

Dynamiksteigerung adaptiv-roboterischer Systeme zur Kompensation geometrischer Maschinenfehler

FL 197/24-1
SE 547/20-1

*Institut für Produktionstechnik (wbk),
Uni Karlsruhe (TH)
Institut für Technische Mechanik (ITM),
Uni Karlsruhe (TH)*

Dynamiksteigerung adapttronische Strebe zur Kompensation geometrischer Maschinenfehler

J. Fleischer¹, C. Munzinger¹, M. Weis¹, W. Seemann², C. Rudolf²

¹ Institut für Produktionstechnik (wbk), Universität Karlsruhe (TH)

² Institut für Technische Mechanik (itm), Universität Karlsruhe (TH)

Einleitung

Allgemein zeigen Werkzeugmaschinen Verlagerungen im statisch/ quasistatischen und im dynamischen Lastbereich auf. Ziel des Projekts ist die adapttronische Kompensation dieser Verlagerungen mit paralleler Bewältigung von Sensor- und Aktorfunktion. In den ersten zwei Projektphasen wurde dazu bis heute auf den statisch/quasistatischen Bereich fokussiert, um in der 3. Phase die Ausweitung des Konzepts auf den dynamischen Bereich anzugehen. Unter Ausnutzung des Prinzips einer Schwingsaitenwaage werden statische Verformungszustände zur Messung in ein dynamisches Eingangssignal für piezoelektrische Wandler gewandelt.

Test und Charakterisierung der Kompensationseinheit

Um die Leistungsfähigkeit des Konzepts der Senso-/Aktorintegration untersuchen zu können, wurde zunächst die adapttronische Strebe mit einem piezoelektrischen Wandler in eine parallelkinematische Werkzeugmaschine eingebaut. In Abbildung 1 ist der Versuchsaufbau dargestellt.



Abbildung 1: Versuchsaufbau

Dargestellt sind das zur Messung der Verlagerungen eingesetzte Laserinterferometer, die in die Maschine eingebaute adapttronische Strebe, sowie der Hostrechner der Regelungshardware.

Zur Ermittlung der prinzipiellen Leistungsfähigkeit der adapttronischen Strebe innerhalb der parallelkinematischen Werkzeugmaschine wurde die Kompensationseinheit mit einer empirisch ermittelten Spannungsrampe beaufschlagt.

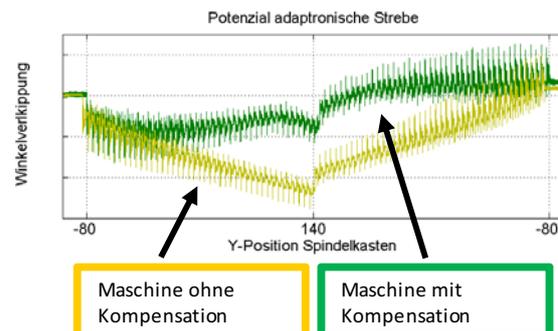


Abbildung 2: Potenzial adapttronische Strebe

Abbildung 2 zeigt hierbei das ursprüngliche Verlagerungsverhalten der Maschine, beim Verfahren entlang der Y-Achse ist dies eine Nickbewegung um die X-Achse, sowie die durch die Spannungsrampe erzeugte Verbesserung.

Eine Verbesserung auf 20 % des Ausgangswertes der Verkipfung des Spindelstocks stellt damit im derzeitigen Aufbau eine Leistungsgrenze des Systems dar.

Im Weiteren wurde die adapttronische Strebe im geregelten Betrieb eingesetzt. Hierzu wurde die Position des Spindelkopfs dem Regler der Strebe zugeführt. Abbildung 3 zeigt hierzu die erreichte Kompensation. Die Größenordnung der Ausgleichsbewegung liegt dabei im glei-

chen Bereich wie bei der zuvor dargestellten Spannungsrampe.

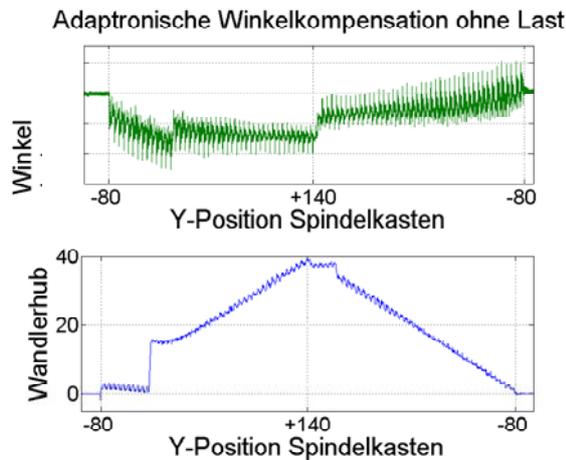


Abbildung 3: Adaptronische Regelung im Betrieb

Sowohl Messschrieb der Winkelverkipfung, als auch der aus dem Signal der schwingenden Saite errechneten Wandlerhub weisen Stick-Slip-Verhalten auf. Dieses Verhalten lässt sich auf eine Verspannung der Kinematikstruktur zurückführen.

Dynamiksteigerung

Zur Erweiterung des Frequenzbereichs der adaptronischen Strebe muss zunächst der bisherige Versuchstand umgebaut werden. Hierzu wurde eine dynamische Belastungseinheit entwickelt, welche die für Werkzeugmaschinen üblichen Frequenzen und Lasten, bezogen auf eine Strebe, simulieren kann. In Abbildung 4 ist das CAD-Modell der Belastungseinheit im Versuchstand dargestellt.

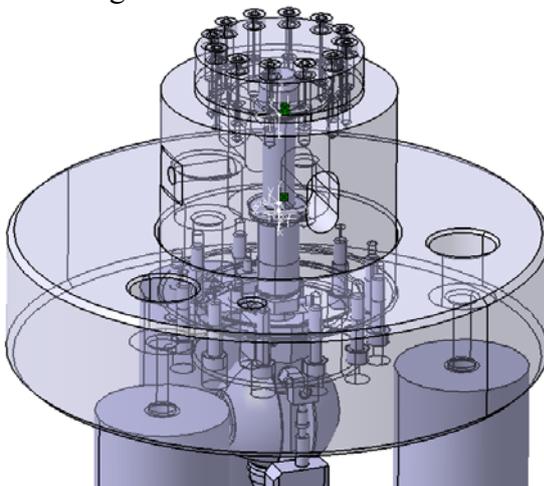


Abbildung 4: Dyn. Belastungseinheit

Als Aktor wird hierbei ein piezoelektrischer Wandler mit relativ kleiner Kapazität verwendet. Um dabei ausreichend Hub bzw. Klemmkraft zu gewährleisten, ist eine geringe statische Vorspannung vorgesehen. Der nächste Schritt zur Dynamiksteigerung durch Auswertung des direkten Wandler-signals ist die Systemidentifikation. Hierzu wurden mehrere Sprünge auf das System aufgeschaltet und das Antwortverhalten aufgezeichnet. Als abzubildendes System wurde dabei die Strecke HV-Verstärker – piezoelektrischer Wandler - Spannungsteiler gewählt. Nach Reduktion der Ordnung wird diese Strecke nach Gleichung 1 modelliert.

$$G_{ges}(s) = K * \frac{1 + T_z * s}{(1 + T_{p1} * s)(1 + T_{p2} * s)} * e^{(-T_d * s)}$$

Gleichung 1: Reduziertes Modell

Hieran wird sich in folgenden Arbeiten die Signalauswertung anschließen.

Frequenzbestimmung mit Phasenregelkreisen

Phasenregelkreise (PLL) werden insbesondere in der Nachrichten- und Kommunikationstechnologie zur Synchronisierung von Signalen eingesetzt. Aufgrund ihrer Eigenschaft, die Phase eines Signals nachzuführen, eignen sie sich somit auch zur Ermittlung des Frequenzverlaufs eines betrachteten Signals. In Abbildung 5 ist oben ein vorgegebener Frequenzverlauf dargestellt, der aus einem an einem Versuchstand erfassten Messsignal bestimmt werden soll. In der Mitte von Abbildung 5 wurde zur Frequenzmessung ein Frequenzzähler mit nachgeschaltetem Schieberegister genutzt, Abbildung 5 unten zeigt das Resultat unter Verwendung eines Phasenregelkreises. Es zeigt sich, dass der durch den PLL ermittelte Verlauf glatter und weniger verrauscht als der durch den Frequenzzähler ermittelte Verlauf. Allerdings zeigt sich auch, dass sprunghafte Frequenzübergänge mit dem PLL langsamer erfasst werden und die Flankensteilheit abnimmt.

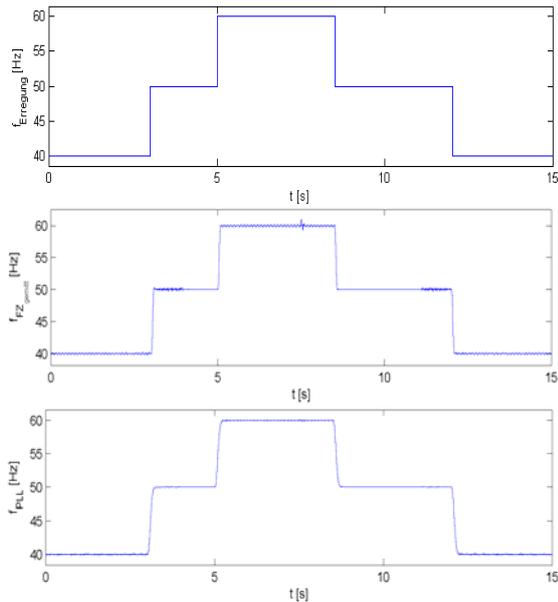


Abbildung 5: Vergleich von Frequenzzähler mit Schieberegister (Mitte) mit PLL (unten) zur Bestimmung des Frequenzverlaufs

Resonanzanregung mit PLL

Da Phasenregelkreise einem vorgegebenen Frequenzverlauf folgen können, eignen sie sich des Weiteren zur Aufrechterhaltung einer Resonanzschwingung bei veränderlicher Resonanzfrequenz. Dies konnte an einem Versuchsstand mit einem einseitig fest eingespannten Balken gezeigt werden, wie in Abbildung 6 zu sehen ist. Ausgangspunkt ist die Resonanzschwingung des Balkens in seiner ersten Biegeeigenkreisfrequenz. Durch eine kontinuierliche Massenzufuhr an der Stelle x_0 von der Balkenspitze entfernt reduziert sich diese Frequenz. Bleibt dabei die Frequenz der Anregung konstant, so fällt die Amplitude der Auslenkung der Balkenspitze mit zunehmender Masse ab, wie Abbildung 6 (oben) zeigt. Wird dagegen die Frequenz der Anregung nachgeführt, so bleibt die resonante Schwingung erhalten und die Amplitudenabnahme der Bewegung der Balkenspitze ist ausschließlich auf die durch die zugeführte Masse erhöhte Trägheit des Balkens zurückzuführen. Überschreitet die hinzugefügte Masse einen Grenzwert m_{\max} , bricht die Amplitude ein. An diesem Punkt bewegte sich die Eigenkreisfrequenz des Balkens aus dem Fangbereich des Phasenregelkreises, sodass eine

Frequenznachführung nicht mehr erzielt werden konnte.

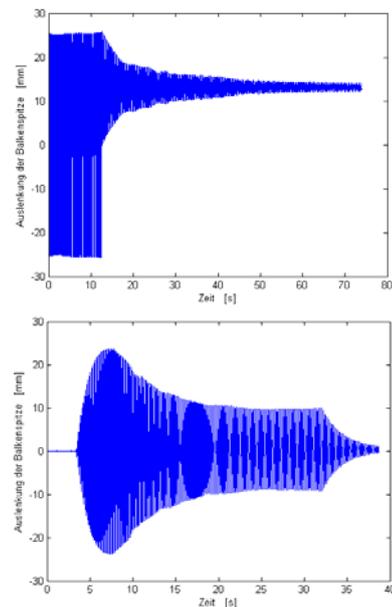


Abbildung 6: Amplitudenverlauf bei veränderlicher Eigenkreisfrequenz mit (oben) konstanter und (unten) über PLL nachgeführter Anregungsfrequenz

Wird die Mittenfrequenz des Phasenregelkreises nicht auf die erste sondern auf eine höhere Biegeeigenkreisfrequenz des Balkens eingestellt, kann eine resonante Anregung derzeit noch nicht erreicht werden. Die Ursache hierfür ist die Dominanz der Amplitude der ersten Eigenkreisfrequenz, wie Abbildung 7 zeigt. Hierbei wurde die Anregungsfrequenz mit einer Rampe von 1 Hz/s erhöht und die Auslenkungsamplitude der Balkenspitze gemessen. Die Vergrößerung der oberen Eigenfrequenzen ist geringer als bei der ersten Eigenfrequenz, sodass aus dem Messsignal die erforderliche Frequenzinformation nicht extrahiert werden kann.

Eine Abhilfe könnte durch den Einsatz von Frequenzfiltern geschaffen werden, sodass die einzelnen Frequenzanteile des Messsignals voneinander getrennt werden. Da die ersten Eigenfrequenzen der Biegeschwingung des Balkens jedoch sehr nahe beieinander liegen, ist der Einsatz von Frequenzvervielfachern empfehlenswert.

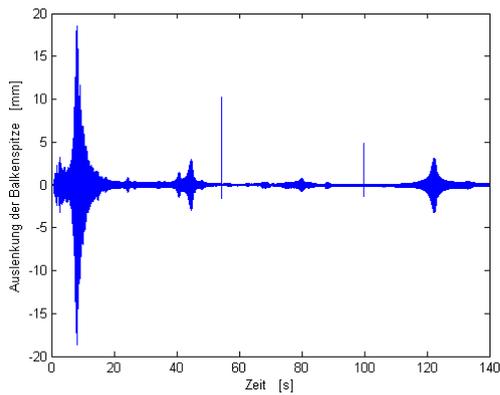


Abbildung 7: Vergrößerungsfunktion der Balkenspitzenamplitude mit Frequenzrampe 1Hz/s

Ausblick

Fortführende anstehende und geplante Untersuchungen beinhalten die Durchführung und Auswertung standardisierter Bearbeitungsprozesse wie z.B. Drehen oder Fräsen, sowie eine Beurteilung des gesamten Funktionsprinzips, auch im Hinblick auf den Einsatz in anderen Anwendungsgebieten.

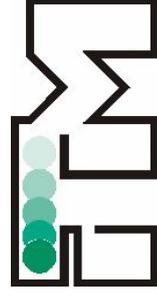
Im Fokus weitergehender Untersuchungen steht dem gegenüber die Erweiterung des Ansatzes zur Kompensation von Verlagerungen über den statisch/ quasistatischen Bereich hinaus. Hierzu wird einerseits der direkte piezoelektrische Effekt in Kombination mit der erarbeiteten Methode genutzt, sodass der Betrieb der Strebe in einen Bereich höherer Frequenzen verschoben werden kann. Zum Abschluss der Arbeiten liegt somit insgesamt eine Kompensationseinheit für die im Werkzeugmaschinenbau üblichen Anregungsfrequenzen vor.

SPP 1156/3 – Berichtskolloquium: Dynamiksteigerung adaptronische Strebe zur Kompensation geometrischer Maschinenfehler



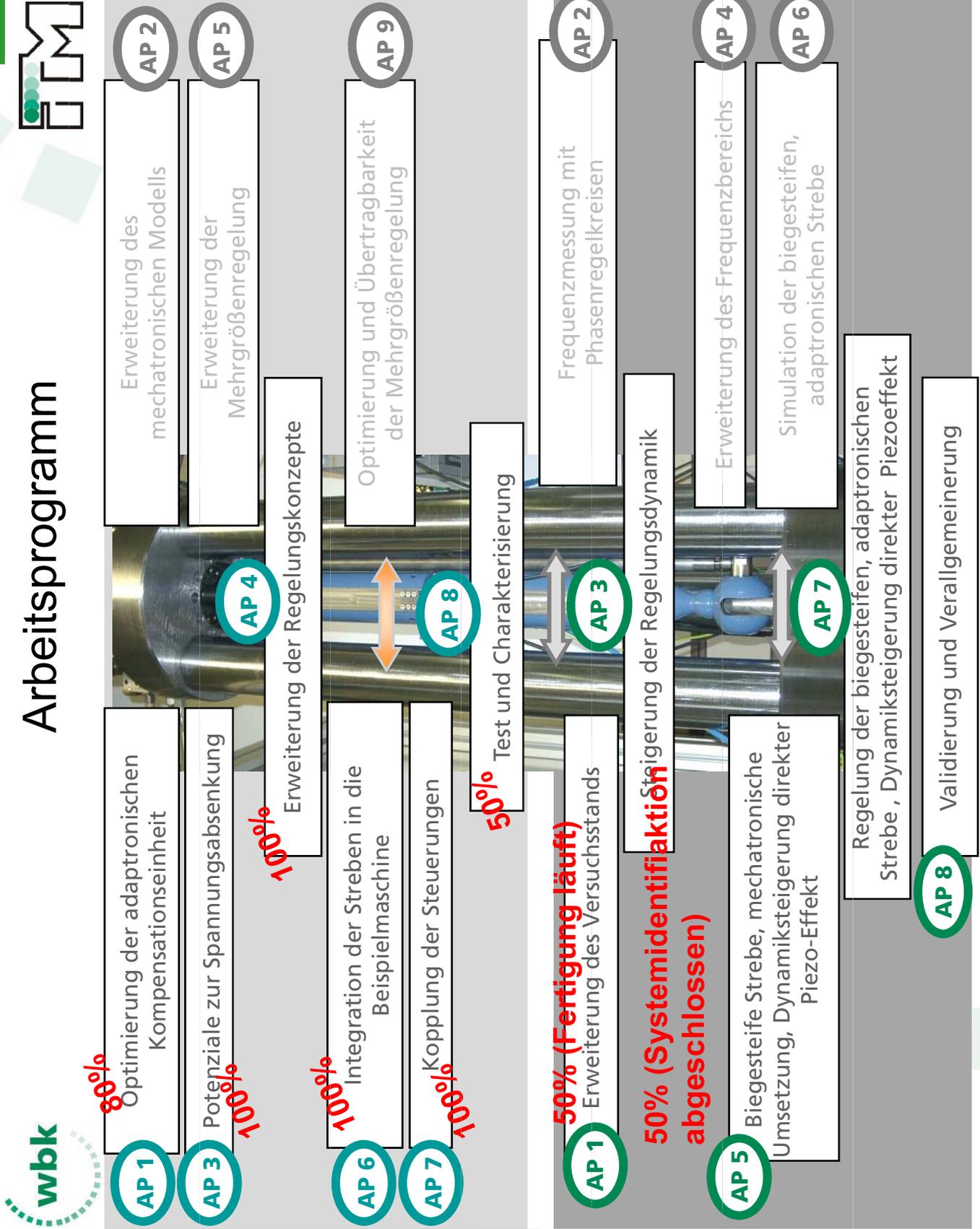
Christian Munzinger,
Christian Rudolf

Braunschweig, 13. Februar 2008



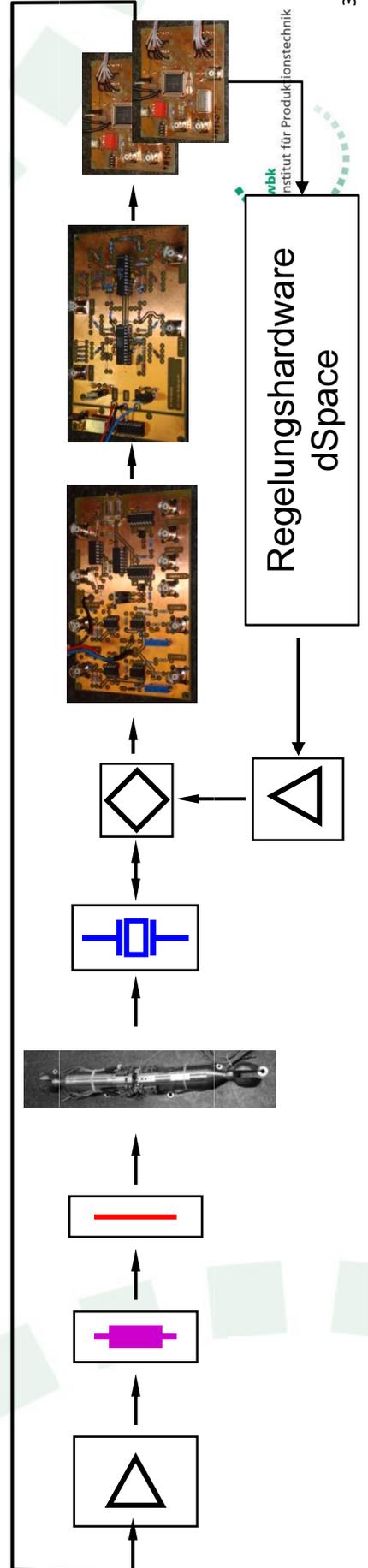
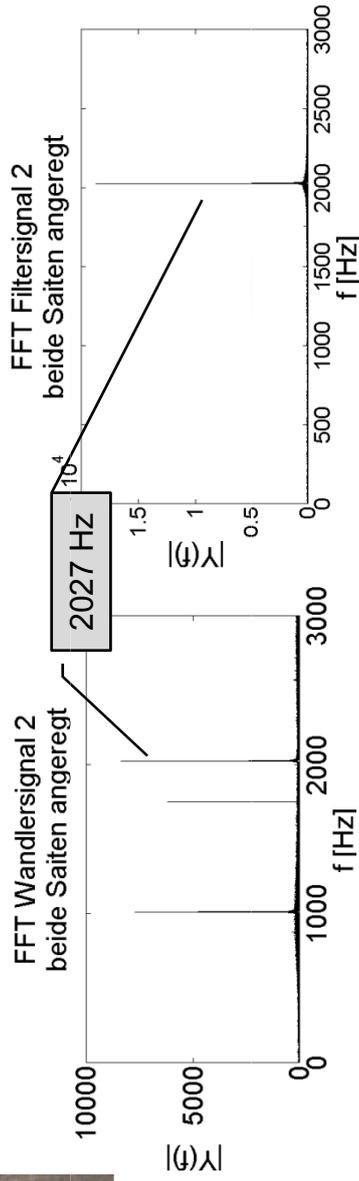
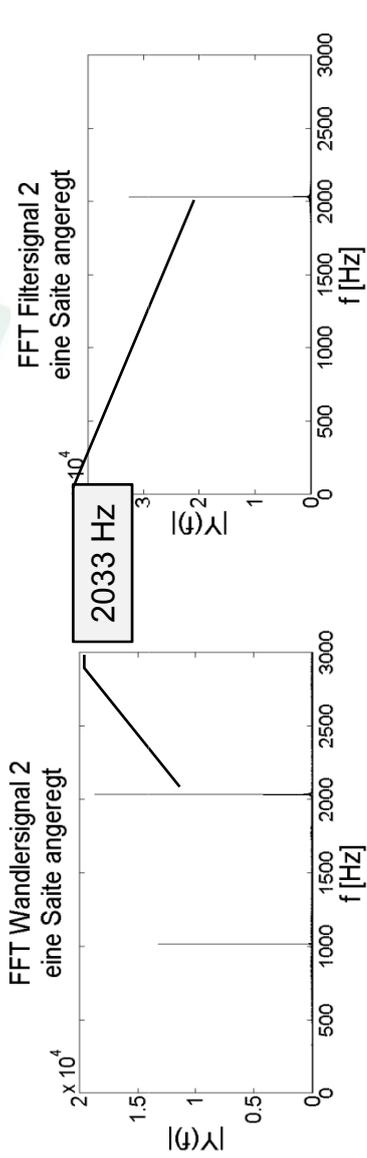
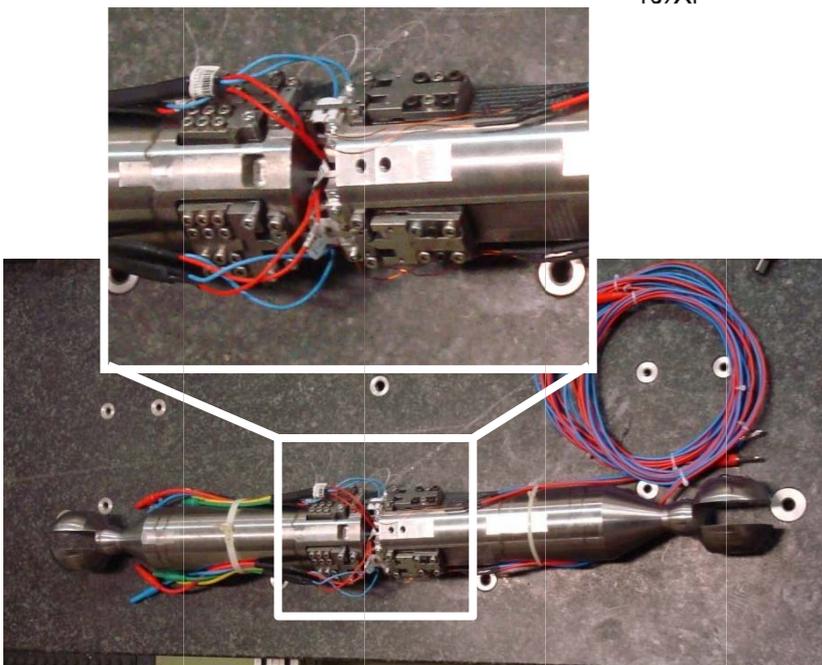
© wbk Institut für Produktionstechnik, Universität Karlsruhe (TH)
Prof. Dr.-Ing. J. Fleischer, Prof. em. Dr.-Ing. H. Weule, www.wbk-ka.de





sttechnik

Ergebnisse Strebe mit 2 Wandlern

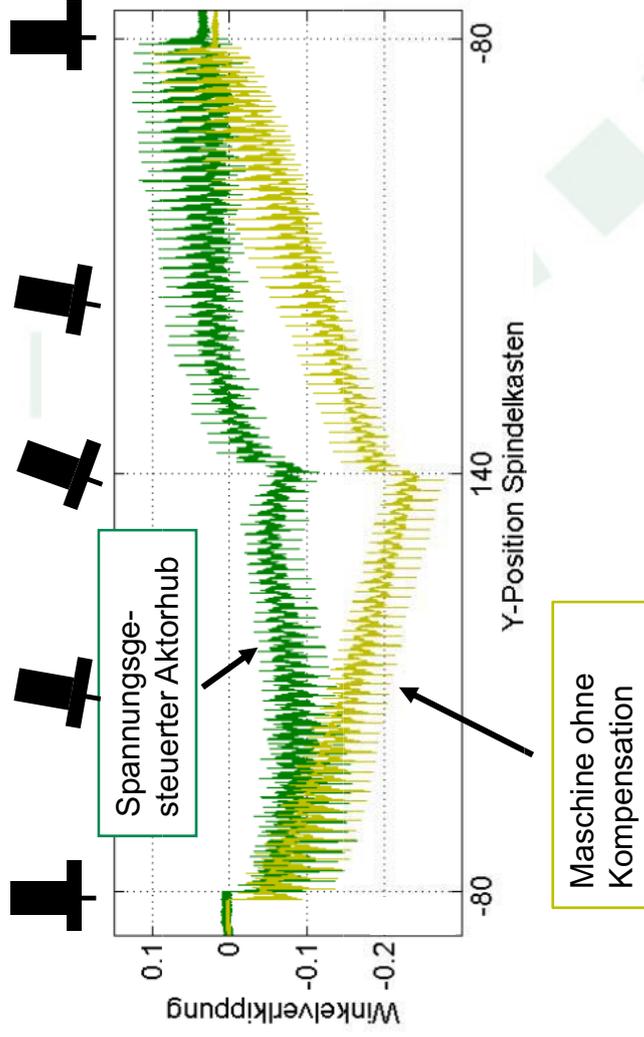


Integration in die Beispielmachine



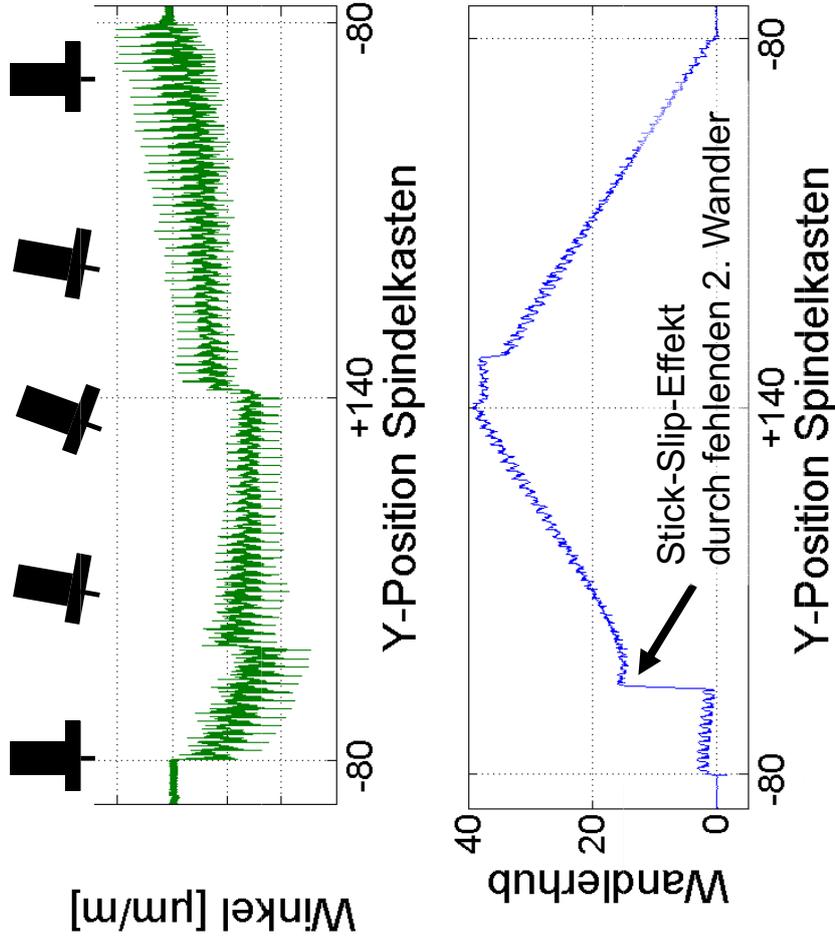
Strebe mit 1 Wandler

Potenzial adaptivonische Strebe



Verbesserung der Winkelverkipung auf 20 % des Ausgangswertes der Originalmaschine

Adaptronische Regelung im Betrieb



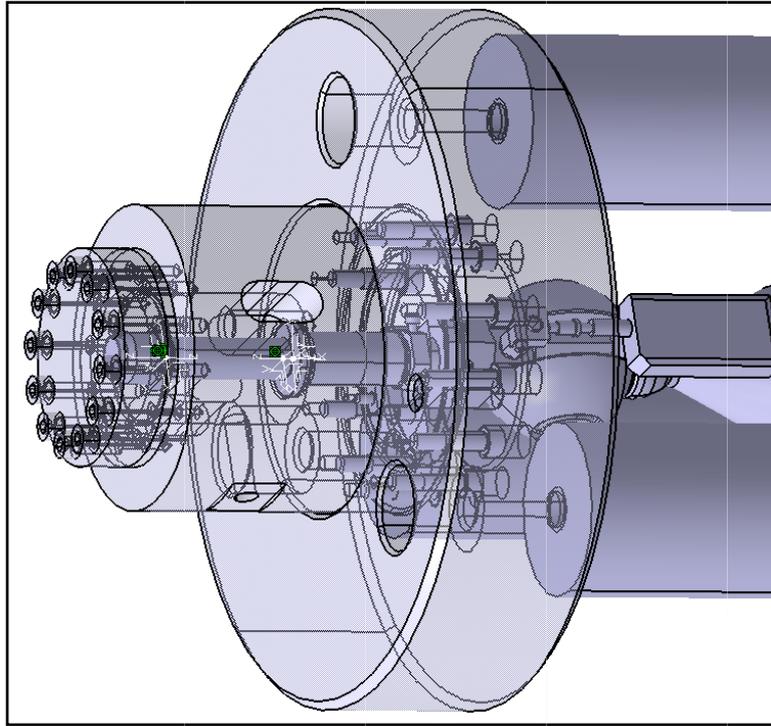
Steuerungskopplung,
 Strebe in Regelung,
 derzeit aber ohne
 externe Last
 → Kompensation von
 Verlagerungen aus
 Fehlern der Kinematik

Weitere Arbeiten:

- Fertigungsversuche
- Modalanalyse mit der Maschine

Dynamiksteigerung

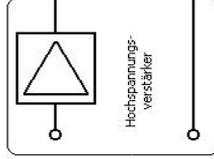
Erweiterung des Versuchstands
(= dyn. Belastungseinheit)



Weitere Schritte:
Fertigung + Aufbau

Steigerung der Regelungsdynamik:

- Schritt 1: Systemidentifikation mechan. Struktur + HV-Verst. + Brückenschaltung



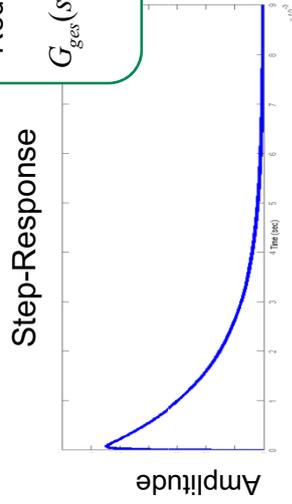
Analytisch

$$G_{ges}(s) = G_{RC}(s) \cdot G_{HV}(s)$$

$$G_{ges}(s) = \frac{k_{RC} \cdot s}{1 + T_3 \cdot s} \cdot \frac{k_{HV}}{(T_1 \cdot s + 1)(T_2 \cdot s + 1)}$$

Reduziertes Modell

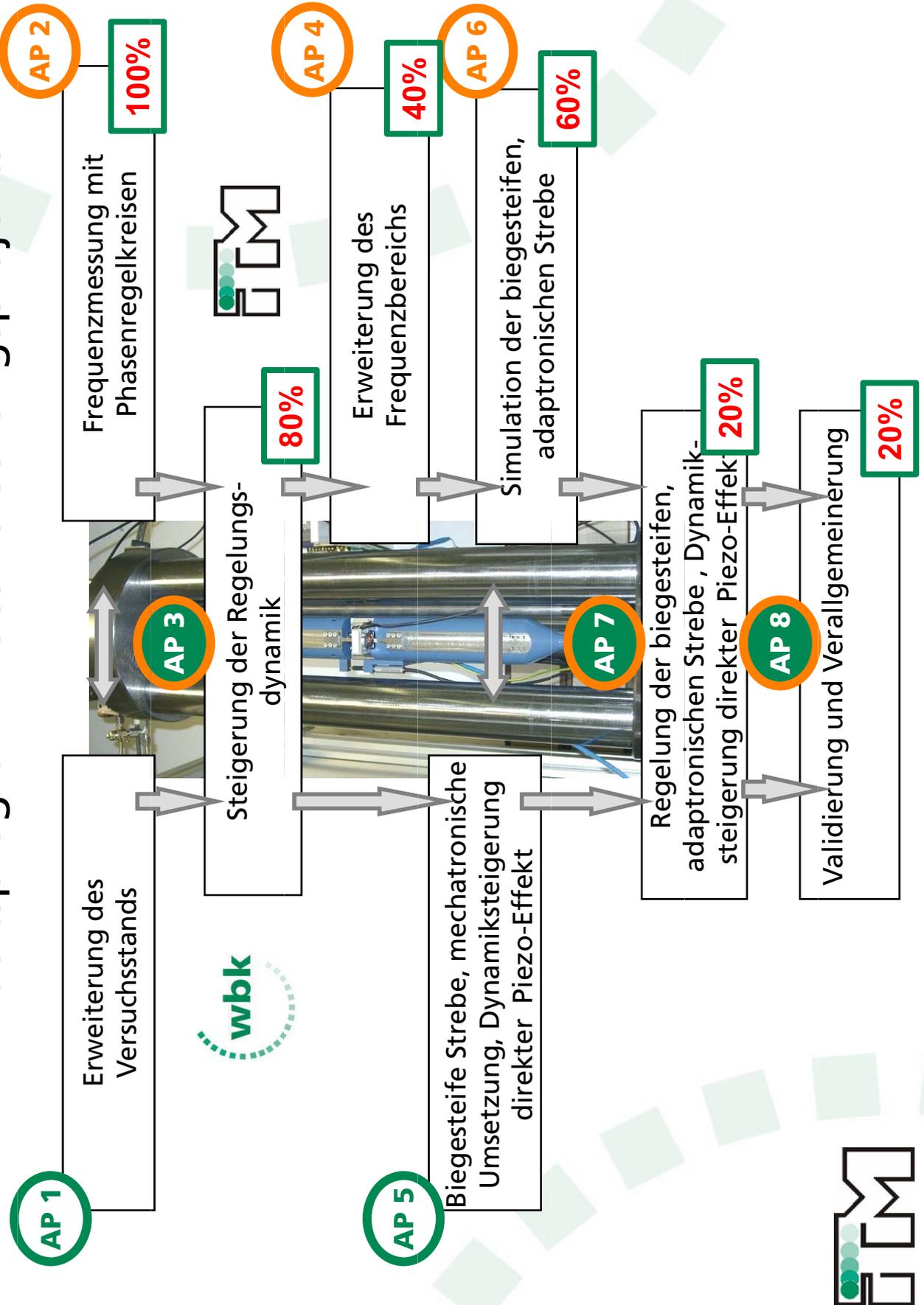
$$G_{ges}(s) = K \cdot \frac{1 + T_z \cdot s}{(1 + T_{p1} \cdot s)(1 + T_{p2} \cdot s)} \cdot e^{(-T_d \cdot s)}$$



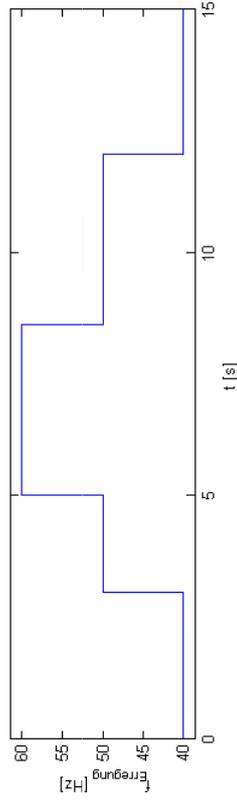
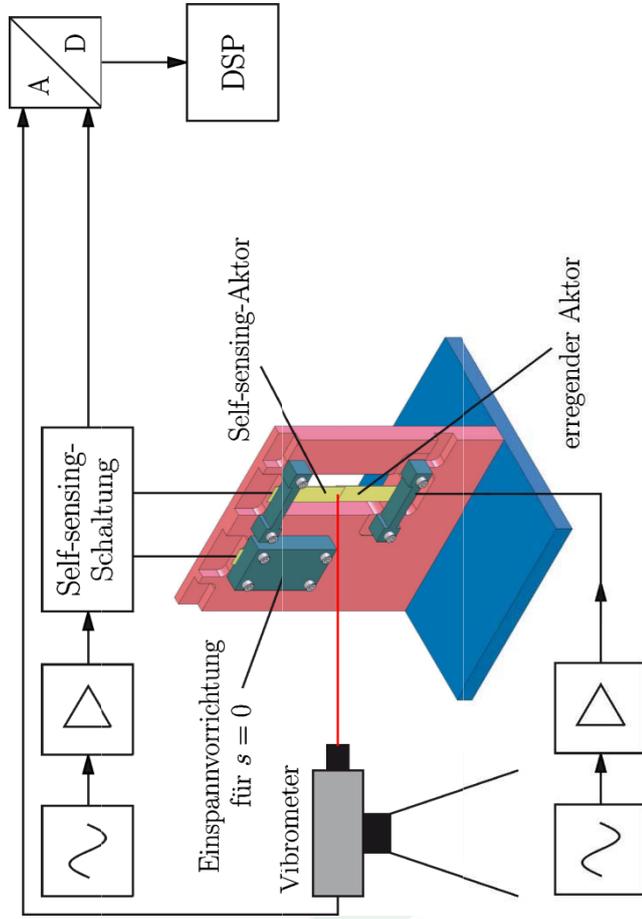
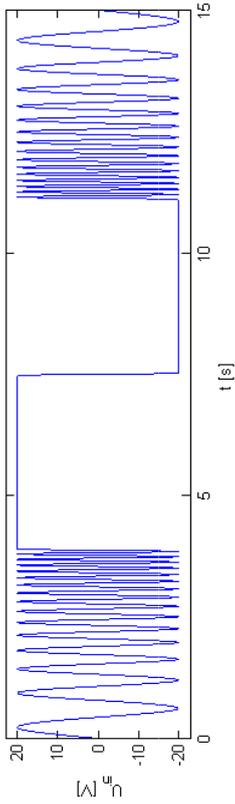
- Schritt 2: Aufbau Regelungsmodell (läuft)

Weitere Schritte:
Aufbau mechatronisches System mit einem Aktor

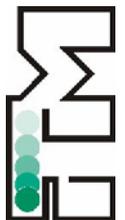
Arbeitsprogramm des Forschungsprojekts



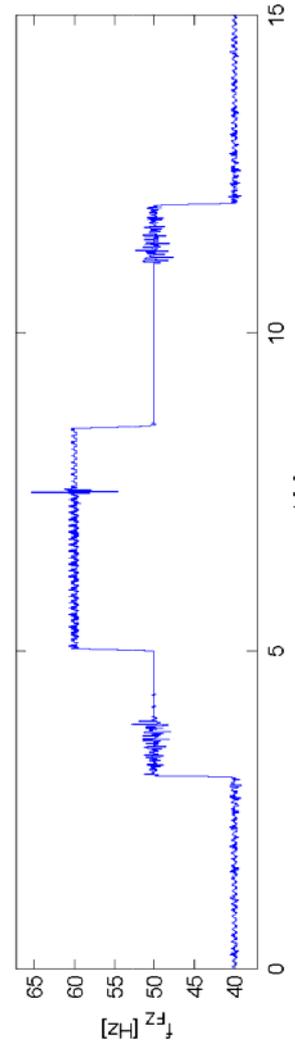
AP 2: Frequenzmessung mit Phasenregelkreisen



Versuchsaufbau zum piezoelektrischen Self-Sensing-Effekt im Betrieb

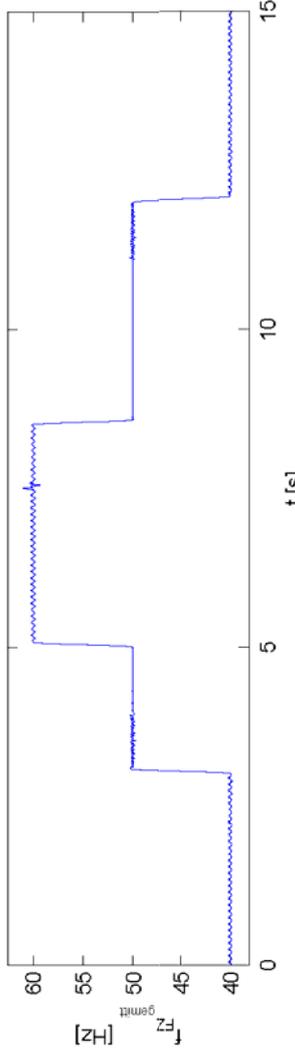


AP 2: Frequenzmessung mit Phasenregelkreisen

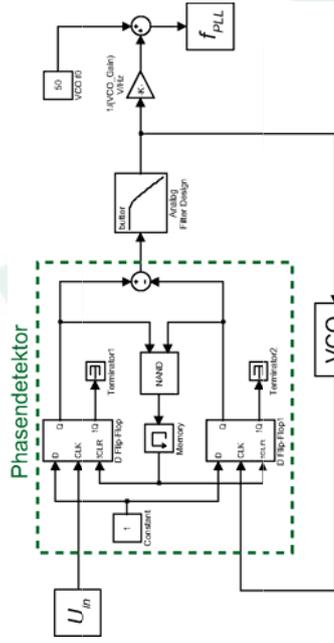


Frequenzzähler mit reziprotem Verfahren:

$$f = \frac{f_{Takt}}{2n_{Puls}}$$



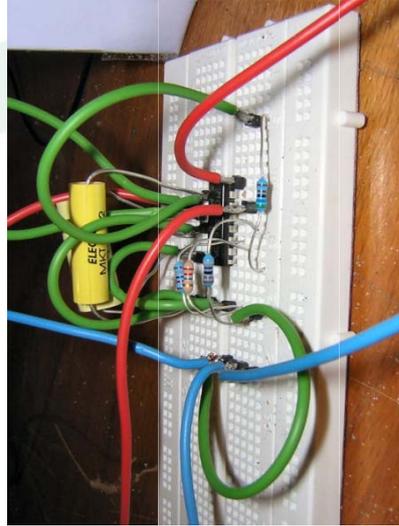
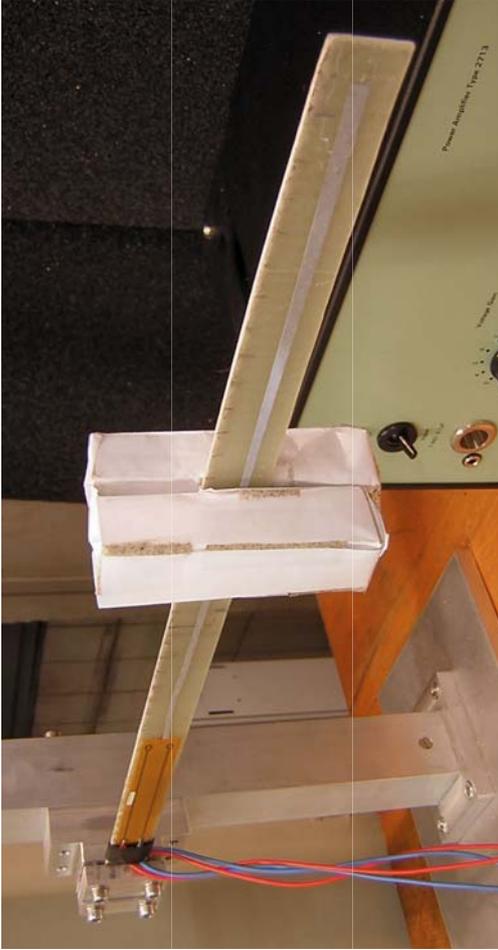
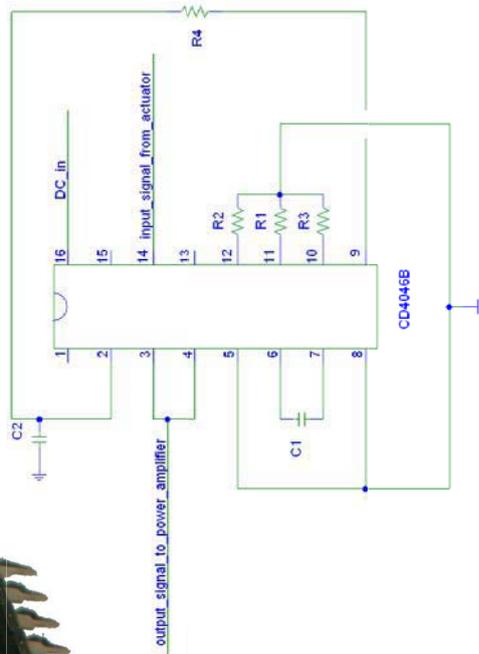
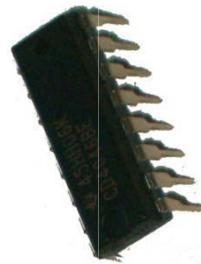
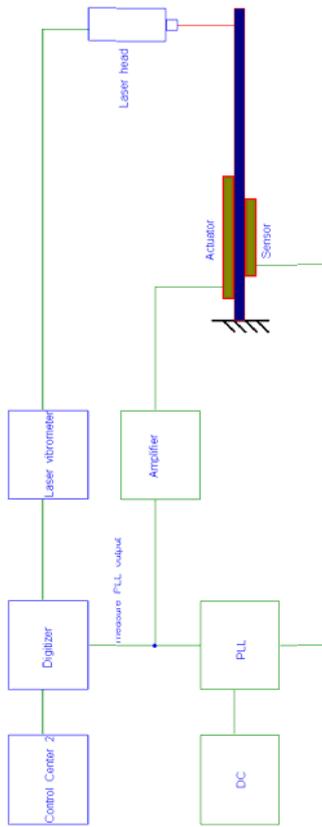
mit zusätzlichem Schieberegister



Frequenzbestimmung durch PLL liefert glattes Signal, Flankensteilheit nimmt leicht ab.



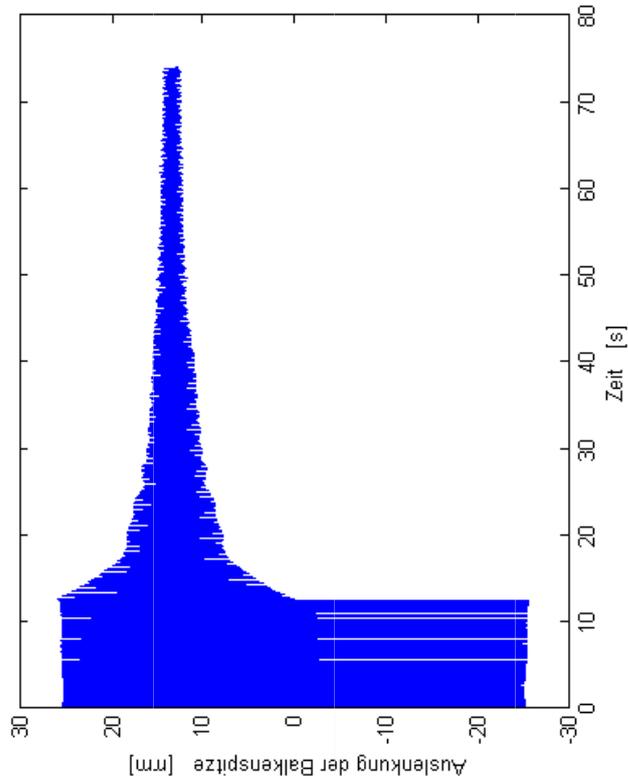
AP 3: Steigerung der Regelungsdynamik, 1 Wandler



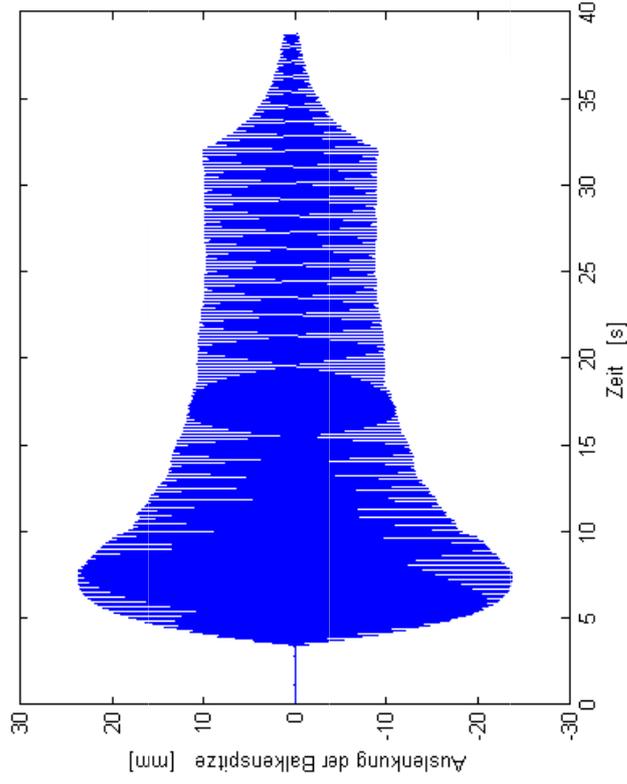
AP 3: Steigerung der Regelungsdynamik, 1 Wandler

- Position des Massebehälters: $x = 180 \text{ mm}$ (von Wandlerspitze entfernt)
- Einstellen der Resonanzfrequenz
- Massenstrom ca. $2.5 - 3 \text{ g/s}$
- maximale Masse: $m = 80 \text{ g}$

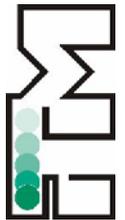
Ansteuerung durch Signalgenerator



Anregung über Phasenregelkreis

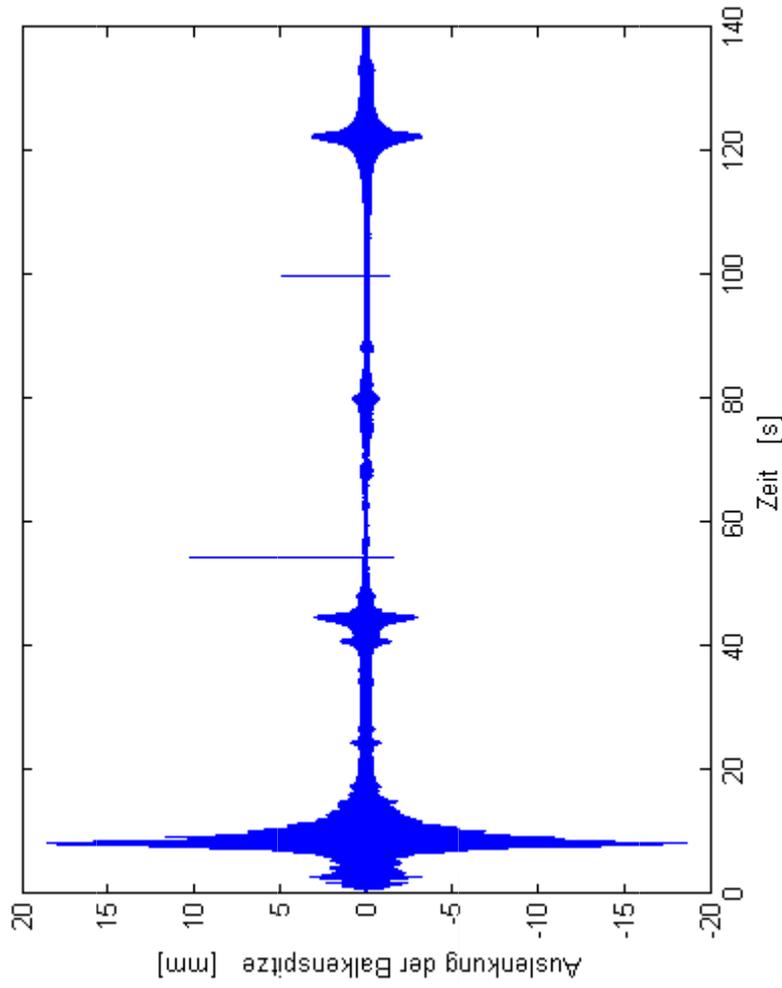


Resonante Anregung mit Phasenregelkreis funktioniert, nur begrenzt durch PLL-Parameter



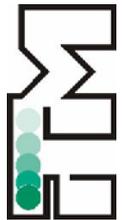
AP 4: Erweiterung des Frequenzbereichs

- Ansteuerung durch Signalgenerator, keine zusätzliche Masse
- linearer Anstieg der Anregungsfrequenz: 1 Hz/s
- Messung der Auslenkung der Wandlerspitze

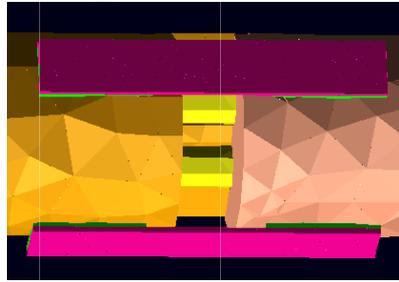
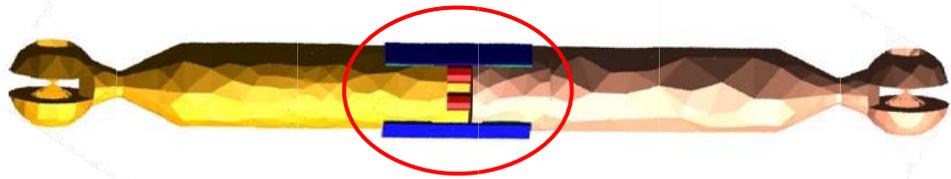


Maßnahmen:

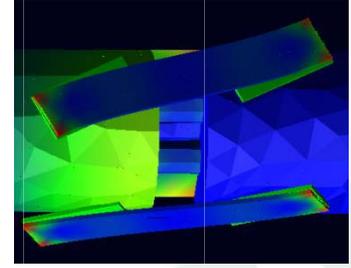
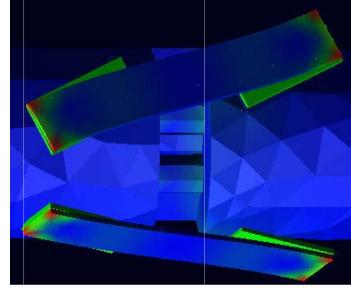
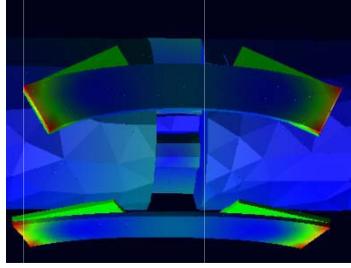
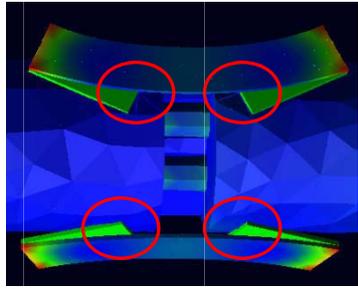
- Versetzen der Wandler
- zusätzlicher Verstärker zwischen Sensor und PLL
- Einsatz von Frequenzfiltern



AP 6: Simulation der biegesteifen, adaptiven Strebe

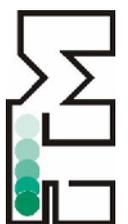


Schwingungsformen der Lagerung



Einfluss von Maschine auf ‚Saiten‘ am Beispiel von Drehen und Fräsen
siehe AP 8

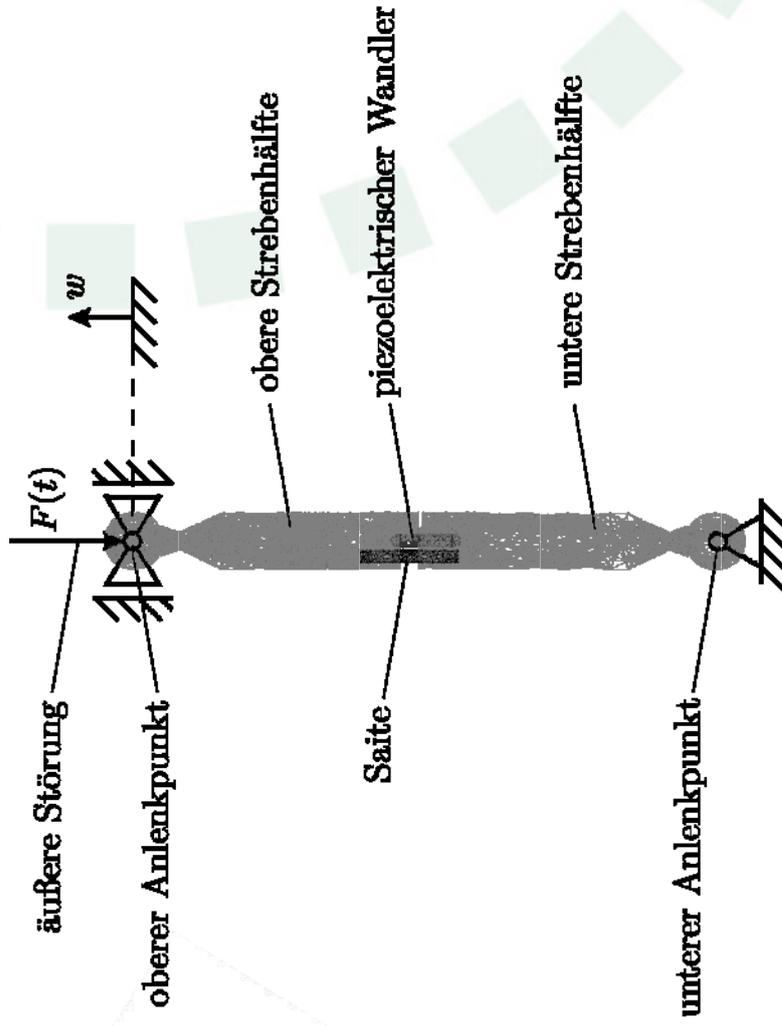
Durch geeignete Dämpfer mit $d > d_0$ verschwinden diese Schwingungsformen vollständig !



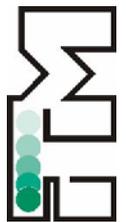
AP 7: Regelung der biegesteifen, adaptiven Strebe



Modell der Strebe in Anordnung des Versuchsstands

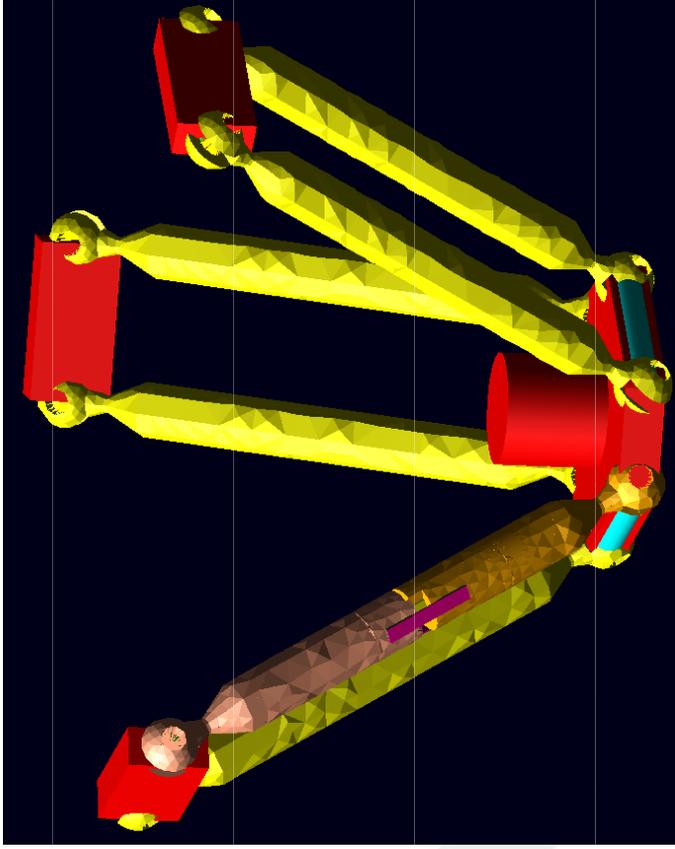


Reglerkonzeptionierung noch durchzuführen

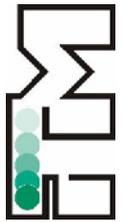


AP 8: Validierung und Verallgemeinerung

Modell der Beispielmachine mit einer biegesteifen Strebe



- Übertragungsverhalten zwischen Prozesslasten und Saitenschwingung und -lagerung
- ↓
- Einfluss von Prozesslasten bei verschiedenen Bearbeitungsvorgängen ?
 - Einfluss von Verfahrengeschwindigkeiten, ...



Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

