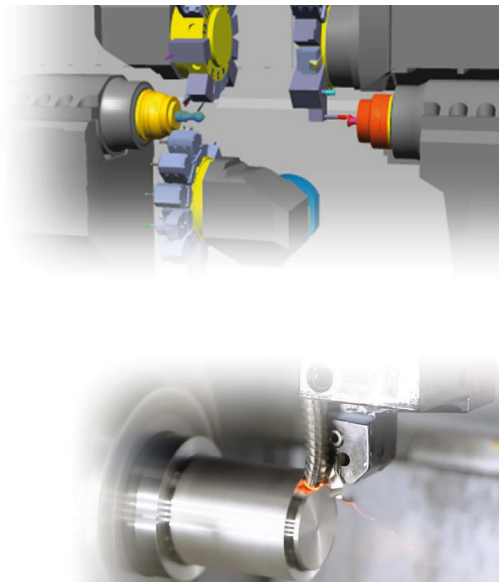
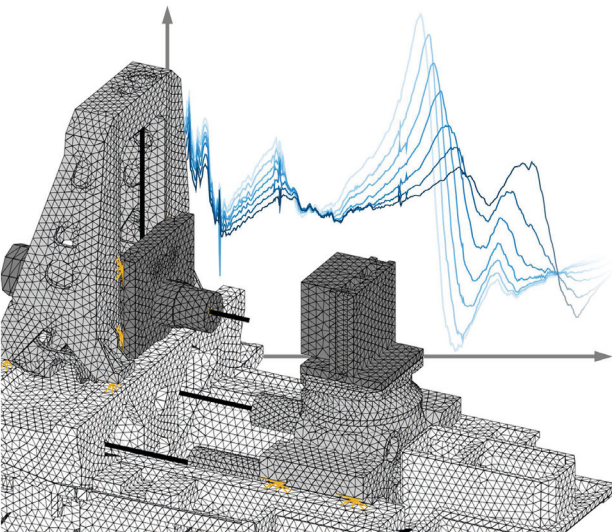


# Realisierung effizienter Zerspanprozesse

Ergebnisbericht des BMBF Verbundprojekts ReffiZ

Christian Brecher (Hrsg.)



August 2015

## Realisierung effizienter Zerspanprozesse

### Ergebnisbericht des BMBF Verbundprojekts Reffiz

Die diesem Bericht zugrunde liegenden Arbeiten der deutschen Projektpartner wurden mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) innerhalb des Rahmenkonzeptes „Forschung für die Produktion von morgen“ gefördert und vom Projektträger Karlsruhe (PTKA) betreut.



Autorenkollektiv

Verantwortliche Autoren: Christian Brecher,  
Matthias Daniels, Frederik Wellmann,  
Stephan Neus, Alexander Epple

Förderkennzeichen der Projektpartner:

- 02PJ1170 Gebr. Heller Maschinenfabrik GmbH
- 02PJ1171 MAN Truck & Bus AG
- 02PJ1172 Sandvik Tooling Deutschland GmbH
- 02PJ1173 Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen
- 02PJ1174 Skrobaneck Metallbearbeitungs GmbH
- 02PJ1175 Robert Bosch GmbH
- 02PJ1176 Siemens Aktiengesellschaft
- 02PJ1177 Index-Werke GmbH & Co. KG Hahn & Tessky

**Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Copyright Shaker Verlag 2015

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-3917-7

ISSN 1866-1742

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9

Internet: [www.shaker.de](http://www.shaker.de) • E-Mail: [info@shaker.de](mailto:info@shaker.de)

## **Projektmitarbeiter:**

<b>Altstädter, Harald</b>	Gebr. HELLER Maschinenfabrik GmbH
<b>Amthor, Karl-Josef</b>	Siemens AG
<b>Beck, Eberhard</b>	INDEX-Werke GmbH & Co. KG Hahn und Tessky
<b>Bertsche, Ralf</b>	INDEX-Werke GmbH & Co. KG Hahn und Tessky
<b>Christoffel, Klaus, Dr.-Ing.</b>	Sandvik Tooling Deutschland GmbH
<b>Daniels, Matthias</b>	Werkzeugmaschinenlabor WZL der RWTH Aachen
<b>Driouk, Zoia</b>	Werkzeugmaschinenlabor WZL der RWTH Aachen
<b>Epple, Alexander</b>	Werkzeugmaschinenlabor WZL der RWTH Aachen
<b>Faber, Gerd</b>	Skrobanek Metallbearbeitung GmbH
<b>Gann, Simon</b>	Gebr. HELLER Maschinenfabrik GmbH
<b>Görres, Ralf</b>	Siemens AG
<b>Hoffmeier, Raimund</b>	INDEX-Werke GmbH & Co. KG Hahn und Tessky
<b>Hummel, Erhard</b>	Gebr. HELLER Maschinenfabrik GmbH
<b>Kleckner, Josef, Dr.-Ing.</b>	Robert Bosch GmbH
<b>Köpken, Hans-Georg, Dr.-Ing.</b>	Siemens AG
<b>Krebs, Cornelia</b>	Siemens AG
<b>Lohse, Wolfram, Dr.-Ing</b>	Werkzeugmaschinenlabor WZL der RWTH Aachen
<b>Magnevall, Martin, Ph.D.</b>	Sandvik AB
<b>Mayer, Michael, Dr.-Ing.</b>	Gebr. HELLER Maschinenfabrik GmbH
<b>Melchinger, Andreas, Dr. rer. nat.</b>	INDEX-Werke GmbH & Co. KG Hahn und Tessky
<b>Neus, Stephan</b>	Werkzeugmaschinenlabor WZL der RWTH Aachen
<b>Otto, Andreas</b>	Institut für Physik der TU Chemnitz
<b>Schneider, Christian</b>	MAN Truck & Bus AG
<b>Schwarz, Florian, Dr.-Ing.</b>	MAN Truck & Bus AG
<b>Sellmeier, Volker, Dr.-Ing.</b>	INDEX-Werke GmbH & Co. KG Hahn und Tessky
<b>Wellmann, Frederik</b>	Werkzeugmaschinenlabor WZL der RWTH Aachen

## **Projektbetreuung:**

<b>Scherr, Stefan</b>	Projektträger Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie
-----------------------	---





# Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis .....	I
Geleitwort des Projektträgers.....	V
Vorstellung ausgewählter BMBF-Projekte .....	VII
Vorwort.....	XI
Kurzfassung.....	XIII
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Ziele des Projekts.....	1
1.2 Kurzvorstellung des Projektkonsortiums .....	2
1.2.1 Gebr. HELLER Maschinenfabrik GmbH.....	2
1.2.2 INDEX-Werke GmbH & Co. KG Hahn & Tessky .....	2
1.2.3 Sandvik GmbH.....	3
1.2.4 Siemens AG.....	3
1.2.5 Robert Bosch GmbH.....	3
1.2.6 MAN Truck & Bus AG .....	4
1.2.7 Skrobaneck Metallbearbeitung GmbH .....	4
1.2.8 Werkzeugmaschinenlabor WZL der RWTH Aachen .....	4
<b>2 Stand der Technik .....</b>	<b>5</b>
2.1 Dynamisches Verhalten von Werkzeugmaschinen .....	5
2.1.1 Messtechnische Untersuchung .....	6
2.1.2 Analytische Modellierung .....	9
2.1.3 Werkzeug-Werkstück-Durchdringung .....	11
2.2 Simulation der Prozessstabilität .....	13
2.2.1 Regeneratives Rattern .....	13
2.2.2 Simulation der Prozessstabilität im Frequenzbereich.....	15
2.2.3 Simulation der Prozessstabilität im Zeitbereich.....	17
2.3 Modellierung der NC-Bewegungsführung .....	19
2.3.1 Vorschubantriebe und Antriebsregelkreise .....	19
2.3.2 Virtuelle NC-Steuerungen .....	22
2.4 CAM-NC-Planung von Zerspanprozessen .....	24
2.5 Virtualisierung im industriellen Umfeld .....	26
2.5.1 Konstruktion .....	26
2.5.2 Arbeitsvorbereitung .....	27
<b>3 Anforderungen und Lösungsansatz .....</b>	<b>29</b>
3.1 Anforderungen aus Sicht des Endanwenders .....	29
3.2 Anforderungen aus Sicht der Maschinenhersteller.....	29
3.2.1 Anforderungen aus Sicht eines Fräsmaschinenherstellers .....	29
3.2.2 Prozesssimulation in der Virtuellen Maschine (INDEX).....	30
3.3 ReffIZ-Anforderungsliste .....	31
3.4 ReffIZ-Lösungsansätze .....	36

<b>4</b>	<b>Erweiterte Simulation des Stabilitätsverhaltens .....</b>	<b>37</b>
4.1	Simulation des zweieinhalbdimensionalen Fräsprozesses.....	37
4.1.1	Simulation der Zerspankraft .....	38
4.1.2	Simulation der Verlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück .....	43
4.1.3	Berücksichtigung positionsabhängiger dynamischer Nachgiebigkeiten .....	48
4.1.4	Ermittlung modaler Parameter aus simulierten oder gemessene Nachgiebigkeitsfrequenzgängen .....	53
4.2	Anwendung für Fräsprozess.....	55
4.2.1	Experimentelle Untersuchungen .....	55
4.2.2	Vergleich von Simulation und Experiment.....	59
4.3	Modellierung des Drehprozesses .....	61
4.3.1	Dynamisches Zerspankraftmodell für den Drehprozess .....	61
4.3.2	Effekte der geschwindigkeitsabhängigen Prozesskräfte .....	63
4.3.3	Eigenwertbasierte Stabilitätsanalyse des Drehprozesses .....	66
4.3.4	Effekte prozess-induzierter Drehzahlvariationen .....	68
4.4	Abgleich theoretischer und experimenteller Stabilitätskarte für Drehprozess.....	74
4.5	Berücksichtigung der Eigenschaften von Fügestellen in FE-Modellen .....	77
<b>5</b>	<b>Parametrierung und Kalibrierung der Modelle.....</b>	<b>85</b>
5.1	Bestimmung von Prozesskräften .....	85
5.1.1	Mechanistische Modellierung zur Ermittlung von Zerspankraftkoeffizienten .	85
5.1.2	Generelle Hinweise zur Kraftmessung .....	90
5.1.3	Bestimmung der Zerspankraftkoeffizienten aus Achsströmen .....	93
5.1.4	Einfluss der Schnittgeschwindigkeit auf die Zerspankräfte.....	95
5.2	Einflüsse auf die Werkzeugstandzeit.....	97
5.2.1	Einflüsse der Schnittgeschwindigkeit und des Vorschubs auf die Standzeit .	97
5.2.2	Einfluss der Temperatur auf den Werkzeugverschleiß.....	99
5.3	Auslegung und Bau eines Kraft-Dynamometers.....	100
5.3.1	Dynamometer Auslegung.....	100
5.3.2	Kalibrierung des Dynamometers .....	101
5.3.3	Experimentelle Umsetzung .....	102
5.4	Nutzung maschineninterner Größen zur Bestimmung von Zerspankraftkoeffizienten mittels Störgrößenbeobachter .....	104
5.4.1	Rekonstruktion der Zerspankräfte mithilfe der Störgrößenbeobachter .....	104
5.4.2	Ein modifizierter Ansatz zur Ermittlung der Zerspankraft-Koeffizienten.....	106
5.4.3	Identifikation an Prüfstand und Maschine.....	110
5.5	Nutzung maschineninterner Größen zur Bestimmung der Stabilitätsgrenze .....	112
5.5.1	Stabilitätsbeurteilung anhand von Positionssignalen der Achsen .....	112
<b>6</b>	<b>Effiziente und physikorientierte NC-Simulation .....</b>	<b>119</b>
6.1	Struktur für die physikorientierte Simulation von 2,5D-Fräs- und Drehprozessen ....	119
6.2	Recheneffiziente Modellierung des zeitvarianten Prozessverhaltens.....	122
6.2.1	Eingriffsbedingungen bei der Fräsbearbeitung.....	122
6.2.2	Eingriffsbedingungen bei der Drehbearbeitung .....	125
6.3	Positionssensitive Abbildung des dynamischen Maschinenverhaltens .....	127

6.3.1	Interpolation von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen .....	127
6.3.2	Umsetzung am Beispiel der Heller MCH350 .....	128
6.4	Integrative Simulation der dynamischen Prozess-Maschine-Interaktion mit gekoppelten Antriebs- und Steuerungsmodellen.....	131
6.4.1	Erweiterung des VNCK um Schnittstelle zu Virtuellen Antrieben .....	131
6.4.2	Simulationskomponente Virtueller Antrieb .....	132
6.4.3	Simulationskomponente Mechanik- und Prozessmodell .....	137
6.4.4	Modellbasierte SW-Entwicklung.....	139
6.5	Stabilitätsbewertung und Antriebsauslastung .....	141
6.5.1	Ohne virtuelle Antriebe.....	141
6.5.2	Mit virtuellen Antrieben.....	142
6.6	Analyse von Freiformkonturen in NC-Programmen.....	146
<b>7</b>	<b>Anwendungsorientierter Einsatz der Simulationsmodelle .....</b>	<b>149</b>
7.1	Integration der Simulationsmodelle in CAM Programmiersysteme und NC Simulationssysteme .....	149
7.1.1	Modulare Integration und Synchronisation .....	149
7.1.2	Anwendungsorientierte Visualisierung von Simulationsergebnissen .....	153
7.2	Anwendersystem für die integrative Fertigungsplanung von Fräsprozessen .....	155
7.2.1	Anwendungsszenario Fräsbearbeitung.....	155
7.2.2	Ablaufsimulationsmodell .....	157
7.2.3	Wirtschaftlich-technologische Evaluation .....	158
7.3	Anwendersystem für die integrative Fertigungsplanung von Drehprozessen .....	162
7.3.1	Anwendungsszenario Drehbearbeitung .....	162
7.3.2	Wirtschaftlich-technologische Evaluation .....	165
7.4	Aktueller Stand und Ausblick für den anwendungsorientierten Einsatz.....	168
<b>8</b>	<b>Maßnahmen zum Transfer der Projektergebnisse.....</b>	<b>171</b>
8.1	Veröffentlichungen .....	171
8.1.1	In Büchern, Tagungsbänder, Magazinen oder Zeitschriften.....	171
8.1.2	Sonstige Veröffentlichungen .....	171
8.2	Tagungen und Konferenzen.....	172
8.3	Workshops, Messen und andere Veranstaltungen.....	173
8.4	Internetpräsenz .....	173
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>175</b>
9.1	Aus Sicht der Gebr. Heller Maschinenfabrik GmbH .....	175
9.2	Aus Sicht der MAN Truck & Bus AG .....	175
9.3	Aus Sicht der Sandvik Tooling Deutschland GmbH .....	176
9.4	Aus Sicht des Werkzeugmaschinenlabors WZL der RWTH Aachen.....	176
9.5	Aus Sicht der Skrobanek Metallbearbeitungs GmbH .....	177
9.6	Aus Sicht der Robert Bosch GmbH.....	177
9.7	Aus Sicht der Siemens AG.....	178
9.8	Aus Sicht der INDEX-Werke GmbH & Co. KG Hahn und Tessky .....	178
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>XV</b>



## Geleitwort des Projektträgers

Die Produktentstehung ist für produzierende Unternehmen essenziell, um mittel- und langfristig auf dem Weltmarkt bestehen zu können. Fehlende Planungs- und Simulationsmöglichkeiten zur Abschätzung der Wechselwirkungen zwischen Werkstückgeometrie, spanendem Fertigungsprozess und Werkzeugmaschinenystem hemmen eine fertigungseffiziente Produktgestaltung. Daraus resultiert eine iterative und kostspielige Optimierung zwischen der Produktentwicklung und der Fertigungsvorbereitung.

Ziel des Verbundprojektes war deshalb die Entwicklung von Planungsprozessen und Softwarewerkzeugen zur simulationsgestützten Produktauslegung. Dabei wurden die Prozessführung in der Serienfertigung sowie die eingesetzten Produktionsmittel berücksichtigt. Im Projekt wurden Methoden zur Prognose des Prozess-Maschine-Verhaltens bereits im Produktentwicklungsprozess durch die Erweiterung der CAM-NC-Planungskette erforscht. Es wurden die Voraussetzungen geschaffen, Produktionsmittel in der Entwicklungsphase durch Simulation hinsichtlich ihrer Fertigungseffizienz für definierte Bearbeitungsoperationen wesentlich zu verbessern.

Das dynamische Wechselwirkungsverhalten von Maschine und Prozess wurde anhand maschineninterner Leistungs- und Regelgrößen in Referenzprozessen automatisch erfasst, analysiert und zur Parametrierung der Simulationswerkzeuge aufbereitet. Parallel hierzu wurden bestehende Simulationsansätze zur Beschreibung der Prozess-Maschine-Interaktion den Anforderungen einer frei parametrierbaren Bahnführung angepasst und Planungsmethoden aus den Erkenntnissen über stabile Bearbeitungsprozesse abgeleitet. In einem weiteren Arbeitsschritt wurden die resultierenden Modellbeschreibungen und Planungsverfahren in Softwaresysteme umgesetzt, sowie in den industriellen Produktentstehungsprozess bei Maschinenanwendern und Maschinenherstellern integriert.

Der resultierende interdisziplinäre Austausch zwischen Maschinenanwendern und Maschinenherstellern ermöglicht nun, den Aufwand für die Planung stabiler Bearbeitungsoperationen zu reduzieren sowie gleichermaßen fertigungseffiziente und anwendungsgerechte Produkte bzw. Maschinen zu entwickeln. Gleichermaßen wurden die Softwarelösungen aus dem Vorhaben zur Implementierung in kommerziell verfügbaren Planungssystemen aufbereitet. Sie stehen somit einem breiten Feld von Anwendern einschließlich kleiner und mittelständischer Unternehmen zur Verfügung. Die Ergebnisse sind branchenweit übertragbar, wie beispielsweise in die Luft- und Raumfahrtindustrie, die Automobilindustrie, den Landmaschinenbau und den Formenbau.

Die Partner in diesem Verbundprojekt wurden im Rahmenkonzept „Forschung für die Produktion von morgen“ des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) gefördert. Allen sei an dieser Stelle gedankt, die mit ihrem Wissen, Engagement und ihren Erfahrungen an dieser Forschungs- und Entwicklungsarbeit mitgewirkt haben.

Projektträger Karlsruhe

Produktion und Fertigungstechnologien (PTKA-PFT)

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Stefan Scherr

[www.produktionsforschung.de](http://www.produktionsforschung.de)

Juli 2015

BETREUT VOM

**ReffiZ**



**PTKA**

**Projektträger Karlsruhe**

Karlsruher Institut für Technologie

## Vorstellung ausgewählter BMBF-Projekte

Zur Förderbekanntmachung des BMBF „Innovative Produkte effizient entwickeln“ wurden bis zum Stichtag am 11.03.2011 zahlreiche gute Projektideen eingereicht. Auf Grundlage der Bewertung durch unabhängige Experten aus Industrie und Wissenschaft hat das BMBF schließlich dreizehn Verbundprojekte zur Förderung ausgewählt. Die Themenschwerpunkte reichten von der strategischen Produktplanung über die integrierte Produktentwicklung bis zur strategischen Produktionssystementwicklung. Im Folgenden werden einige dieser Projekte kurz vorgestellt, deren Themenschwerpunkte, wie das Projekt ReffiZ, im Bereich der strategischen Produktionssystementwicklung liegen.

### **Werkzeug zur interdisziplinären Planung und produktbezogenen virtuellen Optimierung von automatisierten Produktionssystemen (CONEXING)**

Die Gestaltung von Produkten ist heutzutage, insbesondere in kleinen und mittleren Unternehmen (KMU), stark kundenorientiert und individuell. Kürzere Produktlebenszyklen und eine immer größer werdende Variantenvielfalt erhöhen die Anforderungen an innovative Planungs- und Simulationssysteme stetig. Derzeit verfügbare Planungs- und Simulationssysteme betrachten allerdings nur einen Teil des Gesamtprozesses; eine Durchgängigkeit der Daten fehlt.

Ziel des Projektes CONEXING war es deshalb, alle am Planungsprozess Beteiligten interdisziplinär und unternehmensübergreifend zusammen zu bringen. Von der Konzipierungsphase bis zur virtuellen Produktionsüberprüfung wurde eine gemeinsame Arbeitsumgebung als Werkzeug geschaffen. Beispielhaft wurde die Infrastruktur im Projekt im Bereich der Robotik demonstriert; die entwickelten Methoden und Datenformate können allerdings auf alle simulationsgestützten Ingenieursaufgaben übertragen werden. Diese Lösung steht somit für Komponentenhersteller, Anlagenbauer und ihre Auftraggeber zur Verfügung. Die einzelnen Komponenten einer Produktionsanlage können so realitätsnah in einem virtuellen Produktionsumfeld mit Hilfe des Internets im Zusammenspiel getestet werden. Der interdisziplinäre Lösungsansatz ermöglicht es somit, dass vor allem KMU den Herausforderungen in der Produktion mit Hilfe des Internets proaktiv begegnen können.

### **Prospektive Ermittlung von Montagearbeitsinhalten in der Digitalen Fabrik (ProMondi)**

In der industriellen Praxis besteht die Anforderung, den Zeit- und Kapazitätsbedarf für die Herstellung eines neuen Produktes bereits in der Produktentwicklung hinreichend genau zu bestimmen, wobei in dieser Phase das Produkt nur unvollständig spezifiziert ist. Potenziale bei der Verbesserung der Planungsqualität können nur dann voll gehoben werden, wenn es gelingt, basierend auf einer Zusammenführung der Forschungsfelder der Produktdatentechnologie, der Digitalen Fabrik, des Data Mining und der Zeitwirtschaft, domänenübergreifendes Planungswissen aus unterschiedlichen PEP-Phasen (Produktentstehungsprozess) entlang der Produktentstehung verfügbar zu machen.

Ziel des Forschungsvorhabens ProMondi war es, eine möglichst allgemeingültige und branchenneutrale Methode zur prospektive Ermittlung von Montagearbeitsinhalten in einer frühen PEP-Phase zu entwickeln, um den hohen gestalterischen Anteil der Planungsaktivitäten in der Produktentstehung in einem montageorientierten Produktdatenmodell zusammenzufassen. Es wurde ein exemplarisches IT-Werkzeug entwickelt, das die kommerziellen Softwarewerkzeuge der Digitalen Fabrik und der Zeitwirtschaft um montagearbeitsinhaltsrelevante Informationen in



frühen Planungsphasen anreichert. Eine Validierung der Methoden erfolgte im Rahmen einer pilothaften Umsetzung bei den Anwenderunternehmen. Diese tragen nun u.a. zur Verkürzung der Planungszeiten, zur Verbesserung der Planungsqualität und zur Reduzierung der Fehlplanungskosten bei. Das dabei erwartete Potenzial liegt dabei bei etwa 5% für die auftragsbezogenen Konstruktionskosten sowie im Rahmen von ca. 5 - 10% der Montagekosten.

### **Wissensbasierte und methodische Optimierung des Fräsprozesses (ERANET-MANUNET-Kobold)**

Das Fräsen ist eine High-Tech Fertigungstechnologie, die wesentlich zur Wettbewerbsfähigkeit wichtiger Industriesektoren Europas beiträgt. Trotz langjähriger Erfahrung ist diese Technologie noch immer nicht kontrolliert, so dass eine Null-Fehler-Produktion bisher nicht möglich ist. Vor allem Vibrationen und Werkzeugverschleiß sowie -bruch führen zu geringer Oberflächenqualität von Bauteilen bis hin zur Zerstörung der Werkstücke.

Das Ziel des Projektes ERANET-MANUNET-Kobold war es, zusammen mit europäischen Partnern, mittels Integration dreier Messtechnik-Technologien in eine bestehende Fräsmaschine den tatsächlichen Ablauf des Prozesses im Detail zu verstehen, Abweichungen zu erkennen und daraus optimierte Fräsbahnen und -parameter abzuleiten. Mittels Integration dreier Messtechnik-Technologien (Oberflächenmesstechnik, Verschleißmesstechnik, Fasersensorik) in eine bestehende Fräsmaschine wurde der tatsächliche Ablauf des Fräsprozesses im Detail untersucht und Optimierungsstrategien abgeleitet. Neben der Integration wurden die Datenschnittstellen definiert und standardisiert, sowie Datenanalyseverfahren wie Data-Mining Methoden (z. B. Neuronale Netze) entwickelt sowie die Demonstration in der industriellen Anwendung entlang des Produktentwicklungsprozesses gestaltet. Die entwickelte Methodik, wie auch die Einzellösungen (Messtechnik, Datenbank, Analysewerkzeuge) sind für Unternehmen aus den Branchen Maschinenbau, Energietechnik, Werkzeugbau, Luft- und Raumfahrt, Automotive, Medizintechnik attraktiv. Zukünftige Fräsprozesse können nun unmittelbar eine Leistungs- und Qualitätssteigerung erreichen.

### **Intelligentes Produktionssystem zur Nanobeschichtung mittels thermischen Spritzens (ERANET-MANUNET-iNanospray)**

Es wurde bereits gezeigt, dass nanostrukturierte Beschichtungen basierend auf Metallmatrix-Hartphasen-Verbundwerkstoffen (MMC) hergestellt werden können, welche Bauteilkomponenten eine deutlich erhöhte Lebensdauer ermöglichen. Um jedoch den Prozess stabil und reproduzierbar zu gestalten, die Bearbeitung auf komplexen Bauteilen zu ermöglichen und somit marktgerechte Technologien zu etablieren, welche Energie- und Ressourcenschonender gestaltet ist, benötigte es weiterer Forschungs- und Entwicklungsarbeit.

Ziel des transnationalen Projektes ERANET-MANUNET-iNanospray war es, ein auf ein Expertensystem basiertes Produktionssystem zur Herstellung von nanostrukturierten Hartmetallwerkstoffbeschichtungen mit Hilfe der thermischen Spritztechnik zu entwickeln, welches aus fortgeschrittenen Roboter- und Automationstechnologien hervorgeht. Dies ermöglicht nun die Oberfläche eines Bauteils ressourcen- und energieeffizient, mit hoher Qualität, Geschwindigkeit und Flexibilität, zuverlässig und reproduzierbar zu beschichten. Die Ergebnisse des Projekts ermöglichen nun die flexible Anwendung von nanostrukturierten Beschichtungen auf hochbelasteten Bauteilen und den effizienten Einsatz in der Massenproduktion als auch bei kleineren Serien. Sie kann nun einem sehr breiten Anwenderkreis, wie der Chemie-, Automobil-

und Stahlbranche, zur Verfügung gestellt werden.

### **Rechnerunterstützte Entwicklung und Fertigung dentaler Produkte (COMMANDD)**

Die Medizintechnik verzeichnet einen rasanten Wandel. Faktoren wie demografischer Wandel, neue medizinische Werkstoffe, zunehmender Kostendruck und die Nachfrage nach kundenindividuellen medizintechnischen Produkten sind die Hauptanforderungen für die Medizintechnik der Zukunft. Dazu stehen innovative und individuelle Produkte und Implantate bereits zur Verfügung. Insbesondere in der Dentaltechnik werden diese Trends in den nächsten Jahren zu einer deutlichen Veränderung der heutigen Prozesstechniken führen. Die mehrstufigen und über einen längeren Zeitraum andauernden Behandlungen sind geprägt durch rekursive Abläufe im Dentallabor. Diese Prozessketten müssen industrialisiert werden, um den zukünftigen Anforderungen gerecht zu werden.

Ziel des Projekts COMMANDD war deshalb die Erarbeitung einer Entwicklungsumgebung zum simultanen Design von Produkt und Produktionssystem im dentalmedizinischen Bereich. Mit diesem System wurde dem Arzt eine neuartige Methodik an die Hand gegeben, mit welcher für den Patienten schneller und mit geringeren Stückkosten individuell angepasste Implantate auf höchstem Niveau entwickelt werden können. Die bestehende Prozesskette wurde dazu mit einem einheitlichen, zukunftsweisenden und produktivitätssteigernden Datensystem abgebildet. Die Datenübergabe zwischen Konstruktion und Fertigung erfolgt beschleunigt über standardisierte Schnittstellen. Dazu wurden aufbauende und abtragende Fertigungstechnologien für verschiedene zahnmedizinische Produkte erprobt. Die Entwicklungsumgebung bietet für die ca. 10.000 Dentallabore in Deutschland die Möglichkeit, Produkte auf höchstem Qualitätsniveau zu entwickeln und zu produzieren. Die Übertragbarkeit auf andere Branchen, wie den allgemeinen Maschinenbau, den Prototypenbau, sowie die Herstellung von Zerspanungswerkzeugen, wurde gewährleistet.

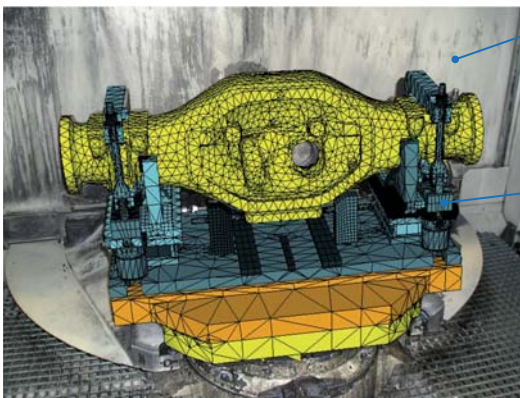


## Vorwort

Autoren: M. Daniels, H. Altstädter

Dreh- und Fräsprozesse sind fester Bestandteil vieler Fertigungsketten. Insbesondere, wenn eine gute Maßhaltigkeit und Oberflächenqualität wirtschaftlich erzielt werden sollen, wird Material spanend abgetragen. Hierfür stehen moderne Dreh- oder Fräsmaschinen zur Verfügung, auf denen die Zerspanprozesse vielfach automatisiert ablaufen. Die Bearbeitung mit derartigen Maschinen bietet viele Freiheiten: Ein und dieselbe Bearbeitungsaufgabe kann mit ein und derselben Maschine auf unterschiedliche Weisen gelöst werden: Verschiedene Werkzeuge können eingesetzt, unterschiedliche Bearbeitungspfade können gewählt und die Prozessparameter (Drehzahl, Vorschub oder Schnitttiefe) können variiert werden.

In der Fertigungsplanung wird für eine Bearbeitungsaufgabe aus der Vielzahl der möglichen Bearbeitungsstrategien eine wirtschaftlich sinnvolle Lösung identifiziert. Da jedoch bisher nicht zuverlässig vorherbestimmt werden kann, an welcher Stelle des Bearbeitungspfads unzulässige Schwingungen auftreten, werden oftmals viele Probeläufe an der realen Maschine benötigt, um die Bearbeitungsstrategie stufenweise zu optimieren. Wesentliches Ziel des Projekts **Reffiz** (**Realisierung effizienter Zerspanung**) ist daher, dem Fertigungsplaner ein Software-Werkzeug bereitzustellen, mit dem zuverlässig vorherbestimmt werden kann, in welchem Maße die geplante Bearbeitungsstrategie mit störenden Schwingungen einhergeht. Mit Hilfe dieses Werkzeugs können Fehlversuche in der Prozessplanungsphase vermieden werden, so dass die Serienfertigung eher beginnen kann. Zugleich werden mit den vorab ermittelten optimalen Prozessparametern eine bessere Oberflächenqualität und eine schnellere Fertigung ermöglicht.



- Heller MCH 350 Fräsmaschine
  - Werkstück befindet sich gerade auf dem Rüstplatz außerhalb des Arbeitsraums
  - Maschine dient im Reffiz - Projekt als Referenzmaschine
- Finite-Elemente-Modell der LKW-Achsbrücke
  - dieses Bauteil dient im Reffiz - Projekt als Referenzbauteil

Bild 0-1: Überlagerung zwischen Fotografie und Simulationsmodell, LKW-Achsbrücke (Reffiz - Referenzbauteil)

Das oben beschriebene innovative Werkzeug zur schwingungsbezogenen Prozessplanung kombiniert die Ergebnisse, welche im Projekt Reffiz in mehreren Teilaufgaben erarbeitet wurden. Einerseits werden die bisher verfügbaren Modelle zur Simulation der Prozess-Maschine-Interaktionen aufbereitet. Hier stehen insbesondere die Parametrierung des Prozessmodells mit realistischen Kennwerten und der Aufbau eines achspositionsabhängigen Maschinenmodells im Vordergrund. Die Anwendung der Methoden auf einen Prüfstand zeigt gute Ergebnis-

se. Andererseits werden die verfügbaren virtuellen Maschinen so angepasst, dass neben der üblichen Kollisionsüberwachung nun prinzipiell auch eine Schwingungsüberwachung erfolgen kann.

Als Referenzprozess im Teil dient die Bearbeitung eines LKW-Achsgehäuses. In Bild 0-1 ist das Simulationsmodell dieses Werkstücks als Collage mit einer Fotografie dargestellt. In einem ersten Schritt wird die Fräsbearbeitung der Kesselfläche betrachtet. Bei dieser Bearbeitung bewegt sich das Fräswerkzeug auf einer nahezu elliptischen Bahn. Die ReffiZ-Methoden erlauben es nun, diesen Fräsprozess simulativ abzubilden. Hierbei wird berücksichtigt, dass sich einerseits die Eingriffsverhältnisse zwischen Werkzeug und Werkstück und andererseits die Schwingungseigenschaften des Systems Werkzeug-Maschine-Werkstück während der Bearbeitung ändern. Dadurch wird die Zuverlässigkeit der Simulationsergebnisse und damit die Sicherheit bezüglich der daraus abgeleiteten Optimierungen entscheidend verbessert. Insgesamt deuten die bisher erzielten Ergebnisse auf eine erfolgreiche Anwendung der entwickelten Methoden auf diesen und weitere Anwendungsfälle aus der Praxis hin, beispielsweise in der Luftfahrttechnik oder im allgemeinen Maschinenbau.

Eine wesentliche Grundlage der Forschungsaktivitäten im Projekt ReffiZ bilden die vorausgegangenen Arbeiten der BMBF-Forschungsprojekte VispaB und Avilus, aus deren Konsortien sich Projektpartner mit weiteren Partnern zum Zweck der gemeinsamen Forschung zusammengeschlossen haben.

## Kurzfassung

Wesentliche Motivation für die Arbeiten im ReffiZ-Projekt ist, dass durch eine optimale Wahl der Prozessparameter die Zerspanleistung wesentlich gesteigert werden kann. Für einen Großteil der industrienahen Zerspanprozesse ist eine Vorausberechnung der optimalen Prozessparameter bisher nicht möglich. Für diese Dreh- und Fräsprozesse stellt das ReffiZ-Projekt nun Werkzeuge bereit, welche eine verbesserte simulative Prognose der Prozessstabilität erlauben. Die einzelnen Werkzeuge werden im ReffiZ-Projekt gebündelt und tragen wesentlich zur Verbesserung der virtuellen Werkzeugmaschine bei. Untenstehend werden die wesentlichen Ergebnisse wiedergegeben.

**Das schwingungstechnische Modell der Werkzeugmaschine wurde im ReffiZ-Projekt erweitert.** Wenn die Achsen der Werkzeugmaschine verfahren, verändern sich die Schwingungseigenschaften der Maschine. Im ReffiZ-Projekt wurde daher eine Methode entwickelt, mit welcher das positionsabhängige Schwingungsverhalten berücksichtigt werden kann. Die Methode begünstigt eine effiziente Prozesssimulation, da rechenaufwendige Schritte vorab durchgeführt werden können und für jede Werkzeugmaschine nur einmalig durchgeführt werden müssen (Kap. 4).

**Eine effiziente Durchdringungsrechnung für Dreh- und Fräsprozesse wurde realisiert.** Bisherige Forschungsarbeiten konzentrieren sich vielfach auf Zerspanprozesse, bei denen die Eingriffsbedingungen zwischen Werkzeug und Werkstück konstant sind. Bei praktisch relevanten Prozessen variieren die Eingriffsbedingungen jedoch. Im ReffiZ-Projekt wurden sowohl für das Drehen als auch für das Fräsen Durchdringungsrechnungen qualifiziert, welche Aussagen über den jeweils aktuellen Zerspanquerschnitt bzw. über den Verlauf der Eingriffsbedingungen entlang des Werkzeugpfads erlauben (Kap. 4 und Kap. 6).

**Die Zuverlässigkeit der Zerspankraftmodelle wurde gesteigert und ihre Parametrierung wurde vereinfacht.** Um ein zuverlässiges Abbild eines Zerspanprozesses zu schaffen, ist eine genaue Modellierung der Zerspankräfte erforderlich, deren Parametrierung bisher sehr aufwendig ist. Durch die Korrelation von Achsströmen und Zerspankräften können nun aufwendige Messaufbauten entfallen. Gleichzeitig kann die Bestimmung der Zerspankräfte am realen Bauteil durchgeführt werden, da im Kraftfluss keine Kraftmessplattform mehr benötigt wird. Als alternative Lösung wurde für die Zerspankraftmessung beim Drehen ein Werkzeughalter mit integriertem Kraftsensor entwickelt. Zur Bestimmung der Zerspankraftkoeffizienten aus den ermittelten Kraftverläufen steht nun eine neuartige Methode bereit. Die Methode verarbeitet die statischen Kraftanteile und ist folglich robust gegenüber etwaigen Störeinflüssen oder zu geringer Signalabtastrate (Kap. 5).

**CAM-Programmiersysteme wurden prototypisch erweitert, um eine Aussage über die Antriebsauslastung und die Prozessstabilität zu erhalten.** Bisher sind Simulationssysteme verfügbar, mit denen Taktzeiten optimiert und Maschinenabläufe hinsichtlich eventuell auftretender Kollisionen überprüft werden können. Nun wurde das virtuelle Maschinenabbild prototypisch um einen virtuellen Antrieb und ein einfaches Schwingungsmodell der Maschinenstruktur ergänzt. Mit diesem System kann die Antriebsauslastung und in Kombination mit einem Prozessmodell sogar das Schwingungsverhalten für die virtuell definierte, kundenspezifische Bearbeitungsaufgabe in den bereits bekannten Simulationssystemen vorhergesagt werden (Kap. 7).

Weitere Erkenntnisse wurden gewonnen bezüglich

- der Stabilitätsüberwachung von Fräsprozessen basierend auf den Signalen der Linearmaßstäbe (Kap. 5.5)
- des Einflusses der passiven Drehzahlvariation auf die Stabilität beim Drehen (4.3.4)
- der Analyse von Freiformkonturen in NC-Programmen (6.6)

Die im Projektergebnisse wurde auf verschiedensten Wegen der Öffentlichkeit vorgestellt. Alle Veröffentlichungen, die in Verbindung mit dem ReffiZ-Projekt stehen, werden in Kap. 8 zusammengestellt. Jeder Projektpartner fasst die aus seiner Sicht wichtigen Projektergebnisse in Kap. 9 zusammen und gibt einen Ausblick auf sich sinnvollerweise anschließende Tätigkeiten.

# 1 Einleitung

## 1.1 Ziele des Projekts

Autoren: F. Schwarz, F. Wellmann

Vor dem Hintergrund, den hohen Qualitätsstandard von Maschinenherstellern zu gewährleisten und die Fertigungseffizienz von Maschinenanwendern am Standort Deutschland zu steigern, bestand das Ziel des Verbundprojekts ReffiZ in der Förderung eines übergreifenden Fertigungsverständnisses im Produktentstehungsprozess, der von der Produktentwicklung bis zur Serienproduktion reicht. Im Forschungsvorhaben wurden dazu Planungsmethoden, Simulationsmodelle und Softwarewerkzeuge erarbeitet, die eine frühzeitige, entwicklungsbegleitende Auslegung von Fertigungsprozessen und eine nachhaltige Optimierung von Fertigungssystemen unterstützen. Zudem wurde der Austausch zwischen Maschinenanwendern und Maschinenherstellern intensiviert. Der fertigungstechnologische Fokus lag auf den beiden spanenden Bearbeitungsprozessen Fräs- und Drehbearbeitung. Die Effizienz und Robustheit dieser Fertigungsverfahren konnte in frühen Produktentstehungsphasen bisher kaum berücksichtigt werden, hängt aber erheblich von den zu fertigenden Produkten ab.

Durch die Bereitstellung durchgängiger Planungsmethoden und zuverlässiger Simulationssysteme, umgesetzt in Softwarelösungen, wird nun die Auslegung einer gleichermaßen prozessstabilen wie effizienten Serienfertigung in der Gestaltungsphase der Produktentwicklung ermöglicht. Bild 1-1 zeigt das durch den ReffiZ-Ansatz erschließbare Potenzial zur Effizienzsteigerung im Produktentstehungsprozess grafisch auf.

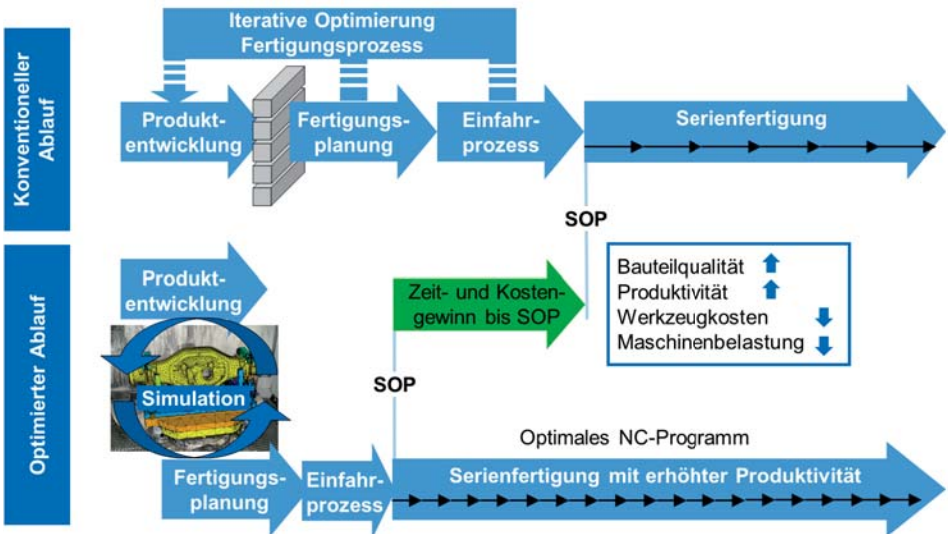


Bild 1-1: Effizienzsteigerung im Produktentstehungsprozess

Durch die geschaffenen Simulationsmöglichkeiten wird die Arbeitsvorbereitung produzierender Unternehmen befähigt, Fertigungsprozesse an der Stabilitätsgrenze auszulegen. Dies entspricht in vielen Fällen einer Maximierung der Produktivität bei gleichzeitig gewährleisteter Bau-



teilqualität. Auch können hierdurch Werkzeugkosten und die Maschinenbelastung gesenkt werden. Durch die Möglichkeit neu geplante Fertigungsprozesse bereits simulativ zu erproben, verkürzt sich die Einfahrzeit von Bearbeitungsprogrammen an realen Maschinensystemen deutlich. Aber auch zeit- und kostenintensive Iterationsschleifen zwischen Produktentwicklung und Fertigungsvorbereitung können durch eine integrierte, fertigungsgerechte Produktgestaltung vermieden werden. Hieraus resultieren ein früherer Beginn der Serienfertigung (SOP: „Start of Production“) und die vorgezogene Bereitstellung des Produktes auf dem Markt, wodurch dem Anbieter ein wirtschaftlicher Vorteil verschafft wird.

Im interdisziplinären Austausch zwischen Maschinenhersteller und Maschinenanwender können die in ReffiZ erarbeiteten Softwarelösungen auch zur Entwicklung von Werkzeugmaschinen-Systemen oder zur Konzipierung von Turnkey-Lösungen verwendet werden. Hierbei bietet die Simulation von industrienahen Referenzprozessen die Möglichkeit, die Qualität des dynamischen Nachgiebigkeitsverhaltens einer Maschinenkonstruktion anhand der Prozessstabilität zu bewerten und zu verbessern. Gleichmaßen wird der Maschinenhersteller befähigt, das dynamische Maschinenverhalten individuell an die Anforderungen kundenspezifischer Fertigungsprozesse anzupassen. Durch dieses Maß an Individualisierbarkeit schafft der deutsche Werkzeugmaschinenbau sich ein Alleinstellungsmerkmal, das seine Position auf dem internationalen Markt stärkt.

## **1.2 Kurzvorstellung des Projektkonsortiums**

Das Projektkonsortium besteht aus Anwendern und Herstellern von Werkzeugmaschinen oder ihren Komponenten. Außerdem ist das Werkzeugmaschinenlabor WZL der RWTH Aachen beteiligt, welches als eines der führenden Forschungsinstitute im Bereich der Werkzeugmaschinen gilt. Die übergreifende Zielstellung wird von jedem Partner individuell interpretiert, so dass durch Diskussion der verschiedenen Sichtweisen eine ganzheitliche und zielführende Lösung ermöglicht wird. Untenstehend werden die Projektpartner jeweils kurz vorgestellt.

### **1.2.1 Gebr. HELLER Maschinenfabrik GmbH**

HELLER entwickelt und produziert modernste Werkzeugmaschinen und Fertigungssysteme für die spanende Bearbeitung. In dieser Branche ist HELLER einer der führenden Hersteller und beschäftigt weltweit ca. 2500 Mitarbeiter. Zu den Kunden von HELLER zählen Unternehmen aus der Automobilindustrie und deren Zulieferer, aus dem allgemeinen Maschinenbau, der Elektrotechnik, der Aerospace-Industrie, der Energietechnik, der Lohnfertigung sowie aus vielen weiteren Branchen. Als Hersteller von Bearbeitungszentren und Kurbelwellenfräsmaschinen setzt die Fa. HELLER bereits seit vielen Jahren aktiv die Simulationstechnik zur nachhaltigen Optimierung ihrer Produktpalette ein, wobei das gesamte mechatronische System Werkzeugmaschine im Fokus der Betrachtungen steht.

### **1.2.2 INDEX-Werke GmbH & Co. KG Hahn & Tessky**

Die INDEX-Werke wurden 1914 gegründet und gehören heute mit ihren Drehautomaten, Drehfräszentren, Dreh-Schleifzentren, Vertikaldrehmaschinen, Universaldrehmaschinen sowie Mehrspindeldrehautomaten zu den großen und führenden Drehmaschinenherstellern weltweit. In den von dem Unternehmen am Markt platzierten Produkten spiegeln sich seit Jahrzehnten förmlich Qualität, Zuverlässigkeit und technischer Vorsprung als wesentliche Eigenschaften

wieder. Gleiches kann von den umfangreich angebotenen technischen Dienstleistungen behauptet werden.

Die besondere Stärke der weltweit rund 2.000 Beschäftigten der INDEX-Gruppe liegt in der Entwicklung einer jeweils optimalen Fertigungslösung. Gerade bei geometrisch anspruchsvollen und hochpräzisen Werkstücken sind derartige Engineering-Leistungen für Kunden von unschätzbarem Vorteil. Zusammen mit dem Tochterunternehmen TRAUB verfügt die Gruppe zudem über das breiteste Maschinenprogramm zur Komplettbearbeitung von Drehteilen, sowohl für die Serien- als auch für die Einzelteilerfertigung. Und dies gilt nicht nur für Einzelmaschinen in Standardausführung sondern auch für komplette Fertigungssysteme die aus mehreren miteinander verketteten Maschinen bestehen können.

### **1.2.3 Sandvik GmbH**

Als Werkzeughersteller beschäftigt sich die Fa. Sandvik in der Produktentwicklung seit jeher mit der Optimierung spanender Bearbeitungsprozesse und verfügt über ein fundiertes Fachwissen auf dem Gebiet der Zerspanung mit geometrisch bestimmter Schneide für metallische Werkstoffe. Neben der Optimierung der Schneidstoffe und der Werkzeuggeometrie steht bei der Untersuchung und Verbesserung des Prozessverhaltens immer auch die Prozessstabilität im Fokus. In den vergangenen Jahren wurden in umfangreichen Forschungsarbeiten verschiedene Einflüsse untersucht, die die Stabilität von Fräsprozessen beeinflussen. Die Fa. Sandvik setzt seit langem Simulationshilfsmittel für die Berechnung der Vorgänge bei der Spanabnahme am Schneidkeil unter dem Gesichtspunkt der Prozessoptimierung ein und konnte dieses Wissen bereits intensiv im Verbundprojekt VispaB einsetzen und vertiefen. Insbesondere wurden Grundlagen für die korrekte und gleichzeitig kosteneffiziente Bestimmung von Schnittkraftkoeffizienten erarbeitet

### **1.2.4 Siemens AG**

Die Siemens AG ist ein weltweit tätiges Unternehmen, dessen Geschäft sich auf die Wachstumsfelder Elektrifizierung, Automatisierung und Digitalisierung konzentriert. In ihrem Geschäftsgebiet Motion Control Systems (DF MC) stellt die Siemens AG seit vielen Jahren komplexe und leistungsfähige Steuerungs- und Antriebssysteme für Werkzeugmaschinen her, so dass umfangreiche Erfahrungen zu Fragestellungen der Prozessstabilität und -führung von Bearbeitungsprozessen sowie deren Abbildung in Simulationssystemen vorliegen. Ein wichtiger Schritt war die Entwicklung der Simulationskomponenten Virtueller NCK (VNCK) und Virtuelle PLC (VPLC), die es ermöglichen die komplexen Steuerungsvorgänge einer Werkzeugmaschine zu erfassen und in NC-Simulations- und -Programmiersystemen abzubilden. In Kooperation mit Forschungseinrichtungen, Werkzeugmaschinenherstellern und -anwendern setzt sich die Siemens AG im Projekt ReffiZ intensiv mit dem Thema Virtuelle Antriebe im Kontext der Simulation von Bearbeitungsprozessen auseinander.

### **1.2.5 Robert Bosch GmbH**

Die Fa. Robert Bosch GmbH setzt im Bereich der Fertigungsprozessplanung und -auslegung unterschiedliche Simulationstechniken ein und verfügt als Anwender über eingehende praxisbasierte Erfahrung auf dem Gebiet der Auslegung und Optimierung von Zerspanprozessen. Neben der Simulation des Spanbildungsprozesses mit Hilfe der FEM-Berechnung verfügt Bosch weiter über umfassende Erfahrung auf dem Gebiet der theoretisch-experimentellen Stabilitätsanalyse bei der Dreh- und Fräsbearbeitung. Im Rahmen

zahlreicher Forschungsprojekte arbeitet Bosch intensiv an Fragestellungen zum Thema der aktiven und passiven Beeinflussung der Stabilität der Zerspanprozesse. Die hierbei aufgebaute Kompetenz dient dann bei der Serienfertigung zur Sicherstellung der geforderten Teile-Qualität, die insbesondere durch die dynamische Instabilität der Zerspanprozesse signifikant beeinträchtigt wird.

### **1.2.6 MAN Truck & Bus AG**

Die MAN Truck & Bus AG zählt zu den führenden Herstellern von Nutzfahrzeugen in Europa und verfügt über Produktionsstätten in drei europäischen Ländern sowie in Russland, Südafrika, Indien und der Türkei. Die Produktpalette reicht von LKW mit einem Gesamtgewicht von 7,5 bis 44 t für jeden Einsatzbereich und Sonderfahrzeugen bis 250t Zuggesamtgewicht über Omnibusse und Reisebusse bis hin zu Diesel- und Gasmotoren für externe Kundenanwendungen. Passend dazu bietet die MAN Truck & Bus AG ein umfangreiches Dienstleistungsangebot aus einer Hand an. Im Jahr 2014 wurden 68.597 LKW, 5.025 Busse und 12.531 Einbaumotoren verkauft. Der Umsatz betrug 8,4 Mrd. EUR. Am ReffiZ-Forschungsprojekt ist die Achsproduktion am Standort München beteiligt, die neben einer Achs- und Verteilergetriebe-Montage mit angrenzender Lackiererei zwei Fertigungsbereiche für Gehäusekomponenten und Verzahnungsteile umfasst. Hier werden für den Konzernverbund alle angetriebenen Hypoid- und Außenplanetenachsen sowie die für Allradfahrzeuge erforderlichen Verteilergetriebe produziert.

### **1.2.7 Skrobanek Metallbearbeitung GmbH**

Die Fa. Skrobanek Metallbearbeitung GmbH ist Spezialist für Kleinstbohrungen sowie Lohnfertiger für Dreh- und Fräswerkstücke mit hoher Kundenindividualisierung. Die Fa. Skrobanek ist besonders auf die Bearbeitung von schwer zerspanbaren Materialien spezialisiert. Der Kundenstamm des kleinen Unternehmens reicht von regional agierenden Ingenieurbüros bis hin zu internationalen Konzernen. Die Arbeiten im ReffiZ - Projekt unterstützte die Fa. Skrobanek als Endanwender von Maschinensystemen der Fa. INDEX. Zur Programmplanung wurde hierzu das Softwareprodukt Virtuelle Werkzeugmaschine benutzt, wodurch Skrobanek befähigt wurde, bereits in der Fertigungsvorbereitung Bearbeitungsprozesse virtuell einzufahren. Wesentliche Weiterentwicklungen der virtuellen Maschine wurden im ReffiZ - Projekt gemeinsam von INDEX und Skrobanek vorangetrieben.

### **1.2.8 Werkzeugmaschinenlabor WZL der RWTH Aachen**

Der Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen des WZL beschäftigt sich unter der Leitung von Prof. Brecher bereits seit vielen Jahren mit der Analyse von Werkzeugmaschinen hinsichtlich ihres steuerungstechnischen, statischen, dynamischen und thermischen Verhaltens, wobei hier sowohl messtechnische als auch simulative Ansätze verfolgt werden. Neben öffentlich geförderten Forschungsprojekten bearbeitet das WZL im Rahmen von Dienstleistungsaufträgen Industrieprojekte zur Charakterisierung und Modifizierung des dynamischen Maschinen- und Prozessverhaltens. Hierdurch verfügt das WZL über ein fundiertes Wissen kundenspezifischer Problemstellung hinsichtlich der Prozess-Maschine-Interaktion in der industriellen Anwendung.

## 2 Stand der Technik

Autoren: M. Daniels, F. Wellmann, S. Neus, A. Epple

Die Entwicklung einer Vorgehensweise zur schwingungsoptimalen Auslegung von Fräs- und Drehprozessen erfordert eine interdisziplinäre Herangehensweise. Neben den grundlegenden Zusammenhängen der Strukturmechanik (Kap. 2.1) und der Stabilität von Zerspanprozessen (Kap. 2.2), sind insbesondere die NC-Programmierung (Kap. 2.3), und Werkzeugbahn- und Technologieplanung (Kap. 2.4) relevant, da diese die Schnittstelle zum Anwender darstellen. Die bisher industriell eingesetzten virtuellen Auslegungsstrategien werden in Kap. 2.5 beschrieben.

### 2.1 Dynamisches Verhalten von Werkzeugmaschinen

Die Schwingungseigenschaften von Werkzeugmaschinen werden einerseits bestimmt von der Geometrie und dem Werkstoff der Strukturkomponenten (Maschinenbett, Ständer, Schlitten, Spindelgehäuse, Spindel, Werkzeug, Werkstück etc.). Andererseits haben die Koppellemente (Führungen, Lager, Aufstellelemente, Verschraubungen, Antriebe etc.) zwischen den Strukturkomponenten einen großen Einfluss auf die Schwingungseigenschaften. Die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften dieser Koppellemente sind von verschiedenen Parametern abhängig. Sie werden zum Beispiel beeinflusst durch die Vorspannung des Koppellements, durch den Bewegungszustand der Maschine oder durch den Schmierungszustand [BREC14b, BREC13b, WECK06a, WECK71].

Selbsterregung	Fremderregung
<p style="text-align: center;">Schwingung mit Eigenfrequenz</p>	<p style="text-align: center;">Schwingung mit Erregerfrequenz bei periodischer Anregung</p>
Ursachen	Ursachen
<p style="text-align: center;"><b>Regenerativ-effekt</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>Lagekopplung</li> <li>Grundrauschen der Schnittkräfte</li> <li>fallende F-v-Charakteristik</li> <li>Aufbauschneidenbildung</li> </ul>	<p style="text-align: center;"><b>unterbrochener Schnitt</b></p> <p style="text-align: center;"><b>Messereingriffsstoß</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>über das Fundament eingeleitete Störkräfte</li> <li>Unwuchten, Lagerfehler</li> <li>wechselnde Schnittkräfte</li> </ul>

Bild 2-1: Schwingungsarten und Ursachen bei spanenden Werkzeugmaschinen

Eine realitätsnahe simulative Abbildung kann in der Regel nur durch einen Abgleich mit messtechnischen Untersuchungen erfolgen. Kap. 2.1.1 fasst daher die wesentlichen Grundlagen der Frequenzgangermittlung und der experimentellen Modalanalyse zusammen, bevor in

Kap. 2.1.2 die Grundlagen der Simulation von Maschinenstrukturen dargelegt werden. Gerade aufgrund leistungsfähigerer Rechner gewinnt die virtuelle Abbildung von Zerspanprozessen immer weiter an Bedeutung. Neben dem Maschinenmodell ist ein Modell des Zerspanprozesses erforderlich. Unter Berücksichtigung der Werkzeug-Werkstück-Durchdringung (Kap. 2.1.3) wird die Stabilität des Prozesses im Frequenz- oder im Zeitbereich analysiert. Die Ansätze zur Berechnung der Prozessstabilität sind vielfältig. Kap. 2.2 beleuchtet lediglich die grundlegenden Zusammenhänge, welche die Basis für Frequenz- und Zeitbereichssimulationen darstellen.

Bild 2-1 ordnet die Schwingungsarten in selbsterregte und fremderregte Schwingungen. Letztere sind die Folge periodisch von außen einwirkender Anregungskräfte. Derartige Anregungen resultieren z. B. aus den diskontinuierlichen Schneideneintritten beim Fräsen oder aus Unwuchten im Spindelsystem. Bei den selbsterregten Schwingungen liegt eine Rückwirkung der Verlagerung auf die wirkenden Kräfte vor. Bei unzureichender Systemdämpfung kann die Rückkopplung bei Überschreiten einer bestimmten Schwelle zu einem schnellen Aufschwingen des Systems führen. Das regenerative Rattern als bedeutendste Ursache für selbsterregte Schwingungen wird in Kap. 2.2.1 näher erläutert.

### 2.1.1 Messtechnische Untersuchung

Durch einen Vergleich von messtechnisch ermittelten Response-Modellen oder von Schwingungsmoden mit den simulierten Entsprechungen werden Simulationsmodelle beurteilt. In einem Abgleich-Prozess wird das Simulationsmodell sukzessive angepasst, so dass eine gute Übereinstimmung von gemessenen und simulierten Frequenzgängen und Schwingungsmoden erzielt wird. Die üblichen Vorgehensweisen zur messtechnischen Ermittlung von Frequenzgängen und Schwingungsmoden wird untenstehend beschrieben.

#### Messung von Frequenzgängen

Ein Frequenzgang stellt das Verhältnis einer Ausgangsgröße zu einer Eingangsgröße im Frequenzbereich dar. Ein Nachgiebigkeitsfrequenzgang beschreibt also das Verhältnis von einem Verlagerungsspektrum zu einem Kraftspektrum. Die Praxis zeigt jedoch, dass sowohl das Kraftsignal als auch das Wegsignal durch elektrische Störsignale beeinflusst werden. Aus diesem Grund wird versucht, die Rauschteile durch Korrelationsrechnungen zu eliminieren. Auto- und Kreuzleistungsspektren von Eingangs- und Ausgangssignal werden daher über mehrere Mittlungen bestimmt. Anschließend werden sie zur Bestimmung des Frequenzgangs ins Verhältnis gesetzt.

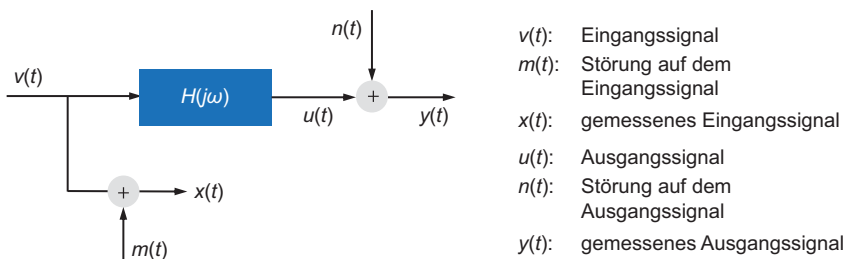


Bild 2-2: Übertragungssystem mit Störungen auf Ein- und Ausgang

Bild 2-2 zeigt ein Übertragungssystem, dessen Ein- und Ausgangssignale  $v(t)$  und  $u(t)$  nur beeinflusst durch die Störsignale  $m(t)$  und  $n(t)$  erfasst werden können. Das gemessene Eingangssignal wird als  $x(t)$ , das gemessene Ausgangssignal als  $y(t)$  bezeichnet. Durch eine geeignete Kombination der Autoleistungs- und Kreuzleistungsspektren können die wirkenden Störungen in gewissem Maß eliminiert werden. Angenommen, das Eingangssignal kann ungestört erfasst werden ( $x(t) = v(t)$ ), dann ergibt sich das Spektrum des Ausgangssignals  $Y$  aus dem Eingangsspektrum  $X$ , dem Frequenzgang  $G$  und dem Spektrum des Störsignals  $N$  auf dem Ausgangssignal zu

$$Y = XG + N. \quad \text{Gl. 2-1}$$

Die Links-Multiplikation dieser Gleichung mit dem komplex konjugierten Eingangsspektrum  $\bar{X}$  liefert

$$\bar{X}Y = \bar{X}XG + \bar{X}N. \quad \text{Gl. 2-2}$$

Wenn die Produkte der Signalspektren über viele Signalabschnitte gemittelt werden, geht der letzte Term auf der rechten Seite von Gl. 2-2 gegen null, vorausgesetzt, Eingangssignal und Störsignal auf dem Ausgang korrelieren nicht. Für diesen Fall ergibt sich der Frequenzgang zu

$$G_1 = \frac{\bar{X}Y}{\bar{X}X} = \frac{A_{XY}}{A_{XX}}. \quad \text{Gl. 2-3}$$

Der Frequenzgang kann also als Verhältnis von Kreuzleistungsspektrum  $A_{XY}$  zu Autoleistungsspektrum  $A_{XX}$  berechnet werden. Die Berechnung nach Gl. 2-3 stellt die  $H_1$ -Methode dar, welche vorzugsweise eingesetzt wird, wenn die Messung des Eingangssignals nur wenig gestört wird. Wenn hingegen eher die Messung des Ausgangssignals gestört wird, ist die  $H_2$ -Methode zu bevorzugen. In diesem Fall ( $n(t) = 0$ ) gilt

$$Y = (X - M)G. \quad \text{Gl. 2-4}$$

Wenn diese Gleichung mit dem komplex konjugierten des Ausgangsspektrums multipliziert wird, ergibt sich

$$\bar{Y}Y = (\bar{Y}X - \bar{Y}M)G \quad \text{Gl. 2-5}$$

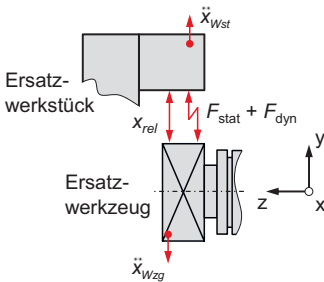
und somit

$$G_2 = \frac{\bar{Y}Y}{\bar{Y}X} = \frac{A_{YY}}{A_{YX}}. \quad \text{Gl. 2-6}$$

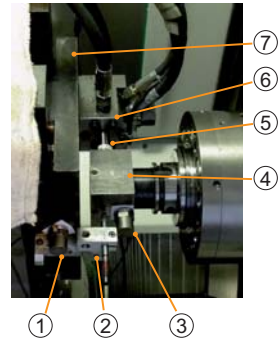
Der Störanteil auf dem Eingangssignal geht nicht ein, vorausgesetzt, er korreliert nicht mit dem Ausgangssignal. Aufgrund der Mittelung der Spektren wird auch von einer Schätzung des Frequenzgangs gesprochen. Die Berechnung der Frequenzgänge nach Gl. 2-3 oder Gl. 2-6 ist genauso über die spektrale Leistungsdichte oder die spektrale Energiedichte möglich, da sich die unterschiedlichen Skalierungsfaktoren der Spektren jeweils herauskürzen [BRAN11].

In Bild 2-3 wird ein beispielhafter Messaufbau zur Ermittlung eines Frequenzgangs gezeigt. Hier wird ein direkter Frequenzgang, senkrecht zur Spindeldrehachse bestimmt. Der elektrohydraulische Relativerreger erzeugt eine Kraft zwischen Werkzeug und Werkstück. Um den Erreger abstützen zu können, werden vielfach speziell angefertigte Ersatzwerkzeuge und Werkstücke eingesetzt. Der Relativerreger wird mit einem Signal angesteuert, welches den interessie-

renden Frequenzbereich abdeckt. Die aufgebrachte Kraft wird mit einem Kraftsensor erfasst. Die resultierenden Verlagerungen werden mittels Beschleunigungssensoren auf der Werkstück- und auf der Werkzeugseite gemessen. Zugleich wird mit einem Wegsensor die relative Verlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück erfasst.



- 1 Beschleunigungssensor am Werkstück
- 2 Wegsensor
- 3 Beschleunigungssensor am Werkzeug
- 4 Ersatzwerkzeug
- 5 Kraftsensor
- 6 elektrohydraulischer Relativerreger
- 7 Ersatzwerkstück



$x_{rel}$  relative Verlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück

$\ddot{x}_{Wst}$  Beschleunigung des Werkstücks

$\ddot{x}_{Wzgz}$  Beschleunigung des Werkzeugs

$F_{stat} + F_{dyn}$  relativ eingeleitete Kraft (statischer und dynamischer Anteil)

Bild 2-3: Aufbau zur Messung eines Nachgiebigkeitsfrequenzgangs

### Experimentelle Modalanalyse

Die Modalanalyse ist im praktischen Sinne ein Verfahren zur Darstellung der Eigenformen von Werkzeugmaschinen. Ein beispielhafter Messaufbau ist in Bild 2-4 dargestellt.

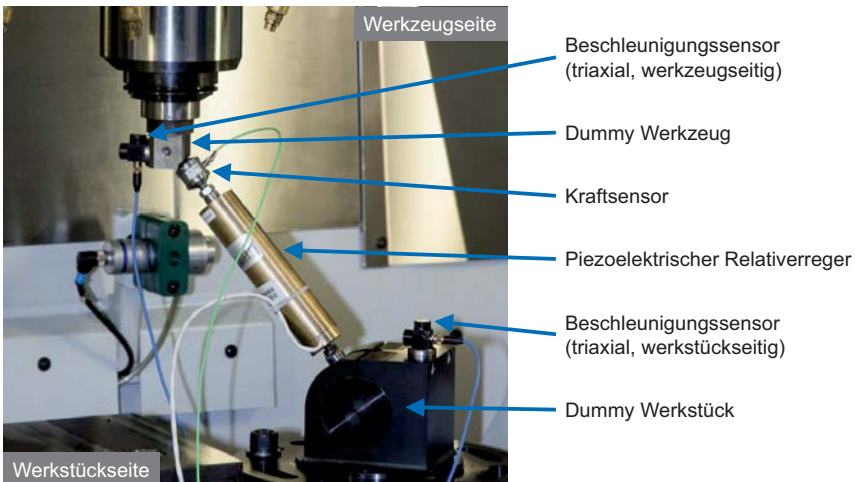


Bild 2-4: Messaufbau der experimentellen Modalanalyse einer Fräsmaschine mit räumlicher piezoelektrischer Anregung

Dabei ist die Richtung der Anregung bei der Modalanalyse abhängig vom Typ der untersuchten Werkzeugmaschine. Durch den spezifischen Messaufbau sollten möglichst alle Schwingungs-

formen angeregt und somit messbar werden, während bspw. bei den direkten Nachgiebigkeitsfrequenzgängen nur Schwingungsformen mit Anteilen in der Anregungsrichtung angeregt werden. Neben der Wahl der Kräfteinleitungsrichtung ist die Auswahl der Messpunkte von entscheidender Bedeutung für den Aussagegehalt der Untersuchung. Besondere Beachtung müssen Fügstellen erfahren, da an diesen die größten Relativbewegungen erwartet werden. Bei ortsfester Anregung wird für die verschiedenen Messpunkte je ein Nachgiebigkeitsfrequenzgang gemessen.

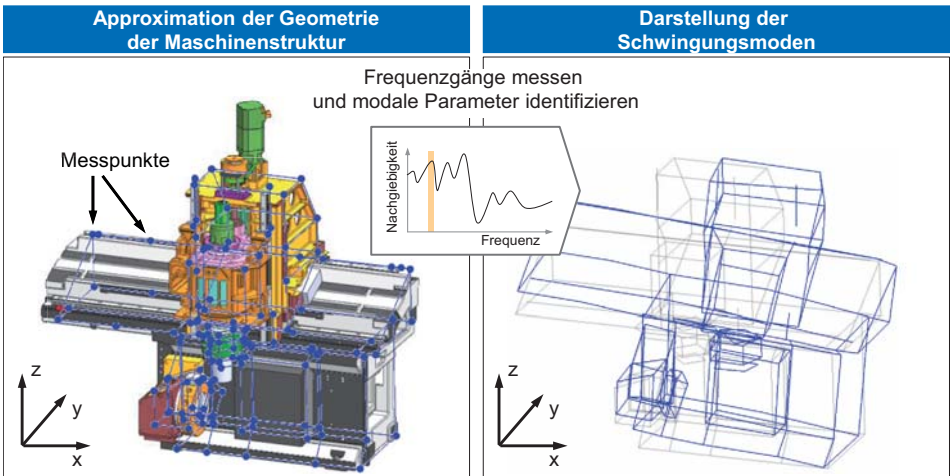


Bild 2-5: Wesentliche Schritte der experimentellen Modalanalyse

Nach Aufbereitung der Messdaten kann nun ein strukturdynamisches Modell basierend auf den Übertragungsfunktionen aufgebaut werden. Die mathematische Beschreibung eines Mehrmassenschwingers wird so parametrisiert („an die Messdaten gefittet“), dass sich ein gutes Abbild der Messdaten ergibt. Mittels geeigneter Identifikationsverfahren werden dazu die modalen Parameter (Dämpfungsgrad, Eigenfrequenz und Eigenvektoren) aus den Frequenzgängen bestimmt. Im Anschluss an diese Identifikation der modalen Parameter können die ermittelten Schwingungsmoden grafisch anhand eines Netzes animiert werden. Die zwei wesentlichen Schritte der experimentellen Modalanalyse werden in Bild 2-5 zusammenfasst. Vielfach können auf diese Weise dynamische Schwachstellen in einer Maschinenstruktur qualitativ identifiziert werden.

### 2.1.2 Analytische Modellierung

Neben der experimentellen Modalanalyse und der Aufnahme von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen an realen Maschinenstrukturen ist auch eine simulative Modalanalyse sowie eine Simulation des dynamischen Nachgiebigkeitsverhaltens an virtuellen Prototypen möglich. Hierfür wird beispielsweise die Finite-Elemente-Methode (FEM) genutzt. Diese Methode basiert auf der Idee, beliebig komplexe Geometrien in einfache finite Grundelemente zu zerlegen. Die Elemente werden über Knoten verbunden. Die Verformungsantwort auf eine Kraft an einem Knoten dieser Grundelemente ist in der sogenannten Elementansatzfunktion des Elementes mit in der Regel linearen oder quadratischen Polynomen beschrieben. Die Elemente werden über



Zwangsbedingungen in den Knotenpunkten zu einem Gesamtsystem verknüpft. Aufgrund der Reduzierung der Elementeigenschaften auf die Knoten ist nach Verknüpfung der Knoten die komplexe Gesamtstruktur vollständig beschrieben. Nach Berücksichtigung von Randbedingungen (Einspannungen, Verknüpfungsbedingungen oder Krafteinleitungen) kann das Rechenmodell für die Beschreibung der statischen Verformung infolge einer Krafteinleitung als mehrdimensionales lineares Gleichungssystem

$$\mathbf{Ku} = \mathbf{f} \quad \text{Gl. 2-7}$$

beschrieben werden [KLEIN07].

Der Vektor  $\mathbf{f}$  beinhaltet die äußeren Kräfte und Momente. Das Steifigkeitsverhalten der Struktur wird durch die Matrix  $\mathbf{K}$  abgebildet und der Vektor  $\mathbf{u}$  beinhaltet alle Verschiebungen und Verdrehungen in den Knotenpunkten. Zur Lösung dieses Gleichungssystems sind leistungsstarke Rechner erforderlich, da es je nach Modellgröße mehrere hunderttausend Unbekannte beinhalten kann. Zur Beschleunigung der Rechnungen bietet sich für statische Probleme die statische Kondensation an [GUYA65].

Zur Berechnung des dynamischen Verhaltens von Strukturbauteilen oder gesamten Werkzeugmaschinen müssen zusätzlich Massen- und Dämpfungskräfte berücksichtigt werden. Es ergibt sich eine mehrdimensionale Differenzialgleichung zweiter Ordnung der folgenden Form:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f} \quad \text{Gl. 2-8}$$

Neben der Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$  sind eine Dämpfungsmatrix  $\mathbf{D}$  und eine Massenmatrix  $\mathbf{M}$  für die Problemformulierung notwendig. Durch Integration des Differenzialgleichungssystems lassen sich bei gegebenen Anfangs- und Randbedingungen die zeitabhängigen Knotenverschiebungen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen in den Knotenpunkten ermitteln. Aufgrund der Anzahl der Rechenoperationen ist die erforderliche Rechenleistung sowie der benötigte Speicher deutlich höher als bei statischen Problemen.

Bei dynamischer Problemstellung wird daher meist auf eine simulative Modalanalyse zurückgegriffen. Für die Berechnung der ungedämpften Eigenformen und Eigenwerte wird die Dämpfungsmatrix in Gl. 2-8 vernachlässigt. Die Eigenformen und Eigenwerte ergeben sich durch die Lösung eines Eigenwertproblems. Da die Dämpfung von Strukturbauteilen in der Regel gering ist, können die relevanten Eigenfrequenzen auf diese Weise ausreichend genau angenähert werden [WECK06a].

Ist jedoch eine Aussage über die Amplitudenüberhöhung für bestimmte Eigenformen erwünscht, z. B. um hinsichtlich des regenerativen Ratterns kritische Eigenformen und Eigenfrequenzen zu identifizieren, müssen die Dämpfungswerte mit in Betracht gezogen werden. Dies ist beispielsweise über eine simulative Modalanalyse mit komplexen Eigenwerten möglich. Durch modale Superposition kann aus den berechneten Moden schließlich auch ein Nachgiebigkeitsfrequenzgang ermittelt werden [WECK06a, HEYL07, BRAN11].

Auch bei der Analyse des dynamischen Verhaltens von Strukturbauteilen gibt es die Bestrebung durch Modellreduktion eine vertretbare Rechenzeit zu erreichen. Eine Möglichkeit ist die Craig-Bampton Methode [CRAI68]. Dazu werden die Freiheitsgrade der betrachteten flexiblen Körper in Schnittstellenfreiheitsgrade und innere Freiheitsgrade unterteilt. Das dynamische Verhalten der Körper kann dadurch unter Berücksichtigung der modalen Eigenschaften der Körper effizient auf die Krafteinleitungs- und Kraftübertragungsstellen reduziert werden. Die

Systemfreiheitsgrade werden durch zwei unterschiedliche Arten von Moden beschrieben: lineare Eigenformen bei gefesselten Schnittstellenfreiheitsgraden und statische Korrekturmethode. Die statischen Korrekturmethode werden durch die Belastung an jedem Schnittstellenfreiheitsgrad durch eine Einheitsverformung ermittelt, während alle anderen Schnittstellenfreiheitsgrade gefesselt sind.

Das generelle Vorgehen einer FE-Analyse wird in Bild 2-6 am Beispiel einer Werkzeugmaschine veranschaulicht. Ausgangspunkt der Untersuchungen ist die konstruktive Gestalt der Maschine, die meist in einem CAD-Modell hinterlegt ist. Im Rahmen des Preprocessing wird das CAD-Modell in ein FE-Modell überführt. Hierzu wird die ursprüngliche Geometrie in der Regel vereinfacht, um den Berechnungsaufwand zu begrenzen. Die Vereinfachungen sind dabei auch vom Simulationsziel abhängig. Bei der Analyse der Strukturverformungen können beispielsweise Bohrungen oder Radien, deren Einfluss auf die Gesamtsteifigkeit der Maschine unwesentlich ist, vernachlässigt werden [HOFF08, KLEIN07].

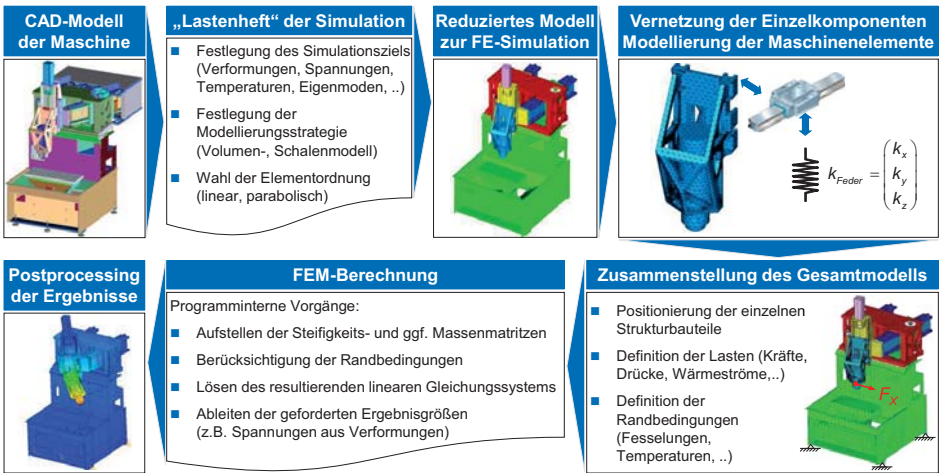


Bild 2-6: Ablauf einer FE-Simulation einer Werkzeugmaschine [WECK06b]

### 2.1.3 Werkzeug-Werkstück-Durchdringung

Die Beschreibung der dynamischen Prozess-Maschine-Interaktion von Zerspanprozessen besteht zum einen aus der vorgestellten strukturmechanischen Nachgiebigkeit der Werkzeugmaschine, zum anderen erfordert sie eine Abbildung der durch den Materialabtrag entstehenden Zerspankräfte. Unter Zerspankräften werden die Kräfte verstanden, die an der Kontaktstelle zwischen Werkzeug und bearbeitetem Werkstück entstehen. Sie lassen sich in die drei Komponenten Schnittkraft  $F_c$ , Vorschubkraft  $F_f$  und Passivkraft  $F_p$  unterteilen [KLOC08].

Ein Zerspankraftmodell, das alle physikalischen Effekte erfasst, liegt bisher nicht vor [LOHS14]. In der Forschung sind jedoch zahlreiche Ansätze zur Ermittlung von Zerspankräften zu finden, die in analytische, empirische und numerische Modelle unterteilt werden können. Übersichten existierender Ansätze für die beiden Fertigungsverfahren Drehen und Fräsen sind z. B. in [ZABE10] und [LUTT98] gegeben. Insbesondere numerische Zerspankraftmodelle, bspw. mittels der Finite-Elemente-Methode (vgl. [UHLM06]), weisen eine lange Berechnungsdauer und hohe Anforderungen an Verfügbarkeit und Validität der Eingangsparameter auf [BREC11c]. Für

einen anwendungsorientierten Ansatz, wie er im Rahmen des Reffiz-Projektes angestrebt wurde, sind sie daher derzeit nicht geeignet. Sowohl für empirische Kraftberechnungsansätze (z. B. [KIEN57, KOEN61, KLIN82, ALTI00, STEP01, GRAD04, DENK06, DANG10]) als auch für analytische Kraftberechnungsansätze (z. B. [MERC45, OXLE66, CLAU05, ZOU09]) ist hingegen eine Beschreibung der aktuellen Eingriffsgeometrie, d. h. der Werkzeug-Werkstück-Durchdringung, notwendig.

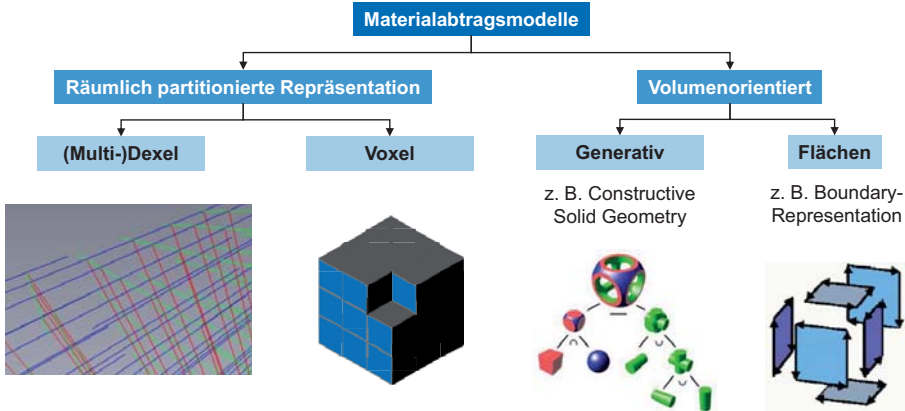


Bild 2-7: Materialabtragsmodelle zur Bestimmung der zeitvarianten Werkzeug-Werkstück-Durchdringung

Abhängig vom geplanten Anwendungsfeld lässt sich die Werkzeug-Werkstück-Durchdringung in verschiedenen Flexibilitäts- und Genauigkeitsstufen beschreiben. Fallbedingt reichen bereits geometrische Konstanten aus, die den Werkzeugeingriff charakterisieren [BREC11a]. Wird jedoch eine Abbildung der Eingriffsbedingungen über den gesamten zeitlichen Verlauf eines Fertigungsprozesses hinweg angestrebt, ist eine zeitvariante Modellierung der Werkzeug-Werkstück-Durchdringung erforderlich. In Bild 2-7 ist eine Übersicht über etablierte Materialabtragsmodelle gegeben, die für diesen Anwendungsfall infrage kommen. Im Detail sind dies Dixel-Modelle, Voxel-Modelle, Modelle basierend auf der Constructive Solid Geometry (CSG) und Modelle basierend auf einer Flächenrepräsentation. Allen Ansätzen ist gemeinsam, dass das Werkzeug i.d.R. als geometrischer Hüllkörper dargestellt wird, d. h. der Einfluss der einzelnen Schnitten wird vernachlässigt.

Die Idee des Dixel-Modells wurde erstmalig von [HOOK86] beschrieben. Dixel bezeichnen einen Satz räumlich angeordneter Linearsegmente, die zur Diskretisierung eines 3D-Volumenkörpers verwendet werden. Eingangs wird hierfür ein Feld äquidistant angeordneter paralleler Strahlen mit der Oberfläche eines geometrischen Körpers geschnitten. Auf diese Weise lassen sich sowohl das Rohteil des Werkstücks als auch das Werkzeug repräsentieren. Alternativ sind jedoch auch Werkzeug-Beschreibungen in Form mathematischer Funktionen möglich. Während des Simulationslaufs wird das Werkzeugmodell in diskreten Schritten entlang eines definierten Werkzeugpfades geführt. Dabei werden in jedem Simulationsschritt die Schnittpunkte zwischen dem Werkzeug und dem Dixel-Modell des Werkstücks berechnet. Wurden Schnittpunkte gefunden, werden die Dixel des Werkstücks gekürzt. Dies geschieht, indem der Abschnitt der Linearsegmente entfernt wird, der innerhalb des Werkzeug-

Volumenmodells liegt. Die berechneten Schnittpunkte stellen daraufhin die im Zuge der Bearbeitung entstehende Werkstückoberfläche dar. Nach Simulationseende lässt sich das entstandene Dixel-Modell wieder in ein CAD-Modell zurückwandeln. Hierfür existieren Rekonstruktionsalgorithmen wie das Maching-Cubes-Verfahren [LORE87] oder Algorithmen zur Polygonnetz-Überlagerung [CAMP10].

Eine Erweiterung des Dixel-Modells stellen sogenannte Multi-Dixel-Modelle dar. Diese bestehen aus Linearsegmenten, die in mehreren Raumrichtungen angeordnet sind. Üblich ist hierbei eine Anordnung in Richtung der drei kartesischen Koordinatenachsen [INU112, LEE10]. Zur genauen Bestimmung der Spangeometrie kann aber auch eine individuelle Orientierung [BOES12] zweckmäßig sein. Ein wesentlicher Vorteil der Dixel-Modellierung besteht in der Recheneffizienz.

Einen verwandten Ansatz stellen Voxel-Modelle dar [HOU03, YAU05]. Voxel sind Gitterpunkte im dreidimensionalen Raumgitter, mit Hilfe derer sich das Werkstückvolumen annähern lässt. Analog zum Dixel-Modell wird das Werkzeugmodell in diskreten Schritten entlang eines definierten Werkzeugpfades geführt. Liegt ein Werkstück-Voxel innerhalb des Werkzeug-Volumenmodells, so wird es entfernt. Dixel- und Voxel-Modellen ist gemeinsam, dass sowohl Ergebnisgüte als auch Recheneffizienz im direkten Zusammenhang zur Diskretisierungsgüte stehen.

Die im Zuge der Diskretisierung entstehenden Nachteile werden bei der Modellierung basierend auf der Constructive Solid Geometry (CSG) umgangen. Mittels der CSG-Methodik lassen sich Volumenmodelle erstellen, die aus geometrischen Primitiven (Quader, Kugel, Zylinder etc.) zusammengesetzt sind und mittels boolescher Operationen verknüpft werden. Auf diese Weise lassen sich geometrische Repräsentationen für das Werkstück und das Werkzeug erstellen. Der Abtrag während des Zerspanprozesses wird hierbei durch eine schrittweise boolesche Subtraktion der Werkzeuggeometrie von der Werkstückgeometrie simuliert (vgl. [SURM06, WEIN08]).

Im Grafikern kommerzieller CAD/CAM-Softwarewerkzeuge sind darüber hinaus Flächenrepräsentationen weit verbreitet. Eine bekannte Beschreibungsform sind Boundary-Representation-Modelle (B-Rep) [MACK10]. Die zeitvarianten Eingriffsbedingungen lassen sich ermitteln, indem das Flächenmodell des Werkzeugs mit dem Flächenmodell des Werkstücks geschnitten wird. Hierbei werden die Flächen des Werkzeugs, die das Werkstück durchdringen genutzt, um die Werkstückoberfläche schrittweise zu substituieren [FLEI05].

## **2.2 Simulation der Prozessstabilität**

### **2.2.1 Regeneratives Rattern**

Das umsetzbare Zeitspanvolumen moderner Werkzeugmaschinen ist häufig nicht durch die installierte Antriebsleistung oder die thermomechanischen Eigenschaften moderner Schneidstoffe, sondern durch das Auftreten von regenerativen Ratterschwingungen begrenzt [Alti05], [BEER95, BRECO4, CLAU05]. Als Rattern werden selbsterregte und sich regenerativ selbstverstärkende Schwingungen bezeichnet, die aus Wechselwirkungen zwischen den dynamischen Struktureigenschaften der Werkzeugmaschine und dem dynamischen Prozessverhalten resultieren. Dieser Rattereffekt ist bereits seit Langem bekannt und in zahlreichen Veröffentlichungen beschrieben (vgl. z. B. [ARNO46, TOBI58, SADO56, WECK71, TLUS78, ESSE10,

SITT13]). Einen Überblick über Forschungsarbeiten zu Ratterschwingungen wird in [TLUS78] und [ALTI04] dargelegt.

Anschaulich lässt sich der Regenerativeneffekt am Beispiel eines Einstechdrehprozesses beschreiben. Der Zerspanprozess unterliegt permanenten Störkräften, wie bspw. Spanbruch, Rauschen der Schnittkräfte und Materialinhomogenitäten. Auf diese, in der Regel impulsförmigen, Kraftanregungen antwortet die Maschinenstruktur mit einer Schwingung in ihrer Eigenfrequenz. Es kommt zu einer Relativverlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück, wodurch eine Welligkeit auf der Werkstückoberfläche hinterlassen wird. Nach einer Werkstückdrehung mit der Totzeit  $T_t$  schneidet der Meißel erneut in diese zuvor aufgeschnittene Welligkeit ein. Dabei kommt es zu Schwankungen der Spandicke (Spandickenmodulation). Die unterschiedlichen Spandicken führen zu einer Modulation der Zerspankräfte, was erneut zu einer Anregung des Systems mit der Frequenz der Oberflächenwelligkeit führt. Ist das Maschinensystem nicht ausreichend steif oder verfügt nicht über eine ausreichende Dämpfung, schwingt sich das System auf. Dieser Effekt ist in der Literatur auch als regenerativer Rattereffekt bekannt. Die Wirkprinzipien des Rattereffekts bei Längsdreh-, Fräs- oder Schleifprozessen sind analog. Beim Fräsen beispielsweise wird bei jedem Schneideneingriff die Welligkeit der vorangehenden Schneide zerspannt.

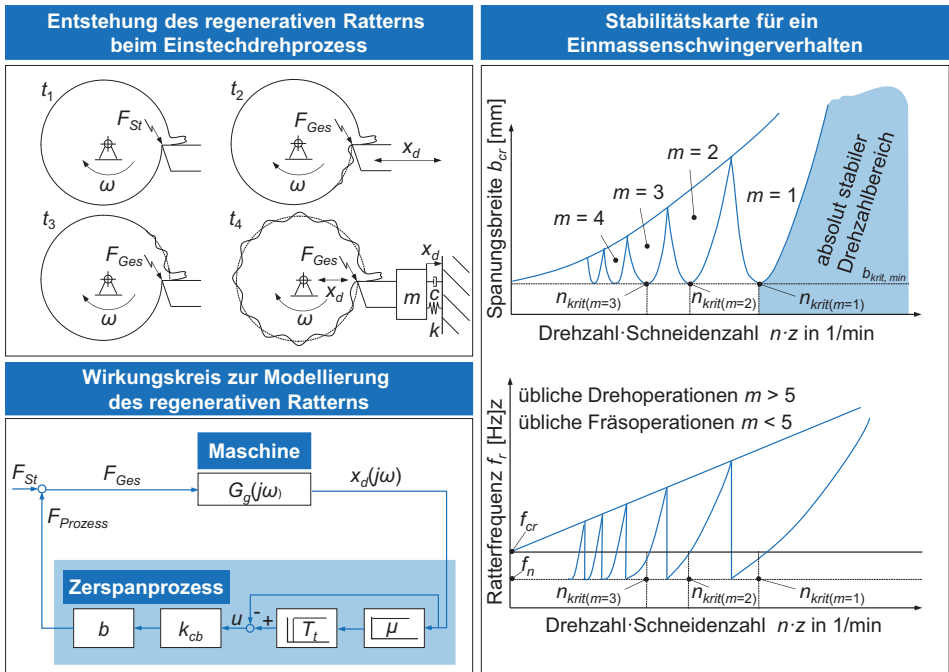


Bild 2-8: Wirkungskreis zur Beschreibung der Prozessstabilität

Der Regenerativeneffekt lässt sich mithilfe des in Bild 2-8 links dargestellten Wechselwirkungs-kreis beschreiben. Aus diesem lässt sich das regelungstechnische Modell (Bild 2-8, links unten) ableiten. Diese Beschreibung dient als Grundlage für die simulative Abbildung der Prozessstabilität und wird im Folgenden erläutert.

## 2.2.2 Simulation der Prozessstabilität im Frequenzbereich

Zur Simulation der Stabilitätsgrenze im Frequenzbereich wird der Wechselwirkungskreis der Prozess-Maschine-Interaktion abgebildet (vgl. Bild 2-8, links). Der Wechselwirkungskreis entsteht aus der Kopplung von Maschinenmodell (vgl. Kap. 2.1) im Vorwärtszweig und Prozesskraftmodell im Rückwärtszweig. Die richtungsabhängige Nachgiebigkeit der Maschinenstruktur wird hier auf Basis von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen approximiert. Mithilfe des Maschinenmodells werden die prozesskraftbedingten Relativverlagerungen zwischen Werkzeug und Werkstück ermittelt. Aus der Überlagerung der zuvor aufgeschnittenen Oberflächenwelligkeiten mit den Relativverlagerungen zwischen Werkzeug und Werkstück resultiert die modulierte Spandicke. Mit dieser wird im Prozesskraftmodell die modulierte Zerspankraft bzw. Prozesskraft ermittelt. Der Überdeckungsgrad  $\mu$  gibt dabei an zu welchem Teil sich die zerspannten Oberflächen beim konsekutiven Einschneiden überdecken (beispielsweise  $\mu = 0$  beim Gewindedrehen und  $\mu = 1$  beim Einstechdrehen).

Die Berechnung der Zerspankräfte auf Basis der Spandickenmodulation im Prozessmodell erfolgt mittels der spezifischen dynamischen Schnittsteifigkeit  $k_{cb}$  und der Spanbreite  $b$ . Für konstante Totzeiten und konstante Schnittkraftwinkel kann dieses Modell mit analytischen oder teilanalytischen Verfahren mithilfe des Nyquistkriteriums im Frequenzbereich gelöst werden. Dies wird im Folgenden am Beispiel eines konventionellen Drehprozesses vorgestellt (vgl. z. B. [WECK71]).

Wird der in Bild 2-8 dargestellte Wechselwirkungskreis nach den Regeln der Regelungstechnik aufgeschnitten, ergibt sich die Übertragungsfunktion des offenen Regelkreises für einen Überdeckungsgrad von  $\mu=1$  zu:

$$G_0(j\omega) = G_g(j\omega) \cdot (e^{-j\omega T_t} - 1) \cdot k_{cb} \cdot b \quad \text{Gl. 2-9}$$

Der in Gleichung 2-7 dargestellte Zusammenhang entspricht der Übertragungsfunktion. Zur Lösung der komplexen Übertragungsfunktion werden, wegen der Totzeitbehaftung die Stabilitätskriterien nach Nyquist angewendet [NYQU32]. Danach wird der Stabilitätsrand erreicht, wenn der Imaginärteil von  $G_0$  einem Wert von 0 entspricht, während der Realteil einen Wert von 1 annimmt. Durch die Verknüpfung von Drehzahl  $n$  und Werkzeugschneidenzahl  $z$  mit der Totzeit  $T_t$  ergeben sich daraus die folgenden Gleichungen (vgl. [WECK06a]):

$$n = \frac{1}{z T_t} = \frac{f}{z \cdot \left( m - \frac{1}{\pi} \cdot \arctan \left( \frac{\operatorname{Re}\{G_g(jf)\}}{\operatorname{Im}\{G_g(jf)\}} \right) \right)} \quad \text{Gl. 2-10}$$

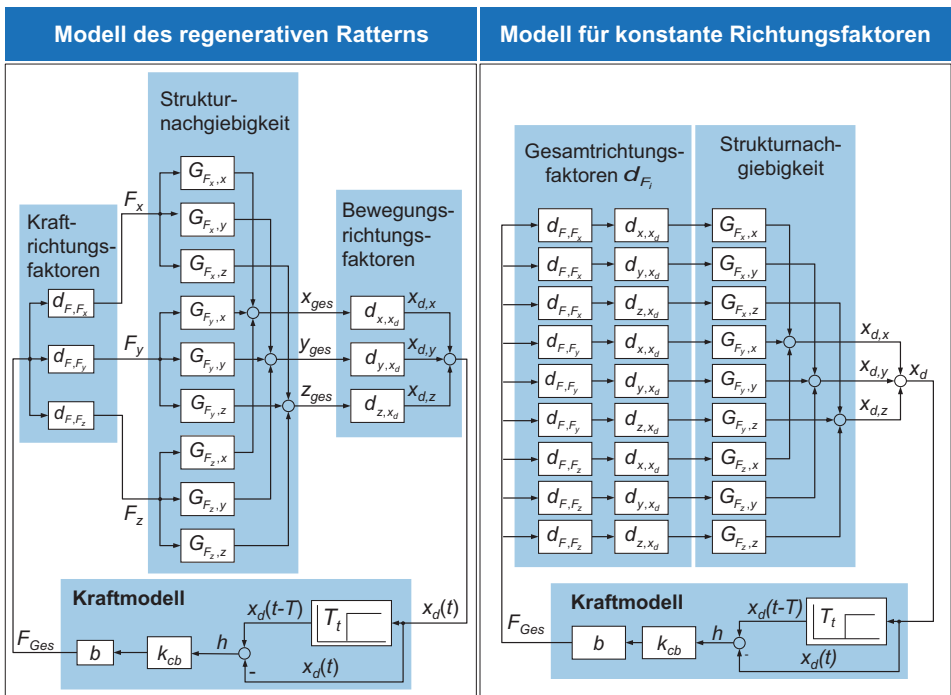
$$b_{\text{krit}} = \frac{1}{2k_{cb} \left| \operatorname{Re}\{G_g(jf)\}_{\text{neg}} \right|} \quad \text{Gl. 2-11}$$

Mithilfe von Gleichung 2-8 lassen sich jeder Ratterfrequenz  $f_r$ , mit der das System beim Rattern schwingt, eine Reihe  $m$  kritischer Drehzahlen  $n$  zuordnen. Die sog. Wellenzahl  $m$  resultiert mathematisch aus der Mehrdeutigkeit des Totzeitglieds und beschreibt physikalisch die Menge ganzzahlig aufgeschnittener Welligkeiten. Für eine Wellenzahl  $m$  lässt sich ein sogenannter Rattersack berechnen, der dem Verlauf der kritischen Spannsbreite  $b_{cr}$  in Abhängigkeit der Spindeldrehzahl  $n$  entspricht. Werden diese Rattersäcke über einen definierten Drehzahlbe-

reich aufgetragen, überlappen sie sich. Die kritische Spannungsbreite ist immer durch den niedrigeren Rattersack definiert. Auf diese Weise lassen sich Stabilitätskarten ermitteln, die die jeweils kritische Spannungsbreite in Abhängigkeit der Drehzahl darstellen (Bild 2-8, rechts).

Der gerichtete Nachgiebigkeitsfrequenzgang  $G_g$  kann mit Hilfe sogenannter Krafrichtungsfaktoren und Bewegungsrichtungsfaktoren ermittelt werden. Die Krafrichtungsfaktoren lassen sich mithilfe der Werkzeuggeometrie ermitteln. Die Bewegungsrichtungsfaktoren stellen eine Projektion der Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück in die Spandickenänderungsrichtung dar.

Eine Simulation der Prozessstabilität im Frequenzbereich ist nur für Prozesse möglich, bei denen von konstanten, zeitinvarianten Richtungsfaktoren ausgegangen werden kann. Dies trifft auf Drehprozesse oder Fräsprozesse mit einer größeren Anzahl von Schneiden im Eingriff, wie z. B. Messerkopffräsprozesse, zu.



$d_{F,F_i}$ : Krafrichtungsfaktoren zur Aufspaltung der Schnittkraft in die kartesischen Komponenten  
 $G_{F_i,j}$ : Direkte und Kreuz-Nachgiebigkeiten zur Berechnung der Verlagerung aufgrund dynamischer Kraft  
 $d_{j,x_d}$ : Verlagerungsrichtungsfaktoren zur Projektion der Verlagerung normal zur Werkstückoberfläche

Bild 2-9: Allgemeines Modell des regenerativen Ratterns bei konstanten Richtungsfaktoren

In Bild 2-9 links ist das allgemeine Model für veränderliche Richtungsfaktoren abgebildet. Daraus leitet sich das Model für konstante Richtungsfaktoren ab (Bild 2-9, rechts). Die Bewe-

gungsrichtungsfaktoren wurden hier bereits rückwärts im Signalfloss vor die Frequenzgänge gezogen. Die Kraft- und Bewegungsrichtungsfaktoren lassen sich in diesem Fall zu neun Gesamtichtungsfaktoren, welche eine Art Gewichtungsfaktoren der neun orthogonal gemessenen Nachgiebigkeitsfrequenz darstellen, zusammenfassen.

Andere Arbeiten, die den Frequenzbereich untersuchen, beschäftigen sich mit Delay Differential Equations (DDE), welche die Stabilitätsbewertung mehrdimensional als Eigenwertproblem betrachten. Zur Lösung der Gleichungen wird mittels Fourier-Entwicklung der Fourier-Term erster Ordnung analysiert. Da durch die Reduktion auf den ersten Fourier-Term, hierbei auch nur die mittleren Zerspankräfte betrachtet werden, eignet sich diese Methode für nur gering variable Richtungsfaktoren [MUNO06, GROS11].

Zusätzlich wird zunehmend die sogenannte Semidiskretisierungsmethode angewandt. Diese teilanalytische Methode im Zeitbereich diskretisiert die geometrischen Koordinaten. Die Zeit wird analytische behandelt. Mithilfe dieser Methode können Zerspanprozesse mit zeitvarianten Kraft-/Verlagerungsrichtungsfaktoren gut abgebildet werden [STEP00, INSP03].

### 2.2.3 Simulation der Prozessstabilität im Zeitbereich

Im Rahmen des ReffiZ-Projekts wird allerdings ein Simulationsansatz von Fräsprozessen im Zeitbereich verfolgt. Dabei wird der Wechselwirkungskreis in inkrementellen Zeitschritten durchlaufen und über die Analyse des zeitlichen Verlaufs der Spandickenmodulation mittels eines Stabilitätskriteriums die Prozessstabilität ausgewertet. Bereits in den 70er Jahren wurden einfache Modelle mit Analogrechnern und Magnetbändern zur Abbildung der Totzeit im Zeitbereich berechnet [SEXT78]. Diese Modelle wurden bspw. um den Werkzeugverschleiß erweitert, oder es kamen komplexere Kraftmodelle zum Einsatz [ALTI90]. Durch die gesteigerte Rechenleistung von Simulationsrechnern in den letzten Jahren konnte die Prognose der Prozessstabilität unter Einsatz von Prozesssimulationsmodellen im Zeitbereich deutlich verbessert werden. Beispiele hierfür sind in [SMIT93, ESSE10, BREC11a, SITT13, BIER13] und [KERS14] zu finden. Zusätzlich wurde die Simulation für die Bearbeitung von Freiformflächen u. a. von [SURM08b, WEIN07] erweitert.

Neben den universitär umgesetzten Softwarelösungen, wie dem im Rahmen des Verbundprojektes „VispaB“ entwickelten Simulationsprogramms im Zeitbereich „PrimeCut“ ([BREC11a], [BREC13a]), gibt es auch bereits kommerziell verfügbare Lösungen, wie z. B. „Cutpro“ von Manufacturing Automation Laboratories inc.

Die Berechnung der Richtungsfaktoren  $d_{F,Fi}$  und  $d_{x,xd}$  sowie die Spannungsdicke  $x_d(t)$  werden für jeden Zeitschritt unabhängig berechnet (vgl. Bild 2-9). Aufgrund der dynamischen Kräfte ist die strukturelle Verlagerung abhängig von den in den vorherigen Zeitschritten ermittelten Werten. Exemplarisch ist die Berechnung einer einzelnen Mode dargestellt [WECK06a]:

$$x_{k,i+1} = \omega_{0,k}^2 \Delta t^2 \left[ S_k F_i - \left( 1 + \frac{2D_k}{\omega_{0,k} \Delta t} - \frac{2}{\omega_{0,k}^2 \Delta t^2} \right) x_{k,i} - \left( \frac{1}{\omega_{0,k}^2 \Delta t^2} - \frac{2D_k}{\omega_{0,k} \Delta t} \right) x_{k,i-1} \right] \quad \text{Gl. 2-12}$$

mit:

- $x_{k,i}$  Verlagerung durch den k-ten Mode zum i-ten Zeitschritt
- $\omega_{0,k}$  Eigenkreisfrequenz des k-ten Modes
- $D_k$  Dämpfungsmaß des k-ten Modes
- $S_k$  Realteil der modalen Nachgiebigkeit des k-ten Modes



$F_i$  dynamische Kraft zum  $i$ -ten Zeitschritt  
 $\Delta t$  Zeitintervall zwischen zwei Zeitschritten

In allen Koordinatenrichtungen wird zu jedem Zeitschritt für jede Schwingungsmoden die Verlagerung berechnet. Durch die Summierung über  $k$ -Moden ergibt sich die Gesamtverlagerung des TCP in einer Koordinatenrichtung. Um die Formel anwenden zu können, muss davon ausgegangen werden, dass der Imaginärteil der modalen Nachgiebigkeit vernachlässigbar klein ist [BEER95, BREC11a].

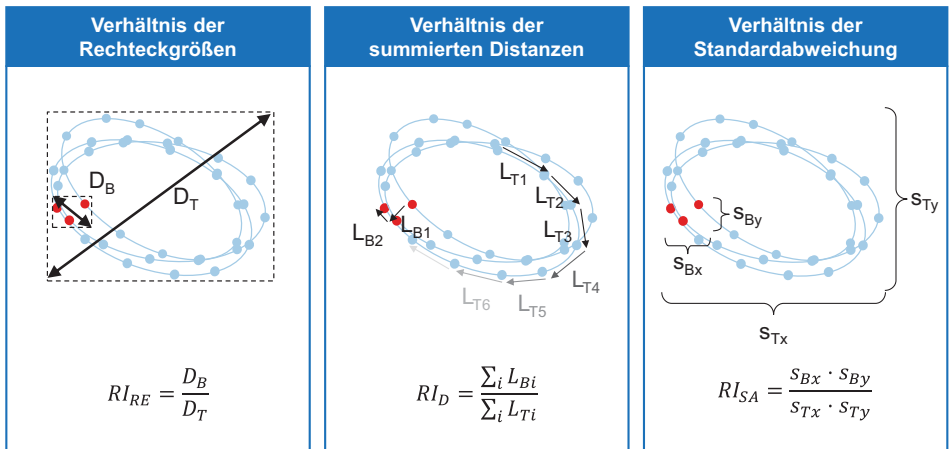
### Simulationsdauer und Stabilitätskriterium

Wie oben beschrieben wird im Gegensatz zur analytischen Simulation im Frequenzbereich, in der Zeitbereichssimulation das Simulationsmodell in diskreten Zeitschritten mit der Schrittweite  $\Delta t$  durchlaufen. Neben der Festlegung einer Abtastrate ( $f_{\text{Abtast}}=1/\Delta t$ ) muss eine Simulationsdauer definiert werden. Die Abtastrate muss so gewählt werden, dass die Simulation die Frequenzen bis zur höchsten relevanten Schwingungsfrequenz abbildet. Ein Faktor zehn zwischen der höchsten relevanten Eigenfrequenz  $\omega_{0,\text{max}}$  des betrachteten Maschinensystems und der Abtastrate  $1/\Delta t$  gilt als geeignet, um alle relevanten Schwingungsfrequenzen darzustellen [SMIT93].

Die Simulationsdauer ist so zu wählen, dass Einschwingungsphänomene abgeklungen sind. Mit Hilfe eines Stabilitätskriteriums kann dann bewertet werden, ob der simulierte Bearbeitungsfall stabil oder instabil ist. Bewertungskriterien gibt es zahlreiche. Je nach Anwendungsfall kann ein einfacher Vergleich der Schwingungsamplituden zu verschiedenen Zeitpunkten der Simulation ausreichend sein. Steigen die maximalen Schwingungsamplituden über die Zeit kann davon ausgegangen werden, dass der Prozess instabil ist. Um die Simulationszeit zu verkürzen, können Abbruchkriterien in die Simulation integriert werden. So kann beispielsweise die Simulation abgebrochen werden, wenn kein Werkzeug-Werkstück-Kontakt mehr vorliegt. In diesem Fall sind die Schwingungsamplituden so stark, dass das Werkzeug das Werkstück verlässt und der Prozess instabil ist. Für bestimmte Anwendungsfälle muss jedoch auf komplexere Stabilitätskriterien zurückgegriffen werden. Betrachtet man beispielsweise Prozesse mit permanenter aktiver Drehzahlvariation, kann es zu Schwebungen in den Werkzeug-Verlagerungen kommen. Werden nun Amplituden zu ungünstigen Zeitpunkten verglichen, kann es zu einer falschen Bewertung des Prozesses kommen [BREC12a]. Bei Fräsprozessen sind zusätzlich die fremderregten Schwingungen aufgrund der Messereingriffstöße zu beachten. Das Poincaré-Kriterium stellt für diese Fälle ein hilfreiches Stabilitätskriterium dar. Zusätzlich kann das Poincaré-Kriterium auch für die Rattererkennung von experimentellen Zerspanprozessen genutzt werden [BREC14a, BREC15a].

Dazu werden die Verlagerungen in den X- und Y-Koordinatenrichtungen für jeden Zeitschritt in ein gemeinsames Koordinatensystem aufgetragen. Die entstehende Kurve, Trajektorie genannt, bildet die Bewegung des TCP für den betrachteten Zeitraum ab. Durch die Betrachtung der Verlagerung des TCP an definierten Winkelpositionen für jede Umdrehung (Bisektionspunkte) und der Gesamtverlagerung über die kompletten Umdrehungen, kann auf die Stabilität des Prozesses geschlossen werden. Der Vorteil dieser Auswertung liegt in der geringen Zeitdauer von wenigen Umdrehungen, die betrachtet werden müssen, um eine Aussage über die Stabilität des Systems zu treffen. Für die Auswertung der Prozessstabilität über die Trajektorien und Bisektionspunkte bieten sich unterschiedliche Vorgehensweisen an (vgl. Bild 2-10). Teil-

weise müssen die Signale noch vorverarbeitet werden, um das Verfahren zuverlässig anwenden zu können. Das entsprechende Vorgehen wird im Kap. 5.5 detailliert vorgestellt.



RI: Ratterindikator, T: Trajektorie, B: Bisektionspunkt, D: Diagonale, L: Distanz, s: Standardabweichung

Bild 2-10: Methoden zur Beurteilung der Prozessstabilität mit Hilfe des Poincaré-Verfahrens

### 2.3 Modellierung der NC-Bewegungsführung

Die Beschreibung des zeitvarianten Prozess-Maschine-Verhaltens ist unter Kenntnis der an der Bewegungsführung beteiligten Komponenten möglich. Dies sind die bewegten mechanischen Maschinenelemente der Vorschubachsen, die Vorschubantriebe inkl. Regelkreise sowie die NC-Steuerung.

#### 2.3.1 Vorschubantriebe und Antriebsregelkreise

Vorschubachsen von Werkzeugmaschinen sind schwingungsfähige, dynamische Systeme. Zum Verfahren des Maschinentisches wird von der Numerischen Steuerung (NC) ein Lage-sollwert  $x_{soll}$  berechnet. Die tatsächliche Position des Tisches  $x_{mech}$  weicht jedoch aufgrund des Übertragungsverhaltens des gesamten Regelkreises, der sich aus dem Regler sowie der Regelstrecke zusammensetzt, von der gewünschten Position ab. Bild 2-11 zeigt die schematische Darstellung einer Vorschubachse inklusive Regelkreis.

Regelstrecken heutiger Vorschubachsen bestehen aus einem elektrischen Antrieb mit Antriebsverstärker und Synchronmotor sowie aus mechanischen Übertragungselementen. Diese setzen sich, wie in Bild 2-11 zu sehen, aus mehreren Einzelkomponenten zusammen. Der Motor treibt, entweder direkt über eine verdrehsteife Kupplung oder über eine Kombination aus Kupplung und Getriebe, einen Kugelgewindtrieb an. Gängige Getriebearten sind Zahnriemen- oder Rädergetriebe. Die Umsetzung der rotatorischen in eine translatorische Bewegung erfolgt über die Kugelgewindespindel mit Spindelmutter, welche an den Maschinentisch angeflanscht ist. Der Tisch bewegt sich entweder auf hydrostatischen Flachführungen oder auf Rollenführungen. Bei hohen Anforderungen an die Achsdynamik werden auch lineare Direktantriebe eingesetzt. Hierbei entfallen die mechanischen Übertragungselemente.

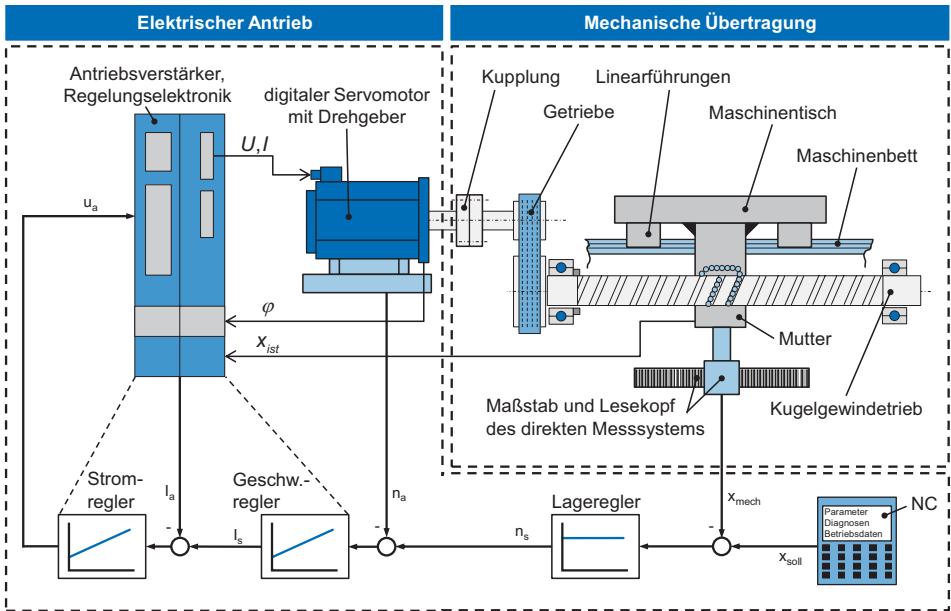


Bild 2-11: Schematische Darstellung einer Vorschubachse inkl. Regelkreis

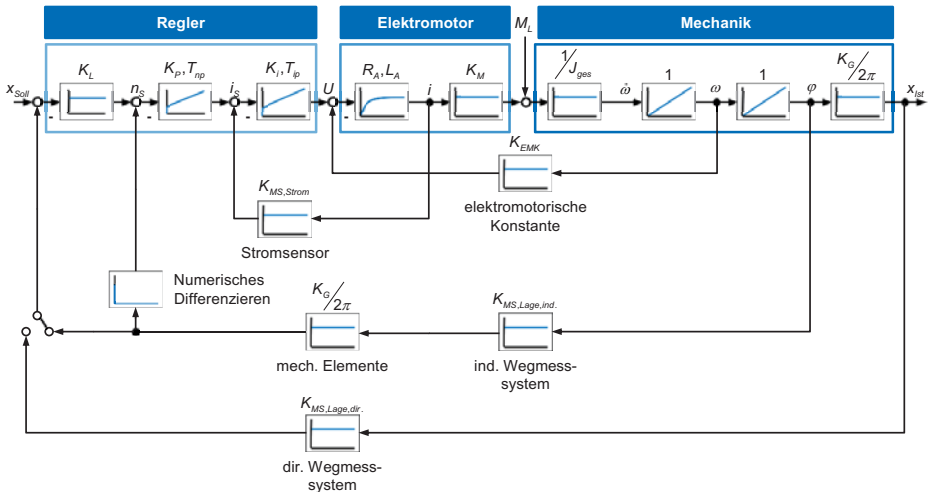


Bild 2-12: Wirkungsplan eines Lageregelkreises mit unterlagertem Geschwindigkeits- und Stromregelkreis, nach [WECK05]

Zur Regelung von Vorschubachsen wird im Allgemeinen das Konzept der Kaskadenregelung eingesetzt (vgl. Bild 2-12). Diese besteht aus einem inneren Stromregelkreis mit einem PI-Regler, einem überlagerten Drehzahlregelkreis mit einem PI-Regler und einem äußeren Lage-

regelkreis mit einem P-Regler. Zusätzlich werden Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvorsteuerverfahren verwendet, die das Führungsverhalten verbessern. Das Störverhalten kann durch eine Vorsteuerung nicht beeinflusst werden. Ziel des Lageregelkreises ist es, einer von der NC-Steuerung vorgegebenen Solllage möglichst exakt und ohne Verzögerung zu folgen, d. h. die statischen und dynamischen Fehler bei der Vorschubbewegung so gering wie möglich zu halten [WECK05].

Zum Entwurf und zur Analyse von Vorschubachsen stellen rechnergestützte Simulationssysteme ein gutes Hilfsmittel dar. Basis solcher Simulationssysteme sind Bibliotheken mit Funktionen zur linearen Algebra, numerischen Integration, zum Lösen von Differenzialgleichungen und zur Durchführung von Matrixoperationen. Auf diese Funktionen können alle zur Simulation und Analyse benötigten Berechnungen zurückgeführt werden. Auch können beliebige Nichtlinearitäten und spezielle Kennfunktionen in einem Wirkungsplan eingesetzt werden. Unterschiede gibt es vor allem in der Benutzeroberfläche, mit der der Anwender seine Aufgabenstellung formuliert und löst.

Allgemein verwendbare Simulationsprogramme (z. B. MATLAB) erfordern eine mathematische Formulierung der Simulationsaufgabe. Ausgehend von einer Beschreibung der Vorschubachse muss zunächst ein regelungstechnisches Blockschaltbild mit einer genauen Formulierung der Einzelblöcke in Form von Koeffizienten des Zählers und des Nenners eingegeben werden.

Die Vielfalt der zur Verfügung stehenden Funktionen ermöglicht die Ausführung von Untersuchungen im Zeit- und Frequenzbereich. Die Ergebnisse lassen sich numerisch oder grafisch darstellen und ausdrucken.

Um den Schritt der mathematischen Beschreibung des Simulationsproblems für regelungstechnische Anwendungen zu vereinfachen, wurden Eingabeeditoren (z. B. Simulink) entwickelt, die eine direkte grafische Eingabe des Blockschaltbildes erlauben. Aus verschiedenen Bibliotheken kann der Benutzer benötigte Regelkreiselemente zusammenstellen und parametrieren. Die Berechnung der Koeffizienten der Übertragungsfunktion erfolgt danach automatisch.

In Bild 2-13 ist die grafische Modellierung eines Lageregelkreises einer Vorschubachse mit einer simulierten Rampenantwort dargestellt. Um das Modell besser strukturieren zu können, wurde von der Möglichkeit Gebrauch gemacht, selbstdefinierte Elemente zu bilden, die aus weiteren Modellelementen zusammengesetzt sind. Sowohl der Antrieb als auch die Vorschubmechanik sind hier als schwingungsfähiges System zweiter Ordnung modelliert, die über den Drehwinkel der Welle und das Rückwirkmoment der Mechanik auf den Antrieb miteinander gekoppelt sind.

Noch weiter geht die Unterstützung des Benutzers bei speziell für die Simulation antriebstechnischer Probleme entwickelten Systemen. Hier stehen in der Elementbibliothek nicht mehr allgemeine regelungstechnische Blöcke, sondern direkt Modelle antriebstechnischer Komponenten (Führungen, Spindel-Mutter-Systeme, Servoantriebe usw.) zur Verfügung, die vom Benutzer beliebig kombiniert werden können. Dieser kann sich daher auf die Lösung des eigentlichen Simulationsproblems konzentrieren, ohne die unterlagerte interne Struktur der Modelle kennen zu müssen.

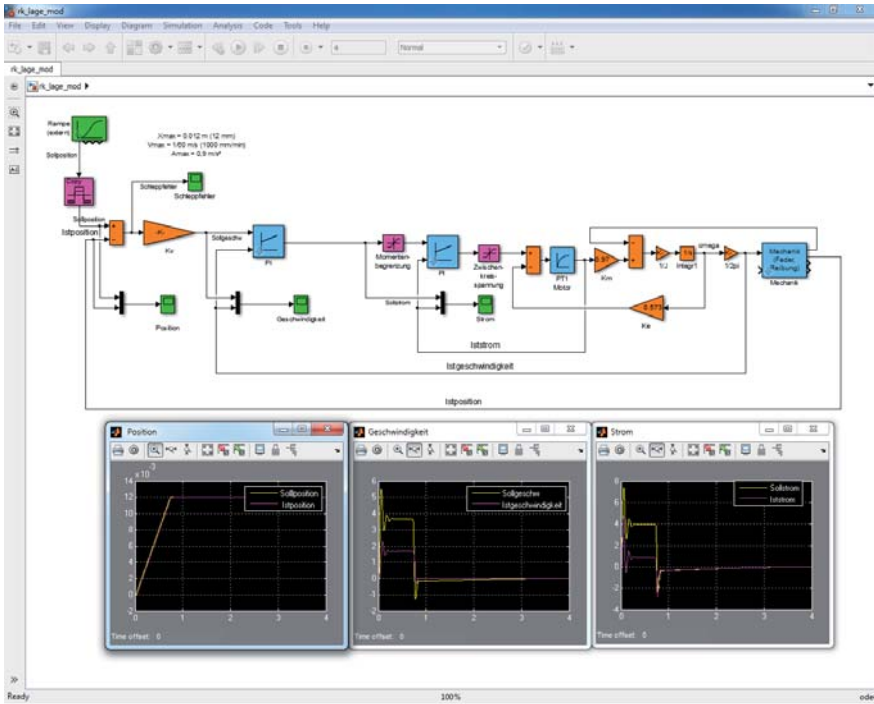


Bild 2-13: Modellierung eines Lageregelkreises im Simulationsprogramm MATLAB/SIMULINK, [WECK05]

### 2.3.2 Virtuelle NC-Steuerungen

Heutige NC-Steuerungen sind prinzipiell als digitale Rechner realisiert. Das bedeutet auch, dass der gesamte Funktionsumfang in Form von Software erstellt und implementiert wird. Hardware-Lösungen für Interpreter oder Interpolatoren sind lediglich noch in älteren Modellen zu finden. Die Steuerungssoftware wird vom Hersteller mit Hilfe sogenannter Hochsprachen (z. B. C oder C++) erstellt, die die früher übliche maschinennahe Programmierung in Assembler abgelöst haben. Die Gründe hierfür liegen u. a. darin, dass frühere Restriktionen durch die begrenzte Leistungsfähigkeit der Prozessoren entfallen sind. Auch machen sich die Hersteller die Vorteile höherer Programmiersprachen, wie erheblich kürzere Entwicklungszeiten, Unabhängigkeit von der verwendeten Rechnerbasis sowie leichtere Wart-, Erweiter- und Wiederverwendbarkeit der Funktionalitäten zunutze. [WECK06c]

Die Funktionsweise einer numerischen Steuerung wird zum einen von der NC-Kernfunktionalität und zum anderen von Zusatzfunktionen bestimmt. Die NC-Kernfunktionalität ist zur Steuerung einer Werkzeugmaschine unbedingt erforderlich und ist in vergleichbarer Form in jeder Steuerung vorhanden. Zusatzfunktionen wie aufgabenspezifische Programmiereditoren oder eine Werkzeugverwaltung sind technologie- bzw. anwenderspezifisch und somit nicht in jeder Steuerung zu finden. Bild 2-14 stellt exemplarisch den Datenfluss innerhalb einer

NC-Steuerung dar. In der Regel sind Anzahl und Reihenfolge der unterschiedlichen Teilfunktionen steuerungsspezifisch und variieren je nach Strategie des Herstellers.

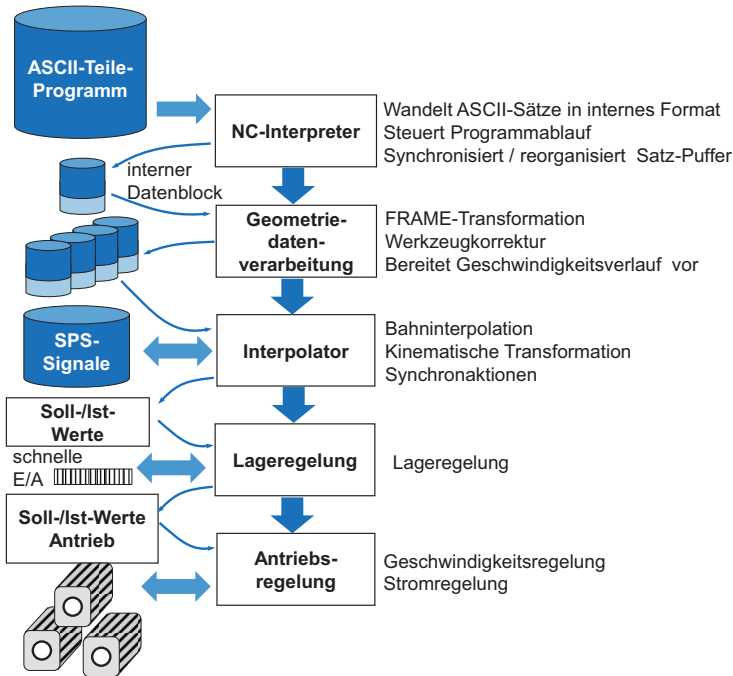


Bild 2-14: NC-Funktionen und Datenfluss [WECK06c]

Die Erstellung moderner Steuerungssoftware in Hochsprachen erleichtert auch die Virtualisierung von NC-Funktionen. So lässt sich der NC-Kern realer Steuerungen übernehmen und in NC-Simulationssysteme integrieren. Das auf diese Weise extrahierte, exakte Abbild der NC-Kernfunktionalität wird als virtuelle NC-Steuerung bezeichnet. Virtuelle NC-Steuerungen werden z. B. von den Herstellern Siemens, Heidenhain, Bosch Rexroth und Fanuc angeboten [LOHS14].

Im Rahmen des ReffiZ-Projektes wurde stellvertretend der VNCK (Virtual Numerical Controller Kernel) des Projektpartners Siemens PLM in den Fokus gerückt. Dieser kommt unter anderem auch in der Virtuellen Maschine des Projektpartners INDEX zum Einsatz. Beide Produkte dienen der Prozessoptimierung vor dem Einfahren an der Maschine. Ziel ist eine kollisionsfreie Bearbeitung des Werkstücks mit einer vorhersagbaren Bearbeitungszeit. Bild 2-15 zeigt exemplarisch den Programmablauf eines NC-Programms im VNCK, der über die Bedienoberfläche Sinumerik Operate dargestellt wird.

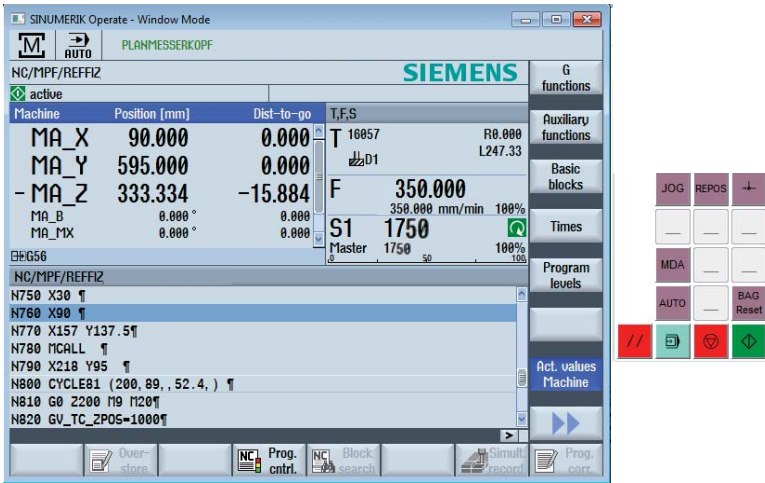


Bild 2-15: NC-Programmablauf mit Siemens VNCK und Bedienoberfläche Sinumerik Operate

## 2.4 CAM-NC-Planung von Zerspanprozessen

Die CAM-NC-Planung ist Bestandteil der CAx-Prozesskette, die von der Produktidee bis zum fertiggestellten Produkt reicht. Sie überführt die Vorgaben der Konstruktion in einen Fertigungsprozess. Das mit den dort festgelegten Methoden und Ressourcen erzielte Fertigungsergebnis wird anschließend im Rahmen der Qualitätssicherung überprüft (vgl. Bild 2-16).

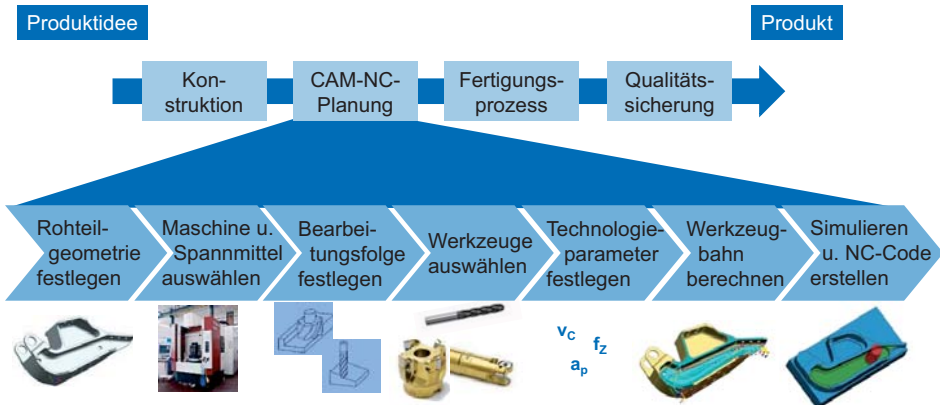


Bild 2-16: Die CAM-NC-Planung im Rahmen der CAx-Prozesskette

Als Eingangsinformation für die CAM-NC-Planung liegt eine Beschreibung der Fertigteilgeometrie vor, z. B. in Form einer Fertigungszeichnung oder eines 3D-CAD-Modells. Diese ist mit Toleranzen versehen, innerhalb derer die geometrischen Eigenschaften des Produkts nach der Fertigstellung liegen sollen. Darauf aufbauend wird schrittweise eine Definition des Fertigungsprozesses erstellt.

Falls nicht bereits im Zuge der Konstruktion geschehen, wird anfangs die Rohteilgeometrie festgelegt. Rohteile können bspw. als Stangen- oder Plattenmaterial aber auch als endkonturnahe Guss- oder Sinterrohlinge vorliegen. Entsprechend der Bearbeitungsaufgabe wird eine geeignete Werkzeugmaschine ausgewählt. Auswahlkriterien hierbei sind z. B. das Maschinenkonzept, die Fertigungsgenauigkeit und der Arbeitsraum der Maschine, aber auch die Leistung und die Maximaldrehzahl der Hauptspindel spielen eine bedeutende Rolle. Darüber hinaus werden die Spannmittel für das Werkstück definiert. Diese können z. B. bei der Fräsbearbeitung von Gussbauteilen sehr komplex sein, sodass die verfügbaren Standard-Spannmittel nicht ausreichen. In vielen Unternehmen gibt es daher einen eigenen Vorrichtungsbau, in dem passende Spannmittel konstruiert und gefertigt werden können.

Eng verknüpft mit der Spannmittel-Auswahl ist die anschließende Festlegung der Bearbeitungsfolge, die, wenn notwendig oder sinnvoll, auch eine Spannfolge-Planung beinhaltet. Bei der Bearbeitungsfolgeplanung werden die Schritte festgelegt, im Zuge derer die Rohteilgeometrie in die Fertigteilgeometrie überführt wird. Abhängig von den geometrischen Eigenschaften der dabei zu erzeugenden Differenz-Volumina und dem zu zerspanenden Werkstoff werden geeignete Fräs- bzw. Drehwerkzeuge ausgewählt. In den dafür zur Verfügung stehenden Werkzeugkatalogen ist üblicherweise auch eine Empfehlung für geeignete Technologieparameter (z. B. Schnittgeschwindigkeit, Vorschub pro Zahn, Schnitttiefe, Eingriffsbreite) gegeben. Neben den empfohlenen Werten spielt aber auch die individuelle Erfahrung des CAM-NC-Planers bzw. des zuständigen Maschinenbedieners eine entscheidende Rolle, da diese implizit bereits viele weitere Faktoren berücksichtigt, wie z. B. das maschinenindividuelle dynamische Verhalten. So ist in vielen Fällen eine Korrektur der empfohlenen Werte sinnvoll. Idealerweise erfolgt diese bereits im Rahmen der CAM-NC-Planung. In der industriellen Praxis werden Korrekturen der Technologieparameter jedoch oftmals erst an der Maschine, im Rahmen des Einfahrprozesses, vorgenommen.

Während die NC-Programmerstellung insbesondere bei kleineren CNC-Lohnfertigern teilweise noch textuell oder mittels werkstattorientierter Programmierverfahren erfolgt, kommen in der Serienfertigung von komplexen Werkstücken fast ausschließlich CAM- oder NC-Programmiersysteme zum Einsatz. Moderne CAM-Systeme enthalten Algorithmen zur automatisierten Pfadgenerierung, d. h. basierend auf Benutzervorgaben berechnet das CAM-System die Werkzeugbahn. Dies reduziert den Programmieraufwand für die Bearbeitungsplanung von Standard-Formelementen, wie Planflächen, Bohrungen, Taschen und Nuten. Zusätzlich ermöglichen automatisierte Pfadplanungsalgorithmen die wirtschaftliche Erstellung von Werkzeugbahnen für Freiformflächen. In einigen Fällen kann eine grafisch-manuelle Anpassung der generierten Bahnen durch den CAM-NC-Planer notwendig sein. Vereinzelt ist es sogar notwendig den gesamten Pfad grafisch-manuell zu erstellen. Wurden alle Planungsschritte erfolgreich durchlaufen, werden die Planungsvorgaben mittels eines Post-Prozessors in ein NC-Programm übersetzt. In NC-Programmiersystemen wie der Virtuellen Maschine von INDEX erfolgt die Werkzeugpfadstellung direkt auf Basis des NC-Programms, sodass dieser Schritt entfällt.

Der Simulationsumfang von CAM- und NC-Programmiersystemen hat in den letzten Jahren deutlich zugenommen. Die Berechnung des Materialabtrags sowie die Kollisionsprüfung mittels geometrisch-kinematischer Maschinenmodelle haben Einzug in die Industrie erhalten. Dem CAM-NC-Planer wird so eine Prüfung des geplanten Fertigungsprozesses ermöglicht, bevor er die erstellten Vorgaben an die Werkstattebene weiterleitet. Der aktuelle Stand verfügbarer Si-



ulations- und Optimierungswerkzeuge zur Verifikation der erstellten CAM-NC-Planungsvorgaben ist in Kap. 2.5.2 dargestellt.

## 2.5 Virtualisierung im industriellen Umfeld

### 2.5.1 Konstruktion

Im Rahmen der Konstruktion und Entwicklung von Werkzeugmaschinen gewinnt die Simulationstechnik zunehmend an Bedeutung. Durch die kombinierte Anwendung unterschiedlicher Simulationsverfahren wird ein virtueller Prototyp generiert, der anstelle eines physischen Prototyps für Analysen und iterative Optimierungsschritte dienen kann. Virtuelle Prototypen ermöglichen zum einen eine Reduktion der Entwicklungskosten durch die Einsparung physischer Prototypen, zum anderen bietet sich die Möglichkeit, zeitaufwendige Untersuchungen an realen Prototypen durch Simulationen zu ersetzen und dadurch die Produktentwicklungszeit sowie die Time-to-Market signifikant zu verkürzen. Bild 2-17 veranschaulicht diese Zusammenhänge [ALTI05, HOFF08, SIED08].

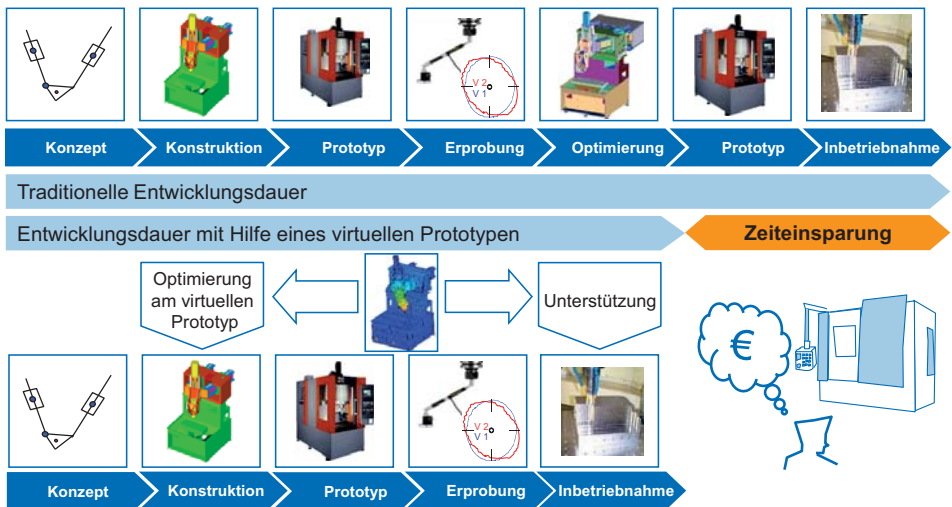


Bild 2-17: Virtualisierung zur Verkürzung der Entwicklungszeit nach [ALTI05]

Die Verwendung virtueller Prototypen beschränkt sich nicht nur auf die Entwicklung von Werkzeugmaschinen. So kann das virtuelle Modell einer Werkzeugmaschine darüber hinaus auch zur Simulation des Prozessverhaltens genutzt werden. Hier wird das Ziel verfolgt, die Leistungs- bzw. Stabilitätsgrenzen des Bearbeitungsprozesses zu ermitteln sowie erzielbare Fertigungsgenauigkeiten vorherzusagen und zu optimieren. Somit befähigt die Simulationsunterstützung auch zur Verkürzung von Inbetriebnahme- und Einfahrprozessen. Die durchgängige und konsistente Anwendung von Simulationsmodellen vom ersten Konzept bis zur Einsatzplanung der Werkzeugmaschine wird auch unter dem Begriff der virtuellen Produktion zusammengefasst. [BREC11a, HOFF08]

Unter Verwendung eines Prozesskraftmodells und des Modells des Nachgiebigkeitsverhaltens der Maschinenstruktur kann rechnerisch ermittelt werden, für welche Prozessparameter der Bearbeitungsprozess instabil wird (vgl. Bild 2-8 und Bild 2-18). Als Kriterium der Leistungsfäh-

higkeit des Zerspanprozesses wird die Grenzspannungsbreite  $b_{cr}$  ermittelt, bei der der Bearbeitungsvorgang gerade noch stabil ist. Der Verlauf der Grenzspannungsbreite  $b_{cr}$  über der Drehzahl wird in Stabilitätskarten festgehalten, die dem Anwender als Entscheidungsgrundlage für die Wahl geeigneter Prozessparameter dienen.

Die aus der Stabilitätssimulation gewonnenen Erkenntnisse beschränken sich nicht nur auf die Wahl geeigneter Bearbeitungsparameter in der Prozessauslegung. So dienen sie darüber hinaus auch als Ausgangspunkt konstruktiver Anpassungen, um das dynamische Verhalten der Maschinenstruktur positiv zu beeinflussen. Daneben besteht auch durch die Verwendung geeigneter Dämpfungssysteme, die Möglichkeit das Nachgiebigkeitsverhalten der Maschine zu verbessern [MANO12]. Gerade bei mehreren Optimierungsiterationen kann die Verwendung von Simulationsmodellen anstelle realer Versuchsträger deutliche Zeit- und Kostenvorteile bewirken [BREC11a].

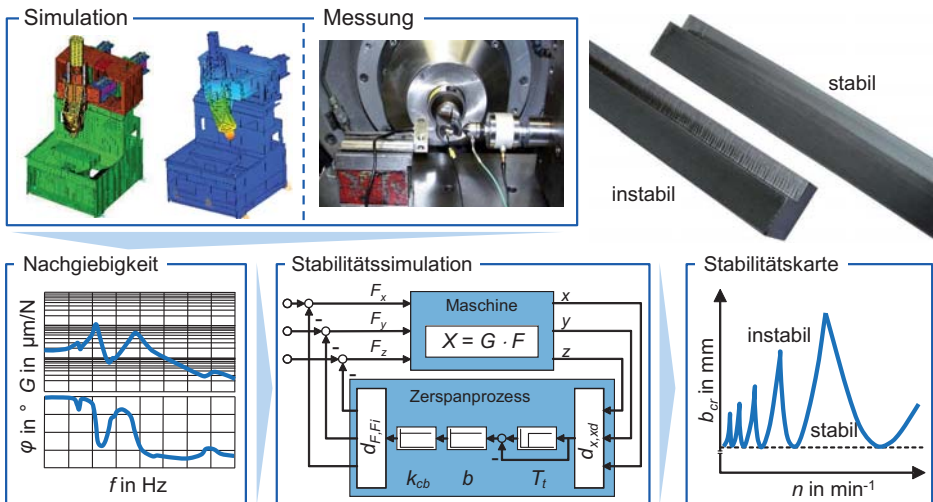


Bild 2-18: Simulationsgestützte Ermittlung von Stabilitätskarten [BREC11a]

### 2.5.2 Arbeitsvorbereitung

Die Bedeutung der Virtualisierung im industriellen Umfeld und der damit verbundenen Simulationsmethoden hat in den letzten Jahren stark zugenommen. Verantwortlich hierfür sind einerseits kürzere Produktlebenszyklen und eine branchenübergreifend kontinuierlich steigende Produktvielfalt [ROLA12], d. h., Fertigungsprozesse müssen schnell und fehlerfrei geplant werden. Andererseits muss die Fertigung neuer Produkte immer höheren wirtschaftlichen und technologischen Ansprüchen genügen, was auch zu komplexer werdenden Maschinenkonzepten führt [ILUS05]. Insbesondere für die Planung komplexer bzw. teurer Werkstücke wünschen Maschinenanwender daher möglichst exakte CAM-NC-Simulationsmöglichkeiten [VITR12]. Die Verlagerung in die Virtualität kann hier die Zeit vom Einrichtbeginn bis zum Produktionsstart an der Maschine durch eine reduzierte Maschinenbelegung (Vorwegnahme von Einrichtetätigkeiten in der Simulation) und eine effizientere NC-Optimierung mit unterstützenden Softwarefunktionen verkürzen [BREC14c].

Der Umfang aktuell verfügbarer, kommerzieller CAM-NC-Simulationssysteme reicht von der einfachen grafischen Darstellung bis zur Materialabtragssimulation und Laufzeitberechnung auf Basis des NC-Programms. Dabei werden die Starrkörper-Geometrien von Werkstück, Spannmittel und Maschine aber auch das Steuerungsverhalten (vgl. [PRIT05, KIEF15]) berücksichtigt. Hierfür existieren spezielle Simulationssysteme wie RealNC, Vericut, dCADE, Lightwork, Hypermill oder WorkNC, die meist auch virtuelle Steuerungen integrieren (siehe Kap. 2.3.2). Dadurch lässt sich das erzeugte NC-Programm bereits während der Simulation hinsichtlich Ablauffähigkeit, Kollision und Bewegungsverhalten der Maschine bewerten [VITR12, MENZ06, OBER04]. Zudem können die Werkzeugzugänglichkeit und der Materialabtrag geprüft werden, um im Bedarfsfall Rüst- oder Programmanpassungen vorzunehmen [BREC14c].

Einige CAM-NC-Simulationssysteme bieten über die reine Simulation auch Automatismen zur Vorschuboptimierung (vgl. [JIA14]) an. So ist es möglich, angepasste Vorschübe bereits im CAM-System berechnen zu lassen [CGTE14; INTE14; FORM14]. Die hinterlegten Algorithmen ermitteln hierbei den zeitvarianten Materialabtrag und passen den Vorschub lokal an (vgl. z. B. [TAKA93]). Bei höherem Abtragsvolumen wird der Vorschub reduziert, bei geringem Abtragsvolumen oder bei Luftschnitten wird er erhöht. Die material- und maschinenabhängigen Optimierungseinstellungen werden hierbei in Tabellen hinterlegt und teilweise mit vereinfachten mechanistischen Modellen (z. B. nach [SPEN94]) verknüpft. Dabei bleiben jedoch die nichtlinearen Einflüsse des Vorschubs auf Spannbildung (vgl. [WANG14; KLOC08]) und Werkstoffoberfläche (vgl. [KISW14; ALI13; BUJC12; KORK07]) unberücksichtigt, sodass die gewünschte Produktivitätssteigerung entkoppelt von den qualitätsbestimmenden Faktoren erfolgt.

Zudem wird deutlich, dass physikalische Prozess- und Maschineneigenschaften in diesen Systemen bisher kaum Berücksichtigung finden. So können mit den Simulationsergebnissen bspw. keine Aussagen zu Stabilität, Prozesskraftverläufen, Verlagerungen des Tool Center Point (TCP), der erzielbaren Oberflächenqualität oder zur Auslastung der Haupt- und Vorschubantriebe getroffen werden. Eine A-Priori-Optimierung des geplanten Fertigungsprozesses aufgrund fertigungstechnologischer und maschinentechnisch-dynamischer Aspekte ist mit kommerziellen Systemen daher nicht möglich.

Ziel des ReffiZ-Projektes war es u. a. die hierfür notwendigen Grundlagen zu schaffen.

## 3 Anforderungen und Lösungsansatz

Die Ablaufsimulation von NC-Programmen zur Voroptimierung von Einfahrprozessen ist ein etabliertes Verfahren, das über kommerzielle Softwareprodukte eine breite Anwendung in industriellen Produktionsbetrieben findet. Bei diesen Verfahren bleiben üblicherweise physikalisch bedingte Grenzen wie beispielsweise Stabilitätsgrenzen durch mechanische Schwingungen oder die maximal verfügbare Maschinenleistung unberücksichtigt. Auch für die simulationsgestützte Stabilitätsprognose von Zerspanprozessen sind bereits Spezialprogramme verfügbar, jedoch ist deren Verbreitung in der zerspanenden Industrie zurzeit vergleichsweise gering. Hinzu kommt, dass die Stabilitätsprognose nach wie vor weltweit Gegenstand intensiver Forschungsbemühungen ist. Strategisch erscheint es daher sinnvoll, die verfügbaren Möglichkeiten und Vorteile aus der Prognose und Kenntnis physikalisch bedingter Grenzen in das Verfahren mit der größeren Verbreitung zu integrieren. Damit die erweiterte Funktionalität industrielle Akzeptanz erfährt, muss ein hohes Maß an Industrietauglichkeit sichergestellt sein. Dies impliziert einen hohen Bedienkomfort, eine hohe Recheneffizienz und eine verlässliche Verfügbarkeit der notwendigen Modelldaten. Damit diese technologische Fusion sowohl für die Werkzeugmaschinenhersteller als auch für die Endanwender zu einem sinnvollen Werkzeug führt, werden die Anforderungen im Folgenden genauer spezifiziert.

### 3.1 Anforderungen aus Sicht des Endanwenders

Autor: F. Schwarz

Um ihre Wettbewerbsposition am Weltmarkt zu sichern und weiter auszubauen, müssen produzierende Unternehmen am Standort Deutschland den wachsenden Anforderungen des Endkunden hinsichtlich Wirtschaftlichkeit und Qualität mit einer intelligenten Produkt- und Produktionsplanung begegnen. Eine Verknüpfung des produktbezogenen Wissens über ein Enderzeugnis mit den Kenntnissen der Möglichkeiten und Grenzen zur Verfügung stehender Fertigungsprozesse ermöglicht die Ausschöpfung verbleibender Produktivitätspotenziale. In der Praxis mangelt es oft an einem übergreifenden Verständnis von Eigenschaften und Fähigkeiten verfügbarer Produktionsmittel, sodass es häufig zu einer von der verfügbaren Produktionstechnik entkoppelten Auslegung der Enderzeugnisse kommt.

Die zu entwickelnden Methoden und Simulationswerkzeuge unterliegen daher folgenden Anforderungen:

- Zuverlässige Abbildung der Prozess-Maschine-Interaktion zur simulationsgestützten Auslegung prozessstabiler Fertigungsoperationen
- Intuitive Bedienbarkeit durch geschulte Experten aus der Arbeitsvorbereitung
- Nahtlose Integration in bestehende industrielle Abläufe und Softwarewerkzeuge
- Wirtschaftlichkeit in der Einführungs- und Anwendungsphase

### 3.2 Anforderungen aus Sicht der Maschinenhersteller

#### 3.2.1 Anforderungen aus Sicht eines Fräsmaschinenherstellers

Autor: H. Altstädter

Im Gegensatz zum Endanwender setzt die Einflussmöglichkeit des Maschinenherstellers auf die Effizienz von Zerspanprozessen bereits bei der konzeptionellen Gestaltung der Werkzeug-

maschine ein. Daher ist beim Maschinenhersteller die Maschine selbst im Fokus der Betrachtung und Optimierung. Gemäß des sehr umfangreichen Anwendungsspektrums eines HELLER-Universalbearbeitungszentrums müssen durch eine sorgfältige Auswahl einer möglichst geringen Anzahl an repräsentativen Fertigungsszenarien möglichst viele prozessrelevante Maschineneigenschaften berücksichtigt werden. Die Möglichkeit, durch Simulationen bereits in der Konzeptphase Informationen zur Identifizierung und Vermeidung dynamischer Schwachstellen zu erhalten, stellt für die Fa. HELLER in ihrer Rolle als Maschinenentwickler die wichtigste Anforderung dar. Hierbei ist die Prozessstabilität ein wesentlicher Kernpunkt. Als Dienstleister für die Auslegung kundenspezifischer Bearbeitungsprozesse sind die Anforderungen der Fa. HELLER nahezu identisch mit denen der Endanwender. Beispielhaft zeigt Bild 3-1 ein HELLER H2000 Universalbearbeitungszentrum und zugehörige Spezifikationen.



- Bearbeitungszentrum HELLER H 2000
  - Arbeitsbereich (X/Y/Z) in mm: 630 / 630 / 630
  - Eilgang: bis 90 m/min <sup>1)</sup>
  - Beschleunigung: bis 10 m/s<sup>2</sup>
  - Positionstoleranz: 0,007 mm
  - Werkzeugaufnahme: SK / HSK / BT: 40 / 63 / 40
  - Span zu Span - Zeit: 2,3 s <sup>1)</sup>
  - Palettengröße (Länge x Breite in mm): 400 x 500
  - Werkstück-Störkontur (Durchmesser / Höhe in mm): Ø720 / 850
  - Beladung der Palette: bis 800 kg <sup>1)</sup>
  - Steuerung: Siemens 840d sl oder Fanuc 31i-B
  - Einsatzbereich: Fräsen, Bohren, usw.

Bild 3-1: HELLER Universalbearbeitungszentrum und dessen Spezifikationen

### 3.2.2 Prozesssimulation in der Virtuellen Maschine (INDEX)

Autor: E. Beck

Der zunehmende Trend zu individualisierten Endprodukten schlägt branchenübergreifend bis in die (zerspanende) Fertigung durch: Die Komplexität der zu fertigenden Werkstücke steigt ebenso wie deren technologische Anforderungen – und zeitgleich sinken die Losgrößen. Diesem Trend folgend existieren neue Maschinenkonzepte, mit denen schnell und flexibel auf veränderte Werkstückanforderungen reagiert werden kann. Unbeantwortet bleibt dabei die Frage, wie der Anwender in die Lage versetzt werden kann, dass gebotene Mehr an Funktionalität so zu beherrschen, dass es wirtschaftlich und gewinnbringend eingesetzt werden kann. Denn althergebrachte Planungsmethoden stoßen unter den sprunghaft gestiegenen programmiertechnischen und technologischen Anforderungen an Grenzen. Hier kann der Einsatz der INDEX Virtuellen Maschine ein adäquates Werkzeug sein, um die Komplexität des oben beschriebenen Maschineneinsatzes weitestgehend beherrschbar zu gestalten. Ein Ansatz aber um eine Antwort auf die gesteigerten technologischen Anforderungen finden zu können war bislang nicht existent.

Eben solche technologischen Anforderungsszenarien wurden von INDEX aus verschiedenen Blickwinkeln thematisiert und in einer mehrstufigen technischen Realisierungs-Pyramide dem Anwendungsnutzen gegenübergestellt und letztendlich als Anforderungskatalog in das ReffiZ-Forschungsprojekt eingebracht. Dieses Stufenkonzept sollte im Gegensatz zum Maschinendesign im Hause des Maschinenherstellers zeigen, dass aus Sicht eines Maschinenanwenders auch dann bereits ein technologischer Simulationsmehrwert generiert werden kann, wenn die individuellen realen Maschineneigenschaften nicht oder nicht vollständig in der Simulation abgebildet sind. Als konkreter Anwendungsfall sei hier z. B. die simulative Ermittlung der Stromauslastung der Antriebseinheiten, rückgerechnet aus der Zerspankkraftrechnung zur Vorschub-(auslastungs-)optimierung oder Online-Prozessüberwachung genannt (siehe Bild 3-2).

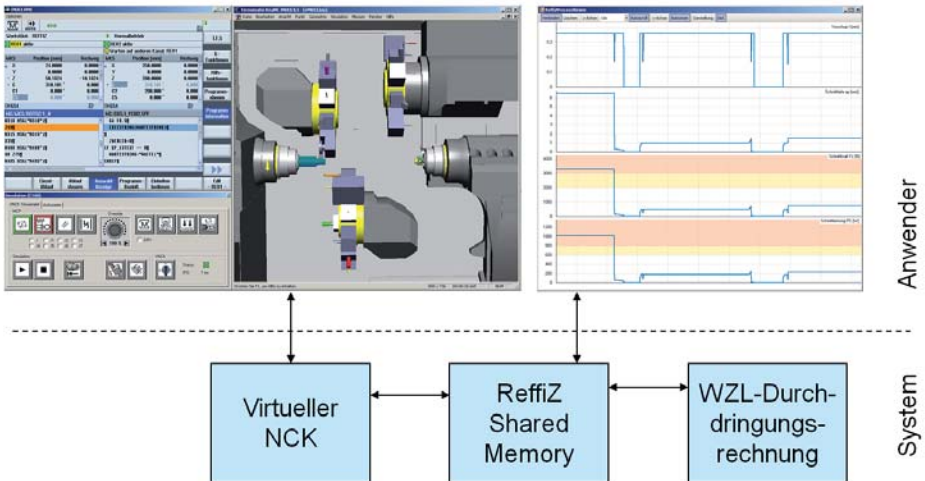


Bild 3-2: Prozess-Simulation in der Virtuellen Maschine

### 3.3 ReffiZ-Anforderungsliste

Autoren: F. Schwarz, G. Faber, F. Wellmann

Untergliederung der Anforderungen in:

- I. Langfristige Ziele
 

Anforderungen an ein branchenübergreifendes, marktreifes Anwendersystem zur gewinnbringenden physikalischen NC-Simulation für Fräs- und Drehprozesse.
- II. ReffiZ-Ziele
 

Anforderungen an ein prototypisches Anwendersystem, die innerhalb des BMBF-Verbundprojekts ReffiZ laut Rahmenplan zu erfüllen sind.

## I. Langfristige Ziele (Fräsen)

<b>Funktionalitäts- umfang</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• CAM-integrierte Algorithmen zur Optimierung von Werkzeugpfaden und Schnittwerten (Vorschub, Schnittgeschwindigkeit, Spannungsquerschnitt, Schnitttiefe) <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Zielgröße: maximale Auslastung der Maschine</li> <li>○ Randbedingung: stabiler Bearbeitungsprozess</li> </ul> </li> <li>• Unterstützung des CAM-Programmierers durch abgesichertes Kennzahlensystem zur lokal aufgelösten Indikation kritischer Bereiche und ungenutzter Potentiale <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Prozesskräfte</li> <li>○ TCP-Verlagerung</li> <li>○ Oberflächendefekte</li> <li>○ Instabile Bearbeitung (z. B. „Rattern“)</li> <li>○ Antriebsauslastung</li> <li>○ Komponentenbelastung</li> </ul> </li> </ul>
<b>Modellumfang</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Recheneffiziente und abgesicherte Modelle zur modularisierten Abbildung der gesamten Werkzeugmaschine <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Positions- und poseabhängiges Nachgiebigkeitsverhalten der mechanischen Struktur</li> <li>○ Berücksichtigung von Massenträgheiten, Reibung und Gravitation</li> <li>○ Komponentenweise Erfassung des Schwingverhaltens durch Substructuring (Aggregation von FEM-Elementen)</li> <li>○ Geeignete Abbildung von Vorrichtungen und Spannmitteln</li> <li>○ Berücksichtigung des Nachgiebigkeits- und Schwingungsverhalten des Fräswerkzeugs</li> </ul> </li> <li>• Detailliertes Prozessmodell zur Abbildung der Interaktion zwischen Werkstück und Ressourcen während der Bearbeitung <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Berücksichtigung komplexer Bearbeitungs-Kinematiken in Abtrags- und Durchdringungsrechnung (beliebige Werkzeuggeometrien, simultanes 5-Achs-Fräsen)</li> <li>○ Zeitvariante Abbildung der Eigenschaften des bearbeiteten Werkstücks <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Schwingverhalten in verschiedenen Bearbeitungsstufen</li> <li>▪ Masseverteilung und Schwerpunkt</li> <li>▪ Aktuelle lokale Steifigkeiten (vgl. z. B. Blisk-Fertigung)</li> </ul> </li> </ul> </li> </ul>
<b>Parametrierung</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Verlässliche Verfahren zur Erhebung von Eingangs- und Messdaten, die für die Simulationen von Bedeutung sind <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Standardisiert</li> <li>○ Geringer wirtschaftlicher Aufwand</li> <li>○ Übertragbarkeit zw. Anwendungsfällen</li> </ul> </li> </ul>

## II. Reffiz-Ziele (Fräsen)

Funktionalitäts- umfang	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Unterstützung des CAM-Programmierers durch Visualisierung von simulierten Ist- und Soll-Werten über dem Werkzeugpfad</li> <li>• Indikation kritischer Bereiche im CAM-System inkl. Zuordnung zu NC-Satz <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Instabilität (Poincaré-Kriterium)</li> <li>○ Oberflächendefekte</li> </ul> </li> </ul>
Modellumfang	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Zusammenführung und Synchronisation von spezifischen Teilmodellen (Maschinenstruktur, Steuerung, Antriebe, Prozess) in einer Demonstrator-Simulation <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Synchronisation der einzelnen Module im IPO-Takt über ein Shared Memory</li> <li>○ Erlaubt Prognose bzgl. Prozessstabilität</li> </ul> </li> <li>• Maschinenmodell (Demonstratormaschine: Heller MCH 350) mit spezifischer Aufspannsituation <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Abbildung der gesamten Strukturodynamik durch parallel geschaltete, entkoppelte Ein-Massen-Schwinger („gefittete“ LTI-Systeme)</li> <li>○ Positionsabhängiges Schwingverhalten</li> <li>○ Abbildung des steuerungs- und regelungstechnischen Maschinenverhaltens durch virtuelle Antriebsmodelle und einen virtuellen Steuerungskern (VNCK)</li> </ul> </li> <li>• Gekoppeltes Prozessmodell <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Rechnerische Ermittlung von 2,5D-Eingriffsbedingungen im IPO-Takt über Durchdringungsrechnung <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Gestufte, prismatische Werkzeug-Werkstück-Durchdringung (Polygonzüge)</li> <li>▪ Ermittlung der Eingriffswinkel (Eintrittswinkel, Austrittswinkel)</li> <li>▪ Ermittlung der Eingriffshöhe</li> </ul> </li> <li>○ Empirische Kraftmodelle (z. B. bilineares Prozesskraftmodell)</li> </ul> </li> </ul>
Parametrierung	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ausgewählter industrieller Zerspanprozess (Achsbrücke aus dem Nutzfahrzeugbereich) als messtechnisch erfasster Anwendungsfall</li> <li>• Dynamische Vermessung für ein ortsabhängig auflösendes mechanisches Maschinenmodell</li> <li>• Positionsabhängige Vermessung</li> <li>• Experimentelle Ermittlung von Kraftkoeffizienten und -modellen für auftretende Zerspankräfte bei Bearbeitung mit einem ausgewählten Werkzeug</li> </ul>



## I. Langfristige Ziele (Drehen)

Funktionalitäts- umfang	<ul style="list-style-type: none"> <li>• „Intelligente“ Algorithmen zur Optimierung von Werkzeugpfaden und Schnittwerten im CAM-/NC-Programmiersystem (Vorschub, Schnittgeschwindigkeit, Spanungsquerschnitt, Schnitttiefe). Kraftspitzen werden durch Vorschubreduzierung oder Spindeldrehzahlvariation vermieden (Power Control) <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Zielgrößen: maximales Zeitspannvolumen und maximale Antriebsauslastung</li> <li>○ Randbedingung: stabiler Bearbeitungsprozess</li> </ul> </li> <li>• Unterstützung des NC-Programmierers durch abgesichertes Kennzahlensystem zur lokal aufgelösten Indikation kritischer Bereiche und ungenutzter Potentiale <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Prozesskräfte</li> <li>○ TCP-Verlagerung</li> <li>○ Oberflächendefekte</li> <li>○ Instabile Bearbeitung (z. B. „Rattern“)</li> <li>○ Antriebsauslastung</li> <li>○ Komponentenbelastung</li> </ul> </li> </ul>
Modellumfang	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Recheneffiziente und abgesicherte Modelle zur modularisierten Abbildung der gesamten Werkzeugmaschine <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Positionsabhängiges Nachgiebigkeitsverhalten der mechanischen Struktur (insbesondere Einbezug der Kreuznachgiebigkeiten)</li> <li>○ Berücksichtigung von Massenträgheiten, Reibung und Gravitation</li> <li>○ Komponentenweise Erfassung des Schwingverhaltens durch Substructuring (Aggregation von FEM-Elementen)</li> <li>○ Berücksichtigung des Nachgiebigkeits- und Schwingungsverhalten von Drehmeißel und Spannfutter</li> <li>○ Integrierte Antriebsmodelle zur Berücksichtigung der Leistungsfähigkeit der Haupt- und Nebenantriebe als limitierenden Faktor <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Vorschub- und Hauptspindelantriebe</li> </ul> </li> </ul> </li> <li>• Interaktion zwischen Werkstück und Ressourcen während der Bearbeitung <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Berücksichtigung komplexer Bearbeitungssituationen in Abtrags- und Durchdringungsrechnung <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Beliebige Werkzeug-Geometrien</li> <li>▪ Nicht-rotationssymmetrische Drehteile</li> <li>▪ Mehrschritten-Bearbeitung</li> </ul> </li> <li>○ Zeitvariante Abbildung der Eigenschaften des bearbeiteten Werkstücks <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Schwingverhalten in verschiedenen Bearbeitungsstufen</li> <li>▪ Masseverteilung und Schwerpunkt</li> <li>▪ Aktuelle lokale Steifigkeiten</li> </ul> </li> </ul> </li> </ul>
Parametrierung	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Verlässliche Verfahren zur Erhebung von Eingangs- und Messdaten, die für die Simulationen von Bedeutung sind <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Standardisiert</li> <li>○ Geringer wirtschaftlicher Aufwand</li> <li>○ Übertragbarkeit zw. Anwendungsfällen</li> </ul> </li> </ul>

## II. Reffiz-Ziele (Drehen)

Funktionalitäts- umfang	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Indikation kritischer Bereiche inkl. Zuordnung zu NC-Satz für Ableitung von Optimierungsmaßnahmen in NC-Programmiersystem (INDEX Virtual Machine) <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Instabilität <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Visualisierung durch farbliche Hervorhebung der NC-Programmzeile</li> <li>▪ 3D-Darstellung der Stabilität über der Werkzeugbahn (ähnlich wie beim Fräsen)</li> </ul> </li> <li>○ Antriebsauslastung (Balkendarstellung)</li> <li>○ Oberflächendefekte</li> <li>○ TCP-Verlagerung</li> </ul> </li> <li>• Export und Bereitstellung von Werkzeugeingriffswerten im IPO-Takt für externe Analysewerkzeuge</li> </ul>
Modellumfang	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Zusammenführung und Synchronisation von Teilmodellen (Maschine, Steuerung, Antriebe, Prozess) in einer Demonstrator-Simulation und Kopplung mit INDEX Virtual Machine (VNCK v4.6) <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Synchronisation der einzelnen Module im IPO-Takt über ein Shared Memory</li> <li>○ Erlaubt Prognose bzgl. Antriebsauslastung und Prozessstabilität</li> </ul> </li> <li>• Abbildung der Strukturodynamik der Maschine durch parallel geschaltete, entkoppelte Ein-Massen-Schwinger („gefittete“ LTI-Systeme)</li> <li>• Rechnerische Ermittlung von 2D-Eingriffsbedingungen im IPO-Takt über Durchdringungsrechnung <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Analytische Ermittlung der Werkzeug-Werkstück-Durchdringung über Polygonzüge in der Ebene <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Schnitttiefe</li> <li>▪ Aktueller Vorschub</li> <li>▪ Prozessrichtungsvektoren im MKS (Vorschub-, Schnitt- und Passivrichtung)</li> </ul> </li> <li>○ Modellierung von Längs- und Runddrehmeißeln <ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Werkzeug-Eckenradius</li> <li>▪ Einstellwinkel von Haupt- und Nebenschneide</li> </ul> </li> <li>○ Empirische Kraftmodelle (z. B. bilineares Prozesskraftmodell)</li> </ul> </li> </ul>
Parametrierung	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dynamische Vermessung für ein ortsabhängig auflösendes mechanisches Maschinenmodell</li> <li>• Experimentelle Ermittlung von Kraftkoeffizienten für auftretende Zerspankräfte durch Messungen mit einer Kraftmessplattform <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Versuchsreihen mit Längs- und Runddrehmeißeln auf einer Index V 100</li> </ul> </li> </ul>

### 3.4 ReffiZ-Lösungsansätze

Durch eine strukturierte Herangehensweise wurden viele der zuvor aufgelisteten Anforderungen umfassend bearbeitet. Ziel war einerseits, die Lösungen gemeinschaftlich herbeizuführen und für alle Partner nutzbar zu machen. Andererseits waren Schnittstellen so zu definieren und zu realisieren, dass die erarbeiteten Lösungen von den jeweiligen Anwendern für die Erweiterung der schon bestehenden - zum Teil unterschiedlichen - Simulationswerkzeuge eingesetzt werden können.

Diesem Umstand konnte beispielsweise begegnet werden, indem die Schnittstellen zwischen virtuellem NC-Kern, der Kinematiksimulation und dem Maschinen- und Prozessmodell frühzeitig definiert wurden. Zudem wurde mit dem ReffiZ-SharedMemory der Zugriff auf wesentliche Parameter der virtuellen NC ermöglicht, vgl. Kap. 7. Gerade eine einfache, aber aussagekräftige Visualisierung von Prozess- und Maschinenkenngößen wurde als wichtige Anforderung erkannt. Eine Darstellung dieser Kenngößen (etwa von Schwingungsamplituden oder Antriebsauslastungen) über dem Bearbeitungspfad erweitert die bisherigen CAM-Programmiersysteme sinnvoll und ermöglicht eine simulative Optimierung von Zerspanprozessen. Die Visualisierung stellt also einen wesentlichen Lösungsansatz dar.

Die Erweiterungen von Maschinen- und Prozessmodell sollten so geschehen, dass eine effiziente Berechnung auch für mehrdimensionale Prozesse möglich ist. Um dies zu erreichen, wurde u. a. eine Durchdringungsrechnung entwickelt, welche dreidimensionale Schnittvolumen in einer zweidimensionalen Beschreibung erfasst (Kap. 6). Weiter wurde eine Strategie entwickelt, nach der die rechenintensiven Schritte bei der Bestimmung der dynamischen Maschinennachgiebigkeiten vorab erledigt werden können. Während der Simulation erfolgt dann eine Interpolation der vorab in einer Datenbank gespeicherten Schwingungseigenschaften. Wesentlicher Fokus war zudem die Einführung geeigneter Reduktionsmethoden. Mithilfe dieser Reduktionen wird die Größe des zu berechnenden Systems wesentlich verringert, die Rechengeschwindigkeit wesentlich gesteigert, die Modellierungsgenauigkeit aber nur geringfügig herabgesetzt (Kap. 4).

Realitätsnahe Maschinen- und Prozessmodelle können nur aufgebaut werden, wenn Methoden bereitstehen, die zuverlässige Modellparameter liefern. Gerade im Fall der Zerspankraftkoeffizienten bedeutet die konventionelle Vorgehensweise einen großen messtechnischen Aufwand. Hier wird eine Methode entwickelt und angewendet, mit welcher die Zerspankräfte ohne zusätzliche Messgeräte aus den Antriebsströmen ermittelt werden können. Weiter wird der Maschinenbediener durch eine schnelle und zuverlässige Anzeige einer instabilen Zerspannung in die Lage versetzt die Bearbeitungsparameter anzupassen, bevor Maschine, Werkzeug oder Werkstück durch große Schwingungsamplituden beschädigt werden. Auch hierzu werden maschineninterne Signale ausgewertet (Kap. 5).

## 4 Erweiterte Simulation des Stabilitätsverhaltens

Bezogen auf den Fräsprozess werden im ReffIZ-Projekt im Vergleich zum Stand der Technik zwei wesentliche Aspekte neu erarbeitet. Während im Vorgängerprojekt VispaB, vgl. [BREC11a], einfache eindimensionale Fräsprozesse behandelt wurden, stehen nun zweieinhalbdimensionale Prozesse im Fokus. Die auf zweieinhalb Dimensionen erweiterten Simulationsmodelle decken nun einen weitaus größeren Bereich der praktischen Anwendungsfälle ab. Bei vielen industriellen Fräsprozessen durchfährt das Fräswerkzeug Kavitäten im Werkstück oder zerspant entlang gekrümmter Bahnen. Die Eingriffsbedingungen zwischen Werkzeug und Werkstück ändern sich demnach häufig, sodass die Erweiterung der Simulationsmodelle um die Abbildung von variierenden Eingriffsbedingungen die erste wesentliche Neuerung darstellt (vgl. Kap. 4.1.1).

Weiter wird bisher bei der Prozesssimulation in der Regel angenommen, dass die dynamische Nachgiebigkeit der Werkzeugmaschine (inklusive Werkzeug und Werkstück) entlang des Werkzeugpfads konstant bleibt. Gerade bei Werkzeugmaschinen mit großen Verfahrenswegen, aber auch, wenn mehrere Maschinenachsen gleichzeitig bewegt werden, stellt diese Annahme eine grobe Näherung dar. Hier (vgl. Kap. 4.1.3) wird daher als zweite wesentliche Neuerung eine Methodik umgesetzt, mit der die zeit- bzw. positionsvariante dynamische Nachgiebigkeit von Werkzeugmaschinen bei der Prozess- und Stabilitätssimulation im Zeitbereich berücksichtigt werden kann.

Bezogen auf den Drehprozess werden zunächst in Kap. 4.3.1 einige wesentliche Aspekte der Zerspankraftmodellierung angesprochen, wobei die Unterschiede zum Fräsprozess betont werden. Auf Basis von messtechnisch ermittelten Kennfeldern für die Vorschubkraft in Abhängigkeit von Schnittgeschwindigkeit und Freiwinkel wird in Kap. 4.3.2 erläutert, inwiefern durch Variationen der Schnittgeschwindigkeit und des Freiwinkels die Prozessstabilität erhöht werden kann. Die grundlegenden Zusammenhänge zur eigenwertbasierten Stabilitätsanalyse des Drehprozesses werden in Kap. 4.3.3 dargestellt, bevor in Kap. 4.3.4 detailliert dargelegt wird, wie die Stabilität von Drehprozessen unter Berücksichtigung der passiven Drehzahlvariation bestimmt werden kann.

### 4.1 Simulation des zweieinhalbdimensionalen Fräsprozesses

Autoren: M. Daniels, H. Altstädter

Die Simulation von zweieinhalbdimensionalen Fräsprozessen erfolgt hier im Zeitbereich. Die verwendete Modellstruktur ist in Bild 4-1 wiedergegeben. Wichtige Module des Simulationsmodells sind die Ermittlung der Eingriffssituation (Durchdringungsrechnung), die Ermittlung der Zerspankräfte und die Ermittlung der Verlagerungen zwischen Werkzeug und Werkstück. Für jeden Zeitschritt wird zunächst die aktuelle Eingriffssituation ermittelt. Die Ein- und Austrittswinkel, die aktuelle Schnitttiefe sowie der Bahnwinkel des Werkzeugs werden für die aktuelle Werkzeug- bzw. Werkstückposition ermittelt. Die Eingriffssituation ist Eingangsgröße für die Bestimmung der wirkenden Zerspankraft. Die Zerspankraft wird zunächst im Werkzeugkoordinatensystem bestimmt, anschließend jedoch in das Maschinenkoordinatensystem transformiert. Digitale Filter werden in jedem Zeitschritt neu parametrisiert, damit sie das in der aktuellen Konfiguration der Maschinenachsen gültige dynamische Nachgiebigkeitsverhalten der Maschine abbilden. Das dynamische Maschinenverhalten steht in einer Datenbank zur Verfügung,

welche vorab berechnet wird. Die digitalen Filter erlauben eine zeitschrittweise Berechnung der Verlagerungen zwischen Werkzeug und Werkstück ausgehend von den aktuellen Zerspankkräften. Die nun bestimmten Verlagerungen der Maschine werden wiederum bei der Bestimmung der aktuell wirkenden Zerspankkräfte berücksichtigt. Im Folgenden wird auf die oben genannten wesentlichen Module der Frässimulation näher eingegangen.

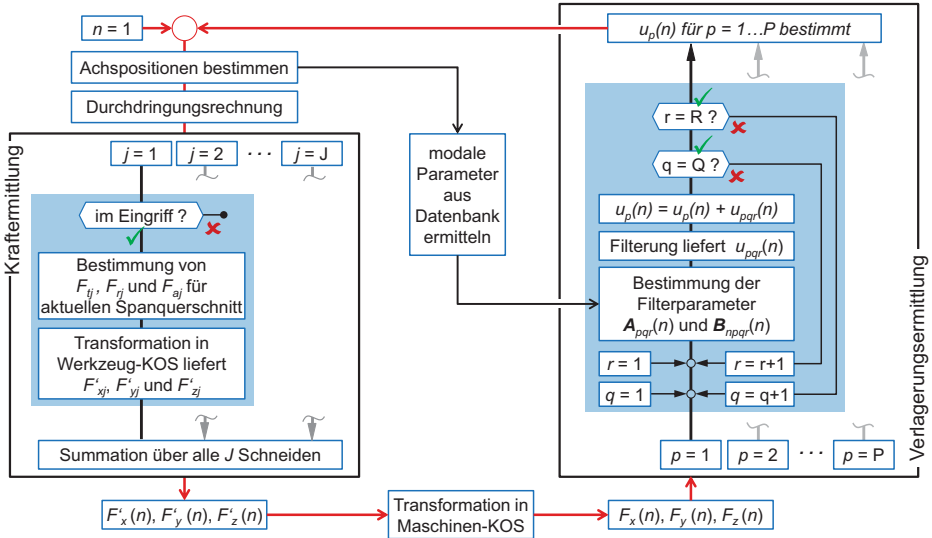


Bild 4-1: Struktur des Modells

### 4.1.1 Simulation der Zerspankkraft

Die aktuelle Zerspankkraft ist ein räumlich zwischen Fräs Werkzeug und Werkstück wirkender Kraftvektor. Dieser Vektor ist abhängig von den aktuellen Spangeometrien und den Lagen der Werkzeugschneiden. Hier wird erläutert, wie die Zerspankkraft im Zeitbereich bestimmt werden kann.

Folgende Formeln zur Berechnung der auf das Werkzeug wirkenden Zerspankkraft basieren im Wesentlichen auf den Darstellungen in [ALT100]. Wenn der Einstellwinkel  $\kappa = 90^\circ$  ist, werden die Kräfte auf ein infinitesimales Schneidensegment (Dicke  $dz$ ) der  $j$ -ten Schneide durch

$$dF_{yj} = (K_{lc} h_j(z) + K_{le}) dz$$

$$dF_{rj} = (K_{rc} h_j(z) + K_{re}) dz \tag{Gl. 4-1}$$

$$dF_{aj} = (K_{ac} h_j(z) + K_{ae}) dz$$

bestimmt. Die infinitesimalen Größen der Schnittkraft  $dF_{yj}$ , der Radialkraft  $dF_{rj}$  und der Axialkraft  $dF_{aj}$  setzen sich jeweils aus zwei Anteilen zusammen. Der erste Anteil ist proportional zum Spanquerschnitt  $h_j(z)dz$  der zweite Anteil berücksichtigt den Reibkraftanteil und ist proportional zur Länge der Schneidkante  $dz$ .

Wenn Nachgiebigkeiten von Maschine bzw. Werkzeug vernachlässigt werden ergibt sich die aktuelle Spandicke zu

$$h_j(z) = f_z \cos(\varphi_j(z) - 2\pi n \frac{\min}{60s} t), \text{ mit } \varphi_j(z) = \varphi_{j0} + \frac{2z \tan \beta}{D} \text{ und } n \text{ in } \text{min}^{-1}. \tag{Gl. 4-2}$$

$\varphi_{j0}$  bezeichnet den Lagewinkel der  $j$ -ten Schneide zum Zeitpunkt  $t = 0$ . Umgerechnet ins Werkzeugkoordinatensystem (nach Definition in Bild 4-2) wirken

$$\begin{aligned} dF_{xj} &= dF_{tj} \sin(\varphi_j) - dF_{rj} \cos(\varphi_j), \\ dF_{yj} &= -dF_{tj} \cos(\varphi_j) - dF_{rj} \sin(\varphi_j) \text{ und} \\ dF_{zj} &= dF_{aj}. \end{aligned} \tag{Gl. 4-3}$$

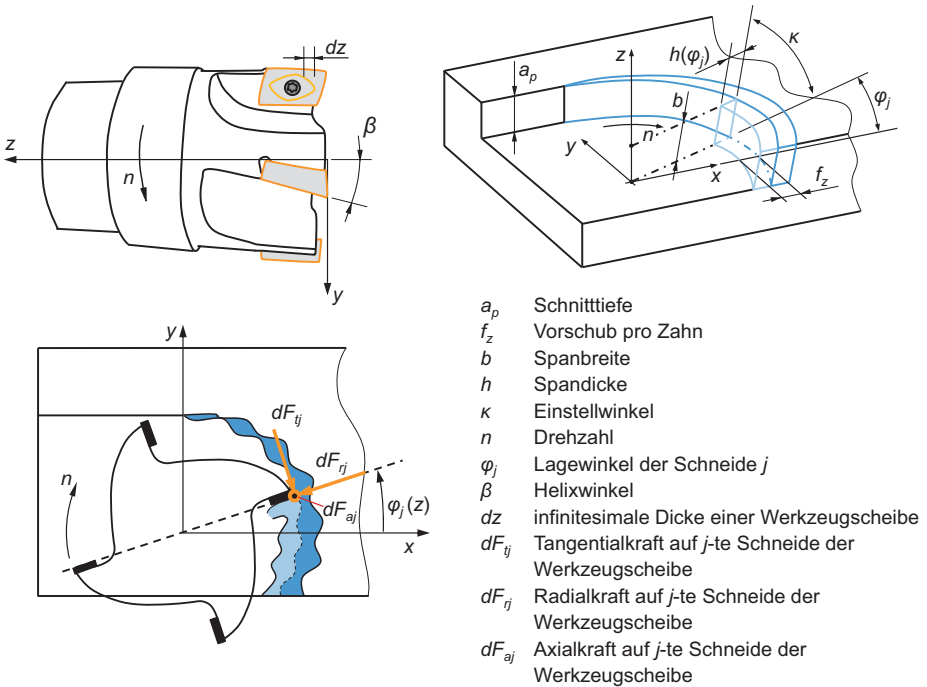


Bild 4-2: Geometrische Eigenschaften von Werkzeug und Werkstück

Zur Berechnung der insgesamt auf die  $j$ -te Schneide wirkenden Kraft werden die Ausdrücke in Gl. 4-3 entlang der Achse des Werkzeugs integriert. Als Integralgrenzen werden diejenigen  $z$ -Positionen gewählt bei denen die Schneide ins Material eintritt bzw. aus dem Material austritt. Zur Bestimmung der Integralgrenzen wird der in Bild 4-3 dargestellte abgewinkelte Fräsermantel betrachtet. Eine Durchdringung der Schneidkanten mit dem Werkzeug erfolgt lediglich im grau hinterlegten Bereich zwischen dem Winkeln  $\varphi_{in}$  und  $\varphi_{out}$ . Zur Ermittlung der Integralgrenzen wird ermittelt, an welcher der Kanten des Durchdringungsbereichs die Schneiden jeweils ein- und austreten. Letztendlich werden die auf die Schneiden wirkenden Kräfte aufsummiert um die insgesamt wirkende Zerspankraft zu ermitteln, vgl. auch Bild 4-1.

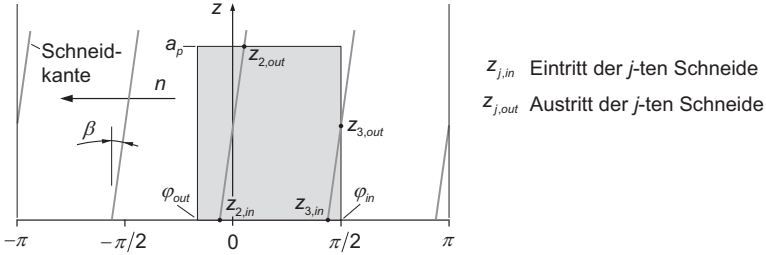


Bild 4-3: Abgewickelter Fräsermantel zur Bestimmung der Schneidenein- und Schneidenaus-tritte

**Zerspankraft bei konstanten Eingriffsverhältnissen**

Im linken Teil von Bild 4-4 ist der Verlauf der auf eine Schneide wirkenden Kräfte ( $F_{xj}$ ,  $F_{yj}$ ) entlang des Schneideneingriffs dargestellt. Hier wird ein Vollnutprozess betrachtet, bei dem die Eingriffsituation konstant ist. Ein Helixwinkel  $\beta > 0$  verhindert Kraftsprünge beim Ein- bzw. austritt der Schneiden. Entlang des Eingriffs können bei allen drei Kraftanteilen ( $F_{xj}$ ,  $F_{yj}$ ,  $F_{zj}$ ) Null-durchgänge beobachtet werden. Die Kraftverläufe sind für die Schneiden des Werkzeugs jeweils gleich, aber verschoben entsprechend der Werkzeugteilung. Hier wird ein gleichgeteiltes Werkzeug mit vier Schneiden betrachtet.

Der rechte Teil von Bild 4-4 zeigt neben den Verläufen der vier Schneidenkräfte auch die Verläufe der Gesamtkräfte ( $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ , schwarze Linien), welche sich jeweils als Summe der Schneidenkräfte ergeben. Bei dem hier betrachteten vierschneidigen gleichgeteilten Werkzeug (bei konstanter Eingriffsituation) sind die Verläufe der Gesamtkräfte periodisch mit der Werkzeugteilung.

Kräfte auf  $j$ -te Schneide

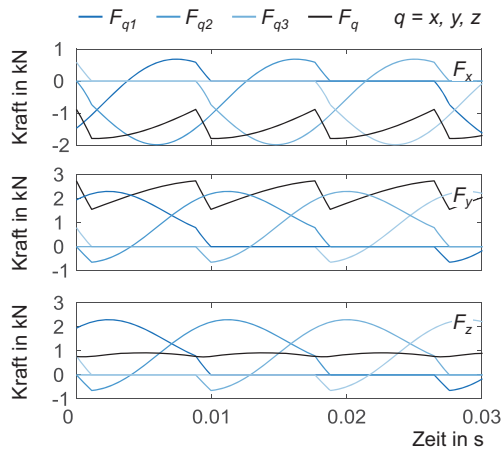
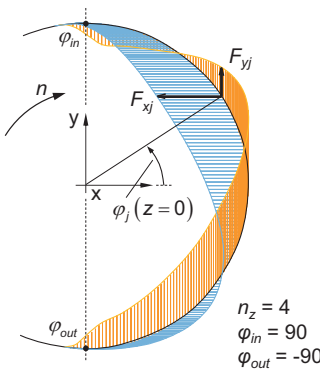


Bild 4-4: Beispielhafte Verläufe der Schneiden- und Gesamtkräfte (im Werkzeugkoordinaten-system)

### Zerspankraft bei variierenden Eingriffsverhältnissen

Wenn sich die Eingriffssituation entlang des Werkzeugpfads ändert, beeinflusst dies die wirkende Zerspankraft. Zur Berücksichtigung eines variierenden Werkzeugeingriffs wird folgende Strategie verfolgt. Vor der eigentlichen Frähsimulation wird eine Durchdringungsrechnung angestellt. Als Ergebnis dieser Simulation liegt eine Datenbank vor, welche zu diskreten Stellen des Werkzeugpfads die jeweils gültige Eingriffssituation enthält. Die Eingriffssituation wird beschrieben durch den Pfadparameter  $s$  und die Ein- und Austrittswinkel  $\varphi_{in,r}$  und  $\varphi_{out,r}$ . Zu einem Pfadparameter können auch mehrere Eingriffswinkelpaare (Laufvariable  $r$ ) gehören. Die Eingriffssituation wird weiter durch die Schnitttiefe  $a_p$  und die Verdrehung  $\varphi_t$  des Werkzeugkoordinatensystems gegenüber dem Referenz- oder Maschinenkoordinatensystem beschrieben.

Die oben beschriebene Vorgehensweise wird nun anhand eines Referenzprozesses verdeutlicht. Das betrachtete Bauteil ist im linken Teil von Bild 4-5 dargestellt. Der teilweise kurvige Werkzeugpfad führt durch drei bereits im Werkstück vorhandene Bohrungen. Am Ende des Pfads, wird die Schnitttiefe langsam reduziert, so dass das Werkzeug auf einer Rampe aus dem Werkstück fährt. Der rechte Teil des Bildes zeigt oben die Ergebnisse der Durchdringungsrechnung. Im Bereich des Anschnitts vergrößert sich der Eingriff des Werkzeugs zunächst, danach bleibt der Eingriff jedoch konstant (Vollnut-Eingriff) bis das Werkzeug auf die erste Bohrung trifft. Durch die Bohrungen wird der Eingriff jeweils in zwei Bereiche aufgetrennt. Bemerkenswert ist noch, dass die Eingriffswinkel konstant bleiben, wenn eine Kurve durchfahren wird.

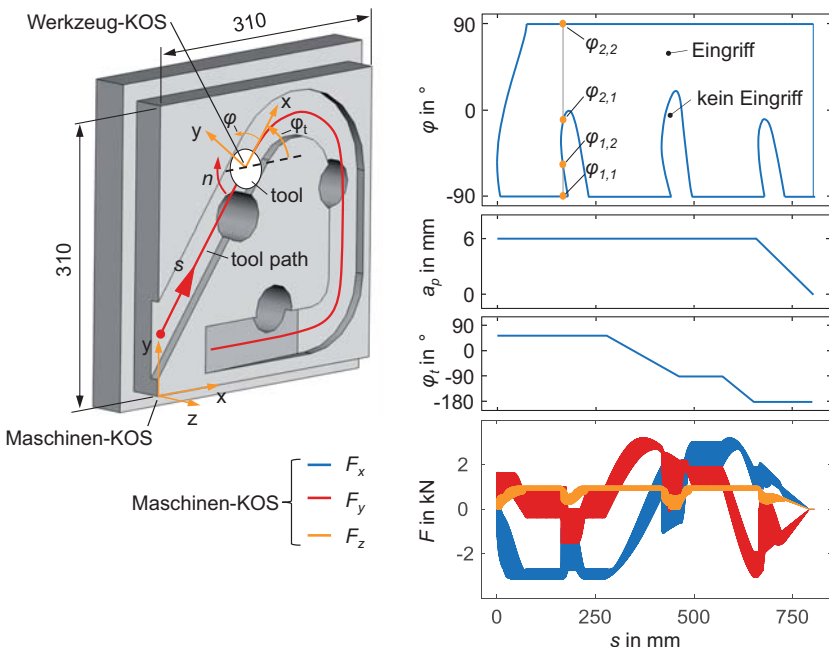


Bild 4-5: Werkzeugpfad und Eingriffsverhältnisse für Referenzbauteil



Rechts unten in Bild 4-5 sind die im Maschinenkoordinatensystem ausgedrückten Zerspankraftkomponenten über dem Werkzeugpfad aufgetragen. Die variierenden Eingriffsverhältnisse haben offenbar einen großen Einfluss auf die Zerspankraft. Insbesondere wenn die Bohrungen durchfahren werden, führt dies zu stoßartigen Änderungen der Zerspankräfte. Bei dem hier betrachteten Eckmesserkopfräser ( $\kappa = 90^\circ$ ) sind die axialen Kräfte in z-Richtung wesentlich kleiner als die radialen Kräfte (in x- oder y-Richtung).

**Berücksichtigung überlagerter Schwingungen**

Wenn das Werkzeug oder das Werkstück Schwingungen ausführen, dann wird hierdurch die Eingriffssituation zusätzlich beeinflusst. Die Schwingungsamplituden können sogar so groß werden, dass die Werkzeugschneiden den Kontakt zum Werkstück verlieren. Gemäß dem in Bild 4-6 visualisierten Modell setzt sich die aktuelle Spandicke

$$h_j(z) = f_z \cos(\varphi_j - 2\pi n \frac{\min}{60s} t) - \Delta r(\varphi_j) + \Delta r_{tot}(\varphi_j), \tag{Gl. 4-4}$$

mit  $\varphi_j = \varphi_{j0} + \frac{2z \tan \beta}{D}$  und  $n$  in  $\text{min}^{-1}$ .

aus mehreren Anteilen zusammen. Der erste Anteil ist bereits aus Gl. 4-4 bekannt und berücksichtigt die Starrkörperdurchdringung von Werkzeug und Werkstück. Der zweite Anteil ( $-\Delta r$ ) beschreibt die Spandickenänderung aufgrund der aktuellen Verlagerung relativ zwischen Werkzeug und Werkstück. Der dritte Anteil berücksichtigt, dass bereits die vorhergehende Schneide an der betrachteten Stelle um ein  $\Delta r_{tot}$  normal zur Soll-Trajektorie abgewichen ist. Daher wurde zuvor weniger Material entfernt, welches nun zusätzlich zerspannt werden muss. Die Totzeit ergibt sich bei einem gleichgeteilten Werkzeug aus der Zähnezahl  $n_z$  und der Drehzahl  $n$  zu

$$t_{tot} = \frac{1}{n n_z} \frac{60s}{\text{min}}, n \text{ in } \text{min}^{-1}. \tag{Gl. 4-5}$$

Die Verlagerungen  $\Delta r$  und  $\Delta r_{tot}$  in Spandickenänderungsrichtung ergeben sich aus der Verlagerung ( $\Delta x, \Delta y$ ) des Werkzeugs. Für  $\Delta r$  gilt

$$\Delta r = \Delta y \sin(\varphi_j) + \Delta x \cos(\varphi_j), n \text{ in } \text{min}^{-1}. \tag{Gl. 4-6}$$

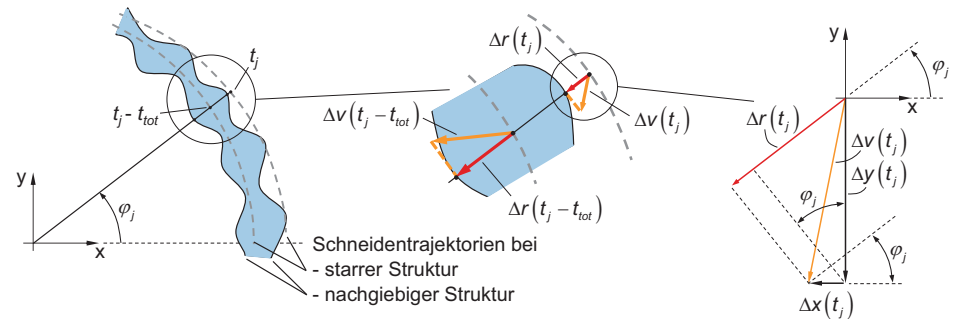


Bild 4-6: Modell zur Berücksichtigung überlagerter Schwingungen

### 4.1.2 Simulation der Verlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück

In diesem Kapitel wird beschrieben, wie die Verlagerungsantwort der Maschinenstruktur auf die aktuell wirkende Zerspankraft bestimmt wird. Prinzipiell können hier verschiedene Ansätze verfolgt werden, von denen einige unten angesprochen werden. Wesentliche Kriterien bei der Auswahl eines geeigneten Verfahrens waren die Recheneffizienz und die Möglichkeit Variationen der strukturdynamischen Eigenschaften während der Simulationszeit zu berücksichtigen. Nach der Diskussion der Zeitintegrationsverfahren wird der prinzipielle Aufbau eines Gesamtmaschinenmodells diskutiert. Im Anschluss wird erläutert, wie zeitvariante strukturdynamische Eigenschaften berücksichtigt werden.

#### Zeitintegrationsverfahren

Eine vollständige Übersicht über Zeitintegrationsverfahren kann hier nicht gegeben werden. Hier sei lediglich angemerkt, dass unterschieden wird, ob die Integration von Differentialgleichungen (DGL) erster oder zweiter Ordnung erfolgt. Weiter werden explizite und implizite Lösungsverfahren unterschieden. Populäre Verfahren für DGL erster Ordnung sind die Taylor-Methode, die Runge-Kutta Methode oder Multi-Step-Methoden [CRAI06]. Strukturdynamische Probleme, beschrieben durch Gl. 2-8, werden zunächst in den Zustandsraum überführt, damit derartige Verfahren angewendet werden können.

Besser geeignet scheinen hier Verfahren, welche direkt die DGL zweiter Ordnung integrieren, wie zum Beispiel die Methode der Finiten Differenzen (Rückwärts- oder Vorwärtsdifferenzen) oder die Newmark- $\beta$  Methode. Ausgehend vom Faltungsintegral wurde von [AHLI06] basierend auf der kontinuierlichen Faltung mit der Gewichtsfunktion eine Methodik erarbeitet, die die Parametrierung von effizienten digitalen Filtern mit den modalen Parametern eines strukturdynamischen Systems erlaubt, vgl. Bild 4-7, rechts. Je nachdem, wie der Kraftverlauf zwischen zwei Abtastpunkten approximiert wird, ergeben sich unterschiedliche Filtercharakteristiken.

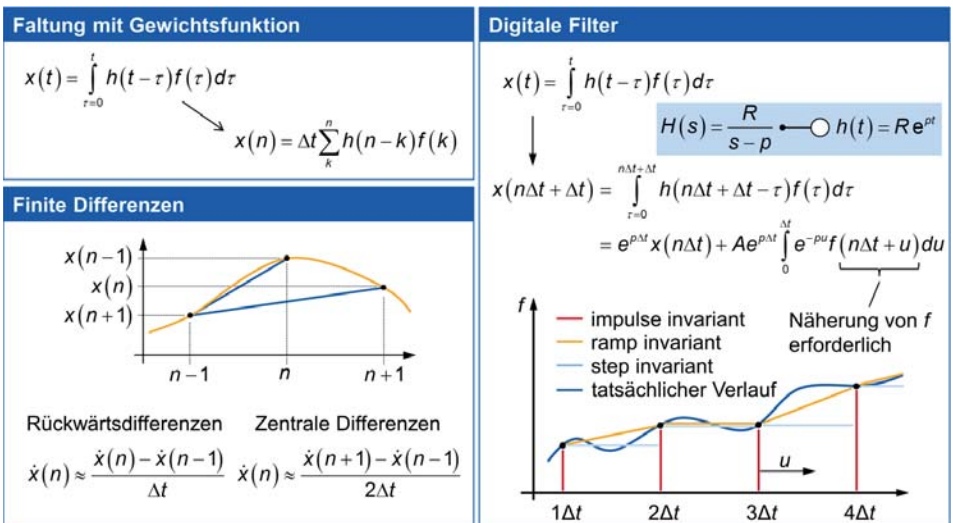


Bild 4-7: Ansätze für einige Zeitintegrationsverfahren

Je nach Filtercharakteristik werden zur Berechnung der Verlagerung  $u_n$  aus den modalen Parametern andere Filterkoeffizienten  $b_0, \dots, b_p$  bzw.  $a_1, \dots, a_q$  verwendet:

$$u_n = b_0 f_n + b_1 f_{n-1} + \dots + b_p f_{n-p} - a_1 u_{n-1} - a_2 u_{n-2} - \dots - a_q u_{n-q} \tag{Gl. 4-7}$$

Um die Recheneffizienz und die Genauigkeit der Verfahren einschätzen zu können, wurde beispielhaft ein Einmassenschwinger (EMS) betrachtet, in Anlehnung an die Betrachtungen in [BRAN03]. Bild 4-8 zeigt die Parameter des betrachteten EMS, sowie den betrachteten Kraftverlauf. Das Anregungssignal ist ein Sinussignal (40 Hz) mit exponentiell abnehmender Amplitude. Verglichen werden die in Bild 4-7 illustrierten Methoden, die Faltung mit der Impulsantwort, die Methode der zentralen Differenzen und die digitalen Filter (Impulse Response bzw. Ramp Invariant - Charakteristik). Als Referenz dient die theoretische Lösung welche aus der Faltung mit der Impulsantwort für eine sehr hohe Abtastrate bestimmt wurde.

Bei der verwendeten Samplerate  $f_s = 1000$  Hz ergibt lediglich die Methode der zentralen Differenzen eine vom theoretischen Verlauf abweichende Lösung. Die übrigen Methoden liefern nahezu identische Ergebnisse. Im rechten Teil von Bild 4-8 werden zusätzlich die spektralen Energiedichten der Antwortsignale mit dem theoretischen Spektrum verglichen. Eine gute Übereinstimmung mit der theoretischen Lösung zeigen insbesondere die Faltung und der digitale Filter mit Ramp Invariant - Charakteristik. Die Berechnung der Verlagerungsantwort dauert bei Verwendung des Faltungsintegrals sehr lange im Vergleich zu den übrigen Methoden. Folglich wird der digitale Filter mit Ramp - Invariant Charakteristik als zu bevorzugende Methode eingestuft und für die Simulation des Fräsprozesses verwendet.

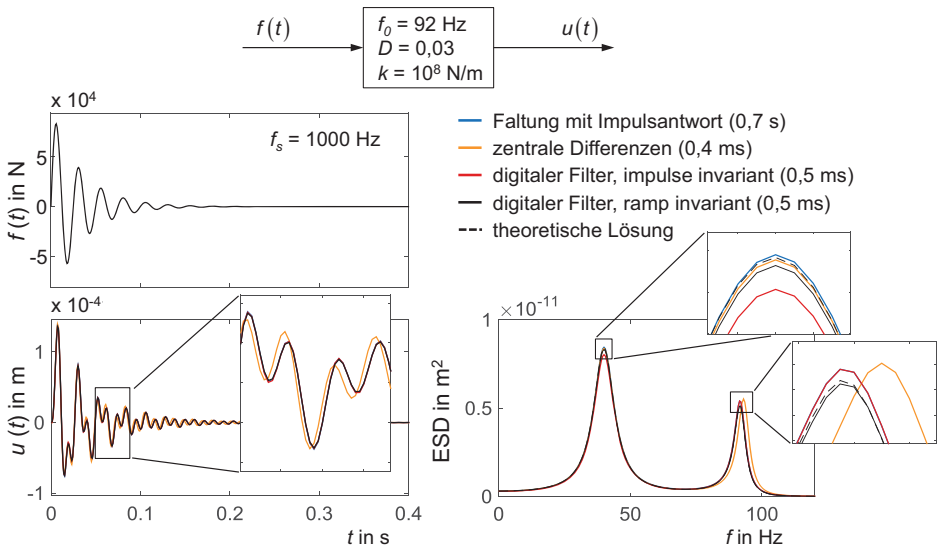


Bild 4-8: Anwendung der Integrationsverfahren auf Einmassenschwinger in Anlehnung an [BRAN03]

Angemerkt sei hier noch, dass die Methode der finiten Differenzen bei im Vergleich zur Bandbreite des Antwortsignals zu kleinen Sampleraten zu Instabilitäten neigt und da die Bandbreite des Antwortsignals im Voraus im Allgemeinen nicht bekannt ist, scheint diese Methode für die Prozesssimulation ungeeignet. Die bisher übliche Methode der Rückwärtsdifferenzen nach Gl. 2-12 führt zudem auf noch größere Abweichungen als die Methode der zentralen Differenzen. Zur Berücksichtigung der zeitvarianten Struktureigenschaften können die Filterkoeffizienten in Gl. 4-7 in jedem Zeitschritt aktualisiert werden.

Für jede Kombination von Polstelle  $r$ , Kraftangriffsfreiheitsgrad  $q$  und Antwortfreiheitsgrad  $p$  wird ein digitaler Filter parametrisiert. Die Antwort am Freiheitsgrad  $q$  wird bestimmt, indem die entsprechenden Antworten aller  $R$  Moden superponiert werden, vgl. Bild 4-1.

### Reduktion auf Komponentenebene

Für die Simulation der Verlagerungsantwort mit Hilfe digitaler Filter werden zur Parametrierung der Filterkoeffizienten die Polstellen und und Eigenvektoren bzw. modalen Parameter ( $\boldsymbol{p}$  und  $\mathbf{V}$ ) aus den Systemmatrizen ( $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{C}$  und  $\mathbf{K}$ ) der Baugruppe durch die Lösung eines Eigenwertproblems bestimmt. Damit die Berechnung der modalen Parameter schnell erfolgen kann, werden die Systemmatrizen der einzelnen Strukturkomponenten vor dem Zusammenbau der Baugruppe reduziert. Hierzu stehen vielzählige Reduktionsverfahren zur Verfügung [CRAI06, VOOR12]. Hier werden stellvertretend nur zwei Verfahren angesprochen. Beim Craig-Bampton-Verfahren [CRAI68] werden die Verschiebungen ausgedrückt durch

$$\mathbf{u} \approx \boldsymbol{\Phi}_v \boldsymbol{\eta} + \boldsymbol{\Psi}_v \mathbf{u}_b = \mathbf{R}_{CB} \begin{pmatrix} \boldsymbol{\eta} \\ \mathbf{u}_b \end{pmatrix}, \text{ mit } \mathbf{R}_{CB} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Phi}_v & \boldsymbol{\Psi}_v \end{bmatrix}. \quad \text{Gl. 4-8}$$

Die Verschiebungen werden durch eine Superposition einer geringen Zahl an Schwingungsmoden  $\boldsymbol{\Phi}_v$  (bei fixierter Koppelstelle) und verschiebungsbasierten statischen Korrekturmoden  $\boldsymbol{\Psi}_v$  approximiert. Die Dual-Craig-Bampton Methode [RIXE04] ist vergleichsweise neu, nutzt aber im Vergleich zur Craig-Bampton Methode eingängigere Moden in der Reduktionsbasis, welche auch experimentell ermittelt werden können. Hier gilt

$$\mathbf{u} \approx \boldsymbol{\Phi}_f \boldsymbol{\eta} + \boldsymbol{\Psi}_f \mathbf{g}_b = \mathbf{R}_{DCB} \begin{pmatrix} \boldsymbol{\eta} \\ \mathbf{g}_b \end{pmatrix}, \text{ mit } \mathbf{R}_{DCB} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Phi}_f & \boldsymbol{\Psi}_f \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} \end{bmatrix}. \quad \text{Gl. 4-9}$$

Nun wird die Reduktionsbasis aus den Schwingungsmoden  $\boldsymbol{\Phi}_f$  (bei freier Koppelstelle) und den kraftbasierten statischen Korrekturmoden  $\boldsymbol{\Psi}_f$  bestimmt.

Die genannten Reduktionsverfahren bilden aufgrund der statischen Korrekturmoden das statische Verhalten an den Koppelstellen richtig ab. Der Fehler bei der Modellierung des dynamischen Verhaltens einer Baugruppe hängt von der Zahl der Schwingungsmoden in den Reduktionsbasen der einzelnen Komponenten ab. Die links in Bild 4-9 dargestellte Testbaugruppe besteht aus zwei Balken von denen einer an einem Ende eingespannt ist. Die Anzahl der Moden in den Reduktionsbasen der beiden Komponenten ist jeweils gleich und wurde in Stufen variiert zwischen 1 und 50. Für jede Stufe wurden die ersten 15 Moden der Baugruppe bestimmt. Die niederfrequenten Moden der Baugruppe werden schon korrekt bestimmt, wenn nur wenige Moden in den Reduktionsbasen berücksichtigt werden. Die höherfrequenten Moden können nur mit geringem Fehler bestimmt werden, wenn auch viele Moden in den Reduktionsbasen berücksichtigt werden.

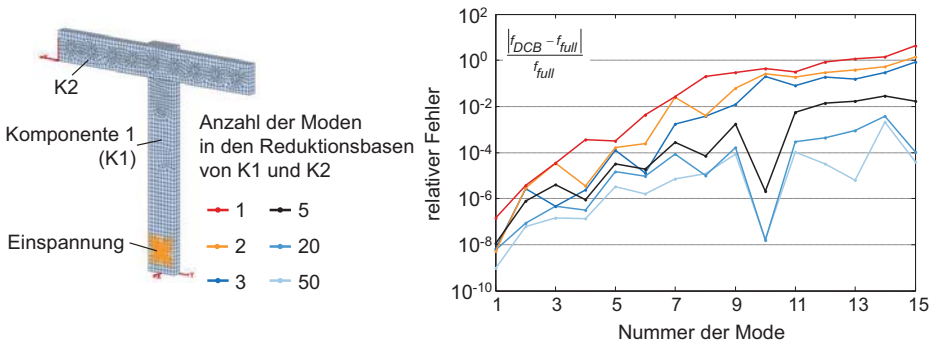


Bild 4-9: Einfluss der Komponenten-Reduktionsbasis auf den Fehler der Baugruppen-Eigenfrequenz anhand einer Testbaugruppe

### Kopplung der Strukturkomponenten

Maschinenbetten, Ständer, Schlitten, Tische und Spindelgehäuse sind Strukturkomponenten einer Werkzeugmaschine. Diese Komponenten werden durch Koppellemente miteinander verbunden. Eine Auswahl derartiger Koppellemente (Führungsschiene- bzw. Führungsschuh, Spindellager, Kugelgewindespindel- und Kugelgewindemutter und Aufstellelement) zeigt Bild 4-10, unten links. Koppellemente werden in der Maschinensimulation als dreidimensionales Feder-Dämpfer-Element (FDE) durch eine Steifigkeits- und eine Dämpfungsmatrix abgebildet. Das FDE verbindet zwei Knoten mit jeweils sechs Freiheitsgraden. Die Knoten werden wiederum jeweils über eine Mehrpunktbedingung mit den angrenzenden Strukturkomponenten verbunden. Die Mehrpunktzwangsbedingungen (MZB) sind in der Regel nicht explizit von der Zeit abhängig und daher skleronom und holonom. Derartige Zwangsbedingungen können durch

$$\mathbf{B}\mathbf{u} = \mathbf{0}$$

Gl. 4-10

ausgedrückt werden. Je nachdem ob über die MZB einzelne oder mehrere Knoten verbunden werden, können Sie in Gruppen eingeteilt werden in Knoten-Knoten-, Fläche-Fläche- oder Fläche-Knoten-Verbindungen.

Der Zusammenbau der Systemmatrizen erfolgt beispielsweise in zwei Schritten. Erstens werden die Systemmatrizen aller Komponenten (auch der FDE) in Blockdiagonalgestalt angeordnet. Zweitens wird aus der Gleichung der Zwangsbedingungen (Gl. 4-10) eine Kopplungsmatrix gebildet, welche die Blockdiagonalmatrizen in die Systemmatrizen der Baugruppe transformiert.

### Aufbau eines Gesamtmaschinenmodells

Eine simulative Prozessstabilitätsprognose erfordert neben einem parametrisierten Prozessmodell und einem konkreten Bearbeitungsablauf ein schwingungsfähiges Mechanikmodell. Da in der Konzeptphase einer neuen Werkzeugmaschine noch keine Messdaten vorliegen, muss das Mechanikmodell simulativ erzeugt werden. Dabei bietet sich die Finite Elemente Methode (FEM) an, mit der eine vorgegebene 3D-CAD Geometrie über ein diskretes Modell approximiert und mit werkstoff- und komponentenspezifischen strukturelevanten Eigenschaften sowie mit weiteren Randbedingungen ergänzt wird. Aufgrund dynamischer Wechselwirkungen zwischen

den verschiedenen Maschinenkomponenten und Baugruppen müssen alle Strukturen berücksichtigt werden, die für das dynamische Maschinenverhalten, insbesondere am Ort der Zerspaltung, relevant sind. Dies führt zu einem sogenannten Gesamtmaschinensimulationsmodell (Bild 4-11), in dem das Maschinengrundgestell, die Vorschubschlitten und Schwenkachsen, der mechanische Vorschubantriebsstrang sowie alle relevanten Kopplungselemente (Wälzlager, Führungen, Aufstellelemente, usw.) berücksichtigt sind.

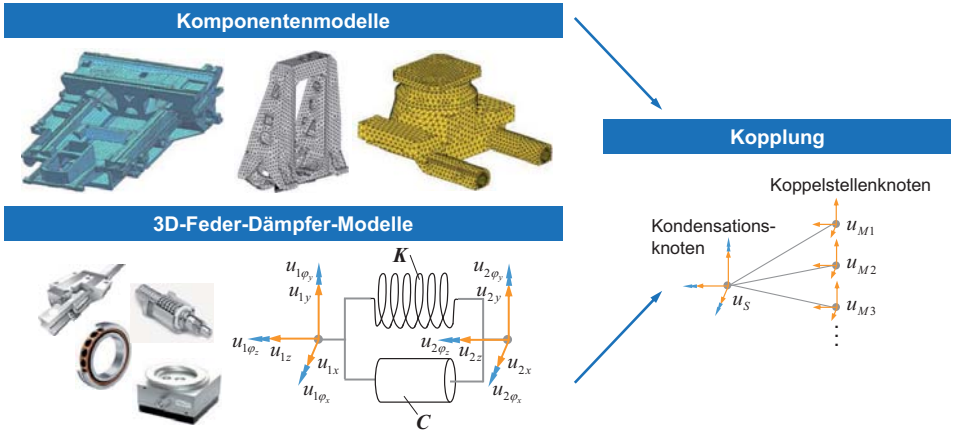
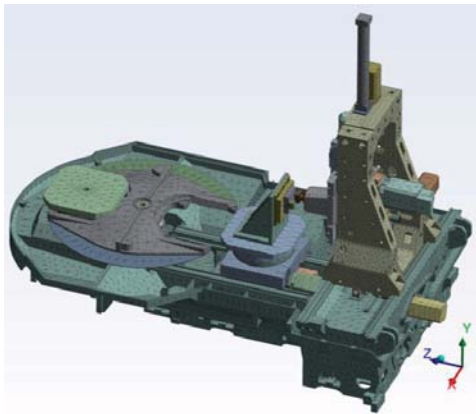


Bild 4-10: Kopplung von Komponentenmodellen über dreidimensionale Feder-Dämpferverbindung und Mehrpunktzwangsbedingungen



- Simulationsmodell HELLER MCH 350
  - FEM - Software ANSYS R. 16.1
  - Parametrische Positionierung der Vorschubachsen möglich
  - Kraftangriffspunkt auf der Bearbeitungsfläche bewegt sich synchron mit der Werkzeugachse
  - Detailliertes Ersatzmodell für den mechanischen Antriebsstrang mit positionsabhängigen Steifigkeiten
  - Lage- und Geschwindigkeitsregelkreis der Vorschubachsen
  - Verwendet werden Tetraeder-, Pentaeder-, Hexaeder-, Schalen- und Balkenelemente, außerdem Kontaktelemente sowie symmetrische und unsymmetrische 12x12-Matrix-Elemente
  - Das Ausgangsmodell umfasst vor der Modellreduktion ca.  $2,5 \cdot 10^6$  Freiheitsgrade

Bild 4-11: Gesamtmaschinensimulationsmodell der HELLER MCH 350

Erfahrungsgemäß führt ein ausreichender geometrischer Detaillierungsgrad und eine zutreffende Parametrisierung zu einer erstaunlich guten Prognosefähigkeit, selbst wenn das Simulationsverfahren lediglich ein linearisiertes Verhalten abbildet. Bei einem HELLER Bearbeitungs-

zentrum umfasst so ein Modell üblicherweise eine zwei- bis dreistellige Anzahl an Geometrie-körpern und ebenso viele Kopplungsstellen. Zur Minimierung der Gefahr von Bedienfehlern und bei gleichzeitiger Effizienzsteigerung läuft der Modellaufbau nach einer manuellen geometrischen Vorbereitung weitestgehend automatisiert ab. Hierzu werden zunächst alle Parameter zur physikalischen Modellbeschreibung manuell tabellarisch erfasst. Aus diesen Tabellen werden automatisiert Skripte erzeugt, mit denen die Modelle in der Simulationsumgebung um die gewünschten Eigenschaften ergänzt werden. Auf diese Weise lassen sich die Modellierungsstrategie und der Berechnungsablauf steuern. Beispielsweise setzt die Fa. HELLER insbesondere für Simulationen im Frequenz- oder Zeitbereich das numerische Reduktionsverfahren Fixed-Interface Component Mode Synthesis (CMS) ein, auch bekannt als Craig-Bampton - Verfahren, das eine Kombination aus der Guyan - Reduktion und der modalen Superposition ist (vgl. [HURT65, BAMP68, CRAI00]) um ohne relevanten Informationsverlust eine maximale Recheneffizienz zu erzielen. Bei HELLER wird für FEM - Berechnungen die Software ANSYS eingesetzt.

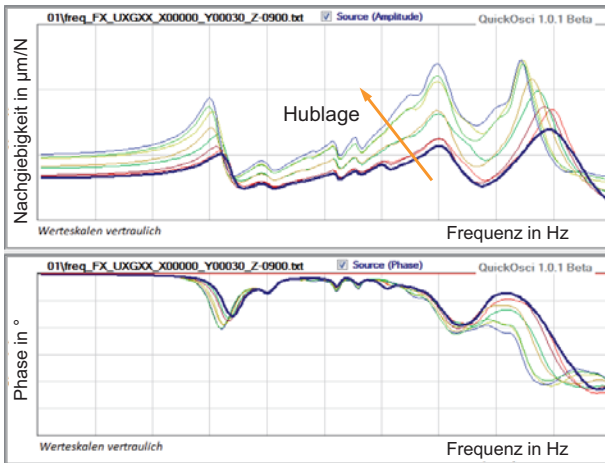
Bei der Positionierung eines Vorschubschlittens ändern sich die Massenverteilung und die Hebelverhältnisse der Werkzeugmaschine mit erheblichen Auswirkungen auf das dynamische Gesamtverhalten. Auch bei Kugelgewindtrieben ist insbesondere die Steifigkeit des Antriebsstranges von der Hubposition abhängig. Um die hublagenabhängigen Eigenschaften im Simulationsmodell effizient zu berücksichtigen, wurde im Rahmen von ReffiZ eine Masterarbeit [SEEM14] betreut. Als Ergebnis liegt ein sehr effizientes, automatisiertes Modellierungsverfahren vor, welches Hublagenvariationen abbildet. Die Positionierung der Vorschubschlitten erfolgt unabhängig von der Kantenlänge der finiten Elemente. Darüber hinaus ist eine Neuvernetzung der Struktur aufgrund der Positionierung vermeidbar, die Anzahl und Anordnung der Freiheitsgrade bleibt konstant. Auf diese Weise lassen sich sehr effizient umfangreiche Koordinatenlisten mit dem Simulationsmodell abfahren, ähnlich wie bei einem CNC-Programm, um für jede gewünschte Hublage statische oder dynamische Analysen durchzuführen. Die Entwicklung des Verfahrens erfolgte zunächst für einen Kugelgewindtrieb - Prüfstand (KGT-Prüfstand) und wurde dann auf allgemeine Werkzeugmaschinenmodelle erweitert, die bis zu vier KGT aufweisen können. Ein wesentlicher Vorteil des Verfahrens ist, dass zur Positionierung der Vorschubachsen keine erneute Diskretisierung der Geometrie erforderlich ist. Ein repräsentativer Vergleich hat zudem gezeigt, dass bei dem neuen Verfahren im Vergleich zur herkömmlichen Methode nur ca. 3% der Dateidatenmenge anfallen.

Die Verifikation des Simulationsmodells erfolgt über einen Vergleich zwischen gemessenen und simulierten Nachgiebigkeitsfrequenzgängen (NFG). Der Vergleich erfolgt in ReffiZ exemplarisch für zwei verschiedene Hublagen des Vertikalschlittens, weil die Maschinendynamik bezüglich dieser Variation die größte Sensitivität aufweist. Das Ergebnis der Überprüfung lässt auf eine gute Prognosefähigkeit der Simulation schließen. Die geringfügigen Abweichungen liegen in der gleichen Größenordnung wie der Unterschied zwischen den gemessenen NFG zwei baugleicher Maschinen mit unterschiedlicher Einsatzdauer.

#### **4.1.3 Berücksichtigung positionsabhängiger dynamischer Nachgiebigkeiten**

Ein besonderes Merkmal der ReffiZ-Modellierungsstrategie ist die Berücksichtigung der Tatsache, dass die Werkzeugmaschinendynamik eine teilweise hohe Sensitivität bezüglich der Bearbeitungsposition im Arbeitsraum bzw. bezüglich der Hublagen der Vorschubschlitten aufweist.





- Mit Hilfe der Simulation wird prognostiziert, dass die Maschinennachgiebigkeit nicht nur von der Frequenz sondern auch signifikant von der Stellung der Maschinenachsen abhängt.

Bild 4-12: Frequenzgänge der HELLER MCH 350 in Abhängigkeit der Arbeitsposition

Beispielsweise zeigt ein Vergleich von Frequenzgangkurven, die an verschiedenen Arbeitsraumpositionen messtechnisch oder simulativ ermittelt werden, oft deutliche Unterschiede auf (Bild 4-12). Insbesondere für Bearbeitungen, die sich über größere Bereiche des Arbeitsraumes erstrecken, ist die Berücksichtigung dieser Charakteristik für die Prognosefähigkeit eines Mechanikmodells unverzichtbar.

Aus dem Vorgängerprojekt VispaB ist in Zusammenarbeit mit dem damaligen Projektpartner CADFEM das Werkzeug *SK-Tool* entstanden, mit dem Stabilitätsprognosen für einfache Bearbeitungsprozesse direkt am FE-Modell durchführbar sind. Wesentliche Vorteile dieser Methode sind die Möglichkeit, Nichtlinearitäten in der transienten Simulation zu berücksichtigen sowie die umfassende Modellbeschreibung. Der wesentliche Nachteil ist eine vergleichsweise hohe Rechenzeit, selbst unter Verwendung der Craig-Bampton-Reduktion. Daher wird für das Mechanikmodell in ReffIZ auf ein Ersatzmodell aus entkoppelten Einmassenschwingern (Oszillatoren) zurückgegriffen [BIER08]. Hierbei wird für jeden prozessrelevanten Nachgiebigkeitsfrequenzgang eine Gruppe entkoppelter Oszillatoren gebildet, deren Massen  $m_{ijs}$ , Steifigkeiten  $k_{ijs}$ , Dämpfungen  $c_{ijs}$  und Anteilsfaktoren  $f_{ijs}$  in einem iterativen Optimierungsvorgang so angepasst (gefittet) werden, dass die Superposition der einzelnen Nachgiebigkeitsfrequenzgänge zu einer möglichst guten Übereinstimmung mit dem relativen Frequenzgang des Referenzsystems an der Bearbeitungsstelle führt. Das strukturdynamische Übertragungsverhalten der drei relativen, translatorischen Freiheitsgrade an einer Zerspanstelle wird durch eine 3x3-Übertragungsmatrix beschrieben, deren Koeffizienten durch die dynamischen Haupt- und Kreuznachgiebigkeiten in einem nach oben hin abgegrenzten Frequenzbereich gebildet werden. Das mechanische Ersatzmodell enthält für jeden Koeffizienten dieser Matrix eine Oszillatortruppe. Die obigen Indizes  $i$  und  $j$  der Oszillatorkoeffizienten beziehen sich auf die Zuordnung zur Zeile bzw. Spalte der Übertragungsmatrix. Der Index  $s$  steht für die fortlaufende Nummer der Zerspanstelle, an der die Übertragungsmatrix gebildet wird.

Mit den Oszillatormodellen wird das dynamische Strukturverhalten des linearisierten Referenzsystems an einer Zerspanstelle mit wenigen Freiheitsgraden approximiert. Daher lassen sich



Simulationen mit diesem Modellkonzept sehr effizient durchführen. Darüber hinaus eignet es sich hervorragend für die Berücksichtigung der Hublagenabhängigkeit der Maschinendynamik. Hierzu werden die Oszillatorkoeffizienten während der Simulation gemäß der aktuellen Hubposition der drei translatorischen Vorschubachsen synchron angepasst. Das Verfahren hierzu wurde u. a. von HELLER entwickelt und im Rahmen einer weiteren Masterarbeit [KURZ12] an einem einfachen Modell getestet. Im Rahmen von ReffIZ wird das Verfahren auf Gesamtmaschinenmodelle erweitert. Damit wird das linearisierte dynamische Strukturverhalten der Werkzeugmaschine im gesamten Arbeitsraum beschrieben.

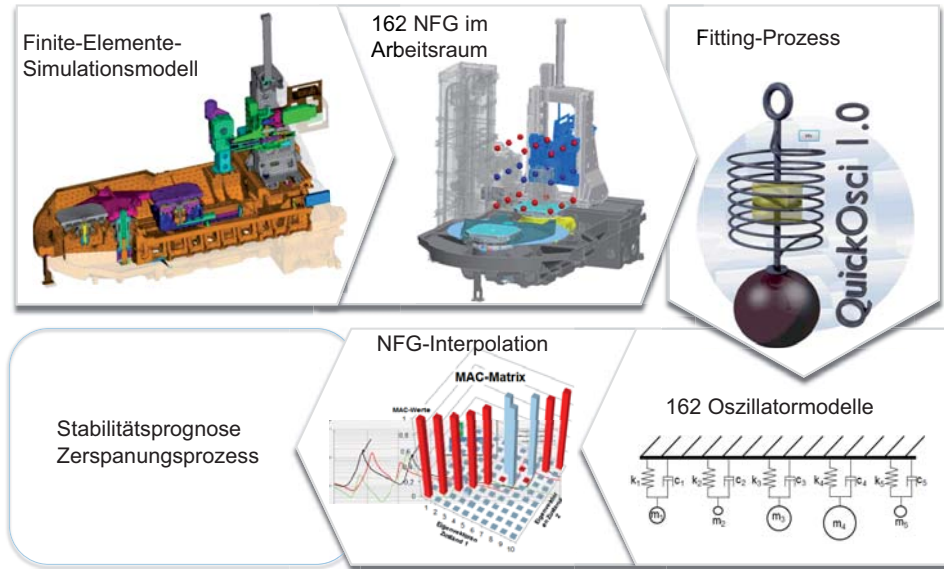
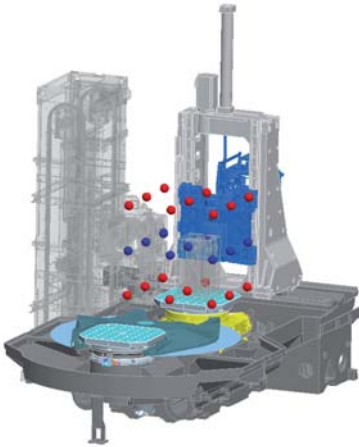


Bild 4-13: Vom Finite-Elemente-Simulationsmodell zur Stabilitätsprognose

Nachfolgend werden die wesentlichen Schritte und Merkmale des Verfahrens kurz beschrieben (Bild 4-13). Nachdem das Finite-Elemente-Simulationsmodell der relevanten Maschinenstruktur aufgebaut ist, werden im Arbeitsraum Bearbeitungspositionen (Stützpositionen) definiert, an denen das dynamische Verhalten für den zu simulierenden Bearbeitungsprozess relevant ist. Für eine allgemeine dynamische Beschreibung des gesamten, quaderförmigen Arbeitsraumes der Werkzeugmaschine HELLER MCH 350 erscheint eine Unterteilung gemäß der Hub-, Mittel- und Endlagen der Vorschubachsen vorteilhaft (Bild 4-14). Diese Einteilung führt zu 27 Stützpositionen. An jedem Stützpunkt werden die relativen Nachgiebigkeitsfrequenzgänge zwischen dem Werkzeug und dem Werkstück der Maschine berechnet. Daraus ergibt sich für jede Stützstelle eine dynamische, symmetrische Übertragungsmatrix gemäß der vorbezeichneten Beschreibung, im Allgemeinen mit jeweils sechs verschiedenen Koeffizienten.

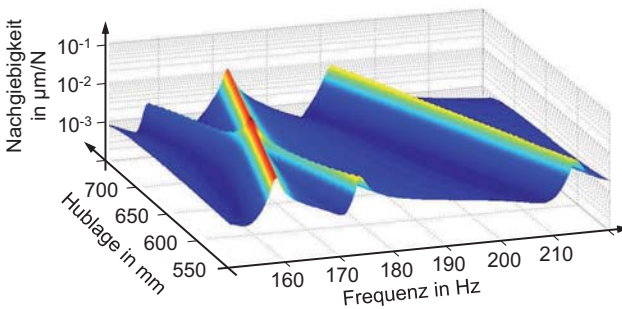
Im nächsten Schritt erfolgt die Oszillator-Parameteridentifikation auf Basis der Frequenzgänge aus den Übertragungsmatrizen. Indem für jeden berücksichtigten Frequenzgang jeder relevanten Resonanz- oder Antiresonanzstelle ein Oszillator zugeordnet wird, bildet sich ein Oszillatormodell als approximiertes, effizientes Ersatzmodell des linearisierten FE-Referenzmodells aus.



- Schritte zur Berücksichtigung des positionsabhängigen Schwingungsverhaltens
  - Entsprechend der Hub-, Mittel- und Endlagen der translatorischen Vorschubachsen im quaderförmigen Arbeitsraum werden Stützpositionen bzw. Arbeitspunkte festgelegt (rote und blaue Punkte)
  - An jedem Arbeitspunkt wird eine strukturdynamische Übertragungsmatrix bestimmt, für deren Koeffizienten jeweils eine Oszillatorgruppe identifiziert wird

Bild 4-14: Definition von Stützpunkten (rote und blaue Punkte) im gesamten Arbeitsraum

Je nach Approximationsqualität können nahezu identische Simulationsergebnisse im Zeit- und Frequenzbereich erzielt werden. Abhängig vom betrachteten Maschinensystem und vom Bearbeitungsprozess müssen dabei nicht zwangsläufig alle Koeffizienten der Übertragungsmatrix berücksichtigt werden. Beispielsweise sind im Falle der Maschine HELLER MCH 350 die dynamischen Kreuznachgiebigkeiten vernachlässigbar gering.



- Bei diesem Beispielsystem variieren die Schwingungseigenschaften signifikant mit der Hublage
- Ein Kreuzung der Eigenmoden (*Mode Switch*) tritt hier in der Hublage 650 mm und bei der Frequenz 168 Hz auf

Bild 4-15: Darstellung eines Mode Switches im Amplitudengang durch Variation der Hublage eines Vorschubschlittens [KURZ12]

Die Software erkennt für gemessene oder simulierte Frequenzgänge die relevanten Resonanzstellen und ordnet diesen Oszillatoren mit zunächst geschätzten Koeffizienten (Massen  $m_{ijs}$ , Steifigkeiten  $k_{ijs}$ , Dämpfungen  $c_{ijs}$  und Anteilsfaktoren  $f_{ijs}$ ) zu. Die Superposition aller Einzelfrequenzgänge führt zur dynamischen Approximation des Referenzfrequenzgangs aus der Übertragungsmatrix. Ein gradientenbasiertes Optimierungsverfahren variiert daraufhin die Oszillatorkoeffizienten so, dass sich eine möglichst gute Übereinstimmung zwischen Referenz und Approximation bezüglich Amplitude und Phase ergibt. Auf diese Weise wird für jeden Frequenzgang einer Zerspanstelle bzw. Stützposition ein Ersatzmodell erzeugt. Üblicherweise weisen NFG an benachbarten Stützpositionen gewisse Ähnlichkeiten auf. Die Software ist in der Lage, von diesen Ähnlichkeiten zu profitieren, indem die optimierten Koeffizienten einer

Stützposition als Startwerte für eine benachbarte Stützposition verwendet werden. Darüber hinaus lassen sich die automatisiert durchgeführten Schritte durch manuelle Interaktion beeinflussen. Beispielsweise lassen sich Oszillatorsymbole im Amplitudendiagramm mit Hilfe der Computermaus interaktiv verschieben. Einzelne Oszillatoren können manuell ergänzt oder gelöscht werden.

Wie eingangs erwähnt, wird die Hublagenabhängigkeit während der transienten Stabilitätssimulation des Zerspanungsprozesses berücksichtigt, indem eine positionsabhängige Anpassung der Oszillatorkoeffizienten erfolgt. In ReffiZ erfolgt die Anpassung durch eine mehrdimensionale, positionsabhängige Interpolation der Oszillatorkoeffizienten (vgl. Kap. 6.3.1), die zuvor an den Stützpositionen ermittelt werden. Dies setzt voraus, dass die Anzahl der Oszillatoren pro Frequenzgang für alle Stützpositionen konstant bleibt, selbst dann, wenn die Relevanz einzelner Resonanzstellen in bestimmten Bereichen des Arbeitsraumes nicht mehr erkennbar ist.

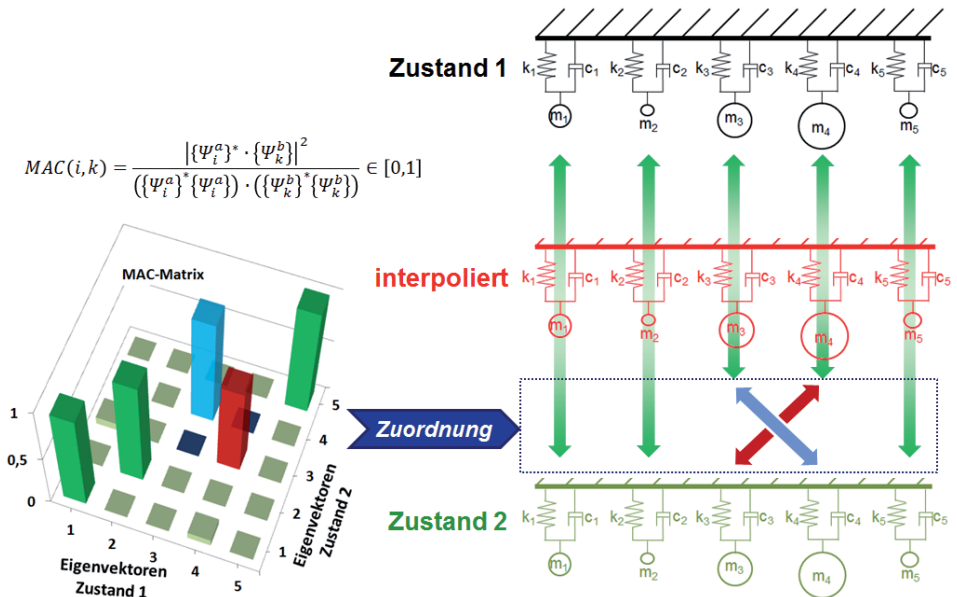


Bild 4-16: Zuordnung der Oszillatoren auf Basis der Ähnlichkeit der Schwingungsformen des Referenzsystems im Falle eines Mode Switches

Darüber hinaus muss berücksichtigt werden, dass sich die Resonanzfrequenzreihenfolge bestimmter Schwingungsformen durch die Hublagenvariation ändern kann (Bild 4-15). Dieser als Mode Switch bezeichnete Vorgang tritt beispielsweise dann auf, falls sich die Resonanzfrequenz einer werkzeugseitigen Kippschwingung durch eine Hublagenänderung des Werkzeugschlittens um 20% erhöht, und dabei die Frequenz einer unbeeinflussten, werkstückseitigen Resonanzschwingung überholt wird. Die Software QuickOsci ist in der Lage, Mode Switches zu identifizieren, indem jeder Oszillator einer bestimmten Schwingungsform des Referenzsystems zugeordnet wird. Ein paarweiser Vergleich der Schwingungsformen an verschiedenen Stützpositionen mittels einer MAC-Matrix [ALLE02] lässt die eindeutige Zuordnung über die Ähnlichkeit der Schwingungsformen zu (Bild 4-16). Bei diesen Schwingungsformen handelt es sich

nicht um gedämpfte oder ungedämpfte Eigenformen, sondern um die komplexen Verlagerungen des Referenzsystems unter dem Einfluss der idealisierten harmonischen Prozesskräfte, die relativ zwischen dem Werkzeug und dem Werkstück wirken. Die Software QuickOsci verfügt über weitere Möglichkeiten der Automatisierung bis hin zur Erstellung eigener Makroskripte.

Es sei noch angemerkt, dass die Parameteridentifikation auch auf gemessenen NFG basieren kann. Jedoch ist hier der messtechnische Aufwand bei der Berücksichtigung vieler Stützpositionen im Arbeitsraum sehr hoch. Im Gegensatz zur simulativen NFG-Ermittlung ist eine Automatisierung bei der Messung nur bedingt möglich. Der Vollständigkeit halber sei noch erwähnt, dass die in ReffiZ nicht betrachtete Identifikation rotativer Freiheitsgrade in bestimmten Fällen sinnvoll sein kann. Beispielsweise können auf diese Weise Torsionsschwingungen langer Bohrwerkzeuge berücksichtigt werden. In ReffiZ wird die Abhängigkeit der Maschinen- bzw. Prozessdynamik von den drei translatorischen Hublagen der Maschine berücksichtigt. Die beschriebene Methode ermöglicht die Berücksichtigung weiterer Einflüsse auf die Prozessdynamik, wie beispielsweise die Massen- und Steifigkeitsreduktion des Werkstücks während des Zerspanungsvorgangs oder eine veränderliche Winkelorientierung zwischen der Werkzeugachse und dem Werkstück bei einer 5-Achs-Bearbeitung.

#### **4.1.4 Ermittlung modaler Parameter aus simulierten oder gemessene Nachgiebigkeitsfrequenzgängen**

Das strukturdynamische Verhalten der Werkzeugmaschine kann sowohl messtechnisch, als auch simulativ ermittelt werden. Da für die Berechnung der Schwingungsantwort der Struktur im Zeitbereich die modalen Parameter (Polstellen und skalierte Eigenvektoren) benötigt werden, werden diese anhand der gemessenen Frequenzgänge zumeist in einem Fit-Prozess bestimmt. Der Fit-Prozess kann genauso dazu dienen die modalen Parameter für ein FE-Modell der Werkzeugmaschine zu bestimmen. Hier können die gesuchten Parameter jedoch auch direkt durch die Lösung eines Eigenwertproblems bestimmt werden.

Der Fit-Prozess ist wesentlicher Bestandteil der experimentellen Modalanalyse, vgl. Kap. 2.1.1. Üblicherweise wird die Regression in zwei Schritten durchgeführt. Außerdem sind eine Vorbereitung der Eingangsgrößen und eine Verifikation des Fit-Ergebnisses erforderlich. Die wesentlichen Schritte des Fit-Prozesses zeigt Bild 4-15.

Im ReffiZ-Projekt wurde eine modifizierte Version des bekannten Polymax-Verfahrens [PEET04] implementiert. Im Vergleich zu anderen populären Verfahren, z. B. LSCE [VOLD82] oder RFP [SHIH88], wird das Stabilisierungsdiagramm schneller berechnet und stabilen Pole werden deutlicher angezeigt. Bezüglich der Größenordnung der FRF-Matrix ist das Verfahren flexibel nutzbar. Die Identifikation der modalen Parameter funktioniert bei einzelnen Frequenzgängen genauso wie bei MIMO (Multiple Input Multiple Output) – Systemen mit vielen Anregungs- und Antwortfreiheitsgraden.

Ein typisches Stabilisierungsdiagramm zeigt Bild 4-18a. Über die verschiedenen Ordnungen des für die nichtlineare Regression verwendeten analytischen Systems werden jeweils physikalisch sinnvolle (die gesuchten) Pole und physikalisch nicht sinnvolle Pole identifiziert. Da die nicht sinnvollen Lösungen stark in der Frequenz variieren, während die tatsächlichen Pole jeweils bei nahezu derselben Frequenz identifiziert werden. Anhand der Veränderungen der Eigenfrequenzen mit der Systemordnung können folglich die Pole der Struktur identifiziert wer-

den. Einen Vergleich von synthetisiertem Frequenzgang und Referenz-Frequenzgang (hier ein mit einem Rauschanteil verzerrter analytischer Frequenzgang) zeigt Bild 4-18b. Sobald die Polstellen bekannt sind, werden die Residuen bzw. Eigenvektoren in einer linearen Ausgleichsrechnung bestimmt (LSFD-Algorithmus, [HEYLO7])

Eingangsgrößen	FRF-Matrix $H_{[N_o, N_i, N_f]}$	Frequenzvektor $f_{[1, N_f]}$	maximale Polanzahl
<b>Vorbereitung</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Auswahl des betrachteten Frequenzbereichs</li> <li>- Berechnung der Moden-Indikationsfunktion</li> <li>- Skalierung der FRF-Matrix und Projektion des Frequenzvektors auf das Intervall [0, 1]</li> </ul>		
<b>Nichtlineare Regression zur Bestimmung der Polstellen</b>	Sukzessive Erhöhung der Polanzahl Für jede Ordnung: <ul style="list-style-type: none"> <li>- Bestimmung der Polstellen für eine gute Übereinstimmung von Messung und Simulation im gewählten Frequenzbereich</li> </ul>		
<b>Lineare Regression zur Bestimmung der Residuen</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Plot des Stabilisierungsdiagramms</li> <li>- Manuelle Auswahl der stabilen Pole</li> </ul>		
<b>Verifikation</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Vergleich gemessener und synthetisierter Frequenzgänge</li> </ul>		

Bild 4-17: Vorgehensweise bei der Identifikation modaler Parameter durch einen Fit-Prozess

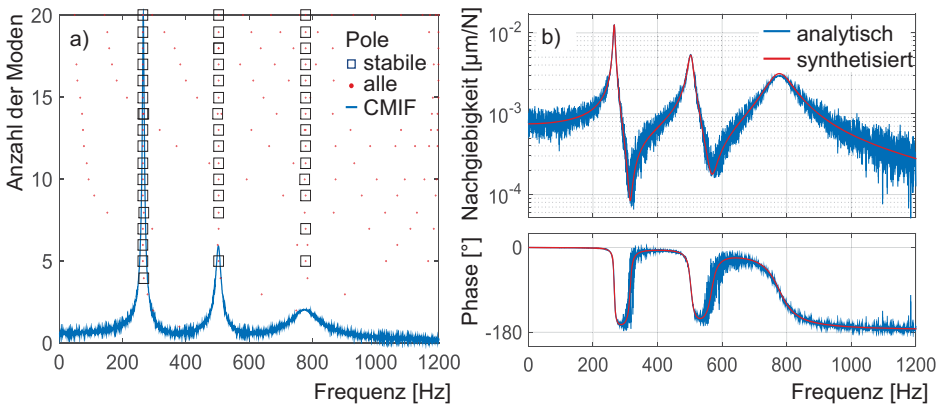


Bild 4-18: a) Beispiel für ein Stabilisierungsdiagramm und b) Verifikation des Fit-Prozesses durch Vergleich von synthetisiertem Frequenzgang und Referenz-Frequenzgang

Neben dem Polymax-Ansatz wurde ein neuartiges gradientenbasiertes Verfahren entwickelt. Im Gegensatz zum Polymax-Ansatz erfolgt die Regression bei diesem Verfahren einschrittig und es ist keine manuelle Auswahl der Pole erforderlich. Zur Anwendung dieses Fit-Verfahrens wurde im Reffiz-Projekt ein eigenständiges Programm (QuickOsci) inklusive grafischer Benutzeroberfläche entwickelt, vgl. Bild 4-2 und Bild 6-12.

## 4.2 Anwendung für Fräsprozess

Autor: M. Daniels

Die im Kap. 4.1 motivierte Methodik zur Simulation von Fräsprozessen wird nun exemplarisch angewendet und durch Messungen verifiziert.

### 4.2.1 Experimentelle Untersuchungen

Um das Simulationsmodell zu Verifizieren und zu Parametrieren wurden experimentelle Untersuchungen an einer Fahrständerfräsmaschine durchgeführt. Eine konventionelle Stabilitätskarte wurde ermittelt für eine Vollnutbearbeitung. Der gleiche Aufbau wird zur Ermittlung der Zerspankraftkoeffizienten (für das Modell gemäß Gl. 4-1) verwendet. Die dynamische Nachgiebigkeit am Tool Center Point wird in verschiedenen Achspositionen vermessen.

#### Experimentelle Stabilitätskarte

Zur experimentellen Ermittlung der Stabilitätsgrenze werden Zerspanversuche durchgeführt. Die Versuchsbedingungen werden in Bild 4-19 aufgeführt. Der vierschneidige Eckmesserkopffräser wird verwendet um Vollnuten zu erzeugen, wobei in positive y-Richtung gefräst wird. Das Werkstück (C45) ist auf einer Kraftmessplattform befestigt, mithilfe derer die in x-, y- und z-Richtung wirkenden Kräfte erfasst werden können. Mit Hilfe dreiachsiger Beschleunigungssensoren werden die Verlagerungen auf der Werkzeug- und auf der Werkstückseite erfasst.

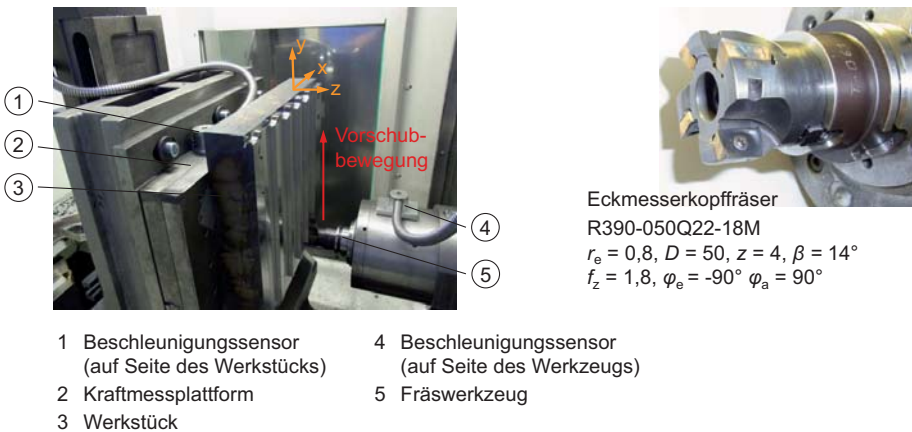


Bild 4-19: Betrachteter Fräsprozess und Messaufbau

Während der Fräsversuche zur Ermittlung der Stabilitätsgrenze bleibt der Vorschub pro Zahn konstant. Variiert werden die unabhängigen Parameter Drehzahl und Schnitttiefe. Die Vorschubgeschwindigkeit wird als abhängiger Parameter so angepasst, dass der Vorschub pro Zahn konstant bleibt. Ob ein Prozess stabil oder instabil ist, wird anhand von drei Aspekten entschieden. Erstes Kriterium ist das subjektive Geräuschempfinden des Maschinenbedieners. Zweites Kriterium ist die erzielte Oberfläche, insbesondere auf den seitlichen Flächen der gefrästen Nut. Drittes und wichtigstes Kriterium sind Spektrogramme, welche für die auf Werkzeug- und Werkstückseite ermittelten Beschleunigungen berechnet werden. Während die Entscheidung basierend auf dem wahrgenommenen Bearbeitungsgeräusch nur manchmal leicht

fällt, bieten Oberfläche und Spektrogramm eine bessere Entscheidungsgrundlage. Wenn der Prozess instabil ist, zeigen sich auf den seitlichen Flächen der Fräsnuten unregelmäßige Markierungen, welche aus der Fräskinetik überlagerten Schwingbewegungen resultieren. Das Spektrogramm zeigt im Falle einer Instabilität neben den Zahneingriffsfrequenzen auch die Frequenz der Ratterschwingung. Die Amplitude der Ratterschwingung ist dabei in der Regel um ein Vielfaches größer als die Amplitude aufgrund der Zahneingriffe.

Wenn eine Parameterkombination (Drehzahl, Schnitttiefe) stabil ist, so wird im Diagramm in Bild 4-20 ein grüner Punkt eingetragen. Wenn der betrachtete Prozess instabil ist, wird er mit einem roten Punkt gekennzeichnet. Wenn der Prozess grenzstabil ist (gleiche spektrale Amplituden der fremderregten und der selbsterregten Schwingungen) so wird er mit einem orangen Punkt gekennzeichnet. Insgesamt ergibt sich ein typischer Verlauf der Stabilitätsgrenze. Vier Rattersäcke wurden (zum Teil ansatzweise) identifiziert. Die Ratterfrequenzen liegen entweder bei ca. 150 Hz oder bei ca. 110 Hz.

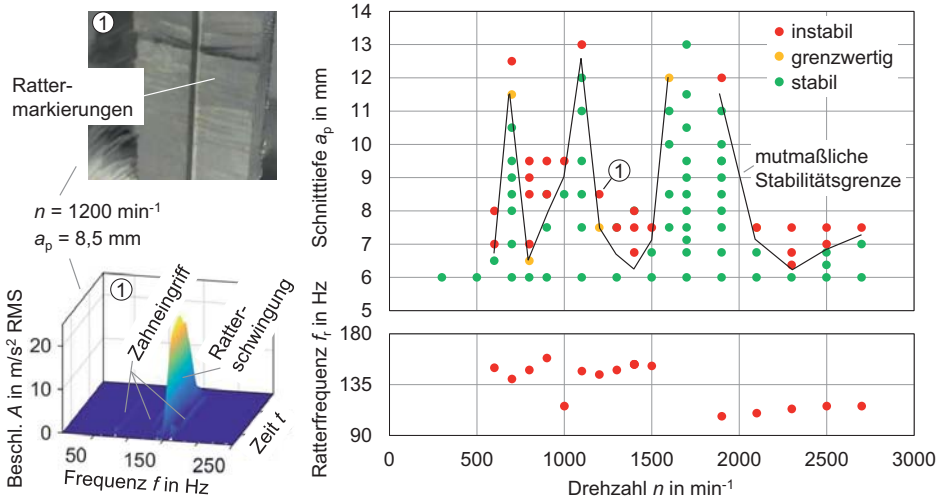


Bild 4-20: Experimentell ermittelte Stabilitätskarte

### Ableitung der Zerspankraftkoeffizienten

Die Zerspankräfte für die in Bild 4-19 gezeigte Werkzeug-Werkstück-Kombination werden gemäß der in Kap. 5.1.1 detailliert erläuterten Methode aus den statischen Anteilen der Zerspankräfte ermittelt. Ein Satz von Koeffizienten ( $K_{TC}$ ,  $K_{TC}$ ,  $K_{AC}$ ,  $K_{TE}$ ,  $K_{RE}$ ,  $K_{AE}$ ) wird jeweils basierend auf Zerspanversuchen mit konstanter Schnitttiefe  $a_p$  bestimmt. Der Vorschub pro Zahn und die Schnittgeschwindigkeit  $v_c$  wurden jeweils variiert ( $v_c = 110 / 173 / 267$  m/min,  $f_z = 0,15 / 0,18 / 0,21$  mm). Der Einfluss der betrachteten Schnittgeschwindigkeit auf die mittleren Zerspankräfte ist klein gegenüber der Einflüsse von Schnitttiefe und Vorschub pro Zahn. Die ermittelten Koeffizienten sind in Bild 4-21 aufgetragen, wobei unterschieden wird zwischen Schnitt- und Eckkoeffizienten.



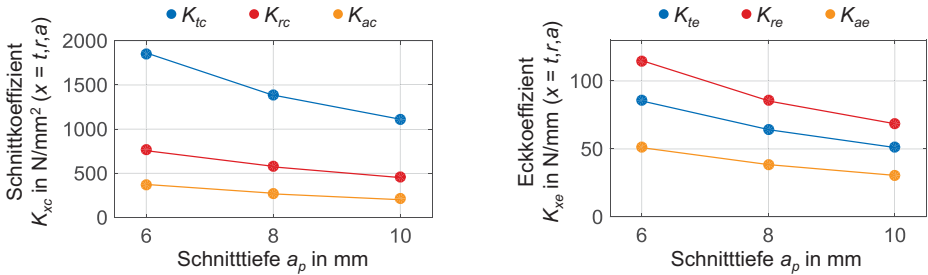


Bild 4-21: Zerspankraftkoeffizienten für Referenzprozess

Dass die Kraftkoeffizienten nicht unabhängig von der Schnitttiefe sind, sondern hier für kleinere Schnitttiefen ansteigen kann wie folgt erklärt werden: Am Ende der Schneide, im Bereich des Schneidkantenradius, sind die Mechanismen der Materialtrennung andere, als auf der Schneidkante, in einem gewissen Abstand vom Schneidkantenradius. Im Bereich des Schneidkantenradius wird Material sowohl von der Schneide, als auch von der Nebenschneide abgetrennt. Die Zerspankraftkoeffizienten sind jedoch auf den Spanquerschnitt entlang der Hauptschneide bzw. die Länge der Hauptschneide bezogene Kräfte. Folglich steigen die Koeffizienten für kleine Schnitttiefen an, da auf die Nebenschneide wirkenden Kräfte hier mehr ins Gewicht fallen.

Da für den betrachteten Fräser der Einstellwinkel  $\kappa = 90^\circ$  ist, ist die tangential wirkende Kraft größer als die radial und die axial wirkenden Schnittkräfte. Zwar sind die Reibkoeffizienten wesentlich kleiner (etwa um das Zehnfache) als die Schnittkoeffizienten, da sie auf die Schneidkantenlänge und nicht auf den Spanquerschnitt bezogen werden, dennoch liegen die Reib- und die Schnittkraftanteile vergleichsweise nah zusammen.

### Vermessung der dynamischen Maschinennachgiebigkeit

Die Grundlagen der Frequenzgangmessung wurden bereits in 2.1.1 erläutert. Hier soll durch messtechnische Untersuchungen insbesondere das positionsabhängige Nachgiebigkeitsverhalten quantitativ erfasst werden. Aufgeführt werden diejenigen Messungen, welche eine große Sensitivität bezüglich der Achspositionen zeigen. Bei der betrachteten Fahrständerfräsmaschine variiert das dynamische Verhalten insbesondere bei Variation der Position der y-Achse.

Bild 4-22 zeigt die direkten Frequenzgänge  $G_{xx}$  und  $G_{yy}$  in Abhängigkeit der y-Achsposition. Die Messungen werden jeweils in diskreten y-Positionen wiederholt. Zur Kräfteanregung wird ein elektrodynamischer Absoluterregger mit dem Werkzeug verbunden. Der Erregger ist elastisch im Kran aufgehängt. Die Kraft wird über eine dünne Stange in das Werkzeug eingeleitet. Diese Stange weist eine sehr geringe radiale Steifigkeit auf, so dass kaum Querkräfte in die Maschinenstruktur eingeleitet werden. Am Werkzeug ist ein Impedanzkopf befestigt, in den die dünne Stange eingeschraubt wird. Der Impedanzkopf erfasst koaxial die einwirkende Kraft und die resultierende Beschleunigung. Mit einem derartigen Messaufbau können qualitativ gute Frequenzgänge erfasst werden. Bezüglich der Variation der y-Position zeigt sich bei  $G_{xx}$  eine stärkere Varianz als bei  $G_{yy}$ . Die Schwingungsmoden bei 105 - 125 Hz verschiebt sich bei Erhöhung der y-Position zu niedrigeren Frequenzen und die Resonanznachgiebigkeiten nehmen zu. Bei



der Mode im Bereich 140 - 145 Hz wird dazu gegensätzliches Verhalten beobachtet. Auch bezüglich der Nachgiebigkeit  $G_{yy}$  zeigen sich merkliche Variationen.

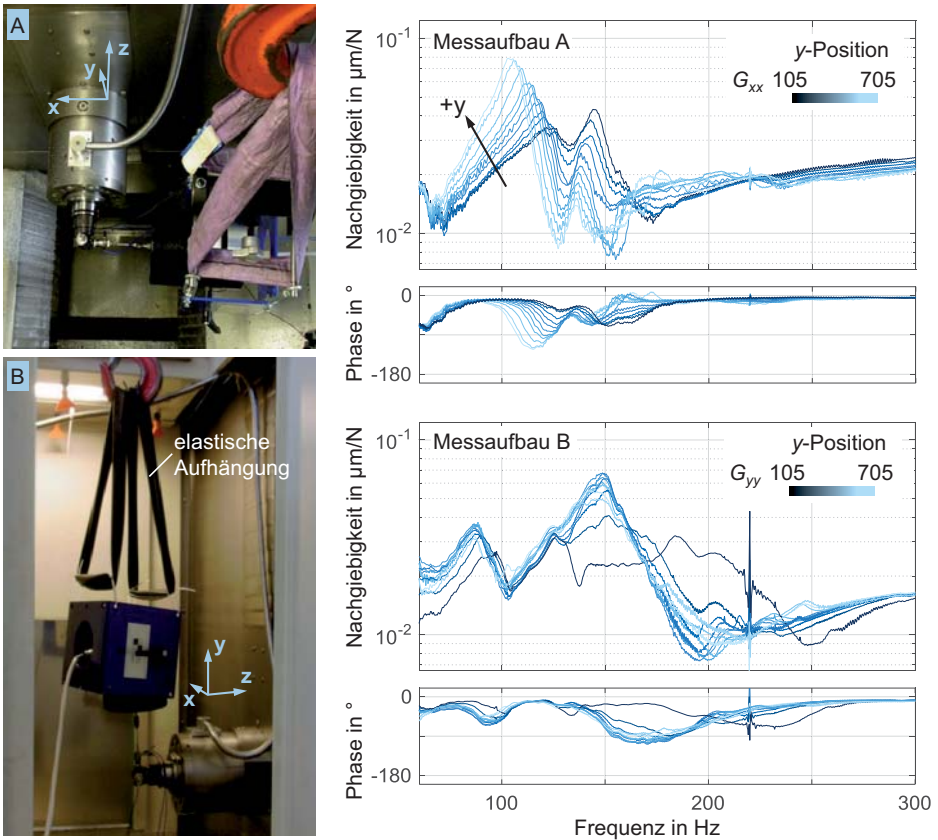


Bild 4-22: Vermessung der dynamischen Nachgiebigkeit der Werkzeugseite

### Reduziertes FE-Modell der Fräsmaschine

Die Maschinenkomponenten werden wie in Kap. 4.1.2 angesprochen, mit der Dual-Craig-Bampton Methode reduziert, um die Anzahl der Freiheitsgrade, und damit den Rechenaufwand zu verringern. Ausgehend von dem in Bild 4-23 dargestellten CAD-Modell wird ein einfaches reduziertes FE-Modell erstellt. Dieses FE-Modell umfasst zunächst fünf reduzierte Strukturkomponenten. Durch die Reduktion der FE-Komponenten wurde die Anzahl der Freiheitsgrade um 96% und die Rechenzeit für die Bestimmung der modalen Parameter um 94% reduziert.

Die Steifigkeitswerte der Koppellemente wurden für die erste Berechnung gemäß Herstellerangaben und bekannten Forschungsergebnissen [BREC12b, BREC13b, BREC14b] gewählt. Durch einen Vergleich von Simulation und Messung bezüglich der Eigenfrequenzen und der Verläufe der am Tool Center Point ermittelten Frequenzgänge werden die Koppelstellenpara-

meter sukzessive angepasst, um eine bessere Übereinstimmung von Messung und Simulation zu erhalten.

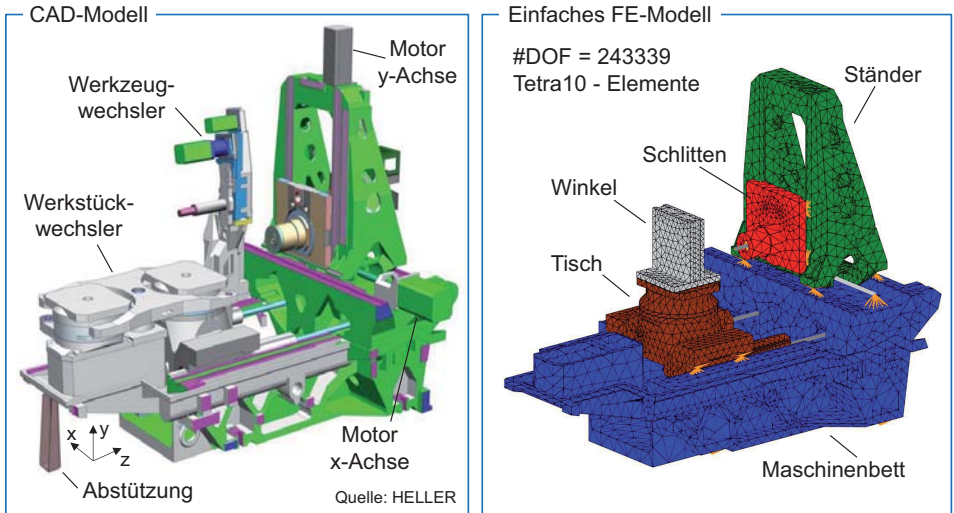


Bild 4-23: Einfaches Simulationsmodell der Fräsmaschine

#### 4.2.2 Vergleich von Simulation und Experiment

Hier wird durch einen Vergleich von Simulations- mit Messergebnissen die Qualität der entwickelten Modelle beurteilt. Zunächst werden mit Hilfe der Kraftkoeffizienten die Zerspankräfte für exemplarische Prozessparameter berechnet und den gemessenen Kräften gegenübergestellt. Anschließend werden die für verschiedene y-Positionen bestimmten Nachgiebigkeitsfrequenzgänge mit den gemessenen Frequenzgängen verglichen.

##### Vergleich bezüglich der Zerspankräfte

Die Zerspankräfte werden gemäß der Beschreibung in Kap. 4.1.1 mit den zuvor ermittelten Kraftkoeffizienten für den einfachen Fall konstanter Eingriffsverhältnisse (vgl. Bild 4-19) zunächst unter Vernachlässigung der dynamischen Maschinennachgiebigkeit berechnet. Hier werden exemplarisch zwei verschiedene Prozesse herausgegriffen. Die berechneten und gemessenen Kraftverläufe werden in Bild 4-24 gegenübergestellt. Die Zahneingriffsfrequenz ist gut zu erkennen, aber auch, dass die einzelnen Schneiden praktisch verschiedene Kräfte erzeugen, vermutlich aufgrund ihres individuellen Verschleißzustands oder unterschiedlicher radialer Positionierungen im Werkzeugträger. Sowohl in den simulierten als auch in den gemessenen Signalen ist der Einfluss des Helixwinkels zu erkennen. Der Helixwinkel verhindert eine sprunghafte Veränderung der Kräfte beim Ein- bzw. Austritt der Schneiden. Die verbleibenden Abweichungen könnten beispielsweise aus Störeinflüssen in der Messkette oder der Vernachlässigung der dynamischen Nachgiebigkeit der Maschinenstruktur resultieren.

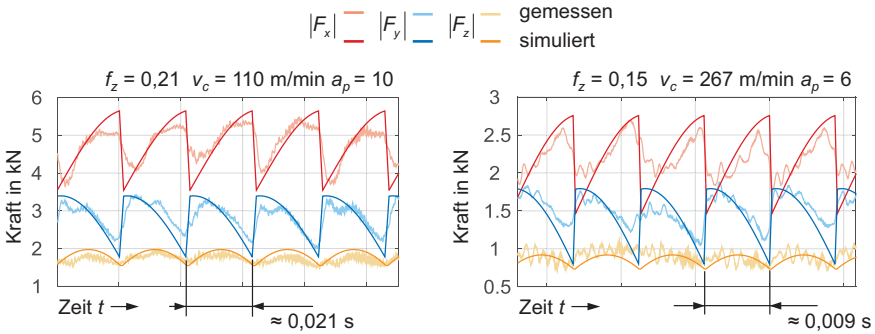
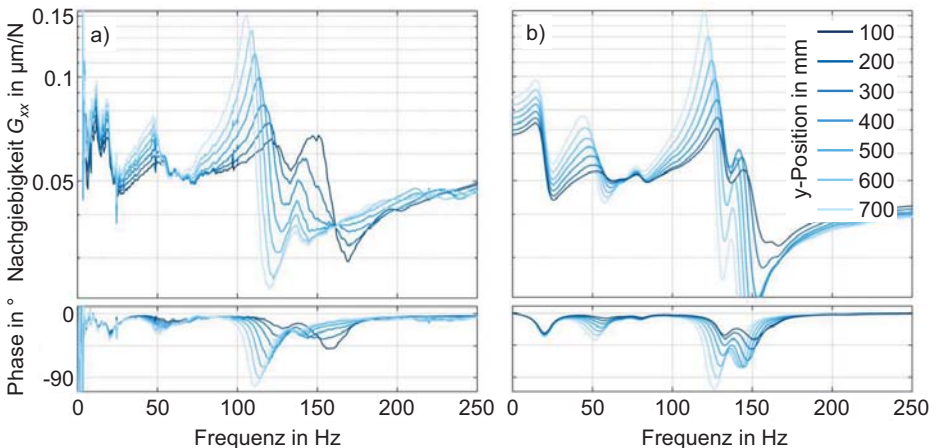


Bild 4-24: Vergleich simulierter und gemessener Zerspankräfte

### Vergleich bezüglich der dynamischen Maschinennachgiebigkeit

Um eine gute Übereinstimmung zwischen FE-Modell und Werkzeugmaschine zu erzielen ist insbesondere wichtig, dass die als dreidimensionales Feder-Dämpfer-Element modellierten Koppellemente korrekt abgebildet werden. Das Maschinenmodell aus Bild 4-23 umfasst 25 Feder-Dämpfer-Elemente, sodass prinzipiell 150 unbekannte Parameter gewählt werden müssen. Ausgehend von den in der Literatur [BREC12b, BREC13b, BREC14b] angegebenen Richtwerten, werden die Parameter so angepasst, dass eine möglichst gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung erzielt wird.

Bild 4-25 stellt die für verschiedene y-Positionen ermittelten Frequenzgänge  $G_{xx}$  gegenüber. Für die Mode bei ca. 48 Hz wurde eine gute Übereinstimmung in Nachgiebigkeit und Eigenfrequenz erzielt. Für die Mode bei ca. 105 - 135 Hz wurde eine gute Übereinstimmung der Nachgiebigkeiten erzielt. Für die Mode bei ca. 140 bis 151 Hz wurde eine gute Übereinstimmung der Eigenfrequenzen erzielt.

Bild 4-25: Gemessene (a) und simulierte (b) dynamische Nachgiebigkeit  $G_{xx}$  für verschiedene y-Positionen

### 4.3 Modellierung des Drehprozesses

#### 4.3.1 Dynamisches Zerspankraftmodell für den Drehprozess

Autor: V. Sellmeier

Zur Beschreibung der Dynamik des Drehprozesses ist ein genaues Modell zur Abbildung der dynamischen Zerspankräfte von zentraler Bedeutung. Mit den dynamischen Kräften sind die Kraftanteile gemeint, die sich durch Abweichungen vom stationären, d. h. schwingungsfreien, Prozesszustand ergeben. Zur Beschreibung der Schneidkantenkontur wurde das in Bild 4-26 dargestellte Modell gewählt. Die Winkel  $\alpha_c$ ,  $\beta_c$  und  $\gamma_c$  geben die Neigung der Haupt-, Neben- und Breitschlichtschneide an. Die zwei Übergänge zwischen diesen drei Schneidkantensegmenten werden durch die Radien  $R_1$  und  $R_2$  beschrieben. Die Länge der Breitschlichtschneide ist  $b_c$ . Für die Modellierung eines Drehwerkzeugs ohne Breitschlichtschneide wird dieser Wert zu Null gesetzt.

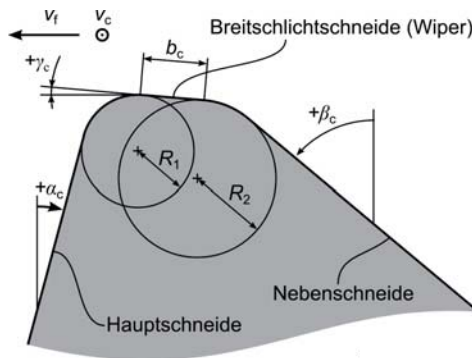


Bild 4-26: Modellierung der Schneidkante

Die stationären Prozesskräfte lassen sich nun näherungsweise mit dem Zerspankraftmodell von Friedrich [FRIE09] beschreiben. Bei diesem Modell ergeben sich die tangentielle, radiale und axiale Kraftkomponente ( $F_t$ ,  $F_r$  und  $F_a$ ) als Summen eines Kraftanteils, der proportional zum Spanungsquerschnitt ist (Scherkraftanteil), und einem weiteren Anteil, der proportional zur Länge der im Eingriff befindlichen Schneidkante (Reibkraftanteil) ist. Da der Spanungsquerschnitt beim Drehen im Allgemeinen eine gekrümmte Form hat, ist es für die Anwendung dieses Zerspankraftmodells notwendig, den Spanungsquerschnitt zu diskretisieren. Die vorgenommene Diskretisierung ist in Bild 4-27 dargestellt. Das Zerspankraftmodell lässt sich dann durch folgende Gleichungen beschreiben:

$$\begin{aligned} dF_{t,j} &= K_{tc} dA_j + K_{te} dS_j \\ dF_{r,j} &= K_{rc} dA_j + K_{re} dS_j \\ dF_{a,j} &= K_{ac} dA_j + K_{ae} dS_j \end{aligned} \quad \text{Gl. 4-11}$$

$dA_j$  und  $dS_j$  sind hier die Fläche und die Länge des  $j$ -ten Inkrements des Spanungsquerschnitts.  $K_{tc}$ ,  $K_{rc}$  und  $K_{ac}$  sind die flächenproportionalen und  $K_{te}$ ,  $K_{re}$  und  $K_{ae}$  die längenproportionalen Kraftkoeffizienten.  $\mathbf{e}_{t,j}$ ,  $\mathbf{e}_{r,j}$ , und  $\mathbf{e}_{a,j}$  sind der tangentielle, radiale und axiale Richtungsvektor des  $j$ -ten Inkrements des Spanungsquerschnitts. Die vektorielle Summe aller Zerspankraftkompo-

nenen ergibt dann den Vektor der Gesamtzerspannkraft. Dieser kann dann wiederum komponentenweise auf die Schnitt-, Vorschub- und Passivrichtung  $e_c$ ,  $e_f$  und  $e_p$  projiziert werden.

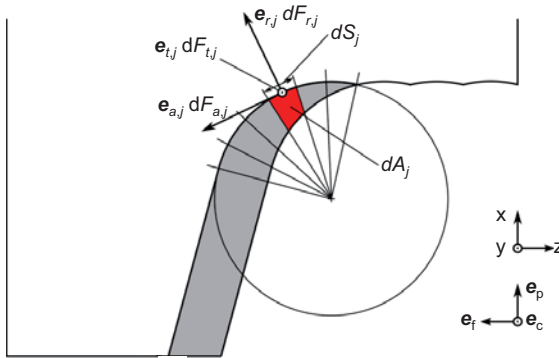


Bild 4-27: Zerspannkraftmodell

Die drei Scherkraftkoeffizienten und die drei Reibkraftkoeffizienten sind durch Schnittkraftversuche, bei denen üblicherweise der Vorschub pro Bauteilumdrehung  $f$  variiert wird, zu identifizieren. Diese Vorgehensweise liefert jedoch nur die Zerspannkraft für den stationären Drehprozess. Für die theoretische Stabilitätsanalyse des dynamischen Drehprozesses ist es jedoch notwendig, die partiell nach den örtlichen Relativverlagerungen abgeleiteten Zerspannkraftkomponenten zu ermitteln. So ist z. B.  $dF_c/dx$  die nach der Relativverlagerung  $dx$  abgeleitete Schnittkraft. Mit den drei verschiedenen Zerspannkraftkomponenten und den drei Relativverlagerungsrichtungen ergeben sich insgesamt neun Werte, die sich in einer Matrix zusammenfassen lassen. Durch Multiplikation dieser Matrix mit den Relativverlagerungen lassen sich dann die dynamischen Zerspannkraftanteile wie folgt ermitteln:

$$\begin{bmatrix} dF_c \\ dF_f \\ dF_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{dF_c}{dx} & \frac{dF_c}{dy} & \frac{dF_c}{dz} \\ \frac{dF_f}{dx} & \frac{dF_f}{dy} & \frac{dF_f}{dz} \\ \frac{dF_p}{dx} & \frac{dF_p}{dy} & \frac{dF_p}{dz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dx \\ dy \\ dz \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 4-12}$$

Der Wert  $dF_c/dx$  wird berechnet, indem in der Simulation das Werkzeug um einen sehr kleinen Betrag  $dx$  gegenüber dem Werkstück verlagert wird. Es gilt dann

$$x_1 = x_0 + dx \quad \text{Gl. 4-13}$$

Mit der sich für diesen Verlagerungszustand einstellenden Schnittkraft  $F_{c,1}$  kann dann

$$\frac{dF_c}{dx} = \frac{F_{c,1} - F_{c,0}}{x_1 - x_0} \quad \text{Gl. 4-14}$$

als die partielle örtliche Ableitung der Schnittkraft angegeben werden.

Diese Vorgehensweise stellt eine Linearisierung der dynamischen Prozesskraftanteile um den stationären Zustand dar. Dies erscheint zulässig, da für die theoretische Stabilitätsanalyse

ebenfalls nur infinitesimal kleine Abweichungen des stationären Zustands betrachtet werden. Bei der Stabilitätsanalyse von Fräsprozessen werden meist nur Schwingungen in der Ebene betrachtet, die senkrecht zur Fräserachse steht. Diese Verlagerungen bewirken daher keine Änderung der im Eingriff befindlichen Schneidenlänge. Bei dem hier vorgestellten Modellansatz für den Drehprozess ist dies anders. D. h. auch die Reibkoeffizienten haben eine Auswirkung auf die dynamischen Prozesskraftanteile.

### 4.3.2 Effekte der geschwindigkeitsabhängigen Prozesskräfte

Autor: J. Kleckner

Das in ReffIZ verwendete Modell der Prozessdynamik basiert auf den dynamischen Verlagerungen der Maschinenstruktur, die dann im Zerspanprozess dynamische und auf die Maschinenstruktur zurückwirkende Prozesskräfte induzieren. Zur mathematischen Approximation der Prozesskräfte wurden die dynamischen Zerspankraft-Koeffizienten eingeführt. Durch den Regenerativ-Effekt werden aus den lageabhängigen dann totzeitabhängige Prozesskräfte, welche in den meisten Fällen die Hauptursache für die Prozessinstabilität darstellen.

Neben diesen lage- und totzeitabhängigen Prozesskräften werden an Werkzeugen jedoch auch solche induziert, die auf die Verlagerungsgeschwindigkeit der Maschinenstruktur zurückzuführen sind. Durch die Berücksichtigung dieser Prozesskräfte werden die dynamischen Zerspankraft-Koeffizienten komplex. Im Weiteren wird nun dargelegt, wie derartige Prozesskräfte experimentell identifiziert werden können und welche Bedeutung ihnen bezüglich einer Stabilitätsanalyse zugeordnet werden kann. Bei der hier verwendeten Methode handelte es sich um die Kennfeld-Linearisierung, die in der experimentellen Phase einen minimalen Aufwand mit sich bringt und nur in der Datenaufbereitung einen etwas erhöhten Aufwand zeigt.

Den Ausgangspunkt der Analyse der geschwindigkeitsabhängigen Prozesskräfte stellen Zerspanversuche dar, bei welchen bei Messung der Zerspankräfte die Parameter – die Schnittgeschwindigkeit  $v_c$ , der Vorschub  $f$  und der Freiwinkel  $\alpha$  – systematisch variiert wurden (Bild 4-28). In Bild 4-29 ist das Kennfeld der Vorschubkraft  $F_f = F_f(f, v_c, \alpha)$  für einen Parameterbereich dargestellt. Danach besitzt das Kennfeld für zunehmende Parameter  $v_c > 0$ ,  $\alpha > 0$  in der Tendenz einen fallenden Verlauf, d. h., dass die numerisch ermittelbaren reellen Proportionalitätskoeffizienten überall negative Vorzeichen aufweisen.

Der Fall  $-K_{fv} < 0$  stellt hierbei keine neue Erkenntnis dar, sondern bestätigt die bisherige Zerspannungsforschung zum Thema der fallenden  $F_c$ -Kennlinie. Für die Stabilitätsanalyse ist dabei jedoch von zentraler Bedeutung, dass diese Prozesseigenschaft zur Approximation von Prozesskräften führen kann, die signifikant die Systemdämpfung d. h. die Stabilität des Zerspanprozesses beeinflussen.

Im einfachsten Fall eines Systems von 1 FHG, dessen Bewegungsrichtung mit der Richtung der Schnittgeschwindigkeit  $v_c$  zusammenfällt, tritt nach Bild 4-30a in der Bewegungsgleichung ein geschwindigkeitsproportionaler Term auf, der durch sein Vorzeichen prinzipiell zur Abnahme der Systemdämpfung bzw. zur Destabilisierung des Systems führt.

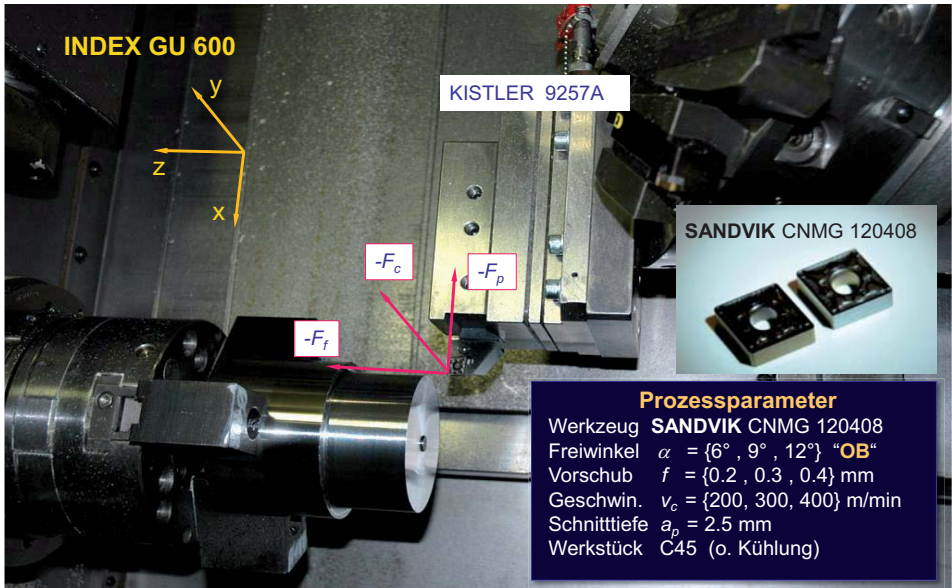


Bild 4-28: Experimenteller Aufbau zur Ermittlung der Kraftkennfelder an INDEX GU 600

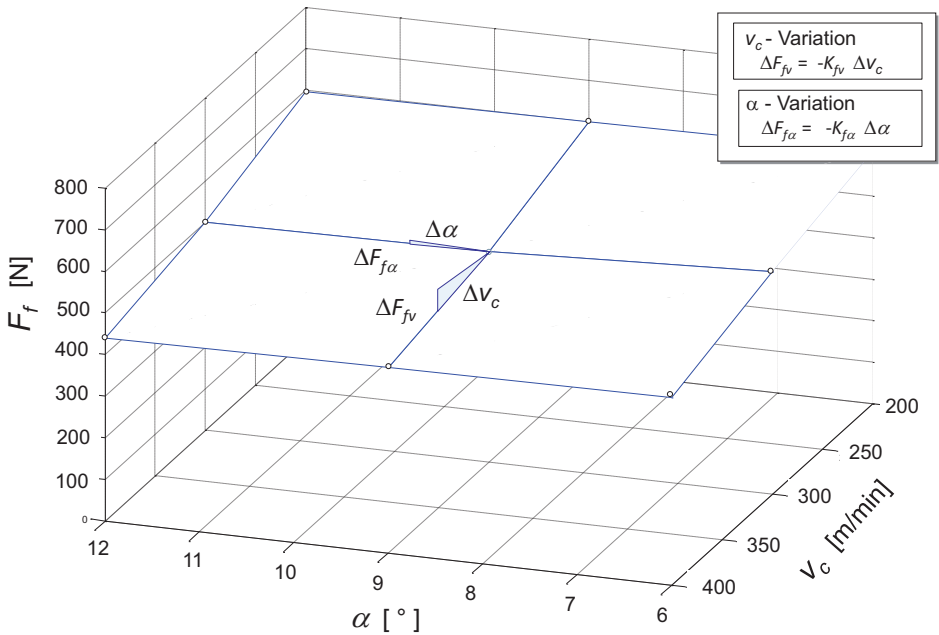


Bild 4-29: Experimentell ermitteltes Kennfeld der Vorschubkraft  $F_f = F_f(f, v_c, \alpha)$



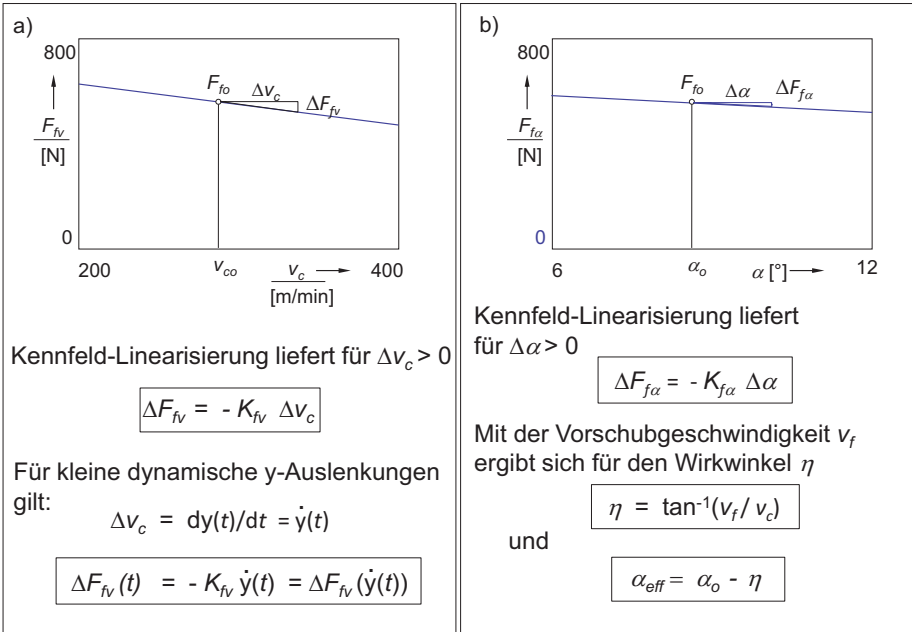


Bild 4-30: Kraftgesetze am linearisierten Kennfeld der Vorschubkraft  $F_f = F_f(f, v_c, \alpha)$

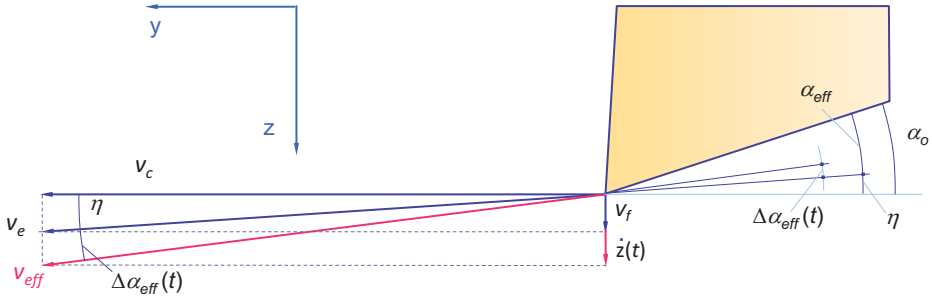
Im Fall  $-K_{f\alpha} < 0$  ist der Effekt auf die Stabilität nicht sofort direkt erkennbar und erfordert zunächst einen Zwischenschritt. Setzt man nun auch hier ein System von 1 FHG voraus, so ist jedoch seine Bewegungsrichtung in die Richtung der Vorschubgeschwindigkeit  $v_f$  zu legen.

Aus Bild 4-30b entnimmt man, dass durch das Vorhandensein der Vorschubgeschwindigkeit  $v_f$  der nominelle Freiwinkel  $\alpha_0$  um den Wirkwinkel  $\eta$  abnimmt und es stellt sich der effektive Freiwinkel  $\alpha_{eff} = \alpha_0 - \eta < \alpha_0$  ein. In Bild 4-31 ist beim Auftreten einer zusätzlichen, auf die Eigenbewegung zurückzuführenden Geschwindigkeit des Werkzeugs in z-Richtung  $dz(t) / dt$  der identische Mechanismus wirksam und es kommt zu einer jetzt dynamischen Abnahme des nominellen Freiwinkels  $\alpha_0$  um die Winkelsumme  $\Delta \alpha = \eta + \Delta \alpha_{eff}(t)$ .

Im Hinblick auf Bedeutung diese Effektes für die Prozessstabilität ist festzuhalten, dass jetzt eine kleine Geschwindigkeit in z-Richtung  $z'(t) > 0$  infolge des für wachsende  $\alpha$  abnehmenden Kennfeldverlaufs nun eine geschwindigkeitsproportionale Prozesskraft induziert, die zur Zunahme der Systemdämpfung führt.

Der zunächst über eine numerische Linearisierung geschätzte Proportionalitätskoeffizient  $K_{f\alpha}$  ist hierbei abhängig von der effektiven Ausprägung der Freiflächen-Geometrie. Eine gezielte Änderung der Freiflächen-Geometrie kann über die induzierten Prozesskräfte demnach direkt zu einer Zunahme der Systemdämpfung bzw. zu einer erwünschten Ausweitung der Bereiche der stabilen Bearbeitung führen. Die Vorgehensweise bezüglich einer stabilisierenden Geometrie-Änderung an der Freifläche ist zum gegenwärtigen Zeitpunkt noch nicht vollständig geklärt und soll deshalb Gegenstand der zukünftigen Forschung zum Thema einer stabilen Zerspanung bei hinreichend guter Teilequalität bleiben.





Für kleine dynamische z-Auslenkungen in Vorschubrichtung gilt dann:

$$\eta + \Delta\alpha_{\text{eff}}(t) = \tan^{-1}((v_f + \dot{z}(t))/v_c) \sim v_f/v_c + \dot{z}(t)/v_c$$

Und mit der Kennfeld-Linearisierung schließlich:

$$\Delta F_{fz} = K_{fz} \Delta\alpha_{\text{eff}}(t) = K_{fz} \dot{z}(t)/v_c$$

Beim 1FHG äquivalent der Strukturdämpfung

Bild 4-31: Induktion geschwindigkeitsproportionaler Prozesskräfte durch eine Eigenbewegung des Werkzeugs in Vorschubrichtung

### 4.3.3 Eigenwertbasierte Stabilitätsanalyse des Drehprozesses

Autor: V. Sellmeier

Als Alternative zur Simulation des dynamischen Drehprozesses im Zeitbereich kann die Stabilität des Drehprozesses auch anhand von eigenwertbasierten Näherungsverfahren bestimmt werden. Grundlage dieser Verfahren ist die Beschreibung des dynamischen Drehprozesses in Form einer Schwingungsdifferentialgleichung. Um eine solche Gleichung zu formulieren, ist neben einem Prozesskraftmodell eine genaue Beschreibung der Strukturmechanik der Maschine am Punkt der Zerspankrafteinleitung notwendig. Für Fräsprozesse hat sich hierbei das sogenannte Oszillatormodell durchgesetzt, bei dem die dynamische Nachgiebigkeit in den drei Raumrichtungen getrennt voneinander in Form mehrerer parallel geschalteter Einmassenschwinger, bestehend aus Masse, Dämpfungskonstante und Steifigkeit, modelliert wird [SURM08a]. Dabei werden jedoch Kreuznachgiebigkeiten vernachlässigt. Da diese bei Drehprozessen eine nicht zu vernachlässigende Rolle spielen, wurde in Anlehnung an das Oszillatormodell von Surmann et al. [SURM08a] das folgende 3D-Oszillatormodell entwickelt.

Idee des 3D-Oszillatormodells ist neben den drei Parametern Masse  $m_j$ , Dämpfungskonstante  $d_j$  und Steifigkeit  $k_j$  zwei weitere Parameter hinzuzunehmen, die die Ausrichtung des Oszillators im Raum beschreiben: den Azimut  $\eta_j$  und die Elevation  $\xi_j$ . Ein solcher Oszillator ist in Bild 4-32 dargestellt. Durch die Schiefstellung des Oszillators im Raum lassen sich nun auch Kreuznachgiebigkeiten abbilden. Wird ein solcher Oszillator z. B. in z-Richtung mit einer Kraft ange-regt, so längt er sich aufgrund seiner Schiefstellung im Raum in allen drei Raumrichtungen aus. Genauso wie beim klassischen Oszillatormodell können mehrere 3D-Oszillatoren parallel geschaltet werden, um die verschiedenen Eigenfrequenzen einer Maschinenstruktur abzubilden.

Es sind dann alle 3D-Oszillatoren mit der gleichen Kraft anzuregen. Die Verlagerungen der verschiedenen Oszillatoren werden dann vektoriell addiert und ergeben so die Gesamtverlagerung des betrachteten Punktes der Maschinenstruktur.

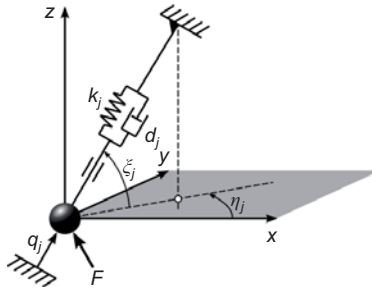


Bild 4-32: 3D-Einmassenschwinger

Die Gleichung zur Berechnung des Richtungsvektors eines 3D-Oszillators lautet:

$$\mathbf{e}_j = \begin{bmatrix} e_{x,j} \\ e_{y,j} \\ e_{z,j} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\xi_j) \cos(\eta_j) \\ \cos(\xi_j) \sin(\eta_j) \\ \sin(\xi_j) \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 4-15}$$

Die Richtungsvektoren der  $n$  3D-Oszillatoren zur Beschreibung einer Maschinenstruktur lassen sich nun zu folgender Matrix zusammenfassen:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} e_{x,1} & e_{y,1} & e_{z,1} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ e_{x,j} & e_{y,j} & e_{z,j} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ e_{x,n} & e_{y,n} & e_{z,n} \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 4-16}$$

Ein einzelner 3D-Oszillator wird also durch die fünf Parameter  $m_j$ ,  $d_j$ ,  $k_j$ ,  $\eta_j$  und  $\xi_j$  beschrieben. Diese fünf Parameter sind anhand der gemessenen Nachgiebigkeitsfrequenzgänge der Maschinenstruktur zu identifizieren.

Mit dem Verlagerungsvektor

$$\mathbf{q} = [q_1 \quad \dots \quad q_j \quad \dots \quad q_n]^T \quad \text{Gl. 4-17}$$

und den nur auf den Hauptdiagonalen besetzten Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrizen

$$\begin{aligned} \mathbf{M} &= \text{diag}([m_1 \quad \dots \quad m_j \quad \dots \quad m_n]) \\ \mathbf{D} &= \text{diag}([d_1 \quad \dots \quad d_j \quad \dots \quad d_n]) \\ \mathbf{K} &= \text{diag}([k_1 \quad \dots \quad k_j \quad \dots \quad k_n]) \end{aligned} \quad \text{Gl. 4-18}$$

lässt sich nun die Schwingungsdifferentialgleichung des dynamischen Drehprozesses wie folgt formulieren:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{q}(t) = \mathbf{B} \begin{bmatrix} \frac{dF_c}{dx} & \frac{dF_c}{dy} & \frac{dF_c}{dz} \\ \frac{dF_r}{dx} & \frac{dF_r}{dy} & \frac{dF_r}{dz} \\ \frac{dF_p}{dx} & \frac{dF_p}{dy} & \frac{dF_p}{dz} \end{bmatrix} \mathbf{B}^T [\mathbf{q}(t) - \mathbf{q}(t - \theta)] \quad \text{Gl. 4-19}$$

Die stationären Prozesskraftanteile sind hier bereits weggelassen, da Sie nicht zum Übergang vom stabilen zum instabilen Prozesszustand beitragen. Dies ist eine zeitinvariante Totzeit-Differentialgleichung, deren Stabilität sich näherungsweise mit eigenwertbasierten Diskretisierungsmethoden [KLECO1, INSP02, INSP11] bestimmen lässt. Dabei ist zu beachten, dass die Matrix mit den partiellen Ableitungen der Zerspankraftkomponenten im Allgemeinen für verschiedene Schnitttiefen  $a_p$  verschiedene Werte annimmt. Während bei herkömmlichen Ansätzen der Spanungsquerschnitt meist sehr stark als Rechteck vereinfacht wird, ist der Vorteil dieses Ansatzes, dass die Form der Schneidkante inkl. Eckenradius und Breitschlichtscheide in der Stabilitätsanalyse berücksichtigt wird.

#### 4.3.4 Effekte prozess-induzierter Drehzahlvariationen

Autor: Hr. Otto

Die beim Drehen und Fräsen hervorgerufenen dynamischen Zerspankräfte erzeugen Prozessmomente, die zu Torsionsschwingungen am Werkstück bzw. Werkzeug führen. Diese relativen dynamischen Winkelauslenkungen zwischen Werkzeugspitze und Werkstückoberfläche können als prozessinduzierte Drehzahlvariationen interpretiert werden. Es ist schon länger bekannt, dass eine Variation der Spindeldrehzahl das Stabilitätsverhalten wesentlich beeinflusst [STOE72]. Eine kontinuierliche Variation der Spindeldrehzahl kann zur Stabilisierung von Zerspanungsprozessen genutzt werden [OTTO11]. Diese vorgegebene Drehzahlvariation kann z. B. mit Hilfe der NC-Einheit der Maschine realisiert werden und wird als aktive Drehzahlvariation bezeichnet. Aktive Drehzahlvariationen führen zu einer zeitvariablen Totzeit. Im Gegensatz dazu werden prozessinduzierte Drehzahlvariationen auch als passive Drehzahlvariationen bezeichnet. Passive Drehzahlvariationen entstehen durch die dynamische Interaktion des Zerspanungsprozesses mit der Spindeltriebseinheit und führen zu einer zustandsabhängigen Totzeit.

Passive Drehzahlvariationen wurden in der Literatur bisher nur wenig untersucht. Ein Simulationsmodell für passive Drehzahlvariationen wurde in [BREC11b] vorgeschlagen, wobei jedoch die Effekte passiver Drehzahlvariationen nicht näher untersucht wurden. In [INSP07] und in [BACH11] wurde der Einfluss einer zustandsabhängigen Totzeit auf das Stabilitätsverhalten von Dreh- bzw. Fräsprozessen untersucht. In diesen beiden Artikeln steht die mathematische Behandlung des Problems im Vordergrund. Es wurden nur Systeme mit einem oder zwei Freiheitsgraden (FHG) untersucht und nichtlineare Effekte analysiert, die z. B. bei zeitweisem Rückwärtsdrehen der Spindel auftreten. In der industriellen Anwendung treten jedoch meist viele kritische Eigenmoden auf, wobei die Stabilitätsanalyse im Frequenzbereich mit Hilfe von gerichteten Nachgiebigkeitsfrequenzgängen (NFGs) vorteilhaft ist [ALT104, OTTO14]. Der Einfluss von passiven Drehzahlvariationen bzw. Torsionsschwingungen auf gerichtete NFGs beim Drehen und Bohren wurde in [OTTO15a, OTTO15b] hergeleitet. Mit Hilfe des negativen Real-

teils des gerichteten NFG ist eine systematische und effektive Analyse des Effekts dynamischer Winkelauslenkungen der Spindel auf die Stabilität von Zerspanungsprozessen möglich. Beim einem stabilen Dreh- bzw. Bohrprozess wird die Struktur jedoch nur statisch angeregt, so dass die betrachtete Torsionsnachgiebigkeit des Antriebsstranges auch nur zu einer statischen Winkelauslenkung führt. Die Auswirkungen von möglichen passiven Drehzahlvariationen beschränken sich für diese Prozesse auf den zusätzlichen Torsions-Regenerativ Effekt [ZAEH94, OTTO15b]. Im Rahmen des ReffiZ-Projektes wurden die Auswirkungen von passiven Drehzahlvariationen beim Fräsprozess systematisch untersucht. Beim Fräsen treten im Gegensatz zum Drehen auch bei der stabilen Bearbeitung erzwungene Schwingungen der Struktur auf. In diesem Fall sind auch während des stabilen Prozesses kontinuierliche passive Totzeitvariationen möglich, die signifikante Auswirkungen auf die Stabilität des Prozesses haben. Zunächst wurde ein Modell für die passiven Drehzahl- und die Totzeitvariationen erstellt. Danach wurden die Auswirkungen mit einem erweiterten dynamischen Fräsmodell systematisch untersucht.

**Verhalten der Drehzahlregelung und Berechnung der Totzeitvariationen**

Als Grundlage für ein Modell einer Drehzahlregelung an Fräsmaschinen wurde ein PI-Regler angenommen. Das Modell berücksichtigt die diskrete Abtastrate des Reglers, die Stromdynamik und die Begrenzung des Drehmoments. Es liefert die Ist-Drehzahl  $\Omega_{ist}(t) = \Omega_0 + \Omega(t)$ , wobei  $\Omega_0$  die Soll-Drehzahl und  $\Omega(t)$  die passive Drehzahlvariation angibt. Vernachlässigt man die Nichtlinearität durch die Drehmomentbegrenzung kann man die Drehzahlvariation infolge von Prozessmomenten  $M$  durch eine lineare Übertragungsfunktion  $G_S(\omega)$  im Frequenzbereich mit  $\omega = 2\pi f$  und der Frequenz  $f$  beschreiben. Das Verhalten für einen einfachen analogen PI-Regler ohne Stromdynamik lässt sich durch einen gedämpften harmonischen Oszillator beschreiben

$$G_S(\omega) = \frac{\Omega(\omega)}{M(\omega)} = \frac{i\omega}{K_i - J\omega^2 + K_p i\omega} \tag{Gl. 4-20}$$

wobei  $J$  das Trägheitsmoment des Antriebsstranges und  $K_i$  bzw.  $K_p$  die Parameter des PI-Reglers sind. Der Amplitudengang der Übertragungsfunktion  $G_S(\omega)$  für einen typischen digitalen PI-Regler mit Stromdynamik ist in Bild 4-33a) dargestellt.

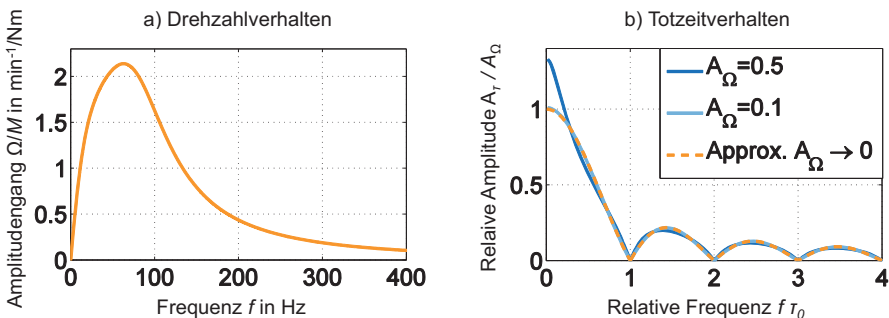


Bild 4-33: Typische Übertragungsfunktionen von a) Drehzahlvariation infolge von Prozessmomenten und b) Totzeitvariation infolge von Drehzahlvariation

Statische Momente ( $f = 0$  Hz) erzeugen nur eine statische Winkelabweichung und keine passive Drehzahlvariation. Für Frequenzen  $50 \text{ Hz} < f < 80 \text{ Hz}$  treten die höchsten Amplituden der Drehzahlvariation auf, die bei über zwei Umdrehungen pro Minute pro Nm liegen.

Passive Drehzahlvariationen können passive Totzeitvariationen erzeugen. Analog zum Drehzahl Ist-Wert setzt sich der aktuelle Ist-Wert der Totzeit,  $\tau_{\text{ist}}(t) = \tau_0 + \tau(t)$ , aus der Soll-Totzeit  $\tau_0$  und den passiven Totzeitvariationen  $\tau(t)$  zusammen. Die Soll-Totzeit  $\tau_0 = \delta/\Omega_0$  ist die Zeit zwischen zwei aufeinanderfolgenden Schnitten, wenn sich die Spindel exakt mit der Soll-Drehzahl  $\Omega_0$  dreht, wobei  $\delta$  der Teilungswinkel zwischen zwei aufeinander folgenden Schneiden des Fräasers ist. Für passive Totzeitvariationen gilt die implizite Beziehung [INSP07, OTTO15b]

$$\tau(t) = \frac{1}{\Omega_0} (\varphi(t - \tau_0 - \tau(t)) - \varphi(t)) \quad \text{Gl. 4-21}$$

wobei  $\varphi(t)$  die Winkelabweichungen der Spindel vom Sollwinkel  $\Omega_0 t$  sind. Die relative Amplitude  $A_\Omega = \max \Omega(t) / \Omega_0$  der passiven Drehzahlvariation und die relative Amplitude  $A_\tau = \max \tau(t) / \tau_0$  der passiven Totzeitvariation sind im Normalfall kleiner als 10%. In diesem Fall kann die Abhängigkeit von  $\tau(t)$  auf der rechten Seite von Gl. 4-21 vernachlässigt werden, was zu einer linearen Gleichung führt. Im Frequenzbereich kann dieses Verhalten durch die Übertragungsfunktion  $G_\tau(\omega)$  beschrieben werden

$$G_\tau(\omega) = \frac{\tau(\omega)}{\Omega(\omega)} = \frac{(e^{-i\omega\tau_0} - 1)}{\Omega_0 i\omega} \quad \text{Gl. 4-22}$$

In Bild 4-33b ist das Verhältnis  $A_\tau / A_\Omega$  in Abhängigkeit der relativen Variationsfrequenz  $f T_0$  dargestellt. Die Berechnung der Totzeitvariation für die sinusförmige Drehzahlvariation mit einer relativen Amplitude von 10% und 50% erfolgte mit der exakten Gl. 4-21. Zusätzlich wurde der Amplitudengang von  $G_\tau(\omega)$  aus Gl. 4-22 dargestellt. Während für die Drehzahlvariation mit  $A_\Omega = 0,5$  Abweichungen von der linearen Näherung für kleine  $A_\tau$  auftreten, sind für die Drehzahlvariation mit  $A_\Omega = 0,1$  keine Abweichungen von der Näherung Gl. 4-22 erkennbar. Passive Totzeitvariationen können daher sehr gut über die linearen Übertragungsfunktionen  $G_S(\omega)$  und  $G_\tau(\omega)$  aus den Prozessmomenten berechnet werden. Die relative Amplitude der Totzeitvariation liegt für eine kleine relative Variationsfrequenz im Bereich der relativen Amplitude der Totzeitvariation und verschwindet für große relative Variationsfrequenzen. Aus diesem Grund ist u. a. für eine aktive Drehzahlvariation eine niedrige Modulationsfrequenz und mit höherer Amplitude sinnvoll [OTTO13]. Besonders zu beachten ist, dass die Totzeitvariation für ganzzahlige relative Variationsfrequenzen verschwindet. Dies ist der Fall, wenn die Periode der Drehzahlvariation gleich der Soll-Totzeit ist. Beim Fräsen mit gleichgeteilten Fräsern ohne Rundlauffehler sind die Zerspankräfte und das Prozessmoment gerade periodisch mit der Zahneingriffsfrequenz [INSP08]. Das bedeutet, dass in diesem Fall zwar passive Drehzahlvariationen jedoch keine passiven Totzeitvariationen auftreten. Für ungleichgeteilte Fräser [SELL11] und/oder Fräser mit Rundlauffehler [INSP08] sind die Zerspankräfte und das Prozessmoment periodisch mit der Rotationsfrequenz und es treten auch passive Totzeitvariationen auf.

## Erweitertes dynamisches Fräsprozessmodell mit passiven Drehzahlvariationen

Im Rahmen des Projektes wurde ein erweitertes dynamisches Fräsprozessmodell erstellt, welches passive Drehzahlvariationen berücksichtigt. Im Vergleich zu herkömmlichen Modellen ohne passive Drehzahlvariationen ist dieses Modell durch folgende Unterschiede gekennzeichnet:

### 1. Modell für das Prozessmoment:

In herkömmlichen Modellen wird das Moment, welches auf den Fräser wirkt, nicht berücksichtigt. Im erweiterten Fräsprozessmodell wird zusätzlich zu den Zerspankräften auch das Prozessmoment berechnet.

### 2. Modell für Drehzahlabweichungen

Zusätzlich zum Strukturmodell für Schwingungen in die drei Raumrichtungen ist ein dynamisches Modell für Winkelauslenkungen des Fräasers notwendig, was im einfachsten Fall durch Gl. 4-20 beschrieben werden kann.

### 3. Zustandsabhängigkeit des Spindelwinkels

Durch die passiven Drehzahlvariationen wird der zurückgelegte Winkel des Fräasers eine dynamische Variable und somit ändern sich z. B. auch die Zahneingriffsverhältnisse dynamisch.

### 4. Modell für Totzeitvariationen

Das erweiterte Modell beinhaltet eine Berechnungsvorschrift zur Berechnung der Totzeitvariation in Abhängigkeit der Winkelabweichungen der Spindel vom Sollwinkel (exakte Gl. 4-21 oder lineares Verhalten Gl. 4-22)

### 5. Torsions-Regenerativeneffekt

Im erweiterten Prozessmodell wird der Zahnvorschub aus dem Produkt von Vorschubgeschwindigkeit und zustandsabhängiger Totzeit berechnet. Die resultierende Abhängigkeit der Spandicke von den Winkelabweichungen  $\varphi$  am aktuellen und vorangegangenen Schnitt (vgl. Gl. 4-21) wird als Torsions-Regenerativeneffekt bezeichnet.

Die Unterschiede des erweiterten Fräsprozessmodells im Vergleich zu einem herkömmlichen Modell führen zu verändertem Schwingungsverhalten der dynamischen Prozessgrößen. Dies betrifft einerseits die erzwungenen Schwingungen durch die periodische Anregung der Zahneingriffe und andererseits Schwingungen durch Selbsterregung. Zusätzliche Selbsterregungsmechanismen sind einerseits der bereits erwähnte *Torsions-Regenerativeneffekt*, welcher durch die Auswirkungen der Torsionsschwingungen auf den Zahnvorschub charakterisiert ist, und andererseits *dynamische Winkelauslenkungen* die beim Fräsen durch ein weiteres Ein- oder Austreten aus dem Werkstück direkt zu Änderungen der Spandicke und damit des Prozessmoments führen. Die erzwungenen Schwingungen der Prozessgrößen ändern sich, da die *periodischen Drehzahlabweichungen* zu veränderten Eingriffsverhältnissen und damit veränderten Schnittkräften führt. Eine Besonderheit ist hierbei das Auftreten einer *periodisch variierenden Totzeit* bei der erzwungenen Schwingung im stabilen Prozess, da hier schon kleine Abweichungen der Totzeit die Stabilität dieser Lösung signifikant beeinflusst.

### Auswirkungen von passiven Drehzahlvariationen auf die Prozessstabilität

Die Auswirkungen der passiven Drehzahlvariationen auf das dynamische Verhalten des Fräsprozesses werden am Beispiel einer einfachen Struktur mit je einem räumlichen FHG in x- bzw. y-Richtung, wobei x und y die lateralen Auslenkungen des Fräasers beschreibt. Die Eigenfrequenzen in x- und y-Richtung liegen bei 75 Hz bzw. 750 Hz. Die Amplitudengänge der entsprechenden direkten Nachgiebigkeitsfrequenzgänge  $G_{xx}(\omega)$  und  $G_{yy}(\omega)$  sind in Bild 4-34a dargestellt.

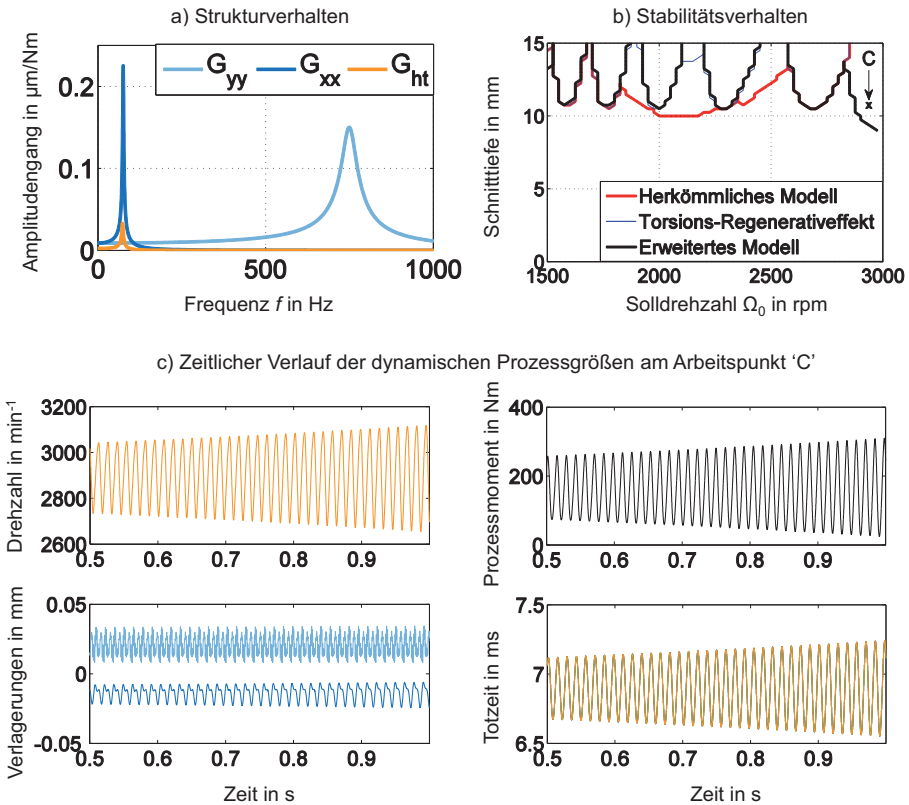


Bild 4-34: Auswirkung passiver Drehzahlvariationen für symmetrische Fräser und künstlich nachgiebige Drehzahlregelung

Zunächst werden Fräsprozesse mit einem ideal symmetrischen Fräser betrachtet. Das heißt, dass kein Zahneingriff von einem anderen unterscheidbar ist, die Periode der passiven Drehzahlvariation gleich der Zahneingriffsperiode ist und daher keine passiven Totzeitvariationen auftreten. In diesem Fall ist der Einfluss von passiven Drehzahlvariationen auf das dynamische Verhalten der Prozessgrößen gering. Um die neuen Effekte trotzdem zu verstehen und zu verdeutlichen, wird in diesem Fall eine künstlich nachgiebigere Drehzahlregelung angenommen. Das Verhalten der Drehzahlregelung wird in Bild 4-34a durch den Frequenzgang  $G_{ht}(\omega)$  veranschaulicht. Er beschreibt die Spandickenänderungen infolge von tangentialen Schnittkräften

und lässt sich mit dem Radius  $R = 50$  mm des Fräasers und dem Vorschub  $f_u = 0,6$  mm pro Umdrehung aus der Übertragungsfunktion  $G_S(\omega)$  des Drehzahlreglers berechnen,  $G_{rh}(\omega) = G_S(\omega) R f_u / (2\pi i \omega)$ . Die Eigenfrequenz des Reglers wurde mit 75 Hz nahe einer Eigenfrequenz der Struktur gewählt. Die Stabilitätsbögen für einen Vollschnitt mit einem Fräser mit drei Zähnen sind in Bild 4-34b dargestellt. Für das herkömmliche Modell ohne passive Drehzahlvariation (rot) erhält man einen breiten Bogen ( $1800 \text{ min}^{-1} - 2600 \text{ min}^{-1}$ ), der zur dominanten Mode in x-Richtung mit der Eigenfrequenz 75 Hz gehört und mehrere schmale Bögen, bei denen die zugehörigen Ratterfrequenzen im Bereich von 750 Hz liegen. Berechnet man die Stabilitätsbögen im erweiterten Fräsprozessmodell mit gemittelten Zerspankkräften und gemittelten Prozessmomenten (blau) erhält man keine passiven Drehzahlvariationen, aber das Stabilitätsverhalten verändert sich durch den Torsions-Regenerativeffekt. Da die Eigenmode des Drehzahlreglers bei 75 Hz liegt, stabilisiert der Torsions-Regenerativeffekt die breiten Bögen mit Ratterfrequenzen von 75 Hz, wirkt sich aber nicht auf die schmalen Bögen mit sehr hohen Ratterfrequenzen aus. Dies ist äquivalent zum Drehprozess (vgl. [INSP07, OTTO15b]). Rechnet man mit dem erweiterten Modell und den exakten periodischen Kräften und Prozessmomenten erkennt man die zusätzlichen Effekte durch periodische und dynamische Winkelabweichungen (schwarze Kurve in Bild 4-34b). Einerseits verschwindet der breite Bogen mit niedrigen Ratterfrequenzen komplett, andererseits tritt durch die hohe Nachgiebigkeit der Drehzahlregelung eine weitere Instabilität bei  $2800 \text{ min}^{-1} - 3000 \text{ min}^{-1}$  auf. Die dynamischen Prozessgrößen für einen derart instabilen Arbeitspunkt bei einer Solldrehzahl von  $2900 \text{ min}^{-1}$  und einer Schnitttiefe von 11 mm sind in Bild 4-34c dargestellt. Man sieht, dass in diesem Fall die Amplituden der Strukturverlagerungen zunächst nicht beeinflusst werden und der klassische regenerative Effekt daher nicht die Ursache für die Instabilität ist. Stattdessen steigen die Amplituden der Schwingungen der Drehzahl, des Prozessmoments und der Totzeit an, was auf einen instabilen Regelkreis der Drehzahl hindeutet.

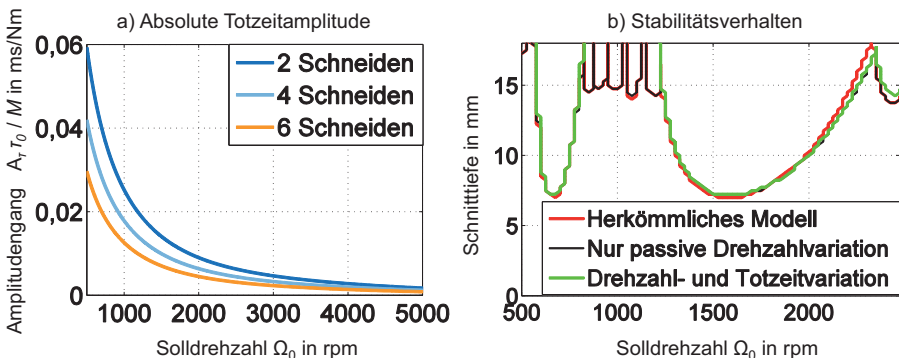


Bild 4-35: Auswirkung passiver Drehzahlvariationen auf a) Totzeitamplitude und b) Stabilitätsverhalten für asymmetrische Fräser mit typischer Drehzahlregelung

Für asymmetrische Fräser kommen zu den oben untersuchten Auswirkungen passiver Drehzahlvariationen noch Effekte durch passive Totzeitvariationen hinzu. In diesem Fall wird wieder die typische Drehzahlregelung mit dem Übertragungsverhalten aus Bild 4-33a verwendet. Durch die Drehzahlschwankungen mit der Rotationsperiode des Fräasers entstehen passive



Totzeitvariationen, deren absolute Amplitude pro Drehmoment in Bild 4-35a für unterschiedliche Zähnezahle des Fräasers dargestellt ist. Die Totzeitamplituden sind höher, je kleiner die Soll-drehzahl ist und je weniger Zähne der Fräser hat. In Bild 4-35b sind die Stabilitätsbögen für einen gleichgeteilten 4-Schneider mit einem Sollradius  $R = 50$  mm, und einem Rundlauffehler, der kleiner als  $20 \mu\text{m}$  ist, berechnet. Das Schwingungsverhalten der Struktur in x- und y-Richtung ist äquivalent zu Bild 4-34a. Mit dem herkömmlichen Modell (rote Kurve in Bild 4-35b) erhält man wieder breite und schmale Bögen, die zur 75 Hz bzw. 750 Hz Eigenmode in x- bzw. y-Richtung gehören. Wie bereits oben erwähnt sind die Auswirkungen der passiven Drehzahlschwankungen gering, wenn man mit dem erweiterten Modell rechnet, jedoch dabei keine Totzeitschwankungen zulässt (schwarz). Werden jedoch auch die passiven Totzeitschwankungen berücksichtigt, die durch den Rundlauffehler des Fräasers entstehen, verschwinden die schmalen Stabilitätsbögen bei  $800 \text{ min}^{-1}$  -  $1200 \text{ min}^{-1}$  (grün). Die Ursache dafür ist, dass einerseits die Amplitude der passiven Totzeitvariation bei niedrigen Drehzahlen am größten ist (Bild 4-35a), und andererseits sich die Totzeitschwankungen am stärksten auf schmale Bögen mit hohen Ratterfrequenzen auswirken [OTTO13].

Zusammenfassend betrachtet treten verschiedene Effekte durch prozessinduzierte Drehzahlvariationen auf. Diese wurden in den meisten herkömmlichen Modellen nicht berücksichtigt, können jedoch im erweiterten dynamischen Fräsprozessmodell untersucht werden. Eine systematische Analyse zeigte, dass sich besonders die passiven Totzeitvariationen bei asymmetrischen Fräsern und niedrigen Drehzahlen positiv auf die Stabilitätsbögen mit hohen Ratterfrequenzen auswirken können.

#### **4.4 Abgleich theoretischer und experimenteller Stabilitätskarte für Drehprozess**

Autor: R. Bertsche

Bei ersten Bearbeitungstests an einer Prototypmaschine Traub TNL32 zeigte sich beim Längsdrehen mit dem oberen Werkzeugträger ein ausgeprägtes drehrichtungsabhängiges Stabilitätsverhalten. In der Drehrichtung M4 (Linkslauf) konnte die Schnitttiefe bis zum Erreichen der Leistungsgrenze der Spindel bzw. bis zur maximalen Zustellung der Schneidplatte gesteigert werden, ohne dass Instabilitäten auftraten. In der Drehrichtung M3 (Rechtslauf) hingegen, trat in Abhängigkeit von der Spindeldrehzahl schon bei geringen Zustelltiefen regeneratives Rattern auf.

Das drehrichtungsabhängige Verhalten lässt sich, wie bereits bekannt, über die Kreuznachgiebigkeiten erklären. Nachfolgend sollte jedoch insbesondere das Verhalten in der ‚ungünstigen‘ Drehrichtung M3 näher untersucht und eine detaillierte Stabilitätskarte bestimmt werden. Außerdem wurden die Nachgiebigkeitsfrequenzgänge gemessen und mit dem FEM-Simulationsmodell zur Ermittlung der theoretischen Stabilitätsgrenze abgeglichen.

##### **Experimentelle Stabilitätskarte,**

Die Ermittlung der maximalen stabilen Schnitttiefe erfolgte bei einem konstanten Vorschub von  $0.1 \text{ mm}$ . mit vorbereiteten Stangenabschnitten aus C45 unter Verwendung einer Sandvik Coromant CCMT 12 04 08-PR 4025 Schneidplatte. Bei diskreten Drehzahlen wurde die Zustellung  $a_p$  bis zum Erreichen der Stabilitätsgrenze gesteigert. Die auftretenden Ratterschwingun-

gen wurden mit zwei am Werkzeugträger adaptieren Schwingungssensoren erfasst und mit einem Transientenrekorder aufgezeichnet.

Anhand der gefertigten Teile und der FFT-Auswertung der Schwingungssignale wurde die Stabilität des Zerspanungsprozesses beurteilt. Beim Übergang vom stabilen zum instabilen Zustand zeigt sich in der FFT-Analyse eine Verschiebung des breitbandigen Schnittkrauschen hin zu den dominierenden Ratterfrequenzen. Bei der Bewertung wurde unterschieden zwischen stabilem und instabilem Zerspanungsverhalten, wobei letzteres nochmals in „Brummen“ (leichte Schwingungen, Bearbeitung evtl. möglich) und „Rattern“ (starke Schwingungen mit deutlichen Oberflächenmarkierungen) unterschieden wurde. Bild 4-36 zeigt die ermittelte Stabilitätskarte für beide Drehrichtungen. Die gemessenen Ratterfrequenzen lagen dabei zwischen 125 und 140 Hz.

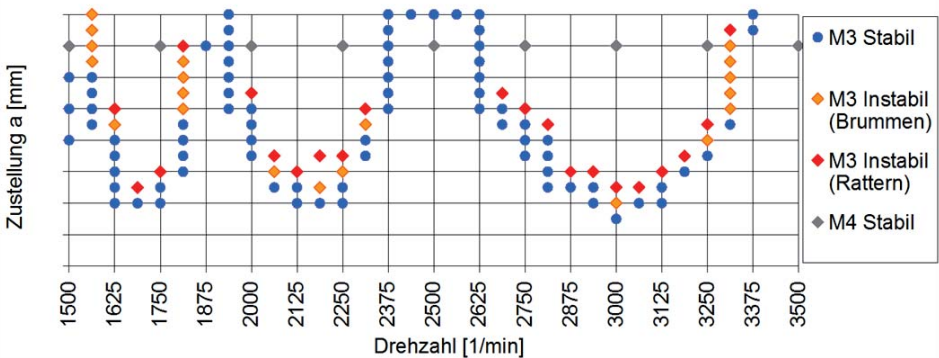


Bild 4-36: Experimentell bestimmte Stabilitätskarte für die Drehrichtungen M3/M4

### Frequenzgänge

Die Messung der Nachgiebigkeitsfrequenzgänge erfolgte mit Triax-Beschleunigungssensoren, welche am Werkzeug bzw. am Werkstück angebracht waren. Die Kräfteanregung erfolgte mit einem Impulshammer. Ein Relativerreger konnte aufgrund der beengten Arbeitsraumsituation nicht eingesetzt werden. Anhand der gemessenen Frequenzgänge erfolgte dann der Abgleich des FE-Simulationsmodells durch Modifikationen der Dämpfung. Das Ergebnis zeigt Bild 4.21. Betrachtet man die Frequenzgänge am Werkzeug, so ist die Übereinstimmung in x- und z-Richtung im Bereich der Resonanzfrequenzen zwischen gemessenen und berechneten Frequenzgängen gut (siehe Bild 4-37). In der y-Richtung sind die Abweichung aufgrund der nicht genau bekannten Steifigkeiten und Dämpfungen des in dieser Belastungsrichtung dominanten Zykloidgetriebes etwas größer. Die Resonanzfrequenzen der Spindel liegen deutlich oberhalb der gemessenen Ratterfrequenzen und sind hier nicht dargestellt.

### Theoretische Stabilitätskarte

Mit den optimierten Nachgiebigkeitsfrequenzgängen wurde dann über die in PERMAS integrierte Stabilitätsanalyse die maximale Schnitttiefe iterativ berechnet. In Bild 4-38 sind die berechnete und die experimentell bestimmte Stabilitätskarten für die Drehrichtung M3 dargestellt. Der Verlauf der Stabilitätskarte und die jeweilige Ratterfrequenz werden durch die Berechnung insgesamt adäquat wiedergegeben. Die berechneten minimalen Schnitttiefen stimmen mit den

tatsächlich erreichten Werten überein. Nicht ganz so gut ist die Übereinstimmung im Bereich der Maxima der Stabilitätskarte. Hier sind die tatsächlich erreichten Zustellungen höher als die berechneten Werte.

### Nachtrag

Mittels des optimierten FE-Modells war es möglich, die das Ratterverhalten bestimmenden Strukturen zu identifizieren und konstruktiv zu optimieren, so dass die Serienmaschinen ein ausgeglichenes Bearbeitungsverhalten aufweisen.

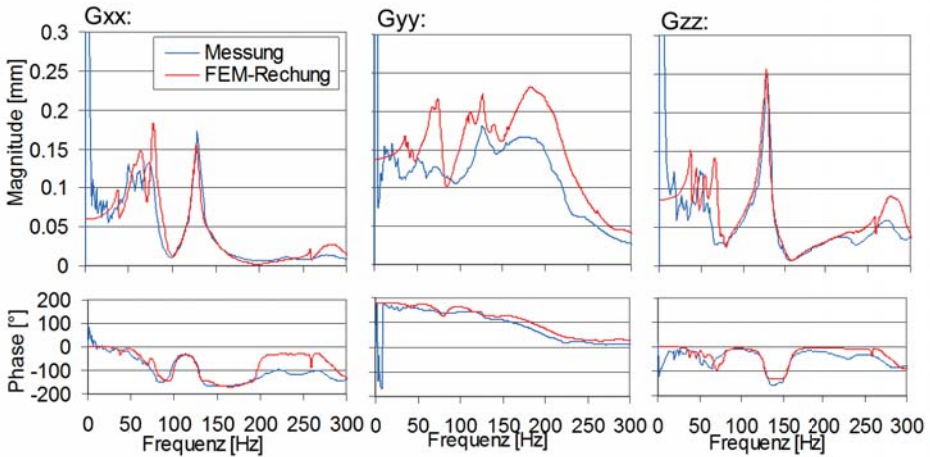


Bild 4-37: Exemplarischer Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Nachgiebigkeitsfrequenzgängen am Werkzeug

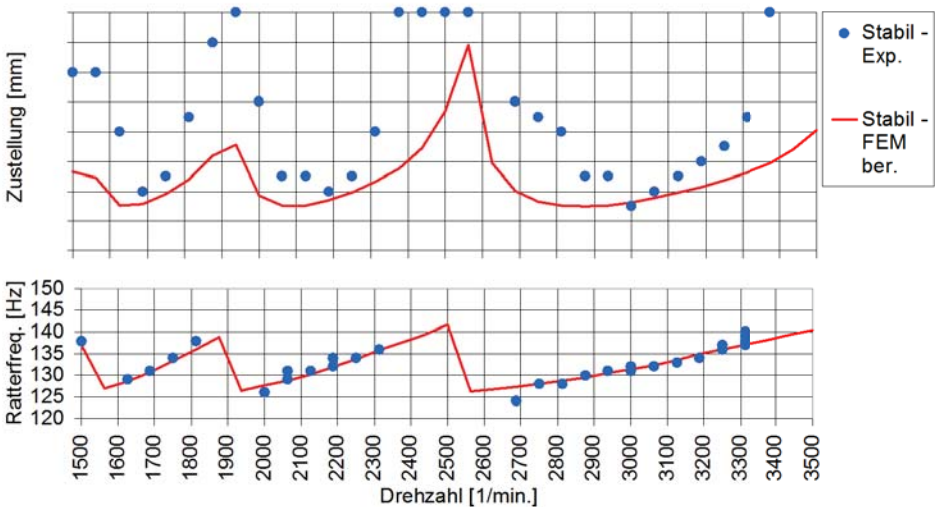


Bild 4-38: Vergleich experimentelle und berechneter Stabilitätskarte für Drehrichtung M3

## 4.5 Berücksichtigung der Eigenschaften von Fügestellen in FE-Modellen

Autor: A. Melchinger

Um bei der Abbildung des dynamischen Maschinenverhaltens mittels der Finite-Elemente Methode eine gute Prognosefähigkeit zu erhalten, müssen neben den Massen und Steifigkeiten insbesondere auch sämtliche relevante Dämpfungseigenschaften genau modelliert werden. Üblicherweise werden Antwortspektren im Frequenzbereich berechnet, deren Vergleich mit gemessenen Frequenzgängen eine einfache Verifikation der Abbildungsgenauigkeit des Modells einer Maschinenstruktur ermöglicht. Bei Rechnungen im Frequenzbereich lassen sich die viskosen Dämpfungsanteile und die aus der inneren Reibung des Materials herrührende Strukturdämpfung naturgemäß leicht berücksichtigen. Dies gilt jedoch nicht für den Dämpfungsanteil, welcher aufgrund der äußeren Reibung in den Fügestellen einer Struktur auftritt. Diese auch als Coulombsche Reibung bezeichnete physikalische Ursache der Dämpfung führt zu einem nichtlinearen Verhalten, wobei der zugehörige Dämpfungsanteil von der Anregungsamplitude und dem Kontaktzustand in der Fügestelle abhängig ist. Weil Berechnungen nach der Finite-Elemente Methode im Frequenzbereich solche Nichtlinearitäten nicht abbilden können, müssen Näherungsverfahren eingesetzt werden, die allerdings aktuell in kommerziell erhältlichen Simulationssystemen nicht vorhanden sind.

### Theoretischer Hintergrund.

Im Projekt wurde das Näherungsverfahren „harmonic balance method“ für den Finite-Elemente Solver PERMAS prototypisch umgesetzt [BOGR11]. Bei diesem Verfahren wird die (in der Realität nichtlineare) tangential Reibkraft  $F_t$  in der Kontaktfuge linearisiert, so dass sie mit einer frequenzabhängigen Ersatzsteifigkeit und Ersatzdämpfung näherungsweise abgebildet werden kann. Als zugrunde liegendes Modell für den nichtlinearen Verlauf von  $F_t$  in Abhängigkeit der Relativschwingungsamplitude  $\hat{u}_{rel}$  wurden sogenannte Jenkins Elemente gewählt, deren Definition und Verhalten in Bild 4-39 dargestellt ist. Für kleine Kräfte (Haften) verhält sich das Jenkins Element wie eine Feder mit der Steifigkeit  $c_t$  während beim Überschreiten der Haftgrenze ( $F_t > \mu F_N$ ) die Kraft nicht mehr weiter ansteigt und das im Bild dargestellte Hysterese-Verhalten auftritt, das die Energiedissipation und damit Dämpfung des Systems verursacht.

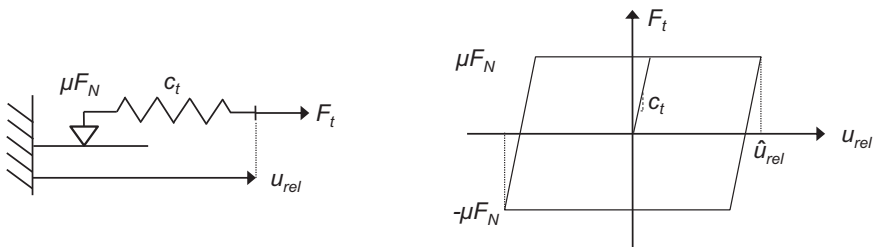


Bild 4-39: Symbol und Kraft-Weg-Diagramm eines Jenkins Elements

Aus der Linearisierung nach der harmonischen Balance Methode [BOGR11] ergeben sich für das Jenkins Element folgende Ausdrücke für die Ersatzsteifigkeiten und -dämpfungen:

$$k_{ers} = \begin{cases} \frac{c_t}{\pi} \left( \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2}{x} \right) - \frac{2}{x} \left( 1 - \frac{2}{x} \right) \sqrt{x-1} \right) & \text{Gleiten } (x \geq 1) \\ c_t & \text{Haften } (x < 1) \end{cases} \quad \text{Gl. 4-23}$$

$$d_{ers} = \begin{cases} \frac{4 c_t}{\pi \omega x} \left( 1 - \frac{1}{x} \right) & \text{Gleiten } (x \geq 1) \\ 0 & \text{Haften } (x < 1) \end{cases} \quad \text{Gl. 4-24}$$

wobei der dimensionslose Parameter  $x$  wie folgt definiert ist

$$x(\omega) = \frac{c_t \hat{u}_{rel}(\omega)}{\mu F_N} \quad \text{Gl. 4-25}$$

Die linearisierten Ausdrücke für die Ersatzwerte  $k_{ers}$  und  $d_{ers}$  hängen von der Frequenz  $f = \omega/2\pi$ , den in der Kontaktfuge auftretenden (ortsabhängigen) Kontaktnormalkräften  $F_N$ , der Reibzahl  $\mu$ , der Kontakttangentialsteifigkeit  $c_t$  und den (orts- und frequenzabhängigen) tangentialen Relativschwingungsamplituden  $\hat{u}_{rel}$  ab. Zwei wesentliche Vorteile dieser Methode sind demnach:

- neben der Abhängigkeit der Fügstellendämpfung von der Anregungsamplitude wird auch die Abhängigkeit von der Kontaktpressung berücksichtigt.
- nur zwei Parameter ( $\mu$  und  $c_t$ ) sind zur Charakterisierung der Fügstelle erforderlich.

Um eine räumlich ausgedehnte (ebene) Fügstelle zu beschreiben, werden nun viele dieser Jenkins Elemente parallel geschaltet und jeweils gesondert parametrisiert. In einem ersten Ansatz wurden die physikalischen Parameter  $\mu$  und  $c_t$  als von der Frequenz unabhängig angenommen. Während der Parameter  $\mu$  bei einer Oberfläche mit homogener Rauheit auch räumlich konstant ist, gilt dies für  $c_t$  nur dann, wenn jedem lokalen Ersatzdämpfer dieselbe Fläche der Fuge zugeordnet werden kann; bzw. eine regelmäßige Verteilung der lokalen Ersatzdämpfer vorliegt. Für die Umsetzung mit PERMAS mussten deshalb pragmatische Lösungen entwickelt werden, die auch eine praxiserorientierte Anwendung mit unregelmäßigen Netzen erlauben.

Eine Erweiterung dieses ersten Ansatzes konnte im Rahmen des Projekts ansatzweise erprobt werden und basiert auf den Arbeiten von Popov [POPO10], nachdem sich die Kontaktnormal- und Kontakttangentialsteifigkeiten nach folgenden Ausdrücken aus der Rauheit der Kontaktfläche berechnen lassen:

$$c_n = \frac{1}{2} \cdot 3,7 \frac{F_N}{R_q} \quad \text{Gl. 4-26}$$

$$c_t = \frac{1}{2} \cdot 3,0 \frac{F_N}{R_q} \quad \text{Gl. 4-27}$$

Der Faktor  $\frac{1}{2}$  wurde von uns ergänzt, um die Ausdrücke auch auf einen Kontakt zwischen zwei elastischen Körpern mit Oberflächen gleicher Rauheit näherungsweise anzuwenden. Damit ließe sich die Charakterisierung der Fügstelle sogar auf die beiden relativ einfach messbaren Kenngrößen Reibkoeffizient  $\mu$  und quadratische Rauheit  $R_q$  der Oberflächen zurückführen. Ein

weiterer Vorteil dieses Ansatzes liegt darin, dass die Problematik des fehlenden Flächenbezuges von  $c_t$  entfällt, weil die Bezugsfläche indirekt über die von der Bezugsfläche abhängige Größe der Kontaktnormalkraft  $F_N$  Eingang findet.

**Implementierung in PERMAS.**

Die Implementierung im Finite-Elemente Modell erfolgt durch den Einbau von lokalen 1D-Feder- und Dämpfer-Elementen an koinzidenten Knotenpaaren der Kontaktfuge, die mit den frequenzabhängigen äquivalenten Ersatzsteifigkeiten  $k_{ers}(\omega)$  und Ersatzdämpfungen  $d_{ers}(\omega)$  nach Gl. 4-23 und Gl. 4-24 parametrisiert werden. In Kontaktnormalrichtung wird zusätzlich eine Steifigkeit  $c_n$  modelliert, die vereinfachend als sehr groß, sowie im ersten Ansatz örtlich und zeitlich konstant angenommen wird. Ferner wird keine Dämpfung in Kontaktnormalrichtung modelliert. Die Parametrierung muss automatisiert erfolgen, da insgesamt je Knotenpaar  $1+4 \times$  'Anzahl der berechneten Frequenzen' Parameter einzugeben sind.

Zur Berechnung der Ersatzsteifigkeiten und Ersatzdämpfungen müssen zunächst die Kontaktnormalkräfte  $F_N$  in der Fügestelle bekannt sein. Nimmt man an, dass diese aufgrund der meist hohen Pressungen, z. B. miteinander verschraubter Teile, auch bei wechselnder äußerer dynamischer Last nahezu konstant sind, so lassen sie sich mit einer statischen nichtlinearen Finite-Elemente Berechnung vorab ermitteln. Kontrollrechnungen mit statischer und überlagerter variabler dynamischer Last zeigten, dass diese Annahme bei unseren Anwendungen erlaubt ist. Neben den physikalischen Kennwerten der Fügestelle ( $\mu$  und  $c_t$ ) werden die tangentialen Relativschwingungsamplituden  $\hat{u}_{rel}$  benötigt. Da diese zunächst nicht bekannt sind, werden sie in einer Folge von Frequenzgangberechnungen iterativ bestimmt. Der komplette Ablauf der Berechnung ist schematisch in Bild 4-40 dargestellt.

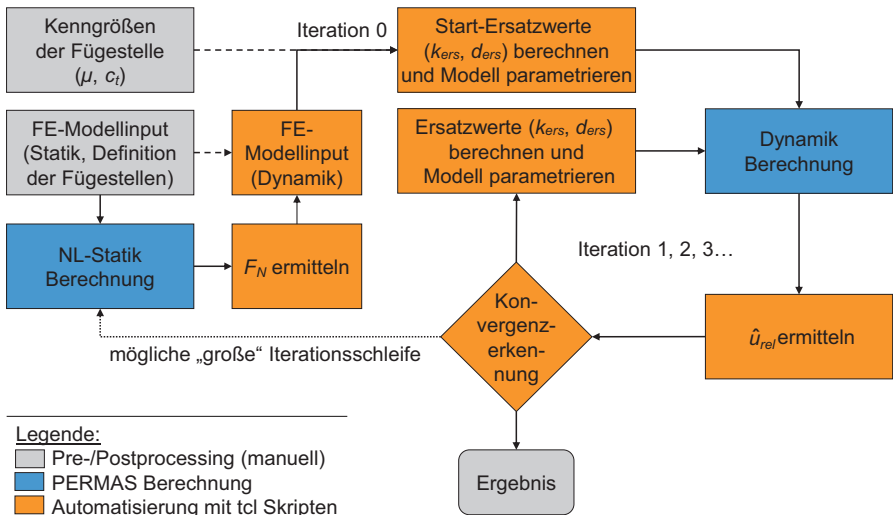


Bild 4-40: Schematischer Ablauf einer Finite-Elemente-Berechnung mit Fügstellendämpfung  
 Der Modellinput für die nichtlineare statische Berechnung wird wie üblich manuell aufgesetzt; es müssen jedoch weitere vorbereitende Maßnahmen zur Definition der Fügstellen getroffen

werden. Im einfachsten Fall (aus Software-Sicht) muss jede Fügestelle kompatibel und regelmäßig vernetzt werden, so dass jede Fuge durch eine definierte Anzahl von Knotenpaaren definiert ist und jedes Knotenpaar (im Inneren eines Kontaktbereiches) dieselbe relevante Kontaktfläche abdeckt.

Die orange eingezeichneten Blöcke arbeiten die folgenden Aufgaben automatisiert ab:

- $F_N$  ermitteln: Extraktion der Kontaktnormalkräfte zu jedem Knotenpaar jeder Fuge. Dabei können alle Knotenpaare weggelassen werden, die zu den nach dem Montagevorgang einer Fügestelle inaktiven Kontaktbereichen gehören. Dies spart deutlich Rechenzeit, weil während der Iteration wesentlich weniger Daten verarbeitet werden müssen.
- Modellinput (Dynamik): automatischer Einbau der Feder-Dämpfer-Elemente in das Modell und Definition des dynamischen Lastfalls.
- Berechnung der Ersatzwerte: Auswertung von Gl. 4-23 und Gl. 4-24, wobei beim ersten Mal für die relativen Verschiebungsamplituden  $\hat{u}_{rel}$  beliebige Startwerte (oder auch im „Restart-Fall“ Werte einer vorausgegangenen Berechnung mit demselben Modell) angenommen werden.
- $\hat{U}_{rel}$  ermitteln: Extraktion der entsprechenden Daten aus den Ergebnisdateien der Frequenzgangberechnung. Um auch hier die Datenmenge möglichst klein zu halten, werden weniger Frequenzpunkte, als beim Ergebnisfrequenzgang ausgewertet.

Aus Anwendersicht ist weder eine regelmäßige, noch eine kompatible Vernetzung in den Kontaktfugen wünschenswert, da beides einen hohen, in der Praxis oft nicht mehr vertretbaren Vernetzungs-Aufwand erfordert. Die in PERMAS vorhandene inkompatible Netzkoppelung erlaubt es, zusätzliche, in die Fügestelle eingebaute, regelmäßig und zueinander kompatibel vernetzte Schichten an die eigentlichen Kontaktpartner anzukoppeln. Mehrere Möglichkeiten unterschiedlicher Anzahl und Art dieser Zwischenschichten wurden hinsichtlich ihrer Eignung untersucht. Folgende zwei Lösungen haben sich hierbei als praxistauglich erwiesen:

1. eine Zwischenschicht von 2D-Plotelementen, die zu einer Seite der Kontaktpartner kompatibel ist und zur anderen Seite inkompatibel angebunden wird
2. zwei Zwischenschichten von sehr dünnen 3D-Hexaeder Elementen, die jeweils mit ihren Rückseiten inkompatibel an die Kontaktpartner angebunden werden.

Im Projekt wurden ferner Softwaretools programmiert, mit deren Hilfe Zwischenschichten nach beiden Methoden automatisiert eingebaut werden können.

### Messtechnische Bestimmung von $\mu$ und $c_t$

Für die messtechnische Bestimmung der Kennwerte  $\mu$  und  $c_t$  wurden zwei Reibleisten aus Stahl auf einen Graugussblock mit großer Masse montiert und mit einer M12 Schraube im Bereich ihrer Reibflächen gegeneinander verspannt (siehe Bild 4-41a). Über verschiedene Anzugsmomente  $M_S$  dieser Schraube können in der Reibfügestelle unterschiedliche Kontaktnormalkräfte  $F_N$  eingestellt werden. Das ganze System wird mit einem Elektroschaker angeregt, wobei über dessen Strom variable Kraftamplituden  $F_a$  zwischen 0 und 30 N erzeugt werden können. Die bei der Auswertefrequenz tatsächlich vorhandene Anregungskraft wurde über einen Kraftsensor gemessen.



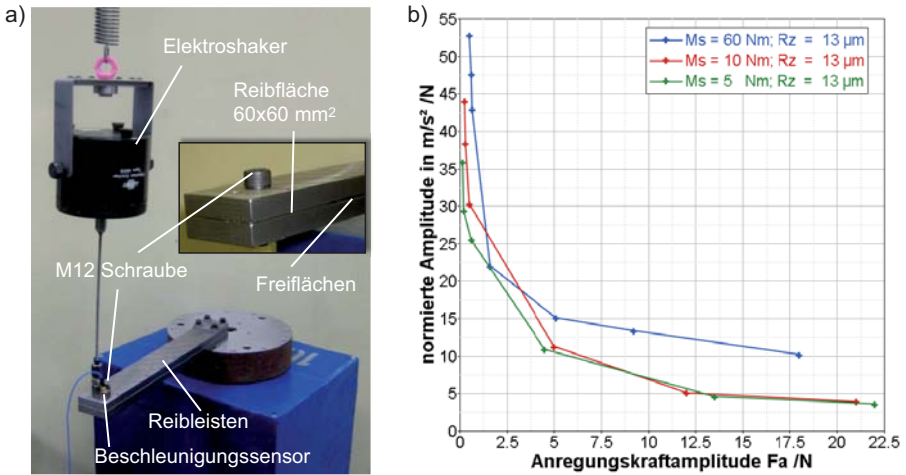


Bild 4-41: a) Reibleisten-Prüfstand zur Bestimmung der Kennwerte  $\mu$  und  $c_t$   
b) Gemessene Beschleunigungsamplituden

Für jedes konstant gehaltene  $M_S$  und  $F_a$  wurde nun mit einem im Bereich der Kräfteinleitung fixierten Beschleunigungssensor ein kompletter Frequenzgang aufgenommen und die Beschleunigungsamplitude bei der ersten Eigenfrequenz des Systems ausgewertet. In Bild 4-41b sind Messergebnisse für ein Reibleistenpaar mit  $13\ \mu\text{m}$  Oberflächenrauheit eingetragen. Die Abhängigkeit der Dämpfung von der Anregungskraftamplitude ist gut zu erkennen, während die Abhängigkeit von der Schraubenvorspannung insbesondere im Bereich von  $M_S = 10 \dots 60$  Nm deutlicher ausgeprägt ist.

Von diesem Prüfstand wurde ein Finite-Elemente-Modell aufgebaut, bei dem alle relevanten Fügstellen nach der oben beschriebenen neuen Methode abgebildet sind. Die mit diesem Modell berechneten Beschleunigungsfrequenzgänge bzw. die daraus extrahierten Antwortamplituden bei der ersten Biegeeigenfrequenz der Leisten können nun mit den Messwerten verglichen werden. Aufgrund der besten Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung bei Variation der im Modell verwendeten Kennwerte  $\mu$  und  $c_t$  wurde versucht, auf deren Größe zurückzuschließen.

Bild 4-42 zeigt einige Rechenergebnisse (farbigen Kurven) im Vergleich zu den Messwerten (schwarze Kurven) für verschiedene Schraubenzugsmomente  $M_S$ . Während es durch Variation von  $\mu$  und  $c_t$  relativ leicht gelingt, die Messwerte für ein einziges  $M_S$  für alle Kraftamplituden  $F_a$  mit dem Modell exakt wiederzugeben, war dies mit konstanten Werten für  $\mu$  und  $c_t$  für den gesamten Bereich von  $M_S = 5 \dots 60$  Nm nur in der in Bild 4-42 gezeigten Näherung möglich. Die ermittelten Kennwerte weisen deshalb noch eine große Unsicherheit auf. Der Gewinn an Abbildungsgenauigkeit eines Finite-Elemente Modells mit Fügstellendämpfung gegenüber herkömmlicher Modellierung wird jedoch deutlich, wenn man das vorliegende Modell ohne Fügstellendämpfung berechnet. Man erhält dann die in Bild 4-42 in violett eingetragene, von der Anregungsamplitude unabhängige, Antwortamplitude, die sich drastisch von den Messwerten unterscheidet.



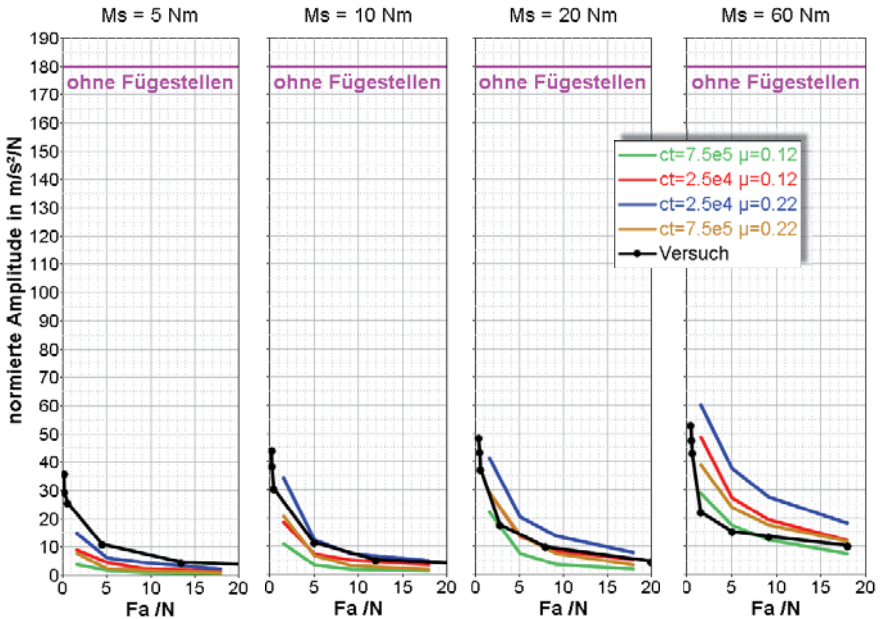


Bild 4-42: Gemessene und berechnete Beschleunigungsamplituden in Abhängigkeit von Schraubenanzugsmoment  $M_S$  und Anregungskraft  $F_a$

### Anwendung der neuen Methode und Vergleich mit nichtlinearen Berechnungen im Zeitbereich

Die neue Methode wurde zunächst an einem einfachen Testmodell erprobt und die erhaltenen Ergebnisse mit nichtlinearen Berechnungen im Zeitbereich verglichen. Bild 4-43 zeigt das Testmodell bestehend aus zwei einseitig gelagerten Leisten, die mit einer auf einer Linie eingebrachten Anpresskraft  $F_{N0} = 2 \cdot 2,5 \text{ kN}$  zusammengepresst und am Ende einer Leiste mit einer sinusförmigen Anregungskraft  $F_a$  am Knoten  $n_0$  angeregt werden. Im Kontaktbereich wird die Fügstellendämpfung mit nur 4 Knotenpaaren (mit  $n_1$  bis  $n_4$  bezeichnet) abgebildet.

Zunächst wurden mit dem Modell in einer statischen Kontaktrechnung die vier Kontaktnormalkräfte  $F_N$  an den vier Knotenpaaren  $n_1$  bis  $n_4$  ermittelt, welche den nachfolgenden dynamischen Berechnungen mitgegeben wurden. Im Beispiel waren dies an den Knoten  $n_2$  und  $n_4$  253,7 N, sowie 2134 N bei  $n_1$  und  $n_3$ .

Im zweiten Schritt wird das Modell mit speziellen Koppellementen an den Knotenpaaren  $n_1$  bis  $n_4$  ergänzt, welche die Hysterese des Jenkins Elements exakt nachbilden, um Berechnungen im Zeitbereich durchzuführen (verwendete Kenndaten:  $\mu = 0,14$  und  $c_t = 2500 \cdot a_{node} \text{ N/mm}$ ; mit  $a_{node} = 75 \text{ mm}^2$ ). Dabei wird am Knoten  $n_0$  mit einer sinusförmigen Kraft angeregt, deren Amplitude  $F_a = 10 \text{ N}$  so eingestellt wird, dass sich die Knotenpaare  $n_1$  und  $n_4$  noch im Haften befinden, während die Knotenpaare  $n_2$  und  $n_3$  bereits gleiten. Bild 4-44a zeigt den nichtlinearen Verlauf der Kräfte am Knoten  $n_2$  (Gleiten).

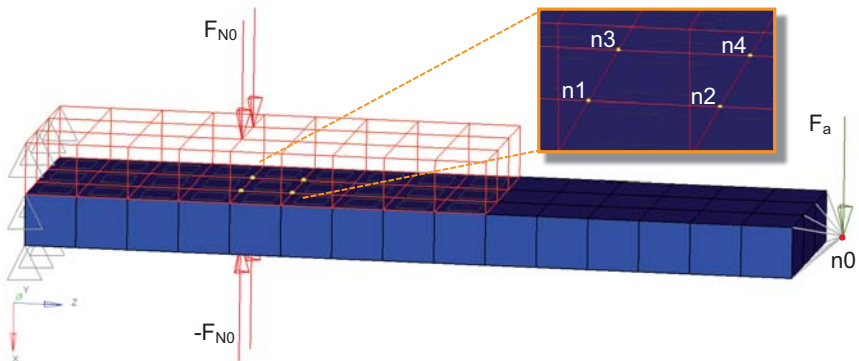


Bild 4-43: Einfaches Finite-Elemente Testmodell zweier einseitig gelagerten Leisten

Führt man mit diesen Parametern die Rechnung bei verschiedenen Anregungsfrequenzen durch und trägt die Amplituden der Antwortschwingung des Knotens  $n0$  im eingeschwungenen Zustand über der Frequenz auf, so ergeben sich die roten Kreuzsymbole in Bild 4-44b. Weil der größte Teil der Dämpfung im Modell aus der Strukturdämpfung stammt, ist die Einstellung der Referenzfrequenz für die Elementstrukturdämpfung sehr wichtig, um realistische Amplituden zu erhalten. Wegen der starken Nichtlinearität muss für die einzelne Berechnung ein sehr kleiner Zeitschritt eingestellt werden, so dass man für den gesamten so ermittelten „Frequenzgang“ große Rechenzeiten braucht (im vorliegenden sehr kleinen Beispiel dauerte dies rund 20 Sekunden pro Anregungsfrequenz; dies sind bei einem ‚Frequenzgang‘ mit 45 Stützstellen 15 min Gesamtzeit).

Die Berechnung der Frequenzantwort nach der neu implementierten Methode der harmonischen Balance läuft hingegen deutlich schneller. Im Beispiel waren 5 Iterationen mit einer Rechenzeit von rund 15 Sekunden pro Iteration erforderlich. Das Ergebnis ist die mit (1) indizierte blaue Kurve der Bild 4-44b. Der Vergleich beider Ergebnisse zeigt, dass die richtige Frequenzlage und Amplitude der Frequenzantwort auch mit der harmonischen Balance Methode mit guter Näherung wiedergegeben wird.

Neben dem bisher beschriebenen ersten Ansatz wurde auch das auf Gl. 4-26 und Gl. 4-27 basierende Verfahren nach Popov getestet. Wählt man für das Testbeispiel eine Rauheit  $R_q$  von  $6\ \mu\text{m}$ , so ergibt sich die in Bild 4-44b mit (2) indizierte grüne Kurve. Man erkennt, dass mit dem zweiten Ansatz die Werte der modalen Zeitgeschichte sogar noch ein wenig besser wiedergegeben werden. Allerdings stellte sich bei der Anwendung auf komplexere Modelle heraus, dass das Verfahren nach dem zweiten Ansatz manchmal nicht mehr so gut konvergiert.

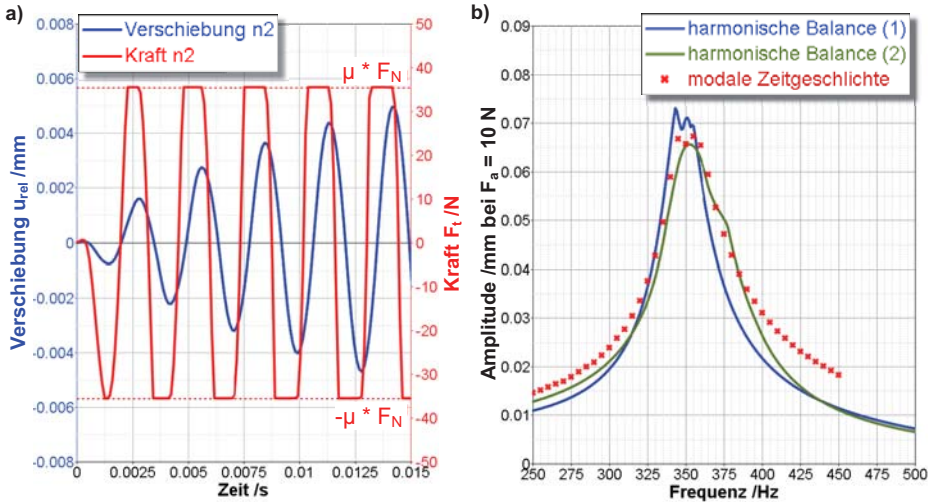


Bild 4-44: Mit dem Testmodell erzeugte Berechnungsergebnisse:

- a) Verschiebung (blau) und Kraft (rot) in Abhängigkeit von der Zeit
- b) Frequenzgang nach den beiden Ansätzen der harmonischen Balance Methode (blau, grün) und nichtlineare Gegenrechnung im Zeitbereich (rot)

Neben der Verifizierung der neuen Methode am Testmodell und deren Anwendung auf den Prüfstand zur Ermittlung der physikalischen Kennwerte, wurde das Verfahren prototypisch auch an einigen größeren Modellen eingesetzt. In allen Fällen konnten Änderungen (meist höhere Dämpfung) in den berechneten Frequenzgängen im Vergleich zur konventionellen Modellierung festgestellt werden. Die Steigerung der Prognosefähigkeit der Modelle durch die verbesserte Modellierung, wird zukünftig daran gemessen werden, dass der Anpassungsaufwand unserer Modellparameter beim Abgleich mit gemessenen Frequenzgängen sinkt.

## 5 Parametrierung und Kalibrierung der Modelle

### 5.1 Bestimmung von Prozesskräften

Die Modellierung, Prognose und Messung von Zerspankräften stellt bei der Dimensionierung von Werkzeugmaschinen hinsichtlich der erforderlichen Antriebsleistung sowie der Untersuchung der Prozessstabilität bei der Zerspanung mit Schneiden bestimmter und unbestimmter Geometrie eine wichtige Voraussetzung dar. In Verbindung mit der Nachgiebigkeit der Maschinenstruktur sind die auftretenden Prozesskräfte eine Bewertungsgröße für die maximal erreichbaren Spanungsbreiten und damit das umsetzbare Zeitspannvolumen. Darüber hinaus liefern sie dem Anwender wichtige Informationen zum Prozesszustand und können damit zur Überwachung und Detektion von Werkzeugverschleiß, Schneidkantenbruch oder ungewünschten Schwingungserscheinungen wie den Regenerativeneffekt genutzt werden. Eine zuverlässige und exakte Vorhersage von Zerspankräften leistet somit einen wertvollen Beitrag zum wirtschaftlichen Betrieb einer Werkzeugmaschine.

#### 5.1.1 Mechanistische Modellierung zur Ermittlung von Zerspankraftkoeffizienten

Autoren: K. Christoffel, M. Magnevall, S. Neus, M. Daniels

Die Prognose von Zerspankräften erfolgt meist mithilfe sogenannter Zerspankraftmodelle. Diese stellen einen Zusammenhang zwischen den verwendeten Prozessparametern, dem Werkstoffverhalten und den daraus resultierenden Prozesskräften her. Dabei lässt sich im Allgemeinen zwischen analytischen und mechanistischen Modellen unterscheiden.

Ausgangspunkt analytischer Modelle sind häufig Scherebenen- oder Scherzonenmodelle. Die Parametrierung dieser Modelle erweist sich oft als aufwendig, da neben Informationen zum temperatur- und umformratenabhängigen Werkstoffverhalten auch der zwischen Span und Schneide vorliegende Reibungskoeffizient sowie der Scherwinkel bekannt sein muss. Dieser kann in der Regel experimentell ermittelt oder aus der Spanstauchung berechnet werden. [KALV05]

In der Praxis kommen daher meist empirische bzw. mechanistische Modelle zum Einsatz. Diese basieren auf Daten, die aus Zerspanversuchen gewonnen werden können. Bekannte Ansätze sind Zerspankraftmodelle auf Grundlage der Kienzle Gleichung, deren Koeffizienten aus den im sogenannten Orthogonalprozess gemessenen Schnittkräften beim Drehen abgeleitet werden können. Das Kienzle Modell stellt einen exponentiellen Zusammenhang zwischen den auf die Spanbreite bezogenen Schnittkraftkomponenten  $F'_i$  und der Spandicke  $h$  her, der wie folgt formuliert werden kann:

$$F'_t = \frac{F_t}{b} = \frac{K_{c1} \cdot b \cdot h^{(1-m_c)}}{b} = K_{c1} \cdot h^{(1-m_c)}$$

$$F'_r = \frac{F_r}{b} = \frac{K_{r1} \cdot b \cdot h^{(1-m_r)}}{b} = K_{r1} \cdot h^{(1-m_r)}$$

Gl. 5-1

$$F'_a = \frac{F_a}{b} = \frac{K_{a1} \cdot b \cdot h^{(1-m_a)}}{b} = K_{a1} \cdot h^{(1-m_a)}$$

Die spezifischen Zerspankräfte  $K_{i1}$  sind werkstoffabhängig und zudem abhängig von der Spandicke  $h$ . Sie definieren die Kraft, die zum Abspannen eines Spans mit der Breite  $b$  und der Höhe

$h$  von einem Millimeter benötigt wird. Der Term  $1-m_c$  im Exponent ist der spezifische Anstiegs-  
wert der Schnittkraft. Er entspricht der Geradensteigung im doppelt logarithmischen System  
aus bezogener Schnittkraft  $F'_i$  und Spandicke  $h$ . [KALV05, KLOC08]

Sofern eine detaillierte Kenntnis der Schneidengeometrie und des Werkstoffverhaltens vorliegt,  
können die aus dem Orthogonalprozess abgeleiteten Schnittkraftkoeffizienten zur Ermittlung  
der Zerspankkräfte beim Fräsen genutzt werden. Allerdings ist es häufig zweckmäßiger, die  
Zerspankkraftkoeffizienten direkt aus Fräsexperimenten zu ermitteln. Da sich aus der kontinuier-  
lich ändernden Spandicke beim Fräsen variierende Zerspankkraftkoeffizienten ergeben, werden  
häufig - wie auch im Folgenden - gemittelte Zerspankkräfte genutzt, die somit zu mittleren Koeff-  
zienten führen.

Das im Folgenden beschriebene Vorgehen besteht hier darin, die gemittelten Zerspankkräfte in  
 $x$ -,  $y$ - und  $z$ -Richtung aus Zerspankkraftmessungen während der Bearbeitung mit analytisch be-  
rechneten Zerspankkräften zu vergleichen. Eine Annäherung an die Zerspankkraftkoeffizienten in  
tangentialer, radialer und axialer Richtung kann dann mithilfe von linearer Ausgleichsrechnung  
oder iterativen Ansätzen erfolgen.

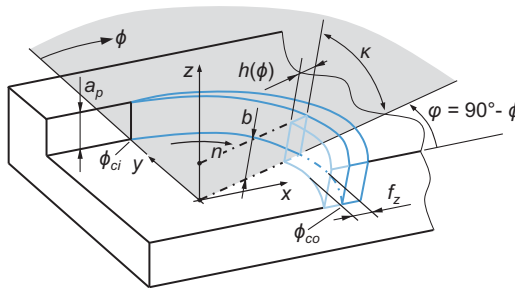


Bild 5-1: Beschreibung der Lage und Abmessungen des Spanquerschnitts

Ein Ansatz zur analytischen Bestimmung der gemittelten Zerspankkraftkomponenten in Abhän-  
gigkeit vom Teilungs- und Eingriffswinkel des Fräasers kann entsprechend Bild 5-1 über Gl. 5-2  
erfolgen:

$$\bar{F}_q = \frac{1}{\phi_p} \int_{\phi_{ci}}^{\phi_{co}} F_q(\phi) d\phi \quad \text{Gl. 5-2}$$

Hierbei sind  $\phi_p = 2\pi/z$  der Teilungswinkel und  $\phi_{ci}$  der Eintritts- bzw.  $\phi_{co}$  der Austrittswinkel des  
Fräasers.  $q$  beschreibt die Richtung der Kraft (tangential, radial,  $x$ -,  $y$ -, oder  $z$ -axial).

Zunächst soll die Methodik am Beispiel eines linearen Zerspankkraftmodells vorgestellt werden.  
Die tangentialen, radialen und axialen Zerspankkraftkomponenten lassen sich hier bei linearen  
Berechnungsansätzen in Abhängigkeit von der Spandicke  $h$  und Spanbreite  $b$  über den Dreh-  
winkel wie folgt beschreiben. Die Proportionalität sorgt in der Folge für eine einfache mathema-  
tische Bestimmung der spezifischen Koeffizienten  $K_{ic}$  und  $K_{ie}$ :

$$\begin{aligned}
 F_t(\phi) &= K_{tc} \cdot b \cdot h(\phi) + K_{te} \cdot b \\
 F_r(\phi) &= K_{rc} \cdot b \cdot h(\phi) + K_{re} \cdot b \\
 F_a(\phi) = F_z(\phi) &= K_{ac} \cdot b \cdot h(\phi) + K_{ae} \cdot b
 \end{aligned}
 \tag{Gl. 5-3}$$

Dabei ergeben sich die Spanbreite  $b$  und Spandicke  $h$  in Abhängigkeit von Einstellwinkel  $\kappa$  und Schnitttiefe  $a_p$  zu:

$$b = \frac{a_p}{\sin(\kappa)} \quad \text{und} \quad h(\phi) = f_z \sin(\phi) \cdot \sin(\kappa)
 \tag{Gl. 5-4}$$

Da es bei Zerspangkraftmessungen in Fräsprozessen oft schwierig ist, die tangentialen und radialen Kraftkomponenten direkt zu messen, werden häufig die entsprechenden Zerspangkraftkomponenten über Koordinatentransformation aus den gemessenen Kraftverläufen in Vorschub- und Vorschubnormalenrichtung bestimmt:

$$\begin{aligned}
 F_x(\phi) &= -F_t \cos(\phi) - F_r \sin(\phi) \\
 F_y(\phi) &= F_r \sin(\phi) - F_r \cos(\phi)
 \end{aligned}
 \tag{Gl. 5-5}$$

Nach Mittelung von Gl. 5-5 ergeben sich die gemittelten Zerspangkäfte in x- und y-Richtung in Matrixform zu:

$$\underbrace{\begin{Bmatrix} \bar{F}_x^1 \\ \bar{F}_y^1 \\ \bar{F}_x^2 \\ \bar{F}_y^2 \\ \vdots \end{Bmatrix}}_F = \underbrace{\begin{bmatrix} A^1 \\ A^2 \\ \vdots \\ A \end{bmatrix}}_A \cdot \underbrace{\begin{Bmatrix} K_{tc} \\ K_{te} \\ K_{rc} \\ K_{re} \end{Bmatrix}}_K
 \tag{Gl. 5-6}$$

mit

$$\begin{aligned}
 a_{11}^i &= -\frac{a_p^i \cdot f_z^i}{\phi_p} \int_{\phi_{ei}^i}^{\phi_{eo}^i} \sin(\phi) \cos(\phi) d\phi & a_{21}^i &= \frac{a_p^i \cdot f_z^i}{\phi_p} \int_{\phi_{ei}^i}^{\phi_{eo}^i} \sin^2(\phi) d\phi \\
 a_{12}^i &= -\frac{a_p^i}{\phi_p \sin(\kappa)} \int_{\phi_{ei}^i}^{\phi_{eo}^i} \cos(\phi) d\phi & a_{22}^i &= \frac{a_p^i}{\phi_p \sin(\kappa)} \int_{\phi_{ei}^i}^{\phi_{eo}^i} \sin(\phi) d\phi \\
 a_{13}^i &= -\frac{a_p^i \cdot f_z^i}{\phi_p} \int_{\phi_{ei}^i}^{\phi_{eo}^i} \sin^2(\phi) d\phi & a_{23}^i &= -\frac{a_p^i \cdot f_z^i}{\phi_p} \int_{\phi_{ei}^i}^{\phi_{eo}^i} \sin(\phi) \cos(\phi) d\phi \\
 a_{14}^i &= -\frac{a_p^i}{\phi_p \sin(\kappa)} \int_{\phi_{ei}^i}^{\phi_{eo}^i} \sin(\phi) d\phi & a_{24}^i &= -\frac{a_p^i}{\phi_p \sin(\kappa)} \int_{\phi_{ei}^i}^{\phi_{eo}^i} \cos(\phi) d\phi
 \end{aligned}$$

Zur Ermittlung der Koeffizienten von Gl. 5-6 müssen mehrere Zerspangkraftmessungen mit verschiedenen Eingriffsbreiten  $a_p^i$  und oder Vorschüben  $f_z^i$  durchgeführt werden. Die Einträge von  $K$  können anschließend mithilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate ermittelt werden:

$$\{K\} = \left( [A]^T [A] \right)^{-1} [A]^T \{F\} \tag{Gl. 5-7}$$

Analog lassen sich die Koeffizienten in z-Richtung ermitteln:

$$\bar{F}_z = \left[ \begin{array}{c} \frac{a_p f_z}{\phi_p} \int_{\phi_{ci}}^{\phi_{co}} \sin(\phi) d\phi \\ \frac{a_p}{\phi_p \sin(\kappa)} \int_{\phi_{ci}}^{\phi_{co}} d\phi \end{array} \right] \left[ \begin{array}{c} K_{ac} \\ K_{ae} \end{array} \right] \tag{Gl. 5-8}$$

Und damit nach Integration:

$$\underbrace{\left\{ \begin{array}{c} \bar{F}_z^1 \\ \bar{F}_z^2 \\ \vdots \\ F \end{array} \right\}}_F = \underbrace{\left[ \begin{array}{cc} \frac{a_p^1 f_z^1}{\phi_p} (\cos(\phi_{ci}^1) - \cos(\phi_{co}^1)) & \frac{a_p^1}{\phi_p \sin(\kappa)} (\phi_{co}^1 - \phi_{ci}^1) \\ \frac{a_p^2 f_z^2}{\phi_p} (\cos(\phi_{ci}^2) - \cos(\phi_{co}^2)) & \frac{a_p^2}{\phi_p \sin(\kappa)} (\phi_{co}^2 - \phi_{ci}^2) \\ \vdots & \vdots \end{array} \right]}_A \underbrace{\left\{ \begin{array}{c} K_{ac} \\ K_{ae} \\ \vdots \\ \kappa \end{array} \right\}}_K \tag{Gl. 5-9}$$

Die ermittelten Koeffizienten können anschließend zur Berechnung von Zerspankraftverläufen genutzt werden. Bild 5-2 zeigt den auf Grundlage von gemittelten Schnittkraftkoeffizienten berechneten Verlauf der Zerspankraftkomponenten im Vergleich zu einem gemessenen Schnittkraftverlauf. Sowohl für das lineare Schnittkraftmodell als auch für das Kienzle Modell zeigen sich qualitativ gute Übereinstimmungen.

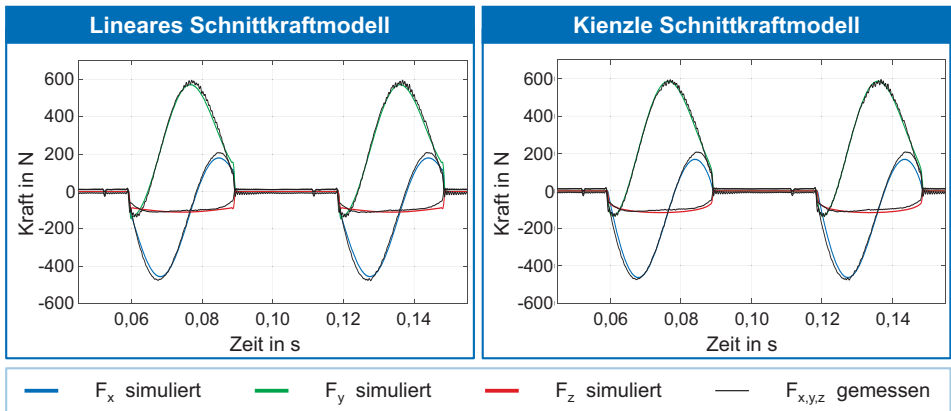


Bild 5-2: Berechnete und gemessene Zerspankraftverläufe

### Approximierung der Zerspankraftkoeffizienten für das Kienzle Modell

Für das nichtlineare Kienzle Modell ergibt sich für die Kräfte in x- und y-Richtung ein Gleichungssystem mit vier Unbekannten ( $K_{c1}, m_c, K_{r1}, m_r$ ), das iterativ gelöst werden muss. Gleiches gilt für die Kraft in z-Richtung mit den Koeffizienten ( $K_{a1}, m_a$ ). Wegen der proportionalen Abhängigkeit von  $K_{c1}, K_{r1}$  und  $K_{a1}$  und  $F'_1$  (vgl. Gl. 5-1) halbiert sich die Anzahl der Parameter im nichtlinearen Iterationsprozess. Die zu lösenden Gleichungssysteme ergeben sich damit zu:

$$\begin{Bmatrix} \bar{F}_x^1 \\ \bar{F}_y^1 \\ \bar{F}_x^2 \\ \bar{F}_y^2 \\ \vdots \\ F \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A^1 \\ A^2 \\ \vdots \\ A \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} K_{c1} \\ K_{r1} \\ \kappa \end{bmatrix} \tag{Gl. 5-10}$$

mit

$$\begin{aligned} a_{11}^i &= -\frac{a_p^i}{\phi_p \sin(\kappa_r)} \int_{\phi_{ci}^i}^{\phi_{co}^i} (f_z^i \sin(\phi) \sin(\kappa_r))^{1-m_c} \cos(\phi) d\phi \\ a_{12}^i &= -\frac{a_p^i}{\phi_p \sin(\kappa_r)} \int_{\phi_{ci}^i}^{\phi_{co}^i} (f_z^i \sin(\phi) \sin(\kappa_r))^{1-m_r} \sin(\phi) d\phi \\ a_{21}^i &= \frac{a_p^i}{\phi_p \sin(\kappa_r)} \int_{\phi_{ci}^i}^{\phi_{co}^i} (f_z^i \sin(\phi) \sin(\kappa_r))^{1-m_c} \sin(\phi) d\phi \\ a_{22}^i &= -\frac{a_p^i}{\phi_p \sin(\kappa_r)} \int_{\phi_{ci}^i}^{\phi_{co}^i} (f_z^i \sin(\phi) \sin(\kappa_r))^{1-m_r} \cos(\phi) d\phi \end{aligned} \tag{Gl. 5-11}$$

und

$$\begin{Bmatrix} \bar{F}_z^1 \\ \bar{F}_z^2 \\ \vdots \\ F \end{Bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{a_p^1}{\phi_p \sin(\kappa_r)} \int_{\phi_{ci}^1}^{\phi_{co}^1} (f_z^1 \sin(\phi) \sin(\kappa_r))^{1-m_a} d\phi \\ \frac{a_p^2}{\phi_p \sin(\kappa_r)} \int_{\phi_{ci}^2}^{\phi_{co}^2} (f_z^2 \sin(\phi) \sin(\kappa_r))^{1-m_a} d\phi \\ \vdots \\ A \end{bmatrix}}_A \cdot \begin{bmatrix} K_{a1} \\ \kappa \end{bmatrix} \tag{Gl. 5-12}$$

Zur iterativen Bestimmung der Einträge von  $\mathbf{K}$  werden zunächst Startwerte für  $m_i$  geschätzt und anschließend die Integrale der Gleichungen Gl. 5-11 und Gl. 5-12 numerisch gelöst. Analog zur Berechnung der Koeffizienten des linearen Zerspankraftmodells werden im nächsten Schritt mithilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate die Schnittkraftkoeffizienten  $K_{c1}$ ,  $K_{r1}$  und  $K_{a1}$  über Gl. 5-7 bestimmt und anschließend der Fehler zwischen den gemessenen und den berechneten Kräften berechnet:

$$err = \sum \{ |F\} - [A]\{K\} | \tag{Gl. 5-13}$$

Ziel dieser nichtlinearen Ausgleichsrechnung ist die Minimierung des Fehlers  $err$ . Das schematische Vorgehen veranschaulicht Bild 5-3.



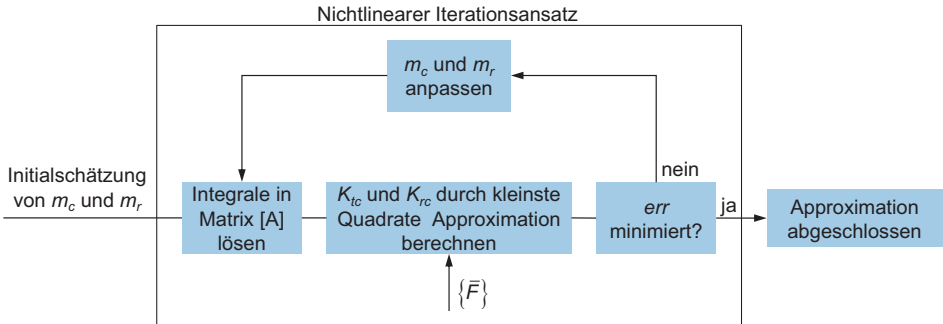


Bild 5-3: Iteratives Vorgehen zur Ermittlung der Schnittkraftkoeffizienten für das Kienzle-Moell

### 5.1.2 Generelle Hinweise zur Kraftmessung

Autoren: K. Christoffel, M. Magnevall

Wenn Kraftmessungen mit einem Dynamometer durchgeführt werden sollen, so ist dem dynamischen Verhalten des Messsystems besondere Beachtung zu schenken. Das Dynamometer verwendet piezoelektrische Elemente, um die Kräfte, die auf das Dynamometer einwirken, zu messen. Diese Elemente erzeugen eine elektrische Ladung abhängig von ihrer Verformung. Diese Ladung wird gemessen und in die Kraftkomponenten in x-, y- und z-Richtung umgerechnet. Da die piezoelektrischen Elemente sensitiv gegenüber Verschiebungen sind, müssen eben diese bezüglich des Werkstücks und der gesamten Aufspannung des Dynamometers in Kauf genommen werden, um Messwerte zu erhalten. Diese Notwendigkeit motiviert eine Abstraktion hin zu einer Masse, die auf einer Anordnung von Federn gelagert ist. Somit führt eine Verlagerung zu einer dynamischen Antwort im System, was bedeutet, dass das System selbst Resonanzfrequenzen aufweist, bei denen der Output der Messplattform im Verhältnis zum Eingangssignal stark überhöht wird. Diese Überhöhungen sind nicht von der auf das System wirkenden Kraft selbst erzeugt, sodass offensichtlich die Messergebnisse verfälscht werden. Folglich müssen die dynamischen Einflüsse des Messsystems eliminiert oder korrigiert werden, um möglichst genaue Daten aus dem Zerspanprozess zu erhalten. Üblicherweise werden hier Tiefpass-Filter eingesetzt, die alle dynamischen Vorgänge oberhalb einer bestimmten Frequenz ausfiltern. Wird aber durch diese Methode die Frequenzbreite des Dynamometers zu sehr eingegrenzt, kann auf die Methode der inversen Filterung zurückgegriffen werden.

### Messanordnung und Versuchsplanung

Es ist unbedingt sicherzustellen, dass das Werkstück fest und unverrückbar auf dem Dynamometer montiert ist. Grundsätzlich sollten möglichst kleine Versuchswerkstücke verwendet werden, um die Masse, mit der das Dynamometer beaufschlagt wird, gering zu halten und somit den nutzbaren Frequenzbereich der Messanordnung zu maximieren. Werden Kraftmessungen durchgeführt um Kraftkoeffizienten zu ermitteln, so empfiehlt es sich, vier verschiedene Vorschübe oder radiale Eingriffsbreiten zu berücksichtigen. Ferner sollten bei komplexen Werkzeugen wie Werkzeugen mit runden Wendeplatten oder Fräsern mit großen Spiralwinkeln verschiedene Schnitttiefen berücksichtigt werden. Weiterhin kann sich bei komplexen Werkzeuggeometrien die Krafrichtung aufgrund der Schnitttiefe ändern. Um diesen

Einfluss zu erfassen oder auszuschließen, sollten die Messungen bei unterschiedlichen Schnitttiefen durchgeführt und anschließend ermittelt werden, ob sich die Kraftkoeffizienten verändern. Darüber hinaus sollte die Orientierung des Koordinatensystems des Dynamometers dokumentiert werden.

Die Krafrichtungen sind speziell von Bedeutung, wenn die Messungen zur Ermittlung der Schnittkraftkoeffizienten beim Fräsprozess dienen sollen. Um diese erfolgreich zu ermitteln, sind u. U. Koordinatentransformationen notwendig, wozu die eindeutige Orientierung der Kraftmessplattform bekannt sein muss. Sollen durch die Messungen die Zerspankräfte ermittelt werden, so sollten Einzahnversuche vermieden werden, weil hierbei Mittelwerte der Zerspankräfte verwendet werden, um die Kraftkoeffizienten zu berechnen.

Sind nur wenige Schneiden im Eingriff, so sind die mittleren Zerspankräfte kleiner als bei Werkzeugen mit mehr aktiven Schneiden. Dies kann die Messergebnisse negativ beeinflussen. Zum einen, weil ein kleiner Offset einen großen Einfluss auf die mittleren Kräfte hat, und zum anderen die Messungenaugigkeit des Dynamometers einen größeren Einfluss hat, wenn die Kräfte gering sind.

### **Zusammenfassung:**

- Steife Befestigung von Dynamometer und Versuchswerkstück
- Minimale Masse des Versuchswerkstücks
- Messungen bei mindestens vier Vorschüben oder radialen Eingriffen
- Bei komplexen Werkzeugen: Wiederholung der Messungen bei unterschiedlichen Schnitttiefen
- Sorgfältige Dokumentation der Versuchsanordnung und der Koordinatensysteme
- Erden des Ladungsverstärkers nach jeder Messung, um ein Offset zu vermeiden

### **Vorbereitende Messungen**

Bevor die eigentlichen Zerspantests durchgeführt werden, sollte der Frequenzgang des Dynamometers mit aufgespanntem Werkstück in der Maschine gemessen werden. Die Antwortfrequenz-Funktion zwischen Eingangs- und Ausgangssignal sollte hierbei in x-, y- und z-Richtung gemessen werden, was eine sehr schnelle Variante darstellt. Entsprechende Messungen können mit einem Impulshammer durchgeführt werden. Der Grund für die Messung eines Antwortfrequenzgangs ist zum einen die Ermittlung des nutzbaren Frequenzbereichs des Dynamometers, d. h. der maximalen Frequenz, bei der das Dynamometer noch verlässliche Daten liefert. Der Frequenzgang zwischen Eingangs- und Ausgangssignal sollte dabei immer mit einer der niedrigen Frequenzen übereinstimmen. Des Weiteren können im Bedarfsfall die gemessenen Frequenzgänge dazu benutzt werden, inverse Filter zu parametrieren, um den nutzbaren Frequenzbereich zu erweitern und die Qualität der Messdaten weiter zu erhöhen. Ein Beispiel eines Frequenzgangs des beschriebenen Versuchsaufbaus zeigt Bild 5-4.

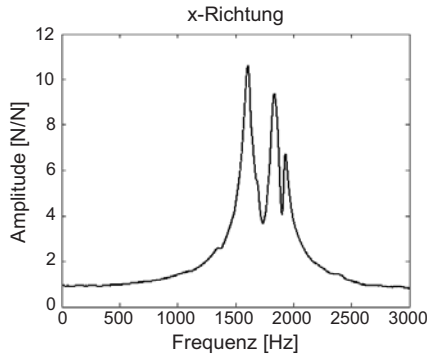


Bild 5-4: Frequenzgang des Dynamometers in x-Richtung

Wie Bild 5-4 zeigt, bewegt sich der Frequenzgang des Dynamometers im unteren Frequenzbereich, was auf eine korrekte Kalibrierung schließen lässt. Zudem ist ersichtlich, dass das Ausgangssignal ab einer Frequenz von ca. 600 Hz ansteigt. Zwischen 1500 und 2000 Hz weist das Dynamometer drei Resonanzstellen mit einer starken Überhöhung des Ausgangssignals auf.

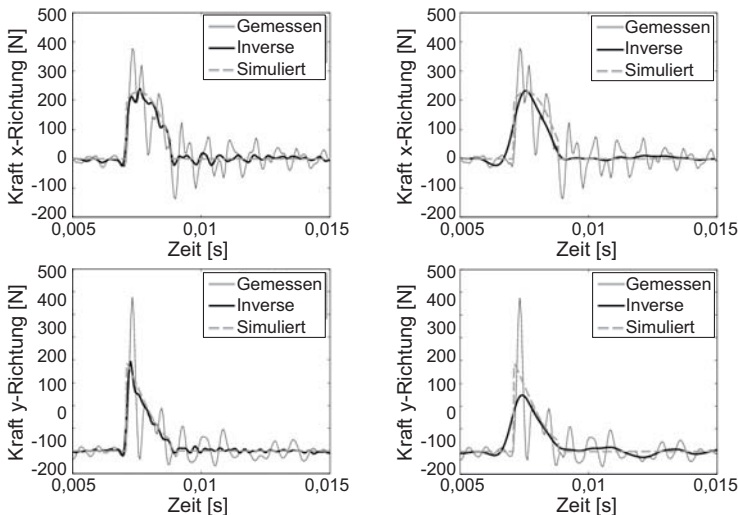


Bild 5-5: Vergleich von Kraftwerten: ungefiltert, berechnet, invers gefiltert

(Gleichlaufräsen mit Schnittgeschwindigkeit  $v_c = 800$  m/min, Zahneingriffsfrequenz  $f_t = 84,8$  Hz, Vorschub  $f_z = 0,2$  mm/Zahn, Eingriffsbreite  $a_e = 20$  mm) [BREC11a]

Daraus kann nun geschlossen werden, dass der nutzbare Frequenzbereich des Dynamometers zwischen 0 – 600 Hz liegt. Somit ist die Grenzfrequenz für einen Tiefpassfilter für die Weiterverarbeitung der Messdaten auf 600 Hz einzustellen. Eine bewährte Methode ist die Verwendung eines Butterworth-Filters der 3. Ordnung. Es ist zu beachten, dass für

verschiedene Krafrichtungen auch unterschiedliche Grenzfrequenzen oder Filter verwendet werden können. Im Hinblick auf die Anwendung der inversen Filterungs-Methodik wird auf weiterführende Fachliteratur verwiesen [MAGN12]. Bild 5-5 zeigt einen Vergleich verschiedener gefilterter Kraftwerte bei der Hochgeschwindigkeitszerspanung eines Aluminiumwerkstücks.

### 5.1.3 Bestimmung der Zerspankraftkoeffizienten aus Achsströmen

Autoren: S. Neus, M. Daniels

Von der Fa. HELLER durchgeführte Versuche am Bearbeitungszentrum H2000 zeigen, dass die über die integrierte Prozessüberwachung (IPM) aufgezeichneten Reaktionsmomente der Vorschubmotoren unter Verfahrbewegung Rückschlüsse auf den mittleren Zerspankraftverlauf zulassen (vgl. Kap. 5.4.3). Im Folgenden sollen die aus der Steuerung ausgelesenen momentbildenden Motorströme der Achsantriebe zur Rekonstruktion der Schnittkräfte genutzt und qualitativ deren Eignung zur Koeffizientenermittlung überprüft werden. Der Versuchsaufbau ist mit dem in Bild 5-7 gezeigten vergleichbar.

Um von transienten Motorstromverläufen auf die in Vorschubrichtung wirkenden Achslasten zu schließen, werden in einer Kalibrierungsmessung zunächst die mittleren Achsströme infolge statischer Lasteinwirkung in den Achsmittel- und Endlagen erfasst. Bild 5-6 zeigt den in erster Näherung linearen Zusammenhang zwischen statischer Achslast und der Stromaufnahme des Achsantriebs.

Die Einleitung der Kräfte in Achsrichtung erfolgt über eine spezielle Spannvorrichtung zwischen Maschinentisch und Spindelgehäuse, während sich die Maschine in Regelung befindet. Ein im Kraftfluss liegender piezoelektrischer Kraftsensor ermittelt dabei die statisch aufgeprägte Achslast. In der Vertikalen (Y-Achse) wird die Kraft entgegen der Schwerkraft eingeleitet.

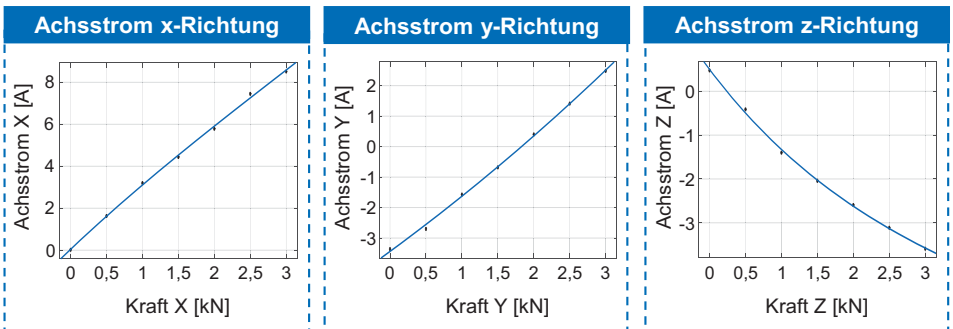


Bild 5-6: Funktionaler Zusammenhang zwischen statischer Achslast und Stromaufnahme des Achsantriebs

Zur Ermittlung der tangentialen und radialen Zerspankraftkoeffizienten nach der in Kap. 5.1.1 vorgestellten Methodik können die aus dem Zerspankraftvektor resultierenden mittleren Kräfte in Vorschub- und Vorschubnormalenrichtung genutzt werden. Diese werden über den ermittelten funktionalen Zusammenhang zwischen Achsstrom und Achslast aus der Stromaufnahme der entsprechenden Achsantriebe approximiert. Zur Kompensation der geschwindigkeitsabhängigen Reibungskräfte, deren Einfluss durch die statischen Kennlinien nicht erfasst wird, werden zunächst die auftretenden Motorströme bei Leerfahrten gemessen. Im Anschluss kön-

nen die gemessenen Stromsignale unter Last, entsprechend der Stromaufnahme bei Leerfahrt, bereinigt werden. Bild 5-7 zeigt das prinzipielle Vorgehen zur Ermittlung der Achsströme und der Kompensation zur Bestimmung der Achslasten.

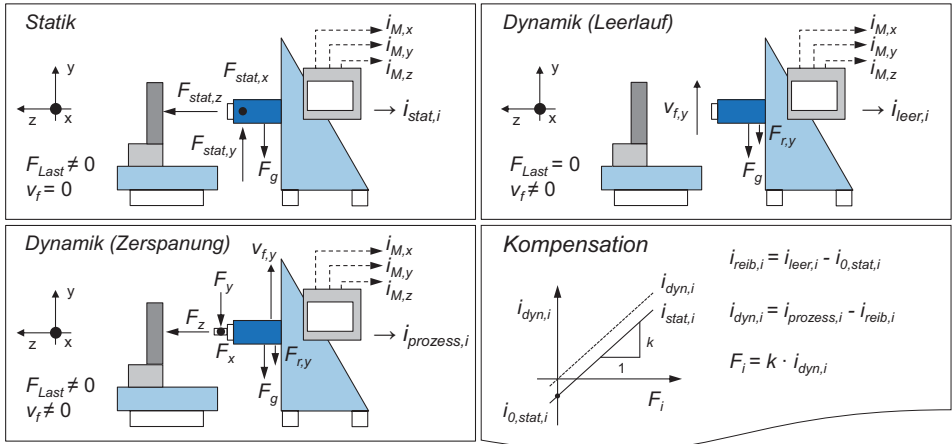


Bild 5-7: Versuchsaufbau und Vorgehen bei der Ermittlung gemittelter Achsströme und -lasten

Zur qualitativen Referenzierung der Methodik werden Zerspanversuche mit einem vierschneidigen Messerkopfräser der Fa. Sandvik durchgeführt. Dabei werden Spindeldrehzahl und Schnitttiefe, bei konstantem Vorschub pro Schneide, variiert. Die momentbildenden Motorströme der Achsantriebe werden über die Ethernet-Schnittstelle der Sinumerik 840D SI mithilfe von SinuCom NC ausgelesen und an einen Messrechner übergeben. Zusätzlich werden zur Referenzierung die infolge der Zerspankraft wirkenden Achslasten über eine Kraftmessplattform werkstückseitig erfasst.

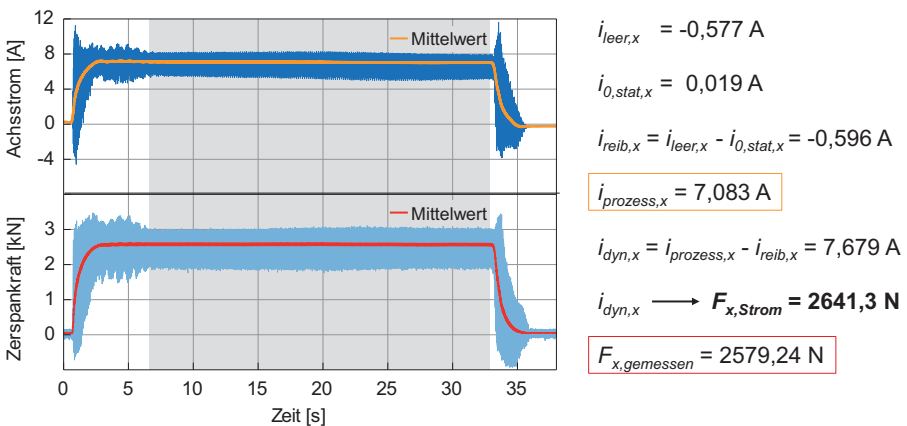


Bild 5-8: Gemittelte tangentielle Zerspankraft aus dem momentbildenden Strom der x-Achse

Bild 5-8 zeigt einen qualitativen Vergleich der gemessenen und gemittelten Schnittkräfte mit denen aus den Stromsignalen approximierten. Die mittleren Abweichungen bzw. Approxima-

tionsfehler liegen bei den durchgeführten Messungen unter 10%. Diese Methodik ist somit bei beschränkter Abtastrate der Stromsignale bspw. im IPO-Takt und trotz Tiefpassfilterung der mechanischen Antriebselemente anwendbar. Als Schwachstellen müssen neben den statischen Kalibrierungsmessungen der Messaufwand für Leerfahrten für alle relevanten Vorschubgeschwindigkeiten berücksichtigt werden.

Die Genauigkeit der gemittelten Zerspankräfte aus den Achsströmen ist für eine qualitative Abschätzung der Zerspankraftkoeffizienten ausreichend. In Verbindung mit der beschriebenen Methodik zur Bestimmung der Zerspankraftkoeffizienten aus gemittelten Zerspankräften beschreibt das hier skizzierte Vorgehen zur Ermittlung eben dieser Kräfte einen effizienten Weg zur Nutzbarmachung interner Maschinendaten für die Prozessführung.

### 5.1.4 Einfluss der Schnittgeschwindigkeit auf die Zerspankräfte

Autoren: K. Christoffel, M. Magnevall

Der Einfluss der Schnittgeschwindigkeit auf die Zerspankräfte ist dann von Interesse, wenn zur Modellierung der Kräfte ein mechanistischer Ansatz gewählt wird. Für den Fall, dass ein signifikanter Einfluss der Schnittgeschwindigkeit auf die Kraftkoeffizienten vorliegt, müssen deutlich mehr Zerspanversuche durchgeführt werden, um die Zerspankräfte mit der erforderlichen Genauigkeit vorhersagen zu können – sowohl bei unterschiedlichen Schnitttiefen (Einfluss des Eckenradius) als auch bei unterschiedlichen Schnittgeschwindigkeiten. Dies führt dazu, dass die Ergebnismatrix der Zerspanungstests für unterschiedliche Schnittgeschwindigkeiten wiederholt bestimmt werden muss, um zu einem Kraftmodell zu gelangen, das den gesamten Arbeitsbereich eines Zerspanwerkzeugs in einem spezifischen Material abdeckt.

Um den Effekt, den die Schnittgeschwindigkeit auf die zu berechnenden Zerspankraftkoeffizienten hat, zu ermitteln, wurden Zerspanversuche mit drei unterschiedlichen Zerspanwerkzeugen durchgeführt. Hierbei wurden vier verschiedene Vorschübe und Schnitttiefen angewendet und bei unterschiedlichen Schnittgeschwindigkeiten wiederholt: Eine Testreihe umfasst Zerspanversuche im oberen Schnittgeschwindigkeitsbereich des jeweiligen Materials, eine weitere im unteren Bereich der Schnittgeschwindigkeit. Als Kraftmessdynamometer wurde eine Kistler Messplattform 9255B eingesetzt. Werkzeuge und Werkstoff sind Tabelle 1 zu entnehmen.

Werkzeug	Bezeichnung	Durchmesser	Anzahl Schneiden	Produkt Code	Wendeplatte
Shoulder Mill	Coromill 390-18	80	4	R390-080Q27-18L	R390-18 06 12M-PM 1030
Round Insert Mill	Coromill 300	66	5	R300-066C6-12M	R300-1240M-PM 4230
Solid Endmill	Plura	16	4	R216.34-16030-AS22N 1630	
<b>Werkstoff</b> 40CrMnMo7 ( 1.2311 )					

Tabelle 1 - Verwendete Werkzeuge und Werkstoff

Um den Einfluss der Schnittgeschwindigkeit auf die Zerspankräfte darzustellen, sind in Bild 5-9 die ermittelten Kraftkoeffizienten in tangentialer und radialer Richtung für die unterschiedlichen Schnitttiefen  $a_p$  für die verschiedenen Werkzeuge dargestellt.

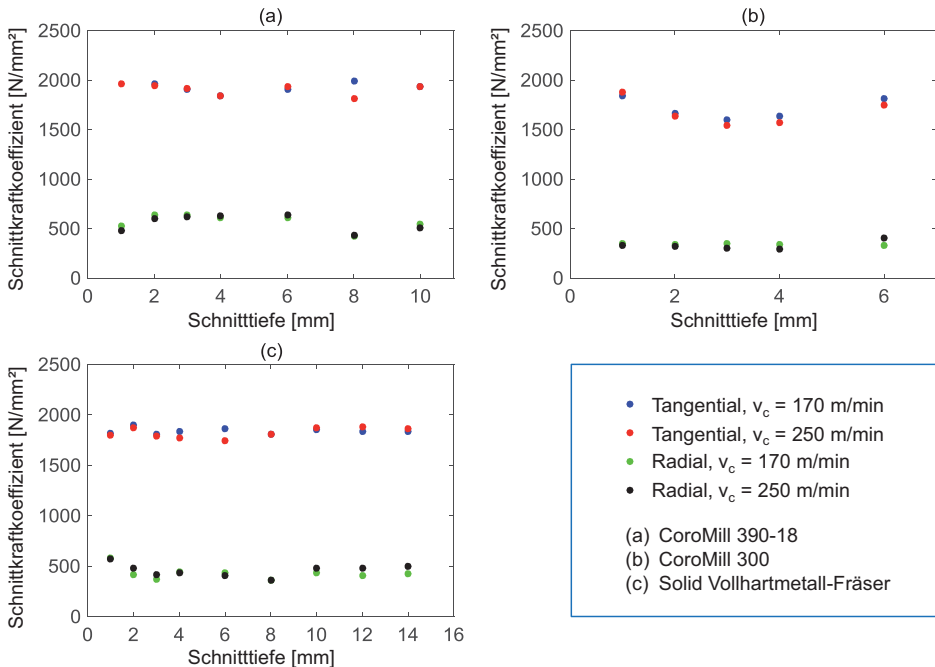


Bild 5-9: Spezifische Schnittkraftkoeffizienten für die Schnittgeschwindigkeiten  $v_c = 170$  m/min und  $v_c = 250$  m/min

Wie aus Bild 5-9 hervorgeht, zeigt sich weder eine deutliche Abhängigkeit noch ein Trend hinsichtlich des Einflusses der Schnittgeschwindigkeiten bei allen untersuchten Schnitttiefen. Die Unterschiede in den Kraftwerten liegen im Rahmen der Messungenauigkeit der Versuchsanordnung, die in diesem Fall ungefähr  $\pm 50$  N beträgt. Hieraus folgt, dass der Einfluss der Schnittgeschwindigkeit auf die Zerspankräfte und die Zerspankraftkoeffizienten vernachlässigt werden kann, wenn sich die Variation der Schnittgeschwindigkeit in den empfohlenen Intervallen bewegt. Weiterhin ist eine Erhöhung der Schnittgeschwindigkeit in aller Regel nicht zu empfehlen, um etwa die Schnittkräfte zu reduzieren oder die Produktivität zu erhöhen, da hierdurch der Werkzeugverschleiß extrem ansteigen und somit die Werkzeugstandzeit signifikant abfallen kann. Wird stattdessen der Vorschub erhöht, kann die Produktivität deutlich gesteigert werden, da die Standzeit des Werkzeugs in deutlich geringerem Maße negativ beeinflusst wird. Dies wird im nächsten Abschnitt detailliert erläutert.

## 5.2 Einflüsse auf die Werkzeugstandzeit

Autoren: K. Christoffel, M. Magnevall

### 5.2.1 Einflüsse der Schnittgeschwindigkeit und des Vorschubs auf die Standzeit

Der Werkzeugverschleiß korreliert eng mit der Temperatur bzw. der Temperaturverteilung in der Spanzone. Die Temperatur wiederum hängt stark von der eingebrachten Leistung ab. Ein Zusammenhang zwischen Leistung und Schnittgeschwindigkeit kann durch die folgenden Gleichungen abgeleitet werden:

$$P = M \cdot \omega \quad \text{Gl. 5-14}$$

in der  $P$  die Leistung in Watt,  $M$  das Moment in N/m und  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit in rad/s darstellt. Durch Einführung der tangentialen Kraft  $F_t$  [N] und der Schnittgeschwindigkeit  $v_c$  [m/min] folgt:

$$P = F_t \cdot \frac{v_c}{60} \quad \text{Gl. 5-15}$$

Es ist ersichtlich, dass die Schnittgeschwindigkeit einen linearen Einfluss auf die Leistung in der Zerspanzone hat. Die tangentielle Kraft wiederum hängt von der Schnitttiefe und der mittleren Spandicke  $h_m$  (in mm) ab. In Abhängigkeit davon, welches Kraftmodell angewendet wird, berechnet sich die Tangentialkraft unterschiedlich. Unter Verwendung des linearen Kraftmodells ergibt sich die Tangentialkraft zu:

$$F_t = K_{tc} \cdot a_p \cdot h_m + K_{te} \cdot a_p \quad \text{Gl. 5-16}$$

Mit dem Kienzle Modell lässt sich die Tangentialkraft durch folgende Gleichung darstellen:

$$F_t = K_{c1} \cdot a_p \cdot h_m^{1-m_c} \quad \text{Gl. 5-17}$$

Im linearen Kraftmodell hat eine Veränderung des Vorschubs einen linearen Effekt auf die Zerspankräfte und somit auch auf die Zerspanleistung. Die Zerspanleistung hängt jedoch sowohl vom Zerspanwiderstand  $K_{tc}$  als auch von den Schneidkantenkräften  $K_{te}$  ab, während durch eine Veränderung des Vorschubs die Kraft nur durch den Zerspannungswiderstand beeinflusst wird. Verwendet man das Kienzle Modell, so hat eine Vorschubvariation jedoch einen nichtlinearen Effekt auf die Zerspankräfte. So wird z. B. der Unterschied in den Zerspankräften bei unterschiedlichen Vorschüben immer geringer, je größer die Spannungsdicke ist. Somit ergibt sich ein Vorteil im Hinblick auf die erzeugte Zerspanleistung, wenn an Stelle der Schnittgeschwindigkeit der Vorschub erhöht wird.

Diesen Sachverhalt soll ein Beispiel (Drehbearbeitung eines Stahlwerkstoffs) näher erläutern. Typische Kraftkoeffizienten sind  $K_{tc} = 1800$  N/mm<sup>2</sup> und  $K_{te} = 100$  N/m oder  $K_{c1} = 1700$  N/mm<sup>2</sup> und  $m_c = 0,25$ . Die Zerspanleistung als Funktion von Vorschub und Schnittgeschwindigkeit (die Schnitttiefe wird als konstant vorausgesetzt) ergibt sich zu:

$$P_{\text{linear}}(h_m, v_c) = \frac{(K_{tc} \cdot a_p \cdot h_m + K_{te} \cdot a_p) \cdot v_c}{60} \quad \text{Gl. 5-18}$$

$$P_{\text{kienzle}}(h_m, v_c) = \frac{K_{c1} \cdot a_p \cdot h_m^{1-m_c} \cdot v_c}{60}$$



Verwendet man nun die Schnittdatenempfehlungen für die Stahlbearbeitung mit Wendepplattenwerkzeugen, so ergibt sich ein Vorschubbereich von 0,1 – 0,35 mm/U und Schnittgeschwindigkeiten im Bereich von 100 – 350 m/min.

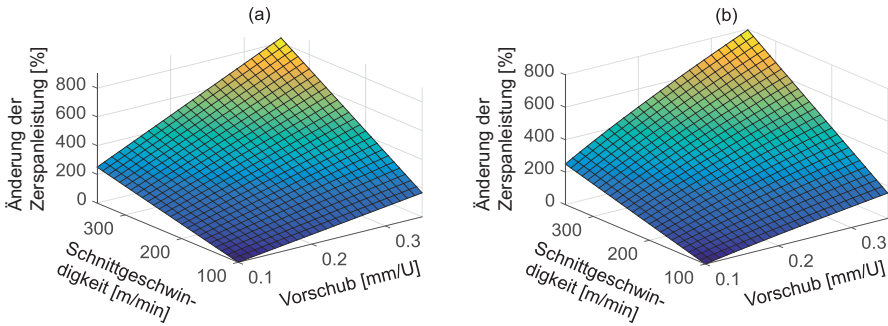


Bild 5-10: Veränderung der erzeugten Zerspanleistung in Prozent als Funktion der Schnittgeschwindigkeit und des Vorschubs.

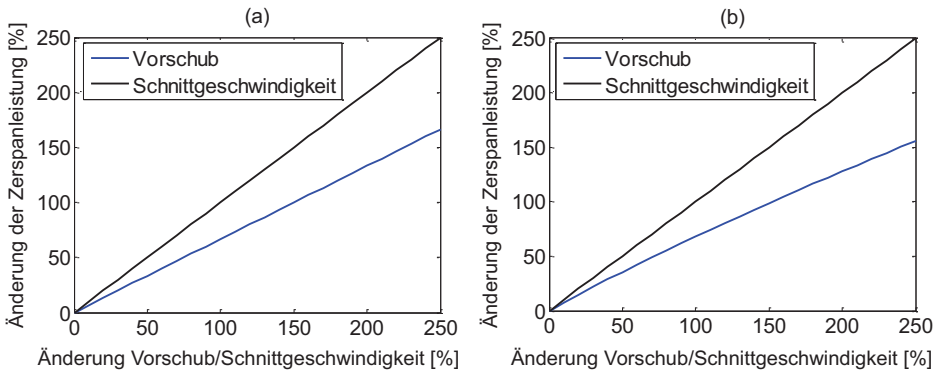


Bild 5-11: Veränderung der erzeugten Zerspanleistung in Prozent als Funktion der Schnittgeschwindigkeit und des Vorschubs in Prozent.

Bild 5-10 zeigt, wie sich die Zerspanleistung, die in der Zerspanungszone generiert wird, in Abhängigkeit von der Schnittgeschwindigkeit und dem Vorschub für die beiden verschiedenen Kraftmodelle ändert. Wie aus Bild 5-11 hervorgeht, hat die Schnittgeschwindigkeit einen signifikant größeren Einfluss auf die in der Zerspanungszone generierte Leistung. Insbesondere große Veränderungen der Schnittgeschwindigkeit wirken sich hier deutlich aus. Wird z. B. der Vorschub um 100% verändert, so wirkt sich dies deutlich weniger stark auf die generierte Leistung – und damit auch auf die Temperatur in der Spanentstehungsstelle – aus als eine Veränderung der Schnittgeschwindigkeit um 100%. Wird die Veränderung der Leistung auf diejenige Leistung, die bei  $h_m = 0,1$  mm und  $v_c = 100$  m/min entsteht, so ergibt sich:

$$\frac{P_{linear}(h_m, v_c)}{P_{linear}(0,1 \vee 100)} = \frac{(K_{tc} \cdot a_p \cdot h_m + K_{te} \cdot a_p) \cdot v_c}{60 \cdot P_{linear}(0,1 \vee 100)}$$

Gl. 5-19

$$\frac{P_{kienzle}(h_m, v_c)}{P_{kienzle}(0,1 \vee 100)} = \frac{K_{c1} \cdot a_p \cdot h_m^{1-m_c} \cdot v_c}{60 \cdot P_{kienzle}(0,1 \vee 100)}$$

Die Leistung ist bezogen auf die bei einem Vorschub von  $f_n = 0,1$  mm und einer Schnittgeschwindigkeit von  $v_c = 100$  m/min entstehende Leistung. (a) Zerspanleistung ermittelt nach dem linearen Kraftmodell; (b) Zerspanleistung berechnet nach dem Kienzle Modell.

Wie aus Bild 5-11 ersichtlich ist, hat eine Veränderung der Schnittgeschwindigkeit weitaus größere negative Auswirkungen auf die Zerspanleistung und somit auf die Temperaturentwicklung in der Zerspanzone. Dies wiederum führt zu höherem Werkzeugverschleiß und geringeren Standzeiten. Aus diesem Grund sollte im Hinblick auf Standzeit und Produktivität immer der Vorschub anstatt der Schnittgeschwindigkeit erhöht werden. Das nächste Kapitel geht detaillierter auf Verschleißformen und -ursachen im Zusammenhang mit der Temperaturbelastung eines Werkzeugs ein.

### 5.2.2 Einfluss der Temperatur auf den Werkzeugverschleiß

In der Metallzerspanung ergibt sich die Werkzeugstandzeit aus einer Reihe verschiedener Verschleißmechanismen. Bei niedrigen Temperaturen überwiegt der Freiflächenverschleiß (Bild 5-12, linke Seite), der durch mechanischen Abrieb an der Schneidkante entsteht. Eine ähnliche Verschleißform kann auf der Spanfläche durch den ablaufenden Span entstehen. Der Spanflächenverschleiß wird aber üblicherweise durch chemischen Verschleiß hervorgerufen, der wiederum stark von der Temperatur beeinflusst wird. Diese Verschleißform wird sehr schnell dominierend, wenn die Temperatur in der Zerspanungsstelle eine entsprechende Höhe erreicht. Dies ist in Bild 5-12, rechte Seite dargestellt.

Eine häufig genutzte Formel zur Beschreibung einer thermisch bestimmten Verschleißentwicklung ist das Usui-Verschleißmodell:

$$\frac{dW}{dL} = C_1 \sigma_i e^{-\frac{C_2}{T}}$$

Gl. 5-20

Hier wird die Verschleißrate  $dW / dL$  definiert als die Volumendifferenz pro Reibweg zwischen zwei Oberflächen, die in Kontakt stehen. Die Ausdrücke  $C_1$  und  $C_2$  können als konstant angenommen werden, obwohl  $C_2$  direkt mit der Aktivierungsenergieverbunden ist, die dem Verschleißmechanismus zugrunde liegt.  $\sigma_i$  entspricht der Normalspannung zwischen den beiden Kontaktflächen. Der Ausdruck in Gl. 5-20 ist angelehnt an die Arrhenius-Gleichung, die die Temperaturabhängigkeit von chemischen Reaktionen und Verschleißmechanismen beschreibt.

Wie aus der Gleichung hervorgeht wird die Grenztemperatur, bei der chemischer Verschleiß andere Verschleißformen dominiert, von den Eigenschaften der Reibpartner, aber auch von anderen Parametern, wie z. B. dem Druck beeinflusst. Aufgrund der exponentiellen Temperaturabhängigkeit der hier vorliegenden chemischen Reaktionen und anderer Verschleißmechanismen wie Diffusion oder Lösungsvorgänge, ist es grundsätzlich vorteilhaft, die Temperatur in der Zerspanungszone niedrig zu halten.

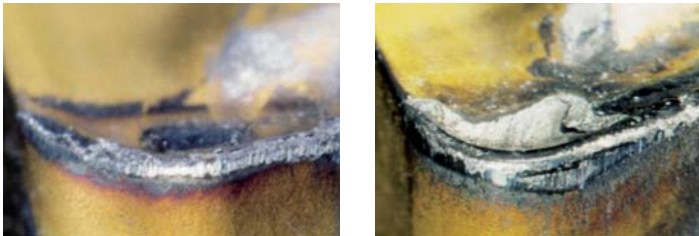


Bild 5-12: Typischer Freiflächenverschleiß (links) und Spanflächenverschleiß (rechts)

### 5.3 Auslegung und Bau eines Kraft-Dynamometers

Autoren: K. Christoffel, M. Magnevall

Zerspankräfte gehören zu den wichtigsten und aussagekräftigsten Kenngrößen für den Zerspanprozess. Sie bestimmen die erforderliche Antriebsleistung und das Drehmoment der Werkzeugmaschine und beeinflussen maßgeblich die Wärmeentwicklung in der Spanentstehungszone, die wiederum den Werkzeugverschleiß bestimmt. Darüber hinaus sind Zerspankräfte für die Größe und Richtung der Eigenspannungen in dem bearbeiteten Bauteil verantwortlich. Sie verursachen ferner die Durchbiegung des Werkzeugs und können so einen negativen Einfluss auf die Genauigkeit und Qualität des Werkstücks haben. Außerdem sind sie grundlegende Kenngrößen, um stabile Zerspanparameter vorherzusagen und um regeneratives Rattern zu vermeiden. Die Zerspankraftkomponenten sind daher wichtige Parameter bei der Auswertung von verschiedenen Werkzeuggeometrien, Konzepten und Werkstoffen. Im Rahmen des Reffiz-Projekts wurde daher ein modulares und kompaktes Dynamometer zur Erfassung der Zerspankräfte im Drehprozess entwickelt.

#### 5.3.1 Dynamometer Auslegung

Das Dynamometer basiert auf einem modifizierten Adapter und erfasst die Zerspankräfte über Dehnmessstreifen. Diese sind symmetrisch am Umfang der Verlängerung angeordnet (Bild 5-14) und durch eine Metallabdeckung geschützt. Die gesamte Verkabelung befindet sich im Inneren des Adapters.



Bild 5-13: Modell des Kraft-Dynamometers

Vier Voll-Brücken mit jeweils vier Dehnmessstreifen sind im Dynamometer verschaltet, sodass die gesamte Messanordnung aus 16 Dehnmessstreifen besteht. Jede Brücke misst die anliegende mechanische Gesamtspannung, d. h. Normalspannung und Torsionsspannung. Die

Messwerte der einzelnen Brücken werden dann kombiniert und daraus die Zerspankraftkomponenten abgeleitet. Durch Anordnung von zwei Dehnmessstreifen unter einem Winkel von 90° zur Spannungsrichtung gelingt es, Temperatureinflüsse zu kompensieren.

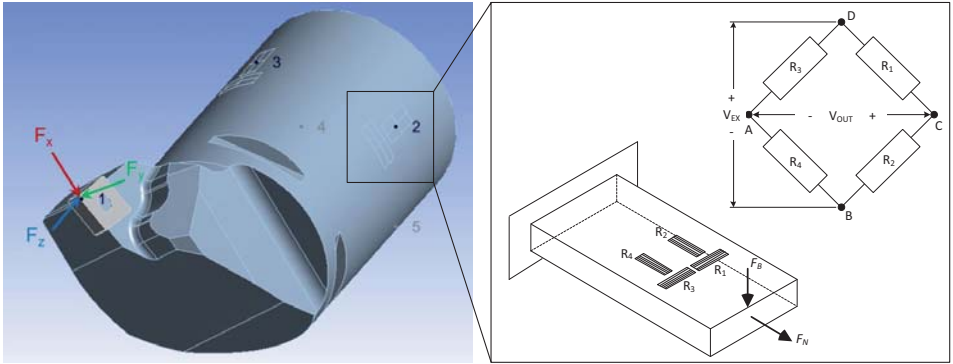


Bild 5-14: Anordnung der Dehnmessstreifen im Dynamometer ( $v_{ex}$  entspricht der Anregungsspannung und  $v_{out}$  der gemessenen Spannung)

### 5.3.2 Kalibrierung des Dynamometers

Das Dynamometer wird mithilfe der Methode der inversen Filterung kalibriert. Hierfür wird zunächst die Impuls-Hammer-Methode in x-, y- und z-Richtung angewandt, um die notwendigen Responsefunktionen zu ermitteln und hieraus die Matrix zur inversen Filterung zu generieren, die wiederum die gemessenen Spannungen mit den Kräften in Beziehung bringt. Insgesamt werden acht Responsefunktionen benötigt, um die Kräfte in verschiedenen Richtungen mit den gemessenen Spannungswerten in den Messpunkten 2 bis 5 (Bild 5-14) zu korrelieren und somit die Kalibrier-Matrix zu vervollständigen.

$$\begin{bmatrix} H_{zz}^{12}(\omega) & H_{yz}^{12}(\omega) \\ H_{zz}^{14}(\omega) & H_{yz}^{14}(\omega) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_z(\omega) \\ F_y(\omega) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_z^2(\omega) \\ \varepsilon_z^4(\omega) \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} H_{zz}^{13}(\omega) & H_{xz}^{13}(\omega) \\ H_{zz}^{15}(\omega) & H_{xz}^{15}(\omega) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_z(\omega) \\ F_x(\omega) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_z^3(\omega) \\ \varepsilon_z^5(\omega) \end{Bmatrix}$$

Gl. 5-21

Der obere Index bezieht sich hierbei auf die Messpunkte, der untere Index auf die Richtung der Messung (vgl. Bild 5-14). Wie aus Gl. 5-21 hervorgeht, kann jede gemessene Spannung mit den Kraftkomponenten in zwei Richtungen und ihrer jeweiligen Responsefunktion zwischen Werkzeugschneide und Dehnmessstreifen in Verbindung gebracht werden.

Wie aus Gl. 5-21 hervorgeht, lassen sich die spezifischen Kraftkomponenten basierend auf den mit Dehnmessstreifen gemessenen Spannungen in den Punkten 2 bis 5 und der Nachgiebigkeitsfrequenzgangmatrix des Dynamometers ermitteln, das die Zerspankräfte und Kalibrierungskräfte (Punkt 1) in x-, y- und z-Richtung den gemessenen Spannungen zuordnen. Die Zerspankräfte werden dann in vier aufeinanderfolgenden Schritten ermittelt (Bild 5-15).

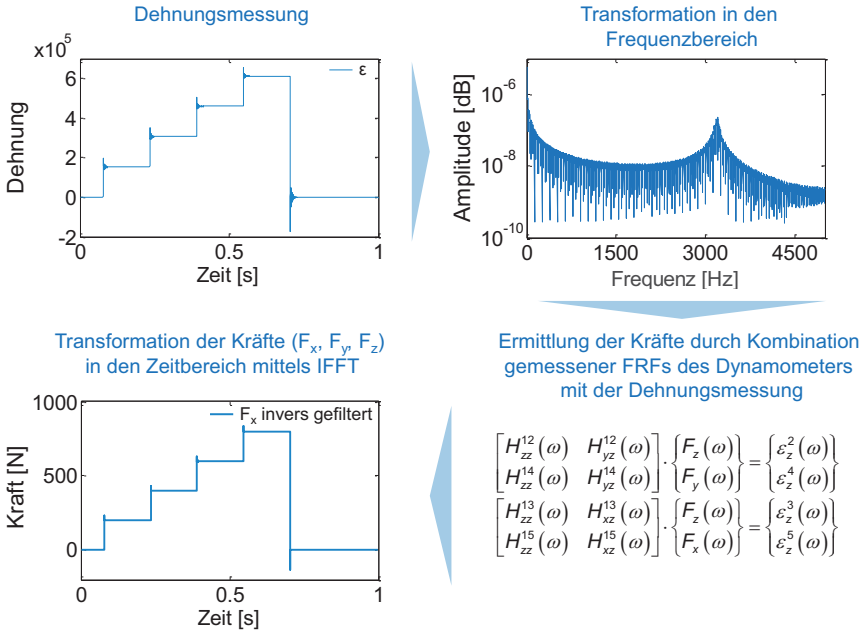


Bild 5-15: Vorgehensweise bei der Umwandlung der gemessenen Spannungen in Kraftkomponenten in x-, y- und z-Richtung

### 5.3.3 Experimentelle Umsetzung

Im Rahmen des Projekts wurde gemeinsam mit einer Messsoftware, die das mathematische Modell zur Transformierung der gemessenen Spannungswerte in Zerspankraftkomponenten umsetzt, ein Prototyp des Dynamometers entwickelt. Als Geräte zur Datenerfassung wurden National Instruments NI-9237 für die Dehnmessstreifen und NI-9234 für die Impulsmessung zur Kalibrierung des Dynamometers verwendet. Den schematischen Aufbau der Messanordnung für die Versuche zeigt Bild 5-16.

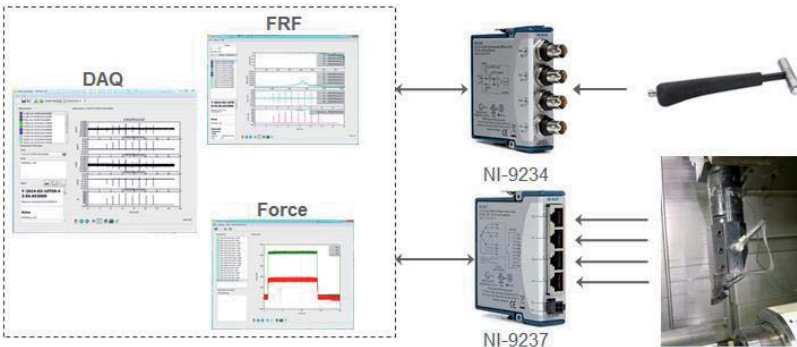


Bild 5-16: Schematischer Versuchsaufbau zum Test des Kraft-Dynamometers

Die Kalibrierung des Transducers wurde mittels der Impuls-Hammer-Methode in x-, y- und z-Richtung und der Kalibrierungs-Matrix gemäß Gl. 5-21 durchgeführt. Um einen Eindruck über die Genauigkeit des Dynamometers zu vermitteln, sind in Bild 5-17 die über den Transducer ermittelten Kräfte denen gegenübergestellt, die das Dynamometer liefert. Hierbei zeigt sich eine ziemlich gute Übereinstimmung beider Kraftverläufe. Um die Allgemeingültigkeit der Kalibrierung zu überprüfen, wurde das Dynamometer in eine zweite Maschine eingespannt und die Messungen wiederholt ohne die Kalibrierungs-Matrix zu verändern: Das Ergebnis hinsichtlich der Genauigkeit blieb das gleiche.

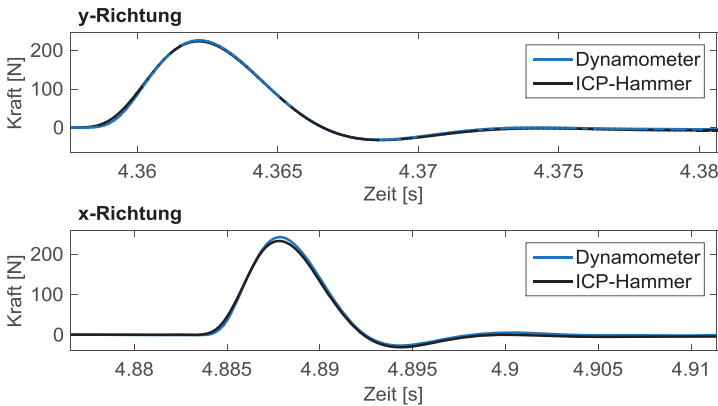


Bild 5-17: Gegenüberstellung der Kräfte gemessen mit dem Dynamometer und erzeugt mit dem Impulshammer

Schließlich wurde das Dynamometer in realen Zerspanversuchen eingesetzt. Eine Reihe von ca. 100 verschiedenen Testläufen wurde erfolgreich durchgeführt – mit und ohne Kühlschmierstoff. Ein Beispiel von Messwerten aus diesen Testreihen zeigt Bild 5-18.

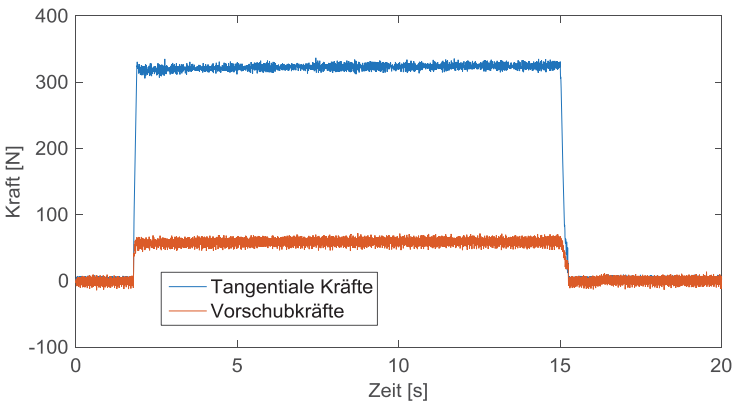


Bild 5-18: Zerspankräfte, gemessen mit dem Dynamometer. Zerspanung eines Stahlwerkstoffes. Schnittdaten:  $a_p = 0,5 \text{ mm}$ ,  $f_n = 0,3 \text{ mm}$  und  $v_c = 300 \text{ m/min}$

## 5.4 Nutzung maschineninterner Größen zur Bestimmung von Zerspankraftkoeffizienten mittels Störgrößenbeobachter

Autor: J. Kleckner

Die zu Beginn einer Stabilitätsanalyse für eine neue Paarung – Werkstück & Werkzeug – gewöhnlich unbekannt Parameter des Modells der Prozessdynamik – die dynamischen Zerspankraftkoeffizienten – können mit mindestens zwei klassischen Methoden experimentell ermittelt werden:

- Applikation kleiner dynamischer Werkzeugverlagerungen und Messung der dabei induzierten dynamischen Zerspankräfte oder
- Bestimmung eines statischen Kennfeldes der Zerspankräfte bei Variation der interessierenden Prozessparameter wie Vorschub, etc. und die Linearisierung des Kennfeldes am vorgegebenen Arbeitspunkt.

Die Methode der Kennfeld-Linearisierung ist besonders geeignet für die Realisierung an einer CNC-Werkzeugmaschine, da sie auf eine externe Einrichtung zur Erzeugung und Messung der dynamischen Verlagerungen und der dynamischen Zerspankräfte gänzlich verzichtet.

### 5.4.1 Rekonstruktion der Zerspankräfte mithilfe der Störgrößenbeobachter

Die zum Aufbau des statischen Kennfelds bereitzustellenden Zerspankräfte können unter anderem auch über die modellbasierten Störgrößenbeobachter ermittelt werden, die in den Umrichtern der Vorschubachsen der Werkzeugmaschinen implementiert sind und über einen Zugriff auf alle digitalen Daten wie Achsgeschwindigkeit, Achsposition etc. verfügen.

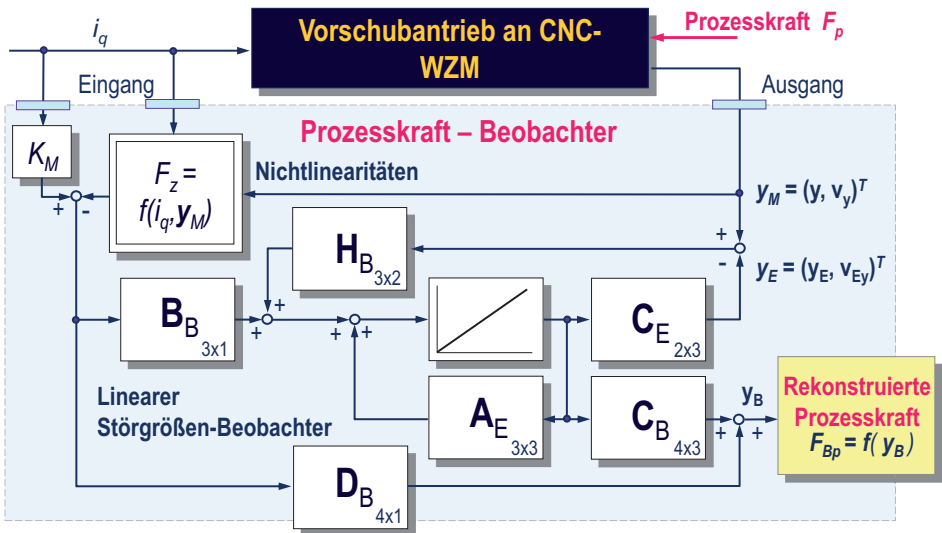


Bild 5-19: Die Struktur des an CNC-Werkzeugmaschinen mit digitalen Antrieben implementierbaren Störgrößenbeobachters

In Abhängigkeit der in der CNC und in den Umrichtern realisierten Abtastzeiten, können die rekonstruierten Prozesskräfte in einem gewissen Frequenzband auch zum Prozessmonitoring

bzw. einer aktiven Prozessführung verwendet werden. Die grundlegenden Erkenntnisse zur Rekonstruktion der Prozesskräfte über Störgrößenbeobachter wurden in [FRIT06, ALBR09] erarbeitet. Bild 5-19 zeigt die prinzipielle Struktur der hier betrachteten Störgrößenbeobachter.

Vor der Implementierung des Störgrößenbeobachters, der als ein in der SPS des Antriebs-Umrichters zyklisch ablaufendes Programm realisiert ist, sind entsprechend Bild 5-19 im Wesentlichen folgende drei Schritte durchzuführen:

- Identifikation des nichtlinearen Verhaltens der Vorschubachse wie der Reibkennlinien-Charakteristik und dem Momenten-Kraft-Rippel zur Kompensation dieser Effekte im aktuellen Verlauf der Vorschubkraft.
- Approximation des linearen Verhaltens der Vorschubachse über niedrigdimensionale Zustandsraum-Modelle und Identifikation der unbekanntenen Modell-Parameter.
- Dimensionierung des Störgrößenbeobachters mit geeigneten Verfahren. Für das Drehen wird davon ausgegangen, dass die Prozesskraft  $F_P(t)$  keine Eigendynamik besitzt und deshalb mit  $dF_P/dt = 0$  approximiert werden kann. Für das Fräsen wird davon ausgegangen, dass der Effekt des Zahneingriffs via eines grenzstabilen dynamischen Systems abgebildet werden kann und somit eine Approximation über  $dF_P/dt = f \cdot (\omega_{proz})$  möglich ist.

Die Anzahl der Vorschubachsen, an denen der Störgrößenbeobachter implementiert werden kann bzw. soll, wird durch den Zerspanprozess definiert. In Abhängigkeit der a priori Kenntnisse über räumliche Orientierung des Vektors der Zerspankraft sind dies beim Drehprozess mindestens eine und beim Fräsprozess mindestens zwei Vorschubachsen.

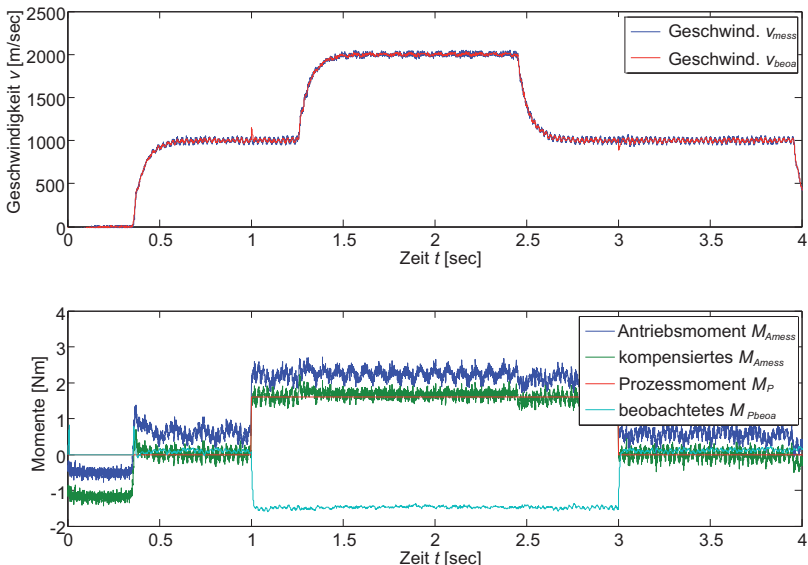


Bild 5-20: Rekonstruktion des Prozessmoments für eine Vorschubachse mit einem konventionellen Kugel-Gewinde-Trieb



In Bild 5-20 ist der Verlauf der Rekonstruktion anhand der dazu notwendigen Vorschubsignale im Offline-Modus exemplarisch dargestellt.

Darin ist die Kompensation der nichtlinearen statischen und der linearen dynamischen Effekte eindeutig erkennbar. Für die Dimensionierung der Matrix der Rückführung  $\mathbf{H}_B$  aus Bild 5-19 wird das Auftreten eines Prozessmoments als eine additive Überlagerung des Antriebsmoments und eines konstanten, zunächst synthetischen Störmoments realisiert. Der so dimensionierte Störgrößenbeobachter liefert für das am Vorschubantrieb angreifende Prozessmoment einen Schätzwert, der für den Aufbau des hier interessierenden statischen Kennfelds der Prozesskräfte hinreichend genau ist.

#### 5.4.2 Ein modifizierter Ansatz zur Ermittlung der Zerspankraft-Koeffizienten

Im Rahmen der schon seit Jahrzehnten weltweit verfolgten Forschung zum Thema des Ratterns an Werkzeugmaschinen wurden bereits mehrere unterschiedliche Methoden zur Ermittlung von dynamischen Schnittkraftkoeffizienten entwickelt und erprobt [TLUS62, ALBR65, ZORE66]. Gegenwärtig liegt ein Schwerpunkt der Forschung auf einer Erweiterung des Prozessmodells, die jene Effekte abbilden soll, die unter dem Begriff der Prozessdämpfung zusammengefasst werden [ALTI08, BUDA09].

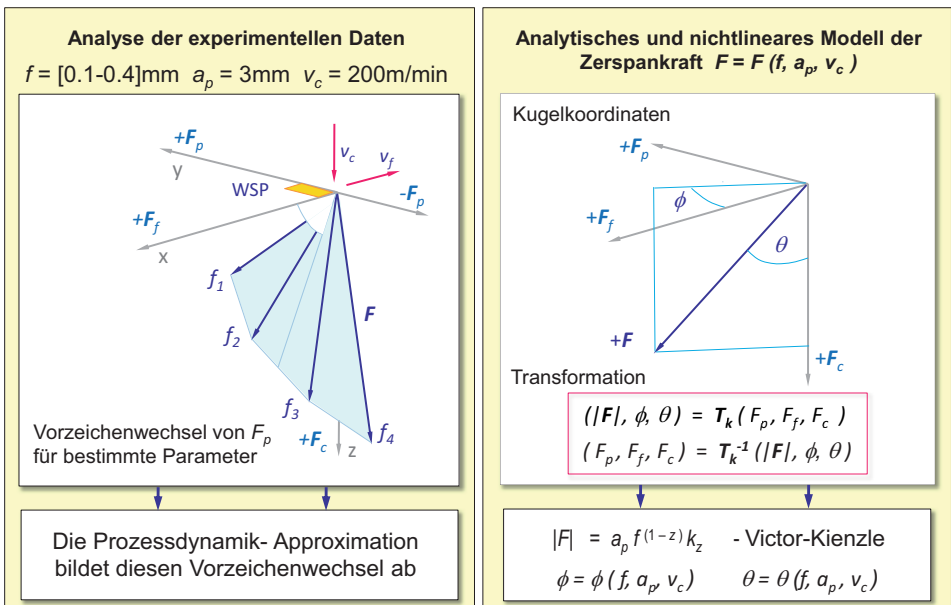


Bild 5-21: Approximation der Zerspandkraft  $F = F(f, a_p, v_c)$  in Kugelkoordinaten auf der Basis des Ansatzes von Victor-Kienzle

Demgegenüber soll im Weiteren eine Modifikation der Methode der Kennfeld-Linearisierung beschrieben werden. Diese Methode ist besonders für die Fälle geeignet, bei denen für streng monoton wachsende Prozess-Parameter wie Vorschub  $f > 0$ , Schnittbreite  $a_p > 0$  u. a. im Verlauf der Komponenten der Zerspandkraft - Schnittkraft  $F_c$ , Vorschubkraft  $F_f$  und

Passivkraft  $F_p$  - ein Vorzeichenwechsel auftritt. Ein Vorzeichenwechsel kann z. B. durch eine nichtlineare Topografie der Spanfläche einer Wendeschneidplatte verursacht werden.

Der klassische Victor-Kienzle-Ansatz für jede einzelne Komponente der Zerspankraft führt hier nicht zu der gewünschten analytischen Approximation der experimentellen Daten. Der modifizierte Ansatz über die Kugelkoordinaten in Bild 5-21 erfüllt hingegen nicht nur die Bedingung aus dem Vorzeichenwechsel, sondern erfordert dabei die Identifikation nur eines unbekanntes Parameter-Paares - des Vorschubexponenten  $z$  und des Koeffizienten  $k_z$ . Die Rücktransformation des dann so approximierten Betrags der Zerspankraft über die trigonometrischen Beziehungen der Winkel  $\phi$  und  $\theta$  liefert im  $x$ -,  $y$ -,  $z$ -Koordinatensystem direkt die Komponenten der Zerspankraft  $F_C$ ,  $F_f$  und  $F_p$ . Dieses Koordinatensystem, das der Wendeschneidplatte zugeordnet ist, wird als Kraftkoordinatensystem  $\{F_f, F_p, F_C\}$  bezeichnet. In Bild 5-22 sind für bestimmte  $f$ ,  $a_p$ -Parameterbereiche die gemessenen und die approximierten Kennfelder der Prozesskräfte bezüglich des Kraftkoordinatensystems dargestellt, wobei der Parameter Schnittgeschwindigkeit  $v_c$  konstant gehalten wurde.

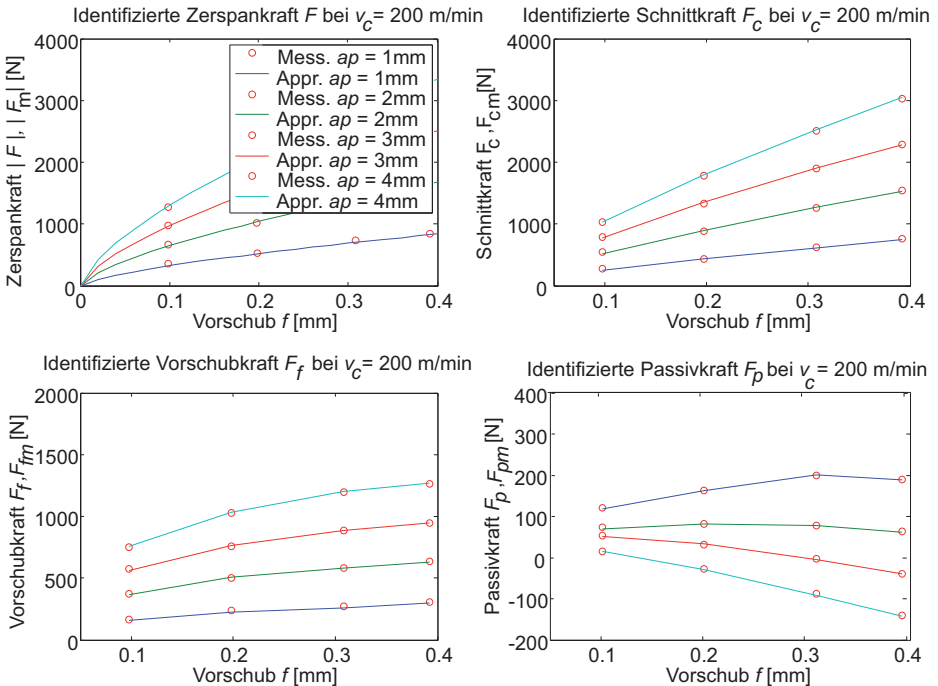


Bild 5-22: Gemessene und approximierte Kennfelder der Zerspankraft  $F$  und ihrer Komponenten  $F_C$ ,  $F_f$  und  $F_p$

Mit dem analytischen Modell des Betrags der Zerspankraft  $|F| = |F|(f, a_p, v_c)$  in den Kugelkoordinaten und der Rücktransformation  $\mathbf{T}_k^{-1} = \mathbf{T}_k^{-1}(\phi, \theta)$  kann nun an jedem beliebigen Arbeitspunkt  $AP = AP(f, a_p, v_c)$  des approximierten Kennfelds für kleine Änderungen des

Spannungsquerschnitts -  $\Delta a_p$  und  $\Delta f$  - über die Taylor-Entwicklung linearisiert und über diese Linearisierung die hier gesuchten dynamischen Koeffizienten der Zerspankraft gewonnen werden.

In Bild 5-23 ist die formale Linearisierung bezüglich der Parameter  $f$ ,  $a_p$  und die Ermittlung der zugeordneten dynamischen Koeffizienten der Zerspankraft dargestellt. Bezüglich des Parameters Schnittgeschwindigkeit  $v_c$  erfolgt die Linearisierung auf identische Art und Weise. Im Fall eines fehlenden geeigneten Funktionsansatzes für die Geschwindigkeitsabhängigkeit kann der Zerspankraft-Koeffizient auch numerisch ermittelt werden. Zur vollständigen Beschreibung der dynamischen Interaktionen zwischen dem Werkzeug und Werkstück muss das in dem Kraftkoordinatensystem formulierte Modell der Prozessdynamik mit dem Dynamikmodell der Maschinenstruktur gekoppelt werden.

An der Eingriffsstelle kann gemäß Bild 5-24 die dynamische Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück mithilfe von zwei Koordinatensystemen beschrieben werden, die zur Beschreibung der Strukturdynamik des Werkzeugs bzw. Werkstücks benötigt werden und darüber hinaus frei definierbar sind.

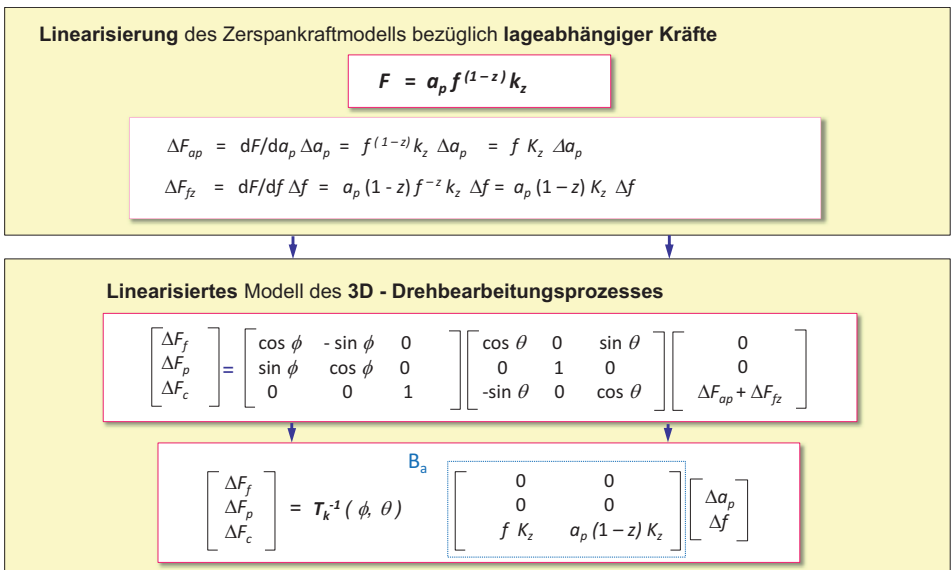


Bild 5-23: Ermittlung der dynamischen Koeffizienten der Zerspankraft über den Ansatz von Victor-Kienzle und die Taylor-Entwicklung von  $F = F(f, a_p, v_c)$

Die Formulierung des Modells der Prozessdynamik bezüglich dieser Koordinatensysteme der Strukturdynamik erfolgt dann in zwei Schritten:

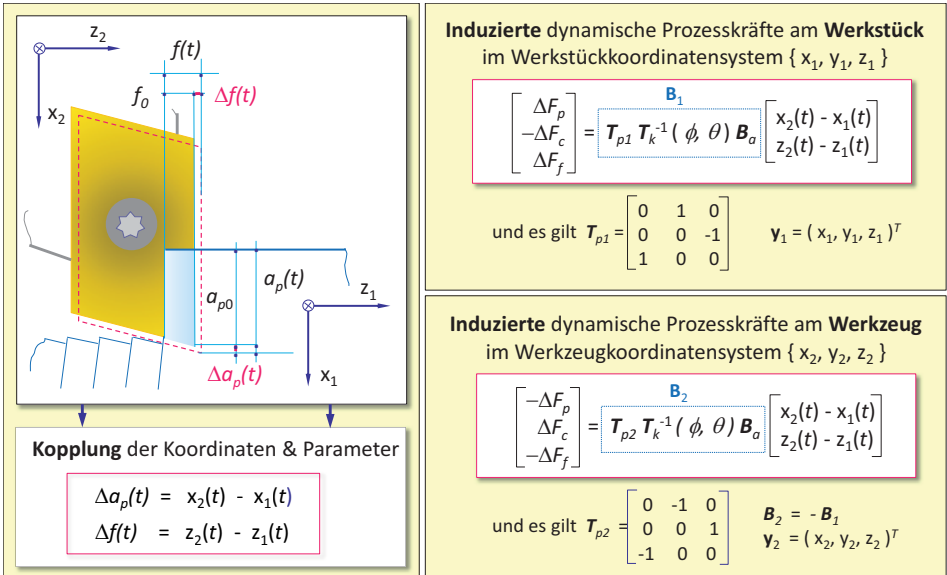


Bild 5-24: Formulierung der induzierten dynamischen Prozesskräfte in den Koordinatensystemen der Strukturmechanik

- Die dynamische Änderung des Spannungsquerschnitts  $\Delta A(t) = A(t) - A_0$  wird mithilfe der Koordinaten der Strukturmechanik beschrieben und
- die induzierten dynamischen Kräfte aus dem Kraftkoordinatensystem werden in die Koordinatensysteme der Strukturmechanik transformiert.

In einigen praktischen Fällen kann das Werkzeug oder das Werkstück als starr angesehen werden, sodass die Definition bereits eines Koordinatensystems der Strukturmechanik eine hinreichend genaue Beschreibung der dynamischen Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück liefert.

Mit der Beschreibung der dynamischen Prozesskräfte in den Koordinatensystemen der Strukturmechanik können die Bewegungsgleichungen formuliert und die Stabilitätsanalyse im Zeit- oder Frequenzbereich durchgeführt werden.

### 5.4.3 Identifikation an Prüfstand und Maschine

Autoren: H. Altstädter, S. Gann

Im Hause HELLER wird in umfangreichen Versuchen an realen Maschinen eine Strategie erarbeitet, um über verschiedene Anregungen und Messsignale Werten zu ermitteln, die eine möglichst zuverlässige Bestimmung von Schnittkraftkoeffizienten ermöglichen. Die Messungen und Betrachtungen erfolgen hierbei an einer Maschine des Typs HELLER H2000. Folglich soll der Rückschluss auf die Schnittkraftkoeffizienten ausschließlich auf Signalfassung maschineninterner Sensoren erfolgen. Von besonderer wissenschaftlicher Bedeutung ist hierbei die Erkenntnis, dass die unter fahrender Vorschubachse ermittelten Messdaten qualitativ erheblich besser sind als Daten aus Messungen an stillstehenden Vorschubachsen.

Die besondere Herausforderung bei dieser Vorgehensweise ist die vergleichsweise niedrige mechanische Steifigkeit der Vorschubantriebe, mit der zwangsläufig eine Tiefpassfilterung höherfrequenter Signale zu erwarten ist. Die Perspektive, die Koeffizientenermittlung mit der in Kap. 5.1.1 vorgestellten Methode auf Basis gemittelter Schnittkräfte durchzuführen, verdeutlicht die Sinnhaftigkeit messtechnischer Voruntersuchungen. Bei dieser Methode sind hochfrequente Anteile im transienten Schnittkräfteverlauf nicht relevant.

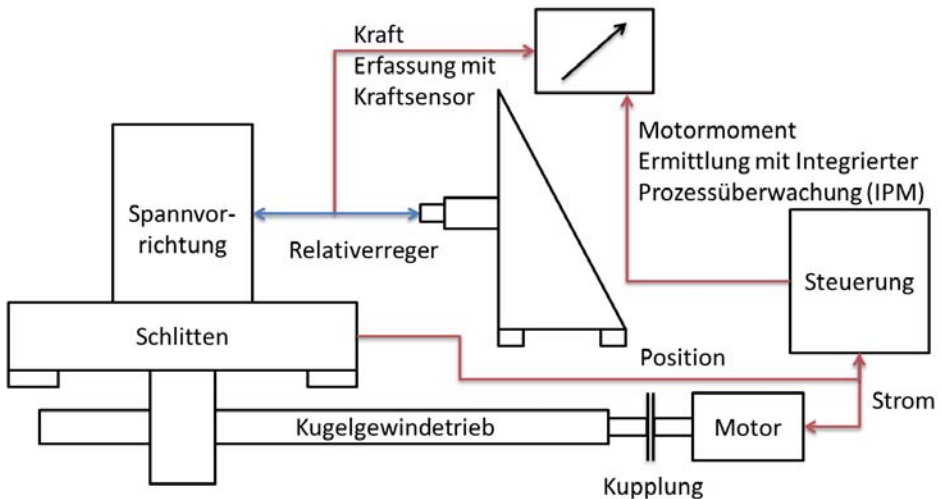


Bild 5-25: Versuchsaufbau an der HELLER H2000 zur Messung dynamischer Kraftverläufe

In Bild 5-25 ist der prinzipielle Versuchsaufbau für derartige Messungen dargestellt. Die Anregungskraft wird sinusförmig mit einem hydraulischen Relativverreger in einem Frequenzbereich bis 250 Hz in 10 Hz Schritten zwischen der Werkzeug- und Werkstückseite aufgebracht. Diese Anregung simuliert idealisierte dynamische Schnittkräfte. Synchron zur Kraftanregung wird über einen Kraftsensor die direkt aufgebrachte Relativkraft kontrolliert und gleichzeitig über die steuerungsseitige integrierte Prozessüberwachung (IPM) das Reaktionsmoment des Vorschubmotors aufgenommen. Dieses Reaktionsmoment entsteht, weil die Kugelgewindetriebe (KGT) des Aufbaus keine Selbsthemmung aufweisen.

Im Anschluss wird aus dem Motormoment über die KGT-Steigung eine Vorschubkraft berechnet, die mit der direkt gemessenen Kraft ins Verhältnis gesetzt wird. Auf diese Weise werden nacheinander alle drei Hauptrichtungen (X/Y/Z) vermessen. Bezüglich der horizontal orientierten Werkzeugachse verläuft die X-Richtung radial und horizontal, die Y-Richtung radial und vertikal und die Z-Richtung parallel und horizontal.

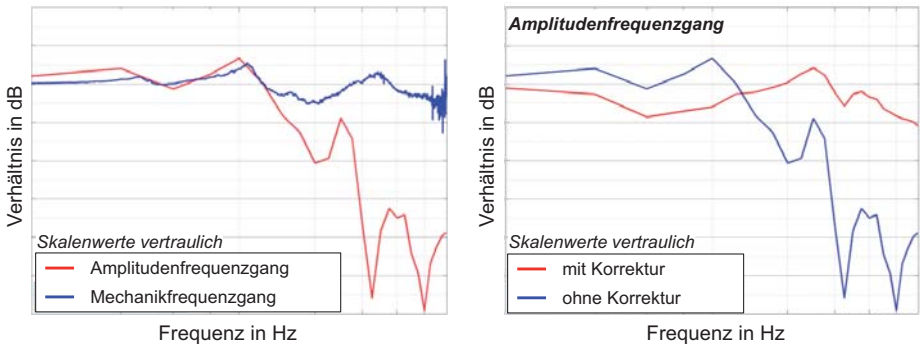


Bild 5-26: Kraftamplitudenverhältnis (rot) zusammen mit dem Auslenkungsamplitudenverhältnis (blau) dargestellt am Beispiel der X-Achse (links)  
 Vergleich der Kraftverhältnisse mit und ohne Korrekturmaßnahmen am Beispiel der X-Achse (rechts)

Wie am Beispiel der X-Achse zu erkennen ist, zeigen die Messergebnisse, dass im Bereich bis zur ersten Resonanzfrequenz der X-Vorschubachse eine gewisse Ähnlichkeit zwischen dem Mechanik-Führungsfrequenzgang (blaue Kurve) und dem Kraftamplitudenverhältnis (rote Kurve) besteht (Bild 5-26, links). Oberhalb der Regelbandbreite ist keine Ähnlichkeit mehr zu erkennen, was auf die Tiefpassfilterwirkung des vergleichsweise weichen Antriebsstranges zurückzuführen ist. Prinzipiell ist die erste Resonanzfrequenz der Vorschubachsen auch bei den Auswertungen in y- und z-Richtung zu erkennen. Insgesamt fallen die Abweichungen zwischen den direkt gemessenen und abgeleiteten Vorschubkräften jedoch so groß aus, dass Korrekturen am Messverfahren notwendig erschienen.

Da u. a. Reibungskräfte als Ursache für Abweichungen vermutet wurden, wurden in einem separaten Messvorgang die geschwindigkeitsabhängigen Reibungskräfte für alle drei Vorschubachsen in den jeweiligen Hubmittel- und Endlagen jeweils für beide Verfahrensrichtungen ermittelt. Basis der Betrachtung waren hier die Motormomente, aus denen die Reibungskräfte in Vorschubrichtung abgeleitet wurden. Da die Reibungswerte über jedem Hubbereich näherungsweise konstant sind, wurden diese für jede Vorschubachse gemittelt.

Eine weitere Korrekturmaßnahme betrifft den Einfluss der Massenträgheiten. Durch die Korrekturen wird insbesondere im höheren Frequenzbereich die angestrebte Übereinstimmung erheblich verbessert (Bild 5-26, rechts).

Weitere Untersuchungen mit einer Impulsanregung zeigen, dass das Motormoment bzw. die Vorschubkraft während der Fahrt schneller ausgeregelt werden als im Stillstand. Dies wird auf das Ruckgleiten (Stick-Slip) der mechanischen Kopplungselemente beim Anfahren zurückge-

führt. Daher ist der Unterschied zwischen direkt gemessenen und abgeleiteten Kräften im Stillstand größer als bei fahrenden Achsen.

Die durchgeführten Untersuchungen machen deutlich, dass zumindest bei fahrenden Achsen aus den Vorschubkräften Rückschlüsse auf gemittelte Schnittkräfte gezogen werden können. Die Ableitung der Schnittkraftkoeffizienten erfordert eine Koordinatentransformation der Kraftvektoren aus den globalen Maschinenkoordinaten hin zu den lokalen Koordinaten bezüglich der axialen, tangentialen und radialen Orientierung der Werkzeugschneiden, die sich im Eingriff befinden. Die Koeffizienten der Kraftvektoren im lokalen Bezugssystem bilden im Verhältnis zum aktuellen Spannungsquerschnitt die Schnittkraftkoeffizienten.

## **5.5 Nutzung maschineninterner Größen zur Bestimmung der Stabilitätsgrenze**

Autoren: S. Neus, A. Epple

Zur prozessintegrierten Analyse und Bewertung der Prozessstabilität bei realen Bearbeitungsoperationen ist die automatisierte Identifikation instabiler Bearbeitungsvorgänge infolge regenerativer Schwingungen (Ratterschwingungen) von großem Interesse. Dabei muss vor allem das Aufschwingen dieser Ratterschwingungen frühzeitig und hinreichend genau detektiert werden können. In der Praxis sind häufig gemessene Prozesskraftverläufe oder Beschleunigungssignale die Grundlage von Stabilitätsbewertungen. Hier lassen unter anderem die aus der für den Regenerativeneffekt (Rattereffekt) charakteristischen Spannungsmodulation resultierenden Schnittkraft- und Drehmomentschwankungen sowie Relativ- und Absolutbeschleunigungen an Spindel und Werkstück Rückschlüsse auf die Prozessstabilität zu. Auch Geräuschemissionen oder die Leistungsaufnahme der Maschine können zur Identifikation instabiler Bearbeitungsvorgänge genutzt werden [KAKI11, QUIN11, WECK06a, ZHAN11]. Da zur Erfassung von Prozessgrößen, sofern nicht vom Hersteller vorgesehen, häufig die Integration zusätzlicher Sensoren in bestehende Fertigungssysteme notwendig wird, liegt es nahe, zur Rattererkennung auf maschineninterne Messgrößen und Leistungsdaten zurückzugreifen, um zusätzlichen Installations- und Wartungsaufwand zu vermeiden.

### **5.5.1 Stabilitätsbeurteilung anhand von Positionssignalen der Achsen**

Im Folgenden soll eine Methodik zur Verwendung der Längenmesssysteme der Vorschubachsen und des Drehgebers der Werkzeugmaschinen-spindel für die Prozessbewertung vorgestellt werden. Zur externen Verarbeitung und Bewertung der Signale von Längenmesssystem und Drehgeber werden diese an der Leistungselektronik mithilfe eines Adapters gemessen. Dieses analoge Signal wird digitalisiert und anschließend an einen Messrechner übergeben.

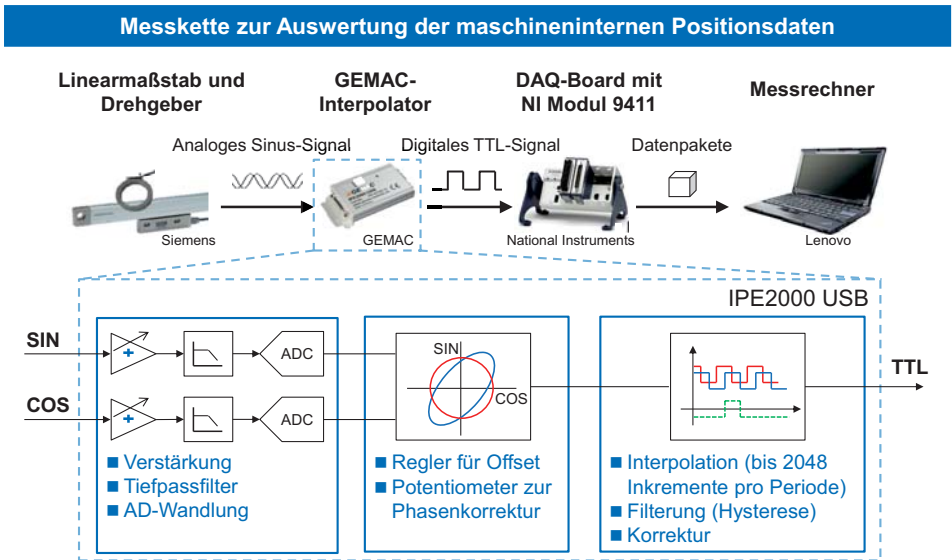


Bild 5-27: Messkette zur Datenerfassung nach [GEMA10]

Das in Bild 5-27 dargestellte Verfahren zur Erfassung interner Daten wird hier aufgrund hoher realisierbarer Abtastraten der Datenerfassung eingesetzt. Bei der Erfassung von Signalen über PROFIBUS- oder Interpolations- (IPO-) Takt müssen wegen der begrenzten Abtastrate Einschränkungen bezüglich der detektierbaren Ratterfrequenzen bei der Signalverarbeitung berücksichtigt werden. Im Folgenden wird daher eine Abtastrate von 51,2 kHz verwendet.

Der verwendete Interpolatorschaltkreis GC-IP2000 des GEMAC IPE2000 verarbeitet Eingangsfrequenzen bis 260 kHz. Die Ausgangsfrequenz kann in Abhängigkeit von der Interpolationsrate und des minimalen Flankenabstands  $t_{pp}$  der Folgeelektronik entsprechend modifiziert werden. Als Interpolationsrate wird die Anzahl der Inkremente verstanden, in die eine Sinus- bzw. Cosinusperiode der analogen, phasenverschobenen Eingangssignale unterteilt wird. Die daraus resultierenden Rechteckperioden werden gezählt und als konventionelle um 90° phasenverschobene Rechtecksignale an die Folgeelektronik übergeben. Die Interpolation minimiert Quantisierungsfehler und erhöht damit die Auflösung [GEMA10]. Die digitalisierten Signale werden über ein NI cDAQ-9174 Messschassis zeitsynchron erfasst und am Messrechner mittels LabView 2011 verarbeitet. Zur Validierung der Stabilitätsbewertung anhand der Linearmaßstabssignale werden außerdem die Signale zweier an Spindel und Werkstück montierter, triaxialer Beschleunigungsaufnehmer erfasst und aufbereitet. Anschließend werden die aufgenommenen Signale hinsichtlich des Auftretens von Rattererscheinungen bewertet. Hierfür stehen eine Vielzahl von Methoden in Zeit- und Frequenzbereich zur Verfügung, die über eine Bewertung von Kraft-, Verlagerungs- oder Beschleunigungsamplituden und -intensitäten Rückschlüsse auf die Prozessstabilität zulassen. Neben diesen können auch Autokorrelationen oder Fluktuationsanalysen zur Bewertung der Signale genutzt werden. [KULJ08, TSAI10, VELA10]

Im Folgenden wird eine Methodik zur Signalbewertung auf Basis des Poincaré-Schnittverfahrens vorgestellt. Hierbei werden die Signale im Zeitbereich bewertet.



Signalvorverarbeitung	Parameterberechnung	Klassifizierung
<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Verstärkung</li> <li>■ Anti-Aliasing-Filter</li> <li>■ Hochpassfilter</li> <li>■ Korrektur des Übertragungsverhaltens des Sensors</li> <li>■ Referenzierung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Statistische Methoden</li> <li>■ Auswertung im Zeitbereich</li> <li>■ Auswertung im Frequenzbereich</li> <li>■ Auswertung im Zeitfrequenzbereich</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Verhältnisbildung</li> <li>■ Grenzwertdefinition               <ul style="list-style-type: none"> <li>– experimentell</li> <li>– analytisch</li> <li>– entsprechend „intrinsischer Bedeutung“</li> </ul> </li> </ul>
<b>Aufbereitung der Messsignale durch Vorauswahl und Filterung</b>	<b>Bestimmung eines oder mehrerer Ratterparameter zur Identifikation instabiler Bearbeitung</b>	<b>Stabilitätsbewertung auf Grundlage des Ratterparameters</b>

Bild 5-28: Arbeitsschritte bei der Rattererkennung

Die verwendete Methodik gliedert sich in die in Bild 5-28 beschriebenen Schritte und wird für den in Kap. 4.2.1 vorgestellten Vollnutfräsprozess an dem Maschinensystem H2000 der Fa. HELLER validiert.

Das Verfahren stützt sich auf die Auswertung der messbaren Verlagerungen des TCP in Vorschub- und Vorschubnormalenrichtung. Wird die Verlagerung des TCP für ein finites Zeitintervall zweidimensional (bspw. in der sensitiven x-y-Richtung) aufgetragen, ergibt sich eine Bahnkurve, die der Position des TCP während der Bearbeitung entspricht. Beschreibt die Kurve für mehrere Spindelumdrehungen eine scharf abgegrenzte Kurvenschar, wird der Prozess als stabil bewertet. Ist der Verlauf hingegen chaotisch, deutet dies auf einen instabilen Bearbeitungsvorgang hin. Um die resultierenden Trajektorien für ein definiertes Zeitintervall robust bewerten und den Grad der Instabilität klassifizieren zu können, wird das Drehgebersignal der Spindel verwendet, um jedem Punkt der Bahnkurve einen relativen Drehwinkel der Spindel zuzuordnen. Wird die Bahnkurve für einen oder mehrere diskrete Spindelwinkel abgetastet, ergibt sich eine bzw. mehrere Punktwolken. Damit können die Absolutauslenkungen des TCP nach einer Spindelumdrehung sukzessiv verglichen werden. Im stabilen Fall liegen die Punkte der Punktwolken, im Folgenden Bisektionspunkte genannt, unmittelbar beieinander. Der TCP kehrt nach einer Spindelumdrehung in die Nähe seiner Ausgangslage zurück und die Verlagerungstrajektorien beschreiben meist eine scharf abgegrenzte Bahn. Streuen die Bisektionspunkte entlang der Trajektorien aufgrund von schwingungsinduzierten Verlagerungen, die über das Maß von Messereingriffsstoß und Grundrauschen der Schnittkräfte hinausgehen, wird der Prozess als instabil bewertet. Kehrt der TCP trotz chaotischer Verlagerungstrajektorien in die Nähe seiner Ausgangslage zurück, können auch grenzstabile Bearbeitungsvorgänge detektiert werden. Grundsätzlich steigt die Genauigkeit und Robustheit der Ratterbewertung mit der Anzahl ausgewerteter Spindelpositionen bzw. Bisektionspunkte pro Trajektorie. [BREC11a, [SURM06, WEIN06]

In Bild 5-29 sind die Trajektorien für den zuvor beschriebenen Vollnut-Fräsprozess mit einem vierschneidigen Werkzeug der Fa. Sandvik für unterschiedliche Schnitttiefen abgebildet. Für alle drei Fälle wurde ein Zeitfenster von 0,3 Sekunden ausgewertet. Damit ergeben sich 4 Bisektionspunkte bei einer Spindeldrehzahl von  $n = 800$  U/min.

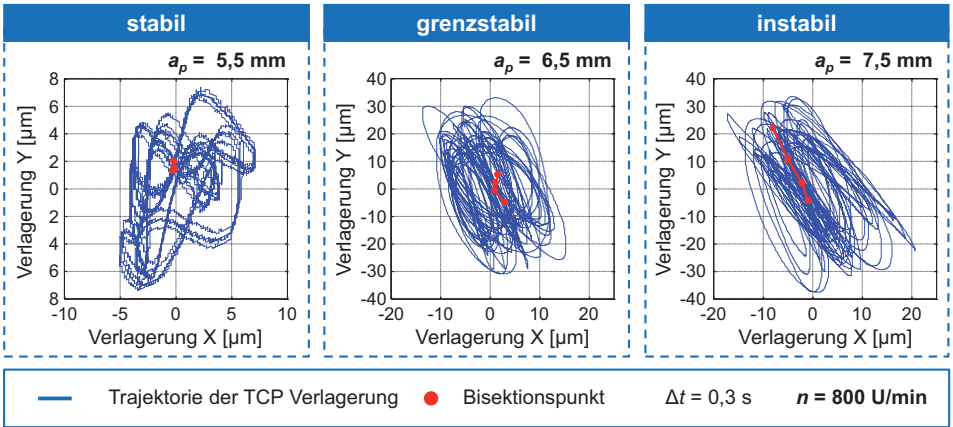


Bild 5-29: Trajektorien zur Stabilitätsbewertung für eine Spindelwinkelposition

Das ausgewertete Zeitfenster sollte stets so gewählt werden, dass abhängig von der Drehzahl vier bis fünf Bisektionspunkte je ausgewerteter Spindelwinkelposition untersucht werden können. Die Absolutauslenkung des TCP in Vorschubrichtung ist dabei im Vergleich zum instabilen Fall um den Faktor 5 kleiner. Während die Signale des Linearmaßstabs in Vorschubnormalenrichtung direkt zur Bildung der Trajektorie verwendet werden können, müssen die Messschriebe in Vorschubrichtung um den Vorschub korrigiert werden. Trend und Offset werden hier mittels linearer Regression für die betrachteten Zeitintervalle kompensiert.

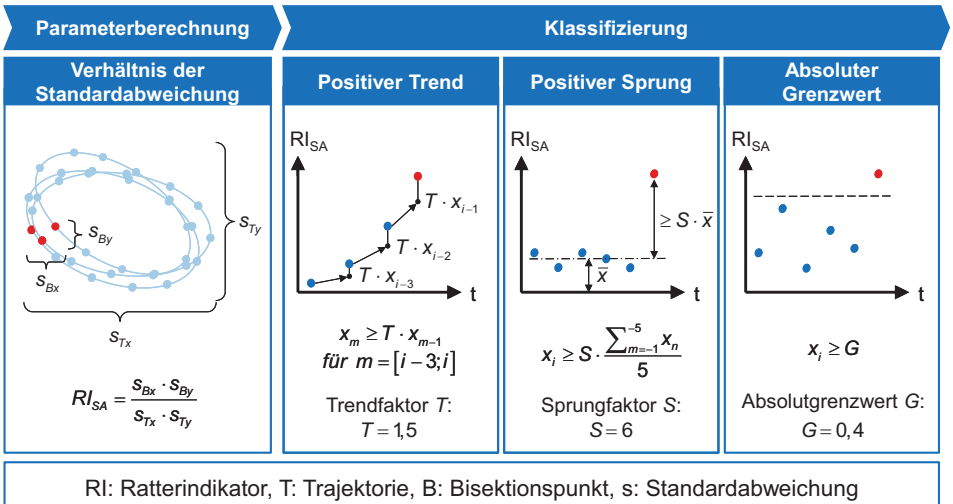


Bild 5-30: Ratterparameterberechnung und Klassifizierung

Zur Bewertung der Punktwolken wird ein sogenannter Ratterindikator eingeführt, der zur Identifizierung und Klassifizierung der Ratterscheinungen verwendet werden kann. In Anlehnung an Kalveram wird die Standardabweichungen der TCP-Verlagerung in Koordinaten x- und y-

Richtung am Bisektionspunkt auf die Standardabweichung der Gesamttrajektorie in eben diese Koordinatenrichtungen bezogen. [BREC11a, KALV05]

Der zeitliche Verlauf der Stabilität in Form des Ratterparameters wird mithilfe verschiedener Kriterien überwacht. Neben einer Trendüberwachung werden auch Parametersprünge detektiert. Um eine eindeutige Aussage zu treffen, wird darüber hinaus ein fester Grenzwert definiert, der den Übergang zwischen stabiler und instabiler Bearbeitung markiert. Eine Ermittlung solcher Grenzwerte kann sowohl experimentell als auch analytisch anhand von Simulationen erfolgen. Neben dem gewählten Ratterparameter wird darüber hinaus ein Referenzparameter bestimmt. Als Referenz kann beispielsweise ein aus Kraft- oder Beschleunigungssignal gebildeter Ratterparameter oder die bearbeitete Werkstückoberfläche untersucht werden, um rückwirkend auf aufgetretene Ratterschwingungen zu schließen [KAKI11, KULJ08, [SURM06, WEIN06]. Die in Bild 5-30 aufgeführten Faktoren haben sich bei Versuchen am WZL für den beschriebenen Fräsprozess als geeignete Grenzwerte bei der Verwendung von Wegsignalen der Linearmaßstäbe erwiesen.

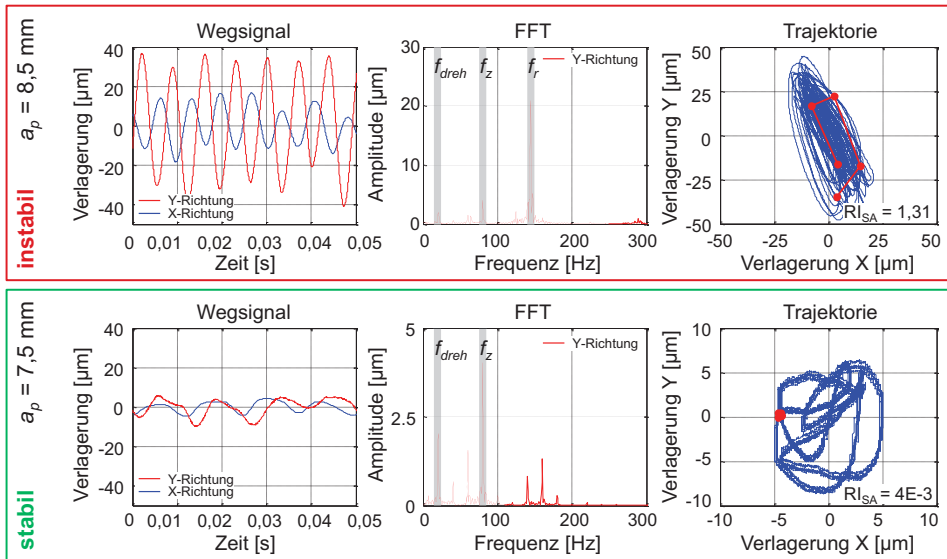


Bild 5-31: Wegsignale der Längenmesssysteme und Trajektorien

Bild 5-31 zeigt die trendbereinigten Signale der Längenmesssysteme in Vorschub- (Y) und Vorschubnormalenrichtung (X) für eine Spindelumdrehung nach Abklingen aller Einschwingvorgänge. Im stabilen Fall lassen sich die messereignisstoßbedingten TCP Auslenkungen erkennen, die im instabilen Fall von einer Ratterschwingung höherer Frequenz und Amplitude überlagert werden.

Das einseitige Frequenzspektrum zeigt für den betrachteten Fall mit einer Drehzahl von 1200 U/min erwartungsgemäß die Drehfrequenz  $f_{dreh} = 20 \text{ Hz}$  sowie die Zahneingriffsfrequenz  $f_z = 80 \text{ Hz}$  und deren Harmonische. Im instabilen Bearbeitungsfall zeigt sich typischerweise ein zusätzlicher Peak bei der Ratterfrequenz  $f_r = 142 \text{ Hz}$ . Im Gegensatz zu der Trajektorie der Verlagerung wird für die FFT exemplarisch ein Zeitfenster von einer Sekunde ausgewertet. Zur

Bildung der Trajektorie wird ein Zeitfenster von 0,25 Sekunden bzw. 5 Spindelumdrehungen beobachtet.

Ein Vergleich der dargestellten Stabilitätsbewertung aus internen Signalquellen (Bild 5-31) mit externer Sensorik in Form von triaxialen Beschleunigungssensoren an Spindel und Werkstück (Bild 5-32) belegt, dass die aus den Linearmaßstabssignalen gewonnen Informationen hinreichend genau das Prozessverhalten abbilden können. Bild 5-32 (links) zeigt den Ausschnitt einer experimentell ermittelten Stabilitätskarte. Auf der rechten Seite ist das Frequenzspektrum der Spindelbeschleunigung in Vorschubrichtung bei einer festen Drehzahl und zwei unterschiedlichen Schnitttiefen abgebildet. Der Abgleich mit den zuvor ermittelten charakteristischen Frequenzen aus den Signalen der Linearmessschriebe bestätigt deren Eignung zur Prozessüberwachung und Rattererkennung.

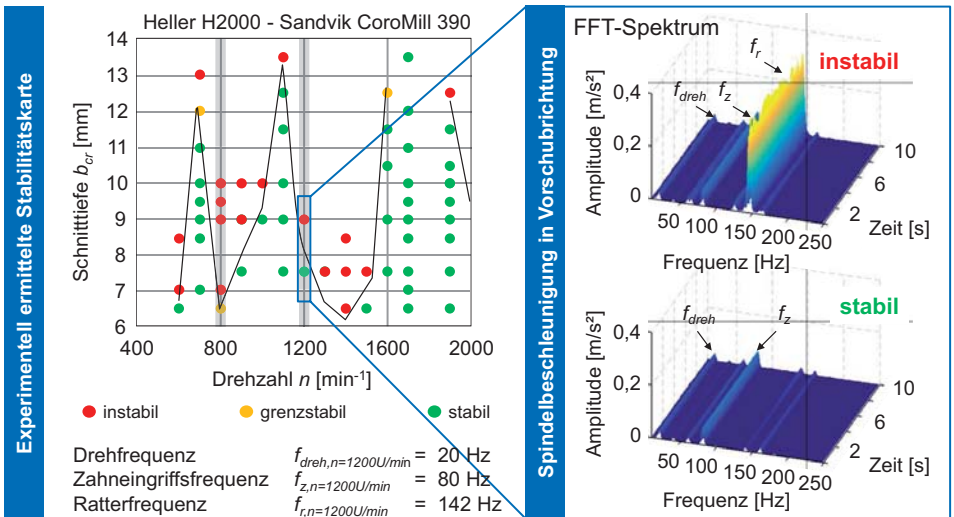


Bild 5-32: Stabilitätskarte und Frequenzspektrum der Spindelbeschleunigung in Vorschubrichtung

Die Verarbeitung der Weg- und Drehgebersignale kann somit eine Aussage über das allgemeine Stabilitätsverhalten ermöglichen. Eine qualitative Bewertung der Instabilität in Form ihrer Zuordnung zur Werkstück- oder Werkzeugseite ist allerdings nicht direkt möglich. Der spezifische Aufbau der Werkzeugmaschine sowie das vornehmlich in Vorschubrichtung auftretende Erscheinen der Ratterphänomene sollten bei der Stabilitätsbewertung berücksichtigt werden.



## 6 Effiziente und physikorientierte NC-Simulation

### 6.1 Struktur für die physikorientierte Simulation von 2,5D-Fräs- und Drehprozessen

Autoren: F. Wellmann, Z. Driouk

Ziel der nachfolgend vorgestellten Modellstrukturen war es, die bisherigen Erkenntnisse aus den Projekten VispaB und ReffiZ so zu verknüpfen, dass die Simulation beliebiger NC-Programme für die 2,5D-Fräsbearbeitung sowie für die Drehbearbeitung rotationssymmetrischer Werkstücke ermöglicht wird. In Bild 6-1 ist zuerst die interne Modellstruktur für die Fräsbearbeitung veranschaulicht.

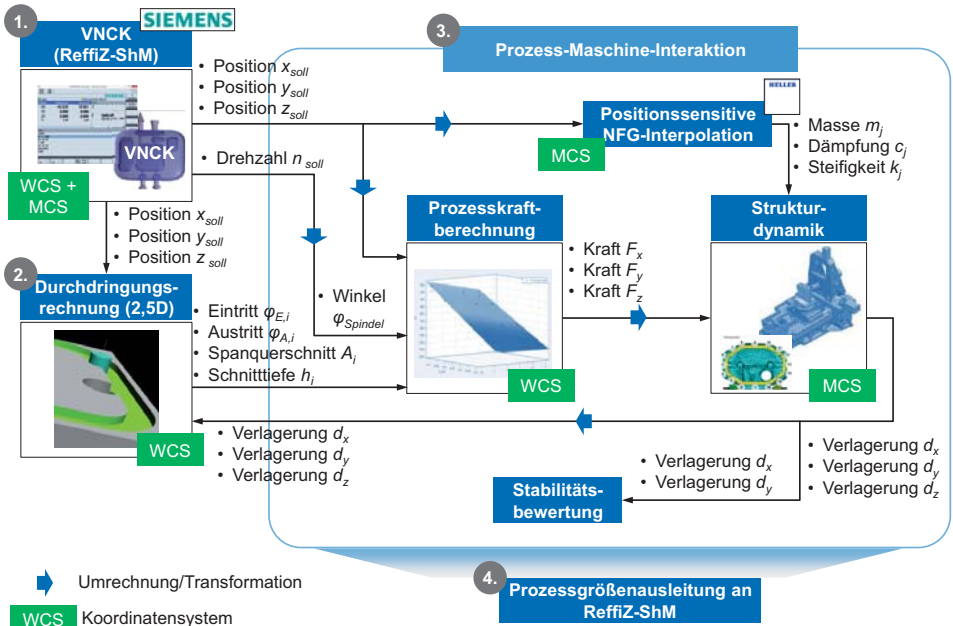


Bild 6-1: Interne Modellstruktur für die Fräsbearbeitung

In Schritt 1 lassen sich neu erstellte NC-Programme über eine virtuelle Steuerung (hier der Siemens VNCK) ausführen. Die dabei berechneten Sollpositionen  $x_{Soll}$ ,  $y_{Soll}$ ,  $z_{Soll}$  sowie die Drehzahl  $n_{Soll}$  werden im Interpolationstakt der Steuerung (IPO-Takt) an die nachgelagerten Simulationsmodule übergeben.

In Schritt 2 werden die Sollpositionen von einer 2,5D-Durchdringungsrechnung dazu genutzt, das hinterlegte Fräswerkzeugmodell in Relation zum hinterlegten Werkstückmodell zu bewegen. Mittels des in Kap. 6.2.1 vorgestellten Algorithmus lassen sich so die aktuelle Eingriffssituation sowie der Materialabtrag berechnen.

In Schritt 3 werden die im IPO-Takt generierten Werte an ein feingetaktetes Simulationsmodul der Prozess-Maschine-Interaktion übergeben, das im Kern aus einem Prozesskraftmodell so-

wie aus einem strukturdynamischen Maschinenmodell besteht. Das Prozesskraftmodell wird in Kap. 6.2.1 näher beschrieben. Für das strukturelle Maschinenmodell wurden vereinfachend hochgradig effiziente LTI-Systeme (Linear Time Invariant System) herangezogen. Diese werden als Nachgiebigkeitsfrequenzgänge aus Fitting-Prozessen aufgezeichneter Messdaten gewonnen und geben das dynamische Nachgiebigkeitsverhalten für einen Punkt im Arbeitsraum wieder (vgl. [BIER08]). Das Nachgiebigkeitsverhalten wird dabei durch eine Reihe entkoppelter Einmassenschwinger beschrieben, die sich über die modalen Werte Masse  $m$ , Dämpfung  $c$  und Steifigkeit  $k$  anpassen lassen. Das positionsabhängige Nachgiebigkeitsverhalten wird in Form verschiedener Interpolationsansätze berücksichtigt, die sich in das Gesamtsystem einbinden lassen. Diese werden in Kap. 6.3 beschrieben und ermöglichen eine Neuberechnung der modalen Werte zu Beginn eines jeden IPO-Takts.

Prozessgrößen und Stabilitätskennzahlen, die im Zuge der modellinternen Berechnungen ermittelt werden, lassen sich über einen zentralen Datensammler, das ReffiZ-SharedMemory (ShM) ausleiten. Dessen zentrale Bedeutung wird in Kap. 7.1.1 vorgestellt. Der Nutzer kann für die Ausleitung aus den in Bild 6-2 gezeigten Prozessgrößen wählen.

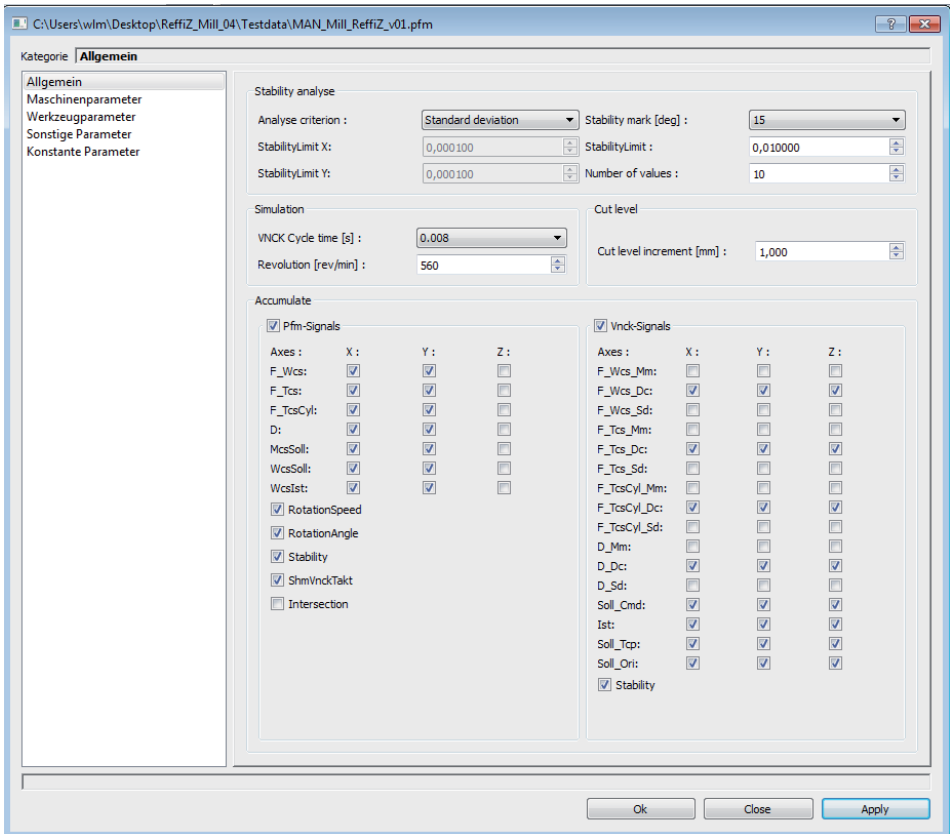


Bild 6-2: Ausleitung von Prozessvariablen

Die Kategorie Pfm-Signals beschreibt hierbei Größen, die im Modell-Feintakt ausgegeben werden können. Die Kategorie VNCK-Signals steht für Größen, die sich im IPO-Takt der virtuellen Steuerung ausgegeben lassen. Diese müssen teilweise durch Mittelwerte, Maximal- oder Minimalwerte des Modell-Feintakts angenähert werden. Zusätzlich zur Prozessgrößenausleitung über das ReffiZ-SharedMemory, lassen sich die berechneten Werte auch in eine CSV- sowie in eine MAT-Datei (Matlab-Workspace-Datei) schreiben, was externe Analysen der simulierten Prozess-Maschine-Interaktion ermöglicht.

In Bild 6-3 ist dazu flankierend die interne Modellstruktur für die Drehbearbeitung dargestellt. Im Unterschied zur Fräsbearbeitung wurde hierbei das positionssensitive Nachgiebigkeitsverhalten der Maschine vernachlässigt. Dafür wurde ein zusätzlicher Schwerpunkt auf die Bewertung der prozesskraftinduzierten Antriebsauslastung gelegt. Stoßrichtung des Drehbearbeitungs-Szenarios war die langfristige Integration in die Virtuelle Maschine des Projektpartners INDEX. Das zugrunde liegende Prozesskraftmodell wird in Kap. 6.2.2 beschrieben. Dieses wurde gegen Projektende von der Fa. Index durch ein daran angelehntes, eigenes Modell ersetzt.

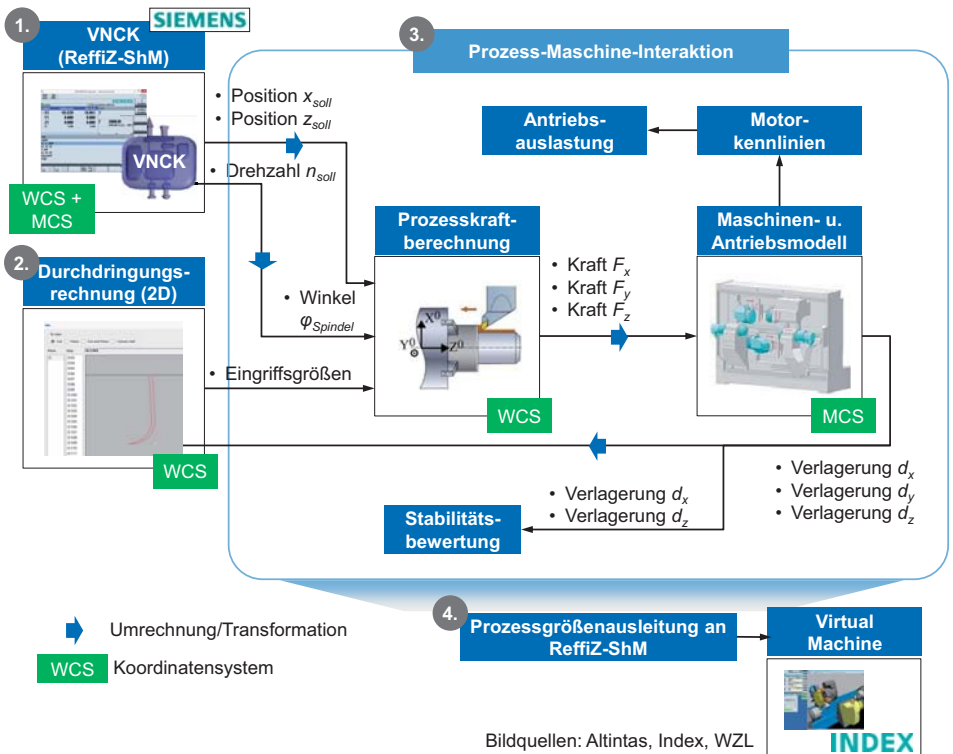


Bild 6-3: Interne Modellstruktur für die Drehbearbeitung

Ein wichtiger Mechanismus im Simulationsablauf ist die getaktete Modellsynchronisation. Diese ist in Bild 6-4 dargestellt. Der vom VNCK vorgegebene Modelltakt wird als Taktgeber für die Durchdringungsrechnung verwendet. Da dieser üblicherweise zwischen 2 und 8 ms liegt, sind die sich hieraus ergebenden Abtastraten jedoch zu niedrig, um die durch den Schneideneingriff



entstehenden Prozesskräfte exakt abzubilden. Aus diesem Grund ist das Modell der Prozess-Maschine-Interaktion feiner getaktet. Dies bedeutet, dass der Wechselwirkungskreis zwischen Prozess und Maschinenstruktur innerhalb eines IPO-Taktes mehrfach durchlaufen wird. Die Abtastfrequenz von 32 kHz wurde aufgrund von Untersuchungen gewählt, die eine ausreichende Stützstellenanzahl für die in ReffiZ betrachteten Zerspanprozesse belegten (vgl. Kap. 6.5.1).

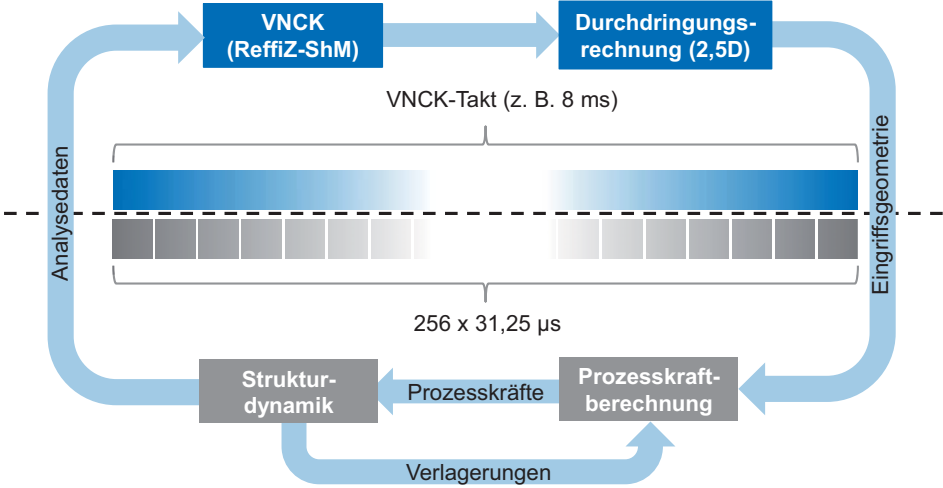


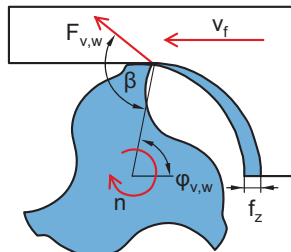
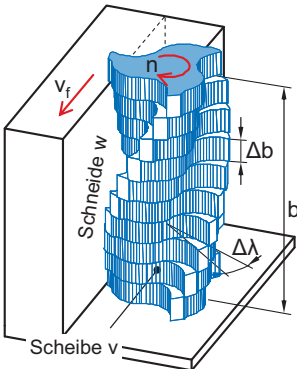
Bild 6-4: Interne Modelltaktung und -synchronisation

## 6.2 Recheneffiziente Modellierung des zeitvarianten Prozessverhaltens

Autoren: F. Wellmann, Z. Driouk

### 6.2.1 Eingriffsbedingungen bei der Fräsbearbeitung

Um Zerspankräfte für komplexe Werkzeuggeometrien berechnen zu können, wird in der vorgestellten Simulation ein in Scheiben geringer Dicke diskretisiertes Werkzeugmodell verwendet (vgl. Bild 6-5).



$$\varphi_{vw}(t) = 2\pi n t - \frac{2\pi}{z} (w-1) + \Delta\lambda (v-1)$$

$$w = 1 \dots z \quad v = 1 \dots s$$

mit:

- n Drehzahl
- t Zeit
- vf Vorschubgeschwindigkeit
- z Zähnezahl
- w Schneidenindex
- s Scheibenzahl
- v Scheibenindex
- $\Delta\lambda$  Weginkrement zwischen zwei Schneidensegmenten
- $F_{v,w}$  Kraftinkrement an Schneide w, Scheibe v
- $\beta$  orth. Zerspankraftwinkel
- $\varphi_{v,w}$  aktueller Drehwinkel

Bild 6-5: Werkzeugmodell

Das dargestellte Werkzeugmodell ermöglicht die Berechnung der Zerspankräfte für jede einzelne Scheibe und wurde bereits im Vorgängerprojekt VispaB erfolgreich eingesetzt. Die resultierenden Gesamtzerspankräfte ergeben sich bei diesem Modell letztlich aus der richtungsgereuten Summation der auf die tatsächlich im Eingriff befindlichen Scheiben wirkenden Zerspankräfte. Durch diese Vorgehensweise ist es möglich, auch den Helixwinkel von Werkzeugen zu berücksichtigen. Dazu wird angenommen, dass jedes Werkzeugsegment eine gerade Schneide hat.

Zusätzlich müssen neben den messtechnisch zu ermittelnden Zerspankraftkoeffizienten (vgl. Kapitel 5.1) für jeden Simulationsschritt auch die aktuellen Werkzeug-Eingriffsgrößen bekannt sein. Da die durch den Materialabtrag entstehenden Zwischengeometrien bei Fräsprozessen kaum analytisch beschrieben werden können, kommen in aller Regel numerische 3D-Durchdringungsrechnungen zum Tragen (vgl. Kap. 2.1.3). Bei der für eine stabilitätsorientierte Simulation erforderlichen hohen Abtastung führen diese Ansätze jedoch trotz ihrer bereits ausgeprägten mathematischen Effizienz zu langen Rechenzeiten, die die Anforderungen der Arbeitsvorbereitung nur bedingt erfüllen. Daher wird nachfolgend ein Ansatz vorgestellt, in dem die erhöhte Modelleffizienz auf der gezielten Ausnutzung der geometrischen Eigenschaften bei der 2,5D-Bearbeitung beruht (vgl. [BREC14c]).

Wie in Bild 6-6 gezeigt, werden zu Beginn der Anfangs- und der Endpunkt sowie die Bewegungsform (linear, zirkular, ggf. splineförmig) für den aktuellen NC-Satz (G01, G02 usw.) bestimmt. Mit diesen Kenngrößen lässt sich das von einem Werkzeug zwischen zwei Zeitpunkten überstrichene Volumen (Swept-Volumen) berechnen. Anschließend wird das Intersektionsvolumen ermittelt, das aus dem Schnitt von Swept-Volumen und Werkstückkörper entsteht. Um die 3D-Geometrie des Werkstücks zu aktualisieren, wird zudem das Swept-Volumen (oder das Schnittvolumen) vom Werkstückkörper subtrahiert.

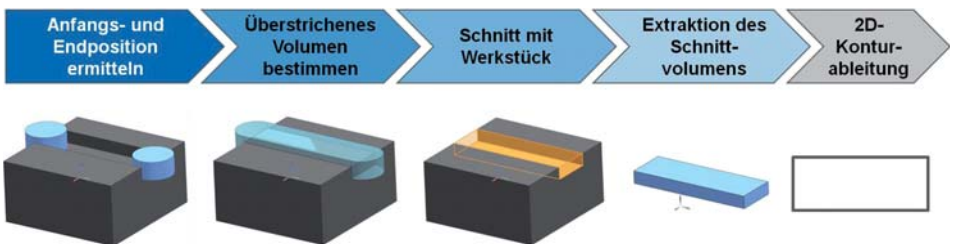


Bild 6-6: Schritte zur Reduzierung der 3D- auf eine 2D-Betrachtung

Das beschriebene Verfahren beruht auf der Verarbeitung und Modifikation von Polyedern (hier in Dreiecksdarstellung). Für die geometrische Werkstückrepräsentation lassen sich so Modelle im STL-Format einlesen, die direkt aus dem CAD- bzw. CAM-System stammen. Um das 3D-Swept-Volumen in eine 2D-Repräsentation zu überführen, wurde der in Bild 6-7 dargestellte Algorithmus konzipiert. Aufgrund der zuvor beschriebenen Mehr-Ebenen-Diskretisierung entlang der Werkzeugachse müssen die Schritte ab der Schnittflächenbildung für jede Ebene durchlaufen werden. Der Rechenaufwand fällt dabei gemäß dem gewählten Modellierungsansatz nur bei jedem neuen NC-Schnitt, nicht aber bei jedem Simulationsschritt an.

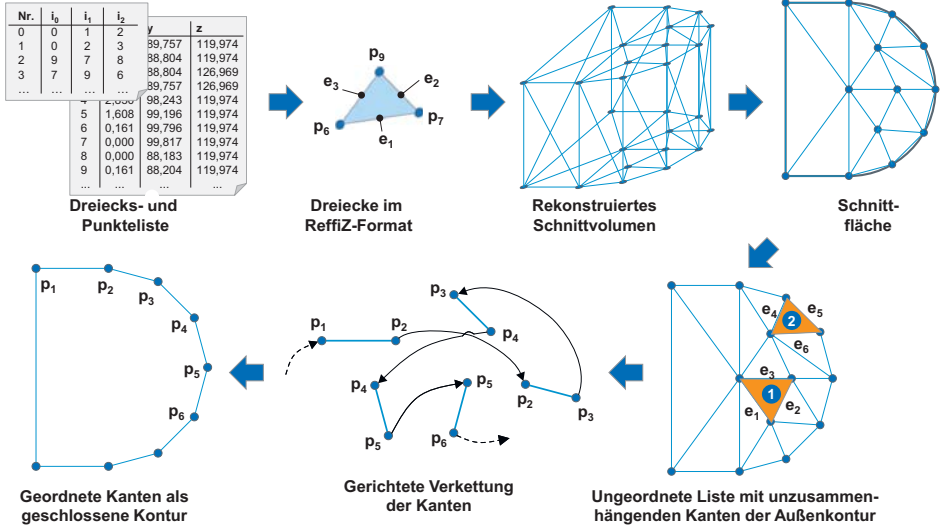


Bild 6-7: Übertragung des 3D-Schnittvolumens in eine 2D-Kontur

Für die Übertragung in eine 2D-Kontur, wird das 3D-Schnittvolumen zuerst auf eine X-Y-Ebene mit vorgegebenem Z-Wert projiziert. So ergibt sich eine Schnittfläche. Aus dieser Projektion wird anschließend eine ungeordnete Liste zusammenhängender Kanten erstellt, die die Außenkontur des Schnittes beschreiben. Über eine gerichtete Verkettung ergibt sich schließlich eine geschlossene Kontur. Die Weiterverarbeitung dieser Kontur erfolgt im 2D-Kern, in dem nach dem beschriebenen Schema Konstruktionsfunktionen für Werkzeuge und Werkstücke, Transformationsfunktionen und boolesche Flächenoperationen hinterlegt sind. Eine Detaillierte Beschreibung des 2D-Durchdringungskerns folgt im nachfolgenden Kap. 6.2.2.

Im Modell-Feintakt wird die im IPO-Takt ermittelte 2D-Eingriffsgeometrie, bestehend aus Ein- und Austrittswinkel sowie dem Spannungsquerschnitt, nach dem in Bild 6-8 dargestellten Schema weiter zerlegt. Dabei wird der vom Durchdringungsmodul bereitgestellte Spannungsquerschnitt mit der aktuellen Winkellage der einzelnen Werkzeugschneiden abgetastet, sodass sich kleine Spannungsscheiben ergeben, die der Gesamtprozesskraft  $F_{ges}$  proportional sind.

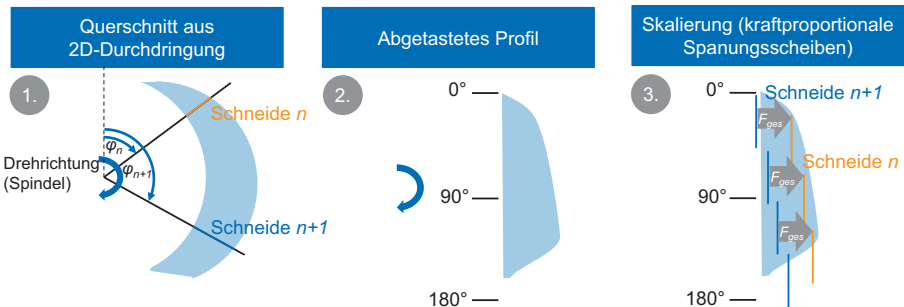


Bild 6-8: Prozesskraftbestimmung über Spanscheiben

### 6.2.2 Eingriffsbedingungen bei der Drehbearbeitung

Die 2D-Eingriffssimulation für Drehprozesse nutzt ebenfalls den im vorausgegangenen Kapitel angesprochenen 2D-Kern der Frässimulation. Dieser basiert auf Polygonzug-Repräsentationen für Werkstück und Werkzeug (vgl. Bild 6-9), die mittels der in Kapitel 6.2.1 beschriebenen Methodik aus 3D-CAD-Modellen gewonnen werden. Linearsegmente können hierbei exakt übernommen, Kurvensegmente hingegen nur angenähert werden. Der durch die Annäherung entstehende Diskretisierungsfehler lässt sich vor Simulationsbeginn über den maximal zulässigen Sehnenfehler einstellen. Aufgrund der Rotationssymmetrie des Bearbeitungsprozesses um die Z-Achse, wird das Werkstück im Schnitt dargestellt. Hierbei ist lediglich eine Darstellung des Schnittes in positiver X-Richtung erforderlich.

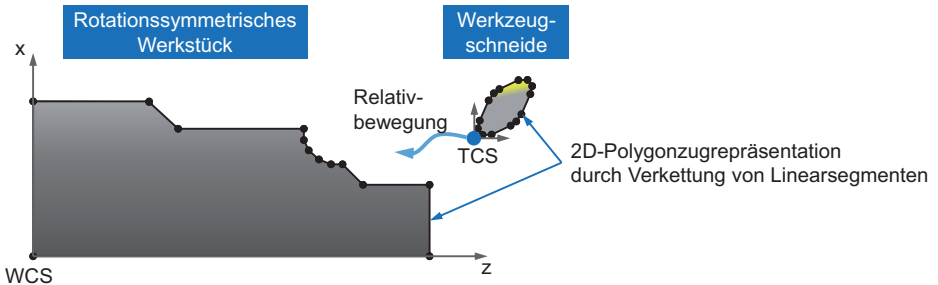


Bild 6-9: Repräsentation von Werkstück und Werkzeug durch Polygonzüge

Das Werkstück ist im Werkstückkoordinatensystem (engl.: Workpiece Coordinate System, WCS) dargestellt. Die Beschreibung des Werkzeugs hingegen erfolgt im Werkzeugkoordinatensystem (engl.: Tool Coordinate System, TCS). Bei Simulationsstart wird das TCS relativ zum WCS bewegt. Die in der NC-Steuerung hinterlegten Werkzeugkorrektur-Parameter für Länge in x- und z-Richtung werden dabei bereits verrechnet.

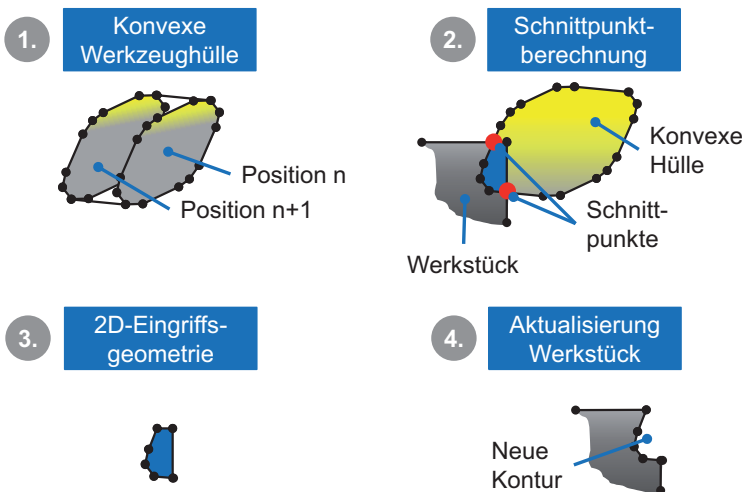


Bild 6-10: Bestimmung der 2D-Eingriffsgeometrie

In jedem Simulationstakt (IPO-Takt) werden die in Bild 6-10 dargestellten Schritte zur Bestimmung der aktuellen 2D-Eingriffsgeometrie durchlaufen. Zuerst wird die konvexe Werkzeughülle gebildet, die sich aus zwei aufeinanderfolgenden Werkzeugpositionen ergibt. Diese dient anschließend zur Schnittpunktberechnung zwischen den beiden Hüllkonturen von Werkzeug und Werkstück. In einem dritten Schritt werden die zwischen den Schnittpunkten befindlichen Linearsegmente des Werkzeugs mit den Schnittpunkten und anschließend mit den im Werkzeughüllkörper liegenden Linearsegmenten des Werkstücks verbunden, sodass sich die 2D-Eingriffsgeometrie ergibt. In einem abschließenden Schritt wird die Werkstückkontur aktualisiert, sodass sie im folgenden Simulationstakt erneut Verwendung finden kann.

Aus der dargestellten 2D-Eingriffsgeometrie lassen sich in jedem Takt die charakteristischen Eingriffsgrößen wie Schnitttiefe  $a_p$ , Vorschub  $f$  und Spannungsdicke  $h$  berechnen, sodass z. B. empirische Zerspankraftmodelle zur Prozesskraftbestimmung einsetzbar werden (vgl. Kapitel 5.1).

## 6.3 Positionssensitive Abbildung des dynamischen Maschinenverhaltens

### 6.3.1 Interpolation von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen

Autor: H. Altstädter

Mit der in Kap. 4.1.3 erwähnten Interpolation der Oszillatorkoeffizienten können für jeden Modellzustand NFG rekonstruiert werden. Dadurch ist eine gute Prognose der NFG zwischen den diskreten Stützpositionen möglich. Prozesssimulationen im Frequenzbereich, die direkt auf den NFG basieren, können somit in diskreten, kurzen Schrittweiten angepasst werden.

#### Relevanz

Für transiente Prozesssimulationen hingegen haben die NFG lediglich eine Relevanz als Schnittstelle zwischen dem Referenz- und Ersatzmodell an den diskreten Stützpositionen im Arbeitsraum. Interpolierte NFG lassen sich zur Verifikation des Ersatzmodells heranziehen, insbesondere zur Kontrolle der Zuordnung im Falle der vorbeschriebenen Mode Switches. Vordringend jedoch dient hier die Interpolation dazu, die Eigenschaften des Ersatzmodells zu jedem Zeitpunkt während der Bearbeitung abzuschätzen und für die transiente Simulation bereitzustellen, insbesondere wenn sich die Hubposition gerade zwischen den Stützpositionen befindet.

#### Lagrange-Interpolation

Für die mehrdimensionale Interpolation wird auf das Lagrange-Verfahren zurückgegriffen. Hierbei wird für jede Stützstelle eine Gewichtungsfunktion  $n_s(X, Y, Z)$  (Shape-Funktion) konstruiert, deren Wertebereich (Rückgabewerte) den Bereich von 0 bis 1 umfasst. Die Definitionsmenge (Eingangswerte) sind die Hubkoordinaten  $X$ ,  $Y$  und  $Z$ , für die die Interpolation durchzuführen ist. Gemäß einer weiteren Definition muss die Summe der Rückgabewerte aller Gewichtungsfunktionen für eine beliebige Hubposition  $(X, Y, Z)$  immer genau 1 ergeben:

$$\sum_s n_s(X, Y, Z) = 1 \quad \text{Gl. 6-1}$$

Die Gewichtungsfunktion einer bestimmten Stützstelle liefert als Rückgabewert genau 1, falls die Eingangswerte den Koordinaten dieser Stützstelle entsprechen. In diesem Fall sind die Rückgabewerte aller übrigen Gewichtungsfunktionen genau 0. Daher können die Rückgabewerte auch als Gewichtungs- oder Partizipationsfaktoren interpretiert werden.

Zur Bestimmung geeigneter Gewichtungsfunktionen müssen zunächst linear unabhängige Ansatzfunktionen  $z_s(X, Y, Z)$  gewählt werden, deren Anzahl der Stützpositionen-Anzahl entspricht. Wie bei den Gewichtungsfunktionen bilden alle möglichen Hubkoordinaten die Definitionsmenge. Erfahrungsgemäß sollte sich zur Wahrung der numerischen Stabilität die Wertemenge der Ansatzfunktionen im gesamten Definitionsbereich maximal um ca.  $\pm 10^6$  unterscheiden. Dies impliziert auch die Vermeidung von Singularitäten. Ansonsten ist die Wahl der Ansatzfunktionen sehr flexibel. Beispielsweise kann auf Polynomansätze, Winkelfunktionen, die e-Funktion usw. zurückgegriffen werden.

Die Funktionswerte der ersten Ansatzfunktion nacheinander mit den Koordinaten aller Stützpositionen bilden spaltenweise die erste Zeile einer quadratischen Vandermonde-Matrix  $Z_{rs}$ . Die übrigen Zeilen dieser Matrix werden auf die gleiche Weise mit den übrigen Ansatzfunktio-

nen gebildet. Die quadratische Vandermonde-Matrix muss regulär, also nichtsingulär und damit invertierbar sein, denn die inverse Vandermonde-Matrix

$$Z_{sr}^{-1} = \begin{bmatrix} a_{1,1} & \cdots & a_{1,r} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{s,1} & \cdots & a_{s,r} \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 6-2}$$

liefert die erforderlichen charakteristischen Koeffizienten der Gewichtungsfunktionen:

$$n_s(X, Y, Z) = \sum_r Z_{sr}^{-1} z_r(X, Y, Z) \quad \text{Gl. 6-3}$$

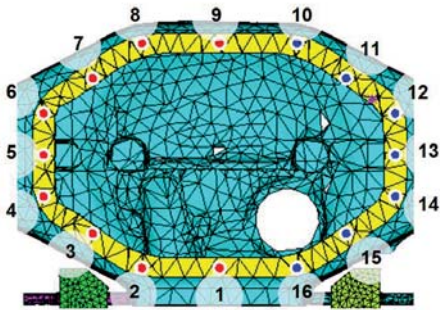
Die Gewichtungsfunktionen bilden eine kontinuierliche geometrische Einflussverteilung im Arbeitsraum, basierend auf den Koordinaten der Stützpositionen. Die Koeffizienten der Gewichtungsfunktionen müssen pro Maschine nur einmal berechnet werden, da die Geometrie des Arbeitsraumes und die Koordinaten und Anzahl der Stützpositionen in der Regel invariant sind. Lediglich die Gewichtungsfunktionswerte  $n_s(X, Y, Z)$  sind für jede neue Hublage neu zu berechnen. Die eigentliche Interpolation erfolgt dann sehr effizient über das Skalarprodukt aus dem Gewichtsvektor  $\mathbf{n} = [n_1 \dots n_s]^T$  und dem Vektor aller Stützwerte  $\mathbf{T} = [T_1 \dots T_s]^T$

$$T(X, Y, Z) = \sum_s n_s(X, Y, Z) T_s \quad \text{Gl. 6-4}$$

### 6.3.2 Umsetzung am Beispiel der Heller MCH350

Autor: H. Altstädter

Um die Simulationsergebnisse für alle möglichen Hublagen in der ReffiZ-Prozesssimulation berücksichtigen zu können, wird die gesamte relevante Maschinendynamik in einer zentralen, passwortgeschützten Datei gekapselt. Dabei handelt es sich um eine in C++ geschriebene Win32-DLL-Datei, die neben dem modellspezifischen Datenblock auch über einen Funktionsblock verfügt. Der Datenblock enthält die Oszillatorkoeffizienten an allen Stützpositionen, die Zuordnung aufgrund der Ähnlichkeit der Schwingungsformen sowie die Koeffizienten der Gewichtungsfunktionen. Der Funktionsblock führt die in Kap. 6.3.1 beschriebene Interpolation der Oszillatorkoeffizienten für eine beliebige, vorgegebene Arbeitsraumposition durch und liefert als Ergebnis die interpolierten Koeffizienten. Die DLL-Datei ist zur modularen Kopplung an die von SIEMENS und dem WZL entwickelte ReffiZ-Software konzipiert.



- Die Schruppbearbeitung erfolgt entlang der gelb dargestellten Kesselfläche des MAN-Werkstücks
- Entlang der Fräsbahn werden 16 Stützpositionen definiert.

Bild 6-11: FE-Modell der MAN-Achsbrücke mit Messpunkten entlang der Fräsbahn

Für die Schruppbearbeitung der Kesselfläche der MAN-Achsbrücke ist eine Bereitstellung der Maschinendynamik im ebenen Bearbeitungsbereich ausreichend. In diesem Fall werden entlang der Kesselfläche 16 Stützpunkte definiert (Bild 6-11). Das FE-Gesamtmodell der Werkzeugmaschine wird auf jeden dieser Stützpunkte positioniert, um die gesamte, lokale NFG-Übertragungsmatrix zu berechnen. Neben den maschinenspezifischen positionsabhängigen Änderungen des dynamischen Verhaltens werden auch die werkstückspezifischen positionsabhängigen Änderungen berücksichtigt. Dies impliziert beispielsweise eine unterschiedliche lokale Nachgiebigkeit der Werkstückstruktur durch die Veränderung des Kräfteinleitungspunktes. Ein Vergleich der NFG an den unterschiedlichen Stützpositionen zeigt deutliche Unterschiede. Beispielsweise ist die maximale dynamische Nachgiebigkeit am Punkt 9 in etwa doppelt so hoch wie am Punkt 1. Da sich auch der Verlauf des NFG-Realteils erheblich ändert, ist es naheliegend, von einem maßgeblichen Einfluss auf die Prozessstabilität auszugehen.

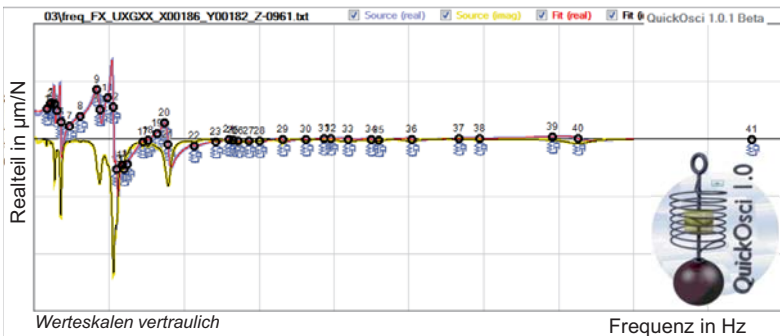


Bild 6-12: Fit des Nachgiebigkeitsfrequenzgang  $G_{XX}$  (dritte Stützposition)

Im nächsten Schritt wird mit der Software QuickOsci für jeden berechneten Haupt-NFG ein Oszillator-Ersatzmodell erzeugt (Bild 6-12). Die Kreuz-NFG werden in diesem Fall aufgrund geringer Werte vernachlässigt. Die 16 Oszillatorgruppen der GXX-NFG enthalten jeweils 41 Oszillatoren. Die jeweils 16 Oszillatorgruppen der GYY- und GZZ-NFG enthalten jeweils 29 bzw. 39



Oszillatoren. Da jeder Oszillator jeweils durch vier Koeffizienten beschrieben wird, erfolgt die dynamische Modellbeschreibung im gesamten Bearbeitungsbereich über 6976 skalare Werte.

Vandermonde-Matrix:																
	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
1																
2 X	0,4943287	0,7116812	0,8277494	0,9415989	0,9151155	0,8896321	0,7284127	0,5681933	0,3508409	0,1334984	0,0182039	-0,097981	-0,070597	-0,044114	0,117296	0,2769763
3 Y	0,0751541	0,1066624	0,2772471	0,4505559	0,641073	0,82261	0,9565231	1,0904362	1,0587279	1,0270196	0,8525148	0,6788101	0,4972731	0,315736	0,1765809	0,0484458
4 X²	0,2443609	0,5064902	0,6847701	0,8866084	0,8374863	0,789667	0,5305851	0,3228437	0,1230893	0,0178191	0,0003314	0,0094246	0,000984	0,001946	0,0137952	0,0767358
5 Y²	0,0056481	0,0114396	0,076866	0,2111732	0,4109745	0,6766873	0,9149364	1,189051	1,1209047	1,0547092	0,7274637	0,4607832	0,2472825	0,0994892	0,0301505	0,0018875
6 XY	0,0371508	0,076025	0,2942423	0,4326895	0,5866558	0,7309977	0,6967436	0,6195786	0,371445	0,1370952	0,0155264	-0,065899	-0,035106	-0,013928	0,0258678	0,0120335
7 X³	0,1207946	0,3004595	0,5666653	0,8948299	0,7663909	0,7057238	0,3984949	0,1824276	0,0431948	0,0023786	0,021-06	-0,000915	-0,000352	-6,59E-05	0,0016139	0,0211485
8 Y³	0,0004245	0,0012023	0,011109	0,0970417	0,2644447	0,5566497	0,8785178	1,2985648	1,1867381	1,0832866	0,6204464	0,1177843	0,2226659	0,0149755	0,0052383	8,201E-05
9 XY²	0,0183647	0,0541248	0,1889505	0,4074284	0,5368578	0,649588	0,5075169	0,3520404	0,1305381	0,0183006	0,0002828	0,0068975	0,0024784	0,0006144	0,0023891	0,003833
10 X²Y	0,002792	0,0081271	0,0636072	0,1989405	0,3760892	0,601326	0,6664513	0,6756109	0,3923292	0,1407994	0,0112427	-0,044713	-0,017457	-0,004398	0,0035366	0,0005228
11 X³Y	0,0000782	0,0038516	0,1571029	0,3838341	0,4912869	0,5772447	0,3696817	0,200027	0,0457209	0,0024429	5,345E-06	-0,000621	-0,000175	-7,71E-05	0,0002802	0,0002932
12 X⁴	0,0002098	0,0008685	0,0176349	0,0913743	0,2411006	0,4946568	0,6374761	0,7367105	0,4163544	0,1446038	-0,030365	-0,000881	-0,001389	0,0006141	2,271E-05	
13 sin(*2PI)	0,4548531	0,6221112	0,9853813	0,7515152	-0,7727951	-0,8977728	-0,269789	0,5381387	0,3656812	0,1689547	-0,298117	-0,301618	0,0171331	0,9159083	0,8870914	0,2656205
14 cos(*2PI)	0,8905885	0,7222228	-0,170364	-0,987895	-0,432218	0,4055359	0,9629186	0,8428583	0,9328892	0,8858238	0,4023228	-0,42332	-0,998833	-0,401388	0,4815939	0,9629233
15 sin(*PI)	0,015626	-0,971156	-0,893741	-0,358706	-0,508417	-0,644023	-0,990815	-0,154881	0,8059003	0,7437963	0,1141294	-0,273284	-0,429171	-0,273939	0,6720926	0,9856698
16 cos(*2PI)	0,999958	0,238445	0,4679762	0,9334272	0,8611111	0,7650063	-0,135221	-0,096602	-0,592051	0,6684064	0,9384659	0,9156624	0,903233	0,618324	0,740478	-0,168866

Bild 6-13: Ansatzfunktionen und Vandermonde Matrix

Gemäß der Anzahl der Stützstellen werden 16 Ansatzfunktionen definiert, die zusammen mit den Koordinaten der Stützpositionen zur Vandermonde-Matrix führen (Bild 6-13). Da die Bearbeitung auf einer konstanten Z-Koordinate erfolgt, ist die Interpolation nur von den X- und Y-Koordinaten abhängig.

Gemäß der im Kap. 6.3.1 beschriebenen Vorgehensweise wird die quadratische Vandermonde-Matrix invertiert, um die Gewichtungsfunktion mit den berechneten Koeffizienten zu beschreiben.



### Namespace getData

#### Beispiele:

```

getData::General::Title()
getData::Stroke::Xmin()
getData::Osci::Count(„PW“, Richtung)
getData::Osci::k(„,„PW“, Richtung-Nr.,
Osci-Nr, X, Y, Z)
    
```

Oscilib: Win32-DLL  
Demo-Programm

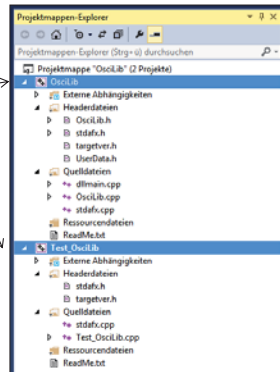


Bild 6-14: Die Datei Oscilib.dll kapselt das dynamische Mechanikmodell passwortgeschützt und leistet die Lagrange-Interpolation für beliebige Hubpositionen

Die Koeffizienten der inversen Vandermonde-Matrix sowie die 6976 Oszillatorwerte werden tabellarisch in einer passwortgeschützten C++ Bibliothek *Oscilib.dll* hinterlegt (6.4). Diese Bibliothek wird zudem mit funktionalem Code ergänzt, der im Wesentlichen zwei Aufgabenbereiche umfasst. Der erste Bereich dient als Schnittstelle zur Kommunikation mit anderen Softwareprodukten. Beispielsweise erwartet die DLL-Datei beim Aufruf interner Funktionen durch externe Programme ein Passwort und die aktuellen Hubkoordinaten der Maschine sowie weitere Informationen zum angeforderten Datensatz. Im zweiten Bereich erfolgt intern die Lagrange-Interpolation durch Berechnung der Gewichtungsfaktoren gefolgt vom Skalarprodukt des Gewichtungsvektors und des Stützvektors. Der interpolierte Wert wird dann als Funktionswert an

die aufrufende Software zurückgeliefert. Die modulare Kapselung ermöglicht den bequemen Austausch eines Mechanikmodells in der ReffiZ-Software-Architektur.

## 6.4 Integrative Simulation der dynamischen Prozess-Maschine-Interaktion mit gekoppelten Antriebs- und Steuerungsmodellen

Autoren: C. Krebs, R. Görres, H.-G. Köpken, K.-J. Amthor

Das Siemens-Produkt VNCK (Virtueller NC-Kern) simuliert die Abarbeitung von NC-Programmen, indem die Bewegung der Achsen mit integrierten simulierten Antrieben durchgeführt wird. Dazu wird im Wesentlichen unter Verwendung eines PT1-Gliedes der Istwert dem Sollwert angeglichen (proportionales Übertragungsverhalten mit Verzögerung 1. Ordnung).

Im Rahmen des ReffiZ-Projekts wurde dieses Produkt prototypisch um eine Schnittstelle zu einer Virtuellen Antriebs-Applikation erweitert. Ebenso wurden die Komponenten zur Abbildung der Virtuellen Antriebe sowie der Mechanik- und Prozesssimulation bereitgestellt.

### 6.4.1 Erweiterung des VNCK um Schnittstelle zu Virtuellen Antrieben

Die Simulation der Antriebe im ReffiZ-Projekt erfolgt nicht auf Basis des im VNCK integrierten PT1-Verhaltens, sondern über eine separate Applikation Virtueller Antrieb (siehe Bild 6-15).

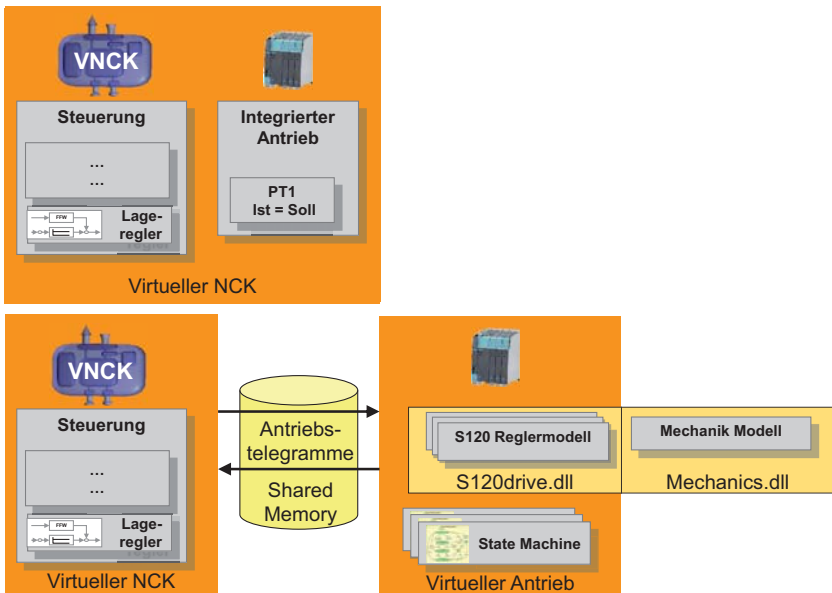


Bild 6-15: Übergang von integrierten zu virtuellen Antrieben

Dazu werden pro Antriebsinstanz die PROFIBUS-Antriebstelegramme, die zwischen VNCK und Virtuellem Antrieb ausgetauscht werden, in einen gemeinsamen Systemspeicherbereich (Shared Memory) abgelegt.

Die Applikation Virtueller Antrieb ist eine Rahmenapplikation, die mehrere simulierte Antriebsinstanzen sowie die Mechanik- und Prozesssimulation aufruft und synchronisiert. Je nach

Achszahl der abzubildenden Maschine wird die entsprechende Anzahl Instanzen eines simulierten S120-Antriebs anlegt und verwaltet.

Eine simulierte Antriebsinstanz besteht aus Stromeinspeisung, Antriebsregelung und dem eigentlichen Motor. Die Stromeinspeisung, die Antriebsregelung und der elektrische Teil des Motors werden im Modul Virtueller Antrieb simuliert. Das mechanische Verhalten der Motoren ist im Mechanik Modell abgebildet.

#### **6.4.2 Simulationskomponente Virtueller Antrieb**

In den Antriebstelegrammen werden sowohl Daten zur Regelung (Sollwert, Istwert) als auch zur Kommunikationsüberwachung (Hochlaufinitialisierung, Lebenszeichen) ausgetauscht. In der Simulationskomponente Virtueller Antrieb sind beide Aspekte umgesetzt.

##### **Simulation der PROFIdrive State-machine**

Im Rahmen des Steuerungshochlaufs ist es erforderlich, dass die beteiligten Kommunikationspartner ihre Betriebsbereitschaft signalisieren. Dies erfolgt über mehrere Zwischenstufen, von „Einschalten verboten“ über „einschaltbereit“ und „eingeschaltet“ zu „in Betrieb“. Entsprechend hat auch das Stoppen eines Antriebs mehrere Zwischenschritte. Die Koordination erfolgt mit Hilfe der PROFIdrive-Basis-Zustandsmaschine (PROFIdrive-General-State-Machine) und der Zustands- und Steuerwörter, die Teil der Antriebstelegramme sind.

Dieser genormte Zustandsautomat existiert in der Rahmenapplikation Virtueller Antrieb für jede simulierte Antriebsinstanz.

**MATLAB-Modell des S120 Regelungsverhaltens**

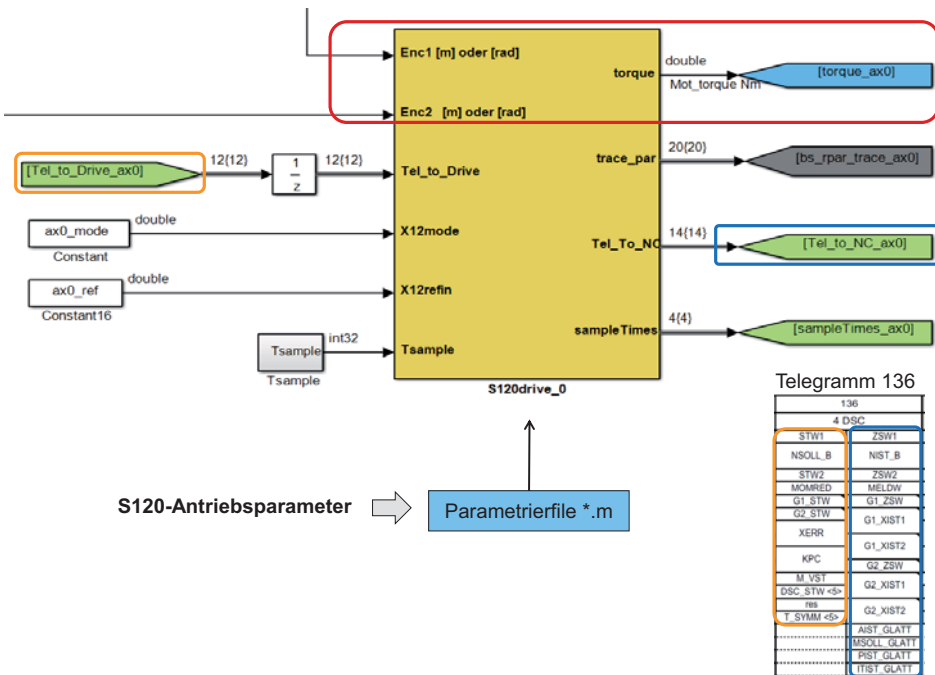


Bild 6-16: Schnittstellen des S120-Reglermodells

Das in MATLAB/Simulink modellierte Reglermodell umfasst die grundlegende Funktionalität des regelungstechnischen Verhaltens der SINAMICS S120 SERVO-Regelung. Jedes "S120-Reglermodell" in Bild 6-15 entspricht einem einzelnen Antriebsobjekt (Drive Object, DO).

Die jeweilige Antriebskonfiguration wird über die Projektierung einer definierten Untermenge an SINAMICS Parametern (ca. 100) aus dem Bereich Motor-, Geber- und Regelungsdaten, sowie Normierungen und Begrenzungen, vorgenommen. Diese Antriebsparameter werden in der Initialisierungsphase dem S120-Reglermodell zur Verfügung gestellt.

Die Schnittstellen des in MATLAB/Simulink implementierten Funktionsblockes S120-Reglermodell sind in Bild 6-16 dargestellt:

- Schnittstelle vom/zum Mechanikmodell (rot)
- Telegramm zum Antrieb (Telegrammtyp 136) (orange)
- Telegramm zum NCK (Telegrammtyp 136) (blau)
- Weitere nicht farblich markierte Signale sind für Diagnosezwecke relevant (Zeitscheibenverwaltung, r-Parameter, Funktionsgenerator-Ansteuerung)
- Das S120-Antriebsparametrierfile (Beispiel: S120drive.m)

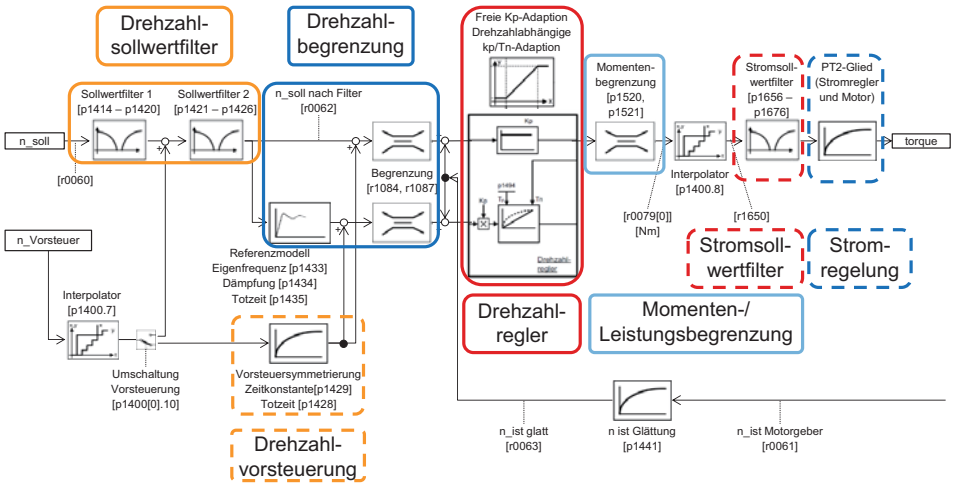


Bild 6-17: Funktionalität des SINAMICS S120-Reglermodells SERVO

Die implementierte Funktionalität (Bild 6-17) im S120-Reglermodell umfasst:

- Drehzahlregler Konfiguration (Referenzmodell,  $k_p$ -/ $T_n$ -Adaption, ...)
- Drehzahl- und Stromsollwertfilter
- DSC-Betrieb On/Off
- Motorgeber und direktes Messsystem
- Momenten-/Leistungsbegrenzungen
- Stromregler und Motor sind durch integrierten Tiefpass im S120-Reglermodell abgebildet

### Parametrierung und Initialisierung der S120-Instanzen

Zur Vereinfachung der Handhabung der SINAMICS-Parameter wurden für die Arbeit im Projekt Reffiz die folgenden vereinfachenden Annahmen getroffen:

- Es gibt nur eine flache Parameterstruktur. Motor-, Geber- und Datensatzumschaltungen waren für diese Ausbaustufe nicht relevant.
- Die bei der Inbetriebnahme festgelegten BICO Verschaltungen (CO/CI) entsprechen den Default-Werten in Funktionsplänen im SINAMICS-Listenhandbuch.
- Das Motormesssystem entspricht immer Geber 1, Geber 2 dem direkten Messsystem.

Die nachfolgende Bild 6-18 zeigt die einzelnen Nummernbereiche, die im Rahmen des Reffiz-Projekts zur Parametrierung genutzt werden (blaue Markierung).

Bereich	Beschreibung
0000 – 0099	Anzeigen und Bedienen
0100 – 0199	Inbetriebnahme
0200 – 0299	Leistungsteil
0300 – 0399	Motor
0400 – 0499	Geber
0500 – 0599	Technologie und Einheiten, Motorspezifische Daten, Messtaster
0600 – 0699	Thermische Überwachung, Maximalstrom, Betriebsstunden, Motordaten, Zentraler Messtaster
0700 – 0799	Klemmen der Control Unit, Messbuchsen
0800 – 0839	CDS-, DDS-Datensätze, Motorumschaltung
0840 – 0879	Ablaufsteuerung (z.B. Signalquelle für EIN/AUS1)
0880 – 0899	ESR, Parken, Steuer- und Zustandswörter
0900 – 0999	PROFIBUS/PROFIdrive
1000 – 1199	Sollwertkanal (z. B. Hochlaufgeber)
1200 – 1299	Funktionen (z. B. Motorhaltebremse)
1300 – 1399	U/f-Steuerung
1400 – 1799	Regelung
1800 – 1899	Steuersatz
1900 – 1999	Leistungsteil- und Motoridentifikation
2000 – 2009	Bezugswerte
...	

Bild 6-18: Parametrierung des S120-Reglermodells

In einem realen Maschinenprojekt sind jeder Antriebsinstanz die in Bild 6-18 dargestellten Parameter  $P^*$  zugeordnet. Um die Parametrierung aller Antriebsachsen in einem einzigen Parametrier-m-File zu realisieren, wird jeder Parameter  $P^*$  mit nachgestellter Antriebsinstanz bezeichnet. Der Antriebswert  $P^*$  der ersten Achse wird demnach mit  $P^*_{ax0}$  bezeichnet, der Wert der zweiten Achse als  $P^*_{ax1}$  usw.

Beispiel:

Um die Steifigkeit der zweiten Antriebsachse zu verändern, wird der Parameter P1460 „Drehzahlregler P-Verstärkung Adaptiondrehzahl unten“ antriebsspezifisch wie folgt angegeben:

$P1460_{ax1}=0.2$

### Schnittstelle zu Mechanik- und Prozessmodell

Das Mechanikmodell, in das auch die Simulation des Schnittkraftprozesses integriert wird, wird über eine DLL-Schnittstelle aufgerufen. Über diese Schnittstelle wird die Mechaniksimulation initialisiert, zyklisch aufgerufen und beendet (vgl. Bild 6-19).

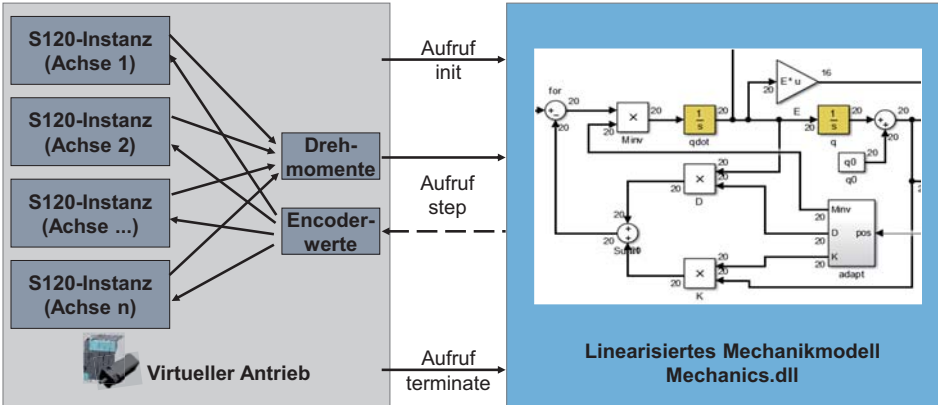


Bild 6-19: Schnittstelle Virtueller Antrieb - Mechanik

Die zyklisch ablaufenden Vorgänge in NCK, Antrieb und Mechanikmodell greifen folgendermaßen ineinander:

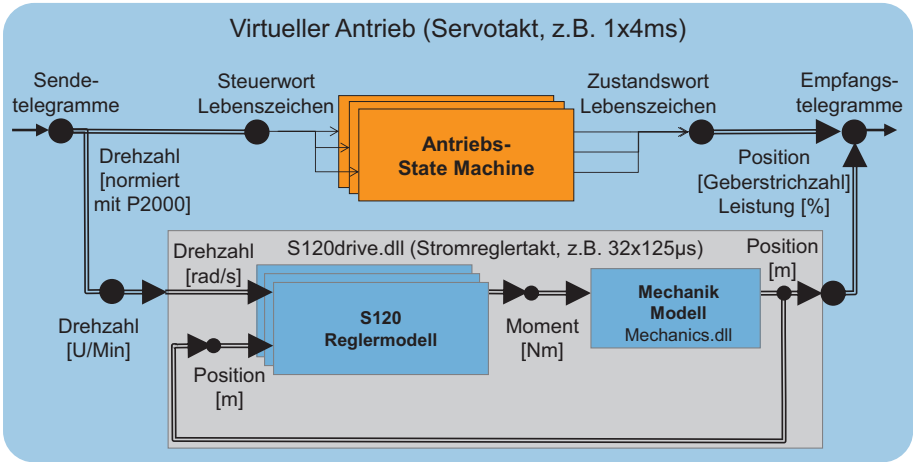


Bild 6-20: Interaktion innerhalb der Applikation Virtueller Antrieb

Der SINAMICS-Antrieb berechnet Zwischenwerte der Soll-drehzahl, um Berechnungen im Stromreglertakt mit einer Zeitscheibe von 125 Mikrosekunden, in der auch das Mechanikmodell aufgerufen wird, ausführen zu können. Hierbei wird das Drehmoment, das der Antrieb bereitstellt, an die Mechanik übergeben.

Der VNCK arbeitet wie die SINUMERIK mit zwei Zeitscheiben, dem IPO-Takt (= Interpolations-takt) - typischerweise mit Intervallen von 4 bis 12 Millisekunden – und dem Servo-Takt (= Feininterpolationstakt) - um einen ganzzahligen, vordefinierten Faktor kleiner als der IPO-Takt (zum Beispiel „4“). Bei einem IPO-Takt von z. B. 4 Millisekunden und einer Untersetzung von 4 beträgt der Servo-Takt 1 Millisekunde.

Der NCK generiert im IPO-Takt neue Stützpunkte auf einer zu interpolierenden Bahn und im Servo-Takt neue Sollwerte als Drehzahlvorgaben, die über das Sendetelegramm an die Antriebe übertragen werden (siehe Bild 6-20).

### 6.4.3 Simulationskomponente Mechanik- und Prozessmodell

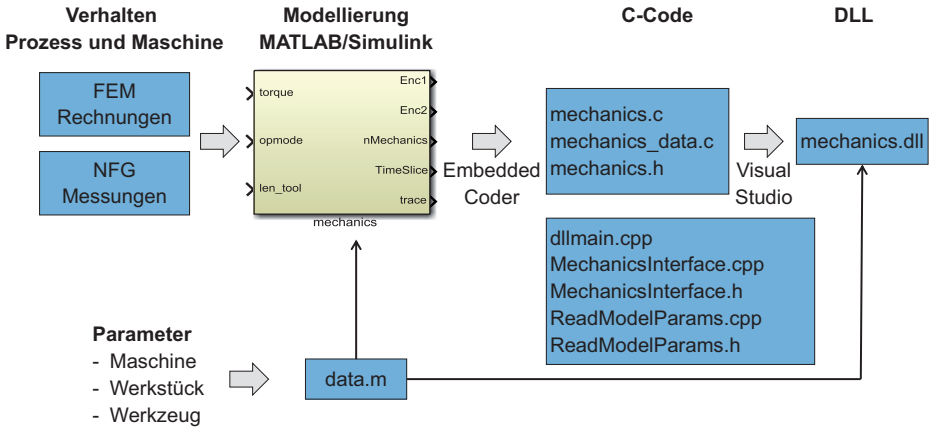


Bild 6-21: Generierung der Mechanics.DLL aus MATLAB/Simulink

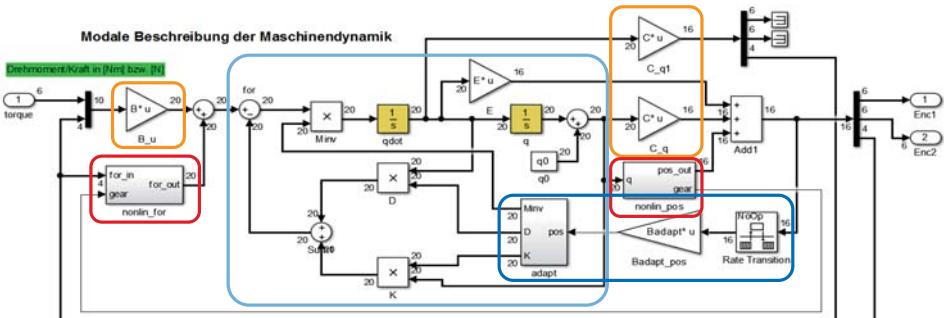


Bild 6-22: Universelles Modell der Maschinendynamik für die Mechanics.DLL

Basierend auf FEM-Rechnungen oder Messungen des Nachgiebigkeitsfrequenzgangs an der realen Maschine wird ein dynamisches Modell der Maschine in MATLAB/Simulink erstellt. Bild 6-21 zeigt den Prozess zur Generierung einer ausführbaren DLL, die vom Virtuellen Antrieb aufgerufen werden kann. Bei Beibehaltung der Schnittstellen läuft dieser Prozess vollautomatisch unter Nutzung der einmalig erstellten Interface-Funktionen ab. Die Nutzung der DLL ist unabhängig von MATLAB/Simulink möglich. Die Aufrufschnittstelle der DLL ist in ANSI C ausgeführt.

Das in Bild 6-22 dargestellte universelle Maschinenmodell berücksichtigt alle im Rahmen von Reffiz geforderten Modellierungsaspekte, die wie folgt farblich gekennzeichnet sind:

- Modellierung der Maschinendynamik basierend auf Schwingungsmoden (hellblau)



- Die Ein- und Ausgänge können über Matrizen gemeinsame Moden nutzen (orange)
- Auch eine Scherenkinematik kann in der Eingangs- und Ausgangsabbildung berücksichtigt werden (rot)
- Masse, Dämpfung und Steifigkeit der Moden können abhängig von der Position im Arbeitsraum sein (dunkelblau)

Somit können mit einer Mechanics.DLL alle modellierten Maschinenaspekte durch Laden entsprechender Parameter-Files abgebildet werden. Es ist weder eine Modelländerung in Simulink noch eine Neugenerierung der DLL erforderlich.

Die Mechanics.DLL für den Demonstrator enthält zusätzlich das in [BREC11a] erforschte, bilineare Schnittkraftmodell (Bild 6-23).

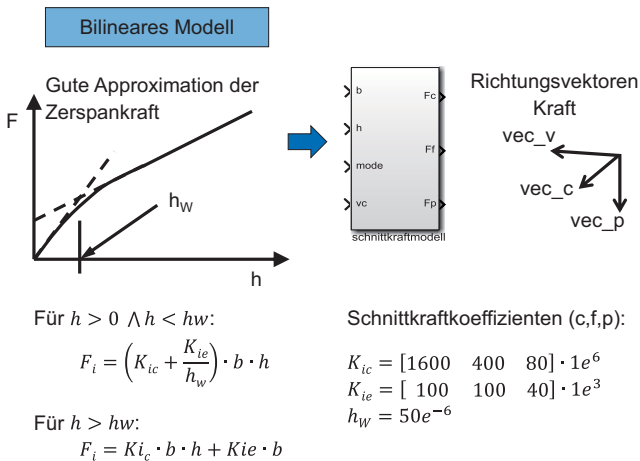


Bild 6-23: Bilineares Schnittkraftmodell

Außerdem ist ein einfaches Modell für den Materialabtrag beim Längsdrehprozess integriert (Bild 6-24).

**Durchdringungsrechnung***Spanbreite:*

Differenz der Zustellposition beim Eintritt ins Werkstücks zur vorhergehenden Bearbeitung

*Spandicke:*

Differenz der Vorschubposition zur vorhergehenden Umdrehung (Totzeit)

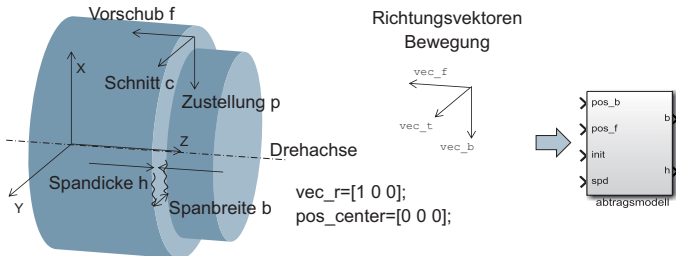


Bild 6-24: Einfaches Materialabtragsmodell für Längsdrehprozess

Das Abtragsmodell bestimmt die Spanbreite  $b$  aus der Differenz der aktuellen Zustellung zur Zustellung beim letzten Schnitt. Die Spandicke  $h$  ergibt sich aus der Differenz der aktuellen Vorschubposition zur Vorschubposition vor einer Umdrehung. Die daraus resultierende Totzeit ergibt sich aus dem Drehzahlverlauf der Spindel.

Für den Demonstrator sind Prozesskraftmodell und vereinfachter Materialabtragsalgorithmus als integraler Bestandteil des MATLAB-Mechanikmodells ausgeführt.

**6.4.4 Modellbasierte SW-Entwicklung****Codeausleitung über Embedded Coder**

Durch Einsatz des Embedded Coders von Fa. Mathworks wird der Quellcode des Funktionsblockes "S120-Reglermodell" erzeugt.

Mithilfe der Konfigurationseinstellungen und Auswahl des System Target-Files "Embedded Real-Time Target" wird C++-Code über das Simulink Model Explorer-GUI für die effiziente Echtzeit-Ausführung (Multi-Instanz-Fähigkeit) ausgeleitet.

Für den Datenaustausch der Antriebsparameter wird auf das C-API Interface aufgesetzt. Dies ermöglicht eine einfache Variation der SINAMICS-Parameter durch ein Text-File (S120drive.m). Für nicht im Text-File enthaltene Parameter sind Default-Werte im generierten Code enthalten (Bild 6-25).

**Integration und Generierung in VisualStudio**

Die generierten C++-Source-Dateien und erforderlichen Header werden in ein vorbereitetes Visual-Studio-Projekt übernommen. In einem Generierlauf wird anschließend die gewünschte Bibliothek (S120drive.dll auf Siemens-Seite, Mechanics.dll vom anwendenden ReffIZ-Partner) als DLL erstellt.

In Bild 6-26 ist das Visual Studio-Projekt zur Erstellung einer Mechanics.DLL dargestellt. Die erforderlichen Dateien sind drei Gruppen zugeordnet:

- „include“ enthält die MATLAB/Simulink-Standarddateien

- „Interface“ enthält die Dateien des DLL-Rahmens
- „Modelcode“ umfasst die modellspezifischen MATLAB/Simulink-Dateien

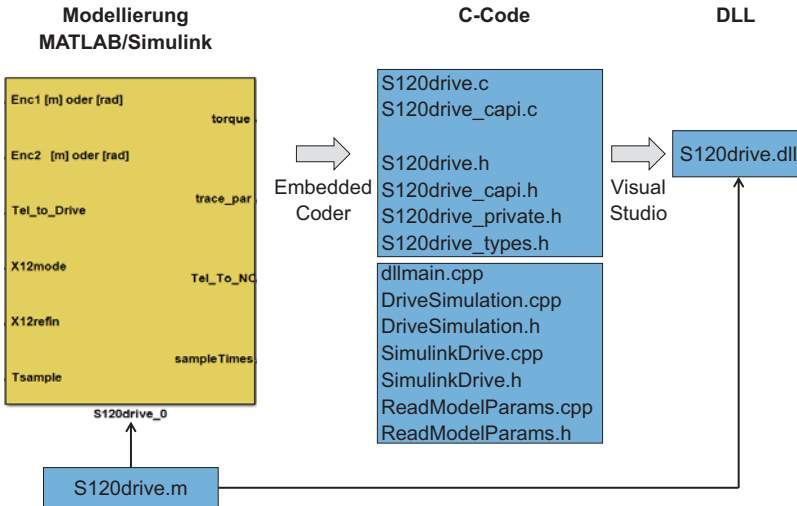


Bild 6-25: Generierung der S120drive.dll aus MATLAB/Simulink

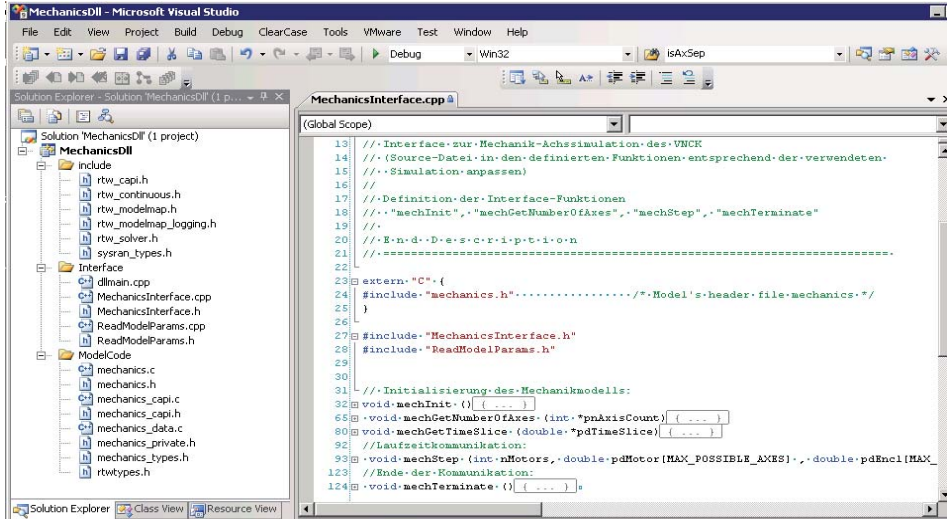


Bild 6-26: Mechanics.DLL in der Entwicklungsumgebung Visual Studio

## 6.5 Stabilitätsbewertung und Antriebsauslastung

### 6.5.1 Ohne virtuelle Antriebe

Autor: F. Wellmann

Grundlage der Stabilitätsbewertung ohne virtuelle Antriebe sind die in Kapitel 6.1 vorgestellten Modelle der Prozess-Maschine-Interaktion. Diese stellen im Wesentlichen einen zyklisch getak- teten Regelkreis dar, der die Wechselwirkungen zwischen zeitvarianten Prozesskräften und der daraus entstehenden Verlagerung an der Werkzeugspitze (engl.: Tool Center Point, TCP) ab- bildet. Die zeitliche Auflösung der TCP-Verlagerung erfolgt dabei im Modell-Feintakt von 32 kHz. Bei bekannter Drehzahl  $n$  ist so eine Abtastung der Bisektionspunkte nach dem Poin- caré-Verfahren (vgl. Bild 2-10 im Stand der Technik) möglich. Dabei entsteht ein drehzahlab- hängiger Diskretisierungsfehler, der maximal der Winkelauflösung zwei aufeinanderfolgender Modell-Feintaktschritte entspricht. Bei einer Drehzahl von  $15\,000\text{ min}^{-1}$  und einem Modell- Feintakt von  $31,25\text{ }\mu\text{s}$  ergibt sich so bspw. eine Winkelauflösung von  $2,8^\circ$ . Für die im Reffiz- Projekt betrachteten Anwendungsfälle hingegen lag die Winkelauflösung stets deutlich unter  $1^\circ$ .

Neben den in Bild 2-10 dargestellten Ansätzen zur Bewertung der Prozessstabilität wurde eine mitlaufende Standardabweichung implementiert. Der Bewertungsansatz ist in Bild 6-27 darge- stellt Dabei beschreibt der Index  $n$  die Anzahl der mitlaufenden Abtastpunkte, d. h. die Anzahl der vorausgegangenen Bisektionspunkte, die neben dem zuletzt erfassten noch mit in die Be- rechnungen einfließen. Bisektionspunkte werden hierbei durch die Koordinaten  $dx$  und  $dy$  be- schrieben, die der TCP-Verlagerung in x- bzw. y-Richtung entsprechen.

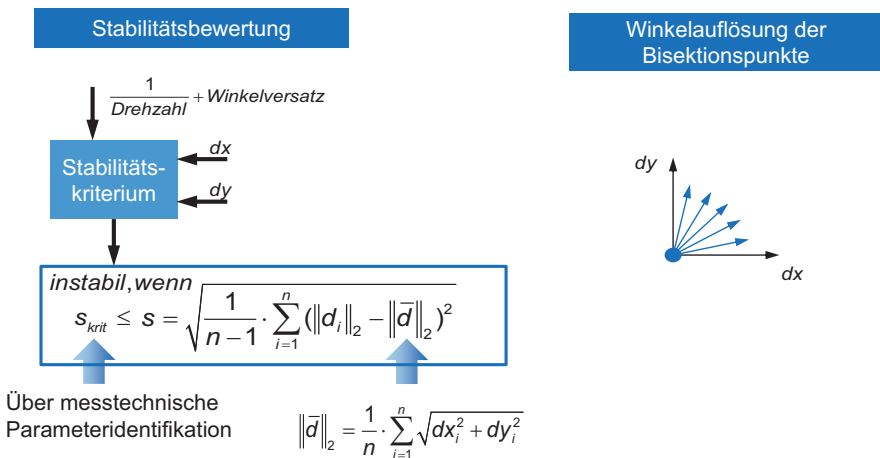


Bild 6-27: Stabilitätsbewertung im Poincaré-Schnitt inkl. Winkelauflösung der Bisektionspunkte

In jedem Simulationsschritt wird die Standardabweichung  $s$  mit einer kritischen Standardabweichungsgrenze  $s_{krit}$  verglichen. Die kritische Standardabweichungsgrenze  $s_{krit}$  ist ein maschinen- spezifischer Wert und kann messtechnisch, z. B. mittels eines Beschleunigungssensors im grenzstabilen Zustand, erfasst werden. Alternativ können Erfahrungswerte verwendet werden, die bei der Erstellung von Stabilitätskarten Verwendung finden. Liegt die Standardabweichung über der kritischen Grenze, so ist der Prozess instabil.

Da die TCP-Schwingungen eine richtungsabhängige Ausprägung aufweisen können, empfiehlt es sich zudem entlang einer Werkzeugumdrehung mehrere Stützstellen als Bisektionspunkte zu erfassen. D. h. alle Bisektionspunkte bei einem Spindeldrehwinkel (Winkelversatz) von  $0^\circ$  werden in einem Poincaré-Schnitt miteinander verglichen, gleichzeitig können aber auch alle Bisektionspunkte mit einem beliebigen Winkelversatz in weiteren Poincaré-Schnitten miteinander verglichen werden. So lassen sich Instabilitäten bereits früh erkennen. Außerdem können richtungsabhängige, stabile Vibrationen, die sich auf die Oberflächenqualität des Werkstücks auswirken können, detektiert werden.

### 6.5.2 Mit virtuellen Antrieben

Autoren: C. Krebs, R. Görres, H.-G. Köpken, K.-J. Amthor

Im Rahmen des ReffiZ-Projekts wurde ein Demonstrator erstellt, in dem die Fertigungssimulation mit virtuellen Antrieben dargestellt und untersucht wurde. Der Demonstrator basiert auf dem SINUMERIK-Produkt SinuTrain for SINUMERIK Operate 4.5, das seinen Einsatz in erster Linie in Ausbildungsstätten und Berufsschulen findet.

Für den Standardeinsatz des Produkts SinuTrain ist keine Antriebssimulation notwendig. Für den Demonstrator wurde das Produkt SinuTrain prototypisch erweitert und besteht aus den in Kap 6.4 vorgestellten Komponenten (Bild 6-28).

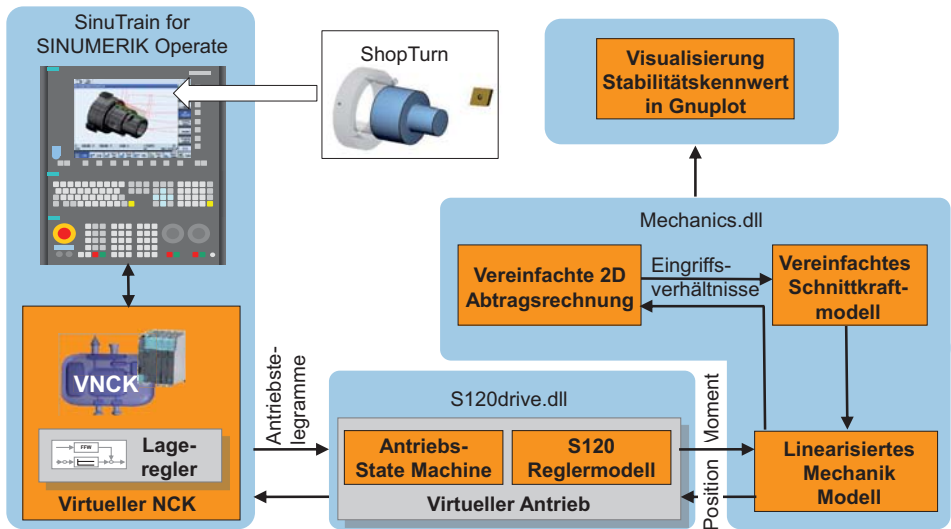


Bild 6-28: Demonstrator für virtuelle Antriebe auf Basis SinuTrain for SINUMERIK Operate

Das Mechanikmodell ist so parametrisiert, dass es bei einer Längsdrehbearbeitung sehr leicht zu Schwingungen angeregt werden kann. Die Beispielbearbeitung besteht aus mehreren Außenlängsdrehbearbeitungen mit zunehmender Spanbreite (Zustellung). Bild 6-29 zeigt den Verlauf der Sollpositionen der Werkzeugschneide zunächst in MATLAB, dann als NC-Programm und schließlich in ShopTurn. Die Software ShopTurn erlaubt eine einfache Programmierung von Drehbearbeitungen direkt an der Maschine. Diese Software wird auch im SinuTrain-

Demonstrator eingesetzt, da sie eine anschauliche 3D-Visualisierung während der Bearbeitung bietet.

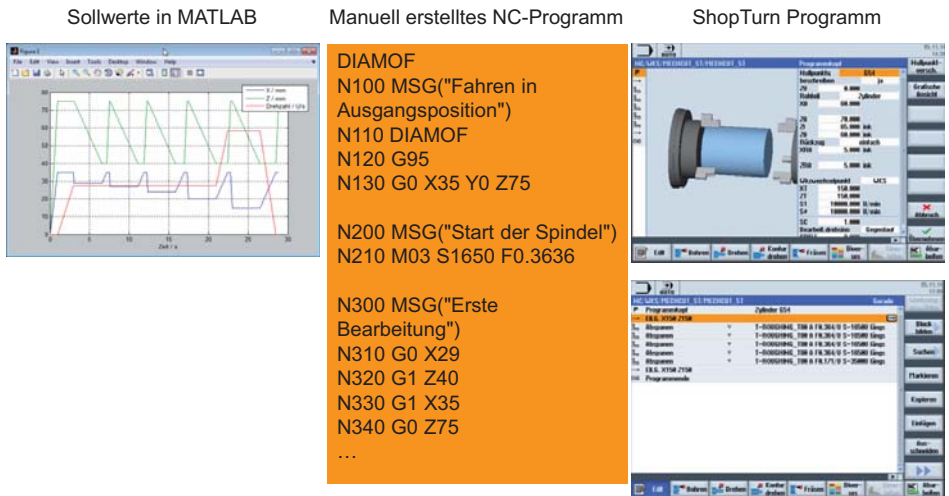


Bild 6-29: Längsdrehprozess in MATLAB, als NC-Programm und in ShopTurn

Im Demonstrator wird die Maschine, wie in der Realität, über die Tasten am HMI (SINUMERIK Operate) und die Maschinensteuertafel bedient. Die Maschinensimulation läuft mit den virtuellen Antrieben, dem dynamischen Maschinenmodell und dem Prozessmodell etwa so schnell wie die reale Maschine. Die Bearbeitung kann im HMI verfolgt werden. Für die parallele Visualisierung spezifischer Prozessgrößen wurde im Rahmen des ReffiZ-Projekts eine Gnuplot-basierte Anzeige implementiert.

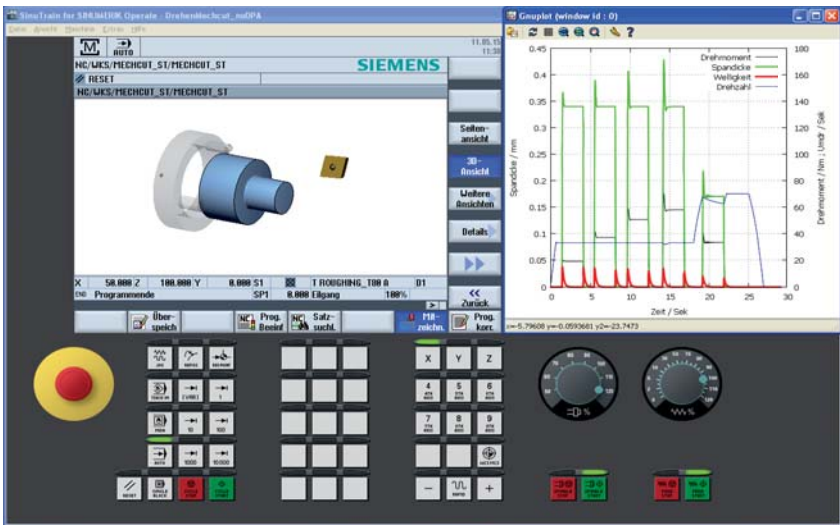


Bild 6-30: Längsdrehprozess im SinuTrain-Demonstrator

In Bild 6-30 ist das Programm erfolgreich durchgelaufen. Die grüne Kurve zeigt, dass der Spandickenverlauf eine kleine Spitze beim Einstechen in das Werkstück aufweist, ansonsten verläuft sie glatt. Dies erkennt man auch in der Welligkeit der Oberfläche (rot, siehe  $x_{rms}$  in Kap. 7.1.1), die nur beim Einstechen eine kleine Spitze zeigt. Das Drehmoment (schwarz) steigt mit zunehmender Spanbreite (Zustellung) an, wobei der Anstieg durch den abnehmenden Bearbeitungsradius nicht linear ist. Die Drehzahl (blau) folgt im Wesentlichen dem Sollwert. Hier ist allerdings bei der letzten Schnittebene der Bearbeitung ein Drehzahlabfall zu erkennen. Dieses Phänomen ist darauf zurückzuführen, dass die Leistungsgrenze des Spindeltriebs überschritten wird, was zu einem Drehzahlabfall führt. Die Steuerung erkennt diesen Drehzahlabfall und reduziert den Vorschub entsprechend, sodass die Spandicke und somit das Drehmoment konstant bleiben. Auch beim Beschleunigen und Bremsen der Spindel erkennt man den nichtlinearen Anstieg durch die Leistungsgrenze der Spindel. Alle diese Effekte werden erst durch die Kopplung der virtuellen Steuerung mit virtuellen Antrieben, mechanischer Trägheit und Prozessmodell in der virtuellen Maschine sichtbar.

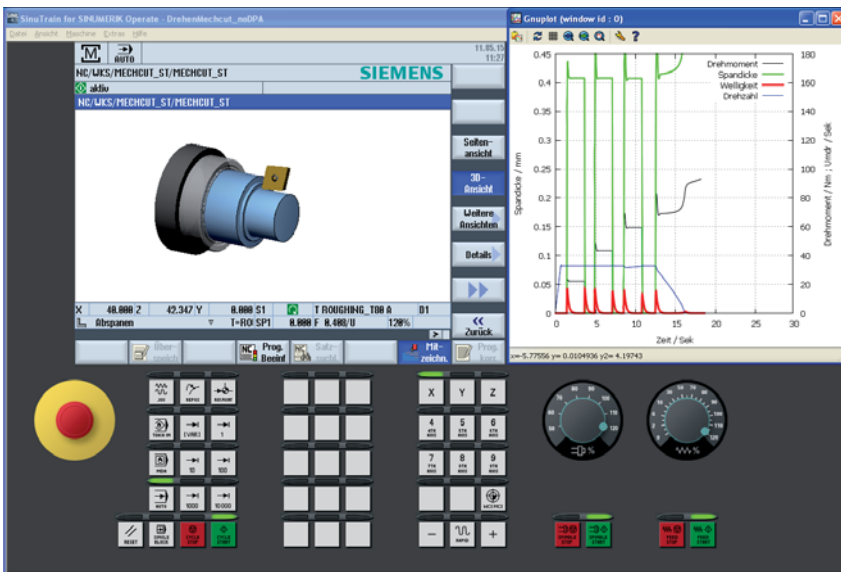


Bild 6-31: Programmabbruch durch Spindelstillstand bei zu großem Vorschub

Der Versuch, den NC-Programmablauf mit Hilfe des Vorschub-Override weiter zu beschleunigen, führt zur Überlastung der Spindel bis zum Stillstand (Bild 6-31). Dies entspricht genau dem an der realen Maschine beobachteten Verhalten.

Bei den bisherigen Beispielen war der Prozess bis an die Leistungsgrenze der Spindel stabil. Eine Vergrößerung der Nachgiebigkeit der Vorschubachse an der Resonanzstelle führt zum Rattern, noch bevor die Leistungsgrenze der Spindel erreicht wird (Bild 6-32). Dies ist an der Schwingung auf Spandicke und Drehmoment und an der Welligkeitskurve (rot) deutlich erkennbar.

Bild 6-33 zeigt, dass eine Reduzierung der Spindeldrehzahl um 10% den Prozess stabilisiert. Da das im Vergleich zu dieser Simulation betrachtete reale Drehbearbeitungszentrum INDEX C100 eine sehr gute mechanische Dämpfung hat, gibt es für dieses Rattern durch Maschinenresonanzen keine direkte Vergleichsmessung.

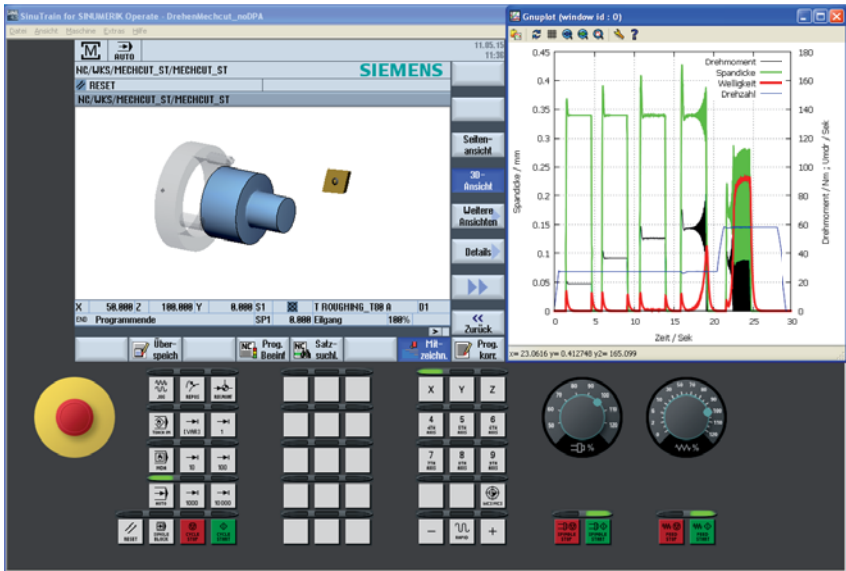


Bild 6-32: Maschinenresonanz führt zu selbsterregten Ratterschwingungen

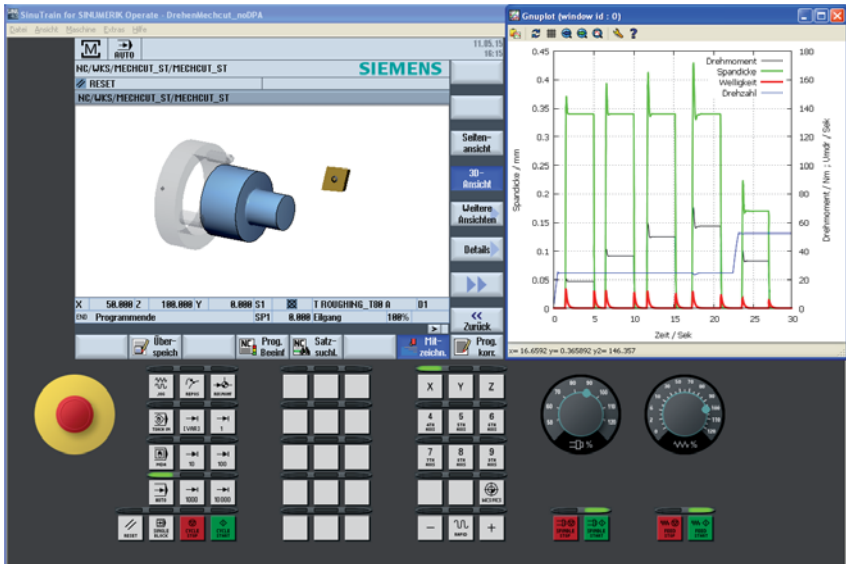


Bild 6-33: Stabilisierung des Prozesses durch Drehzahländerung



## 6.6 Analyse von Freiformkonturen in NC-Programmen

Autor: R. Hoffmeier

Bei modernen Drehmaschinen werden klassische, rotationssymmetrische Drehteilgeometrien immer seltener. Neben außermittigen Bohrungen und einfachen gefrästen Flächen sind freigeschwungene gefräste Flächen, welche früher reinen Fräsmaschinen vorbehalten waren, immer häufiger in integrativen Fertigungsprozessen auf Dreh-Fräszentren anzutreffen. Hierbei stößt die klassische, manuelle NC-Programmierung allerdings an ihre Grenzen, da zur Bestimmung der Oberfläche hunderte Stützpunkte definiert werden müssen, welche von Hand nur mit sehr großem Aufwand eingegeben werden können. Deshalb werden solche Freiformflächen meist in CAD-Systemen definiert, um dann mit Hilfe von CAM-Systemen und Postprozessoren in ein NC Programm übersetzt zu werden.

In der Praxis zeigt sich allerdings immer wieder, dass das so gefertigte Werkstück nicht der gewünschten Qualität entspricht. Problematisch sind z. B. leichte Unebenheiten in der Oberfläche, kleine Kratzer oder Knicke. Diese sind in der Regel nur bei genauer Betrachtung zu erkennen. Aus diesem Grund wurde im Rahmen von ReffIZ nach Möglichkeiten gesucht, wie man die Oberflächenqualität von Freiformflächen fernab der realen Maschine bewerten kann. Hierbei stellte sich heraus, dass eine Bewertung im CAM oder in der Virtuellen Maschine nur eine grobe Oberflächenanalyse ermöglicht, da weder Facettenmodell noch Nadelmodell die Oberflächenstrukturen fein genug auflösen (siehe Bild 6-34).

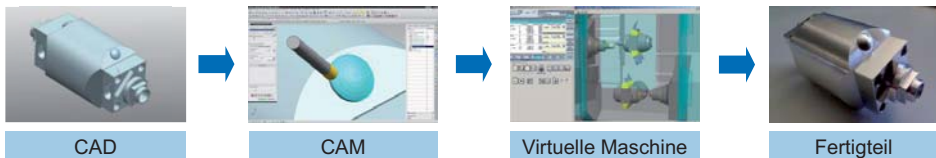


Bild 6-34: CAD-CAM-CNC-Kette mit Virtueller Maschine

Deshalb wurde eine Software entwickelt mit deren Hilfe ein 5-Achs-NC-Programm eingelesen und in verschiedenen Darstellungsmodi aufbereitet werden kann (siehe Bild 6-35). Zu diesen Darstellungsmodi zählen:

- 1) Stützpunkte der Fräserbahn als Punktwolke
- 2) Fräserbahn als Linienzug
- 3) Fräseranstellvektoren
- 4) Oberfläche als Facettenansicht
- 5) Oberfläche als Flächenansicht

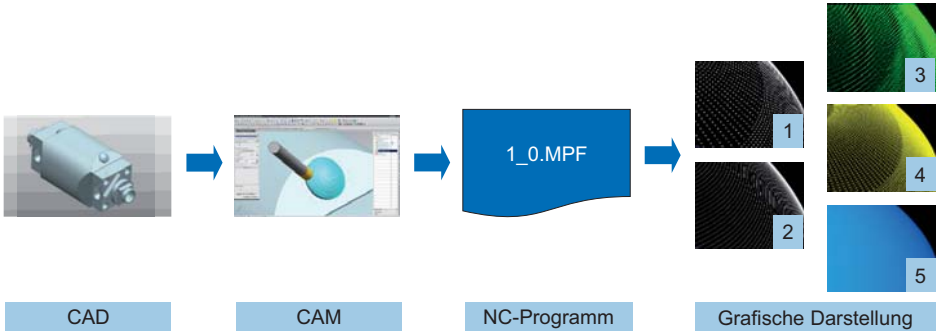


Bild 6-35: Grafische Aufbereitung eines 5-Achs NC-Programms

Hierbei können die so aufbereiteten NC-Daten frei im dreidimensionalen Raum betrachtet sowie gedreht, geschwenkt und vergrößert werden. Untersucht wurden verschiedene Arten von Fehlerquellen (Siehe Bild 6-36):

- 1) Fehlende Stützpunkte
- 2) Fehlerhafter Stützpunkt
- 3) Fehlende Rechengenauigkeit der Stützpunkte
- 4) Fehlerhafter Fräseanstellvektor
- 5) Fehlende Rechengenauigkeit der Fräseanstellvektoren

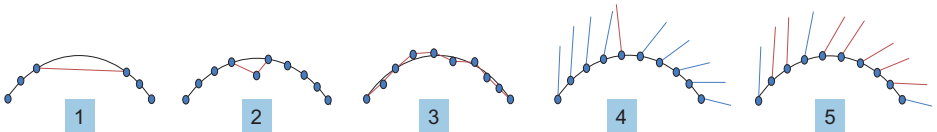


Bild 6-36: Mögliche Fehlerquellen in 5-Achs NC-Programmen

Hierzu wurde die Software um Methoden erweitert, um das NC-Programm zu analysieren und mögliche Fehlerstellen grafisch darzustellen. Auf diese Weise wurden in ersten Versuchen bereits einige Fehlerstellen in NC-Programmen gefunden. Zum Beispiel fehlende Stützpunkte (Bild 6-37), fehlende Rechengenauigkeit der Stützpunkte (Bild 6-38) und fehlende Rechengenauigkeit der Fräseanstellvektoren (Bild 6-39).

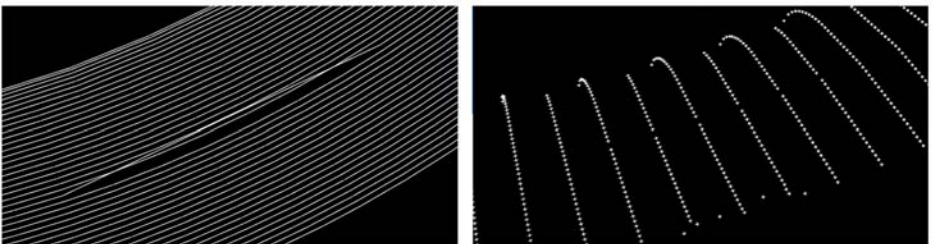


Bild 6-37: Fehlende Stützpunkte

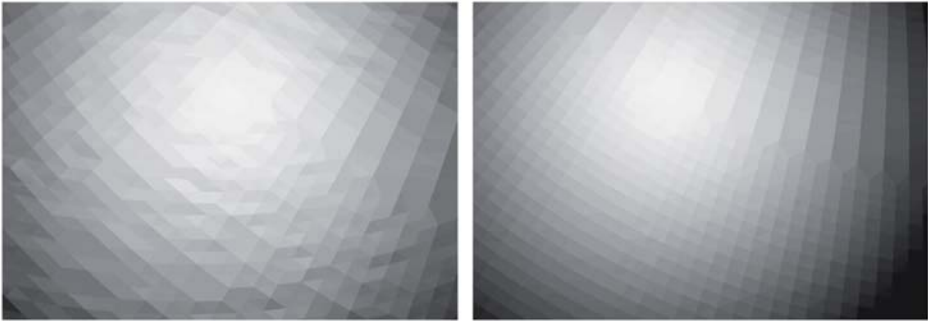


Bild 6-38: Rechengenauigkeit der Stützpunkte (links schlecht – rechts gut)

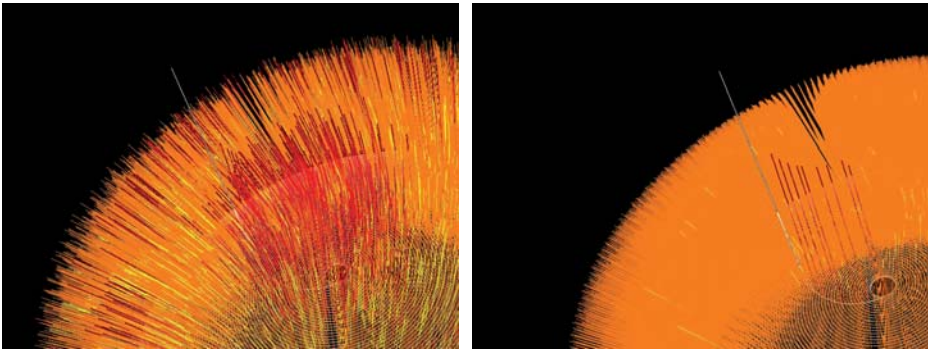


Bild 6-39: Rechengenauigkeit der Fräservektoren (links schlecht – rechts gut)

Somit besteht die Möglichkeit, die Qualität eines 5-Achs NC-Programms bereits vor dem ersten Fertigteil zu beurteilen. Je nach erkanntem Fehler kann dann gezielt z. B. die Oberfläche des CAD-Modells analysiert oder die Auflösungsgenauigkeit des verwendeten Postprozessors erhöht werden.

Durch die frühzeitige Analyse von Freiformkonturen ohne Einflüsse des Bearbeitungsprozesses können nun Bauteile mit komplexer Oberfläche effizienter von der Planungsphase in die Produktion gebracht werden.

## 7 Anwendungsorientierter Einsatz der Simulationsmodelle

### 7.1 Integration der Simulationsmodelle in CAM Programmiersysteme und NC Simulationssysteme

#### 7.1.1 Modulare Integration und Synchronisation

Autoren: C. Krebs, R. Görres, H.-G. Köpken, K.-J. Amthor

#### Prozessgrößen zur Bestimmung von Ratterneigung und Antriebsauslastung

Zur Bestimmung der Ratterneigung eines Bearbeitungsprozesses dienen die Kräfte am Werkzeugeingriffspunkt sowie die kraftbezogene Abweichung von der Sollbahn.

Bei der Betrachtung der Prozesskräfte am Werkzeugeingriffspunkt wird zwischen den Bearbeitungstechnologien Fräsen und Drehen unterschieden.

Beim Fräsen wird die Gesamtkraft am Werkzeugeingriffspunkt aufgeteilt in (vgl. Bild 7-1):

- Vorschubkraft – Kraft in Bewegungsrichtung des Werkzeugs
- Axialkraft – Kraft in Richtung der Werkzeugachse
- Querkraft – Kraft senkrecht zu Vorschub- und Axialkraft

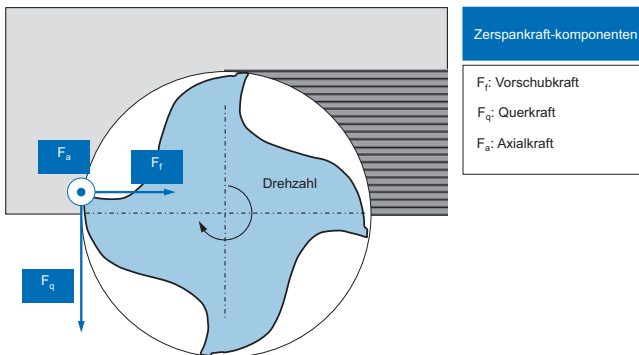


Bild 7-1: Zerspankraftkomponenten beim Fräsen

Beim Drehen wird die Gesamtkraft am Werkzeugeingriffspunkt aufgeteilt in (vgl. Bild 7-2):

- Schnittkraft – Kraft senkrecht zur Schneidplatte des Drehwerkzeugs
- Vorschubkraft – Kraft in Bewegungsrichtung des Werkzeugs
- Passivkraft – Kraft senkrecht zu Schnitt- und Vorschubkraft

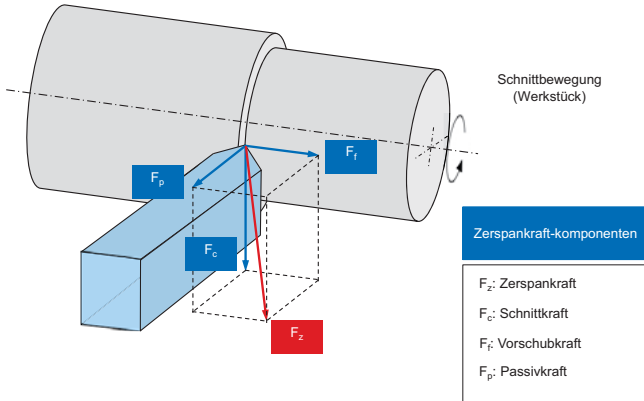


Bild 7-2: Zerspankraftkomponenten beim Drehen

Die Antriebsauslastung wird, wie im realen System, unter Berücksichtigung von Drehmoment und Drehzahl (bzw. Leistung) innerhalb des Antriebs berechnet.

### Betrachtung von Mittelwert- und Standardabweichung der Prozessgrößen

Um Rattereffekte sinnvoll abbilden zu können, müssen die oben genannten Prozessgrößen im Stromreglertakt (typischer Wert: 125 Mikrosekunden) berechnet werden. Bei einer einfachen Abtastung dieser Prozessgrößen in einem Steuerungstakt von z. B. 4 ms würden zu viele Informationen verloren gehen.

Als komplementäres Ziel erscheint die Trace-Fähigkeit der Prozessgrößen.

Die in Bild 7-3 dargestellte Filterstruktur bestimmt aus den schnellen Prozessgrößen langsame Trace-Größen, die auch bei niederfrequenter Abtastung eine zuverlässige Beurteilung ermöglichen.

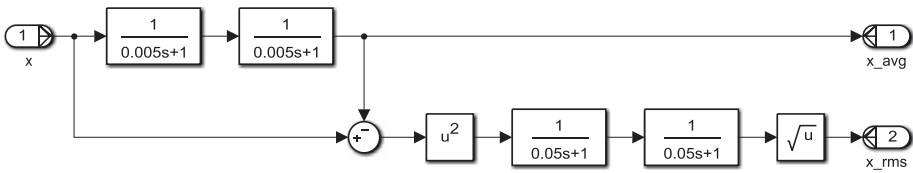


Bild 7-3: Filter für Mittelwert und Standardabweichung der Prozessgrößen

Der Ausgang  $x_{avg}$  entspricht dem aktuellen mittleren Wert (Tiefpass über einige Millisekunden), der Ausgang  $x_{rms}$  dem aktuellen Effektivwert des Wechselanteils. Der Effektivwert des Wechselanteils ist ein guter Indikator für die Unruhe, die durch Rattern entsteht und als Oberflächenrauigkeit sichtbar wird.

### ReffiZ-SharedMemory als zentraler Datenvermittler der Prozessgrößen

Ein zentrales SharedMemory (ReffiZ-SharedMemory) dient zur Übermittlung der zuvor beschriebenen Daten während des Simulationsbetriebs. Der Zugriff auf die Daten des SharedMemory sowie die Synchronisation der Zugriffe im Prozessablauf wird über ein API geregelt, das im Rahmen des Projekts als Zugriffsbibliothek zur Verfügung steht. Die Datenzugriffe erfolgen mit entsprechenden Lese- und Schreibmethoden, die Daten werden in Zugriffsstrukturen gekapselt übertragen.

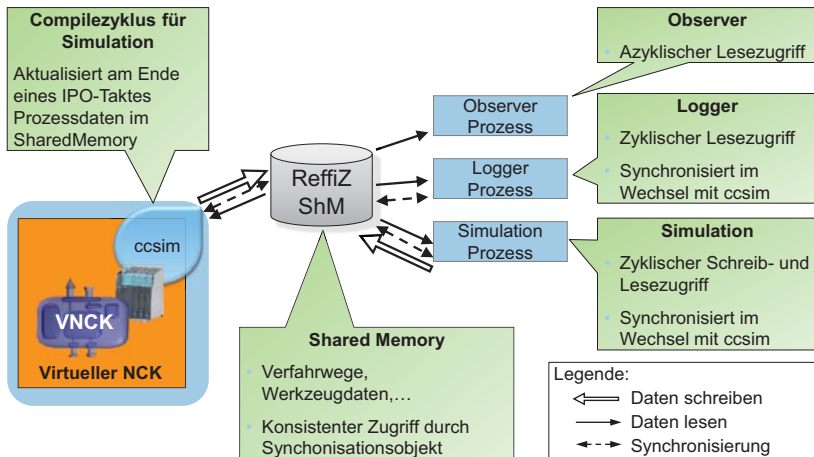


Bild 7-4: Zugriffsvarianten auf ReffiZ SharedMemory

Für den geregelten Zugriff auf die Daten des SharedMemory stehen folgende Varianten zur Verfügung (Bild 7-4):

- Azyklisch lesender Zugriff zur Beobachtung des Prozesses (z. B. für eine Anzeigekomponente)
- Synchronisierter lesender und schreibender Zugriff, um extern angebundene Simulationskomponenten in die zyklischen Berechnungen von VNCK und Virtuellem Antrieb einzubinden
- Zugriff durch mehrere Teilnehmer (z. B. Durchdringungsrechnung und Stabilitätsbewertung) mit klar definierter Zugriffsreihenfolge

### Integrationsvarianten für Simulationssysteme Tecnomatix RealNC und NX

Die praktische Erprobung der oben beschriebenen Softwareerweiterungen wurde anhand der beiden folgenden Anwenderszenarien untersucht:

- Simulation eines existierenden NC-Programms zur Analyse der Antriebsauslastung und Prozessstabilität
- Programmierung eines neuen NC-Programms mit direkter Rückmeldung bzgl. Antriebsauslastung und Prozessstabilität

In beiden Integrationsvarianten werden die Daten für Antriebsauslastung und Prozessstabilität in der am WZL der RWTH Aachen erstellten Softwarekomponente berechnet und in dem oben beschriebenen ReffiZ-SharedMemory gesammelt und verteilt.

#### Anwenderszenario: Simulation eines existierenden NC-Programms

Bei der Integration in das Simulationsprodukt INDEX Virtuelle Maschine wurde seitens der Fa. Index eine Erweiterung eingebracht, die die Auslastungs- und Stabilitätsdaten aus dem ReffiZ-SharedMemory ausliest und visualisiert (Bild 7-5).

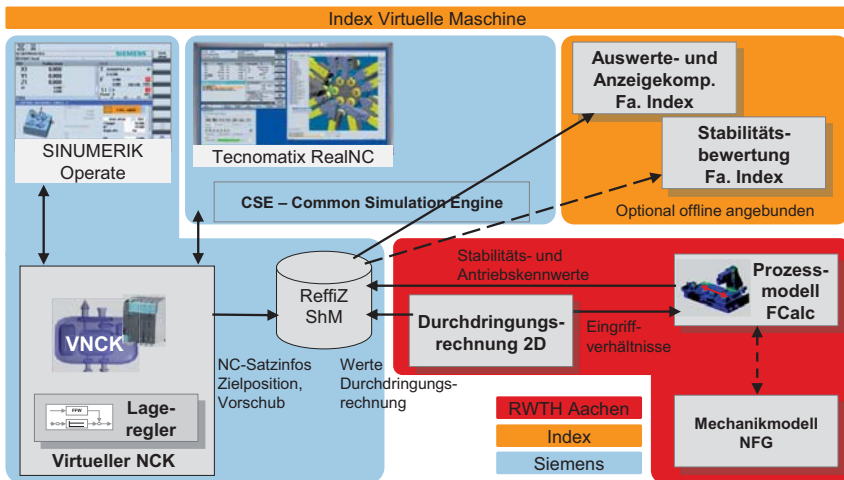


Bild 7-5: Integration in INDEX Virtuelle Maschine

Dem Anwender wird so ermöglicht, sich während der Simulation eines NC-Programms die Kennwerte Ratterneigung und Antriebsauslastung anzeigen zu lassen.

#### Anwenderszenario: Programmierung eines neuen NC-Programms

Bei der Integration in das NC-Programmiersystem NX CAM wurde seitens des WZL der RWTH Aachen eine Erweiterung auf Basis der offenen Schnittstelle NX Open erstellt (Bild 7-6).

Während des Erstellungsprozesses für ein neues NC-Programm kann mit Hilfe dieser Erweiterung eine Prognose bzgl. Antriebsauslastung und Prozessstabilität simulativ ermittelt und am Werkstückmodell im CAM-System visualisiert werden.

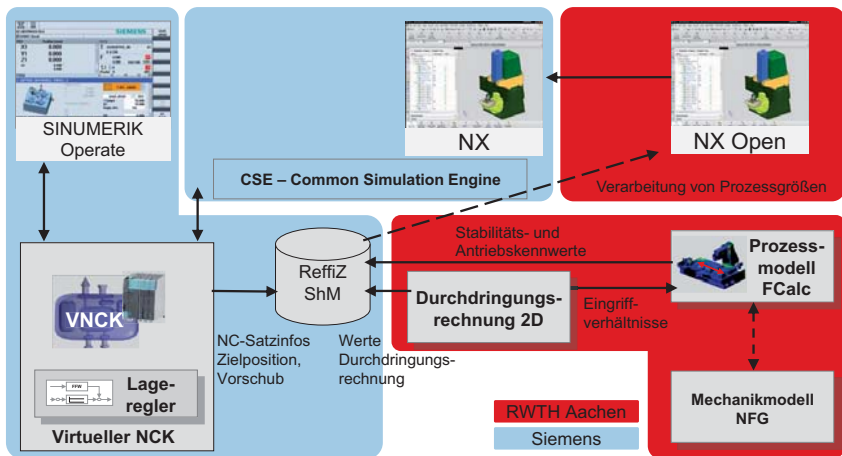


Bild 7-6: Integration in NX CAM

### 7.1.2 Anwendungsorientierte Visualisierung von Simulationsergebnissen

Autor: F. Wellmann

Die im Projektrahmen gemeinsam entwickelten ReffiZ-Lösungen sind darauf ausgelegt das zeitvariante Maschinen- und Prozessverhalten abzubilden. Dies bedeutet, dass sich sowohl Schwachstellen als auch ungenutzte Potentiale zur Prozessoptimierung lokal auflösen lassen. CAM-NC-Planern wird somit die Möglichkeit eröffnet, Bearbeitungsschritte nicht mehr als globalen Kompromiss auslegen zu müssen, sondern auch innerhalb eines Bearbeitungsschrittes feingranular zu optimieren. Hierfür muss dem anwendenden Experten in einem ersten Schritt aufgezeigt werden, welche Stellen der Bauteilbearbeitung dieses Optimierungspotenzial bergen. Eine automatisierte Behebung dieser Fehler wurde im Rahmen des Projektes explizit nicht angestrebt. Vielmehr wird auf die Expertise des erfahrenen Anwenders gesetzt, der anhand der vorliegenden Kennzahlen und Prozessmuster selbstständig Lösungsansätze ableitet. Unterstützend können hier aber auch softwaretechnische Erweiterungen zur Evaluationsassistent eingesetzt werden. In [BREC11d, BREC13c] wird ein solcher Ansatz vorgestellt, der die NC-Bearbeitungsplanung komplexer Fräsprozesse in den Mittelpunkt rückt.

Um eine nahtlose Integration in bestehende industrielle Abläufe und Softwarewerkzeuge (vgl. Kap. 3.1), insbesondere in die gesamte CAD-CAM-NC-Planungskette, zu gewährleisten, muss eine Implementierung der Simulationsergebnis-Visualisierung in ein CAM-System integriert werden. Hieraus ergibt sich u. a. der Vorteil, dass der CAM-NC-Planer in einer bereits bekannten Softwareumgebung arbeitet. Gleichzeitig kann er umgehend Änderungen am Fertigungs-szenario durchführen, z. B. eine gezielte Variation von Technologieparametern und eingesetzten Ressourcen vornehmen. Im Zuge eines erneuten Simulationslaufs lassen sich die aktualisierten Ergebnisse wiederum mit denselben Methoden visualisieren und vergleichend gegenüberstellen. Auf diese Weise wird eine durch den Anwender getriebene Offline-Prozessoptimierung möglich.

Für die Interaktion der Standardfunktionalität moderner CAM-Systeme mit den ReffiZ-Modulen als CAM-Erweiterung wurde die in Kap. 7.1.1 vorgestellte ReffiZ-Referenzarchitektur zugrunde



gelegt. Wie in Bild 7-6, rechts oben gezeigt, werden die ReffiZ-Lösungen über die Simulationsdaten-Visualisierung in die Basissoftware integriert. Für die prototypische Realisierung wurde das CAM-System NX 9.0 des Projektpartners Siemens PLM verwendet, im Detail die CAM-Schnittstelle NX Open API. Da, wie in Bild 7-7 gezeigt, sowohl die ReffiZ-Module als auch die Simulationsdaten-Visualisierung gekapselt implementiert wurden, lassen sich die ReffiZ-Lösungen mit möglichst geringem Aufwand auch in andere CAM-Systeme integrieren.

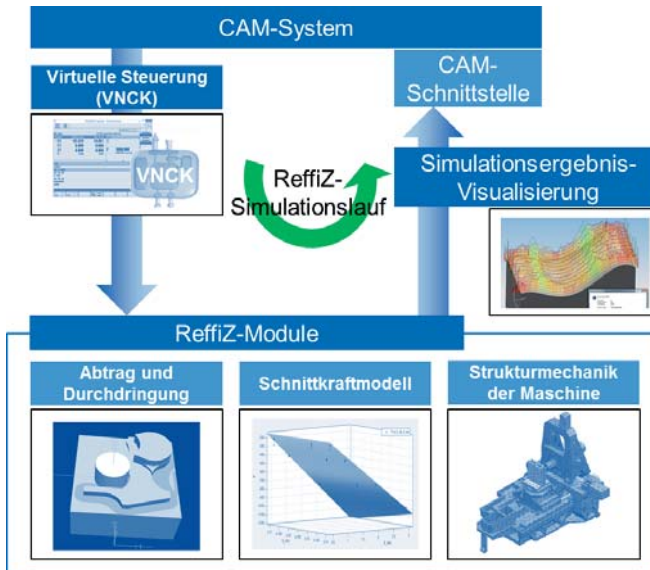


Bild 7-7: Integration der Simulationsergebnis-Visualisierung

Aufgabe der Simulationsergebnis-Visualisierung ist, die im ReffiZ-SharedMemory gesammelten Daten aufzubereiten und anwendungsgerecht darzustellen. Als Grundlage für eine anwendergetriebene Offline-Prozessoptimierung müssen dem CAM-NC-Planer die simulierten Ergebnisse in geeigneter Form präsentiert werden. Grundsätzlich sind hierbei zwei Sichtweisen zu berücksichtigen:

1. Produktzentrierte Sicht
2. Prozesszentrierte Sicht

Ziel der produktzentrierten Sicht ist die Zuordnung errechneter physikalischer Signalverläufe und Kennwerte zum Endprodukt, dem zu fertigenden Bauteil. Diese erfolgt aus Gründen der Intuition idealerweise in Form einer räumlichen 3D-Darstellung. Zusätzlich ist im Rahmen einer prozesszentrierten Sicht häufig auch der zeitliche Signalverlauf von Interesse. Hierbei wird in einem 2D-Graphen der Signalverlauf über der Zeit, z. B. in Form eines Zeitstempels, aufgetragen. Eine für den CAM-NC-Planer wichtige Mischform beider Sichten stellt die NC-Satzzuordnung dar. Diese ist in Bild 7-8 dargestellt.

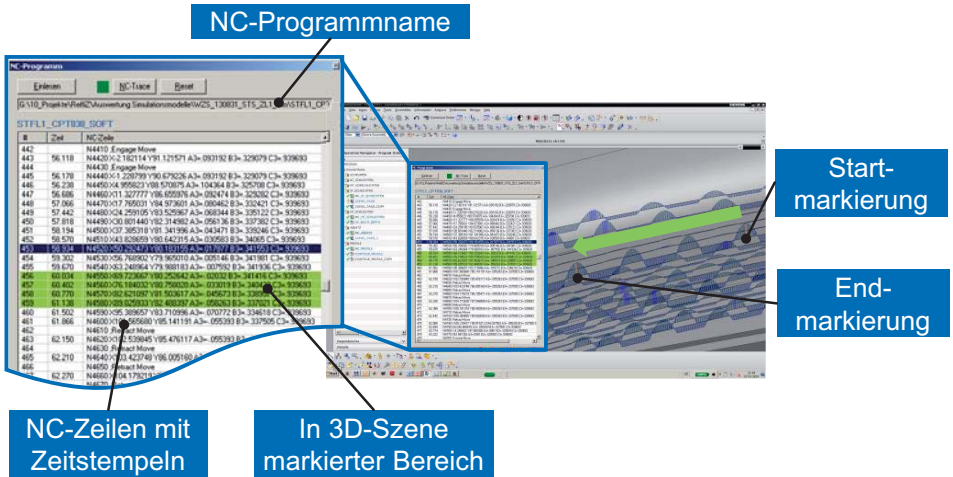


Bild 7-8: NC-Satzzuordnung, angelehnt an [LOHS14]

Die räumliche Darstellung der mit den RefFiZ-Methoden simulierten Werkzeugbahnen sowie die darüber projizierte Visualisierung von Signalwerten und berechneten Kennzahlen (z. B. Ratterneigung) basiert auf den Konzepten und Implementierungen von [VITR12].

## 7.2 Anwendersystem für die integrative Fertigungsplanung von Fräsprozessen

### 7.2.1 Anwendungsszenario Fräsbearbeitung

Autoren: F. Wellmann, F. Schwarz

Zur praktischen Erprobung der entwickelten Simulationsmodelle und -algorithmen wird ein aktuelles Fertigungsszenario aus der Serienfertigung der MAN Truck & Bus AG herangezogen. In der betriebsinternen Produktionsmittelentwicklung und Prozessauslegung wurden hierfür drei konsekutive, spanende Bearbeitungsschritte der Fertigung einer LKW-Außenplanetenachse definiert. Da am betrachteten Bauteil bereits häufiger Untersuchungen zur fertigungstechnologischen Prozessoptimierung durchgeführt wurden, flossen ein hohes Maß an Erfahrungswissen und viele Untersuchungsergebnisse zum Abgleich der Simulationsergebnisse in die Validierung ein.

Aus konstruktiver Sicht besitzt die LKW-Außenplanetenachse zwei hintereinander geschaltete Übersetzungsstufen. Die erste Stufe befindet sich in der Achsbrücke und wurde in Form einer Kegel-/Tellerrad-Kombination realisiert. Eine weitere Übersetzungsstufe sitzt an den seitlichen Radnaben und ist als Planetengetriebe ausgeführt. Im vorliegenden Anwendungsszenario wird die Bearbeitung der Achsbrücke fokussiert, die das zentrale Bauteil der Baugruppe darstellt und zu Bearbeitungsbeginn in Form eines Gussrohlings vorliegt (vgl. Bild 7-9). Die spanende Bearbeitung findet auf einem Fräsbearbeitungszentrum der Gebr. Heller Maschinenfabrik GmbH vom Typ MCH 350 statt. Es handelt sich hierbei um eine vierachsige Maschine in Kreuzbettbauweise: Die Bewegungen in X- und Y-Richtung erfolgen werkzeugseitig, die Translation in Z-Richtung und die Rotation um die B-Achse werkstückseitig.

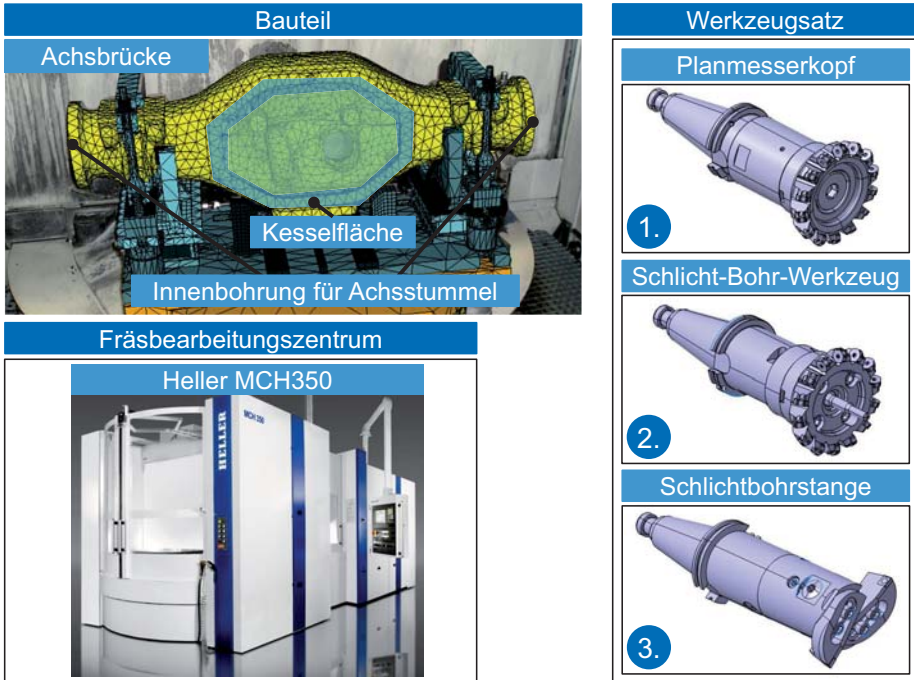


Bild 7-9: Validierungsszenario für die Fräsbearbeitung (MAN und Heller)

Im Detail werden die folgenden Bearbeitungsschritte betrachtet (vgl. Bild 7-9)

1. Schruppoperation auf der Kesselfläche des Bauteils
2. Schlichtoperation auf der Kesselfläche des Bauteils
3. Feinbohrvorgang an der Innenbohrung für den Achsstummel

Als Werkzeuge kommen ein Planmesserkopf (Bearbeitungsschritt 1), ein kombiniertes Schlicht-Bohr-Werkzeug (Bearbeitungsschritt 2) sowie eine Feinbohrstange (Bearbeitungsschritt 3) zum Einsatz.

## 7.2.2 Ablaufsimulationsmodell

Autoren: H. Altstädter, H. Rentschler

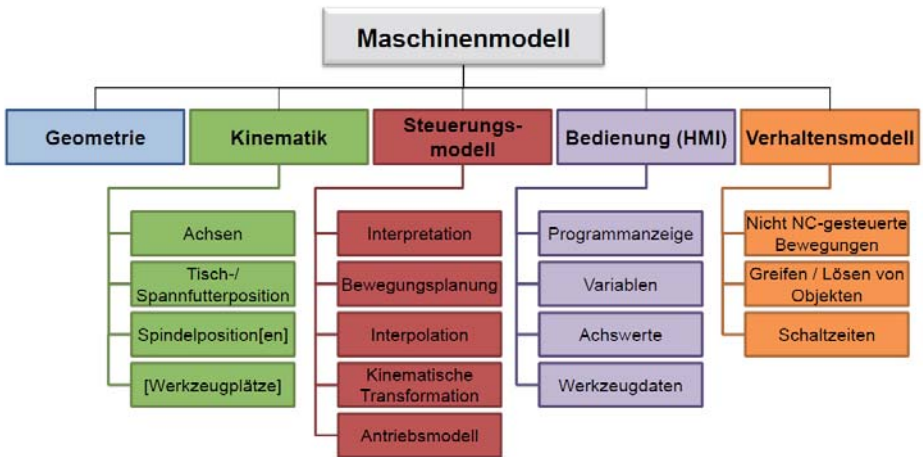


Bild 7-10: Modellkomponenten

Zur Ablaufsimulation des Materialabtrags beim Zerspanungsprozess mit der Software *SIEMENS NX Virtual Machines* ist ein Simulationsmodell erforderlich, das im Wesentlichen aus geometrischen und steuerungstechnischen Komponenten aufgebaut wird.

Der Modellaufbau für die Werkzeugmaschine des Typs HELLER MCH 350 erfolgt im ersten Schritt mit einer Vereinfachung des 3D-CAD Gesamtmaschinenmodells. Dabei werden in der CAD-Entwicklungsumgebung *Creo Parametric* Details aus dem Modell entfernt, die für die Simulation irrelevant sind. Im zweiten Schritt erfolgt der Transfer der vereinfachten Geometrie über das neutrale STEP-Format in die Simulationsumgebung der Software *SIEMENS NX*. Hier werden die beweglichen Modellgruppen definiert, die daraufhin translatorisch und rotativ kinematisch verkettet werden. Darüber hinaus erfolgt eine Zuweisung der Modellbereiche, deren Durchdringung nicht zu einer Kollisionsmeldung führen soll (beispielsweise im Bereich der Werkzeugschneiden). Die Kopplung der beschriebenen Modelldaten mit einem detaillierten Abbild der realen maschinenspezifischen NC-Antriebssteuerung (VNCK inkl. HMI) führt zum klassischen Simulationsmodell, der sogenannten *Virtuellen Maschine*. Da das Verhalten der realen Steuerung berücksichtigt wird, lassen sich selbst komplexe Bewegungsabläufe der realen Maschine auf diese Weise simulativ darstellend voraussagen.

Zur Durchführung der Simulation wird in dieses Modell üblicherweise das Werkstück sowohl als Roh- als auch als Fertigteil integriert. Die Werkzeuge lassen sich über den simulierten Werkzeugwechsellvorgang aus einem vorher definierten Werkzeugarchiv einwechseln. Dieses Modell lässt sich sowohl für CAM-Anwendungen zur automatisierten Ableitung von NC-Programmen aus der Differenz aus Roh- und Fertigteil als auch zur passiven Ablaufsimulation eines vordefinierten NC-Programmes einsetzen. Die bisherigen Möglichkeiten der simulierten Prozessüberwachung im SIEMENS NX-Umfeld, zu denen beispielsweise die Kollisionskontrolle

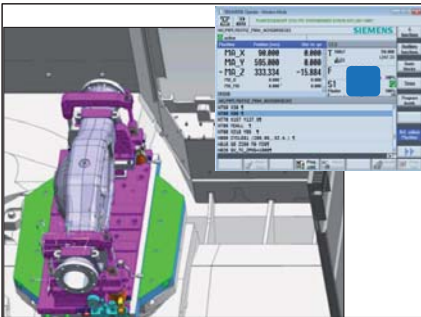
zählt, werden in ReffiZ erweitert. Diese ermöglichen eine optimale Auslastung der Maschinenantriebe und eine Beurteilung der Zerspanungsprozessstabilität im gesamten Bearbeitungsablauf.

### 7.2.3 Wirtschaftlich-technologische Evaluation

Autoren: F. Wellmann, F. Schwarz

Für die Evaluation des entwickelten ReffiZ-Ansatzes in einem industriellen Anwenderkontext wird exemplarisch der Schruppprozess der Achsbrücken-Kesselfläche betrachtet (vgl. Kap. 7.2.1, Bearbeitungsschritt 1). Der strukturelle Aufbau des hierbei zugrunde liegenden prototypischen Softwaredemonstrators ist in Bild 7-11 gezeigt.

#### CAM-interne Maschinensimulation mit VNCK



- Position  $x_{soll}$
- Position  $y_{soll}$
- Position  $z_{soll}$
- Drehzahl  $n_{soll}$

Schreiben

Zentraler  
Datensammler

ReffiZ  
ShM

- Position  $x_{soll}$
- Position  $y_{soll}$
- Position  $z_{soll}$
- Drehzahl  $n_{soll}$

Lesen

Schreiben

- Zerspankräfte  $F_x, F_y, F_z$
- TCP-Verlagerung  $d_x, d_y, d_z$
- Prozessstabilität  $s$

CSV  
MAT

#### ReffiZ-Erweiterung

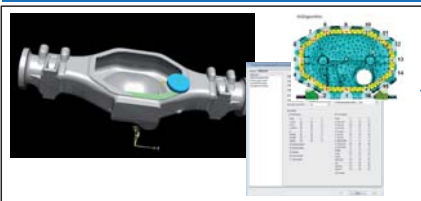


Bild 7-11: Aufbau des prototypischen Anwendersystems für die Fräsbearbeitung

Die Basis des prototypischen Anwendersystems wird durch das kommerziell verfügbare CAM-System NX 9.0 von Siemens PLM gebildet. Dieses beinhaltet als Erweiterungen eine kinematische Maschinensimulation sowie den virtuellen Steuerungskern VNCK (vgl. Kap. 7.1.1). Der VNCK stellt, durch das geladene NC-Archiv (\*.ARC) der Heller MCH350 (vgl. Kap. 7.2.1), ein exaktes steuerungstechnisches Abbild der realen Maschine bei der MAN Truck & Bus AG dar, d. h. sowohl die verwendeten NC-Algorithmen als auch die hinterlegten Steuerungsparameter (MP) sind identisch.

Der Simulationslauf wird aus dem CAM-System heraus gestartet. Im Interpolationstakt (IPO-Takt), d. h. alle 8 ms, werden daraufhin die Sollvorgaben des VNCK in einen zentralen Datensammler, das ReffiZ-SharedMemory (ShM, vgl. Kap. 7.1.1), geschrieben. Im Detail sind dies die Sollpositionen der Vorschubantriebe und die Soll Drehzahl der Hauptspindel. Innerhalb des gleichen Taktes erhält auch die ReffiZ-Erweiterung Zugriff auf das ShM. Während der Zugriffszeit werden die folgenden Schritte durchgeführt:

1. Lesen der VNCK-Sollvorgaben aus dem ReffiZ-SharedMemory (ShM) im IPO-Takt
2. Mehrfaches Durchlaufen des internen Simulationszyklus im Modell-Feintakt von 31,25  $\mu$ s
3. Schreiben der Simulationsergebnisse in das ReffiZ-SharedMemory (ShM) im IPO-Takt

Parallel hierzu werden die Simulationsergebnisse in eine CSV- und in eine MAT-Datei (Matlab-Workspace-Date) geschrieben. Die Ergebnisse sind hierbei sowohl im Modell-Feintakt als auch im IPO-Takt aufgelöst. So wird einerseits eine Offline-Analyse ermöglicht, andererseits lässt sich die CSV-Datei auch durch die in Kap. 7.1.2 vorgestellte CAM-Erweiterung zur Simulationsergebnis-Visualisierung verarbeiten. In Bild 7-12 ist die CAM-interne Darstellung der Simulationsergebnisse aus dem Evaluierungsszenario zu sehen. Dort sind der simulierte Ist-Werkzeugpfad und die dargestellte Prozesskraft in x-Richtung gezeigt.

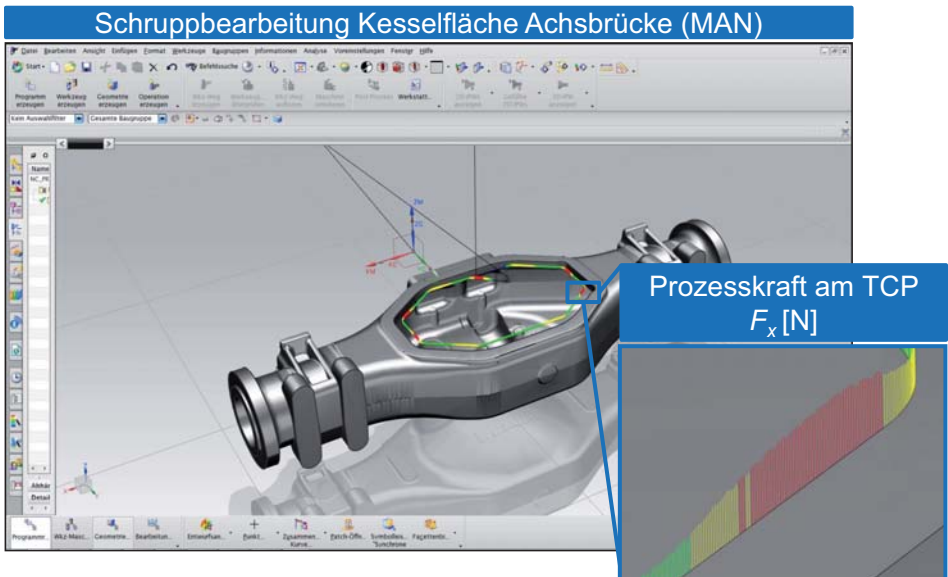


Bild 7-12: Aufbau des prototypischen Anwendersystems für die Fräsbearbeitung

Den errechneten Simulationsergebnissen liegt die in Kap. 6.1 beschriebene Simulationsstruktur zugrunde. Diese wird im Zuge dieses Kapitels als ReffiZ-Erweiterung bezeichnet. Das zeitvariante Prozessverhalten ist darin mittels der in Kap. 6.2.1 beschriebenen 2,5D-Durchdringungsrechnung abgebildet. Die Abbildung des positionssensitiven dynamischen Maschineverhaltens hingegen erfolgt durch Integration der in Kap. 6.3.2 vorgestellten DLL. Die

Berechnung der Werkzeug-Werkstück-Durchdringung sowie die Berechnung der Oszillatorkoeffizienten des Nachgiebigkeitsfrequenzgangs erfolgen hierbei im IPO-Takt (8 ms). Die verwendeten Zerspankraftkoeffizienten wurden bei Zerspanversuchen auf der Heller MCH350 ermittelt.

Insgesamt verlangsamt sich die Simulation mit Einkopplung der ReffiZ-Erweiterung gegenüber der reinen VNCK-Simulation. Bei Betrachtung des oben beschriebenen Konfigurationsszenarios ergibt sich für die Schruppbearbeitung der Kesselfläche eine Simulationszeit von 32,342 s. Dies ergibt einen Faktor von ca. 1,46 gegenüber der Realbearbeitung mit einer Dauer von 22,176 s. Das Simulations-Profiling wurde hierbei auf einem Windows7-Rechner mit Intel® Core™ i5-4210M CPU (Quad-Core mit 2,60 GHz) und einem Arbeitsspeicher von 8 GB durchgeführt. Insbesondere für die Planung von Fertigungsprozessen in der Serienfertigung, die in der Regel eine Bearbeitungsdauer weniger Minuten nicht überschreiten, ist dies ein vertretbarer zeitlicher Rahmen.

Zur inhaltlichen Validierung des ReffiZ-Anwenderszenarios wurden die Simulationsergebnisse mit gemessenen Werten aus der Serienfertigung bei der MAN Truck & Bus AG verglichen. Da eine Applikation externer Sensorik, z.°B. eines Beschleunigungssensors in der Nähe der Prozessschnittstelle oder einer Kraftmessplattform, in diesem Zusammenhang nicht möglich war, wurden die Lagewerte der x- und y-Achse mit den NC-internen Trace-Werkzeugen der Heller MCH350 aufgezeichnet. Hierfür wurden die Linearmaßstäbe (Achs-Encoder) der Vorschubachsen als Aufzeichnungsmedium gewählt. Während der Messungen wurden sowohl die Lage-Sollwerte als auch die Lage-Istwerte erfasst. Insgesamt wurden drei Fräsversuche durchgeführt zwischen denen der Vorschub  $F$  und die Spindeldrehzahl  $N$  variiert wurden. Zu jedem Technologieparametersatz wurden eine Messung während der Bearbeitung (Wkst.) sowie eine zusätzliche Messung im „Luftschnitt“ (Luft) durchgeführt. So konnten die Signale um maschinen- und regelkreisbedingte Einflüsse bereinigt werden. Die Verlagerung an den Achs-Encodern wurde dabei über folgende Formel berechnet:

$$d_x = d_{x,Wkst} - d_{x,Luft} = (d_{x,Wkst,Ist} - d_{x,Wkst,Soll}) - (d_{x,Luft,Ist} - d_{x,Luft,Soll}). \quad \text{Gl. 7-1}$$

Bild 7-13 zeigt exemplarisch eine Gegenüberstellung der simulierten TCP-Verlagerung in x-Richtung (blau) und der an den Achs-Encodern gemessenen Verlagerung in x-Richtung (rot). Für die simulierten Werte wurde hierfür der Modell-Feintakt von 31,25  $\mu$ s bzw. 32 kHz gewählt.



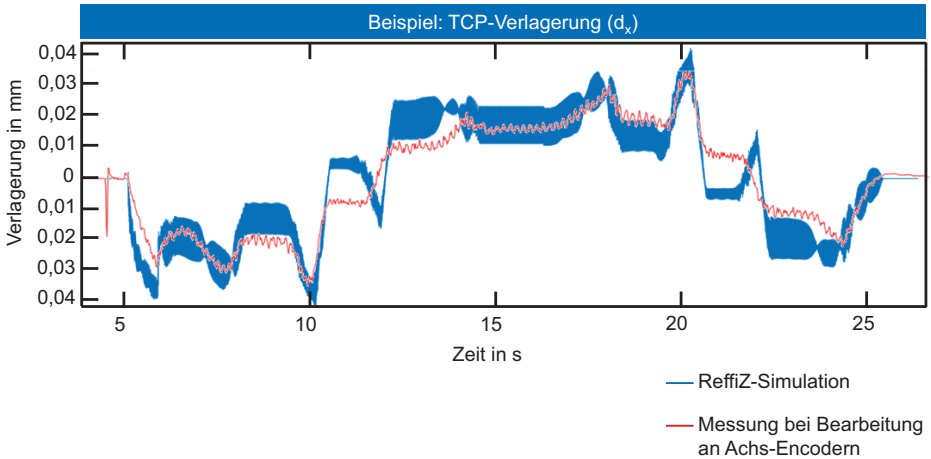


Bild 7-13: Vergleich der Simulationsergebnisse mit der Messung an den Achs-Encodern

Insgesamt ist eine merkmalsbasierte Übereinstimmung über den Zeitverlauf zu erkennen und die Größenordnungen der Ergebnisse decken sich. Dennoch sind auch die durch die Messung an den Achs-Encodern entstehenden charakteristischen Abweichungen zu erkennen. Da die Messung mit einer Abtastung von 16 ms (62,5 Hz) erfolgte, lassen sich hochfrequente Schwingungen, wie sie z. B. durch den Schneideneingriff entstehen, nicht messen. Bei der Simulation ist der Schneideneingriff hingegen zu sehen. Zusätzlich sind die Messwerte an den Achs-Encodern gegenüber der Prozessangriffsstelle am TCP tiefpassgefiltert, was am Schwingungsverhalten der mechanischen Struktur liegt.

Als Fazit lässt sich daher festhalten, dass die angewandten ReffiZ- Methoden dabei helfen können, ein tieferes Prozessverständnis zu entwickeln. Zusätzlich lassen sich lokale Optimierungspotenziale sowie kritische Bereiche identifizieren. Eine abschließende Aussage über die exakte Güte der Simulationsergebnisse ist im betrachteten Anwendungsfall jedoch nicht möglich.



## 7.3 Anwendersystem für die integrative Fertigungsplanung von Drehprozessen

### 7.3.1 Anwendungsszenario Drehbearbeitung

Autor: R. Hoffmeier

Die INDEX Virtuelle Maschine ist eine Softwarelösung, die die Funktionalität einer INDEX Maschine auf einem handelsüblichen Computer abbildet (Siehe Bild 7-14). Hierbei wird entweder wie an der realen Maschine direkt in der Bedienfeldsoftware programmiert oder ein fertiges Programm aus einem CAM-System übernommen. In beiden Fällen wird die exakte Bearbeitung simuliert. Die INDEX Virtuelle Maschine besteht aus der original Bedienfeldsoftware (Human Machine Interface – HMI), einer für den PC optimierten Maschinensteuertafel, dem 3D-Maschinenmodell, einer 3D-Visualisierung mit Materialabtragssimulation und Kollisionsrechnung (Tecnomatix RealNC) und dem virtuellen Steuerungskern von Siemens (Virtual Numerical Control Kernel – VNCK).

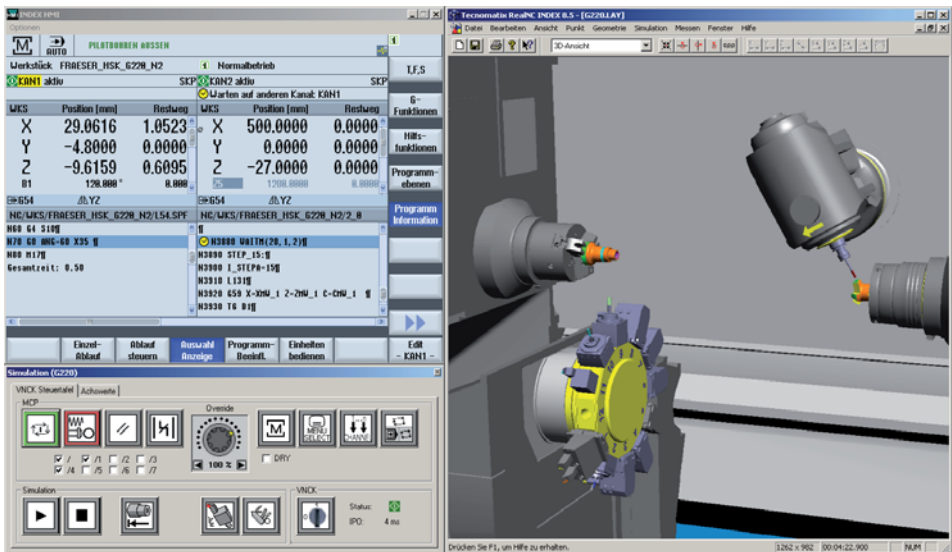


Bild 7-14: INDEX Virtuelle Maschine

Mit Blick auf die Systemarchitektur ist hier vor allem das Zusammenspiel von Virtuellem NCK (VNCK) mit der Bedienfeldsoftware Sinumerik Operate (HMI) und Tecnomatix RealNC interessant (Siehe Bild 7-15). Wie an der realen Maschine sind hierbei die Bedienfeldsoftware und die Antriebe an den NCK angekoppelt. Allerdings werden die Antriebe nicht simuliert sondern direkt die Achspositionen in kinematische Bewegungen des Maschinenmodells in RealNC umgesetzt.

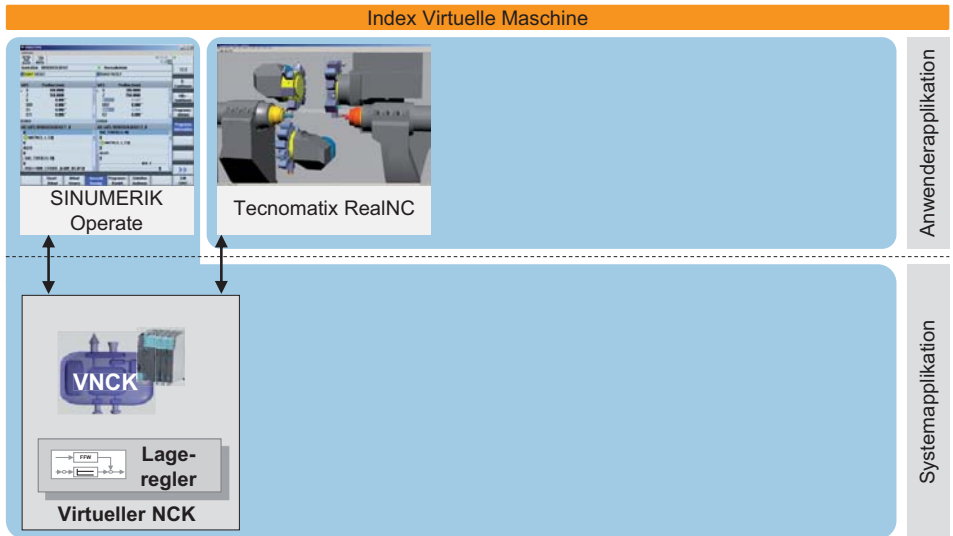


Bild 7-15: Aufbau der INDEX Virtuellen Maschine

Im Verlauf des Forschungsprojekts ReffiZ wurden nun die Ergebnisse der anderen Projektpartner in die INDEX Virtuelle Maschine integriert und um eigene Berechnungen und Visualisierungen erweitert (Siehe Bild 7-16). Hierzu wurden zuerst einige VNCK-Komponenten durch spezielle ReffiZ-Varianten ersetzt, welche eine Daten- und Kommunikationsschicht „ReffiZ-Shared-Memory“ bereitstellen. Diese ermöglicht es anderen externen Applikationen sich mit dem Interpolationstakt (IPO) des VNCK zu synchronisieren. Außerdem kann jede an der Synchronisation beteiligte Applikation Daten aus dem Shared-Memory lesen oder dorthin schreiben. Zu diesen Daten gehören z. B. das aktuelle Werkzeug, Achswerte, Vorschubgeschwindigkeiten und Schnitttiefen.

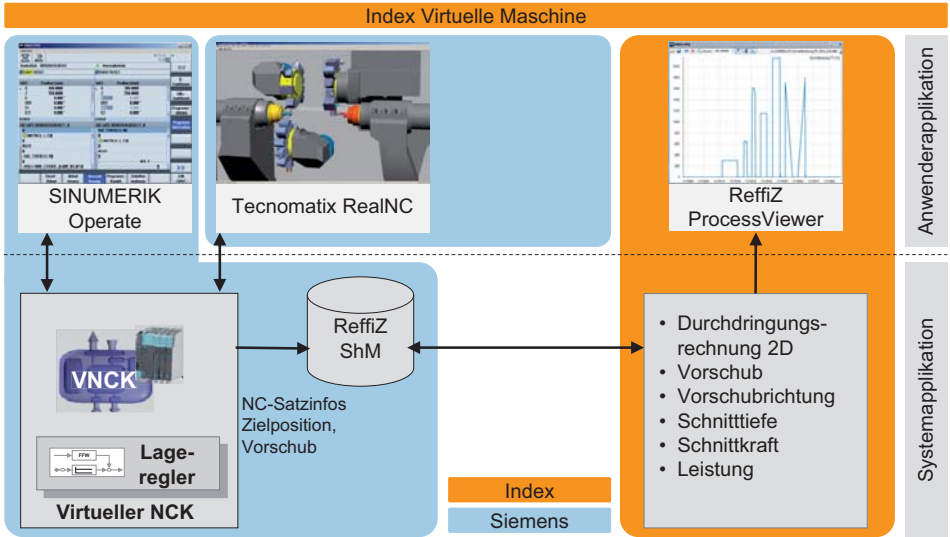


Bild 7-16: Aufbau der INDEX Virtuellen Maschine mit Ausleitung von Prozesskenngrößen

An das „ReffiZ-Shared-Memory“ wurde nun zuerst ein Programm zur Berechnung der Schnitttiefe ( $a_p$ ), des aktuellen Vorschubs ( $f$ ), der Vorschubrichtung ( $e_r$ ) und der Passivrichtung ( $e_p$ ) angekoppelt (siehe Bild 7-17). Hierfür wird ein separates 2D-Modell von Werkstück und Schneide inklusive der kinematischen Bewegungen mitgeführt und im IPO-Takt der Materialabtrag ermittelt. Aus dem abgetragenen Material kann dann unter Berücksichtigung der Vorschubrichtung die Schnitttiefe bestimmt werden. Dabei werden der Vorschub und die Vorschubrichtung aus den Schneidenpositionen im aktuellen und vorangegangenen IPO berechnet. Alle so ermittelten Daten werden dann in das „ReffiZ-Shared-Memory“ zurückgeschrieben und sind somit für andere Programme verfügbar.

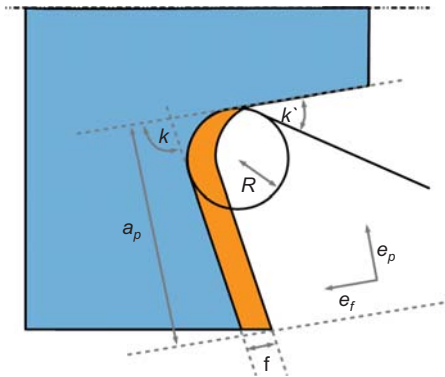


Bild 7-17: Prozessparameter beim Drehprozess

Des Weiteren wurde an das „ReffiZ-Shared-Memory“ ein ReffiZProcessViewer zur Berechnung von Schnittkraft und Schnittleistung angekoppelt (Siehe Bild 7-18). Für die Schnittkraft wird nun

zuerst die Schnittfläche als Produkt der Schnitttiefe und des Umdrehungsvorschubs berechnet und diese anschließend mit einem konstanten Kraft-Schneidstoff-Koeffizienten multipliziert. Hierbei muss der Kraft-Schneidstoff-Koeffizient vorher messtechnisch ermittelt werden. Die Schnittleistung ergibt sich dann aus der Schnittkraft, der Drehzahl und dem Bearbeitungsradius unter Berücksichtigung der Bearbeitungsrichtung.

Darüber hinaus dient der ReffiZProcessViewer zur synchronen Visualisierung der Prozessdaten in Form von Diagrammen und zum Erstellen von Datenprotokollen.

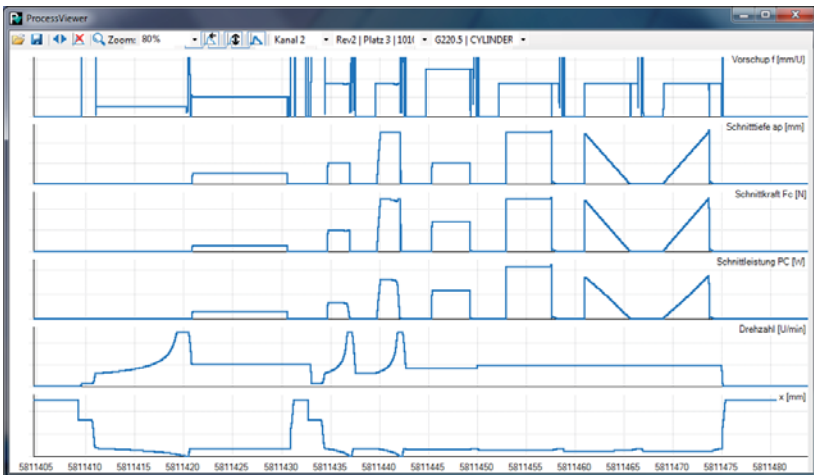


Bild 7-18: ReffiZProcessViewer

### 7.3.2 Wirtschaftlich-technologische Evaluation

Autor: R. Hoffmeier

Zur Überprüfung der Ergebnisse wurden im Hause INDEX Drehversuche durchgeführt. Als Maschine wurde eine INDEX G220 mit Stangenabschnitten aus C45K mit 65mm Durchmesser verwendet. Hierbei wurde vor dem eigentlichen Messschnitt Längs- und Plangedreht, um Unrundheit und Planschlag zu vermeiden. Anschließend wurden zwei Plandreh Schnitte mit 2mm und 5mm (Schnitt 1 und 2), sowie zwei Längsdreh Schnitte mit 2mm und 5mm durchgeführt (Schnitt 3 und 4). Nun wurde ein Konus mit 5mm bis 0mm gedreht (Schnitt 5) und zum Schluss dieser Konus mit einem Längsdrehschnitt bei 39mm Durchmesser wieder entfernt (Schnitt 6). Somit sind die gängigsten Drehprozesse im Referenzprozess enthalten (siehe Bild 7-19).

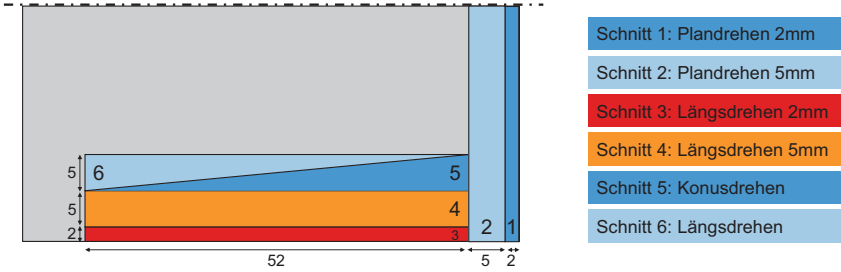


Bild 7-19: Referenzprozess für die Drehbearbeitung

An der realen Maschine wurde zum Aufzeichnen der Leistungsdaten der Trace von Sinumerik Operate verwendet. Aufgezeichnet wurden die NC-Zeit, der momentenbildende Stromistwert und die Drehzahl der Hauptspindel. Hierbei wurden diese Daten jeweils einmal mit und einmal ohne Zerspanung protokolliert, um über die Differenz der Stromistwerte die für die Bearbeitung benötigte Leistung zu ermitteln.

In der virtuellen G220 wurde mit Hilfe der oben beschriebenen Komponenten die NC-Zeit, Vorschub, Schnitttiefe, Schnittkraft, Schnittleistung und Drehzahl grafisch dargestellt und als Protokoll herausgeschrieben. Zur besseren Veranschaulichung wurden im Bild 7-20 die einzelnen Schnitte mit denselben Farben wie in Bild 7-19 hinterlegt, um eine direkte Zuordnung zu erleichtern.

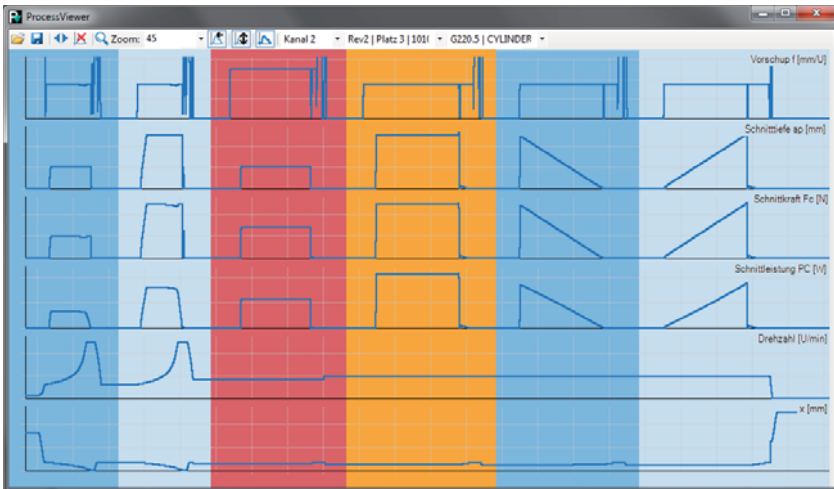


Bild 7-20: Referenzprozess im ReffizProcessViewer (Farben nur zur Veranschaulichung)

Um einen Vergleich der realen mit der virtuellen Maschine zu erhalten, wurden nun die momentenbildenden Stromistwerte der Hauptspindel von real und virtuell gegenübergestellt. Für die reale Maschine wurde wie oben angegeben die Differenz der Motorströme aus den Messungen mit und ohne Zerspanung verwendet. Somit ist sichergestellt, dass nur die aus der Bearbeitung resultierenden Ströme betrachtet werden. Für die virtuelle Maschine wurden aus den Daten

des ReffiZProcessViewers die Schnittleistung und die Drehzahl verwendet und daraus die virtuellen Momente berechnet. Somit ergibt sich das Diagramm aus Bild 7-21.

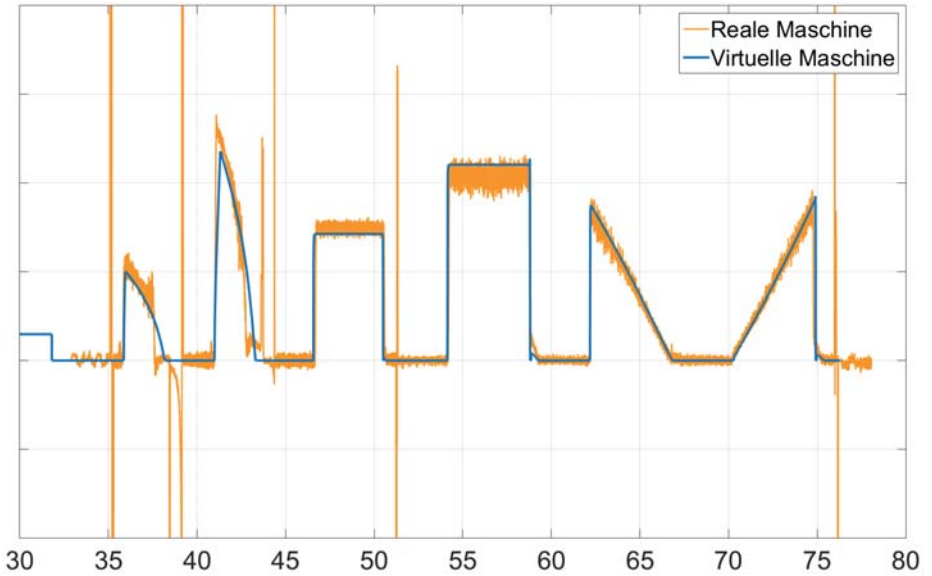


Bild 7-21: Vergleich der Virtuellen Maschine mit realen Messungen (Stromistwert Hauptspindel)

## 7.4 Aktueller Stand und Ausblick für den anwendungsorientierten Einsatz

Autor: F. Wellmann

Wie in Bild 7-22 dargestellt, können die entwickelten physikbasierten CAM-NC-Simulationsmittel langfristig dazu beitragen, den Fertigungsprozess noch vor dem Produktionsstart abzusichern. Auf Basis der abgebildeten zeitvarianten Prozess-Maschine-Interaktion lassen sich die Einflüsse verschiedener Maschinen, Werkzeuge und Spannmittel aber auch die Auswirkungen von NC-Programmänderungen abschätzen. Diese beinhalten z. B. die verwendete Frässtrategie und gewählte Technologieparameter. Darüber hinaus sind auch Optimierungen bereits eingefahrener Serienprozesse möglich. Hierbei nähert sich der erfahrene CAM-NC-Planer im Zuge konsekutiver ReffiZ-Simulationsläufe iterativ einem technologischen Optimum an.

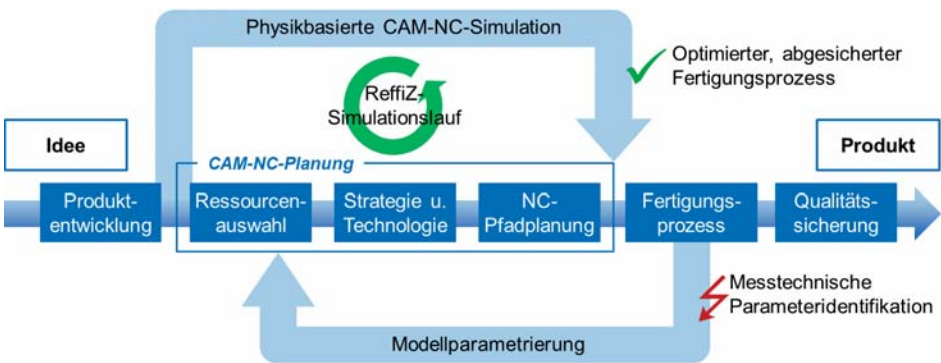


Bild 7-22: ReffiZ-Simulation im Produktentstehungsprozess

Von zentraler Bedeutung ist in diesem Zusammenhang die Flexibilität der verwendeten Simulationsmodelle. Da die messtechnische Parameteridentifikation für Maschinen- und Prozessmodelle aufwendig ist, sind hier künftig Methoden zu entwickeln, die eine wirtschaftliche Anpassung des Simulationsszenarios erlauben. So müssen die strukturdynamischen Änderungen bei Werkzeugwechseln oder beim Einsatz verschiedener Spannvorrichtungen erfasst werden. Aber auch der simulative Vergleich eines Fertigungsprozesses auf verschiedenen Werkzeugmaschinen ist von großem Anwenderinteresse. So kann einerseits die Übertragbarkeit von Fertigungsprozessen überprüft werden, andererseits kann die Simulation den Maschinenauswahlprozess während der Arbeitsvorbereitung unterstützen.

Aus forschungstechnischer Sicht lassen sich hierfür zwei wesentliche Handlungsfelder identifizieren:

- Weiterentwicklung bestehender Zerspanprozessmodelle
- Weiterentwicklung und Entwicklung gekapselter und koppelbarer strukturmehchanischer Modelle

Bei der Weiterentwicklung bestehender Zerspanprozessmodelle ist eine Übertragbarkeit vom betrachteten 2,5D-Durchdringungsfall auf beliebige mehrachsige Zerspanprozesse anzustreben. Für den Bereich der Drehbearbeitung bedeutet dies z. B. einen Einbezug nicht-rotationssymmetrischer Bauteile. Für das Fräsen ist das Feld der simultan-fünfachsiglen Be-

arbeitung von besonderem Interesse. Darauf aufbauend sind wirtschaftliche Ermittlungsverfahren für die nichtlinearen Zerspankraftkoeffizientenfelder verschiedener Werkzeug-Material-Kombinationen zu erforschen. Im Rahmen des ReffiZ-Projektes wurden hierfür erste Grundlagen geschaffen.

Eine große Errungenschaft des ReffiZ-Projektes ist die erfolgreiche Abbildung der positionssensitiven Maschinennachgiebigkeit. Zudem wurden wertvolle Erkenntnisse im Bereich der Substrukturkopplung gewonnen, die in Zukunft die modularisierte Verknüpfung verschiedener Nachgiebigkeitsfrequenzgänge mechanischer Komponenten gewährleisten könnte. Bild 7-23 zeigt die Grundidee hinter dieser modularen Verknüpfung von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen.

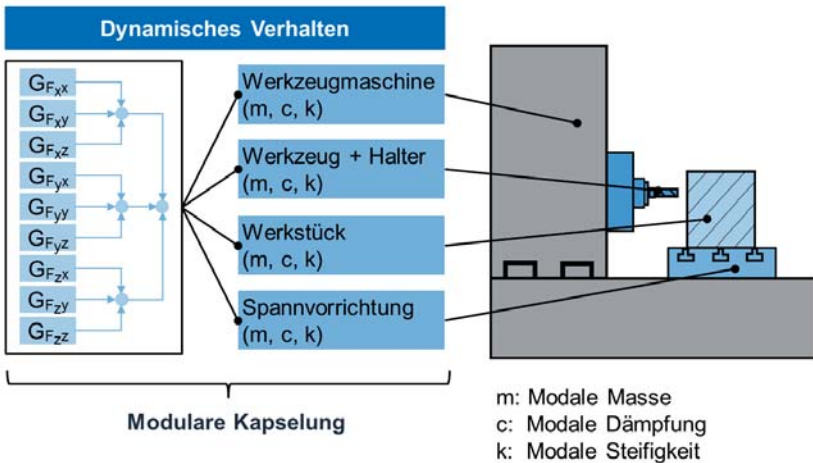


Bild 7-23: Modulare Kapselung und Verknüpfung von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen

Zusammenfassungen und Ausblicke der einzelnen Projektpartner sind in Kapitel 9 zu finden.





## 8 Maßnahmen zum Transfer der Projektergebnisse

### 8.1 Veröffentlichungen

Die untenstehenden Veröffentlichungen sind im Laufe des Projekts ReffiZ entstanden und sind Beleg für die erzielten Ergebnisse.

#### 8.1.1 In Büchern, Tagungsbänden, Magazinen oder Zeitschriften

- [BREC14c] Brecher, C., Lohse, W., Köpken, H.-G., Amthor, K.-J.: Stabilitätsorientierte NC-Simulation - Effiziente Prozess-Maschine-Modellierung für 2,5D-Fräsbearbeitungen, wt Werkstattstechnik online, Jg. 104, S. 272-278, 2014
- [BREC14d] Brecher, C.; Daniels, M.; Fey, M.: Teile und Herrsche - Effiziente Schwingungsanalyse, CNC Arena eMagazine, S. 18-19, 1, 2014
- [BREC14e] Brecher, C.; Fey, M.; Daniels, M.: Efficient time-domain simulation of the forced response of a moving axis, Proceedings of ISMA, Leuven, Belgium, 2014
- [BREC14f] Brecher, C.; Bäumlner, S.; Daniels, M.: Prediction of dynamics of modified machine tool by experimental substructuring, Proceedings of IMAC XXXII, Orlando, Florida, USA, 2014
- [BREC15b] Brecher, C.; Altstädter, H.; Daniels, M.: Axis Position Dependent Dynamics of Multi-Axis Milling Machines, Procedia CIRP, 2015
- [HERM14] Hermes, R.: Wenn das Verständnis fehlt, CNC Arena eMagazine, S. 20-21, 3, 2012
- [LOHS14] Lohse, W.: Evaluationsassistenz für die NC-Bearbeitungsplanung komplexer Fräsprozesse, Dissertation, RWTH Aachen, Apprimus Verlag, 2014
- [OTTO14] Otto, A., Rauh, S., Kolouch, M., Radons, G.: Extension of Tlusty's law for the identification of chatter stability lobes in multi-dimensional cutting processes, Int. J. Mach. Tools Manuf., Jg. 82-83, S. 50-58, 2015
- [OTTO15a] Otto, A., Radons, G.: Stability analysis of machine-tool vibrations in the frequency domain, Proc. 12<sup>th</sup> IFAC Workshop on TDS, Ann Arbor, Michigan, 2015
- [OTTO15b] Otto, A., Radons, G.: The influence of tangential and torsional vibrations on the stability lobes in metal cutting, Nonlinear Dynamics, S. 1-12, 2015

#### 8.1.2 Sonstige Veröffentlichungen

- 2012 Flyer,  
Wagner, P.; Mayer, M.; Altstädter, H.: "First Part Right" - Fertigungsgerechte Produktgestaltung im Konstruktionsprozess
- 2012 Masterarbeit,  
Kurz, C.: Verfahren zur Interpolation von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen, Heller, Nürtingen
- 2012 BMBF-Projektporträts,  
Vorstellung der ReffiZ-Motivation „Vorher schlauer“

2014	Masterarbeit, Seemaier, E.: FEM-Modellierungsverfahren einer Werkzeugmaschine zur dynamischen Charakterisierung der linearisierten prozessrelevanten Struktur- dynamik im gesamten Arbeitsraum. HELLER, Nürtingen
2014	Masterarbeit, Gotthardt, C.: Prognosefähige Simulation der dynamischen Stabilität von Dreh- und Fräsprozessen INDEX, Esslingen
2014	Informationsbrief 04/2014 des BMBF/PTKA, Virtuelle Werkzeugmaschine erlaubt die Identifikation und Optimierung schwingungsanfälliger Zerspanprozesse
2014	Masterarbeit, Pau, S.: Entwicklung einer bedarfsgerechten Rattererkennung zur effizienten Ermittlung optimaler Prozessparameter von Fräsprozessen WZL, Aachen
2015	Masterarbeit, Tenbrock, C.: Entwicklung eines Modells zur Simulation der Schwingungs- eigenschaften einer Fräsmaschine bei Verfahrenbewegungen WZL, Aachen
2015	Masterarbeit, Diederichs, C.: Entwicklung eines industriellen Umsetzungskonzepts für die integrative Produkt- und Prozessentwicklung MAN, München

## 8.2 Tagungen und Konferenzen

Auf den untenstehenden Tagungen und Konferenzen wurden Ergebnisse präsentiert, welche im Projekt ReffiZ erarbeitet wurden.

03/2013	BMBF Koordinatorentreffen „Innovative Produkte effizient entwickeln“, 20./21. März 2013, Stuttgart
06/2013	ANSYS Conference & CADFEM Users' Meeting, 20. Juni 2013, Mannheim
02/2014	International Modal Analysis Conference IMAC XXXII, Conference and Exposition on Structural Dynamics, 03.-06. Februar 2014, Orlando, Florida, USA
02/2014	International Conference on Noise and Vibration Engineering ISMA, 15.-17. September 2014, Leuven, Belgien
02/2014	BMBF Abschlussveranstaltung „Innovative Produkte effizient entwickeln“, 24./25. Februar 2014, Berlin
03/2014	BMBF Koordinatorentreffen „Innovative Produkte effizient entwickeln“, 19./20. März 2014, Aachen

- 05/2014 Aachener Werkzeugmaschinenkolloquium AWK, 22./23. Mai 2014, Aachen
- 01/2015 BMBF Auftaktveranstaltung „Innovative Produkte effizient entwickeln“, 01. Juni 2012, Frankfurt
- 06/2015 15<sup>th</sup> CIRP Conference On Modelling Of Machining Operations, 11./12. Juni 2015, Karlsruhe
- 06/2015 12<sup>th</sup> IFAC Workshop on Time Delay Systems, 28.-30. Juni 2015, Ann Arbor, USA
- 08/2015 Reffiz Abschlussveranstaltung, 26. August 2015, Aachen

### 8.3 Workshops, Messen und andere Veranstaltungen

- 03/2012 Praxisseminar „Maschinenuntersuchung und -beurteilung“, 01./02. März 2012, Aachen
- 11/2013 Workshop „Schwingungsdynamik an Maschinenstrukturen“, 28. November 2013, Aachen
- 07/2014 Roadshow „Innovative product development“, 03. Juli 2014, Zürich
- 10/2014 Roadshow „Innovative product development“, 10. Juli 2014, Stuttgart

### 8.4 Internetpräsenz

The screenshot shows the website for the Reffiz project. At the top, there is a navigation menu with the following items: PROJEKT, VERGEBENTÜSCHEN, KUNDENTUM, VERANSTALTUNGEN, KONTRAKT, and BURO. Below the menu is a header section with the Reffiz logo and a central diagram. The diagram is titled 'Durchgängige und integrierte Realisierung effizienter Zerspanungsprozesse (Reffiz)' and shows a flow from 'Konzept' to 'Maschine' to 'Werkzeug' to 'Prozess' to 'Produkt'. Below the diagram, there are three columns of text: 'Integrierte Methoden der Produkt- und Prozessentwicklung', 'Bilanzung der unterschiedlichen Zusammenhänge', and 'Beherrschung der unterschiedlichen Zusammenhänge'. The main content area is titled 'Reffiz - Realisierung effizienter Zerspanung' and contains a detailed description of the project's goals and objectives. At the bottom, there are logos for the funding organizations: Bundesministerium für Bildung und Forschung and Fraunhofer IPA.

Bild 8-1: Internetpräsenz des BMBF-Forschungsprojektes Reffiz



## 9 Zusammenfassung und Ausblick

Die äußerst konstruktive und erfolgreiche Zusammenarbeit der Projektpartner sowie die hervorragende Betreuung durch den Projektträger hat zu einer Reihe innovativer Methoden und Instrumente geführt. Wie in der Forschung üblich, haben sich auch in ReffiZ neue, interessante Fragen gebildet. Das Spektrum der im Konsortium beteiligten Wirtschaftszweige und Fachdisziplinen spiegelt sich in der nachfolgenden Beleuchtung des Projekterfolges sowie des weiteren Handlungsbedarfs aus Sicht der einzelnen Projektpartner wieder.

### 9.1 Aus Sicht der Gebr. Heller Maschinenfabrik GmbH

Die stetige Weiterentwicklung und Verbesserung der entwicklungsbegleitenden Simulationsmethoden und Werkzeuge bei der Fa. HELLER haben im ReffiZ-Projektzeitraum eine deutliche Beschleunigung erfahren. Simulationen komplexer Maschinensysteme werden bereits während der Projektlaufzeit mit erheblich gesteigerter Geschwindigkeit bei hoher Präzision durchgeführt. Beispielsweise ist die Präzision simulierter Frequenzgänge mit den durchgeführten Messungen verifiziert. HELLER fokussiert mit den Simulationen und Messungen sowohl die Qualität und Zuverlässigkeit seiner Werkzeugmaschinen als auch spezifische Kundenprozesse mit individuellen Anforderungen. Gleichzeitig werden Kosten minimiert, weil Fehler vermieden und gleichzeitig die technischen Möglichkeiten voll ausgeschöpft werden.

Handlungsbedarf besteht nach aktuellem Stand insbesondere bei der systematischen Generierung von Basisdaten für die Prozesssimulationen. Beispielsweise fehlt momentan noch eine interne Datenbank an Schnittkoeffizienten für eine produktive Stabilitätsprognose individueller Kundenprozesse. Die Methoden zur Gewinnung dieser Daten sind mit ReffiZ allerdings erheblich effizienter geworden. Langfristig ist eine Erweiterung der Prozesssimulation auf eine 5-Achsbearbeitung notwendig.

### 9.2 Aus Sicht der MAN Truck & Bus AG

In der Achsfertigung der MAN Truck & Bus AG werden repräsentativ für alle Fertigungsbetriebe im Hochlohnland Deutschland die wirtschaftlichen Erfolgsaussichten wie folgt konkretisiert: Die enge Vernetzung von Produktentwicklung und Fertigungsplanung sowie die Unterstützung durch Simulation ermöglichen ein kürzeres und risikoärmeres Einfahren. Gleichzeitig werden die NC-Programme hinsichtlich der Schnittwerte und Verfahrbewegungen optimiert, was zu einer höheren Produktivität im laufenden Betrieb führt. Zusätzlich können Mängel im Gesamtsystem Maschine-Werkzeug-Werkstück-Vorrichtung schneller erkannt und damit unzulässige Werkzeug- und Maschinenbelastungen vermieden werden. Ergebnis sind deutlich höhere Standzeiten der Werkzeuge als auch geringere Instandhaltungs- und Stillstandskosten bei den Werkzeugmaschinen. Anhand des im ReffiZ-Projekt untersuchten Referenzprozesses der spannenden Bearbeitung von Hinterachsbrücken können die Einsparpotenziale wie folgt quantifiziert werden: Die Kosten für Einfahrprozesse werden um 30 % reduziert. Optimierte Taktzeiten in Kombination mit reduzierten Werkzeug- und Instandhaltungskosten ergeben ein weiteres Einsparungspotenzial in Höhe von 20%.

Die in diesem Vorhaben erstellten Softwarewerkzeuge für die Simulation und Planung von Prozessen weisen aufgrund des herausfordernden Forschungsanspruches noch prototypischen Charakter auf. Eine wesentliche wirtschaftliche Anschlussfähigkeit besteht somit in der Fortfüh-

zung dieser Systeme zu vermarktungsfähigen Produkten. Bei der MAN Truck & Bus AG wurde dazu im Rahmen des ReffiZ-Projekts bereits der Grundstein gelegt, in dem die wesentlichen Abläufe, Systemanforderungen und Schnittstellen definiert wurden. Darauf aufbauend werden nun die entsprechenden Randbedingungen geschaffen, um den ReffiZ-gestützten Ablauf zur integrierten Produktentwicklung und Fertigungsplanung werden zu lassen.

### **9.3 Aus Sicht der Sandvik Tooling Deutschland GmbH**

Die Zerspanung mit definierter Schneide nimmt in der industriellen Fertigung eine herausragende Stellung ein. Einem in Hinblick auf Werkstückqualität und Ausbringung optimiertem Zerspanprozess kommt daher eine besondere Bedeutung zu. Einer Erhöhung der Zerspanleistung wird aber oftmals durch Prozessinstabilitäten (z. B. regeneratives Rattern) Grenzen gesetzt. Um in diesen Fällen Abhilfe zu schaffen, ist die gesamte Prozesskette: Werkzeug-Maschine-Werkstück-Prozess zu betrachten. Eine Simulation des Zerspanprozesses kann hierbei in zweierlei Hinsicht unterstützen: Zum einen kann die Entwicklungszeit von Zerspanwerkzeugen erheblich beschleunigt werden, wenn im Vorfeld durch Simulationen Werkzeugauslegungen und Schneidteilgeometrien ausgetestet und mit einander verglichen werden können. Zum anderen kann durch derartige Analysen real auftretenden Schwingungen im Zerspanprozess entgegengewirkt werden und somit ein unter den vorliegenden Randbedingungen mögliches Optimum hinsichtlich der Zerspanleistung eingestellt werden.

Zur Simulation des Zerspanprozesses ist die Ermittlung der Schnittkraftkoeffizienten für eine Werkstoff/Schneidstoff-Paarung Voraussetzung. Im Rahmen des Projektes wurde daher der automatisierten Erfassung und Auswertung der Schnittkraftkoeffizienten besondere Aufmerksamkeit geschenkt. In diesem Zusammenhang wurde eine „inverse-Filtering-Methode“ verwendet, die ungewollte Einflüsse der Messeinrichtung eliminiert und die zu einer Erhöhung der Messgenauigkeit bei der Ermittlung der Kraftsignale führt. Weiterhin wurde ein Kraft-Dynamometer auf Basis der Dehnmessstreifen-Technik entwickelt, das die prozessbegleitende Erfassung der Zerspankräfte erlaubt. Wenn auch das Dynamometer seine Funktionstauglichkeit im realen Zerspanprozess – z. B. auch unter Einsatz von Kühlschmiermittel – bewiesen hat, so müssen zukünftige Arbeiten den möglichen Anwendungsbereich des entwickelten Dynamometers noch erweitern.

### **9.4 Aus Sicht des Werkzeugmaschinenlabors WZL der RWTH Aachen**

Die heterogene Zusammensetzung des Projektkonsortiums aus Fräsmaschinenhersteller, Drehmaschinenhersteller, kleinem Unternehmen und Weltkonzernen bildete für das WZL der RWTH Aachen als Forschungsinstitut eine hervorragende Umgebung. Der Forschungsbedarf der Industrie konnte aus den verschiedenen Sichtweisen aufgenommen werden. In Zusammenarbeit mit den Partnern wurden wesentliche Fortschritte auf dem Weg zu einem ganzheitlichen virtuellen Prototypen von zerspanenden Maschinen erzielt. Als Meilensteine des Projekts werden gesehen: Die realitätsnahe Modellierung zeitvarianter Schwingungseigenschaften und die verbesserte Bestimmung von Zerspankraftkoeffizienten. Hervorzuheben ist auch die Entwicklung eines ganzheitlichen Simulationssystems für die Fräs- und Drehbearbeitung, welches prototypisch in eine kommerzielle CAM-Simulationsumgebung integriert wurde und viele der im ReffiZ-Projekt umgesetzten Modellerweiterungen umfasst.

Wesentliche Unsicherheiten bestehen noch bei der Abbildung der Schwingungseigenschaften. Oftmals erfahren die Maschinenstrukturen Modifikationen (Werkzeugwechsel, Werkstückwechsel, Zerspanung des Werkstücks, Umbau der Maschine, Verschleiß von Maschinenelementen, Änderungen der Antriebe), deren Auswirkungen auf die Schwingungseigenschaften nicht bekannt sind. Zukünftig könnten durch eine modulare Beschreibung der Schwingungseigenschaften, sowie durch die Verbindung von messtechnischen und simulativen Modellen zuverlässigere Modelle aufgebaut werden. Bisher sind zuverlässige Datenbanken mit Zerspankraftkoeffizienten für beliebige Werkzeug-Werkstück-Kombinationen nicht verfügbar. Die entwickelte Methode zur Bestimmung der Zerspankräfte auf Basis von Antriebsströmen kann die Ermittlung dieser Koeffizienten wesentlich beschleunigen und dem Maschinenanwender zugänglich gemacht werden.

## 9.5 Aus Sicht der Skrobanek Metallbearbeitungs GmbH

Fa. Skrobanek ist Lohnfertiger für Dreh- und Fräswerkstücke bei zum Teil hoher Komplexität der Teile und geringer Stückzahl. Daher entfällt ein hoher Arbeitsanteil auf das Einrichten der Werkzeugmaschinen und das Einfahren der Zerspanprozesse. Eine Effizienzsteigerung bei der Prozessplanung und während des Einfahrens würde die Produktivität des Fertigungsablaufs insgesamt steigern. Wenn gleichzeitig optimale Prozessparameter vor dem ersten Zerspanversuch prognostiziert werden können bedeutet dies eine zusätzliche Produktivitätssteigerung.

Die erfolgreiche Anwendung der erweiterten virtuellen Maschine auf einige Beispielbauteile lässt auf eine weitreichende Steigerung der Effizienz der Zerspanprozesse hoffen. Eine Verkürzung der Maschinenrüstzeiten um bis zu 30% aufgrund verkürzter Einfahrprozesse scheint möglich. Weiter werden die Drehmaschinen der Fa. Skrobanek mit Hilfe der in ReffiZ erarbeiteten Ergebnisse zukünftig näher an der Leistungsgrenze betrieben. Bezüglich der Produktionszeiten pro Werkstück erscheinen Zeiteinsparungen von bis zu 20% realistisch.

## 9.6 Aus Sicht der Robert Bosch GmbH

Der Partner BOSCH ist durch seine weltweit verteilte spanende Fertigung ein klassischer Anwender moderner innovativer Werkzeugmaschinen (WZM), mit welchen die maximale Overall Equipment Effectiveness (OEE) realisiert werden kann. BOSCH stellt sich deshalb ein auf die konsequente Umsetzung der ReffiZ-Projektergebnisse und dem hieraus resultierenden, dann auf dem Markt verfügbaren Produkt – einer leistungsfähigen CNC WZM inklusive einer CAD-CAM-NC-Kette mit integrierter Stabilitätsanalyse des Zerspanprozesses. Die hiermit verbundene Erwartung, insbesondere vor dem Hintergrund der in der Zukunft geplanten BOSCH-Fertigungen, zielt auf eine signifikante Kostensenkung infolge

- einer deutlichen Reduktion der Inbetriebnahmezeit, im Besonderen der Werkzeug- und Parameteroptimierung bei instabilen Zerspanprozessen sowie
- einer Zeitreduktion beim Erproben neuer Werkzeuge, beim Wechsel des Werkstückwerkstoffs und bei Änderung der Werkstück-Geometrie, da bei allen diesen Operationen ebenfalls Prozessinstabilitäten auftreten können.

BOSCH hat im Rahmen des Projektes seine Kompetenz zum Thema der dynamischen Interaktionen bei spanenden Bearbeitungsprozessen erweitert und dabei Wissen generiert, welches die Basis zur Lösung der aktuellen Ratter-Probleme darstellt. Zum einen wurde eine praxis-



orientierte Methode zur Identifikation der Zerspankraft-Koeffizienten bei hochgradig nichtlinearen Verläufen der Prozesskräfte entwickelt und zum anderen wurde die Erweiterung des bisherigen Prozessmodells um die geschwindigkeitsabhängigen Prozesskräfte analysiert und bewertet.

Einige wissenschaftlich hochqualitative Ergebnisse lieferte die konstruktive Kooperation mit dem Lehrstuhl für Komplexe Systeme und Nichtlineare Dynamik der Technischen Universität Chemnitz. So wurde die mit einer zeitvariablen bzw. zustandsabhängigen Spindeldrehzahl auftretende Problematik eines geeigneten mathematischen Lösungsansatzes theoretisch analysiert und für die weitere breite Verwendung aufbereitet. Auf der Basis dieser grundlegenden Ergebnisse können nun auch die bisher nur mit einem sehr hohen mathematischen Aufwand behandelbaren Prozesssituationen wie

- Torsionsschwingungen von Werkzeugen sowie
- rotatorische Freiheitsgrade der Maschinenstruktur – Hauptspindeln –

bezüglich der Prozessstabilität mit erprobten leistungsfähigen Methoden analysiert werden.

## 9.7 Aus Sicht der Siemens AG

Aus Siemens-Sicht ist das Projekt Reffiz als äußerst erfolgreich einzustufen. Es ist erstmalig gelungen, den Themenkomplex von NC-Steuerung über Antrieb bis hin zur Maschinenmechanik sowie dem Zerspanprozess in einer gesamtheitlichen Simulationsumgebung abzubilden.

Zur Erreichung des Projektziels war es notwendig, die Bandbreite der Anwendung von Werkzeugmaschinen stark zu fokussieren. Aus dem umfangreichen Spektrum von Bearbeitungstechnologien wurde für den Anwendungsfall Fräsen speziell die Bearbeitung von prismatischen Werkstücken untersucht ( $2\frac{1}{2}$ D-Bearbeitung). Insbesondere die Anwendung auf Freiformflächenbearbeitung von Werkstücken (3- und 5-achsig) war nicht Bestandteil der Untersuchung. Für den Anwendungsfall Drehen wurde der Fokus auf symmetrische Werkstücke gelegt. Die drehende Bearbeitung asymmetrischer Werkstücke war nicht Teil der Untersuchung.

Die breit aufgestellte Zusammensetzung der Projektpartner vom Maschinen-, Steuerungs- und Werkzeughersteller bis hin zum Endanwender war eine sehr gute Basis, um die diversen Modellanteile der Gesamtsimulationsumgebung erarbeiten zu können. Insbesondere die Bereitstellung eines Maschinenmodells, das geeignet auf dynamische Antriebsimpulse sowie Prozesskräfte reagiert, ist ohne Zuarbeit seitens des Maschinenherstellers nicht möglich.

Für eine Produktumsetzung der erarbeiteten Ergebnisse fehlt aus Siemens-Sicht aktuell noch die Verallgemeinerung auf weitere Bearbeitungstechnologien, sowie ein klares Konzept zur Erstellung der benötigten Simulationsmodellkomponenten.

Seitens Siemens wird das Thema Antriebssimulation mit dem Fokus auf dem Aspekt Inbetriebnahmeunterstützung weiter vorangetrieben. Dabei kann ein Großteil der im Projekt Reffiz erarbeiteten Softwarearchitekturansätze wiederverwendet werden.

## 9.8 Aus Sicht der INDEX-Werke GmbH & Co. KG Hahn und Tessky

Zunehmende Komplexität von Werkstücken bei zeitgleich stetig sinkenden Losgrößen kennzeichnen die Situation in vielen Fertigungen. Parallel dazu führt die Zunahme individueller Endkundenprodukte ebenso zu einer Ausweitung der technologischen Anforderungen wie zu einem

stetig steigenden logistischen Termin- und Lieferdruck. Deshalb wurden in jüngster Zeit vielfach neuartige Maschinenkonzepte entwickelt die es Anwendern erlauben sollen, schnell und flexibel auf veränderte Werkstückanforderungen reagieren zu können. Unbeantwortet blieb dabei meist die Frage, wie Hersteller bei der Entwicklung und Anwender während des Einsatzes dieser Maschinen in die Lage versetzt werden können, dieses „Mehr“ an Funktionalität sicher zu beherrschen. Denn althergebrachte Planungs- und Entwurfsmethoden stoßen mit den sprunghaft gestiegenen Anforderungen solcher Maschinenkonzepte an ihre Grenzen. Getrieben durch immer kürzer werdende Innovationszyklen ergibt sich daraus der Ruf nach einer „wirklichkeitsgetreuen Voraus-Simulation“.

Der in ReffiZ getätigte Ansatz, individuelle physikalische Maschineneigenschaften in der Simulation abzubilden wie auch physikalische Prozessgrößen aus der Simulation auszuleiten ist als Schlüsseltechnologie für eine neue Stufe der Aussagefähigkeit von Simulationssystemen zu betrachten, die gleichermaßen Herstellern und Anwender von Maschinen zu Gute kommt. Denn die Rückkopplung zwischen Konstruktionsausführung und Maschinenverhalten in einer Voraus-Simulation während der Entwicklung wird ebenso wie die quantitative Kenntnis der Prozessgrößen während der Bearbeitungsauslegung in der Maschine die wirtschaftlichen Grenzen der Fertigung weiter nach hinten verschieben. Sei es in einer mannlosen Einzelteilfertigung durch vorherige Kenntnis der physikalischen Prozessgrößen oder beim Serienfertiger, der dann mit optimierten Maschineneigenschaften (Stabilitäten) seine Zerspangrenzen bis an die physikalischen Grenzen der Leistungsfähigkeit der Maschinenantriebe „ausreizen“ kann.



## Literaturverzeichnis

- [AHLI06] Ahlin, K., Magnevall, M., Josefsson, A.: Simulation of forced response in linear and nonlinear mechanical systems using digital filters, Proc. of ISMA, 2006
- [ALBR65] Albrecht, P.: Dynamics of the Metal Cutting Process, J. Eng. Ind., Jg. 87, Nr.4, S. 429-441, 1965
- [ALBR09] Albrecht, A.: Wärmedehnungskompensierte Rekonstruktion von Prozesskräften an Vorschubantrieben, Dissertation, TU Braunschweig, 2009
- [ALI13] Ali, M. H., Khidhir, B. A., Ansari, M., Mohamed, B.: FEM to predict the effect of feed rate on surface roughness with cutting force during face milling of titanium alloy, HBRC Journal, Jg. 9, Nr. 3, S. 263–269, 2013
- [ALLE02] Allemang R. J.: The Modal Assurance Criterion (MAC): Twenty Years of Use and Abuse; Proc. of IMAC, A Conference & Exposition on Structural Dynamics, S. 397-405, Los Angeles, California, 2002
- [ALT190] Altintas, Y., Chan, P. K.: In-Process Detection and Suppression of Chatter in Milling, Int. J. Mach. Tool Manu., Jg. 32, S. 329-347, 1990
- [ALT100] Altintas, Y.: Manufacturing Automation, Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations and CNC Design, Cambridge University Press, 2000
- [ALT104] Altintas, Y.; Weck, M.: Chatter stability of metal cutting and grinding, CIRP Ann. Manuf. Tech., Jg. 53, Nr.12, S. 619-642, 2004
- [ALT105] Altintas, Y., Brecher, C., Weck, M., Witt, S.: Virtual Machine Tool, Annals of the CIRP, Jg. 54, 2005
- [ALT108] Altintas, Y., Eynian, M., Onozuka, H.: Identification of dynamic cutting force coefficients and chatter stability with process damping, Annals of CIRP, Jg. 57, Nr.1, S. 371-374, 2008
- [ARNO46] Arnold, R.N.: Mechanism of Tool Vibration in Cutting of Steel, P. I. Mech. Eng., Jg. 145, S. 261-272, 1946
- [BACH11] Bachrathy, D., Stépán, G., Turi, J.: State-dependent regenerative effect in milling processes, ASME J. Comput. Nonlin. Dyn., Jg. 6, Nr.4, 2011
- [BAMP68] Bampton, M. C. C., Craig, JR., R. R.: Coupling of substructures for dynamic analyses, AIAA Journal, Jg. 6, Nr. 7, S. 1313–1319, 1968
- [BEER95] Beer, C.: CAD/CAP unterstützte Generierung ratterfreier NC Programme für das Schafffräsen, Dissertation, RWTH Aachen, 1995
- [BIER08] Biermann, D., Surmann, T., Kehl, G.: Oszillatormodell für Werkzeugmaschinen zur Simulation von Zerspanprozessen, wt Werkstatttechnik online Jg. 98, Nr. 3, S. 185-190, 2008

- [BIER13] Biermann, D., Kersting, P.: Simulation of Process Dynamics and Thermal Effects of Milling Operations, Abele, E.; Metternich, J. (Hrsg.): 10<sup>th</sup> International Conference on High Speed Machining, S. 184-193, 2013
- [BOES12] Boess, V., Ammermann, C., Niederwestberg, D., Denkena, B.: Contact Zone Analysis Based on Multidexel Workpiece Model and Detailed Tool Geometry Representation, Procedia CIRP, Jg. 4, S. 41-45, 2012
- [BOGR11] Bograd, S., Reuss, P., Schmidt, A., Gaul, L., Mayer, M.: Modeling the dynamics of mechanical joints, Mech. Syst. Signal Pr., Jg. 25, Nr. 8, S. 2801-2826, 2011
- [BRAN03] Brandt, A. H., Ahlin, K. A.: A Digital Filter Method For Forced Response Computation, Proc. of IMAC, 2003
- [BRAN11] Brandt, A.: Noise and Vibration Analysis - Signal Analysis and Experimental Procedures, John Wiley and Sons, 2011
- [BREC04] Brecher, C., Witt, S.: Static, Dynamic and Thermal Behaviour of Machine Tools with Regard to HPC, CIRP Proc. Int. Conference High Performance Cutting, Aachen, 2004
- [BREC11a] Brecher, C.: Virtualisierung der spanenden Bearbeitung in der Maschinenentwicklung und Prozessoptimierung (VispaB), Auflage 1, Apprimus Verlag, Aachen, 2011
- [BREC11b] Brecher, C., Sitte, B., Hermes, R., Bäuml, S., Otto, A.: Simulationsmodell für die aktive Drehzahlvariation - Erweiterung des konventionellen Wirkungskreises der Prozessstabilität für die Drehzahlvariation, wt Werkstattstechnik online, Jg. 101, Nr. 5, 2011
- [BREC11c] Brecher, C. (Hrsg.): Integrative Produktionstechnik für Hochlohnländer, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2011
- [BREC11d] Brecher, C., Lohse, W.: User-assisted evaluation of tool path quality for complex milling processes, Chrysolouris, G., Mourtzis, D.: Proc. of the 7<sup>th</sup> International Conference on Digital Enterprise Technology, S. 142-151, 2011
- [BREC12a] Brecher, C., Hermes, R., Epple, A., Bäuml, S.: Simulative Parameterization of Dead Time Variable Rotation Speed Behavior to Improve Process Stability in High Performance Cutting, CIRP Proc. - Process Machine Interactions, Jg. 4, S. 2-10, 2012
- [BREC12b] Brecher, C., Habermann, R., Fey, M.: Ermittlung der Dämpfung eines Spindellagerpakets, wt Werkstattstechnik online, Jg. 102, Nr.5, S. 282-287, 2012
- [BREC13a] Brecher, C., Hermes, R., Esser, M.: HPC - Stability Simulation, Denkena, B., Hollmann, F.: Process Machine Interactions - Prediction and Manipulation of Interactions between Manufacturing Processes and Machine Tool Structures, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2013

- [BREC13b] Brecher, C., Fey, M., Bäumlner, S.: Damping models for machine tool components of linear axis, CIRP Annals -Manufacturing Technology, Jg. 62, Nr. 1, 2013
- [BREC13c] Brecher, C., Lohse, W.: Evaluation of tool path quality: User-assisted CAM for complex milling processes, CIRP-JMST, Jg. 6, Nr. 4, S. 233-245, 2013
- [BREC14a] Brecher, C., Epple, A., Fey, M.: Optimale Prozessparameter effizient ermitteln - Am Beispiel einer doppelspindigen Fräsbearbeitung, wt Werkstattstechnik online, Jg. 104, Nr. 5, S. 260-265, 2014
- [BREC14b] Brecher, C., Wagner, M., Fey, M.: Dämpfung in Profilschienenführungen, wt Werkstattstechnik online, Jg. 104, Nr. 5, S. 295-300, 2014
- [BREC14c] Brecher, C., Lohse, W., Köpken, H.-G., Amthor, K.-J.: Stabilitätsorientierte NC-Simulation - Effiziente Prozess-Maschine-Modellierung für 2,5D-Fräsbearbeitungen, wt Werkstattstechnik online, Jg. 104, S. 272-278, 2014
- [BREC15a] Brecher, C., Kiewewetter, C., Epple, A., Fey, M.: Automatisierte Erstellung von Stabilitätskarten für Fräsbearbeitungen, ZWF, Jg. 110, Nr. 4, S. 191-195, 2015
- [BUDA09] Budak, E., Tunc, L. T.: A New Method for Identification and Modeling of Process Damping in Machining, J. Manuf. Sci. Eng., Jg. 131, Nr. 5, 2009
- [BUJC12] Buj-Corral, I., Vivancos-Calvet, J., Domínguez-Fernández, A.: Surface topography in ball-end milling processes as a function of feed per tooth and radial depth of cut, Int. J. Mach. Tool Manu., Jg. 53, Nr. 1, S. 151-159, 2012
- [CAMP10] Campen, M.: Ein Framework für Geometrieverarbeitung basierend auf hybriden Oberflächendarstellungen, Informatik Spektrum, Jg. 33, Nr. 1, S.66-69, 2010
- [CGTE14] CGTech Deutschland GmbH: VERICUT, Fehlerfrei beim ersten Mal, Jedes Mal!, OptiPath Vorschuboptimierung, Köln, 2014
- [CLAU05] Clausen, M.: Zerspankraftprognose und -simulation für Dreh- und Fräsprozesse. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2005
- [CRAI68] Craig, R. R., Bampton M.C.C.: Coupling of substructures for dynamic analyses, AIAA Journal, Jg. 6, Nr. 7, S. 1313-1319, 1968
- [CRAI00] Craig, R. R.: Coupling of Substructures for Dynamic Analyses - An Overview, Proc. of AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference and Exhibit, S. 1573-1587, 2000
- [CRAI06] Craig, R. R., Kurdila A. J.: Fundamentals of Structural Dynamics, John Wiley and Sons, Hoboken, New Jersey, 2006
- [DANG10] Dang, J.-W., Zhang, W.-H., Yang, Y., Wan, M.: Cutting force modeling for flat end milling including bottom edge cutting effect, Int. J. Mach. Tool Manu., Jg. 50, Nr. 11, S. 986-997, 2010

- [DENK06] Denkena, B., Reichstein, M., Köhler, J.: Ausbildung der Schnittkräfte bei unterschiedlichen Spanungsquerschnitten. Einfluss der im Eingriff befindlichen Schneidkante beim Orthogonaldrehen auf die Schnittkraft, wt Werkstatttechnik online, Jg. 96, Nr. 11/12, S. 805-809, 2006
- [ESSE10] Esser, M.F.: Stabilitätssimulation für das HPC-Fräsen, Dissertation, RWTH Aachen, 2010
- [FLEI05] Fleisig, R., Spence, A.: Techniques for accelerating B-rep based parallel machining simulation, Computer-Aided Design, Jg. 37, Nr. 12, S. 1229-1240, 2005
- [FORM14] FORMTEC Engineering Services GmbH: NCSpeed, Fräskosten und Maschinenlaufzeiten reduzieren im Werkzeug- und Formenbau, Bottrop, 2014.
- [FRIE09] Friedrich, H.: Ueber den Schnittwiderstand bei der Bearbeitung der Metalle durch Abheben von Spänen, Z VDI, Jg. 58, Nr. 23, S. 860-866, 1909
- [FRIT06] Fritz, C.: Rekonstruktion von Prozesskräften aus Antriebssignalen von Werkzeugmaschinen, Dissertation, Universität Stuttgart, 2006
- [GEMA10] GEMAC – Gesellschaft für Mikroelektronikanwendung Chemnitz mbH: Datenblatt GC-IP2000, URL: <http://www.gemac-chemnitz.de/downloads/interpolation/schaltkreise/44000-hb-d-ip2000.pdf> [Stand: 21.04.2015]
- [GRAD04] Gradišek, J., Kalveram, M., Weinert, K.: Mechanistic identification of specific force coefficients for a general end mill, Int. J. Mach. Tool Manu., Jg. 44, Nr. 4, S. 401-414, 2004
- [GROS11] Großmann, K.; Löser, M.: Einflussgrößen auf die Stabilität von Zerspanprozessen – Eine vergleichende Untersuchung, ZWF, Jg. 106, S. 147-152, 2011
- [GUYA65] Guyan, R. K.: Reduction of Stiffness and Mass Matrices, AIAA J., Jg. 3, Nr. 2, 1965
- [HURT65] Hurty, W. C.: Dynamic analysis of structural systems using component modes, AIAA J., Jg. 3, Nr. 4, S. 678–685, 1965
- [HEYL07] Heylen, W., Lammens, S., Sas, P.: Modal Analysis Theory and Testing, KU Leuven, 2007
- [HOFF08] Hoffmann, F.: Optimierung der dynamischen Bahngenaugigkeit von Werkzeugmaschinen mit der Mehrkörpersimulation, Dissertation, RWTH Aachen, Apprimus, 2008
- [HOU03] Hou, Z.: Beitrag zur voxelbasierten Simulation des fünfachsigen NC-Fräsens, Fraunhofer IRB, Stuttgart, 2003
- [HOOK86] van Hook, T.: Real-time shaded NC milling display, Proc. of the 13<sup>th</sup> annual conference on Computer graphics and interactive techniques - SIGGRAPH '86, ACM Press, S. 15-20, 1986

- [ILUS05] Ilushin, O., Elber, G., Halperin, D., Wein, R.: Precise global collision detection in multi-axis NC machining, *Computer-Aided Design*, Nr. 37, S. 909-920, 2005
- [INSP02] Insperger, T., Stépán, G.: Semi-discretization method for delayed systems, *Int. J. Numer. Meth. Eng.*, Jg. 55, Nr. 5, S. 503-518, 2002
- [INSP03] Insperger, T., Stépán, G., Bayly, P.V., Mann, B.P.: Multiple chatter frequencies in milling processes, *J. Sound Vib.*, Jg. 262, S. 333-345, 2003
- [INSP07] Insperger, T., Stépán, G., Turi, J.: State-dependent delay in regenerative turning processes, *Nonlinear Dyn.*, Jg. 47, S. 275-283, 2007
- [INSP08] Insperger, T., Mann, B. P., Surmann, T., Stépán, G.: On the chatter frequencies of milling processes with runout, *Int. J. Mach. Tools Manuf.* Jg. 48, Nr. 10, S. 1081-1089, 2008
- [INSP11] Insperger, T., Stépán, G.: *Semi-Discretization for Time-Delay Systems – Stability and Engineering Applications*, Springer-Verlag New York, New York, 2001
- [INUI12] Inui, M., Umezu, N.: Cutter Engagement Feature Extraction by Using Dixel Representation Solid Model, *KEM*, Jg. 523-524, S. 420-432, 2012
- [INTE14] InterCAM-Deutschland GmbH: Intelligente Vorschuboptimierung, URL: [http://www.mastercam.de/Produkte/Fraesen/fraesen\\_produkivitaaet.htm](http://www.mastercam.de/Produkte/Fraesen/fraesen_produkivitaaet.htm) [Stand: 04.09.2014]
- [JIA14] Jia, Z., Wang, L., Ma, J., Zhao, K., Liu, W.: Feed speed scheduling method for parts with rapidly varied geometric feature based on drive constraint of NC machine tool, *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, Jg. 87, S. 73–88, 2014
- [KAKI11] Kakinuma, Y., Sudo, Y., Aoyama, T.: Detection of chatter vibration in end milling applying disturbance observer, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Jg. 60, Nr. 1, S. 109–112, 2011
- [KALV05] Kalveram, M.: *Analyse und Vorhersage der Prozessdynamik und Prozessstabilität beim Hochgeschwindigkeitsfräsen*, Vulkan-Verlag, Essen, 2005
- [KERS14] Kersting, P., Biermann, D.: Modeling techniques for simulating workpiece deflections in NC milling, *CIRP-JMST*, Jg. 7, S. 48-54, 2014
- [KIEF15] Kief, H. B., Roschiwal, H. A., Schwarz, K.: *CNC-Handbuch 2015/2016*, Carl Hanser, München, 2015
- [KIEN57] Kienzle, O., Victor, H.: Spezifische Schnittkräfte bei der Metallbearbeitung, *Werkstatttechnik und Maschinenbau*, Jg. 4, S. 224-225, 1957
- [KISW14] Kiswanto, G., Zariatin, D. L., Ko, T. J.: The effect of spindle speed, feed-rate and machining time to the surface roughness and burr formation of Aluminum Alloy 1100 in micro-milling operation, *JMP*, 2014
- [KLEC01] Kleckner, J.: *Ein Beitrag zur Analyse dynamischer Interaktionen bei selbst-erregungsfähigen Drehbearbeitungsprozessen*, Dissertation, TU Darmstadt, 2001



- [KLEIN07] Klein, B.: FEM - Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau, Auflage 7, Vieweg, 2007
- [KLIN82] Kline, W., DeVor, R., Lindberg, J.: The prediction of cutting forces in end milling with application to cornering cuts, Int. J. Mach. Tool D. R., Jg. 22, Nr. 1, S. 7-22, 1982
- [KLOC08] Klocke, F., König, W.: Fertigungsverfahren 1. Drehen, Fräsen, Bohren, Auflage 8, Springer, Berlin, 2008
- [KOEN61] Koenigsberger, F., Sabberwal, A.: An investigation into the cutting force pulsations during milling operations, Int. J. Mach. Tool D. R., Jg. 1, Nr. 1-2, S. 15-33, 1961
- [KORK07] Korkut, I., Donertas, M. A.: The influence of feed rate and cutting speed on the cutting forces, surface roughness and tool-chip contact length during face milling, Materials & Design, Jg. 28, Nr. 1, S. 308–312, 2007
- [KULJ08] Kuljanic, E., Sortino, M., Totis, G.: Multisensor approaches for chatter detection in milling, J. Sound Vib., Jg. 312, Nr. 4, S. 672–693, 2008
- [KURZ12] Kurz, C.: Verfahren zur Interpolation von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen, Masterarbeit, betreut durch Gebrüder HELLER Maschinenfabrik GmbH, Hochschule Reutlingen, FB Maschinenbau, 2012
- [LEE10] Lee, S. W., Nestler, A.: Complete Swept Volume Generation and its Application at Cavity Machining in the Framework of Simulation aided Manufacturing (SAM), Altintas, Y., Denkena, B., Brecher, C. (Hrsg.): Process machine interactions. Conference Proc., Vancouver, University of British Columbia, 2010
- [LOHS14] Lohse, W.: Evaluationsassistentz für die NC-Bearbeitungsplanung komplexer Fräsprozesse, Dissertation, RWTH Aachen, Apprimus Verlag, 2014
- [LORE87] Lorensen, W. E., Cline, H. E.: Marching cubes: A high resolution 3D surface construction algorithm, Proc. of the 14<sup>th</sup> annual conference on Computer graphics and interactive techniques - SIGGRAPH: ACM Press, S. 163-169, 1987
- [LUTT98] Van Luttervelt, C.A., Childs, T.H.C., Jawahir, I.S., Klocke, F., Venuvinod, P.K., Altintas, Y., Armarego, E., Dornfeld, D., Grabec, I., Leopold, J., Lindstrom, B., Lucca, D., Obikawa, T., Shirakashi, Sato, H.: Present Situation and Future Trends in Modelling of Machining Operations, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Jg. 47, Nr.2, S. 587-626, 1998
- [MACK10] Mackenzie, I., Spence, A. D., Merdol, S. D.: Immersion geometry extraction for feed rate scheduling using B-rep based milling simulation, Altintas, Y., Denkena, B., Brecher, C. (Hrsg.): Process machine interactions, Conference Proc., University of British Columbia, Vancouver, 2010

- [MAGN12] Magnevall, M., Lundblad, M., Ahlin, K., Broman, G.: High frequency measurements of cutting forces in milling by inverse filtering, *Mach. Sci. Technol.*, Jg. 16, Nr. 4, S. 487-500, 2012
- [MANO12] Manoharan, D.: *Aktive Systeme zur Leistungssteigerung von Fräsprozessen*, Apprimus-Verlag, Aachen, 2012
- [MENZ06] Menzel, T.: *Virtuelle Unterstützung für Maschinenbauer*, Produktion, Nr. 48, 2006
- [MERC45] Merchant, M. E.: Mechanics of the Metal Cutting Process, I. Orthogonal Cutting and a Type 2 Chip, *J. Intell. Manuf.*, Jg. 16, Nr. 5, S. 267, 1945
- [MUNO06] Munoa, J., Zatarain, M., Bediaga, I.: Stability Study of the Milling Process Using an Exponential Force Modell in Frequency Domain, *CIRP Proc. - High Performance Cutting*, Vancouver, Canada, 2006
- [NYQU32] Nyquist, H.: Regeneration theory, *AT&T Tech. J.*, Jg. 11, Nr. 1, S. 126–147, 1932
- [OBER04] Obermann, K.: Starke Kette – Datendurchgängigkeit im Werkzeug- und Formenbau von CAD über CAM bis zur Werkzeugmaschine, *MM Maschinenmarkt – Das Industriemagazin*, Nr. 16, S. 104-105, 2004
- [OTTO11] Otto, A., Kehl, G., Mayer, M., Radons, G.: Stability Analysis of Machining with Spindle Speed Variation, *Adv. Mater.* Jg. 223, S. 600-609, 2011
- [OTTO13] Otto, A., Radons, G.: Application of spindle speed variation for chatter suppression in turning, *ICIRP J. Manuf. Sci. Technol.*, Jg. 6, Nr. 2, S. 102-109, 2013
- [OTTO14] Otto, A., Rauh, S., Kolouch, M., Radons, G.: Extension of Tlustý's law for the identification of chatter stability lobes in multi-dimensional cutting processes, *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, Jg. 82-83, S. 50-58, 2015
- [OTTO15a] Otto, A., Radons, G.: Stability analysis of machine-tool vibrations in the frequency domain, *Proc. 12<sup>th</sup> IFAC Workshop on TDS*, Ann Arbor, Michigan, 2015
- [OTTO15b] Otto, A., Radons, G.: The influence of tangential and torsional vibrations on the stability lobes in metal cutting, *Nonlinear Dynamics*, S. 1-12, 2015
- [OXLE66] Oxley, P. L. B.: Introducing strain-rate dependent work material properties into the analysis of orthogonal cutting, *Annals of the CIRP*, Jg. 13, S. 127-138, 1966
- [PEET04] Peeters, B., Van der Auweraer, H., Guillaume, P., Leuridan, J.: *The PolyMAX Frequency-Domain Method: A New Standard for Modal Parameter Estimation Shock and Vibration*, LMS International, Leuven, Belgium, Jg. 11, Nr. 3-4, S. 395-409, 2004
- [POPO10] Popov, V. L.: *Contact Mechanics and Friction*, Springer Science & Business Media, 2010

- [PRIT05] Pritschow, G., Röck, S., Rüdele, H.: Echtzeitfähige Simulation von Werkzeugmaschinen – Anforderungen und Eigenschaften einer Hardware-in-the-Loop-Simulationsumgebung für Werkzeugmaschinen, *wt Werkstattstechnik online*, Jg. 95, Nr. 5, S. 302-308, 2005
- [QUIN11] Quintana, G., Ciurana, J.: Chatter in machining processes: A review, In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Jg. 51, Nr. 5, S. 363–376, 2011
- [RIXE04] Rixen, D. J.: A dual Craig–Bampton method for dynamic substructuring, *J. Comput. Appl. Math.*, Jg. 168, Nr. 1-2, S. 383–391, 2004
- [ROLA12] Roland Berger Strategy Consultants: Mastering product complexity, Marktstudie, Düsseldorf, 2012
- [SADO56] Sadowy, M.: Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen, *Maschinenmarkt*, Jg. 83, S. 31-38, 1956
- [SEEM14] Seemaier, E.: FEM-Modellierungsverfahren einer Werkzeugmaschine zur dynamischen Charakterisierung der linearisierten prozessrelevanten Strukturndynamik im gesamten Arbeitsraum, Masterarbeit, Betr.: Gebrüder HELLER Maschinenfabrik GmbH, ifW, Universität Stuttgart, 2014
- [SELL11] Sellmeier, V., Denkena, B.: Stable islands in the stability chart of milling processes due to unequal tooth pitch, *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, Jg. 51 Nr. 2, S. 152-164, 2011
- [SEXT78] Sexton, J. S., Stonde, B.J.: The Stability of Machining with Continuously Varying Spindle Speed, *Annals of CIRP*, Jg. 27, S. 321-326, 1978
- [SHIH88] Shih, C.Y., Tsuei, Y.G., Allemang, R.J., Brown, D.L.: A frequency domain global parameter estimation method for multiple reference frequency response measurements, *Mech. Syst. Signal Pr.*, Jg. 2, Nr. 4, S. 349-365, 1988
- [SIED08] Siedl, D. J.: Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen während Verfabrbewegungen, Dissertation, TU München, Utz, 2008
- [SITT13] Sitte, B.: Prozessstabilität als Bewertungskriterium im Entwicklungsprozess von Werkzeugmaschinen, Dissertation, RWTH Aachen, 2013
- [SMIT93] Smith, S., Tlustý, S.A.: Efficient Simulation Programs for Chatter in Milling, *Annals of CIRP* Jg. 42, Nr. 1, S. 463-466, 1993
- [SPEN94] Spence, A. D., Altintas, Y.: A Solid Modeller Based Milling Process Simulation and Planning System, *J. Eng. Ind.-T ASME*, Jg. 116, Nr. 1, S. 61, 1994
- [STEP00] Stépán, G., Insperger, T.: Stability of the Milling Process, *Periodica Polytechnica Ser. Mech. Eng.*, Jg. 44, S. 47-57, 2000
- [STEP01] Stépán, G.: Modelling nonlinear regenerative effects in metal cutting, *Philos. T. Roy Soc. A.*, Jg. 359, Nr. 1781, S. 739-757, 2001

- [STOE72] Stöferle, T., Grab, H.: Vermeiden von Ratterschwingungen durch periodische Drehzahländerung, Werkstatt und Betrieb, Jg. 105, Nr. 10, S. 727-730, 1972
- [SURM06] Surmann, T.: Geometrisch-physikalische Simulation der Prozessdynamik für das fünfachsiges Fräsen von Freiformflächen, Vulkan-Verl., Essen, 2006
- [SURM08a] Surmann, T., Biermann, D., Kehl, G.: Oscillator Model of Machine Tools for the Simulation of Self Excited Vibrations in Machining Processes, Proc. of the 1<sup>st</sup> International Conference of Process Machine Interactions, S. 23-29, 2008
- [SURM08b] Surmann, T., Biermann, D.: The effect of tool vibrations on the flank surface created by peripheral milling, Annals of CIRP, Jg. 57, S. 375-378, 2008
- [TAKA93] Takata, S.: Generation of a Machining Scenario and Its Applications to Intelligent Machining Operations, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Jg. 42, Nr. 1, S. 531-534, 1993
- [TOBI58] Tobias, S.A., Fiswick, W.: Theory of Regenerative Machine Tool Chatter, Engineering, London, 1958
- [TLUS62] Danek, O., Polacek, M., Spacek, L., Tlustý, J.: Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen, VEB Verlag, Berlin, 1962
- [TLUS78] Tlustý, J.: Analysis of the State of Research in Cutting Dynamics, Annals of CIRP, Jg. 27, Nr. 2, S. 583-589, 1978
- [TSAI10] Tsai, N.-C., Chen, D.-C., Lee, R.-M.: Chatter prevention for milling process by acoustic signal feedback, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Jg. 47, Nr. 9-12, S. 1013-1021, 2010
- [UHLM06] Uhlmann, E., Zettler, R.: 3D-Zerspannsimulation einer Nickelbasislegierung, In: Brecher, C., Pritschow, G., Krüger, J., Uhlmann, E., Verl, A. (Hrsg.): Simulationstechnik in der Produktion, Düsseldorf: VDI, S. 58-68, 2006
- [VELA10] Vela-Martínez, L., Carlos Jauregui-Correa, J., Rodriguez, E., Alvarez-Ramirez, J.: Using detrended fluctuation analysis to monitor chattering in cutter tool machines, International Journal of Machine Tools and Manufacturing, Jg. 50, Nr. 7, S. 651-657, 2010
- [VOLD82] Vold, H., Kundrat, J., Rockling, G.T., Russel, R.: A Multi-Input Modal Estimation Algorithm for Mini-Computers, SAE Technical Paper Series, Nr. 820194, 1982
- [VOOR12] Voormeeren, S. N.: Dynamic Substructuring Methodologies for Integrated Dynamic Analysis of Wind Turbines, Dissertation, TU Delft, 2012
- [VITR12] Vittr, M.: CAM-NC-Kopplung für einen durchgängigen, bidirektionalen Informationsfluss zwischen Planung und Fertigung, Aachen, Apprimus, 2012

- [WANG14] Wang, C.; Xie, Y.; Zheng, L.; Qin, Z.; Tang, D.; Song, Y.: Research on the Chip Formation Mechanism during the high-speed milling of hardened steel, *Int. J. Mach. Tool Manu.*, Jg. 79, S. 31–48, 2014
- [WECK71] Weck, M.: Dynamisches Verhalten spanender Werkzeugmaschinen, Einflussgrößen, Beurteilungsverfahren, *Messtechnik*, Aachen, 1971
- [WECK05] Weck, M., Brecher, C.: Werkzeugmaschinen – Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose, *Werkzeugmaschinen*, Band 3, Auflage 6, S. 73-81, Springer Verlag, Berlin, 2005
- [WECK06a] Weck, M., Brecher, C.: Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität, *Werkzeugmaschinen*, Band 5, Springer-VDI-Verlag, Berlin, Auflage 7, 2006
- [WECK06b] Weck, M., Brecher, C.: Werkzeugmaschinen - Konstruktion und Berechnung, Auflage 8, Springer Verlag, Berlin, 2006
- [WECK06c] Weck, M., Brecher, C.: Automatisierung von Maschinen und Anlagen, *Werkzeugmaschinen*, Band 4, Auflage 7, Springer-VDI-Verlag, Berlin, 2006
- [WEIN06] Weingaertner, W. L., Schroeter, R. B., Polli, M. L., de Oliveira Gomes, J.: Evaluation of high-speed end-milling dynamic stability through audio signal measurements, *Journal of Materials Processing Technology*, Jg. 179, Nr. 1-3, S. 133–138, 2006
- [WEIN07] Weinert, K., Ungemach, E., Surmann, T., Mehnen, J.: Simulation of Surface-Microstructures Resulting from Milling Processes, *Proc. of the International Conference on Smart Machining Systems*, NIST Gaithersburg, USA, 2007
- [WEIN08] Weinert, K., Kersting, P., Surmann, T., Biermann, D.: Modeling regenerative workpiece vibrations in five-axis milling, *Production Engineering - Research and Development*. Jg. 2, Nr. 3, S. 255-260, 2008
- [YAU05] Yau, H. T., Tsou, L. S., Tong, Y. C.: Adaptive NC Simulation for Multiaxis Solid Machining, *Computer-Aided Design & Applications*, Jg. 2, Nr. 1-4, S. 95-104, 2005
- [ZABE10] Zabel, A.: Prozesssimulation in der Zerspanung, Modellierung von Dreh- und Fräsprozessen, Vulkan-Verlag, Essen, 2010
- [ZAEH94] Zäh, M.F.: Dynamisches Prozessmodell Kreissägen (iwb Forschungsberichte Bd. 79), Springer Verlag, Berlin, 1994
- [ZHAN11] Zhang, Y. L., Li, Z. Y.: Stability and Online Monitoring of Cutting Chatter: A Review, *Applied Mechanics and Materials*, Nr.121-126, S. 377–381, 2011
- [ZORE66] Zorev, N.N.: *Metal Cutting Mechanics*, Pergamon Press, Oxford, London, New York, 1966
- [ZOU09] Zou, G., Yellowley, I., Seethaler, R.: A new approach of the modeling of oblique cutting processes, *Int. J. Mach. Tool Manu.*, Jg. 49, Nr. 9, S. 701-707, 2009

Für einen Großteil der industrienahen Zerspanprozesse ist eine Vorausberechnung der optimalen Prozessparameter bisher nicht möglich. Für diese Dreh- und Fräsprozesse stellt das Reffiz-Projekt nun Werkzeuge bereit, welche eine verbesserte simulative Prognose der Prozessstabilität erlauben.

Das schwingungstechnische Modell der Werkzeugmaschine wird erweitert. Wenn die Achsen der Werkzeugmaschine verfahren, verändern sich die Schwingungseigenschaften der Maschine. Daher wird eine Methode entwickelt, mit welcher das positionsabhängige Schwingungsverhalten berücksichtigt werden kann. Außerdem werden sowohl für das Drehen als auch für das Fräsen effiziente Durchdringungsrechnungen qualifiziert, welche Aussagen über den jeweils aktuellen Zerspanquerschnitt bzw. über den Verlauf der Eingriffsbedingungen entlang des Werkzeugpfads erlauben.

Die Zuverlässigkeit der Zerspankraftmodelle wird gesteigert und ihre Parametrierung wird vereinfacht. Um ein zuverlässiges Abbild eines Zerspanprozesses zu schaffen, ist eine genaue Modellierung der Zerspankräfte erforderlich, deren Parametrierung bisher sehr aufwendig ist. Durch die Korrelation von Achsströmen und Zerspankräften können nun aufwendige Messaufbauten entfallen. Zur Bestimmung der Zerspankraftkoeffizienten aus den ermittelten Kraftverläufen steht nun eine neuartige Methode bereit. Die Methode verarbeitet die statischen Kraftanteile und ist folglich robust gegenüber etwaigen Störeinflüssen oder zu geringer Signalabtastrate.

CAM-Programmiersysteme werden prototypisch erweitert, um eine Aussage über die Antriebsauslastung und die Prozessstabilität zu erhalten. Bisher sind Simulationssysteme verfügbar, mit denen Taktzeiten optimiert und Maschinenabläufe hinsichtlich eventuell auftretender Kollisionen überprüft werden können. Nun wird das virtuelle Maschinenabbild prototypisch um einen virtuellen Antrieb und ein einfaches Schwingungsmodell der Maschinenstruktur ergänzt. Mit diesem System kann die Antriebsauslastung und in Kombination mit einem Prozessmodell sogar das Schwingungsverhalten für die virtuell definierte, kundenspezifische Bearbeitungsaufgabe in den bereits bekannten Simulationssystemen vorhergesagt werden.



**SHAKER**  
**VERLAG**