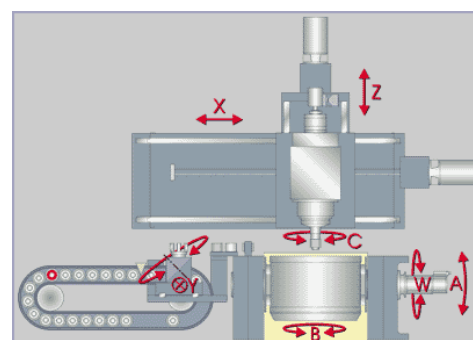
© Alle Rechte bei Bosch Rexroth AG, auch für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen. Jede Verfügungsbefugnis, wie Kopier- und Weitergaberecht, bei uns.



PRAWEMA

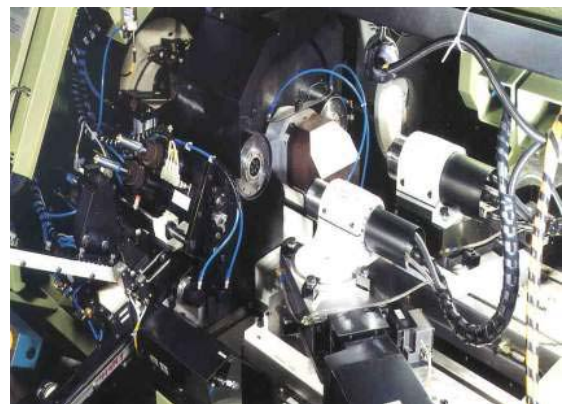


- Verändern der Prozesskette bei der Zahradbearbeitung
 - Wälzfräsen
 - Härten
 - Honen (Leistungshonen)
- Verminderung der Geräusche in PKW- Getrieben
- Erreichen der Genauigkeiten durch
 - Verbesserung des Gleichlaufverhaltens bei Verwendung von Torquemotoren
 - Verwendung von Linearmotoren
- Linearmotor erlaubt schnelle Beladung





- Ermöglichen neuer Prozesse in Bearbeitung
 - Seither: Form in Schleifkörper
--> dadurch häufiges Abrichten
 - Nun: Normschleifkörper, die durch Interpolation Form erzeugen
- Erreichen der Genauigkeiten durch
 - Hydrostatische Führungen
 - Höchste Steife, geringe Reibung
 - Verwendung von Linearmotoren
- Optimales Stillstandsverhalten
 ± 20 nm
- Optimale Konturtreue während Bewegung



Anwendungsbeispiel Direktantriebe Präzisions Bearbeitungszentrum

Rexroth
Bosch Group

- Optimiert für Erfordernisse der Mikrozerspanung und spanenden Mikrostrukturierung
- Freiformflächen mit nahezu optischer Qualität
- Maschinenbett aus massivem Granit (Temperaturstabilität)
- Hydrostatische / aerostatische Führungen
- Direktantriebstechnik in 4 Achsen
- Höchste Steife, geringste Reibung, höchste Dynamik
- Achsgeradheit: $< 1 \mu\text{m} / 250 \text{ mm}$
- Steifigkeit: $> 200 \text{ N} / \mu\text{m}$
- Achsgeschwindigkeit: $v_{\text{max}} = 3,5 \text{ m/min}$,
Achsbeschleunigung: $a_{\text{max}} = 15 \text{ m/s}^2$
- Spindel: 70.000 U/min / 0,5 kW



Electric Drives and Controls 2009-12-03; Branchenmanagement Werkzeugmaschinen; Uwe Weimann; DCC/SIM5
© Alle Rechte bei Bosch Rexroth AG, auch für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen. Jede Verfügungsbefugnis, wie Kopier- und Weitergaberecht, bei uns.

Bildnachweis Pyramidenstrukturen: FiG-IPT

31

Anwendungsbeispiel Direktantriebe Werkzeugschleifen

Rexroth
Bosch Group

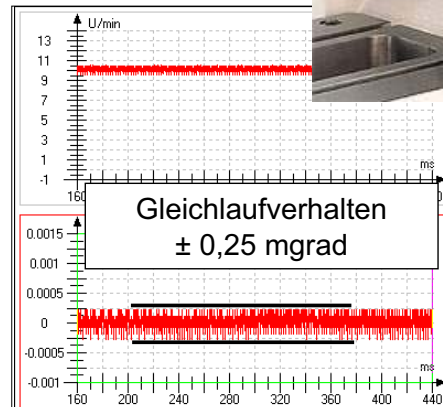
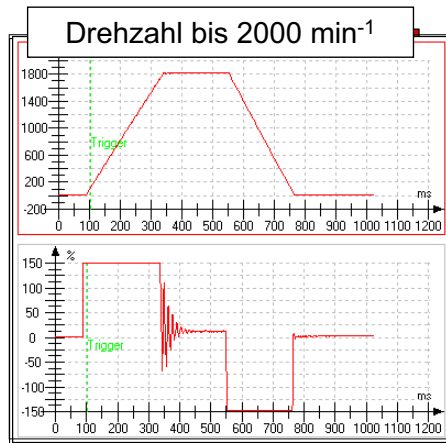


Electric Drives and Controls 2009-12-03; Branchenmanagement Werkzeugmaschinen; Uwe Weimann; DCC/SIM5
© Alle Rechte bei Bosch Rexroth AG, auch für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen. Jede Verfügungsbefugnis, wie Kopier- und Weitergaberecht, bei uns.

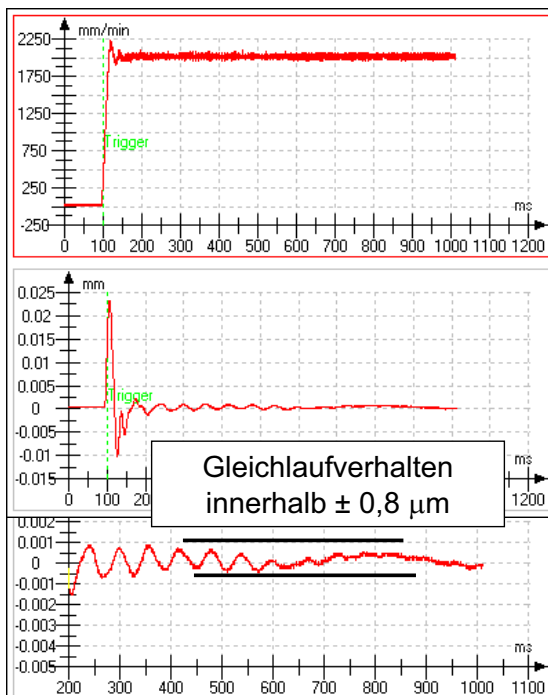
32

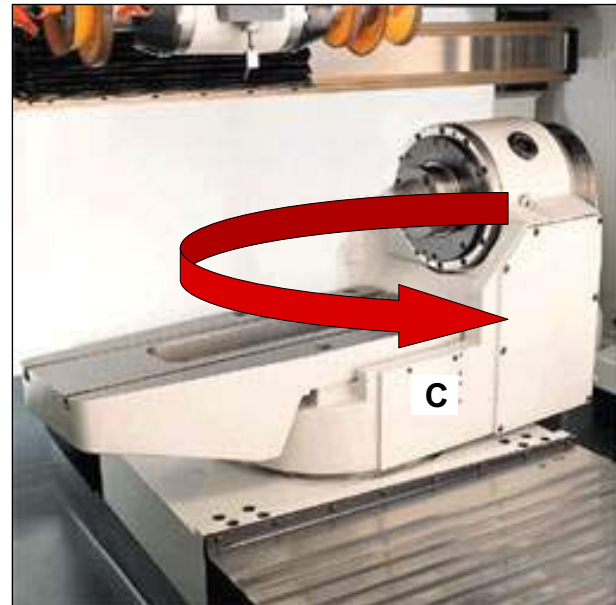
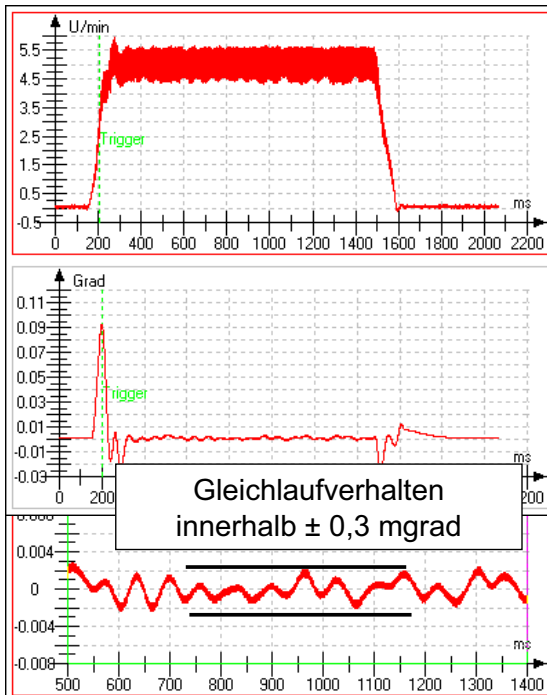
Anwendungsbeispiel Werkzeugschleifen IndraDyn H: A- Achse

- Hohe Drehzahlen zum Rundschleifen von z.B. Stufenbohrern
- Verkürzung der Nebenzeit durch hohe Beschleunigung beim Teilen von Schneide zu Schneide
- Trotzdem hohe Genauigkeit



Anwendungsbeispiel Werkzeugschleifen IndraDyn L: X- Achse





Electric Drives and Controls 2009-12-03; Branchenmanagement Werkzeugmaschinen; Uwe Weinmann; DCC/SIM5
© Alle Rechte bei Bosch Rexroth AG, auch für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen. Jede Verfügungsbefugnis, wie Kopier- und Weitergaberecht, bei uns.

35

Anwendungsbeispiel Direktantriebe

Kombi- Stanz-/Nibbel-/Laserschneidmaschine

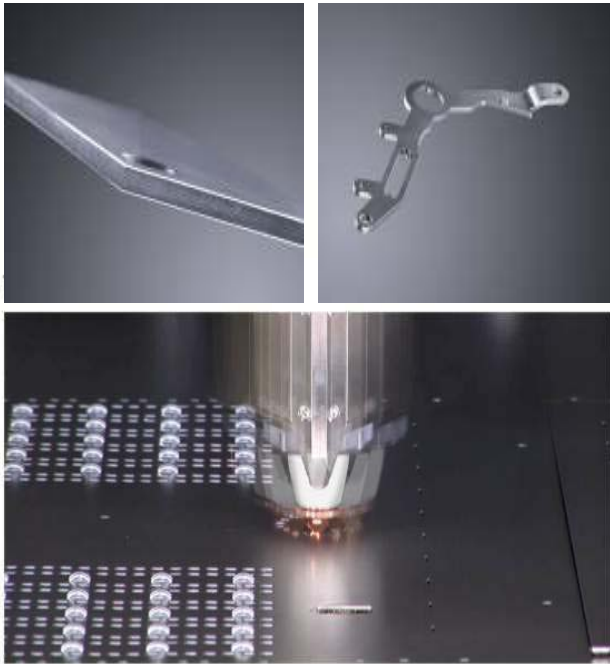
- Einsatz konventioneller Zahnstange-/Ritzel- antrieben plus Linearantriebsachsen
 - Hohes Tempo durch bewegliche Laser- einheit mit überlagerten Achsen
 - Schnelle Laserkopfpositionierung durch zusätzliche Achsen in X-Y-Richtung → Laserkopf kann selbst fahren
 - Hohe Verfahrgeschwindigkeit durch überlagerte Achsen – Schleppfehler wird von antriebsintegrierter Steuerung im Voraus berechnet und kompensiert
 - Hochdynamisches Verfahren großer Distanzen im Koppel-Modus
 - Schnelles Be- und Entladen mit Laserzusatzachsen und SheetMaster



Electric Drives and Controls 2009-12-03; Branchenmanagement Werkzeugmaschinen; Uwe Weinmann; DCC/SIM5
© Alle Rechte bei Bosch Rexroth AG, auch für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen. Jede Verfügungsbefugnis, wie Kopier- und Weitergaberecht, bei uns.

36

Präzisionssteigerung



- Die letzten Millimeter des Trennschnitts werden bei ruhendem Blech ausgeführt.
- Ermöglicht durch Umschaltung von Koppel- auf CNC-Modus
- Kleine Verfahrestrecken werden hochpräzise und hochdynamisch im NC-Modus realisiert

- Dezidiertes Einsatz in Achsen
 - mit z.B. langen Verfahrwegen → Fahrständermaschinen
 - die hochdynamisch beansprucht werden → Turbinenschaufelräsmaschinen
- Einsatz in Großräsmaschinen
 - Ersatz sonst benötigter, aufwändiger Antbacklash- Antriebsanordnungen



Integration von Direktantrieben in Werkzeugmaschinen

M. Knorr

Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
München

INTEGRATION VON DIREKTANTRIEBEN IN WERKZEUGMASCHINEN

Dipl.-Ing. Markus Knorr,
Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co.KG, München

1 Einleitung

Mit Linearmotoren (LIM) und Torquemotoren (TM) direkt angetriebene Maschinen werden seit nunmehr 15 Jahren in einem ständig breiter werdenden Spektrum von Applikationen eingesetzt, *Bild 1*. Bei den CNC-gesteuerten, flexiblen Werkzeugmaschinen haben sich Direktantriebe (DA) die spanenden Technologien Fräsen, Drehen und Schleifen in nahezu allen Maschinengrößen und nicht nur zur Bearbeitung von Leichtmetallen sondern auch bei Stahl- und Gusswerkstoffen /1...4/ erschlossen. Bei Großfräs- und Drehmaschinen kommen auch in den langen Achsen LIM zum Einsatz, denn diese sind oft einfacher zu handhaben als lange Kugelgewindetriebe (KGT) oder Zahnstangen und reduzieren die Teilevielfalt /5...6/.

SIEMENS

**Siemens 1FN Linear- und 1FW Torquemotoren
in Werkzeugmaschinen**

Stetig wachsendes Spektrum an Serienapplikationen

- **Dynamik, Langzeitgenauigkeit und Verschleißfreiheit**
- **Reduzierte Teilevielfalt, Logistikvorteile, einfache Montage**
- **Verfügbarkeit**
- **Prozesssicherheit**
- **Produktivität**
- **Pro Werkstück neutral:**
 - Invest- & Betriebskosten
 - Energieverbrauch

Drehen + Fräsen 	Automotive 	Aerospace 
Formenbau 	Schleifen 	

Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
© Siemens AG 2009 - Änderungen vorbehalten

Bild 1: Erfolgreicher Einsatz von Direktantrieben in Werkzeugmaschinen

Neben der hohen Produktivität und Langzeitgenauigkeit reduziert sich der Instandhaltungsaufwand direkt angetriebener Maschinen durch weniger Verschleißteile und mechanische Robustheit bei Überlastung erheblich /7/. Für den Vergleich des Energieverbrauchs von Maschinen wird oft die Anschlussleistung der Antriebe zugrunde gelegt und nicht der im realen Betrieb ausschlaggebende, tatsächliche Energieverbrauch. Leistungsverbrauchsmessungen an zwei vergleichbaren Maschinen – einer mit DA sowie einer mit KGT – bei Bearbeitung typischer Werkstücke zeigen einen

vergleichbaren Energieverbrauch pro bearbeitetem Bauteil. Die Direktantriebsmaschine nimmt zwar pro Stunde mehr Energie auf, hat jedoch auch eine höhere Produktivität, *Bild 2*.

SIEMENS

Ergebnisse der Vergleichsbearbeitung von Getriebegehäusen

**Der effektive Energieverbrauch der Linearmotormaschine ist nicht höher!
Werkstückbezogene Betrachtung berücksichtigt Produktivitätsunterschied**

- Anschlussleistung (120 kW) 50% höher
- Kurze Leistungsspitzen 38% höher
- Gesamtenergieaufnahme 18% höher
- Produktivität um 21% höher
- Anteil Vorschubantriebe an E_{Σ} nur 15%
- Anteil Hauptspindel an E_{Σ} 30%
- Anteil Aggregate an E_{Σ} 55%
- Jahresenergiekosten 1-Schicht \approx 1400 EUR

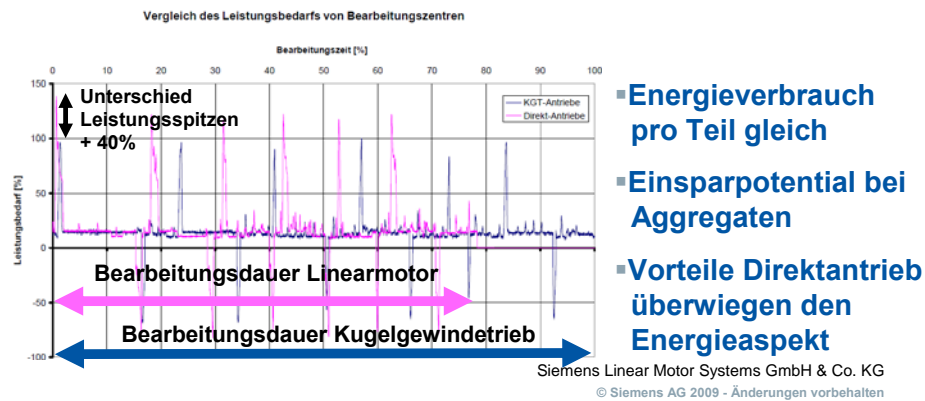


Bild 2: Werkstückbezogen neutraler Energieverbrauch von Linearmotormaschinen

Betrachtet man die Wirtschaftlichkeit der Fertigung, so stellt man fest, dass der Energiebedarf der Vorschubantriebe als DA oder KGT nur einen relativ geringen Kostenanteil verursacht. Wesentlich bedeutender sind Faktoren wie Produktivität, Verfügbarkeit und Prozesssicherheit der gesamten Maschine. Im Gegensatz zum KGT bleiben Präzision und Produktivität bei DA über die gesamte Lebensdauer konstant. So kann durch produktivere Maschinen mit DA die Maschinenanzahl einer Fertigungslinie reduziert werden. Als Folge sinken die Kosten für Anschaffung und Unterhalt, Zubehör, periphere Anlagen und die Aufstellflächen. Diese Einsparpotentiale wirken sich auf die Gesamtenergiekosten aus, die in der Gesamtbetrachtung der Energieeffizienz nicht fehlen dürfen /8,9/.

2 Linearmotoren für Werkzeugmaschinen

Die zuvor beschriebenen Vorteile des berührungslosen Antriebsprinzips können mit den in *Bild 3* gezeigten, auf die Werkzeugmaschinenumgebung hin optimierten, mechanisch robusten LIM realisiert werden. In *Bild 3* werden anhand einer exemplarischen Linearmotorbaugröße die Einflüsse der Geschwindigkeitsklasse auf den Strombedarf und die Leistungsbilanz gezeigt. Grundsätzlich sind schnelle Wicklungen bezüglich des Wirkungsgrads im Nennpunkt günstiger, wobei der Strombedarf jedoch mit schnellen Wicklungsausführungen ebenso steigt. Unabhängig vom Wirkungsgrad des Motors bei Nenngeschwindigkeit, die im praktischen Betrieb der Maschine evtl. weit unterschritten wird, ist es sinnvoller Dauerlast- oder Spitzenlastmotoren entsprechend den

Anwendungen richtig auszuwählen und je nach der Betriebsgeschwindigkeit eine möglichst langsame Geschwindigkeitsklasse einzusetzen, um die Ströme und Umrichter (Platzbedarf, Kosten) klein zu halten.

SIEMENS

Vorschubachsen mit Linearmotoren

Vorschub- und Beschleunigungskraft wird vom Motor direkt erzeugt!
-> Schubkraftdichte $F_{\delta S}$ bedingt die benötigte Fläche und Verlustleistung



Linearmotoren 1FN3 für Werkzeugmaschinen

- > bewährte, robuste Technik
- > Spitzenkraftvariante für Hochgeschwindigkeitsbearbeitung
- > Dauerkraftvariante für lange und hohe Bearbeitungskräfte

Vergleich Motorauslegung auf Basis einer Motorbaugröße (1FN3 – 300):
Bemessungskraft F_N : 1225[N]; / Maximalkraft F_{max} : 3450 [N]

Bemessungs- geschwindigkeit	v_{nenn} [m/min]	176	297	805
Bemessungsstrom	I_{nenn} [Aeff]	8	12,6	32,2
Mechanische Leistung	P_{mech} [kW]	3,6	6,1	16,4
Verlustleistung	P_V [kW]	1	1	0,93
Wirkungsgrad	η [%]	78	87	95

Hohe Geschwindigkeit:

- >Konstante Kraft
- >Konstante Verluste
- >Hoher Wirkungsgrad
- >Hoher Strom

Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
© Siemens AG 2009 - Änderungen vorbehalten

Bild 3: Für Werkzeugmaschinen geeignete Linearmotoren

Wärmebedingte Verformungen sind in Werkzeugmaschinen soweit wie möglich zu vermeiden, weshalb eine Wasserkühlung bei DA nicht nur zur Dauerkraftsteigerung notwendig ist. Die Wasserkühlung der LIM ist nicht nur als reiner Mehraufwand zu sehen. In der Praxis hat sich gezeigt, dass bei Verwendung von LIM und TM der Reihen 1FN3 und 1FW6 mit Zweikreiskühlkonzept der Bauart „Thermosandwich®“ Bild 4 hervorragende Positionier- und Bearbeitungsgenauigkeiten durch eine ausgezeichnete thermische Maschinenstabilität erreicht werden. Dies ist auf die großflächige Wirkung des mit der Maschinenstruktur gekoppelten Präzisionskühlkreislaufs zurückzuführen, der thermisch isoliert vom eigentlichen Leistungskühlkreis des Motors arbeitet. Zusatzaufwendungen wie die Wasserkühlung von DA kann bei Maschinen mit wassergekühlten Hauptantrieben weniger ins Gewicht fallen, da lediglich die Kühlleistung angepasst werden muss.

3 Regelungstechnisch orientierte Methoden zur Auslegung von Linearmotormaschinen

Linearmotoren werden nach den im Betrieb erforderlichen Spitzen- und Dauerkraften für Beschleunigungs-, Reibungs- und Prozesslasten sowie der geforderten Maximalgeschwindigkeit ausgelegt. Hierfür werden häufig Belastungszyklen zugrundegelegt.

Das Kühlprinzip der Linear- und Torquemotoren von Siemens ermöglicht thermisch neutrale Antriebe und Maschinen

Die Verlustleistung wird abgeführt: Präzision ab dem ersten Werkstück

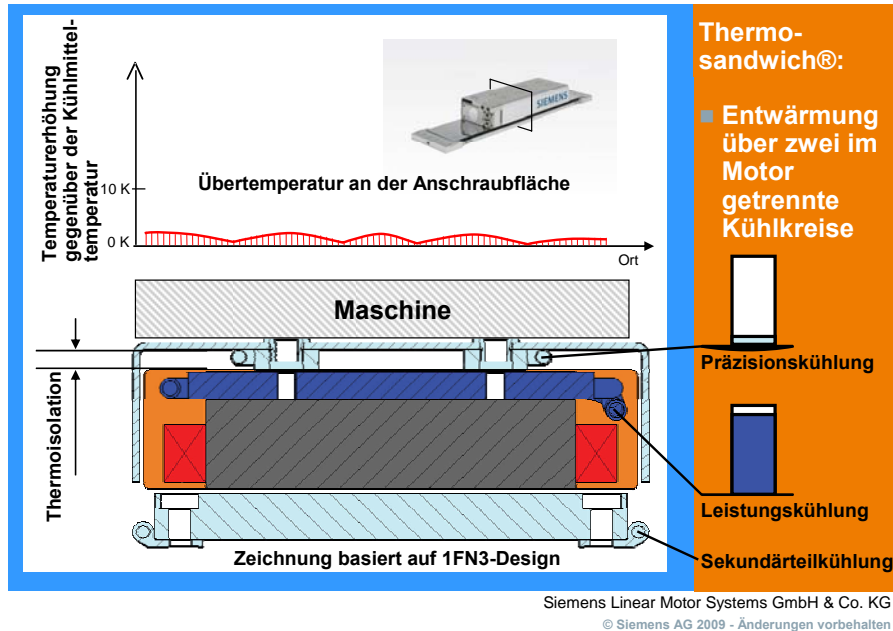


Bild 4: Linearmotor mit Zweikreiskühlkonzept der Bauart „Thermosandwich®“

Unabhängig von einer auch dynamisch beliebig hohen Genauigkeit des Antriebs ist die Genauigkeit am Werkstück entscheidend, die vom Verformungs- und Schwingungsverhalten der Struktur unter Prozess- und Trägheitskräften beeinflusst wird. Das in Bild 11 gezeigte Ausschwingverhalten kann steuerungstechnisch durch eine Ruckbegrenzung minimiert werden. Allerdings können die installierten Maximalwerte von Achsbeschleunigung und Geschwindigkeit von DA nur unzureichend genutzt werden, wenn aus Genauigkeitsgründen der von der Steuerung vorgegebene Ruck sehr stark begrenzt werden muss /10/.

Maschinen mit nicht genutzter Maximalbeschleunigung sind diesbezüglich überdimensioniert, denn proportional zur Beschleunigung steigen Motorkraft, -größe und Verlustleistung. Zu hoch angenommene Prozess- oder Reibkräfte bzw. „Auslegungsreserven“ haben den gleichen Effekt. Dies bietet insbesondere bei Direktantrieben ein nicht zu unterschätzendes Einsparpotential bei der Motor- und Umrichterdimensionierung, wenn eine optimale Abstimmung der Antriebsauslegung und Maschinenkonstruktion gefunden wird. Moderne Modellbildungs- und Simulationenmethoden für Werkzeugmaschinen, die von Siemens als Dienstleistung „Mechatronic Support“ angeboten werden, ermöglichen dies. So beginnt ein Mechatronic Support Projekt für eine Direktantriebsmaschine im Idealfall mit der Analyse der Anforderungen an die Maschine Bild 5.

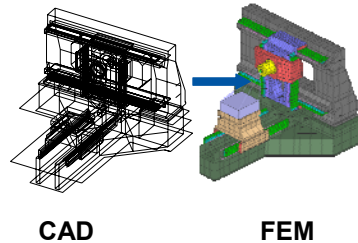
Sind die Anforderungen definiert, gilt es bereits während der Entwurfs- und Konstruktionsphase einer Maschine deren Tauglichkeit für eine bestimmte Aufgabe zu prüfen und eventuelle Schwachstellen frühzeitig zu erkennen.

Bei der Entwicklung von Werkzeugmaschinen steht dabei die Produktivität durch hohe Beschleunigungen und Geschwindigkeit bei gleichzeitig hoher Genauigkeit im Vordergrund.

Siemens Mechatronic Support

Unterstützung der Maschinenentwicklung von der Konzeptphase bis zur Maschinenabnahme

- Analyse Bearbeitungsprozess - Anforderung Maschinenkonzept
- Mechatronische Modellbildung und Maschinensimulation
- Vergleich und Bewertung von Maschinenkonzepten bezüglich Genauigkeit, Regelkreisdynamik, Steifigkeit (statisch und dynamisch)
- Auslegung und Optimierung von Steuerungs- und Antriebssystemen mit Regelkreisen und Sensorik
- Beratung zu geeigneten Maschinenkomponenten
- Messtechnik: Maschinenanalyse, Regelkreisoptimierung, Modellabgleich

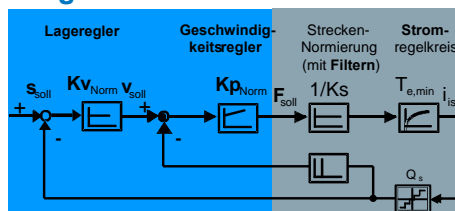


Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
© Siemens AG 2009 - Änderungen vorbehalten

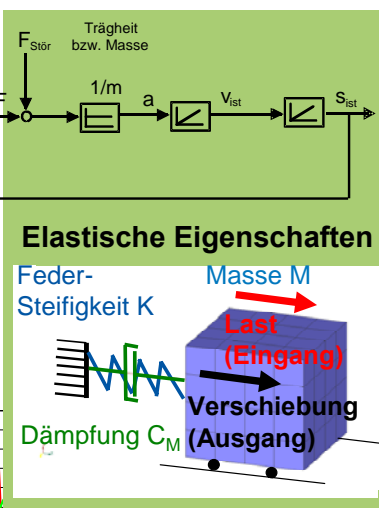
Bild 5: Dienstleistungsspektrum Mechatronic Support

Mechatronische Modellierung des geregelten Direktantriebs

Regelkreismodelle

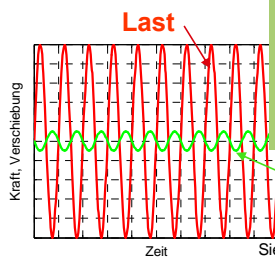
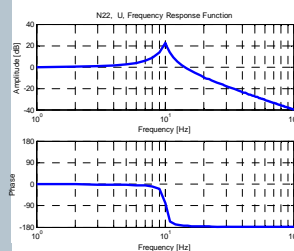


Mechanische Modelle



Berechnung und Simulation in

- Frequenzbereich
- Zeitbereich



Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
© Siemens AG 2009 - Änderungen vorbehalten

Bild 6: Regelungstechnische und mechanische Modelle für dynamische Maschineneigenschaften

Dies erfordert eine steife und schwingungsarme Maschinenmechanik, um die Leistungsfähigkeit von Direktantrieben bezüglich Antriebs- und Regelkreisdynamik umzusetzen. Insbesondere bei hochdynamischen Werkzeugmaschinen mit Lineardirektantrieben ist zu beachten, dass sich elastische Schwingungen der Maschinenkomponenten als Resonanzen der Regelstrecke abbilden. Schwingungen des mechanischen Systems begrenzen über diesen Wirkmechanismus die Regelkreisparameter, die die Genauigkeit und das Beschleunigungsvermögen einer Maschine wesentlich bestimmen. [12, 13].

Im folgenden soll näher auf geeignete Methoden zur Berechnung der Regelbarkeit einer elastischen Maschinenstruktur in der Konstruktionsphase eingegangen werden. Hierzu werden geeignete Modellierungswerkzeuge für regelungstechnische und mechanische Systeme im Zeit- und Frequenzbereich zwingend benötigt, *Bild 6*.

Die statische Genauigkeit und Wiederholbarkeit einer Maschinenachse wird im wesentlichen von den Meßsystemen (und deren Fehlerkorrektur), der Rechenfeinheit der Steuerung sowie der mechanischen Steifigkeit und der thermischen Stabilität der Maschine bestimmt. Die dynamische Genauigkeit ist dagegen vor allem von der Regelungstechnik und dem dynamischen Maschinenverhalten abhängig. In rein regelungstechnischen Analysen werden häufig blockschaltbildorientierte Tools zur Modellierung der Antriebsdynamik genutzt. Die Mechanik wird dabei häufig als starre Masse oder diskrete Masse- / Federmodelle abgebildet.

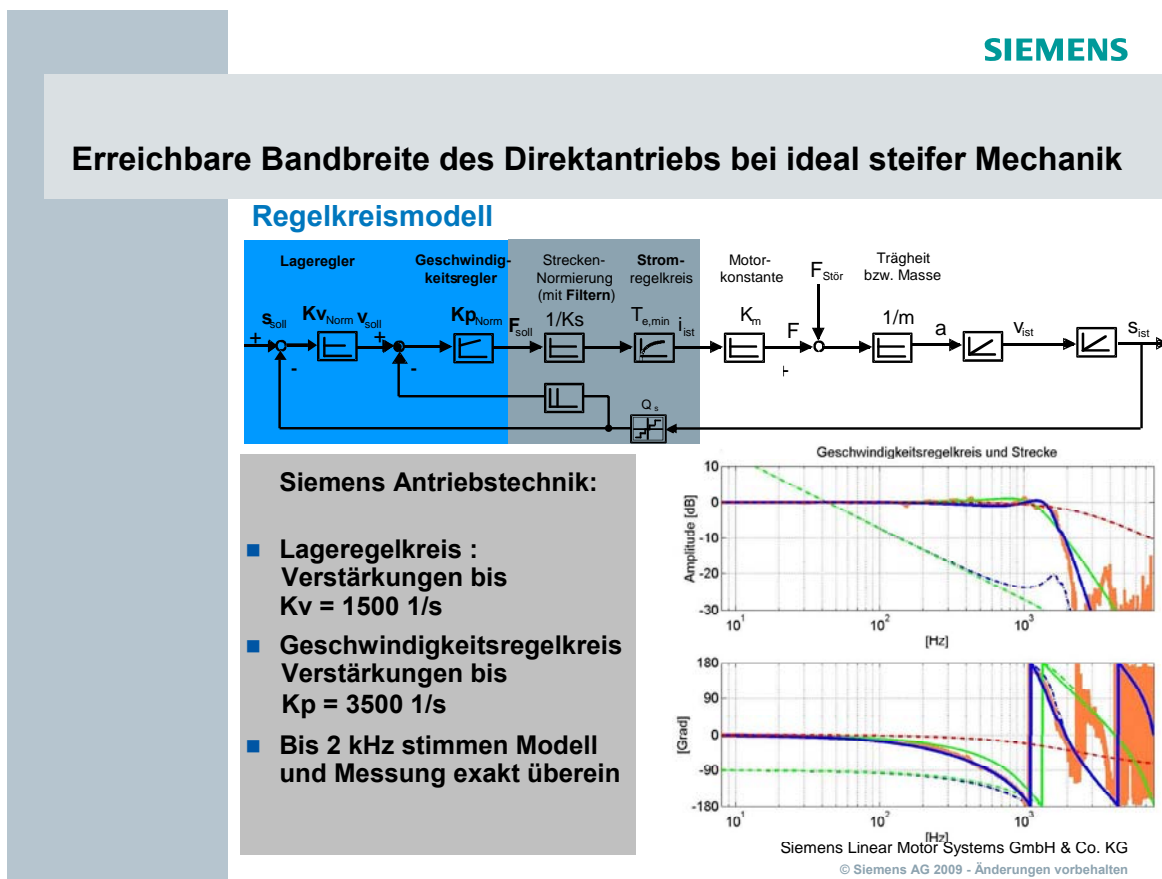


Bild 7: Regelungstechnische Modellierung für die Antriebstechnik bei starrer Masse

Es können zuverlässige Aussagen über das Antriebsverhalten und dessen Abhängigkeit von den regelungstechnischen Parametern gewonnen werden. Die Parameter der in den Modellen verwendeten diskreten Massen und Federn werden an gemessenen Frequenzen abgeglichen. Diese Vorgehensweise ist zur Erklärung grundsätzlicher Effekte geeignet. Es ist jedoch keinerlei

Vorhersage zum dynamischen Verhalten einer noch nicht existierenden Maschinenstruktur möglich, von der lediglich Konstruktionsdaten vorliegen. Verhält sich die Mechanik tatsächlich wie eine starre Masse, können sehr genaue Modelle wie in *Bild 7* aufgebaut werden. Insbesondere die Vorhersage der mit einem Regelungssystem und dessen begrenzenden Takt- und Totzeiten /14/ erreichbaren Bandbreite und dynamischen Genauigkeit eines Direktantriebs ist zuverlässig möglich.

SIEMENS

Die Bandbreite im Lageregelkreis bestimmt die dynamische Genauigkeit des Direktantriebs

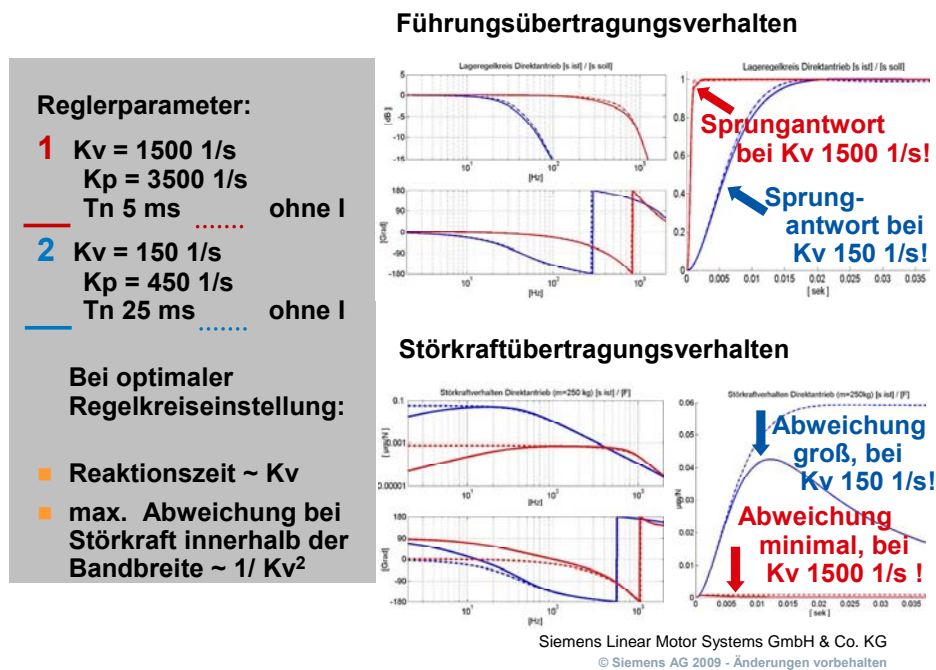


Bild 8: Berechnung der Antriebsdynamik in Abhängigkeit von der Regelung

Zur Regelung von Servomotoren wie auch Linearmotoren wird die in CNC-Maschinensteuerungen übliche digitale Kaskadenregelung als Grundstruktur eingesetzt, die durch Soll- und Istwertfilter, Dynamikanpassungen und Vorsteuerungskonzepte verfeinert werden. Untersuchungen zum Einfluß verschiedener Reglerstrukturen und Rechenakte haben gezeigt, dass mit dem digitalen P-Lage, PI-Geschwindigkeitsregler und einer hohen Dynamik im Stromregelkreis des Antriebs sowie hochauflösenden Meßsysteme an Laboraufbauten sehr hohe Regelkreisverstärkungen erreicht werden können. Dies ist die Voraussetzung für gute dynamische Führungsgenauigkeit und Störsteifigkeit eines Vorschubantriebs, wobei besonders die dynamische Steifigkeit einer Vorschubachse neben der bewegten Masse von der Regelkreisdynamik bestimmt wird, *Bild 8*. Vor allem im Werkzeugmaschinenbau muß von einer Vielzahl von Störkräften ausgegangen werden die auf eine Vorschubachse wirken, wie z.B. durch Reibung und Prozesskräfte, ungleichförmige Kraftentfaltung von Motoren, Maschinenschwingungen usw. . Schon die bei mechanischen Führungen vorhandene Reibung von Maschinenachsen ruft bei unzureichender dynamischer Steifigkeit große Umkehrfehler an den Quadrantenübergängen von Kreisbahnen hervor, *Bild 9*.

Die Bandbreite im Lageregelkreis bestimmt die dynamische Genauigkeit des Direktantriebs

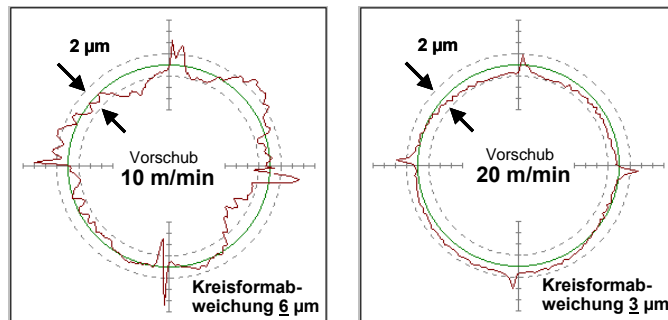
Lageregelkreisverstärkung :
Kv 15 m/(min mm)

Lageregelkreisverstärkung :
Kv 60 m/(min mm)

- Doppelt so schnell
- Doppelt so genau

Kreisbahn mit Radius 20 mm

Störkraftunterdrückung (z.B. Reibung) nur durch Regelung !



Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
 © Siemens AG 2009 - Änderungen vorbehalten

Bild 9: Bedeutung der Lageregelkreisdynamik für die Bahngenauigkeit

Je nach mechanischer Ausführung der Maschine kann die hohe Antriebsdynamik jedoch zu verstärkter Anregung von Maschinenschwingungen führen. Die Bearbeitungsgenauigkeit der Maschine wird hiervon oft beeinträchtigt, obwohl der Direktantrieb selbst eine hohe Genauigkeit aufweist. Hier beeinflusst die statische und dynamische Steifigkeit der Maschine das Verformungs- und Schwingungsverhalten der Struktur unter Prozess- und Trägheitskräften zwischen der vom Antrieb am Meßsystem eingestellten Position und dem Werkzeugeingriff. Als Beispiel sei das in Bild 10 dargestellte FEM-Modell einer Portalfräsmaschine genannt. Zwei typische Arten von Maschinenschwingungen beeinflussen die Genauigkeit zwischen dem bewegten Werkzeug und dem unbewegten Werkstück, das beliebig steif am Boden befestigt anzunehmen ist.

In der Y-Verfahrriichtung ist dies zunächst eine Schwingung des Achsunterbaus der Y-Achse, die über die vom unbewegten Teil des Y-Linearmotors (hier Sekundärteil) erzeugten Vorschubkräfte angeregt wird. Die Schwingform zeigt ein Verkappen der Maschinenständer. Bei sehr großen Maschinen kann die zugehörige Resonanzfrequenz bei nur 5 Hz, bei kleinen und steifen Maschinen auch bei 50 Hz liegen. Mit dem Verkappen der Ständer wird auch die Quertraverse mitbewegt. Bei dynamischer Lageregelung des Y-Linearmotors kann man sich diesen im Stillstand näherungsweise wie an der Quertraverse fixiert vorstellen, weshalb letztendlich auch das Werkzeug relativ zum Werkstück am Boden mit der Portalresonanzfrequenz schwingt. Bei Verfahrbewegungen des Y-Motors mit hoher Regelkreisdynamik bildet sich am Werkstück die von der Steuerung vorgegebene Sollbewegung ab, der gewünschten Bewegung wird aber auch die Portalschwingung als Störung überlagert.

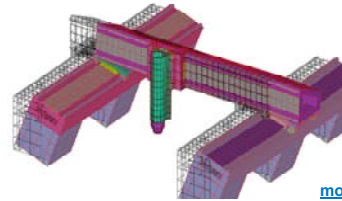
Eine weitere Schwingung in Y-Verfahrriichtung ist eine Schwingung des Achsaufbaus der Y-Achse, die über die vom bewegten Teil des Y-Linearmotors (hier Primärteil) erzeugten Vorschubkräfte angeregt wird. Die Schwingform zeigt ein Verkappen des Y-Schlittens und ein Verbiegen der Z-Achsstruktur. Die zugehörige Resonanzfrequenz liegt je nach Maschinengröße zwischen 25 und

Annahme: Regelung sei ideal (Ist = Soll am Messsystem)
Dynamische Genauigkeitsgrenzen durch Maschinenschwingungen

Nicht optimale Massen- und Steifigkeitsverteilung führen zu mechanischen Schwingungen und Bahnfehlern

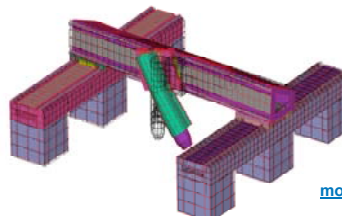


Schwingung Achsunterbau



mode11.gif

Schwingung Achsaufbau

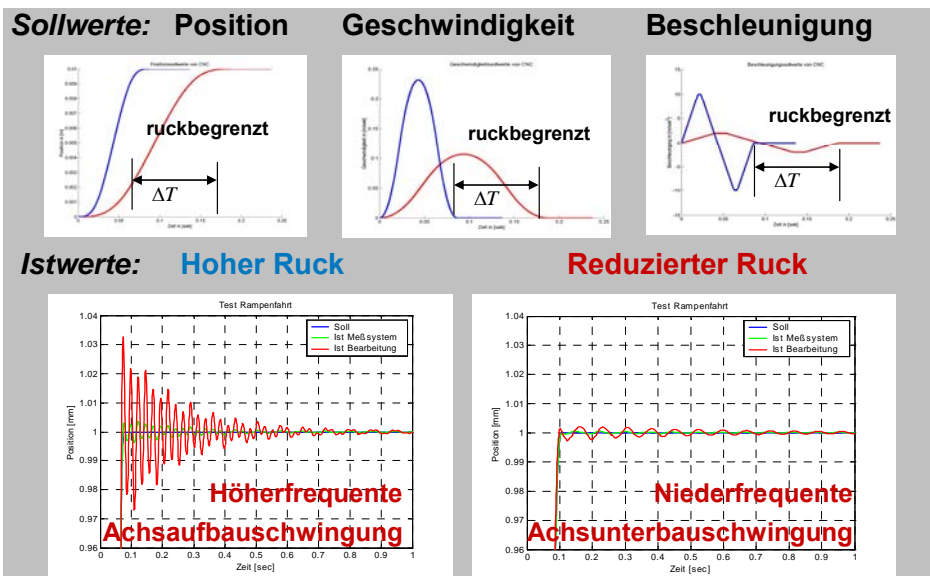


mode24.gif

Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
 © Siemens AG 2009 - Änderungen vorbehalten

Bild 10: Vom Maschinenkonzept bedingte Schwingungen

Ruckbegrenzung in der CNC-Steuerung reduziert die Schwingungsanregung auf Kosten der Bearbeitungszeit



➔ **Motor & Umrichter prüfen: evtl. überdimensioniert !**

Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
 © Siemens AG 2009 - Änderungen vorbehalten

Bild 11: Beeinflussung des Bearbeitungsergebnis trotz hoher Antriebsgenauigkeit am Messsystem

250 Hz. Mit dieser Schwingform wird auch das Werkzeug relativ zum Werkstück am Boden bewegt. Der eigentlichen Nutzbewegung, mit der die Maschine das Werkzeug über das Werkstück bewegt, überlagern sich die zuvor beschriebenen Schwingungsamplituden. *Bild 11* links zeigt diesen Effekt im Ausschwingverhalten zwischen Werkzeugspitze und Werkstück nach einem Positioniervorgang. Die dynamischen Fehler des Antriebs am Messsystem selbst sind um etwa Faktor 10 kleiner als die Amplituden der Mechanik. Das Ausschwingverhalten kann steuerungstechnisch durch eine Ruckbegrenzung in der Interpolation der Bewegungsbahn minimiert werden, siehe rechte Seite von *Bild 11*. Die Ruckbegrenzung bringt jedoch auch eine nicht zu unterschätzende Verzögerung in Bearbeitungsvorgänge wie beim Formfräsen, die von kurzen Positioniervorgängen wie beispielsweise 10mm dominiert sind.

SIEMENS

Impulskoppelte Direktantriebe statt Ruckbegrenzung

In Antriebsrichtung
bewegliche
Sekundärteilbefestigung
reduziert die Anregung von
Schwingungen im
Achsunterbau!

Weisser

Ziel:
Drehzahl
verdoppeln !

Linearmotor-Antrieb mit
Impulskopplung

Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
© Siemens AG 2009 - Änderungen vorbehalten

Bild 12: Anwendung der Impulskopplung

Die Lösung zur Vermeidung der Schwingungsanregung im Achsunterbau ohne Ruckbegrenzung wurde in der sogenannten „Impulskopplung“ /15/ gefunden. Oft sind gerade diese niederfrequenten Schwingungen mit großen Amplituden die limitierende Größe. Zur Einhaltung der Bewegungsführung muß die Beschleunigungskraft mit harten Ruckanteilen vom Primärteil direkt in den Schlitten übertragen werden. Bei Bestromung des Direktantriebs entsteht die volle Schubkraft entsprechend der Kraftkonstante des Motors sowohl im Primärteil, als auch mit entgegengesetztem Vorzeichen gemäß „Aktio = Reaktio“ im Sekundärteil, welches mit den gleichen Kräften und den gleichen harten Ruckanteilen die zuvor beschriebenen Achsunterbauschwingungen anregt.

An diesem Punkt setzt die in *Bild 12* dargestellte Impulskopplung an. Das Sekundärteil wird jetzt ebenso wie der Maschinenschlitten mit einer Bewegungsfreiheit ausgestattet. Die Reaktionskraft wird jetzt in einen Bewegungsimpuls der Sekundärteilmasse umgewandelt und muß nicht mehr vom Achsunterbau aufgenommen werden.

Das von Siemens patentierte Prinzip der Impulskopplung bietet Lösungsansätze, um auch bei schwingungsanfälligen Maschinengestellen hochdynamisch und gleichzeitig präzise zu bearbeiten.

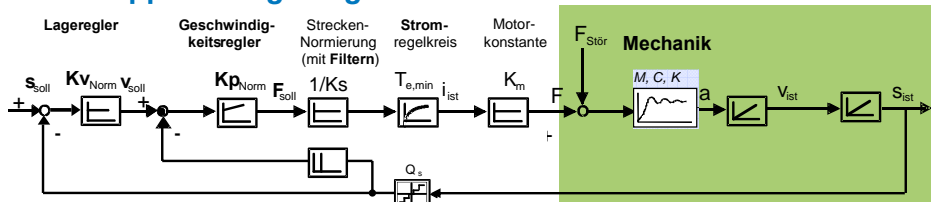
4 Kopplung strukturemechanischer und regelungstechnischer Methoden zur Analyse und Optimierung von Linearmotormaschinen

Die Praxis zeigt, dass selbst auf den ersten Blick relativ ähnliche Maschinenkonzepte mit vergleichbaren Abmessungen und bewegten Massen zum Teil erhebliche Unterschiede in der Regelbarkeit ihrer Linearmotoren aufweisen. Im Bereich der Hochgeschwindigkeitsbearbeitungszentren kann nach einer Vielzahl von Inbetriebnahmen und Maschinenoptimierungen eine Streuung der erreichbaren Lageregelkreisverstärkung im Bereich von etwa $K_v = 5 \dots 30 \text{ m} / (\text{min} \cdot \text{mm})$ festgestellt werden, wobei die hohen Verstärkungen durchaus auch von Achsen mit bewegten Massen im Bereich von einer Tonne und mehr erreicht werden. Die Ursachen für die Unterschiede sind nur über eine detaillierte Betrachtung der regelungstechnisch relevanten Schwingungseinflüsse von Maschinenkonstruktionen aufzudecken /16/.

SIEMENS

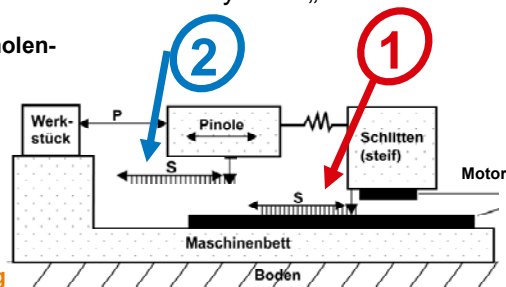
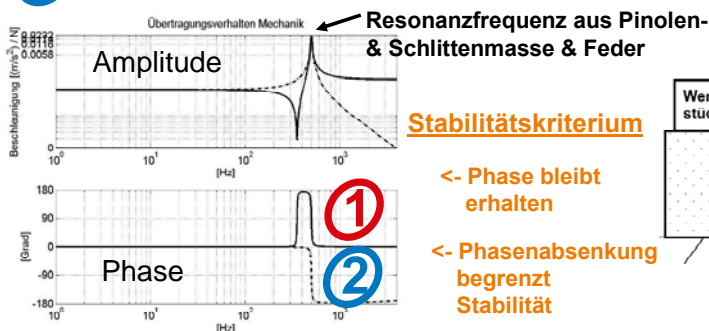
Mechanische Schwingungen im Übertragungsverhalten der Regelstrecke beeinflussen die Regelkreisstabilität und -dynamik

Verkoppeltes regelungstechnisches & mechanisches Modell



- ① regelungstechnisch stabiler Messkreis
- ② regelungstechnisch instabiler Messkreis

Messkreis zwischen Motorkraft und Messsystem „s“:



Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
© Siemens AG 2009 - Änderungen vorbehalten

Bild 13: Einfluss der Mechanik und des Messkreises auf die Stabilität der Regelung

Unabhängig von der dynamischen Genauigkeit des Antriebs an seinem Meßsystem (Messkreis 1 in Bild 13), auf das die Regelung wirkt, ist letztendlich die Genauigkeit am Werkstück entscheidend. Hier beeinflusst die statische und dynamische Steifigkeit der Maschine das Verformungs- und Schwingungsverhalten der Struktur unter Prozeß- und Trägheitskräften. Zwischen der vom Antrieb am Meßsystem eingestellten Position und dem Werkzeugeingriff wirken zusätzlich mechanische Schwingungen.

Führt die Amplitude einer Schwingung zu Verlagerungen zwischen Werkzeug und Werkstück, jedoch nicht zu Verlagerungen zwischen Sensorik und Antrieb eines Regelkreises, so begrenzt sie ursächlich den Ruck (Beispiel Kragarm auf bewegtem Achsschlitten). Treten Schwingungsamplituden im Regelkreis auf, so entscheidet die Phasenlage über die Auswirkung bezüglich der Stabilität (Nyquist Kriterium). Die Wahl von Messkreis 1 in Bild 13 stellt einen solchen Fall dar. Theoretisch ist die Regelstrecke stabil und die überlagerte Regelung kann die Schwingung bezüglich des Messsystems „ausregeln“ (anderes Beispiel: Regelung der Rotorlage eines Servomotors mit schwingungsfähig angekoppelter Lastträgheit). Hierfür ist jedoch eine ausreichende Stabilitätsreserve der Regelstrecke bei dieser Frequenz notwendig, d.h. die Bandbreite des Regelkreises darf nicht aus anderen Gründen (z.B. weitere Resonanzen, Phasenverlust durch die Stromregelkreisdynamik oder Abtasteffekte) begrenzt werden.

Wird der Messkreis 2 gewählt, so ist die Strecke instabil und die Schwingung begrenzt die Regelkreisverstärkung ursächlich (klassisches Beispiel: Kugelgewindetrieb mit Maßstab am Achsschlitten).

Hier stellt sich die Frage nach Konstruktionsregeln zum regelungstechnisch stabilen Maschinenentwurf. Neben einigen einfacheren Erfahrungswerten, wie der

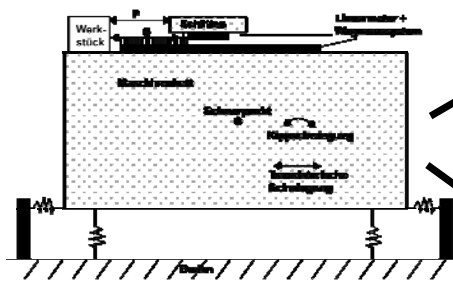
- schwingungssteifen Einbindung des Messsystems
- schwingungssteifen Einbindung der Motoren

kann diese Frage nicht umfassend beantwortet werden. Selbst die oft gestellte Forderung, das Messsystem sei grundsätzlich direkt neben den Motor zu montieren, gilt nicht in allen Fällen. Im folgenden sollen die grundsätzlichen Zusammenhänge anhand von einigen konzeptionellen Beispielen gezeigt werden.

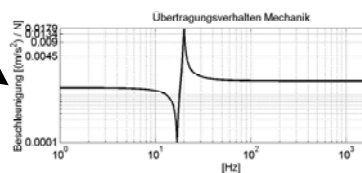
SIEMENS

Typische Maschinenschwingungen : Beispiel Maschinenbett

Werkstück fest auf Maschinenbett

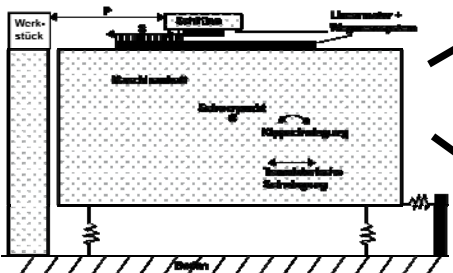


Eine sehr dynamische Lageregelung kann den Schlitten am Maschinenbett auch dynamisch „festhalten“ :
 $s = p$



Regelstrecke stabil,
Voraussetzung für
sehr dynamische
Lageregelung ist
theoretisch
gegeben !

Werkstück getrennt vom Maschinenbett



Die Schwingung des Maschinenbetts bildet sich auch bei idealer Lageregelung zwischen Schlitten und Werkstück ab :
 $s \neq p$

Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
© Siemens AG 2009 - Änderungen vorbehalten

Bild 14: Einfluss einer Schwingung des Maschinenbetts auf die Stabilität der Regelung

In *Bild 14* ist beispielsweise die Ausprägung von Schwingungen der Maschinenaufstellung gezeigt. Für die Regelung ist die Auswirkung in der Regelstrecke grundsätzlich nicht mit einer Phasenabsenkung verbunden und könnte somit prinzipiell ausgeregelt werden. Eine fehlerfreie Bearbeitung wäre dennoch nur im oberen Bild möglich, da nur in diesem Fall auch das Werkstück die Schwingungen des Maschinenbetts ausführt.

In *Bild 15* ist die Ausprägung einer Fahrständerschwingung gezeigt. Für die Regelung kann die Auswirkung in der Regelstrecke mit einer Phasenabsenkung und Instabilität verbunden sein, wenn die Messsystemposition 3 (aus Sicht des Motors hinter dem Schwerpunkt bzw. Drehpunkt) gewählt wird. Solange die Messsystemposition 1 gewählt wird, ist der Messkreis stabil und die Schwingung könnte am Messsystem prinzipiell ausgeregelt werden. Dies bedeutet jedoch noch keine fehlerfreie Bearbeitung, denn die Schwingung könnte durchaus noch in ihrer Form verändert auftreten. Besser wäre die Wahl einer Messsystem- und Antriebswirkebene durch den Schwerpunkt. Bei sehr großen Strukturen empfiehlt sich ein zweiter, lagegeregelter Antrieb auf der Gegenseite (Gantry System).

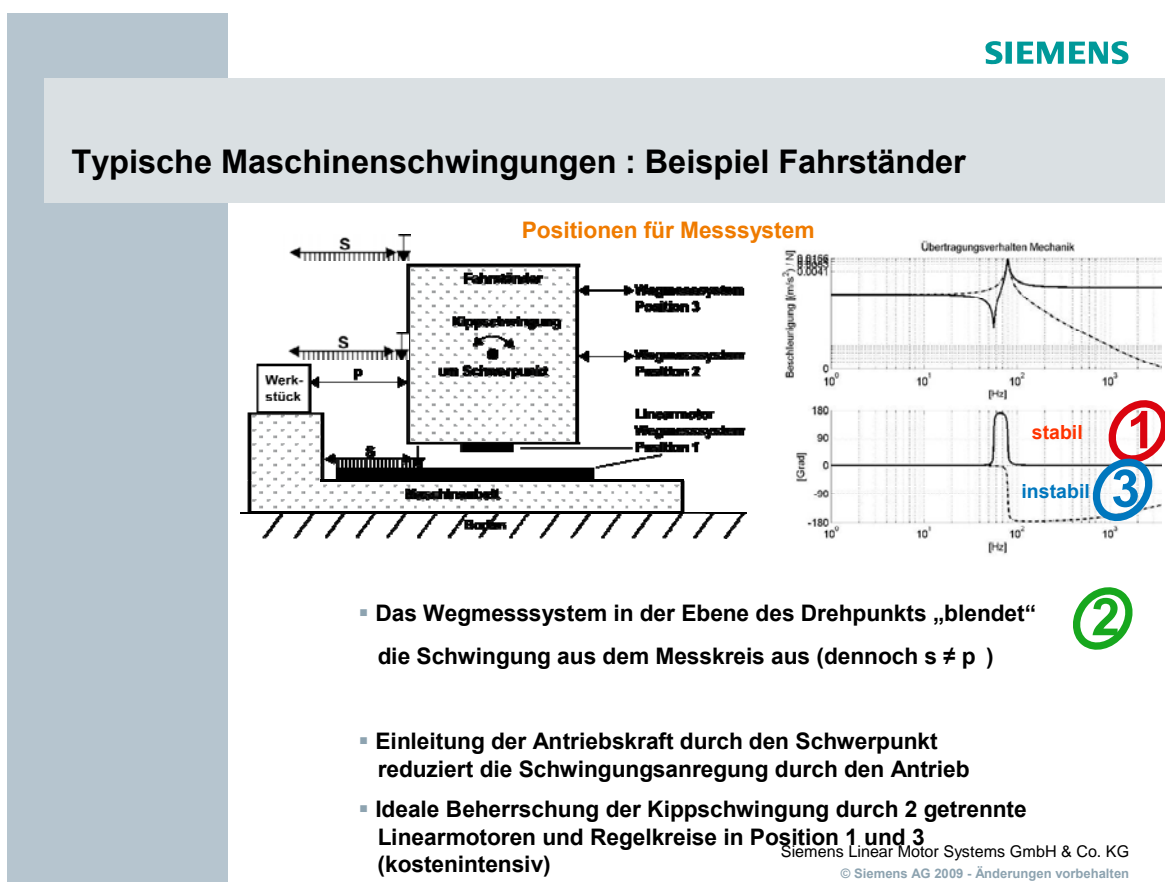


Bild 15: Einfluss der Kippschwingung eines Fahrständers auf die Stabilität der Regelung

Eine Klassifizierung mit der Regelung in Wechselwirkung stehender Maschinenschwingungen ist in Tabelle 1 zusammengestellt. Die Beispiele zeigen die große Bandbreite der relevanten Resonanzerscheinungen.

Typischerweise wirken Schwingungen mit einer Eigenfrequenz oberhalb von 100...200 Hz zunächst für die Geschwindigkeitsregelung stabilitätsbegrenzend. Diese sind ebenfalls kritisch, da es sich um kaskadierte Regelkreise handelt, die von innen nach aussen zu optimieren sind. Es wird zunächst eine möglichst hohe Bandbreite im Geschwindigkeitsregelkreis benötigt, um auch im Lageregelkreis einen hohen Verstärkungsfaktor (K_v -Wert) einstellen zu können.

Schwingungsform	Frequenz	Ausprägung	Begrenzung
Maschinenaufstellung (Bild 1)	~...30Hz	Positionierverhalten Lageregelkreis	Ruckbegrenzung
Maschinengestell (Bild 2)	~10...40 Hz	Positionierverhalten und Stabilität Lageregelkreis	Ruckbegrenzung; Kv-Begrenzung
Achsbaugruppen (Bild 13)	~20...200 Hz	Positionierverhalten und Stabilität Lageregelkreis, Stabilität Geschwindigkeitsregelkreis	Ruckbegrenzung; Kv-Begrenzung; Kp-Begrenzung
Schwingformen höherer Ordnung der Achsbaugruppen Siehe FEM Analysen	~100...600 Hz	Stabilität Geschwindigkeitsregelkreis	Kp-Begrenzung; (teilweise über Stromsollwertfilter stabilisierbar)
Lokale Plattenschwingungen, Meßsystemanbauteile, interne Resonanzen der Meßsysteme	~500... 2000 Hz	Laute Pfeiffgeräusche und grenzstabile Schwingung des Antriebs	Kp-Begrenzung; (meistens über Stromsollwertfilter stabilisierbar)

Tabelle 1 : Klassifizierung regelungstechnisch relevanter Maschinenschwingungen

Wie zuvor gezeigt, übt die Strukturnachgiebigkeit entscheidende Auswirkungen auf die Regeldynamik und das Bearbeitungsergebnis aus, somit ist die genaue Erfassung auch hochfrequenter Schwingformen notwendig, die nur durch eine hinreichend detaillierte Modellierung der flexiblen Strukturbaugruppen errechnet werden können. Somit scheidet einfache Mehrmassenmodelle und klassische Mehrkörpersysteme, deren Baugruppen als starre Körper repräsentiert werden, aus. Dagegen kommt der Finite Elemente Methode auch bei der Anwendung in flexiblen Mehrkörpersystemen eine zentrale Bedeutung zu. Untersuchungen im Frequenzbereich, wie sie für Formulierung der Kopplung die Bestimmung der erreichbaren Regel sind aber bereits für wenige diskrete Achspositionen aussagekräftig. Darüber hinaus ist eine Zeitsimulation für kleine Arbeitsbewegungen in einer Modellposition möglich.

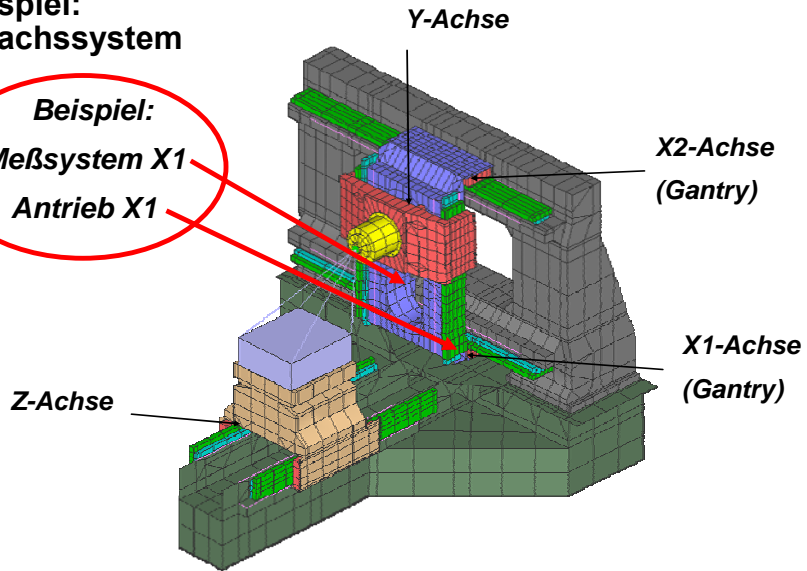
Dies wird am Beispiel einer Werkzeugmaschine *Bild 16* gezeigt. Zu diesem Zweck wird im folgenden die geregelte X1-Achse (unten) einer Gantry-Achse herausgegriffen. Der Regler ist durch einen P-Lage-, PI-Geschwindigkeitsregler und ein PT1-Verzögerungsglied als Ersatz für Stromregler und Antrieb repräsentiert.

Bild 17 zeigt eine Auswahl der aus dem Frequenzgang der Regelstrecke identifizierten Eigenformen, die für die Wechselwirkung mit der Regelung relevant sind. Die erste zu erkennende Schwingform ist die Schwingung des Maschinenbetts in der Aufstellung bei 14 Hz (Mode 2) Den Amplitudenverlauf dominiert die Resonanzstelle bei 112 Hz (Mode 11), die Eigenform bei 371 Hz (Mode 30) weist als einzige einen Phasenabfall unter 0° auf. Diese Schwingform ist gekennzeichnet durch eine Verwindung des X-Schlittens. Primärteil des Antriebs und Tastkopf des Meßsystems schwingen bei Mode 30 in entgegengesetzter Richtung. Die Betrachtung eines Phasenverlusts ist unter Heranziehung des Nyquist-Kriteriums für die Beurteilung der Stabilität des Regelkreises anhand der hier untersuchten freien Regelstrecke von Bedeutung.

Beispiel: Bearbeitungszentrum

Beispiel:
Einachssystem

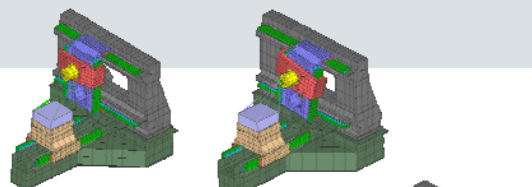
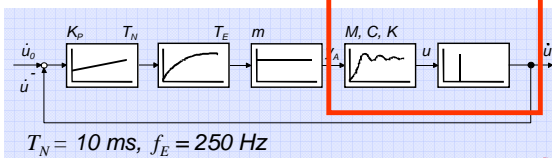
Beispiel:
Meßsystem X1
Antrieb X1



Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
© Siemens AG 2009 - Änderungen vorbehalten

Bild 16: Für die gekoppeltes Simulation vorbereitetes FEM Modell

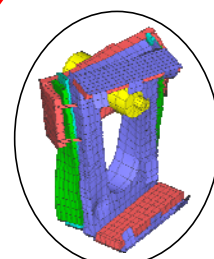
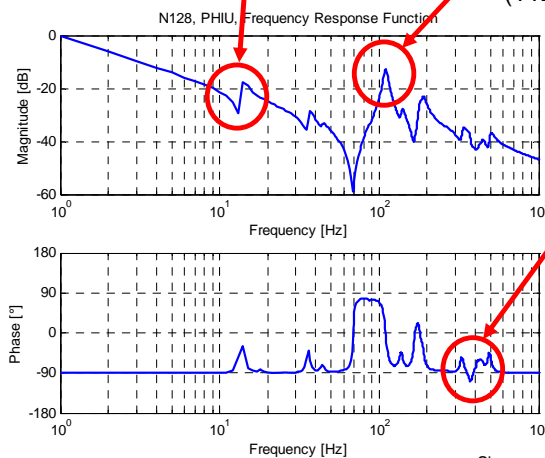
Regelstrecke X1



Real Mode 2
(14 Hz)

Real Mode 11
(112 Hz)

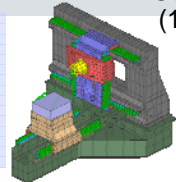
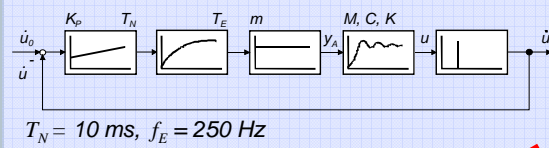
Real Mode 30
(371 Hz)



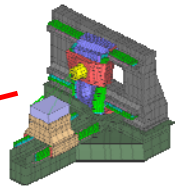
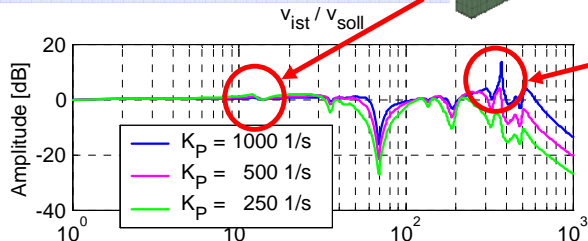
Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
© Siemens AG 2009 - Änderungen vorbehalten

Bild 17: Analyse der Schwingungseinflüsse in der Regelstrecke

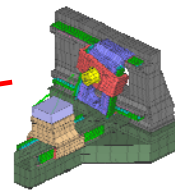
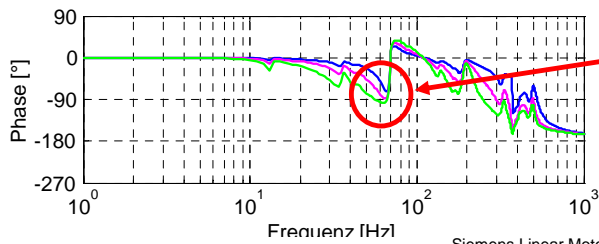
Geschwindigkeitsregler X1



Complex Mode 16
(14 Hz, 3.00 %)



Complex Mode 72
(374 Hz, 1.1 %)

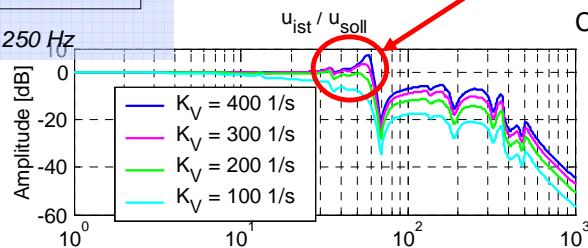
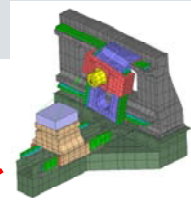
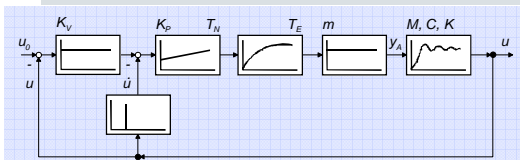


Complex Mode 30
(65 Hz, 12.6 %)

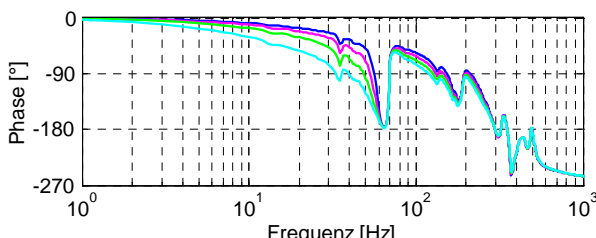
Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
© Siemens AG 2009 - Änderungen vorbehalten

Bild 18: Geschlossener Geschwindigkeitsregelkreis des gekoppelten Modells

Lageregelung X1



Complex Mode 28
(58 Hz, 5.4 %)



Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
© Siemens AG 2009 - Änderungen vorbehalten

Bild 19: Geschlossener Lageregelkreis des gekoppelten Modells

Betrachtet wird der noch offene, innerste Regelkreis der mechanischen Regelstrecke des unteren Antriebs der X-Achse, nun ergänzt mit nachfolgendem Verzögerungsglied als vereinfachtem Ersatz für das Verhalten des Stromreglers mit Antrieb und zur Erfassung des Einflusses von Abtastzeiten. Durch das Zusammenwirken der mechanischen Strecke mit dem Stromregler einschließlich Antrieb kann (insbesondere bei hoher Ersatzzeitkonstante des Stromreglers), oder Stromsollwertfilter, die zur Unterdrückung höherer Resonanzfrequenzen benötigt werden, die Gefahr entstehen, daß die Phase unter -180° abfällt und damit nach dem Nyquist Kriterium die Tendenz zur Instabilität besteht.

Wird nun zusätzlich der Geschwindigkeitsregler *Bild 18* geschlossen, so zeigt sich, dass die bereits anhand des Phasenverlusts identifizierte kritische Resonanzstelle bei 371 Hz mit steigendem K_P überproportional überhöht bzw. zur Instabilität neigt. Ein K_P -Wert von 500 1/s ist ohne Verwendung von Stromsollwertfiltern gerade noch stabil einstellbar. Ein entsprechendes Verhalten des mechanischen Systems bei geschlossenem Geschwindigkeitsregler erhält man ebenso bei kürzerer Nachstellzeit T_N .

Eine weitere Möglichkeit zur Identifikation der kritischen mechanischen Schwingung unter Einwirkung der Regelung ist durch die Berechnung komplexer Eigenwerte (Pole) des gekoppelten Matrixgleichungssystems und die Bestimmung der Nullstellen gegeben. Aus dieser rechnerischen Modalanalyse erhält man quasi als Nebenprodukt auch die komplexen Eigenvektoren des gekoppelten Systems, die zur Darstellung des schwingungsfähigen mechanischen Systems einschließlich Regelung herangezogen werden.

Bei zusätzlich geschlossenem Lageregler *Bild 19* mit konstantem, begrenztem K_P bleibt die für den Geschwindigkeitsregler kritische Resonanzstelle von 371 Hz stabil. Mit steigendem K_V zeigt sich im Frequenzgang nun deutlich eine Resonanzüberhöhung bei 70 Hz, so daß der einstellbare K_V auf etwa 200 1/s begrenzt ist. Dieses Ergebnis deckt sich mit den Empfehlungen verschiedener Einstellregeln ($K_P = 2..3 K_V$).

Aus der zuvor dargestellten Analyse ist zu erkennen, dass keine zufriedenstellenden Ergebnisse zu erwarten sind. Die Einführung eines zweiten Antriebs mit eigenem Regelkreis als Gantry System ist zwingend notwendig. In *Bild 20* ist der dämpfende Einfluss auf die Lageregelung im kritischen Bereich um 70 Hz deutlich zu erkennen. Auf dieser Basis können die K_V Faktoren noch höher eingestellt werden.

Die Zeitsimulation eines Positioniervorgangs am Werkstück in *Bild 21* bestätigt die im Frequenzbereich ermittelten Aussagen.

Wäre die Gantry Lösung bei dieser Maschinenachse nicht realisierbar, so könnte alternativ nach strukturmechanischen Verbesserungen gesucht werden. Dies ist auf Basis der Berechnungsergebnisse möglich, da der Konstrukteur durch Kenntnis der kritischen Schwingformen Verbesserungsansätze ableiten kann.

Gantry-Regelung X1 – X2

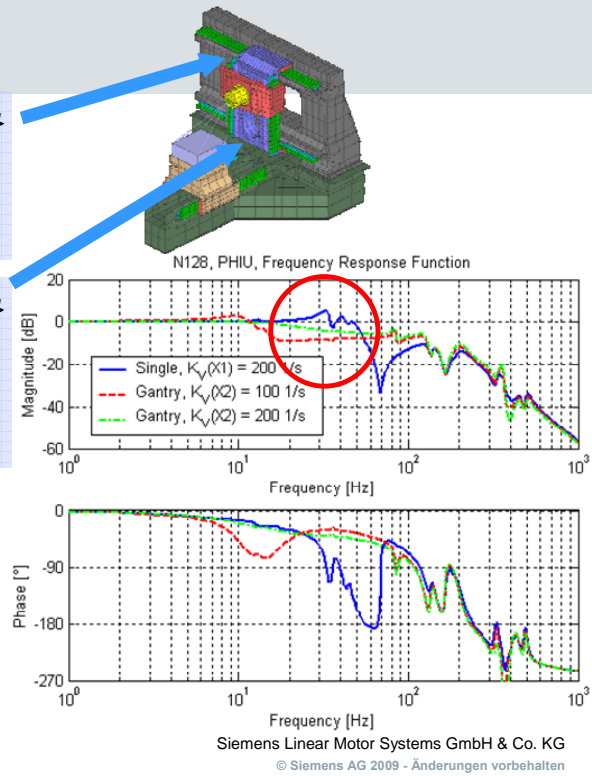
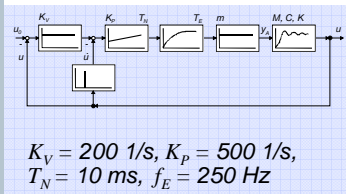
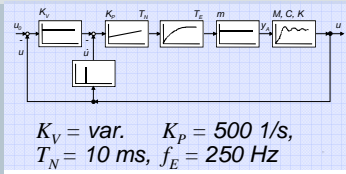
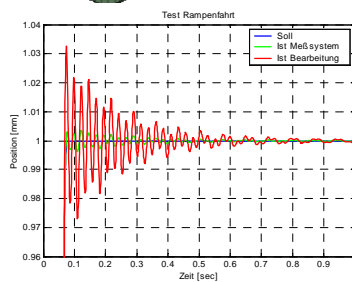
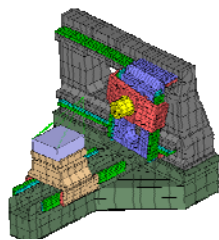


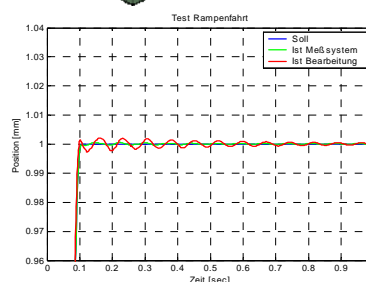
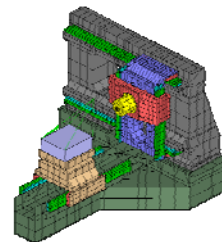
Bild 20: Geschlossener Lageregelkreis bei Einführung einer Gantry Struktur

Positionierfahrt

Einzel – Antrieb
(Linearmotor nur unten)



Gantry – Antrieb
(Linearmotor mit Lageregler oben und unten)



Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
 © Siemens AG 2009 - Änderungen vorbehalten

Bild 21: Vergleich der Positionierung am Werkstück ohne und mit Gantry Struktur

Die Aufgabe der Strukturbauteiloptimierung wurde in ersten Pilotanwendungen bereits rechnergestützt durchgeführt *Bild 22*. Durch Einsatz von Optimierungsalgorithmen, welche mit der zuvor beschriebenen Methode gekoppelt werden, gelingt es gleichzeitig mehrer Optimierungsziele zu verfolgen. Für dynamische Werkzeugmaschinenanwendungen typisch ist beispielsweise eine Reduzierung der bewegten Massen unter Einhaltung bestimmter Mindestanforderungen wie Steifigkeit oder Frequenzverhalten.

Abschließend soll nicht unerwähnt bleiben, dass auch Schwingungsprobleme identifiziert werden können, die bei der Inbetriebnahme direktantriebener Maschinen auftreten, ohne dass die zuvor beschriebenen, rechnerischen Methoden angewendet werden sollen. Hier bietet sich alternativ die messtechnische Modalanalyse an, denn auch mit dieser Methode können die kritischen Schwingformen identifiziert werden.

5 Zusammenfassung

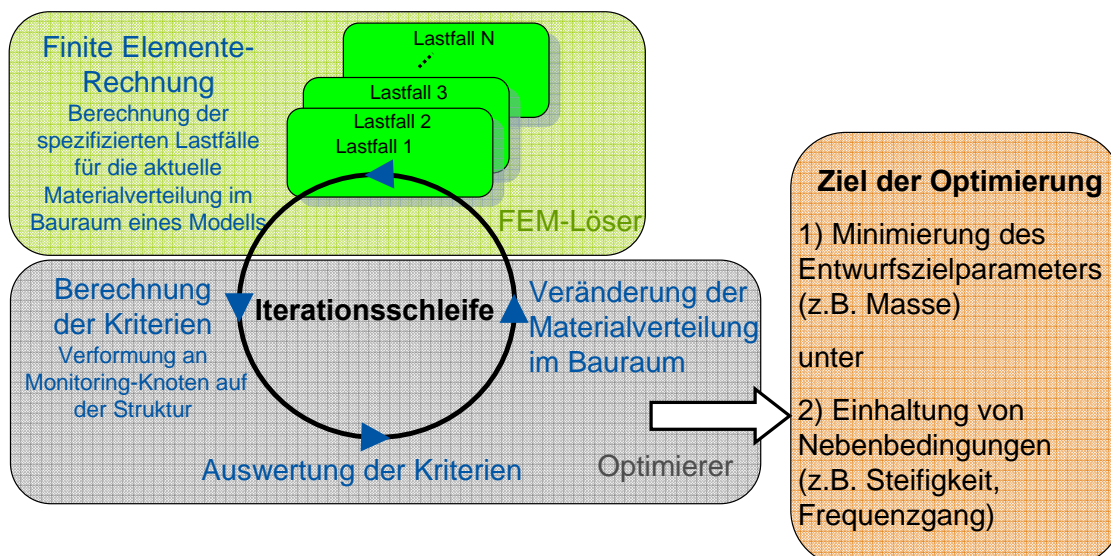
Zur Unterstützung der Integration von Linearmotoren in Werkzeugmaschinen bietet Siemens Linear Motor Systems ein breites Dienstleistungsspektrum im Rahmen des „Mechatronic Support“ an. Dieses reicht von der Auslegung der Antriebe, der Inbetriebnahmeunterstützung und messtechnischen Maschinenanalyse bis zur gekoppelt strukturmechanischen und regelungstechnischen Maschinensimulation. Neu ist die Anwendung numerischer Optimierungsverfahren auf Maschinenstrukturen.

Mit diesem Dienstleistungsspektrum können Risiken in der Maschinenentwicklung erkannt werden, bevor Prototypen gebaut werden. Entwicklungsziele können schnell und sicher durch frühe Einbindung des „Mechatronic Supports“ umgesetzt werden.

SIEMENS

Ausblick: Topologieoptimierung Maschinenstrukturen Erste Pilotanwendungen bei Kundenmaschinen erfolgreich !

Prinzip der numerischen Optimierung

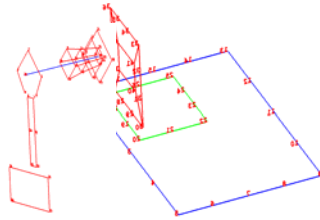


Siemens Linear Motor Systems GmbH & Co. KG
© Siemens AG 2009 - Änderungen vorbehalten

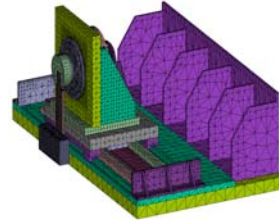
Bild 22: Numerische Optimierung von Maschinenstrukturen

Messtechnische Maschinenanalyse & Abgleich zur Simulation

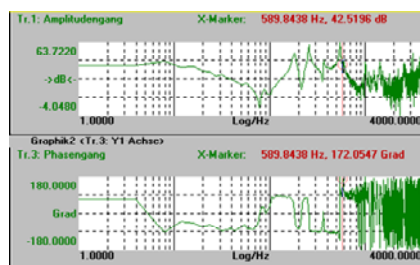
Messtechnische Modalanalyse



Rechnerische Modalanalyse (FEM)



Messtechnische Analyse & Regelkreisoptimierung



Gekoppelte Simulation (Struktur + Regelung)

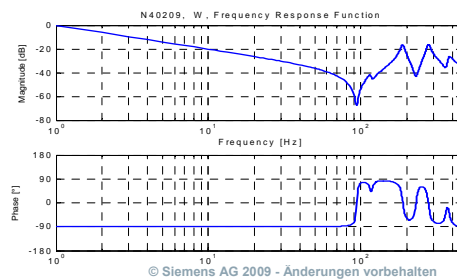


Bild 23: Messtechnische Methoden zur Maschinenanalyse

6 Literatur

- [1] N.N.:
Hochgeschwindigkeits-BAZ XHC 240. Firma Ex-Cell-O GmbH, 1993
- [2] Krause, U.:
Linearmotoren im Einsatz bei Schleifmaschinen. Im Tagungsband zum Seminar „Linearmotoren im Werkzeugmaschinenbau“. Krauss-Maffei München, 11./12. 3. 1998
- [3] Schmitt, D.:
Formwerkzeuge schneller und genauer auf Maschinen mit Linearantrieben herstellen. Darmstädter Erfahrungsforum Werkzeug- und Formenbau. „Schneller zu präzisen Werkzeugen“ 6.12.1995
- [4] N.N.:
Die Lunte brennt: BMW forciert in der Sondermotorenfertigung den Einsatz von Linearmaschinen. Fertigung 11/1998, S. 12-14
- [5] N.N.:
Linearer Langstreckensprinter - Fahrständermaschine mit der schnellsten X-Achse in ihrer Klasse. Maschine + Werkzeug 4/2001
- [6] Haferkorn:

Einsatz von Linearmotoren in Hochgeschwindigkeitsmaschinen und Profilern.
Lineare Direktantriebe: 24.- 25.3 1999, Aditec, Aachen

- [7] Brandstetter, Th.; Kürschner, I.:
Linearmotoren für hohe Dynamik und wartungsarmen Betrieb.
Werkstatt und Betrieb 1999, Heft 5, S. 44-47
- [8] Knorr, M.:
Einfluss von Direktantrieben auf den Energieverbrauch von Werkzeugmaschinen:
9.10.2008, Fachforum Werkzeugmaschinen, Münchener Kolloquium
- [9] Klaus, M.; Pikisch, J.:
Energieeffizienz von Direktantrieben in der Praxis. 2. ASB Kongress elektrische und
nichtelektrische Antriebe, Stuttgart, 19.-20.2.2008
- [10] Knorr, M.; Berkemer, J.:
Auslegungsmethoden für Maschinen mit Linearantrieben – gesamtheitliche
Betrachtung der Maschinenmechanik und der Antriebseinheiten. Im Seminar:
Fortschritte in der Regelungs- und Antriebstechnik. Stuttgart: FISW GmbH, 26.-
27.10.2001
- [11] Klaus, M.:
Dynamisches Leistungspotential von Lineardirektantrieben. Im Seminar: Fortschritte
in der Regelungs- und Antriebstechnik. Stuttgart: FISW GmbH, 13.-14.11.1998
- [12] Pritschow, G.:
Zum Einfluß, der Geschwindigkeitsverstärkung auf die dynamischen
Bahnabweichungen. wt-Produktion und Management 86, S. 337 – 341, Heidelberg:
Springer Verlag 1996
- [13] Pritschow, G.; Gronbach H.; Hänle, U.:
Strukturnachgiebigkeiten beeinflussen die Bearbeitungsgenauigkeit: Modellierung
und Simulation innovativer Werkzeugmaschinenkonzepte. wt-Produktion und
Management 86, S. 367-371, Heidelberg: Springer Verlag 1996
- [14] H.Groß, J.Hamann G. Wiegärtner.:
Technik elektrischer Vorschubantriebe in der Fertigungs- und
Automatisierungstechnik.
- [15] Stoiber, D.; Knorr, M.:
Ruckfrei. Dank der Impulskopplung 1µm bei 30g Beschleunigung.
Werkstatt und Betrieb 2000, Heft 6, S. 160-164
- [16] Berkemer, J.; Knorr, M.:
Simulation von Maschinen- und Antriebsdynamik während der Konstruktion von
Werkzeugmaschinen. A&D Kompendium 2003, S. 217-220. Publish-Industry
Verlag, München 2002

Linearmotor mit Führungsqualitäten

M. Pfeiffer

IDAM INA Drives & Mechatronics
Suhl

LINEARMOTOR MIT FÜHRUNGSQUALITÄTEN

Dipl. Wirtsch. Ing. (FH) Marko Pfeiffer

Für die Auslegung von hochdynamischen Linearachsen mit Direktantrieben spielen die Anzugskräfte zwischen dem Direktantriebsprimärteil und dem Sekundärteil eine große Rolle bei der Auslegung der Konstruktion. Besonderen Einfluss haben diese Kräfte auf die Dimensionierung der Laufwagenplatte und die Auslegung der Linearführung.

Mit dem L2U-Motor wird ein Konzept vorgestellt, das sich auf die Dimensionierung der Laufwagenplatte und die Auslegung der Linearführung so auswirkt, dass die Dynamik einer Achse wesentlich gesteigert werden kann.

Gliederung

- 1 Grundaufbau herkömmlicher direkt angetriebener Linearachsen
- 2 Grundaufbau direkt angetriebener Linearachsen mit L2U-Linearmotor
- 3 Führungseigenschaften der L2U-Linearmotoren
- 4 Fazit

1 Grundaufbau herkömmlicher direkt angetriebener Linearachsen

Der Aufbau von Linearachsen mit herkömmlichen Direktantrieben wie im Bild 1 zeigt, dass sich immer ein Sekundärteil und ein eisenbehaftetes Primärteil gegenüberstehen. Das Sekundärteil ist auf dem Achsgrundkörper befestigt, welcher zu beiden Seiten des Sekundärteils die Führungsschienen aufnimmt. Das Primärteil ist an der Laufwagenplatte montiert, welche beidseitig die zu den Führungsschienen gehörenden Führungswagen aufnimmt.

Durch die Permanentmagneten auf dem Sekundärteil und den Eisenanteil im Primärteil entsteht eine Anzugskraft zwischen diesen beiden Bauteilen. Diese Anzugskraft liegt im Bereich des Vierfachen der Motornennkraft. Sie wirkt als zusätzliche Belastung zur Nutzmasse auf die Laufwagenplatte und die Führungen. Entsprechend müssen die beiden Bauteile größer dimensioniert werden, was wiederum den Anteil der Motorkraft, der für die Beschleunigung der Nutzmasse zur Verfügung steht, verringert.

Die Dynamik einer Linearachse wird durch die bewegte Masse bestimmt. Bei herkömmlichen Direktantrieben wirkt sich die Anziehungskraft ungünstig auf die Massen der bewegten Teile aus. Dadurch wird die erreichbare Dynamik einer Linearachse eingeschränkt.

2 Grundaufbau direkt angetriebener Linearachsen mit L2U-Linearmotor

Eine Linearachse mit dem IDAM- Linearmotor L2U (entsprechend Bild 2) besitzt zwei sich senkrecht gegenüberstehende Sekundärteile, die auf dem Achsgrundkörper befestigt sind. Außerhalb der Sekundärteile befinden sich, wie beim herkömmlichen Aufbau auch, die Führungsschienen. Zwischen den beiden Sekundärteilen sitzt das Primärteil, das an der Laufwagenplatte befestigt ist. An der Laufwagenplatte sind wiederum die zu den Führungsschienen

gehörenden Führungswagen befestigt. Das Primärteil ist so zwischen den Sekundärteilen ausgerichtet, dass sich ein symmetrischer Aufbau ergibt. Dieser symmetrische Aufbau führt dazu, dass sich die Anziehungskräfte zwischen dem Primärteil und dem einem Sekundärteil durch die Anziehungskräfte zwischen dem Primärteil und dem anderen Sekundärteil, bezogen auf das Primärteil, kompensieren. Das heißt, auf das Primärteil wirken keine zusätzlichen Kräfte, die durch die Laufwagenplatte und die Führungen aufgenommen werden müssen.

Dieser Effekt ermöglicht es, bei der Achskonstruktion die Dimension der Laufwagenplatte und damit die eigene bewegte Masse der Achse so gering wie möglich zu halten. Des Weiteren wird die Linearführung weniger beansprucht, was bei gleicher Anwendungsbelastung zu einer höheren Lebensdauer führt.

3 Führungseigenschaften der L2U-Linearmotoren

Für einen Nachweis der positiven Effekte einer Linearachse mit einem L2U-Linearmotor wurde die Lebensdauer der Führung einer Achskonstruktion bei einem Bearbeitungsvorgang mit und ohne Anzugskräfte berechnet. Die zugrunde liegenden Annahmen sind Bild 3 zu entnehmen. Hierbei wurden auch die konstruktiven Eigenheiten beider Linearmotoren berücksichtigt.

Bei dem konventionellen Linearmotor ergibt sich mit dem Schaeffler Berechnungsprogramm Bearinx eine minimale Lebensdauer von 17622km im Gegensatz zu 505072km beim L2U-Linearmotor. Die Diagramme in Bild 4 zeigen, dass die mittleren Laufwagen bei beiden Konstruktionen geringer belastet werden.

Ganz besonders wird das deutlich beim L2U-Linearmotor. Die beiden mittleren Laufwagen haben eine um über 70% höhere Lebensdauer gegenüber den äußeren Laufwagen. Dies macht deutlich, dass bei der Achse mit dem L2U-Motor die Hauptbelastung der Laufwagen während der Beschleunigung auftritt.

Bei dem herkömmlichen Linearmotor liegt der Unterschied zwischen den äußeren und den mittleren Laufwagen in einer unter 12% höheren Lebensdauer. Hieraus ist ersichtlich, dass die Grundbelastung der Führungswagen durch die Anzugskräfte die Belastung durch die Beschleunigung stark überlagert. Das wird auch durch die 28fach höhere Lebensdauer bei der Achskonstruktion ohne Anzugskräfte deutlich.

Das Ergebnis bei der Achse mit dem L2U-Linearmotor, dass die mittleren Führungswagen sehr gering belastet werden, führte zu der Überlegung, diese beiden Laufwagen entfallen zu lassen. Die dazu durchgeführte Berechnung 2 zeigt, wie in Bild 5 zu sehen, dass sich die minimale Lebensdauer von 505072km auf 422625km um annähernd 17% verringert. Dieser Wert ist immer noch sehr hoch und zeigt, dass die beiden mittleren Laufwagen für die Linearachse keine entscheidende Rolle spielen.

Diese geringfügige Verringerung der Lebensdauer sprach dafür, anstatt der KUV 25 mit vier Laufwagen eine KUV 15 mit vier Laufwagen in der Linearachse zu verwenden. Die dazugehörige Berechnung 3 (Bild 6) ergab eine minimale Lebensdauer von 24129km. Damit erreicht man im Vergleich zur Achse mit herkömmlichem Direktantrieb trotz Downsizing der Führungsgröße und der Anzahl der Laufwagen eine um mehr als 35% höhere Lebensdauer bei einer nur geringfügigen Verminderung der statischen Tragsicherheit (Bild7).

Folgendes wurde durch den Einsatz des L2U-Linearmotors erreicht:

1. Die Laufwagenplatte kann masseärmer dimensioniert werden
2. Es können zwei Führungswagen eingespart werden
3. Die Führungsgröße kann ohne Einbußen bei der Lebensdauer kleiner gewählt werden.

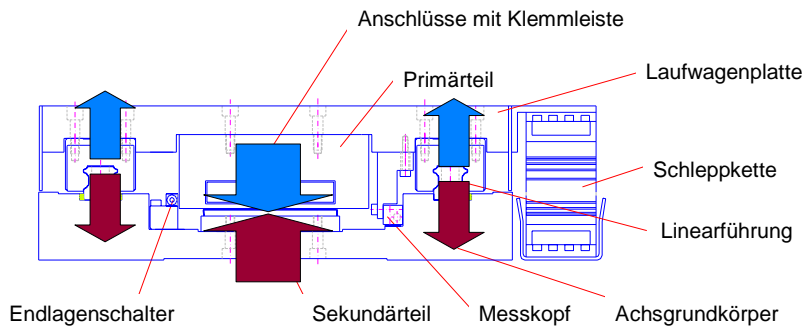
Alle drei Punkte tragen dazu bei, die eigene bewegte Masse der Linearachse zu verringern. Das bedeutet, dass von der vorhandenen Motorkraft ein größerer Anteil für die Beschleunigung der Nutzmasse zur Verfügung steht.

Zur Anwendung kommen die linearen Direktantriebe von Typ L2U zum Beispiel in Honmaschinen für den Automobilbau. In einer solchen Maschine ist der Motor in einer vertikalen Achse eingebaut und bringt das zu bearbeitende Werkstück gegenüber dem Honwerkzeug in eine oszillierende Bewegung. Hier kommen im Besonderen die Steigerung der Dynamik durch die Masseinsparungen bei der bewegten Achsmasse und die gesteigerte Lebensdauer der Linearführungen deutlich zum Tragen.

4 Fazit

Der L2U-Linearmotor ermöglicht es, Linearachsen mit höherer Dynamik zu bauen oder die gewünschte Dynamik mit kleineren Achsdimensionen zu erreichen als das mit der herkömmlichen linearen Direktantriebstechnik möglich ist.

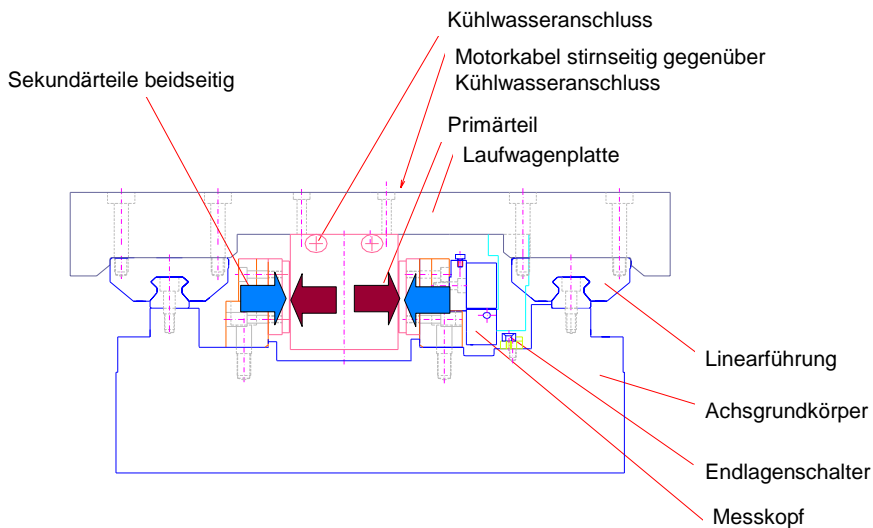
Grundaufbau direkt angetriebener Linearachsen
Herkömmlicher Aufbau



SCHAEFFLER GRUPPE
INDUSTRIE

Bild 1: Grundaufbau herkömmlicher direkt angetriebener Linearachsen

Grundaufbau direkt angetriebener Linearachsen mit L2U
Aufbau



SCHAEFFLER GRUPPE
INDUSTRIE

Bild 2: Grundaufbau direkt angetriebener Linearachsen mit L2U-Linearmotor

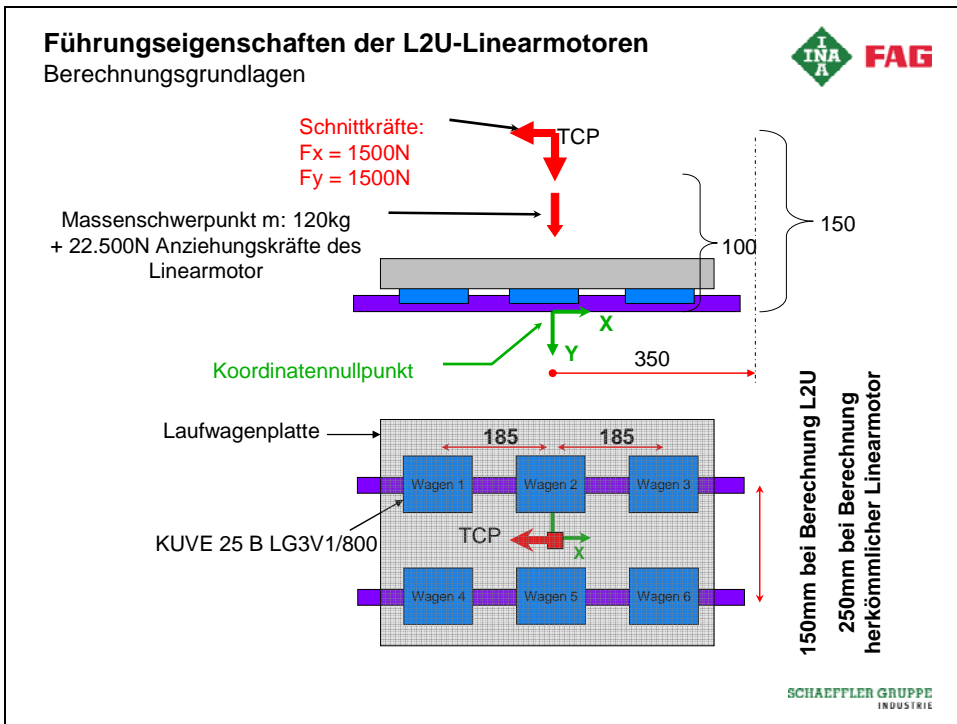


Bild 3: Berechnungsgrundlagen

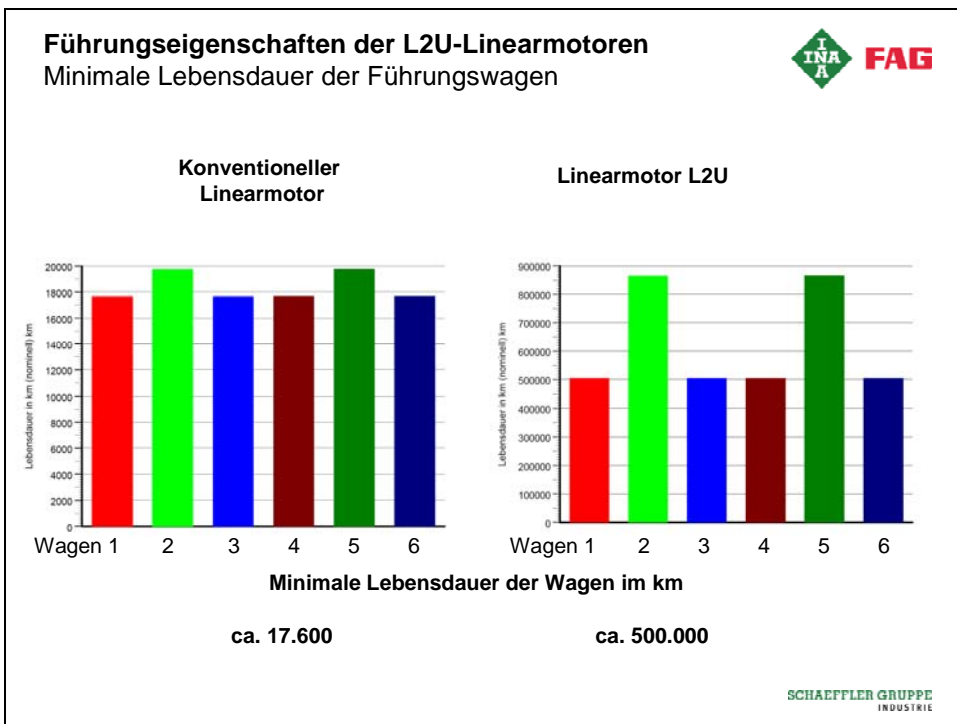


Bild 4: Ergebnis der Berechnung 1

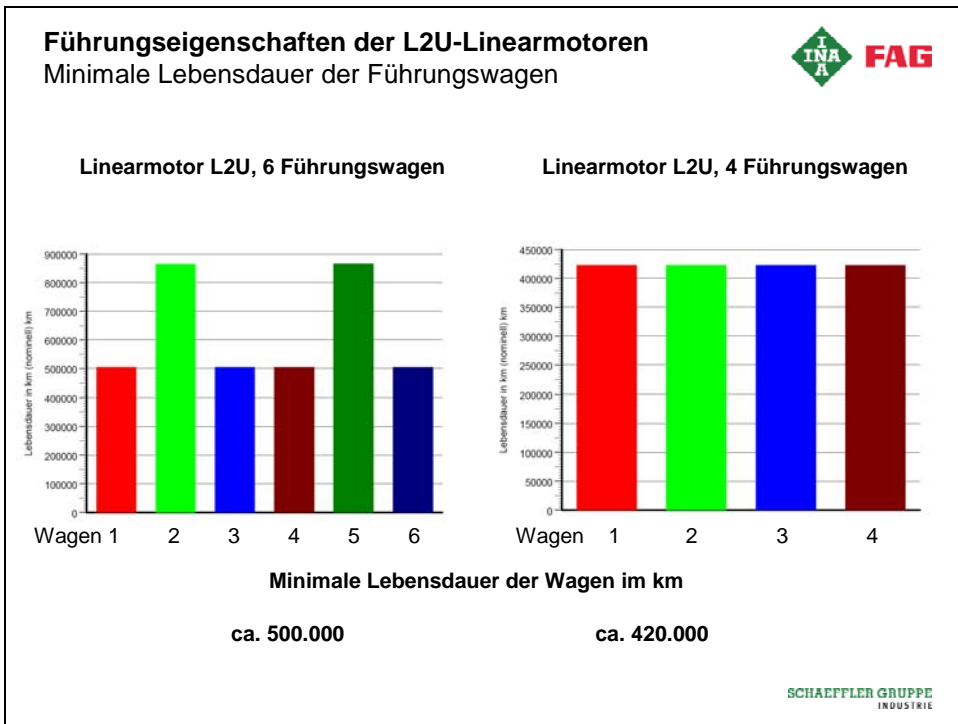


Bild 5: Ergebnis der Berechnung 2

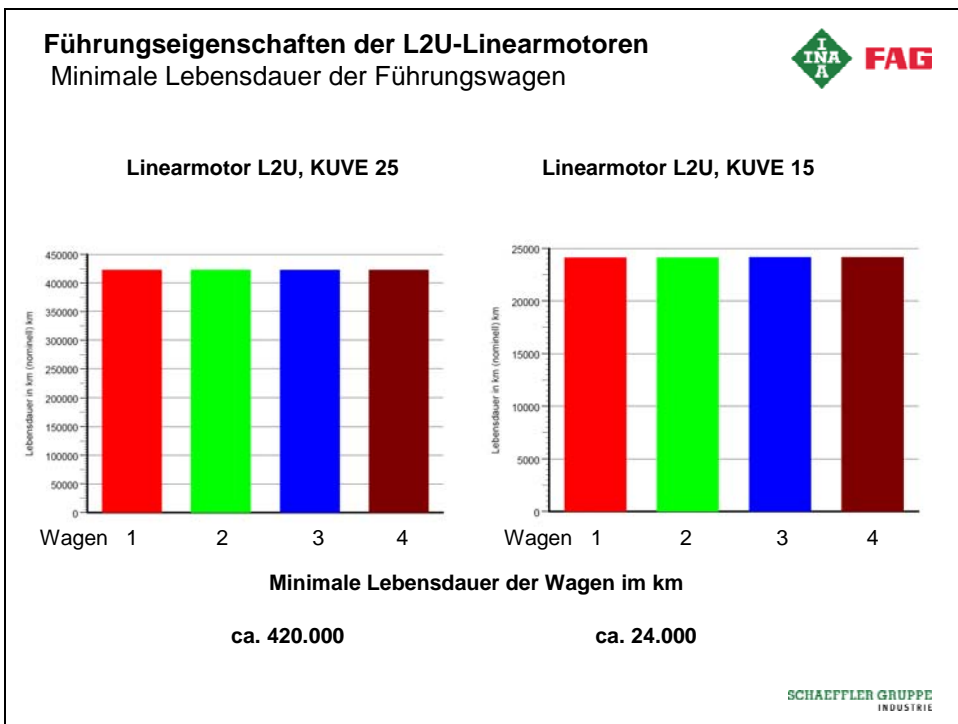


Bild 6: Ergebnis der Berechnung 3

Führungseigenschaften der L2U-Linearmotoren

Bearinx Berechnung



Minimale Lebensdauer und Tragsicherheit (Konventioneller Linearmotor, KUVE 25-B-V1, 6 Führungswagen)

Minimale Lebensdauer	Lhmin	1886	[h]
Minimale Lebensdauer	Lkmin	17662	[km]
Minimale stat. Tragsicherheit	S0min	10.151	

Minimale Lebensdauer und Tragsicherheit (L2U, KUVE 15-B-V1, 4 Führungswagen)

Minimale Lebensdauer	Lhmin	2577	[h]
Minimale Lebensdauer	Lkmin	24129	[km]
Minimale stat. Tragsicherheit	S0min	8.924	

SCHAEFFLER GRUPPE
INDUSTRIE

Bild 7: Vergleich Ausgangsbasis zur Endergebnis

Regelungskonzepte für Maschinen mit verkoppelten Achsen

Prof. Dr.-Ing. habil. R. Neugebauer
Dr.-Ing. W.-G. Drossel
K. Pagel

Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU
Chemnitz

REGELUNGSKONZEPTE FÜR MASCHINEN MIT VERKOPPELTEN ACHSEN

Prof. Dr. Ing. habil. R. Neugebauer, Dr.-Ing. W.-G. Drossel, K. Pagel

1. Einleitung

Ein großer Teil mehrachsiger, elektromechanisch angetriebener Maschinen mit kinematisch verkoppelten Achsen sind aus heutiger Sicht hinsichtlich der erreichbaren Dynamik und Steifigkeit, mitunter stark begrenzt. Als Beispiele sind an dieser Stelle neben Portalmaschinen und Parallelkinematiken vor allem auch elektromechanische Spindelpressen zu nennen. In konventionellen Architekturen, die in der Regel aus Steuerung und Einzelachsreglern bestehen, wird dem Einfluss der Verkopplung bisher in keiner Weise Rechnung getragen. Die meisten am Markt etablierten Firmen bieten Mehrachslösungen an, welche einerseits auf serielle und damit vollständig entkoppelte Kinematiken zugeschnitten sind und andererseits in ihrer regelungstechnischen Struktur fest stehen. Eine steuer- bzw. regelungstechnische Verminderung oder gar Aufhebung der Achsverkopplung ist mit diesen Mitteln nur bedingt möglich. Die Forderung der Produktionstechnik nach stetig steigender Dynamik bei gleichzeitig hoher Flexibilität führt dazu, dass bewährte Konzepte ständig hinterfragt und neuartige Lösungsansätze entwickelt und untersucht werden müssen. Im Folgenden werden vier Konzepte zur Aufhebung der Achsverkopplung erläutert und miteinander verglichen. Die Ansätze beruhen zum einen auf der Modifikationen der konventionellen Architektur und zum anderen aber auch auf die vollständige Loslösung von dieser. Besondere Beachtung soll hierbei der praktischen Umsetzbarkeit unter Verwendung industrieller Hardware geschenkt werden.

2. Stand der Technik

Bei einer Vielzahl von elektromechanisch angetriebenen Maschinen treten die Aktoren je nach Aufbau mehr oder weniger stark in Wechselwirkung. Diese Verkopplung führt im Allgemeinen einerseits zu Ungenauigkeiten bei Verfahrbewegungen an denen mehrere Achsen beteiligt sind und andererseits zu einer Begrenzung der erreichbaren Reglerparameter im Antrieb. Dadurch kann das prinzipiell mögliche Potential solcher Anordnungen nur unzureichend genutzt werden. Im Folgenden sollen zwei Maschinentypen bei denen dieses Problem besonders stark in Erscheinung tritt kurz vorgestellt werden.

2.1. Portalmaschinen

Bei Fräsmaschinen mit serieller Kinematik stehen die translatorischen Achsen in einem Winkel von 90° aufeinander. Sie sind also in ihrer aktorischen Wirkung vollständig voneinander entkoppelt. Die Antriebe beeinflussen sich untereinander nicht. Bei Maschinen in denen mehrere Antriebe pro Achse eingesetzt werden, ist dies jedoch nicht der Fall. Bei Portalmaschinen beispielsweise deren x-Achse prinzipbedingt auf zwei Seiten mit einem oder mehreren Antrieben bewegt wird, haben beide Antriebe dieselbe Wirkrichtung. Aufgrund der sich ständig ändernden Position des z-Schiebers ändert sich auch permanent die an den Antrieben angreifende Last [Zi07].

In konventionellen Steuerungsarchitekturen werden die Antriebe der x-Achse als Gantryanordnung ausgeführt. Das heißt, dass diese die gleichen Sollwerte von der Steuerung erhalten und aufgrund identischer Reglerparametrierung, bei gleichzeitiger Änderung der angreifenden Last kein identisches dynamisches Verhalten aufweisen. Hierdurch tritt eine mitunter starke Beeinflussung

der Antriebe untereinander auf. An realen Maschinen zeigt sich dieser Effekt einerseits durch die Verschlechterung der Positioniergenauigkeit und andererseits dadurch, dass mit derartigen Anordnungen nicht die Dynamik von vergleichbaren Einzelachsenanordnungen erreicht werden kann. Das hohe dynamische Potential dieses Maschinenprinzips kann hierdurch nicht optimal ausgenutzt werden.

2.2. Parallelkinematiken

Bei parallelkinematisch aufgebauten Maschinen stehen die Antriebsachsen in einem bestimmten Winkel α zueinander, der von den bei seriellen Kinematiken üblichen 90° abweicht. Dieser Winkel ändert sich in Abhängigkeit vom mechanischen Aufbau der Maschine und der Position des *Tool Center Point* (TCP) im Arbeitsraum und verursacht eine gegenseitige Beeinflussung der Aktoren untereinander. Je größer der Winkel zwischen den Achsen, desto größer wird diese Beeinflussung. Als Ergebnis der Kreuzkopplung führt jede Bewegung eines Aktors zu einer Störkraft auf die anderen Aktoren [Ne05, PIL06].

Darüber hinaus besteht je nach Aufbau bei Parallelkinematiken auch das Problem der unsymmetrischen Lastverteilung auf die Antriebe [KW00]. Das hohe dynamische Potential von Parallelkinematiken konnte hierdurch in der Vergangenheit nicht optimal ausgenutzt werden.

2.3. Elektromechanische Spindelpressen

Ein weiterer Maschinentyp, bei dem der Achsverkopplung sich nachteilig auswirkt sind elektromechanische Spindelpressen. Bei diesen sind zwei oder mehr elektromechanische Vorschubantriebe mit Kugelgewindtrieb parallel angeordnet und treiben gemeinsam die Presse. Das Problem hierbei ist nicht unbedingt die unsymmetrische Lastverteilung sondern die sich genauigkeitsbedingt ergebende Verspannung der Antriebsachse untereinander. Dies wirkt sich in erster Linie auf die erreichbaren Reglerparameter und somit auch direkt auf die Dynamik derartiger Maschinen aus.

2.4. Bisherige Lösungsansätze

In [KW00] wird ein Ansatz beschrieben, um das Problem der unsymmetrischen Lastverteilung bei parallelkinematischen Maschinen zu lösen. Es wird ein Verfahren hergeleitet, nach dem die Einstellung des Geschwindigkeitsregelkreises der Achsen im Arbeitsraum je nach Stellung der Kinematik variiert wird. Hierdurch konnte das dynamische Verhalten der Maschine im Arbeitsraum egalisiert werden, was sich wiederum vorteilhaft auf die erreichbare Lageregelverstärkung auswirkt.

Ein weiterer Ansatz beschreibt zwei weitere Verfahren um die Störübertragung von verkoppelten Antriebsachsen zu minimieren. Die als vollständig kartesische Geschwindigkeitsregelung beschriebene Methode erreicht dieses Ziel. Die Begrenzung der Reglereinstellungen kann aufgehoben werden. Das als Alternative untersuchte Konzept der gezielten Störgrößenaufschaltung zeigt ebenfalls deutliches Potential [BO06].

Der in [KM06] beschriebene Ansatz basiert auf der Ansteuerung der Antriebe einer Parallelkinematik mittels eines inversen dynamischen Modells. Hierdurch ist nicht nur die Auflösung der Achsverkopplung möglich sondern auch die Kompensation elastischer Verformungen in der Struktur.

Die beschriebenen Ansätze konnten ausschließlich simulativ untersucht und nicht praktisch umgesetzt werden, da die notwendigen Eingriffe in die Maschinensteuerung bzw. -regelung bisher nicht möglich waren.

Zwei weitere Ansätze, welche auf einer offenen Regelungsarchitektur realisiert wurden, sind in [BKA06] beschrieben. Die getestete P-PI-Mehrgrößenregelung blieb hierbei in den Ergebnissen hinter der adaptiven Regelung, in Form des generalisierten Prädiktivreglers GPC zurück. Trotz positiver Ergebnisse hat der Ansatz des generalisierten Prädiktivreglers GPC sich bisher jedoch nicht in der Praxis durchgesetzt.

Der einzige bekannte Ansatz, welcher auf industrietauglicher Hardware umgesetzt wurde, ist in [Zi07] beschrieben. Dieser basiert auf einer genannten Kraftvorsteuerung, welche zu einer Regelung erweitert wurde in dem zusätzlich Korrekturbeschleunigungen modellbasiert aus dem Schleppfehler ermittelt werden. Mit dem CTC genannten Verfahren können die aus der Achsverkopplung resultierenden Positionierfehler deutlich reduziert werden. Dieser Effekt sinkt allerdings stark mit steigender Steifigkeit der angekoppelten Maschinenstruktur. Darüber hinaus muss zur Umsetzung des Ansatzes immer ein Mehrkörper – Modell der Struktur erstellt werden.

2.5. Vorarbeiten am IWU

Am Fraunhofer IWU wird derzeit ein Versuchsstand zur Untersuchung der Kopplung von Antriebsachsen in Betrieb genommen mit dem sowohl Portalmaschinen als auch verschiedene parallelkinematische Aufbauprinzipien und andere Maschinenprinzipien nachgebildet werden können. In Zukunft werden hiermit alternative Regelungskonzepte für kinematisch verkoppelte Antriebsachsen untersucht.

Der Versuchsstand besteht im Wesentlichen aus zwei Linearantriebsmodulen, da diese systembedingt eine geringere Störsteifigkeit aufweisen als elektromechanische Vorschubantriebe. Die Steifigkeit wird aufgrund des Fehlens der mechanischen Übertragungsglieder hauptsächlich durch die Parameter des Lage- und Geschwindigkeitsreglers bestimmt [GHW00]. Die Kreuzkopplung wirkt sich also bei Lineardirektantrieben besonders stark aus. Die Antriebe können auf Spannungsfeldern verschiedenartig angeordnet werden, um die Maschinenprinzipien zu realisieren. Die Steuerung und Regelung erfolgt durch ein System der Firma Bachmann

Für erste Voruntersuchungen wurde der Versuchsstand als Portalanordnung in Matlab/Simulink modelliert. *Abbildung 1* zeigt das Blockschaltbild des Modells.

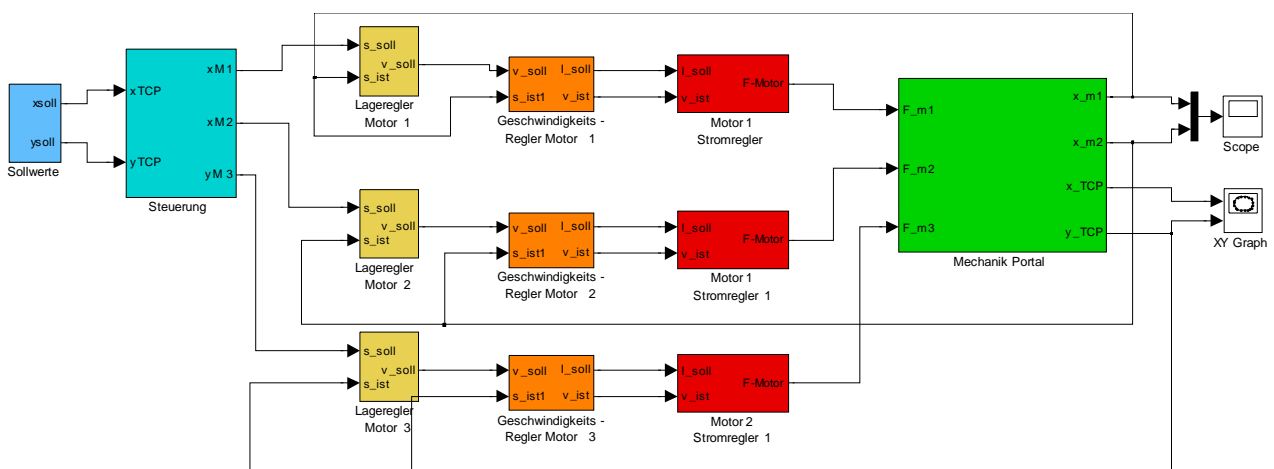


Abbildung 1: Blockschaltbild des Portal - Modells

Dieses besteht aus den beiden Linearantrieben mit konventionellen Kaskadenreglern, welche mit einem MKS-Modell der Strukturmechanik des Portals verbunden sind. Die veränderliche Position des Z- Schiebers ist hierbei als verschiebbare Masse realisiert.

Zur Verifikation des Modells wurden vorerst Untersuchungen an den Einzelachsen durchgeführt und mit den Ergebnissen der Simulation verglichen. *Abbildung 2* zeigt diese Gegenüberstellung.

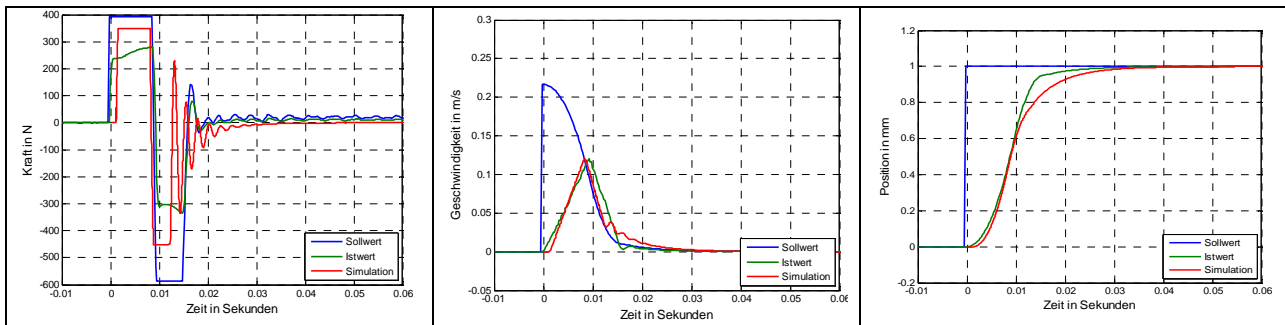


Abbildung 2: Gegenüberstellung von Simulation und Messwerten

Es ist gut erkennbar, dass Simulation und Realität relativ nahe beieinander liegen.

Die Auswirkungen der Verkopplung sind vergleichsweise einfach zu veranschaulichen. Hierzu werden die identisch parametrisierten Antriebe mit demselben Sollwert beaufschlagt und die Positionsdifferenz zwischen den beiden Antrieben für jeweils veränderliche y-Positionen des z-Schiebers aufgezeichnet. *Abbildung 3* zeigt diesen Zusammenhang.

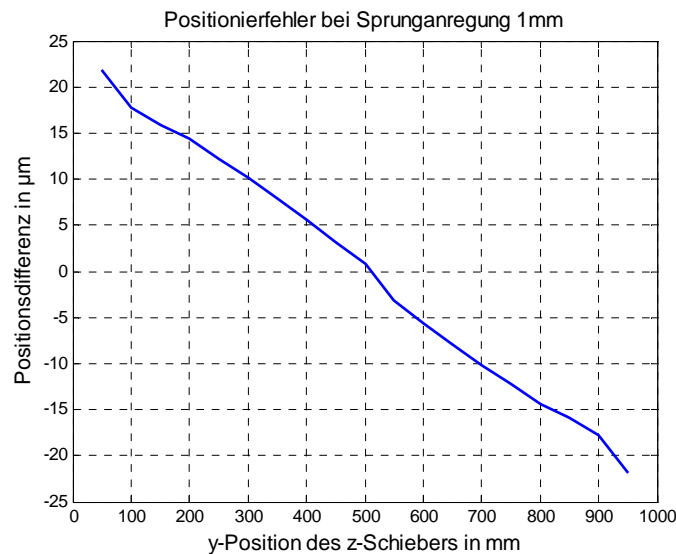


Abbildung 3: Auswirkungen der Achsverkopplung

Es ist deutlich erkennbar, dass die Abweichung zwischen den Positionswerten der Antriebe mit symmetrischer Masseverteilung stark abnimmt. Dies wirkt sich wiederum auch auf die erreichbaren Reglerparameter in den Antrieben aus. Praktische Messungen an einer parallelkinematisch aufgebauten Werkzeugmaschine haben diesen Effekt bestätigt.

3. Regelungskonzepte

Im Folgenden sollen vier regelungstechnische Lösungsansätze zur Verringerung des Einflusses der Kreuzkopplung und damit zur Verbesserung des Regelungsverhaltens von verkoppelten Achsen erläutert werden. Des Weiteren wird auf die technische Umsetzbarkeit und mögliche Anwendungen eingegangen.

3.1. Adaptive Regelung

3.1.1. Ansatz

Sind die möglichen Veränderungen der Regelstrecke so groß, dass sie von keinem Regler mit festen Parametern toleriert werden können, so müssen die Reglerparameter dem aktuellen Verhalten der Regelstrecke angepasst werden. Man spricht dann von einem adaptiven Regler. Ein wichtiges Grundprinzip der adaptiven Regelung beruht darauf, dass der Regler eine Komponente zur Identifikation der Regelstrecke und eine Komponente zur Festlegung der Reglerparameter enthält. Die Identifikation gibt Auskunft über das gegenwärtige dynamische Verhalten der Strecke, d.h. sie führt das Modell den zeitlich veränderlichen Streckeneigenschaften nach. [Lu96]

Auf den vorliegenden Fall bezogen, bedeutet dies, dass die zur Verbesserung des Regelungsverhaltens ausschlaggebenden Parameter (Regler- und ggf. Filterparameter) in Abhängigkeit der kinematischen Gegebenheiten angepasst werden müssen.

3.1.2. Potential/Anwendung

Um eine gleichbleibende Dynamik der Antriebsachsen an den verschiedenen Positionen zu gewährleisten, muss das Übertragungsverhalten des Geschwindigkeitsregelkreises egalisiert werden. Dieses ist definiert durch:

$$G_{VRK} = \frac{v_{ist}(j\omega)}{v_{soll}(j\omega)} = const. \quad (1)$$

Das Übertragungsverhalten kann entsprechend des vereinfachten Geschwindigkeitsregelkreises aus [GHW00] folgendermaßen ausgedrückt werden:

$$G_{VRK}(j\omega) = \frac{v_{ist}(j\omega)}{v_{soll}(j\omega)} = \frac{K_{Pv} \cdot \left(1 + \frac{1}{T_{nv} \cdot j\omega}\right) \cdot G_{IRK} \cdot K_F \cdot \frac{1}{m(y)} \cdot \frac{1}{s}}{1 + K_{Pv} \cdot \left(1 + \frac{1}{T_{nv} \cdot j\omega}\right) \cdot G_{IRK} \cdot K_F \cdot \frac{1}{m(y)} \cdot \frac{1}{s}} = const. \quad (2)$$

(K_F : Kraftverstärkung; K_{Pv} : P-Anteil Geschwindigkeitsregelkreis; T_{nv} : Nachstellzeit des Geschwindigkeitsregelkreises; G_{IRK} : Übertragungsverhalten des Stromregelkreises)

Daraus folgt:

$$\frac{K_{Pv}}{m(y)} = const. \quad (3)$$

Die Verstärkung des Geschwindigkeitsregelkreises K_{Pv} hängt linear von der zu treibenden Masse $m(y)$ ab. Wird diese rechnerisch aus den Daten des Portals berechnet, so lässt sich die optimale Verstärkung des Geschwindigkeitsregelkreises nach Gleichung 3 berechnen.

In Abbildung 4 sind erste Ergebnisse aus der Simulation dargestellt. Der Positionierfehler aufgrund unsymmetrischer Masseverteilung lässt sich durch die Adaption von K_{Pv} halbieren.

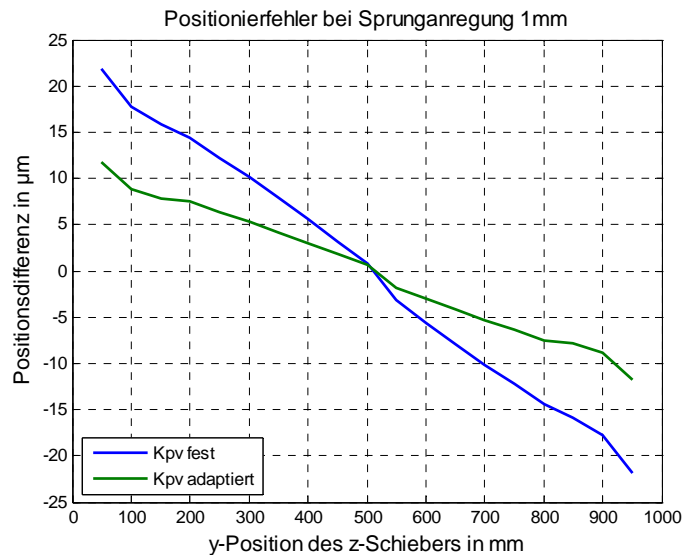


Abbildung 4: Verringerungen der Positionsdifferenz durch Adaption von K_{Pv}

3.1.3. Umsetzung

Einige moderne Antriebsregler bieten die Möglichkeit bestimmte Reglerparameter online, also bei aktiver Regelung im Lage- bzw. Geschwindigkeitsregeltakt, zu verändern. Somit ist die Möglichkeit zur Umsetzung einer adaptiven Antriebsregelung prinzipiell gegeben. Am Versuchsstand wird dieses Konzept derzeit praktisch umgesetzt und untersucht.

3.2. Störgrößenaufschaltung

3.2.1. Ansatz

Eine andere Möglichkeit, die Verkopplung zwischen den Antrieben zu reduzieren, ist die Umsetzung einer Störgrößenaufschaltung. Dieser Ansatz ist ähnlich der adaptiven Regelung relativ einfach umzusetzen. Zurückzuführen ist dies in erster Linie auf die einfache Kopplung der beiden Antriebsregler wie in Abbildung 6 dargestellt [BO06].

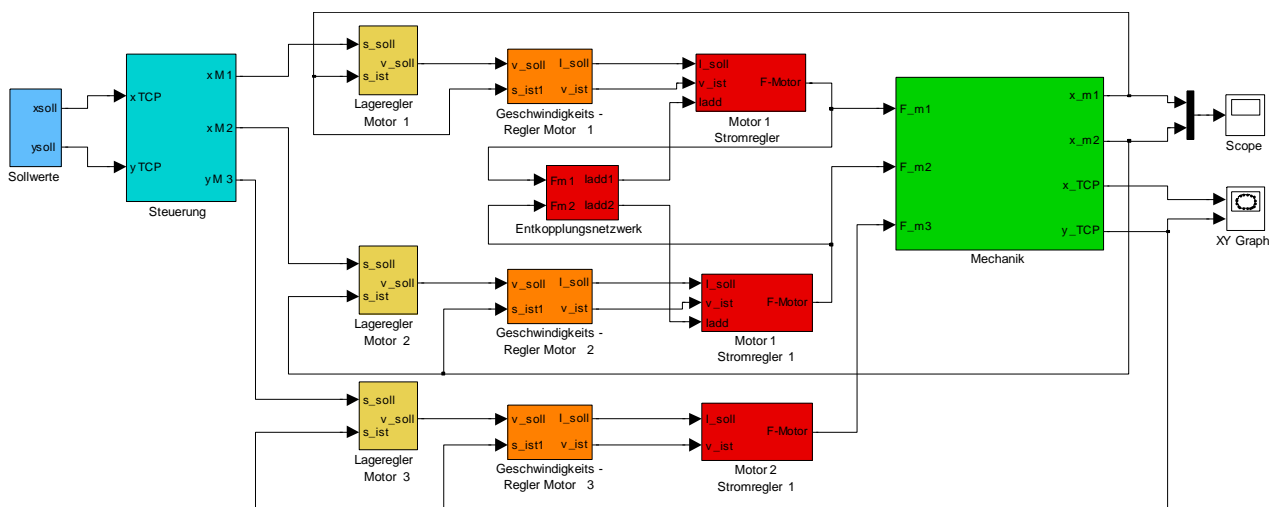


Abbildung 5: Blockschaltbild des Portal-Modells mit Störgrößenaufschaltung

3.2.2. Potential/Anwendung

Eine Störgrößenaufschaltung unterdrückt die Hauptstörung, bevor sie die Ausgangsvariable beeinflussen kann. Voraussetzung für die Anwendbarkeit einer Vorsteuerung ist, dass die Störgrößen gemessen oder mit mathematischen Modellen berechnet werden können [Fö92]. Beide Bedingungen werden im vorliegenden Fall erfüllt. Die Aufschaltung sollte, wie in Abbildung 5 dargestellt, direkt vor dem Stromregler erfolgen wobei mit gewissen Einschränkungen aber auch eine Vorsteuerung vor dem Geschwindigkeitsregler möglich wäre. Prinzipiell muss die Störübertragungsfunktion die bewegten Massen, ihre Positionen und den aktuellen Bewegungszustand berücksichtigen. Das heißt, dass für alle im Kraftfluss bewegten Teile diese Parameter berechnet werden müssen. Hierbei stehen Aufwand und zu erwartender Gewinn in einem deutlichen Missverhältnis. [BO06]. Aus diesem Grund muss eine Linearisierung der Übertragungsfunktion gefunden werden, die diese komplexe Berechnung vermeidet.

In der Simulation wurde vorerst ein Koppelfaktor in Abhängigkeit der Lastverteilung implementiert. An weiteren Algorithmen wird derzeit gearbeitet. In Abbildung 6 sind die Ergebnisse der Simulation dargestellt.

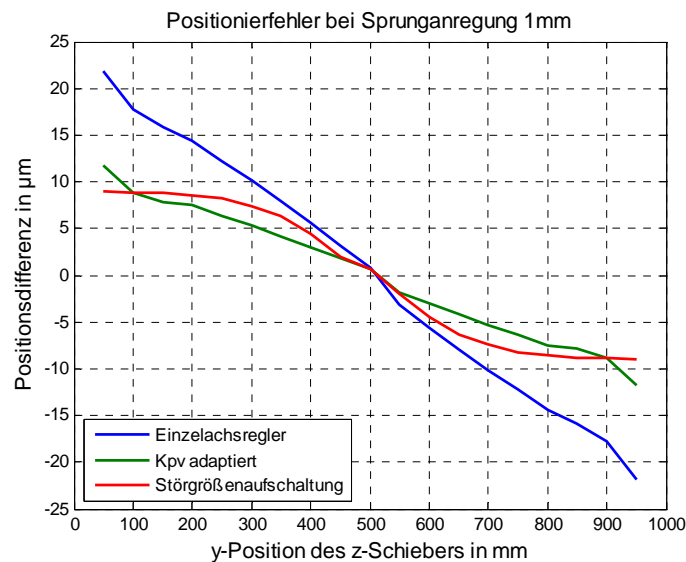


Abbildung 6: Verringerung der Positionsdifferenz durch Störgrößenaufschaltung

Als Ergebnis der Störgrößenaufschaltung können in den Regelkreisen höhere Verstärkungsparameter eingestellt werden, wodurch sich das dynamische Potential verkoppelter Anordnungen wesentlich besser ausnutzen lässt als bisher.

3.2.3. Umsetzung

Da bei konventionellen Antriebsreglern kein Eingriff in die Regelkreise möglich ist, konnte das an sich einfache Konzept der Störgrößenaufschaltung bisher nicht praktisch umgesetzt werden. In modernen Antriebsreglern verschiedener Hersteller besteht die Möglichkeit additive Kraftsollwerte vorzugeben. Hierdurch ergibt sich prinzipiell die Möglichkeit das Konzept der Störgrößenaufschaltung umzusetzen und damit die notwendige regelungstechnische Kopplung der Antriebsregler vorzunehmen.

3.3. Mehrgrößenregelung

3.3.1. Ansatz

In vielen technischen Anlagen ist mehr als eine einzige Größe einer oder mehrerer gegebenen Führungsgröße nachzuführen. Diese Größen können getrennt voneinander geregelt werden, wenn die dabei entstehenden Regelkreise dynamisch oder statisch schwach gekoppelt sind. Beeinflussen sich die Stell- und Regelgrößen jedoch untereinander stark, so müssen die Kopplungen beim Reglerentwurf berücksichtigt werden. Der Regler besitzt dann mehr als eine Regelgröße als Eingang und bildet mehr als eine Stellgröße als Ausgang [Lu96].

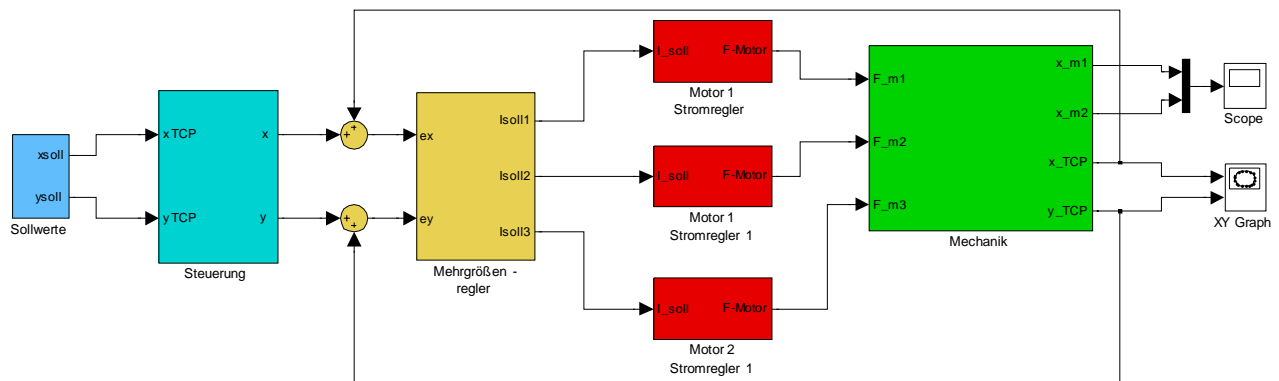


Abbildung 7: Blockschaltbild des Portal-Modells mit Mehrgrößenregelung

Abbildung 7 zeigt das Blockschaltbild des Portal-Versuchsstands unter Verwendung eines Mehrgrößenreglers. Auf die Methodik zum Entwurf von Mehrgrößenreglern soll an dieser Stelle nicht näher eingegangen werden.

3.3.2. Potential/Anwendung

Mit Verwendung eines Mehrgrößenreglers wird die Kraftkopplung vollständig aufgehoben, wodurch eine deutliche Verbesserung des Regelungsverhaltens und damit eine höhere Dynamik erreicht werden kann [Fö92].

3.3.3. Umsetzung

Wie aus Abbildung 8 hervorgeht, wird der Antriebsregler aus Gründen der nutzbaren Dynamik in diesem Ansatz idealerweise kraftgeregelt betrieben. Die niedrigen Abtastzeiten im Stromregelkreis ($62,5\mu\text{s}$) fordern daher einen entsprechend schnellen überlagerten Regler. Mit modernen Steuerungen sind diese Taktzeiten durchaus realisierbar, allerdings stellt der Reglerentwurf einen nicht zu unterschätzenden Mehraufwand dar.

3.4. Dynamische Modellierung

3.4.1. Ansatz

Zur Steuerung fast aller mehrachsigen Maschinen finden derzeit Konzepte Anwendung, bei denen die kinematische Struktur der Maschine als Modell Berücksichtigung findet. Dieses spiegelt in Form der inversen Kinematik für gewöhnlich jedoch nur das statische Verhalten der Maschine wider. Eine dynamische Modellierung, als inverse Dynamik, würde an dieser Stelle eine Reihe von ansonsten unberücksichtigten Effekten, wie z.B. der dynamischen Kraftkopplung zwischen den

Achsen oder Elastizitäten in der mechanischen Struktur mit berücksichtigen. Dies ermöglicht eine steuerungsseitige Kompensation dynamischer Fehler, ohne in die Regelung der einzelnen Achsen eingreifen zu müssen [KM06]. *Abbildung 8* zeigt eine mögliche Struktur.

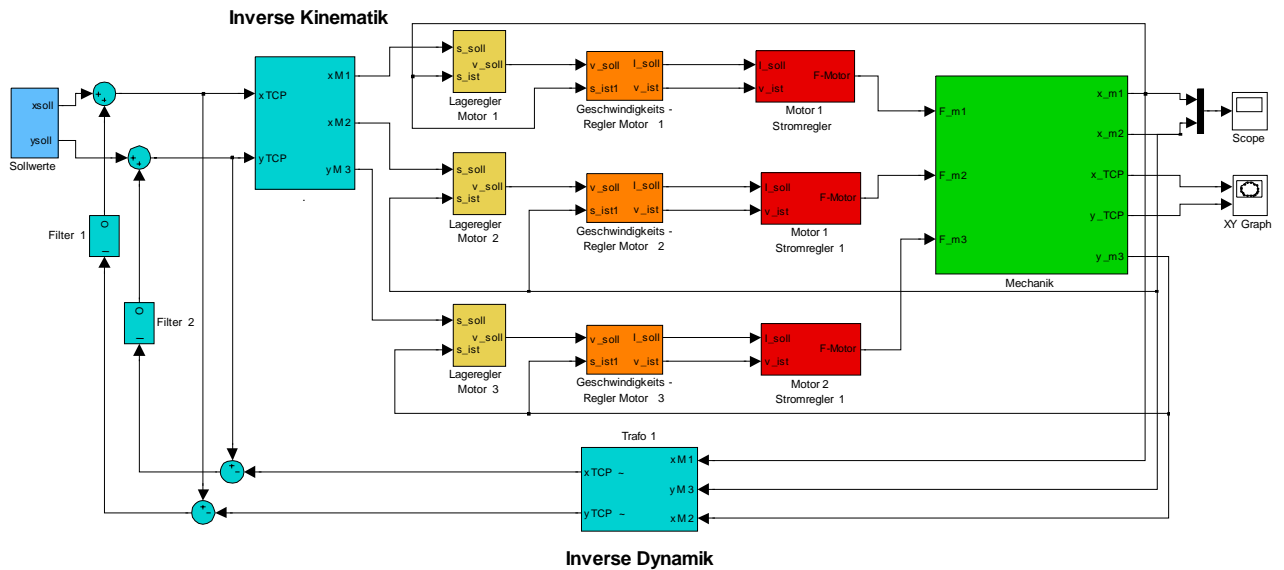


Abbildung 8: Blockschaltbild des Portal-Modells mit Dynamischer Modellierung

Die durch die inverse Dynamik berechneten kartesischen Positionen werden jeweils mit der Regelgröße verrechnet und dann erst dem Soll-Ist-Vergleich zugeführt. Ergebnis ist die dynamische Korrektur von Positionsabweichungen. Neben dieser Struktur werden in [KM06] noch weitere Möglichkeiten in diesem Zusammenhang vorgestellt, auf die hier nicht näher eingegangen werden soll. Auf Fragen der Modellierung und der Erzeugung der inversen Dynamik wird hier ebenfalls nicht weiter eingegangen.

3.4.2. Potential/Anwendung

Aufgrund der Komplexität dieses Ansatzes, lassen sich vorab nur sehr schwer Aussagen zur Wirksamkeit treffen. In [KM06] sind Simulationen an einer 6-achsigen Parallelkinematik beschrieben. Der Erfolg konnte allerdings bisher noch nicht quantifiziert werden.

3.4.3. Umsetzung

Wie aus *Abbildung 8* deutlich hervorgeht, bietet der Ansatz der dynamischen Modellierung den Vorteil, dass nicht in die Regelkreise der Achsregler eingegriffen werden muss, da lediglich deren Sollwerte korrigiert werden. Die praktische Umsetzung muss also steuerungsseitig erfolgen.

Am Versuchsstand des IWU werden zurzeit die notwendigen hard- und softwaretechnischen Voraussetzungen zur Realisierung des Konzepts geschaffen. Die Grundlage bildet eine weitgehend frei programmierbare Steuerungsumgebung nach industriellen Standards. Mit Hilfe der Matlab/Simulink Entwicklungsumgebung können dynamische Modelle erzeugt und in die Steuerung implementiert werden.

4. Zusammenfassung und Ausblick

In Tabelle 1 sind die beschriebenen Ansätze kurz zusammengefasst und hinsichtlich Umsetzbarkeit, Potential und Anwendungsmöglichkeiten gegenübergestellt.

Ansatz	Umsetzbarkeit/ Aufwand	Potential	Anwendung
1. Adaptive Regelung	Vergleichsweise geringer technischer Aufwand, da industrielle Hardware unverändert nutzbar; Minimalmodell bzw. Kennfeld notwendig	Erhöhung der Genauigkeit, Dynamik und Steifigkeit über den gesamten Arbeitsraum;	Portalmaschinen, Parallelkinematiken, elektromechanische Spindelpressen;
2. Störgrößen- aufschaltung	mittlerer technischer Aufwand, da industrielle Hardware unverändert nutzbar, aber Entkopplungsnetzwerk aufwändig; Signalkonditionierung im einfachsten Fall analog;	teilweise Aufhebung des Kopplungseinflusses, Verbesserung der Genauigkeit Dynamik und Steifigkeit im gesamten Arbeitsraum, höhere Reglerparameter einstellbar;	Portalmaschinen, Parallelkinematiken, elektromechanische Spindelpressen;
3. Mehrgrößen- regler	hoher Aufwand, da Mehrgrößenregler separat entworfen werden muss;	nahezu vollständige Aufhebung des negativen Einflusses der Kreuzkopplung möglich;	Portalmaschinen, Parallelkinematiken, elektromechanische Spindelpressen;
4. Dynamische Modellierung	Sehr hoher Aufwand, da Erstellen eines sehr genauen Modells notwendig und Steuerungsfunktionalität extern realisiert werden muss; Kopplung nur teilweise aufhebbar, da Sollwerte im Lageregeltakt;	Genauigkeitssteigerung durch Korrektur der Lagesollwerte, teilweise Aufhebung des Kopplungseinflusses, da Vorgabe von dynamisch korrigierten Lagesollwerten;	alle Arten von Maschinen, vor allem „weiche Kinematiken“ z.B. Leichtbau-Handlig-Module;

Tabelle 1: Gegenüberstellung der Regelungskonzepte

Ein Vergleich der Regelungskonzepte zeigt, dass vor allem die ersten beiden Ansätze Adaptive Regelung und Störgrößenaufschaltung ein hohes Potential zur praktischen Umsetzung aufweisen, da der Aufwand hierfür vergleichsweise gering ist. Eine Kombination der Verfahren mit automatisierten Inbetriebnahmealgorithmen könnte in der Zukunft in verschiedenen Maschinentypen angewendet werden ohne den Inbetriebnahmeaufwand deutlich zu steigern.

.Quellen:

- [BKA06] Berkemer J., Koch T., Altenburger R., Lehner, W.-D.:
Effektive Nutzung des Leistungspotenzials von Direktantrieben durch
Impulskopplung, Beschleunigungsregelung, achsübergreifende Regelung und
gekoppelte Simulation,
Abschlussbericht zum BMBF Verbundprojekt „EffeNDi 2005
- [BO06] Brecher C., Ostermann T., Friedrich D. A.:
Control Concept for PKM Considering the Mechanical Coupling between Actuators;
Tagungsband PKS 2006
- [GHW00] Groß H., Hamann J., Wiegärtner G.:
Elektrische Vorschubantriebe in der Automatisierungstechnik
Publicis MCD Verlag 2000
- [Fö92] Föllinger O.:
Regelungstechnik;
Hüthig Buch Verlag Heidelberg 1992
- [KM06] Krabbes M., Meißner C.:
Dynamic Modelling of a 6 DOF Parallel Kinematic by Means of Modelica,
Tagungsband PKS 2006
- [KW00] Krüger P., Weck M.:
Adaptive Regelung für Maschinen mit paralleler Kinematik;
Tagungsband PKS 2000
- [Lu96] Lunze J.:
Regelungstechnik 1,
Springer Verlag 1996
- [Ne05] Neugebauer R.:
Parallelkinematische Maschinen;
Springer Verlag 2005
- [PIL06] Poduarev J., Ihlenfeld S., Loginov A.:
Development of a Control Approach for PKMs with Scissor Kinematics
Tagungsband PKS 2006
- [Zi07] Zirn O.:
Machine Tool Analysis – Modelling, Simulation and Control of Machine Tool
Manipulators;
Habilitation ETH Zürich 2007

Regelungskonzepte für Maschinen mit verkoppelten Achsen

Kenny Pagel

14. Dresdner WZM-Fachseminar, 3. Dezember 2009

© Fraunhofer IWU
Prof. Neugebauer



Gliederung

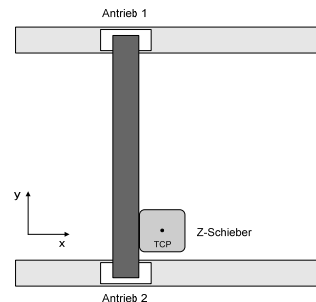
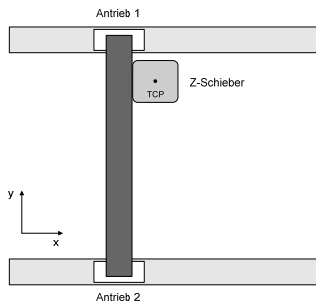
- Erläuterung der Problemstellung anhand ausgewählter Maschinentypen
- Modell einer Portalmaschine als Arbeitsgrundlage
- Einfluss der Achsverkopplung
- Regelungskonzepte
- Gegenüberstellung und Bewertung



Erläuterung der Problemstellung anhand ausgewählter Maschinentypen

Portalmaschinen:

- 2 Antriebe in Gantryanordnung mit jeweils separatem Messsystem
- Antriebe erhalten gleiche Sollwerte
- Reglerparametrierung der Antriebe identisch
- unsymmetrische Lastverteilung durch veränderliche Position des z-Schiebers



Archivierungsangaben

Erläuterung der Problemstellung anhand ausgewählter Maschinentypen

Parallelkinematiken:

- Achsen stehen in einem Winkel $\neq 90^\circ$ zueinander
 - ➔ winkelabhängige Lastverteilung
- zusätzlich Beeinflussung der Achsen untereinander mit steigendem Winkel

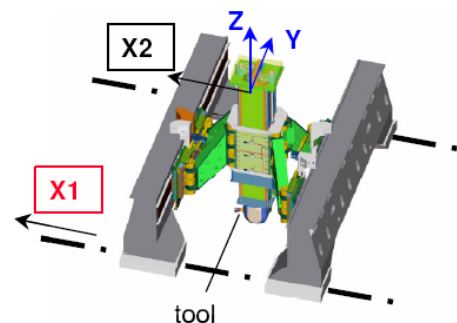


Elektromechanische Spindelpressen:

- Min. 2 GT Achsen mit gleicher Wirkrichtung
- Achsen unabhängig voneinander geregelt

Maschinen mit redundanten Achsen:

- Verkopplung von Antrieben mit gleicher Wirkrichtung

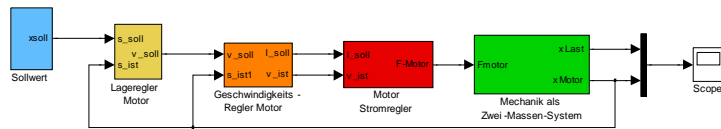


Archivierungsangaben

Modell einer Portalmaschine als Arbeitsgrundlage

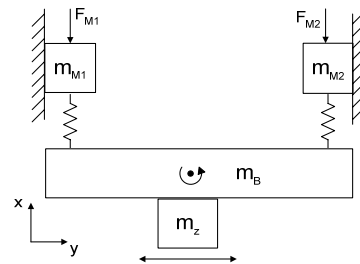
Modell des geregelten Antriebs:

- Konventionelle Kaskadenstruktur
- Regler zeitdiskret
- Berücksichtigung von Nichtlinearitäten



MKS-Modell der Mechanik:

- Primärteilmassen elastisch mit Portalbrücke verbunden, Freiheitsgrad x
- Masse des z- Schiebers mit Freiheitsgrad y
- Masse der Brücke mit Freiheitsgrad x, φ_z

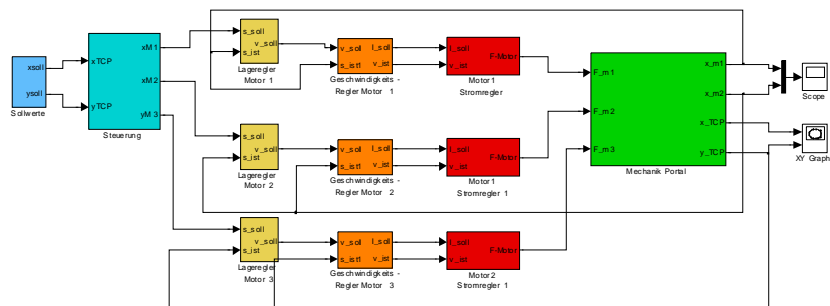


Archivierungsganglinien

Modell einer Portalmaschine als Arbeitsgrundlage

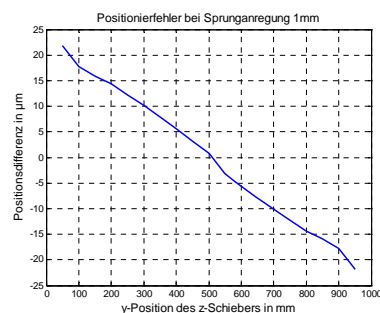
Gesamtmodell :

- Steuerung
- Antriebe
- Mechanik als MKS



Einfluss der Achsverkopplung:

- Sprunganregung der beiden Antriebe
- Aufzeichnung der Positionsdifferenz zwischen den Antrieben in Abhängigkeit von y

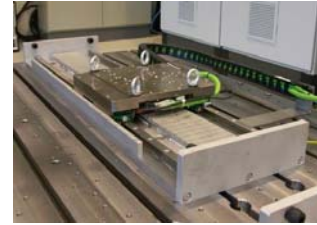
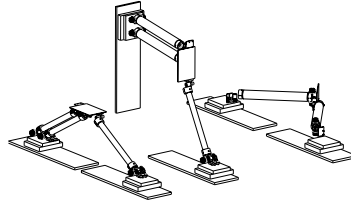


Archivierungsganglinien

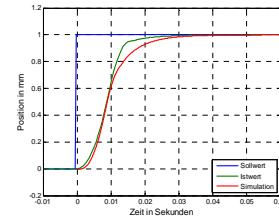
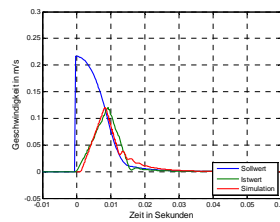
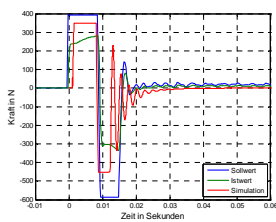
Versuchsstand

Konzept:

- 2 Linear-Antriebsmodule
- Spannfelder zur Montage
- Verschiedene Kinematiken
Portal, Kreuztisch, Bipod



Modellabgleich

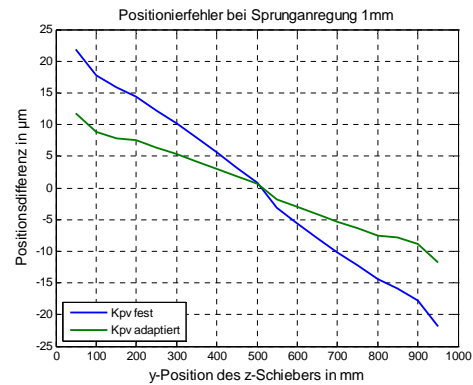


Archivierungsgangabiten

Regelungskonzepte

Adaptive Regelung:

- Ansatz: $\frac{K_{Pv}}{m(y)} = const.$
- ➔ Anpassung der Verstärkung des Geschwindigkeitsreglers in Abhängigkeit der Lastverteilung
- Adaption von K_{Pv} über Analogeingänge oder Sercos Schnittstelle im Geschwindigkeits-Regeltakt möglich
- Identifikation von $K_{Pv\ opt.}$ an Extrempunkten, dazwischen Linearisierung
- ➔ Einfache Inbetriebnahme

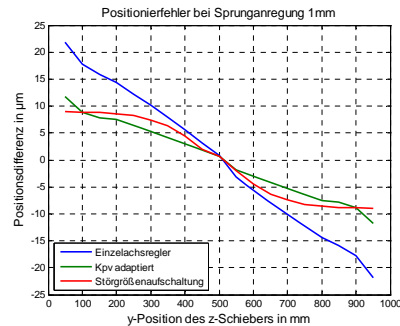
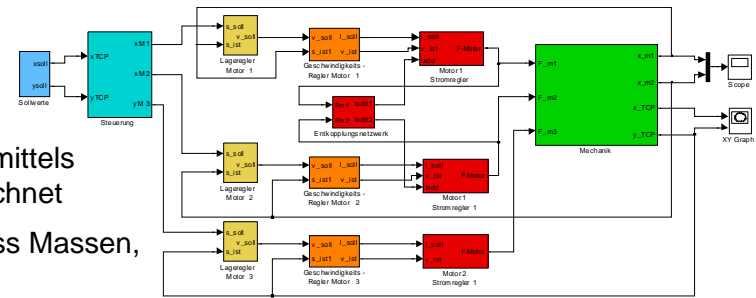


Archivierungsgangabiten

Regelungskonzepte

Störgrößenaufschaltung:

- Ansatz: Störgröße Kraft wird mittels Entkoppelungsnetzwerk berechnet
- Störübertragungsfunktion muss Massen, Positionen und aktuellen Bewegungszustand berücksichtigen
- ➔ sehr aufwändig, daher Vereinfachung als $f(y)$ notwendig
- Aufschaltung als additiver Stromsollwert über Analogeingänge oder Sercos Schnittstelle im Stromregeltakt möglich
- Inbetriebnahmeaufwand bei vorhandenem Entkopplungsnetzwerk gering

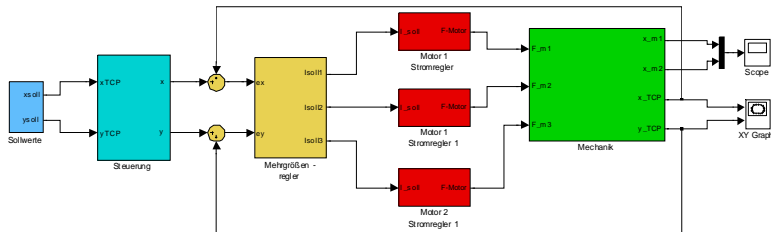


Archivierungsaufgaben

Regelungskonzepte

Mehrgrößenregler:

- Ansatz: gemeinsame Regelung aller Achsen
- Antrieb in Stromregelung, Sollwerte analog
- Mehrgrößenregler als Matlab-Entwurf auf DSpace Echtzeit-System realisierbar
- Reglerentwurf bzw. Inbetriebnahme schwierig

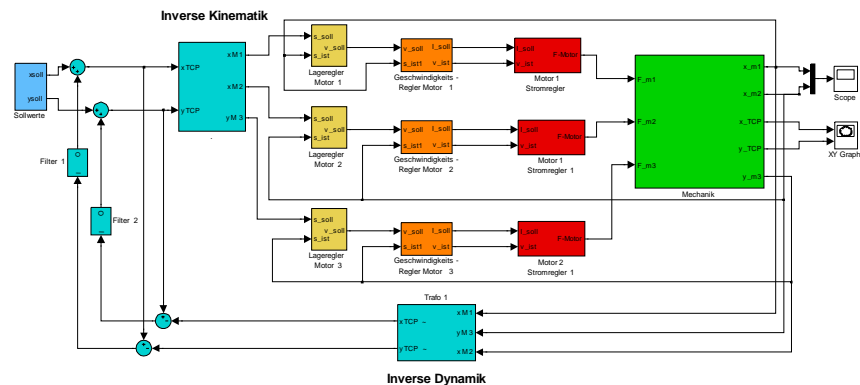


Archivierungsaufgaben

Regelungskonzepte

Dynamische Modellierung:

- Ansatz: Korrektur der Lagesollwerte über ein inverses Modell der Dynamik
- Antriebe in Lageregelung, da lediglich Positionssollwerte konditioniert werden
- Entwurf und Inbetriebnahme sehr aufwändig, da komplexes inverses Modell notwendig



Archivierungseingaben

Gegenüberstellung und Bewertung

Ansatz	Umsetzbarkeit/ Aufwand	Potential	Anwendung
1. Adaptive Regelung	Vergleichsweise geringer technischer Aufwand, da industrielle Hardware unverändert nutzbar; Minimalmodell bzw. Kennfeld notwendig	Erhöhung der Genauigkeit, Dynamik und Steifigkeit über den gesamten Arbeitsraum;	Portalmaschinen, Parallelkinematiken, elektromechanische Spindelpressen;
2. Störgrößenaufschaltung	mittlerer technischer Aufwand, da industrielle Hardware unverändert nutzbar, aber Entkopplungsnetzwerk aufwändig; Signalkonditionierung im einfachsten Fall analog;	teilweise Aufhebung des Kopplungseinflusses, Verbesserung der Genauigkeit Dynamik und Steifigkeit im gesamten Arbeitsraum, höhere Reglerparameter einstellbar;	Portalmaschinen, Parallelkinematiken, elektromechanische Spindelpressen;
3. Mehrgrößenregler	hoher Aufwand, da Mehrgrößenregler separat entworfen werden muss;	nahezu vollständige Aufhebung des negativen Einflusses der Kreuzkopplung möglich;	Portalmaschinen, Parallelkinematiken, elektromechanische Spindelpressen;
4. Dynamische Modellierung	Sehr hoher Aufwand, da Erstellen eines sehr genauen Modells notwendig und Steuerungsfunktionalität extern realisiert werden muss; Kopplung nur teilweise aufhebbar, da Sollwerte im Lageregeltakt;	Genauigkeitssteigerung durch Korrektur der Lagesollwerte, teilweise Aufhebung des Kopplungseinflusses, da Vorgabe von dynamisch korrigierten Lagesollwerten;	alle Arten von Maschinen, vor allem mit „weichen Kinematiken“ z.B. Leichtbau-Handlig-Module;

Archivierungseingaben

Impulskompensation an einer linearmotorgetriebenen Maschinenachse

Prof. Dr.-Ing. habil. K. Großmann
Dr.-Ing. J. Müller

Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
TU Dresden

IMPULSKOMPENSATION AN EINER LINEARMOTORGETRIEBENEN MASCHINENACHSE

Prof. Dr.-Ing. habil. Knut Großmann, Dr.-Ing. Jens Müller

1 Ausgangssituation

Die für die Bewegung von Maschinenbaugruppen erforderlichen Antriebskräfte erzeugen auch immer entgegengesetzt gerichtete Reaktionskräfte, die das Gestell, je nach Kraftamplitude und Kraftänderungsgeschwindigkeit, zu Schwingungen anregen. Beim Lineardirektantrieb entsprechen diese Reaktionskräfte aufgrund der direkten Anbindung der Linearmotor-komponenten an Gestell und Schlitten sowie fehlender mechanischer Übertragungselemente, wie z. B. übersetzender und elastischer Kugelgewindtriebe oder Zahnstangen, direkt den Antriebskräften. Die Vorteile von Lineardirektantrieben, die hohen Kräfte und Kraftanstiegs-geschwindigkeiten, die zum Erreichen hoher Beschleunigungen und Beschleunigungsände-rungen (Ruck) erforderlich sind, führen somit zu einer hinsichtlich des Gestells nachteiligen, starken und breitbandigen Gestellanregung.

Als Lösungsansatz zur Verringerung der Gestellanregung wurde in [1] das am IWM entwi-ckelte und zum Patent [2] angemeldete Konzept der Impulskompensation – eine Form der Kraftkompensation – vorgestellt. Bei der Impulskompensation werden nur die hochfrequen-ten, gestellanregenden Kraftanteile der Reaktionskraft des Nutzantriebes mittels eines zwei-ten, kollinear angeordneten Kompensationsantriebes kompensiert. Die Gewinnung der Soll-kraft für den Kompensationsantrieb erfolgt durch Filterung (Bandpass) und Invertierung der Sollkraft des Nutzantriebes (siehe *Bild 1*). Die Rückführung des Kompensationsantriebes in seine Ausgangslage erfolgt mittels der eigenen Lage- und Geschwindigkeitsregelkreise.

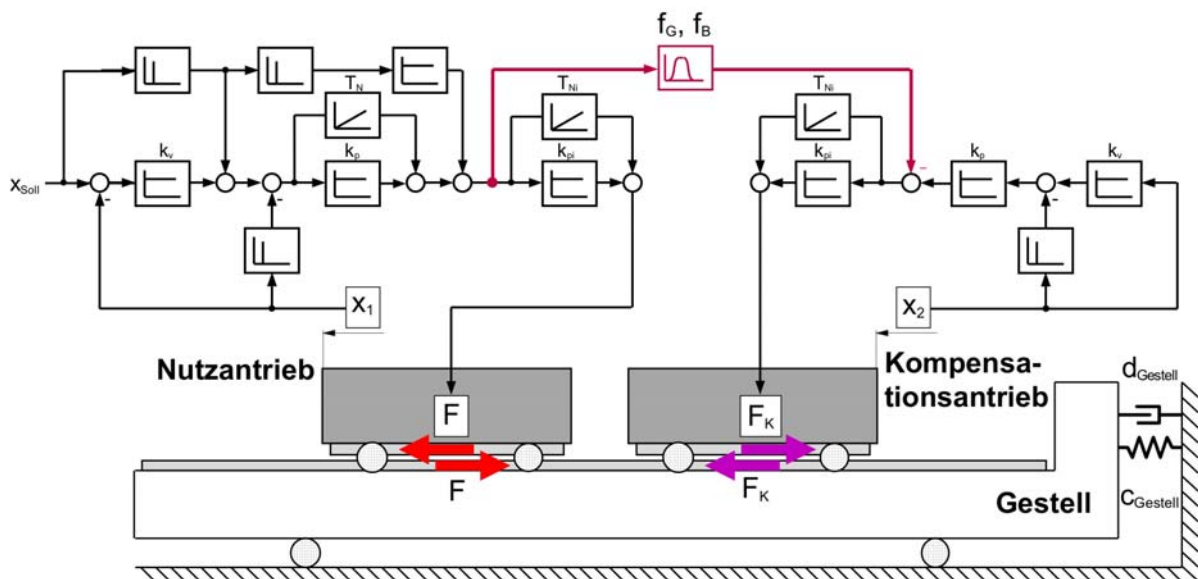


Bild 1: Prinzip der Impulskompensation

Für die Untersuchung der Impulskompensation wurde der in *Bild 2* dargestellte Versuchsstand mit zwei Primärteilschlitten entwickelt, der wie folgt aufgebaut ist: auf ein Grundgestell, welches das Fundament bildet, wurde eine Gestellmasse mittels Blattfedern, die gleichzeitig die spielfreie Führung der Gestellmasse in Bewegungsrichtung realisieren, sowie einer Steifigkeits-Verstelleinrichtung angekoppelt.

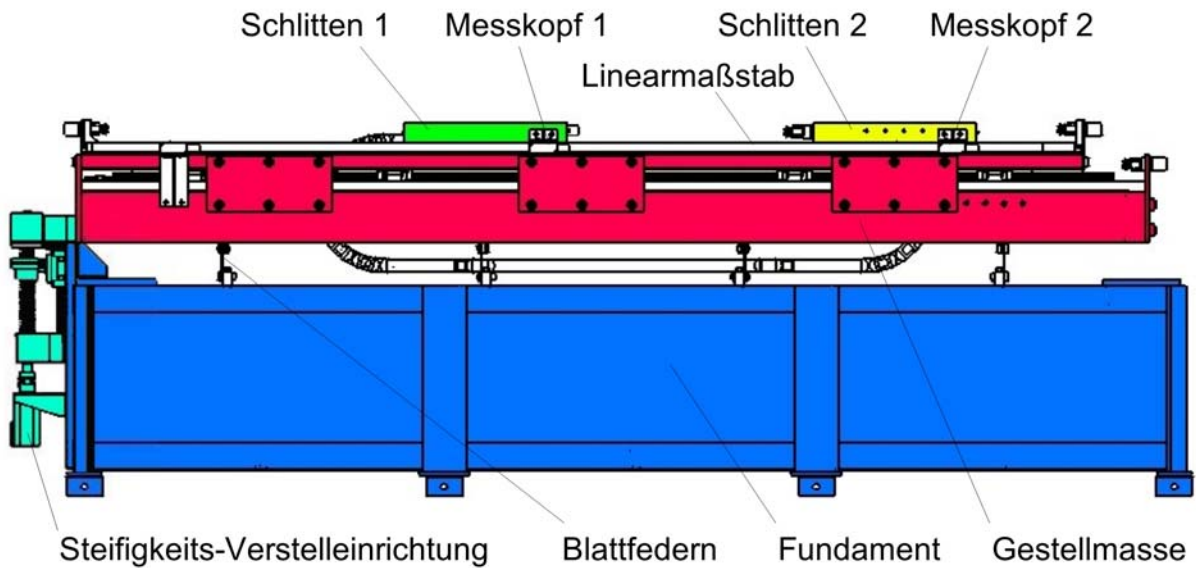


Bild 2: Mechanischer Aufbau des Versuchsstandes

Die Steifigkeits-Verstelleinrichtung ermöglicht eine stufenlose Verstellung der Gestelleigenfrequenz in einem Bereich zwischen 10 Hz und 18 Hz. Auf der Gestellmasse ist ein Sekundärteilschlitten, der auf Profilschienenführungen verschiebbar gelagert ist, angeordnet. Dieser ermöglicht die Untersuchung der Impulsentkopplung – einem alternativen Lösungsansatz zur Impulskompensation. In der Aufbauvariante zur Impulskompensation wird der Sekundärteilschlitten fest mit der Gestellmasse verbunden. Auf diesem sind die Sekundärteile für die Lineardirektantriebe montiert. Auf der Oberseite des Sekundärteilschlittens befinden sich weitere Profilschienenführungen für die Schlitten 1 und 2, an denen die Primärteile der Linearmotoren angebracht sind. Beide Primärteilschlitten bewegen sich frei auf der um die Sekundärteilschlittenmasse vergrößerten Gestellmasse.

Von diesem Versuchsstand wurde ein Matlab-/Simulink[®]-Modell aufgestellt, um den Messaufwand zur Analyse des Einflusses relevanter Einflussfaktoren auf die Impulskompensation zu minimieren. Aufbau und Eigenschaften von Versuchsstand und Simulationsmodell sind ausführlich in [3] dargestellt.

2 Erfassung und Bewertung der Gestellanregung

Die primäre Zielstellung beim Einsatz der Impulskompensation ist es, die Relativbewegung von Baugruppen an der Wirkstelle – bei Werkzeugmaschinen zwischen Werkzeug und Werkstück – zu minimieren. Die Übertragung der Gestellanregung zur Wirkstelle und auch die Auswirkung am TCP ist je nach Maschinentyp, technologischer Aufgabe, Lage der anregenden Achse, Verkopplung von Maschinenachsen und Gestellbaugruppen usw. sehr unterschiedlich. Die Übertragungsstrecke von der Krafteinleitungsstelle zur Wirkstelle kann die Auswirkung der Anregung verstärken oder auch abschwächen. Je geringer aber die Anregung bereits an der Krafteinleitungsstelle ist, umso geringer ist auch die Wirkung am TCP. Daher bietet sich für eine allgemeine Bewertung die Erfassung der Gestellantwort in unmittelbarer Nähe der Krafteinleitung an.

Die Gestellschwingung ist eine mechanische Schwingung, d. h. folgende mechanische Zustandsgrößen kommen prinzipiell für die messtechnische Erfassung der Gestellantwort in Frage:

- Auslenkung bzw. Schwingweg (Elongation) / Drehwinkel,
- Schwinggeschwindigkeit / Winkelgeschwindigkeit,

- Schwingbeschleunigung / Winkelbeschleunigung,
- weitere zeitliche Ableitungen des Schwingweges / Drehwinkels und
- Kraft / Moment.

Zur Messung der Gestellantwort eignet sich besonders die Beschleunigungsmessung, da Beschleunigungssensoren i. d. R. nach dem Prinzip arbeiten, dass die Beschleunigungskraft auf eine Testmasse mittels eines Piezoelementes oder Dehnmessstreifens ermittelt wird, so dass eine absolute Messung, d. h. ohne Bezug zum Fundament bzw. zu einer gestellunabhängigen Basis, möglich ist. Die Weg- oder Geschwindigkeitsmessung erfolgt hingegen relativ zwischen zwei Baugruppen. Die Gestellschwingung würde also zwischen Gestell und Fundament gemessen werden, was bei Einzelachsen prinzipiell noch vorstellbar ist, aber bei verkoppelten Achsen (z. B. Kreuztisch einer Werkzeugmaschine) kaum zu realisieren wäre. Die Kraft scheidet als Messgröße aus, weil die inneren Kräfte zwischen den an der Schwingung beteiligten Gestellelementen nicht direkt gemessen werden können und eine indirekte Messung über die Gestellverformung sehr aufwändig, schwer kalibrierbar und insbesondere bei steifen Gestellen aufgrund der geringen Verformungen auch sehr ungenau wäre.

Die Zielsetzungen bei der Verringerung der Gestellschwingungsanregung sind

1. die Reduzierung der maximalen Auslenkung, Geschwindigkeit und Beschleunigung des Gestells (entspricht der Überschwingweite e_{\max}) bei gleichbleibenden Sollwertvorgaben bzw. die Erhöhung der Sollwerte, insbesondere von Ruck und Beschleunigung, bei gleicher maximaler Auslenkung sowie
2. das schnelle Abklingen der Gestellschwingung.

Beide Ziele sind vergleichbar mit den Anforderungen an die Reaktion eines Regelkreises auf eine Störkraft. Da sich die Gestellreaktion auf Anregung durch Lineardirektantriebe als Regelkreis mit einer Störkraft darstellen lässt (siehe *Bild 3*), sind Regelkreis-Optimierungskriterien auf die Bewertung der Gestellantwort übertragbar.

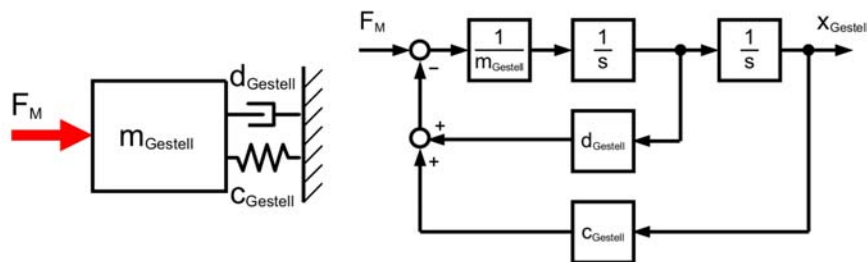


Bild 3: Mechanisches Ersatzmodell und Regelkreisdarstellung zur Abbildung der Gestellanregung

Die maximale Überschwingweite e_{\max} entspricht direkt der maximalen Auslenkung, Geschwindigkeit bzw. Beschleunigung des Gestells und eignet sich daher zur Bewertung der Gestellantwort gemäß Zielstellung 1. Wenn außerdem das Abklingverhalten bewertet werden soll (Zielsetzung 2), bietet sich die Verwendung der betraglinearen Regelfläche (IAE, Integral of absolute error)

$$I = \int_0^{\infty} |e(t)| dt$$

an (siehe *Tabelle 1*). Die o. g. Zielsetzungen sind nicht zwangsläufig gleichzeitig zu erreichen, so dass je nach Maschinentyp und -anwendung eine Wichtung der Zielstellungen vorgenommen werden muss.

Maximale Überschwingweite	Betragslineare Regelfläche

Tabelle 1: Ausgewählte Bewertungskriterien für die Gestellschwingungsreduzierung [4]

3 Untersuchungsergebnisse

Wesentliche Einflussfaktoren auf die Wirksamkeit der Impulskompensation sind:

- Rastkraft und Kraftwelligkeit der Lineardirektantriebe,
- Filterparameter für die Sollkraftfilterung,
- Regelkreisparameter des Kompensationsantriebes und
- Synchronität der Sollkraftsignale beider Antriebe.

Untersuchungsergebnisse zur Wirkung dieser Faktoren werden nachfolgend vorgestellt.

3.1 Rastkraft und Kraftwelligkeit der Lineardirektantriebe

Aus Kraftwelligkeit und Rastkraft des Motors [5] resultiert beim Verfahren mit konstanter Sollgeschwindigkeit, d. h. unbeeinflusst von Sollbeschleunigung und -ruck, eine Gestellanregung. Moderne Antriebsregelgeräte bieten für Anwendungen mit hohen Anforderungen in Bezug auf Schleppabstand- und Gleichlaufqualität die Möglichkeit der Rastkraftkompensation [6]. Nachfolgend soll jedoch die Gestellanregung ohne Kompensation, d. h. der Standard-Fall, betrachtet werden.

Es wurden Verfahrensvorgänge mit konstanter Sollgeschwindigkeit simuliert und die Gestellantwort ausgewertet, sobald die anfängliche Auslenkung aus der Beschleunigung abgeklungen ist und nur noch eine konstante Anregung infolge der Kraftschwankung auftritt (siehe *Bild 4*). Dabei zeigte sich, dass die Geschwindigkeit, sofern keine Resonanz der Kraftschwankung mit der Gestelleigenfrequenz auftritt, kaum Einfluss auf die Amplitude der Gestellantwort hat. Diese Gestellanregung kann auch durch die Impulskompensation nicht verhindert werden. Ursache hierfür ist die Kraftwirkung zwischen Primär- und Sekundärteil und damit zwischen Gestell und Schlitten aufgrund von Rastkraft und Kraftwelligkeit, die zu einem Abbremsen oder Beschleunigen des Schlittens führt. Erst die daraus resultierende Geschwindigkeitsschwankung wird von den Regelkreisen erfasst und korrigiert. Diese verzögerte Reaktion des Nutzantriebs und damit zwangsläufig auch des Kompensationsantriebs erfolgt also auf eine bereits stattgefundenene Kraftwechselwirkung zwischen Gestell und Schlitten.

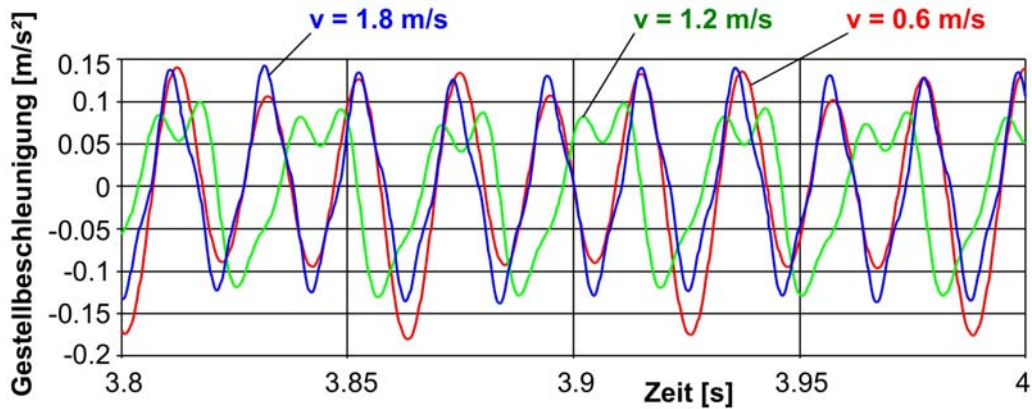


Bild 4: Simulierte Gestellbeschleunigung bei konstanter Sollgeschwindigkeit

3.2 Filterparameter für die Sollkraftfilterung

Bei der Filterauslegung für die Impulskompensation besteht ein Auslegungskonflikt. Einerseits ist der Frequenzbereich der Kompensationskraft möglichst groß zu wählen, um eine größtmögliche Kompensationswirkung zu erreichen, andererseits soll der Verfahrbereich des Kompensationsantriebs möglichst klein sein.

Für die Untersuchungen zur Impulskompensation wurde mit dem Butterworth-Filter 2. Ordnung ein gebräuchlicher Filtertyp ausgewählt, der sich relativ leicht programmieren und parametrieren lässt.

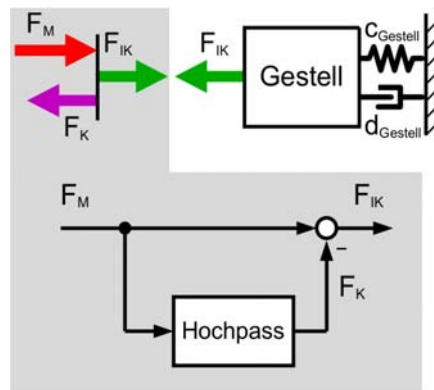


Bild 5: Wirkprinzip und Regelkreisdarstellung der Impulskompensation

Aus der in Bild 5 dargestellten Regelkreisdarstellung für die Kraftübertragung vom Motor auf das Gestell lässt sich die entsprechende Übertragungsfunktion ableiten. Mit einem analogen Butterworth-Hochpass 2. Ordnung mit Grenz-Kreisfrequenz ω_G lautet sie:

$$G_{IK}(s) = \frac{F_{IK}}{F_M} = \frac{\sqrt{2} \cdot \omega_G \cdot s + \omega_G^2}{s^2 + \sqrt{2} \cdot \omega_G \cdot s + \omega_G^2}$$

Betrachtet man den Amplitudenfrequenzgang dieser Übertragungsfunktion, zeigt sich, dass die Anregung der Gestelleigenfrequenz umso geringer ist, je kleiner die Grenz-Kreisfrequenz ω_G des Hochpassfilters gewählt wird (siehe Bild 6). Der Grenzfall ist hier $\omega_G = 0$ Hz. Bei einem idealen Hochpass entspricht das dem ungefilterten Signal und damit der vollständigen Kraftkompensation, aber nicht mehr der zu Beginn des Artikels beschriebenen Grundidee der Impulskompensation.

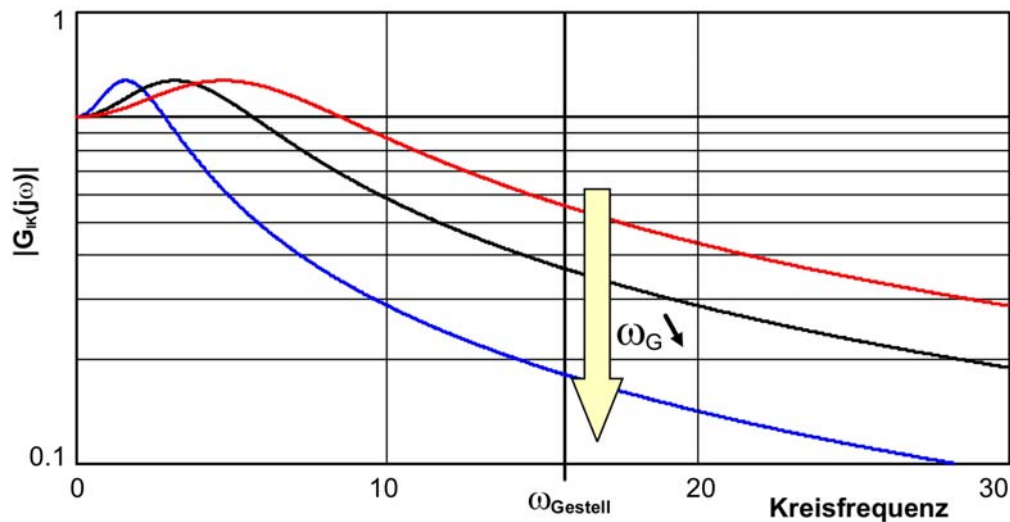


Bild 6: Amplitudenfrequenzgang der Übertragungsfunktion für die Impulskompensation

Das beste Kompensationsergebnis wird also bei der kleinsten Grenzfrequenz und damit bei der geringsten Filterwirkung erzielt. Die Gestelleigenfrequenz des Versuchsstandes ist im Bereich von ca. 10 Hz bis 18 Hz einstellbar. Da die Grenzfrequenz des Hochpasses deutlich unterhalb der Gestelleigenfrequenz liegen muss, damit die gestellanregenden Kraftanteile in der Kompensationskraft enthalten sind, ist der sinnvoll variierbare Stellbereich für die Grenzfrequenz am Versuchsstand sehr begrenzt. Die besten Ergebnisse werden somit erwartungsgemäß bei $\omega_G = 0$ Hz erzielt.

Statt eines Hochpasses wird am Versuchsstand ein Bandpass eingesetzt, um sehr hochfrequente Kraftanteile, z. B. durch Regelkreise, Messrauschen oder Quantisierungseffekte, die zur Instabilität der Regelkreise führen können, herauszufiltern. Am Versuchsstand sind bei einer unteren Grenzfrequenz von $f_G = 0$ Hz Bandbreiten bis zu $f_B = 2000$ Hz stabil möglich. Die Bandbreite hat direkten Einfluss auf die Kompensationswirkung in der Beschleunigungs- bzw. Bremsphase. Je größer die Bandbreite ist, umso geringer ist die Gestellbeschleunigung. In Bild 7 sind die Gestellbeschleunigungsverläufe eines simulierten Beschleunigungsvorganges mit Sollgeschwindigkeit $v_{\text{Soll}} = 0.5$ m/s, Sollbeschleunigung $a_{\text{Soll}} = 40$ m/s², Sollruck $r_{\text{Soll}} = 10000$ m/s³, Gestellsteifigkeit $c_{\text{Gestell}} = 6$ N/ μm bei unterschiedlichen Bandbreiten und ansonsten gleicher Parametrierung des Kompensationsantriebs ($k_v = 2.5$ s⁻¹, $k_p = 2.5$ As/m, $T_N = 100$ s, $f_{\text{Gu}} = 0$ Hz) dargestellt.

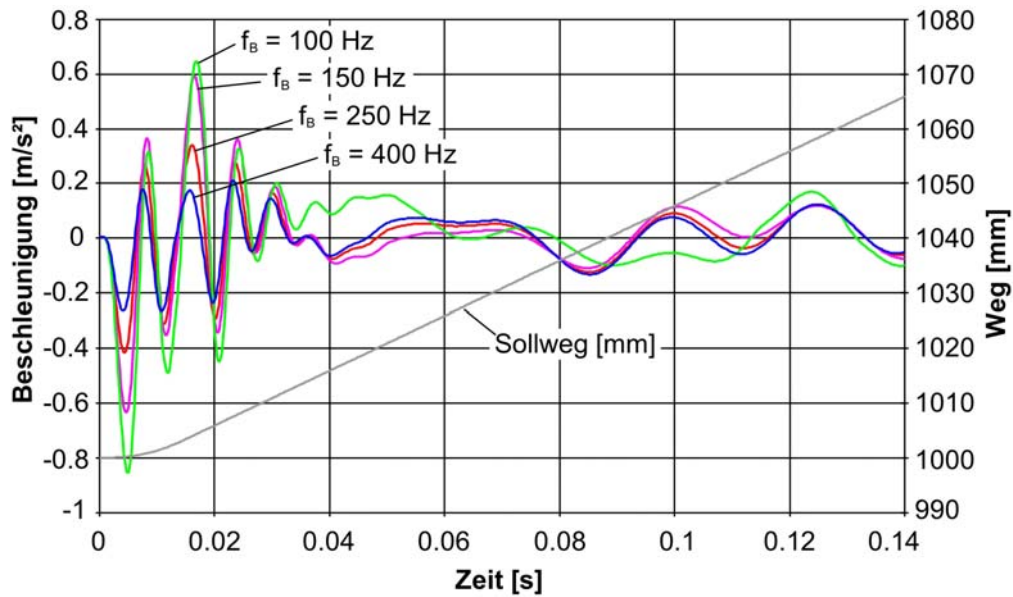


Bild 7: Einfluss der Bandbreite auf die Gestellbeschleunigung ($f_G = 0$ Hz)

Allgemein kann man sagen, dass die untere Grenzfrequenz f_{Gu} möglichst klein und die Bandbreite f_B möglichst groß zu wählen sind.

3.3 Regelkreisparameter des Kompensationsantriebes

Bei der Parametrierung der Regelkreise des Kompensationsantriebes besteht, ebenso wie bei der Filterparametrierung, ein Auslegungskonflikt. Optimal wäre es, wenn keine Rückführung des Kompensationsantriebes erforderlich wäre. Da aufgrund unterschiedlicher Sollvorgaben beim Anfahren und Bremsen, unterschiedlicher Reibverhältnisse sowie Rast- und Störkräften ein „Wandern“ des Kompensationsantriebes nicht zu vermeiden ist, kann aber auf die Rückführung nicht verzichtet werden. Dabei darf die Rückstellbewegung einerseits möglichst keine zusätzliche Anregung in das System eintragen, andererseits muss die Rückstellung ausreichend schnell und dicht an die Ausgangslage erfolgen. Der Verfahrbereich des Kompensationsantriebes ist sowohl von der Filterparametrierung als auch von den Regelkreiseinstellungen abhängig. Daher können Filter- und Reglerparametrierung nur gemeinsam und für die konkreten Randbedingungen des jeweiligen Anwendungsfalles erfolgen.

Das gefilterte Sollkraftsignal des Nutzantriebes ist vergleichbar mit einer Störkraft auf den Kompensationsschlitten, deren Wirkung von den Regelkreisen des Kompensationsantriebes nur sehr langsam korrigiert werden darf, um die Kompensationskraft nicht zu reduzieren und um keine zusätzliche Gestellanregung zu bewirken. Insbesondere die Wirkung des I-Reglers im Geschwindigkeitsregelkreis muss gering sein, d. h. die Nachstellzeit T_N muss sehr groß gewählt oder der I-Regler ganz ausgeschaltet werden. Ohne den I-Regler des Geschwindigkeitsregelkreises verhalten sich Lage- und Geschwindigkeitsregelkreis wie Feder und Dämpfer mit Federsteifigkeit

$$c_{IK} = k_v \cdot k_p \cdot k_F$$

und Dämpfungskonstante

$$d_{IK} = k_p \cdot k_F$$

(k_F = Motor- bzw. Kraftkonstante des Lineardirektantriebes). Damit lässt sich die stationäre Lageabweichung des Kompensationsantriebes, d. h. wenn die Schlittengeschwindigkeit Null ist und die am Schlitten angreifenden Kräfte (einschließlich des gefilterten Sollkraftsignals des Nutzantriebes) im Gleichgewicht sind, bestimmen:

$$\Delta x_{IK} = \frac{F}{k_v \cdot k_p \cdot k_F}.$$

Setzt man für F die Maximalkraft des Motors an, lässt sich der maximale Verfahrweg des Kompensationsantriebs in eine Richtung berechnen.

Zur Ermittlung der optimalen Reglereinstellung für den Kompensationsantrieb erfolgte eine Parametervariation. Dabei wurde jeweils ein kompletter Positioniervorgang einschließlich Anfahren und Bremsen simuliert und anschließend auch gemessen, um eine Verifikation der Simulationsergebnisse zu ermöglichen.

Untersucht wurde ein Verfahrvorgang um 200 mm, beginnend nach 0.2 s ab Position 1000 mm, mit Sollgeschwindigkeit $v_{Soll} = 0.5 \text{ m/s}$, Sollbeschleunigung $a_{Soll} = 40 \text{ m/s}^2$ und Sollruck $r_{Soll} = 10000 \text{ m/s}^3$ bei den Gestellsteifigkeiten $c_{Gestell} = 6$ und $23 \text{ N/}\mu\text{m}$. Variiert wurden

- Proportionalverstärkung des Lagereglers $k_v = 0.5 \text{ s}^{-1}$ bis 20 s^{-1} (Schrittweite 0.5 s^{-1}) und
- Proportionalverstärkung des Geschwindigkeitsreglers $k_p = 0.5 \text{ As/m}$ bis 20 As/m (Schrittweite 0.5 As/m)

des Kompensationsantriebs. Die Nachstellzeit des I-Reglers im Geschwindigkeitsregelkreis wurde mit $T_N = 100 \text{ s}$ sehr groß gewählt und der Filter mit der Grenzfrequenz $f_G = 0 \text{ Hz}$ und der Bandbreite $f_B = 2000 \text{ Hz}$ parametrisiert. Da, wie oben beschrieben, die Wirkung von Rastkraft und Kraftwelligkeit mit der Impulskompensation nicht verhindert werden kann, wird nachfolgend nur die Gestellreaktion in der Beschleunigungsphase, d. h. in den ersten 0.24 s der simulierten Messung betrachtet.

Bild 8 zeigt die maximale Gestellbeschleunigung sowie die betragslineare Regelfläche bei o. g. Gestelleigenschaften für unterschiedliche Reglerparameter. Es ist zu erkennen, dass der k_v -Faktor kaum Einfluss auf die Gestellantwort hat, während der k_p -Faktor die Gestellantwort maßgeblich beeinflusst. Der k_v -Faktor kann also relativ groß gewählt werden. Bei Bewertung der Gestellreaktion hinsichtlich der maximalen Gestellbeschleunigung muss der k_p -Faktor möglichst klein sein. Dagegen treten bei der betragslinearen Regelfläche bei niedrigen Werten des k_p -Faktors die größten Regelflächen auf. Bei höheren k_p -Faktoren reagieren die Regelflächen nur wenig sensitiv auf Änderungen des k_p -Faktors und liegen dort tendenziell auch niedriger als bei sehr kleinen Werten des k_p -Faktors. Ein maßgeblicher Einfluss der Gestelleigenschaften ist nicht erkennbar.

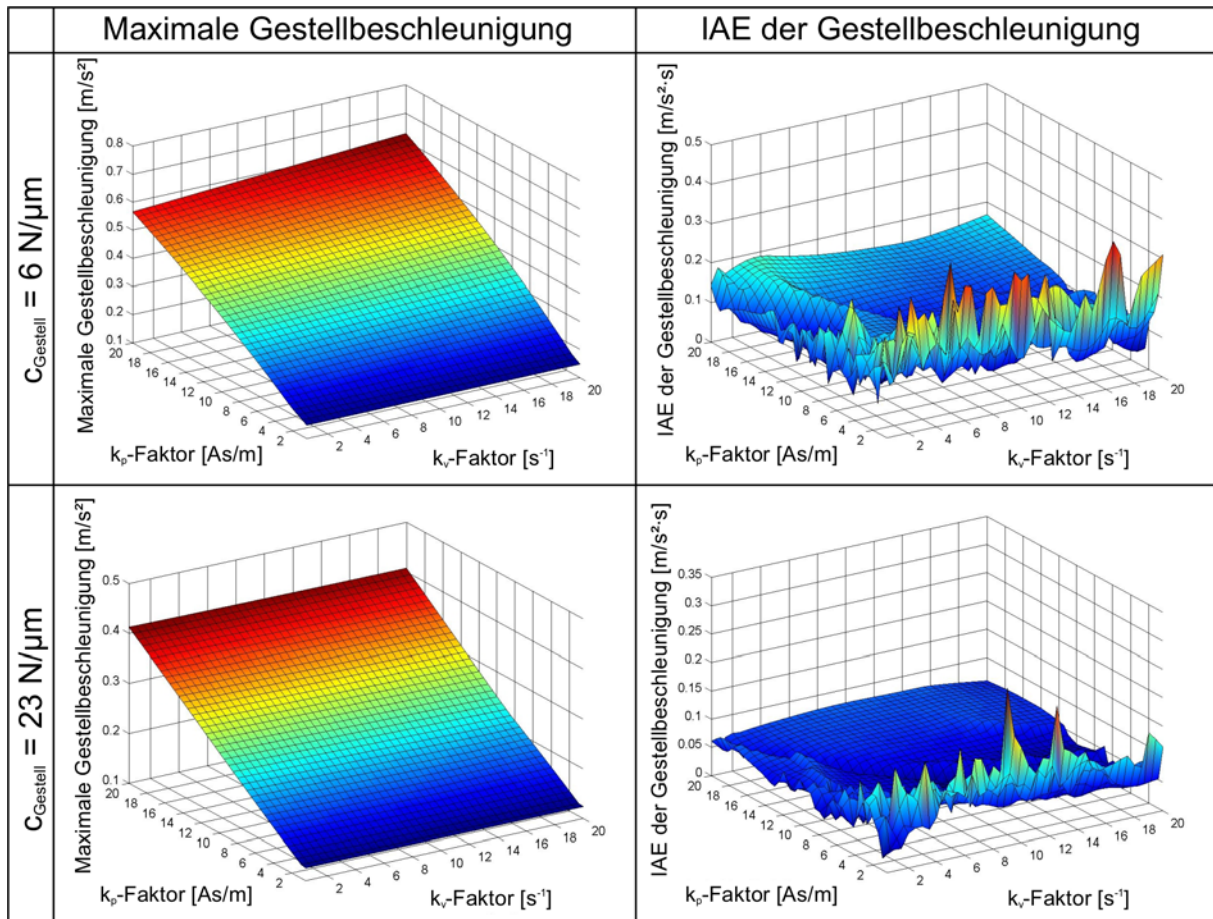


Bild 8: Simulierte Gestellreaktion in Abhängigkeit von k_v , k_p und c_{Gestell}

3.4 Synchronität der Sollkraftsignale beider Antriebe

Für die Wirksamkeit der Impulskopplung ist die zeitnahe, möglichst synchrone Ansteuerung der beiden Antriebe von entscheidender Bedeutung. Eine verzögerte Einleitung der Kompensationskraft kann nicht nur zu einer Verringerung der Kompensationswirkung, sondern im Extremfall sogar zu einer Systemanregung führen.

Am Versuchsstand sind zwei verschiedene Regler-Varianten vorgesehen:

- die Verwendung der in den Antriebsregelgeräten integrierten Regler, nachfolgend als Antriebsregler bezeichnet, oder
- die Verwendung von in der Steuerung programmierten Reglern, nachfolgend als Steuerungsregler bezeichnet.

Bild 9 zeigt beide Varianten. Der Steuerungsregler verwendet die Betriebsart „Kraftregelung“ und der Antriebsregler die Betriebsart „Lageregelung mit zyklischer Sollwertvorgabe“.

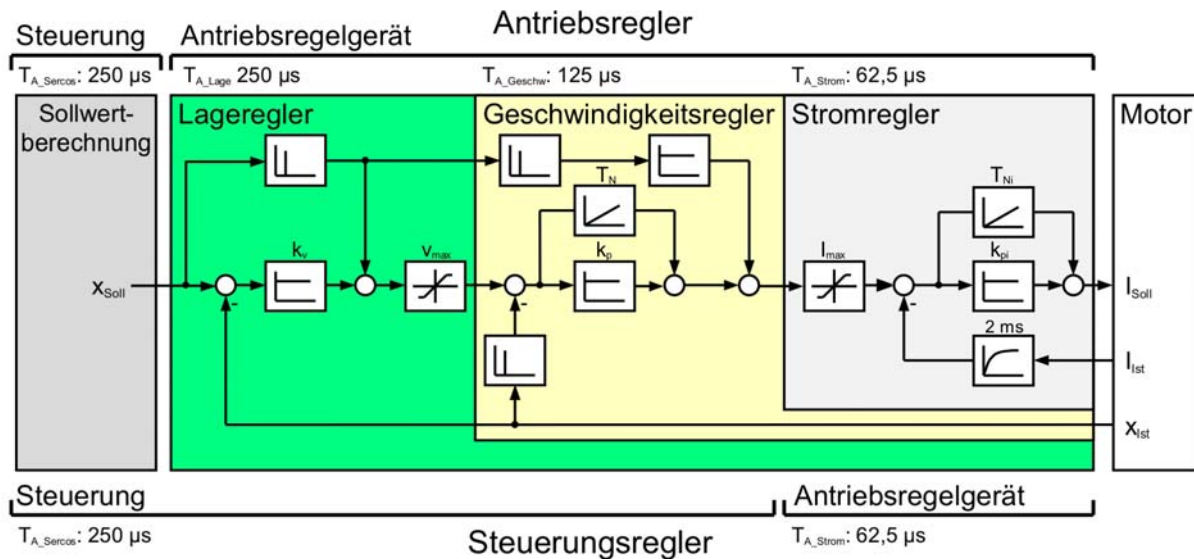


Bild 9: Implementierte Reglerstruktur und Regelungs-Varianten

Für die Impulskompensation ist die Variante, den Antriebsregler zu verwenden, die praktisch wesentlich leichter realisierbare Möglichkeit, da außer der Filterung der Sollkraft des Nutzantriebs in der Steuerung kein Unterschied zur Ansteuerung von zwei unabhängigen Antrieben besteht. Der Nachteil besteht aber darin, dass die Filterung erst erfolgen kann, nachdem Bahninterpolation und Sollkraftberechnung im Antriebsregelgerät abgeschlossen sind und die Motorkraft an die Steuerung übertragen wurde. Erst dann kann die o. g. Sollkraft des Nutzantriebs gefiltert und an den in Kraftregelung betriebenen Kompensationsantrieb geleitet werden. Das Antriebsregelgerät benötigt dann wiederum mehrere Taktzyklen, um aus der Sollkraft eine „wirksame Sollkraft“ für den Kompensationsantrieb zu erzeugen.

Die Variante des Steuerungsreglers ist hinsichtlich des Zeitablaufes deutlich günstiger, da die Sollkraft des Nutzantriebs noch im selben Zyklus-Takt gefiltert und an den Kompensationsantrieb übertragen werden kann.

Der beschriebene Sachverhalt soll nachfolgend an einem Verfahrensvorgang um 100 mm mit Sollgeschwindigkeit $v_{Soll} = 0.5 \text{ m/s}$, Sollbeschleunigung $a_{Soll} = 40 \text{ m/s}^2$ sowie Sollruck $r_{Soll} = 10000 \text{ m/s}^3$ illustriert werden.

Bild 10 zeigt die aus o. g. Anregung resultierende Gestellbeschleunigung mit Antriebs- und Steuerungsregler sowie jeweils mit und ohne Impulskompensation (Filterparameter der Impulskompensation: Bandbreite $f_B = 300 \text{ Hz}$, Grenzfrequenz $f_{Grenz} = 0 \text{ Hz}$). Allgemein ist bei beiden Reglern eine Verringerung der Gestellantwort bei eingeschalteter Impulskompensation zu sehen. Die Wirkung ist aber beim Steuerungsregler während des Beschleunigens und Bremsens noch wesentlich besser als beim Antriebsregler (siehe mit Δa gekennzeichnete Beschleunigungsunterschiede), was auf die verzögerte Kompensationskraftwirkung beim Antriebsregler zurückzuführen ist.

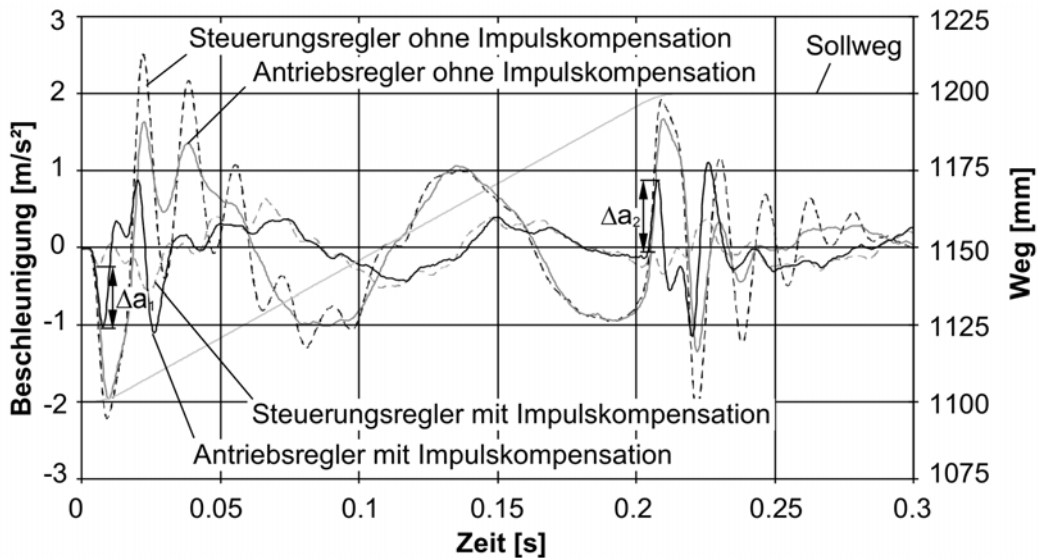


Bild 10: Auswirkung der verzögerten Kompensationskraftwirkung auf die Gestellbeschleunigung beim Antriebsregler gegenüber dem Steuerungsregler (Messung)

3.5 Vergleich mit der unkompensierten Achse

Vergleicht man die Gestellantworten der unkompensierten Achse und der optimal parametrisierten impuls-kompensierten Achse, stellt man eine erhebliche Verringerung der Gestellanregung bei der impuls-kompensierten Achse fest. Bild 11 illustriert das am Beispiel der Gestellanregung ($c_{\text{Gestell}} = 6 \text{ N}/\mu\text{m}$) durch einen Beschleunigungsvorgang des Nutzantriebs mit $v_{\text{Soll}} = 0.5 \text{ m/s}$, $a_{\text{Soll}} = 40 \text{ m/s}^2$ und $r_{\text{Soll}} = 10000 \text{ m/s}^3$. In diesem Beispiel wird eine Reduzierung der Gestellbeschleunigung in der Beschleunigungsphase des Nutzantriebs um ca. 80% gegenüber der unkompensierten Achse erreicht.

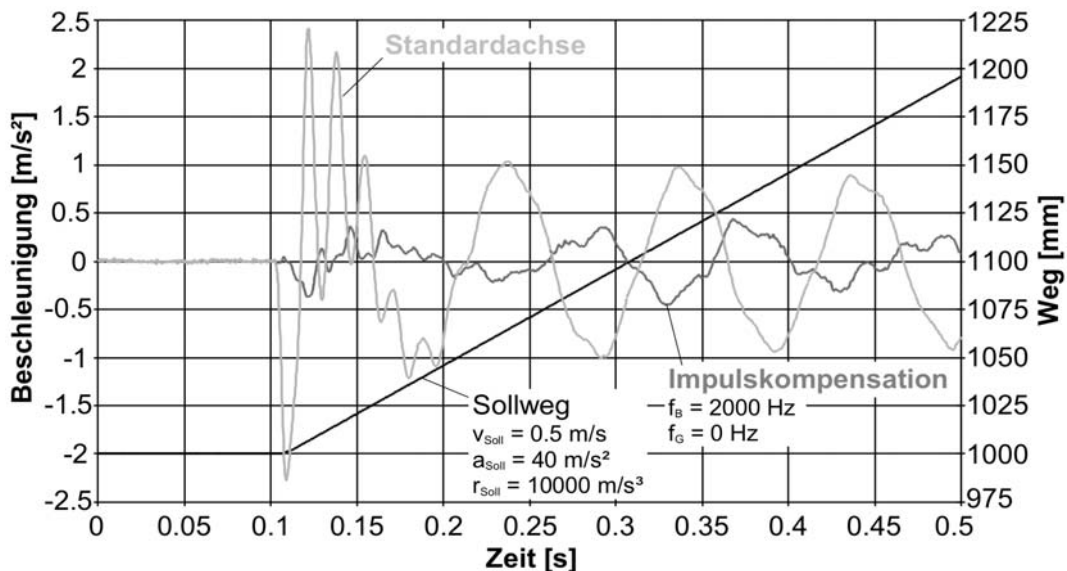


Bild 11: Vergleich der gemessenen Gestellbeschleunigung mit und ohne Impulskompensation ($c_{\text{Gestell}} = 6 \text{ N}/\mu\text{m}$)

4 Ausblick

Die Reaktionskraft des Motors auf das Gestell wirkt translatorisch in Bewegungsrichtung des Antriebs. Es werden aber auch Beschleunigungsmomente in das Gestell eingeleitet, die aus dem Abstand der Kraftangriffspunkte von Motorkraft und Trägheitskraft des Schlittens sowie dem Abstand der Kraftangriffspunkte von Motorkraft und Trägheitskraft des Gestells resultieren. Bei verkoppelten Achsen, wie beispielsweise beim klassischen Kreuzschieber, wird dieser Effekt aufgrund der Höhenstaffelung noch verstärkt. Daher ist es erforderlich, die Kraftangriffspunkte der Lineardirektantriebe konsequent in den Schwerpunkt der bewegten Massen zu legen. An entsprechenden Maschinenkonzepten wird derzeit am IWM gearbeitet.

Das oben beschriebene Problem der synchronen Sollkraftberechnung für Nutz- und Kompensationsantrieb einschließlich der Filterung ist mit der derzeit kommerziell verfügbaren Antriebstechnik nicht ohne weiteres umsetzbar. Die im SERCOS III-Protokoll vorgesehene Querkommunikation bietet hier einen möglichen Lösungsansatz, der aber noch praktisch zu untersuchen ist. Als Alternative zur Filterung der Sollkraft besteht aber auch die Möglichkeit einer geeigneten Bahnvorausberechnung für den Kompensationsantrieb, bei der die hochfrequenten Kraftanteile des Nutzantriebs kompensiert werden, aber der Verfahrensweg des Kompensationsantriebs trotzdem gering ist. Dieser Ansatz wäre mit aktuell verfügbarer Antriebstechnik problemlos umsetzbar und ist daher aktueller Untersuchungsgegenstand.

5 Literatur

- [1] *Großmann, K. ; Müller, J.:*
Verringerung der Gestellanregung durch Lineardirektantriebe mittels Impulskompensation. In: ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb 100 (2005), Nr. 11, S. 656–660
- [2] Schutzrecht DE 102004057062 A1 (22. 06. 2006). *Großmann, K. ; Müller, J. ; Jungnickel, G. ; Mühl, A.* (Erfinder); Technische Universität Dresden, 01069 Dresden (Anmelder).
- [3] *Müller, J.:*
Vergleichende Untersuchung von Methoden zur Verringerung der Gestellanregung durch linearmotorgetriebene Werkzeugmaschinenachsen. Dissertation, TU Dresden, 2009. ISBN 978-3-86780-109-6
- [4] *Unbehauen, H.:*
Regelungstechnik I, Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme, Fuzzy-Regelsysteme. Vieweg Verlag, 2007. – ISBN 978–3–8348–0230–9 (Print) 978–3–8348–9196–9 (Online)
- [5] *Röhrig, C.*
Zur Lageregelung synchroner Linearmotoren für hochdynamische Anwendungen unter besonderer Berücksichtigung der Kraftwelligkeit. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2003. ISBN 3–18–501608–4
- [6] Bosch Rexroth AG (Hrsg.): Rexroth IndraDrive Firmware für Antriebsregelgeräte MPH-04, MPB-04, MPD-04. R911315486; Ausgabe 01. Bosch Rexroth AG. – DOK-INDRV*-MP* - 04VRS** -FV01-DE-P

Impulskompensation an einer linearmotorgetriebenen Maschinenachse

Autoren: Prof. Dr.-Ing. habil. Knut Großmann, Dr.-Ing. Jens Müller

Technische Universität Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik

Gliederung

1. Einführung
2. Anregung und Bewertung
3. Linearmotor-Versuchsstand
4. Simulationsmodelle
5. Untersuchungsergebnisse
6. Zusammenfassung

Dresden, 3. Dezember 2009

Einführung

- Ausgangssituation
- Lösungsansätze
- Impulskompensation

Anregung und Bewertung

Linearmotor- Versuchsstand

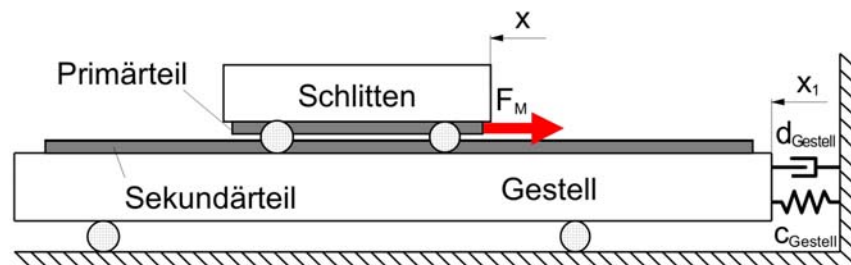
Simulationsmodell

Untersuchungs- ergebnisse

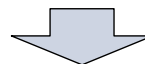
Zusammenfassung

Lineardirektantriebe:

hohe Kräfte und Kraftanstiegsgeschwindigkeiten ermöglichen hohe Verfahrgeschwindigkeiten, Beschleunigungen und Beschleunigungsänderungen (Ruck)



Reaktionskräfte der Lineardirektantriebe



unerwünschte Schwingungsanregung der Maschinenstruktur

Einführung

- Ausgangssituation
- Lösungsansätze
- Impulskompensation

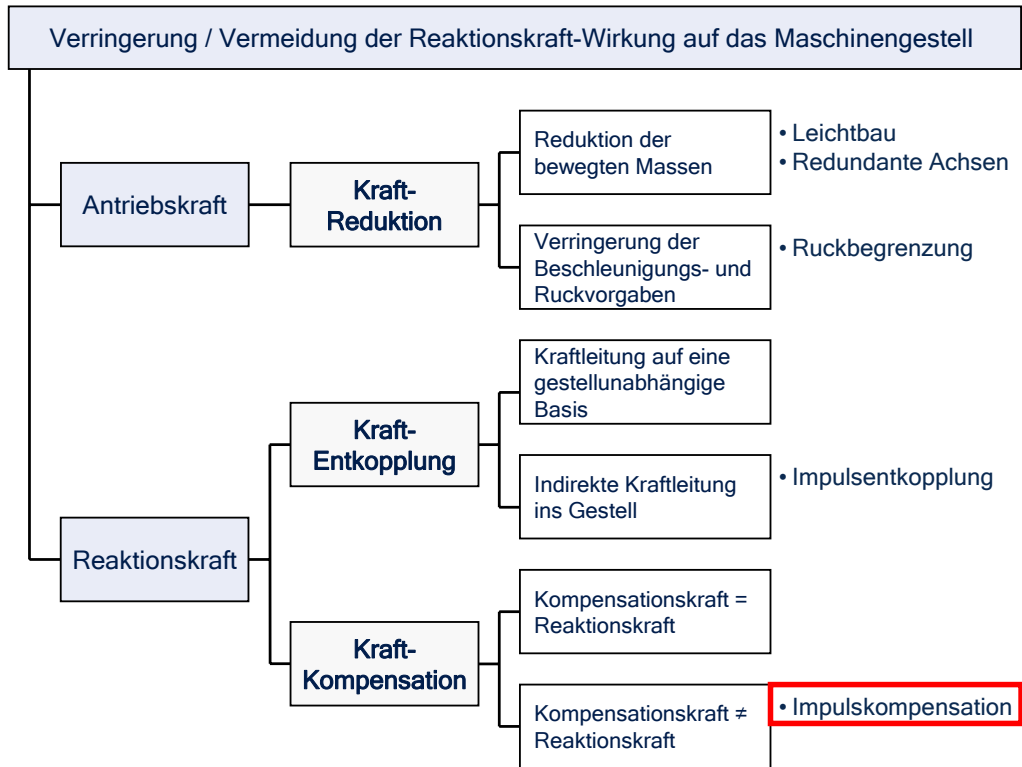
Anregung und Bewertung

Linearmotor-Versuchsstand

Simulationsmodell

Untersuchungsergebnisse

Zusammenfassung



Einführung

- Ausgangssituation
- Lösungsansätze
- Impulskompensation

Anregung und Bewertung

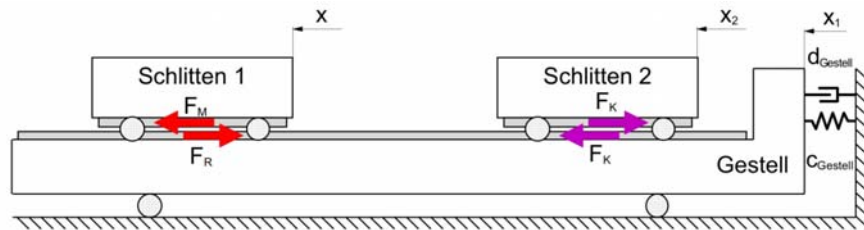
Linearmotor-Versuchsstand

Simulationsmodell

Untersuchungsergebnisse

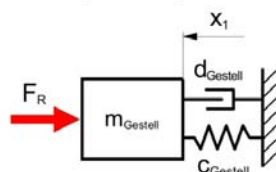
Zusammenfassung

Prinzipbild

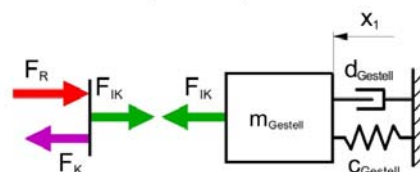


Ersatzmodelle

ohne Impulskompensation



mit Impulskompensation



Einführung

- Ausgangssituation
- Lösungsansätze
- **Impulskompensation**

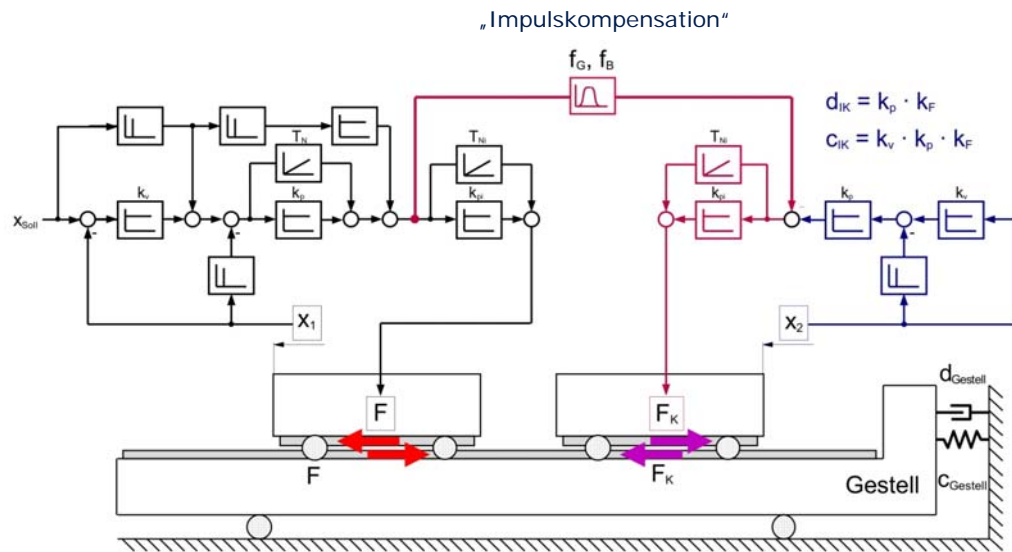
Anregung und Bewertung

Linearmotor-Versuchsstand

Simulationsmodell

Untersuchungsergebnisse

Zusammenfassung



(19) Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) DE 10 2004 057 062 A1 2006.06.22

(12)

Offenlegungsschrift

Einführung

- Ausgangssituation
- Lösungsansätze
- **Impulskompensation**

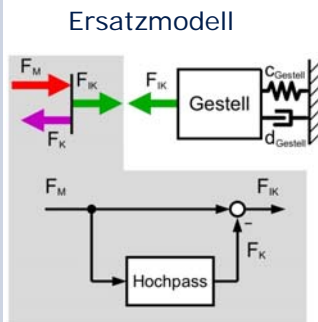
Anregung und Bewertung

Linearmotor-Versuchsstand

Simulationsmodell

Untersuchungsergebnisse

Zusammenfassung

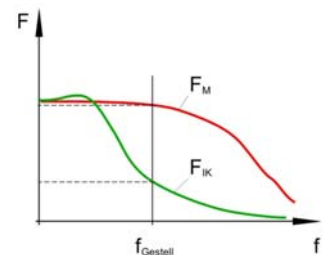


Übertragungsfunktion

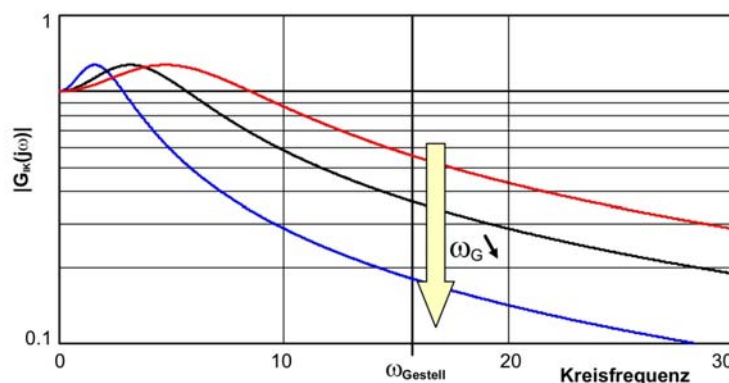
$$G_{IK}(s) = \frac{F_{IK}}{F_M} = \frac{\sqrt{2} \cdot \omega_G \cdot s + \omega_G^2}{s^2 + \sqrt{2} \cdot \omega_G \cdot s + \omega_G^2}$$

(analoger Butterworth-Filter 2. Ordnung;
 ω_G : Grenzkreisfrequenz)

Kraftspektrum



Übertragungsfrequenzgang



Einführung

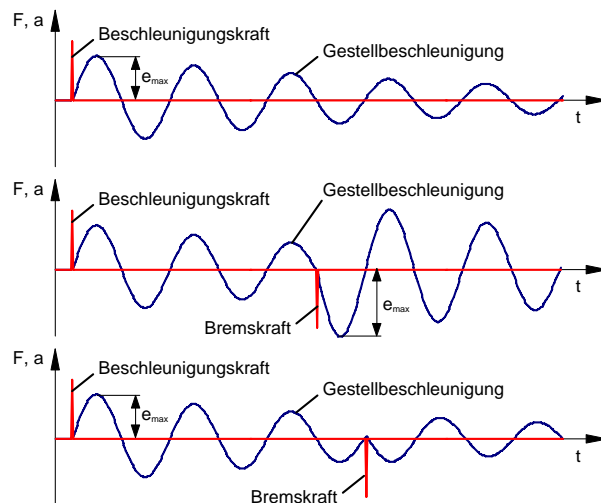
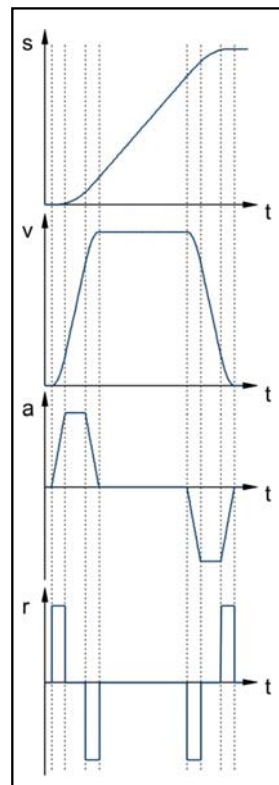
Anregung und Bewertung

Linearmotor-Versuchsstand

Simulationsmodell

Untersuchungsergebnisse

Zusammenfassung



Einführung

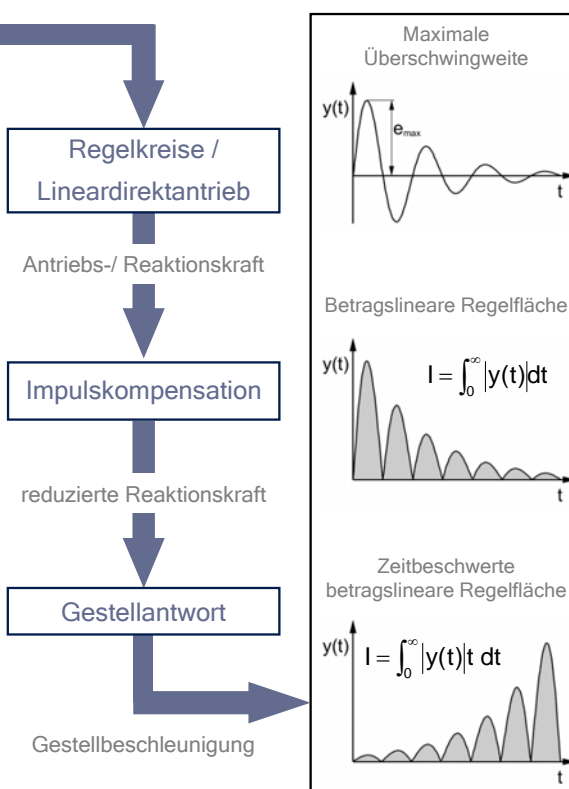
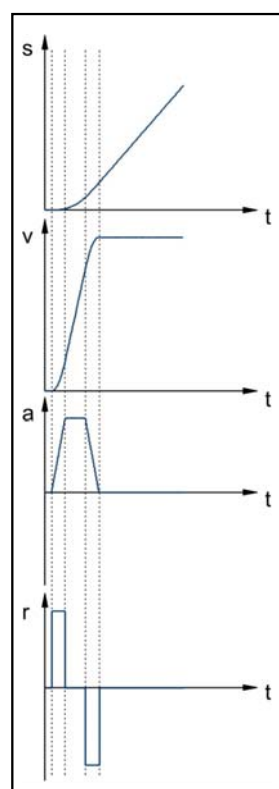
Anregung und Bewertung

Linearmotor-Versuchsstand

Simulationsmodell

Untersuchungsergebnisse

Zusammenfassung



Einführung

Anregung und Bewertung

Linearmotor-Versuchsstand

Simulationsmodell

Untersuchungsergebnisse

Zusammenfassung



Einführung

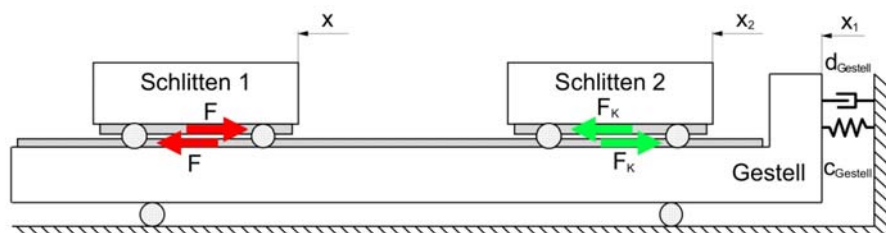
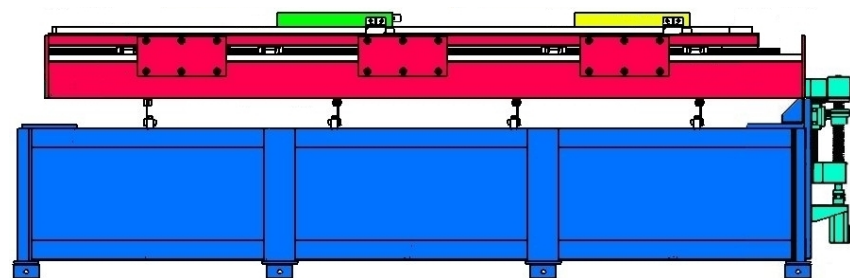
Anregung und Bewertung

Linearmotor-Versuchsstand

Simulationsmodell

Untersuchungsergebnisse

Zusammenfassung



Einführung

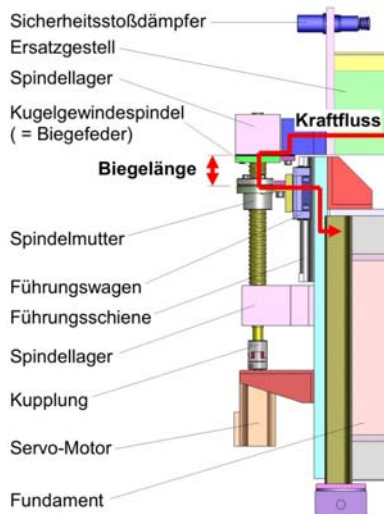
Anregung und Bewertung

Linearmotor-Versuchsstand

Simulationsmodell

Untersuchungsergebnisse

Zusammenfassung



Einführung

Anregung und Bewertung

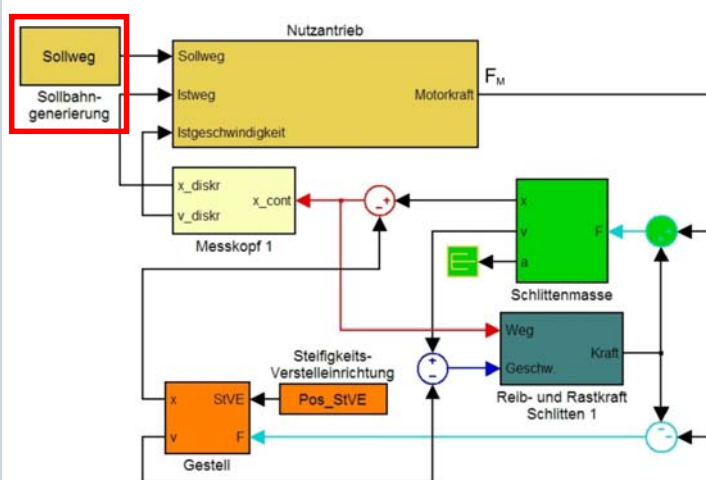
Linearmotor-Versuchsstand

Simulationsmodell
• Standard-Achse
• Impulskompensation

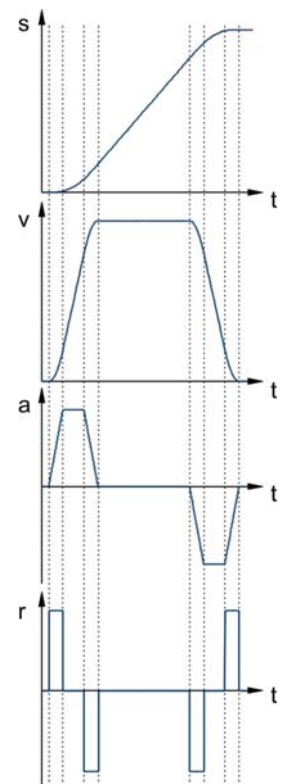
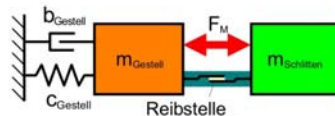
Untersuchungsergebnisse

Zusammenfassung

Modell der Standard-Achse

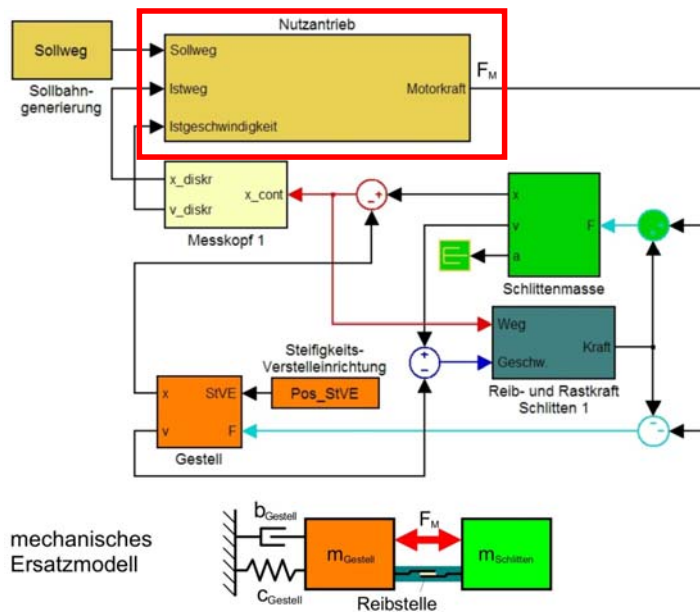


mechanisches Ersatzmodell

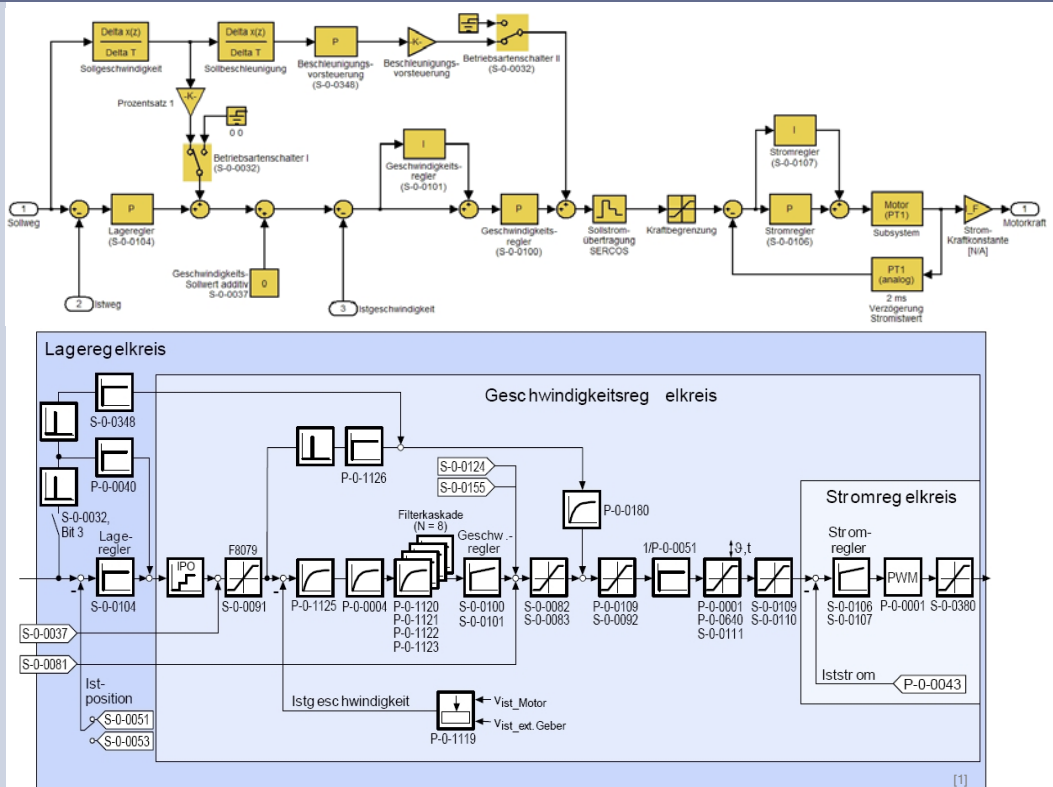


- Einführung
- Anregung und Bewertung
- Linearmotor-Versuchsstand
- Simulationsmodell**
 - Standard-Achse
 - Impulskompensation
- Untersuchungsergebnisse
- Zusammenfassung

Modell der Standard-Achse



- Einführung
- Anregung und Bewertung
- Linearmotor-Versuchsstand
- Simulationsmodell**
 - Standard-Achse
 - Impulskompensation
- Untersuchungsergebnisse
- Zusammenfassung



[1] Bosch Rexroth AG (Hrsg.): IndraWorks D. 03V16.0110. Bosch Rexroth AG

Einführung

Anregung und Bewertung

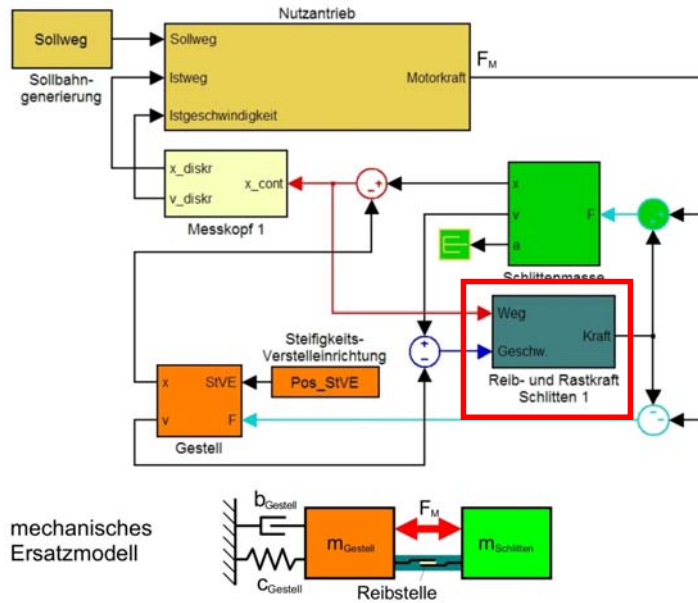
Linearmotor-Versuchsstand

Simulationsmodell
• Standard-Achse
• Impulskompensation

Untersuchungsergebnisse

Zusammenfassung

Modell der Standard-Achse



Einführung

Anregung und Bewertung

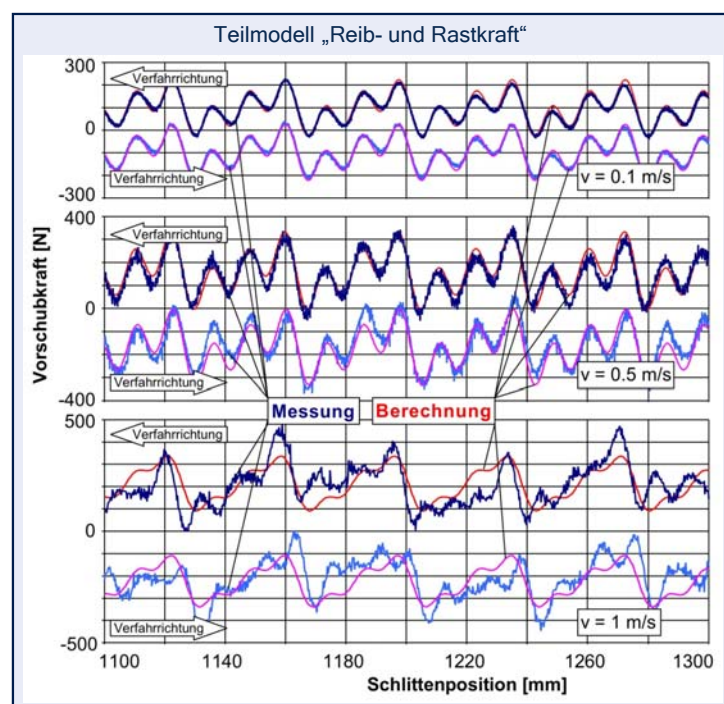
Linearmotor-Versuchsstand

Simulationsmodell
• Standard-Achse
• Impulskompensation

Untersuchungsergebnisse

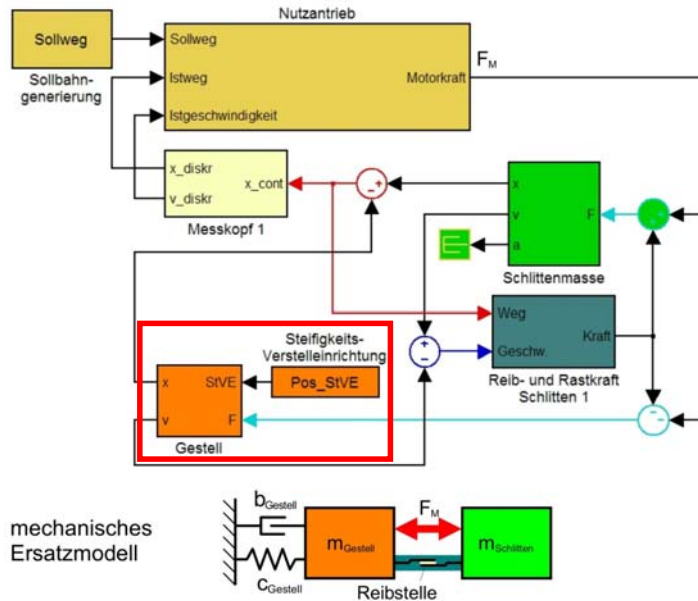
Zusammenfassung

Modell der Standard-Achse



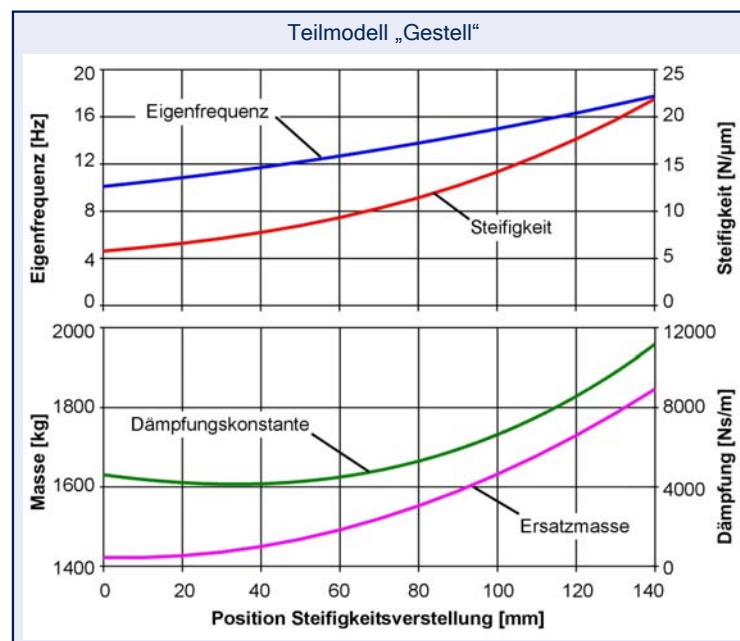
- Einführung
- Anregung und Bewertung
- Linearmotor-Versuchsstand
- Simulationsmodell**
 - Standard-Achse
 - Impulskompensation
- Untersuchungsergebnisse
- Zusammenfassung

Modell der Standard-Achse



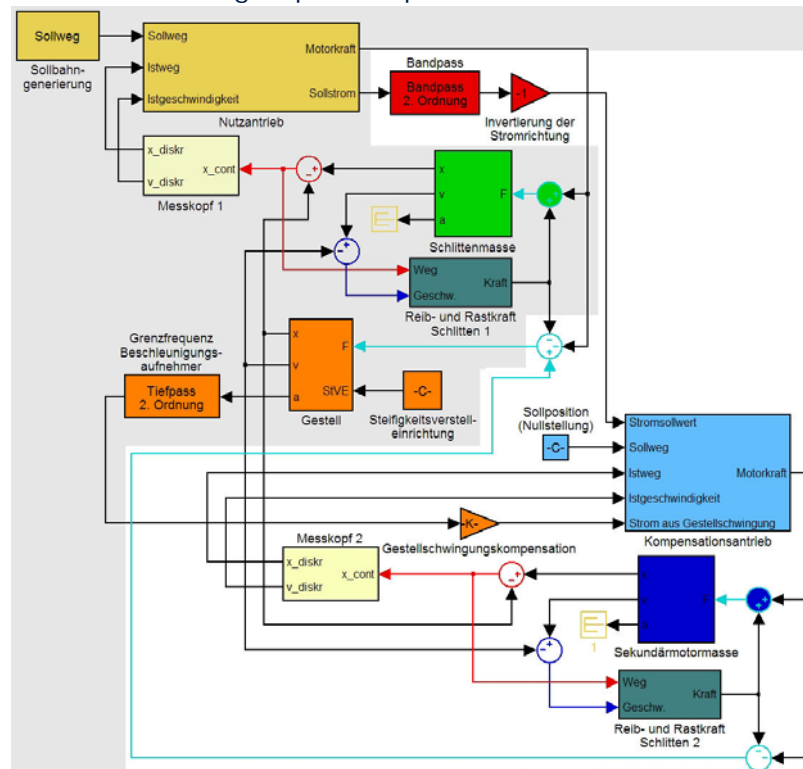
- Einführung
- Anregung und Bewertung
- Linearmotor-Versuchsstand
- Simulationsmodell**
 - Standard-Achse
 - Impulskompensation
- Untersuchungsergebnisse
- Zusammenfassung

Modell der Standard-Achse

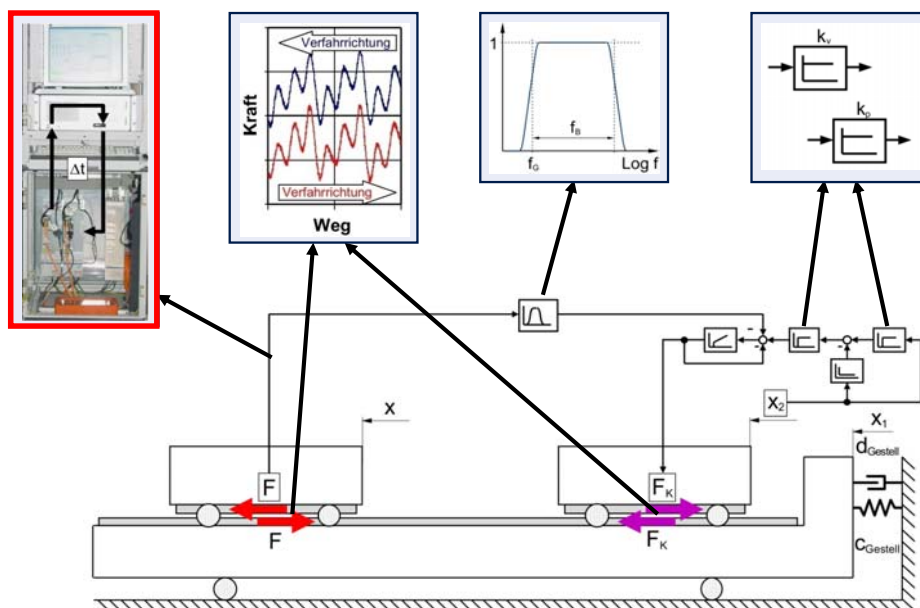


- Einführung
- Anregung und Bewertung
- Linearmotor-Versuchsstand
- Simulationsmodell**
 - Standard-Achse
 - **Impulskompensation**
- Untersuchungsergebnisse
- Zusammenfassung

Modellerweiterung Impulskompensation



- Einführung
- Anregung und Bewertung
- Linearmotor-Versuchsstand
- Simulationsmodell
- Untersuchungsergebnisse**
 - **Signalverarbeitung**
 - Rastkrafteinfluss
 - Filterparameter
 - Reglerparameter
 - Vergleich
- Zusammenfassung



Einführung

Anregung und Bewertung

Linearmotor-Versuchsstand

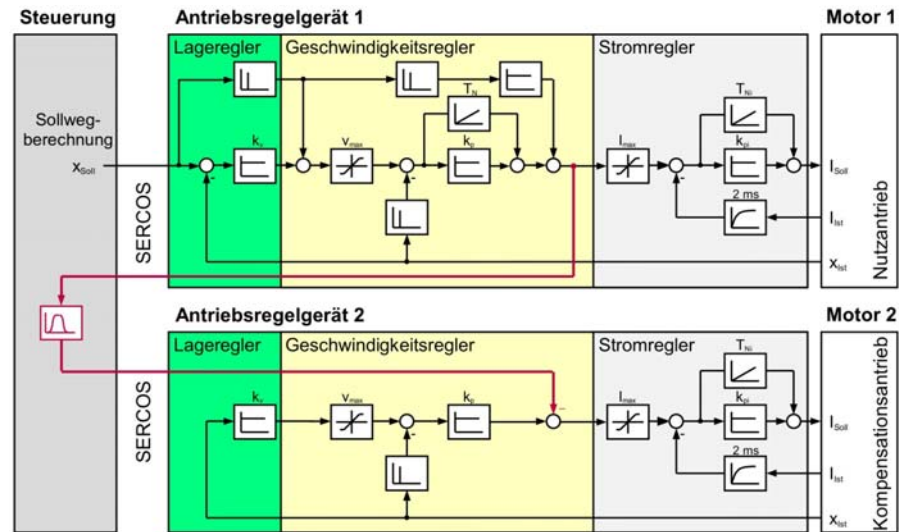
Simulationsmodell

Untersuchungsergebnisse

- Signalverarbeitung
- Rastkrafteinfluss
- Filterparameter
- Reglerparameter
- Vergleich

Zusammenfassung

Antriebsregler



Einführung

Anregung und Bewertung

Linearmotor-Versuchsstand

Simulationsmodell

Untersuchungsergebnisse

- Signalverarbeitung
- Rastkrafteinfluss
- Filterparameter
- Reglerparameter
- Vergleich

Zusammenfassung

Antriebsregler



Einführung

Anregung und Bewertung

Linearmotor-Versuchsstand

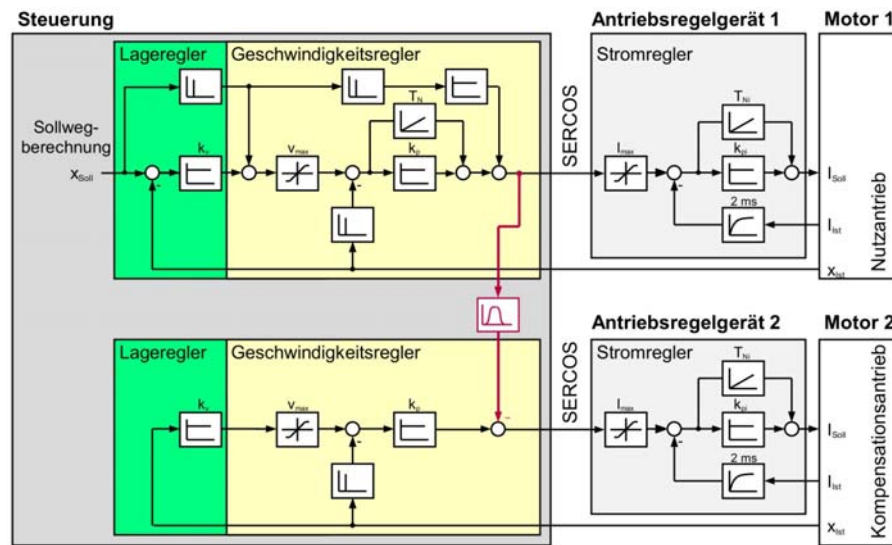
Simulationsmodell

Untersuchungsergebnisse

- Signalverarbeitung
- Rastkrafteinfluss
- Filterparameter
- Reglerparameter
- Vergleich

Zusammenfassung

Steuerungsregler



Einführung

Anregung und Bewertung

Linearmotor-Versuchsstand

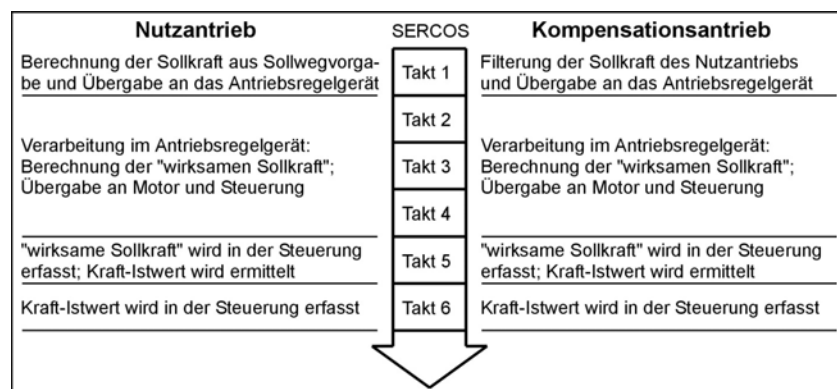
Simulationsmodell

Untersuchungsergebnisse

- Signalverarbeitung
- Rastkrafteinfluss
- Filterparameter
- Reglerparameter
- Vergleich

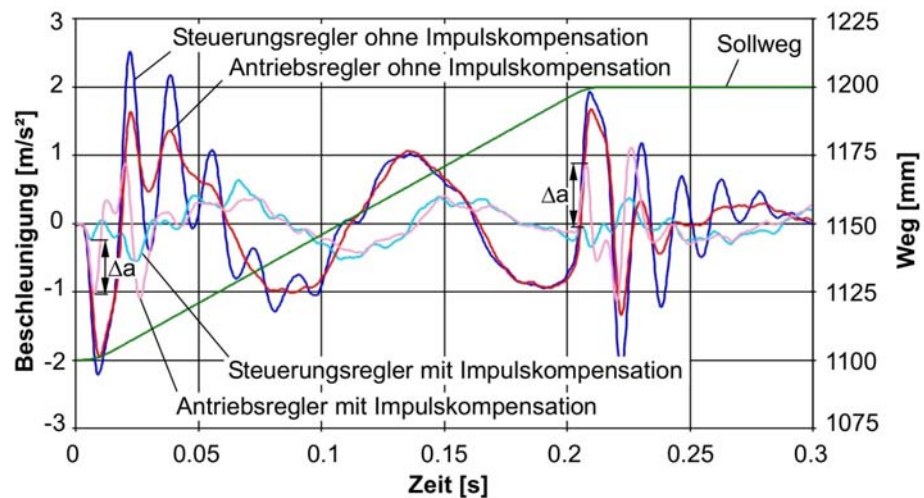
Zusammenfassung

Steuerungsregler



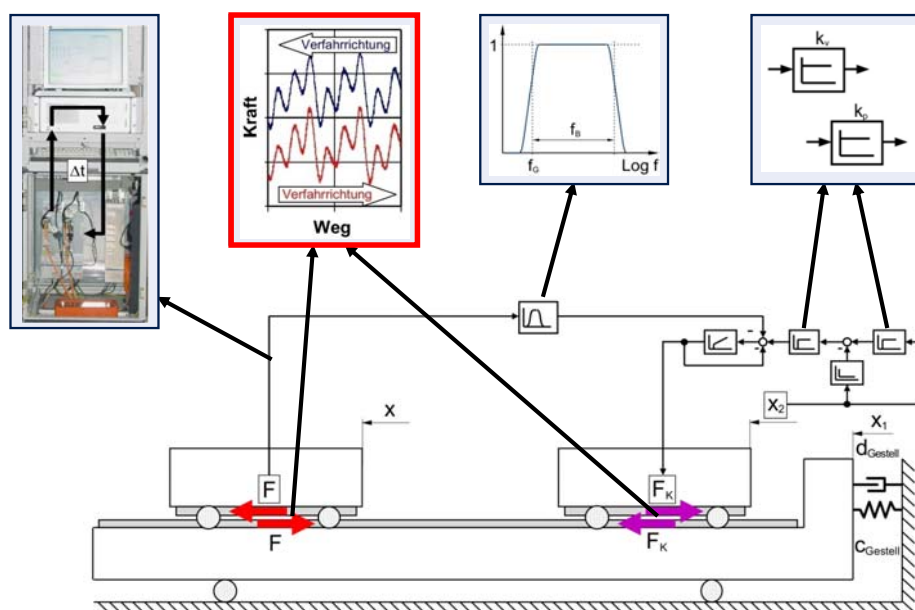
- Einführung
- Anregung und Bewertung
- Linearmotor-Versuchsstand
- Simulationsmodell
- Untersuchungsergebnisse**
 - Signalverarbeitung
 - Rastkrafteinfluss
 - Filterparameter
 - Reglerparameter
 - Vergleich
- Zusammenfassung

Gestellbeschleunigung



Forderung: Synchrone Kraft-Vorgabe für Nutz- und Kompensationsantrieb

- Einführung
- Anregung und Bewertung
- Linearmotor-Versuchsstand
- Simulationsmodell
- Untersuchungsergebnisse**
 - Signalverarbeitung
 - **Rastkrafteinfluss**
 - Filterparameter
 - Reglerparameter
 - Vergleich
- Zusammenfassung



Einführung

Anregung und Bewertung

Linearmotor-Versuchsstand

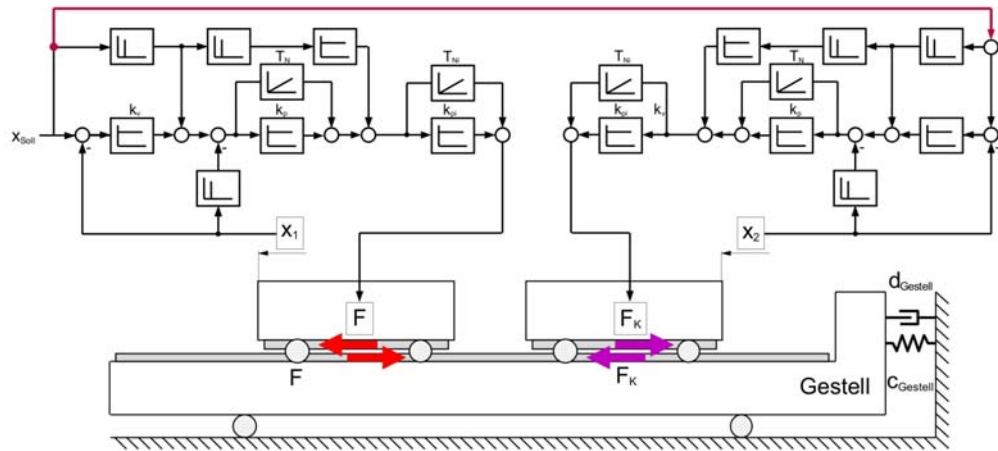
Simulationsmodell

Untersuchungsergebnisse

- Signalverarbeitung
- **Rastkrafteinfluss**
- Filterparameter
- Reglerparameter
- Vergleich

Zusammenfassung

Sollweg-Vorgabe



Einführung

Anregung und Bewertung

Linearmotor-Versuchsstand

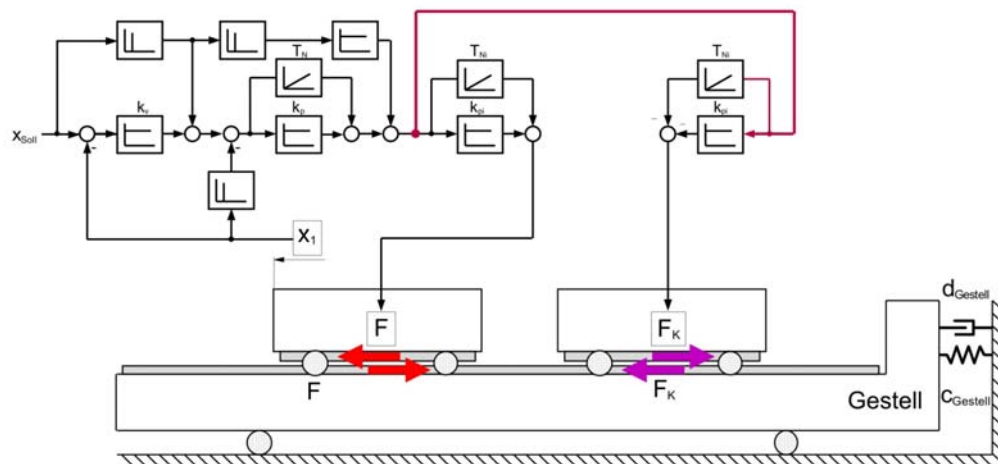
Simulationsmodell

Untersuchungsergebnisse

- Signalverarbeitung
- **Rastkrafteinfluss**
- Filterparameter
- Reglerparameter
- Vergleich

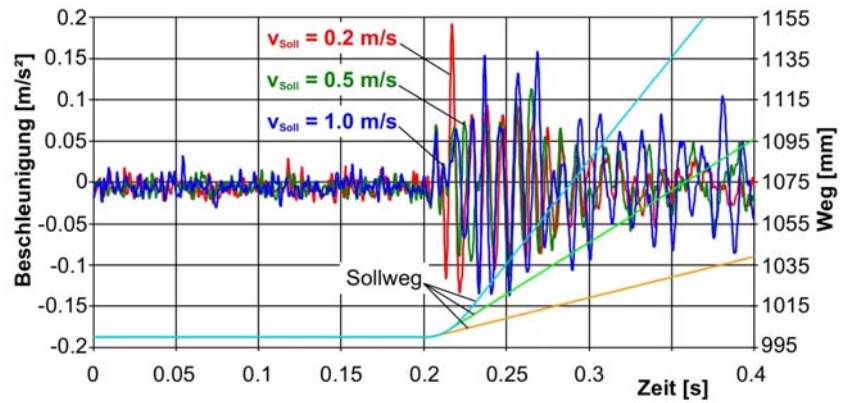
Zusammenfassung

Sollkraft-Vorgabe

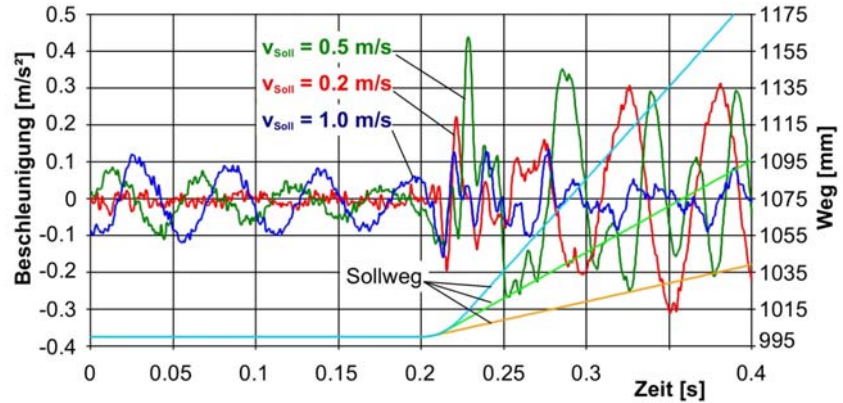


- Einführung
- Anregung und Bewertung
- Linearmotor-Versuchsstand
- Simulationsmodell
- Untersuchungsergebnisse**
 - Signalverarbeitung
 - **Rastkrafteinfluss**
 - Filterparameter
 - Reglerparameter
 - Vergleich
- Zusammenfassung

Sollweg-Vorgabe

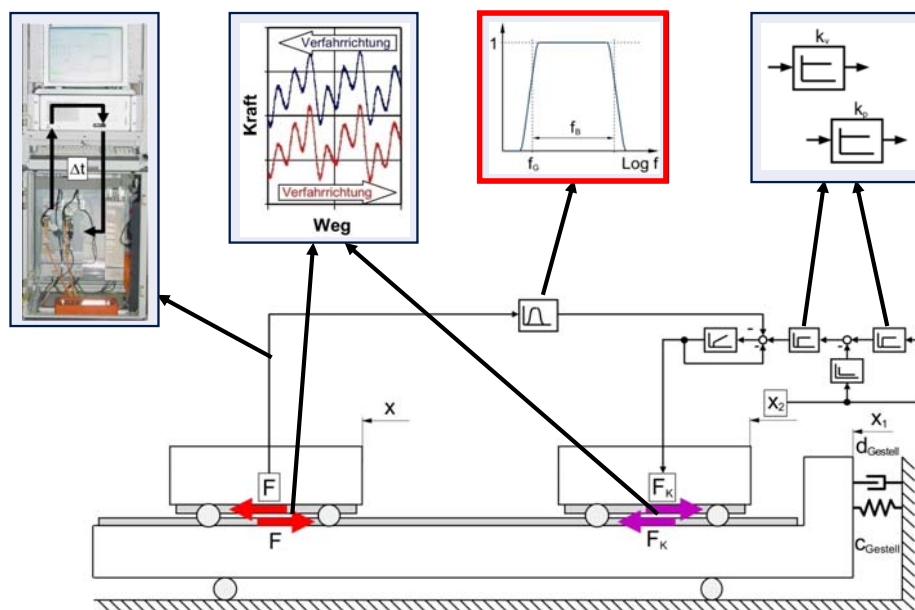


Sollkraft-Vorgabe



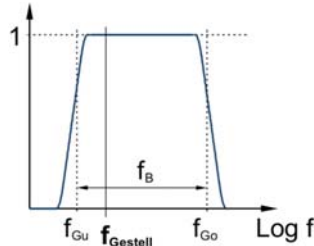
$C_{\text{Gestell}} = 11 \text{ N}/\mu\text{m}$

- Einführung
- Anregung und Bewertung
- Linearmotor-Versuchsstand
- Simulationsmodell
- Untersuchungsergebnisse**
 - Signalverarbeitung
 - Rastkrafteinfluss
 - **Filterparameter**
 - Reglerparameter
 - Vergleich
- Zusammenfassung

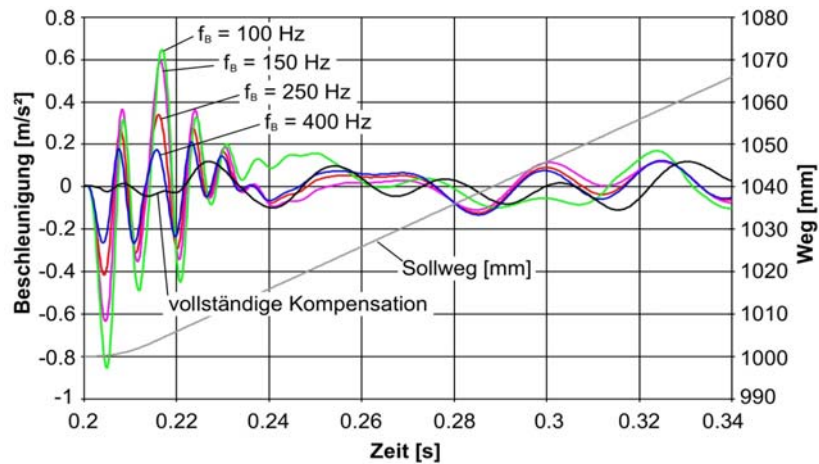


- Einführung
- Anregung und Bewertung
- Linearmotor-Versuchsstand
- Simulationsmodell
- Untersuchungsergebnisse**
 - Signalverarbeitung
 - Rastkrafteinfluss
 - **Filterparameter**
 - Reglerparameter
 - Vergleich
- Zusammenfassung

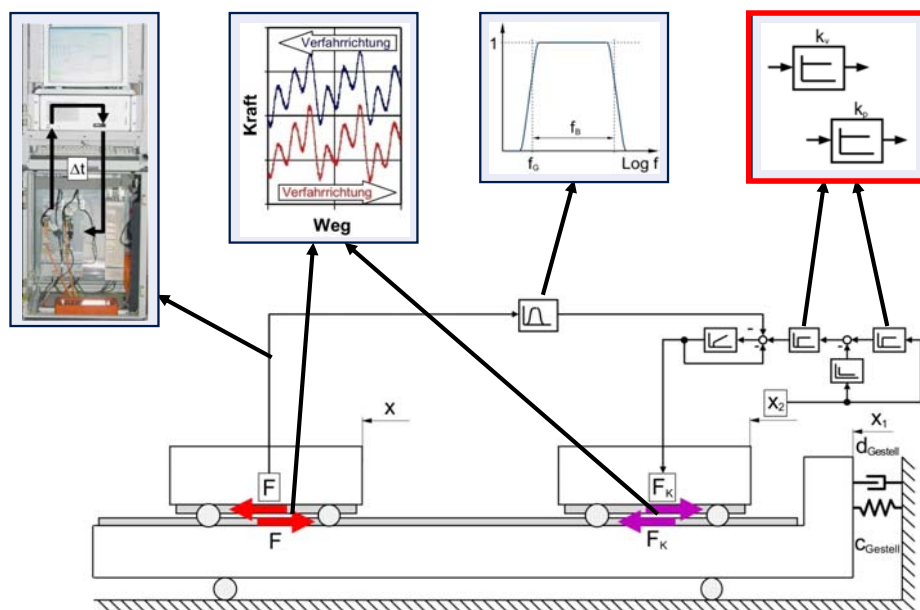
Auslegungskonflikt: größtmögliche Kompensationswirkung bei kleinstmöglichem Verfahrensweg



Fazit:
unter Grenzfrequenz f_{Gu} möglichst klein
Bandbreite f_B möglichst groß



- Einführung
- Anregung und Bewertung
- Linearmotor-Versuchsstand
- Simulationsmodell
- Untersuchungsergebnisse**
 - Signalverarbeitung
 - Rastkrafteinfluss
 - Filterparameter
 - **Reglerparameter**
 - Vergleich
- Zusammenfassung



Einführung

Anregung und Bewertung

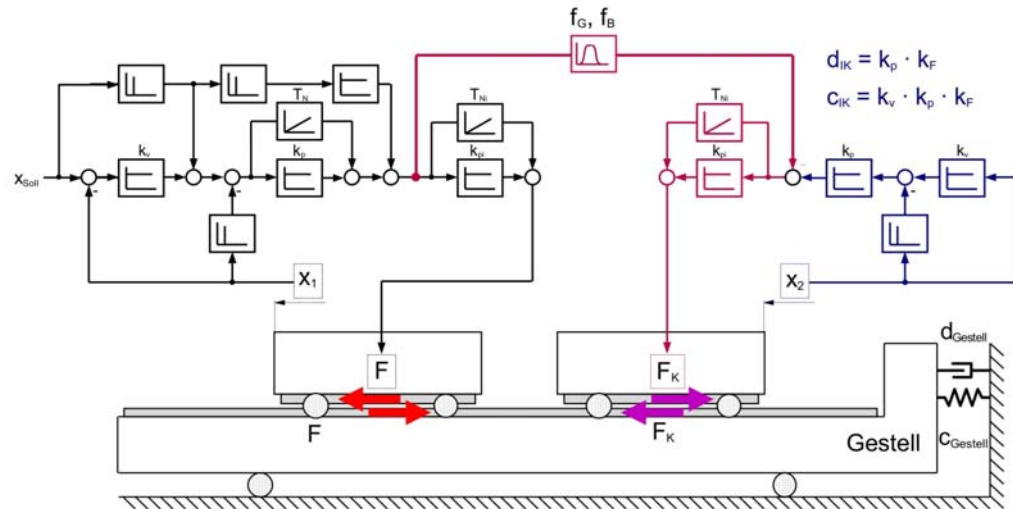
Linearmotor-Versuchsstand

Simulationsmodell

Untersuchungsergebnisse

- Signalverarbeitung
- Rastkrafteinfluss
- Filterparameter
- **Reglerparameter**
- Vergleich

Zusammenfassung



Simulation eines Beschleunigungsvorgangs

Startzeit: 0.2 s
 Startposition: 1000 mm
 Sollgeschwindigkeit: $v_{Soll} = 0.5 \text{ m/s}$
 Sollbeschleunigung: $a_{Soll} = 40 \text{ m/s}^2$
 Sollruck: $r_{Soll} = 10000 \text{ m/s}^3$
 Gestellsteifigkeit: $c_{Gestell} = 6 \text{ N/}\mu\text{m}$ und $23 \text{ N/}\mu\text{m}$
 Filter-Grenzfrequenz: $f_{Gu} = 0 \text{ Hz}$
 Filter-Bandbreite: $f_B = 2000 \text{ Hz}$

Parametervariation

Proportionalverstärkung des Lagereglers
 $k_v = 0.5 \text{ s}^{-1}$ bis 20 s^{-1} (Schrittweite 0.5 s^{-1})
 Proportionalverstärkung des Geschwindigkeitsreglers
 $k_p = 0.5 \text{ As/m}$ bis 20 As/m (Schrittweite 0.5 As/m)

Einführung

Anregung und Bewertung

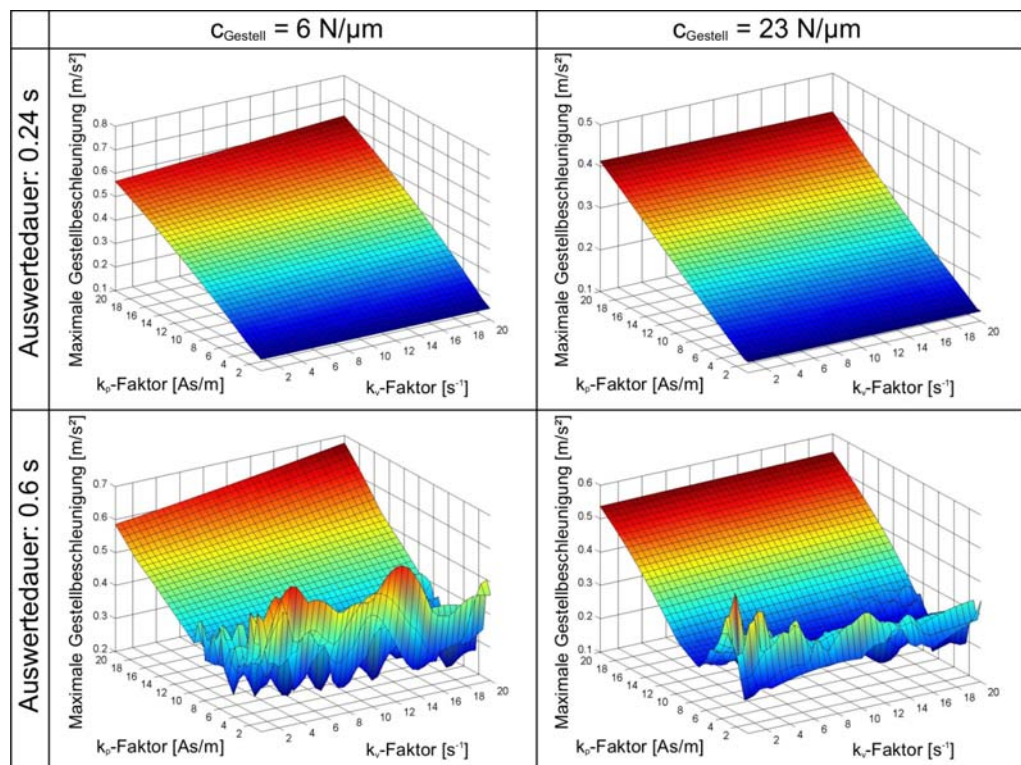
Linearmotor-Versuchsstand

Simulationsmodell

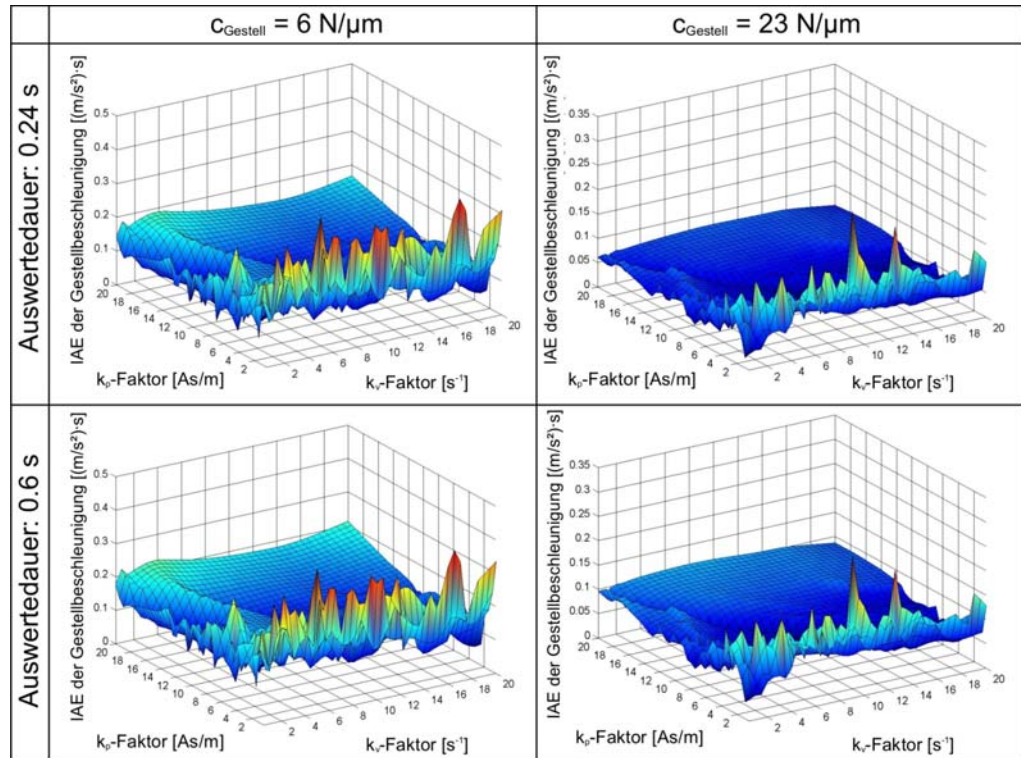
Untersuchungsergebnisse

- Signalverarbeitung
- Rastkrafteinfluss
- Filterparameter
- **Reglerparameter**
- Vergleich

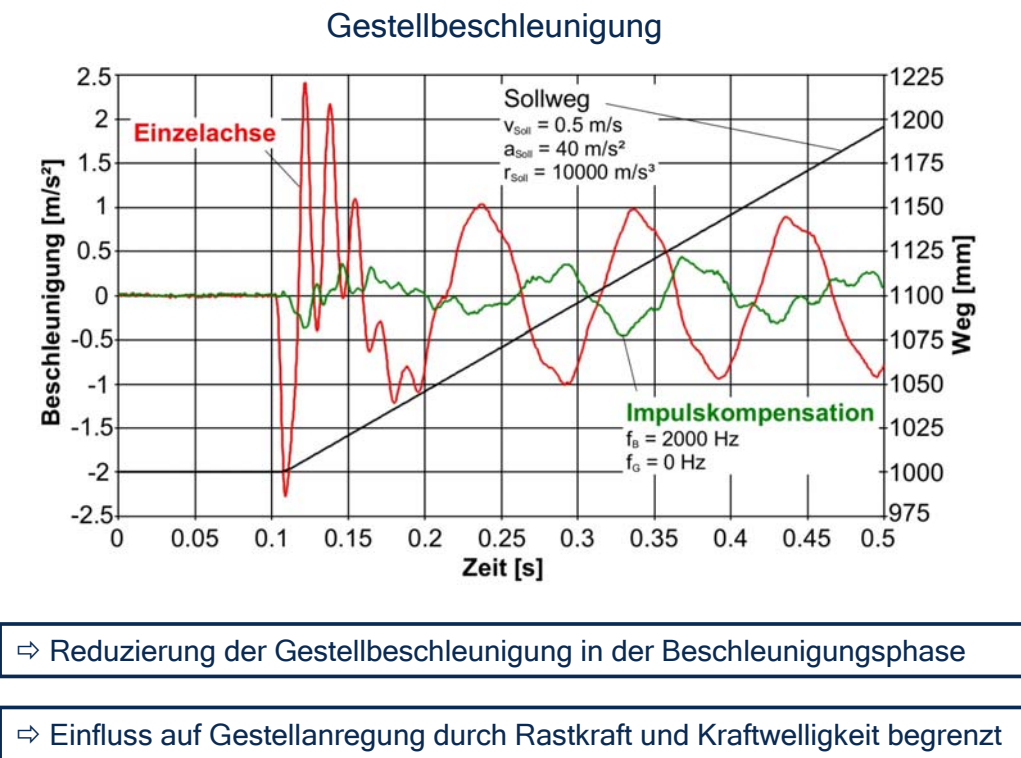
Zusammenfassung



- Einführung
- Anregung und Bewertung
- Linearmotor-Versuchsstand
- Simulationsmodell
- Untersuchungsergebnisse**
 - Signalverarbeitung
 - Rastkrafteinfluss
 - Filterparameter
 - **Reglerparameter**
 - Vergleich
- Zusammenfassung



- Einführung
- Anregung und Bewertung
- Linearmotor-Versuchsstand
- Simulationsmodell
- Untersuchungsergebnisse**
 - Signalverarbeitung
 - Rastkrafteinfluss
 - Filterparameter
 - Reglerparameter
 - **Vergleich**
- Zusammenfassung



⇒ Reduzierung der Gestellbeschleunigung in der Beschleunigungsphase

⇒ Einfluss auf Gestellanregung durch Rastkraft und Kraftwelligkeit begrenzt

Einführung

Anregung und
Bewertung

Linearmotor-
Versuchsstand

Simulationsmodell

Untersuchungs-
ergebnisse

Zusammenfassung

- Impulskompensation ⇒ Alternative zur Impulskopplung
- Ermittlung relevanter Einflussfaktoren
- Vergleichende Untersuchung auf Basis
 - gleicher Anregungsprofile,
 - Messgrößen und
 - Bewertungskriterien
- ⇒ für die Randbedingungen des Versuchsstandes wurden optimale Parameter bestimmt
- ⇒ deutliche Verringerung der Gestellanregung gegenüber der Standard-Achse
- ⇒ Grenzen insbesondere hinsichtlich der gestellanregenden Kraftwelligkeit und Rastkraft
- ⇒ Einfluss der Steuerung auf die Impulskompensation



Danke für die Aufmerksamkeit

**Untersuchungen zur Reduzierung
der Momentenanregung
von Gestellschwingungen
an einer impulskompensierten Vorschubachse**

Prof. Dr.-Ing. habil. K. Großmann
O. Holowenko

Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
TU Dresden

UNTERSUCHUNGEN ZUR REDUZIERUNG DER GESTELLANREGUNG AN EINER IMPULSKOMPENSIERTEN VORSCHUBACHSE*

Prof. Dr.-Ing. habil. K. Großmann, Dipl.-Ing. O. Holowenko

1. Einleitung

1.1. Ausgangssituation

Die Anforderungen an die Dynamik von Bearbeitungsprozessen steigen stetig an. Besonders betroffen sind Prozesse, in denen sehr **hohe Beschleunigungen und Geschwindigkeiten** gefahren werden sollen (z.B. *HSC-Bearbeitung*), aber auch solche, in denen häufig hoch **dynamische Umsteuervorgänge** durchgeführt werden müssen (z.B. *Mikrobearbeitung, Fräsen von Freiformflächen*). Herkömmliche Antriebssysteme werden diesen Anforderungen oft nicht mehr gerecht. Um die geforderte Dynamik erreichen zu können, kommen für translatorische Bewegungen vermehrt **Lineardirektantriebe** zum Einsatz. Mit ihnen lassen sich hohe Kräfte bei großen Kraftänderungsgeschwindigkeiten erzeugen.

Wird das Potenzial eines Lineardirektantriebes beim Beschleunigen voll ausgenutzt, wirkt eine sehr große Beschleunigungskraft in der Kraftangriffsebene zwischen Primär- und Sekundärteil des Antriebes (Abbildung 1). Sie kann am Gestell der Maschine unerwünschte Schwingungen anregen. Ein Verfahren zur Reduzierung der Gestellanregung ist die am IWM entwickelte **Impulskompensation**. Ein kollinear zum Nutzantrieb auf dem Gestell angeordneter Kompensationsantrieb wird mit der Kraft F_K so beschleunigt, dass die hochfrequenten Kraftanteile der Antriebskraft F_A durch diese Gegenkraft kompensiert werden (Abbildung 1) [GM05, Mül09a, Mül09b].

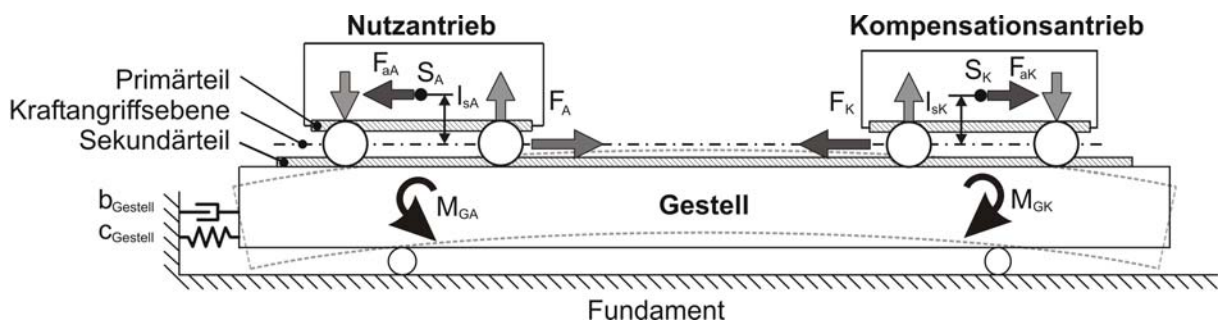


Abbildung 1: Schema der Gestellanregung bei der Impulskompensation

Befindet sich der Massenschwerpunkt s_x eines Antriebes nicht in der Kraftangriffsebene, entsteht beim Beschleunigen aufgrund der Trägheitskraft F_{aX} und dem Hebelarm l_{sX} zwischen Kraftangriffsebene und Schwerpunkt der Baugruppe ein Moment $M_{GX} = l_{sX} \cdot F_{aX}$. Es wird über die Lagerstellen des Schlittens in das Gestell eingeleitet (Abbildung 1).

Der Einfluss der Schwerpunktlage auf die Gestellanregung wurde bisher nur in wenigen Arbeiten betrachtet (z.B. [HHDY05]).

* Die dargelegten Forschungsergebnisse sind im Rahmen des DFG-Projektes "Grundlagenuntersuchungen für die Impulskompensation an Vorschubachsen mit Lineardirektantrieb" entstanden.

Bei Anwendung der **Impulskompensation an translatorischen Maschinenachsen** können die hochfrequenten Kraftanteile, welche Schwingungen in Bewegungsrichtung anregen, beim Beschleunigen des Nutzschlittens erheblich reduziert werden [GM05, Mül09a, Mül09b]. Allerdings werden durch den Einsatz von zwei Schlitten **zwei Momente** in das Gestell eingeleitet, deren Größe entscheidend vom *Abstand des Schlittenschwerpunktes zum Kraftangriffspunkt* anhängt. Die Momente können verschiedene Wirkung auf das Gestell der Achse haben. Sie sind abhängig von den *dynamischen Eigenschaften* der angeregten Struktur sowie *dem Ort und der Orientierung der Anregung*. Das verwendete *Beschleunigungsprofil* beeinflusst die Entstehung der Momente, da es die zeitliche Abfolge der am Schlitten wirkenden Kräfte und damit der in das Gestell eingeleiteten Momente bestimmt.

1.2. Zielstellung

Diese Arbeit untersucht, welche Einflüsse Momente, resultierend aus dem Versatz von beschleunigtem Massenschwerpunkt und Kraftangriffsebene, auf die Gestellanregung haben. Dabei wird einerseits das anregende Moment durch *Schwerpunktverschiebung* variiert und dessen Auswirkung untersucht. Andererseits wird die Wirkung der Momente auf das Gestell untersucht. Dazu wird auf den Einfluss von *Ort und Orientierung der anregenden Momente*, aber auch auf die *Wirkung des verwendeten Beschleunigungsprofils* eingegangen.

Die Effekte werden am Beispiel einer impulskompensierten Basisachse experimentell untersucht. Es werden Vorschläge zur Reduzierung der Gestellanregung für diese konkrete Achskonfiguration unterbreitet.

2. Beschreibung der Experimentiereinrichtung

2.1. Mechanischer Aufbau der Experimentiereinrichtung

Die Untersuchung der Gestellanregung erfolgt experimentell am Versuchsstand zur Impulskompensation einer linearmotorgetriebenen Maschinenachse (Abbildung 2). Er besteht aus einem balkenförmigen *Gestell*, welches über Blattfedern und einen Mechanismus zur Verstellung der Steifigkeit in Bewegungsrichtung mit dem *Fundament* verbunden ist. Auf dem Gestell verfährt ein *Nutzschlitten* zur Bereitstellung einer Nutzbewegung. Ihm kollinear ist ein *Kompensationsschlitten* angeordnete, welcher die hochfrequenten Kraftanteile der Beschleunigungskraft am Nutzschlitten kompensiert. Die Schlitten werden angetrieben durch Lineardirektantriebe, deren Primärteil am Schlitten und deren Sekundärteil am Gestell befestigt ist. Beide Schlitten sind mit einer höhenverstellbaren Zusatzmasse ausgerüstet, um den Einfluss der Schlittenschwerpunktlage bewegter Baugruppen auf die Anregung von Gestellbiegeschwingungen untersuchen zu können.

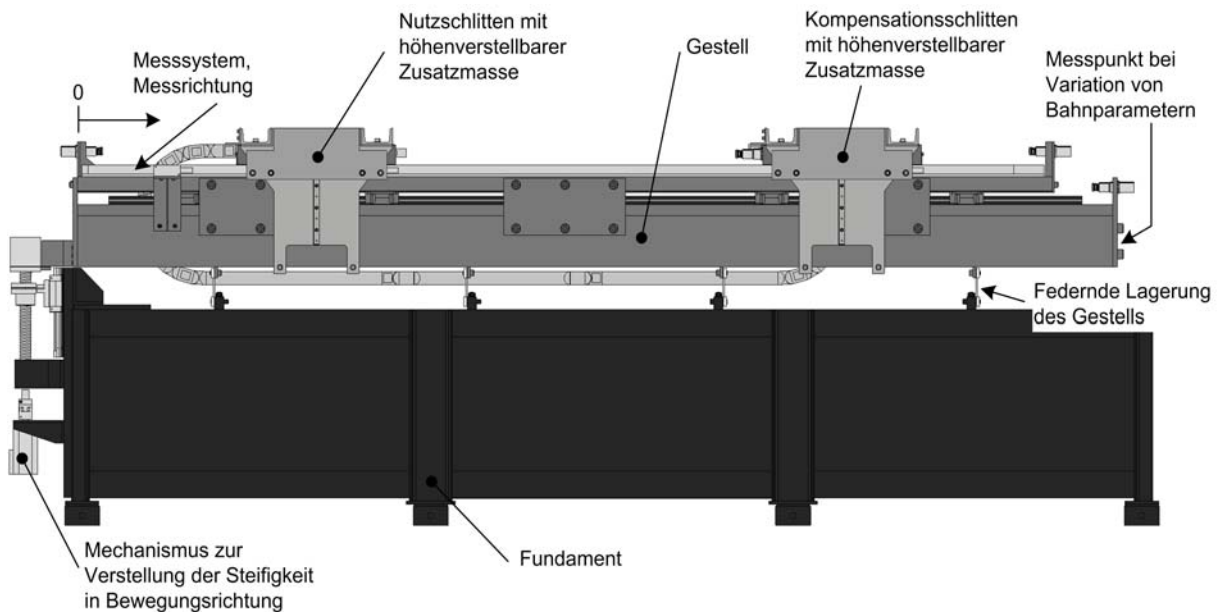


Abbildung 2: Versuchsstand zur Impulskompensation einer linearmotorgetriebenen Maschinenachse

2.2. Das dynamische Verhalten des Versuchsstandes

Abbildung 3 zeigt die Ergebnisse der experimentellen Modalanalyse des Versuchsstandes.

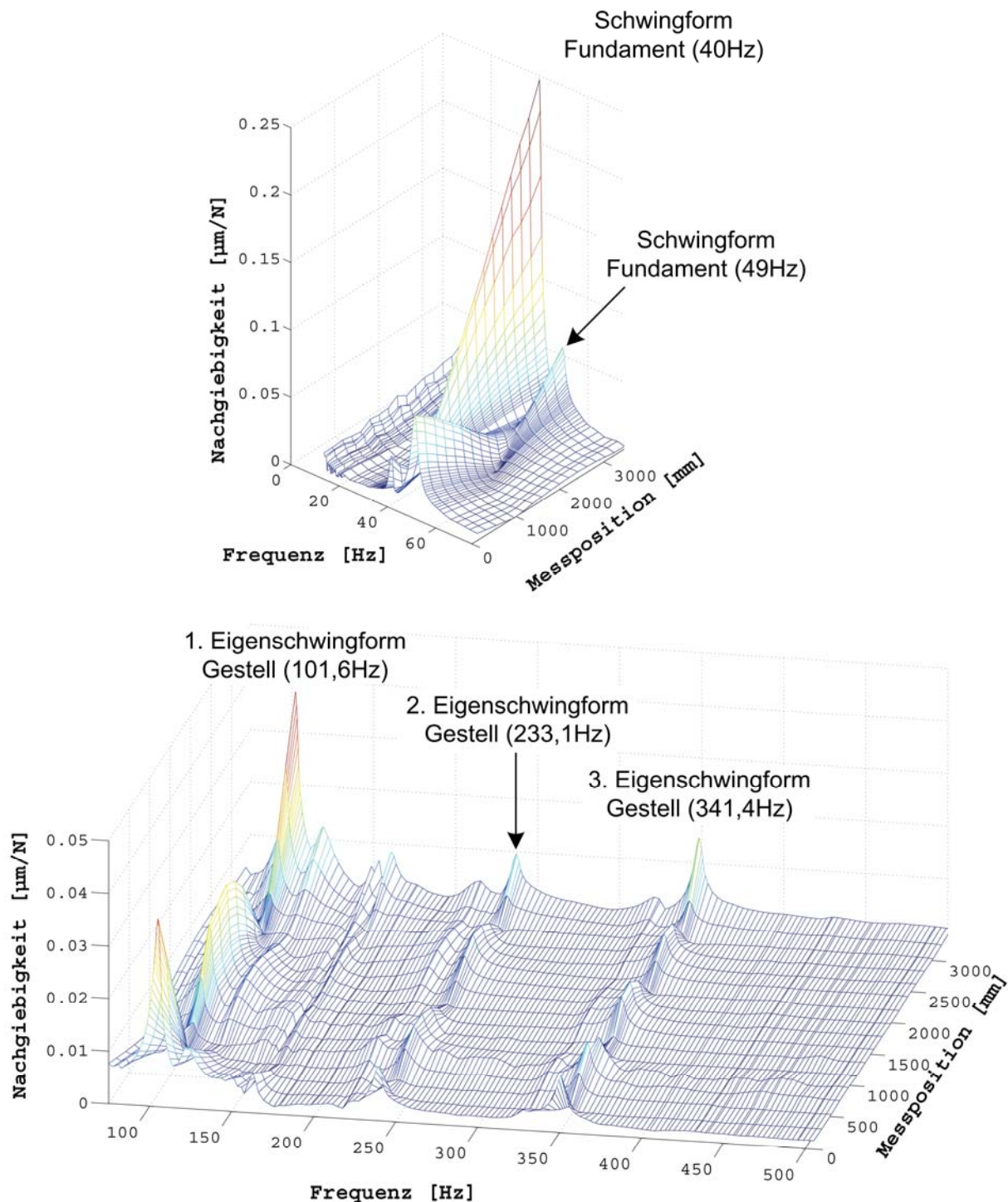


Abbildung 3: Ergebnis der experimentellen Modalanalyse des Versuchsstandes

Aus dem Ergebnis konnten zwei Schwingformen des Fundamentes (Abbildung 3, oben) bei 40 Hz und 49 Hz und die ersten drei Eigenschwingformen des Gestells bei 101,6 Hz, 233,1 Hz und 341,4 Hz ermittelt werden (Abbildung 3, unten). Abbildung 4 illustriert die Eigenschwingformen des Gestells am ME'scope-Modell des Versuchsstandes.

Die Schwingformen des Fundamentes werden im Folgenden *nicht* weiter betrachtet.

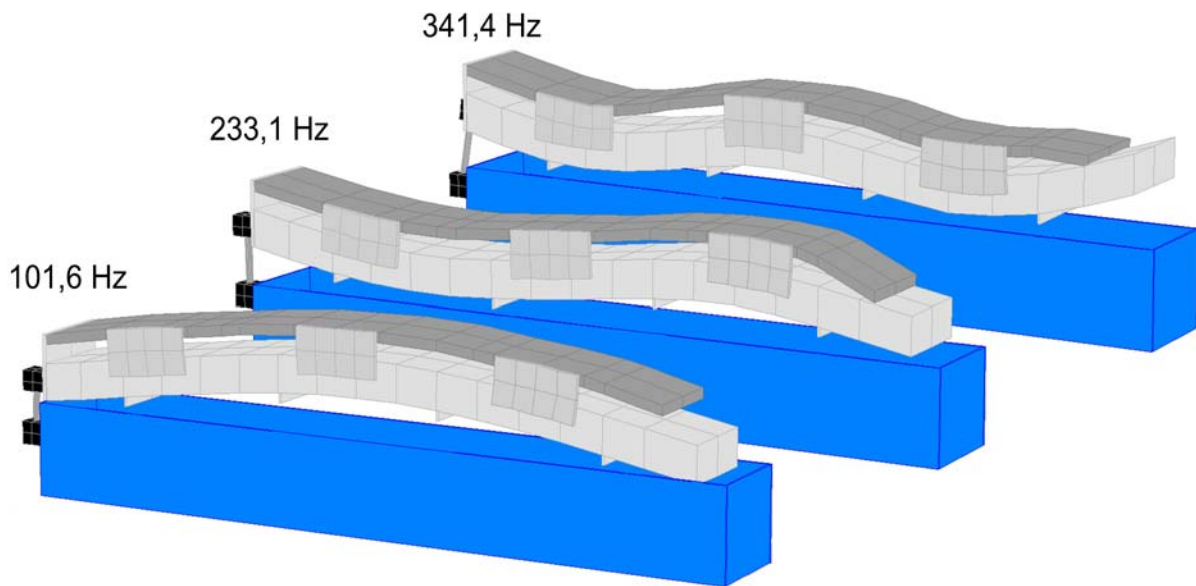


Abbildung 4: Gemessene Eigenschwingformen des Gestells (101,5 Hz / 233,1 Hz / 341,4 Hz) am ME'scope-Modell des Versuchsstandes

Es ist deutlich erkennbar, dass sich die Experimentiereinrichtung wie ein Biegebalken verhält. Die Anregung der Struktur durch Momente verursacht damit **Biegeschwingungen** im Gestell.

Beim zur Untersuchung eingesetzten Versuchsstand handelt es sich damit um eine Basisachse, wie sie in einer realen Maschine kaum Anwendung finden wird. Da jedoch an dieser Struktur grundlegende Zusammenhänge gezeigt werden können, sollen die Untersuchungen an ihr vorgenommen werden.

2.3. Das Bewegungsprofil

Am Versuchsstand kommt das Sieben-Segment-Bewegungsprofil zur Geschwindigkeitsführung zum Einsatz (Abbildung 5), ein Modell mit linearer Beschleunigungsänderung. Es „vermeidet sowohl Geschwindigkeits- als auch Beschleunigungssprünge und weist einen endlichen Ruck auf“ [WB06].

Bei Verwendung dieses Profils ist es heute üblich, als Basisparameter Start-/Endpunkt der Bewegungsbahn ($p_{\text{Start}}/p_{\text{Ende}}$, daraus resultierend s_{soll}), Sollgeschwindigkeit (v_{soll}), Sollbeschleunigung (a_{soll}) und Sollruck (r_{soll}) in der Steuerung vorzugeben. Durch ihre Vorgabe ergeben sich die Dauer konstanter Geschwindigkeit t_{kV} , konstanter Beschleunigung t_{kA} und konstanten Rucks t_{kR} . Die Zeitdauer zwischen entgegengerichteten Rucken soll t_{pnR} benannt werden, die Dauer zwischen zwei negativen Rucken t_{nnR} . Abbildung 5 zeigt den Verlauf der Größen über der Zeit.

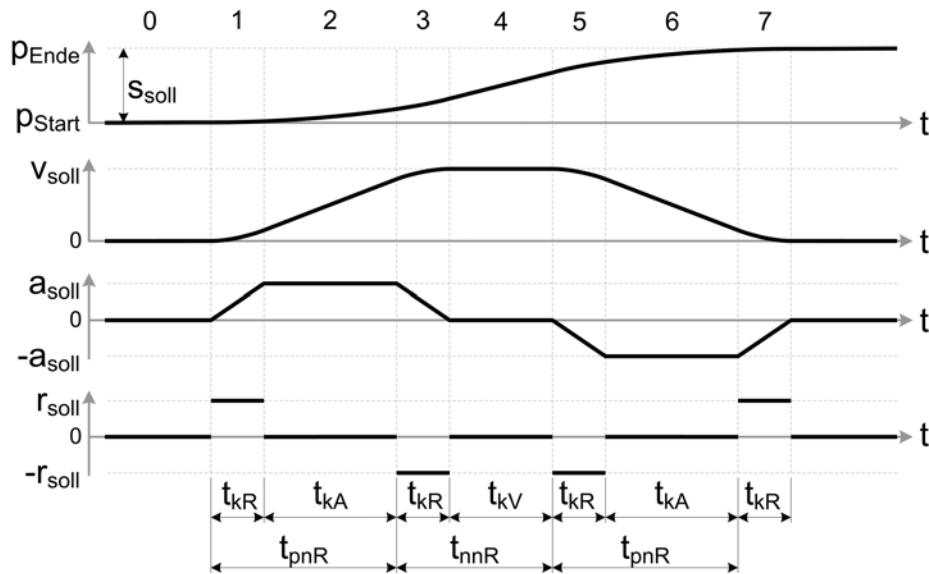


Abbildung 5: Bewegungsprofil

Zur Vereinfachung des Profils werden folgende Vereinbarungen getroffen:

- a_{soll} besitzt in den Phasen 2 und 6 gleiche Absolutwerte
- r_{soll} besitzt in den Phasen 1, 3, 5 und 7 gleiche Absolutwerte

Damit können unter Vorgabe von p_{Start} , p_{Ende} , v_{soll} , a_{soll} sowie r_{soll} mit den bekannten Gleichungen (z.B. [WB06], Gleichung 7.4 bis 7.9) die unbekanntenen Größen ermittelt werden:

$$s_{soll} = p_{Ende} - p_{Start} \quad (1.1)$$

$$t_{kR} = \frac{a_{soll}}{r_{soll}} \quad (1.2)$$

$$t_{kA} = \frac{v_{soll}}{a_{soll}} - \frac{a_{soll}}{r_{soll}} \quad (1.3)$$

$$t_{kV} = \frac{s_{soll}}{v_{soll}} - \frac{v_{soll}}{a_{soll}} - \frac{a_{soll}}{r_{soll}} \quad (1.4)$$

$$t_{pnR} = t_{kR} + t_{kA} = \frac{v_{soll}}{a_{soll}} \quad (1.5)$$

$$t_{nnR} = t_{kR} + t_{kV} = \frac{s_{soll}}{v_{soll}} - \frac{v_{soll}}{a_{soll}} \quad (1.6)$$

Der zum Beschleunigen erforderliche Weg kann mit

$$s_{beschl} = \frac{1}{2} \left(\frac{a_{soll} \cdot v_{soll}}{r_{soll}} + \frac{v_{soll}^2}{a_{soll}} \right), \quad (1.7)$$

die Beschleunigungsdauer über

$$t_{beschl} = t_{pnR} + t_{kR} = \frac{v_{soll}}{a_{soll}} + \frac{a_{soll}}{r_{soll}} \quad (1.8)$$

errechnet werden.

In den folgenden Kapiteln sollen zur Steigerung der Anschaulichkeit alle Zeiten in *Zeiteinheiten* notiert werden. Eine Zeiteinheit entspricht dabei der Periodendauer der dritten Eigenfrequenz des Systems, also

$$1 \text{ ZE} = \frac{1}{341,4 \text{ Hz}} = 2,93 \text{ ms.}$$

3. Mechanismen der Anregung von Gestellbiegeschwingungen

3.1. Beeinflussung der Ursache von Biegeschwingungen durch Variation der Schlittenschwerpunktlage

Wie beschrieben erfolgt die Anregung von Gestellbiegeschwingungen durch Momente. Diese Momente entstehen, wenn die Schwerpunkte der Schlitten nicht in der gemeinsamen Kraftangriffsebene mit dem Gestell liegen (Abbildung 1). Besonders negativ wirkt sich dieser Effekt aus, wenn die Achse in Prozessen zum Einsatz kommt, in denen Werkstücke stark unterschiedlicher Massen bewegt werden müssen.

Durch Variation der Schlittenschwerpunktlage wurde die Ursache von Biegeschwingungen im Gestell der Experimentiereinrichtung untersucht. Dazu wurde der Abstand zwischen Kraftangriffsebene und den bewegten Schwerpunkten (l_{sA} und l_{sK}) variiert. Als Bahnparameter wurden $v_{soll} = 0,14 \text{ m/s}$, $a_{soll} = 95,48 \text{ m/s}^2$ und $r_{soll} = 65117,4 \text{ m/s}^3$ eingestellt (a_{soll} wird nicht erreicht, $a_{max.real} = 24,7 \text{ m/s}^2$ wurde für jeden Messpunkt gemessen). Das Abbremsen des Schlittens erfolgte bei 550 mm (s_{soll} ist ohne Einfluss).

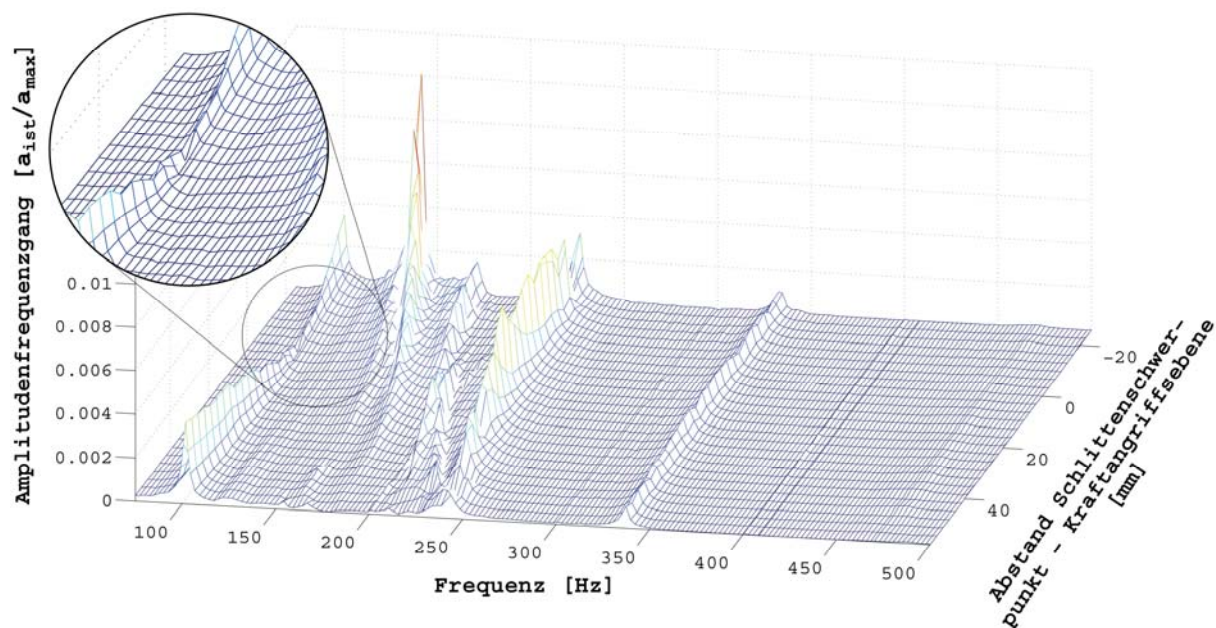


Abbildung 6: Einfluss der Schwerpunktlage der Schlitten auf die Anregung von Gestellbiegeschwingungen

Am Beispiel der ersten Eigenfrequenz kann gezeigt werden, dass durch Verschieben des bewegten Massenschwerpunktes eine Verringerung der Anregung erzielt werden kann. Die Messung zeigt, dass die Biegeschwingung nahezu verschwindet, wenn sich der bewegte Massenschwerpunkt in der Kraftangriffsebene befindet (Abbildung 6, Detail). Die Schlittenschwerpunktlage hat damit **signifikanten Einfluss** auf die Anregung von Gestellbiegeschwingungen.

Bei der **Neugestaltung** einer Maschinenachse können mit konstruktiven Mitteln die bewegten Schwerpunkte in die Kraftangriffsebene verlegt werden, wodurch eine erhebliche Reduzierung der Gestellanregung zu erwarten ist (vgl. [Gro09]). Bei existierenden Maschinenachsen ist der Einsatz eines Massenausgleichs, wie am Versuchsstand gezeigt, denkbar. Die Gestellanregung kann damit reduziert werden.

Als einziges vorgestelltes Verfahren zur **Reduzierung der Ursache** der Biegeschwingungen ist die Schwerpunktverschiebung unabhängig von der konkreten Achsstruktur. Das Verfahren ist zur Anregungsreduzierung sehr gut geeignet, wenn gleichbleibende Lasten schnell beschleunigt werden sollen (z.B. *Mikrobearbeitung, Unrunddrehen, Pendelschleifen*). Als nachteilig ist auch zu bewerten, dass sich existierende Maschinen nur schwer umrüsten lassen. Bei der Neugestaltung der bewegten Baugruppen nimmt deren Komplexität zu.

3.2. Beeinflussung der Wirkung auf das Gestell

Kann die Ursache der Gestellanregung nicht oder nicht in ausreichendem Maße reduziert werden, muss mit anderen Mechanismen die Wirkung der Momente auf das Gestell beeinflusst werden. Die Mechanismen *Anregungsort und Orientierung der Momente, Einfluss einer einzelnen Beschleunigungsphase* und *Überlagerung mehrerer Beschleunigungsphasen* werden in den folgenden Kapiteln vorgestellt.

Alle vorgestellten Effekte sind an die dynamischen Eigenschaften einer konkreten Achsstruktur gebunden. Vor Anwendung der im Folgenden vorgestellten Möglichkeiten zur Reduzierung der Gestellanregung ist damit eine Strukturuntersuchung für den speziellen Aufbau zwingend erforderlich. Die vorgestellten Verfahren müssen auf die Struktur angepasst werden und sind damit *nicht* universell einsetzbar.

3.2.1. Einfluss von Anregungsort und Momentenorientierung

Da die Anregung der Biegeschwingungen durch Momente erfolgt, hat das Anregen über einem Schwingungsbauch *keine* Biegeschwingungen zur Folge.

Erfolgt die Anregung über einem Schwingungsknoten, sind verschiedene Fälle zu unterscheiden. Sind die Momente M_{GA} und M_{GK} einander *entgegengerichtet* und befindet sich *kein* oder eine *gerade Anzahl* Schwingungsbäuche zwischen den Anregungspunkten, heben sich die Momente gegenseitig auf (Abbildung 7, oben, $M_{GA} - M_{GK.1}$ bzw. $M_{GA} - M_{GK.3}$). Befindet sich *eine ungerade Anzahl* Schwingungsbäuche zwischen den Anregungspunkten überlagern sich die Momente und regen Biegeschwingungen an (Abbildung 7, oben, $M_{GA} - M_{GK.2}$ bzw. $M_{GA} - M_{GK.4}$). Bei *gleichgerichteten* Momenten M_{GA} und M_{GK} erfolgt eine Überlagerung der Momente und damit eine Anregung von Biegeschwingungen bei *keinem* oder *einer geraden Anzahl* Schwingungsbäuche zwischen den Anregungspunkten (Abbildung 7, unten, $M_{GA} - M_{GK.5}$ bzw. $M_{GA} - M_{GK.7}$), eine gegenseitige Auslöschung der Momente erfolgt bei einer *ungeraden Anzahl* (Abbildung 7, unten, $M_{GA} - M_{GK.6}$ bzw. $M_{GA} - M_{GK.8}$).

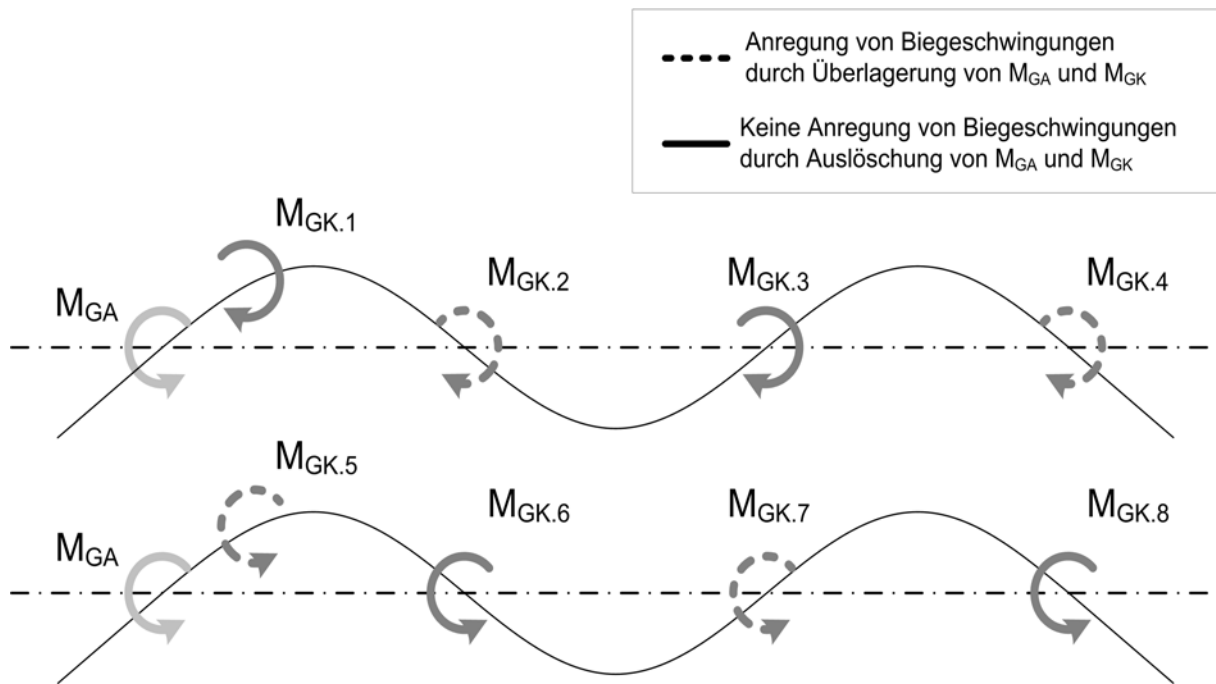


Abbildung 7: Anregung von Biegeschwingungen: Anregungsort und Momentenorientierung am Beispiel der dritten Eigenschwingform

Bei der Impulskompensation sind die anregenden Kräfte einander stets entgegengerichtet. Die Orientierung der Momente hängt damit entscheidend von den Schwerpunktlagen der Schlitten relativ zur Kraftangriffsebene ab (vgl. Abbildung 1). Liegen die Schwerpunkte auf einer Seite der Ebene, sind die Momente entgegengesetzt, anderenfalls gleich orientiert.

Ziel der Impulskompensation ist die Reduzierung der Kraftimpulse in Bewegungsrichtung durch Aufbringen einer entsprechenden Gegenkraft. Der Punkt, um den der Kompensationsantrieb verfährt, ist damit in gewissen Grenzen frei wählbar. Diese Möglichkeit wurde genutzt, um den Einfluss des Anregungspunktes auf die Anregung von Biegeschwingungen experimentell zu untersuchen. Am Beispiel der dritten Eigenfrequenz des Gestells (Abbildung 8, durchgezogene Linie) soll der Effekt gezeigt werden.

Zu diesem Zweck erfolgte die Anregung durch den Nutzschlitten nahe¹ am ersten Knoten der Schwingform (Abbildung 8, links). In zwei Messreihen wurde der Punkt, über dem der Kompensationsschlitten kompensiert, über die zwei benachbarten Schwingungsknoten verschoben (Abbildung 8, Mitte und rechts) und die Biegelinie des Gestells aufgenommen.

¹ Der Nutzantrieb regt an der minimal anfahrbaren Position, nahe am Knoten, an. Diese Position entspricht nicht genau der Position des Schwingungsknotens.

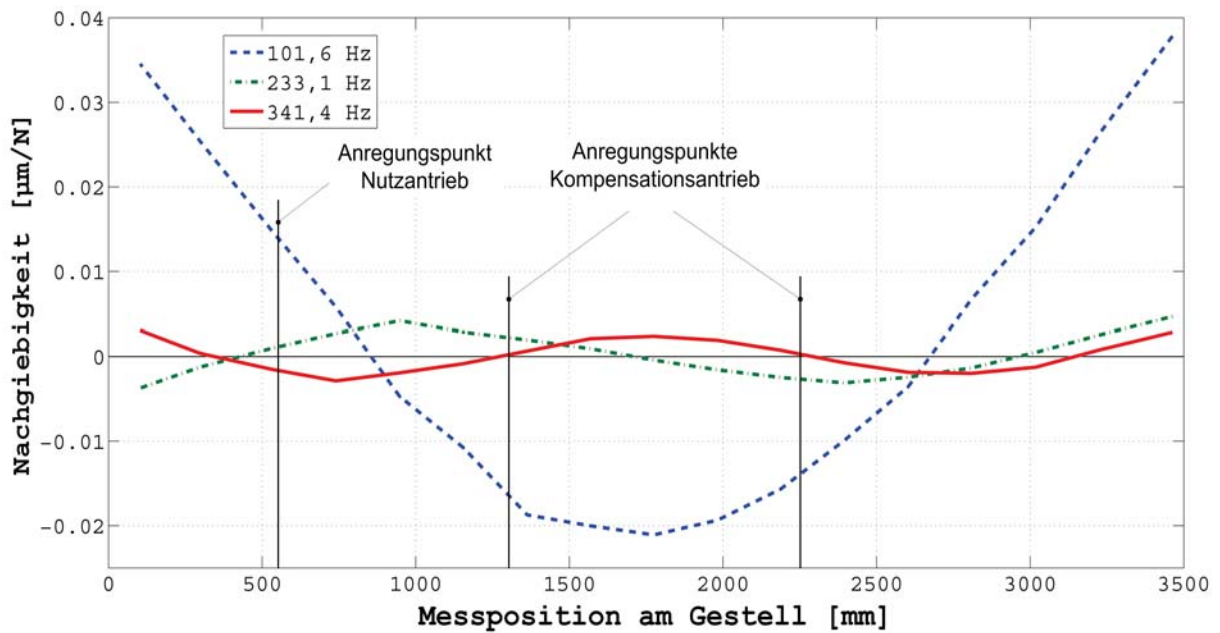


Abbildung 8: Lage der Anregungspunkte in den Eigenschwingformen des Versuchsstandes

Als Bahnparameter wurden $v_{\text{soll}} = 0,14 \text{ m/s}$, $a_{\text{soll}} = 95,48 \text{ m/s}^2$ und $r_{\text{soll}} = 65117,4 \text{ m/s}^3$ vorgegeben, der Nutzschlitten wurde bei 550 mm abgebremst (s_{soll} ist ohne Einfluss; a_{soll} wird nicht erreicht, $a_{\text{max,real}} = 25,52 \text{ m/s}^2$ wurde für jeden Messpunkt gemessen). In zwei Messreihen wurde der Kompensationspunkt über dem zweiten und dritten Knoten der dritten Eigenschwingform gewählt (1325 mm bzw. 2250 mm, vgl. Abbildung 8).

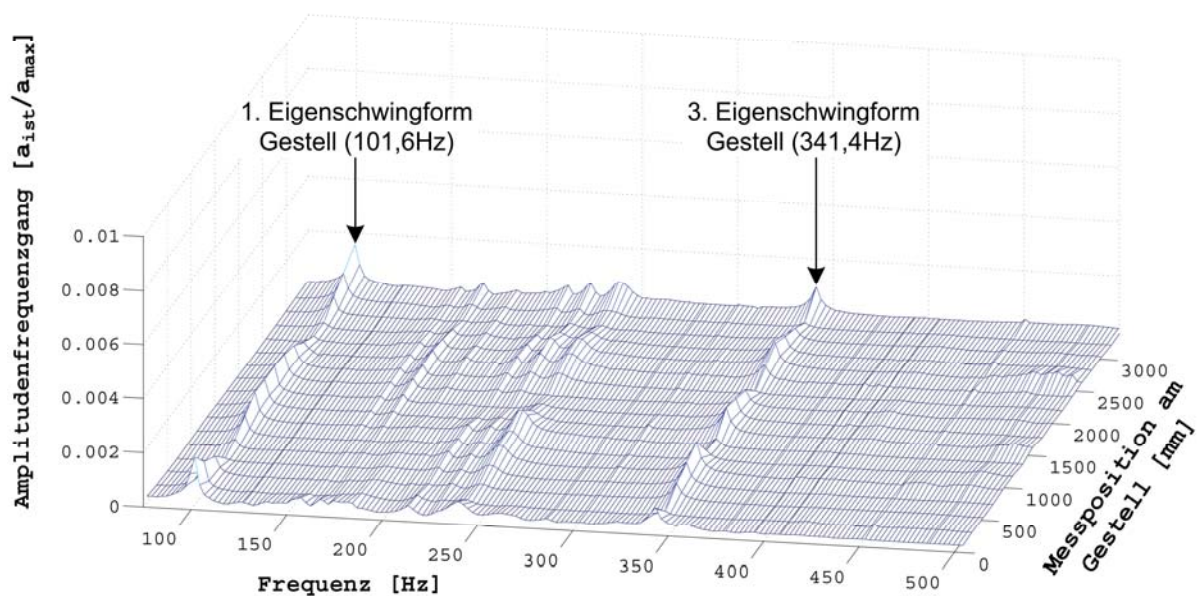


Abbildung 9: Ergebnisse der Anregung über dem ersten und zweiten Schwingungsknoten

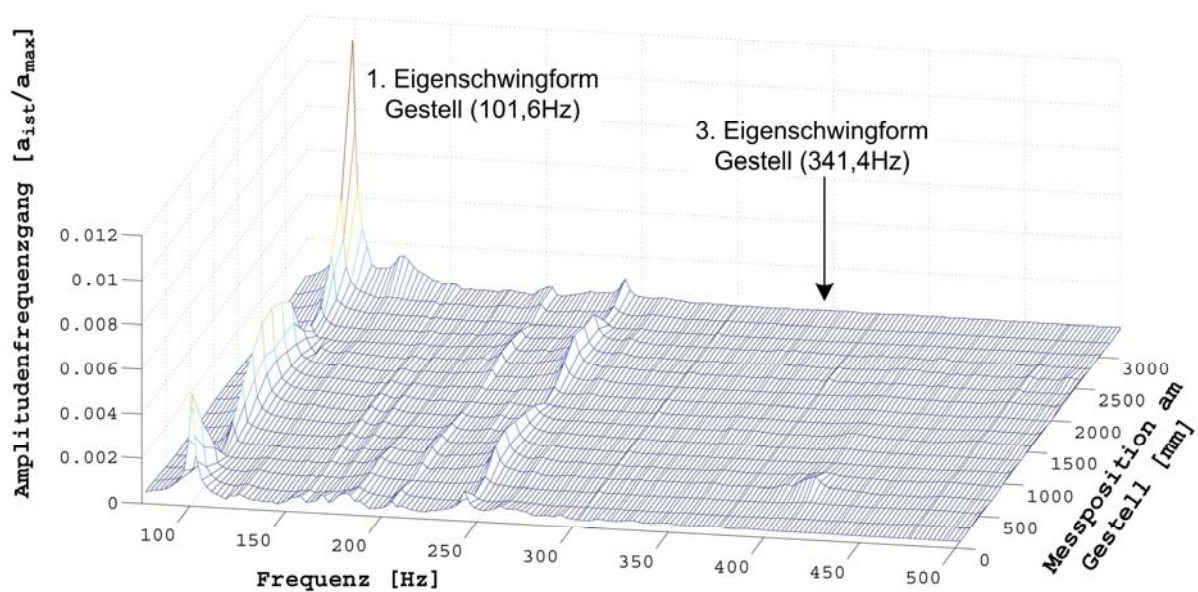


Abbildung 10: Ergebnisse der Anregung über dem ersten und dritten Schwingungsknoten

Liegt eine *ungerade* Anzahl Schwingungsbäuche zwischen den Anregungspunkten, ist die dritte Eigenschwingform deutlich messbar (Abbildung 9). Liegt eine *gerade* Anzahl dazwischen wird sie nicht angeregt (Abbildung 10).

Die erste Eigenschwingform besitzt bei ca. 850 mm und 2680 mm Schwingungsknoten. Bei der ersten Messreihe (Abbildung 9) erfolgte die Anregung durch den Nutschlitten bei 550 mm, der Kompensationsschlitten regte bei 1325 mm an. Die vom Betrag etwa gleichgroßen Momente M_{AG} und M_{GK} greifen somit 300 mm bzw. 475 mm beiderseits des Schwingungsknotens an. Die unsymmetrische Verteilung der Momente bewirkt, dass aus der Überlagerung der Momente ein kleines, anregendes Restmoment resultiert. In der zweiten Messreihe überlagern sich die Momente aufgrund ihrer Lage rechts und links vom Schwingungsbauch, wodurch die Schwingungen erheblich verstärkt werden.

Die Ergebnisse der Versuche zeigen eindeutig, dass einerseits die Gestellanregung durch Momente erfolgt. Andererseits ist deutlich erkennbar, dass der Anregungspunkt am Versuchsstand zur Impulskompensation **erheblichen Einfluss** auf die Anregung von Gestellbiegeschwingungen hat.

Zur Reduzierung der Gestellanregung sollten die anregenden *Momente nicht über Schwingungsknoten* eingebracht werden. Speziell bei der Impulskompensation könnte eine Variation des Kompensationspunktes zur erheblichen Minderungen der Gestellanregung führen. Durch den Einsatz von zwei Schlitten auf dem Gestell ist es hier auch möglich, durch geschickte Wahl der Anregungspunkte die anregenden Momente so einzuleiten, dass einzelne Schwingungen nicht angeregt werden.

Es ist möglich, durch Variation des Anregungspunktes die Gestellanregung deutlich zu Reduzieren. Das Verfahren kann an existierenden Maschinen eingesetzt werden, da es von der Bahnparametrierung abhängig ist. Nachteilig bei diesem Verfahren ist, dass nur die Anregung einzelner Schwingungen an speziellen Anregungspunkten reduziert werden kann, eine Reduzierung der Anregung auf der gesamten Bahn ist nicht möglich. Ein Verschieben der Anregungspunkte ist in vielen Prozessen nicht möglich.

3.2.2. Einfluss einer einzelnen Beschleunigungsphase

Regt eine einzelne Beschleunigungsphase Biegeschwingungen im Gestell an, haben diese störende Auswirkungen auf Prozesse, für die die anschließende Phase der konstanten Geschwindigkeit prozessrelevant ist. Treten z.B. beim *Fräsen einer Oberfläche* nach dem Beschleunigen Biegeschwingungen im Gestell auf, kann dies zur Verminderung der Oberflächenqualität oder zu Prozessinstabilitäten führen.

Der positive Ruck in Phase 1 des verwendeten Bewegungsprofils (vgl. Abbildung 5) erzeugt ein Moment $M_{GA,1}$, welches die Biege-Eigenschwingungen des Gestells anregt. Der folgende negative Ruck in Phase 3 bewirkt ein Moment $M_{GA,2}$, welches $M_{GA,1}$ entgegengerichtet ist.

$M_{GA,2}$ kann Abhängig vom *Zeitpunkt der Anregung* verschiedene Auswirkungen auf die bereits schwingende Maschinenachse haben. Einerseits könnte $M_{GA,2}$ die durch $M_{GA,1}$ angeregte Schwingung phasengleich treffen und sie weiter verstärken (Abbildung 11, links). Andererseits ist es aber auch möglich, dass $M_{GA,2}$ die Schwingung gegenphasig trifft und sie auslöscht (Abbildung 11, rechts).

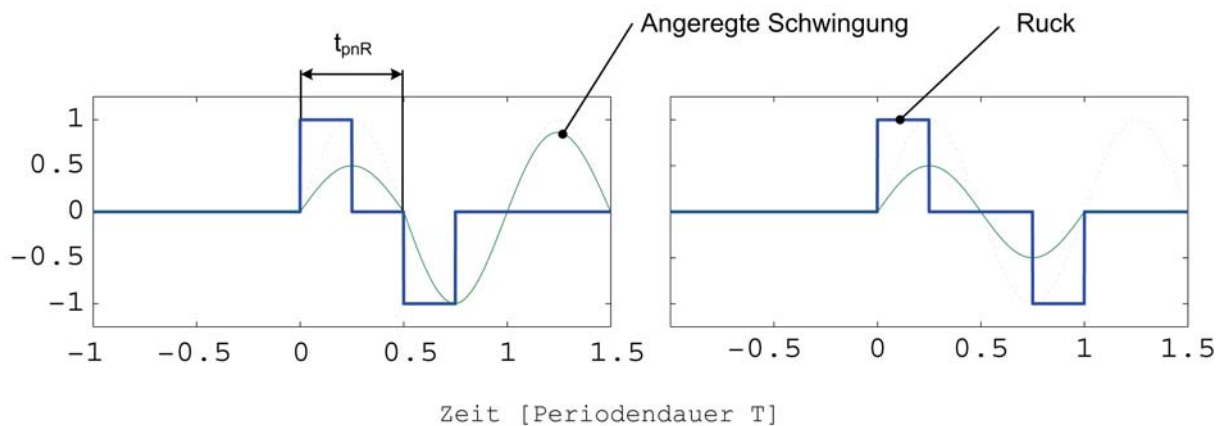


Abbildung 11: Schema der Anregung in einer einzelnen Beschleunigungsphase. Links: Verstärkung der Schwingung durch gleichphasigen Ruck. Rechts: Auslöschung der angeregten Schwingung durch gegenphasigen Ruck

Zu Beginn wurde der Einfluss der Dauer des konstanten Ruckes t_{kR} untersucht. Dazu wurden $t_{pnR} = 1$ ZE, $v_{soll} = 0,14$ m/s und $a_{soll} = 74,47$ m/s² vorgegeben, der Nutzantrieb wurde bei 550 mm abgebremst (s_{soll} ist ohne Einfluss; a_{soll} wird nicht erreicht, $a_{max.real} = 19,86$ m/s² wurde für jeden Messpunkt gemessen). t_{kR} wurde im Bereich von $t_{kR} = 0,05 \dots 1$ ZE variiert. Mit den gegebenen Größen ist r_{soll} über Gleichung 1.2 berechenbar.

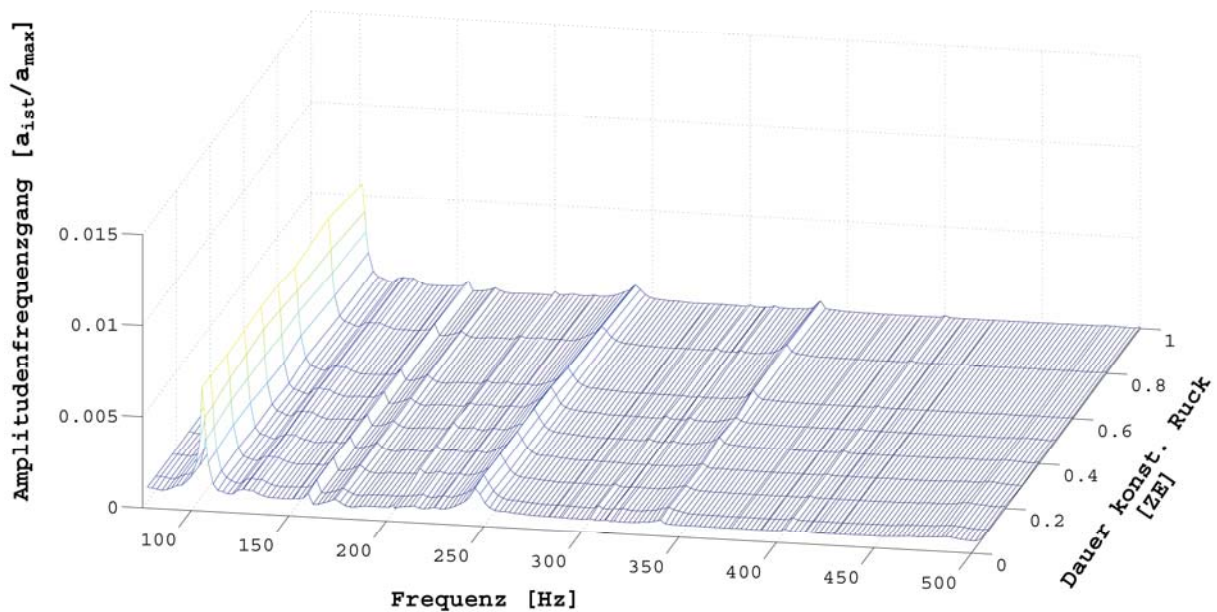


Abbildung 12: Ergebnis Einfluss von t_{kR} auf die Anregung von Gestellbiegeschwingungen

Es ist erkennbar, dass der Betrag von t_{kR} **keinen Einfluss** auf die Anregung der Biegeschwingungen im Gestell hat. Da $a_{soll} = const.$ und t_{kR} über Gleichung 1.2 proportional zu r_{soll} sind, hat auch der Absolutwert von r_{soll} **keinen Einfluss**.

In der nachfolgenden Messreihe wurde die Dauer zwischen dem positiven und negativen Ruck t_{pnR} variiert. Es wurden $t_{kR} = 0,5$ ZE und $v_{soll} = 0,14$ m/s vorgegeben, der Schlitten wurde bei 550 mm abgebremst (s_{soll} ist ohne Einfluss; $a_{max,real}$ wurde für jeden Messpunkt gemessen). t_{pnR} wurde zwischen $t_{pnR} = 0,5 \dots 6$ ZE variiert.

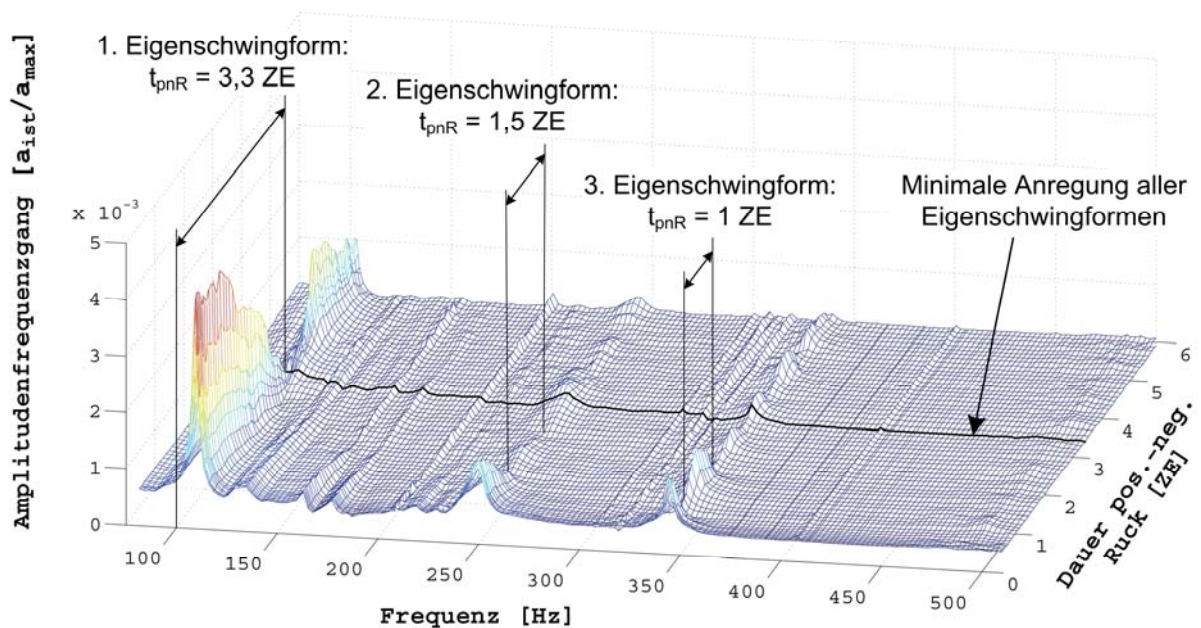


Abbildung 13: Ergebnis Einfluss von t_{pnR} auf die Anregung von Gestellbiegeschwingungen

Das Messergebnis zeigt, dass bei $t_{\text{pnR}} = 0,5 \text{ ZE}$ ($t_{\text{kA}} = 0 \text{ ZE}$) alle Eigenfrequenzen angeregt werden. Wie erwartet haben

- die erste Eigenfrequenz bei $t_{\text{pnR}.1} = 3,3 \text{ ZE}$ ($\approx 341 \text{ Hz} / 102 \text{ Hz}$),
- die zweite Eigenfrequenz bei $t_{\text{pnR}.2} = 1,5 \text{ ZE}$ ($\approx 341 \text{ Hz} / 233 \text{ Hz}$) und
- die dritte Eigenfrequenz bei $t_{\text{pnR}.3} = 1 \text{ ZE}$

je ein Minimum. Die Minima, wie auch die zugehörigen Maxima, wiederholen sich in den Periodendauern der zugehörigen Schwingung.

Es lässt sich feststellen, dass der Abstand zwischen positivem und negativem Ruck t_{pnR} **signifikanten Einfluss** auf die Anregung von Gestellbiegeschwingungen hat. Da $t_{\text{kR}} = \text{const.}$ ist an der Anregung der Schwingung maßgeblich t_{kA} beteiligt.

Durch geschickte Parametrierung der Beschleunigungsphasen kann die Gestellanregung deutlich reduziert werden. Dazu muss die Dauer zwischen den entgegengerichteten Rucken so gewählt werdend, dass sie *einer Periodendauer der zu unterdrückenden Schwingung* entspricht. In diesem Fall löscht die gegenphasige Anregung die Schwingung aus (vgl. Abbildung 11). Am Versuchsstand ist dies bei $t_{\text{pnR}} = 3,3 \text{ ZE}$ der Fall. Hier wird keine der Eigenfrequenzen erheblich angeregt (Abbildung 13).

Gestattet der Prozess eine Verlängerung von Beschleunigungsweg und -zeit, kann mit dieser Methode die Anregung von Gestellbiegeschwingungen reduziert werden. Das Verfahren kann an jedem Punkt der Bewegungsbahn angewendet werden. Da es von der Bahnparametrierung abhängig ist, kann es an existierenden Maschinen eingesetzt werden. Als Nachteilig ist zu nennen, dass kaum ein Prozess die Verschiebung des Beschleunigungszeitpunktes zulässt. Auch die Änderung der Bearbeitungszeit kann sich negativ auf die Produktivität der Maschine auswirken. Auch müssen die Eigenfrequenzen des Systems konstant und genau bekannt sein.

3.2.3. Einfluss sich überlagernder Beschleunigungsphasen

Überlagern sich mehrere anregende Beschleunigungsphasen, können sich die Biegeschwingungen im Gestell verstärken. Besonders in dynamischen Prozessen, in denen **Beschleunigungsphasen sehr schnell aufeinander folgen**, wirkt sich dieser Effekt nachteilig aus. Als Beispiele hierfür sollen *kurze, dynamische Positionierbewegungen* oder das *Abbremsen und erneut Beschleunigen* eines Schlittens mit nur kurzer Zeitverzögerung am Haltepunkt genannt werden. Auch die *schrittweise Erhöhung oder Verringerung der Geschwindigkeit* des Schlittens kann diesen Effekt auslösen. Sollen z.B. mittels *Laserbearbeitung* kleinste Bauteile bearbeitet werden, kann die zyklische Bewegung mit sehr kurzem Hub die Schwingungen anregen. Auch beim *Unrunddrehen* oder dem *Pendelschleifen* kann dieser Effekt auftreten.

Ein Beschleunigungsvorgang regt das Gestell zum Schwingen an. In Abhängigkeit vom Zeitpunkt des Einsetzens der zweiten Beschleunigungsphase kann die bestehende Schwingung weiter angefacht werden (Abbildung 14, oben), wenn die Anregung gleichphasig erfolgt. Erfolgt sie gegenphasig, kann dies zur Auslöschung der bestehenden Schwingung führen (Abbildung 14, unten). Abbildung 14 illustriert die Anregung am Beispiel der Abfolge von positiven und negativen Beschleunigen (Positionieren mit kurzem Hub).

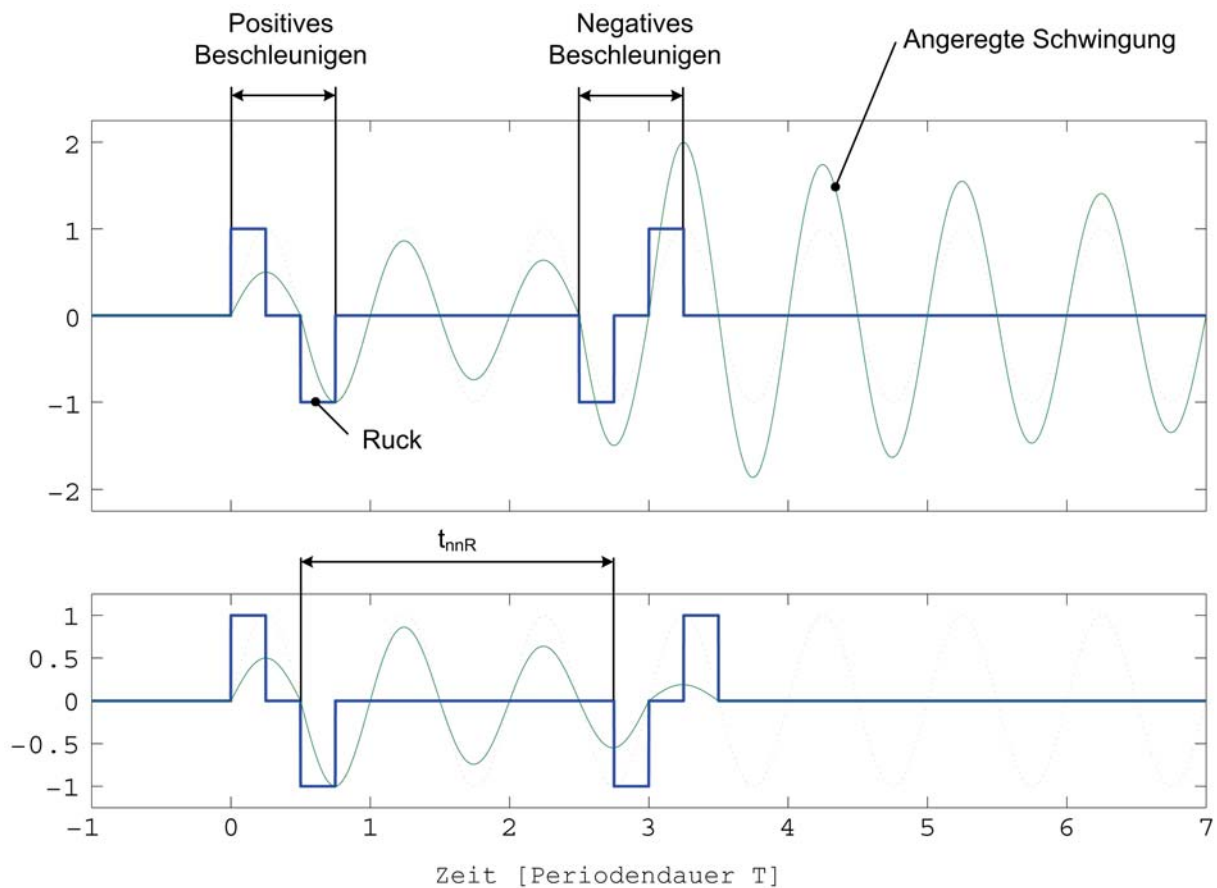


Abbildung 14: Schema der Anregung sich überlagernder Beschleunigungsphasen am Beispiel positives – negatives Beschleunigen. Oben: Verstärkung der Schwingung durch gleichphasiges Abbremsen. Unten: Auslöschung der Schwingung durch gegenphasiges Abbremsen

Allgemein ist zu sagen, dass *eine schnelle Folge anregender Beschleunigungsphasen* diesen Effekt hervorruft.

Der Effekt soll am Beispiel einer dynamischen Positionierbewegung gezeigt werden. Dazu wurden $v_{\text{soll}} = 0,14 \text{ m/s}$, $a_{\text{soll}} = 95,48 \text{ m/s}^2$, $r_{\text{soll}} = 65117,4 \text{ m/s}^3$ und $p_{\text{start}} = 550 \text{ mm}$ konstant gehalten und s_{soll} im Bereich zwischen $s_{\text{soll}} = 0,411 \dots 19,6 \text{ mm}$ variiert (a_{soll} wird nicht erreicht, $a_{\text{max,real}}$ wurde mit $19,7 \text{ m/s}^2$ bis $34,8 \text{ m/s}^2$ für jeden Messpunkt gemessen). Abbildung 15 stellt die Ergebnisse der Messungen bis $s_{\text{soll}} = 8 \text{ mm}$ dar.

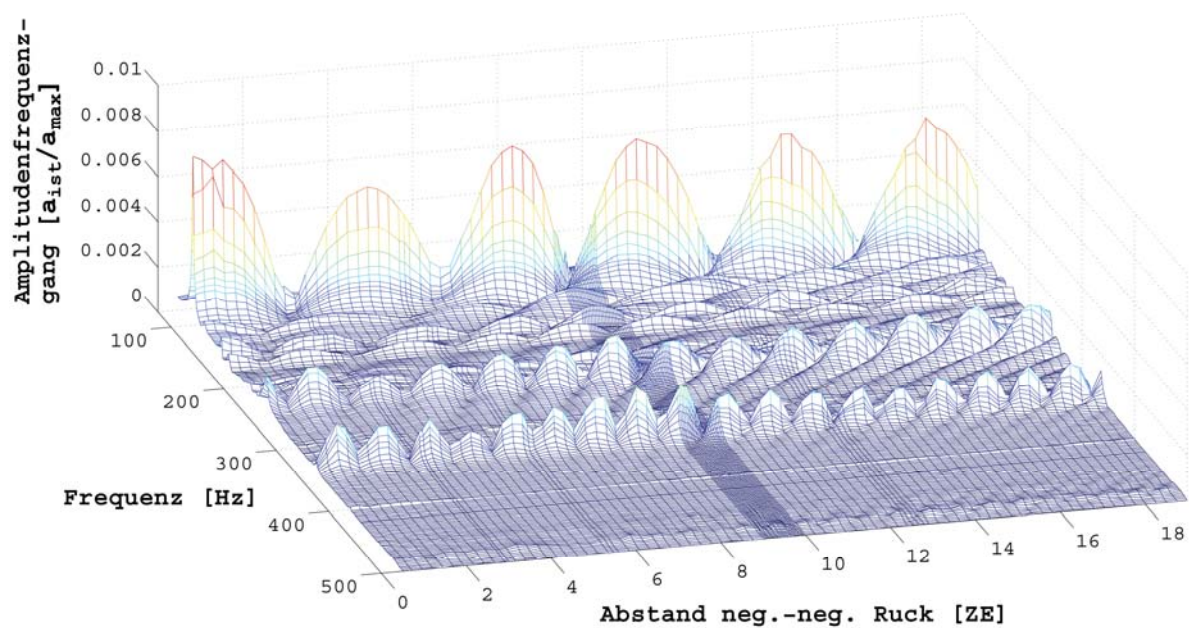


Abbildung 15: Ergebnis Einfluss von t_{nnR} auf die Anregung von Gestellbiegeschwingungen

Mit steigendem t_{nnR} ändern sich die Amplituden der angeregten Eigenschwingformen zyklisch. Es ist zu erkennen, dass Maxima bzw. Minima im Abstand einer Schwingungsdauer der jeweiligen Schwingung auftreten (Abbildung 15 und Abbildung 16).

Abbildung 16 zeigt einen Ausschnitt dieser Messung. Es ist deutlich zu erkennen, dass bei ca. $t_{nnR} = 9,3$ ZE die ersten drei Eigenfrequenzen des Gestells nur minimal angeregt werden, während z.B. bei etwa $t_{nnR} = 11,3$ ZE eine erheblich stärkere Anregung aller Eigenschwingformen erfolgt.

Es konnten weitere Punkte gefunden werden, bei denen mehrere Eigenschwingformen stark oder weniger stark angeregt werden.

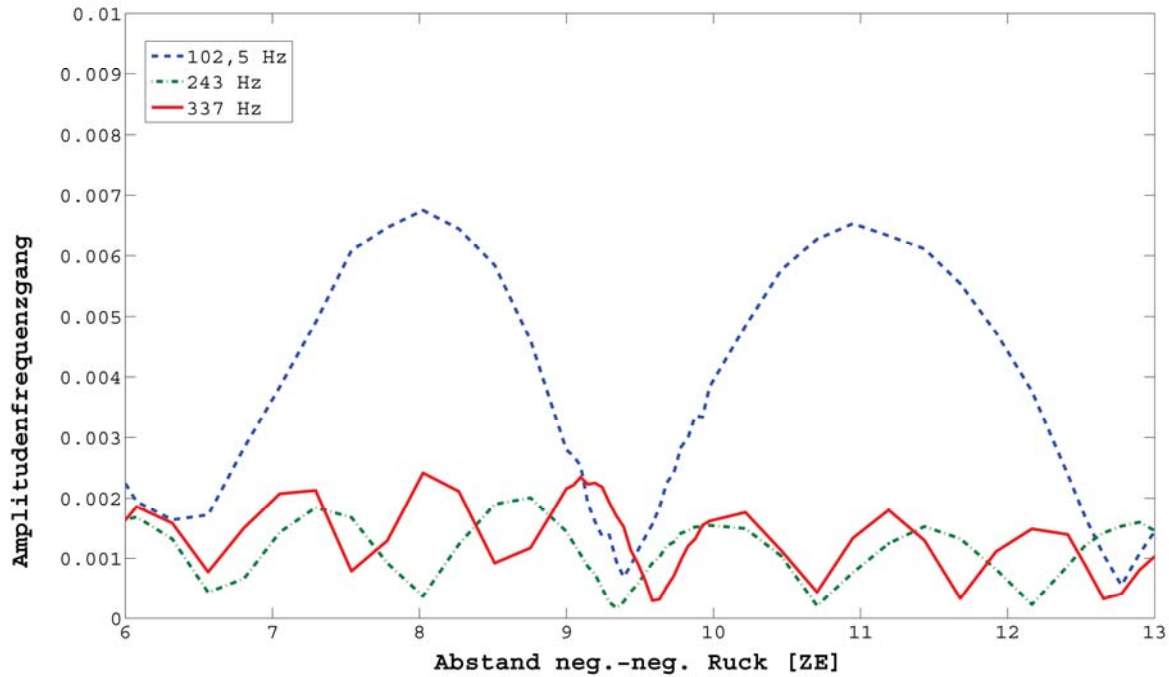


Abbildung 16: Ergebnis Variation t_{nnR} Detail 1: Bei etwa $t_{nnR} = 9,3$ ZE haben alle drei Eigenfrequenzen des Gestells ein Minimum, z.B. bei $t_{nnR} = 11,3$ ZE ein Maximum

Zwei Beispiele sollen diesen Effekt illustrieren. Als Vorgabe soll der Nutzschlitten in maximal 40 ms (13,6 ZE) um $s_{soll} = 3$ mm bei einem Ruck von 61000 m/s^3 verfahren werden. Um konstante Anregungsbedingungen zu erhalten soll $t_{pnR} = 0,5$ ZE betragen.

v_{soll} und a_{soll} lassen sich über Gleichung 1.5 und 1.6 berechnen. Durch Einsetzen von 1.5 in 1.6 ergibt sich

$$t_{nnR} = \frac{s_{soll}}{v_{soll}} - \frac{v_{soll}}{a_{soll}} = \frac{s_{soll}}{v_{soll}} - t_{pnR} \rightarrow v_{soll} = \frac{s_{soll}}{t_{nnR} + t_{pnR}} \quad (3.1)$$

Mit Gleichung 1.5 kann

$$a_{soll} = \frac{v_{soll}}{t_{pnR}} \quad (3.2)$$

ermittelt werden. Durch die Variation von t_{nnR} ergeben sich zwei Fälle:

	s_{soll}	v_{soll}	a_{soll}	r_{soll}	t_{nnR}	Verfahrzeit
Fall 1	3 mm	0,1044 m/s	71,2 m/s ²	61000 m/s ³	9,3 ZE	10,70 ZE
Fall 2	3 mm	0,0867 m/s	59,1 m/s ²	61000 m/s ³	11,3 ZE	12,63 ZE

In beiden Fällen werden die Vorgaben des Prozesses eingehalten. Die bei der Positionierung angeregten Biegeschwingungen wurden experimentell ermittelt, sie sind in Abbildung 17 und Abbildung 18 dargestellt.

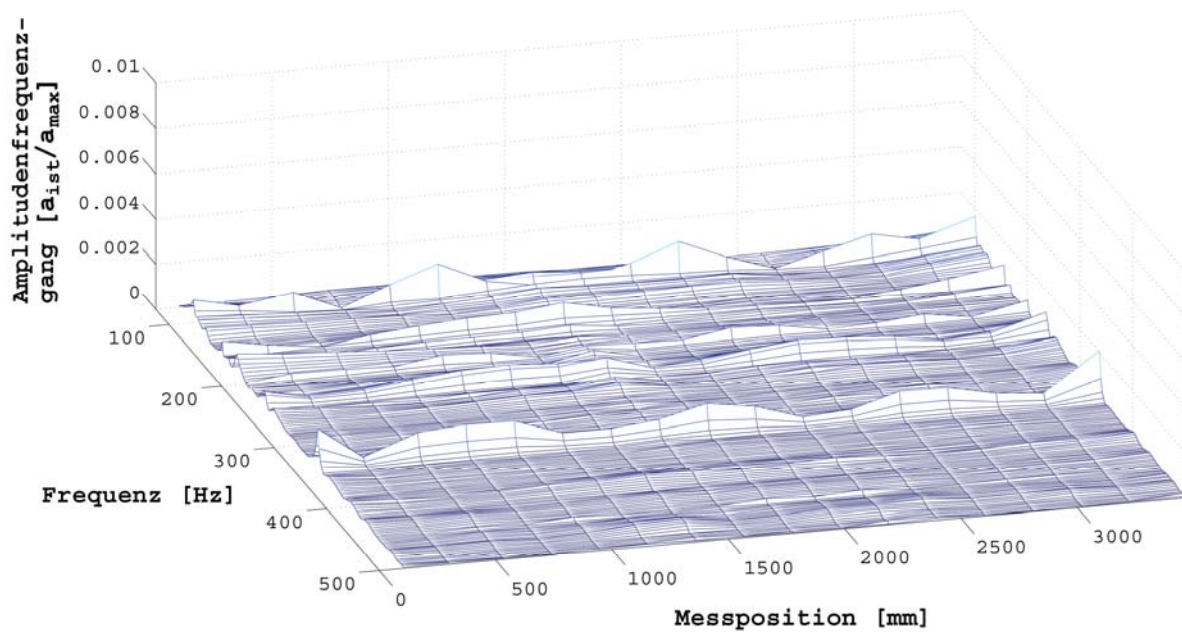


Abbildung 17: Variation t_{nnR} , Fall 1: Anregung der Biegeschwingungen mit $t_{nnR} = 9,3$ ZE

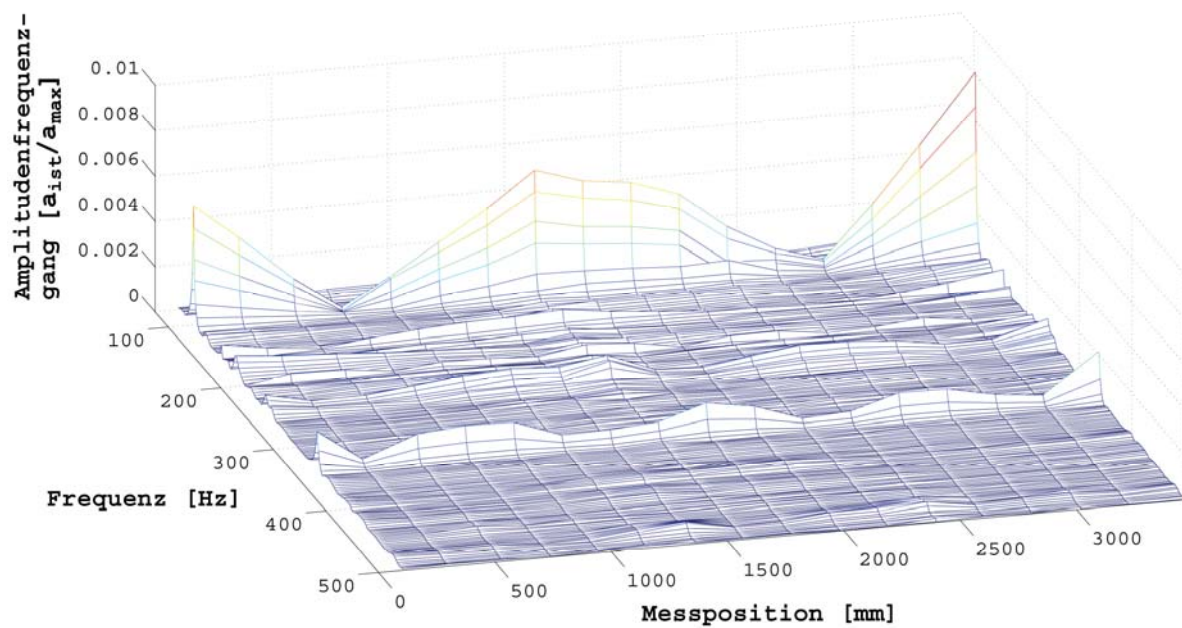


Abbildung 18: Variation t_{nnR} , Fall 2: Anregung der Biegeschwingungen mit $t_{nnR} = 11,3$ ZE

Am Beispiel der ersten Eigenschwingform ist der beschriebene Effekt deutlich zu erkennen: wird mit $t_{nnR} = 9,3$ ZE angeregt, erfolgt eine deutlich geringere Anregung als mit $t_{nnR} = 11,3$ ZE, obwohl v_{soll} und a_{soll} deutlich größer sind. Auch die gemessenen Effekte der anderen Schwingformen entsprechen den Erwartungen und lassen sich mithilfe von Abbildung 16 erklären.

Es ist deutlich erkennbar, dass der Abstand zwischen negativem und positivem Ruck t_{nnR} **erheblichen Einfluss** auf die Anregung von Gestellbiegeschwingungen hat.

Überlagern sich die durch aufeinander folgende Beschleunigungsphasen angeregten Schwingungen gegenphasig, erfolgt in Summe keine Anregung von Biegeschwingungen im Gestell. An der Experimentiereinrichtung wurde ermittelt, dass bei $t_{nnR} = 9,3$ ZE die ersten Eigenschwingformen gering angeregt wurden, während bei $t_{nnR} = 11,3$ ZE eine beträchtlich höhere Anregung stattfand.

Durch geschickte Parametrierung der Beschleunigungsphasen lässt sich die Anregung einzelner Biegeschwingungen deutlich reduzieren. Das Verfahren kann an jedem Punkt der Bewegungsbahn angewendet werden. Da es von der Bahnparametrierung abhängig ist, kann es an existierenden Maschinen eingesetzt werden. Eine Reduzierung der Gestellanregung mit diesem Verfahren ist allerdings nur möglich, wenn der Bearbeitungsprozess auf die neuen Parameter abgestimmt werden kann.

4. Zusammenfassung, Ausblick

Es wurde gezeigt, dass an impulskompensierten Maschinenachsen eine **Gestellanregung durch Momente** erfolgt, wenn die bewegten *Massenschwerpunkte nicht in der Kraftangriffsebene* zwischen Gestell und bewegter Baugruppe liegen. Am Versuchsstand zur Impulskompensation einer linearmotorgetriebenen Maschinenachse wurde experimentell der **Einfluss verschiedener Faktoren** auf diese Gestellanregung untersucht.

Zur **Reduzierung der Anregungsursache** wurde die *Verschiebung der Schlittenschwerpunkte in die Kraftangriffsebene* vorgestellt. Werden an einer Maschine hochdynamisch konstante Massen bewegt kann damit bei einer Neukonzeption der Maschine mit erheblich reduzierten Biegeschwingungen gerechnet werden.

Verfahren zur **Reduzierung der Anregungswirkung** können prinzipiell an existierenden Maschinen ohne Modifikation der Maschinenstruktur angewendet werden. Sie sind allerdings nicht universell einsetzbar, da die Wirkung erheblich durch das dynamische Verhalten der Struktur beeinflusst wird. Es wurde gezeigt, dass durch *Variation des Anregungspunktes* die Anregung einzelner Schwingungen an speziellen Punkten im Arbeitsraum reduziert werden kann. Dieses Verfahren ist speziell für den Einsatz bei der Impulskompensation interessant, da hier eine Variation des Kompensationspunktes leicht möglich ist. Es konnte gezeigt werden, dass durch *geschickte Wahl von Bahnparametern* die Reduzierung der Anregung von Biegeschwingungen möglich ist.

Es bleibt zu prüfen, welche Auswirkungen eine Anpassung der Bahnparameter auf die Schwingungen in Bewegungsrichtung haben. Da die Messungen an einer sehr einfachen Struktur durchgeführt wurden sollte weiterhin untersucht werden, ob mit den vorgeschlagenen Konzepten eine Reduzierung der Gestellanregung an realen Produktionsmaschinen erzielt werden kann.

5. Quellen

- [HHDY05] HIRAMOTO, K.; HANSEL, A.; DING, S.; YAMAZAKI, K.: *A Study on the Drive at Center of Gravity (DCG) Feed Principle and Its Application for Development of High Performance Machine Tool Systems*. In: CIRP Annals - Manufacturing Technology, Bd. 54, Oxford : Elsevier, 2005. - ISSN 0007-8506, S. 333-336
- [GM05] GROßMANN, Knut; MÜLLER, Jens: *Verringerung der Gestellanregung durch Lineardirektantriebe mittels Impulskompensation*. In: ZWF – Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb 100 (2005), November, Nr. 11, S. 656-660
- [Gro09] GROßMANN, Knut: *MAX – Versuchsträger für eine Hochgeschwindigkeits-Leichtbau-Genauigkeitsmaschine*. In: Tagungsband 14. Dresdner WZM-Fachseminar – Lineardirektantriebe in Werkzeugmaschinen, Dresden, Dezember 2009
- [Mül09a] MÜLLER, Jens: *Vergleichende Untersuchung von Methoden zur Verringerung der Gestellanregung durch linearmotorgetriebene Werkzeugmaschinenachsen*. TU Dresden, Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik, Diss. 2009.
- [Mül09b] GROßMANN, Knut; MÜLLER, Jens: *Untersuchungsergebnisse zur Wirksamkeit der Impulskompensation von Lineardirektantrieben*. In: ZWF – Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb 104 (2009), September, Nr. 9, S. 761-767
- [WB06] Weck, Manfred; Brecher, Christian: *Werkzeugmaschinen 4: Automatisierung von Maschinen und Anlagen*. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2006.

Konzeption und Entwicklung von anwendungsoptimierten Direktantrieben

Prof. Dr.-Ing. A. Verl
Dr.-Ing. K.-H. Wurst
A. Huf

Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen
und Fertigungseinrichtungen
Universität Stuttgart

Skalierbares Direktantriebssysteme für Flugsteuerungen

Dr.- Ing. Karl-Heinz Wurst, Dipl. Phys. Alexander Huf

1. Einleitung

Linearantriebe werden in der Fertigungs- und Automatisierungstechnik dann eingesetzt, wenn insbesondere eine hohe Güte an Bewegungsübertragungsgenauigkeit verlangt wird und / oder wenn gute dynamische Eigenschaften erzielt werden sollen.

Im vorliegenden Beitrag sind dies nicht die Hintergründe für den Einsatz von Linearantrieben. Innerhalb von Flugsteuerungen werden andere Anforderungen an die Antriebstechnik gestellt, als sie aus den zuvor genannten Anwendungsbereichen resultieren. Bisher werden in Flugsteuerungen elektrohydraulische Antriebe aufgrund der hohen, erzielbaren Kraftdichte eingesetzt. Langfristige Ziele in der Luftfahrtindustrie, wie "fly-by-wire", erfordern jedoch neue Antriebskonzepte. Der Beitrag beschreibt eine Möglichkeit hierzu.

2. Definition des Antriebskonzeptes

Antriebsmassen und die Forderung, dass im Antriebssystem keine Selbsthemmung auftreten dürfen (vergl. Hydraulikantriebe), bestimmen primär die Definition des Antriebssystems und damit zu eisenlosen Motoren. Die statischen Anzugkräfte entsprechen bei eisenbehafteten Linearantrieben ca. dem 3-4-fachen der maximalen Vorschubkraft. Theoretisch ist zwar ein optimal ausgerichteter eisenbehafteter Spaltantrieb auch querkräftfrei, d. h. die Anziehungskräfte zwischen dem Primärteil und den links und rechts angeordneten Magneten heben sich auf, allerdings wächst die Anziehungskraft mit wachsender Abweichung stark progressiv an. Im Fehlerfall (Versagen der Führung, starke Querschleunigung des Antriebsmoduls) könnte es daher zum blockieren des Antriebs kommen, da das Primärteil durch die magnetische Anziehungskraft am Sekundärteil „klebt“. Aufgrund des eisenlosen Primärteils kommt es zu keinen Anziehungskräften zwischen Primär- und Sekundärteil, wodurch die notwendigen, mechanischen Führungselemente deutlich kleiner ausgelegt werden können. Die Grunddefinition heißt damit: Eisenlose Motorkonstruktion. Dieses Antriebssystem ist zu optimieren hinsichtlich Masse, d. h. durch eine schrittweise Reduktion des Eisenrückchlusses bis hin zur völligen Entfernung. Mit diesem Prinzip wird die maximal mögliche Kraftdichte erreicht.

3 Skalierbarkeit und deren Umsetzung

Ein einzelner „eisenloser“, Direktantrieb besteht aus den Komponenten:

- Rückflusseisen für den magnetischen Fluss als u-förmiges Bauteil
- Magnete, zur Erzeugung der magnetischen Flussdichte
- Befestigungsflansch des Primärteils
- Läuferschwert
- Wicklungen

Die Skalierbarkeit kann in folgende drei Ansätze aufgeteilt werden:

Prinzipbasierte Skalierung, komponentenbasierten Skalierung, modulbasierten Skalierung.

Bei der prinzipbasierten Skalierung werden eine oder mehrere Größen des Antriebsprinzips variiert, z. B. höhere Flussdichte durch dickere/stärkere Magnete. Bei dieser Art der Skalierung handelt es sich eher um eine Verbesserung des Antriebs, welche dem technologischen Fortschritt geschuldet ist (stärkere Magnete). Es kann aber auch konstruktiv ausgeführt werden (dickere Magnete), dies hätte jedoch fast immer eine komplette Neukonstruktion eines Antriebsmoduls zur Folge.

Bei der komponentenbasierten Skalierung werden zusätzliche Antriebskomponenten dem Antriebsmodul hinzugefügt oder entfernt. Die Konstruktion bleibt bis auf einige Anpassungen im Kern bestehen.

Bei der modulbasierten Skalierung wird das Antriebsmodul als solches nicht verändert, die Skalierung erfolgt nur durch die Variation der Anzahl und der Anordnung der Antriebsmodule.

Bei der komponentenbasierten Skalierung bietet sich die Variation der Schwertanzahl und die Variation der Schwertlänge d.h. Variation der Spulenanzahl pro Phase an. Als optimales Konzept erweist sich die komponentenbasierte Skalierung auf der Basis der Schwertanzahl.

4 Sicherheitsaspekte und Temperaturverhalten

Das Direktantriebssystem soll aus sicherheitstechnischen Aspekten so gestaltet sein, dass im Falle eines Fehlerfalls eine Restkraft aufgebracht werden kann (außer Totalausfall).Als Ausfallmöglichkeiten können folgende Effekte auftreten:

- Kabelbruch Zuleitung
- Kabelbruch bei einer Spule
- Spulenschluss

Untersucht wurde die Auswirkung eines Fehlerfalls bei parallel geschalteten Schwertern des Prototyps auf die Restkraft. Dabei wurden mögliche Fehlerfälle für zwei unterschiedliche Konfigurationen der Antriebszuleitung betrachtet. Hierbei hat sich gezeigt, dass eine geteilte Anschlusskonfiguration mit 2 x 5 parallel geschalteten Schwertern deutliche Vorteile bietet, da die beiden Antriebsblöcke gezielt einzeln abgeschaltet werden können und somit noch eine Restkraft aufbringen können.

Um eine Entscheidung hinsichtlich erhöhter Kraftdichte und notwendiger Kühlung treffen zu können, wurden Temperaturmessungen durchgeführt: einmal mit und einmal ohne Kühlung (Druckluft) .Dazu wurde in die Läuferpalte nahe der Enden der Läufer Druckluft mit einem Gesamtdruck von ca. 1,5 bar, was einem Volumenstrom von ca. 150 l/min entspricht, eingeblasen. Diese einfache Zwangskühlung zeigte schon einen deutlichen Effekt, Die Zeit, bis der Antrieb die Maximaltemperatur von 100 °C erreicht hat sich nahezu verdoppelt, der Verlauf der Kurven hat sich zeitlich gestreckt, aber die Endtemperaturen sind nahezu identisch (Endtemperatur 108 °C).


5 Zusammenfassung

Das Antriebsmodul, welches auf der Parallelschaltung mehrerer Spaltantriebe beruht, soll im Komplettausbau mit integriertem Umrichter eine komplette autonome Antriebseinheit sein, welche eine vorgegebene Position hält, also in einen quasi-statischen Betrieb arbeitet. Im Rahmen der Entwicklungsarbeiten wurde der Motor, bestehend aus 10 parallelen Antrieben, gefertigt. Dieser besticht durch seine kompakte Bauweise und durch die geringe Masse, welche durch die Optimierung des magnetischen Flusses, insbesondere durch die Reduktion von zur Flussführung verwendetem Eisen, erfolgt Das Antriebsmodul bildet in seiner jetzigen Form die Grundlage für weitergehende Entwicklungen von Lineardirektantrieben für Flugsteuerungen.



Skalierbares Direktantriebssystem für Flugsteuerungen

14. Dresdner WZM-Fachtagung
am 3./4. 12. 2009

Institut für Steuerungstechnik
der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen
 Universität Stuttgart

Dr.-Ing. K.-H. Wurst
Dipl.-Phys. A. Huf

 Einführung

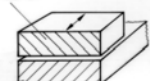
- **Direktantriebe**
- **Spezifischen Eigenschaften**
- **Einsatzgebiete**

Abgewickelter (permanenterregter) Synchronantrieb

a) Querschnitte

Einzelkammotor

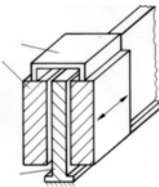
Primär- bzw. Sekundärteil



Sekundär- bzw. Primärteil

Doppelkammotor

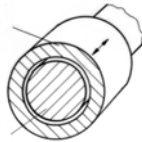
Primär- bzw. Sekundärteil



Sekundär- bzw. Primärteil

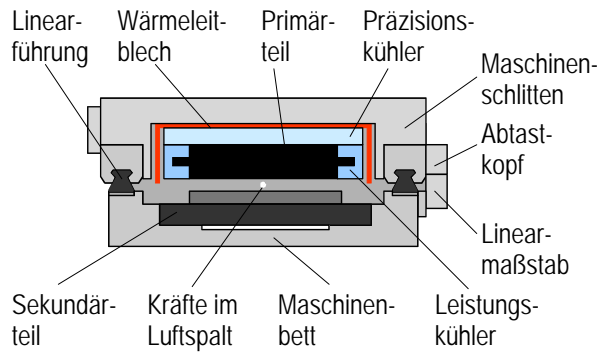
Solenoidmotor

Primär- bzw. Sekundärteil



Sekundär- bzw. Primärteil

b) Standardanordnung



- Wenige bewegte Komponenten
- Hohe Dynamik
- Überlastsicher (durchrutschend bei Strombegrenzung), da kein kraftreduzierendes Getriebe
- Komponentenbauweise: Primärteil, Sekundärteil

➤ Keine Selbsthemmung im stromlosen Zustand

➤ Hohe Anzugkräfte im Luftspalt

- Anzugkräfte freiliegender Magnete
- Keine Kraftreduktion, da kein kraftreduzierendes Getriebe
- Große Masse

Geschwindigkeit	v_B	bis	10 m/sek	
Beschleunigung	$a_{\max, M}$		5 – 10 g	
Bewegungsübertragungsfehler	Δx	$\approx \pm$	0,001 mm	
Dauerkraft in Bewegungsrichtung			3950 N	!
Masse Primärteil			52 kg	
Masse Sekundärteil			34 kg	
Primärteillänge			700 mm	
Primärteilhöhe			80 mm	
Anzugkräfte im Luftspalt F_z			31500 N	!

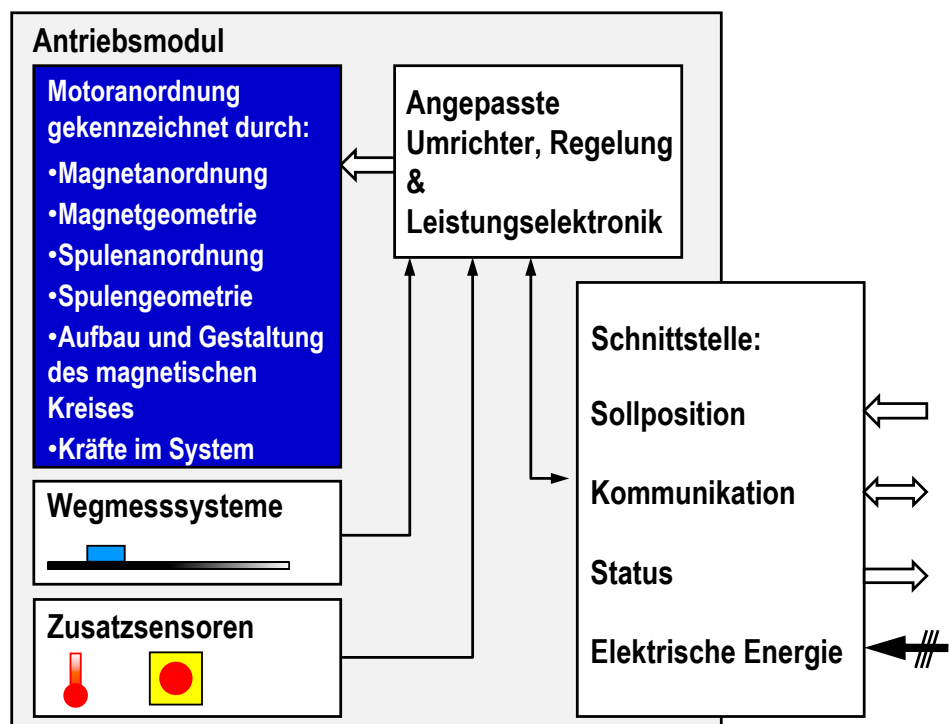
- **Werkzeugmaschinen**
 - Hochgeschwindigkeitsfräsbearbeitung
 - Laserbearbeitung
 - Präzisionsbearbeitung optischer Komponenten
- **Robotertechnik**
 - Sonderbauformen
- **Sondermaschinen**
 - Parallelkinematiken
 - Prüfstände (große, genaue Verfahrenssysteme)

Einsatz eines Direktantriebsmoduls in Flugsteuerungen

Aufgabe und Ziel: Autonomes Antriebsmodul

Systemkomponenten:

- Motoren (parallel)
- mechanische Führung
- Lage- und Geschwindigkeitsmesssystem
- Leistungssteuerung
- Schnittstellen elektrisch / mechanisch
- Zusatzsensoren

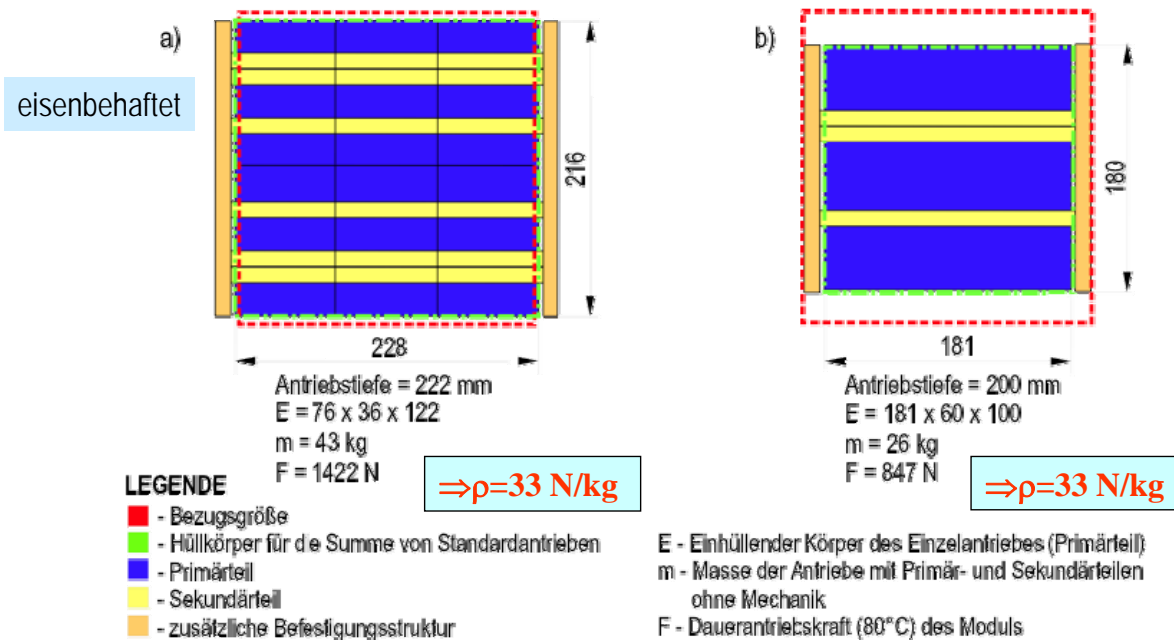


Dauerkraft F_D	$\stackrel{!}{=}$ Maximal
Geschwindigkeit v_B	100 mm/sek
Stellwege s	100 mm
Bandbreite f	4 Hz
Volumen (einhüllender Körper)	230 x 215 x 220
Masse m	$\stackrel{!}{=}$ Minimal

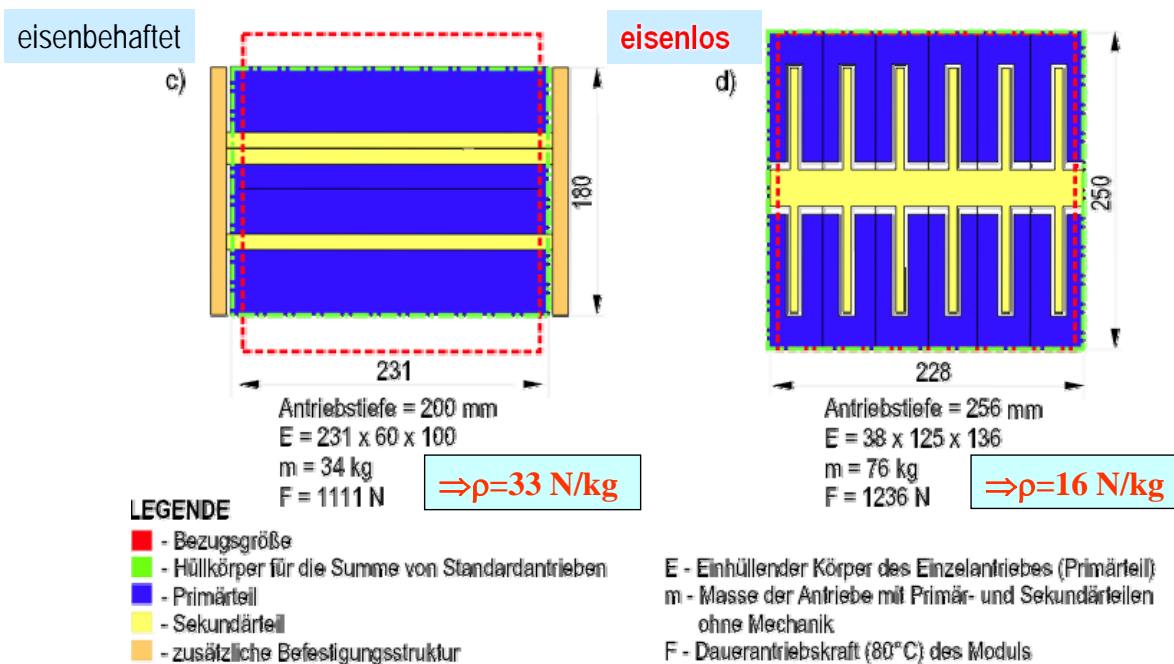
**Bewertungsgröße: Kraft-(Leistungs-)gewicht F_D/m
bei einer definierten Temperatur (80°, 130°)**

Entwurfsschritte zum Linearantriebsmodul

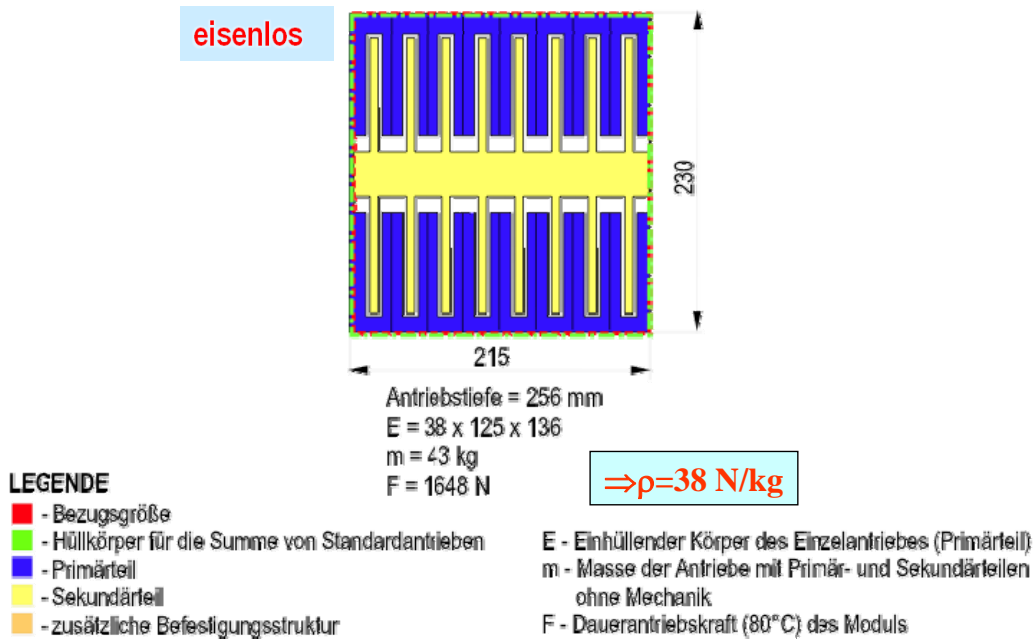
• Abschätzung Kraftgewicht und Kraftvolumen mit Standardantrieben



• Abschätzung Kraftgewicht und Kraftvolumen mit Standardantrieben



• **Abschätzung Kraftgewicht und Kraftvolumen mit Standardantrieben**

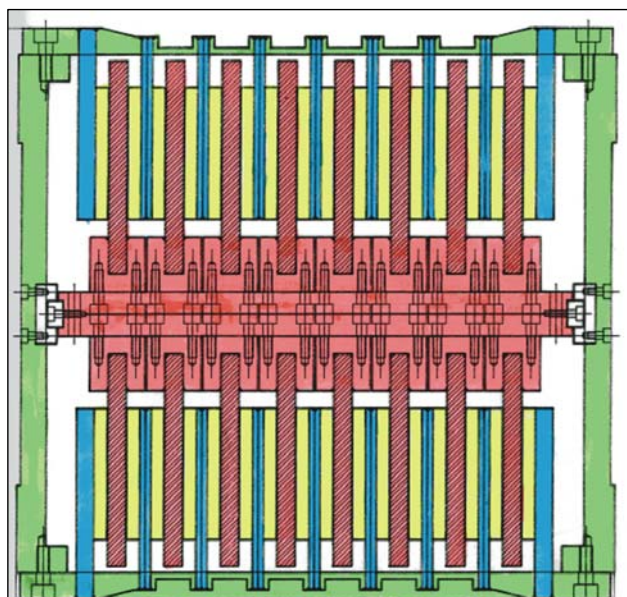


• **Eisenfreier Läufer**

- keine Anziehung zwischen Primär- und Sekundärteil
 - ➔ kleinere Führungen
 - ➔ Keine Blockade im Fehlerfall

• **Bauform Spaltantrieb**

- symmetrisch
- keine freiliegende Magnete
- viele Teilantriebe
 - ➔ Ausfallsicherheit

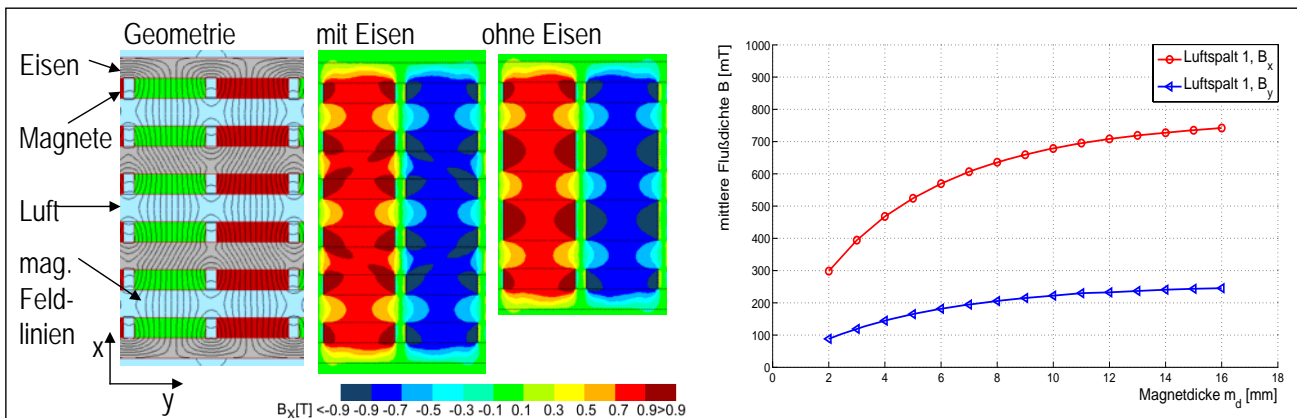


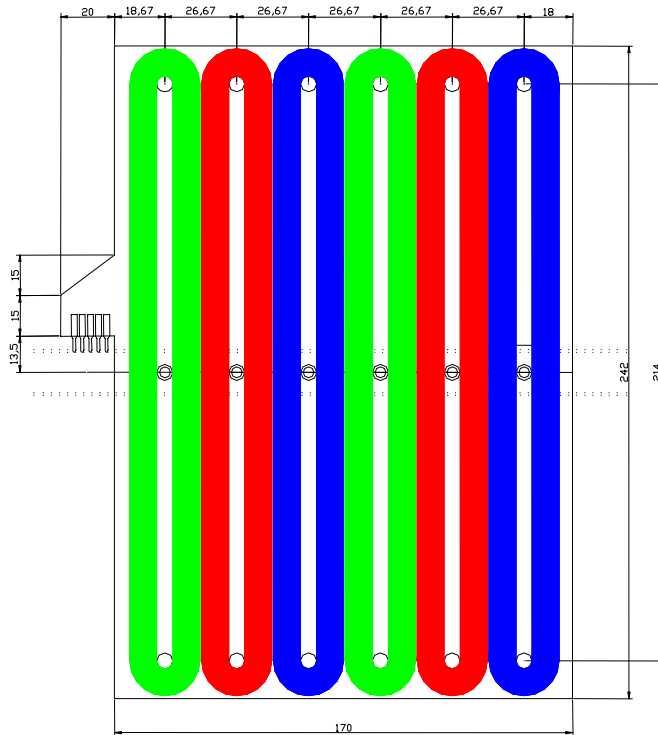
- Magnetgeometrie
- Spulengeometrie / Spulenanordnung
- Magnetischer Fluss

ISW Optimierung magnetischer Fluss

Ziel: Maximierung Kraftgewicht

- Optimierung Magnetdicke: Flussdichte vs. Magnetmasse
 - Kraft proportional Flussdichte
- Reduzierung des Eisens der magnetischen Flussführung
 - Eisen zwischen den Antrieben nicht nötig
 - Nahezu 75% Masseeinsparung gegenüber Standardsekundärteil

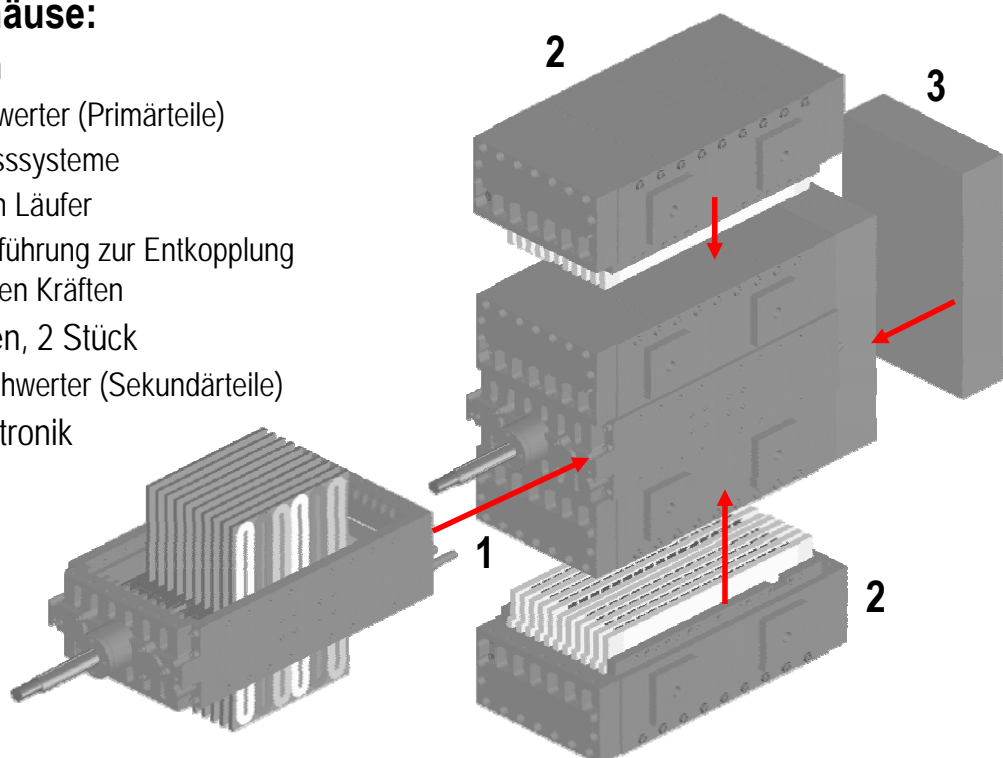


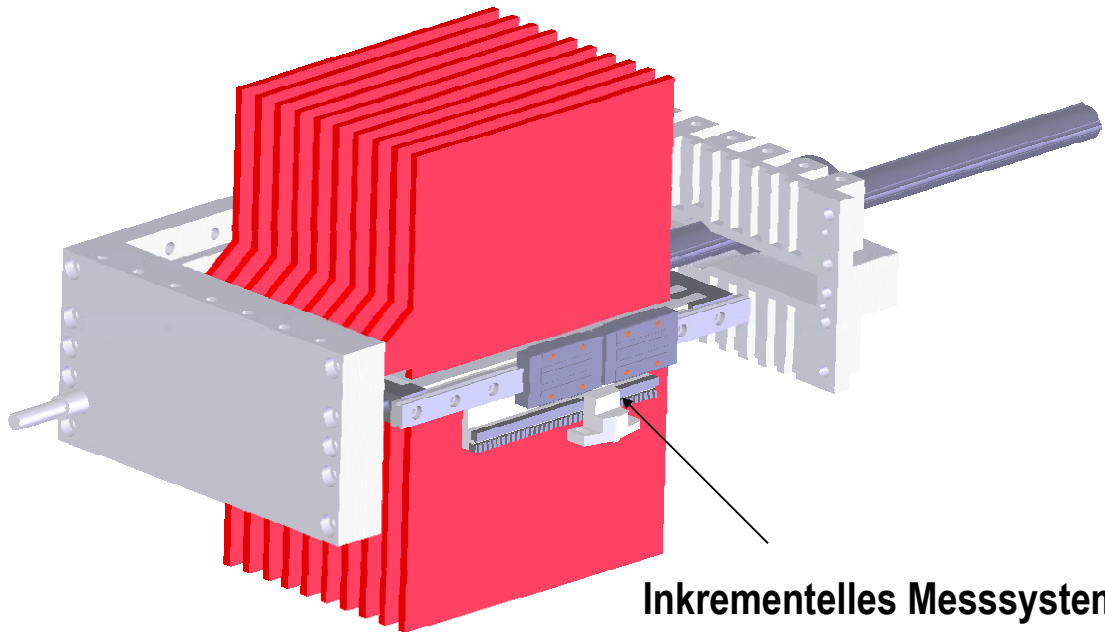


- Phase 1
- Phase 2
- Phase 3

4-teiliges Gehäuse:

1. Läuferahmen
 - Läufer Schwert (Primärteile)
 - 2 Wegmesssysteme
 - Führungen Läufer
 - Keilwellenführung zur Entkopplung von äußeren Kräften
2. Magnetwannen, 2 Stück
 - Magnetschwert (Sekundärteile)
3. Leistungselektronik





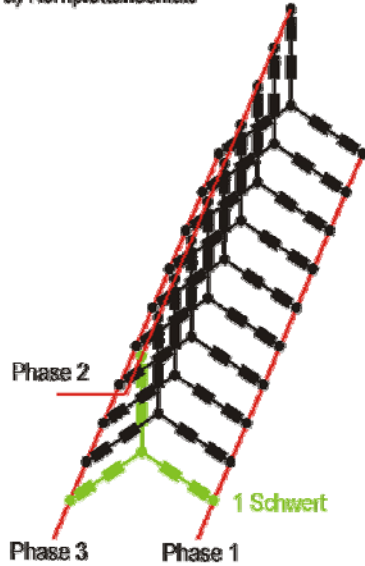
Inkrementelles Messsystem



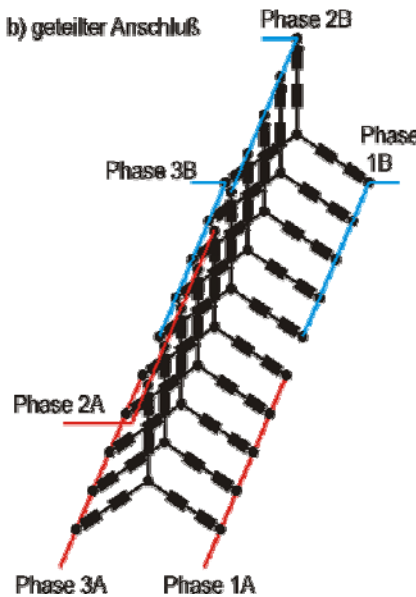
Sicherheit und Skalierbarkeit

➤ Läufer Schwert wird als Teilantrieb betrachtet

a) Komplettanschluß



b) geteilter Anschluß



Komplettanschluß:

Alle Läufer Schwerte werden zu einem Paket parallel geschaltet

geteilter Anschluß:

Es werden mehrere Pakete gebildet

Vorteil:

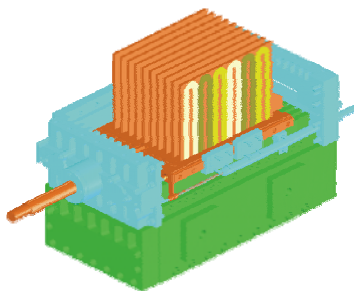
- Teilantriebe in einem Gehäuse
- Redundanz

Nachteil:

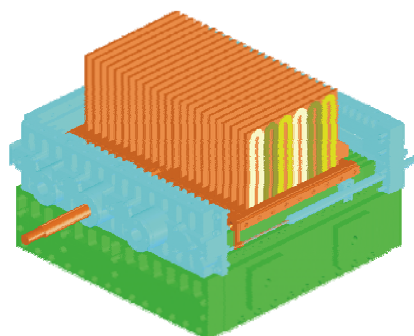
- mehr Kabel

- modulbasiert: Skalierung durch Verwendung mehrerer Antriebsmodule
→ Koppelkinematik notwendig
- komponentenbasiert: Skalierung durch Variation der Schwertanzahl oder Schwertgröße
→ Anpassung Antriebsmodulgehäuse notwendig

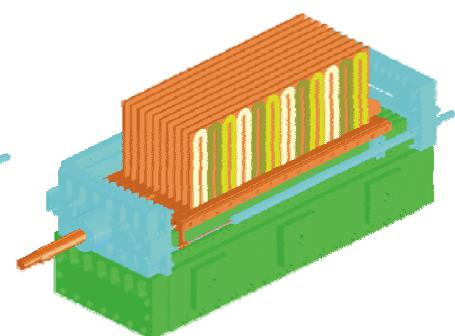
a)



b)

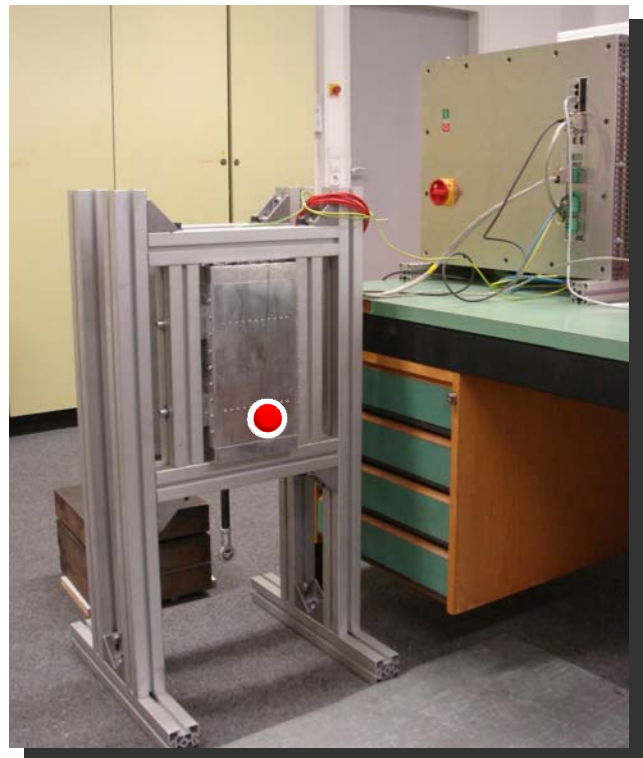
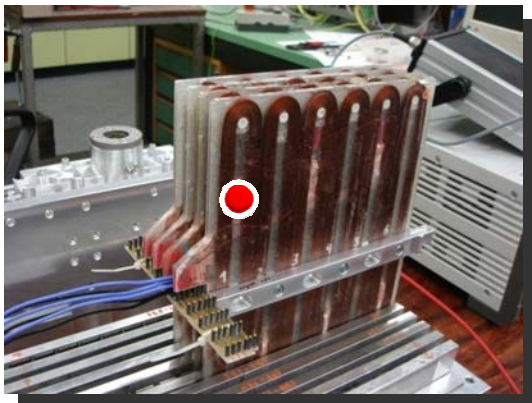


c)



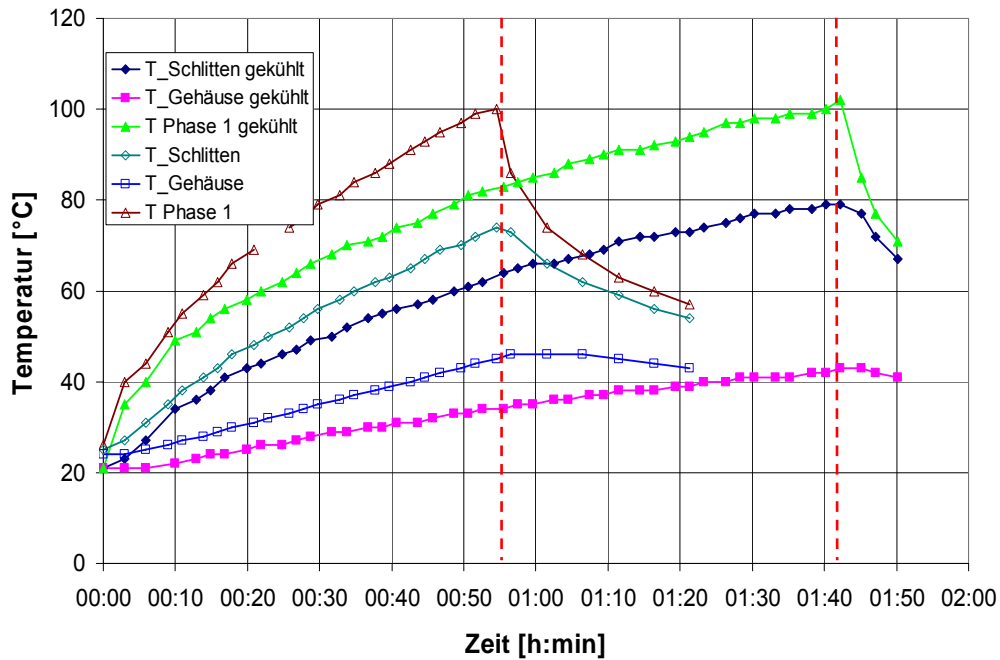
Problemkreis „Erwärmung“

Temperaturmessung – Messpunkte





Temperaturmessung Ergebnisse



Dauerkraft durch Maximaltemperatur beschränkt

→ aktive Kühlung kann Leistungsvermögen deutlich steigern



Technische Daten Antriebsmodul

	Versuchsaufbau	Bei adaptierten Parametern (Remanenz, Werkstoffe, Eintauchtiefe)
• Dauerkraft	1290 N	≈ 2000
• Spitzenkraft (< 1s)	4300 N	≈ 6000
• Kraftkonstante k_t	215 N/A _{eff}	≈ 330 N/A _{eff}
• Dauerstrom	6 A _{eff}	
• Spitzenstrom (< 1s)	20 A _{eff}	
• Elektrischer Widerstand (20°C)	5 Ω	
• Motorkonstante k_M	74 N/√W	
• Verfahrensweg	100 mm	
• Masse der Motorkomponenten	34 kg	
• Kraftgewicht	38 N/kg	≈ 65 N/kg (gekühlt)

- **Bauartbedingt erfüllt das Antriebsmodul die Anforderungen:**
 - Keine Selbsthemmung (auch nicht durch Magnetkräfte)
 - Skalierbar hinsichtlich Stellkraft durch modulares Design
 - Notlaufeigenschaften über eine gruppenweise Ansteuerung von Teilantrieben
- **Die Kraftdichte ist höher als diejenige von Standardantrieben, insbesondere wenn gekühlt werden kann (Faktor 1,5)**
- **Die Kraftdichte kann durch Magnetmaterialien höherer Qualität um 20 % problemlos gesteigert werden**
- **Ein Kraftgewicht von ca. 65 N/kg ist derzeit erreichbar
Das Kraftgewicht von Standardantrieben vergleichbarer Baugröße (Hüllkörper) würde unter Berücksichtigung der notwendigen tragenden Struktur (Anzugskräfte im Luftspalt) ca. 15 - 20 N/kg betragen**

Simulationen und Betrieb eines ruckentkoppelten, gestapelten Achsverbundes

Prof. Dr.-Ing. C. Brecher
D. A. Friedrich

Werkzeugmaschinenlabor
RWTH Aachen

SIMULATIONEN UND BETRIEB EINES RUCKENTKOPPELTEN, GESTAPELTEN ACHSVERBUNDES

Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher, Dipl.-Ing. Dirk A. Friedrich

1 Einleitung

Die Nutzung von Direktantrieben und die stetige Steigerung der Antriebsdynamik in Produktionsanlagen führen zu der neuen Problemstellung, dass die Antriebssysteme durch ihre gesteigerte Bandbreite in der Lage sind Gestell- und Maschinenschwingungen anzuregen [Bre05]. Der Ansatz ein ruck- bzw. impulsentkoppeltes Maschinenkonzept in Produktionsmaschinen einzusetzen bietet die Möglichkeit Anregungen des Gestells signifikant zu reduzieren [Ber04]. Der Aufbau und Betrieb einer ruckentkoppelten Vorschubachse, wie sie beispielsweise in Werkzeugmaschinen zum Einsatz kommen könnte, ist ein aktuelles Forschungsthema. Der folgende Vortrag beschäftigt sich im Fokus mit dem Aufbau einer Vorschubachse in einem gestapelten ruckentkoppelten Achsverbund. Ausgehend vom Konstruktionskonzept wurde eine ruckentkoppelte Achse mit einem unkonventionellen Massenverhältnis betrachtet und rückwirkende Eigenschaften von Sekundärteil zum Primärteil diagnostiziert. In der Analyse wurde eine kritische Betriebsart eines ruckentkoppelten Systems ermittelt, welche auf einen Bearbeitungsprozess Auswirkungen hat.

2 Funktionsprinzip der Ruckentkopplung

Ein ruck- bzw. impulsentkoppeltes Antriebskonzept besteht aus einem Direktantrieb, welcher im Anwendungsfall eines Lineardirektantriebs in zwei Antriebsschlitten unterteilt wird. Das Primärteil bildet den eigentlichen Bearbeitungsschlitten. Das Sekundärteil ist beweglich mit dem Maschinengestell verbunden [Sto98], [Effe04], dies wird beispielsweise durch eine separate Führung realisiert. Um eine unkontrollierte Bewegung des frei beweglichen Sekundärteils auszuschließen, wird es über ein Feder-Dämpfer-System mit dem Gestell gekoppelt. Durch den beschriebenen Aufbau wird die Gegenkraft des Direktantriebs eine Ausgleichsbewegung des Sekundärteilschlittens erzeugen. Die Kraftkopplung ist über das Newtonsche Kraftgesetz beschrieben, welches direkte Rückschlüsse auf die zu erwartende Bewegung des Sekundärteilschlittens ermöglicht. Für die technische Realisierbarkeit ist zusätzlich zu beachten, dass ein zweites Messsystem für die Motorkommutierung erforderlich ist (Bild 1).

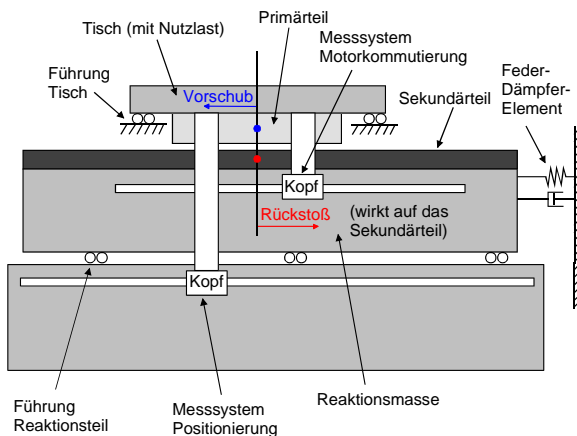


Bild 1: Schematischer Aufbau einer ruckentkoppelten Achse [Ost04]

3 Konstruktion und Aufbau eines gestapelten ruckentkoppelten Achsverbundes mit dem Focus auf der Y-Achse

Mit der Zielstellung einen gestapelten ruckentkoppelten Achsverbund auf die entstehenden schwingungs dämpfenden Eigenschaften zu untersuchen, wurde ein Konstruktionskonzept entwickelt. Das Konzept sieht eine Hauptachse in X-Richtung vor, welche ein Massenverhältnis

von 1:1 in der Auslegung realisiert. Als aufgesetzte Achse (Y-Achse) wurde eine kompakte Ausführung angestrebt, die als Zusatzachse in weitere Maschinenkonzepte integrierbar ist. Im Folgenden stellt die Y-Achse den Hauptbetrachtungspunkt dar, da aufgrund der Kompaktheit ein unkonventionelles Massenverhältnis zwischen Primärteilschlitten (50kg) und Sekundärteilschlitten (30kg) realisiert werden musste. Unkonventionell bedeutet in diesem Fall, dass die Masse des Sekundärteils deutlich kleiner ist und somit ein Massenverhältnis kleiner Eins realisiert ist. In der Konstruktion wurde zusätzlich darauf geachtet, dass eine minimale Reibung in den Führungen entsteht. Dies konnte durch die Auswahl eines hydrostatischen Führungssystems umgesetzt werden. Die Führungssysteme wurden ebenfalls in das Kompaktsystem integriert, indem beispielsweise die Normalkraft des Linearmotors zur Vorspannung der hydrostatischen Führung genutzt wird. Mit der aufgebauten Y-Achse steht eine kompakte Zusatzachse mit ruckentkoppeltem Achsaufbau zur Verfügung, deren Eigenschaften im Folgenden näher untersucht wird.

4 Rückwirkungen zwischen Sekundärteil und Primärteil

Mit dem unkonventionellen Massenverhältnis der Y-Achse wurden während der Inbetriebnahme verschiedene Eigenschaften detektiert. Ein besonderes bisher unbekanntes Verhalten stellte eine Nebenresonanz dar, welche sich dem Führungsfrequenzgang des Hauptschlittens aufprägt (Bild 2).

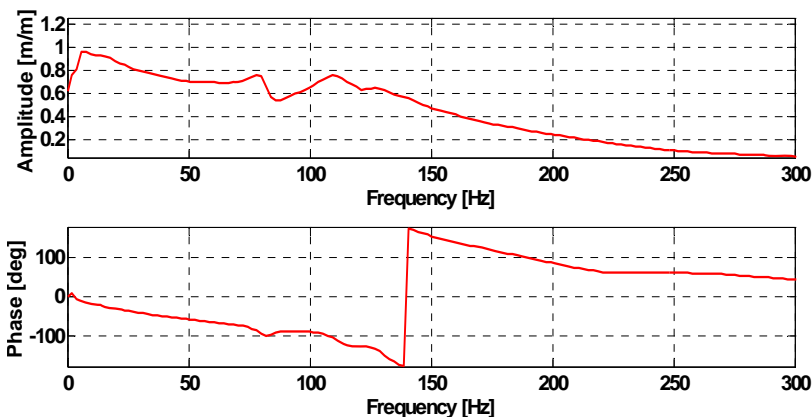


Bild 2: Führungsfrequenzgang Y-Achse

Die detektierte Nebenresonanz liegt im Bereich von 85Hz und ist Grundlage der im Folgenden erörterten Themenstellungen. Durch die Auslegung des Feder-Dämpfer-Systems zur Ankopplung an das Gestell war zusätzlich mit einer Resonanz des Sekundärteils in diesem Frequenzbereich zu rechnen. Da diese sich jedoch signifikant im Führungsverhalten des Bearbeitungsschlittens niederschlägt, ist noch nicht wissenschaftlich bekannt gewesen. Eine solche Resonanz stellt eine Einschränkung im Betriebsverhalten dar. Aus diesem Grund muss der Sachverhalt exakt verstanden werden, um bei der Auslegung Berücksichtigung zu finden.

Um den Sachverhalt zu analysieren, wurde die Modellvorstellung des ruckentkoppelten Systems überarbeitet, indem der Systemaufbau mit einem starr an das Gestell gekoppelten Sekundärteilschlittens verglichen wurde [Bre02]. Die entstehende Rückwirkung des Sekundärteils muss mit einem kraftübertragendem Glied approximiert werden, da davon auszugehen ist, dass die Rückwirkung auf das Primärteil durch das Newtonsche Kraftgesetz verursacht wird. Das Kraftgesetz zeigt im Rückwirkungsfall die Übertragung entgegen der Antriebskraft. Als Approximation bot sich die Modellierung als eine Federsteifigkeit an, da diese das dominierende Übertragungselement in einem ruckentkoppelten System darstellt. Mit einem Parametervergleich zu einem starr mit dem Gestell verbundenen Sekundärteil kann die Rückwirkung als Reihenschaltung der entsprechenden Steifigkeiten abgeschätzt werden. Um diesen Sachverhalt simulativ abzubilden, ist die entstehende Modellstruktur auf einen Zweimassenschwinger reduziert worden. Im

Frequenzgang des Primärteils entsteht die gemessene Nebenresonanz durch die Rückwirkung des Sekundärteils.

Überführt man diesen Ansatz der Approximation einer Rückwirkung in das Simulationsmodell (Bild 3) der Y-Achse ist damit die vollständige Simulation des Achsverhaltens gegeben.

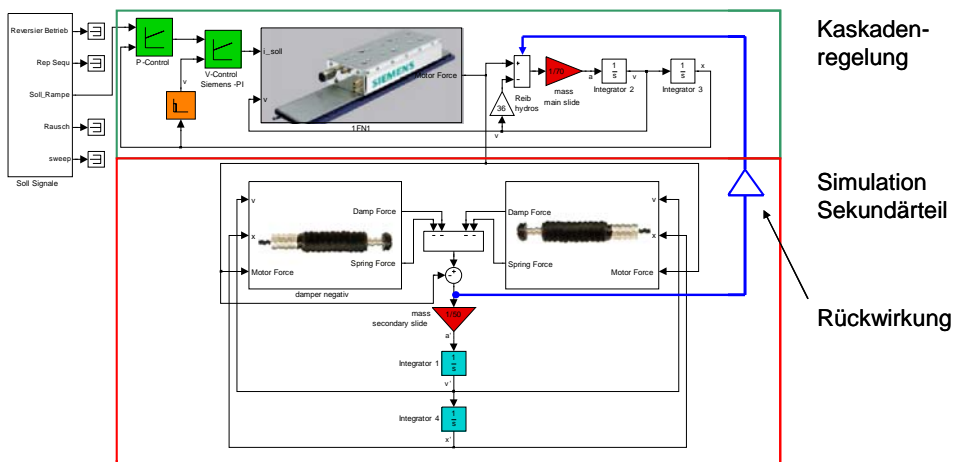


Bild 3: Simulationsmodell Y-Achse

5 Verallgemeinerung der Ergebnisse

Um die Ergebnisse zu verallgemeinern wurden mit dem Simulationsmodell der Achsen verschiedene Parametervariationen durchgeführt, welche zeigen, dass die Rückwirkung in jedem Ruckentkopplungssystem existiert. Die Ausprägung der Rückwirkung wird aber signifikant durch das Massenverhältnis und die Gestaltung des Feder-Dämpfer-Systems zur Ankopplung des beweglichen Sekundärteils an das Gestell beeinflusst.

Zusätzlich fällt besonders ins Gewicht, dass sich die Rückwirkung im Bereich der Regelungsbandbreite des Linearantriebs befindet und mit Steigerung der Sekundärteilmasse eine Verschiebung in tieffrequente Bereiche entsteht. Durch dieses Verhalten entsteht in jedem ruckentkoppelten Aufbau eine kritische Bewegungsschwingung, welche sich dadurch äußert, dass eine Verfahrbewegung in der Lage ist, die Eigenfrequenz des Sekundärteils anzuregen. In diesem Fall beeinträchtigt die beschriebene Rückwirkung die Genauigkeit und Dynamik der Positionierung des Bearbeitungsschlittens.

6 Zusammenfassung

Mit der Konstruktion und Fertigung eines gestapelten Achsverbundes konnte gezeigt werden, dass eine kompakte Form einer ruckentkoppelten Vorschubachse möglich ist. Durch die kompakte Bauweise musste das Massenverhältnis zwischen Primärteil und Sekundärteil in unübliche Bereiche (<1) verschoben werden. Mittels des Massenverhältnisses und der Auslegung der Feder-Dämpfer-Systeme entsteht im Betrieb eine Rückwirkung zwischen der Bewegung des Sekundärteils und des Primärteils. Diese konnte in erster Näherung als Federsteifigkeit approximiert werden, indem sie das Newtonsche Kraftgesetz entgegen der Antriebsrichtung des Motors darstellt. In der Verallgemeinerung der Rückwirkung kann für ein ruckentkoppeltes System eine kritische Bewegung des Primärteils entstehen, welche bei der Auslegung zwingend zu vermeiden ist.

- [Ber04] Berkemer, J.; Altenburger, R.; Koch, T.; Lehner, W.-D.
Effektive Nutzung des Leistungspotenzials von Direktantrieben, wt online Heft 5 Jahrgang 94 (2004)
- [Bre05] Brecher, C.; Ostermann, T.:
Hochdynamische Antriebe in Werkzeugmaschinen in Wechselwirkung mit der mechanischen Struktur, SPS/IPC/Drives, Kongress 22.-24.11.2005 Nürnberg, S. 168-186, Nürnberg, 2005
- [Bre02] Brecher, C.:
Vergleichende Analyse von Vorschubantrieben für Werkzeugmaschinen, Dissertation RWTH Aachen, Shaker Verlag, Aachen, 2002
- [Effe04] Michel, W.; Koch, T.:
Teilprojekt Impulsentkopplung, Abschlusspräsentation zum EffeNDi-Projekt, Stuttgart, 10.11.2004
- [Ost04] Ostermann, T., Brecher, Ch., Weck, M.:
Pick&Place - Hochdynamischer Bestückungsautomat mit impulsentkoppelten linearen Direktantrieben, Elektrischmechanische Antriebssysteme: Innovationen – Trends – Mechatronik, Offenbach, VDE, 2004
- [Sto98] Stoiber, D.:
Impulsentkoppelter Direktantrieb, Offenlegungsschrift DE 198 109 96 A1, Deutsches Patent- und Markenamt, 1998

Simulationen und Betrieb eines ruckentkoppelten, gestapelten Achsverbundes

14. Dresdner Werkzeugmaschinen-Fachseminar
am 4. Dezember 2009 in Dresden



Dipl.-Ing. Dirk A. Friedrich

© WZL/Fraunhofer IPT



Gliederung

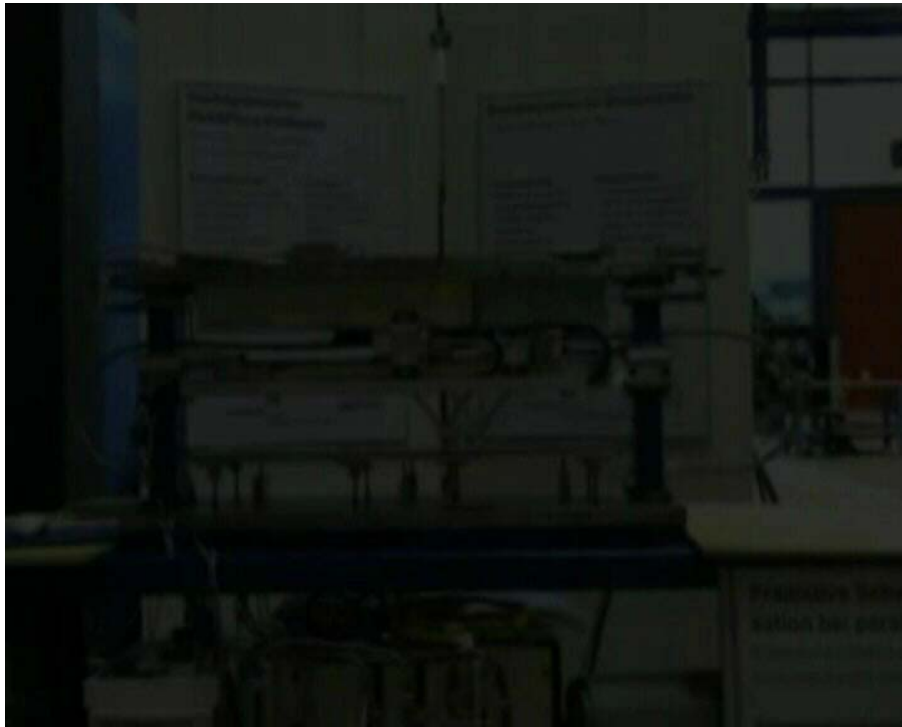
- 1 Motivation
- 2 Ruckentkopplung zur Dynamiksteigerung / Funktionsprinzip
- 3 Gestapelter ruckentkoppelter Achsverbund mit Fokus auf der Y-Achse
- 4 Rückwirkungen zwischen Primär- und Sekundärteil
- 5 Untersuchung der Rückwirkung an der Bearbeitungsmaschine MiniMill
- 6 Beeinflussung der gestapelten Achsen
- 7 Zusammenfassung

© WZL/Fraunhofer IPT



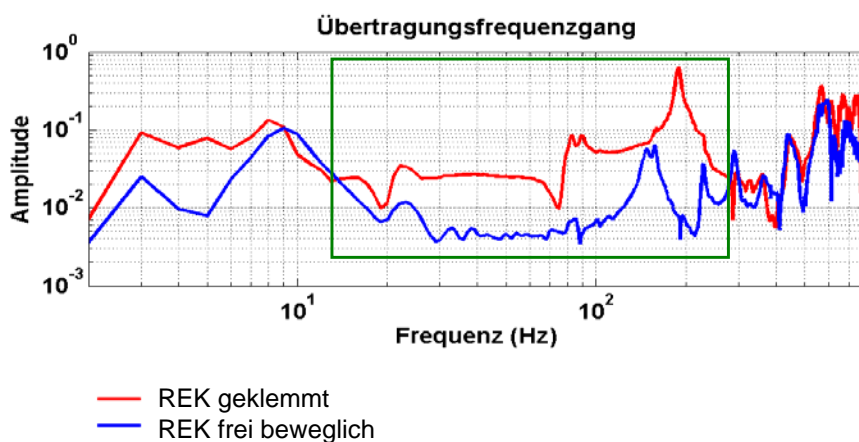
Seite 2

Motivation - Gestellanregung



Motivation - Messungen zur Gestellanregung an einem ruckentkoppelten Prüfstand

- Vergleichsmessung zur Gestellanregung durch Anregung mittels Linearmotor



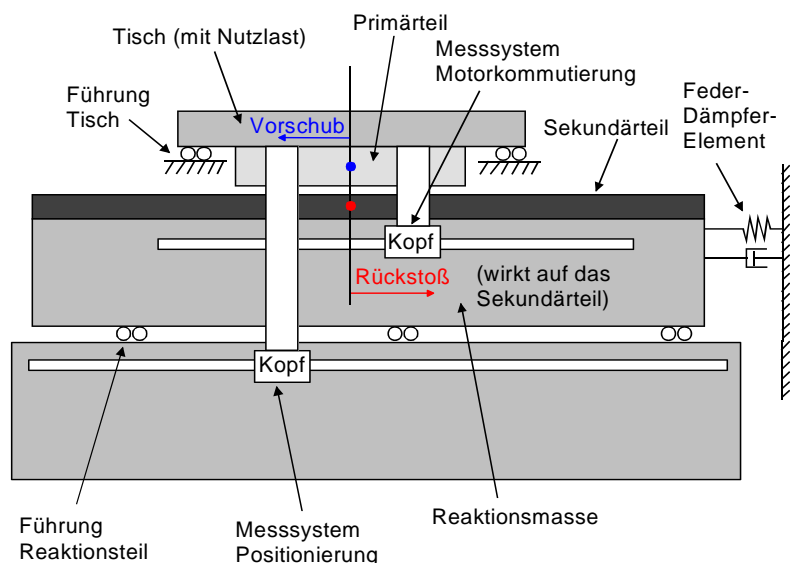
- Sinusförmiges Wobbeln mit 1mm Hub
- Gestelleigenfrequenzen verschieben sich durch Klemmen des Sekundärteils
- Deutliche Reduktion der Gestellbeschleunigung
- Anwendung:
 - Handling Systeme
 - Systeme mit kleinen Prozesskräften

Gliederung

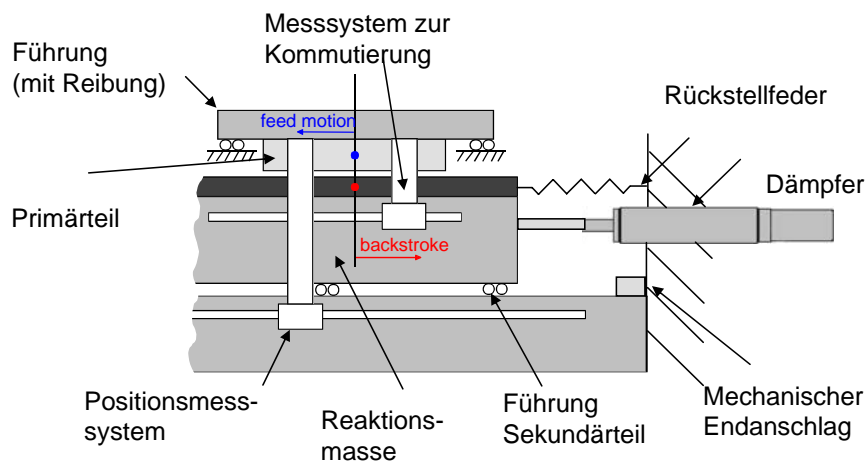
- 1 Motivation
- 2 Ruckentkopplung zur Dynamiksteigerung / Funktionsprinzip
- 3 Gestapelter ruckentkoppelter Achsverbund mit Fokus auf der Y-Achse
- 4 Rückwirkungen zwischen Primär- und Sekundärteil
- 5 Untersuchung der Rückwirkung an der Bearbeitungsmaschine MiniMill
- 6 Beeinflussung der gestapelten Achsen
- 7 Zusammenfassung

Prinzip der Ruck- / Impulsentkopplung

- Sekundärteil des Motors in Vorschubrichtung beweglich gelagert
- Beschleunigung des Primärteils wirkt in entgegengesetzter Richtung auch auf das Sekundärteil
- Massen und Verfahwege von Primär- und Sekundärteil sind umgekehrt proportional
- Zweites (preiswertes) Messsystem für die Motorkommutierung erforderlich
- Rückstellfeder zum Ausgleich von Reibung und Prozesskräften (passiv)
- Dämpfer realisiert Gesamtdämpfung



Ruckentkopplung mit aktivem Dämpfersystem



- Massenverhältnis:
 - Primärteil \ll Sekundärteil
- Feder:
 - Zentrierung und Ankopplung
- Störverhalten:
 - Kritisch
 - Übertragung auf Sekundärteil

■ Dämpfer:

- Einsatz als Sicherheitsdämpfer erzeugt impulsförmige Anregung
- Kopplung mit Primärteil notwendig
- Zielstellung für die Dämpferentwicklung: Dämpfungsstabil über die Temperatur

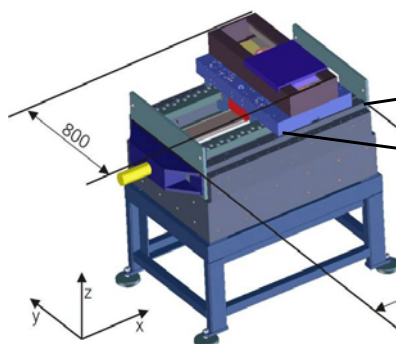
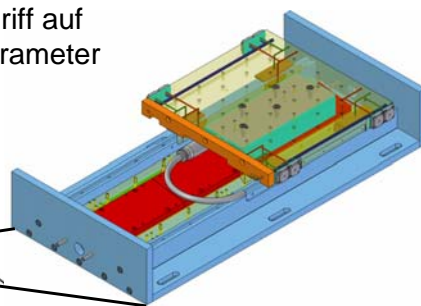
Prüfstandsstruktur

■ Gestapelte Achsen

■ Prüfstand als Achsverbund

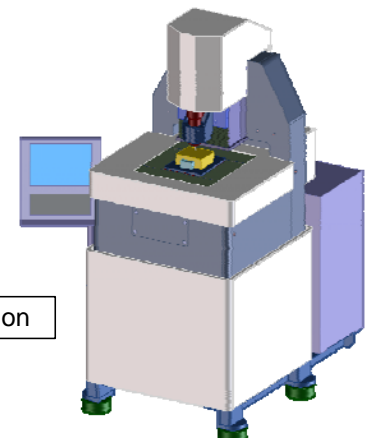
- Steuerung und Regelung
 - dSpace
- Vollständiger Zugriff auf alle Regelungsparameter

■ Y-Achse



■ MiniMill

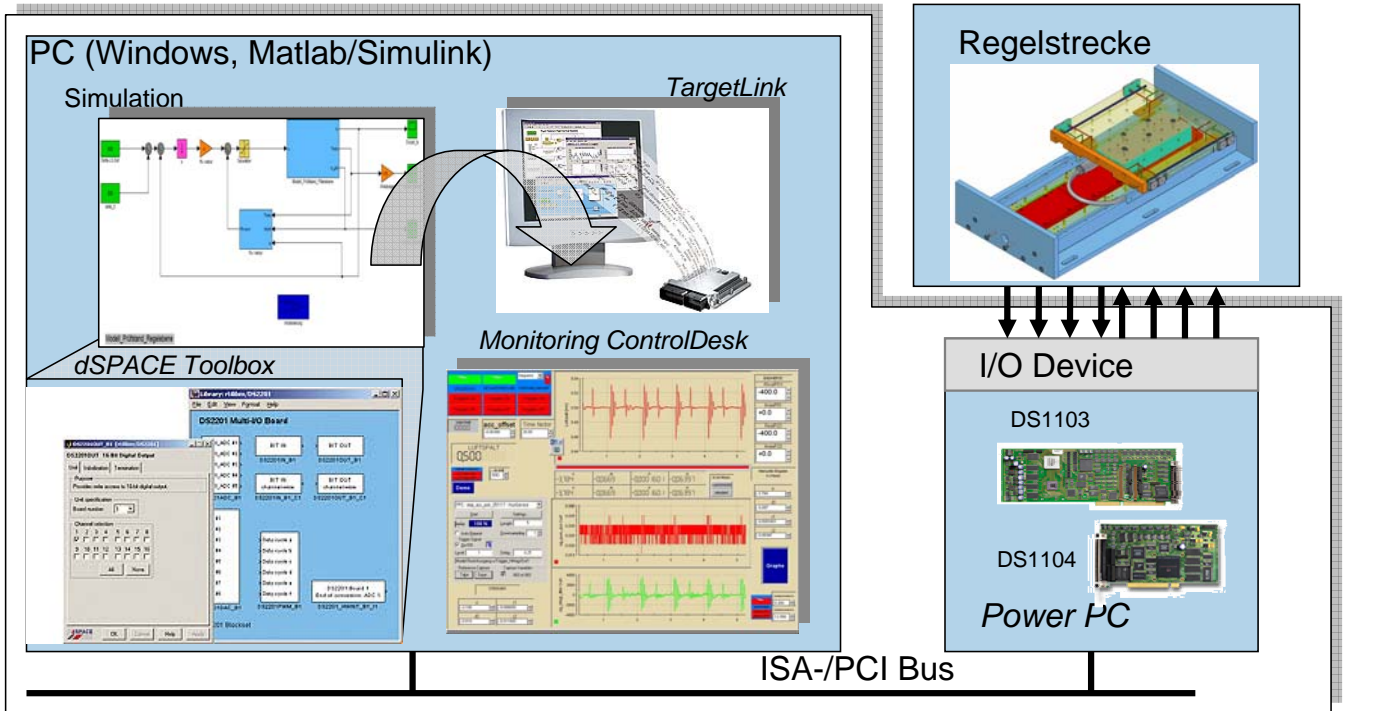
- Steuerung und Regelung
 - Siemens 840 SL
- Eingeschränkter Zugriff



Komplexität

Systemmanipulation

Struktur der eingesetzten dSpace Steuerung und Regelung einer ruckentkoppelten Achse



Gliederung

- 1 Motivation
- 2 Ruckentkopplung zur Dynamiksteigerung / Funktionsprinzip
- 3 Gestapelter ruckentkoppelter Achsverbund mit Fokus auf der Y-Achse
- 4 Rückwirkungen zwischen Primär- und Sekundärteil
- 5 Untersuchung der Rückwirkung an der Bearbeitungsmaschine MiniMill
- 6 Beeinflussung der gestapelten Achsen
- 7 Zusammenfassung

Ruckentkopplungssystem im gestapelten Achsverbund

Aufbau eines Systems gestapelter Achsen

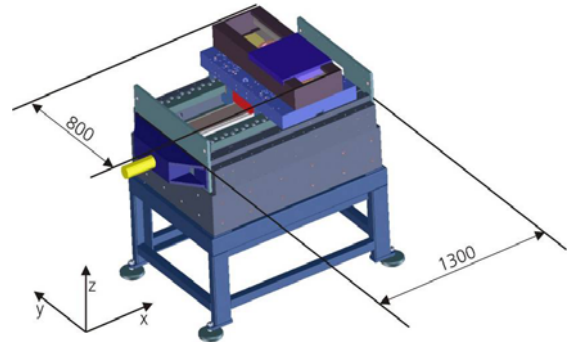
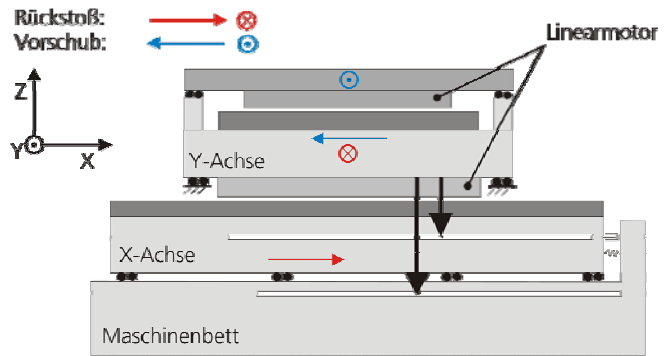
■ Konstruktion eines mehrachsigen Prüfstands

■ X-Achse

- Bewegte Masse: 300 kg
- Massenausgleich: 300 kg
- Hub: 500 mm
- Antrieb: Linearmotor
- Lagerung: Hydrostatisch

■ Y-Achse

- Bewegte Masse: 50 kg
- Massenausgleich: 30 kg
- Hub: 300 mm
- Antrieb: Linearmotor
- Lagerung: Hydrostatisch



Aufbau und Struktur der Y-Achse

■ Zielstellung

- Kompakt, mögliche Zusatzachse
- Experimentelles Massenverhältnis

■ Linearmotor

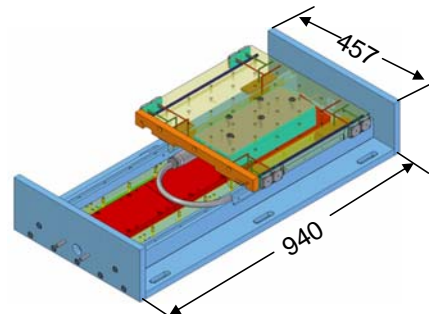
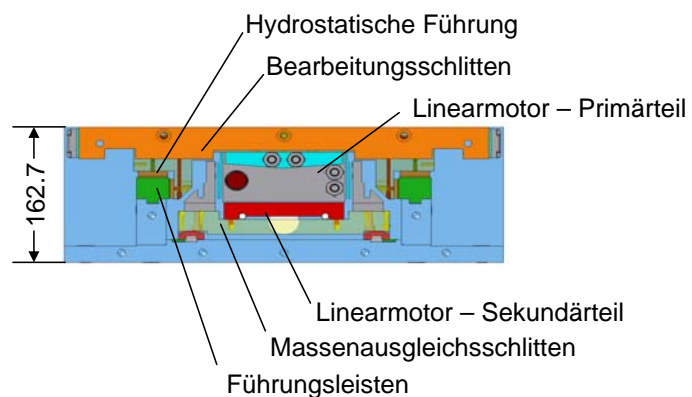
- Siemens 1FN1 124
- Maximale Motorkraft: 4850 N

■ Führung

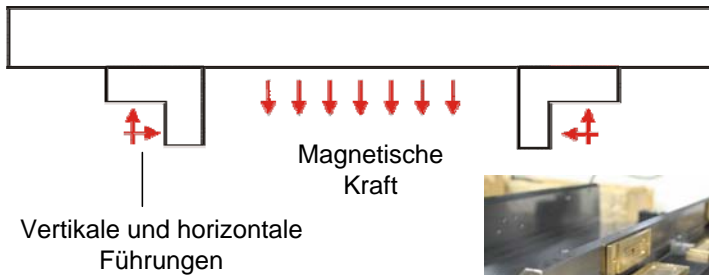
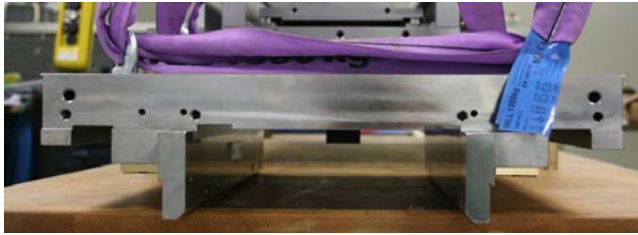
- Bearbeitungsschlitten
 - 4 seitliche Führungstaschen
 - 4 vertikale Führungstaschen mit magnetischer Vorspannung
- Massenausgleichsschlitten
 - Kugelumlauführung

■ Leistungsdaten

- $A_{max} = 20 \text{ m/s}^2$
- $V_{max} = 140 \text{ m/min}$

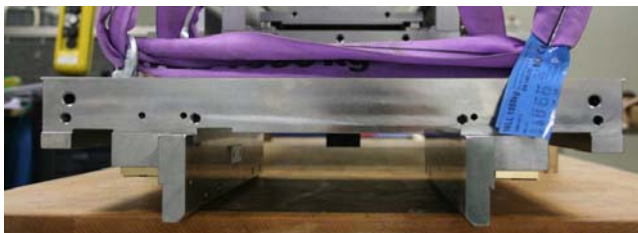


Y-Achse – Mechanischer Aufbau I



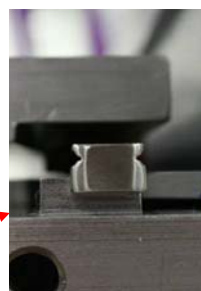
- Hydrostatisches Führungssystem
 - Magnetische Vorspannung der Führungen durch den Antrieb
 - Bewegliche Sekundärteilmasse
 - Wälzgelagert
 - Montageprozess des Lineardirektantriebs:
 - Montage des Sekundärteils
 - Sekundärteilverlagerung in eine Endposition
 - Aufsetzen des Primärteils mit Bearbeitungsplattform
 - Inbetriebnahme der hydrostatischen Führungen
 - Gewünschte reibungsarme Bewegung erreicht

Y-Achse – Mechanischer Aufbau II



- Fertigungsgenauigkeit
 - Manuelle Einstellung der exakten Ausrichtung
 - Geschliffene Führungsflächen
- Kugelrollführung des Sekundärteilsystems
- Betriebstemperatur
 - Ölkühlung im Testbetrieb nicht nötig

Geschliffene Führungsflächen

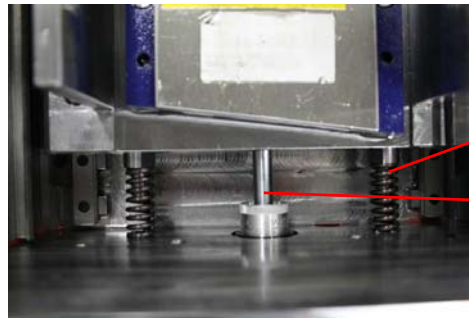


Wälzlagerung

Integration des Feder-Dämpfer-Systems

■ Feder-Dämpfer-System

- Einstellbarer Dämpfer
 - Erstbetrieb manuelle Einstellung
 - Mit Fertigstellung der Prototypen automatische Einstellung
- Spezielle Dämpfereinstellungen
 - Konstante Dämpfungskraft
 - Temperaturstabil
 - Verschraubung mit Sekundärteil



Feder

Aktiver Dämpfer

Dämpfereinstellung



Kooperationsentwicklung – Aktiver Dämpfer mit adaptiven Dämpfungseigenschaften zum temperaturstabilen Einsatz

Einstellschraube



Fig.: Weforma GmbH

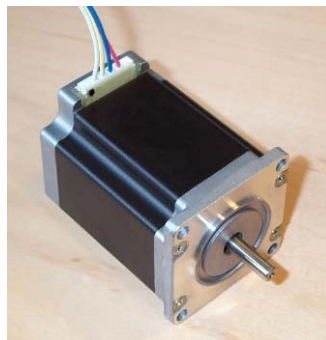


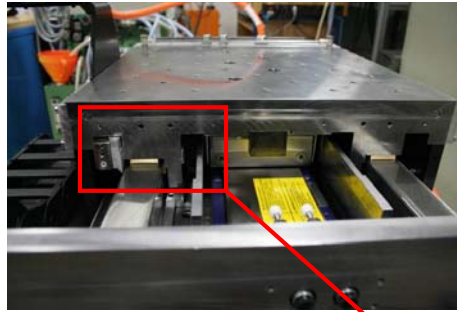
Fig.: NC-Step.de



- Einstellbarer Dämpfer-Prototyp mit integriertem Schrittmotor
- Standard Schnittstelle / einfache Bedienung
- Gut integrierbar
- Grundsätzliche Untersuchungen mit verschiedenen Dämpfungseinstellungen werden möglich

Y-Achse: Integration der Messsysteme

- Integration von zwei Messsystemen
 - System 1:
 - Kommutierung
 - System 2:
 - Positionsregelkreis



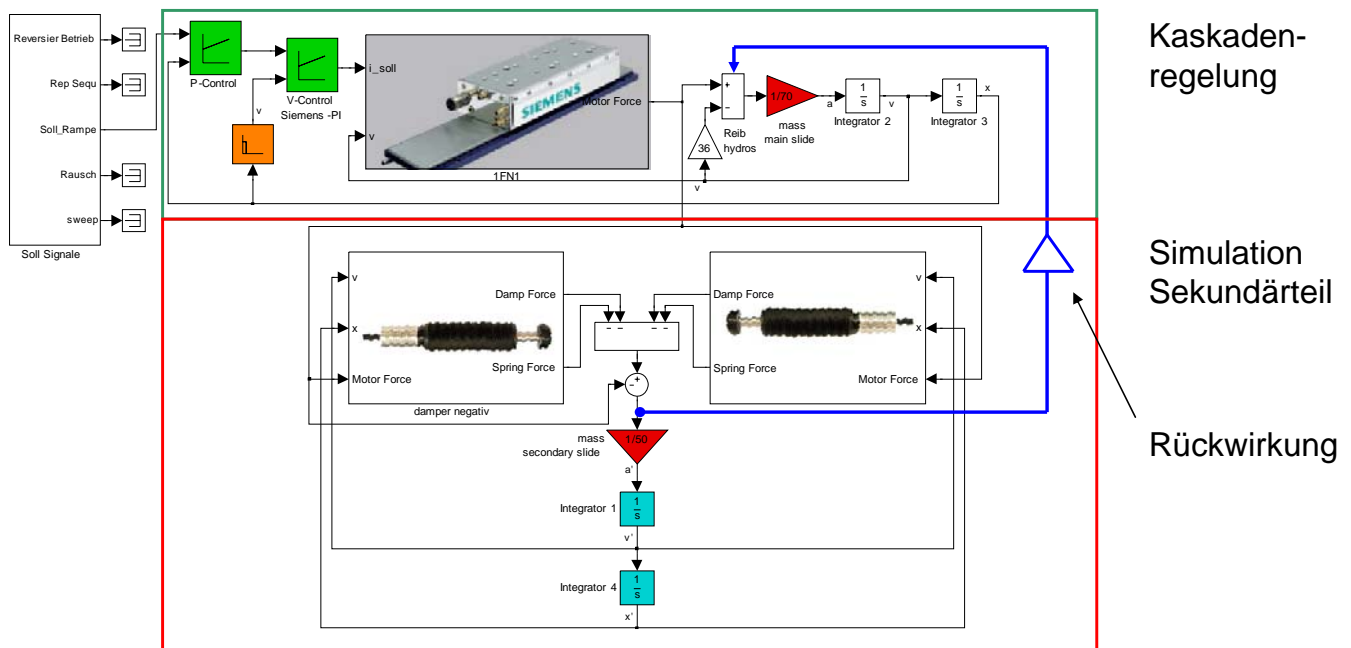
Kommutierungs-
messsystem
LIDA 48

Messsystem für den
Positionsregelkreis
LC481

Führungstaschen



Simulation und Regelung der Y-Achse



Kaskaden-
regelung

Simulation
Sekundärteil

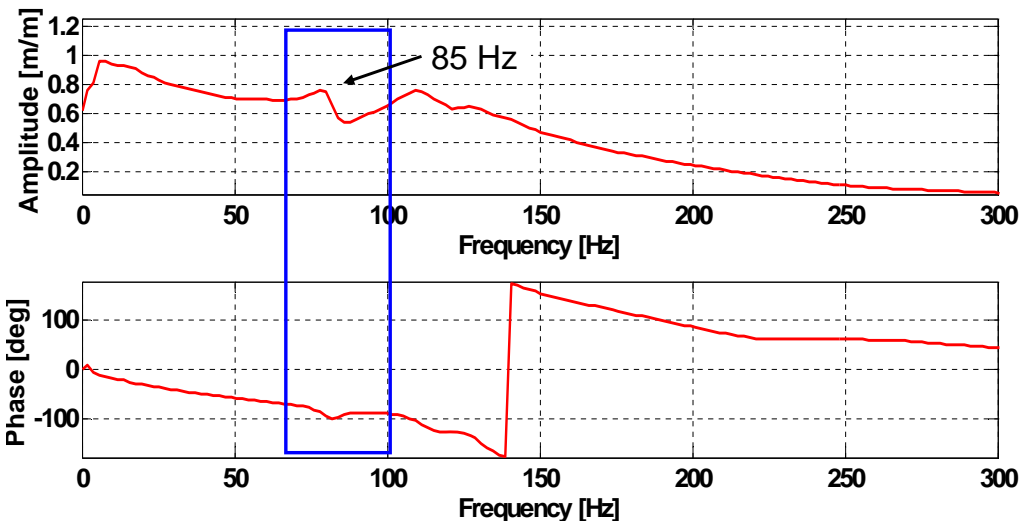
Rückwirkung

Gliederung

- 1 Motivation
- 2 Ruckentkopplung zur Dynamiksteigerung / Funktionsprinzip
- 3 Gestapelter ruckentkoppelter Achsverbund mit Fokus auf der Y-Achse
- 4 Rückwirkungen zwischen Primär- und Sekundärteil
- 5 Untersuchung der Rückwirkung an der Bearbeitungsmaschine MiniMill
- 6 Beeinflussung der gestapelten Achsen
- 7 Zusammenfassung

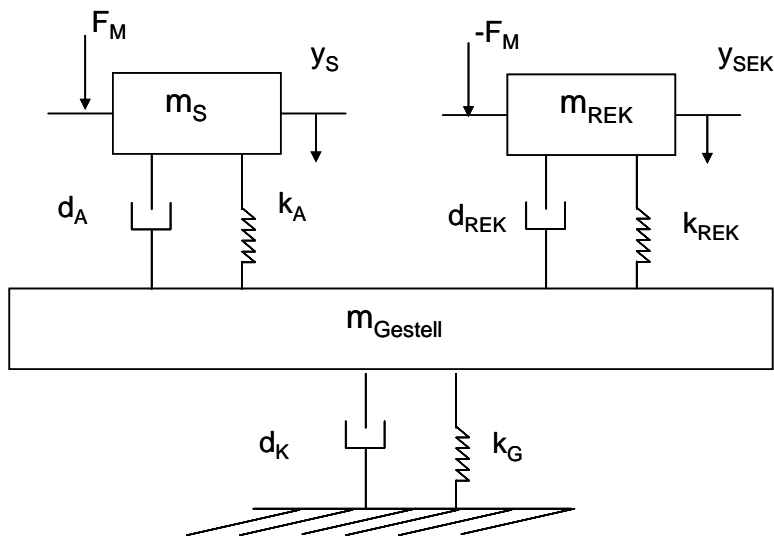
Führungsfrequenzgang der Y-Achse

- Anregung über ein sinusförmiges Wobbeln => keine kraftfreie Bewegung
- Mit dem gewählten Massenverhältnis und der eingesetzten Federsteifigkeit entsteht eine Rückwirkung durch den Sekundärteilschlitten auf den Primärschlitten
- Rückwirkung innerhalb der Regelbreite der Positionierachse



Rückwirkungen zwischen Primär- und Sekundärteil I

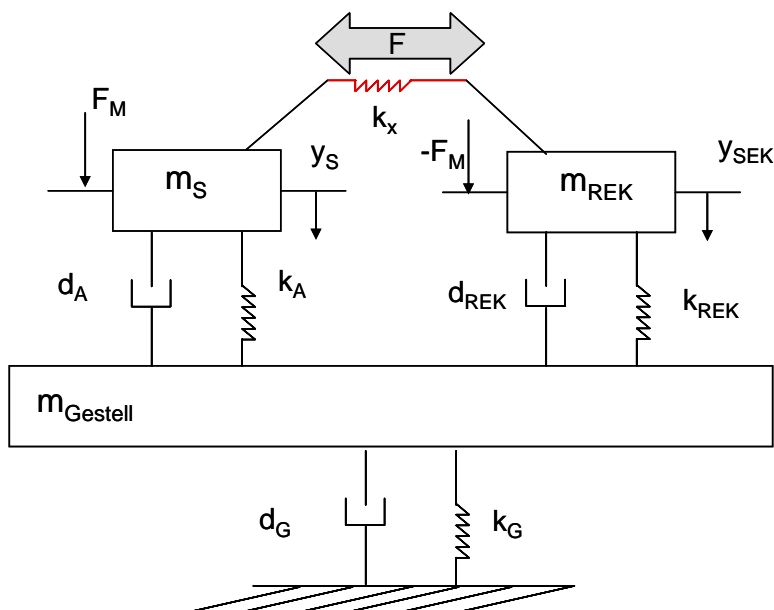
- Änderung der Modellbildung: Betrachtung des Positionierschlittens und des Reaktionsteils als eigenständige Systeme, Gestell als ideal steif



- Motorkraft regt beide Systeme an
- Krafrichtung positiv und negativ
- Primärschlitten approximiert als idealer Lineardirektantrieb
 - PT2-Verhalten
 - Dämpfung und Eigenfrequenz

Rückwirkungen zwischen Primär- und Sekundärteil II

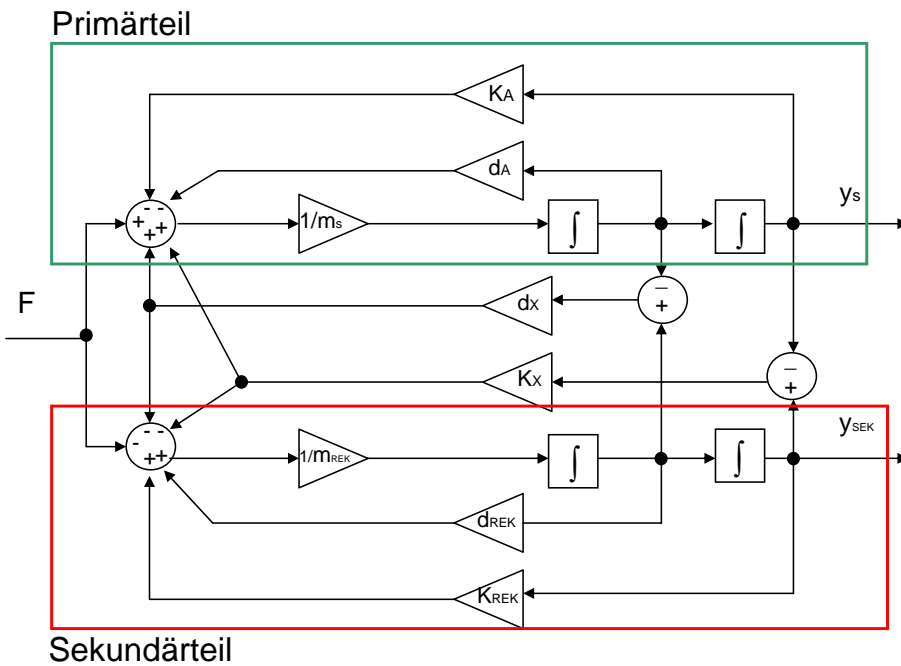
- Entstehende Rückwirkungskraft – Approximation als gekoppelte Feder
- Federkraft vorzeichenbehaftet, durch Krafrichtung



- Reduktion auf eine Reihenschaltung der Federsteifigkeit
- Berechnung

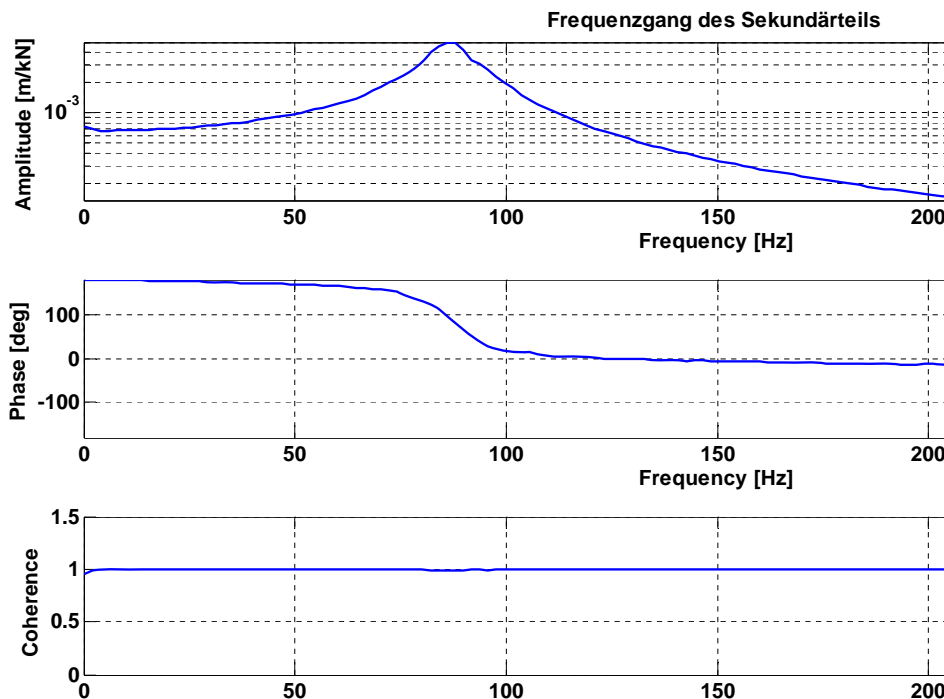
$$k_x = \frac{1}{\frac{1}{k_A} + \frac{1}{k_{REK}}}$$
- Struktur eines Zwei-Massen-Schwingers
 - Dämpfung vernachlässigbar

Simulation der Rückwirkung mittels Zwei-Massen-Schwinger



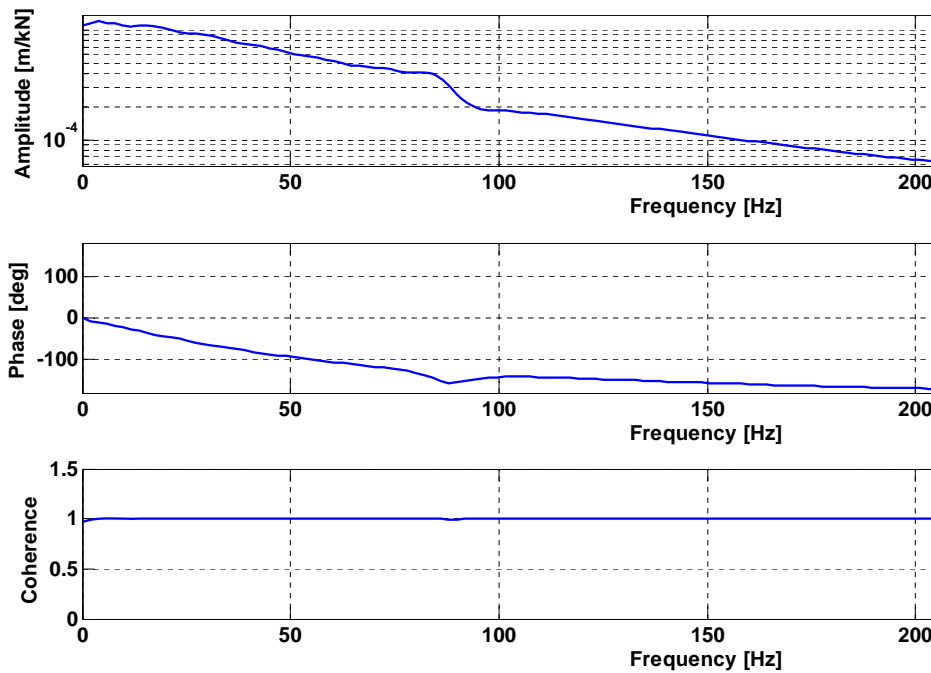
- Grundstruktur:
 - Zwei-Massen-Schwinger
- Dämpfung in den Kopplungsgliedern
 - Vernachlässigbar
- Zwei unabhängige Frequenzgänge
 - Primärteil
 - Sekundärteil mit Reaktionsmasse
- Kraftanregung
 - Primärteil positiv
 - Sekundärteil negativ

Frequenzgang des Sekundärteils mit Zwei-Massen-Schwinger Approximation



- Übertragungsfrequenzgang des Sekundärteils
- Deutliche Resonanzstelle
 - 85 Hz
- Phasengang durch Krafrichtung
 - Verschiebung um 180°

Frequenzgang des Primärteils mit Zwei-Massen-Schwinger Approximation

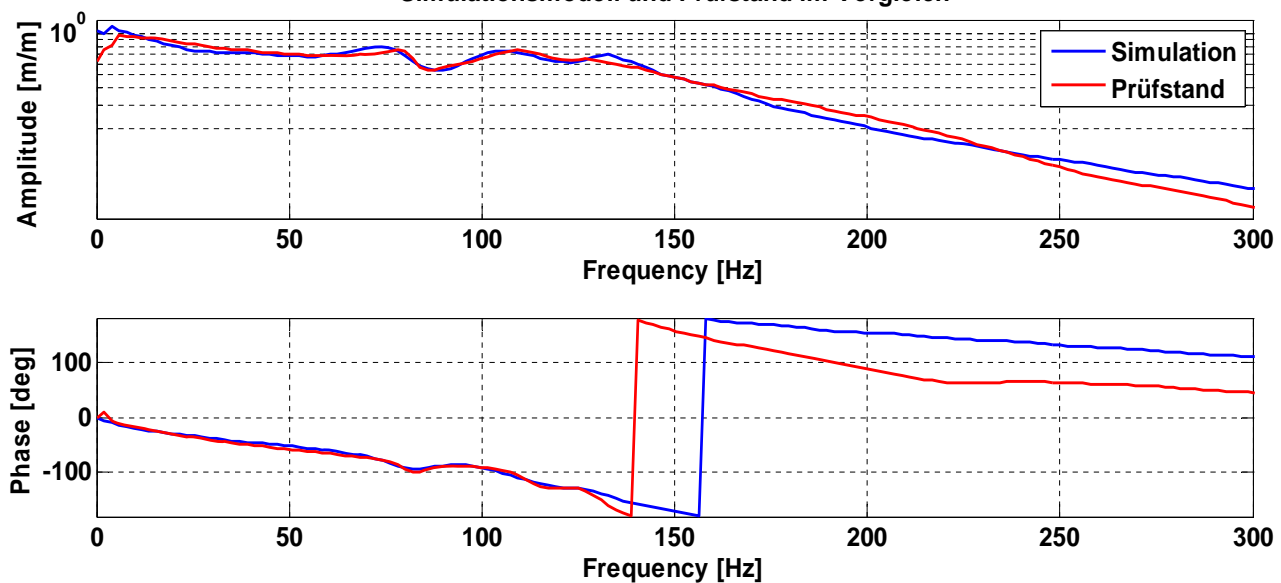


- Übertragungsfrequenzgang des Primärteils
- Deutlicher Einfluss der Resonanzstelle – 85 Hz
- Phaseneinbruch an der Resonanzstelle

Simulation des Prüfstandsverhaltens

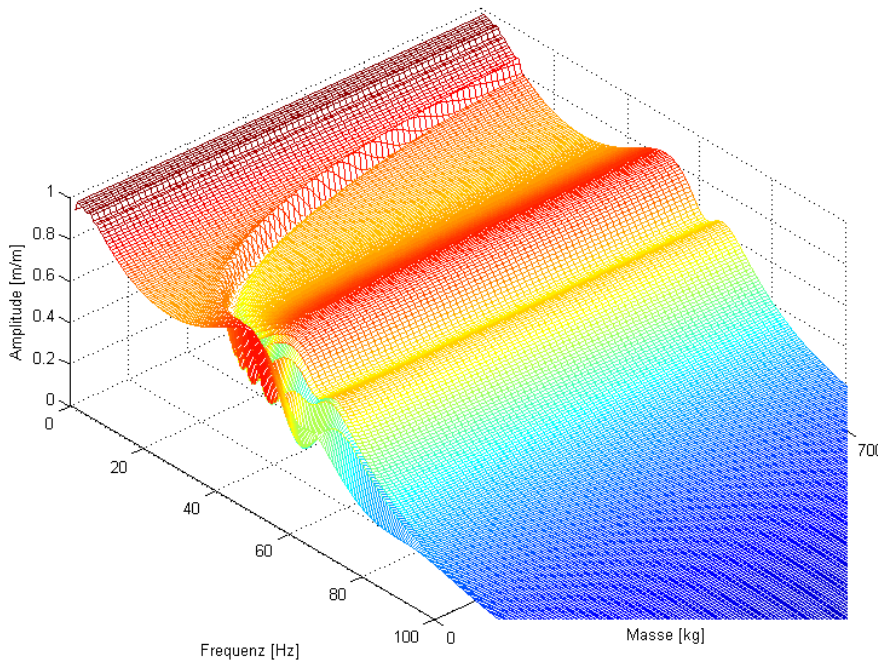
- Integration der Rückwirkung in die Modellbildung des Prüfstands
- Verifikation des Prüfstandsmodells mit linearem Motormoder

Simulationsmodell und Prüfstand im Vergleich



Simulation der Rückwirkung mittels Prüfstandsmodell, Verallgemeinerung der Ergebnisse

Übertragungsfrequenzgänge bei Variation des Massenverhältnisses



- Variation des Massenverhältnis
- Veränderung der Rückwirkung
 - Verringerung der Amplitude
 - Verschiebung zu kleineren Frequenzen
- Eigenfrequenz des Vorschubantriebs konstant
- Zusätzlicher Einfluss der Federsteifigkeit des Sekundärteils
 - Korespondiert mit Massenverhältnis

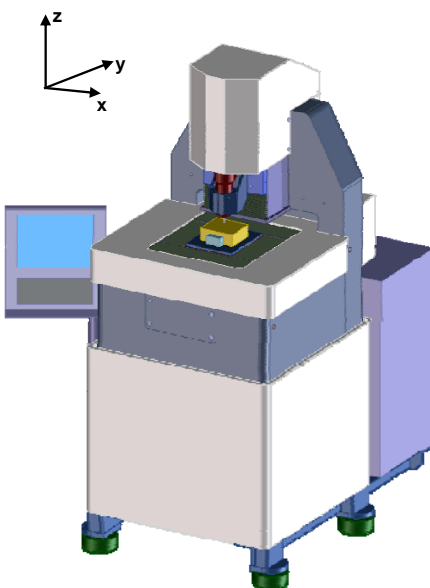
Verallgemeinerte Auswirkungen auf ruckentkoppelte Systeme durch die Rückwirkung zwischen Primär- und Sekundärteil

- Rückwirkung zwischen Primär- und Sekundärteil
 - Existiert und kann nicht vernachlässigt werden
- Variation mit Massenverhältnis und gewähltem Feder-Dämpfer-System hat Einfluss auf die Ausprägung der Rückwirkungen
- Rückwirkungen liegen innerhalb der Regelungsbandbreite des Positionierschlittens
 - Anregung eines Ruckentkopplungssystem ist zusätzlich durch geeignete Positionierbewegung möglich
- Fragestellung:
 - Ist dieses Verhalten reproduzierbar an einer weiteren ruckentkoppelten Achse ?

Gliederung

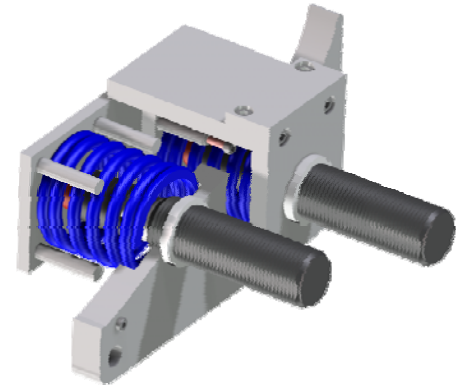
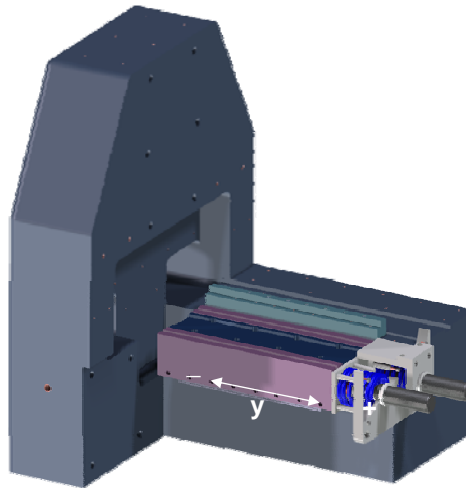
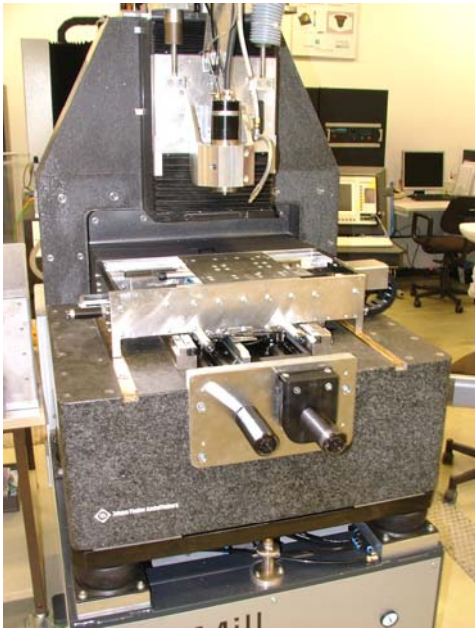
- 1 Motivation
- 2 Ruckentkopplung zur Dynamiksteigerung / Funktionsprinzip
- 3 Gestapelter ruckentkoppelter Achsverbund
- 4 Rückwirkungen zwischen Primär- und Sekundärteil
- 5 Untersuchung der Rückwirkung an der MiniMill
- 6 Beeinflussung der gestapelten Achsen
- 7 Zusammenfassung

Ruckentkoppeltes Maschinensystem - MiniMill



Standfläche	~ 1 m²
■ Maschinenkonzept	3-Achs Kreuztisch
■ Führungen	Wälzlagerung
■ Maschinensteuerung	Siemens 840 D
■ Bearbeitungsraum	200 mm x 200 mm x 100 mm
■ Vorschubgeschwindigkeit	> 100 mm/s
■ Beschleunigung	> 1,5 g (in X-, Y-, Z-Richtung)
■ Konventionelle Spindel	10.000 - 60.000 U/min Optionaler Einsatz eines HSK-Werkzeugwechselsystems
■ Hochfrequenzspindel	60.000 - 160.000 U/min
■ Genauigkeit	< ± 0,5 µm pro Achse

Aufbau Y-Achse - MiniMill

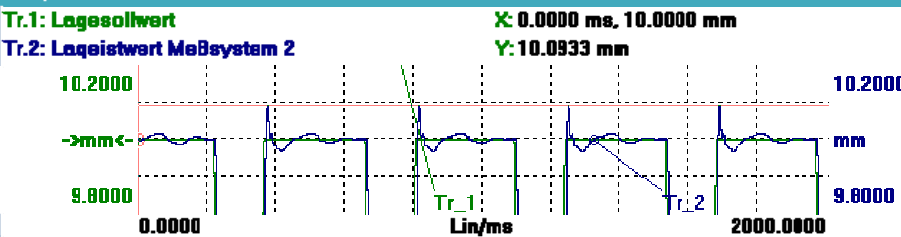


Y-Achse

- Massen
 - Ruckentkopplung: 90 kg
 - Y-Achse: 60 kg

Positionsgenauigkeit der Y-Achse mit rückwirkendem Sekundärteil

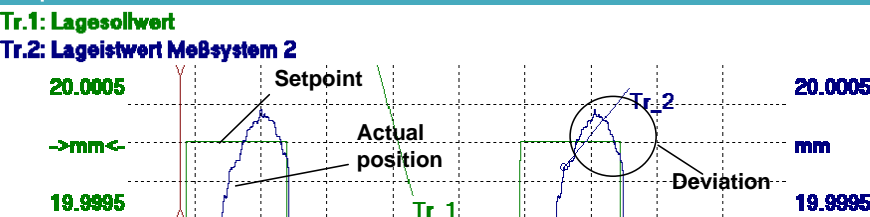
Graphik1 <Tr.1: Y1-Achse; Tr.2: Y1-Achse>



Y-Achse - mit Ruckentkopplung:

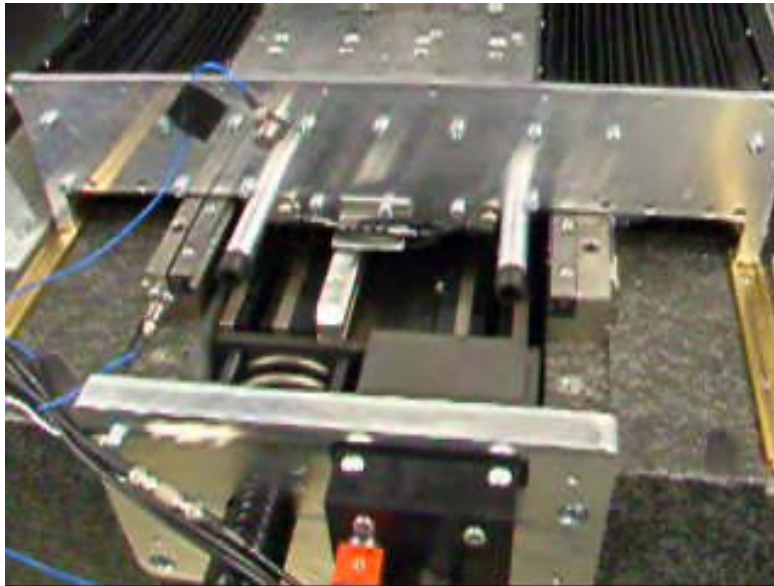
- Weg: 10 mm
- Geschwindigkeit: 14.000 mm/min
- Beschleunigung: 25 m/s²
- Ruck: > 30.000 m/s³
- Fehler: 100 µm

Graphik1 <Tr.1: Y1-Achse; Tr.2: Y1-Achse>



Y-Achse - ohne Ruckentkopplung:

- Weg: 20 mm
- Geschwindigkeit: 14.000 mm/min
- Beschleunigung: 25 m/s²
- Ruck: > 30.000 m/s³
- Fehler: < 300 nm

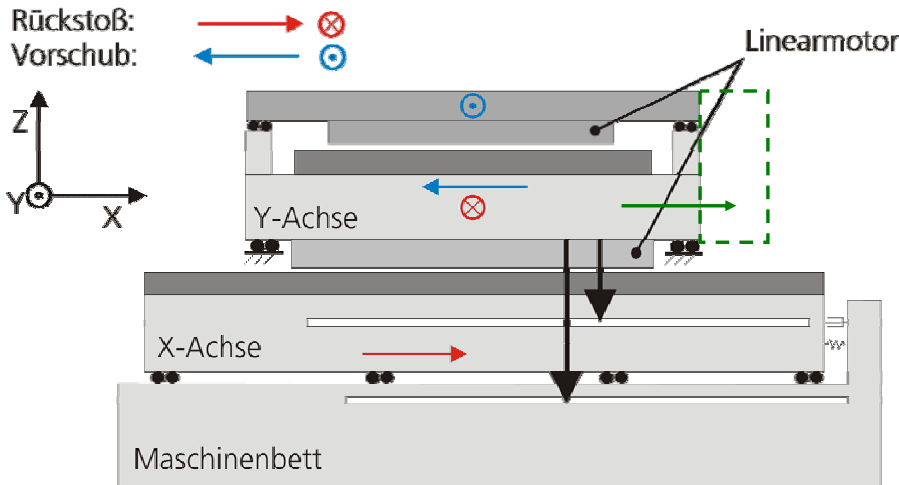


Gliederung

- 1 Motivation
- 2 Ruckentkopplung zur Dynamiksteigerung / Funktionsprinzip
- 3 Gestapelter ruckentkoppelter Achsverbund
- 4 Rückwirkungen zwischen Primär- und Sekundärteil
- 5 Untersuchung der Rückwirkung an der MiniMill
- 6 **Beeinflussung der gestapelten Achsen**
- 7 Zusammenfassung

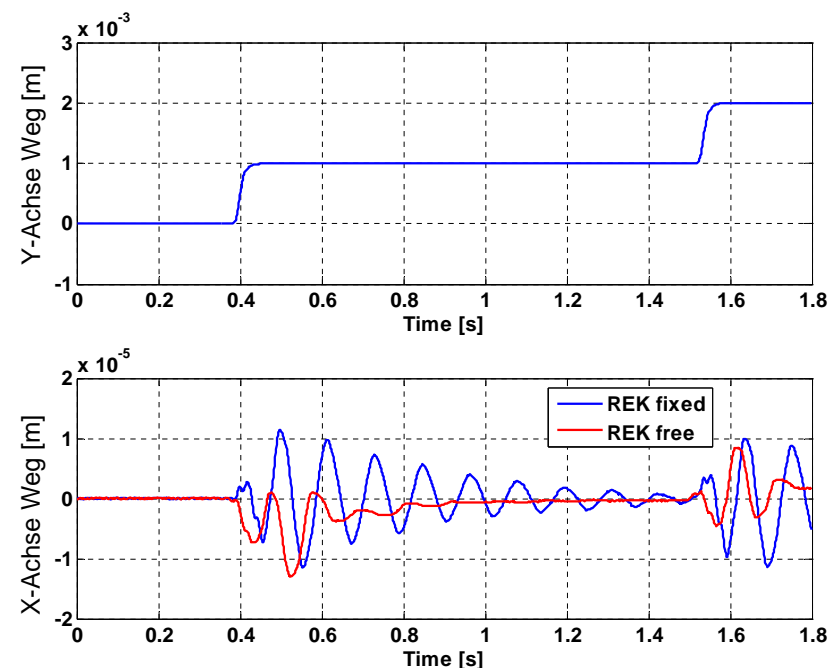
Beeinflussung gestapelter Achsen – X zu Y

- Exemplarische Versuchsreihe für die Reduktion von Maschinenschwingungen durch Einsatz ruckentkoppelter Achsen



- Einfluss einer Positionierbewegung zwischen X- und Y-Achse
- Verlagerung des Schwerpunkts
 - Moment in der X-Achse
- Positionsmesssystem der X-Achse detektiert einen Störimpuls

Beeinflussung gestapelter Achsen – X zu Y



- Einfluss einer Positionierbewegung der Y-Achse auf die X-Achse
- Eingeleitete Störanregung der X-Achse reduziert
 - Geringere Schwingungsneigung
 - Amplitude -50%
- Sollweg X-Achse: 1 mm
 - V_{max} : 1 m/s
 - A_{max} : 10 m/s²
 - J_{max} : 1000 m/s³

Gliederung

- 1 Motivation
- 2 Ruckentkopplung zur Dynamiksteigerung / Funktionsprinzip
- 3 Gestapelter ruckentkoppelter Achsverbund mit Fokus auf der Y-Achse
- 4 Rückwirkungen zwischen Primär- und Sekundärteil
- 5 Untersuchung der Rückwirkung an der Bearbeitungsmaschine MiniMill
- 6 Beeinflussung der gestapelten Achsen
- 7 Zusammenfassung

Zusammenfassung

- Die Konstruktion, Fertigung und Modellbildung eines gestapelten ruckentkoppelten Achsverbundes wurde vorgestellt
- Rückwirkung zwischen Primär- und Sekundärschlitten wurde detektiert
 - Analyse und Beschreibung der Rückwirkung
 - Messtechnischer Nachweis an zwei unabhängigen Achsen
 - Rückwirkung innerhalb der Regelungsbandbreite kritisch zu betrachten
- Simulative Untersuchung der Rückwirkung
 - Einfluss des Massenverhältnisses betrachtet
 - Erste Schritte zur Verallgemeinerung der Ergebnisse
- Reduktion der gegenseitigen Beeinflussung durch Einsatz von ruckentkoppelten gestapelten Achsen
 - Störübertragung der Achsen untereinander wird reduziert

Vielen Dank für die Aufmerksamkeit
Fragen?

Gliederung

- 1 Motivation**
- 2 Ruckentkopplung zur Dynamiksteigerung / Funktionsprinzip**
- 3 Gestapelter ruckentkoppelter Achsverbund mit Fokus auf der Y-Achse**
- 4 Rückwirkungen zwischen Primär- und Sekundärteil**
- 5 Untersuchung der Rückwirkung an der Bearbeitungsmaschine MiniMill**
- 6 Beeinflussung der gestapelten Achsen**
- 7 Zusammenfassung**

Hochdynamische Werkzeugmaschine mit innovativen impulsentkoppelten Vorschubachsen

Prof. Dr.-Ing. B. Denkena
Dr.-Ing. H.-Chr. Möhring
O. Gümmer

Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen
Leibniz Universität Hannover

HOCHDYNAMISCHE WERKZEUGMASCHINE MIT INNOVATIVEN IMPULSENKOPPELTEN VORSCHUBACHSEN

Prof. Dr.-Ing. B. Denkena, Dr.-Ing. H.-C. Möhring, Dipl.-Ing. O. Gümmer
Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen, Leibniz Universität Hannover

1 Einleitung

Die steigenden Anforderungen einer höheren Dynamik und gesteigerten Positioniergenauigkeit erfordern neue Konzepte für die Bewegungserzeugung. In hochdynamischen Werkzeugmaschinen werden zunehmend Lineardirektantriebe anstelle von Kugelgewindetrieben eingesetzt, die aufgrund ihrer hohen Dynamik und Regelgüte gegenüber Kugelgewindetrieben überzeugen. Aufgrund des direkten Antriebssystems werden die erzeugten Vorschubkräfte als Reaktionskraft in entgegengesetzter Richtung direkt im Sekundärteil des Linearmotors abgestützt [2], sodass Schwingungsanregungen im Maschinengestell verursacht werden können. Als Abhilfe müssen der maximale Beschleunigungsgradient (Ruck) und die Beschleunigung selbst in der Steuerung der Werkzeugmaschine begrenzt werden [3, 4].

Um die Reaktionskraft in den kritischen Frequenzbereichen von dem Maschinengestell zu entkoppeln und die Dynamik des Linearmotors nicht zu begrenzen, wurde die Impuls- oder Ruckentkopplungstechnologie entwickelt [5, 6].

Das Ziel des EU-Forschungsprojekts „NEXT Generation Production Systems“ ist es, eine deutliche Steigerung der Produktivität und Bearbeitungsgenauigkeit von Werkzeugmaschinen, verglichen mit kommerziell erhältlichen Maschinen, zu erzielen. Um dieses Ziel zu erreichen, soll die Dynamik von Werkzeugmaschinen durch die Verwendung von Lineardirektantrieben mit innovativer Ruckentkopplungstechnologie erhöht werden. Die Verbesserung dieser Technologie sowie das Konzept eines neuen Werkzeugmaschinen-Prototyps werden im Folgenden dargestellt.

2 Ruckentkopplungstechnologie

Bei näherer Betrachtung von hochdynamischen Werkzeugmaschinen lässt sich feststellen, dass die Vorschubachsen mit Lineardirektantrieben anstelle von Kugelgewindetrieben angetrieben werden. Die Vorteile dieses Antriebssystems, beschrieben in [7], sind:

- Hohe Beschleunigung ($> 2 g$)
- Hohe Vorschubgeschwindigkeiten ($> 120 \text{ m/min}$)
- Gute Positioniergenauigkeit ($< 0,01 \text{ mm}$)
- Geringer Verschleiß (keine mechanisch bewegten Komponenten)
- Hohe Regelgüte

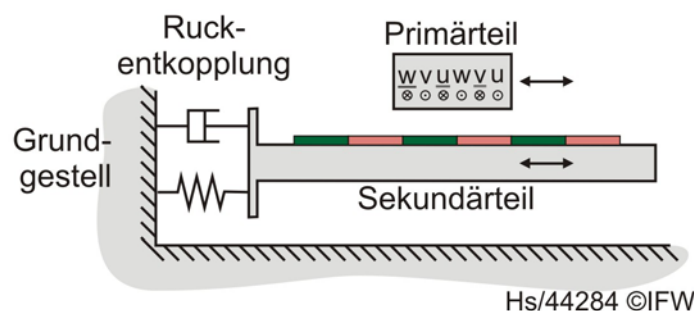


Bild 1: Prinzip der Ruckentkopplung

Die Technologie der Ruckentkopplung befasst sich mit der Aufhebung der dynamischen Begrenzung, so dass das volle Leistungspotential von Lineardirektantrieben ausgenutzt werden kann. Die prinzipielle Funktionsweise der Ruckentkopplung ist in *Bild 1* dargestellt.

Für die Ruckentkopplung wird das Sekundärteil des Lineardirektantriebs nicht direkt mit dem Maschinenbett verschraubt, sondern auf einem separaten Schlitten gelagert. Der Sekundärteilschlitten ist dann über Feder-Dämpfer-Elemente an das Maschinengestell angebunden. Hierbei wird eine mechanische Filterung der dynamischen Antriebskräfte erreicht und kritische Gestellschwingungen können deutlich reduziert werden.

2.1 Systemsimulation und Energieoptimale Auslegung

Die Basis der Systemsimulation mit einem Energiebeobachter bilden Modelle der mechanischen Komponenten, des Antriebssystems bzw. der Elektrotechnik und der Steuerung. Eine im Vorfeld durchgeführte Simulation verschiedener Anwendungsarten der Ruckentkopplung ergibt besonders im Hinblick auf die Kosten für die spätere Realisierung des Systems einen Sinn. Die in der Simulation verwendeten Regelungsmodelle werden detailliert in [8] beschrieben und das mechanische Ersatzmodell sowie die Abbildung der Antriebskomponenten werden in [9] ausführlich erklärt. Die Systemsimulation bildet sowohl die mechanischen Randbedingungen wie Reibung in allen Führungselementen als auch die Verluste durch Dämpfungskomponenten ab. Diese Effekte werden für das Primär- und Sekundärteil der ruckentkoppelten Vorschubachse berücksichtigt. Mit Hilfe eines Energiebeobachters werden insbesondere die Verlustenergien erfasst. Somit können unterschiedliche Führungskonzepte mittels der Systemsimulation verglichen und bewertet werden [10].

Zusätzlich wurde eine energieoptimale Auslegung der Koppellemente der Ruckentkopplung durchgeführt. Hierdurch können Aussagen zur Energieoptimierung von Vorschubachsen bei der Bestimmung der drei mechanischen Koppelparameter der Ruckentkopplung im Vergleich zu [11] gemacht werden. Zunächst wird die Dimensionierung der Koppellemente (die Masse des Ruckentkopplungsschlittens m_{REK} , die Federsteifigkeit c_{REK} und die Dämpfungskonstante d_{REK}) aus regelungstechnischer Sicht betrachtet. Für eine optimale Auslegung ist der Nachgiebigkeitsfrequenzgang des Maschinengestells von Bedeutung. Hierzu müssen zwei Punkte betrachtet werden: Die Nachgiebigkeit in der ersten Resonanz muss möglichst gering und die Frequenz der ersten Resonanz muss möglichst hoch sein. Ist dies erfolgt und das System stabil, ist die regelungstechnische Auslegung abgeschlossen. Zusätzlich werden nun die Ergebnisse für die Verlustenergien aus der Systemsimulation unter Variation der Koppelparameter untersucht, so dass auch eine energieoptimale Betrachtung durchgeführt wird. Abschließend werden die Ergebnisse beider Auslegungen genormt und entsprechend gewichtet, so dass ein Optimum bestimmt werden kann. Eine detaillierte Beschreibung der energieoptimalen Auslegung der Koppellemente ist in [12] zu finden. Als Ergebnis können die Verlustenergien der Ruckentkopplung um bis zu 50% reduziert werden bei gleichzeitig nur geringfügiger Änderung des regelungstechnischen Optimums.

2.2 Relativführungskonzept

Bekannte Konstruktionen ruckentkoppelter Achsen verwenden ein separates Führungskonzept des Ruckentkopplungsschlittens, wie es in *Bild 2 oben* zu sehen ist. Hierbei werden sowohl Primär- als auch Sekundärteil separat gegenüber dem Maschinengestell gelagert. Im Vergleich hierzu wurde eine neue Relativführung entwickelt. Bei diesem neuen Konzept wird die Führung des Primärteils beibehalten, jedoch wird das Sekundärteil nun relativ gegenüber dem Primärteil geführt (siehe *Bild 2 unten*).

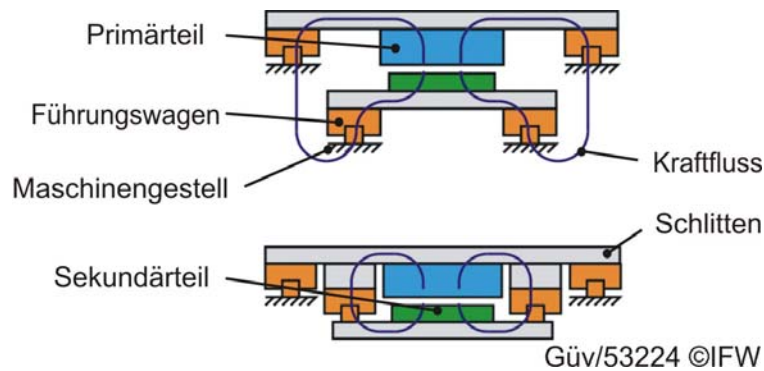


Bild 2: Klassische Separatführung (oben) gegenüber neuer Relativführung (unten)

Aufgrund der Relativführung wird nun ein direkter Kraftfluss der hohen Anziehungskräfte eines Linearmotors erreicht und der Luftspalt kann mit einer deutlich geringeren Anzahl an Führungswagen auch für lange Vorschubachsen konstant gehalten werden. Ein Vergleich der beiden Führungen mit Hilfe der Systemsimulation zeigt deutlich geringere Verlustenergien aufgrund der verringerten Anzahl an Führungswagen und dem verbesserten Kraftfluss. Aufgrund der wirtschaftlichen Vorteile wurde dieses Führungskonzept patentrechtlich geschützt [13].

2.3 Verifikation der Simulationsergebnisse

Die Simulationsergebnisse werden mit Hilfe eines realisierten Versuchszustandes verifiziert, der die entwickelte Relativführung beinhaltet. Eine ruckentkoppelte Vorschubachse mit einer max. Vorschubkraft von 7920 N und einem Verfahrbereich von 1150 mm wurde aufgebaut. Die Koppellemente werden durch individuell einstellbare mechatronische Komponenten abgebildet. In Bild 3 ist die gemessene Schwinggeschwindigkeit des Maschinengestells nach einem Kraftsprung mit und ohne Ruckentkopplung dargestellt. Es ist eine deutlich verminderte Amplitude unter Verwendung der Ruckentkopplung erkennbar.

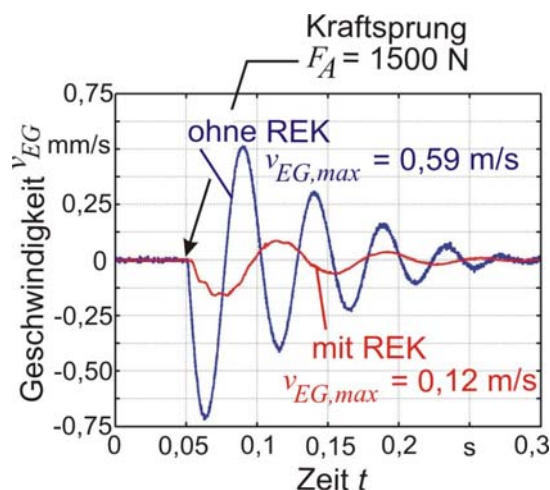


Bild 3: Schwinggeschwindigkeit des Maschinengestells

3 Maschinenkonzept NEXIMO

Auf Basis der Ergebnisse des einachsigen Versuchszustandes wurde ein Konzept für eine Werkzeugmaschine mit integrierter Ruckentkopplung entworfen. Das Konzept stellt eine 5-achsige Hochgeschwindigkeitsfräsmaschine dar (siehe Bild 5). Das Anwendungsgebiet umfasst bspw. die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung (HSC) im Formenbau oder die Herstellung von Strukturbauteilen in der Luftfahrtindustrie mit einem max. Werkstückgewicht bis zu 200 kg. Das

Werkstück selbst wird auf einem Schwenk-Rundtisch mit einem Durchmesser von 500 mm gespannt. Aufgrund der max. Verfahrswege der Antriebsachsen des Prototyps ergibt sich ein Arbeitsraum von 1200 mm x 1200 mm x 300 mm. Die Beladung der Maschine mit Werkstücken kann sowohl von vorne als auch von oben erfolgen. Die Frässpindel mit einer HSK-E50 Werkzeughalteraufnahme erzielt eine max. Leistung von 17 kW und erreicht eine max. Drehzahl von 36.000 U/min. Zusätzlich ist ein Werkzeugwechselsystem mit einem Magazinspeicher mit 20 Werkzeugen vorgesehen.

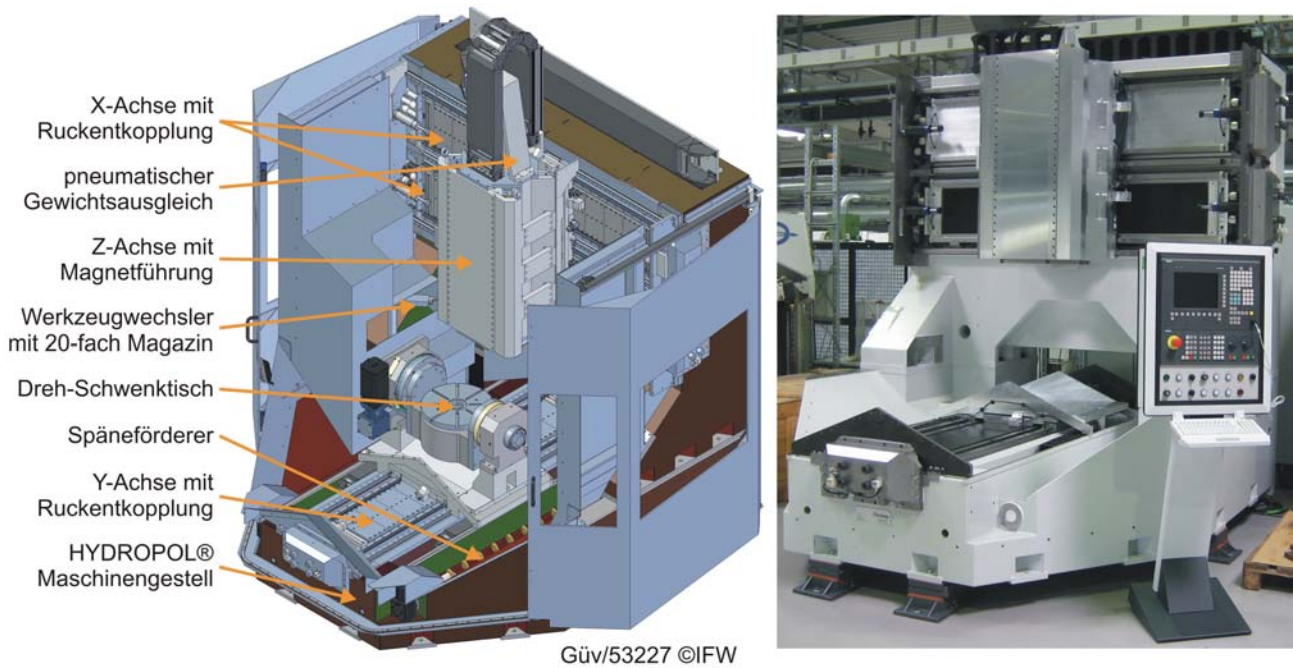


Bild 4: CAD-Modell und aktueller Stand des Werkzeugmaschinenprototyps

3.1 Optimierung des Maschinengestells

Die zuvor erwähnten hohen Ansprüche im Bereich der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung (HSC) führen auch zu erhöhten Anforderungen an das Maschinengestell. So ist neben einer hohen statischen und dynamischen Steifigkeit des Gestells auch ein hohes Dämpfungsvermögen von großer Bedeutung. Das Material HYDROPOL® der Firma Framag Industrieanlagenbau GmbH, ein Gemisch aus Spezialbeton und Stahl, zeigt nach eigenen Angaben deutliche Vorteile im Vergleich zu herkömmlichen Guss- oder Schweißkonstruktionen und erfüllt die zuvor genannten Anforderungen. Zusätzlich kann die Steifigkeit und die Eigenfrequenz des Gestells durch unterschiedliche Betonzusammensetzungen beeinflusst werden. Mit Hilfe von moderner Finite-Elemente-Simulationssoftware können bereits vor der Konstruktion die charakteristischen Eigenschaften (Steifigkeit / Dämpfung) berechnet und gezielt beeinflusst werden.

Bei den durchgeführten Simulationen wurde unter anderem der Nachgiebigkeitsfrequenzgang des Maschinengestells betrachtet (siehe *Bild 5*). Auf Basis der Ergebnisse des ersten Entwurfs wurde das Maschinenbett entsprechend optimiert. Aufgrund der konstruktiven Überarbeitung des Maschinengestells konnte die Steifigkeit (besonders in der X-Achse) um bis zu 60% erhöht werden. Zusätzlich konnten die Eigenschwingungen in höhere Frequenzbereiche verschoben und die Schwingungsamplituden gleichzeitig deutlich reduziert werden.

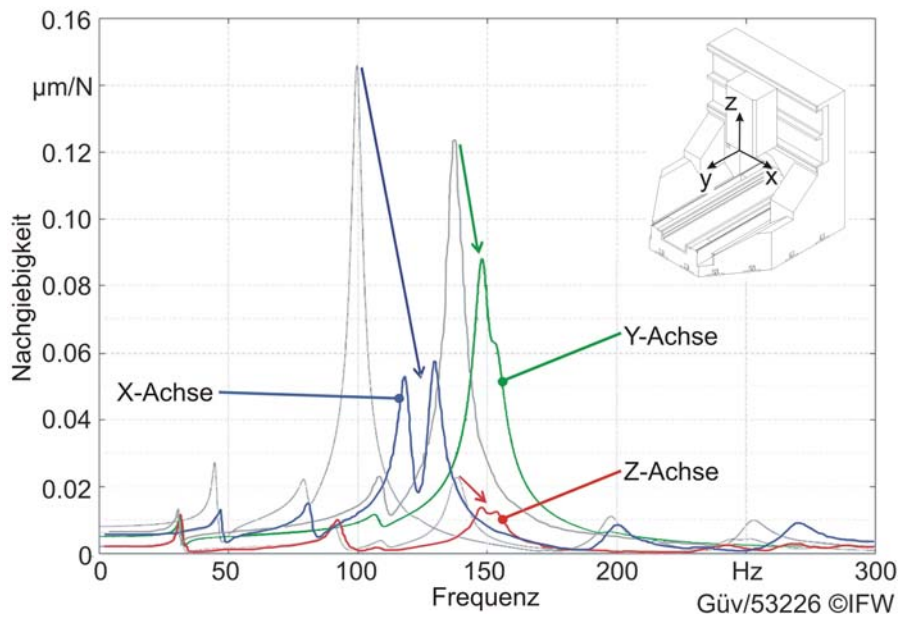


Bild 5: Nachgiebigkeitsfrequenzgang des Maschinengestells

3.2 Antriebsauslegung und Dynamik

Für die entwickelte Hochgeschwindigkeitswerkzeugmaschine liegt ein wesentlicher Forschungsaspekt auf der Verbesserung der Maschinenproduktivität und der Erhöhung der Bearbeitungsdynamik. Aus diesem Grund wurden Lineardirektantriebe mit entsprechend hohen Leistungen ausgewählt. Die erreichbare Dynamik der Maschine hängt direkt von der zu bewegendenden Masse ab, so dass die Antriebsauslegung parallel zur Konstruktion der Maschinenkomponenten erfolgte. Hierzu wurden ausgewählte mechanische Strukturbauteile mit Hilfe unterschiedlicher Finite-Elemente-Simulationen topologisch optimiert.

Die resultierenden max. theoretischen Beschleunigungen sind 2,6 g in der X-Achse, 2,1 g in der Y-Achse und 4,4 g in der Z-Achse. Die Eilgangsgeschwindigkeit ist aufgrund der gewählten Antriebe nur durch das verwendete Führungs- und Längenmesssystem begrenzt. Somit kann eine max. Geschwindigkeit von bis 180 m/min erzielt werden. Die weiterentwickelte Ruckentkopplungstechnologie ist in der X- und der Y-Achse integriert.

3.3 Magnetführung in der Z-Achse

Die Z-Achse wird mit einer reibungsfreien Magnetführung ausgestattet, die bereits zuvor am IFW entwickelt und in [14] detailliert untersucht wurde. Die lineare Magnetführung besteht aus acht Führungsmagneten mit einer Anziehungskraft von jeweils max. 14.000 N bei einem projizierten Luftspalt von 0,5 mm. Die Vorteile der Magnetführung gegenüber einer herkömmlichen Profilschienenführung sind:

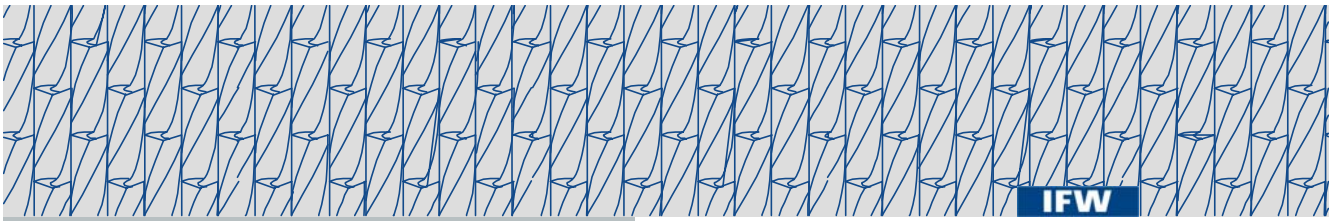
- Reibungs- und Verschleißfreiheit
- Sehr hohe Dämpfung
- Im-Prozess-Analyse der Bearbeitungskräfte und Online-Überwachung während der Bearbeitung
- Hochdynamische Feinpositionierung in fünf Achsen
- Adaptation der Dämpfung und Steifigkeit während der Bearbeitung möglich
- Aktive Schwingungskompensation

4 Zusammenfassung

Es wurde ein neues Maschinenkonzept einer Hochgeschwindigkeitsfräsmaschine auf Basis der zuvor entwickelten Ruckentkopplungstechnologie für translatorische Vorschubachsen vorgestellt. Eine durchgeführte Optimierung des Maschinengestells sowie die Verwendung eines hochdämpfenden Gestellwerkstoffs ermöglicht eine hohe Bearbeitungsgenauigkeit selbst bei sehr dynamischen Bewegungen. Der Einsatz von leistungsstarken Linearantrieben in den drei Vorschubachsen ermöglicht Beschleunigungen von über 2 g in der X- und Y-Achse und mehr als 4 g in der Z-Achse. Um bei diesen hohen Beschleunigungen eine hohe Bearbeitungsgenauigkeit zu gewährleisten, wird die weiterentwickelte Ruckentkopplungstechnologie in die X- und Y-Achse integriert. Die Z-Achse wird mit einer aktiven Magnetführung betrieben, wodurch statische und dynamische Effekte während des Fräsprozesses kompensiert werden sollen.

5 Literatur

- [1] Bubak, A., Soucek, P., Zeleny, J., August 3-7 2003, New Principles for Design of Highly Dynamic Machine Tools, Proceedings of the international conference ICPR-17, Blacksburg, Virginia, USA.
- [2] Erkorkmaz K., Altintas Y., 2001, High Speed CNC System Design: Part I - Jerk Limited Trajectory Generation and Quintic Spline Interpolation, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 41/9, 1323-1345.
- [3] Weck, M., Krüger, P., Brecher, C., 2001, Limits for Controller Settings with Electric Linear Drives, International Journal of Machine Tools & Manufacture 41, 65-88.
- [4] Tönshoff, H.K., Ben Amor, R., Kaak, R., Urban, B., 1999, Fräsen ohne Tempolimit?, wt Werkstattstechnik, 7/8, 365-368.
- [5] Berkemer, J., Altenburger, R., Koch, T., Lehner, W.-D., 2004, Effektive Nutzung des Leistungspotenzials von Direktantrieben, wt Werkstattstechnik online, 94/5, 233-241.
- [6] Weck, M., Ostermann, T., 2003, Lineardirektantriebe mit Impulskopplung, antriebstechnik, 42/ 11, 61-64.
- [7] Michos, G., 2005, Mechatronische Ansätze zur Optimierung von Vorschubachsen, Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Meisenbach Verlag Bamberg.
- [8] Denkena, B., Hesse, P., 2005, Wirtschaftlichkeitsbetrachtung von Trapezprofilen, wt Werkstattstechnik online, 95/5.
- [9] Denkena, B., Möhring, H.-C., Hesse, P., 2006, Energiebetrachtung ruckentkoppelter Vorschubachsen – Simulative Untersuchungen des Energieflusses ruckentkoppelter Vorschubachsen, wt Werkstattstechnik online, 95/5.
- [10] Denkena, B., Möhring, H.-C., Hesse, P., 2007, Energy-Flow in Jerk-Decoupled Translatory Feed-Axes, Journal of Mechanical Engineering – Part C, 221/1, 89-98.
- [11] Neugebauer, R., Riedel M., Drossel W.-G., 2004, Modellbasierte Auslegung von Koppelementen. Antriebstechnik 43, 11, 70-74.
- [12] Hesse, P., 2008, Energieeffizientes Relativführungskonzept für ruckentkoppelte Vorschubachsen, Dissertation, Leibniz Universität Hannover, PZH-Verlag.
- [13] Patent-Offenlegungsschrift DE 102006046974 B3: Ruckentkoppelte Antriebsachse, Anmeldetag 04.10.2006, Offenlegungstag 24.04.2008, Leibniz Universität Hannover.
- [14] Kallage, F., 2007, Einsatz magnetischer Aktor- und Führungseinheiten zur Erhöhung der Bahngenauigkeit von Hochgeschwindigkeitsfräsmaschinen, Dissertation, Leibniz Universität Hannover, PZH-Verlag.



Hochdynamische Werkzeugmaschine mit innovativen impulsentkoppelten Vorschubachsen

B. Denkena, H.-C. Möhring, O. Gümmer
Dresden, 04. Dezember 2009

© Leibniz Universität Hannover, IFW Stand: 05/2009



Gliederung

Ruckentkopplungstechnologie

- ◆ Systemsimulation und energieoptimale Auslegung der Koppellemente
- ◆ Relativführungskonzept
- ◆ Versuchsstand

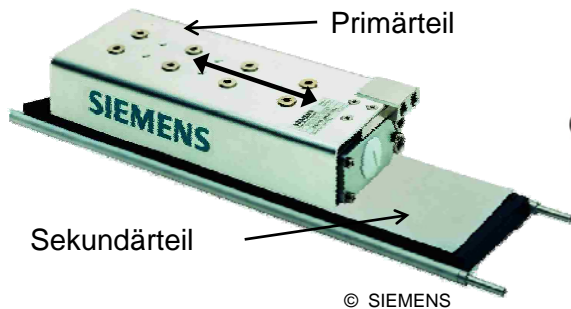
Maschinenkonzept NEXIMO

- ◆ Gestelloptimierung
- ◆ Antriebsauslegung und Dynamik
- ◆ Magnetführung in der Z-Achse

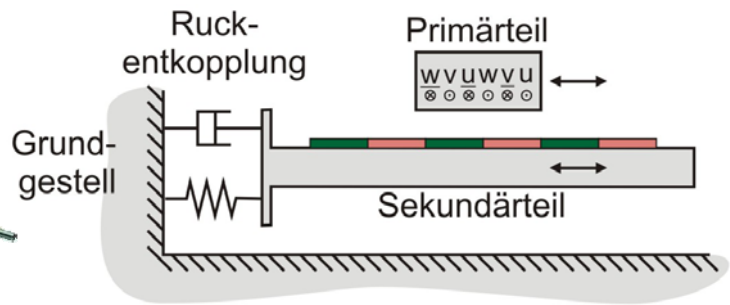
Zusammenfassung und Ausblick

Ruckentkopplungstechnologie

Lineardirektantrieb



Ruckentkopplungstechnologie

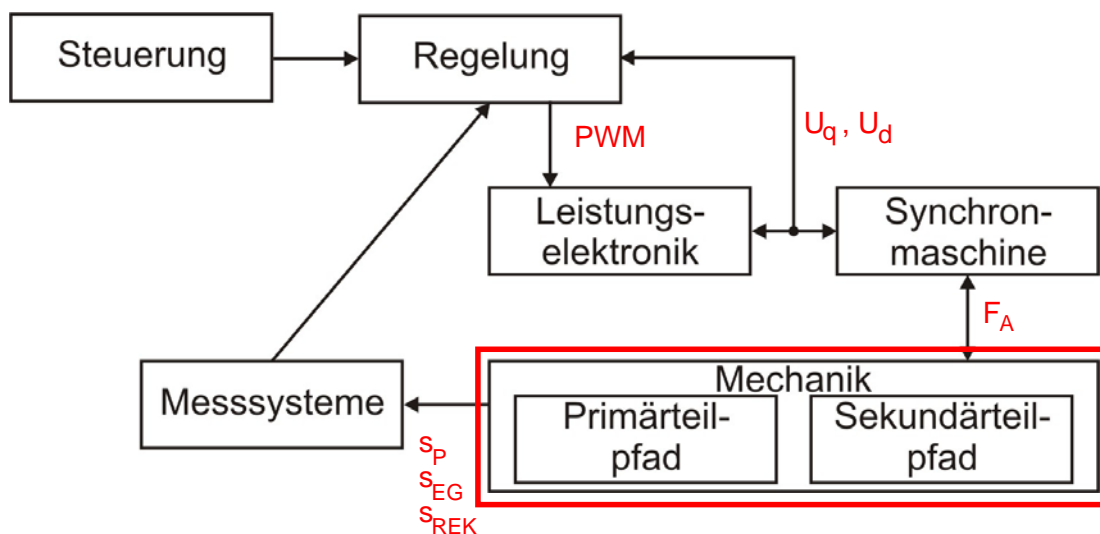


- ◆ Hohe Beschleunigung (> 2 g) und Beschleunigungsgradienten (Ruck)
- ◆ Hohe Geschwindigkeit (>120 m/min)
- ➔ Schwingungsanregung des Gestells
- ➔ Ruckbegrenzung in der Steuerung der Maschine
- ◆ Beweglich gelagertes Sekundärteil des Linearmotors
- ◆ Mit Feder-Dämpfer-Elementen an das Maschinengestell gekoppelt
- ◆ Mechanische Tiefpassfilterung der Schwingungsanregung
- ➔ Ausnutzung der vollen Dynamik

Güv/53271© IFW

Systemsimulation

Schematischer Aufbau



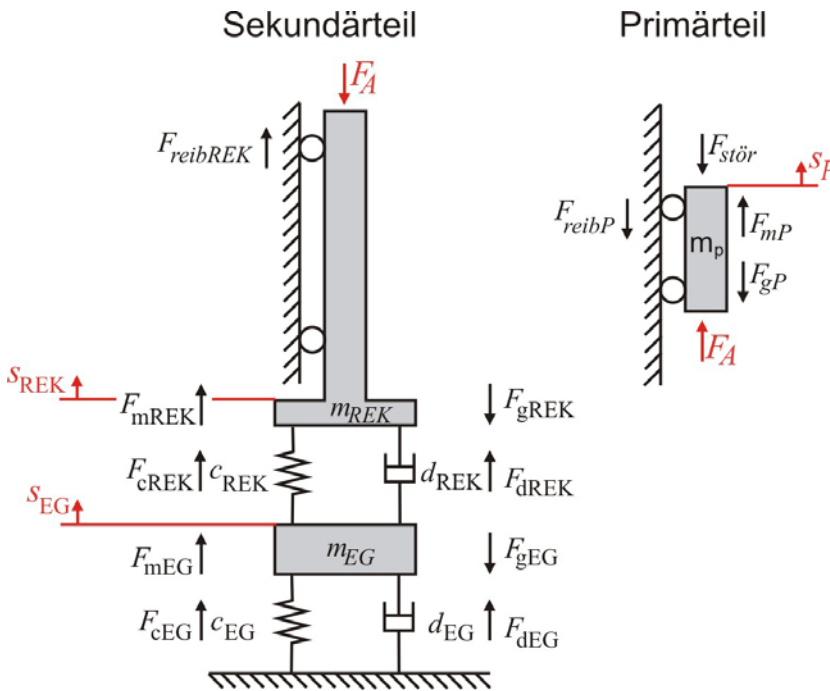
PWM: Pulsweitenmodulation
 U_q;, U_d: Steuerspannung
 FA: Vorschubkraft

P: Primärteil
 EG: Ersatzgestell
 REK: Ruckentkopplungsschlitten

Güv/53272 © IFW

Systemsimulation

Mechanisches Modell

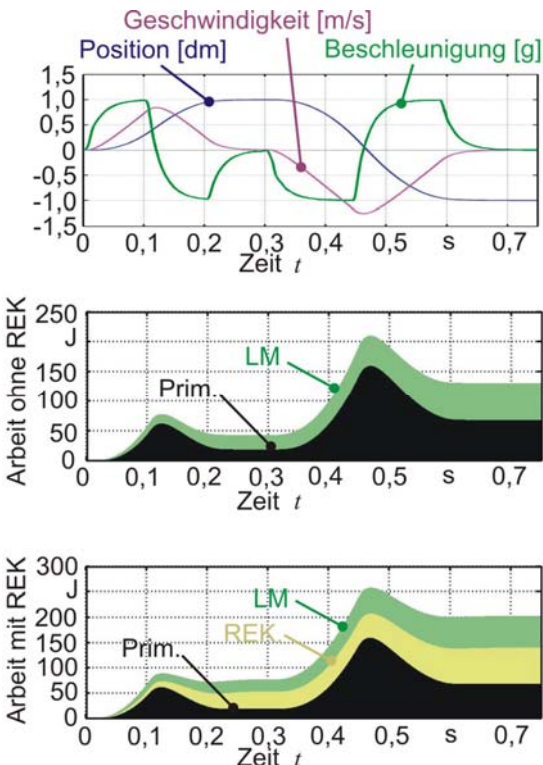


Berücksichtigte Effekte

- ◆ Bewegte Massen
 m_p, m_{REK}, m_{EG}
- ◆ Vorschubkraft
 F_A
- ◆ Führungsreibung
 $F_{reibP}, F_{reibREK}$
- ◆ Ruckentkopplung
 $c_{REK}, d_{REK}, s_{REK}$
- ◆ Gestellbewegung
 s_{EG}
- ◆ Gestelleigenschaften
 c_{EG}, d_{EG}

Güv/53273 © IFW

Untersuchung der Energieverläufe



- ◆ Ausgleichsbewegung des Ruckentkopplungsschlittens verursacht Reibungs- und Dämpfungsverluste im Sekundärteil
- ◆ Verlustenergie des Primärteils von 63 J wird durch die Verwendung der Ruckentkopplung nicht erhöht
- ◆ Begründung: Kraft ~ Strom und Geschwindigkeit ~ Polradspannung
- ◆ Verwendung der Ruckentkopplung verändert nur die Relativgeschwindigkeit, aber nicht die resultierende Vorschubkraft

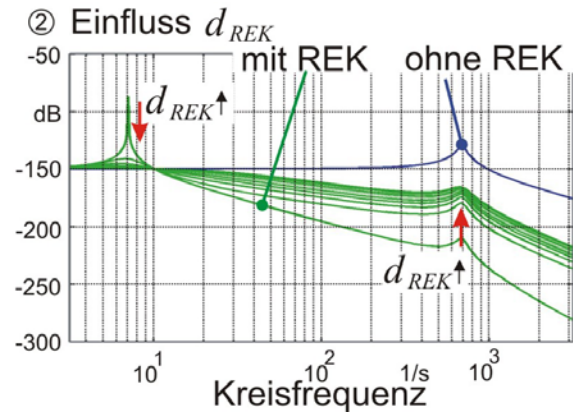
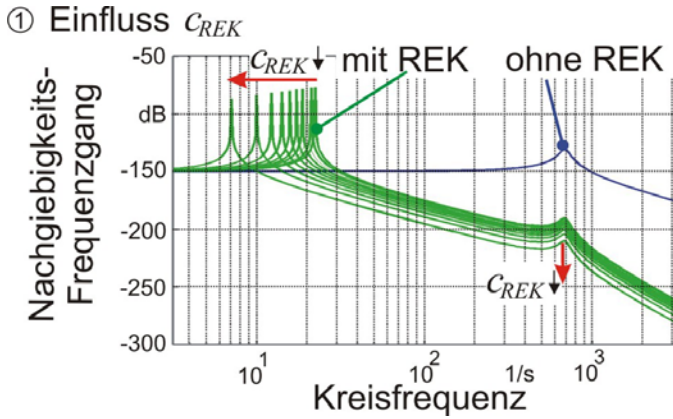
➔ Die Ruckentkopplung verursacht keine höheren Energieverluste im Primärteil

Güv/53274 © IFW

Parametervariation der Koppellemente

Regelungstechnische Auslegung

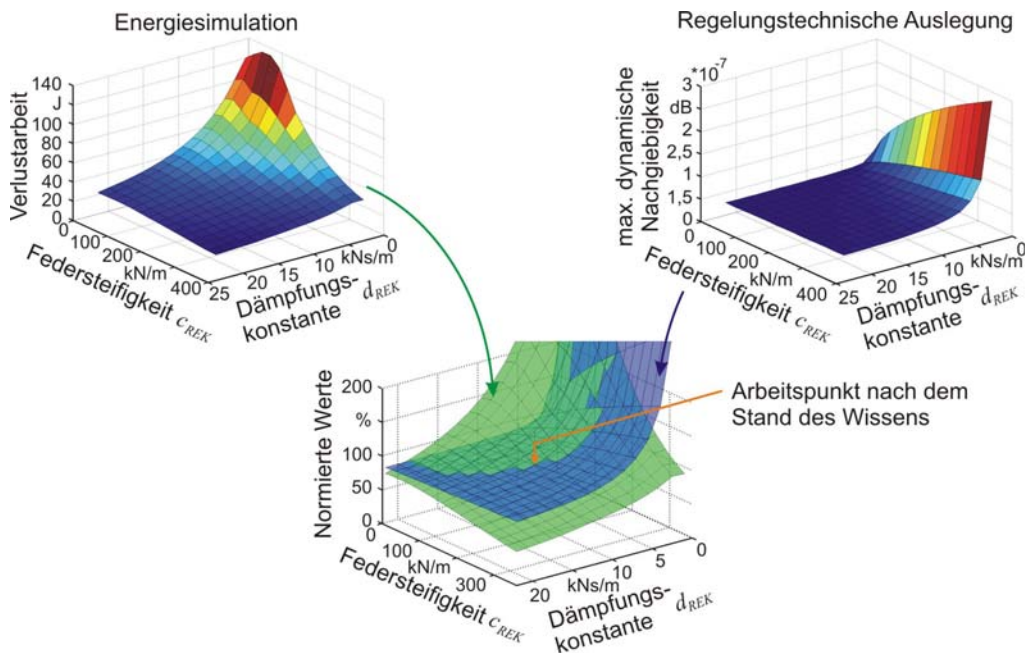
Dynamisches Verhalten des Maschinengestells



➔ Ziel: Nachgiebigkeit in der ersten Eigenfrequenz so niedrig wie möglich und Frequenz der ersten Eigenschwingung so hoch wie möglich

Güv/53275 © IFW

Gesamtoptimierung des Systems

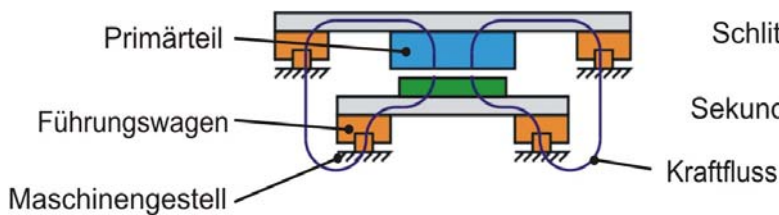


➔ **Energieoptimale Auslegung reduziert die Verlustenergie um bis zu 50% bei geringfügiger Verschlechterung der regelungstechnischen Auslegung**

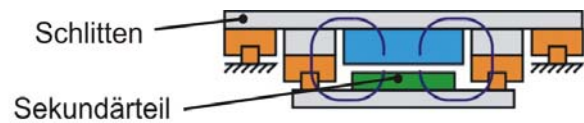
Güv/53276 © IFW

Relativführungskonzept

Klassische separate Führung



Neu Entwickelte Relativführung

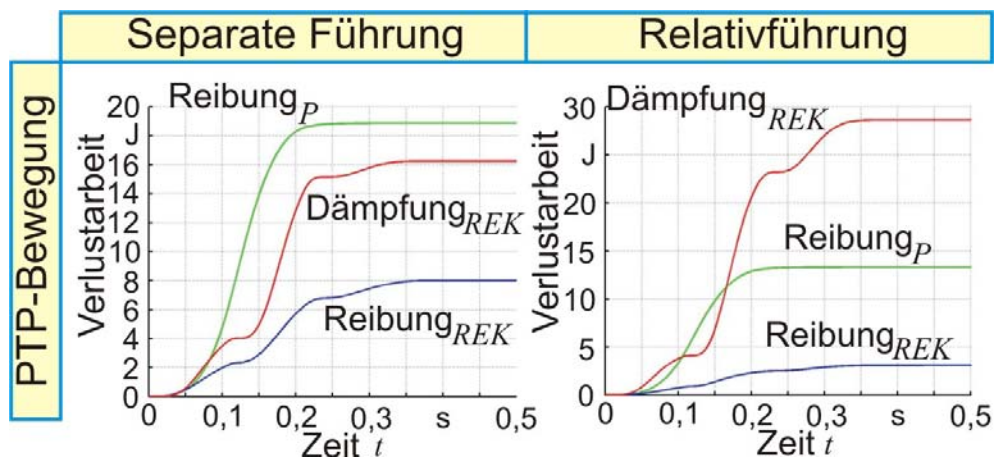


- ◆ Steigende Anzahl an Führungswagen bei langen Vorschubachsen
- ◆ Ansteigende Verlustenergie mit der Anzahl der Führungswagen
- ◆ Kein konstanter Luftspalt
- ◆ Indirekter Kraftfluss der hohen Anziehungskräfte

- ◆ Konstante Anzahl an Führungswagen bei langen Vorschubachsen
- ◆ Deutlich reduzierte Reibungsverluste
- ◆ Konstanter Luftspalt
- ◆ Direkter Kraftfluss der hohen Anziehungskräfte

Güv/53277 © IFW

Relativführungskonzept



- ◆ Die Reibung (Primärteil p und Sekundärteil $_{REK}$) ist in der neuen Relativführung reduziert
- ◆ Die Dämpfung wird erhöht, um das System stabil zu halten

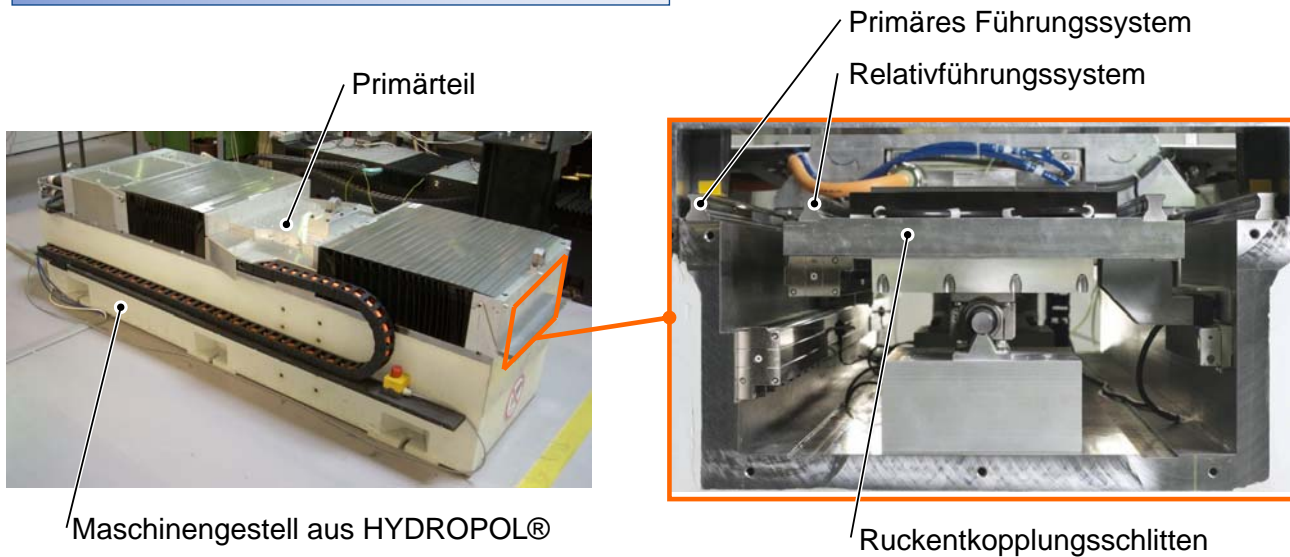


Die Verlustenergien der Ruckentkopplung können deutlich reduziert und von der Reibung zur Dämpfung verschoben werden

Güv/53278 © IFW

Versuchsstand

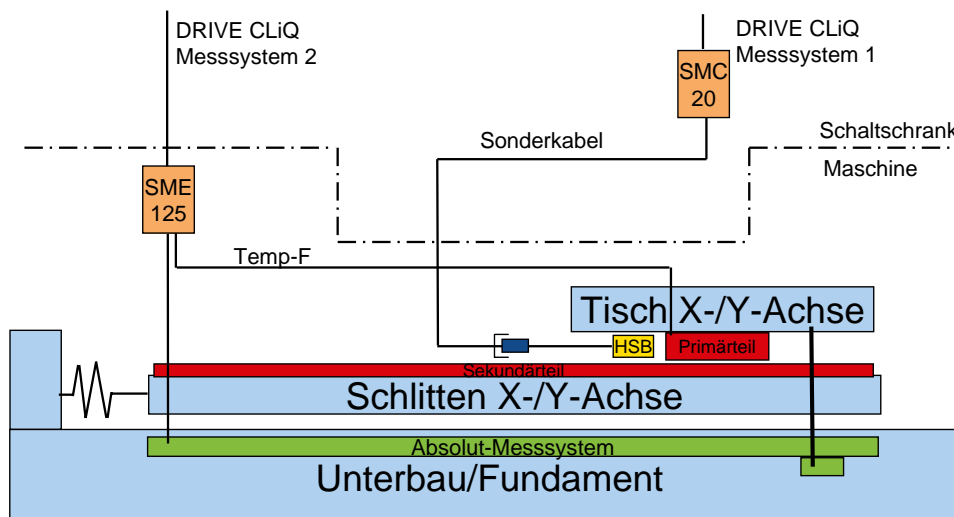
Aufbau der ruckentkoppelten Vorschubachse



- ◆ Max. Vorschubkraft: 7920 N
- ◆ Max. Verfahrweg: 1150 mm

Güv/53279 © IFW

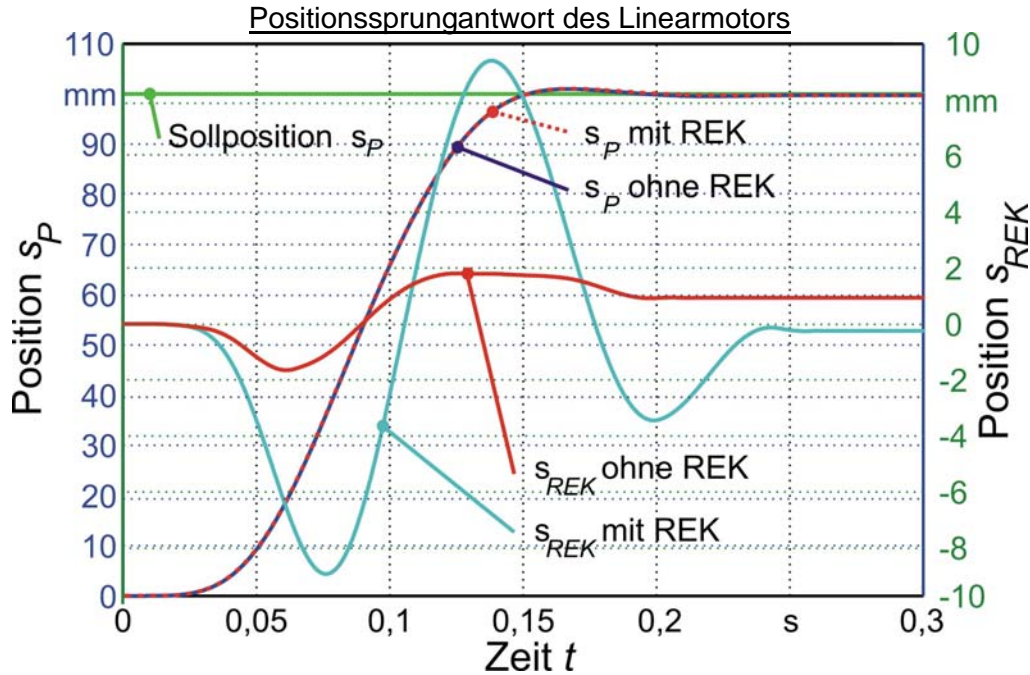
Messsysteme der Ruckentkopplung



- ◆ Auf ein Minimum reduzierte Anzahl an zusätzlichen Messsystemen für die Ruckentkopplung
- ◆ Positionierung und Regelung des Tisches über ein Absolutmaßstab
- ◆ Bestimmen der Kommutierungslage über zusätzliche Hallsensorbox

Güv/53280 © IFW

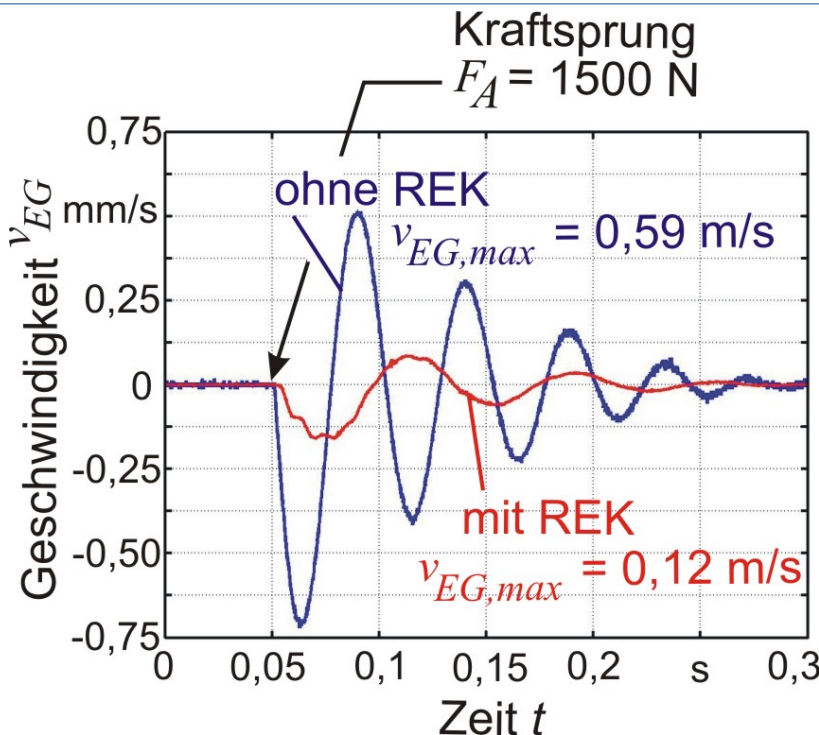
Verifikation der Simulationsergebnisse



- ◆ Deutlich erkennbare Ausgleichsbewegung des Ruckentkopplungsschlittens
- ◆ Kein Einfluss der Ruckentkopplung auf die Positioniergenauigkeit

Güv/53281 © IFW

Verifikation der Simulationsergebnisse



Schwinggeschwindigkeit
des Maschinengestells

- ◆ Deutlich reduzierte Schwingungsanregung des Maschinengestells unter Verwendung der Ruckentkopplungstechnologie

➔ **Wirtschaftliche Nutzung der Ruckentkopplungstechnologie bei langen Vorschubachsen ist möglich**

Güv/53282 © IFW

Gliederung

Ruckentkopplungstechnologie

- ◆ Systemsimulation und energieoptimale Auslegung der Koppellemente
- ◆ Relativführungskonzept
- ◆ Versuchsstand

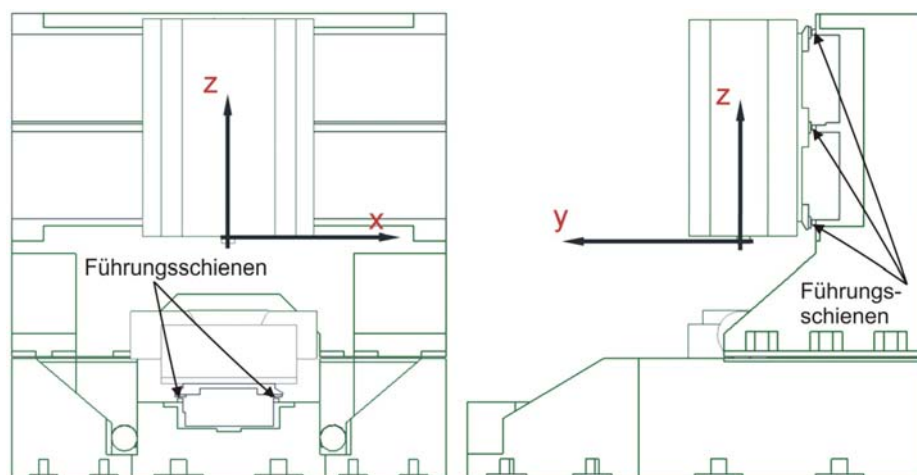
Maschinenkonzept NEXIMO

- ◆ Gestelloptimierung
- ◆ Antriebsauslegung und Dynamik
- ◆ Magnetführung in der Z-Achse

Zusammenfassung und Ausblick

Güv/53283 © IFW

Maschinenkonzept - Achsanordnung

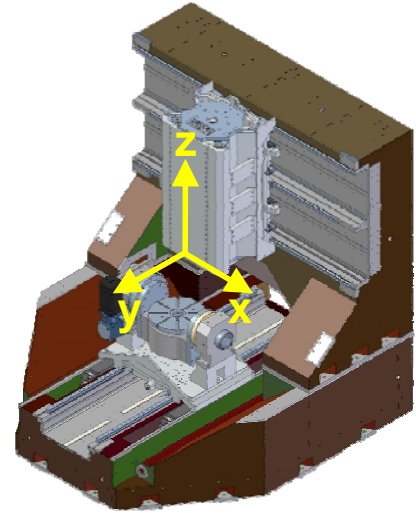


- ◆ Vertikales Bearbeitungszentrum
- ◆ Über einen Kreuzschlitten bewegte Frässpindel (XZ-Ebene)
- ◆ In der Y-Achse bewegtes Werkstück mit zwei zusätzlichen rotatorischen Freiheitsgraden (Schwenk-Rundtisch)
- ◆ Rollenschienenführung in der X- und Y-Achse, Magnetführung in der Z-Achse

Güv/53284 © IFW

Optimierung des Maschinengestells

- ◆ Durchgeführte FEM-Analysen und Optimierungen mit dem Ziel einer möglichst hohen statischen und dynamischen Steifigkeit sowie Dämpfung
- ➔ Hohe Dämpfung wird durch die Verwendung von HYDROPOL® erreicht, ein Verbund aus Spezialbeton und Stahl
- ◆ Das Maschinengestell besteht aus Herstellungsgründen aus zwei Teilen



Axiale Steifigkeit im Arbeitspunkt

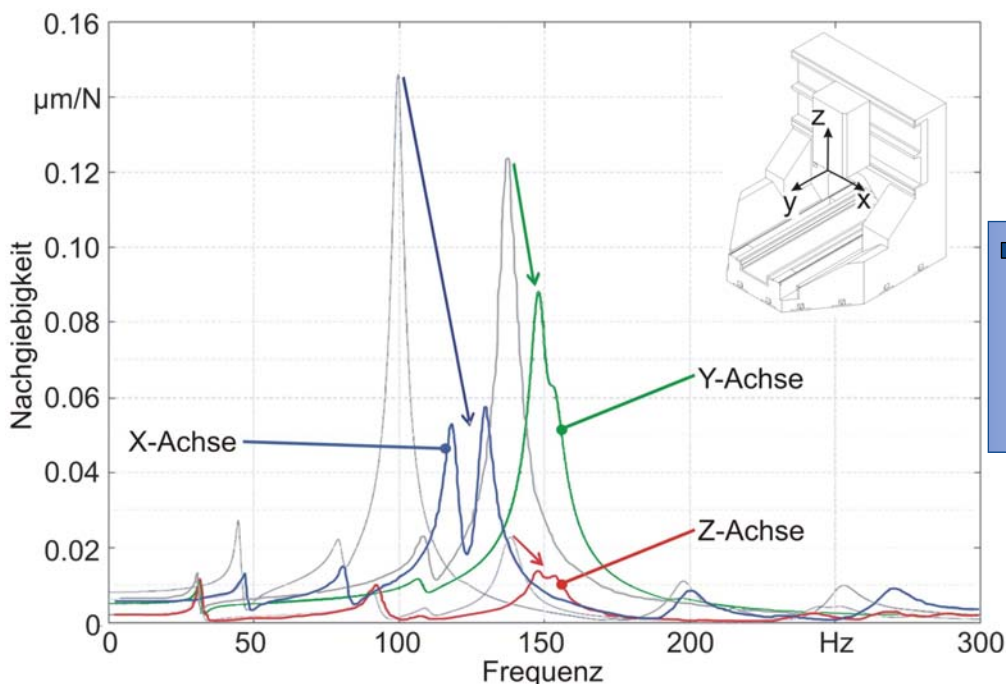
Steifigkeit	Erster Entwurf	Finale Konstruktion
X-Achse	274,0 N/ μ m	438,6 N/ μ m (+ 60%)
Y-Achse	588,2 N/ μ m	694,4 N/ μ m (+ 18%)
Z-Achse	724,6 N/ μ m	775,2 N/ μ m (+ 7%)

➔ Konstruktive Optimierung des Maschinengestells: Steifigkeit um bis zu 60% erhöht

Güv/53285 © IFW

Optimierung des Maschinengestells

Nachgiebigkeitsfrequenzgang des Maschinengestells

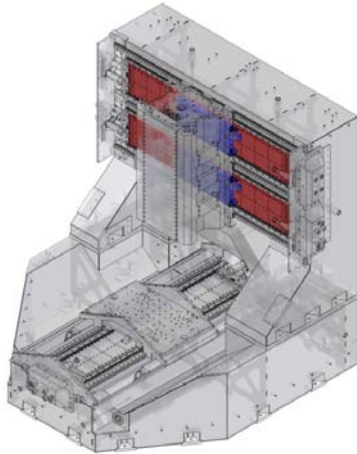


➔ Eigenschwingungen werden zu höheren Frequenzen mit deutlich reduzierten Amplituden verschoben

Güv/53286 © IFW

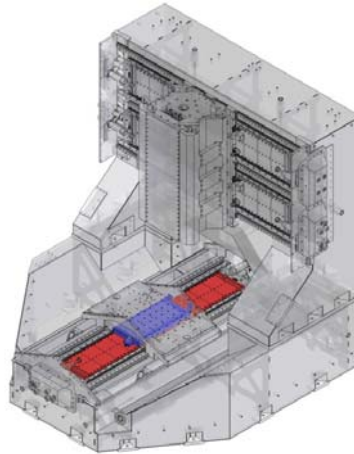
Antriebsauslegung und Dynamik

X-Achse



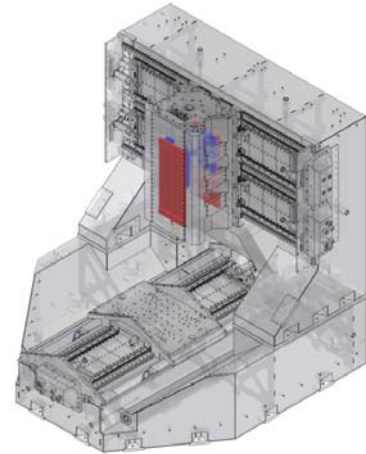
- ◆ Zwei parallele Linear-direktantriebe
- ◆ 2x 20700 N maximale Vorschubkraft
- ◆ 2,2 g maximale Beschleunigung

Y-Achse



- ◆ Ein Lineardirektantrieb
- ◆ 20700 N maximale Vorschubkraft
- ◆ 2,1 g maximale Beschleunigung

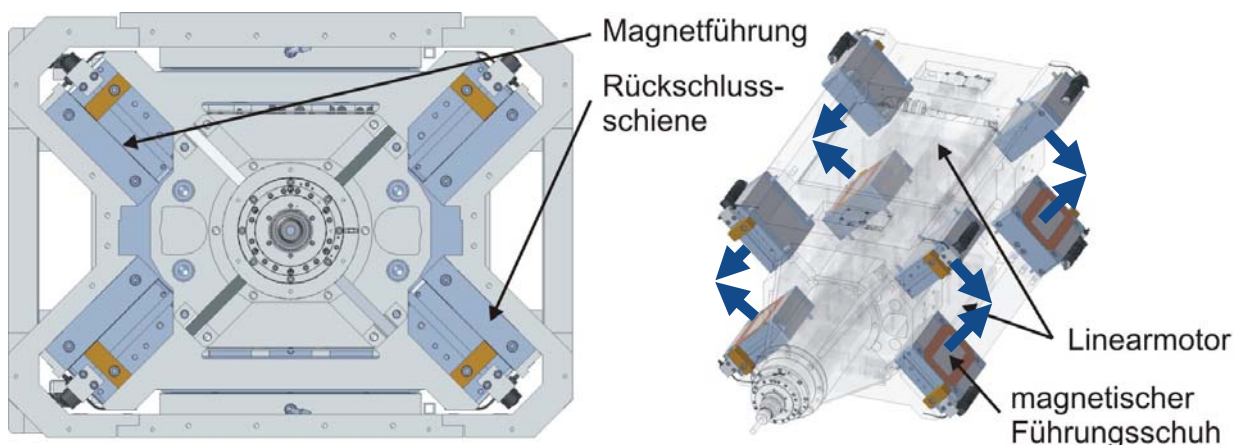
Z-Achse



- ◆ Zwei parallele Linear-direktantriebe
- ◆ 2x 10350 N maximale Vorschubkraft
- ◆ 4,3 g max. Beschl.

Güv/53287 © IFW

Magnetführung in der Z-Achse

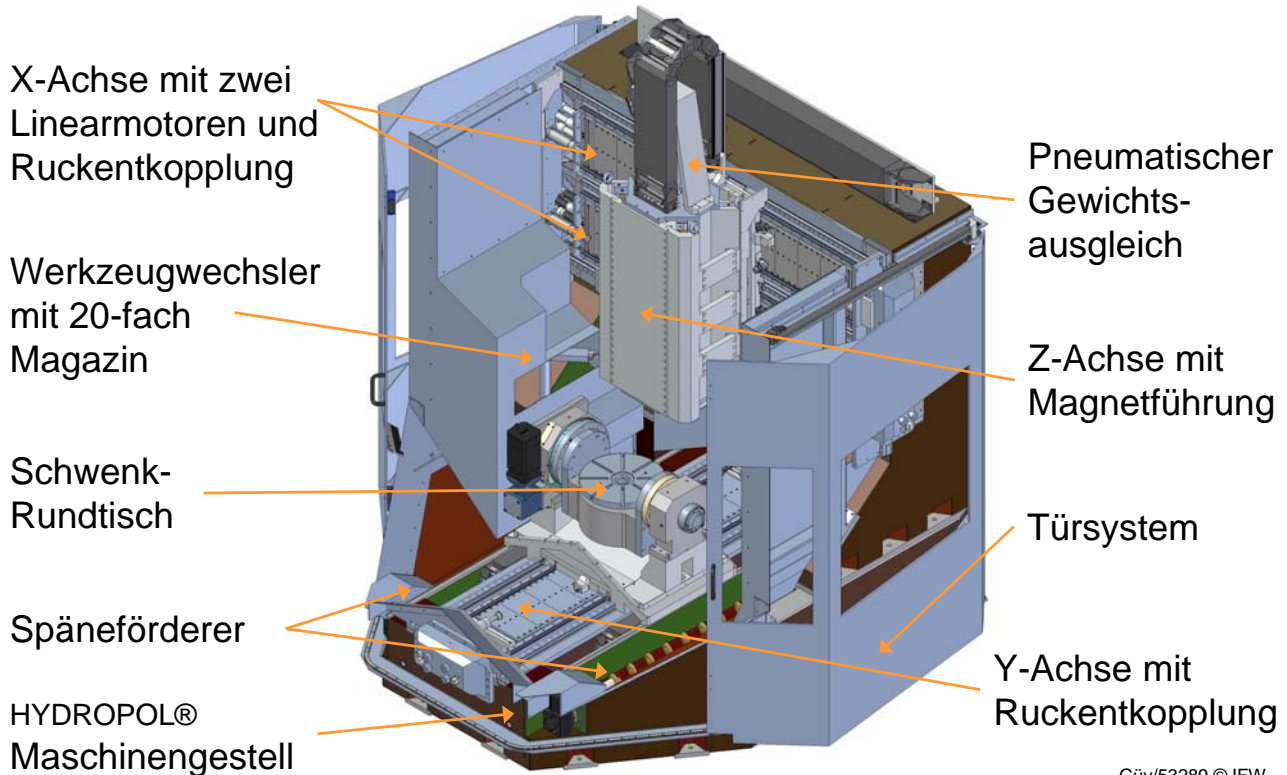


Eigenschaften und Anwendungsgebiete:

- ◆ 8 magnetische Führungsschuhe mit jeweils 14000 N max. Anziehungskraft
- ◆ Reibungs- und Verschleißfreiheit
- ◆ Im-Prozess-Analyse der Bearbeitungskräfte
- ◆ Anpassung der Dämpfung und Steifigkeit während der Bearbeitung möglich
- ◆ Aktive Schwingungskompensation
- ◆ Hochdynamische Feinpositionierung in 4 Freiheitsgraden möglich

Güv/53288 © IFW

Next Innovative Machine Tool NEXIMO



Prototyp NEXIMO

Technische Daten

- ◆ Führung: Rollenschienenführung in der X- und Y-Achse
Magnetführung in der Z-Achse
- ◆ Antrieb: Lineardirektantriebe in allen Achsen
Ruckentkopplung in der X- und Y-Achse
- ◆ Arbeitsraum: 1200 mm x 1200 mm x 300 mm
- ◆ Tischgröße: Ø 500 mm
- ◆ Spindel: Fischer, 17 kW, HSK-E50, 36.000 U/min (max.)
- ◆ Gewichtsausgleich: Pneumatisches Gegengewicht (Z)
- ◆ Dynamik: 2,2g (X), 2,1g (Y), 4,3g (Z)
- ◆ Anwendungsbereich: high speed cutting (HSC) für den Formenbau,
Automobil- und Luftfahrtbranche
- ◆ Platzbedarf: 2688 mm x 2862 mm x 3375 mm

Gliederung

Ruckentkopplungstechnologie

- ◆ Systemsimulation und energieoptimale Auslegung der Koppellemente
- ◆ Relativführungs-konzept
- ◆ Versuchsstand

Maschinenkonzept NEXIMO

- ◆ Gestelloptimierung
- ◆ Antriebsauslegung und Dynamik
- ◆ Magnetführung in der Z-Achse

Zusammenfassung und Ausblick

Güv/53291 © IFW

Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung:

- ◆ Systemsimulation mit Energiebeobachter für eine energieoptimale Auslegung der Koppellemente der Ruckentkopplung
- ◆ Neu entwickeltes Relativführungs-konzept des Ruckentkopplungsschlittens mit einem direkten Kraftfluss und geringeren Reibungsverlusten
- ◆ Verwendung von individuell einstellbaren Feder-Dämpfer-Elementen für die Ankopplung des Ruckentkopplungsschlittens
- ◆ Neues Maschinenkonzept einer hochdynamischen Werkzeugmaschine mit integrierter Ruckentkopplung in der X- und Y-Achse und Magnetführung in der Z-Achse
- ◆ Optimiertes Maschinengestell aus hochdämpfenden Material

Ausblick:

- ◆ Verwendung der magnetischen Dämpfung der Ruckentkopplung zur Energierückspeisung der Dämpfungsverluste
- ◆ Inbetriebnahme und erste Messungen zur Verifizierung der Simulationsergebnisse sind bis zum Ende des Jahres geplant

Güv/53292 © IFW

Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Danksagung:

Die hier vorgestellten Arbeiten wurden im Rahmen des von der Europäischen Union im sechsten Rahmenprogramm geförderten Projektes „Next Generation Production Systems“ (NEXT) durchgeführt.



Güv/53293 © IFW

MAX – Versuchsträger für eine Hochgeschwindigkeits-Leichtbau- Genauigkeitsmaschine

Prof. Dr.-Ing. habil. K. Großmann

Institut für Werkzeugmaschinen und Steuerungstechnik
TU Dresden

MAX – Versuchsträger für eine Hochgeschwindigkeits-Leichtbau-Genauigkeitsmaschine

Knut Großmann
IWM, TU Dresden

0. Inhaltsübersicht

Mit dem Beitrag sollen Motivation und Konzeption zur Entwicklung und Realisierung eines Versuchsträgers dargestellt werden, der Grundlagenuntersuchungen für neuartige Lösungsansätze zur Vereinbarkeit von Hochdynamik und Hochpräzision bei der Fräsbearbeitung ermöglichen soll.

Dabei werden die Ausführungen den in **Bild 1** gezeigten Schwerpunkten folgen.

- zum Grunddilemma von Dynamik und Genauigkeit
- zu Lösungsansätzen und Konsequenzen
- zum Gesamtkonzept für den Versuchsträger
- einige Gestaltungselemente zur Korrekturfähigkeit
- zum Entwicklungs- und Untersuchungspotenzial

Bild 1: Schwerpunkte der Darstellungen

Ausgangspunkt der Betrachtungen liefert der prinzipielle *Zielkonflikt von Dynamik* – mit ihren negativ auf das Bearbeitungsergebnis wirkenden erhöhten Belastungen und insbesondere Schwingungsanregungen – *und Genauigkeit*.

Die auf der Grundlage aktueller technischer Entwicklungen – wie der Linear-Direktantriebstechnik, des Leichtbaues und der steuerungsintegrierbaren Informations- und Messtechnik – gegebenen neuen *Lösungsansätze und* daraus erwachsenden gestalterischen *Konsequenzen* werden in logischer Folge zu einem *Gesamtkonzept für den Versuchsträger* entwickelt.

Anhand ausgewählter Beispiele – hier zur Sicherstellung der *Korrekturfähigkeit* von Bahnfehlern – wird auf innovative *Gestaltungselemente* näher eingegangen, um den Detailanspruch konsistenter Gesamtlösungen zu demonstrieren.

Schließlich soll das mit dem Versuchsträger gegebene *Entwicklungs- und Untersuchungspotenzial* umrissen werden.

Einen wesentlichen Problemschwerpunkt des Beitrages – und besondere Herausforderung – wird dabei die Konzeption und konkrete Gestaltung eines linear direktgetriebenen und vollständig impulskompensierten Kreuzschlittens bilden.

Viele der in diesem Beitrag angesprochenen Problembereiche können hier nur angerissen werden.

Die unmittelbar mit dem Einsatz der Lineardirektantriebe – und hier insbesondere die Impulskompensation betreffend – im Zusammenhang stehenden Themen werden mit den Beiträgen:

„Impulskompensation an einer linearmotorgetriebenen Maschinenachse“ (J. Müller, IWM) – siehe auch [Gro05], [Mül09], [Gro09] – sowie „Untersuchungen zur Reduzierung der Momentenanregung von Gestellschwingungen an einer impulskompensierten Vorschubachse“ (O. Holowenko, IWM) vertieft und sollen daher hier nicht behandelt sondern vorausgesetzt werden.

1. Zum Grunddilemma von Dynamik und Genauigkeit

1.1 Steigerung von Dynamik und Genauigkeit als Konsequenz wachsender Produktivitätsforderung

Die anhaltende Verbesserung der Wirtschaftlichkeit ist Quell stetigen Antriebs für produktionstechnische Entwicklung.

Hauptinstrumentarium dafür findet sich in der *Steigerung der Produktivität*.

Das bedeutet zunächst einen Zuwachs an Mengenleistung bzw. die Reduzierung der Stückzeiten zu erreichen. Die dazu erforderliche Verkürzung der Hauptzeiten führt über die notwendige Erhöhung des Zeitspanvolumens bei begrenzten Spannungsquerschnitten ebenso zur Forderung nach *gesteigerten Geschwindigkeiten* der Antriebe, wie die zur Senkung der Nebenzeiten notwendige Beschleunigung der Werkzeug- und Werkstück-Wechselvorgänge.

Eine erhöhte Mengenleistung wirkt allerdings nur produktivitätssteigernd, wenn dabei die anstehenden und in ihrer Grundtendenz ebenfalls stetig wachsenden Genauigkeitsforderungen eingehalten werden. Im Zusammenhang mit den steigenden Bahngeschwindigkeiten wird damit die Einhaltung und *Erhöhung der Bahngenauigkeiten* zum Problemschwerpunkt. Eine Lösung ist nur über die Verbesserung des Stellvermögens der Vorschubantriebe, das heißt die Steigerung deren Beschleunigungsvermögens erreichbar.

Damit zielen letztlich sowohl die Leistungs- als auch die Genauigkeitsforderungen auf eine *Steigerung der Antriebsdynamik* der Werkzeugmaschine.

Bild 2 fasst die erläuterten Zusammenhänge schematisch zusammen.

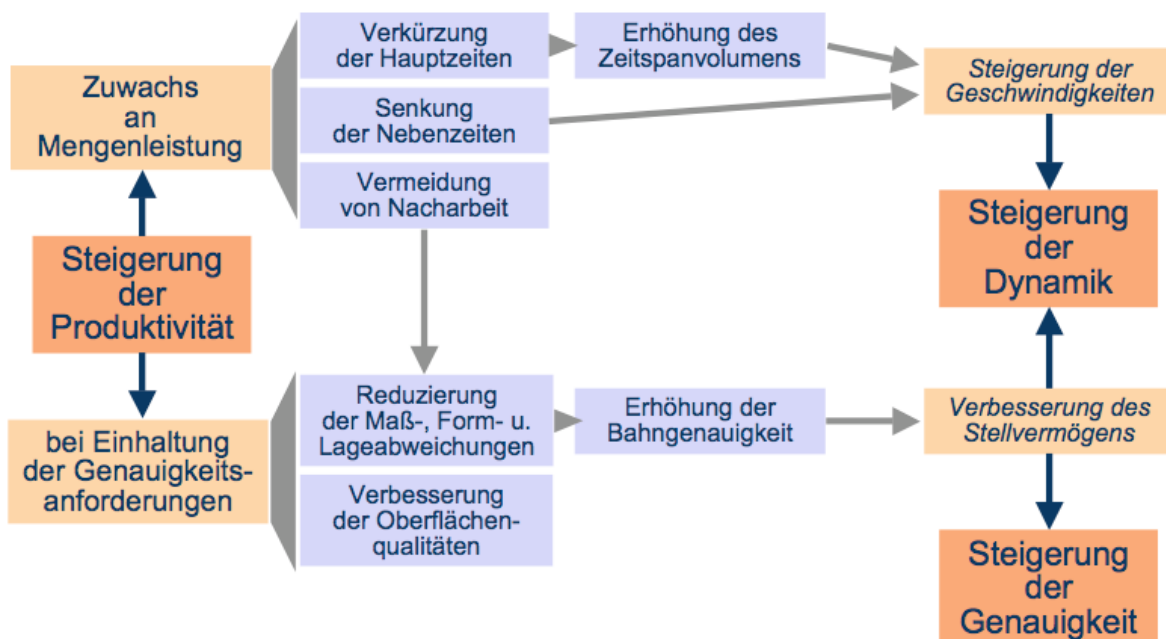


Bild 2: Steigerung von Dynamik und Genauigkeit als Konsequenz wachsender Produktivitätsforderung

1.2 Zielkonflikt bei der gleichzeitigen Umsetzung der Forderungen nach erhöhter Dynamik und Genauigkeit

Die Steigerung der Vorschubgeschwindigkeiten erfordert *höhere Beschleunigungen*, dies ist infolge $a = F/m$ durch *größere Antriebskräfte* und *geringere bewegte Massen* erreichbar.

Da der Kraftsteigerung am Einzelantrieb mit dem Maximalstrom Grenzen gesetzt sind, können durch *Parallelisierung der Antriebe* Lösungsmöglichkeiten gefunden werden.

Problematischer gestaltet sich die Reduktion der bewegten Massen, da dies nur über *Materialschwächungen* und *Einsatz von Leichtbauwerkstoffen* an den Vorschubschlitten realisierbar ist. Dies hat jedoch bei konventioneller Gestaltung *Steifigkeitsminderungen* der unmittelbar im Kraftfluss liegenden Baugruppen und Verbindungsstellen zur Folge und führt so zu *genauigkeitsbeeinträchtigenden Verformungen am TCP*.

Die für die Verbesserung des Stellvermögens der Achsen notwendigen *schnelleren Beschleunigungsänderungen* werden mit den hohen Stromänderungsgeschwindigkeiten der *Lineardirektantriebe* ermöglicht. Infolge des damit gegebenen hohen „Ruckvermögens“ werden allerdings starke *Kraftimpulse* einerseits in der Antriebsebene in die Maschinenstruktur eingeleitet und andererseits als Reaktion im Schwerpunkt der bewegten Baugruppe wirksam. Dies führt insgesamt zu *Kraft- und Momentenanregungen* der Struktur und damit zu *Schwingungen am TCP*, die sich negativ auf die Bearbeitungsgenauigkeit auswirken.

Die auch in Werkzeugmaschinen zum Einsatz kommenden Standardausführungen der Lineardirektantriebe sind eisenbehafte Flachbauformen, die zum Teil erhebliche *Rastkräfte* aufweisen und darüber hinaus die Wälzführungen über den *magnetischen Zug* mit mehr als der Nennkraft zusätzlich belasten.

Bild 3 zeigt die für die Umsetzung der Forderungen nach höherer Antriebsdynamik möglichen Lösungen und deren Folgen sowie die erforderlichen Zielstellungen zur Erfüllung der Genauigkeitsansprüche.

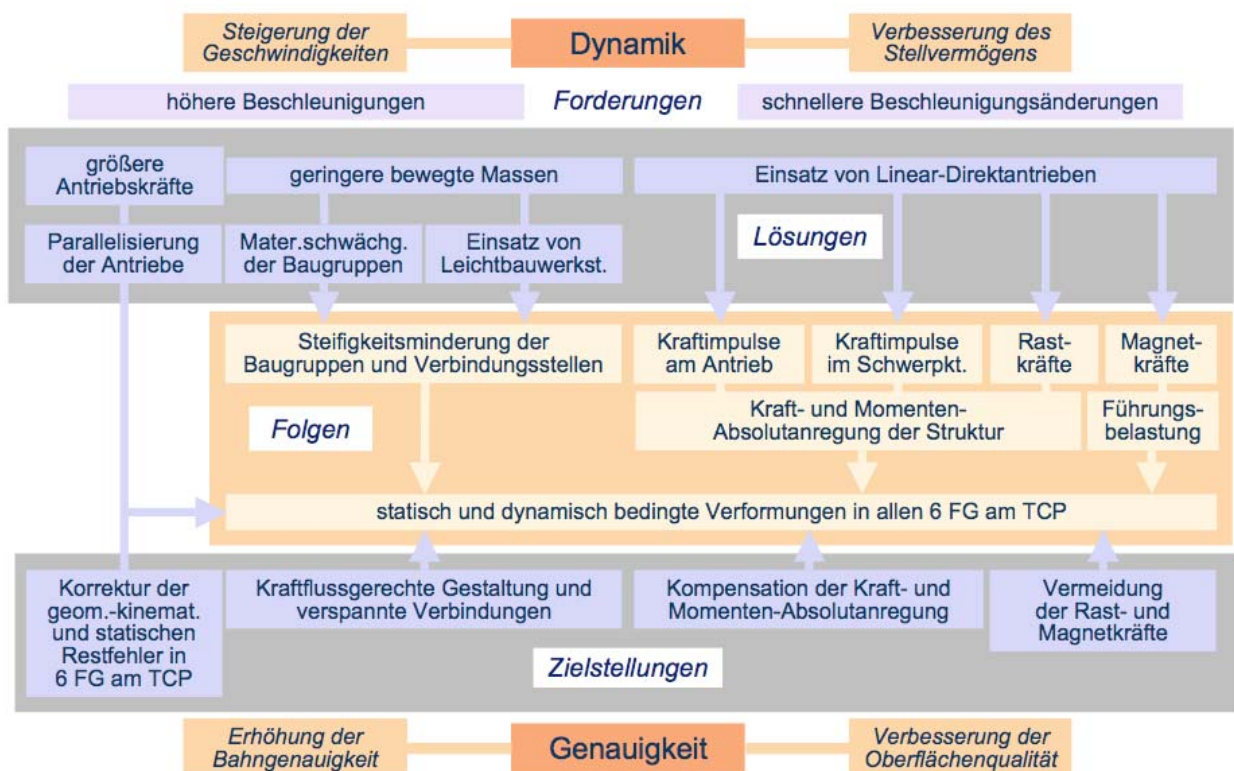


Bild 3: Lösungen und Folgen bei der Umsetzung der Dynamik-Forderungen und daraus resultierende Zielstellungen für die Sicherung der Genauigkeit

2. Zu Lösungsansätzen und Konsequenzen

Die sich aus den prinzipiellen Lösungsmöglichkeiten für die Steigerung der Vorschubdynamik ergebenden Folgen, wie die Steifigkeitsminderung der Baugruppen und Verbindungsstellen sowie die Kraft- und Momenten-Absolutanregung der Struktur, führen über statisch und dynamisch bedingte Verformungen am TCP ohne ein Gesamtkonzept an Gegenmaßnahmen zu drastischen Genauigkeitseinbußen.

Die Zielstellungen für ein derartiges Gesamtkonzept zur Vereinbarkeit von Dynamik und Genauigkeit orientieren auf folgende Schwerpunkte:

- Lösungen für kraftflussgerechte Baugruppengestaltung und steife Verbindungsstellen bei Einsatz von Leichtbauwerkstoffen unter Berücksichtigung geringer Fertigungs-, Montage- und Umbauaufwendungen,
- Lösungen zur Kompensation der Kraft- und Momenten-Absolutanregung durch Verwendung von Kompensationsantrieben und Einleitung der resultierenden Antriebskräfte in den Schwerpunkten der bewegten Massen sowie Vermeidung der Rast- und Magnetkräfte durch Einsatz eisenloser Doppelkamm-Bauformen für die Lineardirektantriebe,
- Lösungen zur Parallelisierung der Antriebe für die Realisierung eines trägheitsproportionalen Antriebsvermögens in Verbindung mit der Korrekturfähigkeit für Bewegungsfehler in allen 6 Freiheitsgraden am TCP.

Bild 4 stellt gestalterische und steuerungstechnische Konsequenzen zur Erfüllung dieser Zielstellungen zusammen und liefert damit die Grundlage für die Teilaufgaben im Rahmen der Entwicklung eines Gesamtkonzeptes.

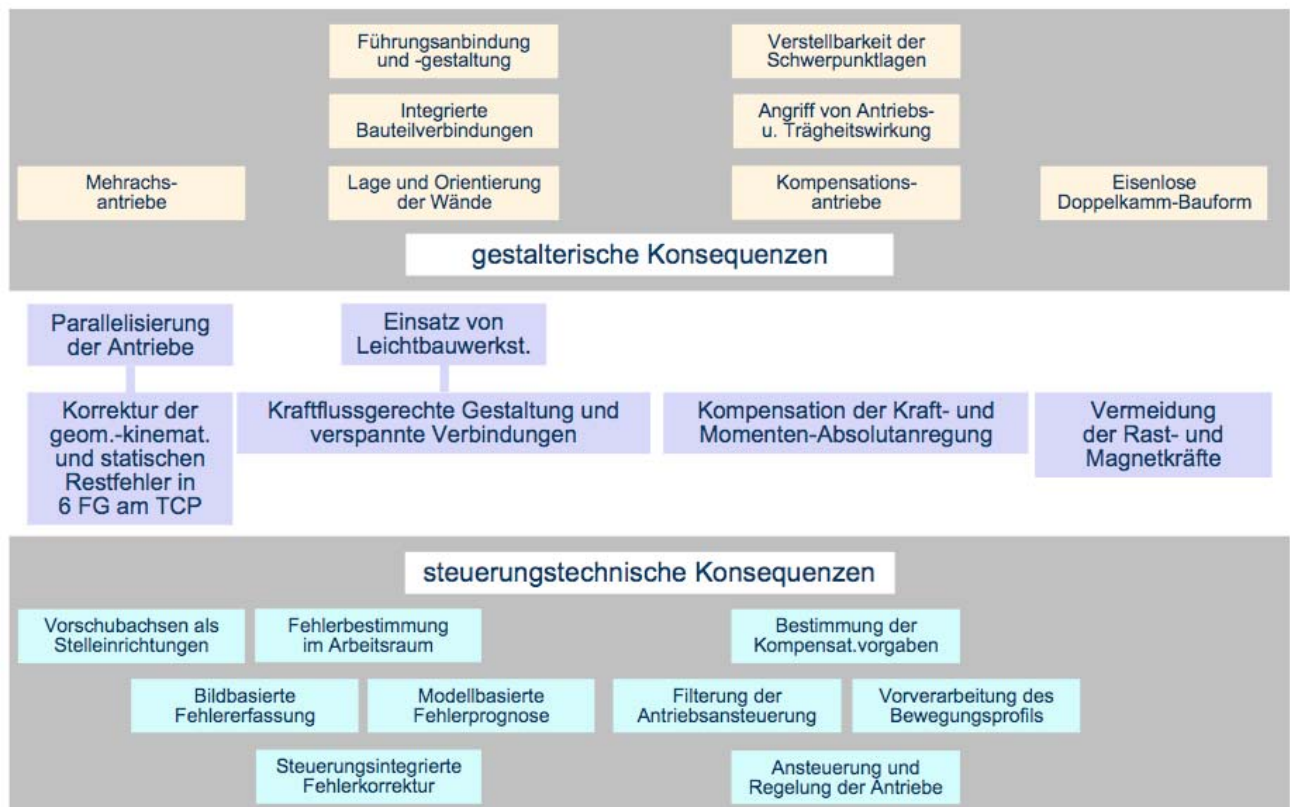


Bild 4: Gestalterische und steuerungstechnische Konsequenzen zur Erfüllung der Zielsetzungen

In **Bild 5** sind den im Rahmen einer Umsetzung entstehenden Aufgabenschwerpunkten schematisch wesentliche Lösungselemente zugeordnet, die im Folgenden näher betrachtet und erläutert werden sollen.

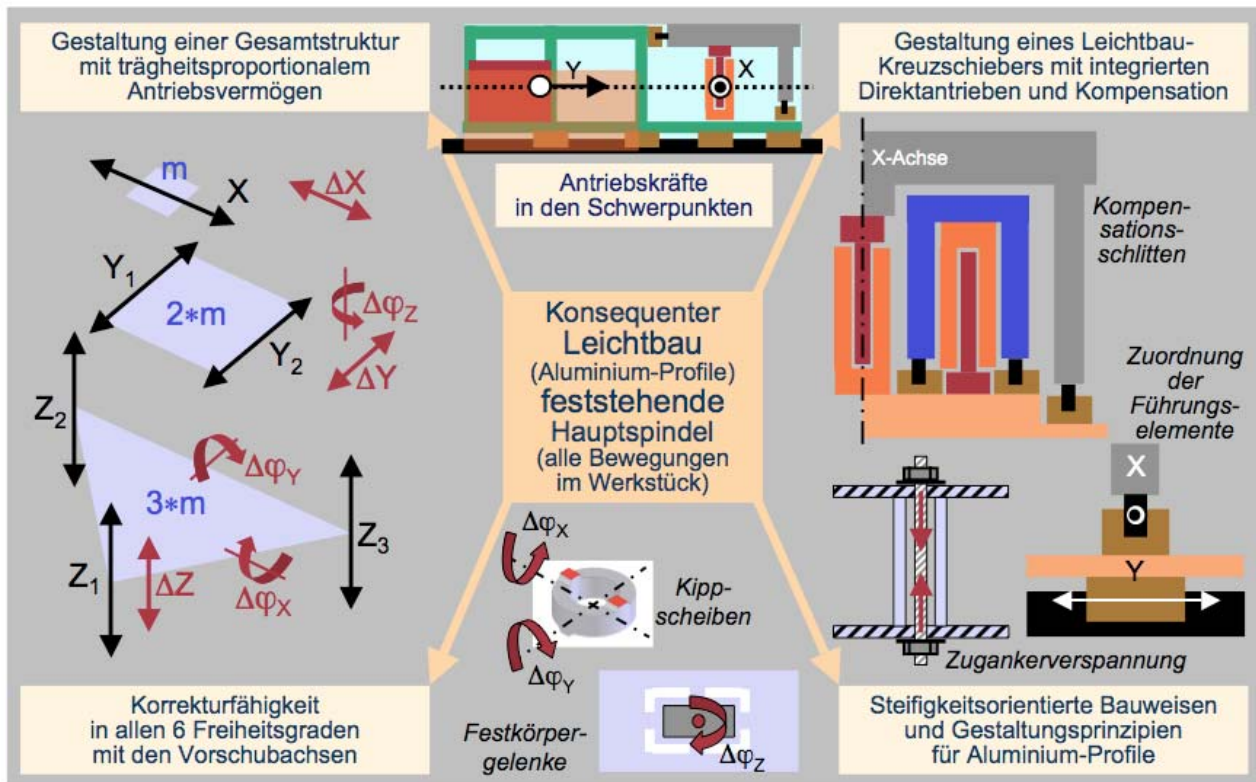


Bild 5: Aufgabenschwerpunkte und Lösungselemente

3. Zum Gesamtkonzept für den Versuchsträger

Zunächst sind mit **Bild 6** noch einmal die einzelnen Aufgabenschwerpunkte für die Ausgestaltung des Gesamtkonzeptes für den Versuchsträger zusammengestellt und Orientierungsgrößen für technische Parameter angegeben sowie die zu berücksichtigenden Rand- und Nebenbedingungen notiert.

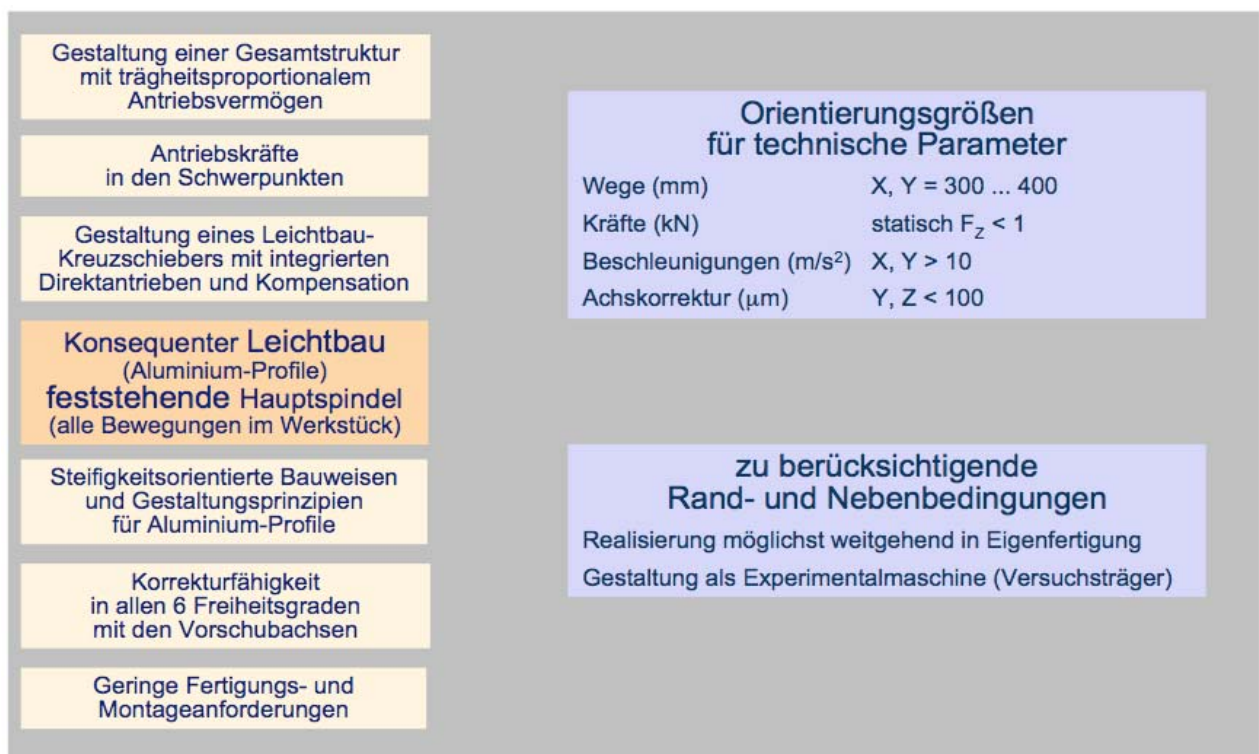


Bild 6: Aufgaben, Orientierungsgrößen und Bedingungen für das Gesamtkonzept

Die folgenden Darstellungen wollen Schwerpunkte der gestalterischen Umsetzung der vorgeannten Zielstellungen bis zur Baugruppenkonstruktion vertiefen. Die Grundüberlegungen dazu wurden bereits in [Möb08] fixiert und in [Möb09] weiter detailliert. Die den Abbildungen zugeordneten "Gedankenskizzen zur Konzeption" sind diesen Quellen entnommen.

3.1 Struktur- und Antriebskonzept

Das Struktur- und Antriebskonzept orientiert sich an den Prämissen:

- Parallelisierung der Einzelantriebe zur Gewährleistung eines trägheitsproportionalen Antriebsvermögens und der Stellbarkeit von Korrekturbewegungen in allen 6 Freiheitsgraden mit den Vorschubachsen sowie
- Realisierbarkeit des Zusammenfalls der Schwerpunktlagen mit den resultierenden Antriebskräften.

Zusätzlich soll Flexibilität in der Auswahl der Arbeitsspindel und deren Zuordnung zum Bewegungsraum ermöglicht werden.

Die Forderungen sind prinzipiell erfüllbar, wenn alle Bewegungen aufeinander aufbauen und auf der Werkstückseite liegen, wobei zur Verstellung in X-Richtung ein, für die Y-Richtung zwei und die Z-Richtung drei Antriebe parallel Verwendung finden.

Bild 7 stellt die daraus resultierenden Grundüberlegungen schematisch zusammen.

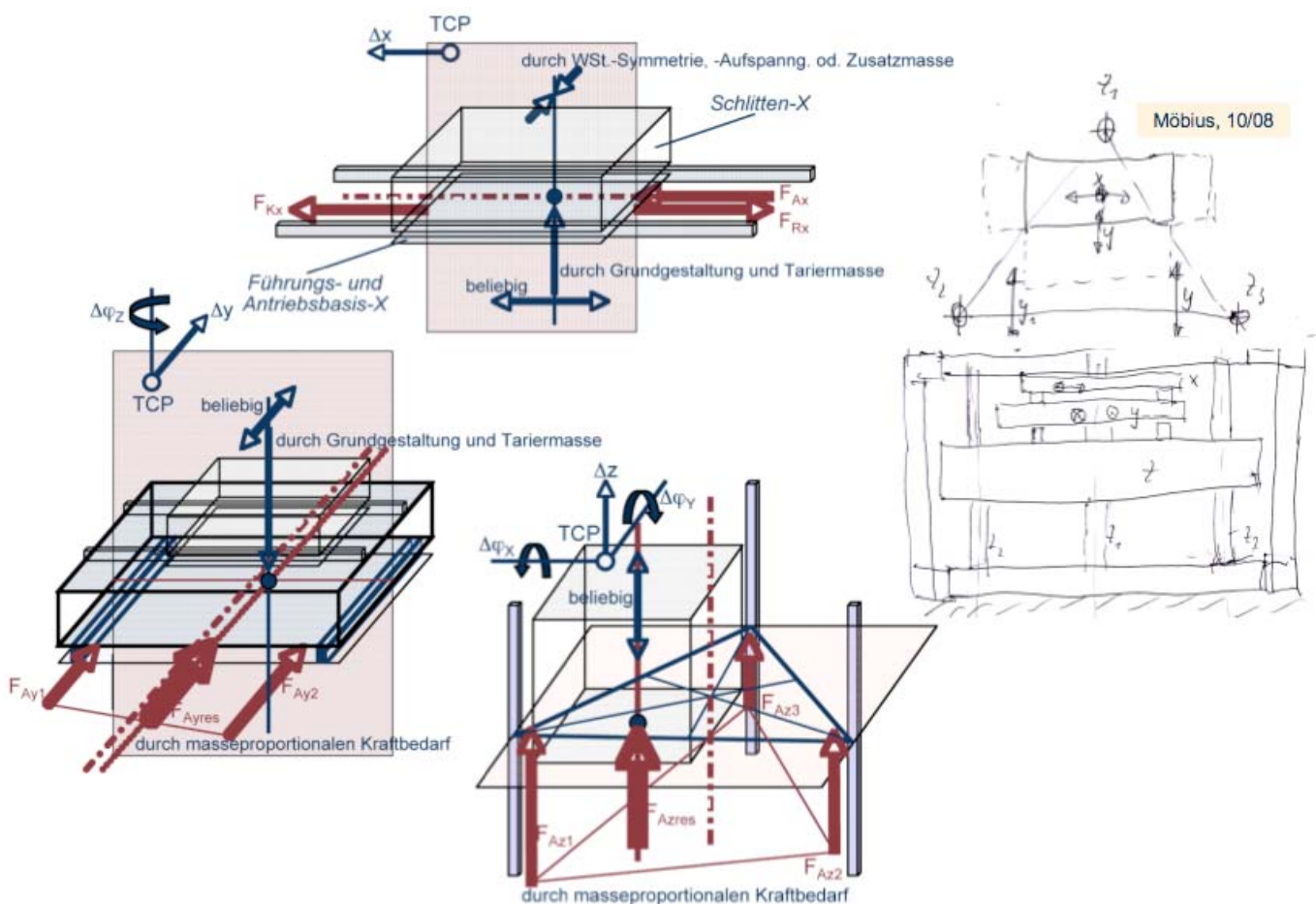


Bild 7: Struktur- und Antriebskonzept zur Erfüllung der Forderungen nach trägheitsproportionalem Antriebsvermögen, Lage der Antriebskräfte in den Schwerpunkten und Korrekturfähigkeit in allen 6 Freiheitsgraden mit den Vorschubachsen

Bild 8 veranschaulicht die Umsetzung des Strukturkonzeptes für die Z-Bewegung mit der X- und Y-Antriebe sowie –Schlitten tragenden Z-Plattform, die über drei Kugelgewindetriebe vertikal verstellbar ist und in einem aus Winkelprofilen bestehendem Säulengestell über Profilschienenführungen mit integrierten Messsystemen geführt wird.

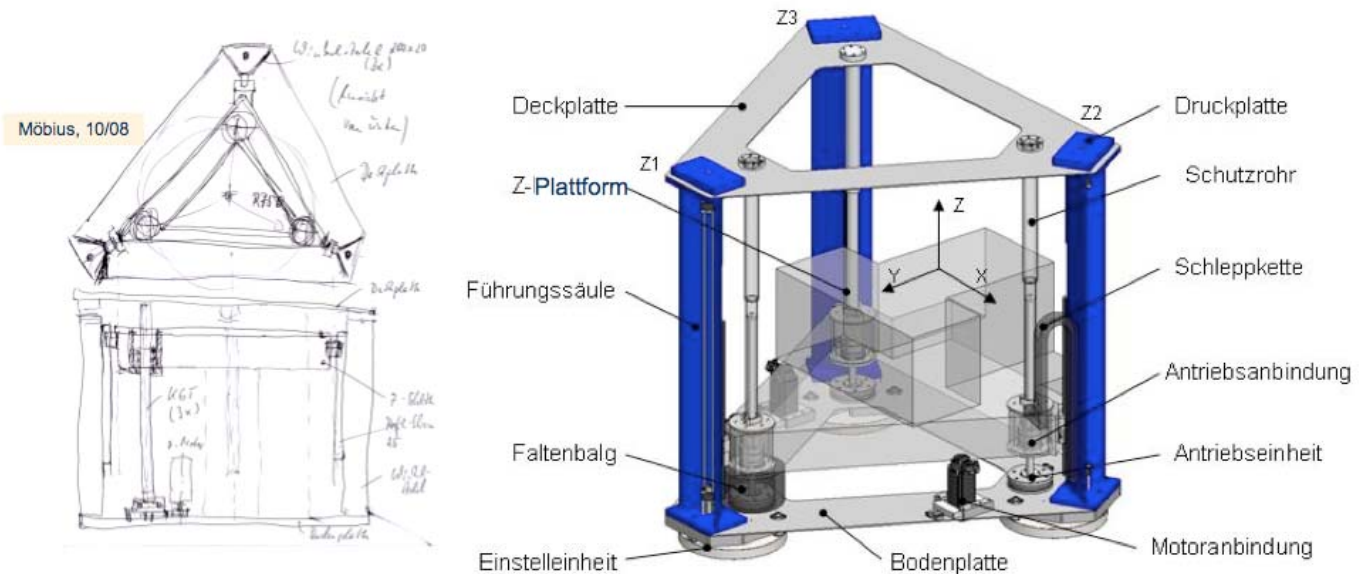


Bild 8: Umsetzung des Strukturkonzeptes für die Z-Bewegung

3.2 Gestaltung des Kreuzschlittens

Eine der größten Herausforderungen bei der Umsetzung der formulierten Ansprüche liegt in der konkreten Gestaltung des X-Y-Kreuzschlittens.

Bild 9 zeigt dazu „Gedankenskizzen“ für den verfolgten Gestaltungsansatz.

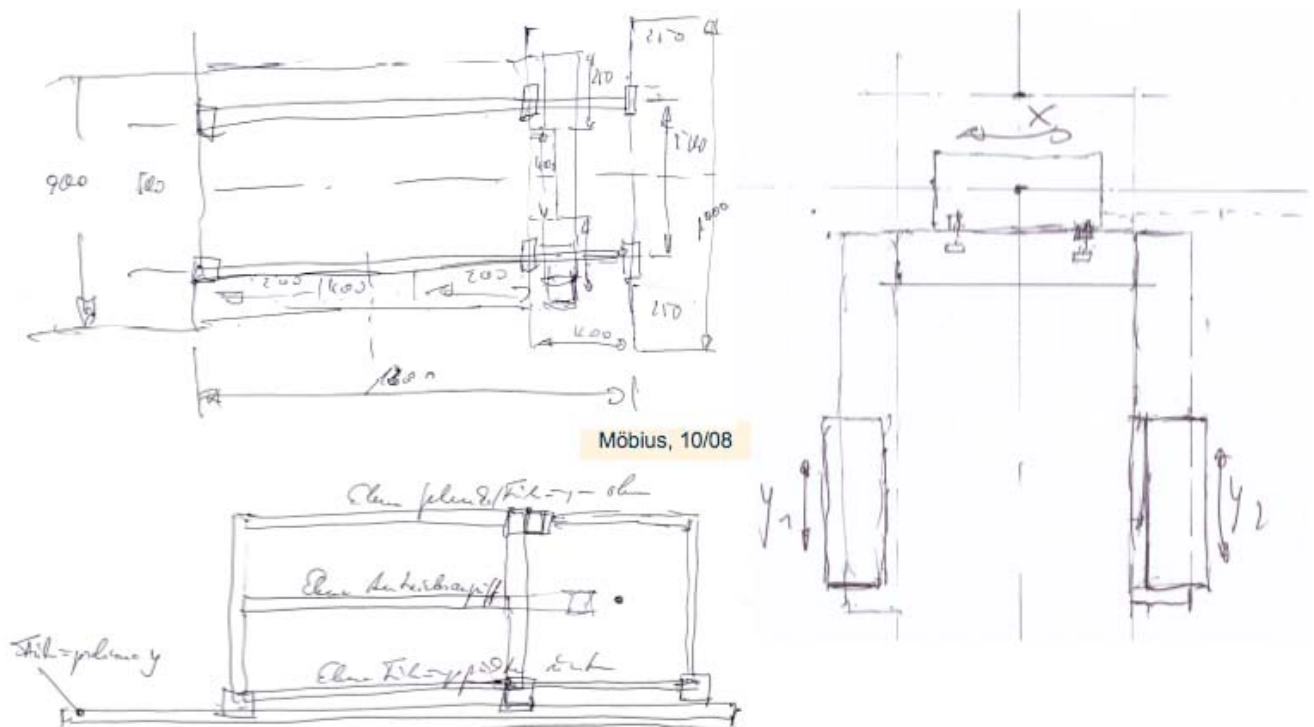


Bild 9: Vorüberlegungen zur Gestaltung des Leichtbau-Kreuzschlittens

Die Lösungsidee für die Vereinbarkeit von Bauraumrestriktionen, Lage der Antriebsebenen und Baugruppenschwerpunkte sowie steifer Kraftflüsse bei Leichtbaugestaltung besteht darin, den X-Schlitten und -Antrieb nicht „auf“ sondern „vor“ dem Y-Schlitten bzw. -Antrieb anzuordnen und eine günstige Zuordnung von Wagen und Schienen der Führungen zu Basis- und Bewegungseinheiten der Schlitten vorzunehmen.

Ein weiterer am X-Y-Kreuzschlitten zu lösender Problemschwerpunkt liegt in der Anordnung und Gestaltung der Kompensationsantriebe für die X- und Y-Achsen. Hierbei sind insbesondere Forderungen hinsichtlich Symmetrie, Masseverteilung und Kraftereinleitung zu erfüllen.

Bild 10 veranschaulicht die Gestaltungslösung für den Kreuzschlitten mit integrierten Direktantrieben und Impulskompensation.

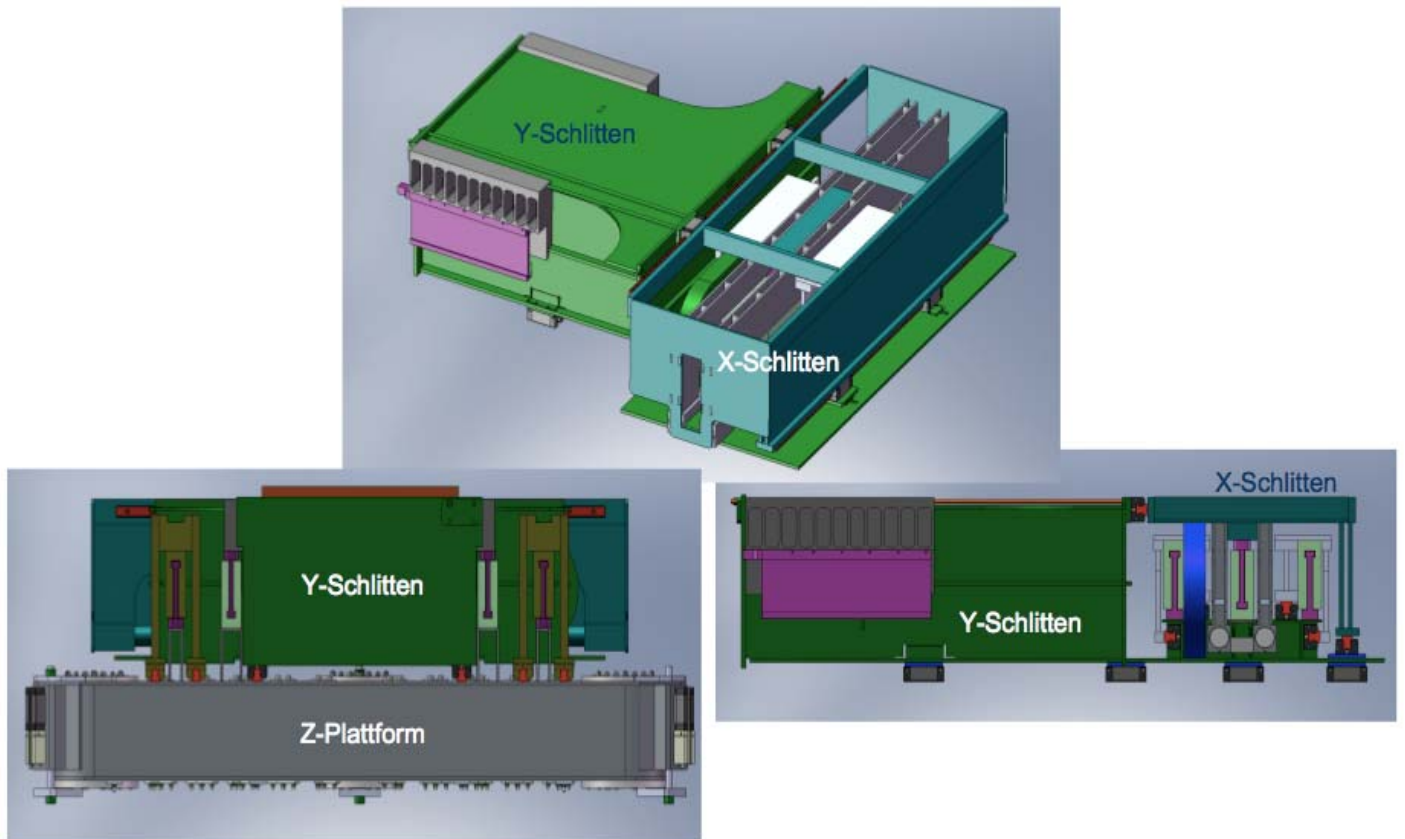


Bild 10: Gestaltung des Leichtbau-Kreuzschlittens mit integrierten Direktantrieben und Kompensation

3.3 Steifigkeitsorientierte Leichtbauweisen

Eine gesamtverträgliche Lösung zur Erfüllung der Einzelforderungen nach

- hoher Steifigkeit, insbesondere der direkt kraftleitenden Strukturen und Verbindungsstellen,
- Minimierung der Massen der bewegten Baugruppen bei gezielter Beeinflussbarkeit deren Schwerpunktlagen,
- Verwendung von Leichtbauwerkstoffen, insbesondere Aluminiumprofilen,
- geringen Fertigungs- und Montageanforderungen sowie
- möglichst flexibler Bauweise zur Gewährleistung einfacher Umbauten und Modifikationen am Versuchsträger

schließt klassische Orientierungen auf der Grundlage von geschweißten oder gar gegossenen Baugruppen weitestgehend aus.

Unter den vorgenannten Gesichtspunkten als besonders geeignetes Gestaltungs- bzw. Aufbauprinzip wurde für die konstruktive Ausführung sowohl der bewegten als auch der Basisbaugruppen konsequent die Zugankerverspannung eingesetzt.

Bild 11 und **Bild 12** veranschaulichen dazu gefundene Gestaltungslösungen und Aufbauprinzipien an der Z-Plattform, dem Stabtragwerk und dem Säulengestell.

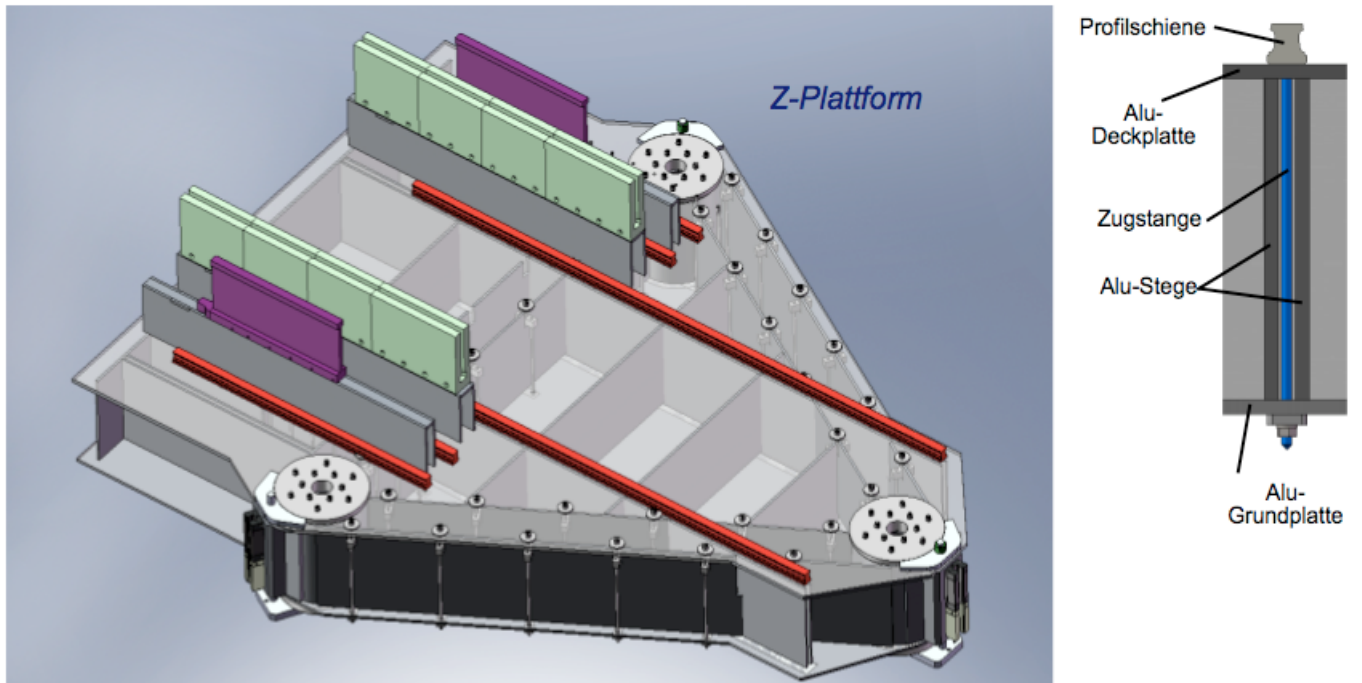


Bild 11: Zugankerverspannung von Platten-Steg-Verbindungen am Beispiel der Aluminium-Struktur der Z-Plattform

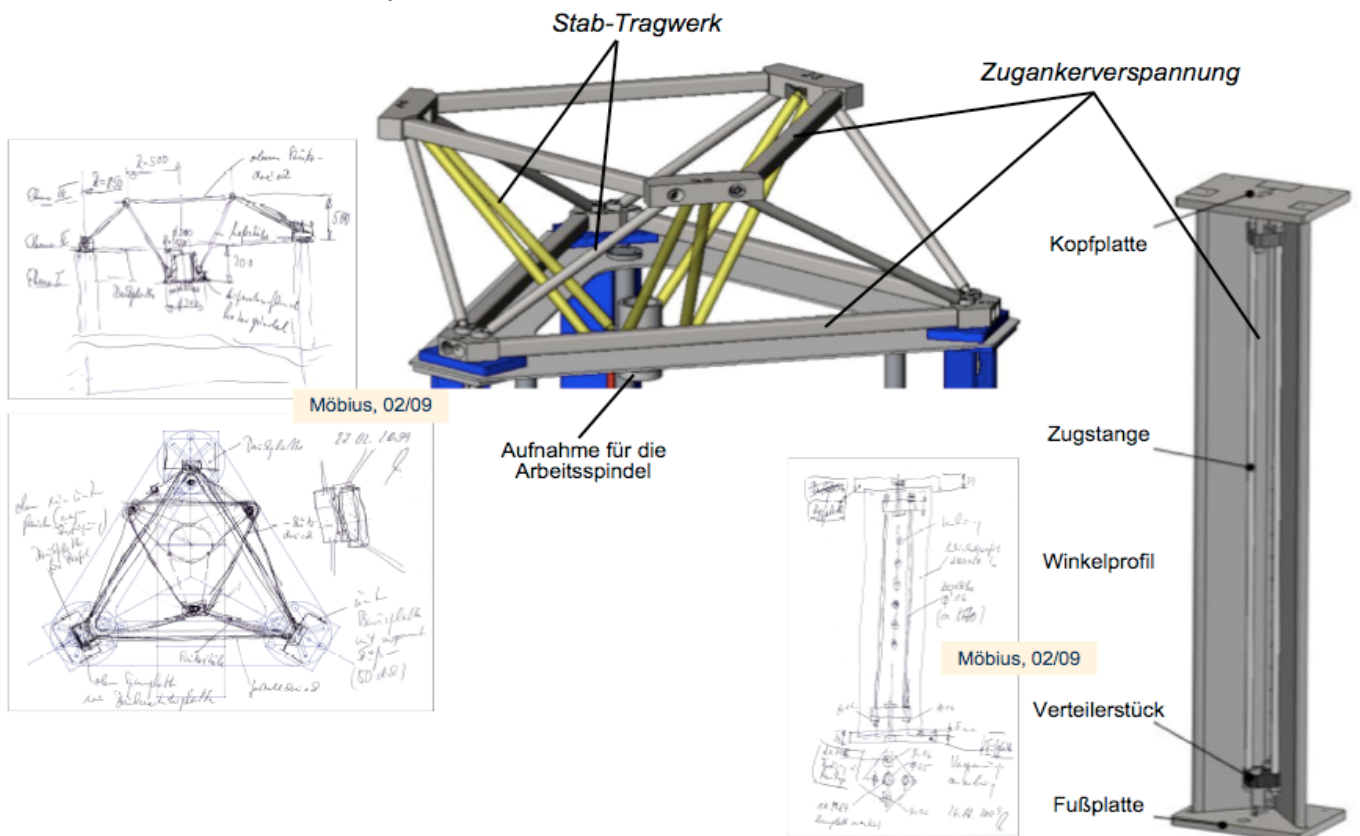


Bild 12: Zugankerverspannung von Profilverbindungen am Beispiel der Stabstruktur zur Spindelaufnahme und der Gestellsäulen

Die Ausführung kraftleitender Strukturen mit Stabtragwerken und über Zuganker verspannten Profilen wurde bereits bei der Hexapod-Parallelkinematik „Felix“ (z.B. [Gro00], [Kau06]) erfolgreich eingesetzt und langjährig erprobt, wobei sich alle erwarteten positiven Eigenschaften hinsichtlich Steifigkeit, Leichtbau, einfacher Fertigung und Montage sowie Strukturflexibilität bestätigt haben.

3.4 Gesamtaufbau des Versuchsträgers

Entsprechend den zum Struktur- und Antriebskonzept, zum Kreuzschlitten und den Leichtbauweisen getroffenen Grundentscheidungen sowie den daraus abgeleiteten Untersetzungen in der Gestaltung, einschließlich einer Fülle dabei erforderlicher Detaillösungen, ergibt sich der mit **Bild 13** dargestellte Gesamtaufbau für den Versuchsträger.

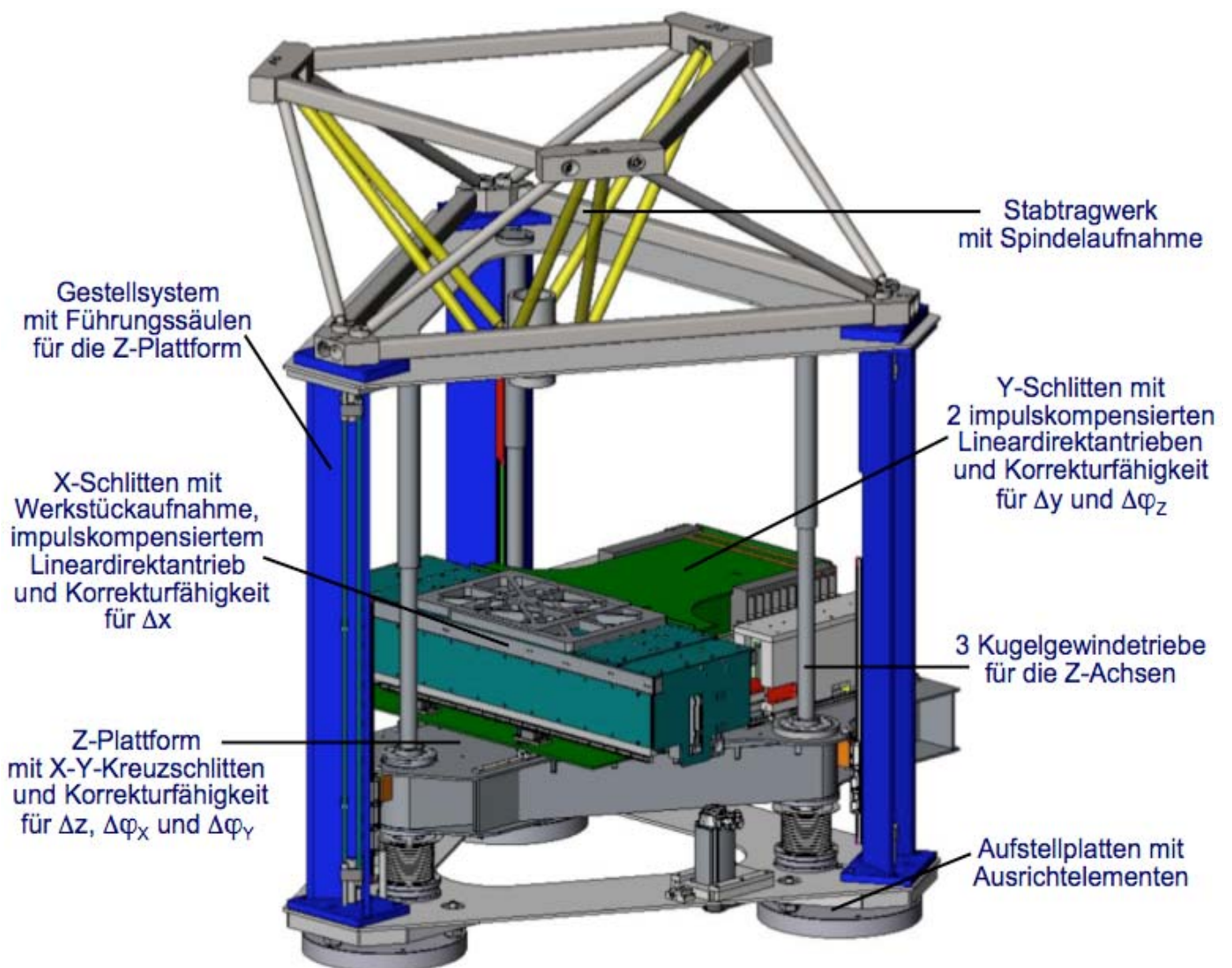


Bild 13: Gesamtkonzept für den Aufbau des Versuchsträgers

Das dargestellte Gesamtkonzept veranschaulicht die Realisierung der der Entwicklung zugrunde gelegten Hauptforderungen, einschließlich der Stellbarkeit für Korrekturbewegungen in allen 6 Freiheitsgraden im Arbeitsraum mit Hilfe der vorhandenen Vorschubantriebe. Diese „Korrekturfähigkeit“ setzt jedoch nicht nur voraus, dass die entsprechenden Stellantriebe verfügbar sind, sondern sie bedarf zudem konstruktiver Lösungen hinsichtlich der Anbin-

dung der Antriebs- und Führungselemente der in ihrer Lage bzw. Orientierung zu korrigierenden Bewegungseinheiten, um die dabei auftretenden Reaktionskräfte möglichst klein zu halten ohne andererseits die bestehenden Steifigkeitsforderungen zu untergraben. Darauf soll folgend anhand zweier Gestaltungsbeispiele kurz eingegangen werden.

4. Gestaltungselemente zur Korrekturfähigkeit

Die hinsichtlich einer rückstellkraftarmen Korrekturfähigkeit bei steifer Lastübertragung zu gestaltenden Schlittenanbindungen zu Antrieb und Führung betreffen an der Z-Plattform die Sicherstellung der Neigungsfähigkeit um die X- und Y-Achse und am Y-Schlitten die Verdrehbarkeit um die Z-Achse. Dabei sollen die zu korrigierenden Winkelbewegungen in den Größenordnungen bis maximal 200 $\mu\text{m}/\text{m}$ liegen.

Durch die Korrekturbewegungen wird die Plattform- bzw. Schlittenlage sowohl bezüglich der Antriebs- als auch der Führungsachsen verändert. Folgend soll daher am Beispiel der Z-Plattform die Anbindung der Kugelgewindtrieb-Mutter und am Beispiel des Y-Schlittens die Anbindung der Führungselemente demonstriert werden.

Bild 14 veranschaulicht, wie die Mutter-Aufnahme in der Z-Plattform einen Neigungsausgleich bei geringen Rückstellkräften und damit geringe Zusatzbelastungen im Spindel-Mutter-Wälzkontakt durch Verspannung des Mutterhalters mit der Plattform über entsprechend gestaltete Kippscheiben sicherstellt. Damit erfolgt die Mutteraufnahme in der Plattform gewissermaßen über „Kontaktgelenke“, welche geringe Neigungswinkel der Plattform gegenüber der Mutterachse zulassen.

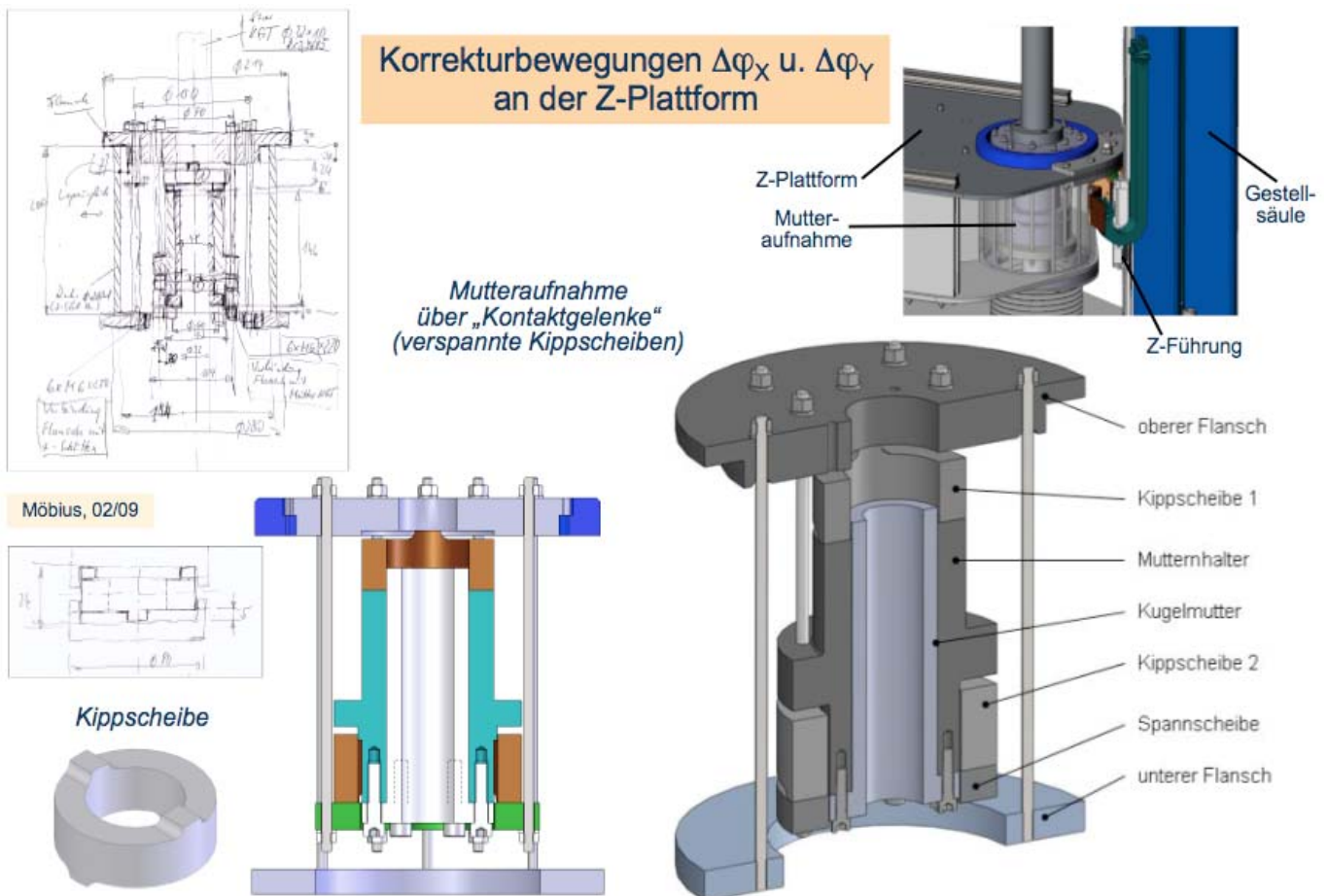
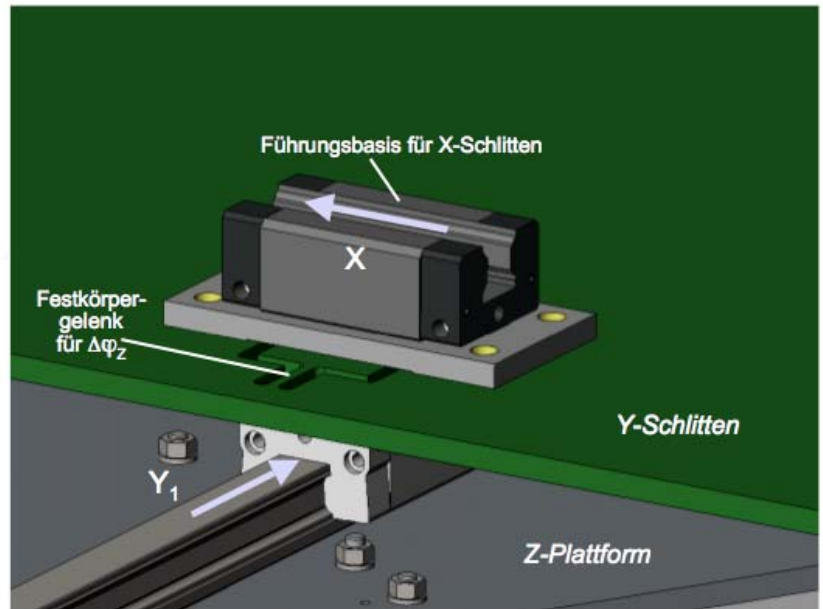
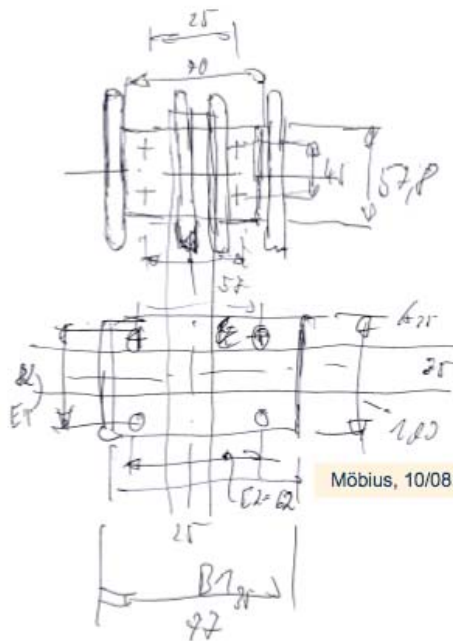


Bild 14: Gestaltungselemente zur Minimierung der Reaktionskräfte infolge der Korrekturbewegungen um φ_x und φ_y an der Z-Plattform

In **Bild 15** ist schematisch die Anbindung der Führungswagen des Y-Schlittens gezeigt. Durch entsprechend gestaltete Festkörpergelenke wird hier die kraftarme Verdrehbarkeit des Y-Schlittens – mit der X-Führungsbasis – für kleine Korrekturbewegungen gegenüber der die Y-Basis bildenden Z-Plattform ermöglicht.

Korrekturbewegungen $\Delta\varphi_Z$ am Y-Schlitten



Aufnahme der Führungsschuhe über Festkörpergelenke

Bild 15: Gestaltungselemente zur Minimierung der Reaktionskräfte infolge der Korrekturbewegungen um φ_Z am Y-Schlitten

5. Zum Entwicklungs- und Untersuchungspotenzial

Für den vorangehend mit seiner Konzeption und Gestaltung beschriebenen Versuchsträger soll nunmehr das sich damit ergebende Entwicklungs- und Untersuchungspotenzial für künftige Arbeiten umrissen werden.

Die aus der konstruktiven Detaillierung resultierenden und der Dimensionierung sowie Komponentenspezifikation zugrundegelegten projektierten technischen Parameter ergeben sich zu:

Weg (mm) : X=500; Y=400; Z=500

LAD-Kraft (kN) : $F_{Max}=2,5$; $F_{Dauer}=0,6$

Geschwindigkeit (m/min) : $v_{Max}=90$

Beschleunigung (m/s²) : $a_{Max}=20$

Die ersten Arbeitsschwerpunkte am Versuchsträger werden dessen schrittweise erfolgreicher Aufbau und die dazu parallel durchzuführenden systematischen Untersuchungen selbst sein.

Hier bietet sich die seltene Gelegenheit die einzelnen Baugruppen im Verlauf ihrer Fertigung und Montage grundlegend hinsichtlich ihrer geometrischen, statischen und dynamischen Eigenschaften zu untersuchen sowie ihren Einfluss auf das Verhalten im Gesamtsystem zu analysieren.

Bild 16 gibt einen Überblick zum dafür geplanten Vorgehen und markiert den gegenwärtig erreichten Arbeitsstand.

Schrittweiser Aufbau und systematische Untersuchung des Versuchsträgers

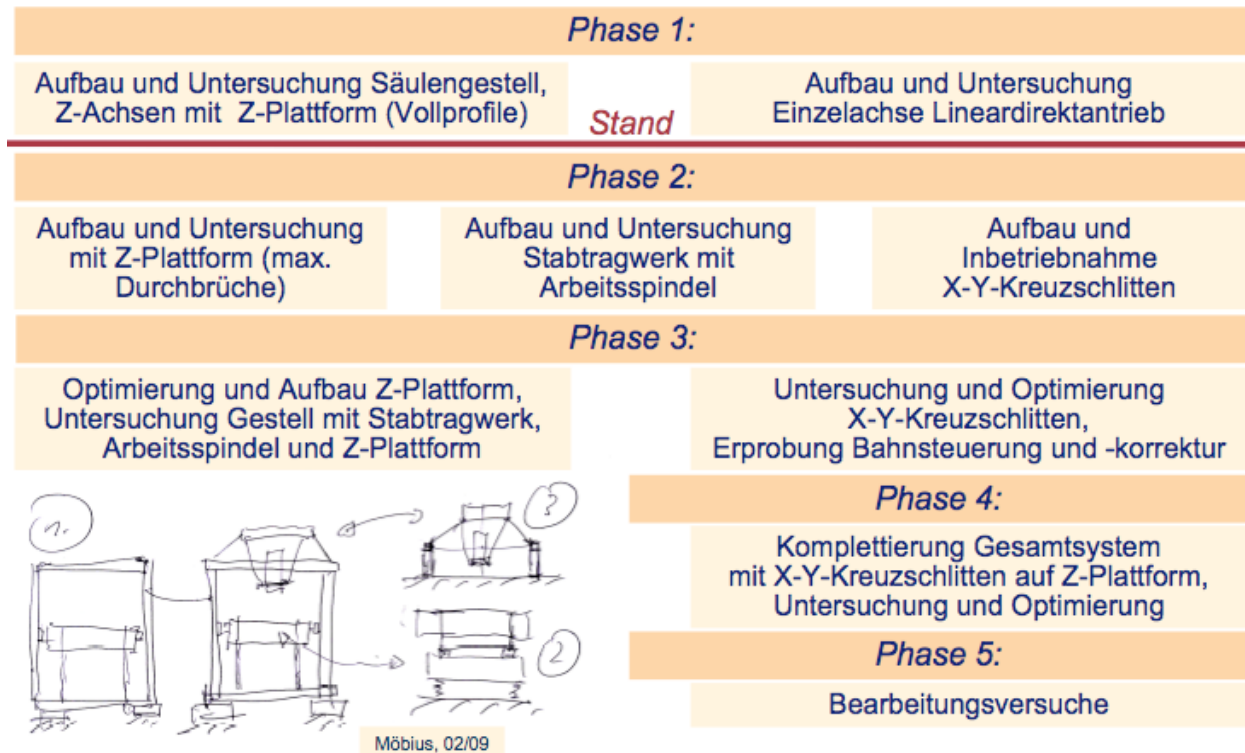


Bild 16: Vorgehen zu Aufbau und Untersuchung des Versuchsträgers

Bild 17 fasst wesentliche der auf der damit geschaffenen Versuchsbasis zukünftig bearbeitbare Untersuchungsschwerpunkte und Forschungsthemen zusammen.

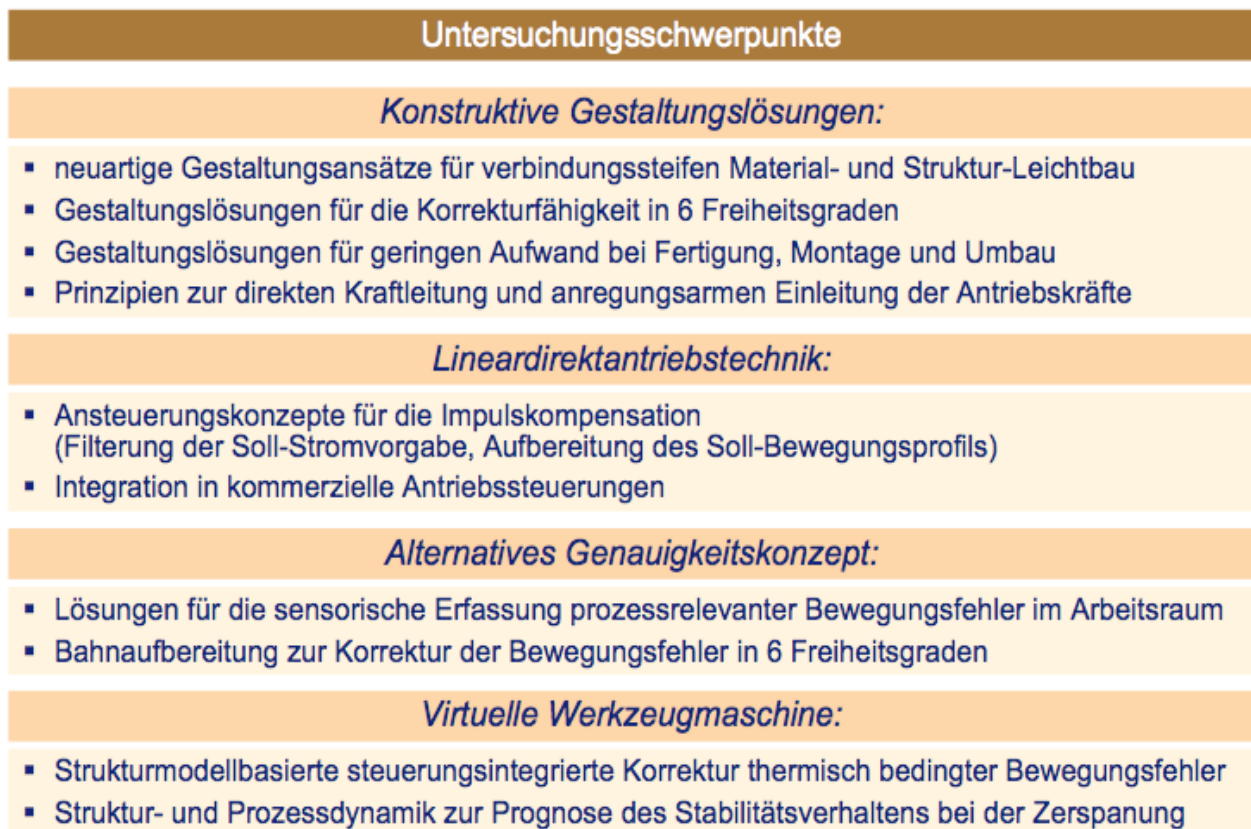


Bild 17: Untersuchungsschwerpunkte und -themen

Literatur

- [Gro00] *Großmann, K.; Möbius, V.:*
Hexapod für Handling und Bearbeitung
– Zwischen Roboter und Werkzeugmaschine.
ZWF 95(2000)06
- [Gro05] *Großmann, K.; Müller, J.:*
Verringerung der Gestellanregung
durch Lineardirektantriebe mittels Impulskompensation.
ZWF 100(2005)11
- [Gro09] *Großmann, K.; Müller, J.:*
Untersuchungsergebnisse zur Wirksamkeit der Impulskompensation
von Lineardirektantrieben.
ZWF 104(2009)09
- [Kau06] *Kauschinger, B.:*
Verbesserung der Bewegungsgenauigkeit an einem Hexapod einfacher Bauart.
Diss. TU Dresden, Fak. MW, IWM, 2006
- [Mül09] *Müller, J.:*
Vergleichende Untersuchung von Methoden zur Verringerung
der Gestellanregung durch linearmotorgetriebene Werkzeugmaschinenachsen.
Diss. TU Dresden, Fak. MW, IWM, 2009
- [Möb08] *Möbius, V.:*
Experimentalmaschine Max1, in: Zur Forschungskonzeption 2007-2014,
IWM/TUD, 10/08, unveröffentlicht
- [Möb09] *Möbius, V.:*
Überlegungen zur Ausgestaltung der Konzeption
der Experimentalmaschine Max1, in: Zur Forschungskonzeption 2007-2014,
IWM/TUD, 02/09, unveröffentlicht

Flexibles direkt angetriebenes 5-Achs-Simultan- Hochgeschwindigkeits-Bearbeitungszentrum

K. Andreu

MAP Werkzeugmaschinen GmbH
Magdeburg

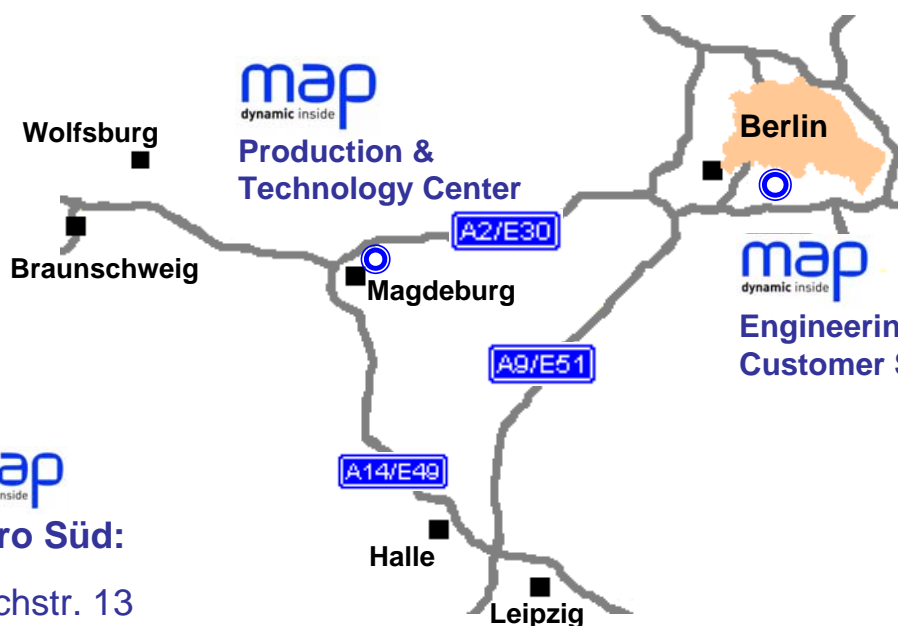


MAP Werkzeugmaschinen GmbH

Unsere Standorte

MAP Werkzeugmaschinen GmbH

Alt Salbke 6 -12
39122 Magdeburg
www.map-wzm.de



1 5-Achs-Simultan Hochgeschwindigkeits-BAZ

2 Strömungsflächen

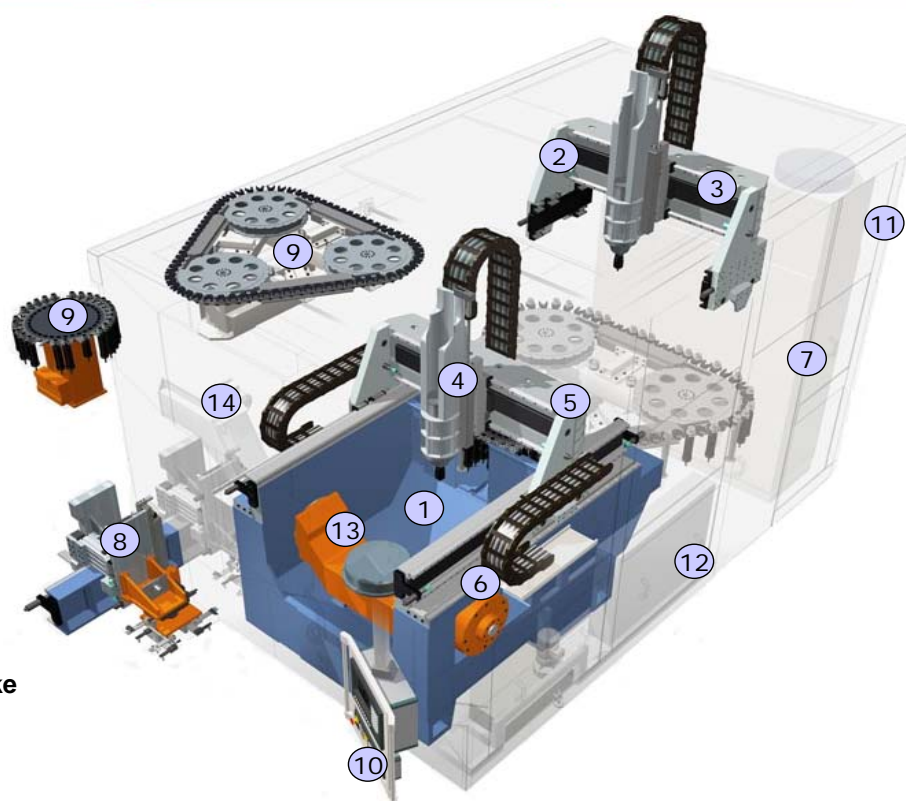
3 Hohe Genauigkeit

4 Automatisierung



LPZ - Design

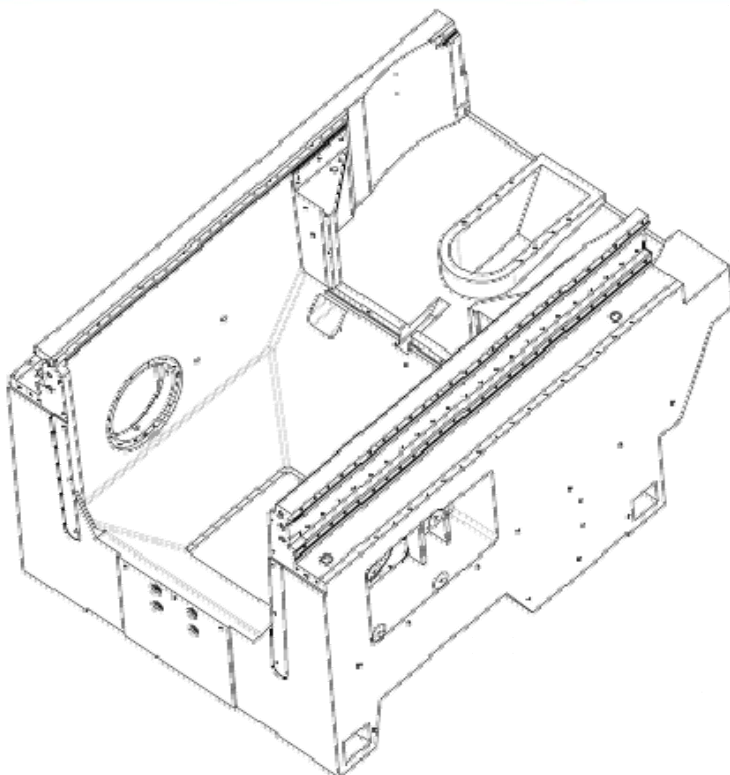
- 1 Maschinenbett aus Guß
- 2 X- und Z-Schlitten (Aluminium)
- 3 Linearmotore für X,Y,Z
- 4 Synchronmotorspindel
- 5 Absolutmesssysteme
- 6 Linearführungen
- 7 Maschineneinhausung
- 8 Werkstückhandling
- 9 Werkzeugmagazin
- 10 Bedienpanel
- 11 Schaltschrank
- 12 Hydraulikaggregat
- 13 Zweiachsen-Schwenkbrücke
- 14 Späneförderer



Die LPZ-Baureihe verfügt über herausragende Leistungsmerkmale. Ihre wichtigsten Eigenschaften: Geschwindigkeit und Präzision.

Eine effektive Kombination von Linear- und Torquemotoren ist die Basis für höchste Beschleunigung und außergewöhnliche Dynamik.

Dabei spielt die LPZ-Baureihe ihre Vorteile konsequent aus: Höchste Energieeffizienz, Verschleißfreiheit der Antriebe und ein niedriges Betriebsgeräusch sind die Kennzeichen dieser Produktionseinheiten.

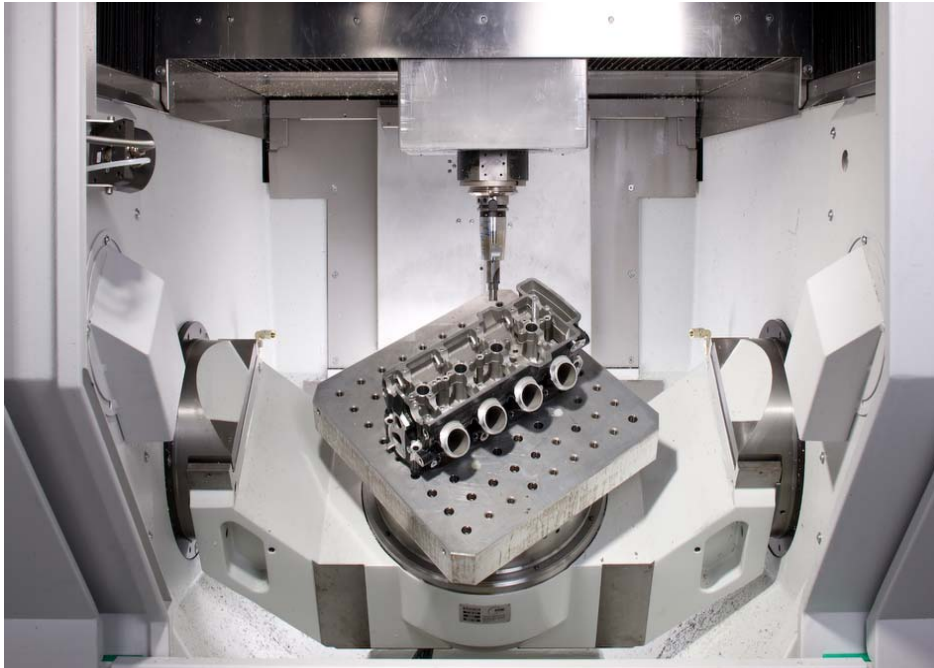


Thermosymmetrisches Design

Steif und hochstabil durch FEM-optimierte Struktur

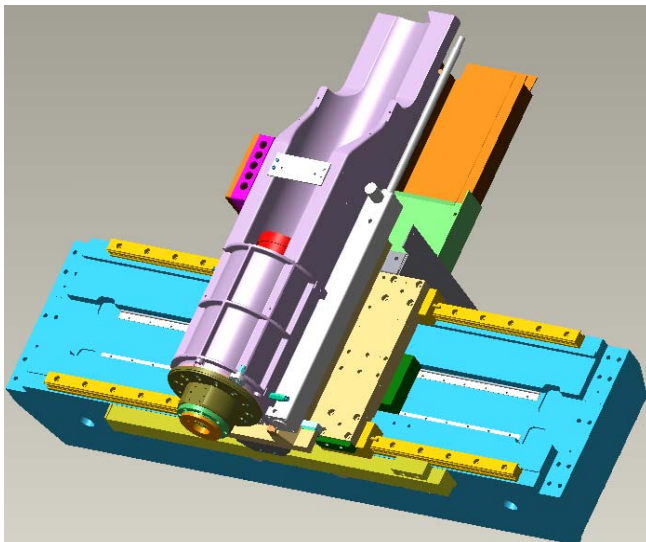
Gefräste Führungsflächen

Keine Anschraubteile für Lager



Konsequenter Einsatz von Torquemotoren in der A/B – Achse

Gleiches Regelverhalten wie die Linearachsen X – Y – Z



Ziel:

Erreichen von 2G Beschleunigung

Konstruktive Anforderung:

Konsequente Gewichtsoptimierung

Weg: Nur was nötig und nicht was möglich

- Einsatz von Leichtmetalllegierungen.
- Erreichen hoher Genauigkeiten bis zu einem einsetzbaren Spindelmoment von 150Nm.
- Feste Integration der Spindel in die Z-Achse. Verlustwärmeoptimiert – Ausdehnung von Leichtmetallen höher als bei Guss.
- Konstruktive Berücksichtigung von Schwingungsresonanzen auf Grund der geringen Massen.

- **Innovative Lineare Antriebstechnologie**
 - Ausgelegt für 365 Tage pro Jahr, 24 Stunden am Tag
 - Extrem steif und hoch dynamisch
 - Für deutlich höhere Bahngeschwindigkeiten
 - Bei gleichzeitig verbesserter Präzision
 - Kein Austausch von Lagern oder Kugelrollspindeln
 - Erheblich verlängerte Wartungsintervalle
 - Wesentlich reduzierte Stillstandszeiten
 - Höhere Prozesssicherheit- und Verfügbarkeit

- **Praxisgerechte Technik für die Fertigung**
 - Sehr schneller Werkzeugwechsel im Pick-Up Verfahren
 - Hochdynamische 4.- und 5 Achsen mit Torquemotortechnik
 - Individuelle Automatisierung – Nachrüstfähig
 - Modularer Aufbau der Maschinenbaureihe - rekonfigurierbar
 - Ausbaufähig und Zukunftssicher
 - Ideal für die wirtschaftliche Komplettbearbeitung
 - Maschine, Automatisierung und Technologie aus einer Hand

1

5-Achs-Simultan Hoch-Geschwindigkeits-BAZ

2

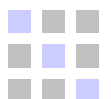
Strömungsflächen

3

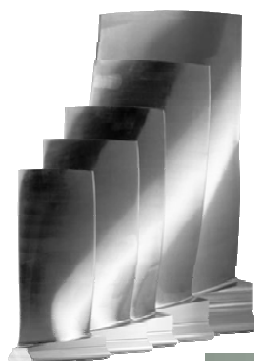
Hohe Genauigkeit

4

Automatisierung

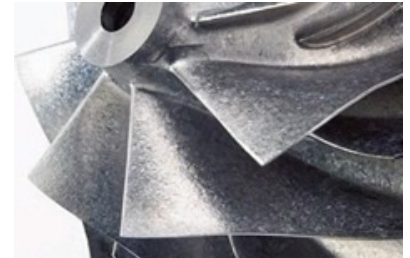


LPZ – Applikationen



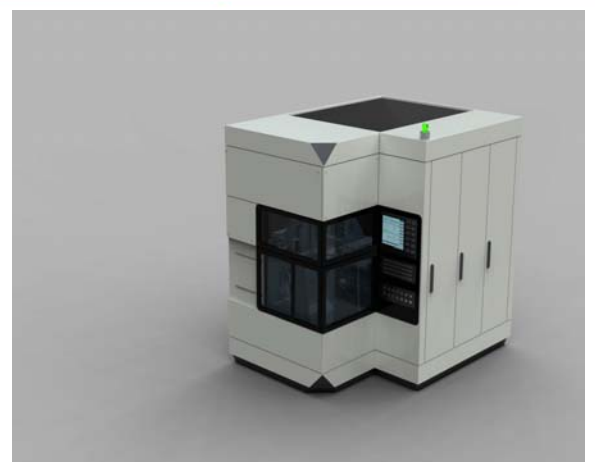
- **Impeller (Automotive Application):**

- Stückzahlen weltweit stark ansteigend
- 5-Achs Bearbeitung eminent notwendig
- Fertigungszeiten müssen reduziert werden
- Fertigungs-Kosten müssen reduziert werden



Ein neues Konzept: HDC 150

- **Für Bauteile mit Durchmessern unter 100 mm hat MAP das Impeller-Bearbeitungszentrum HDC 150 entwickelt**



- **Diese innovative Maschine senkt die Bearbeitungszeiten erheblich und steigert die Wirtschaftlichkeit der Bearbeitung**
- **Fazit: Die Kosten pro Bauteil sinken – der Ertrag steigt**

- **Entwicklungsziel der neuen MAP HSC 150 war ein innovatives 5-Achs-Maschinenkonzept, welches:**
 - Auf der bewährten LPZ Baureihe basiert
 - Lineare Antriebstechnik konsequent anwendet
 - Komplettbearbeitung 5-achsig ermöglicht
 - Vibrationsfreie Bearbeitung
 - Sehr kompaktes Design
 - Sehr wartungsarm ist
 - Extrem hohe Vorschübe und Schnittgeschwindigkeiten erlaubt
 - Gut automatisierbar ist
 - Die Produktionskosten pro Teil nachhaltig senkt
 - Einen attraktiven Maschinenpreis hat



1

5-Achs-Simultan Hoch-Geschwindigkeits-BAZ

2

Strömungsflächen

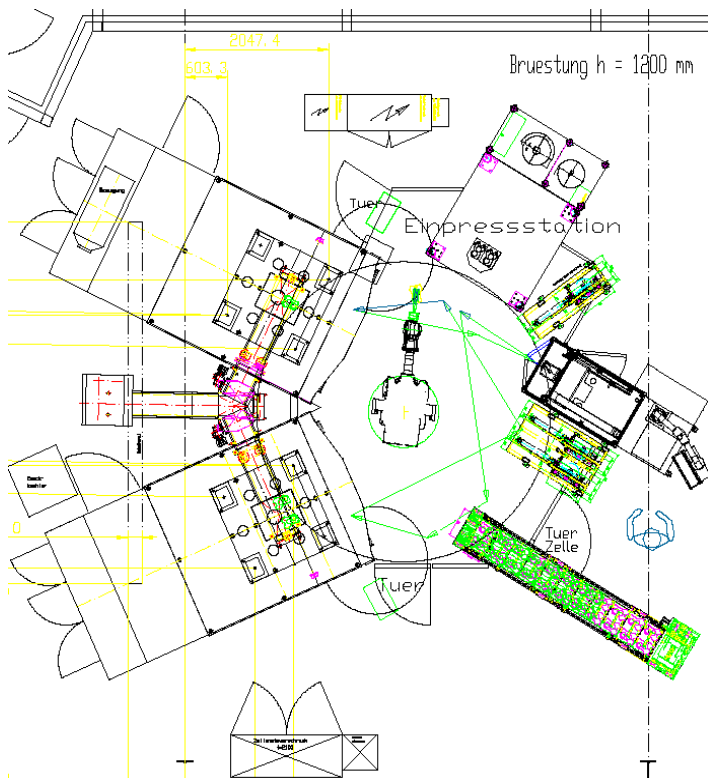
3

Hohe Genauigkeit

4

Automatisierung





Getriebeplatte



Motorrad – Rahmenanbauteile

Bearbeitung aller Werkstücke auf einer Anlage

Taktzeit:

6,6 min

Material:

Aluminium

Maschine:

LPZ 900



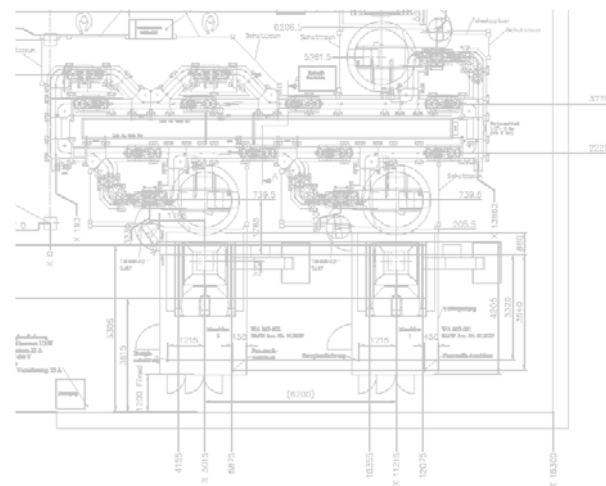
Motorrad – Rahmen

1 Aufspannung

Taktzeit: 6,60 min

Material: AlSi1MgMn

Maschine: LPZ 900



1 5-Achs-Simultan Hochgeschwindigkeits-BAZ

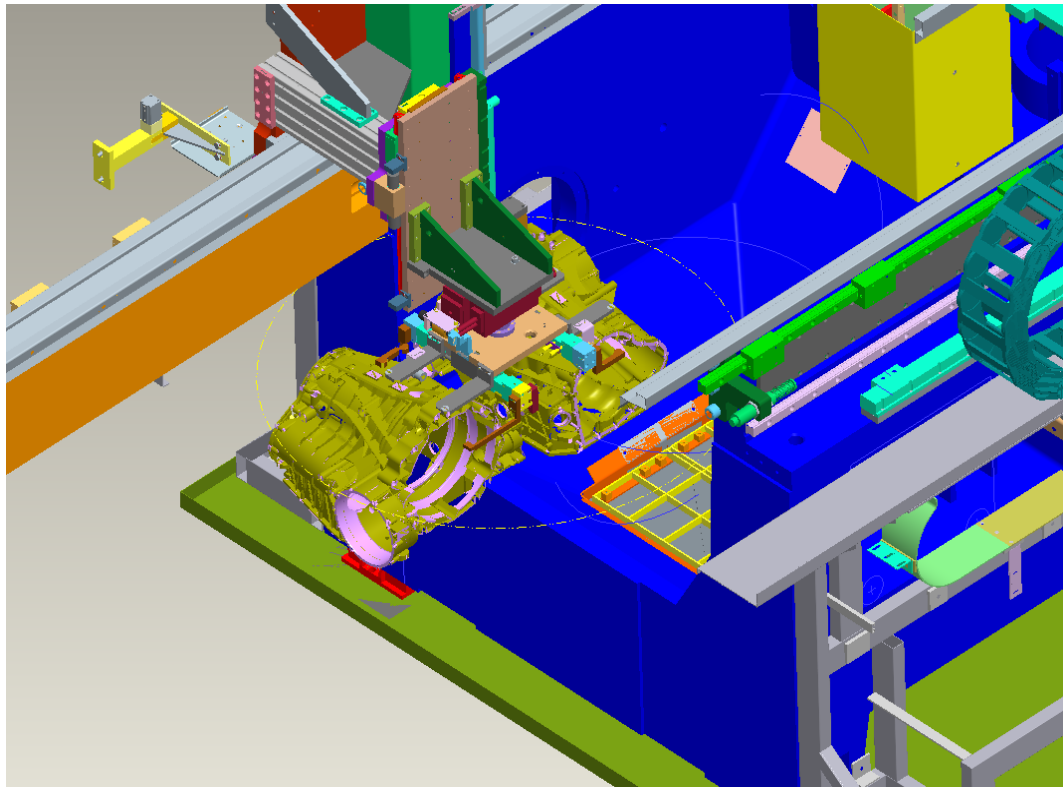
2 Applikationsbeispiele

3 Hohe Genauigkeit

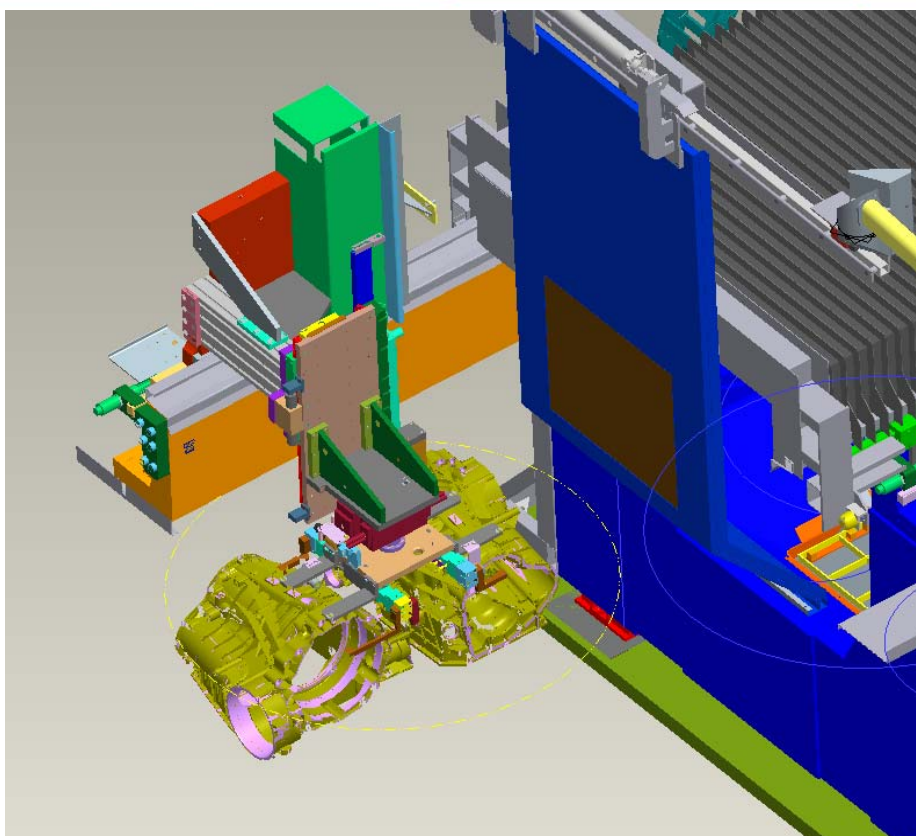
4 **Automatisierung**



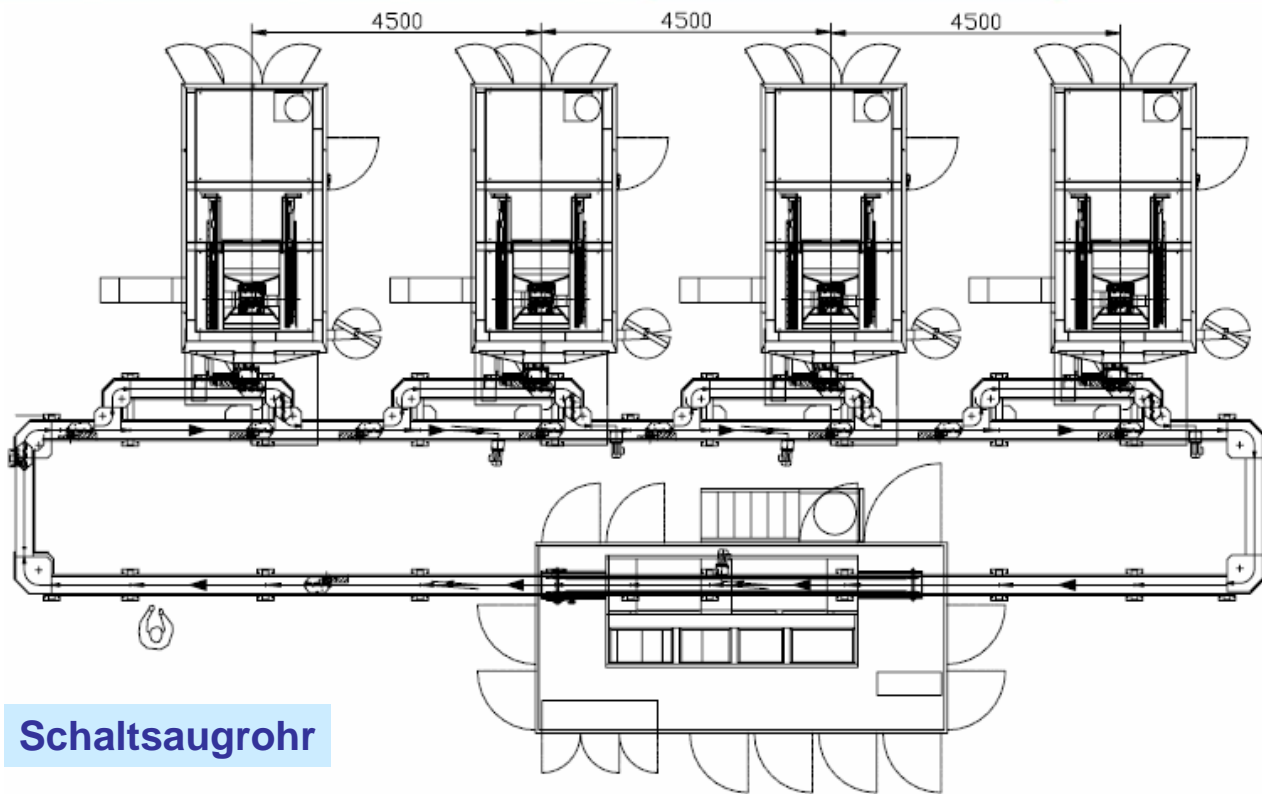
Greiferkonzept Kurbelgehäuse



Greiferkonzept Kurbelgehäuse



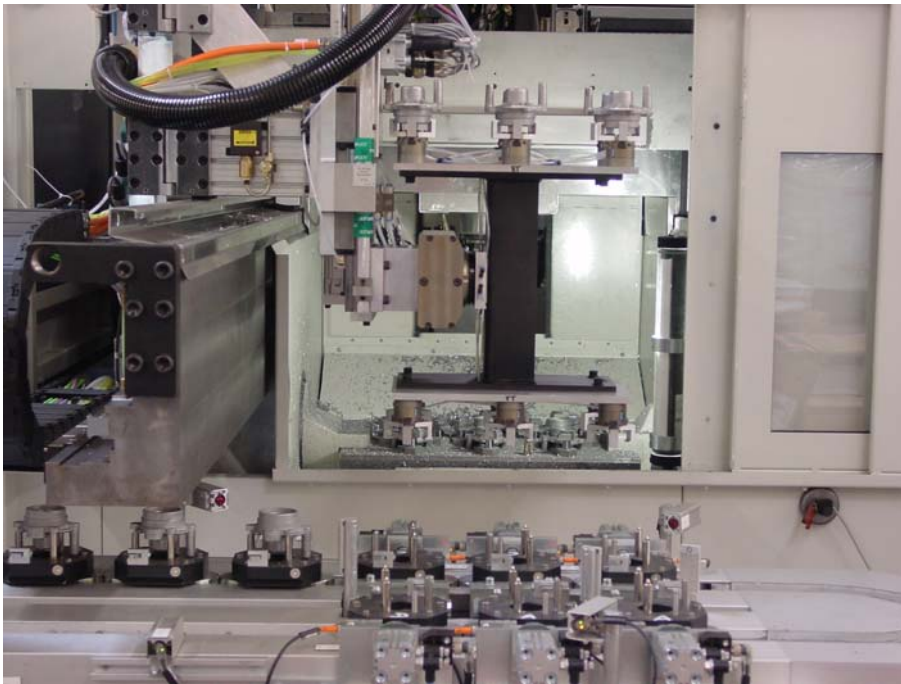
Praxisbeispiel LPZ 500



Schaltsaugrohr

Praxisbeispiel LPZ 500





Integriertes
Doppelgreifer -
Handlingsystem

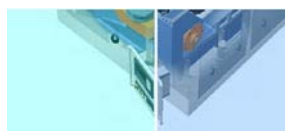
Referenzen (Auszug)



Automobilindustrie



Maschinenbau



Luft- und Raumfahrt





Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit

**Einsatz der Lineardirektantriebstechnik
aus Sicht des Werkzeugmaschinenherstellers
MAG Powertrain**

J. Groß

MAG Powertrain GmbH
Eislingen



> Turning > Milling > Powertrain > Composites > Process Technology > Maintenance > Automation & Controls > Core Components



Einsatz von Linearantrieben aus Sicht des Maschinenherstellers
MAG Powertrain

04/12/2009
Jürgen Groß
Vertriebsleitung



MAG Gruppe - Strategie und Nachhaltigkeit



- **02/2005**
Cincinnati/Lamb
Honsberg
- **10/2005**
ThyssenKrupp MetalCutting
(Cross Hüller, Hüller Hiller,
Hessapp, Witzig&Frank)
- **03/2006**
Ex-Cell-O
- **01/2007**
Boehringer
- **12/2007**
Produktionsstandort Kecskemét
(ThyssenKrupp)

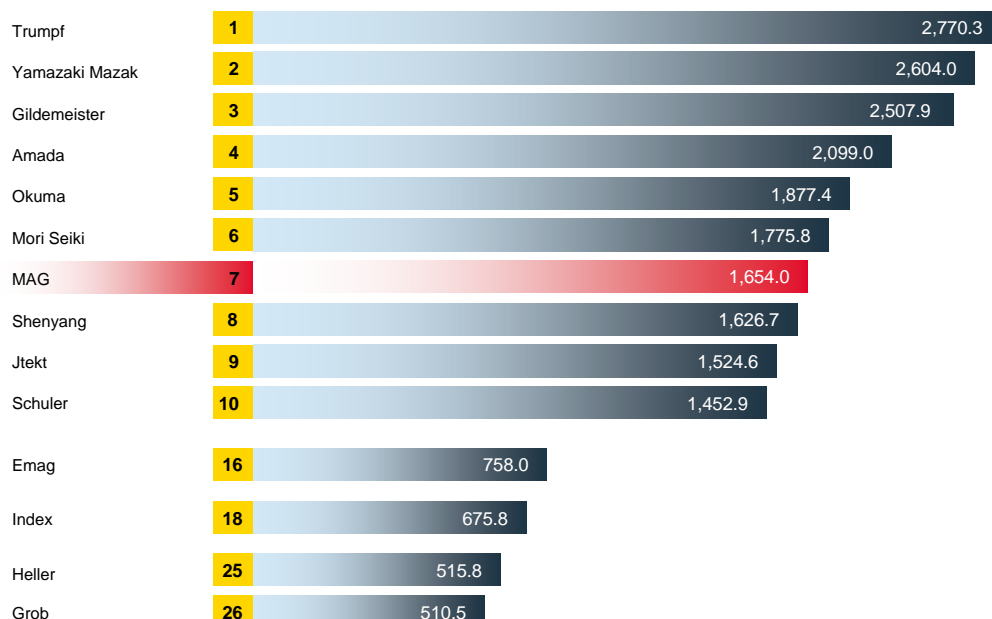


- Über 4.000 Mitarbeiter an 28 Standorten weltweit realisieren innovative Lösungen für die Herausforderungen Ihres Unternehmens



Werkzeugmaschinenbau – Umsätze (US \$ Mill.)

(Quelle: Metalworking Insiders` Report 2008)



MAG Gruppe – Märkte, Produkte, Anwendungen



Markets	Land Transportation Automotive, NFZ 	Luft- und Raumfahrt Passagier-Flugzeuge, Verteidigung, Raumfahrt, Helikopter 	Schwerbearbeitung Eisenbahn, Bauwesen, Landwirtschaft, Bergbau, Marine, Fertigungsmittel 	Energie Windkraft, Solar, Energieerzeugung, Öl- & Gasförderung 	Allgem. Maschinenbau Werkstätten, Werkzeug- & Formenbau, Maschinenbau, Zulieferer 
	Machines and equipment				
Applications	Zylinderkopf & Zylinderkurbelgehäuse, Kurbel- & Nockenwellen, Getriebegehäuse, Fahrwerksteile, Räder, Wellen, Composite-Bauteile 	Aluminium-Bauteile, Composite-Bauteile, Titan-Bauteile, Antriebe, Fahrwerke 	Große Rahmen, Lager, Planetenträger, Gehäuse, Lastarme Eisenbahnräder, -radsätze & Bremscheiben, Fahrgestell-, Antriebe 	Solarmodule, Getriebegehäuse, Planetenträger, Naben, Lager, Wellenteile, Rotorblätter 	Pumpen, Ventile, Kompressoren, Guß- und Schmiedeteile, Maschinenteile wie Ringe, Pleuel, Großbauteile 
	Jürgen Groß	Linearantriebstechnik im Werkzeugmaschinenbau	Confidential	04/12/2009	5

MAG Powertrain – Ihr Systempartner

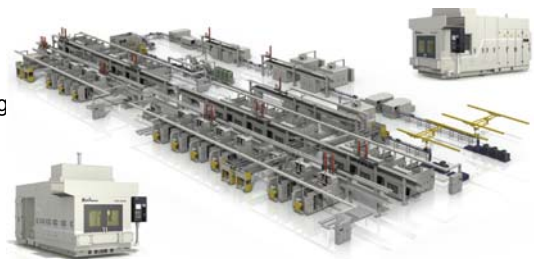


MAG Powertrain Eisingen

- Vertrieb
- Projektmanagement
- Konstruktion
- Montage
- Technologie
- Inbetriebnahme

MAG Corcom Rottenburg

- Mechanische Fertigung
- Baugruppenmontage
- Rundtische Spindeln
- Werkzeugmagazine



MAG Corcom Kecskémet

- Schweissteile
- Mechanische Fertigung
- Baugruppenmontage
- Werkzeugmagazine

MAG MT Göppingen

- Ersatzteil-Zentrale
- Service-Zentrale

Weitere **MAG Powertrain** Standorte:

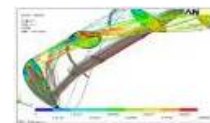
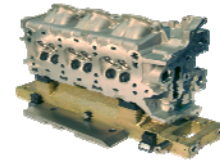
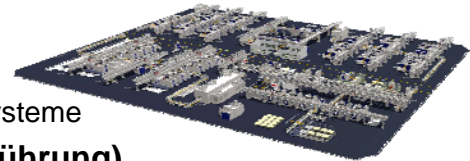
USA:
Sterling Heights und Port Huron

Brasilien:
Diadema

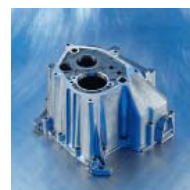
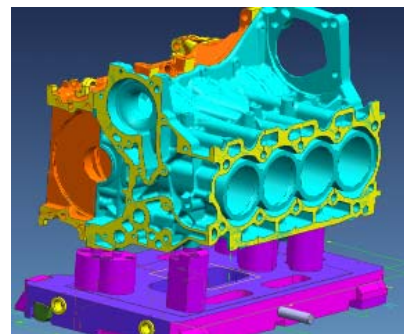
China:
Beijing, Shanghai und Changchun



- **Marktführer bei Agilen Fertigungssystemen**
Vorreiter, über 3.300 installierte Maschinen, über 195 Systeme
- **Adapterplattenverfahren (Patent und Markteinführung)**
über 5.000 verkaufte Einheiten
- **Trockenbearbeitung mit minimaler Schmierung**
Vorreiter bei der Entwicklung, Serienproduktion
- **Linearmotoren in Hochleistungsmaschinen**
über 900 installierte Maschinen, über 1,5 g Beschleunigung, höchste Genauigkeit (27% der Maschinen mit Linearantriebstechnik)
- **Lieferant schlüsselfertiger Systeme**
einschl. des Servicekonzepts, z. B. DC Köllda
- **Motorspindeln (Corcom)**
„Beste ihrer Klasse“, hohe Lebensdauer
- **Spezialtechnologien**
Kaltwalzen, Leitungsbohren, Bimetallschleifen (Al / Guss)



- **Planung**
- **Simulation**
- **Engineering**
- **Technologie**
- **Prototypen-Fertigung**
- **Projektmanagement**
- **Fertigung von Bearbeitungsmaschinen**





Kundenreferenz nicht vollständig

Produktionskenngrößen

Rahmenbedingungen typischer Systeme:

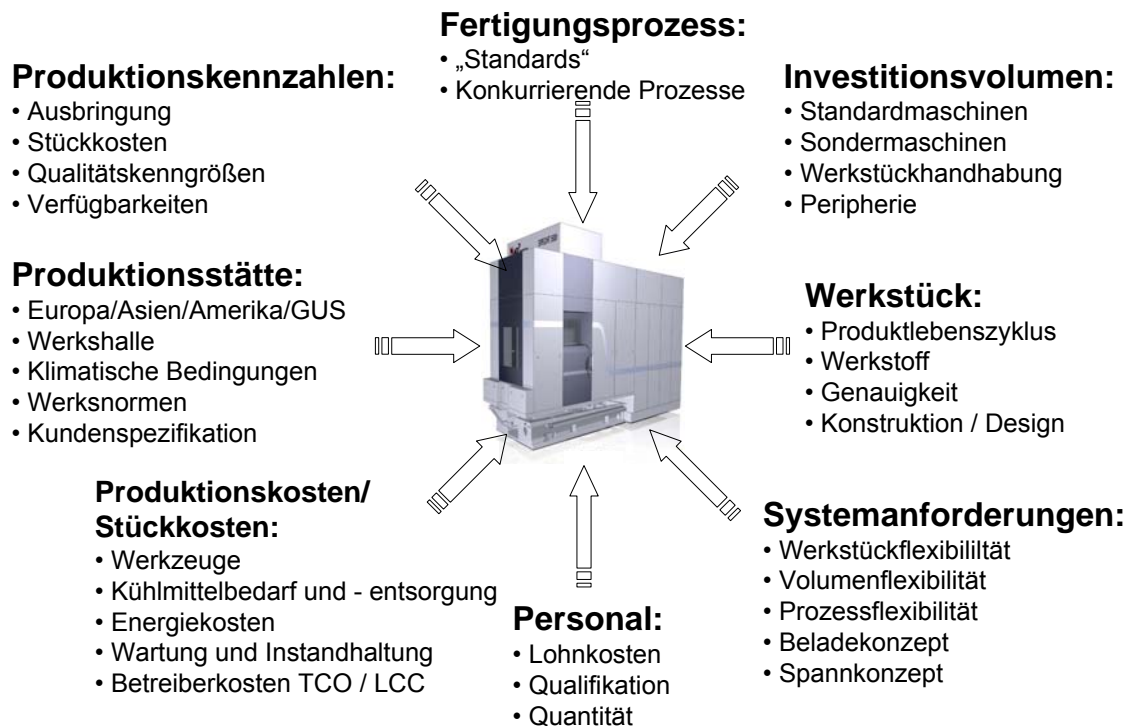
- Ausbringung: 50.000 bis 400.000 Werkstücke pro Jahr
- Fertigungssysteme mit 5 bis 40 Spindeln
- Anzahl der Arbeitsfolgen / Spannlagen
Getriebe (mind. 2), Zylinderkopf und Kurbelgehäuse (min. 4 – 5, da Montage Deckel)
- Paralleler / Sequentieller Prozess, automatische oder manuelle Beladung

Kostenverteilung bei Erst - Investition:

- 40 - 50 % der Investitionskosten sind die Bearbeitungsmaschinen
- 5 -10 % Mehrkosten entstehen durch den Einsatz von Linearantriebsmotoren

Kostenverteilung bei der Produktion/Herstellung:

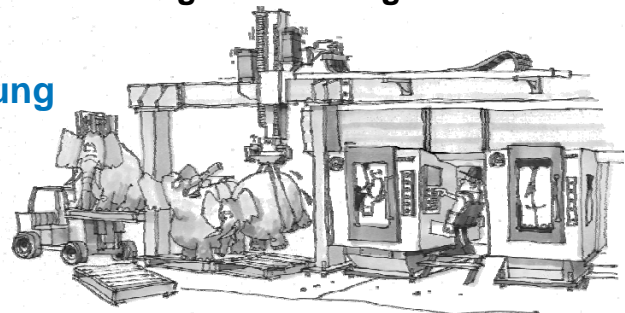
- Bei den Stückkosten haben die Erst-Investitionen der Maschinen einen Anteil von ca. 25 - 30%, beeinflussen aber maßgeblich 70% der Folgekosten
- Folgekosten sind Energie, Medienverbräuche (Kühlmittel), Personal, usw.



Wandelndes Anforderungsprofil

Die Entwicklung der Maschine muss einem Leitgedanken folgen:

Weg von der einfachen Zerspanung



Hin zum wirtschaftlichen Herstellen einer Funktionsbohrung am Werkstück

- Jeder Kunde hat seine individuellen Systemanforderungen
- Es darf deshalb die Maschine nicht im Mittelpunkt stehen
- Die Maschine hat die Rahmenbedingungen zu schaffen, um den Systemanforderungen der Kunden gerecht zu werden.
- Die Maschine ist das Produkt eines sogenannten „Systemgedanken“

Innovation aus ganz anderer Sicht - Herausforderung an die Entwicklungs - Ingenieure:

- **Funktionskostenorientierte Standards**
 nur so gut wie nötig, nicht wie möglich?
 Immer weiter, immer höher, immer schneller?

Beispiel Achsantrieb:

Direkte Kosten: Investition $\uparrow\downarrow$ (Anlagenproduktivität, Anzahl Maschinen)
 Indirekte Kosten: Wartung/Instandhaltung \downarrow ; Energieverbrauch \uparrow

Kundennutzen: Reduzierung anteilige Stückkosten ?

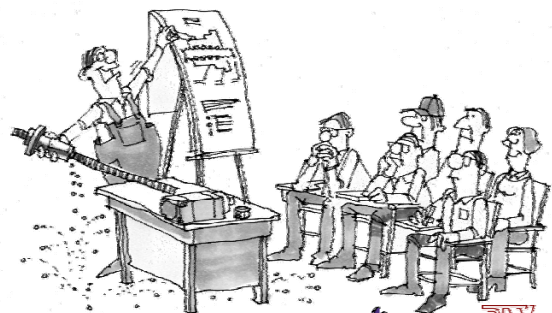
Das Produktionsumfeld definiert den Einsatz des optimalen Antriebs.

- **Bilanzieller Ansatz**
 So wirtschaftlich wie möglich, unter Einsatz der optimalen Ressourcen

Grenzen des Kugelgewindetriebs

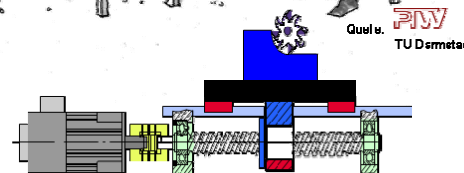
Vorschubgeschwindigkeit

- Spindelsteigung, Spindeldrehzahl, Wärme, Verschleiß, Schwingungen
- Elektromechanischer Antrieb mit
 - Kugelgewindetrieb
 Bearbeitung $V_B = 5 \dots 30 \text{ m/min}$
 - Eilgang $V_E = 30 \dots 60 \text{ m/min}$



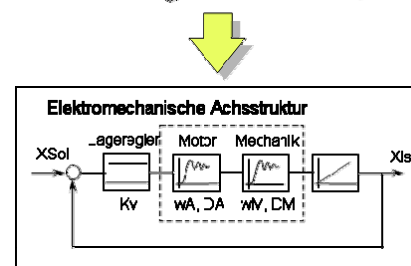
Beschleunigung

- Massenträgheit der Übertragungselemente
- Elektromechanischer Antrieb
 $a_{\max} = 10 \text{ m/s}^2$



Geschwindigkeitsverstärkung

- Mechanische Resonanzfrequenz
- Elektromechanischer Antrieb (Ruck) $K_v = 3 \dots 5 \text{ (m/min)/mm}$



Verfahrwege

- Kritische Länge der Kugelrollspindel

Linear-Direktantrieb:

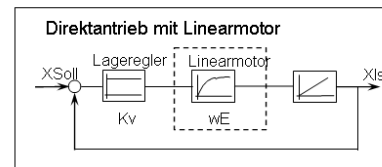
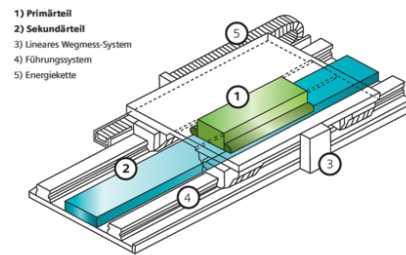
Keine mechanischen Übertragungselemente

dadurch:

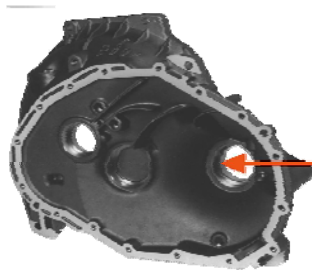
- weniger Schwingungsprobleme
- hohe Dynamik
- kein Verschleiss
- einfachere Montage

aber:

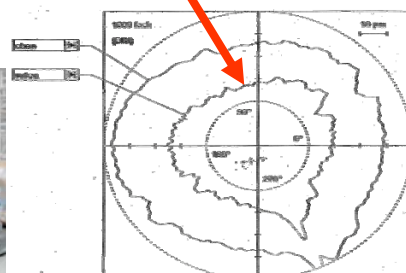
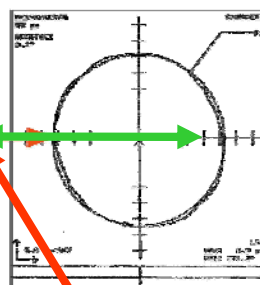
- starke magnetische Anziehungskräfte beim Synchronmotor, daher Schutz vor Stahlspänen notwendig
- Verlustleistung, deshalb leistungsfähige Kühlung erforderlich



Formqualität bei der Zirkularfräsbearbeitung am Beispiel Bearbeitungszentrum XHC 241



Beispiel Lagersitze mit Bahnvorschub 10 m/min



Rundheit:

3,1µm (mit Linearmotore)

Produktivitätssteigerung

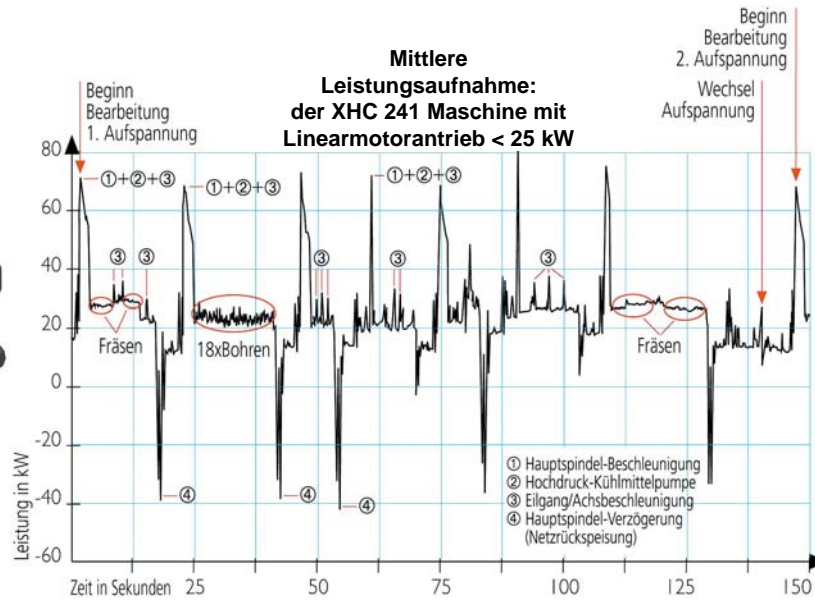
durch Verwendung von Kombinations-Fräswerkzeugen

- Zirkularfräsen anstelle von Ausdrehwerkzeugen
- geringere Anzahl Werkzeugwechsel
- kleinere Magazine möglich (Kosteneinsparung)

Stromaufnahme des Hochgeschwindigkeits- am Beispiel Bearbeitungszentrum XHC 241



BEISPIEL:
BEARBEITUNG
EINER GETRIEBE-
ZWISCHENPLATTE



Technischer Vergleich Linearmotor und Kugelgewindetrieb

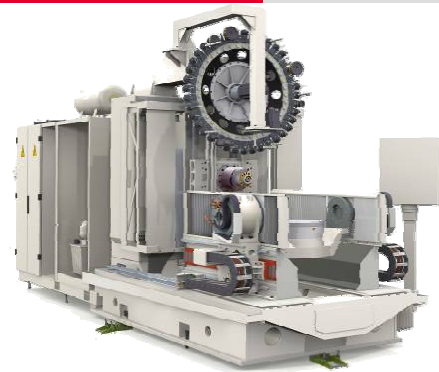


Kriterium	Linearmotor	Kugelgewindetrieb
Geschwindigkeit	Sehr hoch, begrenzt durch Linearmaßstab und Linearführung	Hoch, begrenzt durch Reibungsverluste und Verschleißverhalten
Beschleunigung	Bis 120m/s ² (Eigenbeschleunigung)	Bis 30m/s ² begrenzt durch Massenträgheitsmomente
Geschwindigkeitsverstärkung Kv-Faktor	20 bis 30(m/min)/mm	Bis 6 (m/min)/mm
Vorschubkräfte	Durch Schaltung mehrerer Motoren fast unbegrenzt	Sehr hoch durch Untersetzung
Antriebskühlung	Unbedingt erforderlich	Bei sehr hoher Eilganggeschwindigkeit, Kühlung der Gewindespindel erforderlich
Verschleiß	Gering, Linearführung ist das einzige Verschleißteil	Hoch, insbesondere für höhere Eilgänge
Anzahl der Antriebskomponenten	Klein	Groß
Wartungsfreundlichkeit	Gut	Mittel
Zuverlässigkeit	Sehr hoch	Hoch

Bearbeitungszentrum SPECHT 500 Produktivitätsvergleich



SPECHT 500				
X / Y / Z	630 / 630 / 900			mm
	Kugelgewindetrieb		Linear Motor	
	Standard	Speed		
Anzahl Antriebe	1 / 1 / 1	2 / 1 / 2	2 / 2 / 2	
Eilgang	60	60	120	m/min
Beschleunigung	6	10	15	m/s ²
Span-zu Span	3,2	3,2	2,7	s



Produktivitätssteigerung

Maschinenlaufzeit mit Linearantrieb: 4 min 44 sec

Maschinenlaufzeit mit Kugelgewindeantrieb: 6 min 03 sec

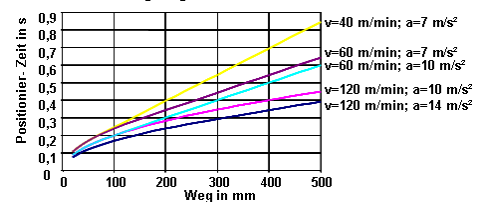
Produktivitätssteigerung: 21,5% (Idealfall)

(Referenzprozess mit Technomatix ermittelt)

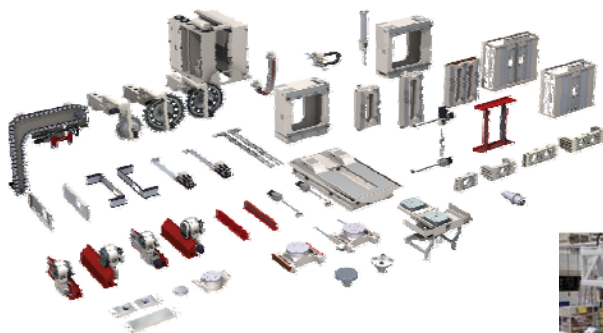
Produktivitätssteigerung, abhängig von:

- Anzahl Werkzeugwechsel, Rundtisch drehen (Torque!)
- Eingriffsdauer der Werkzeuge am Werkstück, Positionierwege
- Grundverhältnis Hauptzeit zu Nebenzeit (z.B. Bereich Aluminium (niedrig) zu Guss (hoch))
- Maschinenlaufzeit (Beladevorgang im Verhältnis zur Maschinenlaufzeit)

Einfluss der Maximalgeschwindigkeit v und Beschleunigung a auf die Positionierzeit



Bearbeitungszentrum SPECHT 500 DUO Maschine und Antriebstechnik maßgeschneidert



Zielsetzung:

Minimale Σ der Maschinen im System
Optimale Auslegung der Antriebe
entsprechend der Bearbeitungs-
anforderung (Alu/Guss/Stahl/Titan)



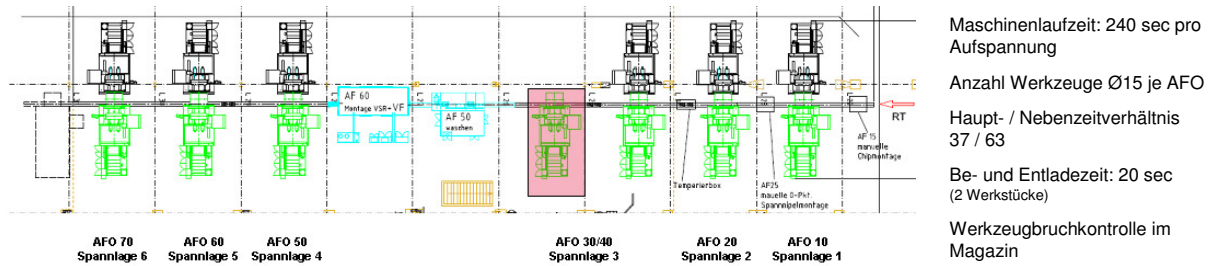
Bearbeitungszentren „SPECHT“ können individuell mit Kugelroll- oder Linearantriebstechnik ausgestattet werden

Vergleich bei Fertigungslinie Zylinderkopf Maschinenanzahl, Investition



Anzahl Maschinen, Mehraufwand Linearantriebstechnik

Ausbringung 1.000 Teile / Tag, Zylinderkopf Reihe 4, 4 Ventile pro Zylinder, DOHC, Alu
300.000 Teile / Jahr, **Bearbeitungsmaschine SPECHT 500 DUO**



Kugelgewindetrieb **13 BAZ** = 1004 ZK / Tag \leftrightarrow Linearmotor **12 BAZ** = 1010 ZK / Tag
Einsparpotential - 1 BAZ ()

Minderpreis für Entfall von 1 BAZ, Mehrkosten für 12 Linearmotoren BAZ
Einsparpotential € 262.500,- (15 Jahre AFA), = € 17.500,- pro Jahr

Sollte keine Maschine eingespart werden können, so sind ca. 900.000 – 1.200.000 € Mehrkosten notwendig (Werkzeuge, Vorrichtung, Technologie, anteilige Verkettung, usw.)

Vergleich bei Fertigungslinie Zylinderkopf Energieverbrauch



Energieverbrauch:

BAZ mit Kugelgewinde-Antrieben

$$13 \text{ BAZ} \times 18 \text{ KW} \times 6.000 \text{ h/Jahr} \times 0,08 \text{ €/KWh}^* = € 112.300,- \text{ pro Jahr}$$

BAZ mit Linearmotor-Antrieb

$$12 \text{ BAZ} \times 23 \text{ KW} \times 6.000 \text{ h/Jahr} \times 0,08 \text{ €/KWh}^* = € 132.500,- \text{ pro Jahr}$$

*(Angenommener Wert)

Mehrverbrauch Energie = € 20.200,- pro Jahr

Mehrverbrauch Kühlwasser pro BAZ 20 l/min = 7.200 m³ pro Jahr

(Kosten unbekannt, da kundenabhängige Systemlösungen für Kühlwasserbereitstellung)

Lebensdauer Antriebe:

Kugelgewindeantrieb: ca. 25.000 Stunden, Drehstrommotor: ca. 50.000 Stunden

Linearmotor: auf Lebenszeit der Maschine (bei MAG keine nennenswerten Ausfälle bekannt)

Instandhaltungskosten für Kugelgewindej-Antriebe:

$$1 \text{ Satz Kugelgewinde/BAZ} = € 6.000 / 25.000\text{h} \times 6.000\text{h/J} = € 1.440- \times 13 \text{ BAZ} = € 18.700$$

$$1 \text{ Satz Drehstrommotoren/BAZ} = € 8.300 / 50.000\text{h} \times 6.000\text{h/J} = € 996 \times 13 \text{ BAZ} = € 12.950$$

Instandhaltungsaufwand pro Jahr = € 31.650,- pro Jahr

(Kupplungen und sonstige Verschleißkomponenten des Kugelgewindeantriebes wurden nicht berücksichtigt)

Vergleich bei Fertigungslinie Zylinderkopf Instandhaltungsaufwand und Produktionsverlust



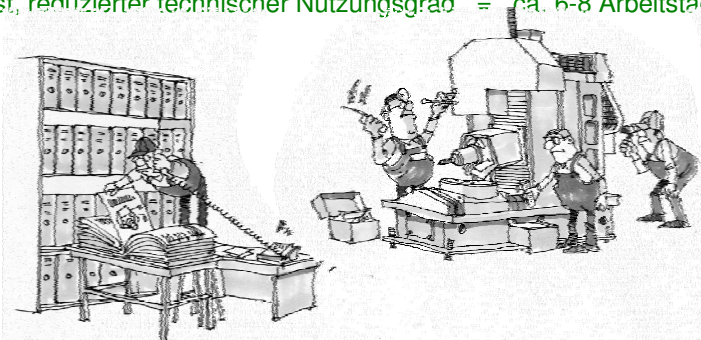
Instandhaltungs - Zeitaufwand für Kugelgewinde-Antrieb:

Tausch eines Kugelgewinde-Antriebs 4Std x 2 Mann = 8 Std.
 13 BAZ x 5 KGT pro Maschine = 65 Antriebe
 65 Antriebe x 8 Std. / 25.000h x 6000h = 124,8 Std. pro Jahr

Tausch Drehstrommotor 2Std x 2 Mann = 4 Std.
 13 BAZ x 5 Motoren pro Maschine = 65 Motoren
 65 Motoren x 4 Std. / 50.000h x 6000h = 31,2 Std. pro Jahr

Gesamtzeitaufwand 156 Std. pro Jahr = € 11.100 pro Jahr (Lohnkosten)

Produktionsverlust, reduzierter technischer Nutzungsgrad = ca. 6-8 Arbeitstage (ca. 2%)



Vergleich bei Fertigungslinie Zylinderkopf Linearmotor zu Kugelgewindetrieb (Stufensprung)



SPECHT 500 DUO		Fall 1	Fall 2	Vergleichsbasis
		Linearmotoren	Linearmotoren	Kugellrollantrieb
AFA 15 Jahre		12 Maschinen	13 Maschinen	13 Maschinen
Antriebstechnik Investition		-17.500 €/Jahr	47.500 €/Jahr	0 €/Jahr
Energiemehrverbrauch		20.200 €/Jahr	31.200 €/Jahr	0 €/Jahr
Kühlung Linearmotoren		6.000 €/Jahr	6.500 €/Jahr	0 €/Jahr
Instandhaltung/Ersatzteile		-31.650 €/Jahr	-31.650 €/Jahr	0 €/Jahr
Service		-11.000 €/Jahr	-11.000 €/Jahr	0 €/Jahr
Einsparung/Mehrkosten		-33.950 €/Jahr	42.550 €/Jahr	0 €/Jahr
Produktionssteigerung		2%	10%	0%
Ausbringung		306.000 ZK/Jahr	331.000 ZK/Jahr	300.000 ZK/Jahr
Einsparung/Mehrkosten		-0,11 €/ZK	0,13 €/ZK	
Produktionssteigerung		0%	0%	0%
Ausbringung		300.000 ZK/Jahr	300.000 ZK/Jahr	300.000 ZK/Jahr
Einsparung/Mehrkosten		-0,11 €/ZK	0,14 €/ZK	

Vergleich bei Fertigungslinie Zylinderkopf Linearmotor zu Kugelgewindetrieb (Stufensprung)



SPECHT 500 DUO		Fall 3	Fall 4	Vergleichsbasis
		Linearmotoren	Linearmotoren	Kugellrollantrieb
AFA 10 Jahre		3 Maschinen	4 Maschinen	4 Maschinen
Antriebstechnik		-95.000 €/Jahr	15.000 €/Jahr	0 €/Jahr
Energieverbrauch		5.050 €/Jahr	10.400 €/Jahr	0 €/Jahr
Kühlmittel Linearmotoren		1.500 €/Jahr	2.167 €/Jahr	0 €/Jahr
Instandhaltung/Ersatzteile		-7.913 €/Jahr	-10.550 €/Jahr	0 €/Jahr
Service		-2.750 €/Jahr	-3.667 €/Jahr	0 €/Jahr
Einsparung/Mehrkosten		-99.113 €/Jahr	13.350 €/Jahr	0 €/Jahr
Produktionssteigerung		2%	33%	0%
Ausbringung		102.000 ZK/Jahr	133.000 ZK/Jahr	100.000 ZK/Jahr
Einsparung/Mehrkosten		-0,97 €/ZK	0,10 €/ZK	
Produktionssteigerung		0%	0%	0%
Ausbringung		100.000 ZK/Jahr	100.000 ZK/Jahr	100.000 ZK/Jahr
Einsparung/Mehrkosten		-0,99 €/ZK	0,13 €/ZK	

Zusammenfassung der Kostenbetrachtung



Fall 1:

Entfall 1 BAZ SPECHT 500 DUO, alle Maschinen mit Linearmotoren

Einsparpotential jährlich in Größenordnung € 33.000,- bei ca. 2% höherer Ausbringung (Kapazitätsreserven aufgrund geringerm Produktionsausfall)

Das entspricht einer **Stückkostensenkung** von ca. **11 Cent** pro Werkstück

Fall 2:

Gleiche Anzahl Maschinen, jedoch mit Linearantriebstechnik

Mehrkosten jährlich in Größenordnung € 42.550,- stehen einer 8-10% höheren, aber nicht geforderten Ausbringung gegenüber!

Dies entspricht einer **Stückkostenerhöhung** von ca. **13/14 Cent** pro Werkstück

Fall 3:

Kleine Systeme mit Einsparung einer Maschine sowie kürzere AFA

Mehrkosten für Linearantriebstechnik zahlt sich aus, **Stückkostensenkung** von ca. **97 Cent**

**Durchschnittliche Zylinderkopf - Herstellkosten
einschließlich Rohteil: ca. € 80,- bis € 100,-**

Direkte Kosteneinsparungen bzw. Mehraufwendungen im Antriebsstrang wirken sich kaum auf die Stückkosten in der Produktion aus (in Großsystemen)

aber

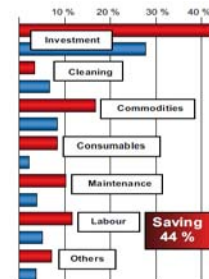
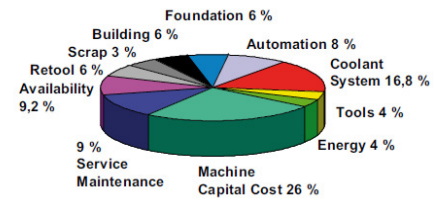
Indirekte reduzierte Folgekosten aufgrund geringer Maschinenanzahl bei höherer Verfügbarkeit lassen sich am Beispiel der Trockenbearbeitung leicht nachvollziehen (in Großsystemen)

Return on Invest (ROI) - Betrachtung

- jede an der Maschine verfügbare Option muss einer Wirtschaftlichkeitsprüfung über die Nutzungsdauer der Anlage standhalten
- Definition ROI:

$$ROI = \frac{\text{Rückflüsse}}{\text{Investition}}$$

Source: MAG Powertrain



Anwendungsbeispiel mit Linearantriebstechnik – SPECHT 1600 L

Bearbeitungsaufgabe:

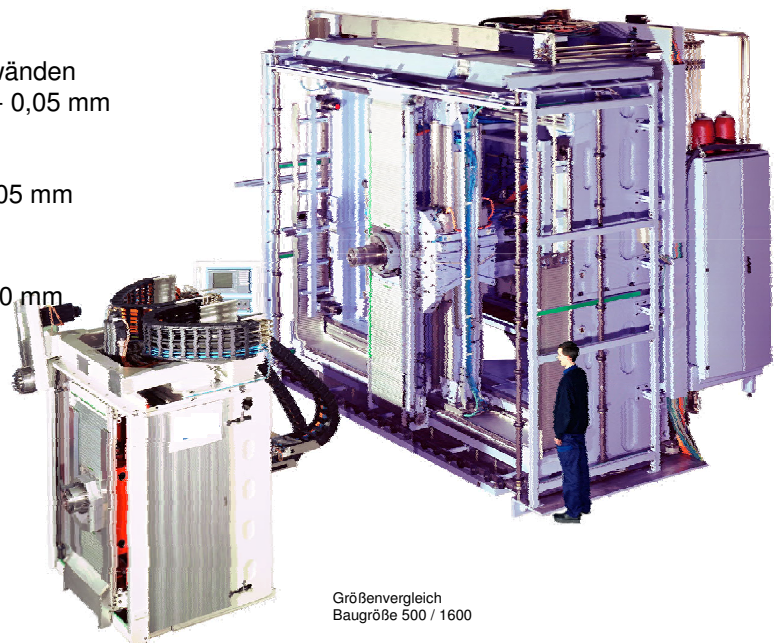
Trockenbearbeitung von Grauguss-Seitenwänden
 Koordinaten – und Stichmaßgenauigkeit +/- 0,05 mm
 Ebenheit der Spiegelfläche < 0,02 mm
 Positionsunsicherheit P<0,020 mm
 mittlere Positionsstreuung PS mittel <0,005 mm

Maschinenkenndaten:

Hub: 2000 mm (2400 mm) x 1600 mm x 500 mm
 max. Geschwindigkeit: 100 m/min
 max. Beschleunigung: 10 m/s²
 Span-zu-Span-Zeit: 6,5 s
 103 Werkzeugmagazinplätze

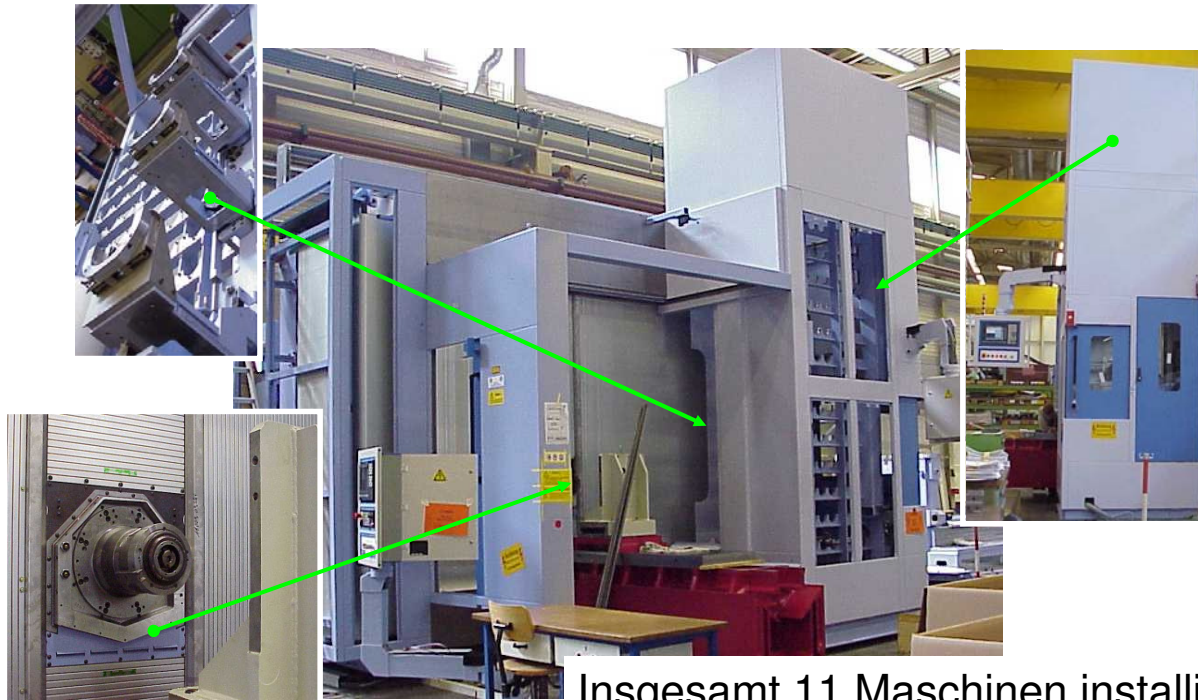
Zielsetzung:

- Reduzierung der Nebenzeiten beim Positionieren und Werkzeugwechsel
- Hohe Anzahl an Werkzeugen bei kurzen Eingriffszeiten
- Reduzierung der bewegten Massen bei der Vorschubbewegung in Z - Richtung



Größenvergleich
 Baugröße 500 / 1600

Anwendungsbeispiel mit Linearantriebstechnik – SPECHT 1600 L



Insgesamt 11 Maschinen installiert

Anwendungsbeispiel mit Linearantriebstechnik – GENIUS 500 (Parallel-Kinematik)



Maschinenkenndaten:

Arbeitsraum:

630 mm x 630 (1.065) mm x 750 mm

Steifigkeit: > 30 N/ μ m

max. Geschwindigkeit: 120 - 180 m/min

max. Beschleunigung: 15 - 24 m/s²

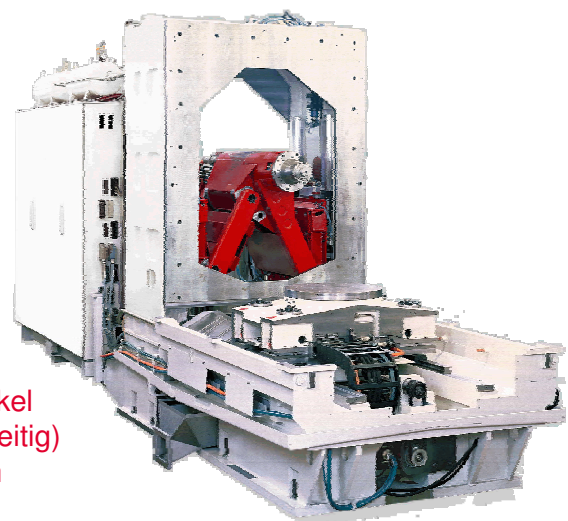
Max. Ruck X // Y: 300 m/sec³ // 1.200 m/sec³

Span-zu-Span-Zeit: < 3 s

Maschinenbreite 1.700 mm

Zielsetzung:

- Optimale Synthese bekannter Prinzipien durch Führungsanordnung (nahezu gleichbleibender Winkel zwischen Koppeln, Koppeln versteifen sich gegenseitig)
- Geringe bewegte Masse X/Y (840 kg einschließlich Motorspindel)
- Hohe Steifigkeit (Faktor 2 gegenüber traditioneller Bauweise)
- Direkte Einleitung der Antriebs-Reaktions-Kraft ins Fundament (nur geringe Ruckbegrenzung erforderlich)
- nur 2 Motoren für 2 Achsen!

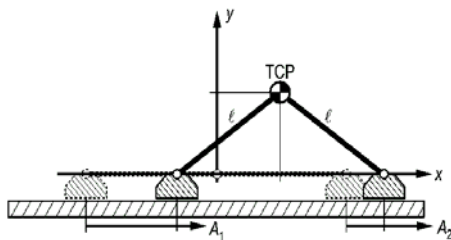


MM Innovation Award
EMO 2001

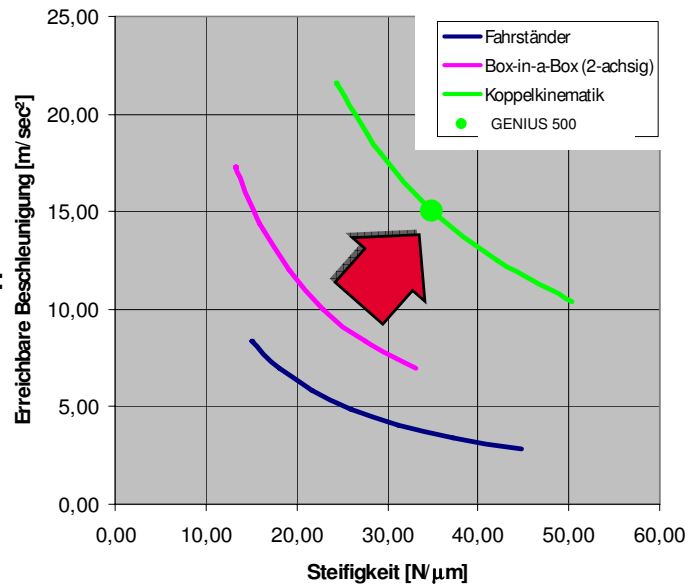
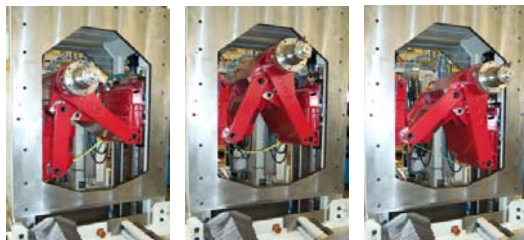


Insgesamt 5 Maschinen installiert

Anwendungsbeispiel mit Linearantriebstechnik – GENIUS 500 (Parallel-Kinematik)



2 Koppeln direkt mit Schlitten verbunden:
 Stark variierende Nachgiebigkeiten
 in Folge variierender Winkel (Herausforderung)

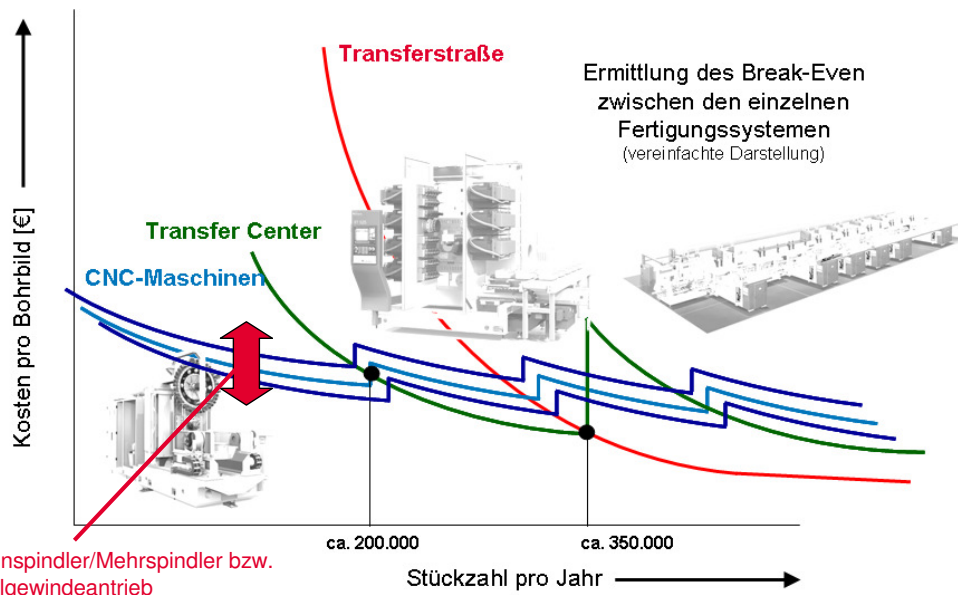


Insgesamt 5 Maschinen installiert

Wirtschaftlichkeitsvergleich Fertigungssysteme



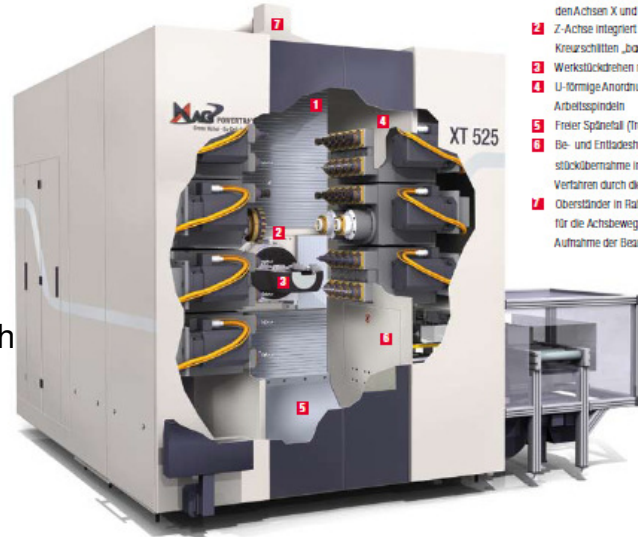
Lassen sich die Stückkosten durch den Einsatz immer schnellerer Antriebe weiter senken?



XT – Baureihe, Transfercenter:

für Zylinderkopf, -block
Gehäuse, Radträger
Linearantrieb in Z-Richtung

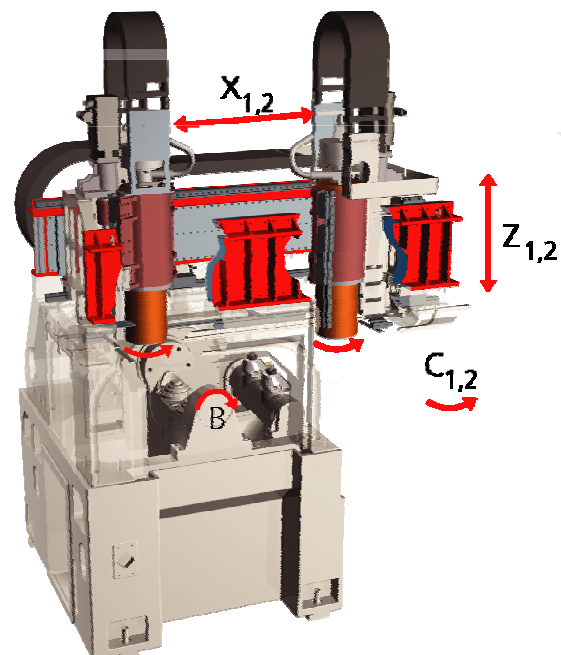
Zielsetzung:
Kombination Flexibilität
und Produktivität bei deutlich
reduzierten Nebenzeiten



- 1 Vertikale Kreuzschlitten mit den Achsen X und Y
- 2 Z-Achse integriert in den Kreuzschlitten „box-in-box“
- 3 Werkstückdrehen mit C-Achse
- 4 U-förmige Anordnung der Arbeitsspindeln
- 5 Freier Spänefall (Trockenbearbeitung)
- 6 Be- und Entladeshutte, Werkstückübernahme im „Pick-up“-Verfahren durch die Vorrichtung
- 7 Oberständer in Rahmenbauform für die Achsbewegungen und zur Aufnahme der Bearbeitungsmodule

XG - Baureihe:

für Verdichter, Gleichlaufgelenke
Linearantrieb in X-Richtung

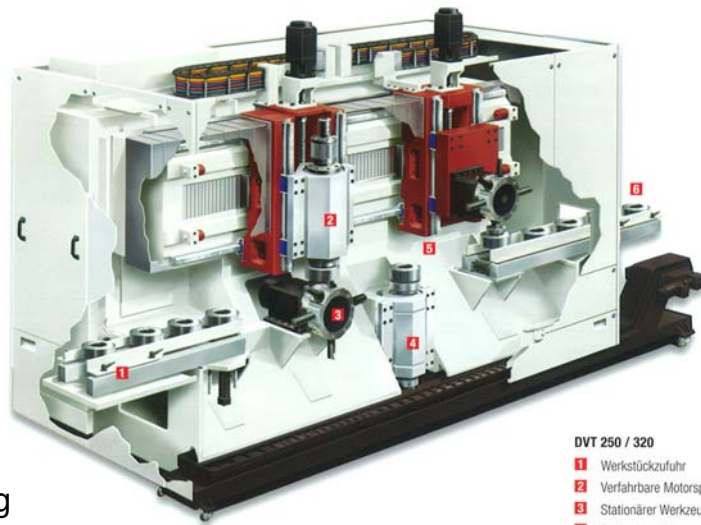


DVT / DVH – Baureihe, Drehmaschinen:

Räder, Scheiben,
Wellen, Gehäuse
Linearantrieb in X-Richtung

Vorteil des Linearantriebs:

Pick Up über Drehspindel
- reduzierte Nebenzeiten
- Integration Handhabe-
einrichtung in Maschine,
schnelle Be- und Entladung

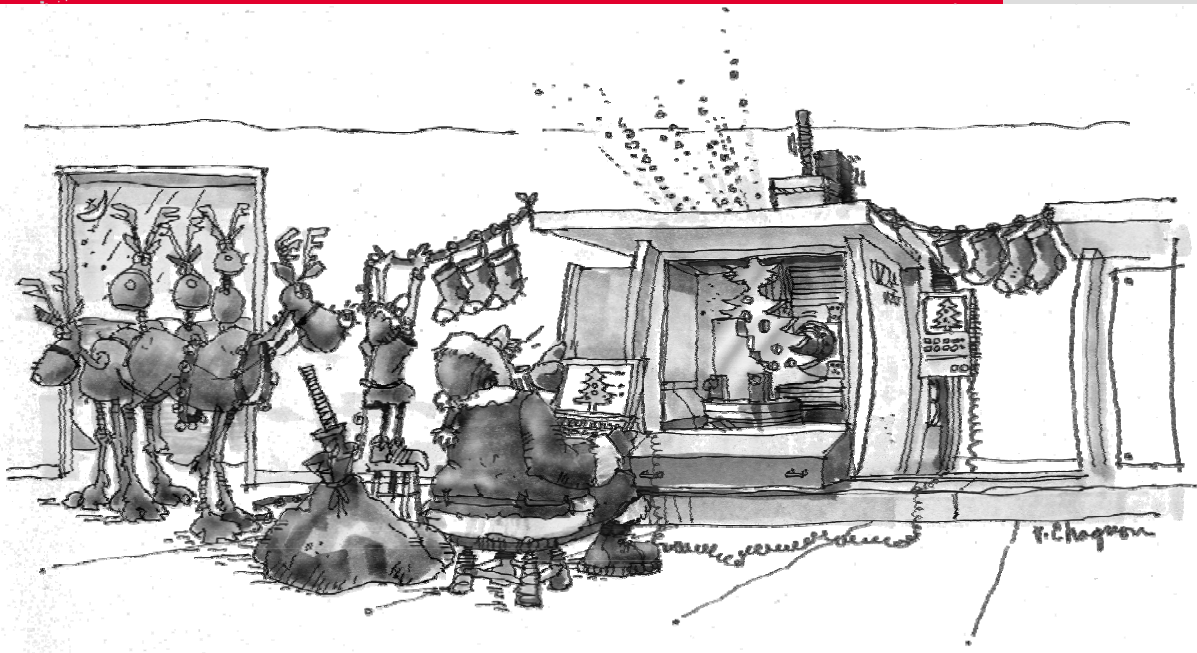


DVT 250 / 320

- 1 Werkstückzufuhr
- 2 Verfahrbare Motorspindel
- 3 Stationärer Werkzeugrevolver
- 4 Stationäre Motorspindel
- 5 Kreuzschlitten (X- und Z-Achse) mit Greifereinheit zum Entladen
- 6 Werkstückabfuhr

Zusammenfassung

- Ziel des Systemlieferanten muss es sein, dem Kunden eine wirtschaftliche, wettbewerbsfähige Lösung anzubieten
- Eine gesamtheitliche Betrachtung aller am Wertschöpfungsprozess beteiligten Faktoren / Produktionsmittel ist vorzunehmen
- Die Linear-Antriebstechnik kann dabei einen positiven Beitrag in der bilanziellen Betrachtungsweise leisten, dies ist jedoch nicht zwingend gegeben. Kleinere Systeme mit günstigen Investitionsstufen profitieren deutlich
- Der Kunde muss die Möglichkeit haben, aus seinen Erfahrungen heraus den richtigen Antrieb auswählen zu können
- Es müssen genügend Leistungsreserven in den Maschinen vorhanden sein, um im Rahmen der Nutzungszeit der Maschine zukünftige technologische Herausforderungen folgen zu können



Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Direktantriebe im Einsatz an hochdynamischen Werkzeugmaschinen

Dr.-Ing. U. Tüllmann

DECKEL MAHO Seebach GmbH
Seebach

DIREKTANTRIEBE IM EINSATZ AN HOCHDYNAMISCHEN WERKZEUGMASCHINEN

Dr. - Ing. Udo Tüllmann

1 Merkmale von Direktantrieben im Vergleich zu konventionellen Antrieben

1.0 Einleitung

Direktantriebe stellen eine Möglichkeit dar, die Dynamik, Zuverlässigkeit und Wirtschaftlichkeit von Werkzeugmaschinen zu steigern. Dennoch wird die überwiegende Anzahl von Werkzeugmaschinen-Antrieben nach wie vor konventionell ausgeführt. Die Diskussion um die Ursachen der Verteilung wird häufig mit verkürzten Argumenten unter Fokussierung auf Einzelthemen geführt.

Der Beitrag soll aus Sicht eines Maschinenbauers, der in 2008 ca. 750 Maschinen mit Direktantrieben ausgeliefert hat, einen Überblick über die verschiedenen Aspekte des Einsatzes von Direktantrieben in Werkzeugmaschinen geben.

1.1 Aufbau von Direktantrieben

Wie in diesem Seminar sicherlich schon mehrfach erwähnt, entstehen Linearmotore durch das Aufschneiden und Abwickeln eines herkömmlichen Synchron-Motors (Bild 1). Durch Veränderungen an der Stator-Wicklung wird der Motor zur Abgabe hoher Kräfte ertüchtigt. Die veränderte Wicklung nimmt i.d.R. höhere Ströme bei gesunkenen thermischen Zeitkonstanten auf.

Ein Torque-Motor wiederum entsteht durch die Aufwicklung eines Linearmotors, d.h. er ist im Verhalten und in den elektrischen Eigenschaften einem Linearmotor ähnlich.

Durch diese Veränderungen wird es möglich, die zum direkten Antrieb der Gestellbauteile von Werkzeugmaschinen erforderlichen Kräfte ohne mechanische Übersetzungselemente zu erzeugen. Der große Vorteil dieser Anordnung besteht neben dem Verzicht auf mechanische Teile, in der verbesserten Steifigkeit und der Spielfreiheit der so erreichten Anordnung. Ein Kraftimpuls des Antriebes wird nun direkt in das Gestellbauteil der Maschine eingeleitet, anstatt über mehrere mechanische Federn zu fließen.

Damit sind, zumindest theoretisch, wesentlich dynamischere und bahntreuer, d.h. genauere Bewegungen möglich. Aus diesem Grund werden Direktantriebe in Verbindung mit dem Begriff der ‚Dynamik‘ von Werkzeugmaschinen gleichgesetzt.

Zudem bedeutet der Entfall von Übertragungselementen den Entfall von Verschleiß in der Übertragungsstrecke; die Maschine sollte über die Lebensdauer weniger Wartung benötigen und ihre Eigenschaften über längere Zeiträume behalten.

1.2 Stand der Technik

Die überwiegende Mehrzahl von Werkzeugmaschinen ist zum gegenwärtigen Zeitpunkt noch mit konventionellen Antrieben ausgerüstet. Der vorliegende Beitrag soll versuchen, die Gründe hierfür zu benennen und Argumente für eine technisch/kaufmännisch basierte Diskussion der Situation zu liefern. Zu diesem Zweck sollen die Eigenschaften von Direkt- und konventionellen-Antrieben gegenübergestellt werden.

1.2.1 Dynamik

Die Achsdaten, die mit konventionellen Antrieben und mit Direktantrieben erreicht werden, belegen die Überlegenheit der Direktantriebe in Bezug auf die Dynamik (Bild 3). Mit Direktantrieben können deutlich höhere Geschwindigkeiten, höhere Beschleunigungen und höhere Rucke gefahren werden.

1.2.2 Achs-Auslegung

Die Achse einer spanenden Werkzeugmaschine muss zunächst einmal die Kräfte aufbringen können, die der Schnitt erfordert.

Dabei ist den Herstellern von Werkzeugmaschinen in aller Regel nicht bekannt, mit welchem konkreten Lastkollektiv, mit welcher Zerpannung die Maschine betrieben wird. Häufig wird daher von der möglichen Zerspanleistung der Spindel auf eine Dauer-Vorschubkraft geschlossen, die die Achse aufbringen muss.

Diese Herangehensweise sorgt dafür, dass die Achsen von Werkzeugmaschinen sehr konservativ auf relativ hohe Kräfte ausgelegt werden und möglicherweise, bezogen auf den ‚Durchschnitts-Anwendungsfall‘, auch in gewisser Weise überdimensioniert sind.

Erst an zweiter Stelle wird i.d.R. die Forderung nach einer bestimmten Beschleunigung betrachtet. Da die Beschleunigungsvorgänge nur sehr kurz andauern, lässt die Forderung nach einer bestimmten Beschleunigung in eine Forderung nach einer im Bereich einiger 10 ms kurzzeitig anstehenden, hohen Maximalkraft übersetzen. Die Höhe dieser Kraft hängt von den bewegten Massen ab. Diese wiederum ergeben sich zum einen über die Spindelleistung und die erforderliche Steifigkeit zur ‚Abstützung‘ dieser Leistung und zum anderen über die Achswege der Maschine.

Um diese Anforderungen zu erfüllen, bieten konventionelle Antriebe und Direktantriebe durchaus unterschiedliche Merkmale, die kurz erläutert werden sollen:

- Das Leistungs- und Zeit-Verhalten für den Betrieb im Teillast-Gebiet ist sehr unterschiedlich - das belegen die unterschiedlichen Kennlinien (Bild 4). Direktantriebe können zwar kurzzeitig eine gegenüber der Dauerkraft um den Faktor 2 bis 3 erhöhte Kraft abgeben, die für Beschleunigungen genutzt werden kann. Allerdings können diese Kräfte nur für kurze Zeiten abgegeben werden, da ansonsten die veränderte Wicklung überhitzt und der Antrieb abschaltet. Servo-Antriebe können im Vergleich dazu mit deutlich längeren Zeiten im Teil-Lastgebiet betrieben werden, da die Wicklung auf Überlastung mit einem langsameren Temperaturanstieg reagiert. Bild 5 gibt hier einen zahlenmäßigen Vergleich am Beispiel mehrerer Antriebe, die eine Dauerkraft von ca. 5 kN aufbringen könnten. Diese Charakteristik macht es möglich, konventionelle Achs-Antriebe in das Teil-Lastgebiet des Motors hinein auszulegen, dadurch können Kosten gesenkt werden. Im Gegensatz dazu fördert die schnelle Überhitzung von Direktantrieben, die aufgrund unbekannter Belastungen ohnehin schon vorhandene Tendenz, die Achs-Antriebe mit viel Sicherheit auszulegen und so letztlich ‚überzudimensionieren‘. Die Kennlinien zeigen aber auch einen signifikanten Vorteil der Direktantriebe auf. Während konventionelle Antriebe eine über der Geschwindigkeit fallende Kennlinie aufweisen, kann der Direktantrieb die Dauerkraft bis kurz vor die maximale Geschwindigkeit aufbringen.
- In Bild 6 wird anhand verschiedener Antriebsauslegungen für eine ‚5kN-Achse‘ gezeigt, welche Auswirkungen dies für die Kraft-Geschwindigkeits-Charakteristik einer Achse

hat: Ein konventioneller Antrieb muss entsprechend der Leistung auf ein Kraft-Geschwindigkeits-Wertepaar ausgelegt werden, wodurch sich ein ‚Zwickel‘ ergibt, indem die möglichen Betriebspunkte liegen können. Ein Direktantrieb kann im Gegensatz dazu bei höheren Geschwindigkeiten betrieben werden.

Bild 6 zeigt beispielhaft auch, dass der Direktantrieb einen höheren Strombedarf aufweist, der in etwa um den Faktor 1,5 bis 2 über dem Strombedarf konventioneller Antriebe liegt.

1.2.3 Dynamische Achsen – Bedeutung des Ruckes

Anwender von Werkzeugmaschinen wünschen eine höhere Dynamik, um

- eine Bahn im Raum schneller und genauer abzufahren. Dies ist v.a. bei der mehrachsigen Schlichtbearbeitung von Bedeutung.
- geringere Nebenzeiten zu erreichen und so eine kürzere Bearbeitungszeit für das Werkstück zu erzielen.

Aus diesen Gründen haben in den letzten Jahren die Achs-Geschwindigkeiten und -Beschleunigungen von Werkzeugmaschinen beständig zugenommen. Allerdings wäre es falsch, die genannten Achs-Daten mit dem oben definierten Begriff der Dynamik gleichzusetzen:

- Die Nebenzeiten einer Maschine werden mindestens ebenso stark durch das Maschinenkonzept und die Maschinenkinematik bestimmt, wie durch die Dynamik der einzelnen Achsen.
- Insbesondere bei der 5-achsigen Bearbeitung hat die Maschinenkinematik auch einen Einfluss auf die erreichbaren Hauptzeiten: Durch die Kinematik (und die Werkstück-Geometrie) werden die erforderlichen Ausgleichbewegungen der Maschinenachsen definiert. Diese sind besonders dann leistungsbegrenzend, wenn große zur Bahneinhaltung große Achswege in den Maschinenachsen erforderlich sind.
- Die Bewegungszeit einer Maschinenachse für eine gegebene Strecke wird nicht nur auf die Achsbeschleunigung beschränkt, sondern im wesentlichen auch durch den Ruck, also die Schnelligkeit der Beschleunigungsveränderung. Die Begrenzung des Ruckes ist durch die endliche Steifigkeit einer Werkzeugmaschinenstruktur bedingt. Ein zu hoher Ruck regt die Achse bzw. die Maschine zu Schwingungen an, die die Bahntreue und die erreichbare Qualität begrenzen.

Bild 7 quantifiziert den Einfluss des Ruckes auf die Bewegungszeiten einer Achse für eine Bewegung von 100 und 200 mm für stark unterschiedlich ausgelegte Maschinenachsen. Es wird klar, dass insbesondere für kurze Bewegungen die max. Achs-Geschwindigkeit nicht erreicht wird. Die Achs-Geschwindigkeit hat also für solche Bewegungen praktisch keinen Einfluss auf die Bearbeitungszeit.

Ebenso wird erkennbar, dass für die gezeigten, realistischen Wertepaare auch bei einer relativ langen Bewegung von 200 mm, die volle Achs-Beschleunigung nicht erreicht werden kann, weil die Ruck-Begrenzung dies verhindert.

Damit wird der Ruck zur entscheidenden Größe für kurze Hauptzeiten und präzise Bewegungen. Da der Ruck über die Mechanik begrenzt wird, kann eine nominell langsame Maschine mit konventionellen Achsen schneller sein, als eine nominell deutlich schnellere Maschine mit Direktantrieben.

An dieser Stelle muss aber davor gewarnt werden, Papierangaben für Ruckwerte zum Maßstab für die Dynamik einer Maschine zu machen. Die Beurteilung wird durch die schlechte Vergleichbarkeit der Ruckwerte über Steuerungen, Regelungs- und

Optimierungskonzepte hinweg erschwert. Während die Beschleunigung einen physikalischen und somit vergleichbaren Wert darstellt, existieren in den kaskadierten Regelkreisen einer Maschine in der Regel unterschiedliche Ruckwerte, deren Größe zudem vom Optimierer und der vom ihm gewählten Optimierungs-Strategie mit abhängt.

Somit ergibt nur die Summe der Werte von Achs-Geschwindigkeit, Beschleunigung und v.a. auch dem Ruck, einen Hinweis auf die Dynamik einer Maschine am Werkstück. Dies wird auch durch Bild 8 nochmals unterstrichen. Hier ist die Bewegungszeit für ein einachsiges Bewegungsprofil ‚Schruppen und WZW‘ vereinfacht dargestellt. Die nominell um den Faktor 2 schnellere Achse erreicht nur eine ca. 15% geringere Bewegungszeit. Dabei wird der Hauptteil der Einsparung v.a. bei der ‚langen‘ Bewegung zum WZW erreicht.

Da die Maschinenkinematik festlegt, wie lang die Achs-Ausgleichsbewegungen und auch die Bewegungen z.B. für den WZW sind, hat sie einen ebenso großen Einfluss auf die Bearbeitungszeit.

1.2.4 Energie-Effizienz

Die Energie-Effizienz von Werkzeugmaschinen steht seit einiger Zeit im Fokus von Forschungs-Mittelvergabe und –Aktivitäten. Vor dem Hintergrund knapper werdender Ressourcen wird die Frage gestellt, wie viel Energie zur Herstellung eines Werkstückes benötigt wird.

Auch wenn der Stromverbrauch der Maschine nur einen sehr kleinen Teil der Herstellkosten des Werkstückes ausmacht, bedeutet dies, das ‚Anschlussleistung‘ und ‚Strombedarf‘ seit einiger Zeit ungewohnt kritisch hinterfragt werden.

Die Tatsache, dass Direktantriebe bezogen auf die gleiche Vorschubkraft zunächst einmal mehr Strom benötigen und einen schlechteren Wirkungsgrad aufweisen als konventionelle Antriebe (Bild 9), scheint dabei auf dem ersten Blick gegen die Direktantriebe zu sprechen.

Dem gegenüber stehen allerdings die reduzierten Haupt- und Nebenzeiten, die durch den Einsatz von Direktantrieben an einer Maschine mit wettbewerbsfähiger Kinematik und guter mechanischer Auslegung erreicht werden können. Eine quantifizierbare Aussage zu diesem Thema wird im Abschnitt 3.4 gemacht.

2 DECKEL MAHO Seebach GmbH

Die DECKEL MAHO Seebach GmbH ist eine 100% Tochter der Gildemeister AG. Mit Sitz in Seebach, Thüringen und mit einem Zweigwerk in Geretsried bei München hat man im Jahr 2008 mit 580 Mitarbeitern einen Jahresumsatz von ca. 300 Mio. € erwirtschaftet (Bild 10).

Ca. 40% der Produktion verbleiben in Deutschland, ca. 60% in Europa. In 2008 wurden ca. 2000 Maschinen hergestellt, von denen 750 in mindestens einer Achse mit Direktantrieben ausgerüstet waren. Seit Beginn des Einsatzes der Direktantriebe in 2003 wurden im Unternehmen mehr als 5200 Primärteile verarbeitet. Damit dürfte die DECKEL MAHO Seebach GmbH zu den Maschinenherstellern gehören, die über das größte Know-how und die größte Erfahrung mit dem Einsatz von Direktantrieben gehören.

Das Produktprogramm der DECKEL MAHO Seebach gliedert sich in vier Produktreihen, beginnend mit den Maschinen der DMC-Reihe, über die 5-achsigen Universalmaschinen der DMU-Reihe, die Fahrständermaschinen und die HSC-Maschinen, deren Produktname Programm ist (Bild 11 und 12).

Die dreiachsigen DMC-Maschinen werden in der Kleinserien- und Serienfertigung eingesetzt. Als Option sind eine 4. und auch eine 5. Achse, die auf den Maschinentisch montiert werden und ein 2fach Palettenwechsler erhältlich.

Die DMU-Maschinen ermöglichen die 5-Seitenbearbeitung von Werkstücken in der Einzel- und Kleinserienfertigung über drei Bewegungsachsen in der Spindel und zwei hochgenaue Stellachsen im Tisch, die zur Bearbeitung geklemmt werden.

Die DMU-evolution-Maschinen ermöglichen 5-achsige Interpolation mit hochdynamischen Achsen mit 10 m/s^2 (und entsprechenden Ruck-Werten). Sie werden zur 5-Seiten-Bearbeitung und zur 5-Achs-Bearbeitung in der Kleinserien- und Serien-Fertigung im Maschinenbau, der Luftfahrtindustrie, in der Medizintechnik und auch im Formenbau eingesetzt. Bei diesen Maschinen verfügt die X-Achse über einen Linearantrieb. Die restlichen Achsen sind konventionell angetrieben.

Die Fahrständer-Maschinen ermöglichen eine flexible 3- oder 5-achsige Bearbeitung unterschiedlichster Werkstücke in z.T. zwei hauptzeitparallel rüstbaren Arbeitsräumen. Diese Maschinen werden v.a. in der Produktion im Maschinenbau, der Luftfahrtindustrie oder dem Formenbau eingesetzt. Um den Kundenbedürfnissen zu entsprechen, bietet DECKEL MAHO für diese Maschinen zwei Antriebspakete an: Die konventionellen Standard-Antriebe mit 40 m/min und 4 m/s^2 und ein Dynamikpaket mit 80 m/min und 8 m/s^2 , das in der X-Achse wiederum einen Linearmotor aufweist. Je nach Anwendungszweck der Maschine kann somit der Kunde entscheiden, ob er Haupt- und Nebenzeiten reduzieren möchte.

Die Maschinen der HSC-Reihe sind kompromisslos auf den Einsatz im Formenbau ausgelegt. Alle Achsen sind direkt angetrieben, um bei langen Werkzeug-Eingriffszeiten höchste Dynamik und Bahntreue zu erreichen.

3 Direktantriebe bei der DECKEL MAHO Seebach GmbH

Direktantriebe werden bei DECKEL MAHO Seebach seit 2004 eingesetzt. In diesem Jahr wurde eine bereits im Formenbau erfolgreiche Reihe 3-achsiger Maschinen, seinerzeit noch DMC genannt, auf Linearmotore umgestellt. Zum gleichen Zeitpunkt wurde eine 5-achsige Maschinenvariante verfügbar gemacht, die ebenfalls über Direktantriebe in der B- und C-Achse verfügt.

3.1 Technische Merkmale direkt und konventionell angetriebene Maschine

Bild 13 weist für die 3-achsige Maschinenvariante auf die Veränderungen hin, die sich in Bezug auf die technischen Daten ergeben haben. Die Achs-Geschwindigkeit und auch die -Beschleunigung konnten stark gesteigert werden. Die Anschlussleistung und der Nennstrom der Maschine mussten erhöht werden.

3.2 Kosten

Mehrfach wurde erwähnt, dass Direktantriebe über verbesserte und vorteilhafte Eigenschaften verfügen. Aus Kostensicht treten allerdings gegenläufige Effekte ein, die der Bewertung bedürfen: Kostensenkend wirkt sich dabei der Entfall mechanischer Übertragungselemente wie KGT und Riementrieb aus. Auf der anderen Seite kostensteigernd, der höhere Strombedarf und der Bedarf an einer Kühlung bzw. die höhere erf. Kühlleistungen.

Die Erfahrungen von Deckel Maho Seebach, die auch in Bild 14 aufgezeigt sind, lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Der Einsatz von Direktantrieben führt dort zu einer Kostensteigerung, wo der Einsatz konventioneller Antriebe alternativ möglich ist.

- Die Kosten der Summe der Antriebs Elemente (Motor, KGT etc.) liegen für eine ‚kurze‘ Werkzeugmaschinen-Achse für einen Linearantrieb und einen KGT-Antrieb in etwa gleich hoch.
- Der Direktantrieb verursacht höhere Kosten für den Betrieb (Umrichter und Kühlung)
- Eine ‚kurze‘ Werkzeugmaschinen-Achse ist in Direktantriebstechnik um ca. 50 -100 % teurer als eine konventionelle Achse.
- Für eine ‚lange‘ Achse erhöhen sich die Mehrkosten für den Direktantrieb, da die Kosten für die Sekundärteile schneller ansteigen als die Kosten für einen längeren KGT.

Auch für Torque-Antriebe gelten ähnliche Zusammenhänge, wobei hier insbesondere die Kostensteigerungen für den Motor selbst ins Gewicht fallen.

3.3 *Dynamik, Bearbeitungszeiten und Genauigkeit*

Der Kundennutzen durch den Einsatz der Direktantriebe wird aber durch diese Zahlenwerte nur unzureichend beschrieben. Greifbarer wird er durch die Gegenüberstellung der in Bild 15 gezeigten Kreisformtests. Die Kreisform des konventionellen KGT-Antriebes ist in den Quadranten-Übergängen deutlich schlechter als die Kreisform mit Linearantrieb. Hier wird der eingangs erwähnte Vorteil der Spielfreiheit und der fehlenden Umkehrpanne erkennbar. Zumindest für den Formenbau entsprechen die Unterschiede in der Kreisform in erster Näherung der maximal am Werkstück erreichbaren Bahngenauigkeit.

Bild 16 belegt, dass sich die höhere Dynamik und die höheren realisierbaren Bahngeschwindigkeiten auch in einer merklichen Reduzierung der Hauptzeit niederschlagen. Am Beispiel des Werkstückes ‚Hüftnagel‘ kann die Bearbeitungszeit im Vergleich zur Vorgängermaschine mit konventioneller Antriebstechnik um 25% gesenkt werden.

Dies unterstreicht auch die Gegenüberstellung in Bild 17. Hier sind die mit einer DECKEL MAHO HSC 75 linear im Vergleich zu zwei Wettbewerbs-Produkten erreichbaren Bearbeitungszeiten für die Werkstücke ‚Fitting‘ und ‚Felge‘ verglichen. Es ergibt sich eine Einsparung zwischen 18% und 38%, was bei einer Hauptzeit von ca. 25h ein außerordentlich kostenwirksamer Effekt ist.

An vielen Formenbau-Werkstücken entzieht sich das Merkmal der ‚Oberflächengüte‘ einer messtechnischen Beurteilung - die maßlichen Abweichungen zwischen einer ‚guten‘ und einer ‚schlechten‘ sind außerordentlich gering. Entscheidend ist vielmehr die Erscheinung der Oberfläche, die sich am späteren Werkstück abbildet und auch den Umfang der teuren Nacharbeit definiert.

Zur Überprüfung der Maschinen- und Steuerungsqualität, wurden hier bei DECKEL MAHO im Laufe der Jahre einige Test-Werkstücke entwickelt. Bild 18 zeigt den Vergleich eines solchen Test-Werkstückes für eine konventionell angetriebene und eine direkt angetriebene Maschine. Durch das Fehlen der reibungs- und geschwindigkeitsabhängigen und nicht exakt reproduzierbaren Umkehrspanne, ist die Oberfläche des Werkstückes mit seinen Kegelflächen und Facetten bei der Maschine mit Direktantrieben deutlich besser.

Dies gilt besonders für Bewegungen, bei denen, wie beim angesprochenen Test-Werkstück, mehrere Achsen interpolieren.

Dieser Effekt wird aber sogar bei relativ einfachen und geradlinigen Bewegungen deutlich sichtbar: Beim Fräsen unter einem Winkel zwischen zwei Maschinenachsen, regt in der Regel der Zahneingriff die in ihrer Steifigkeit begrenzte Maschinenstruktur zu Schwingungen an.

Die Regelkreise haben Schwierigkeiten, die Geschwindigkeit über den reibungsbehafteten Zahneingriff konstant zu halten. Beide Effekte zeichnen sich in der Werkstück-Oberfläche als ‚Riefen‘ ab, die bei direktangetriebenen Maschinen nicht auftreten (Bild 19).

In Bezug auf die Reduzierung der Hauptzeiten, auf die Verbesserung der Oberflächengüte und der Genauigkeit, lassen sich durch den Einsatz von Direktantrieben also in der Tat deutliche Vorteile nachweisen.

3.4 *Energie-Effizienz*

Untersuchungen aus dem Hause DECKEL MAHO zeigen, dass durch den Einsatz von Direktantrieben, unterstützt durch intelligente Maßnahmen zur Reduzierung der elektrischen Leistungsaufnahme, eine Steigerung der Energie-Effizienz möglich ist (Bild 20). Ursache ist das Absinken der Bearbeitungszeiten, durch das die Steigerung von Abschlussleistung und Stromaufnahme ausgeglichen wird.

3.5 *Wartung, Zuverlässigkeit*

Direktantriebe ermöglichen den Verzicht auf mechanische Übertragungselemente. Die Frage, ob hierdurch tatsächlich eine Reduzierung der Service-Kosten und eine Steigerung der Maschinen-Zuverlässigkeit erreicht werden, hilft Bild 21 zu beantworten: Über mehrere Maschinen hinweg ist die ‚Ausfallrate‘, d.h. die Zahl der getauschten Teile, in Bezug zur gebauten Stückzahl gebracht. Die Gegenüberstellung belegt, dass Direktantriebe eine in etwa

- um den Faktor 2 geringere Ausfallrate haben, als das mechanische Bauteil ‚KGT‘
- um den Faktor 2 geringere Ausfallrate haben, als das mechanische Bauteil ‚KGT-Lager‘
- um den Faktor 4 geringere Ausfallrate haben, als das mechanische Bauteile ‚Riemen‘
- um den Faktor 40 höhere Ausfallrate haben, als das Bauteil Servomotor

In Summe hat der Direktantrieb damit also eine etwa um den Faktor 8 geringere Ausfallrate.

Berücksichtigt man, dass insbesondere für Wartungsarbeiten an KGT-Antrieben die Servicekosten zu einem beträchtlichen Teil aus Reisekosten bestehen, kann man dieses Verhältnis in etwa auf die Kosten übertragen.

Interessant ist auch, dass die im Vergleich zum Linearmotor nochmals deutlich reduzierte Ausfallrate des Bauteils ‚Servomotor‘ hier noch auf ein beträchtliches Potential hinweist.

3.5 *Thermisches Verhalten der Maschine*

Im Zusammenhang mit Direktantrieben wird häufig das Argument angeführt, dass die Direktantriebe eine aktive Kühlung der Wicklung benötigen und dass somit die Wärmeeinleitung in die Maschine ohnehin gegenüber konventionellen Antrieben reduziert sei.

Diese Aussage ist allerdings nach den Erfahrungen von DECKEL MAHO Seebach zu stark vereinfacht. Zum einen führen die höheren elektrischen Leistungen trotz der Aktivkühlung, noch zu einer Wärmeeinkoppelung in der Maschinenstruktur. Diese erfolgt zudem flächig direkt in die Gestellbauteile, während konventionelle Antriebe häufig nur über kleine Flansche an den Seiten der Gestellbauteile Wärme einkoppeln.

Schließlich führen die höhere Achs-Geschwindigkeit und die bei Linearmotoren beträchtlichen magnetischen Anzugskräfte, zu einer Erhöhung der Reibung in den Linearführungen der Maschine. Dieser Effekt kann so weit gehen, dass die Wärmeeinkoppelung durch die Führungen der dominierende Faktor in der Wärmebilanz wird. Dies zeigt Bild 22, in dem exemplarisch der Temperaturhub an einer Achse bei Dauerbetrieb im Eilgang dokumentiert ist.

Durch die Führungsschuhe wird eine Temperaturerhöhung von ca. 10 K im Schlitten erzeugt. Unmittelbar über dem Primärteil steigt die Temperatur immerhin um 5 K.

Das belegt, dass trotz der ohnehin erforderlichen, intensiveren Kühlung und wegen der gestiegenen Erwartungen in Bezug auf die Maschinengenauigkeit, eine direktangetriebene Maschine über eine gut ausgewogene Kompensation verfügen muss. Der Aufwand, eine ‚gute‘ und ‚genaue‘ Maschine an den Markt zu bringen, ist also für eine direktangetriebene Maschine nicht geringer.

Hier gibt Bild 23 einen Eindruck, wie weit man ohne flankierende Maßnahmen wie z.B. Warmlaufprogramm etc. kommen kann. Die Temperaturkompensation der Maschinen kann den Betrieb der 44/55kW-Hauptspindel mit voller Drehzahl aus dem kalten Zustand heraus und die Zuschaltung des Kühlmittels so auskompensieren, dass die Abweichungen sich in einer Bandbreite von etwa +/- 15 µm bewegen.

4 Zusammenfassung

Direktantriebe ermöglichen durch den Verzicht auf mechanische Übertragungselemente und somit auch auf die mechanische Umkehrung, eine Erhöhung der Maschinendynamik, eine Verbesserung der Bahntreue und somit eine Reduzierung der Hauptzeiten und eine Verbesserung der Werkstück-Oberfläche und –Genauigkeit. Auch die Wartungshäufigkeit kann verringert, somit die Service-Kosten reduziert und die Maschinen-Zuverlässigkeit erhöht werden.

Diese aus der Theorie ableitbaren Vorteile lassen sich auch in der Praxis nachweisen und konnten am Beispiel von DECKEL MAHO Maschinen auch quantifiziert werden.

Diesen positiven Effekten gegenüber stehen aus Sicht von Kunden und Maschinenherstellern negative Effekte: V.a. die Kosten der Maschine steigen durch höhere Kosten der Antriebe selbst und durch Kosten in der Elektrik der Maschine. Auch der Energiebedarf der Maschine steigt, allerdings ohne die Energieeffizienz zu beeinträchtigen.

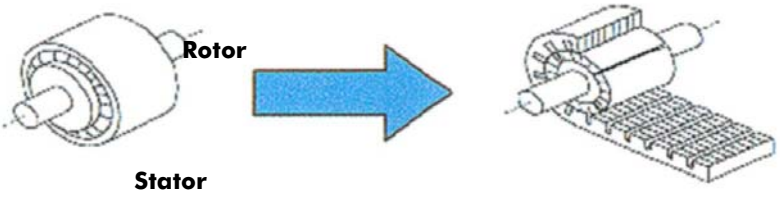
Dieses Profil prädestiniert Direktantriebe insbesondere für Märkte, in denen lange Bearbeitungszeiten von Freiformflächen stark reduziert werden können und in denen die hohe Oberflächenqualität im technisch teilweise nicht mehr nachweisbaren Bereich von Bedeutung ist. Dies sind insbesondere der Formenbau und - mit Einschränkungen - die Medizintechnik.

Für andere Märkte wird die Frage, welcher Antrieb an einer Maschine zum Einsatz kommen soll, zu einer Kosten-Nutzen-Abwägung, bei denen den unbestreitbaren Vorteilen der Direktantriebe die durchaus vorhandenen Nachteile gegenübergestellt werden müssen. Nur eine deutliche Veränderung der Kostensituation kann hier die Grenzen verschieben.

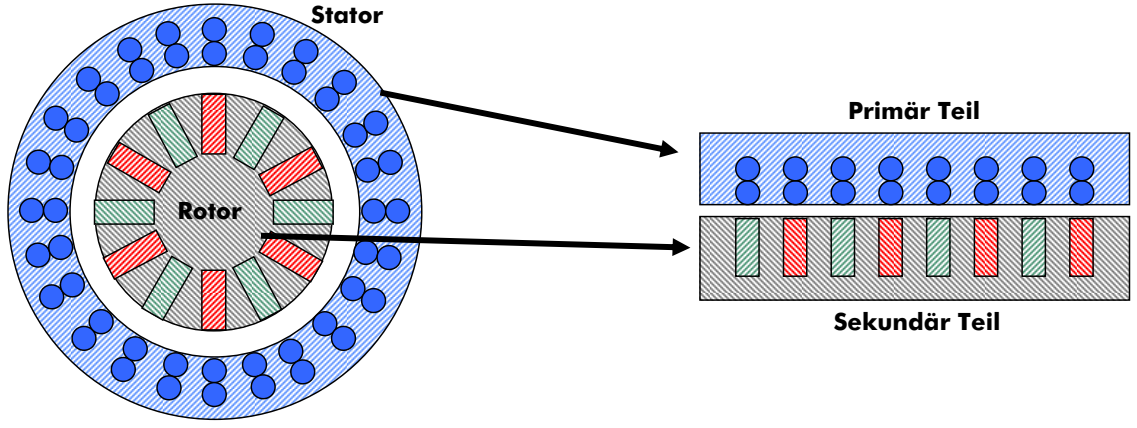
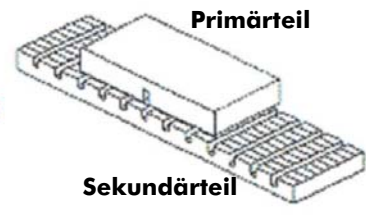
Entwicklungspotentiale bestehen aus Sicht von DECKEL MAHO Seebach neben diesem entscheidenden Punkt noch auf dem Gebiet der Steuerungstechnik, um die Vorteile der Direktantriebe am Werkstück noch deutlicher sichtbar zu machen.



Konventioneller Antrieb



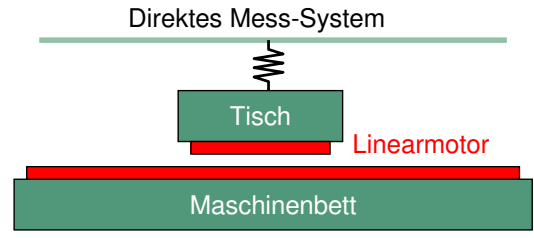
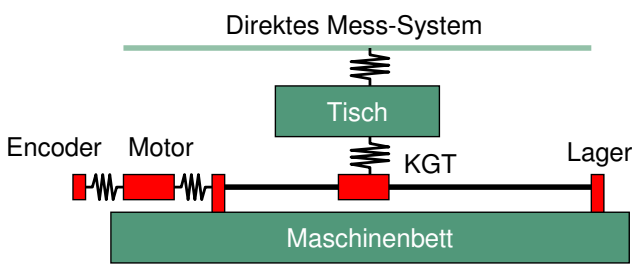
Linear Motor



Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009



Spielfreiheit, Verschleißlosigkeit



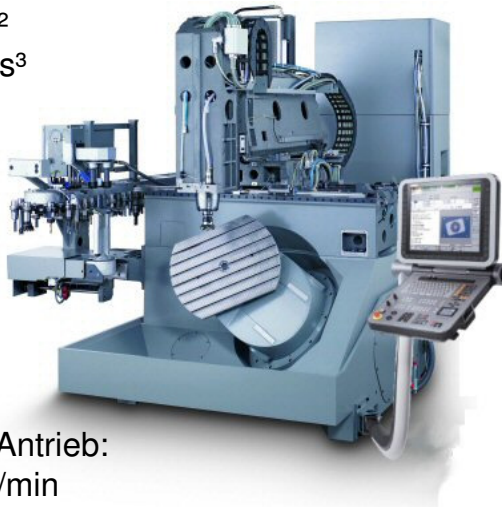
<p>KGT-Antrieb</p> <ul style="list-style-type: none"> - Umkehrspanne - Reibung - Verschleiß 	<p>Linearantrieb</p> <ul style="list-style-type: none"> + keine Umkehrung ⇒ höhere Genauigkeit + keine Reibung ⇒ kein Verschleiß + keine Reibung ⇒ höhere Zuverlässigkeit + keine Reibung ⇒ höhere Lebensdauer
---	---



Konventionelle und Direkt-Antriebe Stand der Technik

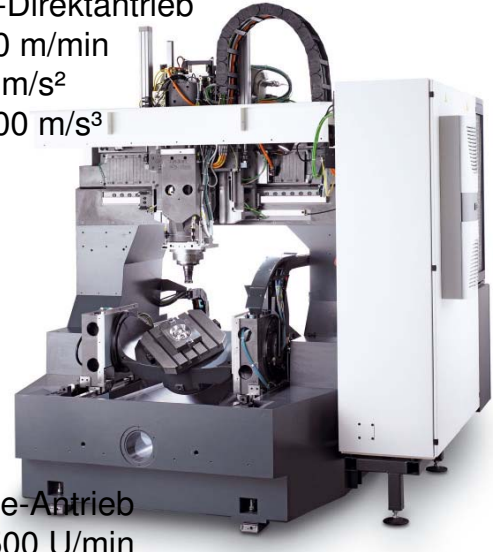


- KGT-Antrieb:
- bis 80 m/min
- bis 10 m/s²
- bis 100 m/s³



- Getriebe-Antrieb:
- bis 100 U/min
- bis 60 rad/s²
- bis 500 rad/s³

- Linear-Direktantrieb
- bis 120 m/min
- bis 20 m/s²
- bis 1000 m/s³



- Torque-Antrieb
- bis 1500 U/min
- bis 110 rad/s²
- bis 2500 rad/s³

Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

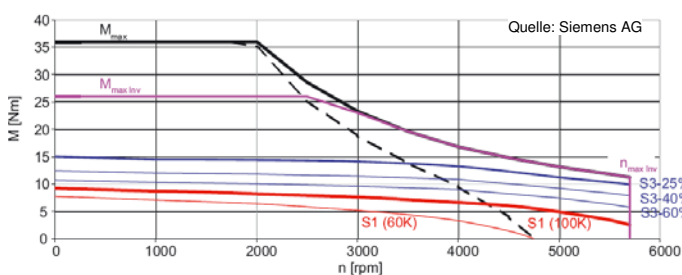
DECKEL MAHO

Auslegung von Direktantrieben Teillast-Verhalten



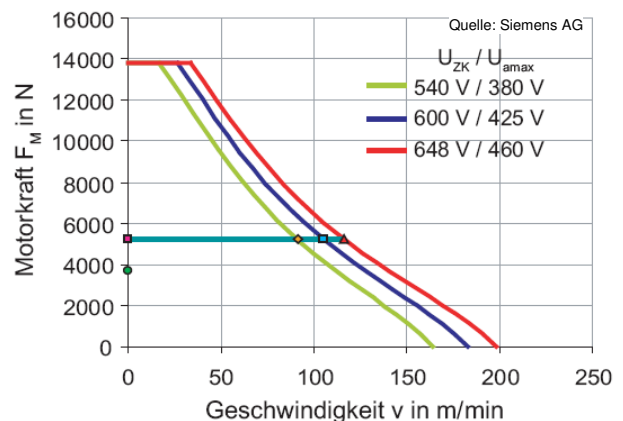
- KGT-Antrieb:
- 5 kN im Dauerbetrieb
- 7 kN für 2050 sec.
- 10 kN für 750 sec.

- Thermische Zeitkonstante 2400 s
- **Betriebspunkt im Teillastgebiet möglich**



- Linear-Direktantrieb
- 5 kN im Dauerbetrieb
- 7 kN für 97 sec.
- 10 kN für 36 sec.

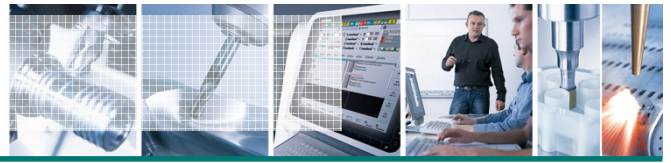
- Thermische Zeitkonstante 120 s
- **Schruppen nur im Dauerlast-Gebiet möglich**



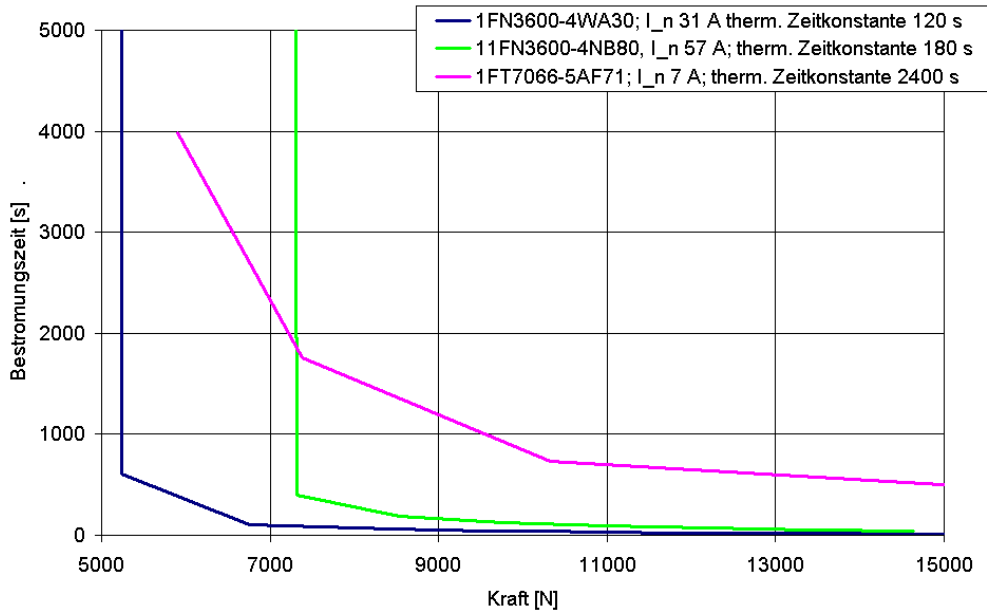
Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

DECKEL MAHO

Auslegung von Direktantrieben Teillast-Verhalten



- KGT-Antrieb:
 - **Betriebspunkt im Teillastgebiet möglich**
- Linear-Direktantrieb
 - **Schruppen nur im Dauerlast-Gebiet möglich**



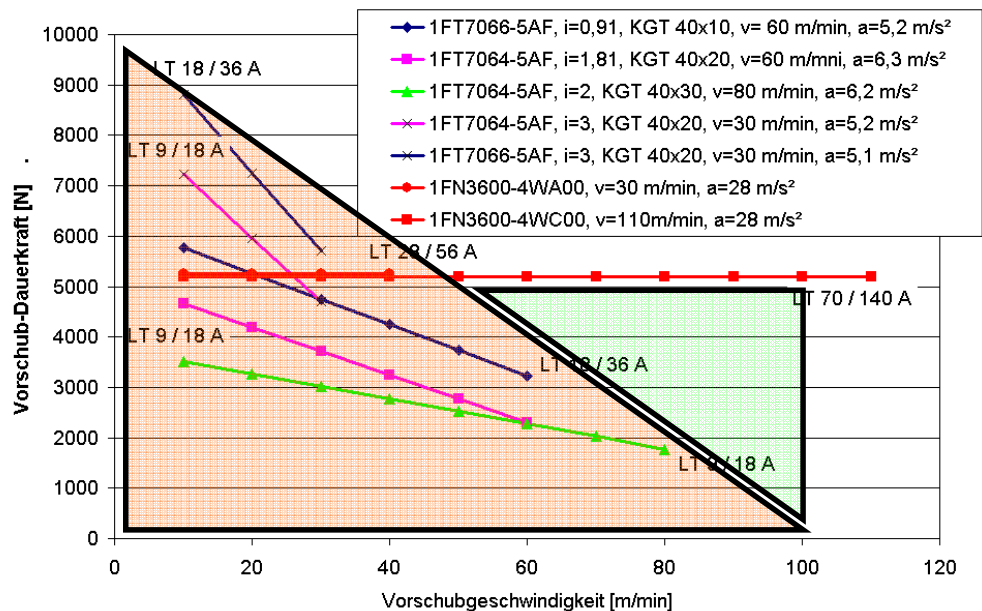
Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

DECKEL MAHO

KGT-Antriebe im Vergleich zu Direktantrieben Achsauslegung bei ähnlicher Vorschubkraft



- Durch die Übersetzung kann der konventionelle Antrieb dem Einsatzfall angepasst werden
- Kennlinien von KGT-Antrieben fallen mit der Vorschubgeschwindigkeit
- Der Direktantrieb erlaubt höhere Geschwindigkeiten und Beschleunigungen
- Der Strombedarf von Direktantrieben ist höher



Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

DECKEL MAHO

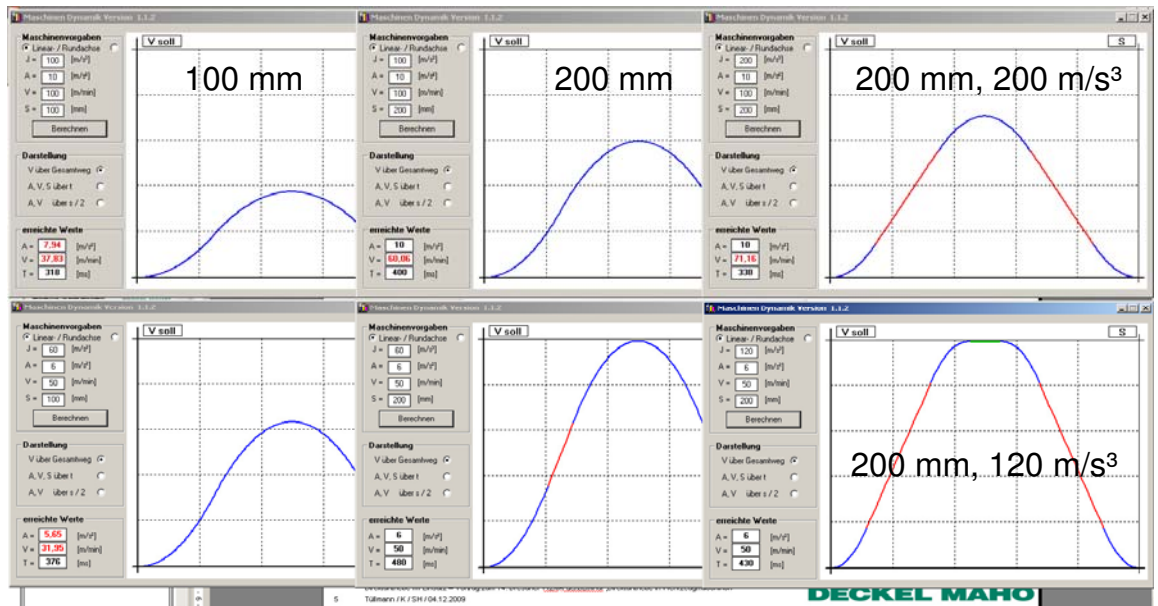
Auslegung von Direktantrieben

Bedeutung von Ruck und Beschleunigung für die Bewegungszeiten



- Bei kurzen Achswegen ist der Ruck die entscheidende Größe für die Positionierzeit und somit für die Hauptzeiten bei dynamischer 5-Achsen-Bearbeitung
- Der Ruck wird durch die mechanische Steifigkeit der Maschinenstruktur begrenzt

100 m/min
10 m/s²
100 m/s³



50 m/min
6 m/s²
100 m/s³

Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009



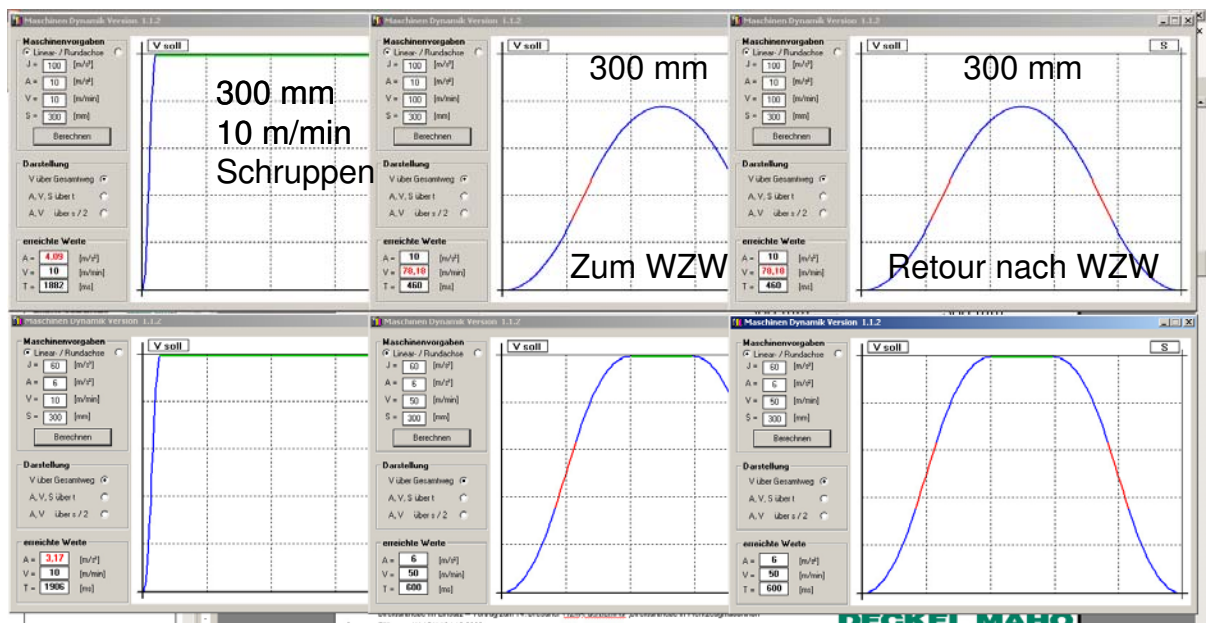
Auslegung von Direktantrieben

Positionierzeiten für ein Bewegungsprofil ‚Schnitt und WZW‘



- Hohe Eilganggeschwindigkeiten und Beschleunigungen reduzieren v.a. auch die Nebenzeiten
- V.a. höhere Ruckwerte reduzieren die Hauptzeit bei der dynamischen 5-Achs-Bearbeitung

100 m/min
10 m/s²
100 m/s³



2800 ms

50 m/min
6 m/s²
100 m/s³

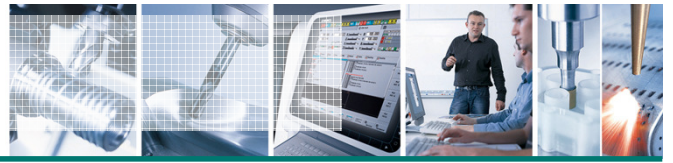
3100 ms

Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009



Auslegung von Direktantrieben

Stichwort Energie-Effizienz



- KGT-Antrieb:
 - 5 kN im Dauerbetrieb
 - 30 – 50 m/min
 - Dauerstrom Leistungsteil 9 - 18 A
 - eff. Motorleistung ca. 3 kW
 - eff. Verlustleistung ca. 750 W
 - Linear-Direktantrieb
 - 5 kN im Dauerbetrieb
 - 50 – 100 m/min
 - Dauerstrom Leistungsteil 18 – 70 A
 - eff. Motorleistung ca. 10 kW
 - eff. Verlustleistung ca. 3 kW
- Energie-Effizienz ist nur dann gegeben, wenn die Hauptzeit in dem Maße reduziert wird, indem der Strombedarf / die Verlustleistung ansteigt

Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

9

DECKEL MAHO

Deckel Maho Seebach GmbH



Mitarbeiter 2008:	580
Umsatz 2008:	300 Mio. €
Gelieferte Maschinen 2008:	ca. 2.000
davon mit Direktantrieb:	ca. 750







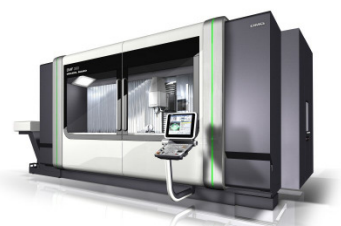
Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

10

DECKEL MAHO

Lieferprogramm Deckel Maho Seebach GmbH



DMU CNC- Universal Fräsmaschinen	DMC V Vertikale Bearbeitungszentren	HSC Präzisionszentren	DMF Fahrständermaschinen
 <p>DMU 50 DMU 70</p>  <p>DMU 50 eVo <i>linear</i> DMU 70 eVo <i>linear</i></p>	 <p>DMC 635 V DMC 835 V DMC 1035 V</p>	 <p>HSC 55 <i>linear</i></p>  <p>HSC 75 <i>linear</i> HSC 105 <i>linear</i></p>	 <p>DMF 180 / DMF 180 <i>linear</i> DMF 260 / DMF 260 <i>linear</i></p>  <p>DMF 260 / DMF 260 <i>linear</i> DMF 360 / DMF 360 <i>linear</i> DMF 500 <i>linear</i></p>

Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar „Direktantriebe in Werkzeugmaschinen“
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

11

DECKEL MAHO

Maschinen mit Direktantrieben im Programm der Deckel Maho Seebach GmbH



- | | | |
|---|--|---|
| <ul style="list-style-type: none"> ■ DMF-Reihe ■ Option ‚hochdynamische Antriebe‘ ■ 80 m/min, 8 m/s² ■ X-Achse mit Linearmotor | <ul style="list-style-type: none"> ■ DMU-evolution-Reihe ■ 80/50/50 m/min, 10 m/s² ■ X-Achse mit Linearmotor | <ul style="list-style-type: none"> ■ HSC-Reihe ■ > 80 m/min, > 10 m/s² ■ alle mit Direktantrieben |
| <ul style="list-style-type: none"> ■ Flexible Fertigung – z.T. 5x ■ Produktion | <ul style="list-style-type: none"> ■ 5-Seiten-Bearbeitung ■ Medizin-Technik ■ dynamische 5-Achs-Bearbeitung | <ul style="list-style-type: none"> ■ Formenbau ■ Medizin-Technik ■ hochdynamische 5-Achs-Bearbeitung |



Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar „Direktantriebe in Werkzeugmaschinen“
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

12

DECKEL MAHO

Leistung von Werkzeugmaschinen mit Direktantrieben

Veränderung technischer Daten durch Einsatz von Direktantrieben



DMC 70 V *hi-dyn*

DMC 75 V *linear*

Verfahrweg X/Y/Z	mm	700/ 550/ 500		750/ 600/ 560
Spindel	min-1	18.000		18.000
Eilgang	m/min	50	→ +80%	90
Beschleunigung	m/s ²	5	→ +240%	12
Anschluß	kVA	60	→ +21%	73
Nennstrom	A	90	→ +16%	105

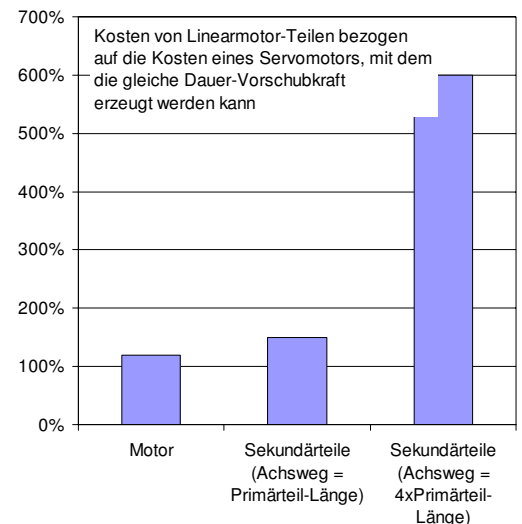
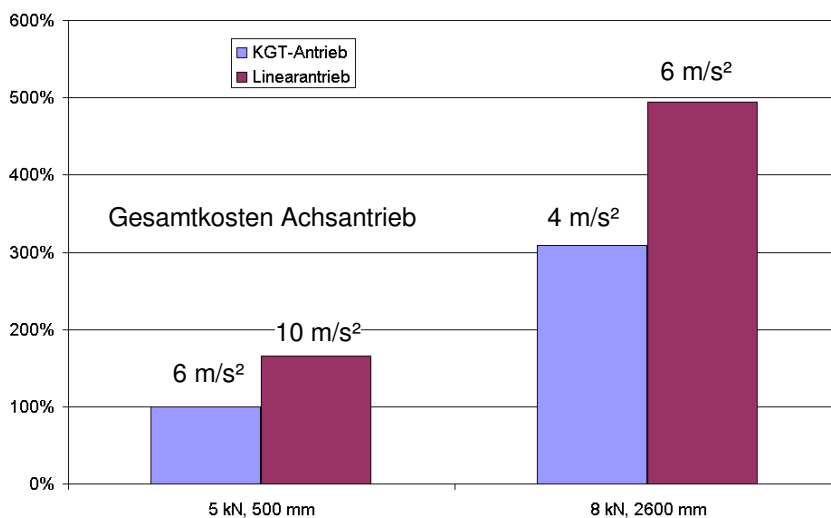
Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

DECKEL MAHO

13

Auslegung von Direktantrieben

Kosten



- In die Direktantriebstechnik muss investiert werden
- Bei grossen Achslängen, bei denen ein KGT-Einsatz noch möglich ist, verschlechtert sich die Kostenstruktur durch den Kostenanteil der Sekundärteile

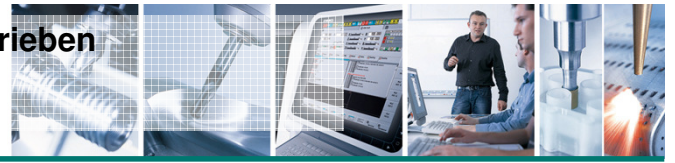
Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

DECKEL MAHO

14

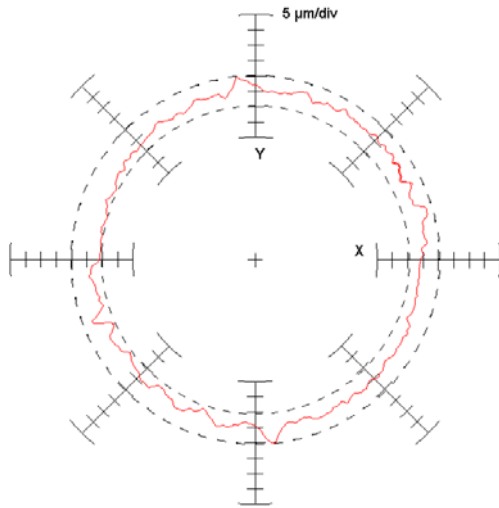
Leistung von Werkzeugmaschinen mit Direktantrieben

Positioniertreue - Kreisformtest

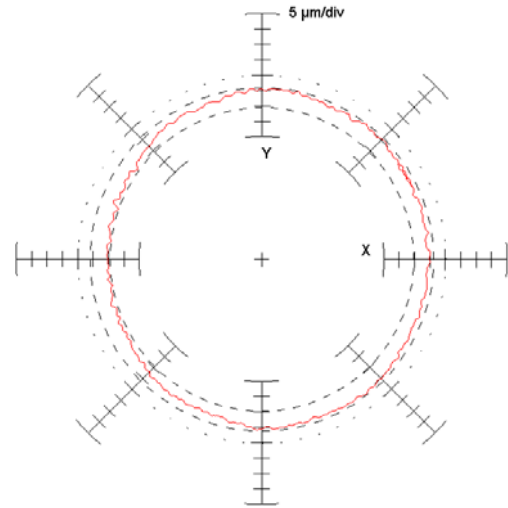


Kreuzgittermessung an der Spindelnase

Maschine mit KGT-Antrieben
 Direkte Mess-Systeme
 4.000 mm/min
 Kreisform 9,1 µm



HSC 75 *linear*
 4.000 mm/min
 Kreisform 4,6 µm



Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar „Direktantriebe in Werkzeugmaschinen“
 Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

DECKEL MAHO

Leistung von Werkzeugmaschinen mit Direktantrieben

Hauptzeit-Reduzierung



	DMC xx V* <i>Vorgänger</i>	HSC 55 <i>linear</i>* <i>Nachfolger</i>
Schruppen	0:11:54	0:07:58
Vorschlichten	0:30:54	0:27:44
Vorschlichten	0:13:17	0:14:04
Vorschlichten	0:27:18	0:25:18
Vorschlichten	0:09:43	0:08:48
Schlichten	0:35:00	0:21:27
Schlichten	1:15:34	0:58:31
Schlichten	0:19:06	0:06:13
Maschinenzeit	3:42:46	2:52:01

Zeiteinsparung 0:50:45 Min. → 23% !!

*** Bei gleicher Spindel-Drehzahl !!**

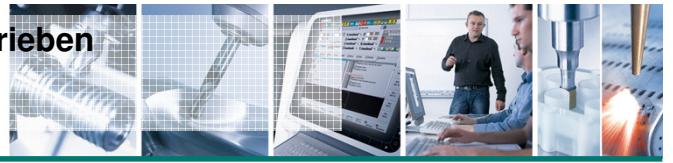


Formenbauteil, Hüftnagel,
 Fa. SANDVIK Medical

Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar „Direktantriebe in Werkzeugmaschinen“
 Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

DECKEL MAHO

Leistung von Werkzeugmaschinen mit Direktantrieben Hauptzeit-Reduzierung



	Maschine 1	Maschine 2	HSC 75 <i>linear</i>
	30 m/min 5 m/s ²	50 m/min 6m/s ²	90 m/min 12 m/s ²
Schruppen	6 min 15 sec.		4 min 03 sec.
Vorschlichten	6 min 35 sec.		4 min 00 sec.
Schlichten	24 min 20 sec.		18 min 59 sec.
Ra	0,67 µm		0,64 µm
Maschinenzeit	37 min 10 sec. +37,5%	32 min +18%	27 min 02 sec.



	Maschine 1	HSC 75 <i>linear</i>
Schruppen	37 min	29 min
Residual Mat.	93 min	73 min
Vorschlichten	12 min	11,5 min
Residual Mat.	138 min	112 min
Vorschlichten	256 min	217,5 min
Schichten	1020 min	833 min
Maschinenzeit	1.556 min 25,93 h +21,9%	1.276 min 21,27 h



DECKEL MAHO

Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar „Direktantriebe in Werkzeugmaschinen“
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

17

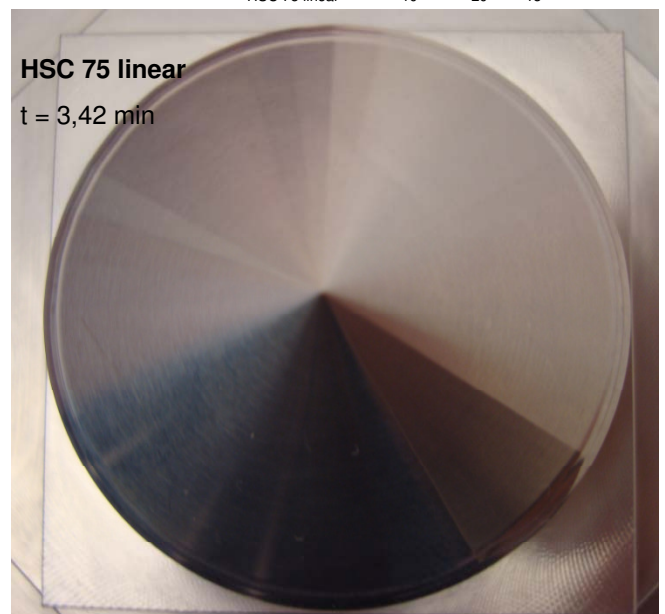
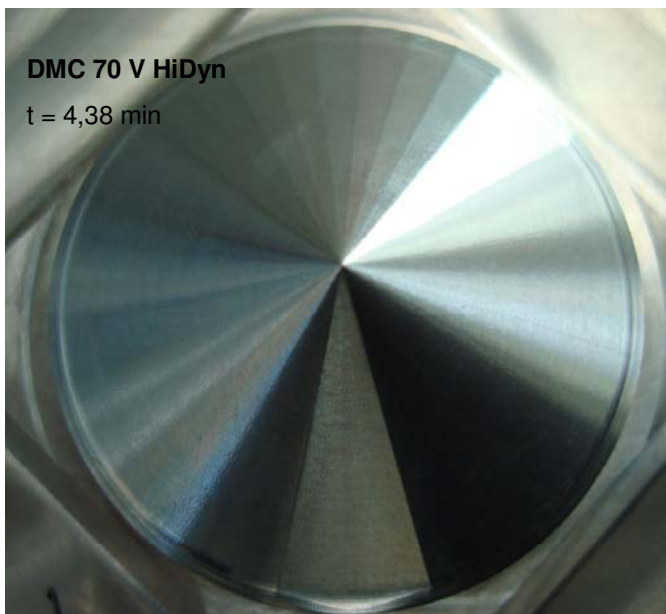
Leistung von Werkzeugmaschinen mit Direktantrieben Verbesserung der Oberfläche „Freiformfläche“



Geringere Konturabweichungen bei Achsrichtungswechsel durch schnellere Beseitigung von Störgrößen im Lageregler bei höherer Bahngeschwindigkeit.

kv-Faktor [m/(min*mm)]:

	X-Achse	Y-Achse	Z-Achse
DMC 70 V HiDyn	2,5	2,5	2,5
HSC 75 linear	10	20	15



Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar „Direktantriebe in Werkzeugmaschinen“
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

DECKEL MAHO

18

Leistung von Werkzeugmaschinen mit Direktantrieben Verbesserung der Oberfläche 45° Bearbeitung



Störgrößen durch einen KGT-Antrieb verursachen bei der Interpolation Konturabweichungen.

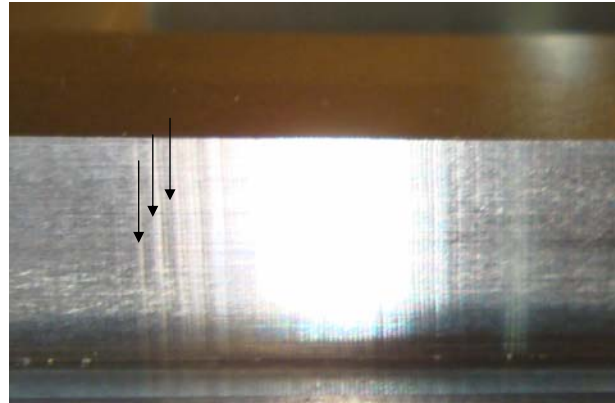
In der Regel ist die Zahneingriffsfrequenz eines Riemenantriebs für den Regelkreis kaum sichtbar, so dass diese nur optisch am Werkstück erkennbar wird.

Ausschnitt 45° Rechteck am Kontur-Abnahmeteil
DM Seebach

HSC 75 linear



DMC 70 V HiDyn



Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

19

DECKEL MAHO

Auslegung von Direktantrieben Stichwort Energie-Effizienz



- Energie-Effizienz ist nur dann gegeben, wenn die Hauptzeit in dem Maße reduziert wird, indem der Strombedarf / die Verlustleistung ansteigt
- Maschinen mit Direktantrieben haben das Potential energieeffizienter zu sein, als Maschinen mit konventionellen Antrieben

	DMC xx V*	HSC 55 <i>linear</i>
	<i>Vorgänger</i>	<i>Nachfolger</i>
Stromaufnahme	100 %	116 %
Stückzeit	3:42:46	2:52:01
Energiebedarf pro WST	100 %	89 %

Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

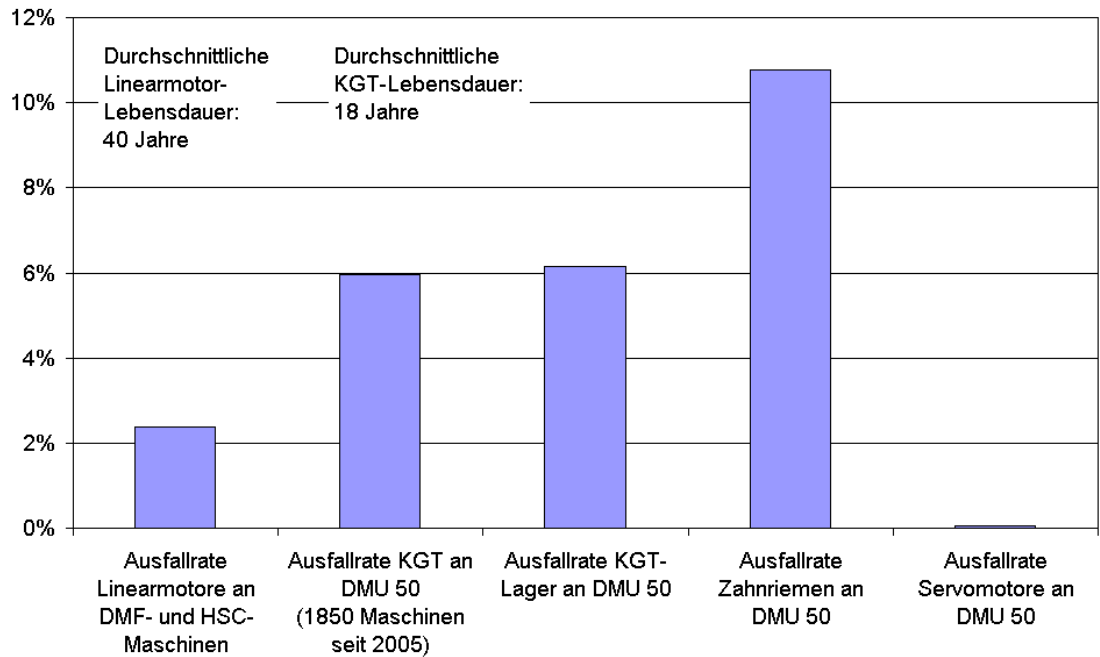
20

DECKEL MAHO

Direktantriebe bei Deckel Maho Seebach GmbH Reduzierung der Service-Kosten – insbes. über die Maschinenlebensdauer



- Deckel Maho Seebach hat seit dem Jahr 2000 ca. 5.300 Primärteile verwendet



Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

DECKEL MAHO

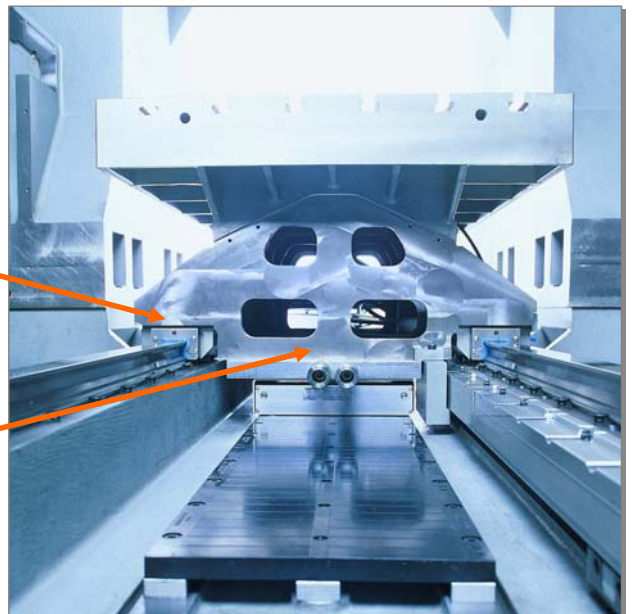
Direktantriebe bei Deckel Maho Seebach GmbH Thermisches Verhalten



- Die Direktantriebe erfordern in aller Regel eine Kühlung des Primärteiles
- Trotz der Kühlung kommt es natürlich zu einer Wärmeeinkoppelung der Maschine
- Insbesondere durch die höheren Eilgänge steigt die Wärmeeinkoppelung durch die Führungen
- Diese kann zum dominierenden Faktor werden
- Damit sind die Maschinen mit Direktantrieben thermisch nicht besser als Maschinen mit konventionellen Antrieben

Bei dauerhaftem Eilgang: 10 K Erwärmung

Bei dauerhaftem Eilgang: 5 K Erwärmung



Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009

DECKEL MAHO

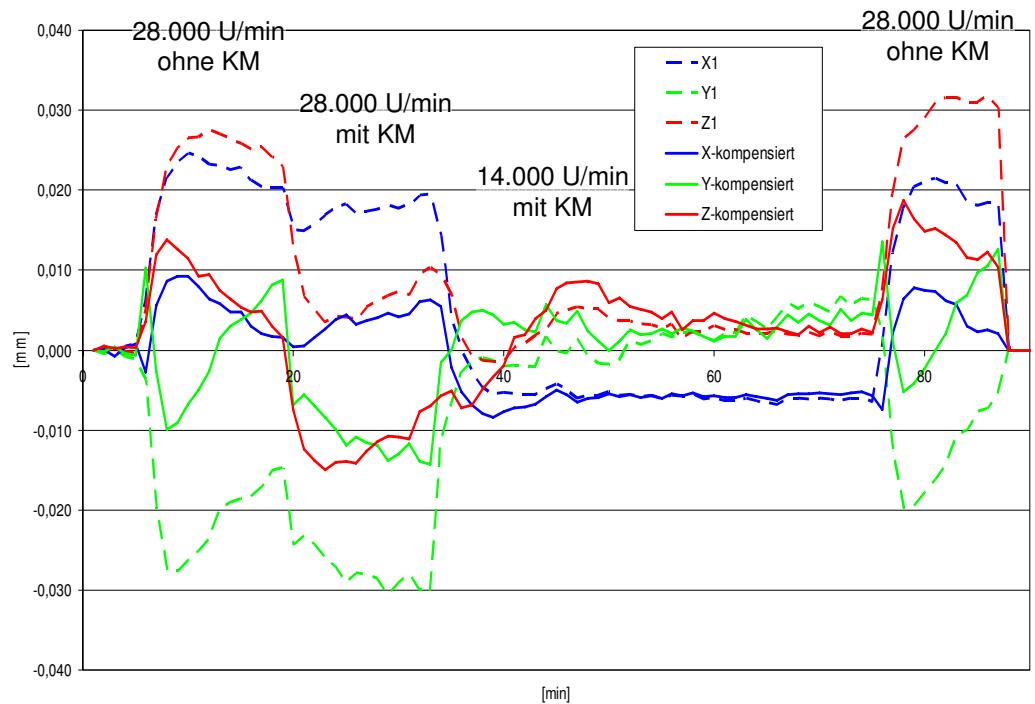
Direktantriebe bei Deckel Maho Seebach GmbH

Thermisches Verhalten mit und ohne Kompensation



- HSC 55 linear
- 80 m/min
- 10 m/s²
- MSP 28.000 U/min
- 44 / 55 kW

- DECKEL MAHO HSC-Maschinen werden einem Testlauf zum Test der Temperatur-Kompensation unterzogen

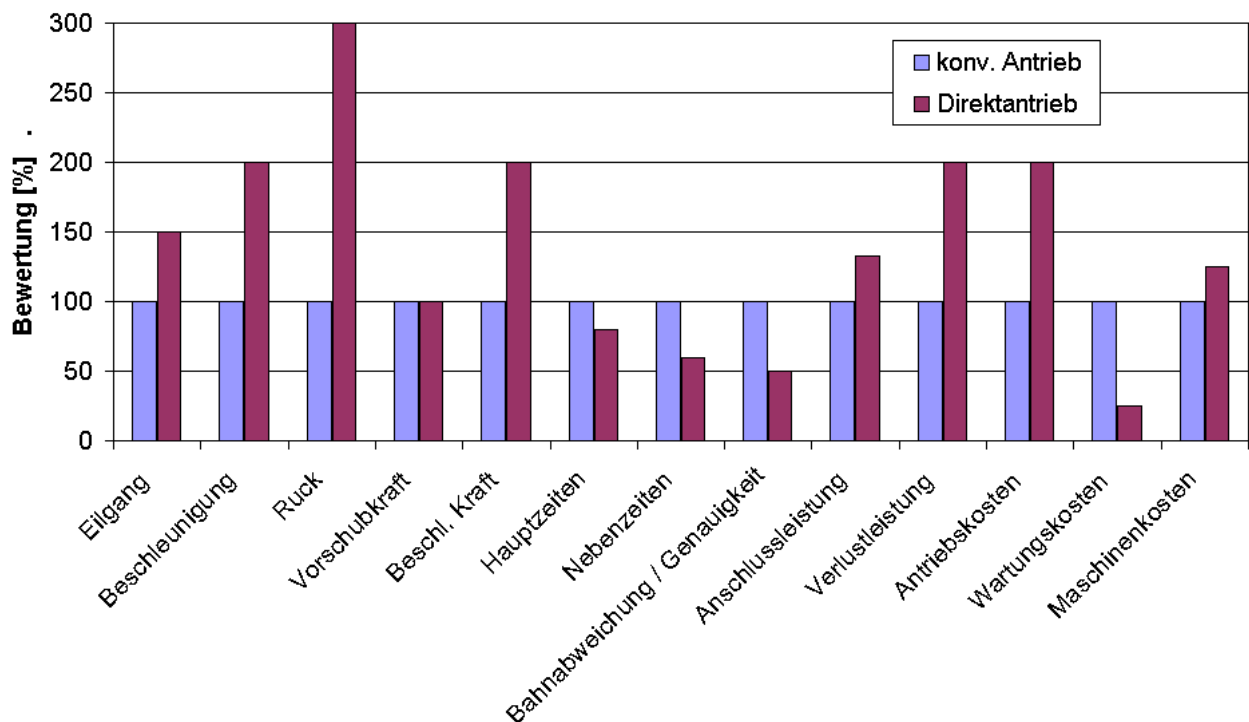


Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009



Direktantriebe bei Deckel Maho Seebach GmbH

Zusammenfassung



Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘
Tüllmann / K / SH / 04.12.2009





- Direktantriebe ermöglichen eine Reduzierung der Hauptzeiten und v.a. auch der Nebenzeiten
- Die Bahntreue wird durch das Fehlen des Umkehrspieles entscheidend verbessert
- Die Oberflächenrauigkeit kann aus dem gleichem Grund stark verbessert werden
- Am Werkstück können höhere Geschwindigkeiten gefahren werden
- Entscheidend für die Hauptzeiten-Reduzierung ist der erreichbare Ruck, der wiederum von der mechanischen Struktur bestimmt wird

- Eine ‚breitbandige‘ und dennoch hochdynamische Auslegung von Direktantrieben ist z.Zt. noch nicht möglich – die Regelungskonzepte sind in der Praxis noch nicht weit genug
- Das Kurzzeit-Verhalten der Direktantriebe erfordert eine ‚grosse‘ Dimensionierung das ist den Kosten abträglich
- Direktantriebe verursachen höhere Kosten
- Die Vorteile der Direktantriebe können nur genutzt werden, wenn ein höherer Aufwand in die Beherrschung der Thermik investiert wird (auch Kompensation)

- Aufgrund der Kostensituation ist die Verbreitung von ausschließlich direktangetriebenen WZM z.Zt. im wesentlichen auf Anwendungen beschränkt, in denen hochdynamische 5-Achs-Bearbeitung erfolgt (Formenbau)
- Maschinen mit hybriden Antriebskonzepten stellen z.Zt. noch das wirtschaftliche Optimum dar

Direktantriebe im Einsatz – Vortrag zum 14. Dresdner WZM-Fachseminar ‚Direktantriebe in Werkzeugmaschinen‘