

.....
.....
.....
.....

.....

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für
der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor.....
genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:

Prüfer der Dissertation:

1.
2.
3.

Die Dissertation wurde am bei der Technischen Universität München
eingereicht und durch die Fakultät für
am angenommen.

Optimale Zustandsregelung von Montage- robotern im Hochbau

Einleitung

Motivation. Bei Montagerobotern im Hochbau müssen in einem relativ großen Arbeitsraum relativ schwere Lasten gehandhabt werden. Sollen keine "schwerfällige Monstren" gebaut werden, sind Leichtbaukonstruktionen mit tiefliegenden mechanischen Eigenfrequenzen unvermeidlich.

Problemstellung. Muß aufgrund von Forderungen nach Genauigkeit, Dynamik oder Sicherheit der Lageregelkreis über die Akteurposition der schwingenden Last geschlossen werden, kann eine dynamische Stabilität nur mit der regelungstechnischen Behandlung der mechanischen Eigenfrequenz w_{I2} erzielt werden. Kann aus wirtschaftlichen und energetischen Gründen dieser nicht einfach überdimensioniert werden, so liegt die Eigenfrequenz der mechanischen Übertragungsglieder (w_{I2}) der Roboterachse im Bereich der Eckfrequenz ihres Antriebs (w_A).

Beschreibung und Darstellung im Zustandsraum. Gerade solche Regelstrecken sind Gegenstand des hier entwickelten Regelverfahrens. Ihre regelungstechnischen Eigenschaften lassen sich durch die mechanische Eigenfrequenz w_{I2} und Antriebseckfrequenz w_A als signifikante Kenngrößen beschreiben. Ihre mathematische Beschreibung führt auf eine Zustandsdifferentialgleichung vierter Ordnung. Zwei der vier Zustandsgrößen sind Lagegrößen, die physikalisch die Deformation der mechanischen Übertragungsglieder beschreiben.

Automatische Inbetriebnahme. Die vorliegende Arbeit versteht sich als ein Beitrag zur automatischen Inbetriebnahme von adaptiven Zustandsregelungen mechanisch-nachgiebiger Lageregeleinrichtungen. Um dieses Ziel zu erreichen wurden folgende Maßnahmen ergriffen:

- Durch die *analytische* Lösung der *allgemein-formulierten* Optimierungsaufgabe wurden *algebraische* Entwurfsvorschriften erarbeitet, mit denen numerisch-iterative Entwurfsverfahren durch *rein-sequenzielle Entwurfsalgorithmen* ersetzt werden konnten, die Dank ihrer *determinierten Rechenzeit* von der Echtzeit-Task-Verwaltung *zeitlich-äquidistant abgetastet* werden können und sich somit zur adaptiven Lageregelung von mechanisch-nachgiebigen Bewegungsachsen im Rahmen modularer, offener Robotersteuerungen eignen.
- Es wurde eine *Normierung und Standardisierung* der Systembeschreibung durchgeführt, die einen Einsatz des Verfahrens sowie zugehöriger Algorithmen auch bei unterschiedlichsten Hardwarekonfigurationen (Kinematik, Antriebstechnik, Sensorik) ermöglicht und ein modulares Steuerungskonzept mit klarer Aufgabenteilung und Hierarchie der Teilsysteme erlaubt.
- Die analoge Geschwindigkeitsregelung wurde in die *"rein"-digitale Lagezustandsregelung* integriert, so daß die Regelstrecken bereits durch die Angaben der Antriebshersteller definiert sind und auf eine aufwendige Identifikation (zeitvarianter) analog-geschwindigkeitsgeregelter Servoantriebssysteme verzichtet werden kann.

Historischer Werdegang der Arbeit. Der regelungstechnische Teil der vorliegenden Arbeit versteht sich als eine Weiterentwicklung der im "Produktionstechnischen Zentrum" der Fraunhofergesellschaft PTZ-Berlin entwickelten Arbeiten zur regelungstechnischen Behandlung komplexer Antriebssysteme. Von Herrn Prof. Dr. Richard Wambach wurde ein Verfahren zur optimalen, kontinuierlichen Regelung von mechanisch - nachgiebigen Roboterachsen mit einer bestimmten mechanischen Eigenfrequenz entwickelt. In meiner Diplomarbeit wurde ein Verfahren zur automatischen Inbetriebnahme der diskreten Lageregelung von mechanisch-steifen Antrieben entwickelt. Weitere Anregungen konnte ich während meiner Tätigkeit im ISW der Universität Stuttgart erhalten, dessen Arbeiten auf die Automatisierung der Identifikation und Lageregelung analog-geschwindigkeitsgeregelter Antriebssysteme zielten. Entsprechend einer Anregung von Prof. Dr. Thomas Bock wurden diese regelungstechnischen Verfahren während meiner Tätigkeit im IMB/AIB der Universität Karlsruhe im Einklang mit den Erfordernissen der Baurobotik weiterentwickelt.

Regelungstechnische Einordnung der Arbeit. In der wissenschaftlichen Literatur findet man eine große Vielfalt von Lösungsansätzen zur Steuerung und Regelung von mechanisch-nachgiebigen Robotern. Aus Gründen der Modularität, Wirtschaftlichkeit und industrieller Anwendbarkeit folgt die Arbeit dem Konzept der Achsregelung und sieht keine achsübergreifende Regelung des Gesamtsystems "Roboters" vor. Aus praktisch den gleichen Gründen wird nur die regelungstechnische Behandlung von einer mechanischen Nachgiebigkeit pro Roboterachse vorgesehen (die überwältigende Mehrheit der Roboterachsen besitzt eine dominante mechanische Nachgiebigkeit).

Zeitdiskrete- und zeitkontinuierliche Darstellung. Bei der Durchführung der Forschungs- und Entwicklungsarbeiten wurde der Abtastprozeß zunächst in der Weise berücksichtigt, daß alle Regelverfahren auch zeitdiskret dargestellt wurden, da:

- für Abtastzeiten $w_{I2}T > 0.1$ bei der hier behandelten Klasse mechanisch - nachgiebiger Roboterachsen seine Vernachlässigung zu unbefriedigenden Ergebnissen führt,
- er neben der maximal erzielbaren Dynamik ($k_v \text{Max}T$) insbesondere die (auch wirtschaftlich) bedeutungsvolle Dominanzgrenze ($w_{I2}/w_{A \text{Min}}T$ und $k_v \text{Min}T$) spürbar beeinflusst und

- somit auf wissenschaftlich neue Fragestellungen und Lösungen führt.

Da umgekehrt

- die zeitdiskrete Darstellung zu physikalisch nicht oder schwer interpretierbaren Ausdrücken führt,
- die interdisziplinäre Arbeit aber möglichst für alle „betroffenen“ Fachleute verständlich sein soll und
- der Leistungszuwachs der verwendeten Prozeßrechner die Notwendigkeit einer zeitdiskreten Beschreibung auf den Bereich zeitdiskret arbeitender Sensoren (z.B. zur Erfassung der Aktorlage) begrenzt,

wurde einerseits

- die zeitdiskrete Version der entwickelten Verfahren aus der vorliegenden Arbeit ausgelagert und unter [BRI-2000] veröffentlicht, jedoch andererseits
- ihre Grundlagen soweit integriert, daß die Darstellung der
 - Wechselwirkung und Abstimmung der wichtigsten Kenngrößen der mechanisch - nachgiebigen Roboterachsen ($wI2$, wA , $wI2T$) und der (für die steuerungstechnische Praxis interessanten)
 - quasidiskreten Realisierung der Regelverfahrenermöglicht wird.

Vorwort des Verfassers

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Angestellter an den Instituten für

- Produktionsanlagen und Konstruktionstechnik (IPK-Berlin) der Fraunhofergesellschaft,
- Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW) der Universität Stuttgart und
- Maschinenwesen im Baubetrieb / Abteilung "Automatisierungstechnik im Bauwesen AIB" der Universität Karlsruhe.

Sie enthält insbesondere die in verschiedenen Forschungsprojekten des AIB im Bereich der Baurobotik gewonnenen Erkenntnisse.

Dem ehemaligen Leiter des AIB, Herrn Professor Dr.-Ing. / Tokio Thomas Bock (jetzt Inhaber des Lehrstuhls für "Baurealisierung und -informatik" der TU München) bin ich sehr dankbar, daß er mir durch sein Vertrauen eine großzügige Gestaltungsfreiheit bei der Anfertigung der Arbeit ermöglichte. Durch seinen unermüdlichen Einsatz und seine Präsenz im In- und Ausland hat Professor Bock mit einer Vielfalt kreativer Ideen und Lösungsansätzen das noch junge Gebiet der "Automatisierung im Bauwesen" in das Bewußtsein der Öffentlichkeit gerückt.

Dem Direktor des "Instituts für Robotik und Mechatronik" des "Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt" (DLR) in Oberpfaffenhofen, Prof. Dr.-Ing. Jürgen Ackermann, danke ich ebenso für die freundliche Übernahme des Mitberichts.

Mein besonderer Dank gilt ebenfalls dem ehemaligen Leiter der Abteilung Antriebstechnik des IPK-Berlin, Herrn Prof. Dr. Richard Wambach (jetzt TFH Berlin) für zahlreiche anregende Diskussionen und für die Unterstützung und Wertschätzung, die er meiner Arbeit stets entgegengebracht hat.

Außerdem möchte ich mich bei den im Literaturverzeichnis genannten Diplomanten und den wissenschaftlichen Hilfskräften (Mitarbeit von Herrn Dipl.-Ing. Hans Friedrich Steffani bei der Programmierung der Steuer- und Regelalgorithmen, Dipl.-Ing. Thomas Brimmer bei der Programmierung der MATHEMATICA - Simulationen und Dipl.-Ing. Uwe Grotjans bei der Konstruktion des Robotorgreifers) bedanken, die durch ihre wertvolle und engagierte Unterstützung zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Zahlreiche Firmen und Institutionen, die durch Spenden und praktische Hinweise günstige Rahmenbedingungen ermöglichten, bin ich ebenfalls zu Dank verpflichtet; insbesondere der Fa. GISOTON, Püttlingen sowie den FIRMEN BILFINGER & BERGER BAU AG, Mannheim und der LIEBHERR GMBH, Biberach.

Werner Leyh

Inhaltsverzeichnis

1 Konzeption, Gestaltung und Konstruktion eines Baumontagesystems	1.1 / 1
1.1 Robotik im Bauwesen	1.1 / 1
1.1.1 Übersicht	1.1 / 1
1.1.2 Komplexe Lösungsmatrix der globalen Aufgabenstellung "Automatisierung im Hochbau"	1.1 / 1
1.1.3 Gegenwärtige Probleme der Baurobotereinführung	1.1 / 2
1.1.3.1 Roboterorientiertes Bauwesen	1.1 / 2
1.1.3.2 Robotergerichtetes Planen, Entwickeln und Konstruieren	1.1 / 2
1.1.3.3 Probleme bei der Integration der Robotertechnologie	1.1 / 3
1.1.3.4 Anforderungen bezüglich Arbeitsraum und Nutzlast	1.1 / 4
1.1.3.5 Probleme von Baurobotern mit großem Arbeitsraum und Nutzlast	1.1 / 4
1.1.4 Lageregelung von Roboterachsen mit mechanischer Nachgiebigkeit	1.1 / 5
1.1.4.1 Beschreibung der Regelstrecke	1.1 / 5
1.1.4.2 Regelkonzept	1.1 / 5
1.1.4.3 Erforderliche Sensorik	1.1 / 5
1.1.4.4. Automatische Parametrierung zustands geregelter Roboterachsen mit mechanischer Nachgiebigkeit	1.1 / 5
1.1.5 Tendenzen für Robotereinsätze	1.1 / 7
1.1.6 Stand der Robotertechnologie im Bauwesen	1.1 / 8
1.2 Erfahrungen bei der Konstruktion eines Baumontageroboters	1.2 / 1
1.2.1 Zwei Lösungskonzepte: Automatikkrane oder Mobilroboter	1.2 / 1
1.2.2 Für das Bauwesen geeignete Roboterkinematiken	1.2 / 2
1.2.2.1 Kinematiken des Automatikkrankonzepts	1.2 / 6
1.2.2.2 Kinematiken des Mobilroboterkonzeptes	1.2 / 7
1.2.2.3. Fahrzeugkinematik für ein geländegängiges, flächenbewegliches Vielradfahrzeug mit Allradantrieb	1.2 / 10
1.2.4 Konstruktionskriterien und -ziele	1.2 / 13
1.2.4.1 Leistungsmerkmale	1.2 / 13
1.2.4.2 Gründe für das hohe Eigengewicht von Industrierobotern	1.2 / 13
1.2.4.3 Konstruktionsphilosophie	1.2 / 13
1.2.4.4. Schwerbaurobter-Konzept mit indirektem Wegmeßsystem und hochuntersetzendem Getriebe	1.2 / 13
1.2.4.5. Gegenüberstellung der Merkmale von Leichtbaurobotern und Schwerbaurobotern	1.2 / 15
1.3 Automatische Montage eines handelsüblichen Schalungssteinsystems	1.3 / 1
1.3.1 Merkmale von Bausystemen	1.3 / 1
1.3.1.1 Merkmale von Baumontagesystemen	1.3 / 2
1.3.2 Freiheitsgrad "Arbeitsverfahren": Automatische Montage eines handelsüblichen Schalungssteinsystems	1.3 / 4
1.3.2.1 Philosophie bei der Automatisierung von Baumontagesystemen	1.3 / 8
1.3.2.2 Fügetechniken	1.3 / 10
1.3.2.3 Referenzsystem - Wer definiert die Absolutposition?	1.3 / 12
1.3.3 Freiheitsgrad "Arbeitsmaterial": Montageelemente	1.3 / 14
1.3.3.1 Gängige Baumittel	1.3 / 14
1.3.3.2 Anforderungen an automatisierungsgerechte Montageelemente	1.3 / 14
1.3.3.3 Die verwendeten Mauerelemente	1.3 / 16
1.3.4 Freiheitsgrad "Arbeitswerkzeug": Robotersystem	1.3 / 19
1.3.4.1 Das Greifersystem	1.3 / 19
1.3.4.2 Realisierte und verwendete Greiferkonstruktionen	1.3 / 20
1.3.4.3 Wechselwirkung von Arbeitsverfahren und Arbeitsmittel: Greifvarianten und Greifervarianten	1.3 / 23
1.3.5 Zusammenfassung der bei den Montageversuchen gewonnen Erkenntnisse und Erfahrung	1.3 / 26
1.3.5.1 Arbeitsmaterial: Automatisierungsgerechte Modifikation der handelsüblichen Montageelemente	1.3 / 26
1.3.5.2 Arbeitswerkzeug: Montageversuche mit dem "Institutsprüfstand Portalroboter"	1.3 / 28

1.3.5.3 Arbeitswerkzeug: Realisierte und erprobte Greifer	1.3 / 29
1.3.5.4 Arbeitsverfahren: Montagesituationen	1.3 / 30
1.3.5.5 Arbeitsgegenstand: Montagesituationen	1.3 / 30
2 Modellbildung	2 / 1
2.1 Eine Klasse mechanisch-nachgiebiger Lageregelstrecken	2 / 1
2.2 Beschreibung mechanisch-nachgiebiger Lageregelstrecken	2 / 4
2.2.1 Beschreibung durch Sensormodelle	2 / 4
2.2.2 Beschreibung durch zwei Standardmodelle	2 / 7
3 Systemeigenschaften und ihre regelungstechnische Beschreibung	3 / 1
3.1 Eigenschaften des zeitkontinuierlichen Systems	3 / 1
3.1.1 Übertragungsfunktion und Pole der Regelstrecke	3 / 1
3.1.2 Beschreibung des geschlossenen Regelkreises	3 / 5
3.1.3 Die Stellgrenze in Abhängigkeit der Koeffizienten des charakteristischen Polynoms und der Streckenparameter	3 / 7
3.1.4 Die Geschwindigkeitsverstärkung	3 / 8
3.1.4.1 Die Geschwindigkeitsverstärkung als Funktion des charakteristischen Polynoms	3 / 8
3.1.4.2 Die Geschwindigkeitsverstärkung als Funktion der Regelparameter	3 / 9
3.1.4.3 Die maximale Geschwindigkeitsverstärkung des Optimierungsziels	3 / 9
3.2 Eigenschaften des zeitdiskreten Systems	3 / 10
3.2.1 Beschreibung der zeitdiskreten Regelstrecke	3 / 11
3.2.2 Der geschlossene Regelkreis	3 / 13
3.2.3 Die Stellgrenze in Abhängigkeit der Koeffizienten des charakteristischen Polynoms und der Streckenparameter	3 / 17
3.2.4 Die Geschwindigkeitsverstärkung	3 / 18
3.2.4.1 Die Geschwindigkeitsverstärkung als Funktion des charakteristischen Polynoms	3 / 18
3.2.4.2 Die Geschwindigkeitsverstärkung als Funktion der Regelparameter	3 / 19
3.2.4.3 Die maximale Geschwindigkeitsverstärkung des Optimierungsziels	3 / 19
3.2.5 Wahl der Abtastzeit bei der Regelung mechanisch-nachgiebiger Lageregelstrecken	3 / 20
3.2.6 Der quasidiskrete Reglerentwurf	3 / 20
4 Zustandsregelung mechanisch-nachgiebiger Lageregelstrecken	4 / 1
4.1 Systemauslegung und adaptiver Reglerentwurf	4 / 4
4.2 Berücksichtigung der Stellgrößenbegrenzung	4 / 4
4.3 Zeitkontinuierliche und - diskrete Zustandsregelung	4 / 5
4.3.1 Zeitkontinuierliche und - diskrete Optimierung	4 / 7
4.3.1.1 Zeitkontinuierliche Zustandsregelung	4 / 7
4.3.1.2 Zeitdiskrete Zustandsregelung	4 / 9
4.4 Voraussetzungen der Syntheseverfahren	4 / 12
5 Zielsetzung bei der Synthese der Lageregeleinrichtung	5 / 1
6 Optimierung der Lageregeleinrichtung	6 / 1
6.1 Lineare Optimierung	6 / 1
6.1.1 Die Optimierungstheorie nach Kalman	6 / 6
6.2 Anwendung der Kalmanschen Optimierungstheoreme auf mechanisch - nachgiebige Lageregelstrecken	6 / 4
6.3 Vorgabe des Optimierungsziels	6 / 6
6.3.1 Definition des Ziels der kontinuierlichen und diskreten Optimierung mittels idealer Nullstellen	6 / 6
6.3.1.1 Kontinuierliches Gütepolynoms in der s-Bereich	6 / 9
6.3.1.2 Parallele Diskretisierung von Regelstrecke und Optimierungsziel	6 / 9
6.3.2 Anpassung des Optimierungsziels zur Wahrung der Dominanz des Regelpolpaars	6 / 11
6.3.2.1 Motivation und Notwendigkeit der Anpassung	6 / 12
6.3.2.2 Verlust der Dominanz durch Vorgabe des Optimierungsziels in Abhängigkeit von $w/2$	6 / 12
6.3.2.3 Erhalt der Dominanz durch Anpassung des Optimierungsziels	6 / 13
6.3.2.4 Die Funktionen zur Vorgabe des Optimierungsziels	6 / 14
6.3.2.5. Vorgehensweise und Konsequenzen beim Reglerentwurf auf Nutzung der Stellgrenze	6 / 15
6.3.2.6 Vorgehensweise und Konsequenzen beim Reglerentwurf nach kv-Vorgabe	6 / 15

7 Optimierung des kontinuierlichen Systems	7 / 1
7.1 Formulierung des kontinuierlichen Optimierungsproblems im Zeitbereich	7 / 1
7.2 Iterative Lösung des diskreten Optimierungsproblems im Zeitbereich	7 / 1
7.3 Übertragung des kontinuierlichen Optimierungsproblems in den Frequenzbereich	7 / 1
7.4 Der optimale Wurzelort des zeitkontinuierlichen Systems	7 / 3
7.5 Konsequenzen der absoluten Lage der idealen Pole	7 / 4
7.6 Algebraische Lösung der Gleichung des optimalen Wurzelorts	7 / 5
7.6.1 Voraussetzungen	7 / 5
7.6.2 Formulierung des Gleichungssystems	7 / 6
7.6.3 Strategien zur Lösung der Optimierungsaufgabe	7 / 8
7.6.4 Gleichung 4. Ordnung zur Bestimmung von n_1 als Lösung der Optimierungsaufgabe bei kv-Vorgabe	7 / 9
7.7 Der optimale Wurzelort des kontinuierlichen Systems in Abhängigkeit des Entwurfsziels	7 / 11
7.7.1 Darstellung des optimalen Wurzelorts in der komplexen Ebene	7 / 11
7.7.2 Der optimale Wurzelort im mechanisch- nachgiebigen Frequenzbereich	7 / 13
7.7.3 Der optimale Wurzelort im Bereich des potentiellen Dominanzverlusts	7 / 15
7.7.3.1 Der Entwurf auf Nutzung der maximalen Stellgrenze	7 / 15
7.7.3.2 Der Entwurf nach kv-Vorgabe	7 / 15
7.7.3.3 Anfang und Ende der WOK im Bereich des potentiellen Dominanzverlusts	7 / 16
7.7.3.4 Pollagen im Übergangsbereich	7 / 17
7.7.3.5. Verlauf der normierten Wurzelortskurve im Bereich des potentiellen Dominanzverlusts	7 / 18
7.7.4 Die Maximalwerte der Geschwindigkeitsverstärkung	7 / 21
7.7.4.1. Die maximale Geschwindigkeitsverstärkung im mechanisch-nachgiebigen Frequenzbereich	7 / 21
7.7.4.2. Die maximale Geschwindigkeitsverstärkung im Bereich des potentiellen Dominanzverlusts	7 / 22
7.7.5 Das Verhältnis des antriebstechnischen und mechanischen Maximums der Geschwindigkeitsverstärkung	7 / 29
8 Optimierung des diskreten Systems	8 / 1
9 Die Synthese der Lageregelung	9 / 1
9.1 Die Geschwindigkeitsverstärkung als Syntheseziel	9 / 1
9.1.1 Die maximalen Geschwindigkeitsverstärkungen des kontinuierlichen und diskreten Regelkreises	9 / 2
9.1.2 Die minimalen Geschwindigkeitsverstärkungen des kontinuierlichen und diskreten Regelkreises	9 / 3
9.1.3 Kontinuierlicher Reglerentwurf nach kv-Vorgabe	9 / 4
9.2 Die Nutzung der Antriebsstellgrenze als Syntheseziel	9 / 5
9.2.1 Die Vorgabe des Entwurfsziels "Nutzung der Stellgrenze"	9 / 6
9.2.2 Die Voraussetzungen bezüglich des vorgebbaren Frequenzverhältnisses ω_A / ω_{12}	9 / 9
9.2.2.1 Das minimale Frequenzverhältnis der Dominanz	9 / 9
9.2.2.2 Das maximale Frequenzverhältnis des Verzweigungspunktes	9 / 11
10 Formelzeichen, Begriffe und Abkürzungen	10 / 1
10.1 Formelzeichen	10 / 1
10.2 Begriffe	10 / 5
10.3 Allgemeingültige Konstanten	10 / 7
10.4 Abkürzungen	10 / 8
11 Literatur- und Quellenangaben	11 / 1
12 Zusammenfassung und Ausblick	12 / 1
12.1 Zusammenfassung	12 / 1
12.2 Ausblick	12 / 3

1 Konzeption, Gestaltung und Konstruktion eines Baumontagesystems

1.1 Robotik im Bauwesen

1.1.1 Übersicht

Seit Mitte der 70er Jahre werden in der Bauwirtschaft nur noch verhältnismäßig geringe Produktivitätsfortschritte erzielt. Einen technologischen Innovationsschub im Bauwesen verspricht der Einsatz von CIM-Technologien, durch rechnerintegrierte Planung, Konstruktion, Berechnung und Ausführung der Bauprojekte. Mit Hilfe freiprogrammierbarer Robotersysteme wird die flexible Herstellung von unterschiedlichsten Gebäudeteilen ermöglicht. Sie werden deshalb als Schlüsseltechnologie der Automatisierung des Bauens betrachtet. Ihre erfolgreiche Integration erfordert eine angepaßte Baurobotertechnologie und ein automatisierungsgerechtes Bauwesen [BOLE-92], [ROBCONST-95].

Bis Mitte der 70er Jahre wurde durch die rasante Entwicklung der Baumaschinenteknik noch ein gewisser Produktivitätsfortschritt erzielt [NIGA-84]. Danach war jedoch der Produktivitätsfortschritt in der Bauwirtschaft - verglichen mit anderen Branchen der produzierenden Industrie - verhältnismäßig gering. Die Gründe dafür lagen in den abnehmenden Wachstumsraten, in der Unikatfertigung, in der komplexen Aufgabenstellung und in den sich ständig verändernden Umgebungsbedingungen bei jeder neuen Bauaufgabe [IGBAU-95].

Auf breiter Front können die gegenwärtigen und zukünftigen Anforderungen an das Bauwesen nur durch den Einsatz von integrierten CAD/CAM-Systemen erfüllt werden [MART-90]. Die zu automatisierenden und zu roboterisierenden Bauprozesse und -systeme müssen dafür neu entwickelt werden. Die vorhandenen Managementmethoden müssen überarbeitet und die Arbeitskräfte entsprechend dem Einsatz neuer Technologien qualifiziert werden [ANFR-88].

1.1.2 Komplexe Lösungsmatrix der globalen Aufgabenstellung "Automatisierung im Hochbau"

Die Grundformen von Bausystemen zur Herstellung von Gebäudeteilen ergeben sich aus Art, Größe, Werkstoff, Menge und Ortsbezug des Gebäudeteils und dessen Komponenten.

Jedem dieser Bausysteme ist ein eigenes Arbeitsverfahren zugeordnet !

Solche Arbeitsverfahren sind allgemein durch Arbeitsgegenstand, Arbeitsmittel und Arbeitsmethoden geprägt. Bei der Suche nach geeigneten Konzeptvarianten (vgl. [PABE-93]) automatisierter Systeme zum Errichten von Gebäudeteilen ergibt sich so ein *dreidimensionales Lösungsfeld* für Teilfunktionen das aufgespannt wird durch die Variation der Systemkomponenten:

1. der Arbeitsgegenstände, d.h. der zu errichtenden Gebäudeteile,
2. der Arbeitsmittel, d.h. der dabei eingesetzten Werkzeuge und Materialien und
3. der Arbeitsmethoden, d.h. der dabei eingesetzten Arbeitsverfahren.

Bei der Planung der automatischen Baustelle stellt sich die Aufgabe, automatisierungsgerechte Bauverfahren und geeignete Roboterkonfiguration zu finden, die Kombination und Anordnung solcher Teilsysteme sowie die Komponenten selbst zu optimieren, Roboterprogramme zu erstellen, zu simulieren und auf Kollision zu überprüfen, Komponenten zu synchronisieren und die gesamte automatische Baustelle abzutackten [DIMA-90].

1.1.3 Gegenwärtige Probleme der Baurobotereinführung

1.1.3.1 Roboterorientiertes Bauwesen

Eine erfolgreiche Implementierung der Robotertechnologie wird durch ein roboterorientiertes Bauwesen ermöglicht, das sich durch folgende Merkmale auszeichnet [ISARC84-99]:

- **Flexible industrielle Vorfertigung.** Ein automatisiertes Bauen besteht aus einer industriellen flexiblen Vorfertigung von standardisierten Bauteilen und deren automatische Errichtung und Unterhaltung unter Verwendung von Baurobotern [BOHA-87], [BOCKSTAT-98].
- **Flexible Herstellung unterschiedlicher Gebäudeteile.** Automatisierte Bauproduktionsbetriebe werden eine hohe Variantenbildung durch ein breites Bauteilsortiment erreichen. Mit Hilfe von freiprogrammierbaren Robotern wird eine flexible Herstellung von unterschiedlichsten komplexen Gebäudeteilen ermöglicht, die rechnergestützt verwaltet werden. [BOBR-90].
- **Integriertes System zur Gebäudeplanung und -herstellung.** Entwicklung eines integrierten Systems zur Planung, Herstellung und Betrieb von Gebäuden. Dieses System wird sowohl beim Entwurf von Gebäuden als auch bei der Einsatzplanung von Robotern und der Logistik für die Baustelle verwendet werden [BOTO-88].

1.1.3.2 Robotergerichtetes Planen, Entwickeln und Konstruieren

Die Untersuchung von 50 prototypischen Baurobotern während des Baustelleneinsatzes zeigte, daß ein Ersetzen der handwerklichen Bauarbeiten durch Roboter bedingt erfolversprechend ist. Falls die menschliche Arbeitskraft durch einen Roboter mehr oder weniger ersetzt werden soll, ist es zumeist sinnvoller die herkömmlichen Baumethoden und -systeme entsprechend zu modifizieren. Im Idealfall wird die Verwendung von Robotern im Bauwesen von vornherein berücksichtigt [BODR-88].

Ein Konzept dafür wurde mit dem Begriff des "Robot Oriented Design" bezeichnet und auf dem 5. Internationalen Symposium für Robotik im Bauwesen vorgestellt. Das Ziel des "Robot Oriented Design" ist es, der Verwendung von Robotern bereits in den frühen Projektplanungsphasen entgegenzukommen. Architekten und Ingenieuren werden Leitlinien für "robotergerichtetes Planen und Umplanen" zur Verfügung gestellt. [BOTO-88].

Die Bauarbeiten vor Ort müssen schon in den Planungs- und Konstruktionsphasen auf den späteren Robotereinsatz ausgerichtet werden. Das bedeutet, daß alle Bauplanungsphasen rechnerintegriert bearbeitet werden müssen. Die herkömmlichen Bauprozesse müssen in automatisierungsgerechte Bauprozesse überführt werden. Diese neuen Bauprozesse werden sich grundlegend von den bekannten Bauprozessen unterscheiden. Die üblichen sequentiellen Abläufe der Bauproduktion werden durch parallele Abläufe ersetzt werden. Bei der Auftragserteilung für ein automatisiertes und roboterisiertes Bauvorhaben wird die Planung, Konstruktion und Herstellung von Bauteilen bereits weitgehend vorbereitet und abgeschlossen sein, so daß nach Vertragsabschluß das Bauprojekt nur noch ein geometrisches Konfigurationsproblem, zeitliches Organisationsproblem und physikalisches Ausführungsproblem darstellt.

Die Bauunternehmensstruktur wandelt sich vom jetzigen Bereitstellungsbetrieb zum künftigen Dienstleistungsunternehmen. Moderne Bauten bestehen im Gegensatz zu vorindustriellen Bauten aus vielen Teilsystemen. Die Planung, Produktion und das Produkt wurden zunehmend mechanisiert und werden weiter mechatronisiert werden. Diese grundlegende Wandlung der Baubranche erfordert einen integrierten und interdisziplinären Problemlösungsansatz. In der baubetrieblichen Umsetzung bedeutet das die Festlegung der Bedingungen für das Arbeiten von Robotern vor Ort durch die geometrische, physikalische und zeitliche Definition der Elemente für jedes Bausubsystem. Das setzt eine Verkettung des Daten- und Informationsflusses vom Entwurf über die Konstruktion, Herstellung, Montage bis zum Betrieb von Bauprojekten voraus. Dem Problem unterschiedlicher Genauigkeiten wird durch ein kompliziertes Baussystem begegnet, wobei sowohl im Bauteil als auch im Roboter eine Komplienz vorgesehen werden sollte [BOPO-98].

1.1.3.3 Probleme bei der Integration der Robotertechnologie

Eine erfolgreiche Implementierung der Robotertechnologie im Bauwesen kann nur erfolgen wenn insbesondere folgende Probleme gelöst werden (siehe Fig. 1.1.3.3-1):

	Forderung	Erläuterung	Abs.	Literatur
a.	Rechnergestützte Baukonstruktion	Der Bauentwurf sollte mit der Hilfe eines 3D-Volumen-Modells erfolgen, auf das alle (nachfolgende) Entwicklungsschritte Zugriff haben (z.B. CAD-RC-Schnittstellen).		[ROCCO-95], [ANBL-94]
b.	Rechnergestützte Arbeitsplanung	Der Bauentwurf sollte von einem wissensbasierten Expertensystem unterstützt werden, das durch Regeln und Informationen seiner Wissensbasis eine Automatisierung und "Robot Oriented Design" begünstigt.		[ROCCO-95], [BOTO-88]
c.	Automatisierungs- und Roboter-gerechte Bauteile	Die Bauteile sind (zumindest für Industrieroboter) noch zu schwer und von unterschiedlichem Format. Dazu müssen leistungsfähige Roboter auch für große Reichweiten und Lasten und/oder robotergerichte, d.h. insbesondere wohldefinierte und industriell vorgefertigte Bauteile entwickelt werden. Hinsichtlich (elementarer) Bauteile wird eine Standardisierung unumgänglich. Sie müssen den Roboter-einsatz durch folgende Konstruktionsmerkmale erleichtern: <ul style="list-style-type: none"> • kompliante (selbstjustierende) Verbindungen, • einfach und sicher zu greifen, • integrierte Bewehrung und ein • symmetrischer Aufbau. 	1.3	[BOSF-89], [BOBR-89]
d.	Baustellenroboter	Die Baustellen und Baustellenbedingung variieren von Projekt zu Projekt. Daher sollten zumindest diejenigen Baustellenroboter, die nicht für Arbeiten bestimmt sind welche sich in die Vorfertigung verlagern lassen, leichtgewichtig, transportfähig, kompakt, robust, flexibel sowie gegebenenfalls mobil und autonom sein. Daraus resultieren von Industrierobotern (IR) abweichende Anforderungen hinsichtlich Kinematik, Antriebstechnik, Navigation, Steuerung, Sensorik, Regelung, etc.	1.2	[ISARC84-99], [MROBOT-93], [WARS-88]
e.	Standardisierung und Strukturierung der Bauarbeiten	Die Bauarbeiten sind zu zergliedert. Sie müssen klar strukturiert, standardisiert und quantitativ reduziert werden.		[MART-90],
f.	Robotergerichte Gestaltung und Planung der Bauabläufe	Bauteile und Bauabläufe müssen robotergericht gestaltet und geplant werden um deren Einsatz zu erleichtern	1.3	[ROBLOCK-95], [BOCK-98/2], [ROCONST-95]
g.	Management-methoden	Die vorhandenen Managementmethoden müssen überarbeitet und die vorhandenen Arbeitskräfte entsprechend dem Einsatz neuer (CIM-) Technologien qualifiziert werden.		[ANFR-88], [BOCK-88]

Fig. 1.1.3.3-1: Bei der Integration der Robotertechnologie zu lösenden Probleme

1.1.3.4 Anforderungen bezüglich Arbeitsraum und Nutzlast

Der notwendige Arbeitsbereich von Baustellenrobotern ist bestimmt durch die Größe des Raumes, der bearbeitet werden soll, bzw. im Falle eines stationären Bauroboters in der Vorfertigung durch die Größe der herzustellenden Fertigteile. Auch die vertikalen Dimensionen von Innenräumen kommerzieller Gebäude (z.B. 2,7m - 3,0m; 10-14qm) bestimmen die Reichweite von autonomen Baustellenrobotern. Die Anforderungen hinsichtlich seiner Nutzlast werden von den verwendeten Bauteilen bestimmt. Man kann annehmen, daß sie sich auf minimal 10 kg begrenzen lassen [WARS-88] Muß die gesamte Aufgabe von einem Standort aus erfüllt werden, erfordert dieser Arbeitsraum eine Roboterarmlänge von ca. 3m in dem mindestens 10 kg zu handhaben sind.

Andererseits können mit starr automatisierten Mauermaschinen und zwei Arbeitskräften rund 30-35 qm Mauertafeln je Stunde erstellt werden [ANFR-91]. Sollen mit einem Robotersystem bei gleichartiger Bautechnologie gleiche Mengenleistungen erbracht werden, erfordert dies (im Vergleich zu IR) hohe durchschnittliche Tool-Center-Point- (TCP-) Geschwindigkeiten (Größenordnung von 2 m/s).

1.1.3.5 Probleme von Baurobotern mit großem Arbeitsraum und Nutzlast

Die sich aus den beiden Forderungen nach großen Arbeitsräumen und großen Nutzlasten ergebenden Konsequenzen lassen sich anhand der nachfolgenden Merkmale von Roboterkonstruktionen besprechen (siehe Fig. 1.1.3.5-1: Probleme von Baurobotern mit großem Arbeitsraum und Nutzlast):

	Merkmal	Erläuterung	Abs.
a.	Kinematik	Die geforderten Arbeitsbereiche machen von herkömmlichen IR abweichende, neue Kinematikkonzepte (z.B. Automatikkrane) erforderlich. Die gewünschte Dynamik erfordert deren Realisierung in Leichtbauweise (siehe 1.2.2.2).	1,2
b.	Steifigkeit	Aus physikalischen Gründen nimmt die Steifigkeit i.a. mit zunehmender Reichweite ab. Daraus resultierende statische Positionsabweichungen durch Arbeits- und Gravitationskraft sind zu kompensieren und mechanische Schwingungen zu dämpfen. Dies ist durch Einsatz direkter Meßsysteme und moderner Regelstrategien im Zustandsraum möglich (Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit).	1,2
c.	Antriebe	Um die aus geringer Steifigkeit resultierende, tiefliegende mechanische Eigenfrequenz nicht weiter abzusenken bedarf es insbesondere für die Handachsen kompakter Antriebe, d.h. mit hoher Leistung bei geringer Masse.	1,2
d.	Mobilität	Ist das System nicht für Arbeiten vorgesehen die sich in die Vorfertigung verlagern lassen, muß es transportierbar, robust sowie gegebenenfalls mobil und autonom sein.	1,2
e.	Steuerung	Insbesondere wenn das Handhabungssystem als Baustellenroboter vor Ort eingesetzt werden soll, erweisen sich aus dem IR-Bereich bekannte Standardsteuerungen als ungeeignet, und modulare, anwenderkonfigurierbare Systeme erforderlich. Gründe dafür sind: <ul style="list-style-type: none"> • Komplexe Applikationen können häufiges Umschalten des Handhabungssystems zwischen einem Automatik (RC)- Modus und einem Manipulator-Mode erforderlich machen. • Viele Aufgaben lassen sich nicht durch eine bloße Lagesollwertvorgabe auf der Grundlage offline erstellter RC-Programme erfüllen. Der Bewegungsablauf muß von online-ermittelten Sensordaten abhängig gemacht werden. Dies macht i.a. Sensorregelungen erforderlich. • Ein Teil der Aufgaben erfordert mobile und autonom arbeitende Systeme. 	3,4,5
f.	Adaptive Lage- regelung	Große Arbeitsräume und Vielfalt der Bauteile führen im Allgemeinen zu starken Schwankungen von Streckenparametern wie des Lastträgheitsmoments, womit eine ständige Adaption der Positionierregelung erforderlich wird.	13

Fig. 1.1.3.5-1: Probleme von Baurobotern mit großem Arbeitsraum und Nutzlast

1.1.4 Lageregelung von Roboterachsen mit mechanischer Nachgiebigkeit

Zur Positionierung solcher Roboterachsen bedarf es wegen des integralen Zusammenhangs zwischen Stellgröße und Lage einer Regelung. Höhere Anforderungen an die Regelung lassen sich erfüllen, wenn neben dem Lageistwert noch weitere Zustandsgrößen der Strecke zur Regelung herangezogen werden. Lageregeleinrichtungen die aus Zustandsregler und Beobachter bestehen, zeigen sich herkömmlichen Kaskadenregeleinrichtungen insbesondere dann überlegen, wenn die mechanische Eigenfrequenz nicht zu vernachlässigen ist, das heißt in der Größenordnung der Antriebseckfrequenz liegt. Solche Verhältnisse sind für die Grundachsen von Baurobotern mit großen Arbeitsräumen und -lasten typisch. Gleiches gilt natürlich auch für andere Roboter mit schweren Lasten, großem Arbeitsbereich, hoher Dynamik oder Leichtbauweise. Zur Lösung dieses Problems wurde das nachfolgende Regelverfahren entwickelt und im Rahmen eines regelungstechnischen Softwarepaketes in Hochsprache (C) implementiert und eingesetzt.

1.1.4.1 Beschreibung der Regelstrecke

Den hier behandelten Lageregeleinrichtungen liegt eine Beschreibung der Regelstrecke im Zustandsraum zugrunde. Lageregelstrecken lassen sich unter Vernachlässigung der elektrischen Zeitkonstante durch kontinuierliche Zustandsmodelle 2. und 4. Ordnung beschreiben. Im letzteren Fall ist die mechan. Eigenfrequenz mit berücksichtigt. Deren Ableitung erfolgte in [WAMB-88] und [LEYH-87]. Durch die Realisierung auf Mikroprozessorbasis wird eine zeitdiskrete Darstellung erforderlich. Bei Berücksichtigung der Abtastzeit erhöht sich die Modellordnung um eins [LEYH-87].

1.1.4.2 Regelkonzept

Das Lageregelssystem wurde rein digital realisiert. Es findet keine unterlagerte analoge Geschwindigkeitsregelung statt. Dies begünstigt:

- ein einheitliches, geschlossenes Konzept zur Optimierung des Gesamtsystems beim Reglerentwurf
- eine automatische Inbetriebnahme des digitalen (!) Reglers
- den zunehmenden Einsatz von Asynchron- und Synchronmaschinen ohne analoge Drehzahlregelung (siehe 1.2.3.3).

1.1.4.3 Erforderliche Sensorik

Um eine das Arbeitsergebnis bestimmende hohe statische und dynamische Positioniergenauigkeit zu erreichen, wird beim schwingungsfähigen System neben der Motorposition insbesondere die Lastposition, die eigentlich interessierende Regelgröße direkt gemessen. Durch mechanische Übertragungsglieder bedingte, mögliche Positionierfehler sind so in den Regelkreis einbezogen. Am Markt werden dafür geeignete Sensorsysteme ständig leistungsfähiger und kostengünstiger angeboten (z.B. ist die Auflösung von Inkrementalgebern am Getriebeausgang bis 5000 Striche preisunabhängig !).

1.1.4.4 Automatische Parametrierung zustandsgeregelter Roboterachsen mit mechanischer Nachgiebigkeit

In neuerer Zeit wurden Bestrebungen unternommen, solche Zustandsregelungen automatisiert in Betrieb zu nehmen. Aufgrund des Ausbildungsstandes im Bauwesen sind sie dort von besonderer Bedeutung. Dies geschieht meist in zwei Schritten [KEUP-92]:

- Ermittlung der Parameter der Regelstrecke,
- Berechnung der Zustandsregler auf Grundlage zuvor ermittelter Streckenparameter.

Zur Lösung der ersten Teilaufgabe gibt es zwei Möglichkeiten:

- Ermittlung der Streckenparameter aus Kenngrößen die den Datenblättern der (Antriebs-)hersteller entnommen sind,
- Verfahren zur Parameteridentifikation der Regelstrecke durch Analyse der Systemantwort auf Rausch- und Sprungsignale.

Reglereinstellung und Optimierung

Die Parameter des Zustandsreglers lassen sich berechnen, wenn die Eigenwerte der Systemmatrix (Pole) vorgegeben werden [WAMB-88]. Zur Optimierung des Zustandsreglers werden die Pole so gewählt, daß ein quadratisches Gütefunktional minimiert wird. In [WAMB-88] wurde diese Optimierungsaufgabe in den Frequenzbereich übertragen und dort für die unter Abschnitt 3 beschriebenen kontinuierlichen Lage-regelstrecken allgemein gelöst. Zur Berechnung der Reglerkoeffizienten wurden dabei numerische Verfahren eingesetzt. Explizite algebraische Gleichungen zur Bestimmung der Parameter optimierter, zeitdiskreter Zu-standsregler für mechanisch steife Systeme (z.B. Direktantriebe) wurden in [LEYH-87] hergeleitet, dargestellt und eingesetzt. Gleiches geschah hier für mechanisch nachgiebige Systeme.

Das hier vorgestellte Verfahren zur Reglerselbsteinstellung kann sowohl zur

- automatischen Inbetriebnahme als auch zur
- Adaption der Regelparameter an veränderliche

Streckenparameter eingesetzt werden.

Zumindest die zweite Forderung führt zu der Notwendigkeit, daß die Reglerkoeffizienten online berechnet werden können. Je nach Anwendung kann dies im Reglertakt oder einer niedrigeren Task erfolgen. Die Algorithmen zur Berechnung der Regelparameter müssen somit rechenzeitoptimal formuliert werden, was den Einsatz numerischer Verfahren ausschließt. Grundsätzlich lassen sich zwei Wege zur Lösung dieser Aufgabe unterscheiden:

1. die Darstellung der Entwurfsgleichungen in Form von Tabellen die als Datensatz im Speicher des Regelrechners abgelegt werden,
2. die Darstellung der Entwurfsgleichungen in Form expliziter algebraischer Gleichungen und
3. deren Kombination indem die Tabellen mittels der abgeleiteten algebraischen Gleichungen ermittelt werden.

Aus Gründen der Regelgüte, Flexibilität, und Übersichtlichkeit wurde der algebraische Weg hier bevorzugt.

1.1.5 Stand der Robotertechnologie im Bauwesen

Seit 1983 findet jährlich ein internationales Symposium für Roboter und Automatisierung im Bauwesen statt [ISARC84-99]. Dabei stellen Vertreter der bedeutendsten Industrienationen regelmäßig ein weites Spektrum von Modifikationen und Neuentwicklungen in weiten Bereichen des Bauens dar. Dazu gehören Roboter für Tiefbau, Erdbau, Straßenbau, Tunnelbau, Wasserbau, Betonbau, Stahlbau, Fertigteilbau, Diagnostik und Instandhaltung von Bauten und dazugehörige Bereiche wie Steuerung, Regelung, Automatisierung, Simulation, wissensbasierte Systeme usw. Bei diesen Symposium stellten japanische Teilnehmer die größte Gruppe dar. Abgesehen von den übrigen Teilnehmerländern, die vorwiegend theoretische Studien vortrugen, konnten die Japaner zahlreiche realisierte Prototypen, die sich zum Teil schon in der 3. Entwicklungsgeneration befinden oder schon vermarktet werden, vorstellen. Ein Grund für diese japanische Dominanz ist einerseits die von der japanischen Regierung ausgehenden Bemühungen, die Wettbewerbsfähigkeit der eigenen Bauindustrie international zu erhöhen und andererseits die Unternehmensstrategien japanischer Firmen, selbst dann in Entwicklungen zu investieren, wenn ein kurz- bis mittelfristiger Nutzen gar nicht zu erwarten ist [BOTO-90].

Mauerwerksbau

Der Mauerwerksbau ist mit einem Marktanteil von ca. 90% an den erstellten Wandflächen die bedeutendste Produktionstechnologie im deutschen Wohnungsbau.

Baustellenfertigung. Trotz niedrigem technischen Standard gewinnt auch hier der Einsatz technischer Hilfsmittel immer mehr an Bedeutung, da die zu verarbeitenden Steingewichte laufend ansteigen. Dieser Trend wird durch den Zwang zu höherer Produktivität und Qualität (weniger Fugestellen, besser Wärmedämmung) verursacht. Insgesamt führen die größeren Abmessungen immer häufiger zu Steingewichten über 25 kg, die nur von zwei Personen gleichzeitig bzw. mit technischen Hilfsmitteln bewegt werden können.

Zur Entlastung der Maurer vom Heben und Tragen schwerer Steine werden neben ergonomischen Griffhilfen insbesondere Mauermaschinen eingesetzt. Sie bestehen aus einer mobilen Plattform mit höhenverstellbarer Arbeitsbühne und darauf angebrachtem Kranausleger und ermöglichen dem Maurer das Arbeiten in ergonomisch günstiger Haltung sowie das weitgehend kraftfreie Versetzen der Steine.

Spezielle Greifzangen zum gleichzeitigen Aufnehmen und Versetzen von mehreren Steinen sowie die Integration einer Mörtelpumpe sowie eines Mörtelschlittens zur Unterstützung des Mörtelauftrags erhöhen die Arbeitsleistung.

Der Wirksamkeit von Griffhilfen sind durch das Gewicht der Steine natürliche Grenzen gesetzt. Mauermaschinen und Mauerwerkskrane leiden häufig unter einer geringen Akzeptanz bei den Maurern. Um mit solchen Maschinen echte Rationalisierungseffekte zu erzielen, ist der Einsatz von geübtem Personal erforderlich [MAUERW-78], [MAUERN], [MWERK-93].

Vorfertigung. Echte Automatisierungslösungen werden bisher nur in der industriellen Vorfertigung eingesetzt (siehe z.B. [ANLINKER-91], [BÖHM-91]). Die Mauerwerksfertigung erfolgt hier mittels einer teil- oder vollautomatisierten Produktionsanlage auf der Grundlage von Mauerwerksplänen, die zuvor mit CAD-gestützten Wandplanungssystemen elektronisch erstellt werden. Bei den Verfahren zur Vorfertigung unterscheidet man die stehende Fertigung und die liegende Fertigung. Die Wandsegmente werden nach ihrer Fertigstellung mit einem Tieflader zur Baustelle transportiert. Die Vorteile dieser Technologie liegen in der Unabhängigkeit von Witterungseinflüssen und der teilweisen Entlastung des Maurers von schwerer körperlicher Arbeit; nachteilig sind jedoch neben einem hohen Transport- und Verladeaufwand insbesondere konzeptionelle Mängel (Montage grosser planer Wandelemente aus kleinformigen Montageelementen - siehe Abschnitt 1.3.2.1). Die stationäre Vorfertigung von Mauerwerk ist daher nur regional verbreitet (siehe z.B. [DALACKER-97], [LAUK-92]).

Beeinflusst durch den niedrigen technischen Standard im deutschen Mauerwerksbau und die konsequente Förderung der Bauautomatisierung in Japan (siehe z.B. [ISARC84-99], [BOCK-98]), werden auch in Deutschland die Forderungen nach der Einführung von Robotern im Bauwesen lauter. Kommerziell verfügbare automatisierte Mauersysteme für den Baustelleneinsatz befinden sich derzeit in der Erprobungsphase [ROCCO-94].

1.1.6 Rechnerintegration von Baurobotersystemen

Bei der Planung der automatischen Baustelle muß ein genaues Modell des Bauprozesses erstellt werden, wobei die Geometriedaten aus dem CAD-System übernommen und in aufbereiteter Form in die Robotersteuerungen übertragen werden. Sie dienen als Datenbasis beim generieren von Verfah- und Greifbewegungen (siehe z.B. [ANBL-94], [ROCCO-95]).

Die wichtigsten Funktionen einer rechnerintegrierten Baurobotik sind:

- Geometrische und kinematische Modellierung von bestehenden und zu errichtenden Gebäudeteilen, Baumaterialien und -maschinen. Modellierung von Zellen zur Herstellung von Gebäudeteilen in der Vorfertigung. Die Einheit Mauerroboter plus Materialflußsystem ist ein Beispiel für eine solche Zelle. Beim Robotereinsatz vor Ort muß das Baustellenlayout soweit möglich beschrieben werden. Diese Beschreibbarkeit ist ein wesentliches Ziel des "Robot Oriented Design" (ROD). Damit werden die Anforderungen an Bauroboter bzgl. ihrer Autonomie verringert und in die Arbeitsplanung und -steuerung verlagert.
- Beschreibung der Bauaufgabe. Die Baumethode könnte dabei in Form von Regeln in einem Expertensystem abgelegt sein, welches das Generieren der Roboterprogramme unterstützt.
- Grafische Simulation des Arbeitsablaufes.
- Modifikation der Roboterprogramme
- Übertragung der übersetzten Programme auf die Robotersteuerung
- Verwaltung der Daten
- Erstellung der Herstellungsunterlagen

Die Integration in eine CAD/CAM-Konzept ist umso wichtiger, je unterschiedlicher gefertigt wird, was einfache und schnelle Erzeugung, Modifikation und Wechsel von RC-Programmen erforderlich macht.

Aufgrund der Unikatfertigung im Bauwesen ermöglicht die Integration der Bauproduktionsbereiche zu einem einheitlichen Informationssystem eine höhere Produktivität und Produktqualität, mehr Flexibilität, einen automatischen und termingerechten Materialfluß und kürzere Durchlaufzeiten. Voraussetzung dafür ist ein durchgängiger Informations- und Verarbeitungsfluß von Entwicklungs-, Planungs-, und Herstellungsdaten.

Dieser Datenfluß muß auf der Basis eines gemeinsamen rechnerinternen Gebäudemodells erfolgen.

Ein besonderes Problem bei automatischen Bauabläufen sind die unterschiedlichen Massen der zu greifenden Bauteile. Bei der Entwicklung automatisierter Bausysteme bedarf diese Herausforderung besonderer Beachtung.

1.2 Erfahrungen bei der Konstruktion eines Baumontageroboters

Übersicht

Ziel der Entwicklungsarbeiten war es, ein frei programmierbares Handhabungsgerät aufzubauen, das als Versuchsstand für verschiedenartige Forschungs- und Entwicklungsaufgaben im Hochbau eingesetzt werden soll, bei denen es auf frei programmierbare Bewegungs- und Kraftverläufe ankommt. Insbesondere sollte das Gerät sich für Baumontagarbeiten eignen. Hier sollen sowohl bezüglich der benötigten Robotertechnik als auch der Montageoperationen selbst, theoretisch erarbeitete Konzepte anhand praktischer Erfahrungen überprüft und weiterentwickelt werden. Deshalb wird das errichtete Handhabungsgerät im Anschluß als "Versuchsstand Baumontage-Roboter" bezeichnet [LEYH-93].

1.2.1 Zwei Lösungskonzepte: Automatikkran oder Mobilroboter

Die Aufgabe von Baumontagerobotern ist das Montieren von Gebäuden oder zumindest Gebäudeteilen. Damit benötigen Baumontageroboter einen großen Aktionsradius.

Dieser große Wirkungsbereich kann durch zwei alternative Konzepte erzielt werden:

- das Automatikkran-Konzept, das einen die Baustelle überragenden Arbeitsraum vorsieht,
- das Mobilroboter-Konzept, bei dem die Montageelemente zum Montageort gefahren werden.

Beide Verfahren unterscheiden sich bezüglich der geeigneten Größe und dem Gewicht der verwendeten Montageelemente.

1. Kräne können einfach großflächige und somit sperrige Gebäudeteile über die Baustelle hinwegheben.
2. Mobile Roboter müssen sich im Gebäude bewegen können, womit ihr Gewicht durch die Tragfähigkeit der Decken und ihre Größe durch die der Räume und Türöffnungen begrenzt ist.

Der Vorteil der "großen Lösung" ist, daß sie einen höheren Vorfertigungsgrad begünstigt. Der Vorteil der "kleinen Lösung" liegt darin, daß die verwendeten Montageelemente, zumindest bezüglich ihrer Maße, konventionellen Mauersteinen nahekommen. Damit können marktübliche Montageelemente verwendet werden, womit eine Integration der "Mauermaschine" in den bestehenden Hochbaubetrieb erleichtert wird (vgl. z.B. [MROBOT-93], [LAUK-92]).

Nachteilig bei der großen Lösung ist weiter, daß nicht auf traditionelle Robotertechnik zurückgegriffen werden kann. Zwar sind verschiedene Großroboterprojekte (EMIR, LAMA, GEO, etc.) bekannt [SMBLWA-88], [WAN-88], [IPA-89], jedoch haben sie gegenüber serienmäßigen Industrierobotern den Charakter von Prototypen. Daraus resultiert, von ungeklärten wissenschaftlichen und technischen Problemen abgesehen, ein sehr hoher Investitionsmittelbedarf. Diese Investitionskosten überfordern den Großteil der deutschen Bauwirtschaft, die durch klein- und mittelständische Betriebe geprägt ist. Aus diesem Grund war für den projektierten Versuchsstand des Instituts die kapitalintensive Lösung indiskutabel und wurde die weniger teure Lösung realisiert.

Bei der Baurobter-Gliederung in Automatikkräne und Mobilroboter handelt es sich natürlich um zwei extreme Lösungskonzepte, die miteinander zu Mischkonzepten kombiniert werden können. Hierzu seien insbesondere auf Lastwagen montierte Knickarmroboter genannt [SMBLWA-88].

1.2.2 Für das Bauwesen geeignete Roboterkinematiken

Bei der Frage nach geeigneten Roboterkinematiken ist wieder zwischen dem baustellenüberragenden Automatikkrankkonzept und dem Mobilroboterkonzept zu unterscheiden.

Standardkinematiken der Robotik

Im Bereich der Industrieroboter werden für Montageaufgaben vorwiegend Roboter in Scara-, Gelenk- und Portalbauweise eingesetzt.

Scarabauweise

Arbeitsraum. Bei der Scarabauweise (Fig. 1.2.2-1) sind die Gelenk(haupt)achsen vertikal zur Standfläche angeordnet. Es lassen sich somit einfach scheibenförmige Arbeitsräume realisieren.

Kraftfluß. Die Scarabauweise zeichnet sich dadurch aus, daß die statischen Gewichtskräfte über die Lager ins Fundament geleitet werden. Bedenkt man, daß bei der Baumontage große Lasten gehandhabt werden müssen, ist diese Kinematik in besonderer Weise geeignet.

Montage. Bei der Montage mit Scararobotern ergibt sich insbesondere beim Fügen eine vertikale Vorzugsarbeitsrichtung. Horizontales Fügen mit Scararobotern ist besonders dann schwierig, wenn oberhalb der Fügestelle Hindernisse vorhanden sind.

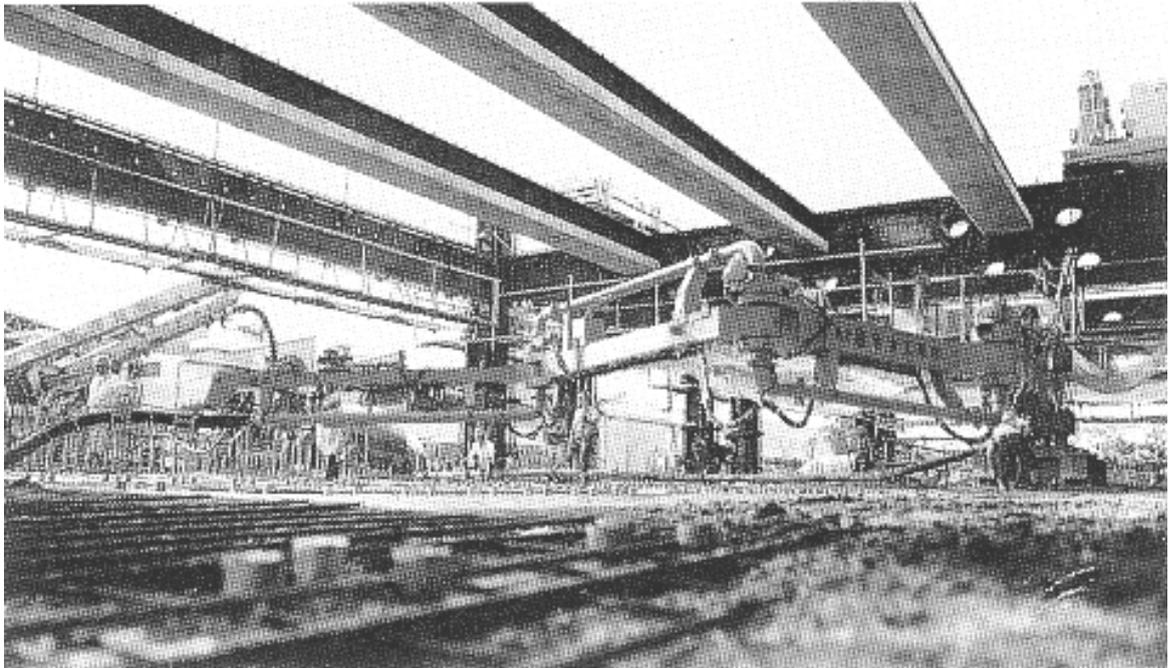


Fig. 1.2.2-1: Horizontal Boom der japanischen Firma Takenaka in Scarabauweise.

Gelenkbauweise

Arbeitsraum. Mit der Gelenkbauweise lassen sich einfach kugelförmige Arbeitsräume realisieren (Fig. 1.2.2-2).

Montage. Gelenkroboter zeichnen sich, wie der Name schon sagt, durch eine hohe Gelenkigkeit aus. Mechanisch einfach können praktisch beliebig viele Gelenke hintereinander geschaltet werden. Montagetechnisch erzielt man somit eine zusätzliche Beweglichkeit, die z.B. ein Umfahren von Hindernissen ermöglicht. Kinematisch ist ein solcher Roboter überbestimmt (d.h. daß eine bestimmte Position und Orientierung des TCP (Tool Center Point) mit mehreren Motorstellungen erreicht werden kann), was zu einem hohen Programmier- und Steuerungsaufwand führt.

Kraftfluß. Bei der Gelenkbauweise sind im Gegensatz zur Scarabauweise die Gelenk(haupt)achsen parallel zur Standfläche. Nachteilig bei dieser Kinematik ist, daß Gewichtskräfte über die Gelenkantriebe abgeführt werden müssen. Zwei konstruktive Lösungen sind denkbar und verbreitet. Im einfacheren Fall wird das resultierende (Gewichts-)lastmoment durch hochuntersetzende Getriebe reduziert. Im zweiten Fall werden zusätzliche Gegengewichte (und damit Massenträgheiten) angeordnet. Beide Lösungen führen zu einem Verlust an erreichbarer Dynamik.

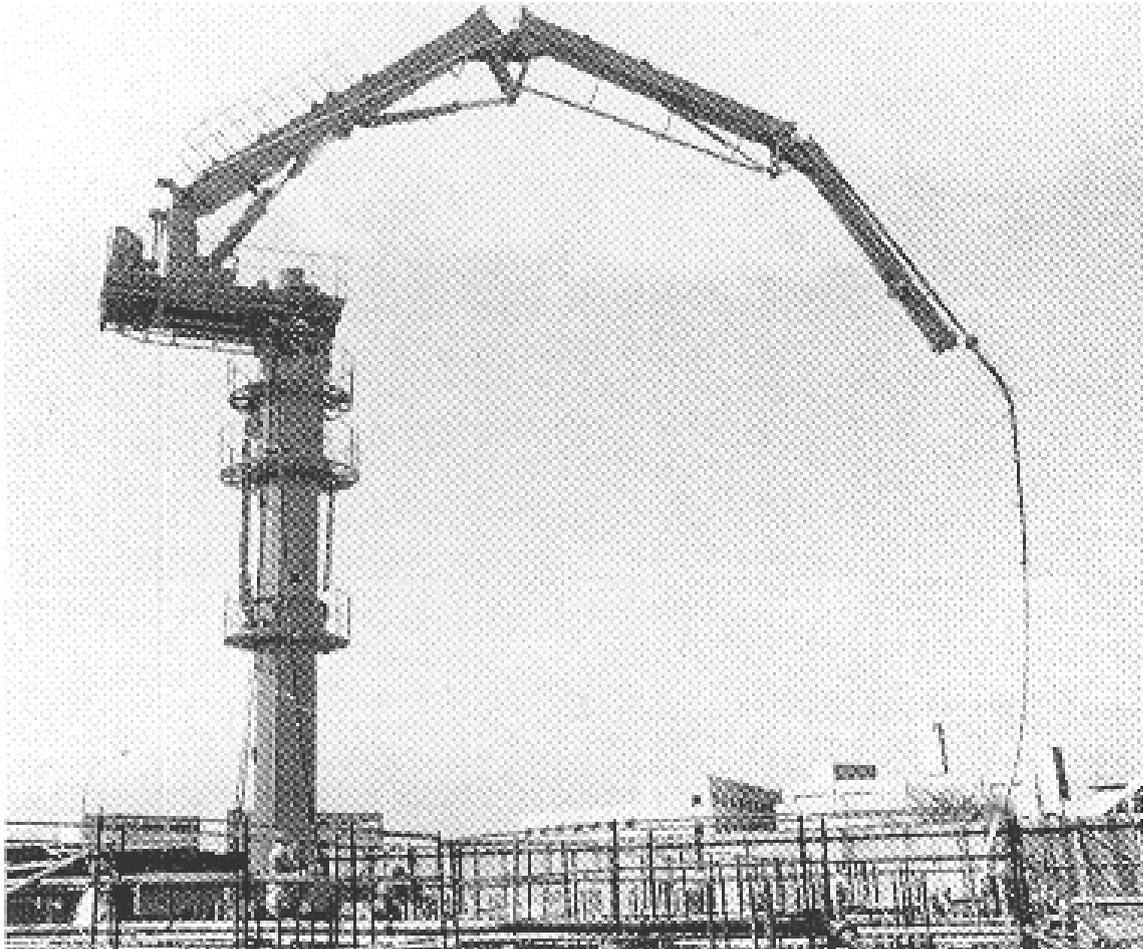


Fig. 1.2.2-2: Ein Kran der Firma Takenaka in Gelenkbauweise.

Portalbauweise

Arbeitsraum. Mit der Portalbauweise lassen sich einfach quaderförmige Arbeitsräume realisieren (Fig. 1.2.2-3).

Kraftfluß. Die Portalbauweise wird vorwiegend für Aufgaben eingesetzt, bei denen es darauf ankommt, in großen Arbeitsräumen große Lasten zu handhaben. Diese Eignung ergibt sich aus dem geschlossenen Kraftfluß [PABE-77] bzw. der mehrseitigen statischen Lastabstützung.

Montage. Am Ende der kinematischen Kette befindet sich bei der Portalbauweise eine vertikale, translatorische Achse, wie man sie auch bei der Scarabauweise findet. Die sich damit ergebenden Montageeigenschaften sind entsprechend: Bei der Montage ergibt sich insbesondere beim Fügen eine vertikale Vorzugsarbeitsrichtung. Horizontales Fügen ist besonders dann schwierig, wenn oberhalb der Fügestelle Hindernisse vorhanden sind.

Aus dieser mehrseitigen statischen Lastabstützung resultiert auch der Hauptnachteil der Portalbauweise. Die Abstützungen machen die Konstruktion "sperrig" und können den Montagevorgang behindern. Ein Einsatz zur direkten Montage von Gebäudeteilen auf der Baustelle ist dadurch im allgemeinen nicht sinnvoll. Sehr wohl denkbar ist der Einsatz von Portalrobotern in der Vorfertigung und in Feldfabriken "neben der Baustelle".

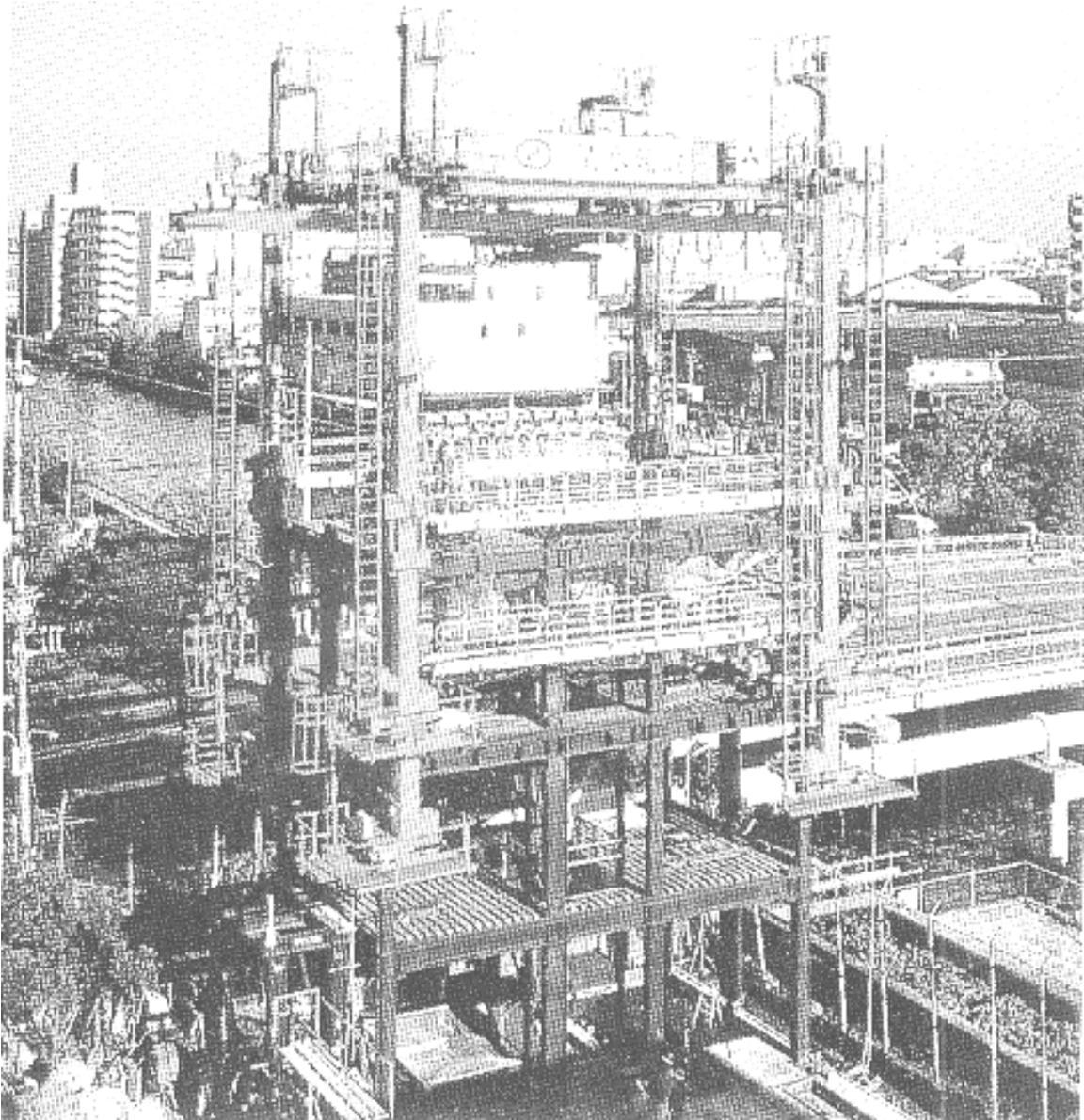


Fig. 1.2.2-3: Ein Kran in Portalbauweise der Firma Shimizu auf einer Hochbaustelle (SMART).

Realisierungsaufwand

Ist ein Arbeitsraum von der Größenordnung eines durchschnittlichen Gebäudes vorgegeben, in dem übliche Mauersteine gehandhabt werden sollen, ist, aufgrund der oben genannten Eigenschaften im allgemeinen die Gelenkbauweise die teuerste und die Portalbauweise die billigste Variante. Auf dem Industrierobotermarkt werden deshalb fast nur Portale in dieser Größenordnung angeboten.

Versuchsstand "Baumontage-Roboter"

Auch vom Institut für Maschinenwesen im Baubetrieb wurde die Portalbauweise gewählt, da sich mit ihr ein solcher Arbeitsraum am billigsten realisieren läßt (Fig. 1.2.2-4).

Diese Entscheidung wurde durch die jüngsten Entwicklungen auf dem Robotermarkt beeinflusst. Dort werden traditionell vorwiegend schlüsselfertige Standardlösungen angeboten. Für spezielle Wünsche sind jedoch gerade in jüngster Zeit modulare Robotersysteme entwickelt worden. Es handelt sich dabei um eine Art von Baukastensystemen, mit denen der Anwender selbst ein Robotersystem konfigurieren, an seine tatsächliche Aufgabenstellung anpassen und auch wieder verändern kann. Gerade für einen Versuchsstand, der auch für zukünftige noch unbekannte Hochbauaufgaben eingesetzt werden soll, bietet sich eine solche modulare Lösung an. Sowohl lineare als auch rotatorische Achsen werden als Robotermodule angeboten. Anmerkung: Als mit dem Aufbau des Robotersystems begonnen wurde, befand sich der Markt modularer Robotersysteme noch in seinem Anfangsstadium. Nur riemengetriebene, lineare Bewegungseinheiten hatten sich bereits durchgesetzt. Gerade der Marktanteil solcher Lineareinheiten in Leichtbauweise hat in den letzten fünf Jahren rapide zugenommen.

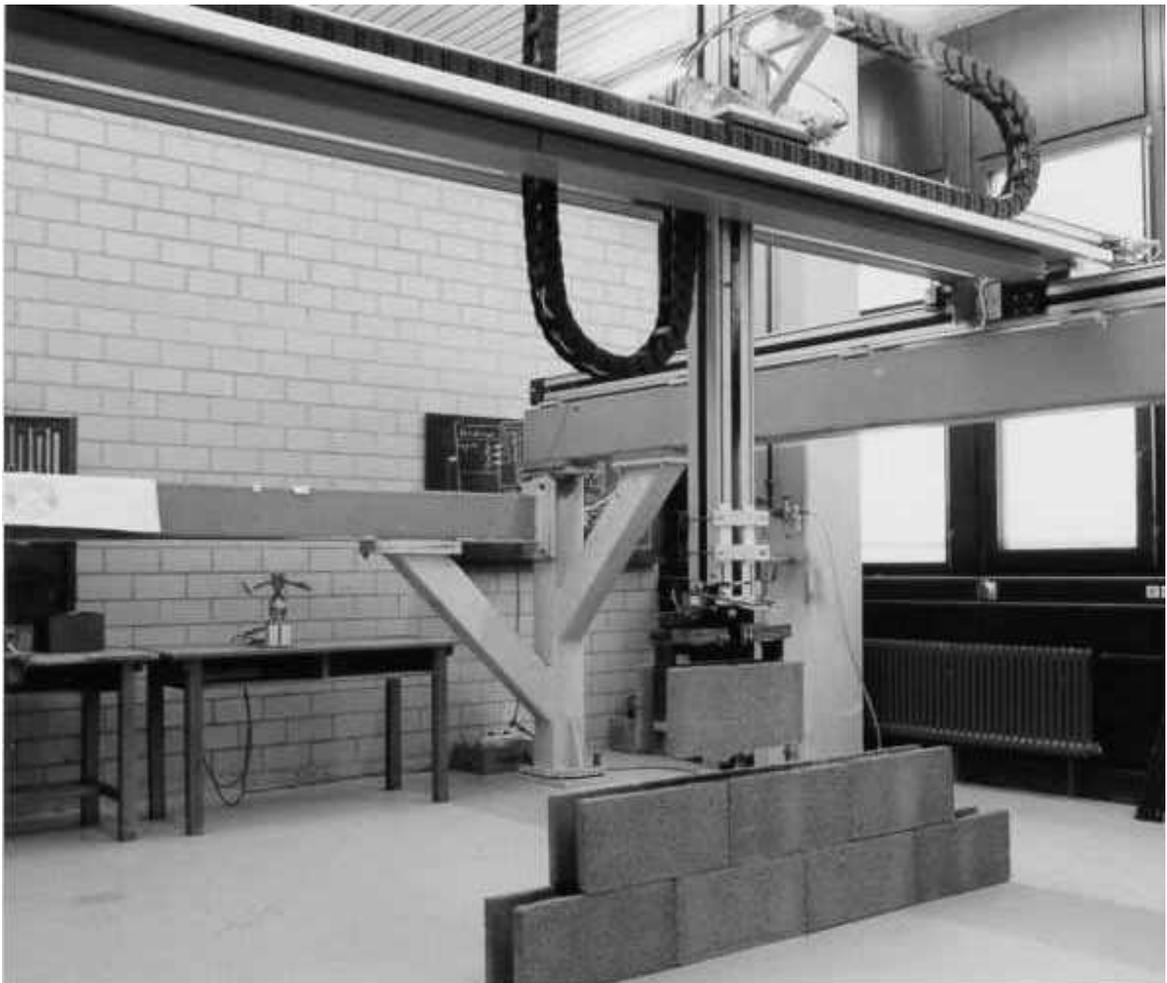


Fig. 1.2.2-4: Aufgebautes Portalrobotersystem (Gesamtansicht).

1.2.2.1 Kinematiken des Automatikkrankonzepts

Insbesondere auf dem Gebiet der Automatikkräne gibt es einen Bedarf an grundsätzlich neuen Kinematikkonzepten. Dieser ergibt sich aus dem Umstand, daß konventionelle Kräne nur für das manuelle Ausführen von reinen Transportaufgaben und somit nicht für

- Handhabungsaufgaben im allgemeinen und
- Montageaufgaben im speziellen

entwickelt wurden. Charakteristisch für die traditionelle Krankinematik ist, daß die Last an einem (!) Seil hängt - um nicht zu sagen pendelt. Damit ist klar, daß die mechanische Konstruktion

- keine Montagekräfte aufnehmen kann und
- Orientierung und Neigung der Last nicht einstellbar sind.

Ein schon realisiertes Beispiel für die zukünftige Entwicklung von Automatikkränen ist der folgende japanische Automatikkran (Fig. 1.2.2.1-1).



Fig. 1.2.2.1-1 Foto eines Automatikkrans der Firma Takenaka.

1.2.2.2 Kinematiken des Mobilroboterkonzeptes

Bei Mobilrobotern bietet sich eine Aufteilung in Fahrwerk und Handhabungsgerät an.

Bei diesem Konzept dient das Fahrwerk nur zur Positionierung des Handhabungsgerätes insgesamt. Seine Antriebs- und Lenkachsen werden nicht als Roboterachsen zur Handhabung eingesetzt. Solche Mobilroboter können somit als Fahrzeug angesehen werden, auf dem ein Handhabungsgerät montiert wurde.

Nachteilig dabei ist, daß das Handhabungsgerät einen größeren Arbeitsraum benötigt. Vorteilhaft ist die sich aus der Aufgabenteilung ergebende Modularität. Sie ermöglicht es, gegebenenfalls auf das Fahrwerk zu verzichten und den Roboter mit den immer vorhandenen Baukränen umzusetzen.

Neue Kinematikkonzepte

Gewicht der Montageelemente. Die Steingröße ist beim traditionellen manuellen Mauerwerksbau an die Ergonomie des Maurers angepaßt und unter anderem auf 25 kg begrenzt. Aus verschiedenen Gründen ist man jedoch auch bei dieser manuellen Montage an der Verwendung von größeren und somit auch schwereren Montageelementen interessiert: Verringerung der Anzahl der notwendigen Montageoperationen und Fügstellen, bessere Wärmedämmung, etc. (siehe Absatz 1.1 und 1.3). Bei der automatischen Montage mit Baurobotern werden diese Argumente und somit die Tendenz zu schwereren Montageblöcken natürlich noch um ein Vielfaches verstärkt.

Reichweite der Montageroboter. Der Arbeitsraum dieser Montageroboter muß so groß gewählt werden, daß

1. die Montageelemente von den Paletten gegriffen werden können,
2. die Montageelemente auf der untersten und obersten Steinreihe positioniert werden können,
3. Gebäudeteil mit der geforderten Genauigkeit und Arbeitsgeschwindigkeit montiert werden können.

Ergebnis: Gewicht und Flexibilität der Montageroboter. Die beiden Anforderungen an Tragkraft und Arbeitsraum führen oft auf Montage - Roboterkonstruktionen die (zu) schwer und sperrig sind (siehe Abschnitt 1.2.4.1 und 1.2.4.2). Um diese Aussagen zu unterstreichen sollen zwei Pilotrealisierungen verglichen werden (siehe Fig. 1.2.2.2-1).

Diskussion der beiden Pilotrealisierungen

In [DALACK-97] wird der mobile Montageroboter ROCCO als zu breit (kann Türöffnungen nicht passieren) und zu schwer (überschreitet die zulässige Deckentragslast) kritisiert.

Eine Auswertung der relativ spärlichen Literatur des vorliegenden Arbeitsgebiets "Baurobotik" anhand der Tagungsbände der jährlichen ISARC - Konferenzen weist die genannten Probleme der hier besprochenen Pilotrealisierungen als charakteristisch aus. Sie sollen deshalb hier anhand der wesentlichen Konstruktionsmerkmale - und Freiheitsgrade

- Arbeitsverfahren, Bauprozeß, Roboterkinematik, Montageelemente und insbesondere
 - deren Wechselwirkung und gegenseitigen Abhängigkeit
- zusammengefaßt werden (siehe Fig. 1.2.2.2-2).

Lösungsmöglichkeiten

Wie in dieser Arbeit in verschiedenen Abschnitten erläutert wird, erfordert eine erfolgreiche Automatisierung des Hochbaus einen integralen Lösungsansatz der alle Teilaspekte des Bauprozesses berücksichtigt: Erhöhung des Vorfertigungsgrads, hochwertigere Montageelemente, komplizierte Verbindungen, Rechnerintegrierte Planung und Fertigung (CIC).

In Bezug auf die hier behandelte Roboterkinematiken lassen sich anhand der beiden Pilotrealisierungen die Notwendigkeit neuer Kinematikkonzepte auch für das Mobilroboterkonzept aufzeigen. Fig. 1.2.2.2-3 zeigt alternative Lösungsansätze zur Verbesserung der Leistungsfähigkeit der Baumontagesysteme im Allgemeinen sowie zur Erfüllung der beiden Forderungen nach großem Arbeitsraum bei leichter und kompakter Bauweise im Konkreten.

Projekt	ROCCO [ROCCO-92]	BRONCO [DALACK-97]
Kriterium		
Nutzlast	300 kg	25 kg
Absolutes Gewicht	3 t	1.5 t
Absolute Abmaße (Länge, Breite)	2.5m, 1.7m	1m, 0.9m
Reichweite	3 m	2 m
Relative Nutzlast	70	20

Fig. 1.2.2.2-1: Pilotrealisierungen des Lösungskonzepts "Mobiler Bauroboter + Kickarmkinematik + Montieren und Depallettieren im Stand (Relative Nutzlast = (Arbeitsraum * Nutzlast) / (Eigengewicht * Roboterabmaße))

Arbeitsverfahren:	Beide Verfahren sehen ein Arbeiten im Stand vor, das heißt die Reichweite des Roboterarms muß ein Greifen der Montageelemente von einer nahestehenden Palette und ihr Absetzen auf der Mauer ohne ein Verfahren des Roboters ermöglichen.
⇒	Forderung nach großen Reichweiten.
Anordnung, Bauprozeß	Beide Beispiele verfolgen das Mobilroboterkonzept und gehen von einem stand - alone - Roboter aus.
⇒	Forderung nach großen Reichweiten
Roboterkinematik:	Bei beiden Handhabungsgeräten handelt es sich um einen Kickarmroboter. Diese Kinematik zeichnet sich durch eine offene kinematische Kette ohne mehrseitige Lastabstützung aus.
⇒	Konsequenzen: Hohe Biegemomente machen größere und insbesondere schwerere Arm- und Antriebskonstruktionen erforderlich.
Montageelemente	<ul style="list-style-type: none"> • Der Lösungsansatz in [DALACK-97] versucht den konventionellen Mauerwerksbau ohne Anpassung der Montageelemente (Mauerziegel) und Verbindungsmittel (Mörtelbett) zu automatisieren. • Der Lösungsansatz in [ROCCO-92] entspricht der Tendenz zu größeren Montageelementen.
⇒	Konsequenzen: Logisch wäre es, die Montageelemente möglichst groß zu wählen, da dies die Anzahl der Fugestellen, Fügeoperationen, Schnittstelle, etc. reduziert. Das Montieren von geraden Wänden aus kleinformatigen <i>Mauerziegeln</i> per Roboter mag zwar kurzfristigen Marktforderungen entsprechen, ist jedoch grundsätzlich "idiotisch".

Fig. 1.2.2.2-2: Diskussion der beiden Pilotrealisierungen des Lösungskonzepts "Mobiler Bauroboter + Kickarmkinematik + Montieren und Depallettieren im Stand

Lösungsansatz	Vorteile	Nachteile	Beispiele
Baustellenüberragendes Automatikkrankonzept	<ul style="list-style-type: none"> • Erleichterung des Zugangs und Zugriffs • Begünstigt die Tendenz zu größeren Bauteilen • Ersetzt die Navigation durch roboterinterne Sensorik • Einfachere Zuführung der Montageelemente 	<ul style="list-style-type: none"> • Aufwendige Vorarbeiten zum Kranaufbau, • Vom Kran benötigte Stellfläche 	SMART, POTAIN
Nutzung des Fahrwerks beim Montagevorgang	<ul style="list-style-type: none"> • Geringere Auskrakweiten • Nutzung numerisch gesteuerte Fahrzeugachsen 	<ul style="list-style-type: none"> • Navigationsaufwand • Produktivität 	
Mehrere kooperierende Roboter(arme)	<ul style="list-style-type: none"> • Geringere Auskrakweiten • Produktivität 	<ul style="list-style-type: none"> • Investitionskosten • Steuerungsaufwand 	Aufgabenteilung: Depalletisierung / Zulieferung und Montage
Mehrseitige Abstützungen	<ul style="list-style-type: none"> • Gewichtseinsparung • Filigranere Auslegung 	<ul style="list-style-type: none"> • Behinderung des Montagevorgangs • Sperrig 	Gehmaschinen
Flexible Achsenabstände	<ul style="list-style-type: none"> • Passage durch enge Öffnungen • Kompakter Roboteraufbau 	<ul style="list-style-type: none"> • Investitionskosten 	

Fig. 1.2.2.2-3: Alternative Ansätze zur Erfüllung der beiden Forderungen an Bauroboter nach 1. großem Arbeitsraum bei 2. leichter und kompakter Bauweise im Hinblick auf die Diskussion der beiden Pilotrealisierungen.

Kinematiken für das Fahrwerk beim Mobilroboterkonzept

Mobile Montageroboter müssen positioniert werden können. Die vorliegende Aufgabenstellung erfordert sogenannte flächenbewegliche Fahrzeuge, deren (durch drei Weltkoordinaten beschriebene) Position durch mindestens drei unabhängige Fahrzeugachsen eingestellt werden kann.

Die am weitesten verbreitete Kinematik im Bereich fahrerloser Flur-Transport-Systeme (FTS) sind Dreiräder. Diese Kinematik eignet sich grundsätzlich nicht für mobile Montageroboter, die positioniert werden müssen. Das gleiche gilt für alle anderen linienbeweglichen Fahrzeuge - es sei denn, man nimmt eine eingeschränkte Programmierbarkeit und/oder aufwendiges Rangieren in Kauf.

Eine weitere Anforderung an die Fahrzeugkinematik ist das Vermeiden von Bohrschlupf. Dazu ist es erforderlich, daß die Radachse, um die eine Drehbewegung zur Einstellung der Fahrzeugorientierung erfolgt, geometrisch außerhalb der Lenkachse liegen muß. Im FTS-Bereich wurden verschiedene Kinematiken entwickelt, die diese Bedingung erfüllen [JANTZER -90].

Leider arbeiten die meisten dieser Fahrzeugkinematiken mit "Bürorollstuhl"-Stützrädern, deren Stützachse ebenfalls neben der geometrischen Mittellinie (durch den Radschwerpunkt) liegt. Sinn dieser Konstruktion ist es, daß nach einer relativ undefinierten, durch die jeweiligen Boden- und Reibverhältnisse bestimmten Anfangsbewegung, sich die Achse der Drehnabe des Stützrades quer zur Fahrzeugbewegungsrichtung stellt. Aufgrund glatter Hallenböden ist dies für FTS-Fahrzeuge eine einfache Lösung. Bei Mobilrobotern, die auf Baustellen oder sogar im freien Gelände fahren sollen, können sich solche Stützräder bei einem Kurswechsel in Bodenebenenheiten einhaken und sind deshalb ungeeignet.

1.2.2.3 Fahrzeugkinematik für ein geländegängiges, flächenbewegliches Vielradfahrzeug mit Allradantrieb

Fahrerlose Transportsysteme (FTS) sind bereits seit vielen Jahren im industriellen Einsatz. Generelle Anforderungen an FTS-Fahrzeuge sind:

- geringer Raumbedarf bei Kurvenfahrten,
- hohe Beweglichkeit in engen Fahrräumen,
- hohe Bahngenaugigkeit bei ausschließlicher Verwendung von Drehgebern an den Fahr- und Lenkantrieben,
- Möglichkeit der freien Vorgabe von Rahmenorientierung entlang beliebiger Bewegungsbahnen,
- hohe erreichbare Lenkdynamik (entlang einer Leitspur) und
- geringer konstruktiver und fertigungstechnischer Aufwand sowie
- einfache kinematische Beziehungen.

Anwendungsbereiche der entwickelten Fahrzeugkinematik

Da bei flächenbeweglichen Fahrzeugen grundsätzlich mit höheren Investitionen zu rechnen ist (aus physikalischen Gründen können drei Freiheitsgrade nur mit drei Motoren realisiert werden), stehen Anwendungsbereiche im Vordergrund, die mit herkömmlichen linienbeweglichen Fahrzeugen nicht zu bewältigen sind. Dazu zählen:

- ein stark eingeschränkter Bewegungsraum für die Fahrbewegungen insbesondere vor Übergabestellen oder Montagearbeitsplätzen,
- die Möglichkeit der freien Vorgabe der Rahmenorientierung des Fahrzeugs entlang beliebiger Bewegungsbahnen,
- die Fähigkeit zum sensorgeführten bzw. - geregelten Positionieren vor Übergabestationen.

Neuartige Fahrwerksvarianten für fahrerlose Transportsysteme - Stand der Technik

Bei herkömmlichen FTS-Fahrzeugen sind Bahnrichtungsänderungen aus dem Stand heraus, wie sie beispielsweise bei Positionierbewegungen erforderlich sein können, nur unter Inkaufnahme von Bohrschlupf möglich [JANZ-90].

Grundkinematik des entwickelten Fahrwerks

Die Grundkinematik besteht aus beliebig vielen, jedoch mindestens drei Antriebsräderpaaren. Alle Räderpaare werden von einem Fahrmotor angetrieben und einem Lenkmotor orientiert und alle Räderpaare sind vorzugsweise auf einem Kreis um den Fahrwerksmittelpunkt angeordnet [PAT-95].

Grundkinematik mit zusätzlichem Drehwerk

Ist neben der freien Positionierbarkeit auch eine freie Einstellbarkeit der Fahrzeugrahmenorientierung (d.h. unabhängig von der Fahrzeugposition) gefordert, ist zusätzlich zur Grundkinematik eine motorisierte Dreheinheit (NC-Achse) erforderlich.

Das Fahrzeug benötigt so für drei Freiheitsgrade drei Antriebseinheiten und ist damit kinematisch bestimmt.

Die Dreheinheit orientiert den Fahrzeugrahmen (mit der transportierten Nutzlast) gegenüber dem Fahrwerk - vorzugsweise um dessen Mittelpunkt. Da sie als mechanisch separate Einheit gestaltet werden kann, ermöglicht das Kinematikkonzept einen modularen Fahrwerksaufbau (vgl. Fig. 1.2.2.3-2).

Antriebsräderpaar

An den Ausgangswellen der Abtriebskegelräder C,D eines Differentialgetriebes sind zwei parallele Antriebräder angebracht. Das Antriebsmoment wird über die Eingangskegelräder A,B zugeführt. Dies kann z.B. mittels eines Kegelantriebs über das Umlaufrad erfolgen, auf dem die Eingangskegelräder A,B montiert sind (vgl. Fig. 1.2.2.3-1)

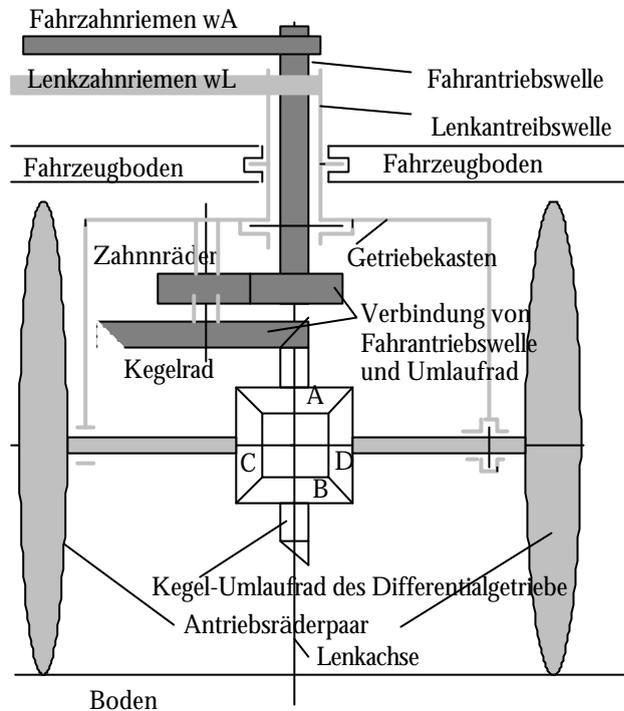


Fig. 1.2.2.3-1: Räderpaar mit Differentialgetriebe (Realisierungsbeispiel)

Kennzeichen

- die Fahrzeugkinematik besteht aus Räderpaaren,
- die beiden Räder der Räderpaare sind über ein Differentialgetriebe verbunden,
- die Fahrtriebsleistung wird über das Umlaufrad des Differentialgetriebes auf die beiden Räder des Räderpaars verteilt,
- die Fahrzeugkurseinstellung erfolgt durch die Einstellung des Lenkwinkels (d.h. der Winkellage der Lenkachse),
- die Lenkbewegung wird vom Lenkmotor zu jedem Räderpaar mit mechanischen Übertragungsgliedern schlupffrei übertragen,
- die Fahrbewegung wird vom Fahrmotor zu jedem Räderpaar mit mechanischen Übertragungsgliedern schlupffrei übertragen.

Vorteile:

1. Alle Räderpaare werden angetrieben (Allradantrieb).
2. Es können beliebig viele Antriebsräderpaare angeordnet werden (zur Erhöhung der Geländegängigkeit, Verringerung der Flächenpressung bei schweren Lasten, etc.).
3. Fahrzeugposition und Fahrzeugorientierung sind frei einstellbar.
4. Es werden nur 3(2) Motoren benötigt - nicht mehr als für gängige Standardfahrzeuge.
5. In allen Fahrsituationen sind alle Fahr- und Lenkbewegungen frei von Zwang- und Bohrschlupf.
6. Im Gegensatz zu anderen flächenbeweglichen FTS-Kinematiken benötigt das Fahrzeug keine "Bürorollstuhl"-Stützräder (die sich in Bodenunebenheiten verhaken können).
7. Hohe Bahngenauigkeit bei ausschließlicher Verwendung von Drehgebern an den Fahr- und Lenkantrieben.

Nachteile:

1. Wenn nur 2 Servomotoren eingesetzt werden sollen (Low-Cost-Version), ist das Fahrzeug nur bedingt flächenbeweglich. Position und Orientierung sind dann nicht gleichzeitig unabhängig voneinander vorgebar.

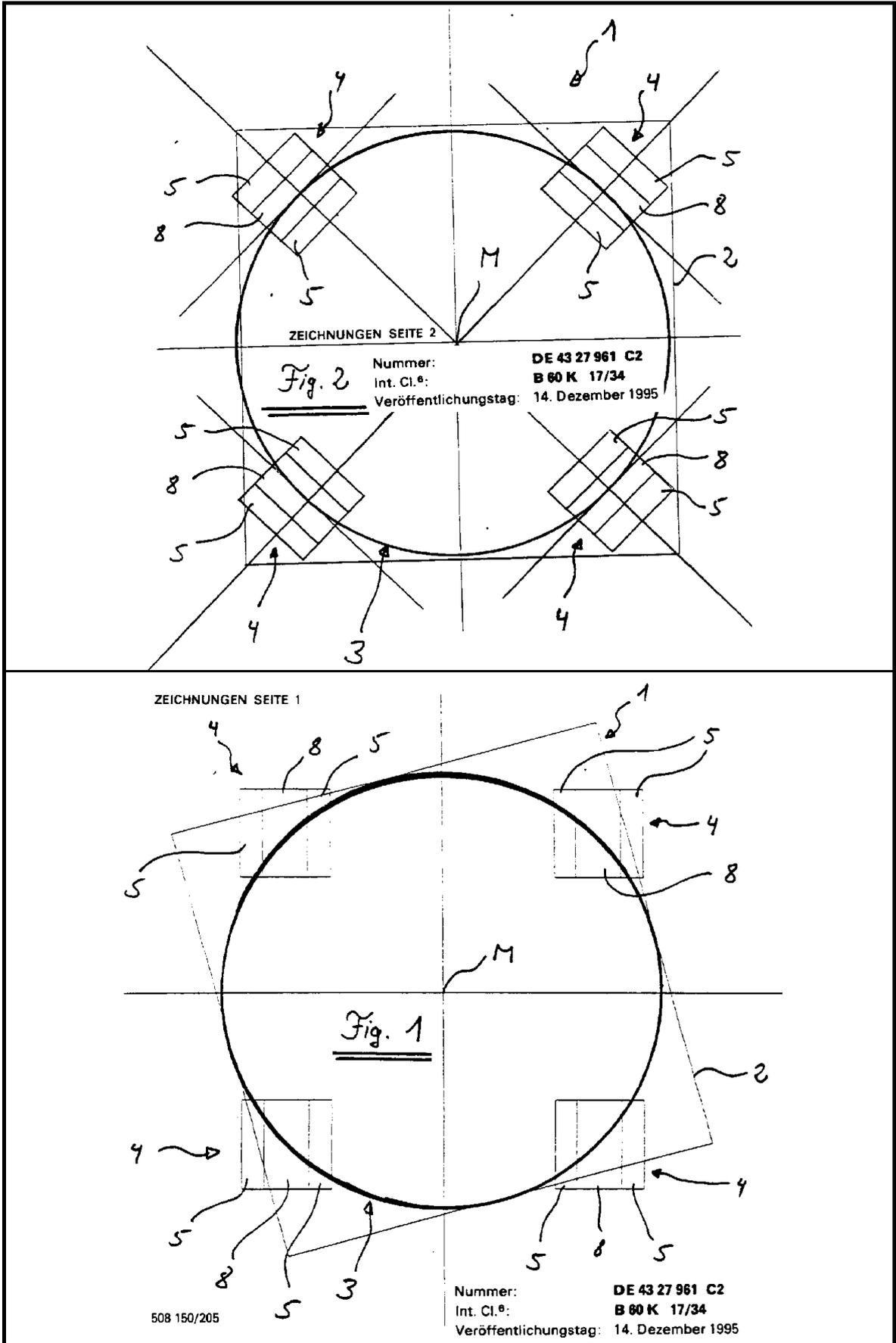


Fig. 1.2.2.3-2: Entwickelte Fahrzeugkinematik, Fahrsituationen "Geradeausfahrt" und "Reines Drehen"

1.2.4 Konstruktionskriterien und -ziele

1.2.4.1 Leistungsmerkmale

Baumontageroboter zeichnen sich dadurch aus, daß sie in einem großen Arbeitsraum schwere Lasten handhaben müssen. Ihre Leistungsfähigkeit läßt sich deshalb an folgenden Kenngrößen messen:

1. Arbeitsraum,
2. Nutzlast,
3. Eigengewicht und -volumen (Fähigkeit zum Passieren schmaler Öffnungen),
4. Positioniergeschwindigkeit,
5. Positioniergenauigkeit und
6. Beweglichkeit.

Im allgemeinen bedeutet dies, daß insbesondere für die beiden Quotienten

1. $\text{Arbeitsraum} \cdot \text{Nutzlast} / \text{Eigenvolumen} \cdot \text{Eigengewicht}$
2. $\text{Positioniergeschwindigkeit} / \text{Positioniergenauigkeit}$

maximale Werte anzustreben sind (vgl. Abschnitt 1.2.2.2).

1.2.4.2 Gründe für das hohe Eigengewicht von Industrierobotern

Die meisten Standardindustrieroboter zeichnen sich durch ein äußerst schlechtes Verhältnis von Nutzlast zu Eigengewicht aus. Dies hat insbesondere folgende, sachliche Gründe:

Elektrische Antriebe. Aufgrund der guten Regelbarkeit und einfachen Energieversorgung werden heute in der Robotik fast ausschließlich elektrische Servomotoren eingesetzt. Aus den in Abschnitt 1.2.3 genannten Gründen ergeben sich mit ihnen schwere Antriebseinheiten mit einem Massen/Drehmomentenverhältnis von unter 1,3 Nm/kg.

Schwere Antriebe in der kinematischen Kette. Können schwere Antriebe direkt mit dem Fundament verbunden werden, ist ihr großes Eigengewicht nur von geringem Nachteil. Dies ist zum Beispiel bei sogenannten Turmachsen der Fall. Müssen sie jedoch von in der kinematischen Kette vorgelagerten Achsen mitbewegt werden, müssen auch deren Antriebe größer dimensioniert werden. Damit ergibt sich eine Art von Ketteneffekt. So müssen gerade bei Gelenkrobotern aufgrund eines schweren Antriebs sämtliche vorgelagerten Robotergelenke größer dimensioniert werden.

Gegengewichte. Statisch kann bei vielen Kinematiken das Eigengewicht der Antriebe durch Gegengewichte ausgeglichen werden. Von Nachteil dabei ist, daß sich das Gesamtgewicht und die dynamisch relevanten Massenträgheiten entsprechend vergrößern.

1.2.4.3 Konstruktionsphilosophie

Neben den in Abschnitt 1.2.4.2 aufgeführten "sachlichen" Gründen ist das Verhältnis von Nutzlast zu Eigengewicht eine Konsequenz des verfolgten Roboterkonstruktionskonzepts, das durch den Einsatz von Wegmeßsystem, Bewegungsübertragung (Getriebe) und Steuerungstechnik bestimmt ist. Im Hinblick auf dieses Konzept läßt sich, vereinfacht, zwischen *Leichtbauweise* und *Schwerbauweise* unterscheiden.

1.2.4.4 Schwerbauroboter-Konzept mit indirektem Wegmeßsystem und hochuntersetzendem Getriebe

Praktisch kein auf dem Markt angebotener Roboter ist mit einem sogenannten direkten Wegmeßsystem ausgestattet, welches mißt, was für den Anwender tatsächlich von Interesse ist, nämlich die Position der Last bzw. des TCP (Tool-Center-Point).

Roboter verfügen im allgemeinen nur über indirekte, mechanisch zumeist an die Motorwelle angeflanschte Winkelgeber. Die im Anwenderprogramm in Weltkoordinaten vorgegebenen Positionswerte werden in Achskoordinaten transformiert und dort von einem Achsregler mit der Motorwinkellage

verglichen. Die tatsächliche Lage des TCP weicht von der theoretisch berechneten aufgrund von Meß- und Getriebefehlern sowie insbesondere aufgrund der mechanischen Deformation ab.

Um diesen Fehler durch mechanische Deformation zu minimieren, wurden Roboter möglichst steif gebaut. Das bedeutet, daß versucht wurde, zum einen, das Konstruktionsziel Positioniergenauigkeit mittels mechanischer Steifigkeit zu erreichen und zum anderen, die Konstruktion auf maximale Steifigkeit zu Ungunsten des Konstruktionsziels "Minimales Eigengewicht" zu optimieren.

Trotz solcher schwerbauenden Lösungen wird das Ziel einer hohen Steifigkeit oft verfehlt. Einerseits werden diese Roboter mit massiven Armen versehen, um ein möglichst großes Flächenträgheitsmoment zu erzielen. Andererseits führt dies bei den meisten Kinematiken zu großen Massenträgheitsmomenten. Zur Verhinderung einer Momentenrückwirkung sind diese Lösungen auf hochuntersetzende Getriebe mit konstruktionsbedingt relativ geringer mechanischer Steifigkeit angewiesen. Diese geringe Getriebesteifigkeit führt zusammen mit den hohen Massenträgheiten der angeflanschten Arme zu tiefliegenden mechanischen Eigenfrequenzen.

Gerade dieser Umstand, daß sich bei vielen Gelenkrobotern ein Großteil der Nachgiebigkeit einer Achse im Getriebe konzentriert und dort als Winkeldifferenz zwischen Eingangs- und Ausgangswelle leicht zu erfassen ist, führte zu dem in [CAWA-88] vorgeschlagenen Regelkonzept (Die vorliegende Arbeit versteht sich als eine wissenschaftliche Weiterentwicklung dieses Vorschlags).

Direkte und indirekte Positionserfassung

Der Grund für diese Konzeption von Schwerbaurobotern mit indirektem Meßsystem ist zunächst einmal die Schwierigkeit, die Position des TCP direkt zu messen, bzw. liegt in dem Fehlen geeigneter direkter Lagemeßsysteme [PRIREWU-90].

Regelungstechnische Stabilitätsprobleme

Ein weiterer Grund liegt in dem Umstand, daß durch den Einsatz direkter Lagemeßsysteme die mechanischen Übertragungsglieder zwischen Motor- und Aktorlage in den Lageregelkreis eingegliedert werden. Damit ergibt sich einerseits die Möglichkeit, andererseits aber auch zumeist der Zwang (Fig. 1.2.4.4-1), diese mechanische Nachgiebigkeit mit komplexen Regelstrategien zu behandeln [BOLE-92].

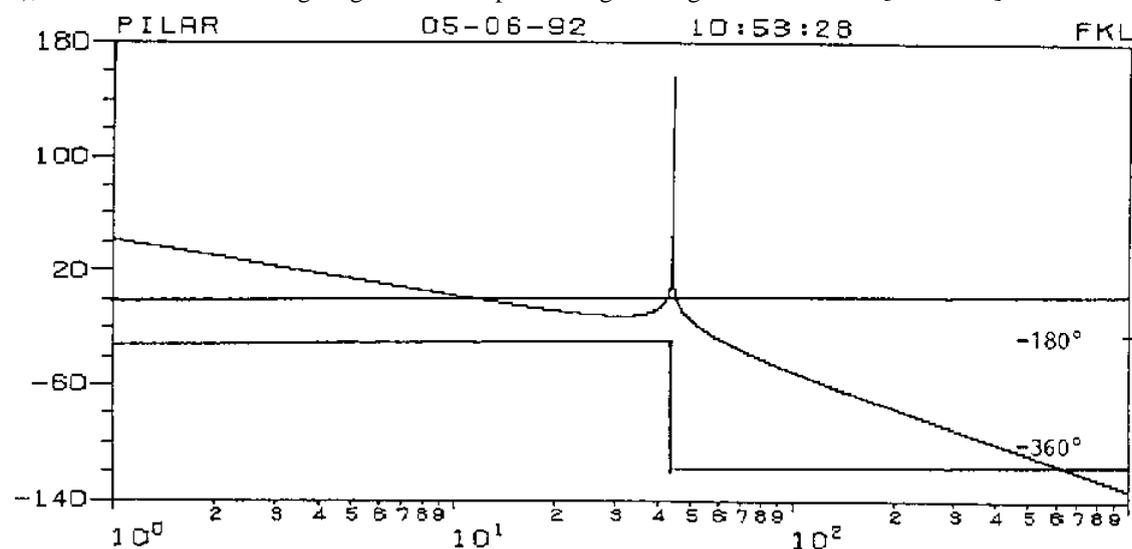


Fig. 1.2.4.4-1: Frequenzgang einer nachgiebigen Lageregelstrecke.

Beim Einsatz indirekter Meßsysteme sind diese Übertragungsglieder gerade nicht Teil des Regelkreises. Die Last bzw. der TCP schwingt, ohne daß der Lageregelkreis davon beeinträchtigt wird, da eine Momentenrückwirkung durch hochuntersetzende Getriebe unterdrückt wird. Dieser über indirekte Meßsysteme geschlossene Regelkreis kann natürlich weder die mechanische Schwingung der Last noch ihre stationäre Lageabweichung kompensieren.

1.2.4.5 Gegenüberstellung der Merkmale von Leichtbaurobotern und Schwerbaurobotern

Merkmale von

- Schwerbaurobotern mit
- indirektem Wegmeßsystem und
- hochuntersetzendem Getriebe

sind:

- kommen mit einfachen, indirekten Meßsystemen aus,
- stationäre Lagefehler der Last werden nicht erfaßt,
- mechanische Schwingungen der Last können nicht ausgeglet werden,
- kommen mit einfachen P-Reglern aus,
- können direkt an Standardrobotersteuerungen angeschlossen werden.

Merkmale von

- Leichtbaurobotern mit
- direktem Wegmeßsystem ,
- (ohne hochuntersetzende Getriebe)

sind:

- benötigen aufwendige direkte Meßsysteme,
- stationäre Lagefehler der Last können ausgeglet werden,
- mechanische Schwingungen der Last können ausgeglet werden,
- bedürfen komplexer Regelstrategien,
- können nicht direkt an Standardrobotersteuerungen angeschlossen werden.

1.3 Automatische Montage eines handelsüblichen Schalungssteinsystems

1.3.1 Merkmale von Bausystemen

Die Grundformen von Bausystemen zur Herstellung von Gebäudeteilen ergeben sich aus Art, Größe, Werkstoff, Menge und Ortsbezug des Gebäudeteils und dessen Komponenten. Jedem dieser Bausysteme ist ein Arbeitsverfahren zugeordnet. Solche Arbeitsverfahren sind allgemein durch Arbeitsgegenstand, Arbeitsmittel und Arbeitsmethoden geprägt. Bei der Suche nach geeigneten Konzeptvarianten (vgl. [PABE-93]) automatisierter Systeme zum Errichten von Gebäudeteilen ergibt sich so ein *dreidimensionales Lösungsfeld* für Teilfunktionen das aufgespannt wird durch die Variation der Systemkomponenten:

1. der Arbeitsgegenstände, d.h. der zu errichtenden Gebäudeteile,
2. der Arbeitsmittel, d.h. der dabei eingesetzten Werkzeuge und Materialien und
3. der Arbeitsmethoden, d.h. der dabei eingesetzten Arbeitsverfahren.

Arbeitsgegenstand. Bezüglich des Arbeitsgegenstandes unterscheidet man für den automatisierten Hochbau sinnvoll folgende Gebäudeteile: 1. Raumzellen, 2. tragende Wände, 3. Geschoßdecken, 4. Träger und 5. Stützen. Automatisierungsrelevante Kriterien für eine solche Aufteilung von Gebäuden, das heißt Kriterien, die einen Einfluß auf die Gestaltung der Montageelemente und damit auf deren Verbindungsart haben, sind in Fig. 1.3.1-1 aufgeführt.

Tragend und nichttragend	Stützen, Träger, tragende Außenwände, tragende und nichttragende Innenwände
Isolierend und trennend	Schallisolierend, wärmedämmend, wasserdämmend
Geometrische Dimension	Eindimensional (z.B. Streben, Stützen, Träger), zweidimensional (z.B. Wandtafeln), dreidimensional (z.B. Raumzellen)

Fig. 1.3.1-1. Automatisierungsrelevante Kriterien für eine Gebäudeaufteilung

Arbeitsmittel. Unter den Arbeitsmitteln sind die verwendeten Werkzeuge und Grundmaterialien zu verstehen (Fig. 1.3.1-2).

Materialien	Raumzellen, Steine, Stützen, Träger, Mörtel, etc.
Hilfskonstruktionen	Zuführeinrichtungen, Hilfsmaterialien, Gerüste, Mörtelpumpen, Lehren, etc.
Werkzeuge	Roboter, Manipulatoren, Kräne, etc.

Fig. 1.3.1-2. Gliederung der Arbeitsmittel

Arbeitsmethoden. Die hier betrachteten Arbeitsverfahren dienen der Errichtung vertikaler Gebäudeteile im Hochbau. Das heißt, die Gebäudeteile müssen entweder direkt vertikal errichtet werden oder zumindest im Anschluß in eine vertikale Position gebracht werden. Folgende Baumethoden zur Errichtung der Gebäudeteile lassen sich unterscheiden: 1. Montagebauweise, 2. Skelettbauweise, 3. Tafelbauweise, 4. Raumzellenbauweise, 5. Gießen, 6. Schäumen und 7. Betonschalungsbau.

Auf Grund von Machbarkeit, Akzeptanz und Verbreitung wurden nur solche Baumethoden untersucht und zur Entwicklung automatisierungsgerechter Arbeitsverfahren herangezogen, die vorrangig solide Bauelemente verwenden. Die Montagebauweise bildete deshalb den Schwerpunkt der Untersuchungen (vgl. [BOLE-92], [LAUK-92]).

1.3.1.1 Merkmale von Baumontagesystemen

Diskrete Montageelemente. Für Baumontagesysteme ist insbesondere charakteristisch, daß Gebäudeteile in Montagetechnik errichtet werden, das heißt, daß sie aus diskreten, soliden Montageelementen zusammengefügt werden. Dabei können diese von sehr unterschiedlicher Komplexität sein (Fig. 1.3-7). Diese Montagetechnik steht zum Beispiel im Gegensatz zum Betonschalungsbau, der dem Gießen verwandt ist.

Verbindungstechnik. Das Montagesystem ist durch die Verbindungstechnik geprägt. Hier ist es sinnvoll zwischen folgenden relevanten, das heißt im Bauwesen schon eingesetzten oder denkbaren Verbindungsarten der Montagebauweise zu unterscheiden (Fig. 1.3.1.1-1).

Formschlüssige Verbindungen	Schraubverbindungen, Schnappverschlüsse
Kraftschlüssige Verbindungen	Klemmverbindungen
Stoffverbindungen	Schweißverbindungen, Klebeverbindungen (inkl. Mörtel)

Fig 1.3.1.1-1: Verbindungsarten

Die bei den ebenfalls verbreiteten Schalungssteinen eingesetzten Verbindungen stellen eine Kombination verschiedener Verbindungsarten dar. Je nach Hersteller ist diese Technik des Betonschalungsbaues mit formschlüssigen Schalungssteinen kombiniert (vgl. [LAUK-92], [FINKKN-92], [MAUWK-93]).

Montagesituationen

Ein wesentliches Ziel der Gestaltung von automatischen Baumontagesystemen ist die Minimierung der auftretenden Montagesituationen. Ihre Anzahl ist von den drei Freiheitsgraden der Bau(Montage)verfahren abhängig (vgl. Fig. 1.3.2-1):

1. Montagegegenstand (Gebäude, Raumzellen, etc.)
2. angewandte Montageverfahren und -methoden (z.B. Naß- oder Trockenmontage)
3. eingesetzte Montagemittel (Montageelemente und Montagewerkzeuge)

Für das "nasse" Montieren von kleinformatigen Mauersteinen im Mörtelbett werden in (vgl. [LAUK-92]) neun Montagesituationen unterschieden.

Für das "trockene" Montieren von Schalungssteinen (der Firma GISOTON) wurde die nachfolgende Liste von denkbaren Montagesituationen erarbeitet (siehe Fig. 1.3.1.1-2).

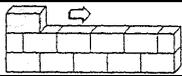
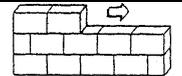
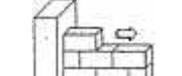
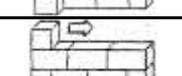
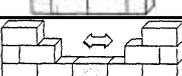
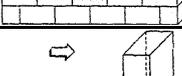
Nr.	Gebäudeteil	Montagesituation	Randbedingung	Beispiel
W1	Wand	Steine freistehend positionieren	Auf Fundament setzen	
W2			Auf andere Steine setzen	
W3		Stein an Stein setzen		
W4		Anschluß an bestehendes Bauteil	Auf Stoß mauern längs des Steins	(z.B. zweischaliges Mauerwerk)
W5			Auf Stoß mauern quer zum Stein (z. B. Innenwände)	
W6		Mauern mit verschiedenen Steingrößen	Setzen von Ausgleichssteinen	
W7		Schließen einer Lücke im Feld		
W8		Schließen einer Lücke an einem bestehenden Bauteil	Auf Stoß in eine Lücke setzen	
E1	Ecke	Stirnanschluß an gemauerter Ecke		
E2		Seitlicher Anschluß an gemauerter Ecke	Verzahnung	
E3		Mauern mit verschiedenen Steingrößen	Ausgleichssteine setzen	
E4		Schließen einer Lücke an der Ecke mit Stirnanschluß		
E5		Schließen einer Lücke an der Ecke mit Seitenanschluß		
D1	Decke	Unter einem Hindernis mauern	Ein- oder zweidimensionales seitliches Einfügen	Raumdecke: Loch- bzw. Stockverzahnung von Innenwänden
D2		Einfügen des Schlußsteins unter einem Hindernis	Eindimensionales, seitliches Einfügen	
D3		Ecke unter einem Hindernis mauern		

Fig 1.3.1.1-2: Montagesituationen

1.3.2 Freiheitsgrad "Arbeitsverfahren": Automatische Montage eines handelsüblichen Schalungssteinsystems

In Abschnitt 1.2 wurden die "Erfahrungen bei der Konstruktion eines Baumontageroboters" besprochen. Die Anwendung dieses Robotersystems zur automatischen Montage von handelsüblichen Schalungssteinen wird im folgenden Abschnitt beschrieben. Für Schalungssteine ist charakteristisch, daß sie zunächst als Trockenmauerwerk bindemittellos montiert und erst nachträglich mit Mörtel ausgegossen werden. Die verwendeten Schalungssteine der Firma GISOTON haben kleine Maßtoleranzen (0.5 mm) und verfügen als Schalungssteine über konische und ovale Aussparungen (siehe [GISO-93]). Beide Merkmale begünstigen ein automatisches Handhaben wesentlich.

Die vorliegende systematische Ordnung und Gliederung der Probleme und Lösungen die sich bei der automatisierten Montage handelsüblicher Standardmontageelemente ergeben, soll Ihre Übertragung auf andere Baumontagesysteme wie Montageblöcke (aus Gasbeton, Kalksandstein, etc.) und Wandtafeln erleichtern.

Der Lösungsansatz "Montage handelsüblicher Schalungssteine" der globalen Aufgabenstellung "Errichten von Gebäudeteilen" führt auf eine Lösungsmatrix, die durch die nachfolgenden Freiheitsgrade aufgespannt wird (Fig. 1.3.2-1):

	Bausystem	Montagesystem	Elemente des Lösungsvektors
1.	Arbeitsgegenstand, d.h. der zu errichtenden Gebäudeteile	A. Raumzellen, B. Tragende Wände C. Geschoßdecken, D. Träger und E. Stützen.	a) Neubau b) Anbau
2.	Arbeitsmittel, d.h. die dabei eingesetzten A. Arbeitswerkzeuge & B. Arbeitsmaterialien.	A. Montageroboter	a) Roboter (Kinematik, Navigation, RC, etc.) b) Greifer c) Sensorik / Navigation
		B. Montageelemente einschließlich Verbindungselemente	a) Montageelemente b) Verbindungselemente (Kleber, Mörtel, Armierung)
3.	Arbeitsmethoden, d.h. die dabei eingesetzten Arbeitsverfahren	A. Varianten der verbindungs- technischen, zeitlichen und räumlichen Aufteilung und Gestaltung des Montageprozesses	a) Skelettbauweise, Tafelbauweise, Raumzellenbauweise b) Fertigung auf der Baustelle, neben der Baustelle, in der Vorfertigung c) Grad der Integration von Installation und Ausstattung
		B. Fügetechnik	a) Naß- und Trockenmontage b) Kraft- oder Lagegeregelt c) 1,2,3 - dimensionales Positionieren d) Absolutes und relatives Positionieren

Fig. 1.3.2-1: Freiheitsgrade der Lösungsmatrix

Die Lösungsmatrix von Fig. 1.3.2-1 läßt sich bei Berücksichtigung der Varianten und Kombination ihrer Elemente beliebig erweitern und verfeinern.

Experimentelle Montage eines Raumecks

Die Untersuchungen wurden von einer experimentellen Realisierung eines Raumecks begleitet. Da bei seiner Errichtung die wichtigsten Montagesituationen auftreten (siehe Fig. 1.3.1.1-2), lassen sich die meisten Lösungsvarianten (siehe Fig. 1.3.2-1) anhand dieses Ausführungsbeispiels diskutieren :

- Fig. 1.3.2-2 zeigt Übersicht und Aufbau des errichteten Raumecks,
- Fig. 1.3.2-3 zeigt sein Layout,
- Fig. 1.3.2-4 zeigt die Palettierung der verwendeten Montageelemente ,
- Fig. 1.3.2-5 zeigt die bei der Errichtung des Raumecks auftretenden Montagesituationen.

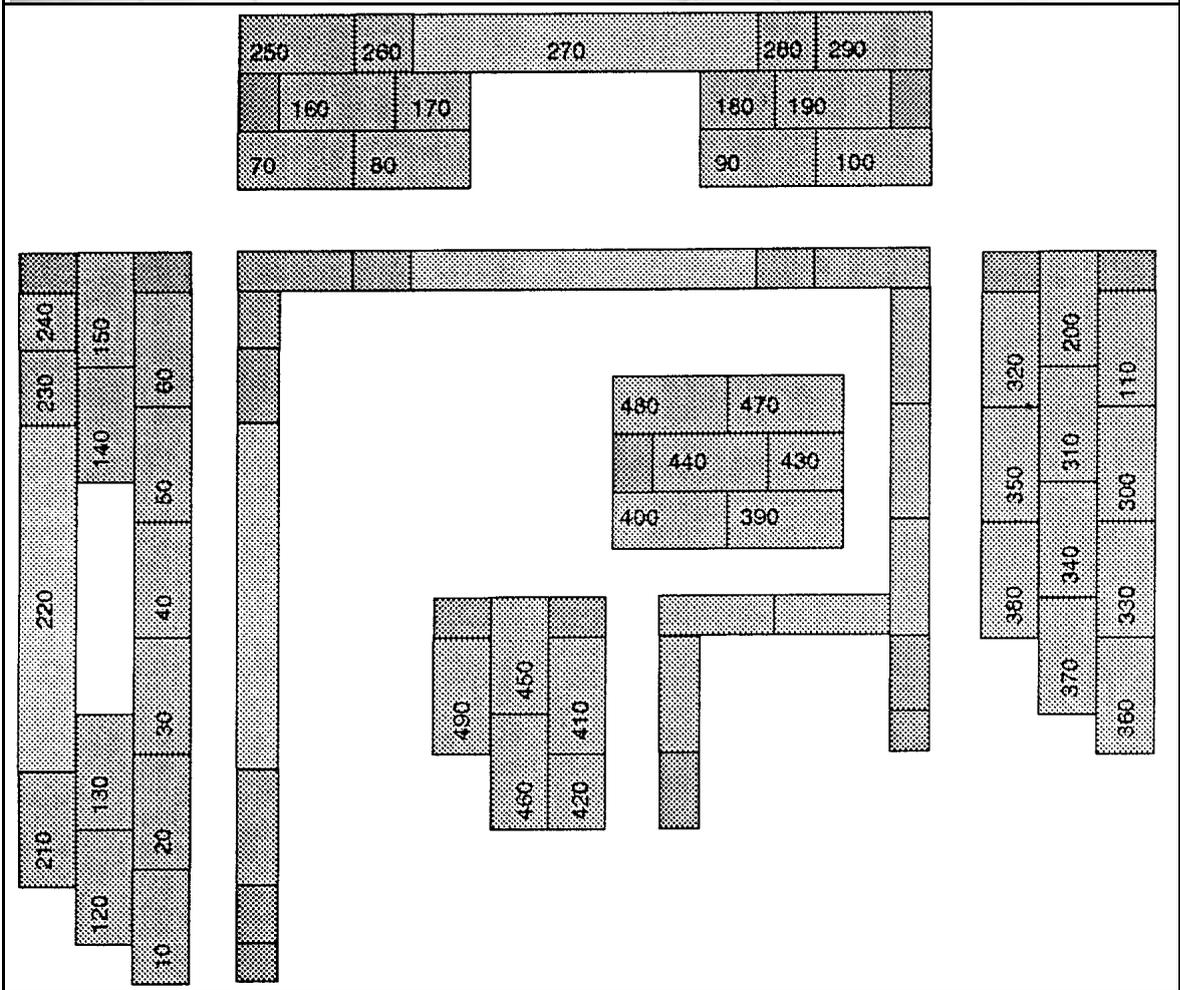
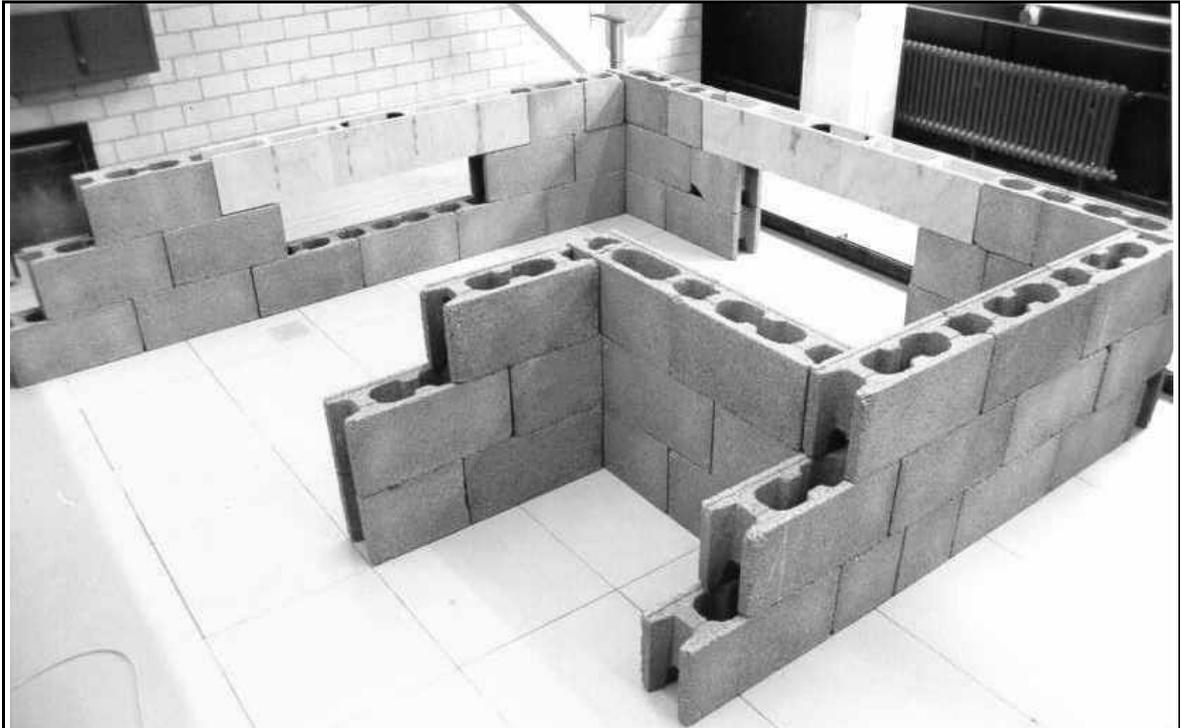


Fig. 1.3.2-2: Übersicht und Aufbau des mit dem Portalrobotersystem (Abschnitt 1.2) montierten Raumecks

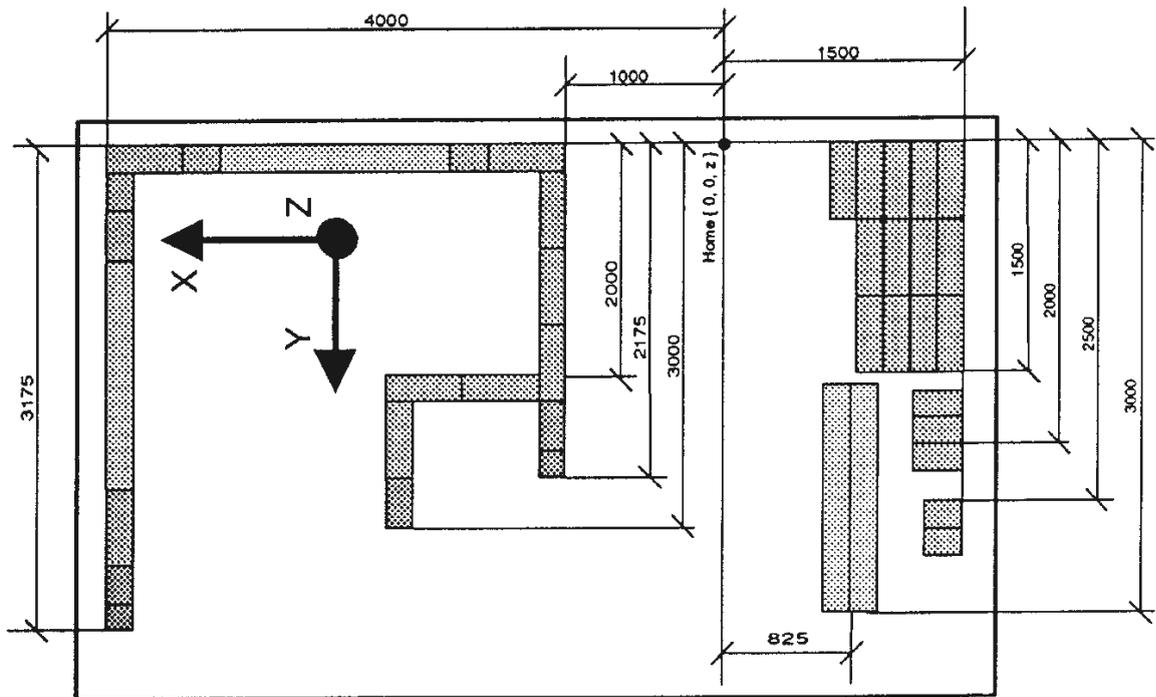


Fig. 1.3.2-3: Layout des Raumecks

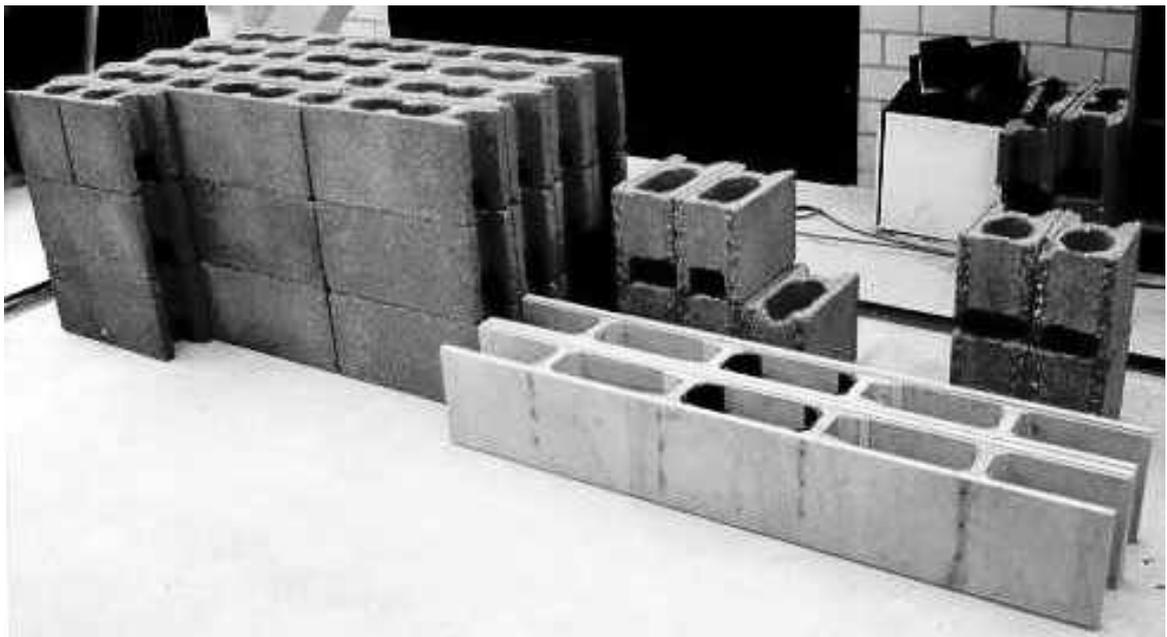


Fig. 1.3.2-4: Verwendete Montageelemente des Raumecks, Steinpalettierung

Stein Nr.	Sondersteinart	Besonderheit	Flügeachsen	Montagesituation	Griff Nr.
10			Y, Z	Pos.1	1
20			Y, Z	Pos.2	1
30			Y, Z	Pos.2	1
40			Y, Z	Pos.2	1
50			Y, Z	Pos.2	1
60			Y, Z	Pos.2	1
70		Eckstein	X, Z	Pos.7	1
80			X, Z	Pos.2	1
90			X, Z	Pos.1	1
100		Eckstein	X, Z	Pos.2	1
110			Y, Z	Pos.6	1
120			Y, Z	Pos.1	1
130			Y, Z	Pos.2	1
140			Y, Z	Pos.1	1
150		Eckstein	Y, Z	Pos.2	1
160			X, Z	Pos.6	1
170	2/3		X, Z	Pos.2	24
180	2/3		X, Z	Pos.1	9
190			X, Z	Pos.2	1
200		Eckstein	X, Z	Pos.7	1
210			Y, Z	Pos.1	1
220	Sturz		Y, Z	Pos.2	1
230	2/3		Y, Z	Pos.2	9
240	1/2		Y, Z	Pos.2	24

Stein Nr.	Sondersteinart	Besonderheit	Flügeachsen	Montagesituation	Griff Nr.
250		Eckstein	X, Z	Pos.7	1
260	1/2		X, Z	Pos.2	24
270	Sturz		X, Z	Pos.2	1
280	1/2		X, Z	Pos.2	9
290		Eckstein	X, Z	Pos.2	1
300			Y, Z	Pos.2	1
310			Y, Z	Pos.2	1
320			Y, Z	Pos.6	1
330			Y, Z	Pos.2	1
340			Y, Z	Pos.2	1
350			Y, Z	Pos.2	1
360			Y, Z	Pos.2	1
370			Y, Z	Pos.2	1
380			Y, Z	Pos.2	1
390		auf Stoß	X, Z	Pos.4	2, 3
400	3/4 Eckstein	Eckstein	X, Z	Pos.2	9
410			Y, Z	Pos.6	1
420	2/3		Y, Z	Pos.2	9
430	2/3	auf Stoß	X, Z	Pos.4	18
440			X, Z	Pos.2	1
450	3/4 Eckstein	Eckstein	X, Z	Pos.7	9
460			Y, Z	Pos.2	1
470		auf Stoß	X, Z	Pos.4	2, 3
480	3/4 Eckstein	Eckstein	X, Z	Pos.2	1
490			Y, Z	Pos.6	1

Fig. 1.3.2-5: Griffe zur Montage der Steine des Raumecks

1.3.2.1 Philosophie bei der Automatisierung von Baumontagesystemen

Vielfältige, gleichartige, ergänzende, aber auch konträre Vorschläge zur Automatisierung der Hochbaumontage sind bekannt (vgl. [BOLE-92], [CHSPAL_P-88], [TOHAIISH-88], [CHSPAL_M-88], [LAUK-92], [BOCKTG-91], [CHAMBERL-94] etc.). Sie konzentrieren sich dabei oft auf die Lösung unterschiedlicher Teilaspekte der komplexen Aufgabenstellungen. Somit können auch scheinbar konträre Ansätze sich ergänzen und nebeneinander ihre Berechtigung haben. Deshalb sei hier von unterschiedlichen Philosophien gesprochen und auf einige näher eingegangen.

Verwendung marktüblicher Montageelemente

Marktübliche Mauersteine sind bezüglich ihrer Größe und ihres Gewichts auf die Ergonomie des Maurers abgestimmt. Ein automatisches Montagesystem zu konzipieren, das aus diesen kleinen Ziegelsteinen große, vertikale und plane Gebäudewände montiert, ohne auf die ganz andere Ergonomie des Roboters einzugehen, ist deshalb "idiotisch" (Zitat Prof. Jean-Claude GUINOT vom "Laboratoire de Robotique de Paris" der "Université Pierre et Marie Curie Paris VI" bei einem Treffen zur Vorbereitung des ROCCO-Projekts [ROCCO-94]). Werden jedoch von der Baustoffindustrie keine größeren Montageelemente preisgünstig angeboten, kann gegebenenfalls nur ein solches System zu einer wettbewerbsfähigen Lösung führen (vgl. [CHSPAL_P-88], [CHSPAL_M-88]).

Verwendung von Mörtel

Mörtel hat die Aufgabe, die Mauersteine miteinander zu verbinden, dabei Maßungleichheiten der Steine und Unebenheiten der Steinlagerflächen auszugleichen und damit eine gleichmäßige Druckübertragung zu ermöglichen (vgl. [MAUERN]). Es ergeben sich genau zwei sinnvolle Alternativen:

1. *maßungenaue Steine in einem Mörtelbett nivellieren* *oder*
2. *maßgenaue Steine kleben oder trocken fügen.*

Beim Übergang von 1. nach 2. werden durch hochwertige Montageelemente Justierarbeiten eingespart, und wie angestrebt, ein Teil der Wertschöpfung in die industrielle Vorfertigung verlegt (vgl. Abschnitt 1.1.). Sowohl für das Auftragen von Kleber als auch für das Verteilen von Mörtel sind auf dem Markt Standardlösungen erhältlich, die leicht in einen automatisierten Montageablauf einzufügen sind (siehe z.B. [ANLINKER-91], [DALACKER-97]). Wesentlich für den Toleranzausgleich ist, ob maßgenaue Steine 'trocken' oder maßungenaue Steine 'naß' montiert werden .

Breitbettmörtel. Bei der traditionellen Baumontage werden maßungenaue Mauersteine in ein Mörtelbett gesetzt. Der Mörtel dient dabei weniger als Bindemittel. Es entsteht eine Verbindung, deren Festigkeit im allgemeinen hinter der Festigkeit der verwendeten Montageelemente zurückbleibt. Eigentliche Funktion des Breitbettmörtels ist der Toleranzausgleich maßungenaue Montageelemente. Aufgefangen werden hier auch Positionierungenauigkeiten, die durch die Verschmutzung der Steinverbindungsflächen entstehen. Bei der manuellen Baumontage müssen die Steine mit Wasserwaage und Richtschnur ausgerichtet, d.h. ausniveliert werden (vgl. [LAUK-92], [FINKKN-92], [MAUWK-93]).

Trockenmontage

Dünnbettmörtel. Dünnbettmörtel dient zum Vermauern spezieller, besonders maßhaltiger Steine (vgl. [LAUK-92]). Die Verwendung von Dünnbettmörtel oder Kleber erfordert maßgenaue Montageelemente. In diesem Fall ist nur die genaue Einmessung der ersten Schicht notwendig. Der Gesamtfehler darauf aufbauender Steinschichten ist dann durch die Maßtoleranz der Steine bestimmt (vgl. Abschnitt 8). Das zeitaufwendige Nivellieren mit Hilfe des Mörtels bei den darauffolgenden Schichten entfällt (vgl. [GROTJ-93]).

Trockenmauerwerk. Der Begriff 'Trockenmauerwerk' bezeichnet gewöhnlicherweise ein Mauerwerk aus Bruchsteinen, die ohne Mörtel und unter geringer Bearbeitung möglichst bündig, d.h. ohne Fugen und Hohlräume zusammengefügt werden (vgl. [FINKKN-92], [MAUWK-93]). Er wird aber auch verwendet für paßgenaue Steine, die ohne direkten Stoffverbund gemauert werden. Der Meinung:

"Trockenmauerwerk scheidet aufgrund der fehlenden Ausgleichsmöglichkeiten und den höheren Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeiten für eine Automation aus. Auch Mauerwerk mit späterem Verbund ist wegen der zusätzlichen Arbeitsgänge nicht für eine Automation geeignet [LAUK-92]"

muß eindeutig widersprochen werden. Ganz im Gegenteil dazu stellt diese Art der Montage eine wesentliche Vereinfachung gegenüber der Automatisierung von traditionellem Mauern mit Mörtel dar.

Beim trockenen Mauern (bzw. mit Dünnbettmörtel oder Kleber) muß nur die erste Schicht ausgerichtet werden, da bereits die zugehörigen handelsüblichen Mauerelemente (z.B. aus Blähton, Blähbeton, Kalksandstein, Beton) geringe Maßtoleranzen haben. Störend könnten sich hier Verunreinigungen der Paßflächen auswirken. Gegebenenfalls können diese aber mit geringem Aufwand vor jedem Fügeprozess präventiv gereinigt werden (z.B. durch Druckluftstoß). Gleiche Verhältnisse liegen bei Schalungssteinen vor, die zunächst ohne Verbindungsmaterial gefügt und erst nachträglich mit Beton ausgegossen werden (vgl. [GISO-93], [FINKKN-92], [MAUWK-93]).

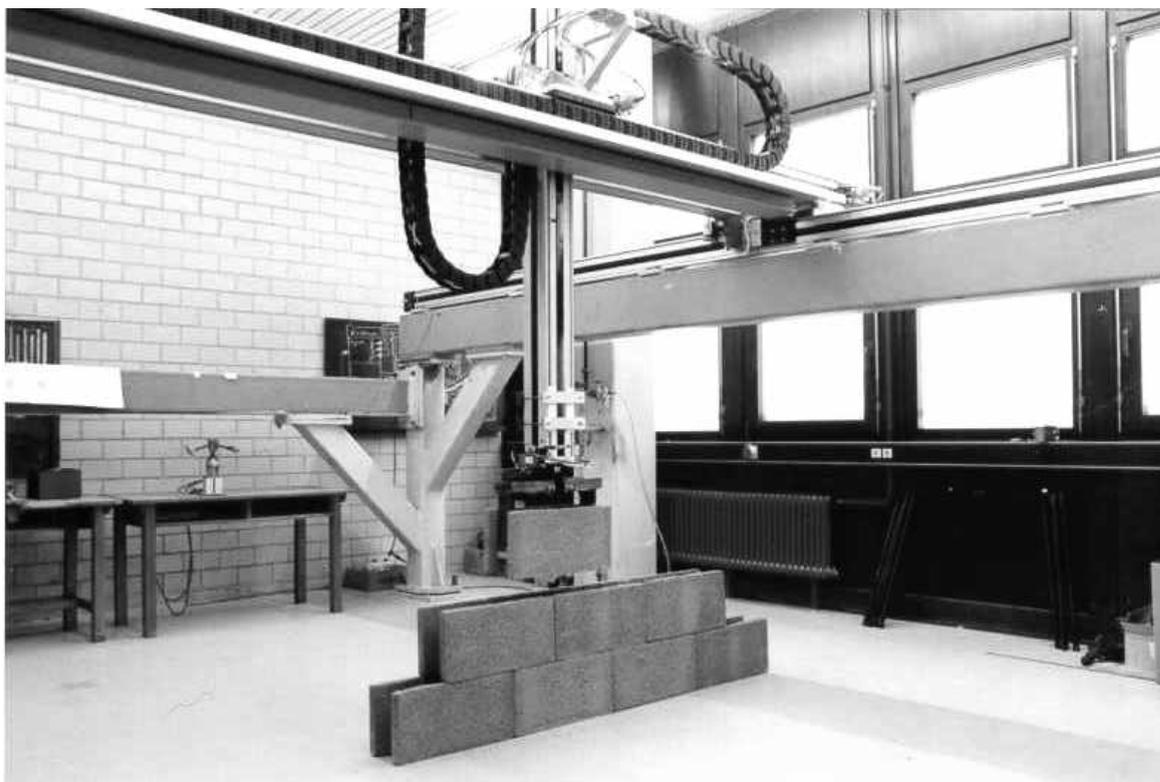


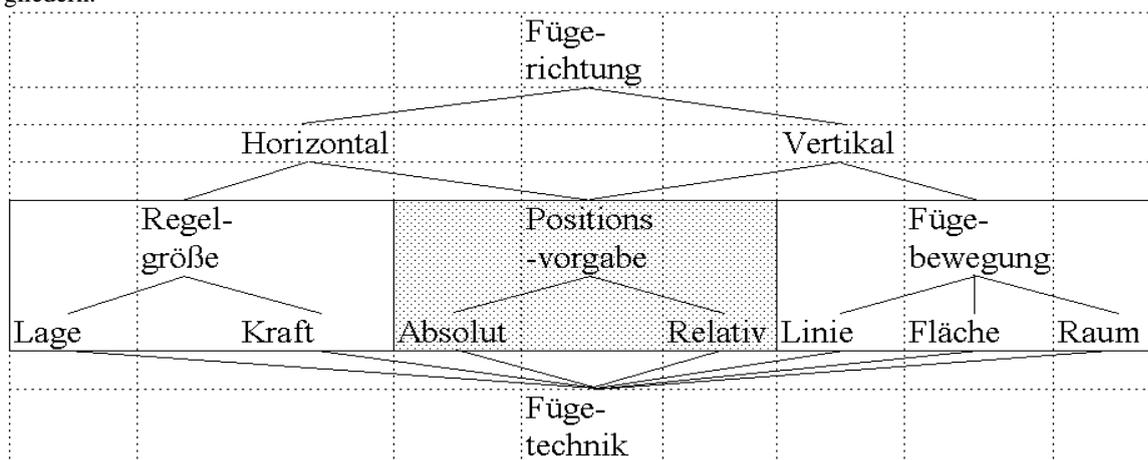
Fig. 1.3.2.1-1: Experimentelle Montage eines Raumecks mit den Schalungssteinen der Firma GISOTON

1.3.2.2 Füge-techniken

Die bei den verschiedenen Montageverfahren (wie Naß- und Trockenmontage) eingesetzten Füge-techniken lassen sich in Abhängigkeit der

1. Bewegungsrichtung (Horizontal oder Vertikal)
2. Art des Regelziels und der physikalischen Größe der Regelgröße (Lage oder Kraft)
3. Art der Sollwertvorgabe der Regelgröße "Lage" (in absoluten Koordinaten oder relativ zum bestehenden Gebäudeteil)
4. Dimension der Sollwertvorgabe der Regelgröße "Lage" (1, 2 oder 3-dimensional)

gliedern:



Horizontales Fügen

Horizontales Positionieren. Die Lage des Aktors (Greifer) stellt bei diesem Verfahren die Regelgröße dar. Die Fügekräfte müssen mechanisch oder steuerungstechnisch begrenzt werden, um den Roboter oder Gegenstände, die sich im Arbeitsraum befinden, vor Schaden zu bewahren. Dies kann durch den Einsatz von Kraft- und Momentensensoren oder mechanischen "Sollbruchstellen" erfolgen, die beim Überschreiten definierter Grenzwerte der horizontalen oder vertikalen Fügekräfte nachgiebig sind. Diese Nachgiebigkeiten müssen mindestens so groß sein, daß sie die Toleranz der Positioniergenauigkeit auffangen können.

Absolutpositionieren. Bei der absoluten Positionierung wird jeder Stein in Abhängigkeit eines absoluten Weltkoordinatensystems, dessen absoluter Nullpunkt vor Montagebeginn definiert wurde, positioniert (siehe Fig. 1.3.2.2-1). Die Steine werden lagegeregt auf ihre Sollpositionen gesetzt, die als Abstand zu diesem Nullpunkt definiert sind. Ein Ausgleich der Maßabweichungen der Steine und der Positionierungenauigkeiten erfolgt automatisch durch unterschiedliche Fugendicken. Sie muß vorab so groß berechnet sein, daß sie alle Maßtoleranzen auffangen kann (vgl. [LAUK-92]).

Relativpositionieren. Bei der relativen Positionsbestimmung wird über Sensorik die Lage des Vorgängersteines bestimmt und der Stein im Abstand des Soll- Stoßfugenabstandes gesetzt. Hierbei sind die absoluten Positioniergenauigkeiten des Roboters und des Einmeßsystems nur beim ersten Stein einer Reihe relevant (vgl. [LAUK-92]). Je nachdem wie der Abstand zum Vorderstein erfaßt wird, kann unter Umständen auf eine Kontrolle der Fügekräfte verzichtet werden. Der Vorteil des relativen Positionierens ist, daß im Mauerwerk die zulässige Spaltenbreite vorgebar ist, und so eine konstante Spaltenbreite erzielt werden kann. Nachteilig ist die Aufsummierung der Lage- und Maßfehler. Da die Maßabweichungen der Steine teilweise systematisch sind, addieren sich diese auf, so daß am Ende einer Reihe größere Fehler auftreten, die auszugleichen sind. Ein Ausgleich kann durch einen speziellen Ausgleichstein, den Zuschchnitt des letzten Steins einer Reihe oder durch das Auffüllen der Lücke mit Mörtel erfolgen. Ein automatisches Messen der Reststeinlänge und Zuschneiden erfordert einen hohen technischen Aufwand und große maschinelle Einrichtungen, so daß dieses Verfahren für eine Baustellenautomation nicht geeignet ist. Auch die Bevorratung von Steinen unterschiedlicher Längen ist wegen der hohen Anzahl der erforderlichen Steine nicht möglich (vgl. [GROTJ-93],[LAUK-92],[LEYHER-93], [ROBLOCK-95]).

Knirschfügen. Die Fügekräfte stellen bei diesem Verfahren die Regelgröße dar. Der abzusetzende Stein wird, entsprechend der Bezeichnung, mit einer kontrollierten Kraft gegen den Vorgängerstein gedrückt. Die Lage des Aktors muß dabei über Sensoren erfaßt und begrenzt werden, damit der Roboter, falls ein Vorgängerstein nicht vorhanden ist oder der Roboter den Stein falsch positioniert hat, nicht weiterfährt bis er auf einen ausreichenden Widerstand stößt.

Vertikales Fügen

Absolutpositionieren. Wie bei der horizontalen, absoluten Positionierung wird jeder Stein in Abhängigkeit eines absoluten Weltkoordinatensystem positioniert. Der Ausgleich der Maßabweichungen der Steine und der Positionierungengenauigkeiten kann hier nur dann automatisch erfolgen, wenn in eine Dickbettmörtelschicht positioniert wird (siehe Abschnitt 1.3.2.1).

Bei Trockenmauerwerk ist dies unmöglich, da die Steine direkt aufeinander liegen. In diesem Fall ist eine Begrenzung der vertikalen Fügekräfte erforderlich. Dies kann z.B. mittels mechanischen Nachgiebigkeiten erfolgen. Dazu gehören parallelstehende Greiferbacken, die nach Überschreiten der Haftreibung zwischen Greifer und Stein einfach durchrutschen (vgl. Fig. 1.3.4.2-1). Vorteil dieses Verfahrens ist, daß durch die kontrollierte Fügekraft z.B. Dreckbrösel, die zwischen den Steinen liegen und im kraftfreien Fügeprozess Lagefehler hervorrufen können, zerdrückt oder verdrängt werden.

Relativpositionieren. Hier gilt ähnliches wie für das absolute, vertikale Positionieren (vgl. Abschnitt 8.2.1). Die gewünschte Fugendichte muß als Dickbettmörtelschicht gestaltet werden.

Knirschfügen. Wie bei dem horizontalen Fügen wird auch hier der abzusetzende Stein mit einer kontrollierten Kraft gegen den Vorgängerstein gedrückt. Durch seine Fundamentabstützung ist die Gefahr eines Verschiebens jedoch geringer.

Fügetechniken des absoluten Positionieren

Eindimensional	Zweidimensional	Dreidimensional
Solche Fügeprozesse sind dann erforderlich, wenn der Arbeitsraum horizontal und vertikal begrenzt ist. Dies ist der Fall wenn zum Beispiel der Abschlußstein einer Innenwand unter der Raumdecke gesetzt werden muß. Solche Fügeprozesse sind oft zusätzlich erschwert durch eine Einschränkung der Greifflächen.	Dies ist wohl der am häufigsten auftretende Fügeprozeß. Im allgemeinen wird der Roboter zuerst eine Zwischenposition in der Ebene der Wand, die erstellt werden soll, einnehmen. Von dieser bringt er dann den Stein zweidimensional in seine eigentliche Sollposition. Folge davon ist, daß der Stein erst gegen Ende der Fügeoperation gleichzeitig in vertikaler und horizontaler Richtung auf andere Montageelemente stößt (vgl. Fig. 1.3.2.2-2). Damit wird verhindert, daß der Stein frühzeitig an anderen Elementen reibt und im Extremfall verkantet.	Wenn ein Stein in drei Raumrichtungen gegen andere Elemente auf Stoß gesetzt werden muß, (z.B. um an einer Ecke eine Lücke mit seitlichem Anschluß zu schließen) ist das dreidimensionale Absetzen erforderlich. Wie beim zweidimensionalen Fügeprozeß soll damit verhindert werden, daß der Stein an anderen Elementen reibt und gegebenenfalls verkantet.

Fig. 1.3.2.2-1: Fügetechniken des absoluten Positionieren

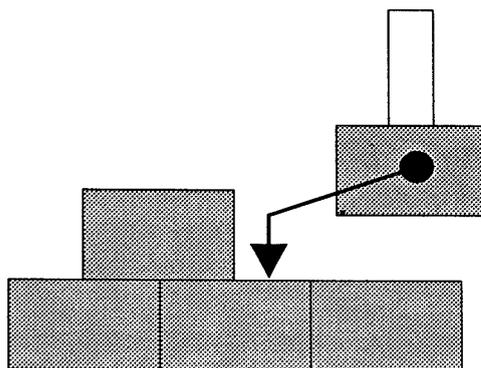


Fig. 1.3.2.2-2: Zweidimensionales Fügen

1.3.2.3 Referenzsystem - Wer definiert die Absolutposition?

Grundlage eines jeden Maß- und Toleranzsystems ist ein geeignetes Referenzsystem. Damit wird die Nullage des dreidimensionalen Koordinatensystems definiert. Die absolute Lage der Montageelemente kann nur dann ermittelt werden, wenn vorher eine solche Nullage definiert wurde.

Die relative Lage der Elemente zueinander kann auch ohne absolutes Referenzsystem ermittelt werden. Die einzelnen Meßfehler addieren sich dabei jedoch auf, so daß sich das Ergebnis nicht reproduzieren läßt.

Besteht das Montagesystem aus einem Handhabungsgerät (Montageroboter), den schon errichteten Gebäudeteilen und Montageelementen (Palette, Übergabestation einer Depaletisierungseinrichtung, etc.), so kann grundsätzlich jedes Teilsystem als Referenzsystem dienen (Fig. 1.3.2.3-1). Neben den Teilsystemen kann auch jeder andere geometrische Fixpunkt als Nullpunkt eines somit definierten Referenzsystems dienen. Das hat jedoch zur Folge, daß die relativen Lagen *aller* drei Teilsysteme zu diesem zusätzlichen Fixpunkt ermittelt werden müssen.

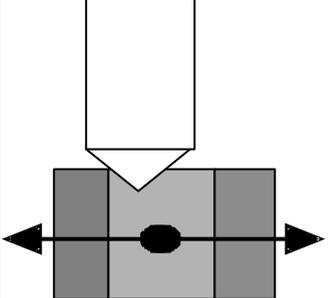
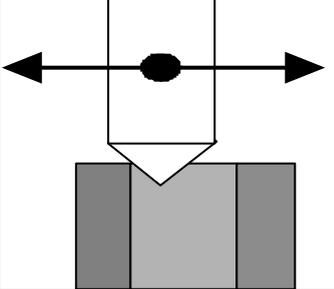
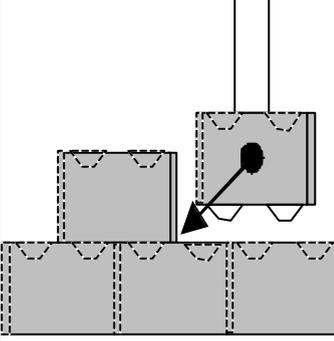
Referenzsystem	Adaption	
Roboter		<p><i>Referenzsystem Roboter.</i> Es ist denkbar, zur Errichtung einer Gebäudeerweiterung B ein Robotersystem als Referenzsystem zu verwenden, das selbst anhand eines vorher errichteten Gebäudeteils A referenziert wurde. Diese Lösung bietet sich insbesondere bei baustellenüberragenden Automatikkränen an (z.B. SMART [LEYHE-93]). Bei solchen feststehenden Robotersystemen kann deren interne Lagesensorik verwendet werden. Ein mobiler Roboter braucht hierfür zusätzlich aufwendige Navigationssysteme (ebenda).</p>
Übergabestation		<p><i>Referenzsystem Übergabestation.</i> Es ist auch möglich, zur Errichtung einer Gebäudeerweiterung B eine Übergabestation der Zuführung von Montageelementen als Referenzsystem zu verwenden, welches selbst anhand eines vorher errichteten Gebäudeteils A referenziert wurde (ebenda).</p>
Gebäudeteil		<p><i>Referenzsystem Gebäudeteil.</i> Ebenso ist denkbar, daß vor einer automatisierten Baumontage manuell ein Fundamentsockel errichtet oder eine erste Steinlage ins Wasser gestellt wird. An diesem Referenzsystem wird das Robotersystem anschließend ausgerichtet. Auch die Absolutposition der Montageelemente auf der Palette ist durch ihren relativen Abstand zum errichteten Gebäudeteil definiert. Dieses Verfahren ist insbesondere immer dann sinnvoll, wenn ein mobiler Roboter eingesetzt wird (s.o.), oder ein kleiner, feststehender Roboter innerhalb eines Gebäudes agiert (ebenda).</p>

Fig. 1.3.2.3-1: Anpassung komplizierter Systemkomponenten zum Ausgleich von Positionsabweichungen bei den verschiedenen Referenzsystemen

Konsequenzen für den Montageprozeß

Für die beiden wichtigsten Aufgabenbereiche im Montageprozeß "Depalettisieren" und "Fügen" ergeben sich aus der Definition des Referenzsystems die in Fig. 1.3.2.3-2 aufgeführten Konsequenzen.

Referenz	Fügen	Depalettisieren
Roboter	Beim Montieren wird die Positionierung der Steine allein durch den Roboter bestimmt. Eine kontrollierte Steuerung der Relativposition der Montageelemente zueinander (Fugenbreite) findet <i>nicht</i> statt.	Der Stein paßt sich der Roboterlage an. Diese Anpassung kann durch einen komplizierten Greifer oder einen komplizierten Stein erzwungen werden (vgl. Fig. 1.3.2.3-1).
Gebäude	In diesem Fall paßt der Roboter den Stein dem vorher errichteten Gebäudeteil an. Diese Anpassung kann durch ein kompliziertes Greifer-Stein-System oder relatives Positionieren und Knirschfügen erzwungen werden. Im zweiten Fall muß der Roboter den relativen Fehler (Fugenbreite) sensorisch ermitteln (vgl. Fig. 1.3.2.3-1).	Depalettisiert kann in diesem Fall nur dann werden, wenn entweder der Roboter und die Übergabestation (Palette) in einer sehr genau bekannten Relativposition zu diesem Gebäudeteil stehen, oder wenn das Robotersystem mit entsprechender Sensorik (z.B. Kamerasystem) zum Auffinden der palettierten Steine ausgerüstet ist.
Übergabe-Station	Die Steine werden in Abhängigkeit von der Übergabestation positioniert. Das bedeutet, daß die Übergabestation selbst vor dem Montageprozeß sehr genau, z.B. anhand eines anderen Gebäudeteils, referenziert werden muß: Handelsübliche Paletten sind dazu nicht geeignet (vgl. z.B. [GROTJ-93]).	Hierbei paßt sich der Roboter sensorgeführt den palettierten Steinen an. Er merkt sich diese Ausgangslage und positioniert den Stein in Abhängigkeit dieser Nullage (vgl. Fig. 1.3.2.3-1).

Fig. 1.3.2.3-2: Konsequenzen der Referenzsysteme beim "Fügen" und "Depalettisieren"

Aus den im vorangegangenen Abschnitt erwähnten Gründen sind die verschiedenen Referenzsysteme für verschiedene Fügetechniken (vgl. Abschnitt 8.) unterschiedlich geeignet (Fig. 1.3.2.3-3).

Referenzsystem	Absolutpositionieren	Relativpositionieren	Knirschfügen
Roboter	++	-	-
Gebäude	--	++	++
Übergabestation	+	--	--

Fig. 1.3.2.3-3: Eignung der Referenzsysteme für verschiedene Montageverfahren (Die Bewertungen bedeuten: + günstig, - ungünstig)

Referenzsystem und Roboterkinematik

Unter Abschnitt 1.2 wurden verschiedene Roboterkinematiken besprochen. Im Falle des sogenannten Automatikkrankonzepts erscheint die Wahl des Robotersystems als Referenzsystem naheliegend und wurde auch mit großem Erfolg zur Montage des Versuchsbeispiels "Raumeck" eingesetzt. Umgekehrt erscheint

1. beim Mobilroboterkonzept (aufgrund mangelnder Sicherheit, Auflösung, Reichweite und Wirtschaftlichkeit absoluter Meßsysteme vgl. z.B. DALACKER-97)
2. bei der Ergänzung bestehender Gebäude

die Orientierung am Gebäudeanschluß (z.B. an im Fundament manuell angebrachten Referenz - Marken) notwendig.

1.3.3 Freiheitsgrad "Arbeitsmaterial": Montageelemente

1.3.3.1 Gängige Baumittel

Baumittel für den Montagebau mit industrieller Vorfertigung, die für automatisierungsgerechte Arbeitsverfahren in Frage kommen, sind in Fig. 1.3.3.1-1 aufgeführt (vgl. [BOCKTG-91]).

Art der Baumittel	Beispiele von Baumitteln	Automatisierungsrelevante Aspekte
1. Bauwerkstoffe	Künstliche und natürliche Steine, Gasbeton, Beton, Holz, Baustahl, Kunststoffe, alternative Bauwerkstoffe, Kombinationen.	erzielbare Genauigkeit, Formbarkeit, Festigkeit, Ökonomie, Ökologie, Wärme- und Schalldämmung, Feuerbeständigkeit, Wasserbeständigkeit, Alterungsbeständigkeit, Gewicht, Größe.
2. Bindemittel	Mörtel, Leichtmörtel, Kleber, Schweißen	Toleranzausgleich, Beständigkeit, Demontierbarkeit, Belastbarkeit, Ökonomie, Ökologie.
3. Bauhalbzeuge	Stahlprofile, Gipskarton, Holzspanplatten	darauf sollte möglichst verzichtet werden können
4. Baueinzelteile	Auslagerplatten, Versteifungen, usw.	identische Greif- und Fügbarkeit, Gewicht.
5. Bauteile	Stürze, Träger, Fenster, Türen, Rolladenelemente, Versteifungen, usw.	identische Greif- und Fügbarkeit, Gewicht.
6. Baugruppen	Rahmen, Wandelemente, usw.	identische Greif- und Fügbarkeit, Gewicht.
7. Baukästen	alle Wandelemente, usw.	identische Greif- und Fügbarkeit, Gewicht.

Fig. 1.3.3.1-1 Gliederung gängiger Baumittel nach dem Produktionsprozeß

Die Komplexität der zu errichtenden Gebäudeteile wird durch den Vorfertigungsgrad bestimmt. So können Wandelemente schon mit Fenstern, Rolläden, usw. ausgestattet sein. Raumzellen können noch vollständiger ausgestattet sein.

1.3.3.2 Anforderungen an automatisierungsgerechte Montageelemente

Eindeutigkeit. Selbstjustierende, fehlertolerante (kompliante) Verbindungen verringern die Anforderungen an die Genauigkeit der Montageelemente (Mauersteine), können deren Definition jedoch nicht ersetzen. Jede automatisierte Montage erfordert geometrisch definierte Montageelemente. Dafür ist ein geeignetes Toleranzsystem zu erarbeiten (vgl. Abschnitt 1.1).

Komplienz. Um Komponenten präzise zu positionieren, muß die Systemstruktur mit der erforderlichen Toleranz hergestellt und montiert werden. Roboter fortgeschrittener Generationen liefern bereits eine Technologie, die mit unstrukturierten und undefinierten Bedingungen fertig wird. Jedoch erhöht dies den Preis der Roboter und beeinträchtigt die Arbeitsgeschwindigkeit (vgl. Abschnitt 1.1 und 1.2). Der statistische Mittelwert der Genauigkeit, der gewöhnlich beim Bauen zugrunde gelegt wird, kann nicht für das Bauen mit Robotern verwendet werden, da er nicht alle Fälle von minimaler und maximaler Genauigkeit berücksichtigt (vgl. [BOCKT-87], [LEYHER-93], [BOCK-88]).

Vorfertigung. Um einen möglichst großen Teil der Wertschöpfung von der Baustelle in die Vorfertigung zu verlegen und somit die handwerkliche durch eine industrielle Fertigung zu ersetzen, sollten die Montageelemente hochwertig und hochintegriert sein. In diesem Fall können die Vorteile einer industriellen Produktion in der kontrollierten Umgebung von Fabriken für die flexible (!) Produktion von hochwertigen Elementen so genutzt werden, daß die Bauzeit vor Ort reduziert wird (vgl. Abschnitt 1.1).

Standardisierung. Um genau definierte Bausysteme zu erhalten, müssen die Bauteile standardisiert werden. Insbesondere müssen die Verbindungen quasi-identisch sein, um eine Montage überhaupt zu ermöglichen. Das heißt, sie müssen geometrisch gleich und physikalisch ähnlich sein. Der Vorteil für die Automatisierung liegt darin, daß verschiedene Elemente, auch verschiedener Hersteller, auf die gleiche Art und Weise gegriffen und montiert werden können .

Teilfamilienbildung. Gruppentechnologie schafft Produktgruppen, die durch eine ähnliche Ausrüstung und auf ähnliche Art und Weise montiert oder bearbeitet werden können. Daraus folgt natürlich eine größere Rationalität durch den Einsatz von weniger Werkzeugen und Hilfskonstruktionen (vgl. Abschnitt 1.1).

Effizienz. Große Elemente haben den Vorteil, daß sie die Anzahl der notwendigen Montageoperationen herabsetzen und Installationen einfacher bereits in der Vorfertigung integriert werden können.

Hier entsteht ein Zielkonflikt zu der geforderten Flexibilität in der Formgebung und somit ein Optimierungsproblem. Die Montageelemente sollten möglichst groß gewählt werden um die Anzahl der benötigten Montagezyklen zu minimieren, das heißt gerade so groß, daß die geforderte Flexibilität in der Formgebung eines Gebäudeteils noch erfüllt werden kann!

Bei großen Elementen verringert sich der Gesamtfehler, da erstens weniger Elemente benötigt werden und zweitens weniger Schnittstellen (geometrisch, elektrisch, sanitär, etc.) entstehen, die auf der Baustelle schnell verschmutzen. Sie haben allerdings den Nachteil, daß sie schwerer und schlechter zu handhaben sind (vgl. [SMBLWA-88], [WAN-88], [IPA-89]).

Flexibilität. Mit der automatischen Montage von hinreichend kleinen, standardisierten, funktionalen und wesentlichen Montageelementen wird eine größere Flexibilität in der Formgebung erreicht. So wird durch eine flexible Automatisierung mit Robotern eine individuellere Gestaltung von Bauobjekten wirtschaftlich begünstigt !

Hilfskonstruktionen. Darauf sollte möglichst verzichtet werden!

Handhabung. Um Teile ohne Schwierigkeiten transportieren zu können, müssen sie so entworfen werden, daß der Schwerpunkt mit der Greiferachse zusammenfällt (vgl. Abschnitt 1.1 und 1.2).

1.3.3.3 Die verwendeten Mauerelemente

Als Mauerelemente wurden Schalungssteine der Firma GISOTON verwendet (Fig. 1.3.4-1).

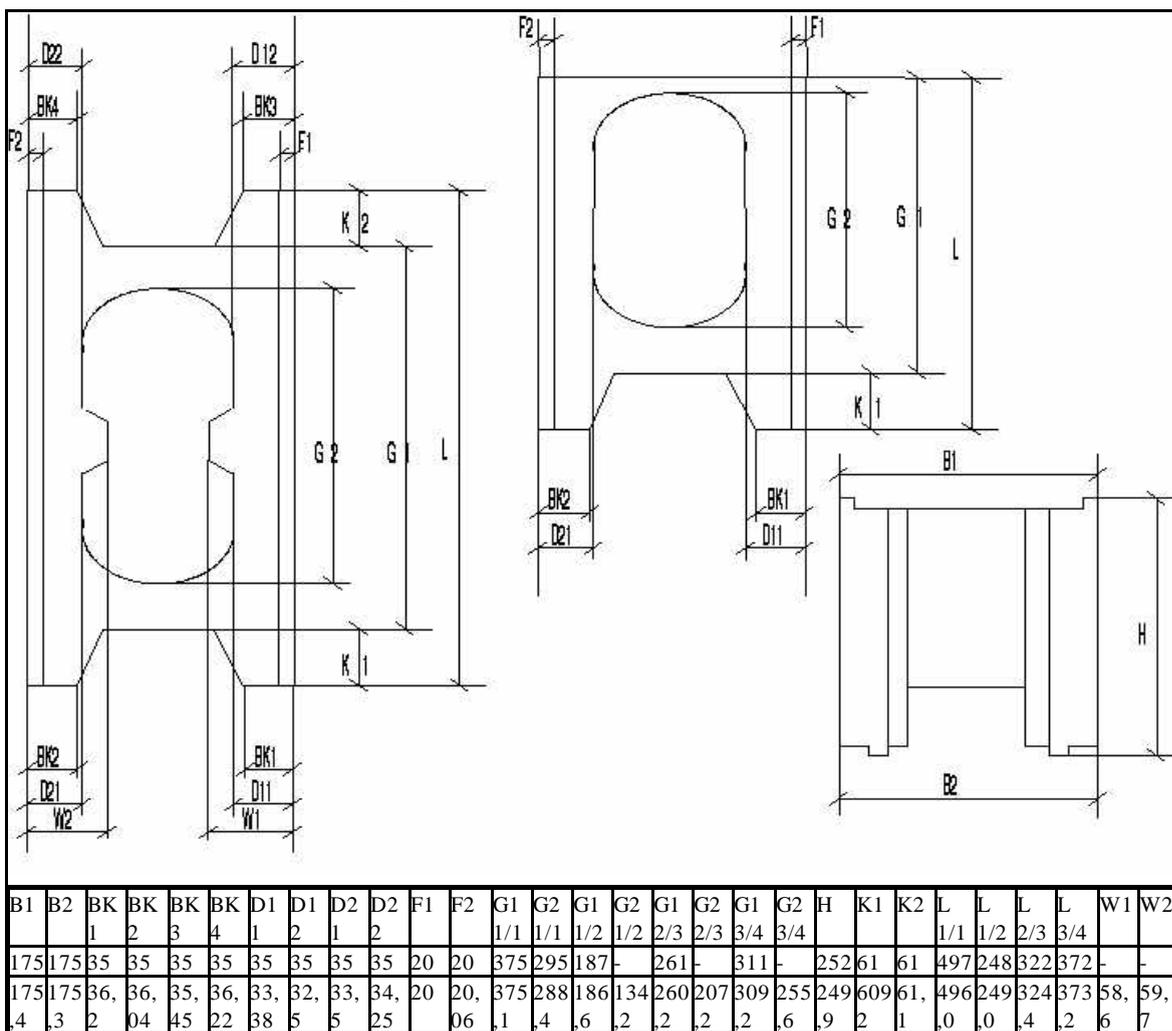


Fig. 1.3.3.3-1: Verwendete Montageelemente, Abweichung der Masse der Herstellerangabe vom Meßergebnis

Diskussion des verwendeten Schalungssteinsystems bezüglich seiner Eignung zur automatisierten Montage

Nut- und Federsystem. Die Steine weisen in Längsrichtung ein horizontales Nut- und Federsystem auf, welches als Montagehilfe dienen soll. Das heißt, daß sie in Querrichtung theoretisch mittels des Nut- und Federsystems arretiert werden. Dieses Nut- und Federsystem ist jedoch nicht konisch - und somit auch nicht kompliant - und wegen des Herstellungsverfahrens auf einer Seite sehr schlecht ausgebildet. Die Feder ist bei den 17,5-Ecksteinen leider nicht unterbrochen, womit sich vertikale Lagefehler speziell an den Ecken einstellen und aufsummieren (siehe Fig. 1.3.3.3-2). Begründung des Herstellers hierfür ist, daß diese Steine gewöhnlich nur für gerade Innenwände ohne Ecken benutzt werden. Alles zusammen führt dazu, daß das Nut- und Federsystem eher eine vergrößerte Positionsunsicherheit als eine Montagehilfe bewirkt. Diese Aussage gilt sowohl für das manuelle als auch für das automatisierte Mauern. Ein ähnliches System (z.B. konische Seitenflächen), das die Lagefehler der Steine zueinander und damit die Spaltbreiten in Längsrichtung ausgleichen könnte, ist nicht vorgesehen.

Greifflächen. Die Normalsteine besitzen an den möglichen äußeren Greifflächen eine Konusform, die in Zusammenhang mit einem entsprechend geformten Greifer die Komplienz quer zum Stein fördert. An den Innenseiten aller Steine finden sich zylindrische Taschen, die ebenfalls das kompliente Greifen quer zum Stein unterstützen. Ebenso gibt es in der Mitte der Normalsteine zwei konisch geformte Wülste, die die gleiche Wirkung haben. Spezielle Mechanismen, die die Komplienz in Längsrichtung unterstützen, gibt es an diesen Steinen nicht. Dazu sind aber die Lagetoleranzen der Greifflächen gering, so daß ein in Steinlängsrichtung komplienter Greifer vollkommen ausreichend ist.

Die Steine lassen sich besser greifen, wenn sie auf dem Kopf stehen. Die Greiferbacken haben dann eine längere Angriffsfläche, da die Aussparungen an den Steinen nunmehr unten sind, wo der Greifer sowieso nicht ansetzt (vgl. Fig. 1.3.3.3-1).

Da weit auseinanderliegende Greifflächen eine größere Komplienz bewirken als engstehende Greifflächen, lassen sich an größeren Steinen insbesondere Winkelfehler besser ausgleichen .

Die Konusform zeigt eine größere Komplienz als die Zylinderform. Dies resultiert aus der zur Greifrichtung kontinuierlich steiler stehenden Greiffläche, mit der die Gleitreibungskraft der Greiferbacke an der Greiffläche stetig bis zum endgültigen Sitz ansteigt und oftmals beim Zugreifen die geforderte Endposition des Greifers im Stein nicht erreicht wird. Bei der Konusform der Greiffläche hingegen herrscht während des Greifvorganges eine konstante Gleitreibung.

Das Greifen von innen ist sinnvoller als das Greifen von außen, da sich beim Loslassen des Steins die Greiferbacken schließen und dabei keine Kollisiongefahr mit anderen Bauelementen besteht. Die verwendeten Steine wären folglich automatisierungsgerechter, wenn sie eine *hindernisfreie, innere Aussparung mit möglichst weit außen liegende, konische Greifflächen* hätten, die von innen zu greifen sind.

Maßtoleranzen. Die Maßtoleranzen sind gegenüber anderen handelsüblichen Steinen gering (vgl. Fig. 1.3.3.3-1). Die sich einstellenden Montagefehler sind somit relativ klein (vgl. [LEYHER-93]), und die Toleranzen der so (manuell oder automatisch) errichteten Mauern nicht größer als bei Mauern, deren Steine im Mörtelbett ausniveliert wurden.

Symmetrie. Die Normalsteine können symmetrisch gegriffen werden womit der Schwerpunkt auf dem Kreuzungspunkt von Greiferachse und Z-Achse liegt. Dadurch werden die statischen und dynamischen Momente um den TCP (Tool Center Point) minimal und die Handhabung der Steine einfacher (vgl. Abschnitt 1.3.4.3). Leider können nur die Normalsteine des Steinsystems symmetrisch gegriffen werden.

Größe. Die Mauersteine sind relativ groß womit sich die unter Abschnitt 1.1 aufgeführten Vorteile ergeben. Da die Schalungssteine über einen Hohlraum verfügen, können einfach zwei Steine gleichzeitig von innen gegriffen werden was die Wirtschaftlichkeit einer automatisierten Baumontage erheblich steigert .

Elementstruktur und Elementvarianten. Die Steine haben eine klare, einfache Form. Es gibt nur 5 verschiedene Montageelemente (siehe Fig. 1.3.3.3-1). Sondersteine und Normalsteine sind sich sehr ähnlich. Sie folgen damit dem Grundsatz der Gruppentechnologie (vgl. Abschnitt 1.3.3.2). Dies hat zur Folge, daß die Steine alle mit demselben Greifer gegriffen werden können, und dementsprechend nur wenige verschiedene Montageoperationen notwendig und sinnvoll sind (vgl. Abschnitt 1.3.1 und 1.3.4).

Montage. Diese Steine sind Schalungssteine mit geringen Maßtoleranzen und können als Trockenmauerwerk montiert werden. Durch das nachträgliche stockwerkshohe Verfüllen mit Beton und mögliches Aussteifen mit Armierungsstahl erhält die Wand eine zusätzliche Stabilität. Da kein Mörtel zwischen den Steinen verwendet werden muß, und die Steine nicht explizit ausgerichtet werden müssen (vgl. [LEYHER-93]), ist diese "trockene" Art der Baumontage die einfachste und zugleich schnellste und damit auch die für die Automatisierung geeignetste (vgl. Abschnitt 1.3.2.1). In einem automatischen Ablauf wäre voraussichtlich das steinweise Füllen mit Beton sinnvoller, da eine gleichmäßige Füllung leichter sicherzustellen ist, Hilfskonstruktionen entfallen können (vgl. Abschnitt 1.1) und die Gefahr eines nachträglichen Verschiebens geringer ist.

Bewertung. Zusammenfassend lassen sich die Schalungssteine der Firma GISOTON im Bezug auf eine automatisierte Baumontage als "bedingt geeignet" beurteilen: Ihre Montage ist zwar möglich jedoch wäre eine Änderung des Steinsystems entsprechend der unter Abschnitt 1.3.5 angeführten Vorschläge - auch für eine manuelle Montage- sinnvoller (vgl. Abschnitt 1.3.4, 1.3.5 und [GROTJ-93],[FINKKN-92],[MAUWK-93]).



Fig. 1.3.3.3-2: Vertikale Lagefehler durch Nut- Federsystem ohne Unterbrechung

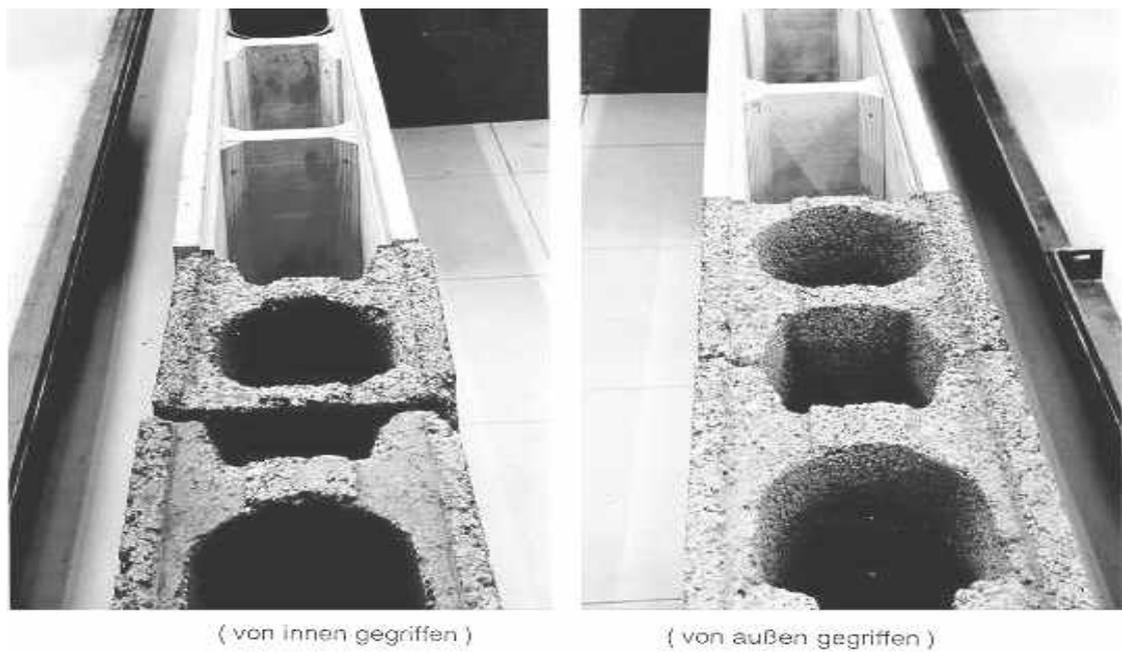


Fig. 1.3.3.3-3: Größere Komplienz der Konusform im Vergleich zur Zylinderform

1.3.4 Freiheitsgrad "Arbeitswerkzeug": Robotersystem

Zur Montage der Schalungssteine wurde das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Portalrobotersystem eingesetzt. Das Robotersystem selbst wurde unter Abschnitt 1.2 eingehend beschrieben. Im vorliegenden Abschnitt wird dessen Teilsystem "Greifer" vertieft behandelt.

1.3.4.1 Das Greifersystem

Anforderungen

Aufgabenteilung von Roboter- und Greifersystem. Das Teilsystem "Greifer" führt direkt die Wechselwirkung des Robotersystems mit dem Montageelement herbei. Die zur Positionierung des TCP verwendeten Handachsen sind dem Roboter zuzuordnen. Greifer können jedoch über eigene "Fingerachsen" verfügen, die keinen Einfluß auf die Position des TCP haben.

Robotergreifer sind im allgemeinen aufgabenspezifische Sonderkonstruktionen. Für den Baumontageeinsatz kann ein Greifer nicht nur für das freie und unbehinderte Aufnehmen und Absetzen von Steinen konstruiert werden. Er muß weiteren Montagesituationen (vgl. Fig. 1.3.1.1-2) genügen, die zumeist durch einen begrenzten Arbeitsraum gekennzeichnet sind. Beim Depalettisieren ist die Steinaufnahme zumindest an zwei Steinseiten durch angrenzende Steine behindert. Auch beim Absetzen kann nicht davon ausgegangen werden, daß alle seine Seiten frei liegen (vgl. [GROTJ-93], [LAUK-92], [LEYHER-93]).

Art des Greifens. Durch die Ausgestaltung des Greifers ist es in Abhängigkeit vom Montageelement möglich, daß beim Greifvorgang 1. die Lage von Roboter und Montageelement unbeeinflusst bleibt, 2. der Greifer sich der Position des Montageelements anpaßt oder 3. das Montageelement sich der Position des Greifers anpaßt (siehe Fig. 1.3.4.1-1).

Die vierte Möglichkeit, daß der Roboter sich der Position des Montageelements anpaßt, ist vom Greifersystem unabhängig.

Komplienz. Komplienz bezeichnet bei Bausystemen die Fähigkeit, Lage- und Orientierungsfehler der Steine und der Steinverbindungen zum Roboter, passiv ausgleichen zu können (siehe [BOCKT-87], [BOCK-88]). Positionierungsfehler des Roboters können durch das System "Greifer-Stein" nicht ausgeglichen werden. Die voraussichtlich einfachste und damit robusteste und billigste Möglichkeit, die Steinposition und Orientierung zum Roboter zu korrigieren, sind mechanische Ausgleichselemente. Für diese Komplienz ist nicht nur die Gestaltung des Greifers sondern die des Gesamtsystems "Greifer-Stein" verantwortlich. So weisen die verwendeten Schalungssteine schon Komplienz fördernde Gestaltungsmerkmale, wie Konus- oder Zylinderformen an den möglichen Greifflächen, auf (siehe Fig. 1.3.3.3-1 und Fig. 1.3.4.3-1).

Punktförmige und konische - anpassende und nichtanpassende Greifer. Je nachdem, ob sich die Montageelemente in ihrer Position dem Greifer anpassen sollen, können punktförmige oder konische Greifer eingesetzt werden. Punktförmig und konisch sei hier ganz allgemein als Synonym von anpassend und nichtanpassend verwendet.

Anpassung	Greiferart	Montageelementart	Beispiel
1. Keine	Punktgreifer	Unabhängig	Sauggreifer
2. Greifer an Montageelement	Kompliente Greifer	Unabhängig	mech. Nachgiebigkeit
3. Montageelement an Greifer	Unabhängig	Kompliente Element	konische Greifflächen
4. Roboter an Montageelement	Unabhängig	Unabhängig	Sensorführung

Fig. 1.3.4.1-1. Tabelle der Greifarten

Bei einer mechanischen Realisierung genügt bei punktförmigen Greifern eine Berührung zwischen Greifer und Montageelement an drei Punkten um es eindeutig zu "halten". Tatsächlich könnte die gleiche Eigenschaft auch mit einem nichtmechanischen (z.B. magnetischen) Wirkprinzip erzielt werden. Insbesondere sind die verbreiteten Vakuumbreifer im Sinne dieser Definition punktförmige Greifer. War allerdings die Elementposition vor dem Greifvorgang unsicher, so ist sie auch danach undefiniert. Verfügt jedoch der Greifer, das Montageelement oder beide über komplizierte Strukturen (z.B. zwei gegenüberliegende konische Greifflächen), kann ein Zentrieren des Montageelements während des Greifvorgangs erzwungen werden. Genau genommen sind dies zwei nicht realisierbare Extremformen des Greifens mit und ohne geometrische Adaption des Greifer - Steinsystems. Jeder Greifer liegt also in Wirklichkeit irgendwo dazwischen und kann nur näherungsweise eine der beiden Formen erfüllen.

Physikalische Wirkprinzipien der Wechselwirkung

Es gibt eine ganze Reihe von Möglichkeiten und Vorrichtungen, einen Stein anzuheben und zu halten.

Greiffläche	Form	Berührung an zylindrischen Flächen
		Berührung an konischen Flächen
		Berührung an planen Flächen
	Art	Flächige Berührung
		Punktförmige Berührung
	Lage	von außen greifen
von innen greifen		
Mechanik		Scherengreifer, Exzenter, Parallelbackengreifer, Balg, Saugnapf, Kniehebel
Betätigung		Hydraulisch, Pneumatisch, Elektrisch

Fig 1.3.4.1-2: Lösungsvorschläge für Greiferkonstruktionen

Physikalische Wirkprinzipien sind der Kraftschluß (Strömungskraft, Reibungskraft, Magnetkraft, etc.), der Formschluß (Haken, Schrauben, etc.) und der Stoffschluß.

1.3.4.2 Realisierte und verwendete Greiferkonstruktionen

Die untersuchten Greifer unterscheiden sich bezüglich

1. Greiferkinematik,
2. Backenform sowie
3. Hub und Hublage.

Greiferkinematik

Es wurden ein Parallelbackengreifer und ein Scherengreifer realisiert und eingesetzt (siehe Fig. 1.3.4.2-1). Grundsätzlich lassen sich bei Greiferkinematiken je nach Art der verwendeten Greiferbacken und deren Verbindung mit dem Greifer beide als Punktgreifer oder komplierter Greifer ausgestalten. In der Ausführung nach Fig. 1.3.4.2-1 läßt sich der Parallelbackengreifer jedoch eindeutig als bezüglich 1. Querlage, 2. Längslage, 3. Neigung und 4. Orientierung komplierter Greifer klassifizieren während der Scherengreifer einem Punktgreifer entspricht (siehe Abschnitt 1.3.4.1). Ein weiteres wesentliches Unterscheidungsmerkmal ist, das der Scherengreifer im Gegensatz zum Parallelgreifer nur von Innen in Aussparungen greifen kann.

Greiferbacken

Beide Greiferkinematiken können mit verschiedenen (mehr oder weniger geeigneten) Greiferbacken ausgerüstet werden (siehe Fig. 1.3.4.2-2).

Greiferhub und Hublage

Greiferhub. Beide Greifer können nur geöffnet oder geschlossen sein. Aufgrund ihrer pneumatischen Aktoren ist es ihnen aber nicht möglich, eine Zwischenposition einzunehmen ohne einen Gegenstand zu greifen (siehe Fig. 1.3.4.2-3).

Da diese Steine eine ganze Reihe verschiedener Greifmöglichkeiten bieten, bei denen die Entfernung der Greifflächen zueinander stark variiert, ist für die Anwendung möglichst vieler verschiedener Greifvarianten mit ein und demselben Greifer, ein großer Greifhub erforderlich. Greiferkinematiken, deren Backen sich zu eng schließen oder zu weit öffnen, können jedoch vor dem Greifen oder beim Loslassen des Steins zu Kollision mit anderen Punkten desselben Steins oder mit anderen Montageelementen führen. Aus diesem Grund muß die Länge des Greifhubes und dessen geometrische Lage sorgfältig auf die Anforderungen der verschiedenen Griffe (vgl. Fig. 1.3.4.3-1) abgestimmt werden.

Hublage. Die Problematik des benötigten unterschiedlichen Greifhubes für verschiedene Griffe ergibt sich aus der Fähigkeit des Parallelgreifers um Hindernisse "herumzugreifen" aber nur zwei Zustände einnehmen zu können (siehe Fig. 1.3.4.2-3).

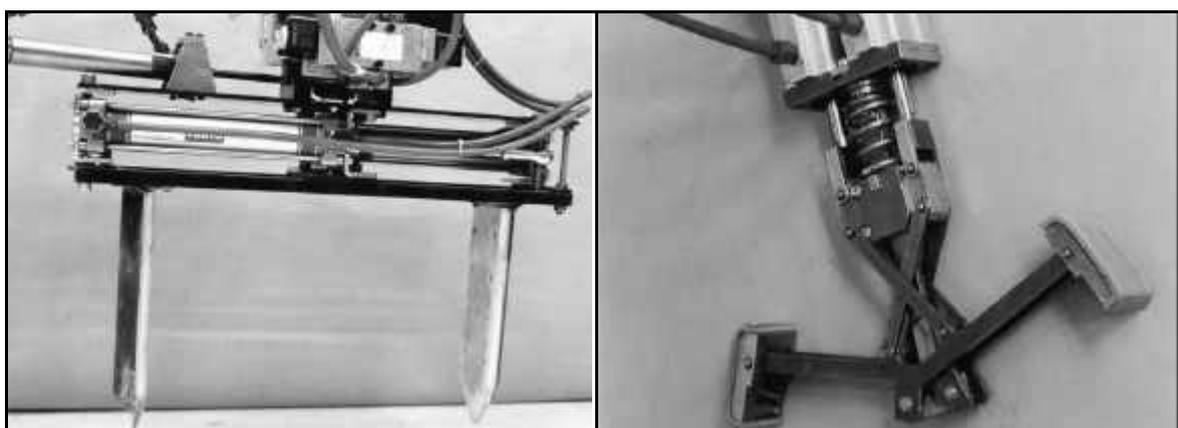


Fig. 1.3.4.2-1: Foto des Parallelbackengreifers und des Scherengreifers

Art	Querschnitt	Beschreibung	Begründung
Punkt		Punktgreifer mit zwei übereinander liegenden Spitzen, um ein Verdrehen des Steins zu verhindern	Punkt förmiges Greifen von innen und außen
Zylinder		Zylindrische Greifflächen an Backeninnen- und Backenaußenseiten	Kompliertes Greifen an den zylindrischen Steininnen-, teilkompliertes Greifen an den konischen Steinaußenseiten
Konus		Konusform an Backeninnenseiten, abgerundete Innenkanten	Kompliertes Greifen an konischen Steinaußenseiten (damit kann nur von außen gegriffen werden)
Zylinder / Konus		Zylindrische Greifflächen an Backenaußenseiten, konische Greifflächen innen, abgerundete Innenkanten	Kompliertes Greifen an Steininnenflächen und Steinaußenseiten

Fig. 1.3.4.2-2: Verwendete Backenformen

Greiferkinematik	Backenform	Greifer	B	T	H	i	a	I	A
Scherengreifer	Punkt	1	50	12	190		110		300
	Zylinder	2	83	21	190		128		318
Parallelbackengreifer	Punkt	3	50	50	320	0	100	320	420
		4				10	110	330	430
		5				30	130	350	450
		6				70	170	390	490
	Zylinder	7	83	42	320	0	84	320	404
		8				10	94	330	414
		9				30	114	350	434
		10				70	154	390	474
	Konus	11	83	10	320	0	20	320	340
		12				10	30	330	350
		13				30	50	350	370
		14				70	90	390	410
	zyl./kon.	15	83	30	320	0	60	320	380
		16				10	70	330	390
		17				30	90	350	410
		18				70	130	390	450

i [mm]	Backeninnenseiten - Abstand im geschlossenen Zustand - Gibt die geometrische Lage des Greiferhubes an	<p>Der Greifraum ist so berechnet, daß der Greifer weder beim Greifvorgang noch beim Loslassen des Steins durch den Stein selbst behindert wird. Er ist unter Umständen je nach Montagesituation (z.B. auf Stoß setzen) zu verkleinern.</p>
a [mm]	Backenaußenseiten - Abstand im geschlossenen Zustand	
I [mm]	Backeninnenseiten - Abstand im geöffneten Zustand	
A [mm]	Backenaußenseiten - Abstand im geöffneten Zustand	
B [mm]	Backenbreite (quer zur Greifrichtung)	
T [mm]	Backentiefe (längs der Greifrichtung)	
H [mm]	Hub des Greifers	
G [mm]	Greifweite - gibt die Entfernung der jeweiligen Greifflächen zueinander na. Sie ist von Griff zu Griff unterschiedlich groß.	
R [mm]	Greifraum - damit ist der Platz gemeint, den ein Greifer zum Loslassen des Steins zur Verfügung hat, ohne eine Kollision mit anderen Montageelementen oder das nachträgliche Verschieben des gerade abgestellten Steins zu bewirken.	

Fig. 1.3.4.2-3: Greifervarianten und -abmessungen

1.3.4.3 Wechselwirkung von Arbeitsverfahren und Arbeitsmittel: Greifvarianten und Greifervarianten

In diesem Abschnitt werden die verschiedenen Möglichkeiten einen Stein zu greifen, im Hinblick auf die Entwicklung eines für das Schalungssteinsystem (vgl. Abs. 1.3.3.3) idealen Greifers, untersucht.

- Da man Greiferwechsel möglichst verhindern will, wird dabei die Kombination von
- Arbeitsmittel (Mechanismus und Backenform) und
 - Arbeitsverfahren (Griffe) gesucht,
- welche
1. jeden Stein zumindest auf eine sinnvolle Art und Weise greifen kann,
 2. möglichst alle Montagesituationen des Baumontageprozesses bewältigt (vgl. Fig. 1.3.1.1-2) und
 3. die größte Vielfalt an Greifmöglichkeiten bietet.

Diese Teillösungsmatrix wird durch eine Variation der Freiheitsgrade

1. Griffe bzw. Greifmöglichkeiten (vgl. Fig. 1.3.4.3-1)
2. Greiferkinematik (vgl. Fig. 1.3.4.2-1),
3. Backenform (vgl. Fig. 1.3.4.2-2) sowie
4. Hub und Hublage (vgl. Fig. 1.3.4.2-3)

aufgespannt.

Stein-Greifflächen

Von vornherein kann die Anzahl der Greifflächen um die Stellfläche des Steins verringert werden, da dort offensichtlich nicht gegriffen werden kann (vgl. [GROTJ-93]). Aus dem selben Grund entfällt die Betrachtung von Greifmöglichkeiten in der Y,Z-Ebene der Steine.

Griff	Greifweite, Greifraum, Komplienz, Depalettisieren, Stoß rechts-links-quer, Symmetrie
1	Die Variante 1 bietet durch die Konusform und die weit auseinanderliegenden Greifflächen ideale Komplienz und der Stein kann symmetrisch gegriffen werden. Mit einem überstehenden Außengreifer kann jedoch so nicht auf Stoß gesetzt werden und ein Greifer mit zu großem Greiferhub kann beim Öffnen zum verschieben
2	benachbarter Steine führen. Hervorragend geeignet ist dieser Griff somit für gewöhnliches Mauerwerk (Montagesituationen W1,2,3 - Fig. 1.3.1.1-2). Die Griffe 2 und 3 sind wegen relativ weit auseinander
3	gelegenen Greifflächen, deren komplienten Form und nur geringer Unsymmetrie anzustreben wenn Steine auf Stoß gesetzt werden sollen (Montagesituationen W4 - vgl. Fig. 1.3.1.1-2).
4	Auch hier kann ein zu großer Greiferhub zu Kollisionen führen. Für die Varianten 4 und 5 ist der Hub der meisten Greifer zu groß, so daß die Steine beim Öffnen des Greifers verschoben würden.
5	Des weiteren sind sie durch ihre starke Asymmetrie und die geringe Komplienz ungünstig. Bei Variante 6 wird sehr weit innen gegriffen. Ungünstig ist weiter, daß der Hub des Greifers wieder sehr klein sein müßte,
6	wenn beim Loslassen des Steines nicht wieder gegriffen werden soll. Ein dafür geeigneter Greifer könnte so nur diesen einen Griff anwenden. Ein Greifer mit zwei möglichen Zuständen, der diese Variante nutzen könnte, kann zumindest nicht die Varianten 1 und 21 nutzen, die wegen ihrer größeren Komplienz anzustreben sind.
7	Er ist deshalb ungeeignet. Die Griffe 7 und 8 sind weder zum Depalettisieren noch zum auf Stoß setzen geeignet und somit nicht zuletzt wegen ihrer großen Asymmetrie und der fehlenden Komplienz vollkommen unbrauchbar.
8	Die 9'te Variante ist wegen ihrer relativ guten Komplienz durch die konische Greiffläche, die weit auseinanderliegenden
9	Greifflächen und eine für Sondersteine große Symmetrie sinnvoll. Steine können damit jedoch nicht auf Stoß gesetzt werden und ein zu großer Greiferhub führt schnell zu Kollisionen. Deshalb kann dieser Griff nur dann sinnvoll ein gesetzt werden,
10	wenn ein Sonderstein vereinzelt abgesetzt wird (W1, W2 - vgl. Fig. 1.3- 19) oder für einen großen Greifhub ausreichend Freiraum vorhanden ist. Die Griffe 10 und 11 sind wegen der großen Asymmetrie,
11	der geringen Komplienz durch engliegende Greifflächen und eines beschränkten Greiferhubes sehr ungünstig. Sie sind aus Mangel an anderen komplienten Griffen jedoch notwendig, um Steine auf Stoß zu setzen.
12	Die Griffe 12 und 13 sind weder zum Depalettisieren noch zum auf Stoß setzen geeignet und somit nicht zuletzt wegen ihrer großen Asymmetrie und der fehlenden Komplienz vollkommen unbrauchbar. Griff 14 ist wegen seiner
13	fehlenden Komplienz sehr ungünstig. Nur zufällig oder bei sehr genauem Greifen der Steine kann symmetrisch gegriffen werden. Wenn aber nach beiden Seiten gleichzeitig auf Stoß gemauert werden soll, stellt dieser Griff unter Umständen die einzige Greifmöglichkeit dar.
14	Zum Depalettisieren müßte der Stein umgegriffen werden. Durch einen solchen vorhergehenden Greifvorgang könnte der Stein zusätzlich in Y-Richtung ausgerichtet werden.
15	Die Griffe 15 ,16 und 17 sind sehr asymmetrisch, nicht kompliente und somit ungeeignet. Erschwerend kommt hinzu, daß nur Greifer mit sehr kleinem Hub für diese Griffe einsetzbar wären.
18	In besonderen Montagesituationen kann der Griff 18, wegen seiner Symmetrie und der Möglichkeit auf beiden Seiten gleichzeitig auf Stoß zu setzen, die einzige Möglichkeit sein. (vgl. Griff 14).
19	Die Griffe 19 und 20 sind weder komplient noch symmetrisch und deshalb absolut ungeeignet.
21	Der Griff 21 ist für normales Mauerwerk sinnvoll (Montagesituationen W3 - vgl. Fig. 1.3.1.1-2). Falls kein über den Stein ragender Greifer verwendet wird, können mit diesem Griff auch Steine auf Stoß gesetzt werden.
22	Die Versionen 21 und 22 sind wegen ihrer Asymmetrie ungünstig. Soll jedoch komplient auf Stoß gesetzt werden, können sie aus Mangel an besseren Alternativen dennoch sinnvoll sein.
23	Griff 24 ermöglicht ein für Sondersteine relativ komplientes und symmetrisches Greifen. Diese Variante bietet weiter beim Loslassen des Steines genügend Freiraum für ein kollisionsfreies Schließen des Greifers.
24	Griff 24 sollte deshalb immer dann eingesetzt werden, wenn mit Griff 9 nicht gearbeitet werden kann, das heißt wenn der Sonderstein nicht vereinzelt gesetzt werden soll
25	(Montagesituationen W4 - vgl. Fig. 1.3.1.1-2). Die Griffe 25, 26 bieten keine Komplienz, geringe Haftung, sind stark asymmetrisch und somit völlig ungeeignet.
27	Die Griffe 27 und 28 sind ebenfalls stark asymmetrisch, nicht komplient, und somit ebenfalls für die Montage ungeeignet.
29	Der Griff 29 weist sehr engstehende Greifflächen und mit den vorgesehenen Backen keine Komplienz auf. Komplienz wäre hier nur mit speziellen Backen möglich.
30	Variante 31 kann zwar nicht komplient aber symmetrisch greifen und deshalb in bestimmten Montagesituationen aus Mangel an besseren Alternative wie die Versionen 14 und 18 eingesetzt werden.

Fig. 1.3.4.3 -1: Greifmöglichkeiten der Schalungssteine (symmetrische Varianten sind nicht dargestellt)

Beurteilung der Greifmöglichkeiten der Schalungssteine

Die aufgelisteten Greifvarianten (siehe Fig. 1.3.4.3-1) unterscheiden sich sehr stark hinsichtlich ihrer Komplienz und ihrer Symmetrie. Da die verwendeten Steine zahlreiche Greifmöglichkeiten bieten, diese aber recht unterschiedliche Anforderungen an den Greifer stellen, muß die Zahl der Griffe auf die sinnvollsten reduziert werden für die dann ein entsprechender Greifer (vgl. Fig. 1.3.4.2-3) entwickelt wird.

Dabei wird ein Greifsystem angestrebt, welches

1. die größtmögliche Komplienz aufweist und gleichzeitig
2. möglichst alle Montagesituationen (vgl. Fig. 1.3.1.1-2) bewältigen kann.

Beurteilung der Greiferkonstellationen

Für die in Fig. 1.3.4.3-1 empfohlenen Griffe sind die Greifer 7, 8, 9 oder 18 am besten geeignet (vgl. Fig. 1.3.4.2-3). Da im normalen Baubetrieb die häufigste Montagesituation die ist, daß Normalsteine aneinandergereiht werden (Montagesituation W3 - vgl. Fig. 1.3.1.1-2), ist insbesondere dafür ein guter Griff anzustreben. In den Montageversuchen wurde ein verhältnismäßig kompliziertes Raumeck errichtet, welches dementsprechend viele Sondersteine enthielt. Trotzdem sind auch in diesem Fallbeispiel nur 13 der insgesamt 49 gemauerten Steine, Sondersteine. Für Normalsteine am besten geeignet ist der Greifer 18. Er erreicht, durch seine große Griffweite und seine zylindrisch - konischen Backen, die größte Komplienz !

Diese geometrischen Betrachtungen zeigen, daß immer wieder Zielkonflikte in der Entwicklung eines Greifers für verschiedene Greifmethoden auftreten. Deshalb wäre es weitaus sinnvoller die Steine so automatisierungsgerechter zu gestalten, daß sie alle auf die gleiche Art komplient gegriffen werden können. Diese Forderung wird bei dem breiteren Steinsortiment des gleichen Herstellers mit innen und außenliegenden konischen Greifflächen bereits weitgehend erfüllt (vgl. Abschnitt 1.3.5) !

Normalsteine. Um einen Normalstein in gewöhnlichen Montagesituationen zu greifen (W1, W2, W3 - vgl. Fig. 1.3.1.1-2), empfehlen sich, aufgrund ihrer guten Komplienz, die Versionen 1 und 21. Hierbei ist der Griff 1 günstiger, da er den Konus und die weiter außen gelegenen Greifflächen nutzt. Will man einen Normalstein auf Stoß setzen, so wendet man am besten die Varianten 2 und 3 an, da sie durch die Konusform der Greifflächen sehr komplient sind und weit auseinander gelegene Greifflächen nutzen. Ebenfalls sinnvoll sind die Griffe 22 und 23 einzusetzen (vgl. Fig. 1.3.4.3-1). Sie weisen aber eine geringere Komplienz auf und sind stark asymmetrisch.

Sondersteine. Um Sondersteine zu setzen, wendet man am besten den Griff 24 an. Er ist relativ gut komplient und führt beim Loslassen zu keiner Kollision. Falls der Stein gesondert abgestellt wird, ist der Griff 9 wegen seiner höheren Komplienz sinnvoller. Sondersteine auf Stoß zu setzen dürfte die schwierigste Montagesituation sein. Hierfür bieten sich die Griffe 10 und 11 an. Diese sind aber nicht für Greifer mit großem Hub geeignet. In diesem Fall muß auf die Varianten 18 und 31 zurückgegriffen werden.

1.3.5 Zusammenfassung der bei den Montageversuchen gewonnen Erkenntnisse und Erfahrung

1.3.5.1 Arbeitsmaterial: Automatisierungsgerechte Modifikation der handelsüblichen Montageelemente

Das verwendete Schalungssteinsystem hat sich bei den Montageversuchen mit dem am Institut aufgebauten Portalrobotersystem von Abschnitt 1.2 für eine automatische Baumontage " bedingt geeignet " erwiesen (siehe Abschnitt 1.3.3.3). Die automatische und manuelle Montage könnte jedoch gleichermaßen durch nachfolgende Maßnahmen erleichtert werden:

- Die Nut- und Federverbindung der Steine sollte wesentlich stärker ausgebildet werden und kompliant (konisch) sein und insbesondere eine Unterbrechung für Seitenanschlüsse und Ecken aufweisen. Im Extremfall könnte die Ausbildung der gesamten Paßfläche als eine einzige große Konusform eine enorme Verbesserung in Bezug auf Komplienz und Montagegenauigkeit bringen. Die Steine würden somit auch stabiler aufeinander stehen. Ein weiterer günstiger Nebeneffekt wäre, daß größere Ablagerungen auf den Paßflächen dank der Gravitationskraft ausgeschlossen wären.
- Ein verbessertes Steinsystem könnte nicht nur quer sondern auch längs der Steine kompliante Fixierung aufweisen. Konkret wäre dies durch die Ausbildung von konischen Noppen statt eines Nut - und Federsteins zu erreichen.
- Um eine einfache Greiferbackenform, die für alle möglichen Griffe gleichermaßen die größtmögliche Komplienz bringen würde, entwickeln zu können, wäre es wünschenswert, die Innentaschen identisch zu den Außentaschen zu gestalten. Hierfür hat sich die Konusform der Außentaschen am günstigsten erwiesen.
- Ideal wäre es, wenn die Steine von innen an möglichst weit auseinanderliegenden konischen Greifflächen, gegriffen werden könnten. Daraus würde sich eine geschlossene Steinform ergeben, und alle Trennsteine könnten wie die Normalsteine auch als Ecksteine Verwendung finden.
- Die bestehende Genauigkeit, insbesondere der komplianten Greifflächen ist zu wahren.
- Alle Steine, sollten in bezug auf Geometrie und Massenbelegung einen symmetrischen Aufbau aufweisen.
- Sondersteine die bisher noch vor Ort geteilt werden müssen, sollten schon von vornherein geteilt und auf Sonderpaletten angeliefert werden.
- Beim verwendeten Blähton handelt es sich um ein stark grobkörniges Steinmaterial das zum "Bröseln" neigt und somit leicht zu verunreinigten Fügeflächen mit den damit verbundenen Lagefehlern führt. Das Montageverfahren insgesamt ließe sich unter Umständen durch Schalungsteinen aus einem homogeneren Baustoff (z.B. aus Beton) mit geringerer Bruchneigung vereinfachen. In diesem Fall konnte der Blähton selbst zum nachträglichen Auffüllen der Schalungssteine verwendet werden.

Die Berücksichtigung der obigen Verbesserungsvorschläge könnte auf Montageelemente führen, die den unter Fig. 1.3.5.1-1 dargestellten alternativen Montageelementen ähnlich sind. Bei der Diskussion dieser Abbildung ist jedoch zu beachten, daß es sich dabei um eine bloße Veranschaulichung der obigen automatisierungsgerechten Modifikationen und nicht etwa um das Ergebnis der Entwicklung eines neuen, produktionsreifen Montagesystems handelt, welches eine Vielzahl weiterer Aspekte der Fertigungstechnik, Werkstofftechnik, Bautechnik, Wärme- und Schalldämmung, etc. berücksichtigen müßte.

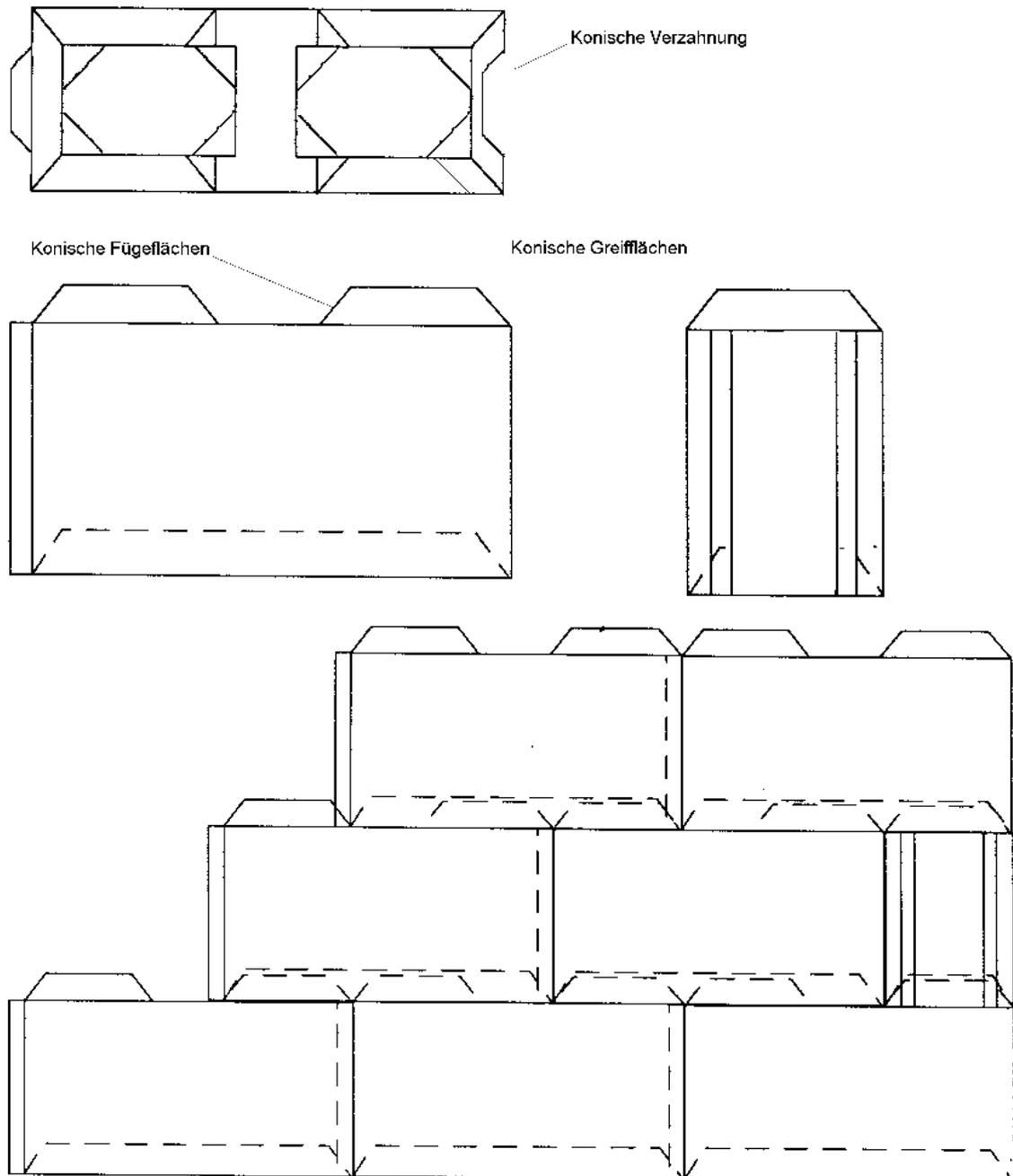


Fig. 1.3.5.1-1: Alternatives Montageelement welches die obigen Vorschläge zur automatisierungsgerechten Modifikation der Normalsteine des handelsüblichen Schalungssteinsystems berücksichtigt (Die konische Verzahnung ist zur besseren Darstellung vergrößert wiedergegeben)

1.3.5.2 Arbeitswerkzeug: Montageversuche mit dem "Institutsprüfstand Portalroboter"

Roboterkinematik

Wie unter Abschnitt 1.2 erläutert wurde, lassen sich mit der Portalbauweise einfach große quaderförmige Arbeitsräume realisieren. Aus ihrer mehrseitigen statischen Lastabstützung resultiert jedoch auch der Hauptnachteil der Portalbauweise. Die Abstützungen machen die Konstruktion "sperrig" und können den Montagevorgang behindern. Ein Einsatz zur direkten Montage von Gebäudeteilen auf der Baustelle ist dadurch im Allgemeinen nicht sinnvoll. Der Einsatz von Portalrobotern in der Vorfertigung und in Feldfabriken "neben der Baustelle" ist jedoch sehr wohl denkbar.

Montageversuche

Am Ende der kinematischen Kette befindet sich bei der Portalbauweise eine vertikale, translatorische Achse, wie man sie auch bei der Scarabauweise findet. Die sich damit ergebenden Montageeigenschaften sind entsprechend:

1. Bei der Montage ergibt sich insbesondere beim Fügen eine vertikale Vorzugsarbeitsrichtung.
2. Horizontales Fügen ist besonders dann schwierig, wenn oberhalb der Fügestelle Hindernisse vorhanden sind.

Steuerung und Regelung - Behandlung der Nachgiebigkeit

Kann die "schwingende" Aktor- bzw. Greiferlage der (praktisch immer nachgiebigen) Baumontageroboter *nicht (hinreichend)* ausgeregelt werden so kann es sinnvoll sein, vor dem Absetzen eine Pausenzeit zum Ausschwingen des Roboterarms bzw. des Aktors einzuräumen.

Wird der Stein beim Absetzvorgang vom Roboter in einer waagerechten Lage transportiert und trifft auf eine relativ zu ihm schief gelegene Ebene, auf die er gestellt werden soll, so wird er im allgemeinen Fall zuerst nur mit einem Punkt seiner Grundfläche anstoßen. Daraus resultieren dann räumliche Kräfte und Momente auf den Stein und den Roboter. Dies wiederum führt dazu, daß der Roboter in seinen Nachgiebigkeiten beansprucht wird und der Stein verdreht und aufgehalten wird. Wird nicht die Aktorlage direkt ausgeregelt, kann dies dazu führen, daß der Stein vor dem Erreichen seiner Sollwertlage abgestellt wird.

1.3.5.3 Arbeitswerkzeug: Realisierte und erprobte Greifer

Greiferkinematik

Es wurden zwei Kinematiken realisiert: Ein Parallelgreifer und ein Scherengreifer. Sie wurden bei Montageversuchen unter den Randbedingungen der folgenden Arbeitsmethoden eingesetzt:

1. **Absolutes positionieren.** Die Steine wurden auf der Mauer in absoluten Koordinaten positioniert und nicht etwa relativ zum Vorgängerstein.
2. **Anpassung des Steins.** Beim Greifen des Steines (Depallettisieren) wird eine Anpassung des Steins an den (absolut positionierten) Greifer angestrebt und nicht etwa versucht den Greifer an das gegebenenfalls verschobene Montageelement auf der Palette anzupassen.

In der Ausführungsform nach Fig. 1.3.4.2-1 zeigt der Parallelgreifer eine gute Komplienz: Er zentriert den Stein in Längsrichtung und durch den Einsatz von konischen Backen auch in Querrichtung und hat sich damit zumindest für die am häufigsten auftretenden Montagesituationen W1-3 (siehe Fig 1.3.1.1-2) und zugehörigen Montagegriffe (siehe Fig 1.3.2-2) zusammen mit der obigen Wahl des Arbeitsverfahrens (absolutes Positionieren des angepaßten Steins) *als hervorragend geeignet erwiesen.*

Demgegenüber zeigt der Scherengreifer in der Ausführungsform nach Fig. 1.3.4.2-1 das Verhalten eines Punktgreifers und hat sich deshalb in Zusammenhang mit dem gewählten Arbeitsverfahren *als vollständig unbrauchbar erwiesen.*

Greiferhub

Bei gleichem Griff kann mit zunehmendem Greiferhub ein größerer Lagefehler längs des Greifers ausgeglichen werden.

Backenform

Was die Anschauung bereits vermuten läßt, konnte durch die Versuche bestätigt werden: Bei Verwendung von spitzen Backen kann grundsätzlich eine

1. halbe Backenbreite und eine
2. halbe Backentiefe

als Lagefehler ausgeglichen werden kann, wenn durch das System "Stein-Palette" die Möglichkeit dazu besteht, das heißt, wenn der Greifer mit seinen Backenspitzen in den Stein "hinein rutschen" kann (Griff 1 Lagefehler quer) und nicht aufsteht (Griffe 2, 3 Lagefehler quer).

Ebenfalls in Einklang mit der Anschauung haben die Erfahrungen weiter gezeigt, daß ein Greifer mit sehr spitzen Backen eher in der Lage ist, schadensfrei die Backen "in den Stein zu drücken" und damit gleichzeitig den Stein zurechtzurücken als ein Greifer mit stumpfen Winkeln.

Der Restfehler beim Einsatz der zylindrischen Backenseite (Griffe 21, 24) ist zumeist größer als bei der konischen Backenseite. Dies gilt insbesondere für Orientierungsfehler und die Lagefehler quer zum Greifer. Die Begründung hierfür ist, daß die Haftreibung zwischen dem Stein und der zylindrischen Backenseite mit zunehmender Annäherung an den erstrebten Sitz ansteigt.

Backenbeschichtung und Greifkraft

Entscheidend für die Komplienz an den *zylindrischen* Greifflächen ist die Haftreibung zwischen Stein und Greifer. Vergrößert man die Haftreibung bei gleichbleibender Greifkraft (durch Beschichtungswechsel), so vergrößern sich auch die Restfehler. Für eine bessere Komplienz ist also eine geringere Haftreibung anzustreben. Dies steht im Gegensatz zu der Forderung nach einer hohen Haftreibung, um die Steine besser halten zu können.

Greifweite

Eine geringere Entfernung der beiden Greifflächen des Steins zueinander ermöglicht bei gleichbleibendem Greiferhub den Ausgleich eines größeren Lagefehlers längs des Greifers (vgl. Griffe 1, 2, 3). Die verbleibenden Restfehler der Orientierung aber sind bei geringeren Greifweiten grundsätzlich größer. Ursache hierfür ist, daß der relative Lagefehler der einzelnen Backen zum Stein konstant bleibt, der absolute Orientierungsfehler aber auch von der Entfernung der Greifflächen zueinander abhängt.

Steinzuführung

Die Steine werden im traditionellen Montagebetrieb in Plastikplanen verpackt auf Holzpaletten angeliefert. Durch den Transport erleiden die Steine im allgemeinen Verschiebungen. Auch werden die Paletten nicht unbedingt in eine exakt definierte Lage gebracht, wenn sie dem Roboter zugeführt werden. Diese Fehler sollen möglichst alle durch Komplienz ausgeglichen werden können. Die Untersuchung der Greifer - Stein Komplienz gibt folglich die Mindestanforderungen an die Genauigkeit der Steinzuführung (bzw. des Palettenaufbaus) vor:

- *Zulässiger Positionsfehler < halbe Backenbreite und halbe Backentiefe.*

Durch einfache mechanische Sicherungen (Ummantelungen, Aussteifungen, etc.) ist diese Forderung leicht zu erfüllen.

1.3.5.4 Arbeitsverfahren: Montagesituationen

Schwierige Montagesituationen vermeiden. Schwierige Montagesituationen wie das Schließen einer Lücke sollten möglichst vermieden werden. Aber auch Montagesituationen wie das auf Stoß setzen, die besondere, meist ungünstigere Griffe erfordern, sollten ebenfalls möglichst vermieden werden.

Die besten Montageergebnisse erhält man, wenn möglichst alle Steine auf die gleiche Art versetzt werden. Diese Erkenntnis macht neben weiteren Beweggründen (siehe Abschnitt 1.1) eine größtmögliche Standardisierung des Montageprozesses erforderlich:

- **Anzahl der Montagesituationen reduzieren.** Wie Fig. 1.3.2-5 zeigt, kann die Anzahl der Montagesituationen (vgl. Fig. 1.3.2-2) für gewöhnliche Baumontagevorgänge durch eine geschickte Vorausplanung drastisch reduziert werden.
- **Anzahl der Griffe reduzieren.** Der Einsatz von Sondersteinen ist normalerweise zum Längenausgleich notwendig und führt im Allgemeinen auf besondere Umstände. Häufig sind "schlechtere" Griffe mit geringerer Komplienz und kleineren Greifweiten unumgänglich. Die Auswahl dieser Griffe sollte besonders sorgfältig erfolgen. Fig. 1.3.2-5 zeigt, daß man sich im Allgemeinen auf wenige Griffe beschränken kann.

Montagevorgang

Um eine gleichmäßige Wand zu errichten, ist es sinnvoll, möglichst *für jeden Stein identische Montagevorgänge* anzuwenden. Als sinnvoll hat sich erwiesen, den Stein zwei - oder drei - dimensional (siehe Fig. 1.3.2.2-2) bis knapp über seine Sollwertposition zu bringen und ihn dann eindimensional vertikal abzusetzen. Die Verbesserung liegt darin, daß garantiert ist, daß der Stein erst ganz am Ende eines Montagevorganges an andere Steine stößt und somit seine Sollwertlage besser erreichen kann.

1.3.5.5 Arbeitsgegenstand: Fundament

Das Fundament auf dem die automatisierte Baumontage stattfinden soll, muß ausnivelliert sein. Ein schlechtes Fundament führt dazu, daß schon die Steine der ersten Lage "schlecht und wackelig" stehen. Da sich die resultierenden Fehler über mehrere Lagen aufaddieren, führt dies zu verstärkten Fehlern in der gesamten Wand. Auftretende Fehler sind z.B. Versatzfehler der Steine zueinander. Der Versatz tritt in jeder Lage wieder neu auf, da der Roboter nicht auf der schrägen Wand weitermauert, sondern immer wieder versucht die Steine korrekt abzustellen.

2 Modellbildung

2.1 Eine Klasse mechanisch-nachgiebiger Lageregelstrecken

Problemstellung und Motivation

Bei Montagerobotern im Hochbau müssen in einem relativ großen Arbeitsraum relativ schwere Lasten gehandhabt werden. Sollen keine "schwerfällige Monstren" gebaut werden, sind Leichtbaukonstruktionen mit tiefliegenden mechanischen Eigenfrequenzen unvermeidlich.

Muß aufgrund von Forderungen nach Genauigkeit, Dynamik oder Sicherheit der Lageregelkreis über die Aktorposition der schwingenden Last geschlossen werden, kann eine dynamische Stabilität nur mit der regelungstechnischen Behandlung der mechanischen Eigenfrequenz w_{I2} erzielt werden. Wie in dieser Arbeit gezeigt wird, erfordert das Ausregeln dieser mechanischen Schwingung (w_{I2}) einen Servoantrieb mit einer Antriebsseckfrequenz im Bereich $0.351978w_{I2} < w_A < 2.9455w_{I2}$. Kann aus wirtschaftlichen und energetischen Gründen dieser nicht einfach überdimensioniert werden ($w_A/w_{I2} > 2.9455$), so liegt die Eigenfrequenz der mechanischen Übertragungsglieder (w_{I2}) der Roboterachse im Bereich der Eckfrequenz ihres Antriebs (w_A). Damit muß das Gesamtsystem regelungstechnisch ganzheitlich behandelt werden und kann nicht auf eines seiner beiden Teilsysteme Aktor (mit w_{I2}) oder Motor (mit w_A) reduziert werden.

Beschreibung und Darstellung im Zustandsraum

Gerade solche Regelstrecken sind Gegenstand des hier entwickelten Regelverfahrens. Ihre regelungstechnischen Eigenschaften lassen sich durch die mechanische Eigenfrequenz w_{I2} und Antriebsseckfrequenz w_A als signifikante Kenngrößen beschreiben. Ihre mathematische Beschreibung führt auf eine Zustandsdifferentialgleichung vierter Ordnung. Zwei der vier Zustandsgrößen sind Lagegrößen, die physikalisch die Deformation der mechanischen Übertragungsglieder beschreiben.

Werden als Zustandsgrößen immer die absoluten Lagen "links und rechts der Feder" gewählt, so führt die Modellbildung auch für maschinentechnisch sehr unterschiedliche Roboterachsen immer auf eine Zustandsdifferentialgleichung mit gleich besetzten Matrizen (siehe vorliegender Abschnitt).

Eine noch weitergehendere Standardisierung der Systembeschreibung kann erzielt werden, indem die Motor(dreh)bewegung in Abhängigkeit der resultierenden Aktor(längs)bewegung dargestellt wird. Damit sind die Matrizelemente auch physikalisch gleiche Größen und es muß nur noch zwischen einem linearen und rotatorischen Standardmodell unterschieden werden (ebenda).

Definition einer Klasse mechanisch-nachgiebiger Lageregelstrecken

Die Möglichkeit einer einheitlichen, standardisierten Beschreibung maschinentechnisch unterschiedlichster Bewegungsachsen motiviert die Definition einer Klasse mechanisch-nachgiebiger Systeme mit folgenden Kennzeichen:

1. die mechanische Eigenfrequenz w_{I2} liegt im Bereich der Antriebsseckfrequenz w_A und
2. die Stellgröße entspricht der Kraft (oder dem Moment) des Antriebs.

Integration von Zustandsregelungen in Robotersteuerungen

Das hier eingesetzte Verfahren der Modellbildung, Beschreibung und Synthese im Zustandsraum wurde in seinen theoretischen Grundlagen in den 60er Jahren entwickelt. Seine Eignung für Lageregelstrecken im allgemeinen und seine Leistungsfähigkeit für mechanisch-nachgiebige Lageregelstrecken im besonderen wurde in der einschlägigen Literatur vielfach nachgewiesen und durch einzelne Realisierung auch bewiesen [SINN-80], [HESS-81], [SWOB-87], [WAMB-88].

Trotzdem hat diese regelungstechnische Entwicklung zu einem ihrer potentiellen Haupteinsatzgebiete, den Robotersteuerungen bis heute keinen Zugang gefunden [BALA-93]. Die überwiegend wirtschaftlichen Gründe dafür sind:

- die Monopolstellung einzelner Hersteller hemmt die Integration von Innovationen durch geschlossene Steuerungsarchitekturen und
- die meisten Roboter sind Standardgeräte für industrielle Anwendungen die mit einem relativ kleinen Arbeitsraum und kleiner Nutzlast keiner Leichtbauweise bedürfen.

Die überwiegend technischen Gründe dafür sind:

- oft ist der Einsatz direkter Lagemeßsystem nicht möglich oder zu teuer und
- die Inbetriebnahme von komplexen (Zustands-)regelungen ist aufwendig und deshalb teuer.

Die vorliegende Arbeit versteht sich als ein Beitrag zur Lösung des Problems der automatisierten Inbetriebnahme von Lagezustandsregelungen mechanisch-starrer und nachgiebiger Bewegungsachsen im Rahmen von Robotersteuerungen. Dieser Beitrag besteht unter anderem in:

- Einer Klassifizierung mechanisch-starrer und - nachgiebiger Lageregelstrecken ($w_A/w_{I2} < 0.351978$) bzw. ($0.351978 < w_A/w_{I2} < 2.9455$).
- Einer vereinheitlichten Beschreibung maschinentechnisch unterschiedlichster, mechanisch-nachgiebiger Lageregelstrecken durch ein lineares und ein rotatorisches Standardmodell. Damit müssen für Regelung und Beobachtung elektrisch und mechanisch verschiedenartigster Roboterstrecken nur diese beiden Modelle in einer Robotersteuerung implementiert werden.
- Der Ableitung einer algebraischen Lösung der Riccatidifferentialgleichung für mechanisch-nachgiebige Regelstrecken. Sie ermöglicht der Adaptionstask für
 1. die jeweils, aktuellen Regelstreckenparameter (insbesondere c_S und m_{Aktor}) und
 2. die jeweils gewünschte (und physikalisch realisierbare) Geschwindigkeitsverstärkung k_v
 eine zeitlich äquidistante und determinierte Optimierung des Regelkreises nach dem quadratischen Gütefunktional vorzunehmen.
- Eine direkte ("online"-)Vorgabe der Geschwindigkeitsverstärkung k_v bzw. $k_v T$ oder/und eine automatische Nutzung des maximalen Stellvermögens des Antriebs u_{Max} bzw. $u_{Max} T$. zu ermöglichen.

Schnittstellen des Reglermoduls der Robotersteuerung

Das entwickelte Regelverfahren wurde im Rahmen eines Softwarepaketes zur Steuerung und Regelung von Robotern mit mechanisch-nachgiebigen Bewegungsachsen in Zusammenhang mit dieser Arbeit implementiert. Es erlaubt, daß die gleiche Steuerungssoftware mit anderen Anwenderdateien an den bezüglich ihrer Hardware sehr unterschiedlichen Institutsprüfständen

- Torsionsfeder,
- AMK-Robotergelenk,
- Turmdrehkran und
- Portalroboter

einsetzbar ist. Dies erfordert und ermöglicht ein modulares Steuerungskonzept mit wohldefinierten Schnittstellen zwischen den Modulen:

- Führungsgrößenerzeugung,
- Sensordatenaufbereitung,
- Regelung (einschließlich Rekonstruktion) und
- Stellgrößenaufbereitung

Bezüglich dieser Schnittstellen kommt den als "Auflösungen" definierten Verstärkungen eine Schlüsselrolle zu (siehe [BRI-2000]).

Voraussetzungen der Modellbildung

In der Fig. 2.1-1 sind die Voraussetzungen der Modellbildung zusammengestellt und die wichtigsten Systemgrößen zu ihrem besseren Verständnis kurz erläutert.

Systemgröße	Voraussetzung	Begründung
Mechanische Eigenfrequenz	w_{J2} Es gibt genau <i>eine dominante</i> mechanische Eigenfrequenz.	Bei Roboterantriebsystemen tritt in den mechanischen Übertragungselementen häufig eine konzentrierte Nachgiebigkeit auf. Dazu zählen Harmonic-Drive-Getriebe, Zahnriemengetriebe und elastische Roboterarme [CAWA-88]. Anhand des Verhältnisses von w_A zu w_{J2} werden die folgenden Regelstreckentypen unterschieden und entsprechend getrennt modelliert: <ol style="list-style-type: none"> $w_{J2} \gg w_A$: Regelstrecke "Motor" $w_{J2} \approx w_A$: Regelstrecke "Gesamt" $w_{J2} \ll w_A$: Regelstrecke "Aktor" Strenggenommen ergibt sich der 2. Regelstreckentyp "Aktor" im Sinne des definierten Optimierungsziels (Ausregeln der mechanischen Schwingung) nur bei einem überdimensionierten Antrieb (was aus praktischen, maschinentechnischen und energetischen Gründen z.T. unvermeidbar ist)
Antriebsseckfrequenz	w_A Die mechan. Eigenfrequenz w_{J2} und die Antriebsseckfrequenz w_A sind von gleicher Größenordnung.	Bei Roboterantriebsystemen tritt in den mechanischen Übertragungselementen häufig eine konzentrierte Nachgiebigkeit auf. Dazu zählen Harmonic-Drive-Getriebe, Zahnriemengetriebe und elastische Roboterarme [CAWA-88].
Momentenschnittstelle	u Die Eingangsgröße entspricht bei linearen Roboterachsen einer Kraft und bei rotatorischen einem Moment.	Gängige Industrieroboter werden auch heute noch zumeist mit geschwindigkeitsgeregelten Servoantrieben betrieben. Das Stellsignal entspricht somit der Sollgeschwindigkeit. Trotzdem sind moderne Antriebsverstärker fast ausnahmslos mit einer zusätzlichen Momentenschnittstelle ausgerüstet.
Stellgröße	$u = ia$ Bei elektrischen Regelstrecken muß der Servoverstärker über eine Stromschnittstelle verfügen, die eine stufenlose Vorgabe des Ankerstroms ermöglicht.	Heutige Roboterantriebe verfügen über stromgeregelter Servoverstärker hoher Bandbreite (z.B. EMOD-Verstärker des IMB-Portals: 2 kHz). Sie sind in der Lage, den momentenbildenden Motorankerstrom mit vernachlässigbarer Zeitverzögerung einzuprägen, so daß gilt: $Ma = ka \cdot ia$.
Geschwindigkeitsregelung	x_{mg} Es findet keine Rückspeisung des Tachosignals statt. Die Rückkopplung des Geschwindigkeitssignals erfolgt ausschließlich in der digitalen Zustandsregelung.	Traditionell werden Positionierregelungen mit Gleichstromservomotoren aufgebaut, die im allgemeinen mit Tachogeneratoren bestückt sind. Dank analoger Geschwindigkeitsregelung ermöglichen sie eine hohe Bandbreite. Solche analogen Regelungen bedürfen jedoch einer manuellen Optimierung mit driftbehafteten Trimmern. Die hier eingesetzte, gesteuerte Adaption wäre somit nicht mehr ohne zusätzliche, aufwendige Identifikationsverfahren möglich (vgl. z.B. [KEUP-92]).
Lagemessung	x_{al}, x_{ml} Es wird sowohl die Aktorlage als auch die Motorlage gemessen.	Wird bei nachgiebigen Lageregelstrecken die <i>aktor- und motorseitige</i> Lage der Feder gemessen (und mit Zustandsgrößen beschrieben), so sind <i>Federenergie und -kraft</i> des Systems bekannt. Damit wird durch das verwendete Zustandsmodell eine ideale Systembeschreibung erzielt.
Zwei Lagegeber	- Es wird ein direktes <i>und</i> ein indirektes Lagemeßsystem eingesetzt.	Im industriellen Standard wird nur ein indirektes Lagemeßsystem pro NC-Achse eingesetzt.
Aktorlage	x_{al} Direktes Lagemeßsystem	Im industriellen Standard wird die Lastposition - die eigentlich interessierende Regelgröße - weder gemessen noch geregelt. Der eigentliche Regelfehler bleibt damit ebenfalls unbekannt. Eine meßtechnische Begründung ist in dem Umstand zu suchen, daß die Erfassung des TCP oft entweder zu aufwendig oder gar unmöglich ist.
Motorlage	x_{ml} Indirektes Lagemeßsystem	Im industriellen Standard wird nur ein Geber direkt am Motor angeflanscht, der den Motorwellenwinkel mißt.
Reibkoeffizienten	f_{Aktor} f_{Motor} Die Reibung hat im Arbeitspunkt (v_{Max}) einen geschwindigkeitsproportionalen Anteil.	Falls die Reibung berücksichtigt werden soll, so werden die Faktoren f_{Aktor} und f_{Motor} <i>experimentell</i> so ermittelt und festgelegt, daß für die gewünschte Arbeitsgeschwindigkeit die reale Geschwindigkeitsverstärkung den beim Reglerentwurf geforderten, theoretischen Wert annimmt. Begründung: <ol style="list-style-type: none"> Im linearen Zustandsmodell kann "sowieso" nur die geschwindigkeitsunabhängige Newtonsche Reibung berücksichtigt werden, die in der Robotik gegenüber der trockenen Reibung praktisch immer vernachlässigbar ist. die geschwindigkeitsunabhängig ("trockene") Reibung läßt sich steuerungstechnisch sehr einfach durch eine sogenannte Haftreibungskompensation in der Stellgrößenaufbereitung kompensieren. Die Reibung hat insgesamt einen sehr geringen Einfluß auf das dynamische Verhalten von Lageregelkreisen [HOLIK-88].

Fig. 2.1-1: Voraussetzungen der Modellbildung

2.2 Beschreibung mechanisch-nachgiebiger Lageregelstrecken

2.2.1 Beschreibung durch Sensormodelle

Wahl der Zustandsgrößen

In [LEYH-87] und [WAMB-88] wurden Roboterdrehachsen, in [STEFF-92] Zahnriemengetriebene Lineareinheiten und in [KLIFF-93] Traversier- und Drehachsen von Turmdrehkränen mit sogenannten Sensormodellen beschrieben. Bei allen Regelstrecken führte die Modellbildung immer auf den gleichen Zustandsvektor, bzw. wurden immer die gleichen Zustandsgrößen verwendet (Fig. 2.2.1-1).

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} xal \\ xag \\ xml \\ xmg \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Aktorlage} \\ \text{Aktorgeschwindigkeit} \\ \text{Motorlage} \\ \text{Motorgeschwindigkeit} \end{bmatrix}$$

Fig. 2.2.1-1: Zustandsvektor der betrachteten Klasse von Lageregelstrecken mit einer dominierenden mechanischen Eigenfrequenz

Die Gründe dafür sind:

1. Unter den in Fig. 2.1-1 definierten Voraussetzungen ergeben sich immer genau vier unabhängige Zustandsgrößen, zwei Lagegrößen und zwei Geschwindigkeitsgrößen.
2. Die beiden Lagegrößen müssen die Auslenkung der Feder definieren. Dies erfolgt hier durch die Wahl der absoluten Aktor- und Motorlagen als Zustandsgröße. (Grundsätzlich möglich wäre auch die Kombination einer absoluten Lage von Aktor oder Motor mit der Federauslenkung.)
3. Die Wahl der Regelgröße y ist durch die Regelaufgabe vorgegeben. Bei einer Lageregelung entspricht sie der absoluten Aktorlage. Wird diese absolute Aktorlage auch als Zustandsgröße verwendet, nimmt der Ausgangsvektor c seine einfachste Form an ($y = \underline{c}^T \cdot \underline{x} = [1 \ 0 \ 0 \ 0] \cdot \underline{x}$). Wird diese Zustandsgröße auch gemessen, so erhält man einen dynamischen Zustandsregler der sich gegenüber allen anderen Kombinationen von Beobachter- und Meßgrößen durch eine minimale Parameterempfindlichkeit auszeichnet (Motto: Messen was man regeln möchte - vgl. z.B. [LANDG-70]).
4. Bei modernen digitalen Servoantrieben ist ein absolutes motorseitiges Meßsystem bereits integriert.

Einheitliche Beschreibung maschinentechnisch unterschiedlicher Regelstrecken

Aus der Zielsetzung, ein Regelverfahren für alle mechanisch-nachgiebigen Regelstrecken zu entwickeln ergibt sich die Forderung nach einer vereinheitlichten Beschreibung maschinentechnisch unterschiedlicher Bewegungsachsen. Damit soll verhindert werden, daß für die Regelung elektrisch und mechanisch verschiedenartiger Roboterachsen immer neue mathematische Modelle in der Robotersteuerung implementiert werden müssen.

Beschreibung durch Sensormodelle

Die sogenannten Sensormodelle stellen bereits eine vereinheitlichte Modellbildung dar. Werden bei allen Regelstrecken immer die absoluten Lagen als Zustandsgrößen verwendet, so haben die Systemmatrizen $\underline{A}, \underline{b}, \underline{e}$ auch immer die gleiche Besetzung. Sie lassen jedoch noch große Freiheiten bei der Berücksichtigung der eingesetzten Aktoren und Sensorik zu. So bezeichnet xal immer "eine" Lage auf der Aktorseite, xml "eine"

Lage auf der Motorseite der Feder. Die genaue physikalische Bedeutung dieser Zustandsgrößen hängt jedoch neben der Regelaufgabe (Regelgröße) davon ab,

1. ob ein rotatorischer oder linearer Antrieb (Linearmotor, Spindeltrieb, Hydraulikzylinder u.ä.) eingesetzt wurde,
2. wo (vor bzw. hinter dem Getriebe) und welche (lineare bzw. rotatorische) Geber zur Ermittlung der Aktor- und Motorposition eingesetzt wurden.

Modelle die von den jeweils vorhandenen oder gewählten Sensoren und Antrieben abhängen, werden im folgenden als "Sensormodelle" bezeichnet. In Abhängigkeit von Punkt 1 und Punkt 2 ergeben sich die physikalischen Einheiten ihrer Lagezustandsgrößen x_{al} und x_{ml} zu [m] oder [rad], die physikalischen Einheiten ihrer zugehörigen Ableitungen, den Geschwindigkeitszustandsgrößen x_{ag} und x_{mg} entsprechend zu [m/s] oder [rad/s].

In der Zustandsraumdarstellung weisen jedoch die Systemmatrix \underline{A} , der Eingangsvektor \underline{b} und der Störeingangsvektor \underline{e} für alle Regelstrecken die gleiche Besetzung auf. Alle Sensormodelle lassen sich deshalb durch eine Zustandsdifferentialgleichung in der von Fig. 2.2.1-2 und 2.2.1-3 wiedergegebenen Form darstellen:

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{A} \cdot \underline{x}(t) + \underline{b} \cdot u(t) + \underline{e} \cdot v(t) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -a_{21} & -a_{22} & a_{21}/i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ a_{41} & 0 & -a_{41}/i & -a_{44} \end{bmatrix} \underline{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_4 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ -e_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} v$$

Fig. 2.2.1-2: Zustandsgleichung für Sensormodelle der betrachteten Klasse von Lageregelstrecken mit einer dominierenden Eigenfrequenz (Die dimensionslose Größe i bezeichnet dabei die Getriebeübersetzung)

Zugleich gilt für alle diese Sensormodelle auch das gleiche, den geschlossenen Regelkreis beschreibende Strukturbild (Fig. 2.2.1-3).

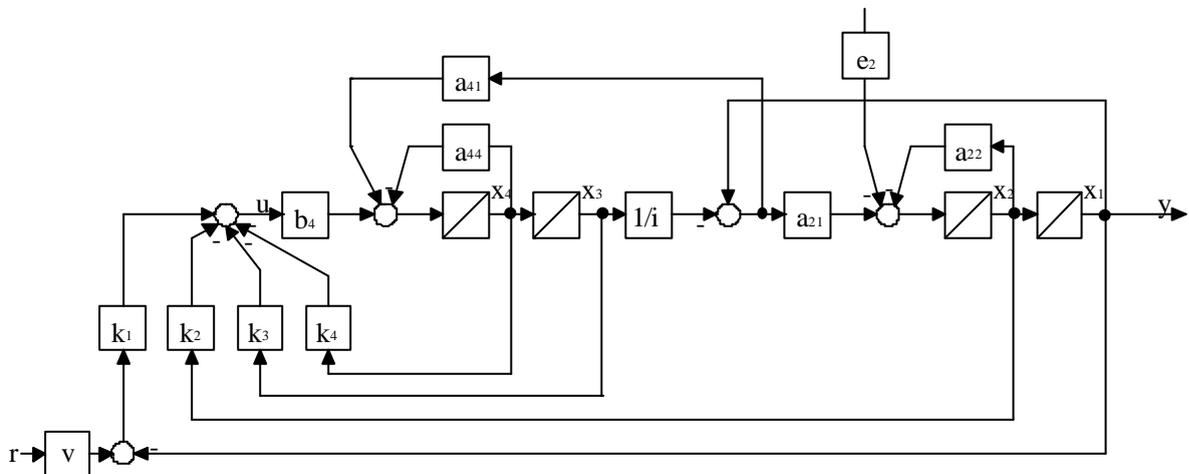


Fig. 2.2.1-3: Strukturbild der Sensormodelle der betrachteten Klasse von Lageregelstrecken mit einer dominierenden mechanischen Eigenfrequenz (Im Gegensatz zum Standardmodell von Fig. 2.2.2-3 enthält es eine Getriebeübersetzung i , die hier explizit berücksichtigt ist: $a_{23}=a_{21}/i$, $a_{43}=a_{41}/i$)

Diese Sensormodelle haben bei der Wahl von *absoluten* Lagezustandsgrößen zwar gleich belegte Systemmatrizen, jedoch sind deren Elemente unterschiedlich besetzt (vgl. Fig. 2.2.1-4).

Element	Kranpendel	Krandrehpendel	Torsionsfeder	Portalroboter
a21	$\frac{g}{\ell}$	$\frac{g}{\ell}$	$\frac{c_s}{J_{Aktor}}$	$\frac{c(\ell_{Motor})}{m_{Aktor}}$
a22	$\frac{r_{Aktor, L}}{m_{Aktor}}$	$\frac{r_{Aktor, D}}{m_{Aktor}}$	$\frac{r_{Aktor}}{m_{Aktor}}$	$\frac{r_{Aktor}}{m_{Aktor}}$
a41	$\frac{m_{Aktor} \cdot g}{J_{Läufer, L} \cdot \ell} \cdot \frac{1}{i_L}$	$\frac{m_{Aktor} \cdot g}{J_{Läufer, D} \cdot \ell} \cdot \frac{1}{i_D}$	$\frac{c_s}{J_{Läufer}} \cdot \frac{1}{i}$	$\frac{c_s(\ell_{Motor})}{J_{Läufer}} \cdot \frac{1}{i}$
a44	$\frac{r_{Läufer, L}}{J_{Läufer, L}}$	$\frac{r_{Läufer, D}}{J_{Läufer, D}}$	$\frac{r_{Läufer}}{J_{Läufer}}$	$\frac{r_{Läufer}}{J_{Läufer}}$
b4	$\frac{k_{a,L}}{J_{Läufer, L}}$	$\frac{k_{a,D}}{J_{Läufer, D}}$	$\frac{k_a}{J_{Läufer}}$	$\frac{k_a}{J_{Läufer}}$
e2	$\frac{1}{m_{Aktor}}$	$\frac{1}{m_{Aktor}}$	$\frac{1}{J_{Aktor}}$	$\frac{1}{m_{Aktor}}$
m_{Aktor}, J_{Aktor}	$m_{Flasche} + m_{Nutzlast}$	$m_{Flasche} + m_{Nutzlast}$	$J_{Getriebeausgang} + r_{Armlänge}^2 \cdot m_{Last}$	$m_{Schlitten} + m_{Nutzlast}$
$J_{Läufer}$	$J_{Läuferwelle} + m_{Katze} / i^2$	$J_{Läuferwelle} + \frac{J_{Auslegerarm} + m_{Katze} r_D}{\ddot{u}_D^2}$	$J_{Läuferwelle} + J_{Getriebeeingang}$	$J_{Läuferwelle} + J_{Planetengetriebe} + J_{Kupplung} / \ddot{u}^2$
i	$\frac{\ddot{u}_L}{r_L} = \frac{\ddot{u}_{Katzantrieb}}{r_{Katzantrieb}}$	$\frac{\ddot{u}_D}{r_D} = \frac{\ddot{u}_{Drehwerk}}{r_{Katzposition}}$	\ddot{U}	$\frac{\ddot{u}_{Plantentengetriebe}}{r_{Riemenscheibe}}$

Fig. 2.1.2-4: Elemente der Systemmatrizen von Sensormodellen der betrachteten Klasse von Lageregelstrecken (siehe [BRI-2000]). Anmerkung: Das regelungstechnische Modell "Torsionsfeder" entspricht üblichen rotatorischen Robotergelenken

Die von Regelstrecke zu Regelstrecke abweichende Besetzung der Systemmatrizenelemente hat folgende Konsequenzen:

1. Eine konfigurierbare Robotersteuerung muß zumindest die vier oben genannten Modelle und deren Varianten bereitstellen (Mehrfachimplementierung).
2. Bei einer Änderung der eingesetzten Sensorik muß zumindest eine andere Modellbeschreibung ausgewählt, wenn nicht gar neu implementiert werden.
3. Getriebeübersetzungen erschweren die physikalische Beschreibung der Regelstrecken. Dies gilt insbesondere für solche Getriebe, die auch die Art der Bewegung wandeln, z.B. Spindel und Riemetrieb. Sie verursachen komplexe Schnittstellen und Umrechnungen, die zu einer Zunahme der notwendigen Rechenzeit in den zeitkritischen Tasks von Adaption und Regelung führen.
4. Bei einer strukturadaptiven Regelung kann nicht einfach zwischen "starren" Modellen (Motor) und "nachgiebigen" Modellen (Gesamt) umgeschaltet werden, wenn nicht beide von der gleicher Bewegungsart sind!

Zur Lösung dieser Probleme bietet sich die Modellierung dieser verschiedenen Regelstrecken durch zwei Standardmodelle an (siehe Abschnitt 2.2.2).

2.2.2 Beschreibung durch zwei Standardmodelle

Definition des Begriffs und Beschreibungsrichtlinien

Die Regelstreckenbeschreibung durch Sensormodelle orientiert sich an der jeweils vorhandenen *Gerätetechnik* (Getriebe, Antrieb, Sensoren, Anordnung, etc.). Demgegenüber orientiert sich die Beschreibung mit Standardmodellen an der durch die Regelgröße (d.h. der Aktorlage!) definierten regelungstechnischen *Aufgabenstellung*. Entsprechend der Zielsetzung einer "Standardisierung" wird die Regelstrecke wie folgt beschrieben:

1. Bei der Modellbildung werden die "Motorzustandsgrößen" auf die "Aktorzustandsgrößen" bezogen. Die Beschreibung wird so vorgenommen, daß *Aktor- und Motorbewegung von der gleichen Art*, d.h. beide linear oder beide rotatorisch, sind. Die Zustandsgröße "Motorlage" hat die gleiche physikalische Einheit wie die Zustandsgröße "Aktorlage" und nimmt als stationären Wert auch den gleichen Betrag an: $x_{ml}(t = \infty) = x_{al}(t = \infty)$.
2. Die *Meßgrößen werden auf die "Aktorgrößen" umgerechnet*, indem sie in der Sensordatenerfassung mit sogenannten Auflösungsverstärkungen gewichtet werden.
 - Im Falle einer Linearachse wird der Motor (Winkelgeber) als Linearmotor (Linearmaßstab) beschrieben.
 - Im Falle einer Rotationsachse wird der Zylinder (Linearmaßstab) als Drehmotor (Winkelgeber) beschrieben.
3. *Die Stellgröße wird in ihrer Wirkung auf die standardisierte Motorlage beschrieben.*

Bei der Beschreibung von Roboterachsen als Standardmodell wird das Problem unterschiedlicher

- a. Sensorik bzw.
- b. Aktoren

nach Abschnitt 2.2.1 von der Modellbildung ausgelagert und

- a. der vorgelagerten Sensordatenerfassung bzw.
- b. der nachgeschalteten Stellgrößenaufbereitung

zugeordnet. Die Modellbildung berücksichtigt dann nur noch unterschiedliche Regelstreckenarten. Dieser Ansatz führt auf die beiden Standardmodelle "linear" und "rotatorisch".

Zustandsgleichung des Standardmodells

Die vier verschiedenen Regelstreckenbeispiele "Institutsprüfstände" werden im folgenden Abschnitt 2.3 nach diesen beiden Standard-Zustandsmodellen beschrieben. Dabei ergibt sich, wie gewünscht, für den immer gleichen Zustandsvektor (Fig. 2.2.2-1)

Aktorlage	$\underline{x}_{linear} =$	$\begin{bmatrix} x_{al}(m) \\ x_{ag}(m/s) \\ x_{ml}(m) \\ x_{mg}(m/s) \end{bmatrix};$	$\underline{x}_{rotatorisch} =$	$\begin{bmatrix} x_{al}(rad) \\ x_{ag}(rad/s) \\ x_{ml}(rad) \\ x_{mg}(rad/s) \end{bmatrix}$
Aktorgeschwindigkeit				
Motorlage				
Motorgeschwindigkeit				

Fig. 2.2.2-1: Zustandsvektor der betrachteten Klasse von linearen und rotatorischen Lageregelstrecken mit einer dominierenden mechanischen Eigenfrequenz

die immer gleiche Zustandsgleichung (Fig. 2.2.2-2):

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{A} \cdot \underline{x}(t) + \underline{b} \cdot u(t) + \underline{e} \cdot v(t) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -a_{21} & -a_{22} & a_{21} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ a_{41} & 0 & -a_{41} & -a_{44} \end{bmatrix} \underline{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_4 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ -e_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} v$$

Fig. 2.2.2-2: Zustandsgleichung des linearen und rotatorischen Standardmodells der betrachteten Klasse von Lageregelstrecken mit einer dominierenden mechanischen Eigenfrequenz

Strukturbild des Standardmodells

Für alle Regelstrecken in Standarddarstellung erhält man das gleiche Strukturbild (Fig. 2.2.2-3):

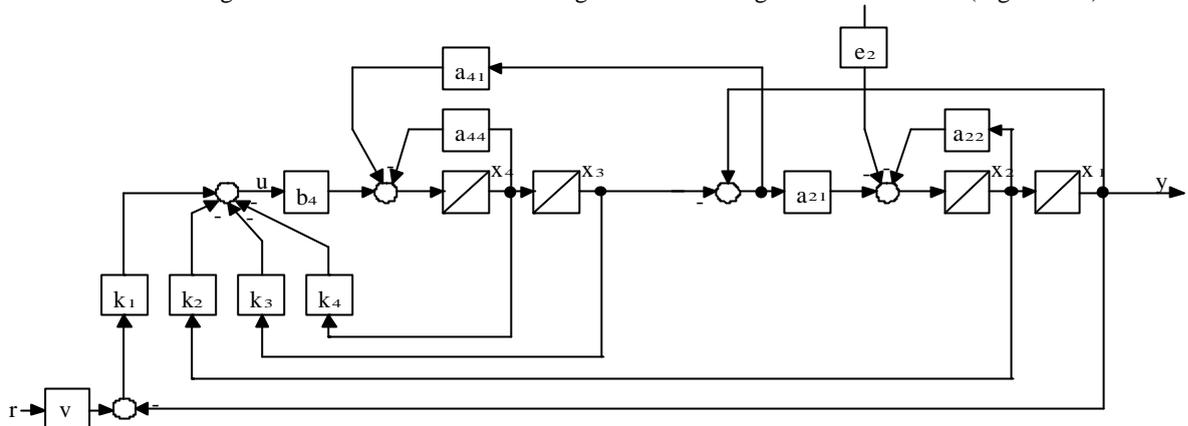


Fig. 2.2.2-3: Strukturbild des linearen und rotatorischen Standardmodells für die Klasse von Lageregelstrecken mit einer dominierenden mechanischen Eigenfrequenz. (Anmerkung: a_{41} berücksichtigt hier die Rückwirkung des Aktors auf den Motor durch eine direkte Gewichtung der Federauslenkung x_{al-xml} , wobei $x_1=x_{al}$, $x_2=x_{ag}$, $x_3=x_{ml}$, $x_4=x_{mg}$).

Elemente der Systemmatrizen des linearen und rotatorischen Standardmodells

Wie beim Sensormodell sind auch die Matrizen des Standardmodells (Fig. 2.2.2-2) für alle Regelstrecken gleich belegt. Dem Ziel entsprechend sind sie darüber hinaus mit Elementen besetzt, die

- für alle Regelstrecken physikalisch gleiche Größen enthalten und
- nicht von der Getriebeübersetzung i abhängen -.

siehe Fig. 2.2.2-4:

Systemmatrizen	Elemente der Systemmatrizen	Rotatorisches Standardmodell	Lineares Standardmodell
Systemmatrix \underline{A}	a_{21}	c_s / J_{Aktor}	c_s / m_{Aktor}
	a_{22}	r_{Aktor} / J_{Aktor}	r_{Aktor} / m_{Aktor}
	a_{41}	c_s / J_{Motor}	c_s / m_{Motor}
	a_{44}	r_{Motor} / J_{Motor}	r_{Motor} / m_{Motor}
Eingangsvektor \underline{b}	b_4	k_m / J_{Motor}	k_m / m_{Motor}
Störeingangsvektor \underline{e}	e_2	$1 / J_{Aktor}$	$1 / m_{Aktor}$

Fig. 2.2.2-4: Elemente der Systemmatrizen des linearen und rotatorischen Standardmodells des Strukturbilds von Fig. 2.2.2-3. Bemerkung: Die Vorzeichen der Matrizenelemente werden als ein Teil der Struktur angesehen !

Vorteile für die Implementierung im Rahmen einer Robotersteuerung

Die Implementierung der beiden Standardmodelle verspricht für die praktische Realisierung folgende Vorteile :

- Die regelstreckenspezifischen Teile der Regler-, Beobachter- und Entwurfsalgorithmen müssen höchstens zweimal und nicht vielfach implementiert werden.
- Die Systemmatrizen $\underline{A}, \underline{b}, \underline{e}$ sind frei von systemspezifischen Übersetzungen.
- Die Strukturumschaltung zwischen Zustandsreglern 2. Ordnung (Zustandsgrößen = Motorgrößen) und Zustandsreglern 4. Ordnung (Zustandsgrößen = Motor- und Aktorgrößen) wird einfacher.

3 Systemeigenschaften und ihre regelungstechnische Beschreibung

Vor der eigentlichen Regler- und Beobachtersynthese ist das aus der Modellbildung in Abschnitt 2 hervorgegangene System hinsichtlich seiner Stabilität, Steuerbarkeit und Beobachtbarkeit (vgl. [BRI-2000]) zu untersuchen. Die Beschreibung dieser Systemeigenschaften erfolgt dabei für die betrachteten Lageregelstrecken sinnvoll wieder in Abhängigkeit ihrer signifikanten Kenngrößen, d.h. der mechanischen Eigenfrequenz w_{12} , der Antriebseckfrequenz w_A und Abtastfrequenz $1/w_{12}T$. Erst diese Analyse gibt Aufschluß, welches Syntheseverfahren das geeignete ist.

3.1 Eigenschaften des zeitkontinuierlichen Systems

3.1.1 Übertragungsfunktion und Pole der Regelstrecke

Die mechanische Eigenfrequenz w_{12}

Mit dem Impulssatz erhält man (siehe Abschnitt 2.3) unter Vernachlässigung der Reibung folgendes Differenzialgleichungssystem, das die mechanische Schwingung des freien Systems beschreibt:

$$m_{Aktor} \cdot \frac{d^2}{dt^2} \ell_{Aktor}(t) = -c_s \cdot [\ell_{Aktor}(t) - \ell_{Motor}(t)] \quad (3.1.1-1)$$

$$m_{Motor} \cdot \frac{d^2}{dt^2} \ell_{Motor}(t) = +c_s \cdot [\ell_{Aktor}(t) - \ell_{Motor}(t)] \quad (3.1.1-2)$$

Bildet man die Differenz der beiden Gleichungen, so erhält man für die Positionsdifferenz zwischen den beiden Federenden folgende Differentialgleichung:

$$\frac{d^2}{dt^2} \ell_{\Delta} = -c_s \cdot \left[\frac{1}{m_{Aktor}} + \frac{1}{m_{Motor}} \right] \cdot \ell_{\Delta} \quad \text{mit} \quad \ell_{\Delta} = \ell_{Aktor} - \ell_{Motor} \quad (3.1.1-3)$$

Als Lösung dieser Differentialgleichung ergibt sich

$$\ell(t) = C \cdot \cos(w_{12} \cdot t + \alpha) \quad \alpha, C: \text{Konstanten} \quad (3.1.1-4)$$

Sie enthält die Eigenfrequenz w_{12} des freischwingenden mechanischen Systems:

$$\boxed{w_{12} = \sqrt{c_s \left(\frac{1}{m_{Aktor}} + \frac{1}{m_{Motor}} \right)}} \quad (3.1.1-5)$$

Diese mechanische Eigenfrequenz w_{12} ergibt sich auch aus der nachfolgenden Lösung der Zustandsdifferentialgleichung.

Die Abhängigkeit von Nutzlast und Federsteifigkeit. Nach Gleichung 3.1.1-5 ist die mechanische Eigenfrequenz eine Funktion der Aktormasse, der Motormasse und der mechanischen Nachgiebigkeit. Dabei enthält die Aktormasse neben dem Eigengewicht (des Greifers, etc.) insbesondere die Nutzlast (siehe Abschnitt 2). Der Einfluß von Lastwechseln ist aufgrund der in der Robotik üblichen hochuntersetzende Getriebe jedoch im allgemeinen minimal (siehe Abschnitt 2).

In Abhängigkeit der Kinematik eines Roboters ist die Federsteifigkeit seiner Achsen entweder eine Konstante oder positionsabhängig. Bei dem unter Abschnitt 2 behandelten Regelstreckenbeispiel "Portalriementrieb" ist die mechanische Eigenfrequenz von der achseigenen Aktorlage (Schlittenposition) abhängig. Demgegenüber ist die Eigenfrequenz der Krandreihachsen von der Aktorlage der benachbarten Kranlängsachse abhängig [BRI-2000]. Fig. 3.1.1-1 verdeutlicht diesen Sachverhalt.

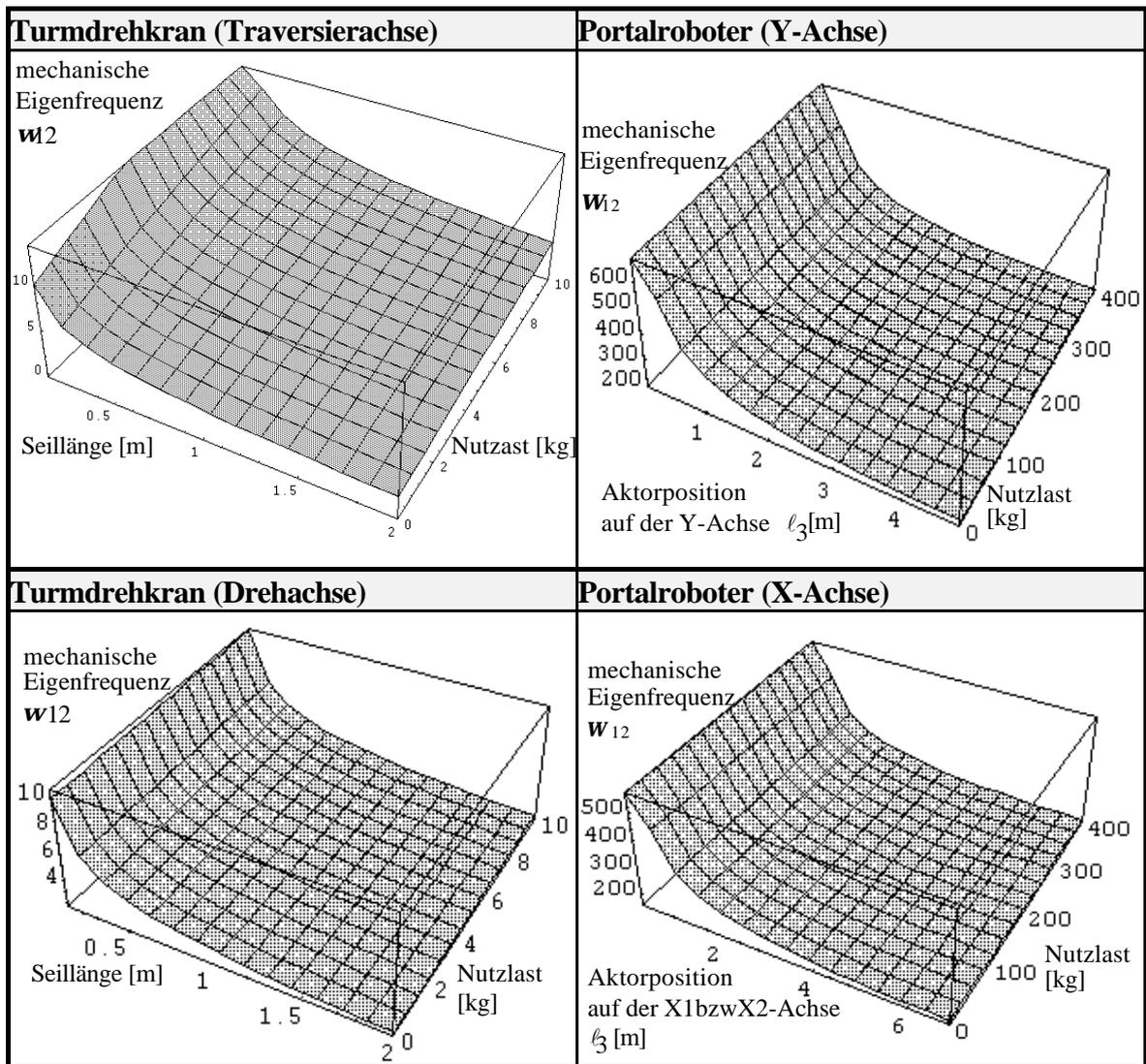


Fig. 3.1.1-1: Abhängigkeit der mechanischen Eigenfrequenz w_{12} von der gegriffenen Nutzlast und der Aktorposition

Allgemeine Übertragungsfunktion der Regelstrecke

Aus der Zustandsgleichung

$$\dot{\underline{x}} = \underline{A}\underline{x} + \underline{b}u = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -a_{21} & -a_{22} & +a_{23} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ +a_{41} & 0 & -a_{43} & -a_{44} \end{bmatrix} \underline{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_4 \end{bmatrix} u = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -a_{21} & -a_{22} & +a_{23} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ +a_{41} & 0 & -a_{43} & -a_{44} \end{bmatrix} \underline{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_4 \end{bmatrix} u \quad (3.1.1-6)$$

und der Ausgangsgleichung

$$y = \underline{c}^T \underline{x} = [1 \ 0 \ 0 \ 0] \underline{x} \quad (3.1.1-7)$$

erhält man mit der Laplacetransformation die allgemeine Formulierung der Übertragungsfunktion:

$$G_s(s) = \frac{y(s)}{u(s)} = \frac{x_1(s)}{u(s)} = \underline{c}^T \cdot (s\underline{I} - \underline{A})^{-1} \underline{b} = \frac{b_4 a_{21}}{\Delta_s(s)} \quad (3.1.1-8)$$

Aus dem Nennerpolynom erhält man mit $\underline{D}(s)=0$ die charakteristische Gleichung der Regelstrecke und deren Pole als die Nullstellen dieser Gleichung.

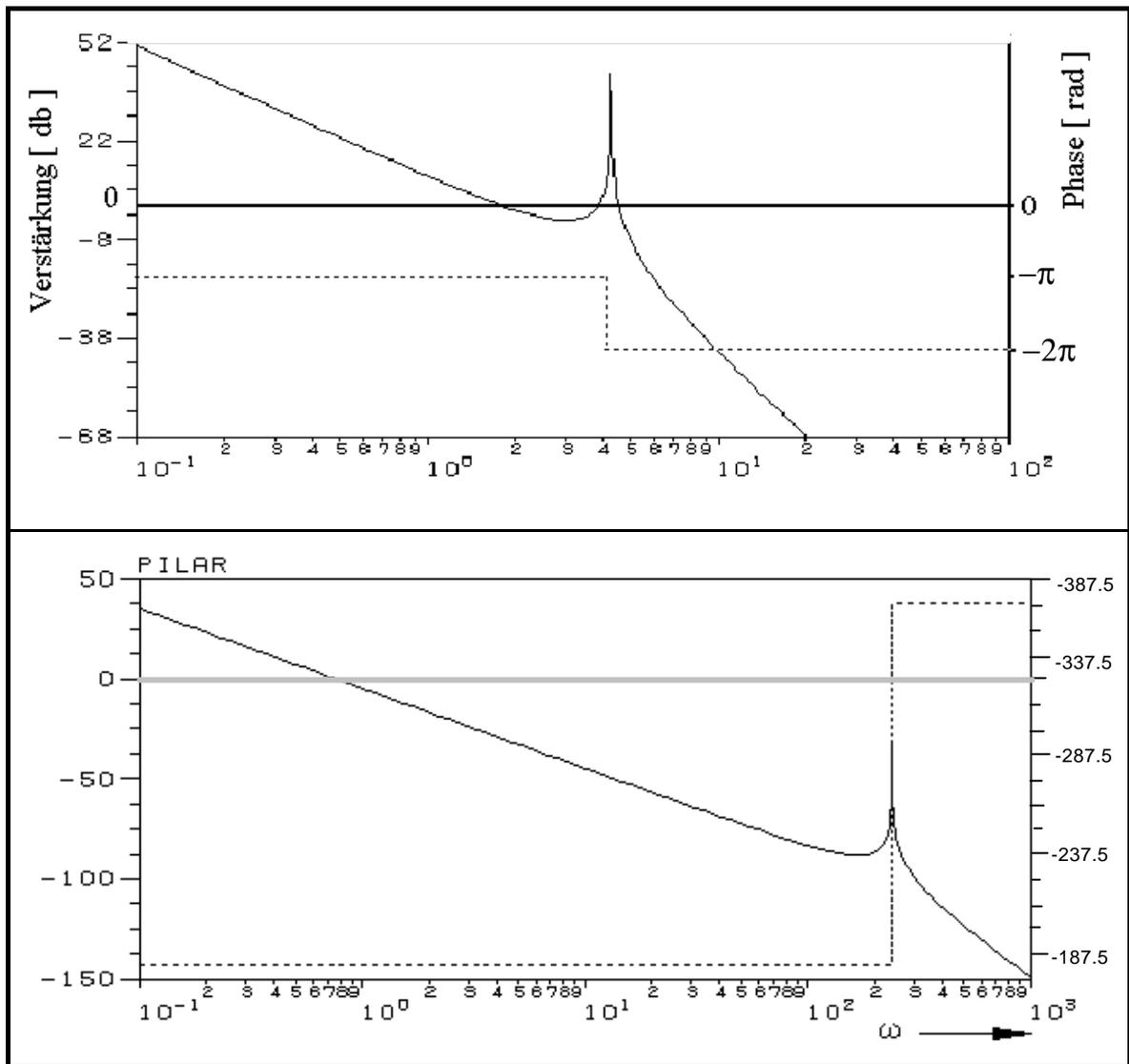


Fig. 3.1.1-2: Frequenzkennlinie und Phasenverlauf der Übertragungsfunktion der Aktorlage $G_S(s)=xal(s)/u(s)$ für

- die y-Achse des Portalroboters bei $w12=231.8 \text{ s}^{-1}$
- der Traversierachse des Kranprüfstandes bei $w12=4 \text{ s}^{-1}$

Die Frequenzkennlinie der Übertragungsfunktion $G_S(s)$ hat für alle Kombinationen von Streckenparametern die gleiche Gestalt (vgl. Fig. 3.1.1-2). Ihre Lage variiert jedoch mit der mechanischen Eigenfrequenz $w12$. Unterhalb der mechanischen Eigenfrequenz wirkt das zweifache I-Glied mit dem Doppelpol bei $s12=0$ mit einer Steigung von -40 dB pro Dekade sowie einer Phasenlage bei -180° . Oberhalb dieser kommt der Einfluß des VZ2-Gliedes hinzu und führt zu einer Steigung von -80 dB und einer Phasenlage von -360° . Im Bereich der mechanischen Eigenfrequenz kommt es zu einer starken Überhöhung in der Betragskennlinie.

Allgemeine Lösung der charakteristischen Gleichung

Setzt man in die allgemeine Form [HALA-83] der charakteristischen Gleichung 3.1.1-8 kontinuierlicher Regelstrecken

$$\Delta_s(s) = \det(s\underline{I} - \underline{A}) = 0 \quad (3.1.1-9)$$

die unter Abschnitt 2 ermittelte Systemmatrix \underline{A} des Standardmodells mechanisch-nachgiebiger Lageregelstrecken ein

$$\det \begin{bmatrix} s & -1 & 0 & 0 \\ a_{21} & s + a_{22} & -a_{21} & 0 \\ 0 & 0 & s & -1 \\ -a_{41} & 0 & +a_{41} & s + a_{44} \end{bmatrix} = 0 \quad (3.1.1-10)$$

so erhält man die charakteristische Gleichung:

$$\Delta_s(s) = s^4 + m_3 s^3 + m_2 s^2 + m_1 s^1 \quad (3.1.1-11)$$

$$\begin{aligned} &= s^4 + (a_{22} + a_{44})s^3 + (a_{22}a_{44} + a_{41} + a_{21})s^2 + (a_{22}a_{41} + a_{21}a_{44})s \\ &= s^4 + \left(\frac{r_{Aktor}}{m_{Aktor}} + \frac{r_{Motor}}{m_{Motor}} \right) s^3 + \left(\frac{r_{Aktor} r_{Motor}}{m_{Aktor} m_{Motor}} + \frac{c_s}{m_{Motor}} + \frac{c_s}{m_{Aktor}} \right) s^2 + \left(\frac{r_{Aktor} c_s}{m_{Aktor} m_{Motor}} + \frac{c_s r_{Motor}}{m_{Aktor} m_{Motor}} \right) s \end{aligned}$$

Die Pole der Regelstrecke ergeben sich aus den Nullstellen dieser Gleichung (3.1.1-11). Ein Pol liegt im Ursprung der s-Ebene: $s_1=0$. Er beschreibt den integralen Zusammenhang zwischen Lage und Geschwindigkeit und ist damit für alle betrachteten Lageregelstrecken typisch. Die restlichen Pole können nach dem unter [BRI-2000] beschriebenen Verfahren allgemein aus der Lösung der kubischen Resolventen ermittelt werden.

Lösung bei Vernachlässigung der Reibung

Pole der Regelstrecke. Im reibungsfreien Fall erhält man mit $a_{22}=a_{44}=0$ aus der charakteristischen Gleichung 3.1.1-11 neben einem Doppelpol im Ursprung

$$s_{1,2} = 0 \quad (3.1.1-12a)$$

ein konjugiert-komplexes Polpaar auf der imaginären Achse mit dem Betrag der mechanischen Eigenfrequenz:

$$s_{3,4} = \pm j \cdot \sqrt{a_{21} + a_{41}} = \pm j \cdot \omega_{12} \quad (3.1.1-12b)$$

Man erhält als charakteristische Gleichung:

$$\Delta_s(s) = s \cdot s \cdot (s + j\omega_{12}) \cdot (s + j\omega_{12}) \quad (3.1.1-12c)$$

Damit ist das System durch diese Frequenz ω_{12} charakterisiert. Vernachlässigt man das beim realen System stets begrenzte Stellvermögen, so lassen sich sogar sämtliche Eigenschaften des kontinuierlichen Systems ausschließlich mit ω_{12} beschreiben.

Übertragungsfunktion der Regelstrecke. Bei Vernachlässigung der Reibung erhält man aus Gleichung 3.1.1-8 als Übertragungsfunktion der Regelstrecke:

$$G_s(s) = \frac{b_4 a_{23}}{\Delta_s(s)} = \frac{1}{s} \cdot \frac{1}{s} \cdot \frac{1}{(s^2 + \omega_{12}^2)} \cdot a_{23} b_4 \quad (3.1.1-13)$$

Man erkennt, daß sie sich als eine Reihenschaltung von Übertragungsgliedern interpretieren läßt.

3.1.2 Beschreibung des geschlossenen Regelkreises

Im vorliegenden Abschnitt werden die Führungsübertragungsfunktion, das charakteristische Regelpolynom, die Regelparameter und das Vorfilter des Regelkreises bestimmt.

Übertragungsfunktion des Regelkreises

Die Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises mit der Aktorsolllage als Eingangsgröße und der Aktoristlage als Ausgangsgröße ergibt sich aus der Zustandsgleichung (siehe Fig. 2.2.2-1,2,3,4)

$$\dot{\underline{x}} = \underline{A}\underline{x} + \underline{b}u$$

und der Ausgangsgleichung (vgl. 3.1.1-7)

$$y = \underline{c}^T \underline{x}$$

sowie dem Reglergesetz:

$$u = k_1 \cdot V \cdot r - \underline{k}^T \underline{x} = k_{xal} \cdot V \cdot r - \underline{k}^T \underline{x} \quad (3.1.2-1)$$

Berücksichtigt man, daß mit der Formulierung des geschlossenen Regelkreises als Standardmodell (siehe Abschnitt 2) für die Führungsgröße $r=wxal=wxml$ und für das Vorfilter $V=1+(kxml/kxal)$ (siehe Gleichung 3.1.2-11) gilt, so folgt:

$$u = (k_{xal} + k_{xml}) \cdot wxal - \underline{k}^T \underline{x} \\ = [k_{xal} \quad k_{xag} \quad k_{xml} \quad k_{xmg}] \left\{ \begin{bmatrix} wxal \\ 0 \\ wxml \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} xal \\ xag \\ xml \\ xmg \end{bmatrix} \right\} \quad (3.1.2-2)$$

Mit der Laplacetransformation erhält man bei Verwendung eines Vorfilters (vgl. 3.1.2-1 und 3.1.2-11)

$$G_R(s) = \frac{y(s)}{r(s)} = \frac{xal(s)}{wxal(s)} = \underline{c}^T \cdot (sI - \underline{A} + \underline{b}\underline{k}^T)^{-1} \underline{b} = \frac{b_4 a_{23}}{\Delta_s(s)} k_{xal} \cdot V \quad (3.1.2-3)$$

bzw. mit der Formulierung des Reglergesetzes nach Gleichung 3.1.2-2 und 3.1.2-7:

$$G_R(s) = \frac{b_4 a_{21}}{\Delta_R(s)} k_1 \left(1 + \frac{k_3}{k_1} \right) = \frac{b_4 a_{21}}{\Delta_R(s)} (k_{xal} + k_{xml}) = \frac{b_4 a_{21}}{\Delta_R(s)} \cdot \frac{n_0}{b_4 a_{21}} = \frac{s_1 s_2 s_3 s_4}{\Delta_R(s)} \quad (3.1.2-4)$$

Aus dem Nennerpolynom erhält man mit $D_R(s)=0$ die charakteristische Gleichung des geschlossenen Regelkreises. Die Regelpole ergeben sich aus den Nullstellen dieser Gleichung.

Charakteristisches Regelpolynom

Aus der Führungsübertragungsfunktion (vgl. 3.1.2-4) erhält man das Nennerpolynom

$$\Delta_R(s) = \det(sI - \underline{A} + \underline{b}\underline{k}^T) = s^4 + n_3 s^3 + n_2 s^2 + n_1 s^1 + n_0 s^0 \quad (3.1.2-5)$$

mit den Koeffizienten:

$$\begin{aligned} n_3 &= m_3 + b_4 k_4 & &= -(s_1 + s_2 + s_3 + s_4) \\ n_2 &= m_2 + a_{22} b_4 k_4 + b_4 k_3 & &= s_1 s_2 + s_3 s_4 + s_1 s_3 + s_1 s_4 + s_2 s_3 + s_2 s_4 \\ n_1 &= m_1 + a_{21} b_4 k_2 + a_{22} b_4 k_3 + a_{21} b_4 k_4 & &= -s_3 s_4 (s_1 + s_2) + s_1 s_2 (s_3 + s_4) \\ n_0 &= a_{21} b_4 k_1 + a_{21} b_4 k_3 & &= s_1 s_2 s_3 s_4 \end{aligned}$$

Bestimmung der Regelparameter aus den Polynomkoeffizienten von Regelkreis und -strecke

Zur Bestimmung der Regelkoeffizienten aus den Koeffizienten der charakteristischen Polynome von Regelstrecke (3.1.1-11) und Regelkreis (3.1.2-5) ist das folgende Gleichungssystem zu lösen, das man aus 3.1.2-5 erhält:

$$\begin{bmatrix} n_3 \\ n_2 \\ n_1 \\ n_0 \end{bmatrix} = b_4 \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & a_{22} \\ 0 & a_{21} & a_{22} & a_{21} \\ a_{21} & 0 & a_{21} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} k_1 \\ k_2 \\ k_3 \\ k_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} m_3 \\ m_2 \\ m_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.1.2-6)$$

Seine Lösung ist:

$$\begin{bmatrix} k_{xal} \\ k_{xag} \\ k_{xml} \\ k_{xmg} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 \\ k_2 \\ k_3 \\ k_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{n_0}{b_4 a_{21}} - k_3 \\ \frac{n_1 - m_1}{b_4 a_{21}} - \frac{a_{22}}{a_{21}} k_3 - k_4 \\ \frac{n_2 - m_2}{b_4} - a_{22} k_4 \\ \frac{n_3 - m_3}{b_4} \end{bmatrix} \quad (3.1.2-7)$$

Bestimmung des Vorfilters auf stationäre Genauigkeit

Das Vorfilter ist so zu dimensionieren, daß keine bleibende Regelabweichung auftritt, d.h. daß die Regelgröße stationär den gleichen Wert wie die Führungsgröße annimmt.

$$\lim_{t \rightarrow \infty} y(t) \Big|_{r(t)=1} = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot y(s) = \lim_{s \rightarrow 0} [s \cdot G_R(s) \cdot r(s)] \stackrel{!}{=} 1 \quad (3.1.2-8)$$

Dabei ist die Formulierung des Regelgesetzes zu berücksichtigen. Für die Beschreibung des Übertragungsverhaltens eignet sich die Darstellung:

$$u = k_1 \cdot V \cdot r + \underline{k}^T \underline{x} \quad (3.1.2-9)$$

Aus 3.1.2-8 und 3.1.2-9 erhält man mit

$$\lim_{t \rightarrow \infty} y(t) \Big|_{r(t)=1} = \lim_{s \rightarrow 0} \left[s \left(\frac{b_4 a_{21}}{\Delta_s(s)} k_1 \cdot V \right) \frac{1}{s} \right] = \frac{b_4 a_{21}}{a_{21} b_4 k_1 + a_{21} b_4 k_3} k_1 \cdot V \stackrel{!}{=} 1 \quad (3.1.2-10)$$

als Vorfilter:

$$V = 1 + \frac{k_3}{k_1} = 1 + \frac{k_{xml}}{k_{xal}} \quad (3.1.2-11)$$

Demgegenüber ist man bei der Realisierung der Abtastregelung bestrebt, die Anzahl der Multiplikationen zu minimieren. Dafür eignet sich folgende Formulierung

$$u = \underline{k}^T (\underline{w} - \underline{x}) \quad (3.1.2-12)$$

bei der *kein* Vorfilter verwendet wird.

3.1.3 Die Stellgrenze in Abhängigkeit der Koeffizienten des charakteristischen Polynoms und der Streckenparameter

Bei der Synthese der Regeleinrichtung muß beachtet werden, daß die Stellgröße beschränkt ist. Der Servoverstärker des Antriebssystems kann nur einen endlichen Maximalstrom erzeugen und der zugehörige Servomotor kann beschädigt werden, falls dieser überschritten wird. Deshalb soll hier das bei der Sprungantwort auftretende Stellgrößenmaximum bestimmt werden (siehe hierzu auch [WAMB-88]).

Bei einem Sprung der Führungsgröße zum Zeitpunkt $t=0$ tritt das Stellgrößenmaximum zum Zeitpunkt $t=0^+$ auf. Da die Zustandsgrößen als energiegekennzeichnete Größen nicht sprunghaft sind, ergibt sich mit der vorfilterlosen Formulierung des Reglergesetzes $u=k(\underline{w}-\underline{x})$ bzw. mit dem Vorfilter $V=I+k_3/k_1$ die Stellgröße

$$u(t=0^+) = uMax = iMax = (k_1 + k_3)r_{Sprung} \quad (3.1.3-1)$$

Setzt man darin $n_0 = a_{21}b_4(k_1 + k_3)$ aus Gleichung 3.1.2-5 ein, so erhält man weiter:

$$iMax = \frac{n_0}{a_{21}b_4} r_{Sprung} \quad (3.1.3-2)$$

Selbstverständlich verursachen beliebig hohe Sprunggrößen auch beliebig große Stellgrößen. Nach [WAMB-88] erreicht die maximale Sprunghöhe $r_{Sprung,Max}$ höchstens den stationären Schleppfehler der sich beim Verfahren mit der maximalen Arbeitsgeschwindigkeit $vMax$ einstellt (7.7.3.1-6):

$$r_{Sprung,Max} = \frac{vMax}{kv} \quad (3.1.3-3)$$

Damit erhält man für die maximale Stellgrenze

$$iMax = vMax \frac{n_0}{a_{21}b_4 kv} \quad (3.1.3-4)$$

und mit $kv=n_0/n_1$ nach Gleichung 3.1.4.1-4:

$$iMax = vMax \frac{n_1}{a_{21}b_4} \quad (3.1.3-5)$$

Soll also bei einem Führungssprung der Höhe $vMax/kv$ die Stellgrößenbegrenzung nicht überschritten werden, so muß gelten

$$n_1 \leq \frac{iMax \cdot a_{21} \cdot b_4}{vMax} \quad (3.1.3-6)$$

Normiert man diese Ungleichung auf \mathbf{w}_{12}^3 , so erhält man:

$$\frac{n_1}{\mathbf{w}_{12}^3} \leq \frac{km \cdot iMax}{vMax(J_{Aktor} + J_{Motor})} \frac{1}{\mathbf{w}_{12}} = \frac{\mathbf{w}_A}{\mathbf{w}_{12}} \quad (3.1.3-7)$$

Damit ist der gesuchte Zusammenhang zwischen den Koeffizienten des charakteristischen Polynoms und den Streckenparametern gefunden, der die Einhaltung der Stellgrenze $uMax$ bzw. der Stromgrenze $iMax$ gewährleistet.

Die in dieser Stellgrenzenbedingung auftreten Antriebseckfrequenz w_A ist unter Abschnitt 4.2 definiert. Sie ist nur von den Streckenparametern abhängig und kennzeichnet die maximale Frequenz des Führungssignals dem das Antriebssystem folgen kann.

3.1.4 Die Geschwindigkeitsverstärkung

Aufgrund seiner Verbreitung, Akzeptanz und Meßbarkeit eignet sich der genormte Begriff der Geschwindigkeitsverstärkung k_v im besonderen Maße zur Charakterisierung der Dynamik einer Lageregelstrecke. Zu seiner Bestimmung wird der Regelstrecke eine Rampenfunktion als Führungsgröße aufgeschaltet und die sich einstellende stationäre Positionsabweichung zwischen der Regel- und der Führungsgröße gemessen. Diese stationäre Lageabweichung wird auch Schleppabstand genannt. Mit der Steigung der Rampenfunktion V_{soll} ist die Geschwindigkeitsverstärkung durch den Quotienten

$$k_v = V_{soll}/e_\infty \tag{3.1.4-1}$$

definiert (siehe Fig. 3.1.4-1).

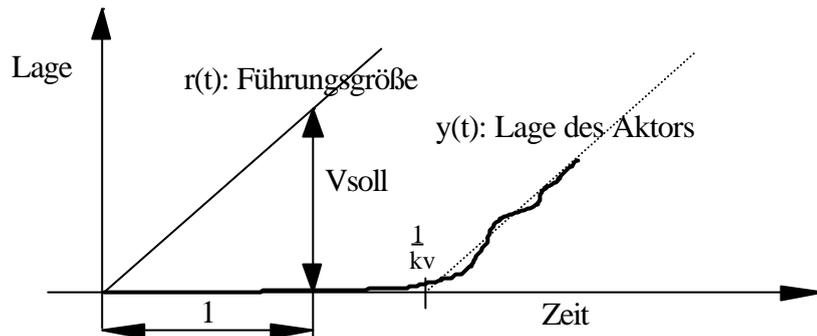


Fig. 3.1.4-1: Darstellung der Geschwindigkeitsverstärkung

3.1.4.1 Die Geschwindigkeitsverstärkung als Funktion der Koeffizienten des charakteristischen Polynoms

Für den stationären Lagefehler erhält man mit dem Endwertsatz der Laplacetransformation:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} [r(t) - y(t)] = \lim_{s \rightarrow 0} [s \cdot r(s) (1 - G_R(s))] \tag{3.1.4.1-1}$$

Zur Ermittlung des Schleppfehlers wird der Regelstrecke eine Rampenfunktion als Führungsgröße aufgeschaltet:

$$r(t) = V_{soll} / t \quad \text{bzw.} \quad r(s) = V_{soll} / s^2 \tag{3.1.4.1-2}$$

Setzt man 3.1.2-4 und 3.1.4.1-2 in 3.1.4.1-1 ein, so erhält man für den stationären Lagefehler

$$e_\infty = \lim_{s \rightarrow 0} [s \cdot r(s) \cdot (1 - G_R(s))] = \lim_{s \rightarrow 0} \left[\frac{V_{soll}}{s} \left(1 - \frac{n_0}{s^4 + n_3 s^3 + n_2 s^2 + n_1 s + n_0 s^0} \right) \right] = V_{soll} \frac{n_1}{n_0} \tag{3.1.4.1-3}$$

und für die Geschwindigkeitsverstärkung:

$$k_v = \frac{n_0}{n_1} = \frac{s_1 s_2 s_3 s_4}{-s_3 s_4 (s_1 + s_2) + s_1 s_2 (s_3 + s_4)} = \frac{-1}{+s_1^{-1} + s_2^{-1} + s_3^{-1} + s_4^{-1}} \tag{3.1.4.1-4}$$

3.1.4.2 Die Geschwindigkeitsverstärkung als Funktion der Regelparameter

Wird dem mit der Zustandsgleichung 3.1.1-6 und dem Regelgesetz 3.1.2-1 beschriebenen Regelkreis eine Rampe als Führungsgröße aufgeschaltet, so erhält man mit dem Zustandsvektor

$$\underline{x}(t \rightarrow 0) = \begin{bmatrix} xal & Vsoll & xml & Vsoll \end{bmatrix} \quad (3.1.4.2-1a)$$

und dessen Ableitung

$$\dot{\underline{x}}(t \rightarrow 0) = \begin{bmatrix} Vsoll & 0 & Vsoll & 0 \end{bmatrix} \quad (3.1.4.2-1b)$$

für die Regelgröße:

$$x_1 = xal = \frac{Vsoll \left[(b_4 k_3 + a_{41})(a_{22} / a_{21}) + a_{44} + b_4(k_2 + k_4) \right]}{-b_4(k_1 + k_3)} + \frac{V}{1 + k_3 / k_1} \quad (3.1.4.2-2)$$

Mit dem Vorfilter $V = 1 + (kxml/kxal)$ (siehe Gleichung 3.1.2-11) ergibt sich die stationäre Regelabweichung:

$$e_\infty(t \rightarrow \infty) = \lim_{s \rightarrow 0} [r(s) - x_1(s)] = \frac{Vsoll \left[(b_4 k_3 + a_{41})(a_{22} / a_{21}) + a_{44} + b_4(k_2 + k_4) \right]}{b_4(k_1 + k_3)} \quad (3.1.4.2-3)$$

Damit erhält man für die Geschwindigkeitsverstärkung

$$kv = \frac{Vsoll}{e_\infty} = \frac{k_1 + k_3}{(1/b_4) \left[a_{44} + a_{22}(a_{41} / a_{21}) \right] + k_3(a_{22} / a_{21}) + k_2 + k_4} \quad (3.1.4.2-4)$$

bzw. unter Vernachlässigung der Reibung:

$$kv = kxml = \frac{k_1 + k_3}{k_2 + k_4} = \frac{kxal + kxml}{kxag + kxmg} \quad (3.1.4.2-5)$$

3.1.4.3 Die maximale Geschwindigkeitsverstärkung des Optimierungsziels

Variiert man den Stellgrößengewichtungsfaktor \mathbf{k} in der Optimalitätsbedingung (7.2-1)

$$\mathbf{D}_R(s) \cdot \mathbf{D}_R(-s) = \mathbf{D}_S(s) \cdot \mathbf{D}_S(-s) + \mathbf{k} \mathbf{D}_L(s) \cdot \mathbf{D}_L(-s)$$

im Bereich $[0, \infty]$, so wandern die Nullstellen des Regelkreispolynoms $\mathbf{D}_R(s)$ von den Nullstellen des Regelstreckenpolynoms $\mathbf{D}_S(s)$ zu den optimalen Nullstellen des Gütepolynoms $\mathbf{D}_L(s)$. Für den theoretischen Grenzfall $\mathbf{k} = \infty$ werden die optimalen Pole (vgl. 6.3.1.1-2a)

$$s_{1/2} = \mathbf{w}_l \left[-\sin(\mathbf{j}_d) \pm j \cos(\mathbf{j}_d) \right] \quad \text{und} \quad s_3 = -a$$

mit der Geschwindigkeitsverstärkung

$$kvMax = \frac{1}{\frac{s_1 + s_2}{s_3 s_4} + \frac{1}{s_3}} = \frac{1}{\frac{-2 \cdot \mathbf{w}_l \cdot \sin(\mathbf{j}_d)}{\mathbf{w}_l^2} + \frac{1}{-a \cdot \mathbf{w}_l}} = \frac{+a \cdot \mathbf{w}_l}{+2 \cdot a \cdot \sin(\mathbf{j}_d) + 1} \quad (3.1.4.3-1)$$

erreicht. Mit den Standardoptimierungsvorgaben $\mathbf{j}_d = 60^\circ$, $a = \sqrt{3}$, $\mathbf{w}_l = 0.5 \mathbf{w}_{l2}$ erhält man (vgl. 6.3.1-4):

$$kvMax = \frac{\sqrt{3}}{4} \mathbf{w}_l = \frac{\sqrt{3}}{8} \mathbf{w}_{l2} = 0,2165063509461 \mathbf{w}_{l2} \quad (3.1.4.3-2)$$

Es läßt sich zeigen, daß für diesen Wert von kv der Koeffizient in Gleichung 7.6.3-4 mit der höchsten Potenz gegen Null und damit die gesuchte Lösung $n'_1 \rightarrow n_0$ geht. Da nach 3.1.3-7 n'_1 mit dem Stellgrößenbedarf korrespondiert, strebt für $kv \rightarrow kvMax$ dieser gegen unendlich, so daß auch durch diese Überlegung gezeigt werden kann, daß kv -Vorgaben nahe $kvMax$ auf keine sinnvolle Lösung führen.

3.2 Eigenschaften der zeitdiskreten Regelstrecke

Der zeitdiskrete Regelkreis besteht aus einer kontinuierlichen Strecke und einer in einem Prozeßrechner realisierten Regeleinrichtung (siehe Fig. 3.2-1).

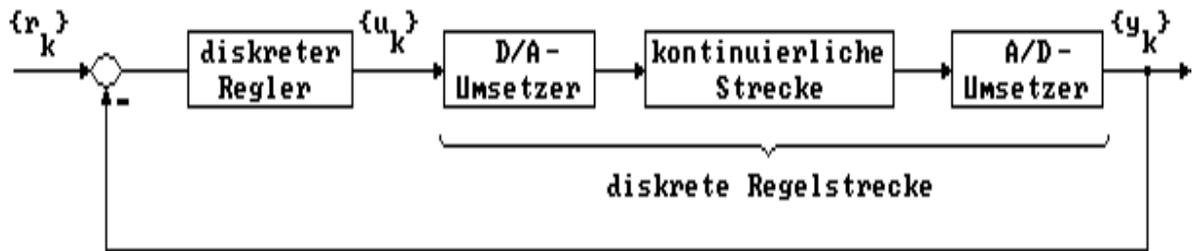


Fig. 3.2-1: Der digitale Regelkreis

Die digitale Regelung einer kontinuierlichen Regelstrecke erfolgt in den folgenden vier Schritten (vgl. z.B. [HART-86]):

1. Die kontinuierlichen Ausgangssignale der Regelstrecke werden äquidistant abgetastet.
2. Die abgetasteten Signale werden mit einem A/D-Wandler in binäre Zahlen umgewandelt, die zum Rechner übertragen werden.
3. Der Regler wird im Rechner programmiert: Ein Algorithmus berechnet aus den eingelesenen Signalen und der Führungsfolge die Stellfolge.
4. Die Stellfolge wird mit einem D/A-Wandler in ein Treppensignal umgewandelt.

Der resultierende digitale Regelkreis ist in Fig 3.2-1 dargestellt sind: Den prinzipiellen Verlauf der Stell- und Ausgangsgröße der Regelstrecke zeigt Fig 3.2.1-2.

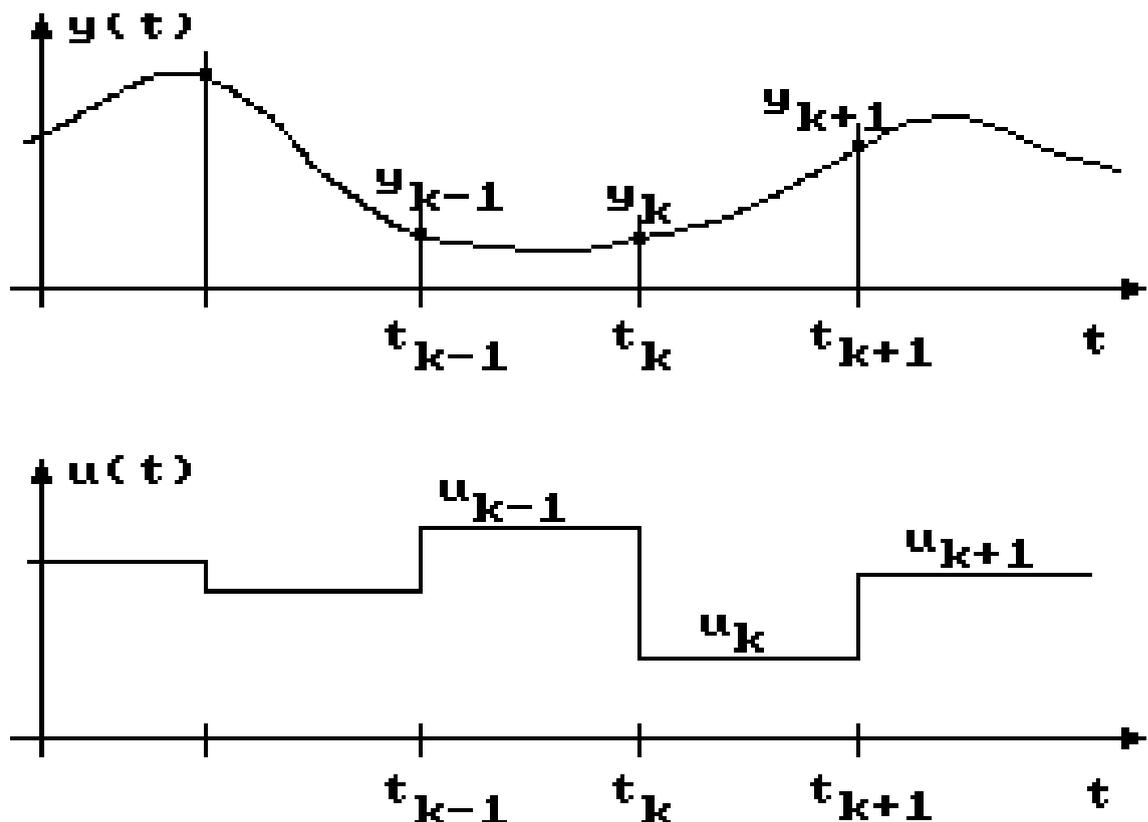


Fig. 3.2-2: Prinzipieller Verlauf der Stell- und Ausgangsgröße

Eine Berücksichtigung der aus der endlichen Rechengeschwindigkeit resultierenden Totzeit ist bei mechanisch-nachgiebigen Regelstrecke im allgemeinen nicht (mehr) erforderlich (siehe Abschnitt 4).

3.2.1 Beschreibung der zeitdiskreten Regelstrecke

Durch die Integration der zeitkontinuierlichen Zustandsgleichung

$$\dot{\underline{x}} = \underline{A}\underline{b} + \underline{b}u + \underline{e}v \tag{3.2.1-1}$$

über eine Abtastperiode T erhält man die Differenzengleichung

$$\underline{x}_{k+1} = \underline{\Phi}\underline{x}_k + \underline{h}u_k + \underline{g}u_k \tag{3.2.1-2}$$

wobei sich die Systemmatrix $\underline{\Phi}(T)$, der Eingangsvektor $\underline{h}(T)$ und der Störeingangsvektor $\underline{g}(T)$ aus den Matrizen \underline{A} , \underline{b} und \underline{e} der zeitkontinuierlichen Regelstrecke und der Abtastzeit T wie folgt berechnen (vgl. z.B. [HART-86]):

$$\underline{\Phi} = e^{\underline{A}T} \quad \underline{h} = \int_0^T \underline{\Phi} \cdot \underline{b} dt \quad \underline{g} = \int_0^T \underline{\Phi} \cdot \underline{e} dt \tag{3.2.1-3}$$

Algebraische Bestimmung der Transitionsmatrix

Die Bestimmung der Transitionsmatrix kann mit der inversen Laplacetransformation (L^{-1}) erfolgen. Für die Transitionsmatrix der betrachteten Regelstrecke ergibt sich:

$$\underline{\Phi} = e^{\underline{A}T} = L^{-1} \{ (s\underline{E} - \underline{A})^{-1} \} = L^{-1} \left\{ \begin{bmatrix} s & -1 & 0 & 0 \\ +a_{21} & s+a_{22} & -a_{21} & 0 \\ 0 & 0 & s & -1 \\ -a_{41} & 0 & +a_{41} & s+a_{44} \end{bmatrix}^{-1} \right\} \tag{3.2.1-4}$$

Ihre Elemente lassen sich mittels der Partialbruchzerlegung und den Korrespondenztabelle der Laplacetransformation ermitteln.

Systemmatrix, Eingang- und Störeingangsvektor

Nach umfangreichen algebraischen Umformungen erhält man aus 3.2.1-4 die Systemmatrix $\underline{\Phi}(T)$:

(3.2.1-5)

$$\underline{\Phi} = \begin{bmatrix} j_{11} & j_{12} & j_{13} & j_{14} \\ j_{21} & j_{22} & j_{23} & j_{24} \\ j_{31} & j_{32} & j_{33} & j_{34} \\ j_{41} & j_{42} & j_{43} & j_{44} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{a_{41} + a_{21} \cos T'}{\mathbf{w}_{12}^2} & \frac{a_{41} T' + a_{21} \sin T'}{\mathbf{w}_{12}^2} & \frac{a_{21}(1 - \cos T')}{\mathbf{w}_{12}^2} & \frac{a_{21}(T' - \sin T')}{\mathbf{w}_{12}^2} \\ \frac{a_{21} \sin T'}{\mathbf{w}_{12}^2} & \frac{a_{41} + a_{21} \cos T'}{\mathbf{w}_{12}^2} & \frac{a_{23} \sin T'}{\mathbf{w}_{12}^2} & \frac{a_{21}(1 - \cos T')}{\mathbf{w}_{12}^2} \\ \frac{-\mathbf{w}_{12}}{a_{41}(1 - \cos T')} & \frac{\mathbf{w}_{12}}{a_{41}(T' - \sin T')} & \frac{\mathbf{w}_{12}}{a_{21} + a_{41} \cos T'} & \frac{\mathbf{w}_{12}}{a_{21} T' + a_{41} \sin T'} \\ \frac{\mathbf{w}_{12}}{a_{41} \sin T'} & \frac{\mathbf{w}_{12}}{a_{41}(1 - \cos T')} & \frac{\mathbf{w}_{12}}{a_{41} \sin T'} & \frac{\mathbf{w}_{12}}{a_{21} + a_{41} \cos T'} \\ \mathbf{w}_{12} & \mathbf{w}_{12}^2 & -\mathbf{w}_{12} & \mathbf{w}_{12}^2 \end{bmatrix}$$

Für den diskreten Eingangsvektor $\underline{h}(T)$ erhält man:

$$\underline{h} = \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \\ h_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{b_4 a_{21}}{\mathbf{w}_{12}^4} \left(\frac{T'^2}{2} - (1 - \cos T') \right) \\ \frac{b_4 a_{21}}{\mathbf{w}_{12}^3} (T' - \sin T') \\ \frac{b_4}{\mathbf{w}_{12}^4} \left(a_{21} \frac{T'^2}{2} - a_{41} (\cos T' - 1) \right) \\ \frac{b_4}{\mathbf{w}_{12}^3} (a_{21} T' + a_{41} \sin T') \end{bmatrix} \tag{3.2.1-6}$$

Für den diskreten Störeingangsvektor $g(T)$ ergibt sich:

$$\underline{g} = \begin{bmatrix} g_1 \\ g_2 \\ g_3 \\ g_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-e_2}{w_{12}^4} \left(\frac{1}{2 \cdot T'^2} \cdot a_{41} + (1 - \cos(T')) \cdot a_{21} \right) \\ \frac{-e_2}{w_{12}^3} \cdot (a_{21} \cdot \sin(T') + a_{41} \cdot T') \\ \frac{-e_2}{w_{12}^4} \cdot a_{41} \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot T'^2} + \cos(T') - 1 \right) \\ \frac{-e_2}{w_{12}^3} \cdot a_{41} \cdot (T' - \sin(T')) \end{bmatrix} \quad (3.2.1-7)$$

Die oben aufgeführten Ausdrücke verwenden als Zeitvariable die "normierte Abtastzeit". Sie ist definiert als

$$T' = w_{12} T \quad (3.2.1-8)$$

Allgemeine Übertragungsfunktion der Regelstrecke

Aus der Zustandsgleichung (3.2.1-2a)

$$\underline{x}_{k+1} = \underline{\Phi} \underline{x}_k + \underline{h} u_k + \underline{g} u_k$$

und der Ausgangsgleichung (3.2.1-2b)

$$y_k = \underline{c}^T \underline{x}_k = [1 \ 0 \ 0 \ 0] \underline{x}_k$$

erhält man mit der z-Transformation die allgemeine Formulierung der Übertragungsfunktion:

$$G_s(z) = \frac{y(z)}{u(z)} = \frac{x_1(z)}{u(z)} = \underline{c}^T \cdot (z\underline{I} - \underline{\Phi})^{-1} \underline{h} = \frac{Z_s(z)}{\Delta_s(z)} \quad (3.2.1-9)$$

Aus dem Nennerpolynom erhält man mit $D_s(z)=0$ die charakteristische Gleichung der Regelstrecke und deren Pole als die Nullstellen dieser Gleichung.

Ein Pol liegt am Rand der z-Ebene: $z_1=1$. Er beschreibt den integralen Zusammenhang zwischen Lage und Geschwindigkeit und ist damit für alle betrachteten diskreten Lageregelstrecken typisch.

Allgemeine Lösung der charakteristischen Gleichung

Das charakteristische Polynom, das in 3.2.2-9 definiert wurde, lautet:

$$\Delta_s(z) = \det(z\underline{I} - \underline{\Phi}) \quad (3.2.1-10)$$

Aus Gleichung 3.1.1-9 und 3.1.1-12 bekommt man bei Vernachlässigung der Reibung:

$$\Delta_s(s) = \det(s\underline{I} - \underline{A}) = s \cdot s \cdot (s + jw_{12}) \cdot (s + jw_{12}) \quad (3.2.1-11)$$

Das bedeutet, die Nullstellen von $D_s(s)$ liegen bei $s_1=0$, $s_2=0$, $s_3=+jw_{12}$ und $s_4=-jw_{12}$. Durch die z-Transformation $z=e^{sT}$ bekommt man die Nullstellen von $D_s(z)$: $z_1=1$, $z_2=1$ und $z_{3/4}=e^{\pm jw_{12}T}$. Damit kann für die Gleichung 3.2.2-10 im z-Bereich geschrieben werden:

$$\begin{aligned} \Delta_s(z) &= \det(z\underline{I} - \underline{\Phi}) \\ &= (z-1)(z-1)(z - e^{+jw_{12}T})(z - e^{-jw_{12}T}) \\ &= z^4 + [-2(1 + \cos T')]z^3 + [-2(1 + 2 \cos T')]z^2 + [-2(1 + \cos T')]z^1 + 1 \\ &= z^4 + \mathbf{a}_3 z^3 + \mathbf{a}_2 z^2 + \mathbf{a}_1 z^1 + 1 \end{aligned} \quad (3.2.1-12)$$

3.2.2 Der geschlossene Regelkreis

Im vorliegenden Abschnitt werden die Führungsübertragungsfunktion, das charakteristische Regelpolynom und das Vorfilter des Regelkreises bestimmt.

Struktur der Abtastregelung

Die Struktur des diskreten Regelkreises entspricht der des kontinuierlichen. Fig. 3.2.2-1 zeigt das Strukturbild der diskreten Zustandsregelung. Zur Bildung der Stellgröße wird der Reglervektor \underline{k} mit der Differenz zwischen der Führungsgröße r_k bzw. \underline{w}_k und den Zustandsvariablen \underline{x}_k multipliziert (siehe auch Gleichung 3.2.3-5). Der Reglervektor \underline{k} ist so zu wählen, daß der Regelkreis stabil ist und darüber hinaus ein gewünschtes dynamisches Verhalten besitzt.

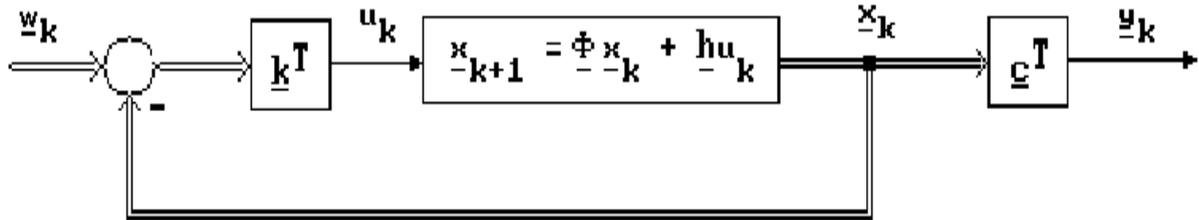


Fig 3.2.2-1: Strukturbild des diskreten Regelkreises ohne Vorfilter

Führungsübertragungsfunktion

Das Führungsverhalten des zeitdiskreten Regelsystems läßt sich durch die Zustandsgleichung

$$\underline{x}_{k+1} = \underline{\Phi} \underline{x}_k + \underline{h} u_k \quad (3.2.2-1)$$

die Ausgangsgleichung

$$y_k = \underline{c}^T \underline{x}_k \quad (3.2.2-2)$$

und die Reglergleichung (vgl. Abschnitte 2.2.2 und 3.1.2 und Fig 3.2.2-1)

$$u_k = \underline{k}^T (\underline{w}_k - \underline{x}_k) = -\underline{k}^T \cdot \underline{x}_k + k_1 \cdot V \cdot r_k \quad (3.2.2-3)$$

beschreiben.

In der z-Ebene ergibt sich die Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises aus der Zustands- und Reglergleichung

$$z \cdot \underline{x}(z) = \underline{\Phi} \underline{x}(z) + \underline{h} u(z) \quad (3.2.2-4)$$

und der Reglergleichung 3.2.2-3 mit dem Vorfilter $V = I + k_3/k_1$:

$$u(z) = \underline{k} [\underline{w}(z) - \underline{x}(z)] = -\underline{k} \cdot \underline{x}(z) + k_1 \cdot V \cdot r(z) \quad (3.2.2-5)$$

Setzt man die Gleichung 3.2.3-5 in 3.2.3-4 ein, so erhält man

$$(z\underline{E} - \underline{\Phi} + \underline{h}\underline{k}^T) \underline{x}(z) = \underline{h}\underline{k}^T \underline{w}(z) = \underline{h} \cdot k_1 \cdot V \cdot r(z) \quad (3.2.2-6)$$

und mit der Ausgangsgleichung die Übertragungsfunktion des diskreten Regelkreises:

$$\begin{aligned} G_R(z) &= \frac{y(z)}{r(z)} = \frac{\underline{c}^T \underline{X}(z)}{r(z)} = \underline{c}^T (z\underline{E} - \underline{\Phi} + \underline{h}\underline{k}^T)^{-1} \underline{h} \cdot k_1 \cdot V = \underline{c}^T \frac{\text{adj}(z\underline{E} - \underline{\Phi} + \underline{h}\underline{k}^T)}{\det(z\underline{E} - \underline{\Phi} + \underline{h}\underline{k}^T)} \underline{h} \cdot k_1 \cdot V \\ &= \underline{c}^T \frac{m_{41}z^3 + m_{31}z^2 + m_{21}z^1 + m_{11}z^0}{z^4 + q_3z^3 + q_2z^2 + q_1z^1 + q_0z^0} k_1 \cdot V \end{aligned} \quad (3.2.2-7a)$$

In [HART-86] wird gezeigt, daß der Zähler der Führungsübertragungsfunktion

$$\underline{c}^T \text{adj}(z\underline{I} - \underline{F} + \underline{h}\underline{k}) \underline{h},$$

entgegen dem durch das Auftreten von k entstehenden visuellen Eindruck, von der Zustandsregelung unbeeinflusst bleibt und dem Zähler der Regelstrecke $Z_s(z)$ entspricht:

$$G_R(z) = \frac{y(z)}{r(z)} = \underline{c}^T (z\underline{E} - \underline{\Phi} + \underline{h}\underline{k}^T)^{-1} \underline{h} \cdot k_1 \cdot V = \frac{Z_s(z)}{\Delta_R(z)} k_1 \cdot V \quad (3.2.2-7b)$$

Charakteristisches Regelpolynom

Aus der Führungsübertragungsfunktion 3.2.3-7 erhält man das Nennerpolynom. Seine Nullstellen sind die Eigenwerte des Abtastsystems. Das Abtastsystem ist stabil, wenn seine Eigenwerte innerhalb des Einheitskreises liegen. Die resultierende charakteristische Gleichung des Systems lautet:

$$\Delta_R(z) = \det(z\underline{E} - \underline{\Phi} + \underline{h}\underline{k}^T) = z^4 + q_3z^3 + q_2z^2 + q_1z^1 + q_0z^0 = (z-z_1)(z-z_2)(z-z_3)(z-z_4)$$

mit den Koeffizienten:

(3.2.2-8a)

$$q_3 = -(z_1 + z_2 + z_3 + z_4)$$

$$q_2 = z_1z_2 + z_3z_4 + z_1z_3 + z_1z_4 + z_2z_3 + z_2z_4$$

$$q_1 = -z_3z_4(z_1 + z_2) + z_1z_2(z_3 + z_4)$$

$$q_0 = z_1z_2z_3z_4$$

Für die charakteristische Gleichung 3.2.3-7 des Regelkreises kann auch

$$\Delta_R(z) = \det\left[(z\underline{E} - \underline{\Phi})(\underline{E} + (z\underline{E} - \underline{\Phi})^{-1}\underline{h}\underline{k}^T)\right] \quad (3.2.2-8b)$$

und

$$\Delta_R(z) = \Delta_s(z) \det\left[1 + \underline{k}^T (z\underline{E} - \underline{\Phi})^{-1} \underline{h}\right] = \Delta_s(z) \left[1 + \frac{\underline{k}^T \text{adj}(z\underline{E} - \underline{\Phi}) \underline{h}}{\Delta_s(z)}\right] \quad (3.2.2-8c)$$

geschrieben werden [HART-86]. Dabei ist

$$\Delta_s(z) = \det(z\underline{E} - \underline{\Phi}) \quad (3.2.2-9)$$

das charakteristische Polynom der Regelstrecke (vgl. 3.2.1-12).

Bestimmung der Regelparameter aus den Polynomkoeffizienten von Regelkreis und -strecke

Ein gewünschtes dynamisches Regelverhalten kann erzielt werden, indem die Eigenwerte des Abtastsystems, d.h. die Nullstellen von $G_T(z)$ vorgegeben werden. Mit deren Vorgabe sind auch die Koeffizienten des charakteristischen Polynoms q_i bekannt.

Der Reglervektor \underline{k} wird bei der diskreten Optimierung so festgelegt, daß das charakteristische Polynom 3.2.3-8 des geschlossenen Regelkreises die optimalen Nullstellen z_1, z_2, z_3 und z_4 besitzt. Die im folgenden abgeleiteten algebraischen Gleichungen eignen sich jedoch auch zur Vorgabe von beliebigen Polen. Dazu zählen auch die beim quasidiskreten Regelverfahren in der s-Ebene erzeugten Nullstellen. Sie werden in die z-Ebene transformiert und dort in gleicher Weise vorgegeben.

Die Determinante $\det(zE - \underline{\Phi} + \underline{h}k^T)$ von Gleichung 3.2.3-8 kann mit umfangreichen Umformungen nach den Koeffizienten des Reglers \underline{k} und den Potenzen von z geordnet werden:

$$\Delta_R(z) = \det(zI - \underline{\Phi} + \underline{h}k^T) = \underline{z}^T \underline{M} \underline{k} + \underline{z}^T \underline{r} + z^4 = [1 \quad z \quad z^2 \quad z^3] \underline{M} \begin{bmatrix} k_1 \\ k_2 \\ k_3 \\ k_4 \end{bmatrix} + [1 \quad z \quad z^2 \quad z^3] \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} + z^4 \quad (3.2.2-10)$$

Ausgehend von dieser Darstellung ermöglicht ein Koeffizientenvergleich

$$\Delta_R(z) = \underline{z}^T \underline{M} \underline{k} + \underline{z}^T \underline{r} + z^4 = z^4 + q_3 z^3 + q_2 z^2 + q_1 z^1 + q_0 z^0 = \underline{z}^T \underline{q} \quad (3.2.2-11)$$

mit den durch die Polvorgabe gegebenen Koeffizienten q_i des Regelpolynoms die Aufstellung eines linearen Gleichungssystems

$$\underline{M} \underline{k} + \underline{r} = \underline{q} \quad (3.2.2-12)$$

Die Lösung dieses Gleichungssystems liefert die gesuchten Regelkoeffizienten k_i in Abhängigkeit der Koeffizienten des charakteristischen Polynoms von Regelstrecke $\underline{D}_S(z)$ und Regelkreis $\underline{D}_R(z)$:

$$\underline{k} = \underline{M}^{-1} (\underline{q} - \underline{r}) = \underline{M}^{-1} \left(\begin{bmatrix} q_0 \\ q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 1 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix} \right) \quad (3.2.2-13)$$

\underline{M} ist eine quadratische Matrix vierter Ordnung, deren einzelne Elemente sich aus der mechanischen Eigenfrequenz $w/2$, der normierten Abtastzeit $T' = w/2T$ und den Elementen der Systemmatrix \underline{A} und dem Eingangsvektor \underline{b} des kontinuierlichen Systems bestimmen lassen. Die Elemente der Matrix \underline{M} bei reibungsfreien Systemen lauten (vgl. [PALM-89]):

$$\underline{M} = \begin{bmatrix} \frac{b_4 a_{23} a_{12}^2 [T'/2 + \cos T' - 1]}{w_{12}^4} & \frac{b_4 a_{23} a_{12} [T' - \sin T']}{-w_{12}^3} & \frac{b_4 a_{12}^2 [a_{21} T'^2 / 2 + a_{43} (1 - \cos T')]}{w_{12}^4} & \frac{b_4 a_{12} [a_{21} T' + a_{43} \sin T']}{w_{12}^3} \\ \frac{b_4 a_{23} a_{12}^2 w_{12}^{-4}}{[-T'/2 + (1 - \cos T')(1 + T'^2)]} & \frac{-b_4 a_{23} a_{12} w_{12}^{-3}}{[-T'(1 + 2 \sin T') + 3 \sin T']} & \frac{b_4 a_{12}^2 w_{12}^{-4}}{[a_{21} T'^2 (1 - 2 \cos T') / 2 + a_{43} (\cos T' - 1)]} & \frac{b_4 a_{12} w_{12}^{-3}}{[-a_{21} T' (1 + 2 \cos T') - 3 a_{43} \sin T']} \\ m_{21} & -m_{22} & m_{23} & -m_{24} \\ m_{11} & -m_{12} & m_{13} & -m_{14} \end{bmatrix} \quad (3.2.2-14)$$

Die in 3.2.2-13 erforderliche Inverse der \underline{M} -Matrix kann ebenfalls algebraisch berechnet werden. Damit gelang es, "offline" eine allgemeingültige, algebraische Lösung in Abhängigkeit der kontinuierlichen Streckenparameter abzuleiten. Diese Lösung eignet sich deshalb für die softwaretechnische Realisierung des quasidiskreten online-Entwurfs in besonderen Maße.

Aus der regelungstechnischen Literatur sind mehrere alternative Lösungsvorschriften zur Berechnung der Regelkoeffizienten nach Polvorgabe bekannt. Dazu gehört insbesondere die sogenannte Ackermannformel (siehe z.B. [ACKER-83]). Die Regelparameter können nach dieser Formel unter Verwendung des Gaußschen Lösungsalgorithmus gleichermaßen "echtzeitfähig" berechnet werden. Dieses Verfahren wurde in [STEFF-92] für die hier entwickelten diskreten Syntheseverfahren implementiert und ebenfalls erfolgreich eingesetzt. Diese Lösung ermöglicht eine Berücksichtigung der Reibung ist jedoch gegenüber der Lösung von 3.2.2-13 rechenzeitaufwendiger.

Bestimmung des Vorfilters auf stationäre Genauigkeit

Das Vorfilter V (vgl. Fig 3.2.2-2) ist so zu dimensionieren, daß keine bleibende Regelabweichung auftritt, d.h. daß die Regelgröße stationär den gleichen Wert wie die Führungsgröße annimmt.

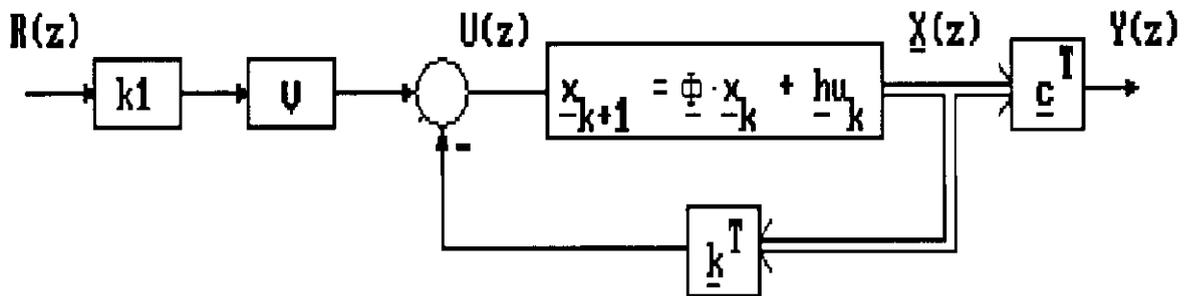


Fig 3.2.2-2: Strukturbild des diskreten Regelkreises mit Vorfilter

Der stationäre Regelfehler ergibt sich aus dem Endwertsatz der z-Transformation:

$$e_{\infty} = \lim_{t \rightarrow \infty} [y(t) - r(t)] = \lim_{z \rightarrow 1} (z-1) [y(z) - r(z)] = \lim_{z \rightarrow 1} (z-1) [1 - G_R(s)] \cdot r(z) \quad (3.2.2-15)$$

Soll nach einem Lagesprung

$$r(t) = \mathbf{s}(t) \quad \text{bzw.} \quad r(r) = \frac{z}{z-1} \quad (3.2.2-16)$$

diese stationäre Regelabweichung vermieden werden, muß gelten:

$$G_R(1) = \frac{m_{41} + m_{31} + m_{21} + m_{11}}{1 + q_3 + q_2 + q_1 + q_0} k_1 \cdot V \stackrel{!}{=} 1 \quad (3.2.2-17)$$

Diese Forderung kann mit dem Vorfilter

$$V = \frac{1}{k_1} \cdot \frac{1 + q_3 + q_2 + q_1 + q_0}{m_{41} + m_{31} + m_{21} + m_{11}} \quad (3.2.2-18a)$$

erfüllt werden. Wird die Reibung vernachlässigt, so ergibt sich eine Formulierung, die derjenigen des kontinuierlichen Regelkreises gleicht:

$$V = 1 + \frac{k_3}{k_1} \quad (3.2.2)$$

Entsprechend dem kontinuierlichen Fall ist mit dem Regelgesetze $u = kT(\underline{w} - \underline{x})$ kein Vorfilter zum Erreichen der stationären Genauigkeit erforderlich.

3.2.3 Die Stellgrenze in Abhängigkeit der Koeffizienten des charakteristischen Polynoms und der Streckenparameter

Bei der Synthese dürfen nur Regler entworfen werden, die Stellgrößen erzeugen, die unterhalb der zulässigen Stellgrenze des Antriebssystems bleiben. Bei einem Sprung der Führungsgröße tritt die maximale Stellgröße bei $t=0^+$ auf. Fig. 3.2.2-2 zeigt, wie die Stellgröße im Regelkreis gebildet wird. Dabei ist zu beachten, daß

$$\underline{x}(t=0^+) = \underline{0}$$

und

$$uMax = iMax = u(t = 0^+) = k_1 \cdot V \cdot r(t = 0^+) \quad (3.2.3-1)$$

ist (vgl. Abschnitt 3.1.3). Berücksichtigt man weiter, daß der Lagesprung immer kleiner als der stationäre Geschwindigkeitsfehler ist [WAMB-88], so erhält man:

$$iMax = k_1 \cdot V \cdot \frac{vMax}{kv} \quad (3.2.3-2)$$

Multipliziert man beide Seiten von Gleichung 3.2.3-2 mit $km/w_{12}(m_{Aktor} + m_{Motor})$, so bekommt man

$$iMax \frac{km}{w_{12}(m_{Aktor} + m_{Motor})} = k_1 \cdot V \cdot \frac{vMax}{kv} \cdot \frac{km}{w_{12}(m_{Aktor} + m_{Motor})} \quad (3.2.3-3)$$

bzw.:

$$\frac{km \cdot iMax}{vMax(m_{Aktor} + m_{Motor})} \cdot \frac{1}{w_{12}} = \frac{km}{(m_{Aktor} + m_{Motor})} \cdot \frac{k_1 \cdot V}{kv} \cdot \frac{1}{w_{12}} \quad (3.2.3-4)$$

In der linken Seite von Gleichung 3.2.3-4 tritt die Antriebseckfrequenz w_A auf (siehe 3.1.1-22). Daraus folgt:

$$\frac{w_A}{w_{12}} = \frac{km}{(m_{Aktor} + m_{Motor})} \cdot \frac{k_1 \cdot V}{kv} \cdot \frac{1}{w_{12}} \quad (3.2.3-5)$$

Aus Gleichung 3.2.4.1-4 bekommt man:

$$k_1 \cdot V = \frac{(4 + 3q_3 + 2q_2 + q_1 + q_0) - (1 + q_3 + q_2 + q_1 + q_0) / (T \cdot kvT)}{(3m_{41} + 2m_{31} + m_{21} + m_{11})} \quad (3.2.3-6)$$

Mit den Elementen der \underline{M} -Matrix in 3.2.3-11 erhält man für den Nenner von Gleichung 3.2.3-6:

$$(3m_{41} + 2m_{31} + m_{21} + m_{11}) = \frac{3 \cdot b_4 \cdot a_{23}}{w_{12}^2} \cdot T^2 \cdot [1 - \cos(T')] \quad (3.2.3-7)$$

Setzt man die Gleichungen 3.2.3-7 und 3.2.4.1-7 in Gleichung 3.2.3-6 ein

$$k_1 \cdot V = \frac{(1 + q_3 + q_2 + q_1 + q_0)}{2 \frac{km}{(m_{Aktor} + m_{Motor})} \cdot T^2 \cdot [1 - \cos(w_{12}T)]} \quad (3.2.3-8)$$

und weiter die Gleichungen 3.2.3-8 und 3.2.4.1-7 in Gleichung 3.2.3-5, so bekommt man:

$$\frac{w_A}{w_{12}} = \frac{5 + 3q_3 + q_2 - q_1 - 3q_0}{4 \cdot w_{12} \cdot T \cdot [1 - \cos(w_{12}T)]} \quad (3.2.3-9)$$

Setzt man für jede normierte Abtastzeit $w_{12}T$ diejenige Polkonfiguration, bei der die maximal erreichbare Geschwindigkeitsverstärkung $kvMaxT$ zu ca. 97% erreicht wird, in die Ungleichung 3.2.3-9 ein, so erhält man die „Raumline optimaler Kombinationen der signifikanten Größen ($w_{12}T$, w_A/w_{12} , $kvMaxT$) der Lageregeleinrichtung“ (siehe [BRI-2000]).

3.2.4 Die Geschwindigkeitsverstärkung

Aufgrund ihrer Meßbarkeit, Akzeptanz und Verbreitung ist die Geschwindigkeitsverstärkung kvT auch zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens des diskreten Lageregelkreises die wichtigste Kenngröße. Sie ist wie im kontinuierlichen Fall (siehe Abschnitt 3.1.4) als das Verhältnis zwischen der Sollgeschwindigkeit und der Positionsabweichung definiert:

$$kvT = Vsoll/e_\infty \quad (3.2.4-1)$$

Dabei wird wieder nach Fig. 3.1.4-1 der Fall einer lagegeregelte Bewegungseinheit in eingeschwungenem Zustand ohne äußere Belastung betrachtet.

In Abhängigkeit von der jeweils gewählten Abtastzeit $w/2T$ bleibt die erreichbare Geschwindigkeitsverstärkung kvT der Abtastregelung im allgemeinen etwas unter der mit einer vergleichbaren kontinuierlichen Regelung erzielbaren Geschwindigkeitsverstärkung kv (vgl. z.B. Fig. 9.3.2-1).

3.2.4.1 Die Geschwindigkeitsverstärkung als Funktion der Koeffizienten des charakteristischen Polynoms

Zum Verfahren der Bewegungseinheit mit einer konstanten Geschwindigkeit $Vsoll$ nach Fig. 3.1.4-1 wird der Regelstrecke eine Rampenfunktion mit der Steigung $Vsoll$ aufgeschaltet:

$$r(t) = Vsoll \cdot t \cdot \mathcal{S}(t) \quad \text{bzw.} \quad r(z) = \frac{Vsoll \cdot T \cdot z}{(z-1)^2} \quad (3.2.4.1-1)$$

Aus den Gleichungen 3.2.4.1-1 und 3.2.2-15 bekommt man im Bildbereich:

$$e_\infty = \lim_{z \rightarrow 1} \frac{Vsoll \cdot T \cdot z \cdot [1 - G_R(z)]}{(z-1)^2} \quad (3.2.4.1-2)$$

Setzt man Gleichung 3.2.4.1-2 in 3.1.4-1 ein, so erhält man:

$$kvT = \frac{Vsoll}{e_\infty} = \lim_{z \rightarrow 1} \frac{1}{T} \frac{(z-1)}{[1 - G_R(z)]} \cdot \frac{1}{z} \quad (3.2.4.1-3)$$

Setzt man weiter die Führungsübertragungsfunktion 3.2.2-7 in Gleichung 3.2.4.1-3 ein, so erhält man für die gesuchte Geschwindigkeitsverstärkung

$$kvT = \frac{1}{T} \cdot \frac{1 + q_3 + q_2 + q_1 + q_0}{(4 + 3q_3 + 2q_2 + q_1 + q_0) - (3m_{41} + 2m_{31} + m_{21} + m_{11})k_1 \cdot V} \quad (3.2.4.1-4)$$

bzw.:

$$kvT = \frac{1}{T} \cdot \frac{1}{\frac{(4 + 3q_3 + 2q_2 + q_1 + q_0)}{1 + q_3 + q_2 + q_1 + q_0} - \frac{(3m_{41} + 2m_{31} + m_{21} + m_{11})}{(m_{41} + m_{31} + m_{21} + m_{11})}} \quad (3.2.4.1-5)$$

Aus der Definition der Elemente der Matrix \underline{M} in 3.2.2-11 folgt unter Vernachlässigung der Reibung:

$$\frac{(3m_{41} + 2m_{31} + m_{21} + m_{11})}{(m_{41} + m_{31} + m_{21} + m_{11})} = \frac{3}{2} \quad (3.2.4.1-6)$$

Setzt man nunmehr die Gleichung 3.2.4.1-6 in die Gleichung 3.2.4.1-5 ein, so bekommt man für den gesuchten Zusammenhang zwischen der Geschwindigkeitsverstärkung und den Koeffizienten des charakteristischen Regelpolynoms:

$$\boxed{kvT = \frac{2}{T} \cdot \frac{1 + q_3 + q_2 + q_1 + q_0}{5 + 3q_3 + q_2 - q_1 - 3q_0}} \quad (3.2.4.1-7)$$

3.2.4.2 Die Geschwindigkeitsverstärkung als Funktion der Reglerparameter

Aus den Gleichungen 3.2.4.1-5 und 3.2.2-10 erhält man nach einigen Umformungen:

$$kvT = \frac{2}{T} \cdot \frac{k_1(m_{41} + m_{31}) + k_3(m_{43} + m_{33})}{k_2(3m_{42} + m_{32}) + k_4(m_{44} + m_{34})} \quad (3.2.4.2-1)$$

Mit den Matrizelementen von 3.2.2-11 erhält man daraus unter Vernachlässigung der Reibung:

$$kvT = \frac{k_1 + k_3}{k_2 + k_4} = \frac{kxal + kxml}{kxag + kxmg} \quad (3.2.4.2-2)$$

Diese Gleichung der Geschwindigkeitsverstärkung des diskreten Regelkreises 3.2.4.2-2 gleicht formal derjenigen des kontinuierlichen Regelkreises 3.1.4.2-5. Es ist jedoch zu beachten, daß die Komponenten k_i in der Gleichung 3.2.4.2-2 die Koeffizienten des diskreten Reglers bezeichnen und i.a. andere Werte annehmen.

3.2.4.3 Die maximale Geschwindigkeitsverstärkung des Optimierungsziels

Nach Gleichung 3.2.4.1-7 erhält man für die Geschwindigkeitsverstärkung in Abhängigkeit der Koeffizienten des Regelpolynoms:

$$kvT = \frac{2}{T} \cdot \frac{1 + q_3 + q_2 + q_1 + q_0}{5 + 3q_3 + q_2 - q_1 - 3q_0}$$

Betrachtet man den Verlauf der optimalen Wurzelortskurve von Fig. 8.6.1-1 in der z-Ebene, so erkennt man, daß mit steigendem Stellaufwand der Pol z_4 in den Ursprung der z-Ebene und die drei weiteren ("restlichen") Pole in die optimalen Pole des Optimierungsziels (vgl. 6.3.1.2-4) übergehen. Aus diesen Überlegungen erhält man folgende Korrespondenz zwischen den Koeffizienten des charakteristischen Polynoms und des Gütepolynoms:

$$\begin{array}{ll} q_3 = -(z_1 + z_2 + z_3 + z_4) & kv \rightarrow kvMax = -(z_1 + z_2 + z_3) = \mathbf{d}_3 \\ q_2 = z_1z_2 + z_3z_4 + z_1z_3 + z_1z_4 + z_2z_3 + z_2z_4 & \rightarrow = z_1z_2 + z_1z_3 + z_2z_3 = \mathbf{d}_2 \\ q_1 = -z_3z_4(z_1 + z_2) + z_1z_2(z_3 + z_4) & z_4 \rightarrow 0 = z_1z_2z_3 = \mathbf{d}_1 \\ q_0 = z_1z_2z_3z_4 & = 0 = 0 \end{array} \quad (3.2.4.3-1)$$

Eingesetzt in Gleichung 3.2.4.1-7 erhält man:

$$kvMaxT = \frac{2}{T} \cdot \frac{1 + \mathbf{d}_2 + \mathbf{d}_1 + \mathbf{d}_0}{5 + 3\mathbf{d}_2 + \mathbf{d}_1 + \mathbf{d}_0} \quad (3.2.4.3-2)$$

Dabei sind \mathbf{d}_3 , \mathbf{d}_2 und \mathbf{d}_1 die Koeffizienten des Gütepolynoms. $kvMaxT$ ist im Gegensatz zu kvT keine direkte Funktion von den Polen der Regelstrecke $D_S(z)$. Es ist durch die Nullstellen des Gütepolynoms $q(z)$ bestimmt. Diese werden jedoch in Abhängigkeit von $w12$ vorgegeben. Fig. 9.3.2-1 zeigt $kvMaxT$ in Abhängigkeit von der normierten Abtastzeit. Für kleine normierte Abtastzeiten ($w12T < 0.1$) erhält man wieder das kontinuierliche Maximum $kvMax = 0.216506w12$. Diese Beschränkung hat eine große Bedeutung: $kvMax$ hängt nur von der mechanischen Eigenfrequenz des freien Systems $w12$ ab. Für größere normierte Abtastzeiten ($w12 \cdot T > 1$) ist das dynamische Verhalten des diskreten Regelkreises gegenüber dem kontinuierlichen relativ langsam, da die Geschwindigkeitsverstärkung kvT keinen großen Wert erreichen kann. Eine große Geschwindigkeitsverstärkung kann erzielt werden, wenn:

- die Strecke eine große mechanische Eigenfrequenz $w12$ besitzt und
- die normierte Abtastzeit $w12T$ klein ist (siehe Abschnitte 8 und 9).

3.2.5 Wahl der Abtastzeit bei der Regelung mechanisch-nachgiebiger Lageregelstrecken

In der regelungstechnischen Literatur werden verschiedene, zumeist relative grobe und von einander abweichende Empfehlungen ("Faustformeln") für die Wahl der Abtastzeit angegeben. Ein wichtiger Grund dieser Abweichung ist die Vielfältigkeit der zu berücksichtigenden Gesichtspunkte. Dieses Problem findet man grundsätzlich auch in dieser Arbeit wieder (siehe Abschnitt 4).

Optimale Abtastzeit bei der diskreten Regelung mechanisch-nachgiebiger Lageregelstrecken

Unter [BRI-2000] gelang es jedoch, für die optimale Abtastregelung von mechanisch-nachgiebigen Lageregelstrecken ein Kriterium für eine optimale Wahl der Abtastzeit in Abhängigkeit der beiden wichtigsten Kenngrößen, der mechanischen Eigenfrequenz ω_{I2} und der Antriebseckfrequenz ω_A , abzuleiten.

Mit einer so gewählten Abtastzeit $\omega_{I2}T$ kann unter Nutzung des mit ω_A gegebenem Antriebsstellvermögen 97% der maximalen Geschwindigkeitsverstärkung $k_{vMax}T=f(\omega_{I2}, \omega_{I2}T)$ erreicht werden. Im Hinblick auf die Regelgüte und die Nutzung der Systemkomponenten sollte deshalb die Abtastzeit für die diskrete Regelung in Anlehnung an [BRI-2000] gewählt werden.

Werden größere Abtastzeiten vorgegeben, so verschlechtert sich die Regelgüte und die maximal-erzielbare Geschwindigkeitsverstärkung nach Fig. 9.1.1-1.

3.2.6 Der quasidiskrete Reglerentwurf

Beim quasidiskreten Reglerentwurf werden die aus der kontinuierlichen Optimierung in der s-Ebene erzielten Ergebnisse für die Synthese der Abtastregelung in die z-Ebene transformiert. Es findet dabei keine gesonderte Optimierung des Systems im z-Bereich statt. Schnittstelle zwischen den Ergebnissen der zeitkontinuierlichen Optimierung und der Abtastregelung bilden die Pole des Regelkreises.

Das zeitdiskrete charakteristische Regelpolynom als Funktion der zeitkontinuierlichen Pole und der Abtastzeit

Das charakteristische Polynom des diskreten Regelkreises lautet (vgl. 3.2.2-8):

(3.2.6-1)

$$\Delta_R(z) = z^4 + q_3 z^3 + q_2 z^2 + q_1 z^1 + q_0 z^0$$

$$= z^4 + (-z_1 - z_2 - z_3 - z_4) z^3 + (z_1 z_2 + z_3 z_4 + z_1 z_3 + z_1 z_4 + z_2 z_3 + z_2 z_4) z^2 + (z_1 z_2 (z_3 + z_4) - z_3 z_4 (z_1 + z_2)) z^1 + (z_1 z_2 z_3 z_4) z^0$$

Die Pole s_i können mit der Vorschrift $z_i = e^{s_i T}$ in den z-Bereich transformiert werden. Ist $s_{1,2}$ ein konjugiert-komplexes Polpaar, so kann man (z.B. zur Umgehung der komplexen Rechnung) folgende Zusammenhänge angeben

$$z_1 + z_2 = e^{s_1 T} + e^{s_2 T} = 2 \operatorname{Re}(z_{1,2}) = 2 \cdot e^{\operatorname{Re}(s_{1,2} T)} \cos[\operatorname{Im}(s_{1,2} T)]$$

$$z_1 - z_2 = e^{s_1 T} - e^{s_2 T} = 2 \operatorname{Im}(z_{1,2}) = 2 \cdot j \cdot e^{\operatorname{Re}(s_{1,2} T)} \sin[\operatorname{Im}(s_{1,2} T)]$$

$$z_1 z_2 = |z|^2 = \left| e^{-\operatorname{Re}(s_{1,2} T)} \right|^2 = e^{-2 \operatorname{Re}(s_{1,2} T)}$$

(3.2.6-2)

Beim quasidiskreten Entwurf müssen zur Bestimmung des charakteristischen Polynoms in der z-Ebene die Pole in der s-Ebene - im Gegensatz zum reinkontinuierlichen Entwurf (vgl. 3.1.2-7) - explizit bekannt sein. Zu ihrer Berechnung eignet sich das unter [BRI-2000] beschriebene Verfahren zur Lösung von Gleichungen 4. Grades.

4 Zustandsregelung mechanisch-nachgiebiger Lageregelstrecken

Ein Verfahren zum Entwurf von Regelungen von mechanisch-nachgiebigen und - steifen Roboterachsen

Mechanisch-nachgiebige Roboterachsen. In [WAMB-88] wurde ein Verfahren zum "Offline - Entwurf" zur (quasi-) kontinuierlichen Regelung von mechanisch nachgiebigen Roboterachsen entwickelt und erfolgreich für die Steuerung einer Kabelwickelmaschine eingesetzt.

In der vorliegenden Arbeit wurde dieses Verfahren weiterentwickelt und - z.B. - erfolgreich für die Steuerung von einem Portalroboter und einem Turmdrehkran eingesetzt. Diese Weiterentwicklung erfolgte insbesondere in folgenden Punkten:

- zur adaptiven Regelung von Roboterachsen mit veränderlicher mechanischer Eigenfrequenz wurde die kontinuierliche Synthesaufgabe analytisch gelöst: das in [WAMB-88] eingesetzte numerische (Runge-Kutta-) Verfahren konnte durch 10 sequentielle algebraische Entwurfsgleichungen ersetzt werden, mit denen in der Adaptionstask die 4 Regelparameter in Abhängigkeit der aktuellen Streckenparameter mit determinierter und minimaler Rechenzeit berechnet werden können;
- es wurde ein Verfahren zur Anpassung des Optimierungsziels entwickelt, welches den Einsatz des (für mechanisch-nachgiebige Roboterachsen entwickelten) Verfahrens auch für veränderliche Regelstrecken ermöglicht, die in Abhängigkeit des Betriebszustands gelegentlich mechanisch-steif werden;
- der Abtastprozeß wurde berücksichtigt;

Mechanisch-steife Roboterachsen. Aus Gründen seiner wirtschaftlichen Bedeutung für die (z.B. in der Robotik angewandte) Regelungstechnik und zum besseren Verständnis des historischen Werdeganges der Arbeit sei hier nochmals erwähnt, daß in [WAMB-88] "parallel" ein Verfahren zur Regelung von mechanisch - steifen Roboterachsen entwickelt wurde, bei der die gleiche Philosophie und Strategie verfolgt wurde:

- die Regelung erfolgt ebenfalls durch eine Zustandsregelung mit den Zustandsgrößen "Lage- und Geschwindigkeit" - beide beziehen sich hier jedoch ausschließlich auf die Motorbewegung und die Abweichung der entsprechenden Aktorbewegung bleibt unberücksichtigt;
- die Zustandsregelung wird ebenfalls im Sinne eines quadratischen Gütekriteriums optimiert;
- die Vorgabe des Optimierungsziels erfolgt ebenfalls im Sinne der Vorstellung einer idealen Sprungantwort;
- die Formulierung des Optimierungsziels erfolgt ebenfalls im Frequenzbereich - die idealen Pole werden jedoch in Abhängigkeit der "Antriebsseckfrequenz" statt der "mechanischen Eigenfrequenz" vorgegeben;
- die traditionelle analoge Geschwindigkeitsregelung wurde ebenfalls in die digitale Lagezustandsregelung integriert.

Dieses erheblich einfachere System wurde bereits in meiner Diplomarbeit [LEYH-87] für die Regelung mechanisch - steifer Roboterachsen in ganz ähnlicher Weise weiterentwickelt:

- die Synthesaufgabe wurde ebenfalls analytisch gelöst, was wiederum sowohl eine automatische Inbetriebnahme als auch eine adaptive Lageregelung der Roboterachsen ohne aufwendige Identifikationsverfahren ermöglicht,
- der Lageregelkreis wurde unter Berücksichtigung der Rechen-, Stell- und Sensortotzeit durch ein zeitdiskretes Zustandsmodell 3. Ordnung beschrieben, bei dem die dritte Zustandsgröße physikalisch der Stellgröße entspricht.

Einordnung und historische Entwicklung

In den 60er Jahren wurde unter dem Namen "Zustandsregelung" ein Verfahren zur Analyse, Synthese und Optimierung von Regeleinrichtungen entwickelt.

Die Anwendung dieser Darstellung dynamischer Systeme führte seit den 60er Jahren zu einer beachtlichen Erweiterung der Regelungstheorie, so daß man heute oft zwischen modernen und klassischen Methoden der Regelungstechnik unterscheidet. Der Grund für diese Entwicklung ist hauptsächlich darin zu suchen, daß zur gleichen Zeit leistungsfähige Digitalrechner entwickelt wurden, die eine breite Anwendung der Methoden des Zustandsraumes gestatten und die numerische Lösung auch sehr komplexer Problemstellungen ermöglichen [UNBE-II-83].

Die Leistungsfähigkeit der Zustandsraumdarstellung zur Synthese von Lageregeleinrichtungen gegenüber konventionellen Ein- und Ausgangsbetrachtungen wurde in der einschlägigen Literatur vielfach nachgewiesen (z.B. [SINN-85]). Dies gilt für die hier betrachteten komplexeren mechanisch-nachgiebigen Lageregelstrecken in verstärktem Maße (z.B. [SWOB-85], [CAWA-88]).

Analyse und Synthese dynamischer Systeme im Zustandsraum

Das Verhalten der betrachteten dynamischen Systeme mit konzentrierten Parametern läßt sich mit gewöhnlichen Differentialgleichungen der Zeit $f(t)$ beschreiben. Zur ihrer Darstellung im Zustandsraum werden diese Differentialgleichungen n -ter Ordnung in ein äquivalentes System von n linearen Differentialgleichungen 1-ter Ordnung überführt. Mit einer Matrizendarstellung erhält man für die Zustandsdifferentialgleichung

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{A} \cdot \underline{x}(t) + \underline{b} \cdot u(t) + \underline{e} \cdot v(t) \quad \text{mit } \underline{x}_0 = \underline{x}_0(t_0) \quad (4-1a)$$

und die Ausgangsgleichung:

$$\underline{y}(t) = \underline{c}^T \cdot \underline{x}(t) \quad (4-1b)$$

Ihre Besetzung ist dank der vorgenommenen Standardisierung für alle hier betrachteten mechanisch-nachgiebigen Regelstrecken gleich (vgl. Abschnitt 3 und Fig. 2.2.2-1,2,3,4).

Das mathematische Modell wird mit Hilfe eines Zustandsreglers \underline{k} der die Soll-Ist-Abweichungen aller Zustandsgrößen proportional bewertet, über die Stellgröße u zu einem Regelkreis geschlossen (vgl. Fig. 2.2.2-3):

$$u(t) = \underline{k}^T \cdot [\underline{w}(t) - \underline{x}(t)] \quad (4-2)$$

Setzt man das Regelgesetz 4.2 in die Zustandsgleichung der Regelstrecke 4.1 ein, so erhält man die Gleichung des geregelten Systems:

$$\dot{\underline{x}}(t) = \left[\underline{A} - \underline{b} \cdot \underline{k}^T \right] \underline{x}(t) + \underline{b} \cdot \underline{k}^T \underline{w}(t) + \underline{e} \cdot v(t) \quad (4-3)$$

Die Gleichung des geregelten Systems 4-3 unterscheidet sich von der Gleichung der Regelstrecke 4-2 bezüglich der System- und Eingangsmatrix.

Die Eigenwerte (Pole) der Systemmatrix des geschlossenen Regelkreises $[\underline{A} - \underline{b} \cdot \underline{k}^T]$ sind frei vorgebar, da die Regelstrecke (4-1) vollständig steuerbar ist [WAMB-88]. Ergebnis der Optimierung (vgl. Abschnitte 5, 6, 7) ist ihr optimaler Verlauf in der komplexen Ebene. Er wird grafisch durch die optimale Wurzelortskurve wiedergegeben. Ergebnis des Entwurfs (vgl. Abschnitt 9) ist eine Platzierung dieser Eigenwerte auf dem optimalen Wurzelort gemäß der geforderten Geschwindigkeitsverstärkung k_v bzw. der zur Verfügung stehenden Stellgröße u_{Max} .

Mit den Eigenwerten (Polen) des geschlossenen Regelkreises sind auch die Regelparameter festgelegt und können z.B. mit Hilfe der sogenannten Ackermannformel berechnet werden (vgl. Abschnitt 3).

Im Zeitbereich führt das eingesetzte Optimierungsverfahren zu einer Minimierung des quadratischen Gütefunktional (vgl. Abschnitt 6). Seine mathematische Beschreibung führt im Zeitbereich auf eine nichtlineare Differentialgleichung (In einem ihrer Terme tritt der Regelvektor (\underline{k}) als Produkt auf.). Diese Form entspricht der nach Riccati benannten quadratischen Differentialgleichung [UNBE-III-85]. Da ihre analytische Lösung im Zeitbereich nicht möglich ist wird sie mit Hilfe der Laplacetransformation in eine algebraische Gleichung überführt und im Frequenzbereich allgemein gelöst.

Physikalisch gesehen ist der Zustand eines dynamischen Systems durch den Energiegehalt der im System vorhandenen Energiespeicher bestimmt. Der Zustand eines Systems mit n Energiespeichern wird durch n Zustandsgrößen (x_i) beschrieben, die zu einem Zustandsvektor (\underline{x}) zusammengefaßt werden. In [HEIM-90] wird gezeigt, daß das hier entwickelte Optimierungsverfahren und -ziel zu einer Führung des Systemzustands (Processes) auf minimalem Energieniveau führt.

Manueller Offline-Entwurf von Zustandsregelungen

Entgegen der vielfach nachgewiesenen Leistungsfähigkeit sind bis heute keine Implementierungen von Zustandsregelungen in marktgängigen Standardrobotersteuerungen bekannt [BALA-93]. Ein technischer Grund hierfür ist in ihrer aufwendigen Inbetriebnahme zu suchen, die traditionell in folgenden Schritten erfolgt:

1. Erarbeiten eines mathematischen Modells des physikalischen Systems,
2. Offline-Entwurf der Zustandsregelung mit Hilfe numerischer Verfahren,
3. Simulation und Nachoptimierung,
4. Berücksichtigung der verwendeten Hardware durch Übertragung des physikalischen Modells der Simulation auf das Maschinenmodell der Realisierung sowie
5. Implementierung der benötigten Algorithmen von Regler, Beobachter, Sensordatenaufbereitung, etc.

Automatischer Online-Entwurf von Zustandsregelungen

Trotz des beachtlichen Entwicklungsaufwandes der benötigt wird, um überhaupt "einen" geeigneten Zustandsregler (der hier aus den vier Regelparametern $kxal$, $kxag$, $kxml$, $kxmg$ besteht) "manuell" zu finden, eignet sich das traditionelle Offline-Inbetriebnahmeverfahren grundsätzlich nicht für Regelstrecken mit veränderlichen Parametern. Diese machen eine adaptive Regelung erforderlich, bei der online automatisch stets neue Regler entworfen werden (vgl. Abschnitt 9 und [BRI-2000]).

Die vorliegende Arbeit versteht sich insofern als ein Beitrag zur automatischen Inbetriebnahme von adaptiven Zustandsregelungen mechanisch-nachgiebiger Lageregeleinrichtungen. Um dieses Ziel zu erreichen wurden folgende Maßnahmen ergriffen:

- Durch die *analytische* Lösung der *allgemein-formulierten* Optimierungsaufgabe (d.h. der Riccatidifferentialgleichung) wurden *algebraische* Entwurfsvorschriften erarbeitet, die sich im Rahmen von Robotersteuerungen zur adaptiven Lageregelung von mechanisch-nachgiebigen Bewegungsachsen mit verschiedenster Kinematik eignen,
- Es wurde eine *Normierung und Standardisierung* der Systembeschreibung durchgeführt, die
 1. einen Einsatz des Verfahrens sowie zugehöriger Algorithmen auch bei unterschiedlichsten Hardwarekonfigurationen (Kinematik, Antriebstechnik, Sensorik) ermöglicht und
 2. ein modulares Steuerungskonzept mit klarer Aufgabenteilung und Hierarchie der Teilsysteme erlaubt.
- Die analoge Geschwindigkeitsregelung wurde in die *"rein"-digitale Lagezustandsregelung* integriert, so daß die Regelstrecken bereits durch die Angaben der Antriebshersteller definiert sind und auf eine aufwendige Identifikation (zeitvarianter) analog-geschwindigkeitsgeregelter Servoantriebsysteme verzichtet werden kann.
- Numerisch-iterative Entwurfsverfahren wurden durch *rein-sequenzielle Entwurfsalgorithmen* ersetzt, die Dank ihrer *determinierten Rechenzeit* von der Echtzeit-Task-Verwaltung *zeitlich-äquidistant abgetastet* werden können.

4.1 Systemauslegung und adaptiver Reglerentwurf

Grundsätzlich dient die nachfolgend behandelte Optimierung der Lageregeleinrichtungen von mechanisch-nachgiebigen Roboterachsen zwei recht unterschiedlichen Zielsetzungen:

1. der optimalen Auslegung und Abstimmung der Systemkomponenten, d.h.
 - der mechanischen Übertragungsglieder (z.B.: Zahnriemen), deren regelungstechnischen Eigenschaften durch die mechanische Eigenfrequenz ω_2 charakterisiert sind und
 - des Antriebssystems, dessen regelungstechnischen Eigenschaften durch die Antriebseckfrequenz ω_A charakterisiert sind,
 sowie
2. dem adaptiven, optimalen Zustandsreglerentwurf in Abhängigkeit der sich ändernden mechanischen Eigenfrequenz ω_2 .

4.2 Berücksichtigung der Stellgrößenbegrenzung

Alle realen Antriebssysteme zeichnen sich durch eine endliche Stellgrenze u_{Max} aus. Bei den hier verwendeten elektrischen Servoantrieben ist dies der maximale, dynamische Spitzenstrom i_{Max} , der vom Verstärker erzeugt und dem Motor (km), während einer begrenzten Zeitspanne, zerstörungsfrei eingeprägt werden kann. Der dynamische Spitzenstrom i_{Max} beträgt im allgemeinen das 2- bis 4-fache des Nennstroms i_{Nenn} .

Berücksichtigung der maximalen Stellgröße bei der Vorgabe des Entwurfsziels

Bei Verfahren zur Optimierung und Synthese von Zustandsregelungen, denen eine Regelstreckenbeschreibung in Form eines *linearen* Modells zugrunde liegt, kann die Stellgrößenbegrenzung u_{Max} nicht direkt beim Reglerentwurf berücksichtigt werden. Sie kann und muß jedoch bei der Vorgabe des Optimierungs- und Entwurfsziels berücksichtigt werden - dies geschieht hier arbeitspunktabhängig mit sogenannten k_v -Vorgabefunktionen (vgl. Abschnitt 9.2 und [BRI-2000]).

Beschreibung des arbeitspunktabhängigen Stellvermögens durch die Antriebseckfrequenz

Die physikalische Wirkung der dynamisch verfügbaren Antriebskraft des Motors ($km \cdot i_{Max}$), d.h. die resultierende mechanische Beschleunigung des (bei Berücksichtigung der Stellgrößenbegrenzung nichtlinearen) Übertragungssystems, ist von der zu beschleunigenden Massenträgheit (m_{Motor}) und der jeweiligen Arbeitsgeschwindigkeit (v_{Max}) abhängig. Zur Beschreibung des arbeitspunktabhängigen Stellvermögens eignet sich die Antriebseckfrequenz ω_A (vgl. Abschnitt 3.1.2 und GROß-81):

$$\text{Antriebseckfrequenz} = \frac{\text{Maximale dynamische Antriebskraft}}{\text{Antriebsarbeitsgeschwindigkeit} \cdot \text{Antriebsmassenträgheit}}$$

Abhängig von dem jeweils vorliegenden Regelstreckentyp und der verwendeten Beschreibungsart ist sie wie folgt definiert (vgl. Abschnitt 3):

Beschreibung	Sensormodell	Lineares Standardmodell	Rotatorische Standardmodell
Antriebseckfrequenz	$\omega_A = \frac{i_{Max} \cdot k_a}{\omega_{Max, \text{Läufer}} \cdot J_{\text{Läufer}}}$	$\omega_A = \frac{i_{Max} \cdot k_m}{v_{Max} \cdot m_{Motor}}$	$\omega_A = \frac{i_{Max} \cdot k_m}{\omega_{Max} \cdot J_{Motor}}$

Fig. 4.2-1: Definition der Antriebseckfrequenz ω_A

Bei der hier stets verwendeten Beschreibung des Antriebs als Momentenquelle wird vorausgesetzt, daß die elektrische Zeitkonstante ($T_{el} \approx R_a / L_a$) gegenüber der mechanischen Zeitkonstanten ($T_{mech} \approx 1 / \omega_A$) vernachlässigbar ist - was zumindest bei allen bekannten Roboterantrieben zulässig ist (siehe z.B. Beschreibung des EMOD-Verstärkers des Institutsprüfstandes "Portalroboter").

Funktion zur Antriebsauslegung

In [WAMB-88] wurde eine Funktionskurve $k_v/w_{I2}=f(w_A/w_{I2})$ ermittelt, welche die mit einer optimalen, kontinuierlichen Zustandsregelung erzielbare Geschwindigkeitsverstärkung k_v in Abhängigkeit des Verhältnisses "Antriebseckfrequenz w_A zu mechanischer Eigenfrequenz w_{I2} " liefert (d.h. unter Berücksichtigung und Nutzung der endlichen Stellgrenze u_{Max}). Dabei wurde das Ziel verfolgt, für eine gegebene mechanisch-nachgiebige Konstruktion (w_{I2}) und geforderte Geschwindigkeitsverstärkung (k_v), eine geeignete Auslegung des Antriebs (w_A) zu finden.

Streng genommen ist die in [WAMB-88] angegebene Funktionskurve nur für den Frequenzbereich $w_A/w_{I2} > 0.351978$ gültig. Ab diesem Frequenzverhältnis verliert der innere Zweig ("Vorgabepolpaar") gegenüber dem äußeren Zweig des optimalen Wurzelortes ("Mechanikpolpaar") seine Dominanz, das heißt, die mechanische Schwingung ist so hochfrequent geworden, daß sie mit dem verwendeten Antrieb (w_A) nicht mehr ausgeregelt werden kann. Im Sinne der Zielsetzung "Antriebsauslegung für mechanisch-nachgiebige Regelstrecken mit einer dominanten Eigenfrequenz im Bereich der Antriebseckfrequenz" wurde in [WAMB-88] dieser Frequenzbereich nicht weiter betrachtet, da dort die "ideale" Antriebseckfrequenz ungefähr der mechanischen Eigenfrequenz entspricht ($w_A \approx w_{I2}$).

Funktion zur adaptiven k_v -Vorgabe

Bei der Adaption können die Reglerparameter, gegebenenfalls auch die Reglerstruktur, jedoch praktisch nie der Motor und damit die Antriebseckfrequenz w_A angepaßt werden. Beim "adaptiven Reglerentwurf" ist man somit im Gegensatz zur "Antriebsauslegung" mit dem Problem konfrontiert, daß eine Änderung der Streckeneigenschaften zumindest vorübergehend zu einer Unterschreitung des Frequenzverhältnisses $w_A/w_{I2} = 0.351978$ bzw. $k_v/w_{I2} = 0.134$ führen kann. Im Abschnitt 6.3 wird zur Lösung dieses Problems ein Verfahren zur adaptiven k_v -Vorgabe unter Anpassung des Optimierungsziels entwickelt.

4.3 Zeitkontinuierliche und - diskrete Zustandsregelung

Berücksichtigung des Abtastprozesses durch unterschiedliche Syntheseverfahren

Ergebnis der kontinuierlichen Optimierung sind die optimalen Pole (Eigenwerte) des geschlossenen Regelkreises in der s -Ebene. Ergebnis der diskreten Optimierung sind die optimalen Pole (Eigenwerte) des geschlossenen, digitalen Regelkreises in der z -Ebene.

Bei den hier entwickelten Syntheseverfahren erfolgt die Polvorgabe entweder in der s -Ebene oder in der z -Ebene. Im ersten Fall handelt es sich um eine "rein" kontinuierliche Synthese, bei welcher der Abtastprozeß vollständig vernachlässigt wird. Im letzteren Fall läßt sich hinsichtlich der Herkunft der Pole zwischen einer direkten Erzeugung in der z -Ebene (Optimierung des diskreten Systems) oder einer nachträglichen Transformation in die z -Ebene unterscheiden (Optimierung des kontinuierlichen Systems).

Die nachträgliche "Diskretisierung" durch Transformation der optimalen Pole von der s -Ebene (des kontinuierlichen Reglerentwurfs) auf eine bestimmte Geschwindigkeitsverstärkung oder auf Nutzung der maximalen Stellgröße) in die z -Ebene führt zu einem hier als "quasidiskret" bezeichneten Syntheseverfahren (vgl. Abschnitt 4.3.2). Dabei wird bei beiden Entwurfsarten (auf w_A/w_{I2} oder k_v/w_{I2}) ausschließlich das kontinuierliche System optimiert und die resultierenden, optimalen Regelpole nachträglich transformiert.

Die entwickelten alternativen Syntheseverfahren sind in Fig. 4.3-1 zusammengestellt.

Syntheseverfahren	kontinuierlich ($w12T < 0.1$)	quasidiskret ($0.01 < w12T < 1$)	Diskret ($0.1 < w12T < 3.14$)	Bemerkung
Modellbildung Optimiertes System	kontinuierlich (A, b, e)	kontinuierlich (A, b, e)	Diskret (E, h, g)	Die Systembeschreibung erfolgt bei beiden Darstellungen durch ein Zustandsmodell vierter Ordnung.
Optimierung: Ermittlung der optimalen Wurzelortskurve	...für die kontinuierliche Regelstrecke in der zugehörigen komplexen s-Ebene.	...für die (bei der Optimierung betrachteten) kontinuierlichen Regelstrecke in der zugehörigen komplexen s-Ebene	...für die diskrete Regelstrecke in der zugehörigen komplexen z-Ebene.	Ein im Sinne des quadratischen Gütefunktional optimalen Systemverhalten wird durch die Verwendung der Pole der zugehörigen optimalen Wurzelortskurve (WOK) erzielt.
Optimierung: Darstellung der optimalen WOK	s/w12-Ebene	s/w12-Ebene	ln(z)/w12T-Ebene	Es wird der Verlauf der aus der Optimierung resultierenden Regelpole (WOK des geschlossenen Regelkreises) in der jeweils zugehörigen komplexen Ebene dargestellt.
Entwurf: Polvorgabe	$k=f(s)$	$k=f(z)=f(e^{sT})$	$k=f(z)$	Der eigentliche Entwurf erfolgt durch die Auswahl und Vorgabe von Polen der optimalen WOK.
Entwurfsvorgabe: Geschwindigkeitsverstärkung kv	$kv = \frac{n_0}{n_1} = \frac{kxal + kxml}{kxag + kxmg} = \frac{-1}{s_1^{-1} + s_2^{-1} + s_3^{-1} + s_4^{-1}}$	<u>Entwurfsvorgabe:</u> $kv = \frac{-1}{s_1^{-1} + s_2^{-1} + s_3^{-1} + s_4^{-1}}$ <u>Ergebnis der Realisierung:</u> $kvT = \frac{kxalT + kxmlT}{kxagT + kxmgT} = \frac{2}{T} \cdot \frac{1+q_3+q_2+q_1+q_0}{5+3 \cdot q_3+q_2-q_1-3 \cdot q_0}$	$kvT = \frac{kxalT + kxmlT}{kxagT + kxmgT} = \frac{2}{T} \cdot \frac{1+q_3+q_2+q_1+q_0}{5+3 \cdot q_3+q_2-q_1-3 \cdot q_0}$	Die Geschwindigkeitsverstärkung kv bzw. kvT kann sowohl aus <ul style="list-style-type: none"> den Reglerparametern (ki) als auch aus den Koeffizienten des charakteristischen Regelpolynoms (n_i bzw. q_i) ermittelt werden.
Bei der Entwurfsvorgabe zu respektieren: Stellgrößenmaximum uMax	$uMax = (kxal + kxml) \frac{VMax}{kv}$ bzw. $\frac{w_A}{w_{12}} \geq \frac{n_1}{w_{12} \cdot w_{12} \cdot w_{12}}$	<u>Entwurfsvorgabe:</u> $uMax = (kxal + kxml) \frac{VMax}{kv}$ bzw. $\frac{w_A}{w_{12}} \geq \frac{n_1}{w_{12} \cdot w_{12} \cdot w_{12}}$ <u>Ergebnis der Realisierung:</u> $uMaxT = (kxalT + kxmlT) \frac{VMax}{kvT}$ bzw. $\frac{w_A}{w_{12}} \geq \frac{5+3q_3+q_2-q_1-3q_0}{4w_{12}T[1-\cos(w_{12}T)]}$	$uMaxT = (kxalT + kxmlT) \frac{VMax}{kvT}$ bzw. $\frac{w_A}{w_{12}} \geq \frac{5+3q_3+q_2-q_1-3q_0}{4w_{12}T[1-\cos(w_{12}T)]}$	Das Maximum des Stellgrößenverlaufs ist (neben w12T) von <ul style="list-style-type: none"> den jeweils ermittelten Lageparameter (kxal+kxml) und über die Begrenzung der Sprunghöhe auf den max. Schleppfehler von: <ul style="list-style-type: none"> der Geschwindigkeitsverstärkung kv und der Arbeitsgeschwindigkeit vMax abhängig. Alternativ läßt sich uMax bzw. uMaxT durch die Beziehung zwischen dem Frequenzverhältnis wA/w12 und dem Regelpolynom (n_i bzw. q_i) beschreiben.
Bei der Entwurfsvorgabe zu respektieren: Mechanischmaximales kv	$kvMax = \frac{aw_i}{1+2a \sin(j \cdot d)}$ $= \frac{\sqrt{3} \cdot (w_{12} / 2)}{1+2\sqrt{3} \cdot \sin(60^\circ)}$ $= \sqrt{3} w_{12} / 8$	<u>Entwurfsvorgabe:</u> $kvMax = \frac{\sqrt{3} \cdot (w_{12} / 2)}{1+2\sqrt{3} \cdot \sin(60^\circ)}$ $= \sqrt{3} w_{12} / 8$ <u>Realisierungsergebnis:</u> $kvMaxT = \frac{2}{T} \cdot \frac{1+d_2+d_1+d_0}{5+3d_2-d_1-d_0}$	$kvMaxT = \frac{2}{T} \cdot \frac{1+d_2+d_1+d_0}{5+3d_2-d_1-d_0}$ (vgl. 9.1-2 und [BRI-2000]).	Nähert sich die kv-Forderung kvMax bzw. kvMaxT, so gehen die Regelpole in die idealen Pole des Optimierungsziels über (vgl. 9.1-2). Entsprechend der globalen Zielsetzung "Kompensation der mechanischen Eigenfrequenz w12" wird dieses Ziel im mechanisch-weichen Frequenzbereich nur in Abhängigkeit von w12 vorgegeben.
Bei Entwurfsvorgabe zu respektieren: Mechanischminimales kv	$kvMin = 0.134 \cdot w12$	<u>Entwurfsvorgabe:</u> $kvMin = 0.134 \cdot w12$ <u>Realisierungsergebnis:</u> $kvMinT = f(w^2T)$	$kvMinT = f(w^2T)$ (vgl. Abschnitt 9.1 und [BRI-2000]).	Für kv-Forderungen kleiner als kvMin bzw. kvMinT wird das Mechanikpolpaar gegenüber dem Regelpolpaar dominant und die mechanische Schwingung kann nicht mehr hinreichend gedämpft werden.

Fig. 4.3-1: Entwickelte Verfahren zur adaptiven Synthese optimaler Zustandsregelungen mechanisch-nachgiebiger Bewegungsachsen (Die diskreten Regelverfahren sind unter [BRI-2000] beschrieben).

4.3.1 Zeitkontinuierliche und - diskrete Optimierung

Unter Abschnitt 6 wird zunächst kurz auf die in dieser Arbeit angewandte Optimierungstheorie von Kalman eingegangen. Im Anschluß werden die verschiedenen regelungstechnischen Anforderungen an die Vorgabe des Optimierungsziels eingehend erörtert.

Im vorliegenden Abschnitt soll ein Überblick über den Einfluß der unterschiedlichen Systemdarstellungen (kontinuierlich und diskret) und Entwurfsziele (Geschwindigkeitsverstärkung und Stellgrenze) auf den *Ablauf der Synthese* gegeben werden.

4.3.1.1 Zeitkontinuierliche Zustandsregelung

Entwurf nach kv-Vorgabe

Zur Lösung der kontinuierlichen Optimierungsaufgabe lassen sich hinsichtlich den möglichen Entwurfsvorgaben folgende Lösungsstrategien unterscheiden:

1. Es wird die Geschwindigkeitsverstärkung kv vorgegeben und die Stellgrenze $uMax$ über den Koeffizienten des charakteristischen Polynoms n_I überprüft.
2. Die Stellgrenze $uMax$ wird über den Koeffizienten n_I vorgegeben und kv nachgerechnet.

Es läßt sich jedoch zeigen, daß nur der erste Weg zu einer algebraisch geschlossenen Lösung führt [PALM-89]. Ganz allgemein konnte eine "rein-algebraische" Lösung zwischen einem signifikanten Entwurfsziel und den optimalen Regelpolynomkoeffizienten nur für diese Formulierung der Optimierungsaufgabe gefunden werden, die:

- von einer zeitkontinuierlichen Systembeschreibung ausgeht und
- die Geschwindigkeitsverstärkung kv als Entwurfsvorgabe verwendet.

Im wesentlichen gibt es drei Gründe, die die Lösung der kontinuierlichen Optimierungsaufgabe erschweren:

1. Die Optimierung einer Strecke 4. Ordnung führt im Frequenzbereich auf ein Polynom 8. Ordnung. Nach [BRON-91] kann jedoch eine algebraische Gleichung grundsätzlich nicht durch Radikale gelöst werden, wenn ihre Ordnung größer als vier ist.
2. Die mathematische Formulierung des Begriffs der Geschwindigkeitsverstärkung führt immer auf ein gebrochenrationales Polynom der Koeffizienten der charakteristischen Gleichung. Wird diese Gleichung für kv in die Gleichung des optimalen Wurzelorts eingesetzt, entsteht im Allgemeinen eine nichtlineare Gleichung achter Ordnung. Einzige Ausnahme bildet die Auflösung des kontinuierlichen reibungsfreien Falls nach den Polynomkoeffizienten.
3. Ein praktikabler, d.h. signifikanter und handhabbarer alternativer Begriff zur Formulierung der Dynamikforderung beim Reglerentwurf fehlt. Da die Optimierung anhand des quadratischen Gütefunktions erfolgt, bietet die Regelungstechnik nur einen Gewichtungsfaktor zur Stellgrößenbewertung an, der keine direkten Schlüsse auf die Dynamik des Systems zuläßt. Demgegenüber ist aus der Steuerungstechnik der Begriff der Geschwindigkeitsverstärkung nicht nur bekannt, sondern auch genormt und einfach meßtechnisch ermittelbar.

Entwurf auf Nutzung der maximalen Stellgröße

Diese Formulierung der Optimierungsaufgabe führt auf eine ("echte") algebraische Gleichung 8. Ordnung, die nicht geschlossen lösbar ist.

Ein Ausweg konnte durch die Entwicklung einer sogenannten kvU_{max} -Vorgabefunktion gefunden werden. Da deren Erzeugung "offline" erfolgen kann, ist auch die Anwendung numerisch-iterativer Verfahren zulässig. Sie geben für das Frequenzverhältnis $wA/wI2$ mechanisch-nachgiebiger Lageregelstrecken die unter Nutzung der Stellgrenze u_{Max} maximal erzielbare Geschwindigkeitsverstärkung kvU_{max} vor.

Damit ermöglicht diese Funktion, die (analytisch unlösbare) Optimierungsaufgabe "Entwurf auf Nutzung der maximalen Stellgröße" auf die gelöste Aufgabenstellung "Entwurf auf kv-Vorgabe" zurückzuführen.

Leistungsfähigkeit der für die kontinuierliche Optimierungsaufgabe erarbeiteten Lösung

Die große Leistungsfähigkeit, der für mechanisch-nachgiebige Lageregelstrecken in zeit-kontinuierlicher Darstellung gefundenen Lösung der Optimierungsaufgabe, ergibt sich aus dem Umstand, daß der zu seiner Realisierung benötigte Entwurfsalgorithmus:

- sequentiell berechenbar ist und
- nur ca. 10 Schritte umfaßt, bei denen jeweils relativ einfache algebraische Gleichungen zu berechnen sind (die notwendige Rechenzeit auf einem 20MHz-386-PC liegt unter 1 ms).

Die Anwendbarkeit dieser Lösung unterliegt jedoch folgenden Einschränkungen und Begrenzungen:

- Zustandsregelungen können praktisch nur als digitale Regler sinnvoll realisiert werden, so daß real eigentlich immer Abtastregelungen vorliegen, die durch zeitdiskrete Modelle beschrieben werden. Die vollständige Vernachlässigung des Abtastprozesses durch eine "rein-kontinuierliche" Betrachtungsweise ist nur zulässig wenn die Abtastzeit sehr viel kleiner ist als die in der Regelstrecke vorkommenden Zeitkonstanten: $wI2T < 0.1$.
- Der Entwurf läßt, wie die lineare Regelungstheorie insgesamt, die Begrenzung der Stellgröße und damit die Antriebseckfrequenz des realen Antriebs unberücksichtigt. Die vorgegebene, d.h. vom Anwender gewünschte Geschwindigkeitsverstärkung sollte deshalb immer auf ihre antriebstechnische Realisierbarkeit überprüft werden. Auf diese Weise lassen sich nachträgliche Kontrollen des Entwurfsergebnisses vermeiden (vgl. auch Abschnitt 5).

4.3.1.2 Zeitdiskrete Zustandsregelung

Im Gegensatz zur kontinuierlichen Systemdarstellung von Abschnitt 4.3.1.1 läßt sich bei der diskreten Systemdarstellung nur für die WOK-Verstärkung $-k$ analytisch eine geschlossene algebraische Lösung ableiten - jedoch nicht für die Geschwindigkeitsverstärkung kvT . Diese Problematik wird im vorliegenden Abschnitt dargestellt. Sie zeigt insbesondere die Bedeutung des in dieser Arbeit favorisierten quasi - diskreten Lösungswegs einer nachträglichen Berücksichtigung des Abtastprozesses.

Analytische Lösung der diskreten Entwurfsaufgabe bei Vorgabe der WOK-Verstärkung $-k$

Für die zeitdiskrete Darstellung des Regelkreises ergibt sich als Bedingung der Optimalität (vgl. [BRI-2000]):

$$\Delta_s(1/z) \cdot \Delta_s(z) + \frac{1}{a} \cdot q(1/z) \cdot q(z) = 0$$

Ist die "richtige" Stellgrößengewichtung $k = \mathbf{d}_0 / \mathbf{a} = -e^{-\sqrt{3} \cdot \mathbf{w}_{12} T} / \mathbf{a}$ bekannt, so ergeben sich die zugehörigen Pole aus der symmetrischen Gleichung des optimalen Wurzelorts (ebenda):

$$z^8 + (p+k)z^7 + (q+uk)z^6 + (r+vk)z^5 + (s+wk)z^4 + (r+vk)z^3 + (q+uk)z^2 + (p+k)z + 1 = 0$$

Durch die Substitution $y = z + z^{-1}$ gelangt man zu einer Gleichung vierten Grades (ebenda)

$$y^4 + (p+k)y^3 + (q+uk-4)y^2 + (r-3p+vk-3k)y + (s-2q+wk-2uk+2) = 0$$

die, wie angestrebt, durch ihre Radikale lösbar ist (siehe Abschnitt 8.5). Kennt man nun die optimalen Eigenwerte des Abtastsystems, so kann die Berechnung der Reglerkoeffizienten z.B. wieder durch Polvorgabe nach dem Verfahren von Ackermann erfolgen. Damit hat man theoretisch auch für das diskrete Syntheseproblem eine analytische Lösung gefunden.

Praktisch ist die Lösung jedoch nicht direkt verwendbar, da direkte Beziehungen zwischen dem Gewichtungsfaktor $-k$ und signifikanten Größen des Übertragungsverhaltens weder im Zeitbereich (Anstiegszeit, Überschwingen) noch im Frequenzbereich (Bandbreite, Dämpfung) bekannt sind.

Fehlen einer analytischen Lösung für den diskreten Reglerentwurf bei kvT - oder Stellgrößenvorgabe

Für den diskreten, optimalen Reglerentwurf muß man eine Eigenwertkonfiguration (z_1, z_2, z_3 und z_4) bzw. (q_0, q_1, q_2 und q_3) finden, welche die obige Optimierungsbedingung und je nach vorgegebenem Entwurfsziel, die Gleichung der Geschwindigkeitsverstärkung

$$kvT = (2/T)(1 + q_3 + q_2 + q_1 + q_0) / (5 + 3 \cdot q_3 + q_2 - q_1 - 3 \cdot q_0)$$

oder die Gleichung der Stellgrenze

$$(\mathbf{w}_A / \mathbf{w}_{12}) \geq (5 + 3q_3 + q_2 - q_1 - 3q_0) / (4\mathbf{w}_{12}T \cdot [1 - \cos(\mathbf{w}_{12}T)])$$

gleichermaßen erfüllt (vgl. Abschnitt 3.4). Findet man diese optimale Konfiguration, so kann man den Regler z.B. durch Koeffizientenvergleich berechnen.

Die Aufgabe ist also, eine zu der optimalen Wurzelortkurve gehörige Polkonfiguration zu finden, für die das Abtastsystem die vorgegebene Geschwindigkeitsverstärkung oder Stellgröße besitzt.

Die Gleichung der optimalen Wurzelortkurve ist eine algebraische Gleichung achten Grades und die Gleichung der Stellgrenze (bzw. Geschwindigkeitsverstärkung) ist ein Quotient, dessen Zähler (und Nenner) von q_0, q_1, q_2 und q_3 abhängt. Für beide Entwurfsaufgaben konnten deshalb nur numerisch-iterative Lösungen gefunden werden - die sich nicht für einen direkten "online" - Einsatz im Rahmen einer adaptiven Regelung eignen (vgl. Abschnitt 9 und [BRI-2000]).

Diskreter Reglerentwurf durch "Nachträgliche Diskretisierung" oder "offline-erzeugte Vorgabefunktionen"

Eine Berücksichtigung des Abtastprozesses ist durch

1. eine nachträgliche Diskretisierung des *optimalen Reglerentwurfs für das kontinuierliche System* oder
2. die Verwendung von "offline" erzeugten Näherungsfunktionen zur Vorgabe des Ziels des *optimalen Reglerentwurfs für das diskrete System* (vgl. [BRI-2000])

möglich (Fig. 4.3.1.2-1). Bei beiden Synthesemethoden ist die analytische Ableitung einer (direkten) algebraischen Beziehung zwischen dem jeweiligen Entwurfsziel (kvT oder $uMaxT$) und dem optimalen Wurzelort des diskreten Regelkreises nicht erforderlich.

Nachträgliche Diskretisierung des kontinuierlichen Entwurfs	Vorgabe des "diskreten" Entwurfsziels über offline-erzeugte Funktionen
Optimaler Reglerentwurf für das kontinuierliche System in der s-Ebene (nach Vorgabe von kv oder $uMax$ als Entwurfsziel).	Berechnung der Zwischengröße "WOK-Verstärkung - k " aus dem jeweiligen Entwurfsziel (kvT , $kvMax$ oder $kvUmaxT$) mit einer offline-ermittelten Vorgabefunktion.
Die aus der kontinuierlichen Optimierung in der s-Ebene resultierenden Regelpole werden mit $z=e^{sT}$ in die z-Ebene transformiert.	Mit der somit bekannten WOK-Verstärkung - k können in der z-Ebene die optimalen Pole direkt mit analytisch abgeleiteten, algebraischen Gleichungen berechnet werden.
Eigentlicher Reglerentwurf durch Vorgabe der in der z-Ebene ermittelten Pole	

Fig. 4.3.1.2-1: Alternative Möglichkeiten zur Berücksichtigung des Abtastprozesses (siehe bzgl. der zugehörigen Entwurfsschritte [BRI-2000])

Nachträgliche Diskretisierung des optimalen Reglerentwurfs für die kontinuierliche Regelstrecke

Unter Abschnitt 4.3.1.1 wird die Leistungsfähigkeit der für kontinuierliche Regelstrecken gefundenen Lösung der Syntheseaufgabe aufgezeigt. Demgegenüber wird unter Abschnitt 4.3.1.2 auf die mathematischen Schwierigkeiten eingegangen, äquivalent eine direkte Lösung für die diskrete Systemdarstellung abzuleiten.

Als Konsequenz dieser beiden Gesichtspunkte wird unter Abschnitt 9.4 die Möglichkeit einer *nachträglichen Diskretisierung* der kontinuierlichen Optimierung aufgezeigt. Wird die Abtastfrequenz mit $0.1 < \omega T < 1$ an die mechanische Eigenfrequenz angepaßt, so stellt die nachträgliche Diskretisierung ein leistungsfähiges Syntheseverfahren dar, das ermöglicht (siehe Abschnitt 9.4.4)

- den Abtastprozeß hinreichend zu berücksichtigen, aber trotzdem
- den sequentiellen, kurzen und einfachen Lösungsalgorithmus des kontinuierlichen Reglerentwurfs weiter zu benutzen, was zu
- einer systematischen Vorgehensweise in überschaubaren, leicht definierbaren Stufen führt und eine modulare Implementierung der Entwurfsalgorithmen begünstigt.

Neben der praktischen Motivation einer vorgezogenen Optimierung des kontinuierlichen Systems entspricht diese Vorgehensweise dem Bestreben das "Ausregelung der mechanischen Schwingung (ωT) der kontinuierlichen Regelstrecke" als vorrangiges Ziel anzusehen, dem andere Systemkomponenten, d.h.

- der Antrieb (ωA) und
- der Regelrechner (ωT)

(vorzugsweise in dieser Reihenfolge) anzupassen sind - und nicht etwa umgekehrt. Aus dem gleichen Grund werden auch bei der "rein-diskreten" Optimierung die idealen Pole nur in Abhängigkeit der mechanischen Eigenfrequenz vorgegeben und - neben der Transformation $z=e^{sT}$ - nicht zusätzlich an die Abtastfrequenz angepaßt.

Anforderungen zukünftiger Roboter -, Antriebs- und Rechentechnik an den Reglerentwurf

Die Auswahl der verschiedenen, hier entwickelten Syntheseverfahren erfolgt im allgemeinen anhand der normierten Abtastzeit $wI2T$ (Fig. 4.3.1.2-2):

Syntheseverfahren	kontinuierlich	quasidiskret	diskret
Normierte Abtastzeit	$wI2T < 0.1$	$0.01 < wI2T < 1$	$0.1 < wI2T < p/2$

Fig. 4.3.1.2-2: Auswahl der Syntheseverfahren in Abhängigkeit der Abtastzeit $wI2T$ (vgl. Fig. 6.2.1-1)

In den letzten Jahren wurde die Leistungsfähigkeit *aller* Roboterkomponenten, die für die Auswahl einer geeigneten Beschreibungsart relevant sind, d.h.

- der Rechnerhardware und Sensorik ($wI2T$)
- der Antriebstechnik (wA) und
- der Getriebetechnik ($wI2$)

laufend verbessert. Dabei ergibt sich ein "Dominoeffekt". Steifere Getriebe führen zu höheren mechanischen Eigenfrequenzen ($wI2$). Das Ausregeln dieser Schwingungen erfordert mit der Forderung $wA > 0.351978wI2$ schnellere Antriebe und mit der Forderung $wI2T < 0.1$ wiederum schnellere Rechner. Der Entwurf auf $kvMaxT$ (vgl. [BRI-2000]) macht die gegenseitige Abhängigkeit zwischen diesen Komponenten in besonderem Maß deutlich, da dort eine optimale Abstimmung der Abtastzeit ($wI2T$) an die Mechanik ($wI2$) und den Antrieb (wA) erforderlich ist (Fig. 4.3.1.2-3).

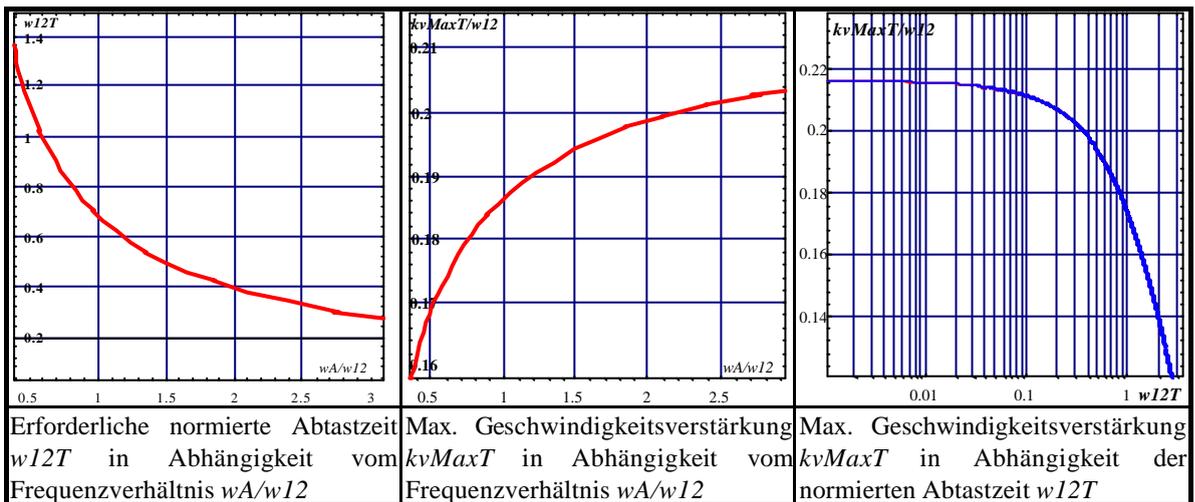


Fig. 4.3.1.2-3: Optimale Abstimmung der dynamischen Kenngrößen der Lagereleinrichtung [BRI-2000].

Ein Vergleich der Leistungsentwicklung dieser Komponenten zeigt andererseits, daß die Rechnerleistung überproportional zugenommen hat, so daß sich immer mehr Regelstrecken "kontinuierlich" beschreiben lassen. Die realisierbare Abtastfrequenz ist jedoch nicht nur durch die Rechenleistung, sondern auch durch die beim Einlesen und Ausgeben von Prozeßgrößen anfallenden Übertragungszeiten begrenzt. Weiter liefern verschiedene Sensorsysteme ihre Meßwerte oft in Intervallen die weit über denen der minimal erzielbaren Rechentotzeit liegen.

Aufgrund dieser Unsicherheiten über die zukünftige Leistungsentwicklung einerseits und der sehr großen potentiellen Anwendungsbreite der entwickelten Syntheseverfahren andererseits wurden in [BRI-2000] die diskreten Beschreibungsarten gleichermaßen berücksichtigt.

4.4 Voraussetzungen der Syntheseverfahren

Folgende Voraussetzungen müssen bei allen hier entwickelten Syntheseverfahren (zeitkontinuierlich, quasidiskret und zeitdiskret) erfüllt sein und sind entsprechend zu überprüfen (siehe auch Abschnitte 7.6.1, 9.1 und 9.2 sowie [BRI-2000]):

Stellgrenze. Die Stellgrößenbegrenzung (Stromgrenze) darf nicht erreicht werden. Die vorgebbare Geschwindigkeitsverstärkung ist deshalb durch die Stellgrenze begrenzt. Ab einem Frequenzverhältnis von $w_A/w_{12} > 2.9455$ entspricht sie praktisch der mechanisch maximal-möglichen Geschwindigkeitsverstärkung $k_{vMax} = 0.216506w_{12}$, die deshalb auch als absolutes Maximum angesehen werden kann.

Eine dominante mechanische Eigenfrequenz. Es wird vorausgesetzt, daß die Lageregelstrecke *eine dominante mechanische* Eigenfrequenz w_{12} besitzt. Diese Forderung hat mehrere Gründe:

- Im Bereich der Robotik findet man aus konstruktiven Gründen (vgl. Abschnitt 3) häufig Roboterachsen mit einer dominanten Eigenfrequenz [CAWA-88]. Deshalb "lohnt" es sich, eine Klasse von Regelstrecken mit dieser Eigenschaft zu definieren und für diese ein "allgemeines" Syntheseverfahren zu entwickeln. Demgegenüber können und müssen Bewegungsachsen mit mehreren tief liegenden Eigenfrequenzen und überlappenden Spektren im allgemeinen konstruktiv vermieden werden und sind deshalb als "Exoten" mit Einzellösungen zu behandeln.
- Die Systemordnung wächst mit jeder weiteren mechanischen Eigenfrequenz um zwei Zustandsgrößen. Damit lassen sich theoretisch weitere Regelgrößen definieren und die jeweilige Bewegungsachse als Mehrgrößensystem beschreiben. Aus steuerungstechnischen Gründen möchte man jedoch insbesondere eine Regelgröße, nämlich die Aktorlage kontrollieren.
- Im Falle eines Mehrschwingers mit mehreren "steuerungstechnisch-gleichwertigen" Zustandslagen wäre es weiter physikalisch unmöglich, alle diese Schwingungen mit einem einzigen Motor ausregeln zu wollen, d.h. in allen Zustandslagen ein überschwingfreies VZ2-Verhalten zu erzwingen, wie es bei Eingrößensystemen für die Aktorlage gelingt.
- Mathematisch können nur Polynome bis vierten Grades in ihre Radikale aufgelöst werden. Die bei der Berücksichtigung mehrerer mechanischer Eigenfrequenzen resultierenden Systemordnungen führen jedoch auf Optimalitätsbedingungen höherer Ordnung die nicht mehr algebraisch gelöst werden können. Die hier entwickelten Syntheseverfahren bauen jedoch gerade auf solchen "echtzeitfähigen" und "adaptionfähigen" algebraischen Gleichungen auf.

Mechanisch Eigenfrequenz w_{12} im Bereich der Antriebseckfrequenz w_A . Es wird vorausgesetzt, daß mindestens partiell Verhältnisse vorliegen, für die die Syntheseverfahren entwickelt wurden, d.h. die Regelstrecke enthält eine dominante mechanische Eigenfrequenz im Bereich der Antriebseckfrequenz: $w_A \gg w_{12}$.

Dominanz. Das Mechanikpolpaar muß mindestens soweit gedämpft werden, daß das Regelpolpaar dominant wird, mit dem das Regelverhalten insgesamt ja bestimmt werden soll. Diese Dominanz ist, je nach Syntheseverfahren, durch:

- einen Antrieb, der mit $w_A/w_{12} > 0.351078$ so schnell ausgelegt ist, daß er die mechanische Schwingung (w_{12}) aktiv dämpfen kann und
- die Vorgabe einer Geschwindigkeitsverstärkung größer als $k_{vMin} = 0.134w_{12}$ zu gewährleisten.

Quasi-Zeitinvariant. Die Regelstrecke und damit deren signifikanten Kenngrößen w_{12} und w_A müssen im betrachteten Arbeitspunkt als quasi-konstant angesehen werden können, d.h.:

- die Parameter der varianten Regelstrecke dürfen sich im Verhältnis zu ihren Zeitkonstanten nur langsam ändern und
- die Frequenz der Adaptionstask muß hinreichend groß gewählt.

Shannonsches Abtasttheorem. Es wird vorausgesetzt, daß der Regelrechner die Regelstrecke *äquidistant* hinreichend schnell abtastet. Fig. 4.4-1 zeigt die bei den Syntheseverfahren erforderlichen Abtastzeiten $w_{12}T$.

Modell	Abtastzeit	Bemerkung
"rein-kontinuierlich"	$w_{12}T < 0.1$	Faustregel: Die Systembeschreibung kann dann kontinuierlich erfolgen, wenn die Abtastzeit 10 mal höher gewählt wird als diejenige, die für eine Abtastregelung geeignet wäre.
"quasidiskret"	$w_{12}T < 1$	Mit den Abtastzeiten $0.25 < w_{12}T < 0.5$ erhält man für die maximale Geschwindigkeitsverstärkung: $0.95k_{vMax} > k_{vMax} > 0.9k_{vMax}$ (vgl. [BRI-2000]).
"rein-diskret"	$w_{12}T < p/2$	Der Entwurf auf $k_{vMax}T$ zeigt, daß sich eine sinnvolle Abstimmung der Kenngrößen $w_{12}T$, w_A/w_{12} und $k_{vMax}T$ mit $0.1 < w_{12}T < 1$ ergibt (vgl. [BRI-2000]).

Fig. 4.4-1: Geeignete Wahl der Abtastzeit $w_{12}T$ bei den verschiedenen Syntheseverfahren

5 Zielsetzung bei der Synthese der Lageregeleinrichtung

Beurteilung des Regelverhaltens anhand der Sprungantwort

Die Qualität des Lageregelsystems wird im Rahmen dieser Arbeit im wesentlichen anhand seines Übertragungsverhaltens gegenüber sprungförmigen Lagesollwertänderungen beurteilt (vgl. Abschnitt 3.1.3, 6.3.1, 7.7.1 und 9 sowie [BRI-2000]). Wichtige Gründe dafür sind:

1. Bei der Bewegungserzeugung wird jedes Geschwindigkeitsprofil der Führungsgröße vom Interpolator in eine Folge von inkrementellen Lagesprüngen überführt.
2. Neben Dirac-Sprüngen sind Lagesollwertsprünge die "härteste" Art der Führungsgrößenaufschaltung. Mit einer Optimierung bzgl. des Sprungverhaltens liegt man deshalb auf der sicheren Seite.
3. Die Einfachheit dieses Sollwertverlaufs begünstigt eine Charakterisierung mit wenigen signifikanten Kenngrößen ebenso wie eine analytische Beschreibung.

Optimierungsziel und Entwurfsziel der Synthese

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Synthese einer optimalen Lageregeleinrichtung in Optimierung und Entwurf unterteilt.

- **Optimierung.** Zunächst wird durch die Optimierung der Verlauf der optimalen Wurzelortkurve festgelegt (vgl. Abschnitt 6). Im einzelnen geschieht dies durch die Vorgabe des Optimierungsziels (wI) und die Systemauslegung ($wI2$).
- **Entwurf.** Im Anschluß wird durch den Entwurf die genaue Lage der Pole auf der Kurve des optimalen Wurzelorts festgelegt (vgl. Abschnitte 7, 9 und [BRI-2000]). Geeignete Entwurfsziele sind eine bestimmte Geschwindigkeitsverstärkung k_v (bzw. k_vT) und die Nutzung der Stellgrenze u_{Max} (bzw. $u_{Max}T$).

Damit lassen sich bei der Vorgabe des Gesamtziels der Synthese der Lageregeleinrichtung nach Fig. 5-1 zwei Teilzielvorgaben unterscheiden, die im weiteren als "Optimierungsziel" und "Entwurfsziel" bezeichnet werden (vgl. Abschnitt 9).

Teilziel-Vorgabe	Alternativen	Definition	Physikalische Wirkung	Bemerkungen
Optimierungsziel	Vorgabe der idealen Nullstellen	Festlegen des Verlaufs des optimalen Wurzelorts	Mechanisch realisierbares Optimierungsziel	<p>Für alle Pollagen (des geschlossenen Regelkreises) der optimalen Wurzelortskurve weist die Regeleinrichtung ein im Sinne des quadratischen Gütekriteriums optimales Übertragungsverhalten auf.</p> <p>Das Optimierungsideal (und somit k_vMax bzw. k_vMaxT) ist aufgrund seiner Abhängigkeit von $wI2$ "mechanisch realisierbar", d.h. bei der Vorgabe der "idealen" Bandbreite des geschlossenen Regelkreises wird das dynamische Übertragungsvermögen der realen Regelstrecke berücksichtigt.</p>
Entwurfsziel	Vorgabe der Geschwindigkeitsverstärkung	Dynamik - orientierte Auswahl spezieller Pol-lagen auf der optimalen Wurzelortskurve	Die Regelpole werden auf der optimalen WOK soweit nach links verschoben, daß die resultierende Bandbreite des Regelkreises der k_v -Vorgabe des Benutzers entspricht.	<p>Beim Entwurf auf k_v-Vorgabe wird, z.B. aus steuerungstechnischen Gründen, nicht die maximale (k_vUmax bzw. k_vUmaxT) sondern <i>eine ganz bestimmte</i> Geschwindigkeitsverstärkung angestrebt.</p> <p>Bei dieser Entwurfsart muß überprüft werden, ob mit der vorgegebenen Geschwindigkeitsverstärkung (k_v bzw. k_vT) die Stellgrenze verletzt wird.</p> <p>Aus der k_v-Vorgabe können beim kontinuierlichen Entwurf direkt die optimalen Pole berechnet werden. Das gewünschte k_vT muß beim diskreten Entwurf durch eine Vorgabefunktion erst in die Zwischengröße "WOK-Verstärkung $-k$" umgerechnet werden [BRI-2000].</p>
	Vorgabe des Stellgrößenmaximums	Antriebs-technisch realisierbare Auswahl spezieller Pol-lagen auf der optimalen Wurzelorts-kurve	Die Regelpole werden auf der optimalen WOK soweit nach links verschoben, daß die maximalen Stellgrößen des resultierenden Regelkreises die Stellgrenze erreichen, aber nicht überschreiten.	<p>Beim Entwurf auf Nutzung der Stellgrenze ($uMax$ bzw. $uMaxT$) wird mit den gegebenen Komponenten der Lagereleinrichtung <i>die antriebstechnisch maximal-mögliche</i> Geschwindigkeitsverstärkung (k_vUmax bzw. k_vUmaxT) erzielt. Es ist deshalb wohl das am häufigsten angewandte Entwurfsverfahren.</p> <p>Hier ist mit der Anpassung des Optimierungsziels im mechanisch-steifen Frequenzbereich $wA/wI2 < 0.351978$ keine weitere Überprüfung des vorgegebenen Entwurfsziels $wA/wI2$ erforderlich.</p> <p>Das aktuelle Frequenzverhältnis $wA/wI2$ muß durch eine Vorgabefunktion in eine Zwischengröße (kontinuierlicher Entwurf: k_v bzw. diskreter Entwurf: $-k$) umgerechnet werden.</p>

Fig. 5-1: Vorgabe von Teilzielen zur Optimierung des Gesamtsystems

Entwurf nach kv-Vorgabe oder Nutzung der Stellgrenze

Mit der Definition der "idealen Nullstellen" ist der optimale Wurzelort bis auf eine Konstante (k) definiert. Sie erlaubt bei der Optimierung eine qualitative Gewichtung des Stellgrößenaufwandes. Sie ermöglicht jedoch weder eine quantitative Aussage über die Dynamik noch bzgl. der Frage, inwieweit die tatsächliche Stellgrenze des Antriebs genutzt oder gar überschritten wird.

Zwei Größen bieten sich beim Reglerentwurf zur Vorgabe und Definition des Entwurfsziels an:

- a - eine bestimmte Geschwindigkeitsverstärkung (kv bzw. kvT) und
- b - die Nutzung des Stellvermögens des Antriebs ($uMax$ bzw. $uMaxT$).

In beiden Fällen erfordert die mathematische Formulierung dieser verbalen Entwurfsziele die Beschreibung ihrer Beziehung zum optimalen Wurzelort. Eine geschlossene mathematische Lösung kann bei a) für das kontinuierliche System gefunden werden.

Da numerisch - iterative Lösungen sich (wegen ihrer fehlenden Echtzeitfähigkeit) für eine zeitlich-äquidistante Adaption nicht eignen, muß in allen anderen Fällen das Entwurfsziel über sogenannte Vorgabekurven definiert werden (siehe Abschnitt 9 und [BRI-2000]). Diese lassen sich mittels einer Normierung allgemeingültig formulieren. Ihre Erzeugung kann deshalb "offline" einmalig mit numerischen Verfahren erfolgen.

Vermeidung nachträglicher Kontrollen durch angepaßte Optimierungs- und Entwurfsvorgaben

Wird beim Entwurf auf Nutzung der Stellgrenze das Optimierungsziel ausschließlich in Abhängigkeit der mechanischen Eigenfrequenz vorgegeben, so muß im Anschluß die Dominanz des resultierenden Regelpolpaars überprüft werden. Beim Entwurf nach "freier" kv-Vorgabe muß zusätzlich das Einhalten der Stellgrößenbegrenzung kontrolliert werden.

Nachträgliche Kontrollen sind jedoch im Hinblick auf die automatische Inbetriebnahme und Regleradaptation zu vermeiden, da dort ein sequentieller Ablauf des Reglerentwurfs benötigt wird. Bei beiden Entwurfsverfahren läßt sich das nachträgliche Überprüfen durch zwei Maßnahmen vermeiden:

Entwurf nach kv-Vorgabe. Die gewünschte Geschwindigkeitsverstärkung kv - bzw. kvT wird vorab kontrolliert:

1. Mit der $kvUmax$ - bzw. $kvUmaxT$ -Vorgabefunktion (siehe Fig. 9.2.1-2 und [BRI-2000]) wird ein unzulässiges Überschreiten der Stellgröße überprüft und gegebenenfalls korrigiert.
2. Gleichermaßen wird ein Unterschreiten der minimalen Geschwindigkeitsverstärkung $kvMin$ bzw. $kvMinT$ (siehe Fig. 9.1.2-1, 9.1.2-2 und [BRI-2000]) überprüft und gegebenenfalls korrigiert.

Entwurf auf Nutzung der Stellgrenze. Im mechanisch-steifen Frequenzbereich $\omega_A/\omega_{I2} < 0.351978$, in dem das Ziel "Ausregeln der mechanischen Schwingung" antriebstechnisch sowieso nicht mehr erreichbar ist, wird auf dieses verzichtet und ein zufriedenstellendes Regelverhalten durch die Vorgabe des Optimierungs- und Entwurfsziels in Abhängigkeit der Antriebseckfrequenz ω_A gesichert.

Beim Entwurf nach $kvMaxT$ -Vorgabe sind diese Überprüfungen überflüssig, da die Abstimmung der Systemkomponenten nicht nur "hinreichend" sondern "optimal" erfolgt (siehe Abschnitt 9.3).

6 Optimierung der Lageregeleinrichtung

Soll die Dynamik der offenen Regelstrecke durch Rückkopplung erheblich erhöht werden, führt dies zu sehr großen Stellgrößenamplituden, die ein übermäßiges (d.h. unrealisierbares oder unbezahlbares) Antriebsstellvermögen erfordern. Aus der Fragestellung einen geeigneten Kompromiß zwischen schnellem Einschwingverhalten und vertretbarem Stellgrößenaufwand zu finden, ergibt sich die vorliegende Optimierungsaufgabe.

Diskrete und kontinuierliche Optimierung. Die Optimierung des kontinuierlichen und diskreten Systems weist sowohl Unterschiede als auch Gemeinsamkeiten auf. Die grundsätzlichen Überlegungen werden im vorliegenden Abschnitt 6 behandelt. Sie sind für beide Systeme gleichermaßen gültig, werden jedoch anhand des kontinuierlichen Systems dargestellt. Die beiden Systemdarstellungen unterscheiden sich insbesondere bezüglich den Möglichkeiten zur Lösung der Optimierungsaufgabe. Diese werden deshalb in den Abschnitten 7 und [BRI-2000] getrennt behandelt aber möglichst parallel dargestellt.

6.1 Lineare Optimierung

Zielsetzung der Optimierung linearer und (quasi-) zeit - invarianter Regelkreise

Der Zustandsregler soll so bestimmt werden, daß die gewichtete Summe aus der Eingangsenergie der Strecke und der Energie in den Zustandsgrößen über dem Zeitintervall ($0 < t < \infty$) minimal wird. Die sich daraus ergebende Lösung heißt optimaler Zustandsregler. Er liefert die optimale Steuerfunktion $u(t)$ - siehe z.B. [HART-76].

Die Lösung liefert dabei nicht wie bei der Parameteroptimierung einige Zahlengrößen als Reglereinstellgrößen sondern den zeitlichen Verlauf $u(t)$ des optimalen Stellgesetzes im Sinne des gewählten Gütekriteriums, d.h. anhand des optimalen Stellgesetzes ergibt sich auch direkt die *optimale Struktur* einer entsprechenden Zustandsregelung. Daraus kann man einen grundsätzlichen Vorteil der Zustandsregelung erkennen. Die Zielsetzung kann ohne vorherige strukturelle Fixierung des Reglers analytisch formuliert werden. Das Zielkriterium wird dabei hier wie üblich in Form des quadratischen Gütefunktional vorgegeben.

Minimierung des quadratischen Gütekriteriums

Neben dem quadratischen sind auch zeit -, verbrauchs- oder energieoptimale Gütemaße als Kriterien für eine *Strukturoptimierung* denkbar. Im allgemeinen ergeben sich dabei komplizierte und vor allem *nichtlineare* Zusammenhänge zwischen der Stellgröße $u(t)$ und dem Streckenzustand $\underline{x}(t)$, so daß kein einfacher Algorithmus zur Berechnung der Stellgröße $u(t)$ angegeben werden kann.

Eine Regelung wird hier optimal bezeichnet, wenn sie das quadratische Gütefunktional 6.1-1

$$J = \int_0^{\infty} [\underline{x}^T(t) \underline{Q} \underline{x}(t) + u^2(t)] dt \rightarrow \text{minimal} \quad (6.1-1)$$

minimiert. Dabei darf man nach [KALM-64] für die Bewertungsmatrix

$$\underline{Q} = \mathbf{k} \cdot \underline{g} \cdot \underline{g}^T$$

ansetzen (siehe Gleichung 6.1-4). Die Minimierung des quadratischen Gütekriteriums mit positiver semidefiniter Bewertungsmatrix \underline{Q} führt als einziges Kriterium auf einen *linearen Regelkreis*, bei dem der Zusammenhang zwischen dem Zustandsvektor \underline{x} der Regelstrecke und der gesuchten optimalen Stellfunktion $u(t)$ durch eine *lineare* Zuordnung gekennzeichnet ist. Für die vorliegende Regelstrecke 4. Ordnung erscheint damit nur mit diesem Kriterium eine analytische Lösung der Optimierungsaufgabe möglich.

Iterative Lösung im Zeitbereich

Das Problem der Ermittlung einer optimalen Stellfunktion $u(t)$ kann als Extremwertproblem (Minimierung eines Gütekriteriums) mit Nebenbedingung (Zustandsgleichung des dynamischen Systems) formuliert werden, für dessen Lösung sich die klassische Variationsrechnung eignet. Man findet ihre Ableitung in der Darstellung von Hamilton für das kontinuierliche System z.B. in [WAMB-88]. Als Ergebnis wurde dort ermittelt, daß das quadratische Gütekriterium mit dem Reglergesetz

$$\underline{u} = -\underline{b}^T \cdot \underline{P} \cdot \underline{x}(t) = -\underline{k}^T \underline{x}(t) \quad (6.1-2)$$

minimal wird, wenn die symmetrische Matrix \underline{P} eine eindeutige, positiv-definite Lösung der algebraischen Riccati-Gleichung

$$\underline{Q} = \underline{A}^T \underline{P} + \underline{P} \underline{A} - \underline{P} \underline{b} \underline{b}^T \underline{P} \quad (6.1-3)$$

ist. Wird die Bewertungsmatrix \underline{Q} im Gütefunktional vorgegeben, so läßt sich der zugehörige Zustandsregler \underline{k}^T durch Lösen von Gleichung 6.1-3 bestimmen. Die Minimierung erfolgt damit über die Lösung \underline{P} der Matrix-Riccati-Gleichung, weshalb man den optimalen Zustandsregler gelegentlich auch Riccati-Regler bezeichnet.

Die Eigenschaften des optimalen Regelkreises sind damit ebenfalls vollständig bestimmt.

Vorgabe des Optimierungsziels über die Gewichtungsmatrix des Gütefunktionals

Ein viel kritisiertes Problem dieses Entwurfs besteht in der Wahl der Bewertungsmatrix

$$\underline{Q} = \underline{k} \cdot \underline{g} \cdot \underline{g}^T \quad (6.1-4)$$

Es ist zunächst nicht klar, wie deren Koeffizienten sinnvollerweise zu wählen sind. Die einschlägige Literatur begnügt sich hier zumeist mit dem für die praktische Lösung der Entwurfsaufgabe wenig hilfreichen Hinweis, daß sie symmetrisch und positiv definit sein muß. *Föllinger* schreibt in seinem Buch [FÖLL-90] "sie in Ermangelung eines Besseren als Einheitsmatrix wählen" (siehe Abschnitt 7.3).

6.1.1 Die Optimierungstheorie nach Kalman

Eine grundsätzliche Betrachtung zu dem Thema "Vorgabe des Optimierungsziels" leistet R.E. Kalman in seinem Beitrag "When is a linear control system optimal?" [KALM-64] indem er im Frequenzbereich untersuchte, unter welchen Bedingungen das lineare Regelgesetz $u = -\underline{k} \cdot \underline{x}$ optimal im Sinne des quadratischen Gütekriteriums ist. Er formulierte als Theorem 5, daß das Regelgesetz $u = -\underline{k} \cdot \underline{x}$ genau dann optimal sei, wenn die Regelstrecke

1. vollständig steuerbar ist,
2. bezüglich dem Pseudoausgang $y = -\underline{g}^T \cdot \underline{x}$ vollständig beobachtbar ist und
3. folgende Bedingung erfüllt ist $\left| 1 + \underline{k}^T (s\underline{I} - \underline{A})^{-1} \underline{b} \right| = 1 + \left\| \underline{G} (s\underline{I} - \underline{A})^{-1} \underline{b} \right\|$ wobei für die Gütematrix $\underline{Q} = \underline{k} \underline{G}$ gilt.

Als Theorem 10 formulierte er für das Gütekriterium

$$\int_0^{\infty} \left[\underline{k} \left\| \underline{G} \underline{x}(t) \right\|^2 + u^2(t) \right] dt \quad (6.1.1-1)$$

daß sich die Gütematrix in der Form $\underline{G} = \underline{g} \cdot \underline{g}^T$ darstellen läßt, womit die obige 3. Bedingung in

$$\left| 1 + \underline{k}^T (s\underline{I} - \underline{A})^{-1} \underline{b} \right|^2 = 1 + \underline{k} \left\| \underline{g}^T (s\underline{I} - \underline{A})^{-1} \underline{b} \right\|^2 \quad (6.1.1-2)$$

übergeht. Man kann die in 6.1.1-2 auftretenden Ausdrücke auch in Abhängigkeit der Zähler- und Nennerpolynom darstellen:

- Übertragungsfunktion auf den Pseudoausgang $\underline{g}^T (s\underline{I} - A)^{-1} \underline{b} = \Delta_L(s) / \Delta_S(s)$ (6.1.1-3)
- Kreisübertragungsfunktion $1 + \underline{k}^T (s\underline{I} - A)^{-1} \underline{b} = \Delta_R(s) / \Delta_S(s)$ (6.1.1-4)

Eingesetzt in die obige Bedingung 6.1.1-2 kann damit die mit der Riccatigleichung 7.2-1 gegebene Optimalitätsbedingung mit Hilfe

- des charakteristischen Polynoms der Regelstrecke $\underline{D}_S(s)$,
- des charakteristischen Polynoms des Regelkreises $\underline{D}_R(s)$ und mit Hilfe eines geeignet zu wählenden Gütepolynoms $\underline{D}_L(s)$

auch in folgender Form angegeben werden (vgl. Gleichung 7.3-1):

$$\underline{D}_R(s) \cdot \underline{D}_R(s) = \underline{D}_S(s) \cdot \underline{D}_S(-s) + \underline{k} \underline{D}_L(s) \cdot \underline{D}_L(-s) \quad (6.1.1-5)$$

Die Gleichung 6.1.1-5 liefert im Frequenzbereich einen funktionalen Zusammenhang zwischen dem gewünschten Regelkreis und der Regelstrecke. Ein solcher quantitativer Zusammenhang ist aus der Riccatigleichung 6.1-2 im Zeitbereich nicht direkt erkennbar. Weiter konnten die mit der Gewichtungsmatrix (\underline{G}) gegebenen Freiheitsgrade des Riccati-Entwurfs durch ein gezielt vorgebbares Gütepolynom (\underline{D}_L) ersetzt werden (siehe Abschnitt 6.3.1). Trotzdem ist der Zusammenhang zwischen Regelkreis und Regelstrecke in 6.1.1-5 durch die reelle Zahl \underline{k} nicht anschaulich beschreiben, da es sich hierbei um eine allgemeine Stellgrößenbewertung handelt (vgl. Abschnitt 5).

Eine Darstellung der Ableitung der Gleichung des optimalen Wurzelorts 6.1.1-5 im Frequenzbereich aus der Riccatigleichung 6.1-3 im Zeitbereich findet man z.B. in [WAMB-88] und [LEYH-87]. Für den diskreten Regelkreis ist der äquivalente Zusammenhang unter [BRI-2000] wiedergegeben.

Eigenschaften des optimalen, kontinuierlichen Regelkreises

Wesentliche Vorteile ergeben sich direkt aus den charakteristischen Eigenschaften solchermaßen optimierter Regelkreise:

- Für die Rückführdifferenz gilt stets $\left| 1 + \underline{k}^T \cdot \underline{F}(j\omega) \cdot \underline{b} \right|^2 > 1$. Dies bedeutet insbesondere, daß Einflüsse auf den Regelkreis durch äußere Störungen und Parameterschwankungen stets verkleinert werden.
- Für die Kreisübertragungsfunktion $\underline{L}(s) = \underline{k}^T \cdot \underline{F}(s) \cdot \underline{b}$ gilt stets $\left| 1 + \underline{L}(s) \right|^2 > 1$. In der komplexen Ebene bedeutet das, daß die Ortskurve von $\underline{L}(j\omega)$ stets außerhalb des Einheitskreises um $(-1,0)$ verläuft, so daß der Regelkreis stets einen Phasenrand $\underline{j}_R > 60^\circ$ besitzt, d.h. eine mit $d > 0.6$ gute Dämpfung und kleine Überschwingweite $M_p < 1.1$ [HALA-II-83]. Anmerkung: Für mechanisch-strarre Regelstrecken 2. Ordnung läßt sich zeigen, daß für deren Dämpfung stets $d > 0.707$ gilt, so daß die Überschwingweite stets kleiner als $M_p < 1.05$ bleibt [LEYH-87].

Eine ausführliche Beschreibung und Begründung der Eigenschaften des optimalen Regelkreises findet man in vielen Lehrbüchern der Regelungstechnik, z.B. [HALA-83].

6.2 Anwendung der Kalmanschen Optimierungstheoreme auf mechanisch-nachgiebige Lageregelstrecken

Aus dem Zielkonflikt zwischen einem möglichst schnellen Ausregeln der mechanischen Schwingungen einerseits und einer möglichst energie- und stellgrößenminimalen Prozeßführung andererseits ergibt sich eine Optimierungsaufgabe. Die in Abschnitt 6.1.1 zitierten Kalmanschen Theoreme zur Optimierung linearer Systeme werden in den Abschnitten 6, 7 und 8 zur Entwicklung eines Entwurfsverfahrens für mechanisch-nachgiebige Lageregelstrecken eingesetzt.

Applikationsspezifische Formulierung der Zielsetzung der Synthesaufgabe

Die Anwendung der Kalmanschen Optimierungstheorie zur adaptiven Regelung der unter Abschnitt 3 definierten Klasse mechanisch-nachgiebiger Lageregelstrecken erfordert zunächst eine applikationsspezifische Anpassung der Zielsetzung der Synthesaufgabe:

Optimierungsziel. Die Überführung des Optimierungsproblems in den Frequenzbereich nach Kalman erlaubt, das Optimierungsziel durch ein Gütepolynom statt durch die Gewichtungsmatrix des Güteintegrals vorzugeben. Dieses Gütepolynom wird hier als das Produkt idealer Pole interpretiert. Entsprechend der globalen Zielsetzung "Ausregeln der mechanischen Schwingung" werden sie im mechanisch-nachgiebigen Bereich immer in Abhängigkeit von der mechanischen Eigenfrequenz $\omega/2$ vorgegeben (siehe Abschnitt 6.3.1).

Entwurfsziel. Mit der Wahl der "idealen Pole" ist der Verlauf der optimalen Wurzelortskurve (WOK) vollständig festgelegt. Die genaue Lage der optimalen Pole des geschlossenen Regelkreises auf der WOK hängt jedoch noch von dem Stellvermögen ab, das zur Verfügung steht. Bei Kalman wird der für diese Polverschiebung benötigte Stellaufwand allgemein mit der Stellgrößengewichtung \mathbf{k} beschrieben. Aus ihr kann jedoch weder die erzielte Dynamik noch die tatsächlich benötigte Stellgröße direkt -quantitative- abgelesen werden. Sie wird hier deshalb durch *die signifikanten Entwurfsziele* (siehe Abschnitte 7.6, 9.2 und [BRI-2000])

- "Nutzung der maximalen Stellgröße u_{Max} bzw. u_{MaxT} " oder
- "Erzielen einer bestimmten Geschwindigkeitsverstärkung k_v bzw. k_vT " ersetzt.

Zur Vorgabe der Dynamik wird die in der Steuerungstechnik verbreitete und genormte Definition $k_v = v_{Max}/e_{200}$ verwendet. Muß nicht aus steuerungstechnischen Gründen (z.B. zum Vermeiden von dynamischen Bahnfehlern) ein ganz bestimmtes k_v gefordert werden, wird man im allgemeinen bestrebt sein, unter Nutzung des Stellvermögens eine möglichst große Geschwindigkeitsverstärkung, d.h. das antriebstechnische Maximum $k_v u_{max}$ vorzugeben.

Applikationsspezifische Lösungen der Synthesaufgabe

Wesentliches Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung von Entwurfsalgorithmen zur adaptiven Regelung mechanisch nachgiebiger Lageregelstrecken. Mit diesen werden in der Adaptiontask in Abhängigkeit der jeweiligen Regelstrecke stets neue Regelparameter berechnet. Sie müssen in einer vorab bekannten Rechenzeit abgearbeitet werden können, d.h. echtzeitfähig sein. Im Gegensatz zu iterativen, numerischen Verfahren ist diese Bedingung durch algebraische Lösungen erfüllt. Sie können "off-line" abgeleitet und "online" sequenziell ausgeführt werden (siehe Abschnitt 4.3.1 sowie Fig. 6.2-1 und 2).

	Entwurf nach Vorgabe der Geschwindigkeitsverstärkung k_v	Entwurf nach Vorgabe der WOK-Verstärkung $-k$
Systemdarstellung	zeitkontinuierlich	zeitdiskrete
Syntheseziel	Geschwindigkeitsverstärkung k_v	WOK-Verstärkung $-k$ (Stellgrößengewichtung)
Ergebnis der Bestimmungsgleichung	Koeffizienten des charakteristischen Regelpolynom	Pole des charakteristischen Regelpolynoms

Fig. 6.2-1: Merkmale der beiden analytischen Lösungen der Synthesaufgabe

	Syntheseverfahren mit direkter algebraischer Lösung:	
	Kontinuierlicher Entwurf nach Vorgabe der Geschwindigkeitsverstärkung k_v	Diskreter Entwurf nach Vorgabe der WOK-Verstärkung $-k$
Entwurfsziele abgeleiteter Lösungsverfahren:	Funktion zur Berechnung der Zwischengröße k_v aus dem vorgegeben Entwurfsziel:	Funktion zur Berechnung der Zwischengröße $-k$ aus dem vorgegeben Entwurfsziels:
• Bestimmte Geschwindigkeitsverstärkung (k_v bzw. $k_v T$)	k_v -Vorgabe	$-k=f(w_{12}T, k_v T/w_{12})$
• Maximale Geschwindigkeitsverstärkung (k_{vMax} bzw. $k_{vMax} T$)	$k_v = 0.97 * 0.216506 * w_{12}$	1. $w_{12}T=f(w_A/w_{12})$ und 2. $-k=f(w_A/w_{12})$
• Nutzung der Stellgrenze (u_{Max} bzw. $u_{Max} T$)	$k_v=f(w_A/w_{12})$	$-k=f(w_A/w_{12}, w_{12}T)$

Fig. 6.2-2: Nutzung der beiden algebraisch gelösten Synthesaufgaben für weitere Verfahren

Algebraische Lösung für zwei Varianten der Synthesaufgabe. Die vorliegende Optimierungsaufgabe führt im Frequenzbereich auf die Gleichung des optimalen Wurzelorts 6.1.1-1, einem Polynom 8. Grades. Für zwei Formulierungen der Synthesaufgabe konnten daraus jeweils analytisch geschlossen-lösbare Polynome 4. Grades abgeleitet werden, die deshalb im folgenden als Bestimmungsgleichungen bezeichnet werden. Die Varianten unterscheiden sich bzgl. der Systemdarstellung, dem Syntheseziel und dem Ergebnis der Bestimmungsgleichung (Fig. 6.1.2-1).

Nutzung der beiden algebraischen Lösungen für weitere Synthesaufgaben. Die erarbeiteten analytischen Lösungen für die beiden Entwurfsaufgaben bestehen im wesentlichen aus der Formulierung (siehe Abschnitt 7.6.2 und [BRI-2000]) und der Lösung (siehe Abschnitt 7.6.2 und [BRI-2000]) der jeweiligen Bestimmungsgleichung 4. Ordnung. Während die Bestimmungsgleichung der kontinuierlichen Entwurfsverfahren die Geschwindigkeitsverstärkung k_v zum Argument hat, mußte ihr diskretes Pendant in Abhängigkeit der WOK-Verstärkung $-k$ formuliert werden. Diese Argumente werden von den Syntheseverfahren ohne direkte algebraische Lösung als Zwischengröße verwendet, die mit Hilfe von off-line numerisch erzeugten Vorgabefunktionen (vgl. Abschnitt 9) aus dem jeweiligen Entwurfsziel berechnet werden (Fig. 6.1.2-2). Mit den beiden Zwischengrößen k_v und $-k$ können dann wie bei ihrer direkte Vorgabe (unter Nutzung der analytischen Lösungen von Abschnitt 7.6 bzw. [BRI-2000]) die optimalen Pole des geschlossenen Regelkreises berechnet werden.

6.3 Vorgabe des Optimierungsziels

Definition des Optimierungsziels im Zeit- und Frequenzbereich

Das quadratische Gütefunktional definiert das Optimierungsziel durch physikalisch schwer interpretierbare Gewichtungsfaktoren der Zustandsgrößen (7.1-1). Die Überführung der Optimierungsaufgabe in den Frequenzbereich nach Kalman ermöglicht hingegen die Vorgabe von sogenannten idealen Nullstellen mit bekanntem Übergangsverhalten in Abhängigkeit der signifikanten Kenngrößen der Regelstrecke: der mechanischen Eigenfrequenz ω_{12} , der Antriebseckfrequenz ω_A und der Abtastzeit $\omega_{12}T$.

Optimierungsziel in exklusiver Abhängigkeit der mechanischen Eigenfrequenz

In der vorliegenden Arbeit erfolgt die Vorgabe des Optimierungsziels (der idealen Nullstellen) im Sinne der globalen Zielsetzung "Ausregeln der mechanischen Schwingung" ausschließlich in Abhängigkeit zur auszuregelnden mechanischen Eigenfrequenz ω_{12} . Andere signifikante Kenngrößen wie die Antriebseckfrequenz ω_A und die Abtastzeit T sind diesem Ziel anzupassen - und nicht etwa umgekehrt....bis auf eine unumgängliche Ausnahme: der Anpassung an die Antriebseckfrequenz ω_A im mechanisch-steifen Bereich (siehe Abschnitt 6.3.2).

6.3.1 Definition des Ziels der kontinuierlichen und diskreten Optimierung mittels idealer Nullstellen

Gewichtung der vier Zustandsgrößen durch ein Gütepolynom 2. Ordnung

Die betrachteten Lageregelstrecken mit einer dominanten mechanischen Eigenfrequenz ω_{12} im Bereich der Antriebseckfrequenz ω_A lassen sich durch ein Modell 4. Ordnung beschreiben. Werden bei der Optimierung mit dem quadratischen Gütefunktional alle vier Zustandsgrößen gewichtet ($g_{1,2,3,4} \neq 0$), so führt ihre Darstellung im Frequenzbereich auf drei Nullstellen der optimalen Wurzelortskurve (vgl. 7.2-1):

$$\begin{aligned} \Delta_L(s) &= \Delta_s(s) \underline{g}^T G_s(s) \underline{b} = \Delta_s(s) [g_1 \quad g_2 \quad g_3 \quad g_4] (sI - A)^{-1} [0 \quad 0 \quad 0 \quad b_4]^T \\ &= (b_4 g_4) s^3 + \\ &\quad (a_{22} b_4 g_4 + a_{34} b_4 g_3) s^2 + \\ &\quad (a_{12} a_{21} b_4 g_4 + a_{22} a_{34} b_4 g_3 + a_{23} a_{34} b_4 g_2) s + \\ &\quad (a_{12} a_{21} a_{34} b_4 g_3 + a_{12} a_{23} a_{34} b_4 g_1) \end{aligned} \quad (6.3.1-1)$$

Die im Frequenzbereich vorgegebenen idealen Nullstellen führen im Zeitbereich auf den Gewichtungsvektor \underline{g} - aus 6.3.1-1 folgt:

$$\begin{aligned} \underline{g}^T &= [g_1 \quad g_2 \quad g_3 \quad g_4] = \\ &= \left[\frac{-s_1 s_2 s_3 - a_{12} a_{21} (s_1 + s_2 + s_3)}{a_{12} a_{23} a_{34} b_4} \quad \frac{s_1 s_2 + s_1 s_3 + s_2 s_3 - a_{12} a_{21}}{a_{23} a_{34} b_4} \quad \frac{-(s_1 + s_2 + s_3)}{a_{34} b_4} \quad \frac{1}{b_4} \right] \end{aligned} \quad (6.3.1-2)$$

Mit wachsendem Stellgrößenaufwand wandern die Pole des geschlossenen Regelkreises (\underline{D}_R) von den Streckenpolen (\underline{D}_S) zu den idealen Polen des Optimierungsziels (\underline{D}_J). Die Gleichungen 6.3.1-1 und 6.3.1-2 zeigen wie diese idealen Pole mit den Gewichtungen der Zustandsgrößen im Gütefunktional zusammenhängen.

VZ2-Verhalten im Zeit- und Frequenzbereich

Bekanntes Zeitverhalten. Bei Verzögerungsgliedern 2. Ordnung der Form

$$G(s) = \frac{w_n^2}{s^2 + 2d w_n s + w_n^2} \quad (6.3.1-3)$$

kann bei Kenntnis ihrer Kennkreisfrequenz w_n und Dämpfung $d = \sin(\mathbf{j}_d)$ im Frequenzbereich direkt auf ihr Übertragungsverhalten im Zeitbereich geschlossen werden. Für $d < 1$ führt die Sprungantwort (vgl. Abschnitt 5) eine abklingende Schwingung aus. Deren Periodendauer ist:

$$t = 2p / w_n \sqrt{1-d^2} \quad (6.3.1-4a)$$

Kenngößen der Sprungantwort. Die Antwort auf einen Einheitssprung kann mit der Anstiegszeit tr (bzw. der Zeit des ersten Maximums tp) und der Überschwingweite Mp beschrieben werden [HALA-I-83]. Beide Kenngößen können als Funktionen in Abhängigkeit von Betrag (w_n) und Dämpfungswinkel (\mathbf{j}_d) des konjugiert-komplexen Polpaars s_{12} dargestellt werden.

Überschwingweite Mp . Die abklingende Schwingung erreicht nach der Zeit

$$tp = p / w_n \sqrt{1-d^2} \quad (6.3.1-4b)$$

ihr erstes Maximum mit der maximalen Überschwingweite Mp [HALA-I-83]:

$$Mp = 1 + e^{-p d / \sqrt{1-d^2}} \quad (6.3.1-4c)$$

Anstiegszeit tr . Für die Vorgabe eines geeigneten Regelverhaltens ist von Bedeutung, daß mit einem Dämpfungswinkel von $\mathbf{j}_d = 45\%$ mit $Mp = 1.05$ die Regelgröße noch 5% überschwingen kann, während bei Dämpfungswinkeln von über 60% (bei reibungsbehafteten realen Regelstrecken) mit $Mp < 1.01$ praktisch kein Überschwingen mehr auftritt. Im überschwingfreien Grenzfall $\mathbf{j}_d = 60^\circ$ ergibt sich für die Anstiegszeit tr mit der Kennkreisfrequenz w_n [HALA-I-83]:

$$w_n \cdot tr = 2.7 \quad (6.3.1-4d)$$

Wird das Optimierungsziel, wie im vorliegenden Abschnitt beschrieben, mit $\mathbf{j}_d = 60^\circ$ und $w_l = 0.5 w_{l2}$ in Abhängigkeit von der mechanischen Eigenfrequenz w_{l2} vorgegeben und mit einem großzügig ausgelegten Antrieb ($w_A / w_{l2} \gg 2.9455$) und Regelrechner ($w_{l2} T < 0.5$) auch näherungsweise erreicht, so erhält man für die Anstiegszeit tr [HALA-I-83] des geschlossenen Regelkreises:

$$tr \approx 2.7 / w_n \approx 2.7 / w_l \approx 5.4 / w_{l2} \quad (6.3.1-4e)$$

Anwendung. Gerade dieses bekannte Verhalten von VZ2-Gliedern macht man sich bei der Definition des Optimierungsziels zu Nutze. Dazu gibt man, neben einem weiteren reellen Pol, ein solches *dominantes* VZ2-Glied als Gütepolynom vor

$$s_{12} = s^2 + 2d w_l s + w_l^2 \quad (6.3.1-5)$$

und wählt seine Kennkreisfrequenz w_l und Dämpfung $d = \sin(\mathbf{j}_d)$ entsprechend den nachfolgenden Überlegungen.

Die Parameter der idealen Nullstellen

Parameter des Gütepolynoms. Das Optimierungsziels wird durch "drei ideale Pole" definiert,

- einem konjugiert-komplexen Polpaar s_{12} und
- einem weiteren reellen Pol s_3 .

Das Polpaar ist durch den Betrag (w_l) und den Winkel (\mathbf{j}_d) vollständig beschrieben - der zusätzliche reelle Pol ($s_3 = -a w_l$) durch seinen Abstand (a) vom Ursprung.

Kennkreisfrequenz a des reellen Pols s_3 . Die dritte Nullstelle wird so gelegt, daß sie auf das (mit dem konjugiert-komplexen Polpaar s_{12} vorgegebene) Übertragungsverhalten gerade keinen Einfluß mehr hat:

$$s_3 = -a \cdot w_{l2} = -\sqrt{3} \cdot w_{l2} \quad (6.3.1-6)$$

Der Dämpfungswinkel des idealen Polpaars

Aus steuerungs- und sicherheitstechnischen Gründen ist ein Überschwingen von Roboterachsen unbedingt zu vermeiden. Dies führt auf die Forderung nach Dämpfungswinkeln $\mathbf{j}_d > 60^\circ$. Jede Erhöhung der Dämpfung muß jedoch - ebenso wie auch jede Erhöhung der Geschwindigkeitsverstärkung k_v - mit einem größeren Stellaufwand "bezahlt" werden. Man wählt deshalb gerade den Grenzfall

$$\mathbf{j}_d = 60^\circ \quad (6.3.1-7a)$$

Reale Regelstrecken sind stets reibungsbehaftet. Deshalb wird mit dieser \mathbf{j}_d - Vorgabe auch bei sprungförmigen Positioniervorgängen ein Überschwingen der Regelgröße stets vermieden.

Die Kennkreisfrequenz des idealen Polpaars

Mit der Vorgabe des Betrags w_l fordert man eine bestimmte Bandbreite der Lageregeleinrichtung. Gerade w_l ist deshalb in Abhängigkeit der auszuregelnden mechanischen Eigenfrequenz w_{l2} vorzugeben. Die Optimierungsvorgabe $w_l < w_{l2}$ bringt physikalisch zum Ausdruck, daß vom geschlossenen Regelkreis auch mit dem schnellsten Antrieb keine Dynamik gefordert werden sollte, die größer ist, als die Bandbreite der mechanischen Glieder zur Übertragung dieser Bewegungen.

Die genaue Wahl des Betrags des idealen Polpaars erfordert einen Kompromiß zwischen gegensätzlichen Teilzielen:

1. Die maximale Geschwindigkeitsverstärkung k_{vMax} soll möglichst groß sein, damit gegebenenfalls eine (bei verschiedenen Regelstrecken unvermeidbare) Überdimensionierung des Antriebs dynamisch genutzt werden kann. Diese Forderung verlangt ein möglichst "großes" w_l . Optimierungsvorgaben mit $w_l > w_{l2}$ führen allerdings, sofern sie mit der gegebenen Antriebsstellgrenze überhaupt erreicht werden können, zu großen Kompensations- und Stellbewegungen des Motors und können damit eine Beschädigung der mechanischen Übertragungsglieder verursachen: Mit dem Dämpfungswinkel $\mathbf{j}_d = 60^\circ$ und dem Zusatzpol $s_3 = 1.73$ erhält man allgemein: $k_{vMax} = (\sqrt{3}/4)w_l$.
2. Die maximale Geschwindigkeitsverstärkung k_{vMax} sollte mit einem "großzügig-ausgelegten" Antrieb näherungsweise erreichbar sein (siehe Tabelle 7.5-1).
3. Die Dominanz des Regelpolpaars s_{12} gegenüber dem Mechanikpolpaar s_{34} soll möglichst schnell erreicht werden, d.h. bereits mit kleinen k_v -Vorgaben und schwacher Antriebsauslegung (w_A/w_{l2}). Dies erfordert ein möglichst "kleines" w_l .

Unter Abschnitt 7.5-2 wird anhand des Verhältnisses der Realteile gezeigt, daß

$$\mathbf{w}_\ell = 0.5 \cdot \mathbf{w}_{l2} \quad (6.3.1-7b)$$

ein sinnvoller Kompromiß zwischen diesen Teilzielen darstellt.

6.3.1.1 Kontinuierliches Gütepolynom in der s-Ebene

Das Gütepolynom $D_L(s)$ der Gleichung des optimalen Wurzelorts 7.3.1 ist über die Vorgabe der "idealen Pole" festgelegt. Beim kontinuierlichen Entwurf werden die Regelpole (von D_R) - mit "unendlichem" Stellaufwand- von den Streckenpolen (von D_S) zu den idealen Polen (von D_L) verschoben, wobei für

- die (durch das Güteintegral 7.1-1 mit $k > 0$ definierte) Stellgrößengewichtung $k \rightarrow +\infty$ (6.3.1.1-1b)

- bzw. die WOK-Verstärkung $k = -k$ der Produktdarstellung 7.4-3 gilt: $k \rightarrow -\infty$ (6.3.1.1-1c)

Im allgemeinen wird man eine möglichst hohe Bandbreite des Regelkreises anstreben, und versuchen, die Regelpole möglichst weit "nach links" zu verschieben. Damit lassen sich im allgemeinen kleine Anstiegszeiten tr und geringe Schleppfehler $e_{2\infty}$ im Führungsverhalten sowie eine hohe Steifigkeit im Störverhalten erzielen.

Mit dem Ansatz 6.3.1-5 eines konjugiert-komplexen Polpaares mit dem Dämpfungswinkel $j_d = 60^\circ$ und der Kennkreisfrequenz $w_l = 0.5w_{l2}$ nach 6.3.1-7, bekommt man für das konjugiert-komplexe Polpaar $s_{1,2}$ in kartesischer Darstellung

$$s_{1,2} = -\text{Re}s \pm j \text{Im}s = -\sqrt{3} \frac{w_l}{2} \pm j \frac{w_l}{2} = -\sqrt{3} \frac{w_{l2}}{4} \pm j \frac{w_{l2}}{4} = -0.43w_{l2} \pm j0.25w_{l2} \quad (6.3.1.1-2a)$$

und in Polarkoordinatendarstellung

$$s = |s| e^{\pm j j_d + 90^\circ} = w_l [-\cos(j_d + 90^\circ) \pm j \sin(j_d + 90^\circ)] = \frac{w_{l2}}{2} (-\sin 60^\circ \pm j \cos 60^\circ) \quad (6.3.1.1-2b)$$

sowie für den reellen Zusatzpol:

$$s_3 = -a w_l = -\sqrt{3} w_l = -\frac{\sqrt{3}}{2} w_{l2} \quad (6.3.1.1-3)$$

Eingesetzt in das Gütepolynom folgt

$$\begin{aligned} \Delta_L(s) &= (s^2 + 2d w_l s + w_l^2)(s + a) \\ &= s^3 + w_l [a + 2 \sin(j_d)] s^2 + w_l^2 [1 + 2a \sin(j_d)] s + a w_l^3 \\ &= s^3 + \sqrt{3} w_{l2} s^2 + w_{l2}^2 s + (\sqrt{3}/8) w_{l2}^3 \end{aligned} \quad (6.3.1.1-4)$$

Das für die Gleichung des optimalen Wurzelorts 7.3-1 benötigte Produkt $D_L(s)D_L(-s)$ erhält man aus Gleichung 7.3-3.

6.3.1.2 Parallele Diskretisierung von Regelstrecke und Optimierungsziel

Das Gütepolynom $D_L(z)$ der Gleichung des optimalen Wurzelorts (vgl. [BRI-2000]) ist - wie im kontinuierlichen Fall $D_L(s)$ - über die Vorgabe der "idealer Pole" vollständig festgelegt. Auch beim diskreten Entwurf wandern die Regelpole $D_R(z)$ - mit "unendlichem" Stellaufwand- von den Streckenpolen $D_S(z)$ zu den idealen Polen $D_L(z)$, falls für

- die (durch das Summenkriterium mit $a > 0$ definierte) Stellgrößengewichtung gilt $a \rightarrow +0$ (6.3.1.2-1a)

- bzw. für die WOK-Verstärkung $k = -p_1 p_2 p_3 / a$ der Produktdarstellung gilt: $k \rightarrow -\infty$ (6.3.1.2-1b)

Wie im kontinuierlichen Fall wird man im allgemeinen eine möglichst hohe Bandbreite anstreben. Beim diskreten Regelkreis sind dafür die Regelpole möglichst weit "in die Mitte der z-Ebene" zu verschieben. Diese Stabilisierung der diskretisierten Regelstrecke durch die Abtastregelung ist jedoch auch von der Abtastzeit T abhängig. Mit abnehmender Abtastzeit nähern sich alle Strecken- und Gütepole dem Punkt $z=1$ (vgl. [BRI-2000])!

Transformation der idealen Nullstellen in die z-Ebene

Sowohl die

- Pole der kontinuierlichen Regelstrecke $D_S(s)$ als auch
- die idealen Pole des kontinuierlichen Optimierungsziels $D_L(s)$

werden mit der z-Transformation $z=e^{sT}$ "diskretisiert". Globales Ziel des entwickelten Syntheseverfahren ist das Ausregeln der mechanischen Eigenfrequenz w_{l2} . Deshalb wird von einer speziellen Anpassung des Optimierungsziels an die Abtastzeit T abgesehen und umgekehrt erwartet, daß

- nach der Antriebseckfrequenz w_A auch
- die normierte Abtastzeit $w_{l2}T$

an die Erfordernisse der (durch die mechanische Eigenfrequenz w_{l2} charakterisierten) kontinuierlichen Regelstrecke angepaßt wird. Der Verlauf des optimalen Wertetrippels ($w_{l2}T$, w_A/w_{l2} , kvT) des Entwurfs auf $kvMaxT$ liefert dafür geeignete Auslegungsvorschriften (siehe [BRI-2000]).

Diskretisierung der Regelstrecke

Die Nullstellen des charakteristischen Polynoms $D_S(s)=(s+s_1)(s+s_2)(s+s_3)(s+s_4)$ der kontinuierlichen Regelstrecke liegen bei $s_1=0, s_2=0, s_3=+jw_{l2}, s_4=-jw_{l2}$ (vgl. Gleichung 3.1.1-12). Durch die z-Transformation bekommt man daraus die Nullstellen

$$z_1=1, z_2=1, z_3=e^{+jw_{l2}T}, z_4=e^{-jw_{l2}T}. \quad (6.3.1.2-2a)$$

des charakteristischen Polynoms

$$\Delta_S(z) = (z - z_1)(z - z_2)(z - z_3)(z - z_4) = z^4 + \mathbf{a}_3 \cdot z^3 + \mathbf{a}_2 \cdot z^2 + \mathbf{a}_1 \cdot z + \mathbf{a}_0 \quad (6.3.1.2-2b)$$

der diskreten Regelstrecke.

Diskretisierung des Gütepolynom

Durch die z-Transformation der idealen Pole des kontinuierlichen Optimierungsziels 6.3.1.1-2 und 6.3.1.1-3 erhält für das ideale Polpaar als Träger des diskreten Optimierungsziels:

$$z_{1,2} = \mathbf{p}_{1,2} = [\operatorname{Re} z] \pm j[\operatorname{Im} z] = \left[e^{-\operatorname{Res}T} \cos(\operatorname{Im}sT) \right] \pm j \left[e^{-\operatorname{Res}T} \sin(\operatorname{Im}sT) \right]$$

Unter Berücksichtigung von Gleichung 3.2.4-2

$$\mathbf{p}_{1,2} = |z| \cdot \left[\frac{\operatorname{Re} z}{|z|} \pm j \frac{\operatorname{Im} z}{|z|} \right] = e^{-\operatorname{Res}T} \left[\cos(\operatorname{Im}sT) \right] \pm j \left[\sin(\operatorname{Im}sT) \right] \quad (6.3.1.2-3a)$$

erhält man

$$\mathbf{p}_{1,2} = e^{-\sqrt{3} \frac{w_l T}{2}} \left[\cos\left(\frac{w_l T}{2}\right) \pm j \cdot \sin\left(\frac{w_l T}{2}\right) \right] = e^{-\sqrt{3} \frac{w_{l2} T}{4}} \left[\cos\left(\frac{w_{l2} T}{4}\right) \pm j \cdot \sin\left(\frac{w_{l2} T}{4}\right) \right]$$

mit dem Zusatzpol:

$$z_3 = \mathbf{p}_3 = e^{-\sqrt{3} w_l T} = e^{-\sqrt{3} \frac{w_{l2} T}{2}} \quad (6.3.1.2-3b)$$

Für das diskrete Gütepolynom ergibt sich

$$\Delta_L(z) = (z - \mathbf{p}_1)(z - \mathbf{p}_2)(z - \mathbf{p}_3) = z^3 + \mathbf{d}_2 \cdot z^2 + \mathbf{d}_1 \cdot z + \mathbf{d}_0 \quad (6.3.1.2-4a)$$

mit:

$$\mathbf{d}_0 = -\mathbf{p}_1 \mathbf{p}_2 \mathbf{p}_3, \quad \mathbf{d}_1 = \mathbf{p}_1 \mathbf{p}_2 + \mathbf{p}_1 \mathbf{p}_3 + \mathbf{p}_2 \mathbf{p}_3 \quad \text{und} \quad \mathbf{d}_2 = -\mathbf{p}_1 - \mathbf{p}_2 - \mathbf{p}_3 \quad (6.3.1.2-4b)$$

6.3.2 Anpassung des Optimierungsziels zur Wahrung der Dominanz des Regelpolpaares

Das Optimierungsziel wird im Zeitbereich durch die Gewichtungsfaktoren des quadratischen Gütefunktionsals beschrieben. Im Frequenzbereich wird es am geeignetsten über die signifikante Kennkreisfrequenz wl des optimalen Polpaares vorgegeben. Die physikalische Wirkung dieser Vorgabe kann durch deren Verhältnis $l = wl * wl / w12 * w12$ zur mechanischen Eigenfrequenz $w12$ beschreiben werden [vgl. 6.3.1].

Verlauf des Realteilverhältnisses s_{34}/s_{12}

Wie unter Abschnitt 7.4 gezeigt wird, entfernt sich das Mechanikpolpaar s_{34} , verglichen mit s_{12} , relative langsam aus seiner Ausgangslage nahe der imaginären Achse und ist deshalb für kleine kv -Vorgaben unerwünscht dominant. Für eine gute Kompensation der mechanischen Schwingung ist jedoch eine gute Dominanz des Regelpolpaares s_{12} zu fordern:

$$\boxed{Re(s_{34})/Re(s_{12}) > 1 \dots 2 \dots 3} \quad (6.3.2-1)$$

Zur Erfüllung dieser Forderung bieten sich zwei Maßnahmen an:

Schnelleres Entwurfsziel kv : Mit kv -Vorgaben größer als $0.75kvMax$ wird das Mechanikpolpaar sehr schnell reell und damit das Regelpolpaar sicher dominant. Eine größere Geschwindigkeitsverstärkung kv erfordert jedoch gleichzeitig eine Erhöhung der Stellgröße. Dies ist antriebstechnisch nicht immer möglich und zumindest durch das Stellgrößenmaximum begrenzt.

Langsameres Optimierungsziel $wl/w12$: Mit einem kleinen Frequenzverhältnis $wl/w12$ wird die Dominanzforderung bereits bei kleinen Stellgrößen erfüllt, jedoch auch die erzielbare Geschwindigkeitsverstärkung proportional verringert: $kvMax = (\sqrt{3}/4)w$ (siehe Tabelle 6.3.2-1)

Aus der Dynamikforderung nach einem großen $kvMax(w12)$ einerseits und der Dominanzforderung nach einem kleinen $wA/w12 [Re(s_{34}) \gg Re(s_{12})]$ andererseits ergeben sich die Kriterien, wie die absolute Lage der idealen Pole $wl/w12$ zu wählen ist:

- einerseits ist die Kennkreisfrequenz $wl/w12$ klein genug zu wählen, um auch mit kleinen kv -Vorgaben oder schwachen Antrieben Schwingungen in der Regelgröße (durch den Einfluß des Mechanikpolpaares s_{34}) unterdrücken zu können und
- andererseits ist $wl/w12$ groß genug zu wählen, um bei großen kv -Vorgaben und großzügig ausgelegten Antrieben nicht zuviel Stellenergie in die Unterdrückung des Mechanikpolpaares s_{34} zu investieren, was zu einer Verminderung der erreichbaren Dynamik der Regelung führt. Nähert man sich mit der kv -Forderung zu sehr $kvMax$, so wird bei praktisch gleichbleibender Dynamik und Dämpfung mit immer größerem Stellaufwand der Mechanikpol s_{34} unnötig hochfrequent. .

Gegenstand dieser Arbeit sind Regelstrecken mit einer mechanischen Eigenfrequenz im Bereich der Antriebseckfrequenz $w12 \gg wA$. (siehe Abschnitt 4). Die Kennkreisfrequenz wl muß deshalb insbesondere den Anforderungen des Frequenzverhältnisses $wA/w12 \gg l$ entsprechen. Dies ist sicher dann der Fall wenn mit diesem Frequenzverhältnis die maximale Geschwindigkeitsverstärkung des Optimierungsziels $kvMax$ vom antriebstechnischen Maximum $kvUmax$ näherungsweise erreicht werden kann, also

$$kvUmax(wA \approx w12) / kvMax(wl) \gg 1 \quad (6.3.2-2a)$$

ist und die Dominanz bereits mit

$$wA/w12 [Re(s_{34}) \gg Re(s_{12})] < 1 \quad (6.3.2-3a)$$

erreicht wird. Nach Tabelle 6.3.2-1 werden die Forderungen 6.3.2-2a und 3a am besten mit dem Optimierungsziel

$$wl = 0.5w12 \quad (6.3.2-4)$$

erfüllt. Es wird deshalb im folgenden stets verwendet. Für das Verhältnis der maximalen Geschwindigkeitsverstärkungen erhält man (vgl. Fig. 9.2.3-1)

$$\boxed{kvUmax(wA = w12) / kvMax(wl = 0.5w12) = 0.18 / 0.216506 = 0,85} \quad (6.3.2-3b)$$

und für das Grenzfrequenzverhältnis der Dominanzgrenze:

$$\boxed{wA/w12 [Re(s_{34}) = Re(s_{12})] = 0.351978} \quad (6.3.2-4b)$$

Wie unter Abschnitt 7.7.4.2 gezeigt wird, entspricht mit dieser Wahl des Optimierungsziels wl die theoretische, antriebstechnisch maximal-mögliche Geschwindigkeitsverstärkung $kvUmax$ für den Übergang

zum mechanisch-steifen Übertragungsverhalten $wA/wI2$ gerade dem $kvUmax$ des mechanisch-starren Systems 2. Ordnung.

$wI/wI2$	0.25	0.5	1
$kvMax$	0,10825	0.216506	0,43301
$kvMin[Re(s_{34})\approx Re(s_{12})]$	0,04562	0.134	0,16875
$wA/wI2[Re(s_{34})\approx Re(s_{12})]$	0,05	0.351978	3,5
$Re(s_3)/Re(s_1)[wA\approx wI2]$	10	1.8	0,6

Tabelle 6.3.2-1: Konsequenzen unterschiedlicher Optimierungsziele wI im Frequenzbereich

6.3.2.1 Motivation und Notwendigkeit der Anpassung

Ein wesentliches Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung von "online- und echtzeitfähigen" Entwurfsalgorithmen die eine adaptive Lageregelung mechanisch-nachgiebiger Roboterachsen ermöglichen.

Nähert sich die Schlitteneinheit des "Linearriementriebs" von Abschnitt 3 ihrem Antriebsritzel, so wird die Regelstrecke unendlich steif und das Frequenzverhältnis $wA/wI2$ geht gegen unendlich. Damit ist eine "optimale" Antriebsauslegung mit $0.351978 < wA/wI2 < 2.9455$ für die gesamte theoretische Verfahrenlänge solcher Linearriemenantriebe grundsätzlich unmöglich. Die Möglichkeit, den Antrieb gerade so auszulegen, daß am mechanisch-steifen Ende des realen Verfahrenbereichs der Linearachse die mechanische Schwingung gerade noch gedämpft werden kann ($wA/wI2 = 0.351978$), hat eine teure Überdimensionierung im mechanisch-nachgiebigen Bereich zur Folge. Die Möglichkeit einer Umschaltung im mechanisch-steifen Bereich auf eine Reglerstruktur des mechanisch-starren Systems 2. Ordnung führt auf die Notwendigkeit, in der Adaptionstask mehrere Entwurfsalgorithmen implimentieren zu müssen. Weiter ist eine solche Umschaltung stets mit einem neuen Einschwingvorgang verbunden. Dies ist mit Sicherheit unerwünscht, wenn es beim Verfahren der Roboterachse in ihrem Betriebsbereich zu häufigem wechseln zwischen nachgiebigen und starren Verhältnissen kommt. Allgemein ist bei der adaptiven Lageregelung von freiprogrammierbaren (!) Roboterachsen der Betriebsbereich häufig so groß, daß auch mit einer großzügigen Antriebsauslegung mechanisch-steife Frequenzverhältnisse $wA/wI2 < 0.351978$ nicht ausgeschlossen werden können. Ein Ausregeln der relativ hochfrequenten mechanischen Schwingung ist in diesem Bereich weder möglich noch sinnvoll.

Ein ähnliches Problem ergibt sich beim Entwurf nach kv -Vorgabe wenn Geschwindigkeitsverstärkungen kleiner als $kvMin$ vorgegeben werden sollen. Auch hier geht ohne eine Anpassung des Optimierungsziels die Dominanz des Regelpolpaars verloren - unabhängig davon ob man sich antriebstechnisch im mechanisch-nachgiebigen oder -steifen Frequenzbereich befindet. Bei Achsregelungen von Robotern strebt man jedoch praktisch immer möglichst große Geschwindigkeitsverstärkungen an. Sie führen im allgemeinen auf ein gutes Führungs- und Störverhalten. Nur in seltenen Ausnahmen wird man erheblich kleinere Geschwindigkeitsverstärkungen vorgeben wollen als dies der Antrieb zuläßt (z.B. zur steuerungstechnischen Synchronisation eines dynamischen Getriebes). Deshalb wird hier die theoretische Möglichkeit einer Vorgabe kleiner Geschwindigkeitsverstärkungen $kv < kvUmax$ im mechanisch-steifen Frequenzbereich nur relativ oberflächlich untersucht [siehe Fig. 6.3.2-1c].

Die beiden Probleme unterscheiden sich nur aus der Sicht der Anwendung. Regelungstechnisch führen die beiden Entwurfsvorgaben $kv/wI2 = 0.134$ und $wA/wI2 = 0.351978$ auf die gleichen Verhältnisse, d.h. auf die gleichen Pollagen für die im Übergangsbereich eben gerade $Re34/Re12 = 1$ gilt !

6.3.2.2 Verlust der Dominanz durch Vorgabe des Optimierungsziels in Abhängigkeit von $wI2$

Wird das Optimierungsziel im mechanisch-steifen Frequenzbereich weiter in Abhängigkeit der mechanischen Eigenfrequenz $wI2$ vorgegeben, so wird

- das Dominanzkriterium (vgl. Fig 9.1.2-2 und 9.2.1-2) verletzt,
- das Optimierungsziel nicht mehr erreicht (die Regelpole erreichen nicht mehr die Nähe der idealen Pole) und
- das Regelverhalten signifikant vom Mechanikpolpaar beeinflusst.

6.3.2.3 Erhalt der Dominanz durch Anpassung des Optimierungsziels

Ab der Dominanzgrenze $w_A/w_{12}=0.351978$ bzw. $k_{vMin}/w_{12}=0.134$ kann das Optimierungsziel nicht mehr mit $w_l=0.5w_{12}$ in Abhängigkeit der, entweder zu großen oder sogar unendlich anwachsenden, mechanischen Eigenfrequenz w_{12} vorgegeben werden. Unterhalb dieser Grenzen kann es zur Wahrung der Dominanz $Re_{34}/Re_{12}>1$ an die "eigentlich zu kleinen Vorgaben" der

- Antriebseckfrequenz w_A oder der
- Geschwindigkeitsverstärkung k_v

angepaßt werden. Die Begrenzung von w_l kann auf (unendlich) vielen Wegen erfolgen. Naheliegender ist es, das Optimierungsziel w_l/w_{12} in Abhängigkeit des Verhältnisses *Vorgabe/Minimum* mit

<ul style="list-style-type: none"> • $w_l/w_{12} = 0.5 \cdot [\text{Vorgabe/Minimum}]$ • $w_l/w_{12} = 0.5 \cdot \sqrt{\text{Vorgabe/Minimum}}$ 	lineare oder quadratisch	(6.3.2.3-1)
---	--------------------------	-------------

im Abstand zur Dominanzgrenze $w_A/w_{12}=0.351078$ (bzw. $k_{vMin} = 0.134$) zu reduzieren [Fig. 6.3.2-1a]. Wesentlich bei dieser Wahl ist, daß

- auch unterhalb der eigentlichen Dominanzgrenze ein Realteilverhältnis $Re_{34}/Re_{12}>1$ erzielt wird (Es ist natürlich denkbar, aus "Sicherheitsgründen" mit dieser Anpassung bereits bei Realteilverhältnissen $Re_{34}/Re_{12}>1$ zu beginnen.),
- der Betrag dieses Realteilverhältnisses sollte im interessanten Bereich Nahe der Dominanzgrenze möglichst konstant sein,
- im Übergangsbereich $w_l = 0.5 w_{12}$ gilt, womit das Optimierungsziel w_l und damit auch die Geschwindigkeitsverstärkung k_{vUmax} "an beiden Seiten der Dominanzgrenze" den gleichen Betrag annehmen (vgl. Abschnitt 7.7.3).

Die Dominanz bleibt damit bei einer veränderlichen Regelstrecke, die mit $0 < w_A/w_{12} < 0.351978$ im mechanisch-steifen Frequenzbereich variiert, aus zwei Gründen erhalten:

1. Durch die Anpassung des Optimierungsziels ab der Dominanzgrenze werden die idealen Pole "festgehalten" und nicht mehr mit der mechanischen Eigenfrequenz w_{12} unbegrenzt "nach links" verschoben. Da sie gleichermaßen für $k_v @ k_{vMax}$ und $u @ u_{Max}$ die Endpunkte des Regelpolpaares bilden, wird damit auch dieses unmittelbar begrenzt.
2. Mit zunehmender Steifigkeit der Regelstrecke wird der "Mechanikzweig" auf der imaginären Achse immer mehr auseinandergezogen. Physikalisch bedeutet dies, daß mit wachsender mechanischer Eigenfrequenz w_{12} der Einfluß der mechanischen Übertragungsglieder w_{12} auf das Regelverhalten immer mehr *ab* und der des Antriebs (w_A) immer mehr *zu* nimmt (siehe Fig.6.3.2.4-2).

Einfluß des Abtastprozesses beim diskreten Reglerentwurf

Beim diskreten Entwurf sinkt die Dominanzgrenze mit wachsender Abtastzeit. Damit können bei größeren Abtastzeiten $w_{12}T$ theoretisch auch ohne eine Anpassung des Optimierungsziels, Entwurfsvorgaben gewählt werden, die kleiner als das kontinuierliche Minimum $w_A/w_{12}=0.351978$ bzw. $k_{vMin}=0.134$ sind (siehe [BRI-2000]).

6.3.2.4 Die Funktionen zur Vorgabe des Optimierungsziels

In Abhängigkeit der jeweiligen Entwurfsvorgaben $wA/w12$ und $kv/w12$ kann das Optimierungsziel wie folgt gewählt werden (siehe Fig 6.3.2.3-1):

Bereich	Anpassung			vgl. Fig.
	an	Anpassen von wl	Anpassen von l	
$wA/w12 > 0.351978$ $kv/w12 > 0.134$	Ohne Anpassung	$wl = 0.5 * w12$ $l = (wl * wl) / (w12 * w12) = 0.25$	$wl = 0.5 * w12$ $l = (wl * wl) / (w12 * w12) = 0.25$	6.3.2.4-2
$wA/w12 < 0.351978$	wA -Vorgabe	$wl = 0.5[(wA/w12) / wA/w12Min] * w12$ $l = (wl * wl) / (w12 * w12)$	$l = 0.25[(wA/w12) / wA/w12Min]$ $wl = Sqrt[l] * w12$	6.3.2.5-1
$kv/w12 < 0.134$	kv -Vorgabe	$wl = 0.5[kvVorgabe / kvMin] * w12$ $l = (wl * wl) / (w12 * w12)$	$l = 0.25[kvVorgabe / kvMin]$ $wl = Sqrt[l] * w12$	6.3.2.6-1

Tabelle. 6.3.2.4-1: Funktionen zur Vorgabe des Optimierungsziels wl in Abhängigkeit des Verhältnisses zwischen der aktuellen und der minimalen Entwurfsvorgabe ($wA/w12Min = 0.351978$ bzw. $kvMin/w12 = 0.134$)

Ein Vergleich der beiden Varianten zur Vorgabe des Optimierungsziels unterhalb der Dominanzgrenze (siehe Fig. 6.3.2.4-2) zeigt, daß mit der Anpassung von wl das Optimierungsziel (insbesondere für kleine Entwurfsvorgaben) erheblich stärker reduziert wird.

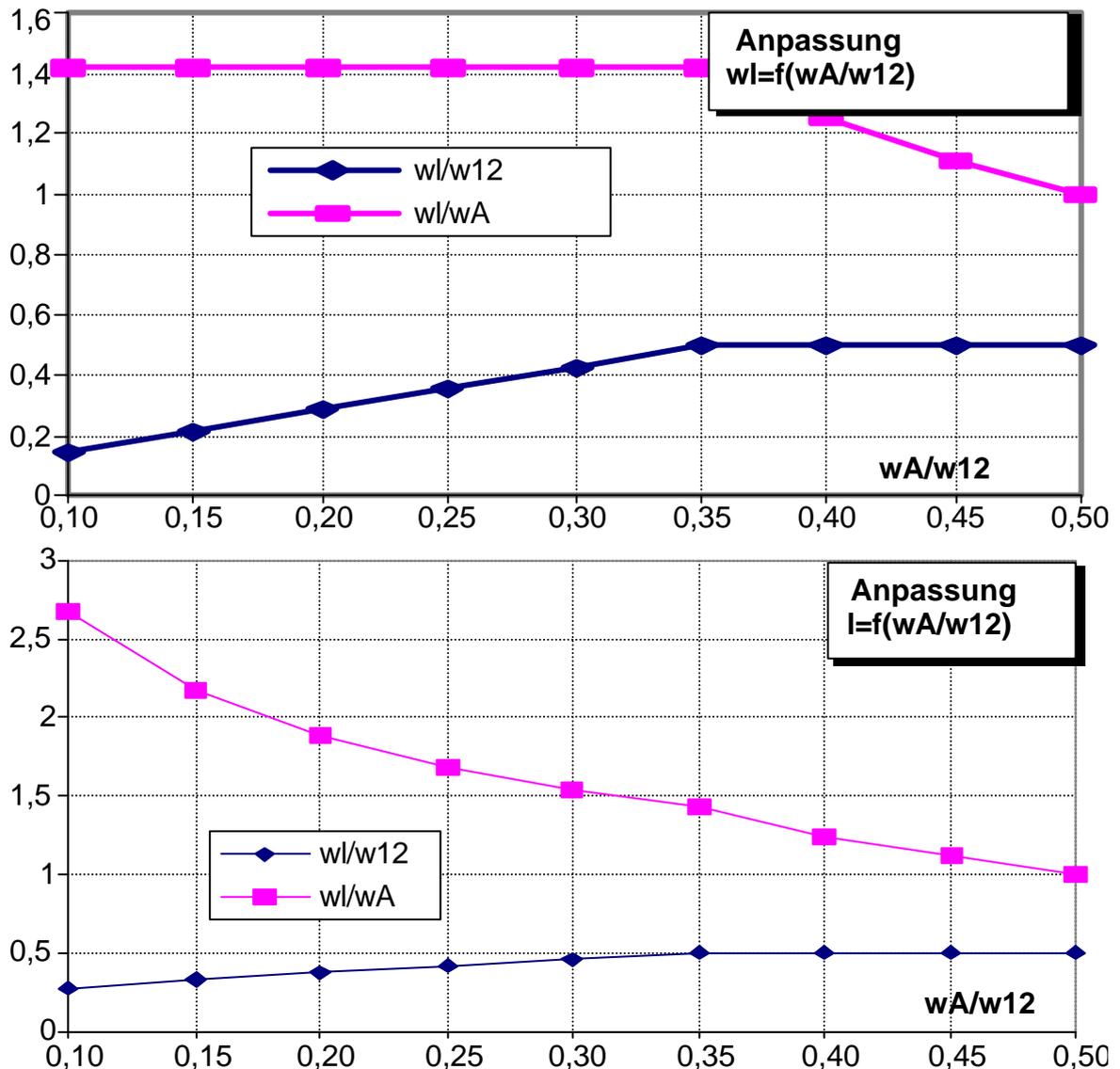


Fig. 6.3.2.4-2: Der Verlauf der Kennkreisfrequenz wl des idealen Polpaars des Optimierungsziels im Verhältnis zur mechanischen Eigenfrequenz $w12$ und der Antriebseckfrequenz wA beim Entwurf auf Nutzung der maximalen Stellgrenze

6.3.2.5 Vorgehensweise und Konsequenzen beim Reglerentwurf auf Nutzung der Stellgrenze

In Abhängigkeit des aktuellen Frequenzverhältnisses ω_A/ω_{I2} wird stets (in allen Frequenzbereichen) die jeweils antriebstechnisch maximal-mögliche Geschwindigkeitsverstärkung $k_v U_{max}$ bzw. $k_v U_{max} T$ vorgegeben. Ab der Dominanzgrenze $\omega_A/\omega_{I2}=0.351978$ wird weiter sowohl

1. bei der Erzeugung der ("kontinuierlichen oder diskreten") Vorgabefunktionen ("off-line") als auch
2. beim Reglerentwurf selbst ("online")

das Optimierungsziel an das Verhältnis des

- jeweils zur Verfügung stehenden, aktuellen dynamischen Stellvermögen $\omega_A/\omega_{I2}=0.351978$ zum
- Minimum der Dominanzgrenze $\omega_A/\omega_{I2} Min=0.351978$

angepaßt (siehe Fig. 6.3.2.4-1, Fig. 6.3.2.5-1a und Abschnitt 9.2).

Diese Vorgehensweise gewährleistet bei diesem Syntheseverfahren

1. die Dominanz des Regelpolpaares,
2. eine maximale Dynamik und
3. eine hohe Regelgüte

für alle Frequenzverhältnisse ω_A/ω_{I2} im Wertebereich der Vorgabefunktion! Die mechanische Schwingung ist dabei im mechanisch-steifen Frequenzbereich so hochfrequent, daß sie von den niederfrequenten Einschwingvorgängen des Regelkreises nicht mehr angeregt werden kann und in der Regelgröße unsichtbar bleibt (siehe Tabelle 6.3.2.5-1b und [BRI-2000]).

Eine Auswertung der Entwürfe auf Nutzung der Stellgrenze unter Anpassung des Optimierungsziels an ω_A/ω_{I2} von Tabelle 6.3.2.5-1b liefert folgende Erkenntnisse:

- Wie gewünscht, wird durch die Vorgabe des Optimierungsziels in Abhängigkeit von ω_A/ω_{I2} im gesamten mechanisch-steifen Frequenzbereich $0 < \omega_A/\omega_{I2} < 0.351978$ mit $ReS=Re34/Re12 > 1$ die Dominanz des Regelpolpaares erzielt.
- Wie gewünscht, sind im Übergangsbereich das Optimierungsziel und die Pollagen auf beiden Seiten der Dominanzgrenze $\omega_A/\omega_{I2}=0.351978$ gleich.
- Im mechanisch-steifen Frequenzbereich $\omega_A/\omega_{I2} < 0.351978$ nimmt mit zunehmender mechanischer Eigenfrequenz ω_{I2} der Einfluß des Mechanikpolpaares der Regelstrecke immer mehr ab während der Einfluß der in Abhängigkeit der Antriebseckfrequenz ω_A vorgegebenen idealen Pole immer mehr zunimmt.

6.3.2.6 Vorgehensweise und Konsequenzen beim Reglerentwurf nach k_v -Vorgabe

Beim Entwurf nach k_v -Vorgabe kann die Dominanz für k_v -Vorgaben kleiner $k_v Min$ in ähnlicher Weise erzielt werden:

Ab der Dominanzgrenze $k_v/\omega_{I2}=0.134$ wird sowohl bei der Erzeugung der ("diskreten") Vorgabefunktionen ("off-line") als auch beim Reglerentwurf selbst ("online") das Optimierungsziel an das Verhältnis

- der jeweiligen k_v -Vorgabe zum
- Minimum der Dominanzgrenze $k_v Min=0.134$

angepaßt (siehe Fig. 6.3.2.4-1, Fig. 6.3.2.6-1a und Abschnitt 9.1).

Eine Auswertung der Entwürfe nach k_v -Vorgabe unter Anpassung des Optimierungsziels an $k_v/k_v Min$ von Tabelle 6.3.2.6-1b liefert folgende Erkenntnisse:

- Wie gewünscht, wird durch die Vorgabe des Optimierungsziels in Abhängigkeit von $k_v/k_v Min$ für praktisch beliebig kleine Geschwindigkeitsverstärkungen unterhalb der Dominanzgrenze $0 < k_v/\omega_{I2} < 0.134$ mit $ReS=Re34/Re12 > 1$ die Dominanz des Regelpolpaares erzielt.
- Wie gewünscht, sind im Übergangsbereich das Optimierungsziel und die Pollagen auf beiden Seiten der Dominanzgrenze $k_v/\omega_{I2}=0.134$ gleich.
- Im Bereich des potentiellen Dominanzverlusts $k_v Min/\omega_{I2} < 0.134$ nimmt mit zunehmenden k_v -Vorgaben der Einfluß des Mechanikpolpaares der Regelstrecke immer mehr ab während der Einfluß der in Abhängigkeit von k_v vorgegebenen idealen Pole immer mehr zunimmt.

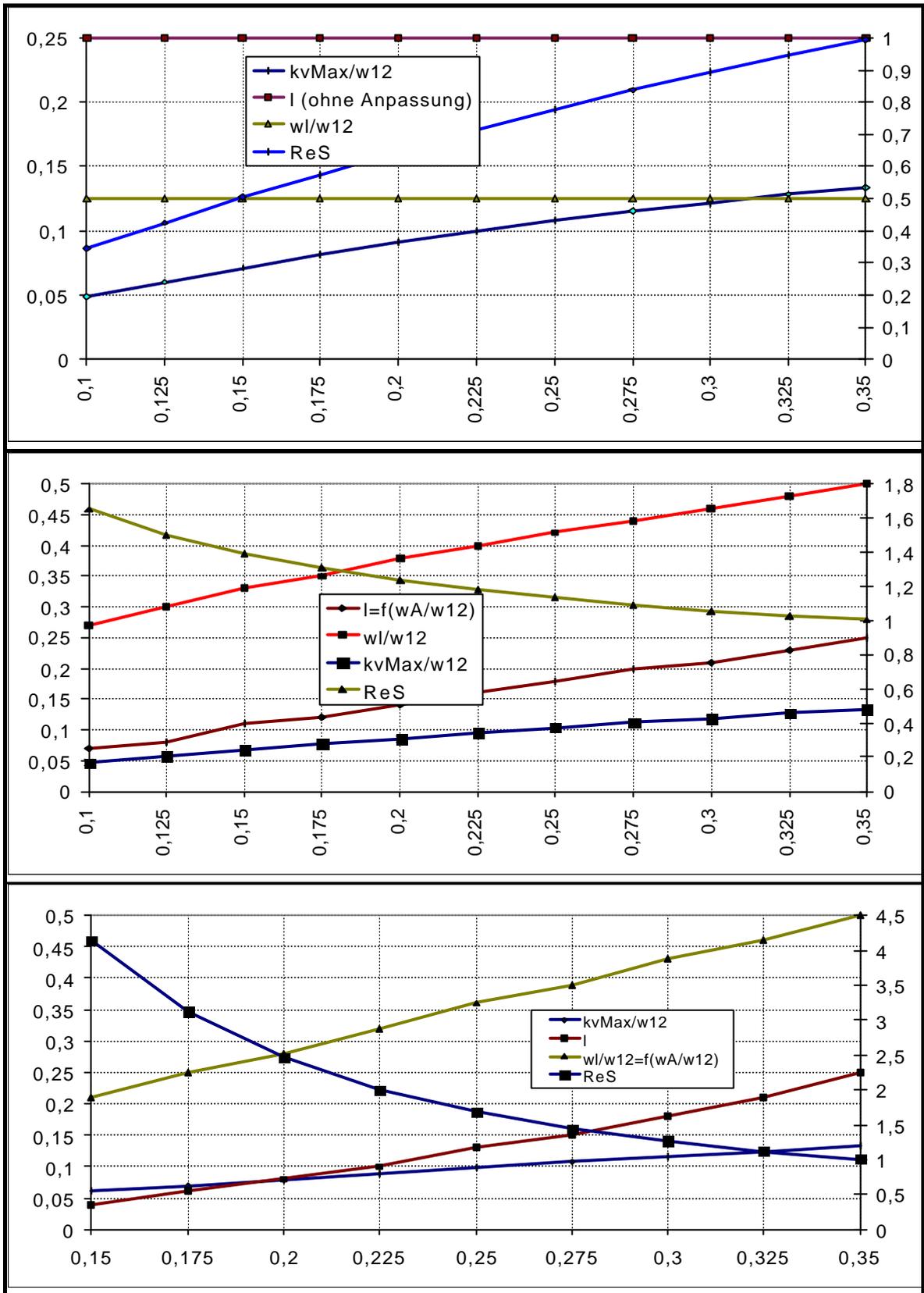


Fig. 6.3.2.5-1a: Die Funktionen $wl=f(wA/wAMin)$ und $l=f(wA/wAMin)$ zur Vorgabe des Optimierungsziels in Abhängigkeit des aktuellen Verhältnisses zwischen der Antriebseckfrequenz und der mechanischen Eigenfrequenz $wA/w12$ (Optimierungsvorgabe $l=wlw1/w12w12$; $wl=w1/w12$; Realteilverhältnis $ReS=RealteilS34/RealteilS12$; Maximale Geschwindigkeitsverstärkung des Optimierungsziels $kvMax=kv/w12$)

Ohne Anpassung $wl = 0.5 w12$										Anpassung $l =$ $0.25[wA/w12]/0.351978]$										Anpassung $wl =$ $0.5[(wA/w12)/0.351978]w12$									
wA	kv	l	wl	wlA	ReR	ImR	ReM	ImR	ReS	kv	l	wl	wlA	ReR	ImR	ReM	ImR	ReS	kv	l	wl	wlA	ReR	ImR	RM	ImR	ReS		
1	048	2	5	5	05	04	0.01	1	0.34	046	07	2	2.7	049	0.04	0.08	1	1.64											
125	060	2	5	4	062	06	0.02	1	0.42	057	08	3	2.4	062	0.05	0.09	1	1.49											
15	071	2	5	3.3	074	07	0.03	1	0.50	067	11	3	2.2	073	0.06	0.1	1	1.38	059	0	2	1.4	07	0.06	0.29	0.414			
175	081	2	5	2.9	086	08	0.05	1	0.57	077	12	3	2	085	0.07	0.11	1	1.30	069	0	2	1.4	08	0.07	0.26	0.312			
2	091	2	5	2.5	098	09	0.06	1	0.64	086	14	3	1.9	097	0.08	0.12	1	1.23	079	0	2	1.4	09	0.08	0.23	0.246			
225	099	2	5	2.2	11	0.1	0.07	1	0.71	095	16	4	1.8	11	0.09	0.13	1	1.18	088	1	3	1.4	11	0.09	0.21	0.201			
25	108	2	5	2	12	0.11	0.09	1	0.77	103	18	4	1.7	12	0.11	0.14	1	1.13	097	1	3	1.4	12	0.1	0.2	1.168			
275	115	2	5	1.8	13	0.12	0.11	1	0.83	111	2	4	1.6	13	0.11	0.14	1	1.09	107	1	3	1.4	13	0.11	0.19	1.144			
3	122	2	5	1.7	14	0.12	0.13	1	0.89	119	21	4	1.5	14	0.12	0.15	1	1.05	116	1	4	1.4	14	0.12	0.18	1.126			
325	128	2	5	1.5	15	0.13	0.14	1	0.94	126	23	4	1.5	15	0.13	0.16	1	1.02	124	2	4	1.4	15	0.13	0.17	1.112			
35	133	2	5	1.4	16	0.14	0.16	1	0.99	133	25	5	1.4	16	0.14	0.16	1	1.00	133	2	5	1.4	16	0.14	0.16	1.100			
375	138	2	5	1.3	17	0.14	0.18	1	1.04	138	25	5	1.3	17	0.14	0.18	1	1.04	138	2	5	1.3	17	0.14	0.18	1.104			
4	142	2	5	1.2	18	0.15	0.2	1	1.08	142	25	5	1.2	18	0.15	0.2	1	1.08	142	2	5	1.2	18	0.15	0.2	1.108			
425	146	2	5	1.2	19	0.15	0.21	1	1.13	146	25	5	1.2	19	0.15	0.21	1	1.13	146	2	5	1.2	19	0.15	0.21	1.113			
45	150	2	5	1.1	2	0.16	0.23	1	1.17	150	25	5	1.1	2	0.16	0.23	1	1.17	150	2	5	1.1	2	0.16	0.23	1.117			
475	153	2	5	1.1	2	0.16	0.25	1	1.21	153	25	5	1.1	2	0.16	0.25	1	1.21	153	2	5	1.1	2	0.16	0.25	1.121			
5	156	2	5	1	21	0.16	0.26	1	1.25	156	25	5	1	21	0.16	0.26	1	1.25	156	2	5	1	21	0.16	0.26	1.125			
525	159	2	5	0.95	22	0.17	0.28	1	1.28	159	25	5	0.95	22	0.17	0.28	1	1.28	159	2	5	0.95	22	0.17	0.28	1.128			
55	161	2	5	0.91	23	0.17	0.3	1	1.32	161	25	5	0.91	23	0.17	0.3	1	1.32	161	2	5	0.91	23	0.17	0.3	1.132			
575	163	2	5	0.87	23	0.17	0.31	1	1.35	163	25	5	0.87	23	0.17	0.31	1	1.35	163	2	5	0.87	23	0.17	0.31	1.135			
6	166	2	5	0.83	24	0.18	0.33	1	1.39	166	25	5	0.83	24	0.18	0.33	1	1.39	166	2	5	0.83	24	0.18	0.33	1.139			
625	167	2	5	0.8	24	0.18	0.35	1	1.42	167	25	5	0.8	24	0.18	0.35	1	1.42	167	2	5	0.8	24	0.18	0.35	1.142			
65	169	2	5	0.77	25	0.18	0.36	1	1.45	169	25	5	0.77	25	0.18	0.36	1	1.45	169	2	5	0.77	25	0.18	0.36	1.145			
675	171	2	5	0.74	25	0.18	0.38	1	1.49	171	25	5	0.74	25	0.18	0.38	1	1.49	171	2	5	0.74	25	0.18	0.38	1.149			
7	172	2	5	0.71	26	0.18	0.4	1	1.52	172	25	5	0.71	26	0.18	0.4	1	1.52	172	2	5	0.71	26	0.18	0.4	1.152			
725	174	2	5	0.69	27	0.19	0.41	1	1.55	174	25	5	0.69	27	0.19	0.41	1	1.55	174	2	5	0.69	27	0.19	0.41	1.155			
75	175	2	5	0.67	27	0.19	0.43	1	1.58	175	25	5	0.67	27	0.19	0.43	1	1.58	175	2	5	0.67	27	0.19	0.43	1.158			
775	176	2	5	0.65	27	0.19	0.44	1	1.61	176	25	5	0.65	27	0.19	0.44	1	1.61	176	2	5	0.65	27	0.19	0.44	1.161			
8	177	2	5	0.62	28	0.19	0.46	1	1.64	177	25	5	0.62	28	0.19	0.46	1	1.64	177	2	5	0.62	28	0.19	0.46	1.164			
825	178	2	5	0.61	28	0.19	0.47	1	1.67	178	25	5	0.61	28	0.19	0.47	1	1.67	178	2	5	0.61	28	0.19	0.47	1.167			
85	179	2	5	0.59	29	0.19	0.49	1	1.70	179	25	5	0.59	29	0.19	0.49	1	1.70	179	2	5	0.59	29	0.19	0.49	1.170			
875	180	2	5	0.57	29	0.19	0.5	1	1.73	180	25	5	0.57	29	0.19	0.5	1	1.73	180	2	5	0.57	29	0.19	0.5	1.173			
9	181	2	5	0.56	29	0.2	0.52	1	1.76	181	25	5	0.56	29	0.2	0.52	1	1.76	181	2	5	0.56	29	0.2	0.52	1.176			
925	182	2	5	0.54	3	0.2	0.54	1	1.79	182	25	5	0.54	3	0.2	0.54	1	1.79	182	2	5	0.54	3	0.2	0.54	1.179			
95	183	2	5	0.53	3	0.2	0.55	1	1.82	183	25	5	0.53	3	0.2	0.55	1	1.82	183	2	5	0.53	3	0.2	0.55	1.182			
975	183	2	5	0.51	31	0.2	0.57	1	1.84	183	25	5	0.51	31	0.2	0.57	1	1.84	183	2	5	0.51	31	0.2	0.57	1.184			
1	184	2	5	0.5	31	0.2	0.58	1	1.87	184	25	5	0.5	31	0.2	0.58	1	1.87	184	2	5	0.5	31	0.2	0.58	1.187			
wA	kv	l	wl	wlA	ReR	ImR	ReM	ImR	ReS	kv	l	wl	wlA	ReR	ImR	ReM	ImR	ReS	kv	l	wl	wlA	ReR	ImR	RM	ImR	ReS		
Ohne Anpassung $wl = 0.5 w12$										Anpassung $l =$ $0.25[wA/w12]/0.351978]$										Anpassung $wl =$ $0.5[(wA/w12)/0.351978]w12$									

Fig. 6.3.2.5-1b: Der kontinuierliche Entwurf auf Nutzung der Stellgrenze mit den Funktionen $wl=f(wA/wAMin)$ und $l=f(wA/wAMin)$ zur Vorgabe des Optimierungsziels in Abhängigkeit des aktuellen Verhältnisses zwischen der Antriebseckfrequenz wA und der mechanischen Eigenfrequenz $w12$ (vorgegebene Antriebseckfrequenz $wA = wA/w12$; Optimierungsvorgabe $l=wlw1/w12w12$; $wl=w1/w12$; $wlA=w1/wA$; Regelpolpaar $RR=ReR=RealteilS12$; $IR=ImR=ImaginärteilS12$; Mechanikpolpaar $RM=ReM=RealteilS34$; $IM=ImM=ImaginärteilS3$; Realteilverhältnis der Dominanz $ReS = RealteilS34/RealteilS12$; Geschwindigkeitsverstärkung $kv=kv/w12$)

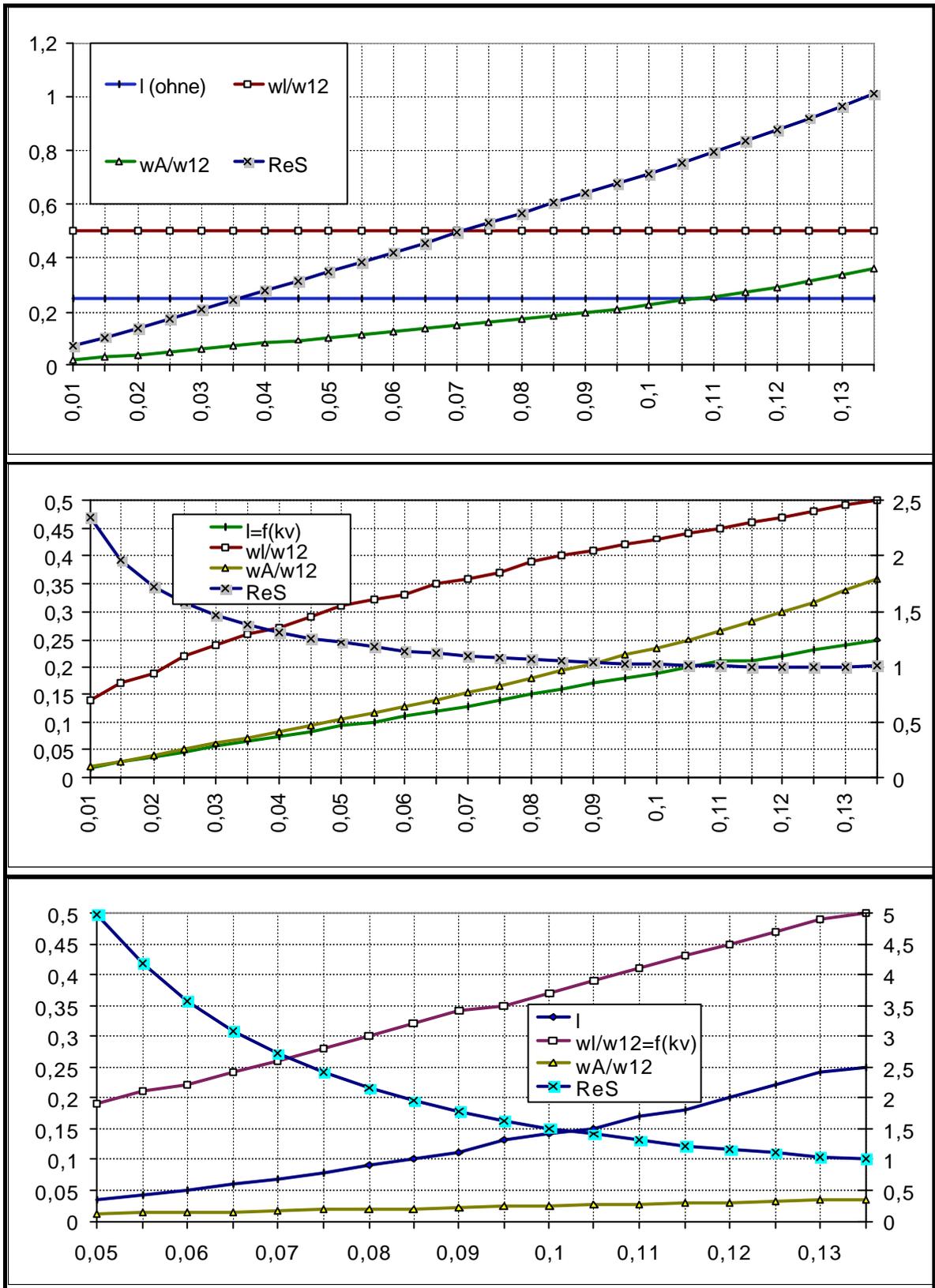


Fig. 6.3.2.6-1a: Die Funktionen $wl=f(kvVorgabe/kvMin)$ und $l=f(kvVorgabe/kvMin)$ zur Vorgabe des Optimierungsziels in Abhängigkeit der vorgegebenen (kleinen) Geschwindigkeitsverstärkung kv (vorgegebene Geschwindigkeitsverstärkung $kvV=kv/w12$; Optimierungsvorgabe $wl2=wl/w12$ und $l=wl*wl/w12*w12$; Realteilverhältnis der Dominanz $ReS = RealteilS34/RealteilS12$; minimal - erforderliches Stellvermögen $wA/w12$)

Ohne Anpassung $wl = 0.5 w12$						Anpassung $l =$ $0.25[kv/w12)/0.134]$						Anpassung $wl =$ $0.5[(kv/w12)/0.134]w12$							
kv	ReR	ImR	ReM	ImM	ReS	l	W12	ReR	ImR	ReM	ImM	ReS	l	W12	ReR	ImR	ReM	ImM	ReS
0.01	0.01	0.01	0.0007	1.	0.07	0.019	0.14	0.01	0.01	0.024	1.	2.351							
0.015	0.015	0.015	0.0016	1.	0.105	0.028	0.17	0.015	0.015	0.03	1.	1.956	0.003	0.056	0.017	0.015	0.89	0.47	52.02
0.02	0.02	0.02	0.0028	1.	0.14	0.037	0.19	0.02	0.02	0.035	1.	1.725	0.005	0.075	0.023	0.02	0.67	0.75	29.41
0.025	0.025	0.025	0.0044	1.	0.175	0.047	0.22	0.026	0.025	0.04	1.	1.571	0.008	0.093	0.029	0.026	0.54	0.85	18.94
0.03	0.03	0.03	0.0063	1.	0.2101	0.056	0.24	0.031	0.03	0.045	1.	1.46	0.013	0.11	0.034	0.031	0.46	0.9	13.26
0.035	0.035	0.035	0.0087	1.	0.2452	0.065	0.26	0.036	0.035	0.05	1.	1.376	0.017	0.13	0.04	0.036	0.39	0.93	9.83
0.04	0.041	0.04	0.011	1.	0.2803	0.075	0.27	0.042	0.04	0.054	1.	1.31	0.022	0.15	0.046	0.041	0.35	0.95	7.605
0.045	0.046	0.045	0.014	1.	0.3155	0.084	0.29	0.047	0.045	0.059	1.	1.257	0.028	0.17	0.052	0.046	0.31	0.96	6.08
0.05	0.051	0.05	0.018	1.	0.3507	0.093	0.31	0.052	0.05	0.064	1.	1.214	0.035	0.19	0.058	0.051	0.29	0.97	4.989
0.055	0.056	0.055	0.022	1.	0.3861	0.1	0.32	0.058	0.055	0.068	1.	1.178	0.042	0.21	0.063	0.056	0.27	0.98	4.182
0.06	0.062	0.06	0.026	1.	0.4216	0.11	0.33	0.064	0.06	0.073	1.	1.147	0.05	0.22	0.069	0.061	0.25	0.98	3.568
0.065	0.067	0.065	0.031	1.	0.4572	0.12	0.35	0.07	0.066	0.078	1.	1.122	0.059	0.24	0.075	0.066	0.23	0.98	3.09
0.07	0.073	0.07	0.036	1.	0.493	0.13	0.36	0.075	0.071	0.083	1.	1.1	0.068	0.26	0.081	0.072	0.22	0.99	2.712
0.075	0.079	0.075	0.042	1.	0.5291	0.14	0.37	0.081	0.076	0.088	1.	1.081	0.078	0.28	0.087	0.077	0.21	0.99	2.406
0.08	0.085	0.081	0.048	1.	0.5654	0.15	0.39	0.087	0.081	0.093	1.	1.065	0.089	0.3	0.093	0.082	0.2	0.99	2.157
0.085	0.091	0.086	0.055	1.	0.602	0.16	0.4	0.094	0.086	0.099	1.	1.052	0.1	0.32	0.099	0.087	0.19	0.99	1.95
0.09	0.097	0.091	0.062	1.	0.6391	0.17	0.41	0.1	0.091	0.1	1.	1.04	0.11	0.34	0.11	0.092	0.19	1.	1.777
0.095	0.1	0.096	0.07	1.	0.6766	0.18	0.42	0.11	0.097	0.11	1.	1.03	0.13	0.35	0.11	0.097	0.18	1.	1.631
0.1	0.11	0.1	0.079	1.	0.7147	0.19	0.43	0.11	0.1	0.12	1.	1.022	0.14	0.37	0.12	0.1	0.18	1.	1.506
0.105	0.12	0.11	0.088	1.	0.7535	0.2	0.44	0.12	0.11	0.12	1.	1.015	0.15	0.39	0.12	0.11	0.17	1.	1.399
0.11	0.12	0.11	0.098	1.	0.793	0.21	0.45	0.13	0.11	0.13	1.	1.01	0.17	0.41	0.13	0.11	0.17	1.	1.306
0.115	0.13	0.12	0.11	1.	0.8335	0.21	0.46	0.13	0.12	0.13	1.	1.006	0.18	0.43	0.14	0.12	0.17	1.	1.226
0.12	0.14	0.12	0.12	1.	0.8752	0.22	0.47	0.14	0.12	0.14	1.	1.003	0.2	0.45	0.14	0.12	0.17	1.	1.156
0.125	0.15	0.13	0.13	1.	0.9183	0.23	0.48	0.15	0.13	0.15	1.	1.001	0.22	0.47	0.15	0.13	0.16	1.	1.094
0.13	0.16	0.13	0.15	1.	0.963	0.24	0.49	0.16	0.13	0.16	1.	1.	0.24	0.49	0.16	0.13	0.16	1.	1.039
0.135	0.16	0.14	0.17	1.	1.01	0.25	0.5	0.16	0.14	0.17	1.	1.01	0.25	0.5	0.16	0.14	0.17	1.	1.01
0.14	0.17	0.14	0.18	1.	1.059	0.25	0.5	0.17	0.14	0.18	1.	1.059	0.25	0.5	0.17	0.14	0.18	1.	1.059
0.145	0.18	0.15	0.21	1.	1.112	0.25	0.5	0.18	0.15	0.21	1.	1.112	0.25	0.5	0.18	0.15	0.21	1.	1.112
0.15	0.2	0.16	0.23	1.	1.168	0.25	0.5	0.2	0.16	0.23	1.	1.168	0.25	0.5	0.2	0.16	0.23	1.	1.168
0.155	0.21	0.16	0.26	1.	1.23	0.25	0.5	0.21	0.16	0.26	1.	1.23	0.25	0.5	0.21	0.16	0.26	1.	1.23
0.16	0.22	0.17	0.29	1.	1.299	0.25	0.5	0.22	0.17	0.29	1.	1.299	0.25	0.5	0.22	0.17	0.29	1.	1.299
0.165	0.23	0.17	0.32	1.	1.377	0.25	0.5	0.23	0.17	0.32	1.	1.377	0.25	0.5	0.23	0.17	0.32	1.	1.377
0.17	0.25	0.18	0.37	1.	1.468	0.25	0.5	0.25	0.18	0.37	1.	1.468	0.25	0.5	0.25	0.18	0.37	1.	1.468
0.175	0.27	0.19	0.42	1.	1.577	0.25	0.5	0.27	0.19	0.42	1.	1.577	0.25	0.5	0.27	0.19	0.42	1.	1.577
0.18	0.29	0.19	0.49	1.	1.714	0.25	0.5	0.29	0.19	0.49	1.	1.714	0.25	0.5	0.29	0.19	0.49	1.	1.714
0.185	0.31	0.2	0.59	1.	1.894	0.25	0.5	0.31	0.2	0.59	1.	1.894	0.25	0.5	0.31	0.2	0.59	1.	1.894
0.19	0.34	0.21	0.72	1.	2.148	0.25	0.5	0.34	0.21	0.72	1.	2.148	0.25	0.5	0.34	0.21	0.72	1.	2.148
0.195	0.36	0.22	0.92	0.95	2.535	0.25	0.5	0.36	0.22	0.92	0.9	2.535	0.25	0.5	0.36	0.22	0.92	0.95	2.535
0.2	0.39	0.23	1.2	0.78	3.196	0.25	0.5	0.39	0.23	1.2	0.7	3.196	0.25	0.5	0.39	0.23	1.2	0.78	3.196
	ohne	ohne	ohne	ohne	ohne	l	l	l	l	l	l	l	wl	wl	wl	wl	wl	wl	wl
kv	ReR	ImR	ReM	ImM	ReS	l	W12	ReR	ImR	ReM	ImM	ReS	l	W12	ReR	ImR	ReM	ImM	ReS
Ohne Anpassung $wl = 0.5 w12$						Anpassung $l =$ $0.25[kv/w12)/0.134]$						Anpassung $wl =$ $0.5[(kv/w12)/0.134]w12$							

Fig. 6.3.2.6-1b: Der kontinuierliche Entwurf nach kv-Vorgabe mit den Funktionen $wl=f(kvVorgabe/kvMin)$ und $l=f(kvVorgabe/kvMin)$ zur Vorgabe des Optimierungsziels in Abhängigkeit der vorgegebenen (kleinen) Geschwindigkeitsverstärkung kv und der minimalen Geschwindigkeitsverstärkung der Dominanzgrenze kvMin (vorgegebene Geschwindigkeitsverstärkung $kv=kv/w12$; Optimierungsvorgabe $wl2=wl/w12$ und $l=wl*w1/wl2*w12$; Regelpolpaar $ReR=RR=RealteilS12$; $ImR=IR=ImaginärteilS12$; Mechanikpolpaar $ReM=RM=RealteilS34$; $ImM=IM=ImaginärteilS34$; Realteilverhältnis der Dominanz $ReS = RealteilS34/RealteilS12$)

7 Optimierung des kontinuierlichen Systems

Unter Abschnitt 6 wird die Optimierung von Regelkreisen im Sinne des quadratischen Gütekriteriums besprochen. Dabei wird auf zwei Schwierigkeiten der Anwendung dieses Kriteriums im Zeitbereich verwiesen (siehe Abschnitt 6.1.2):

1. Es ist zunächst nicht klar, wie die Koeffizienten der Bewertungsmatrix Q in sinnvoller Weise zu wählen sind. Der Einfluß der Wahl einer bestimmten Bewertungsmatrix auf das Regelverhalten ist nicht *quantitative* vorhersehbar. Das Optimierungsziel kann damit nicht gezielt vorgegeben werden.
2. Die Optimierungsaufgabe kann nur iterativ mit numerischen Methoden gelöst werden.

Deshalb wird unter Abschnitt 6.1.1 eine von Kalman entwickelte Methode vorgestellt, bei der die Optimierungsaufgabe in den Frequenzbereich übertragen wird. Dieser Ansatz ermöglicht sowohl eine quantitative Beurteilung der physikalischen Konsequenzen der Optimierung als auch die Ableitung einer analytischen Lösung.

Im vorliegenden Abschnitt 7.6 wird diese Optimierungsaufgabe für das kontinuierliche System in Abhängigkeit des Entwurfsziels *Geschwindigkeitsverstärkung* k_v gelöst. Im Anschluß werden unter Abschnitt 7.7 die für das Verhalten des resultierenden optimalen Regelkreises signifikanten Pole in Abhängigkeit der Geschwindigkeitsverstärkung k_v dargestellt.

7.1 Formulierung des kontinuierlichen Optimierungsproblems im Zeitbereich

Eine kontinuierliche Regelung wird hier optimal bezeichnet, wenn sie das Gütekriterium 6.1-1

$$J = \int_0^{\infty} [\underline{x}^T(t) \underline{Q} \underline{x}(t) + u^2(t)] dt \rightarrow \text{minimal} \quad (7.1-1)$$

minimiert. Dabei kann nach Kalman für die Gütematrix Q ohne Einschränkung der Allgemeinheit

$$\underline{Q} = \underline{k} \cdot \underline{g} \cdot \underline{g}^T \quad (7.1-2)$$

angesetzt werden (siehe Abschnitt 6.1).

7.2 Iterative Lösung des kontinuierlichen Optimierungsproblems im Zeitbereich

Die Lösung dieser Optimierungsaufgabe erfolgt im Zeitbereich über die Lösung der Riccatigleichung 6.1-3:

$$\underline{Q} = \underline{A}^T \underline{P} + \underline{P} \underline{A} - \underline{P} \underline{b} \underline{b}^T \underline{P} \quad (7.2-1)$$

Ist \underline{P} eine eindeutige und positiv-definite Lösung dieser Gleichung so erhält man für den im Sinne des quadratischen Gütefunktionalen optimalen Regler (siehe Abschnitt 6.1):

$$\underline{u} = -\underline{b}^T \cdot \underline{P} \cdot \underline{x}(t) = -\underline{k}^T \underline{x}(t) \quad (7.2-2)$$

7.3 Übertragung des kontinuierlichen Optimierungsproblems in den Frequenzbereich

Mangelnde Echtzeitfähigkeit und Beurteilbarkeit im Zeitbereich. Theoretisch kann nach Vorgabe einer Bewertungsmatrix Q mit der Riccatigleichung ein optimaler Regler berechnet werden. Der aus der Q -Vorgabe resultierende Regelkreis muß jedoch i.a. mit einem Simulationssystem überprüft und Q solange iterativ verändert werden bis das Regelverhalten den Anforderungen der Anwendung entspricht. Diese manuelle "try-and-error-Synthese" des Regelkreises eignet sich natürlich nicht für eine automatische Adaption und Inbetriebnahme. Die anschließende Berechnung der Riccatigleichung kann zwar automatisch erfolgen, jedoch ist auch hier die Anzahl der notwendigen Iterationsschleifen nicht von vornherein bekannt (vgl. Abschnitt 6.1).

Zielvorgabe und Lösung der Optimierung im Frequenzbereich. In Abschnitt 6.1.1 wird deshalb die mit den Gleichungen 7.1-1,2 und 7.2-1,2 im Zeitbereich definierte Optimierungsaufgabe in den Frequenzbereich übertragen.

1. Das Ziel der Optimierung wird nunmehr durch ideale Pole statt durch die Bewertungsmatrix \underline{Q} vorgegeben (siehe Abschnitt 6.3).
2. Die Lösung der Optimierungsaufgabe erfolgt nunmehr durch eine analytische Auswertung der Gleichung des optimalen Wuzelortes algebraisch statt durch eine numerisch-iterative Lösung der Riccatigleichung (siehe Abschnitt 7.6).

Das Gütekriterium 7.1-1 dient somit nur noch einer allgemeinen Definition der Optimierungsaufgabe und die Riccatigleichung 7.2-1 als ein Zwischenschritt bei der Ableitung der Gleichung des optimalen Wurzelorts 7.3-1. Die Gleichungen 6.3.1 zeigen den Zusammenhang zwischen der Optimierung im Zeit- und Frequenzbereich im allgemeinen sowie der Bewertungsmatrix \underline{Q} und dem Gütepolynom $\underline{D}_L(s)$ im konkreten. Bei der nachfolgenden Lösung der Optimierungsaufgabe wird jedoch auch diese Beziehungen zum Zeitbereich nicht weiter berücksichtigt und das Optimierungsziel direkt im Frequenzbereich vorgegeben.

Für das diskrete System gilt entsprechendes (siehe [BRI-2000]). Die Optimierung wird damit in beiden Fällen vollständig im Frequenzbereich durchgeführt.

Gleichung des optimalen Wurzelorts. Mit den unter Abschnitt 6 vorgestellten Kalmanschen Theoremen kann die mit der Riccatigleichung 7.2-1 gegebene Optimalitätsbedingung auch in Abhängigkeit der charakteristischen Polynome von Regelstrecke und -kreis $\underline{D}_S(s)$ und $\underline{D}_R(s)$ sowie mit Hilfe eines geeignet zu wählenden Gütepolynoms $\underline{D}_L(s)$ angegeben werden (vgl. Gleichung 6.1.1-5):

$$\underline{D}_R(s) \cdot \underline{D}_R(-s) = \underline{D}_S(s) \cdot \underline{D}_S(-s) + k \underline{D}_L(s) \cdot \underline{D}_L(-s) \quad (7.3-1)$$

Eine ausführliche Herleitung dieser Beziehung findet man z.B. in [WAMB-88] und [LEYH-87]. Für die Formulierung des Gleichungssystems (vgl. Abschnitt 7.6.2) zur Lösung von 7.3-1 benötigt man damit die Polynomprodukte $\underline{D}_R(s)\underline{D}_R(-s)$, $\underline{D}_S(s)\underline{D}_S(-s)$ und $\underline{D}_L(s)\underline{D}_L(-s)$.

Regelpolynom. In der Gleichung des optimalen Wurzelorts 7.3-1 bezeichnet $\underline{D}_R(s)$ das gesuchte charakteristische Polynom des geschlossenen Regelkreises (vgl. Abschnitt 3). Seine Nullstellen entsprechen den gesuchten optimalen Polen des geschlossenen Regelkreises:

$$\Delta_R(s) = s^4 + n_3 s^3 + n_2 s^2 + n_1 s + n_0 = (s + s_1)(s + s_2)(s + s_3)(s + s_4) \quad (7.3-2a)$$

Für dessen Produkt $\underline{D}_R(s)\underline{D}_R(-s)$ erhält man: (7.3-2b)

$$\Delta_R(s) \cdot \Delta_R(-s) = s^8 + s^6 [2n_2 - n_3^2] + s^4 [2n_0 + n_2^2 - 2n_1 n_3] + s^2 [2n_0 n_3 + n_1^2] + [n_0^2]$$

Streckenpolynom. Entsprechend bezeichnet $\underline{D}_S(s)$ das charakteristische Polynom der jeweils vorliegenden, reibungsfreien Regelstrecke (vgl. Abschnitt 3):

$$\Delta_S(s) = s^4 + m_3 s^3 + m_2 s^2 + m_1 s = (s - s_1)(s - s_2)(s - s_3)(s - s_4) = (s + j\omega_{12})(s - j\omega_{12})s \cdot s \quad (7.3-3a)$$

Für dessen Produkt $\underline{D}_S(s)\underline{D}_S(-s)$ erhält man: (7.3-3b)

$$\Delta_S(s) \cdot \Delta_S(-s) = s^8 + s^6 (2m_2 - m_3^2) + s^4 (m_2^2 - 2m_1 \cdot m_3) - s^2 (m_1^2)$$

Gütepolynom. Weiter bezeichnet $\underline{D}_L(s)$ das Gütepolynom mit welchem das Optimierungsziel vorgegeben wird (siehe Abschnitt 6.3.1):

$$\begin{aligned} \Delta_L(s) &= \left[s + \frac{w_\ell}{2} (\sqrt{3} + j) \right] \left[s + \frac{w_\ell}{2} (\sqrt{3} - j) \right] [s + w_\ell \sqrt{3}] \\ &= s^3 + w_\ell [a + 2 \sin(j_d)] s^2 + w_\ell^2 [1 + 2a \sin(j_d)] s + a w_\ell^3 \quad (7.3-4a) \\ &= s^3 + l_2 s^2 + l_1 s + l_0 \end{aligned}$$

Für dessen Produkt $\underline{D}_L(s)\underline{D}_L(-s)$ erhält man: (7.3-4b)

$$\begin{aligned} \Delta_L(s) \cdot \Delta_L(-s) &= -s^6 + s^4 (l_2^2 - 2l_1) - s^2 (2l_0 l_2 - l_1^2) + l_0^2 \\ &= -s^6 + w_\ell^2 [a^2 - 2 + 4 \sin^2(j_d)] s^4 + w_\ell^2 [2a^2 - 1 - 4a^2 \sin^2(j_d)] s^2 + a^2 w_\ell^6 \\ &= -s^6 + e \cdot w_\ell^2 s^4 - f \cdot w_\ell^2 \cdot s^2 + g \cdot w_\ell^6 \end{aligned}$$

Mit den Standardvorgaben $a = \sqrt{3}$ und $j_d = 60^\circ$ folgt daraus (ebenda):

$$\Delta_L(s) \Delta_L(-s) = -s^6 + 4 \cdot w_\ell^2 s^4 - 4 \cdot w_\ell^2 \cdot s^2 + 3 \cdot w_\ell^6 \quad (7.3-4c)$$

7.4 Der optimale Wurzelort des kontinuierlichen Systems

Die Wurzelortskurve erhält man durch das Lösen der Gleichung 7.4-1

$$0 = \Delta_S(s) \cdot \Delta_S(-s) + k \cdot \Delta_L(s) \cdot \Delta_L(-s) \quad (7.4-1)$$

indem man den Faktor zu Stellgrößengewichtung κ von Null bis unendlich variiert. Für jede Stellgrößengewichtung κ , besitzt die Gleichung des optimalen Wurzelorts 7.4-1 die acht Nullstellen: $\pm s_1, \pm s_2, \pm s_3, \pm s_4$. Jede Lösung entspricht einem Punkt in der komplexen (s -) Ebene. Die Nullstellen sind spieghelförmig zur imaginären Achse, d.h. wenn s_j eine Nullstelle ist, ist auch $-s_j$ eine Nullstelle (siehe Fig. 7.4-1). Die stabilen Wurzeln in der linken Halbebene entsprechen den optimalen Regelpolen.

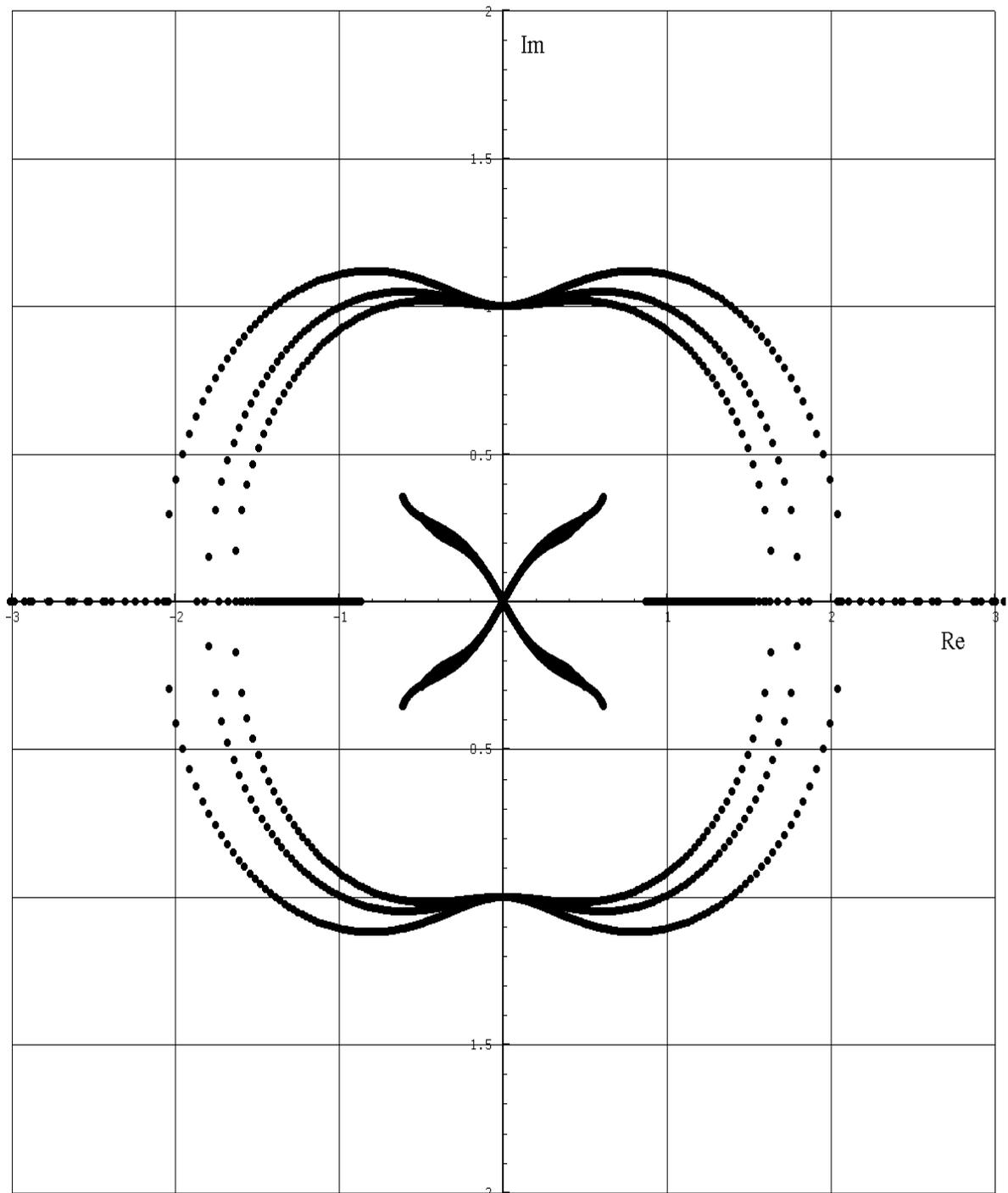


Fig 7.4-1: Verlauf des normierten Wurzelorts ($s' = s/w_{12}$) des optimalen, kontinuierlichen Regelkreises in Abhängigkeit der Stellgrößengewichtung ($0 < k < \infty$) bei verschiedenen Optimierungszielen $l = (w_l/w_{12})^2$.

Der Verlauf des optimalen Wurzelorts in Abhängigkeit der Stellgrößengewichtung k

Kurvenanfang. Die Wurzelortskurve beginnt für $k=0$, was im Gütefunktional einer *starken Bewertung* der Stellgröße entspricht, in den 8 Polen von $D_S(s)D_S(-s)$, also den 4 Polen der Regelstrecke und deren Spiegelwerte.

Kurvenende. Sie endet für $k \rightarrow \infty$ was im Gütefunktional einer *Nichtbewertung* der Stellgröße gleichkommt, in den 6 Polen von $D_L(s)D_L(-s)$, also den 3 idealen Polen und deren Spiegelwerte. Die 2 "restlichen" reellen Pole enden im Unendlichen (siehe Fig. 7.4-1).

Die WOK-Verstärkung k des Wurzelortskurvenverfahren

Bei der Optimierung im Frequenzbereich wird das Optimierungsziel entweder, wie im Zeitbereich, durch die Matrix Q oder das Polynom $D_L(s)$ vorgegeben. Im allgemeinen sind die Nullstellen von $D_L(s)$ die gewünschten Eigenwerte des Regelkreises. Sie werden in Abschnitt 6.3.1 definiert und als "ideale" Nullstellen bezeichnet.

Um die Regeln des Wurzelortsverfahrens direkt anwenden zu können, müssen die höchsten Potenzen der Polynome $D_L(s) \cdot D_L(-s)$ und $D_S(s) \cdot D_S(-s)$ den Koeffizienten 1 besitzen (vgl.). Dazu wird die Gleichung der WOK 7.3-1 mit dem Streckenpolynom 7.3-3 und dem Gütepolynom 7.3.4 in der Produktform

$$\begin{aligned} \Delta_S(s)\Delta_S(-s) + k \cdot \Delta_L(s)\Delta_L(-s) = & \\ s^8 + & \\ s^6 [s_1^2 + s_2^2 + s_3^2 + s_4^2] + & \\ s^4 [s_1^2 s_2^2 + (s_1^2 + s_2^2)(s_3^2 + s_4^2) + s_3^2 s_4^2] + & \quad (7.4-2) \\ s^2 [s_1^2 s_2^2 (s_3^2 + s_4^2) + s_3^2 s_4^2 (s_1^2 + s_2^2)] + & \\ [s_1^2 s_2^2 s_3^2 s_4^2] + & \\ (-k) \{ + s^6 - w_l^2 [a^2 - 2 + 4 \sin^2(j_d)] s^4 - w_l^2 [2a^2 - 1 - 4a^2 \sin^2(j_d)] s^2 - a^2 w_l^6 \} & \end{aligned}$$

mit der Verstärkung

$$V = +k = -k \quad (7.4-3)$$

dargestellt. Im Gegensatz zum diskreten Fall (siehe [BRI-2000]) wird die kontinuierliche WOK-Verstärkung k im folgenden nicht weiterverwendet, da hier die aussagefähigere Geschwindigkeitsverstärkung k_v direkt als Entwurfsziel vorgegeben werden kann.

7.5 Konsequenzen der absoluten Lage der idealen Pole

Möchte man das Optimierungsziel im Frequenzbereich durch das bekannte Verhalten eines dominanten Polpaars definieren und dessen Kennkreisfrequenz w_l in Abhängigkeit der auszuregelnden mechanischen Eigenfrequenz w_{l2} vorgeben, so stellt sich die Frage welcher Wert für das w_l/w_{l2} -Verhältnis sinnvoller Weise vorgegeben wird. Dabei ist zu berücksichtigen, daß die Kennkreisfrequenz w_l sowohl die maximal-mögliche (k_vMax) als auch die minimal-mögliche (k_vMin) Geschwindigkeitsverstärkung sowie die dafür jeweils erforderliche Stellgröße (w_A/w_{l2}) beeinflusst.

Verschiebung der absoluten Lage der idealen Pole mit w_l

Eine Regelung wird sicher nicht zufriedenstellend arbeiten, wenn das Regelverhalten dominant vom Mechanikpolpaar statt von dem Regelpolpaar bestimmt wird, d.h. wenn das Realteilverhältnis $Re(s_3)/Re(s_1) < 1$ wird. Deshalb wünscht man sich zwar einerseits eine möglichst große Geschwindigkeitsverstärkung k_vMax vorgeben zu können, andererseits sollte die Dominanz bereits mit möglichst kleinen k_v - und w_A/w_{l2} -Werten erreicht werden können. Wie man aus Tabelle 6.3.2-1 und Fig. 7.4-1 erkennt, sind diese Teilziele gegenläufig. Eine größere Kennkreisfrequenz w_l erhöht nicht nur k_vMax sondern auch $k_vMin[Re(s_{34}) \approx Re(s_{12})]$ und $w_A/w_{l2}[Re(s_{34}) \approx Re(s_{12})]$. Damit erfordert die Wahl der Kennkreisfrequenz w_l einen sinnvollen Kompromiß zwischen diesen gegenläufigen Teilzielen (siehe Abschnitt 6.3.2).

7.6 Algebraische Lösung der Gleichung des optimalen Wurzelorts

7.6.1 Voraussetzungen

Ziel des Abschnitts 7.6 ist die Ableitung einer algebraischen Lösung des optimalen Wurzelortes für eine gegebene Regelstrecke (D) und eine vorgegebene Geschwindigkeitsverstärkung k_v . Kennt man die optimalen Pole, so kann man mit diesen nach dem Verfahren der Polvorgabe die Reglerkoeffizienten berechnen (vgl. Abschnitt 3.1.2).

Mathematische Lösbarkeit

Die kontinuierliche Entwurfsaufgabe führt unter folgenden Voraussetzungen auf eine lösbare Gleichung vierten Grades (7.6.3-4):

Vernachlässigung der Reibung. Bei mechanisch-starren Systemen kann nach [HOLIK-88] die Newtonsche Reibung vernachlässigt werden. Die im experimentellen Teil der Arbeit gemachten Erfahrungen (vgl. Abschnitt 2, [BRI-2000] und [HOLIK-88]) zeigen, daß dies auch beim nachgiebigen System praktisch immer möglich ist. Zudem ist die tatsächliche Reibung des realen Systems eher geschwindigkeitsunabhängig als geschwindigkeitsproportional. Eine solche "trockene" Reibung kann jedoch durch ein lineares Zustandsmodell sowieso nicht beschreiben werden. Demgegenüber kann sie durch eine sogenannte "Stellgrößenaufschaltung" einfach kompensiert werden. Bei Berücksichtigung der geschwindigkeitsproportionalen Reibung führt der Koeffizientenvergleich von Abschnitt 7.6.2 für den normierten Koeffizienten n'_1 auf eine "echte" Gleichung 8. Grades die nur mit Hilfe numerischer Verfahren gelöst werden kann.

Kleine k_v -Vorgaben. Eine numerische Untersuchung des Verlaufs der beiden reellen Lösungen der Gleichung 7.6.4-9 für den Regelkoeffizienten n_1 zeigt, daß sie sich für hinreichend große k_v -Vorgaben deutlich unterscheiden, so daß die Auswahl der gesuchten größeren (stabilen) Lösung unproblematisch ist. Für die (in der Praxis unsinnige) Vorgabe $k_v \rightarrow 0$ rücken die beiden Lösungen jedoch immer dichter zu einer Doppellösung bei $n_1 = 2k_v$ zusammen. Der Verlauf des Polynoms 7.6.4-9 ist in deren Umgebung extrem flach, so daß im Lösungsalgorithmus auf eine genügende mathematische Genauigkeit geachtet werden muß.

Regelungstechnische Lösbarkeit

Die Lösung der Optimierungsaufgabe ist nicht nur mathematisch möglich, sondern auch regelungstechnisch sinnvoll, wenn folgende Voraussetzungen erfüllt sind:

Stellgrößenbeschränkung. Das lineare Modell der Regelstrecke berücksichtigt nicht die endliche Stellgrenze realer Antriebe, bei denen immer gelten muß (vgl. Abschnitt 3):

$$u_{Max} \leq k_{xal} + k_{xml} (v_{Max}/k_v) \quad (7.6.1)$$

Die Stellgrenze u_{Max} ist von der maximalen Arbeitsgeschwindigkeit v_{Max} abhängig und kann durch die Antriebseckfrequenz w_A beschrieben werden. Das Maximum der Stellgröße wird nicht überschritten wenn gilt (vgl. Abschnitt 3.1.3):

$$\frac{w_A}{w_{12}} \geq n'_1 \cdot \left(\frac{k_v}{v_{Max}} \right) \cdot r_{Sprung, Max} = \frac{n_1}{w_{12} \cdot w_{12} \cdot w_{12}} = n'_1 \quad (7.6.1-1b)$$

Die Gleichung entspricht physikalisch der Forderung, daß der Motor (w_A) hinreichend schnell sein muß, um die mechanische Nachgiebigkeit (w_{12}) mit der geforderten Bandbreite (k_v) auszuregeln (ebenda).

Dominanz des Regelpolpaares gegenüber dem Mechanikpolpaar. Die Regelung wird sicher nicht zufriedenstellend arbeiten, wenn das Mechanikpolpaar s_{34} gegenüber dem Regelpolpaar s_{12} dominant bleibt (siehe Abschnitt 6.3.2, 7.5 und 9.2.2), d.h. wenn gilt: $|Re(s_{34})| < |Re(s_{12})|$. Da s_{34} die Schwingungsfähigkeit des Systems repräsentiert, bedeutet seine Dominanz, daß diese Schwingungen in der Regelgröße auftreten. Wie eine Untersuchung der Radikale der Gleichung 7.4-1 zeigt, ist dies der Fall, wenn gilt:

$$\boxed{(n'_3/2) \left[(n'_3/4) - n'_2 \right] + n'_1 > 0} \quad (7.6.1-2)$$

7.6.2 Formulierung des Gleichungssystems

Grundlage des folgenden Abschnitts ist die Gleichung des optimalen Wurzelorts 7.4-1:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{D}_R(s) \cdot \mathbf{D}_R(-s) &= \mathbf{D}_S(s) \cdot \mathbf{D}_S(-s) + \mathbf{k} \mathbf{D}_L(s) \cdot \mathbf{D}_L(-s) \\
 \text{Die Bestimmung des charakteristischen Polynoms des Regelkreises } \mathbf{D}_R(s) &\text{ erfolgt durch den Vergleich} \\
 \text{der Koeffizienten der beiden Seiten der Optimalitätsbedingung 7.3-1. Mit 7.3-2,3,4 erhält man:} & \\
 \Delta_R(s) \cdot \Delta_R(-s) &= \Delta_S(s) \cdot \Delta_S(-s) + \mathbf{k} \cdot \Delta_L(s) \cdot \Delta_L(-s) = \\
 = s^8 &= s^8 \\
 + s^6 [2n_2 - n_3^2] &+ s^6 [2m_2 - m_3^2 - \mathbf{k}] \\
 + s^4 [2n_0 + n_2^2 - 2n_1 n_3] &+ s^4 [m_2^2 - 2m_1 \cdot m_3 + \mathbf{k}(l_2^2 - 2l_1)] \\
 + s^2 [2n_0 n_3 + n_1^2] &+ s^2 [-m_1^2 - \mathbf{k}(2l_0 l_2 - l_1^2)] \\
 + [n_0^2] &+ \mathbf{k} \cdot l_0^2 \tag{7.6.2-1}
 \end{aligned}$$

Normiert man 7.6.2-1 mit \mathbf{w}_{12}^8 , so erhält man mit $s' = s/\mathbf{w}_{12}$ und den in 7.6.2-2 definierten Abkürzungen:

$$\begin{aligned}
 \Delta_R(s') \cdot \Delta_R(-s') &= \Delta_S(s') \cdot \Delta_S(-s') + \mathbf{k} \cdot \Delta_L(s') \cdot \Delta_L(-s') = \\
 = s'^8 + &= s'^8 \\
 - s'^6 [s_1'^2 + s_2'^2 + s_3'^2 + s_4'^2] + &+ s'^6 \left[2\left(\frac{m_2}{\mathbf{w}_{12}^2}\right) - \left(\frac{m_3}{\mathbf{w}_{12}}\right)^2 - \mathbf{k}' \right] \\
 + s'^4 [s_1'^2 s_2'^2 + (s_1'^2 + s_2'^2)(s_3'^2 + s_4'^2) + s_3'^2 s_4'^2] + &+ s'^4 \left[\left(\frac{m_2}{\mathbf{w}_{12}^2}\right)^2 - 2\left(\frac{m_1}{\mathbf{w}_{12}^3}\right) \cdot \left(\frac{m_3}{\mathbf{w}_{12}}\right) + \left(\frac{\mathbf{k}}{\mathbf{w}_{12}^2}\right) \left(\frac{\mathbf{w}_l^2}{\mathbf{w}_l^2}\right) \left(\left(\frac{l_2}{\mathbf{w}_l^2}\right)^2 - 2\left(\frac{l_1}{\mathbf{w}_l^2}\right)\right) \right] \\
 - s'^2 [s_1'^2 s_2'^2 (s_3'^2 + s_4'^2) + s_3'^2 s_4'^2 (s_1'^2 + s_2'^2)] + &+ s'^2 \left[-\left(\frac{m_1}{\mathbf{w}_{12}^3}\right)^2 + \left(\frac{\mathbf{k}}{\mathbf{w}_{12}^2}\right) \left(\frac{\mathbf{w}_l^2}{\mathbf{w}_{12}^2}\right)^2 \left(2\left(\frac{l_0}{\mathbf{w}_l^3}\right) - \left(\frac{l_1}{\mathbf{w}_l^2}\right)^2\right) \right] \\
 + [s_1'^2 s_2'^2 s_3'^2 s_4'^2] &+ \left[\left(\frac{\mathbf{k}}{\mathbf{w}_{12}^2}\right) \left(\frac{\mathbf{w}_l^2}{\mathbf{w}_{12}^2}\right)^3 \left(\frac{l_0}{\mathbf{w}_l^3}\right)^2 \right] \\
 = s'^8 + &= s'^8 \tag{7.6.2-2} \\
 + s'^6 \left[2\left(\frac{n_2}{\mathbf{w}_{12}^2}\right) - \left(\frac{n_3}{\mathbf{w}_{12}}\right)^2 \right] + &+ s'^6 [2m_2' - m_3'^2 - \mathbf{k}'] \\
 + s'^4 \left[2\left(\frac{n_0}{\mathbf{w}_{12}^4}\right) + \left(\frac{n_2}{\mathbf{w}_{12}^2}\right)^2 - 2\left(\frac{n_1}{\mathbf{w}_{12}^3}\right) \left(\frac{n_3}{\mathbf{w}_{12}}\right) \right] + &+ s'^4 [m_2'^2 - 2m_1' \cdot m_3' + \mathbf{k}' \cdot l(l_2'^2 - 2l_1')] \\
 + s'^2 \left[2\left(\frac{n_0}{\mathbf{w}_{12}^4}\right) \left(\frac{n_2}{\mathbf{w}_{12}^2}\right) - \left(\frac{n_1}{\mathbf{w}_{12}^3}\right)^2 \right] + &+ s'^2 [-m_1'^2 - \mathbf{k}'(2l_0' l_2' - l_1'^2)] \\
 + \left[\left(\frac{n_0}{\mathbf{w}_{12}^4}\right)^2 \right] &+ [\mathbf{k}' \cdot l^3 \cdot l_0'^2] \tag{7.6.2-3}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 = s'^8 &= s'^8 \\
 + s'^6 [2n_2' - n_3'^2] &+ s'^6 [d_6 - \mathbf{k}'] \\
 + s'^4 [2n_0' + n_2'^2 - 2n_1' n_3'] &+ s'^4 [d_4 + \mathbf{k}' \cdot l \cdot e] \\
 + s'^2 [2n_0' n_2' - n_1'^2] &+ s'^2 [d_2 - \mathbf{k}' \cdot l^2 \cdot f] \\
 + [n_0'^2] &+ [\mathbf{k}' \cdot l^3 \cdot g]
 \end{aligned}$$

Nur die *geraden* Koeffizienten der beiden Polynome 8. Ordnung 7.6.2-2 und 7.6.2-3 sind ungleich Null !

Ihr Vergleich liefert das folgende Gleichungssystem 4. Ordnung:

$$\begin{aligned}
 [d_6 - \mathbf{k}'] &= [2n'_2 - n_3'^2] &&= -[s_1'^2 + s_2'^2 + s_3'^2 + s_4'^2] \\
 [d_4 + \mathbf{k}' \cdot l \cdot e] &= [2n'_0 + n_2'^2 - 2n_1'n_3'] &&= +[s_1'^2 s_2'^2 + (s_1'^2 + s_2'^2)(s_3'^2 + s_4'^2) + s_3'^2 s_4'^2] \\
 [d_2 - \mathbf{k}' \cdot l^2 \cdot f] &= [2n'_0 n_2' - n_1'^2] &&= -[s_1'^2 s_2'^2 (s_3'^2 + s_4'^2) + s_3'^2 s_4'^2 (s_1'^2 + s_2'^2)] \\
 [\mathbf{k}' \cdot l^3 \cdot g] &= [n_0'^2] &&= +[s_1'^2 s_2'^2 s_3'^2 s_4'^2]
 \end{aligned} \tag{7.6.2-4}$$

Der Vergleich der Koeffizienten der Polynome *achter* Ordnung der Optimalitätsbedingung 7.3-1 führt somit auf das nichtlineare Gleichungssystem *vierter* Ordnung (7.6.2-4) da bei Annahme einer reibungsfreien Regelstrecke (7.3-3) nur deren *geraden* Koeffizienten ungleich Null sind !

Damit stehen 4 Bedingungen zur Ermittlung der 5 Unbekannten zur Verfügung: den Nullstellen s_1, s_2, s_3, s_4 oder den Koeffizienten n_1, n_2, n_3, n_4 des charakteristischen Polynoms $D_R(s)$ und der Stellgrößengewichtung \mathbf{k} Die fehlende fünfte Bedingung erhält man aus der Vorgabe des Entwurfsziels.

7.6.3 Strategien zur Lösung der Optimierungsaufgabe

Zur Lösung des Gleichungssystems 7.6.2-4 lassen sich hinsichtlich der Entwurfsvorgabe und des Entwurfsergebnisses vier Strategien unterscheiden:

Alternative Entwurfsvorgaben

Hinsichtlich der Entwurfsvorgabe kann (vgl. Abschnitt 3)

1. die Geschwindigkeitsverstärkung $kv = n_0/n_I$ vorgegeben werden und das Stellgrößenmaximum $uMax = iMax = (vMax \cdot n_0) / (a_{21} \cdot b_4 \cdot kv)$ überprüft werden, oder
2. das Stellgrößenmaximum $uMax$ über die Antriebseckfrequenz $\mathbf{w}_A / \mathbf{w}_{12} \geq n_1 / \mathbf{w}_{12}^3$ vorgegeben werden und kv nachgerechnet werden.

kv-Vorgabe. Bei Vorgabe der Geschwindigkeitsverstärkung kv kann eine algebraisch lösbare Gleichung 4. Ordnung zur Bestimmung des Koeffizienten n_I des charakteristischen Polynoms abgeleitet werden (siehe Abschnitt 7.6.4). Diese Lösung des resultierenden Gleichungssystems und damit der kontinuierlichen Optimierungsaufgabe insgesamt wird durch seine folgenden Eigenschaften begünstigt:

- Die Geschwindigkeitsverstärkung hängt mit $kv = n_0/n_I$ nur von zwei Polynomkoeffizienten ab.
- Durch das Einsetzen von $n_0 = kv \cdot n_I$ in das Gleichungssystem 7.6.2-4 kann n_0 eliminiert und nach n_I aufgelöst werden.

uMax-Vorgabe. Wie unter Abschnitt 3 gezeigt wird, führt der Entwurf auf Nutzung des Stellgrößenmaximums auf eine Festlegung von $n'_1 = \mathbf{w}_A / \mathbf{w}_{12}$. Ein Auflösen des Gleichungssystems nach n_I ist damit nicht mehr möglich. Umgekehrt führt ein Auflösen nach n_0 wieder auf eine unlösbare Gleichung 8. Ordnung [PALM-89].

Insgesamt konnte eine geschlossen lösbare Entwurfsgleichung nur bei Vorgabe der Geschwindigkeitsverstärkung kv gefunden werden.

Alternative Entwurfsergebnisse

Hinsichtlich des Entwurfsergebnisses kann das Gleichungssystem entweder zu Berechnung

1. der Koeffizienten n_i
2. oder der Nullstellen s_i

des charakteristischen Polynoms des Regelkreises umgeformt werden.

Nullstellen s_i : Beim quasidiskreten Syntheseverfahren werden die bei der kontinuierlichen Optimierung in der s-Ebene ermittelten Pole in die z-Ebene transformiert (siehe Abschnitt 4). Im Falle dieser "nachträglichen Diskretisierung" wäre deshalb eine direkte Berechnung der Regelpole s_i wünschenswert. Die Gleichung 3.1.4.1-4 der Geschwindigkeitsverstärkung $kv = -1 / (+s_1^{-1} + s_2^{-1} + s_3^{-1} + s_4^{-1})$ führt jedoch auf eine Beziehung, in der

- erstens alle vier Nullstellen s_i und
- zweitens diese linear auftreten während das Gleichungssystem 7.6.2-4 nur Beziehungen zwischen den Quadraten der vier Regelpole $s_1; s_2; s_3; s_4$ aufstellt.

Infolgedessen konnte für das Entwurfsziel "Regelpole" ebenfalls keine algebraische Lösung gefunden werden.

Koeffizienten n_i : Bei Vorgabe der Geschwindigkeitsverstärkung kv kann eine algebraisch "noch" lösbare Gleichung 4. Ordnung zur Bestimmung des Koeffizienten n_I des charakteristischen Polynoms abgeleitet werden (siehe Abschnitt 7.6.4). Diese Lösung des resultierenden Gleichungssystems und damit der kontinuierlichen Optimierungsaufgabe insgesamt wird durch seine folgenden Eigenschaften begünstigt:

- Die unbekannte Stellgewichtung \mathbf{k} kann direkt durch die 4. Gleichung von 7.6.2-4 eliminiert werden.
- Nach der Elimination von \mathbf{k} treten in allen Gleichungen von 7.6.2-4 die Koeffizienten n_i des charakteristischen Polynoms nur als Potenzen 1. und 2. Ordnung auf.
- Ist n_I bekannt, so können die drei restlich Koeffizienten n_i einfach mit den Gleichungen 7.6.4-10 (vgl. auch [BRI-2000]) ermittelt werden.

7.6.4 Gleichung 4. Ordnung zur Bestimmung von n_l als Lösung der Optimierungsaufgabe bei kv-Vorgabe

Zur Lösung des Gleichungssystems 7.6.2-4 setzt man in dieses die Beziehung zwischen der Geschwindigkeitsverstärkung und den Polynomkoeffizienten $k'_v = kv/w_{12} = n'_0/n'_1$ ein:

$$\begin{aligned} [d_6 - \mathbf{K}'] &= [2n'_2 - n_3'^2] \\ [d_4 + \mathbf{K}' \cdot l \cdot e] &= [2k'_v \cdot n'_1 + n_2'^2 - 2 \cdot n'_1 \cdot n_3'] \\ [d_2 - \mathbf{K}' \cdot l^2 \cdot f] &= [2k'_v \cdot n'_1 \cdot n'_2 + n_1'^2] \\ [\mathbf{K}' \cdot l^3 \cdot g] &= [k_v'^2 \cdot n_1'^2] \end{aligned} \quad (7.6.4-1)$$

Damit wird es möglich, die unbekannte Stellgrößengewichtung \mathbf{k} mittels der vierten Gleichung von 7.6.2-4 zu eliminieren. Man erhält:

$$\begin{aligned} d_6 &= 2n'_2 - n_3'^2 + [k_v'^2 / (l^3 \cdot g)] n_1'^2 \\ d_4 &= 2k'_v \cdot n'_1 + n_2'^2 - 2 \cdot n'_1 \cdot n_3' - [e k_v'^2 / (l^2 \cdot g)] n_1'^2 \\ d_2 &= 2k'_v \cdot n'_1 \cdot n'_2 - n_1'^2 + [f k_v'^2 / (l \cdot g)] n_1'^2 \end{aligned} \quad (7.6.4-2)$$

Unter Vernachlässigung der Reibung erhält man mit $a_{22} = a_{44} = 0$, $m_2 = w_{12}$ für die unter 7.6.2-3 eingeführten Abkürzungen $d_6 = 2$, $d_4 = 1$, $d_2 = 0$.

Aus dem Gleichungssystem 7.6.4-2 erhält man (mit den weiteren Abkürzungen c_1 und c_2) aus seiner dritten Gleichung für den Koeffizienten n'_2 :

$$n'_2 = \frac{1}{2k'_v} \left[1 - \frac{f \cdot k_v'^2}{l \cdot g} - d_2 \right] n_1' = \left[\frac{1}{2k'_v} - \frac{f \cdot k_v'^2}{2 \cdot l \cdot g} \right] n_1' = c_1 \cdot n_1' \quad (7.6.4-3)$$

und somit aus seine erste Gleichung

$$d_6 = 2 = 2[c_1 \cdot n_1'] - n_3'^2 + [k_v'^2 / (l^3 \cdot g)] n_1'^2 \quad (7.6.4-4)$$

und seiner zweiten Gleichung:

$$d_4 = 1 = 2k'_v \cdot n_1' - 2 \cdot n'_1 \cdot n_3' - [c_1^2 - e k_v'^2 / (l^2 \cdot g)] n_1'^2 = 2k'_v \cdot n_1' - 2 \cdot n'_1 \cdot n_3' - [c_2] n_1'^2 \quad (7.6.4-5)$$

Aus 7.6.4-5 erhält man weiter den Koeffizienten n'_3

$$n'_3 = \frac{2k'_v \cdot n_1' - [c_2] n_1'^2 - 1}{2 \cdot n_1'} = (c_2 / 2) n_1' + k'_v - 1 / (2 \cdot n_1') \quad (7.6.4-6)$$

Setzt man 7.6.4-6 in 7.6.4-4 ein,

$$2 = 2[c_1 \cdot n_1'] - [(c_2 / 2) n_1' + k'_v - 1 / (2 \cdot n_1')]^2 + [k_v'^2 / (l^3 \cdot g)] n_1'^2 \quad (7.6.4-8)$$

so erhält man schließlich für den gesuchten Koeffizienten n_1' die folgende Bestimmungsgleichung:

$$n_1'^4 \left[\frac{4k_v'^2}{gl^3} - c_2^2 \right] + n_1'^3 [8c_1 - 4k'_v c_2] + n_1'^2 [2c_2 - 8 - 4k_v'^2] + n_1' [4k'_v] + n_1^0 [1] = 0 \quad (7.6.4-9)$$

Mit der Ableitung dieser lösbaren Bestimmungsgleichung 4. Ordnung ist die Synthesaufgabe gelöst, da die drei restlichen Koeffizienten n'_0 , n'_2 , n'_3 sich aus den oben abgeleiteten Gleichungen 7.6.4-3,4,6 ergeben:

$$n'_0 = k'_v \cdot n_1'; \quad n'_2 = \left[\frac{1}{2k'_v} - \frac{f \cdot k_v'^2}{2 \cdot l \cdot g} \right] n_1' = c_1 \cdot n_1'; \quad n'_3 = \frac{2k'_v \cdot n_1' - [c_2] n_1'^2 - 1}{2 \cdot n_1'}; \quad (7.6.4-10)$$

Soll ein kontinuierlicher Regler entworfen werden, so können damit dessen Parameter $k_{1,2,3,4}$ einfach durch einen Koeffizientenvergleich nach Abschnitt 3.1.2 berechnet werden.

Anwendung des allgemeinen Lösungsverfahrens für Gleichungen 4. Ordnung

Die Bestimmungsgleichung 7.6.4-9 entspricht der allgemeinen Form

$$y^4[1] + y^3[a] + y^2[b] + y^1[c] + y^0[d] = 0 \quad (7.6.4-11)$$

Die Lösung solcher Gleichungen vierter Ordnung ist aufwendig aber möglich. Das Verfahren ist in der mathematischen Fachliteratur beschrieben, z.B. [BRON-91]. Für seine Implementierung im Rahmen eines Echtzeitsystems ergeben sich weitere Gesichtspunkte. Da es auch für den diskreten Entwurf benutzt wird und damit eine große Bedeutung für den automatisierten Reglerentwurf für mechanisch-nachgiebige Systeme hat, ist es unter [BRI-2000] ausführlich beschrieben.

Sowohl die Formulierung der Bestimmungsgleichung 7.6.4-9 als auch deren Lösung wurden in einen echtzeitfähigen Algorithmus umgesetzt der ebenfalls unter [BRI-2000] beschrieben ist.

7.7 Der optimale Wurzelort des kontinuierlichen Systems in Abhängigkeit des Entwurfsziels

Ergebnis der Optimierung des kontinuierlichen Regelkreises sind die Nullstellen der charakteristischen Gleichung des geschlossenen Regelkreises $D_R(s)$. Mit der grafischen Darstellung dieser Pole in Abhängigkeit der Stellgrößengewichtung κ (bzw. der WOK-Verstärkung $-k$) erhält man die Wurzelortskurve für eine Regelstrecke. Wird sie in Abhängigkeit der Geschwindigkeitsverstärkung kv dargestellt und auf die mechanische Eigenfrequenz $wI2$ normiert bekommt man eine allgemeingültige, grafische Repräsentation für die betrachtete Klasse mechanisch - nachgiebiger Regelstrecken (vgl. [BRI-2000]).

7.7.1 Darstellung des optimalen Wurzelorts in der komplexen Ebene

Argumente der Wurzelortskurve

WOK als Funktion der Stellgrößengewichtung κ . Fig 7.4-1 zeigt den Verlauf des optimalen Wurzelorts in Abhängigkeit des Laufparameters "Stellgrößengewichtung" $0 < \kappa < +\infty$. Er gibt eine Übersicht über den Verlauf der optimalen Regelpole. Die mit der Polverschiebung erzielte Dynamik und / oder der damit verbundene Stellgrößenaufwand können jedoch nicht direkt abgelesen werden.

WOK als Funktion der Entwurfsvorgabe $kv/wI2$ oder $wA/wI2$. Die Bilder der Abschnitt 7.7.2 und 7.7.3 zeigen die optimalen Wurzelortskurven für den jeweiligen Frequenzbereich in Abhängigkeit der jeweiligen Entwurfsvorgabe (siehe Fig. 7.7.1-1):

Abschnitt	Abbildung	Frequenzbereich	Entwurfsvorgabe	Normierung
7.7.2	Fig. 7.7.2-1	mechanisch- nachgiebig	$kv/wI2$	$wI2$
7.7.2	Fig. 7.7.2-2	mechanisch- nachgiebig	$wA/wI2$	$wI2$
7.7.3	Fig. 7.7.3.5-1	mechanisch-steif	$wA/wI2$	$wI2$ oder wA
7.7.3	Fig. 7.7.3.5-2	mechanisch-steif	$kv/wI2$	$wI2$

Fig. 7.7.1-1: Zusammenstellung der grafischen Darstellungen des optimalen Wurzelorts

Getrennte Darstellung des mechanisch-nachgiebigen und -steifen Frequenzbereiches

Unterhalb eines bestimmten Frequenzverhältnisses $wA/wI2$ ist der Antrieb nicht mehr in der Lage die mechanische Eigenfrequenz auszuregeln. Diese physikalische Eigenschaft kann bei einer kontinuierlichen Systemdarstellung in der komplexen s-Ebene durch den Verlust der Dominanz des Regelpolpaares an das Mechanikpolpaar beschrieben werden (vgl. Abschnitt 7.7.3 und 6.3.2).

Unterhalb der Dominanzgrenze $wA/wI2=0.351978$ bzw. $kv/wI2=0.134$ sind die Verläufe (stark) von der jeweils gewählten Art der Anpassung der Optimierungsparameter l oder wl abhängig. Für jede dieser beiden Arten der Anpassung des Optimierungsziels wurden deshalb die Verläufe getrennt dargestellt. Zum Vergleich werden zusätzlich die Verläufe des Wurzelorts ohne eine Anpassung des Optimierungsziels gezeigt (siehe 7.7.3.5-1 und 2). Sie führen im Allgemeinen auf ein unbefriedigendes Regelverhalten, zeigen jedoch den quantitativen Verlauf des resultierenden Dominanzverlusts. Ein Vergleich der drei Verläufe zeigt, daß die Anpassung des Optimierungsziels an wl (an $wA/wI2$ oder $kv/wI2$) stets zu einer größeren Korrektur ("schärferen Ablenkung") des Wurzelortsverlaufs führt.

Betrag und Winkel des optimalen Wurzelorts

Die Kenntnis der bezüglich Betrag und Winkel genauen Lage der optimalen Pole im Frequenzbereich ermöglicht unter Verwendung von Faustformeln regelungstechnischer Standardwerke [LANDG-70] beim Vorliegen eines dominanten "Regel"-Polpaars ($s_{1/2\text{Regel}}$) exakte Aussagen über die Kenngrößen des Regelkreises im Zeitbereich, d.h. insbesondere über

1. die Anstiegszeit tr und
2. die Überschwingweite Mp (vgl. Abschnitt 3.1.3, 5, 6.3.1, 7.7.1 und 9 sowie [BRI-2000]).

Entwurf auf kv-Vorgabe. In [BRI-2000] werden die einzelnen Verläufe von Betrag und Winkel der beiden Polpaare gezeigt, d.h.

- des Regelpolpaars $s'_{1/2} = s/w_{12}$ und
- des Mechanikpolpaars $s'_{3/4} = s/w_{12}$

in Abhängigkeit der jeweils gewünschten Geschwindigkeitsverstärkung

- $kv/w_{12} < 0.134$ - Regelstrecken mit potentiell Dominanzverlust
- $0.134 < kv/w_{12} < 0.97 \cdot 0.216506$ - Regelstrecken ohne potentiell Dominanzverlust
- $kv/w_{12} > 0.97 \cdot 0.216506$ - "antriebstechnisch - überdimensionierte" Regelstrecken

Entwurf auf Nutzung der Stellgrenze. Für diese Entwurfsart werden diese Verläufe entsprechend in Abhängigkeit des jeweiligen Frequenzverhältnisses wA/w_{12} gezeigt (siehe [BRI-2000]), d.h. in den Frequenzbereichen der mit

- $wA/w_{12} < 0.351978$ - mechanisch-steifen Regelstrecken,
- $0.351978 < wA/w_{12} < 2.9455$ - mechanisch- nachgiebigen Regelstrecken und
- $wA/w_{12} > 2.9455$ - antriebstechnisch-überdimensionierten Regelstrecken.

Verhalten des optimalen Wurzelorts

Eine Analyse der Verläufe der Beträge und Winkel der Pole des optimalen Wurzelorts zeigt folgendes Verhalten (siehe [BRI-2000]):

Regelpolpaar. Das Regelpolpaar $s_{1/2}$ besitzt einen von 45° (nahe der Streckenpole) auf 60° Grad (nahe der idealen Pole) ansteigenden Dämpfungswinkel \mathbf{j}_d . Je nach kv -Vorgabe kann es dabei 60° Grad geringfügig überschreiten. Der Betrag von $s_{1/2}$ steigt mit der kv -Vorgabe recht gleichmäßig von Null auf seinen Maximalwert nahe der idealen Pole an:

$$\left|s_{1/2}\right|_{Max} = \mathbf{w}_i / \mathbf{w}_{12} = 0.5 \quad (7.7.1-1)$$

Mechanikpolpaar. Das Mechanikpolpaar $s_{3/4}$ bleibt trotz steigender kv -Vorgaben relativ lange in der Nähe der Streckenpole auf der imaginären Achse $\pm \mathbf{j}\mathbf{w}_{12}$ und erreicht erst für $kv=0.75kv_{Max}=0.16203w_{12}$ einen Dämpfungswinkel von $\mathbf{j}_d > 20^\circ$, durchläuft dann aber sehr schnell den Bereich $20^\circ < \mathbf{j}_d < 90^\circ$ und wird schließlich reell.

7.7.2 Der optimale Wurzelort im mechanisch-nachgiebigen Frequenzbereich

Mit zunehmenden Entwurfsvorgaben, d.h. mit Zunahme

1. der geforderten Geschwindigkeitsverstärkung $k_v/wl2$ (Entwurf nach k_v -Vorgabe) oder
2. des zur Verfügung stehenden Stellvermögens $wA/wl2$ (Entwurf nach $uMax$ -Vorgabe)

(und Stellgrößengewichtung k) wandern die optimalen Pole des geschlossenen Regelkreises (d.h. die Nullstellen der Gleichung 7.4-1) von den Polen der (reibungsfreien) Regelstrecke (mit der mechanischen Eigenfrequenz $wl2$) bei

$$s_{1,2} = 0 \quad (\text{des Regelpolpaares}) \text{ und} \quad (7.7.2-1)$$

$$s_{3,4} = \pm j \cdot wl2 \quad (\text{des Mechanikpolpaares})$$

zu den "idealen" Polen des Optimierungsziels (siehe Abschnitt 6.3.1)

$$s_{1,2} = -w_l [\sin(j_d) \pm j \cos(j_d)] = -\frac{w_l}{2} (\sqrt{3} \pm j) = -(0.43 \pm j0.25)w_{l2} \quad (\text{des Regelpolpaares})$$

und

$$s_3 = -a \cdot w_l = -\sqrt{3} \cdot \frac{w_{l2}}{2} = -0.86w_{l2} \quad (\text{des Mechanikpolpaares}). \quad (7.7.2-2)$$

$$s_3 = -a \cdot w_l = -\sqrt{3} \cdot \frac{w_{l2}}{2} = -0.86w_{l2} \quad (\text{des Mechanikpolpaares}).$$

Nähert sich

1. die geforderte Geschwindigkeitsverstärkung k_v dem Maximum $k_vMax=0.216506$ (siehe 9.1.1-1) des mechanisch-nachgiebigen Bereichs oder
2. wird das verfügbare relative Stellvermögen sehr groß ($wA/wl2 \gg 1$)

so geht der Stellgrößenbedarf (u) gegen unendlich und die optimalen Pole des geschlossenen Regelkreises gehen in die idealen Pole der Optimierungsvorgabe über.

Mit der Normierung auf die mechanische Eigenfrequenz $wl2$ lassen sich die Lösungen (Nullstellen) der Gleichung des optimalen Wurzelorts 7.4-1 grafisch durch eine Funktionskurve darstellen, die die optimale Lage der Pole des geschlossenen Regelkreises für *alle* mechanisch-nachgiebigen Lageregelstrecken ($wl2$) wiedergibt (siehe Fig 7.7.2-1).

Geht man von einer gegebenen mechanischen Eigenfrequenz $wl2$ (z.B. einer Roboterachse) aus, so können dafür aus Fig. 7.7.2-1 und Fig. 7.7.2-2 im sogenannten "mechanisch-nachgiebigen Frequenzbereich", d.h. dem Bereich ohne potentiellen Dominanzverlust für

1. die jeweils gewünschte Geschwindigkeitsverstärkung $k_vMin=0.134 < k_v < k_vMax=0.216506$ bzw.
2. dem jeweils vorhandenen Stellvermögen $0.351978 < wA/wl2 < \infty$

die optimalen Pole abgelesen werden.

Dominanzverlust. Die Abbildungen des vorliegenden Abschnitts 7.7.2 zeigen, wie das Regelpolpaar mit dem Optimierungsziel $wl=0.5wl2$ für

- Geschwindigkeitsverstärkungen $k_v < k_vMin=0.134$ (siehe Fig. 7.7.2-1) bzw.
- Frequenzverhältnisse $wA/wl2 < wA/wl2Min=0.351978$ (siehe Fig. 7.7.2-2)

gegenüber dem Mechanikpolpaar seine Dominanz verliert (vgl. auch Fig. 9.1.2-1 und 9.2.2.1-1).

Demgegenüber zeigt Fig.7.7.3.5-1 und 2, daß bei einer mechanisch-steifen Regelstrecke mit einem an die kleinen k_v - oder $uMax$ -Vorgaben angepaßtem Optimierungsziel die reale Dominanzgrenze bis $wA/wl2=0$ bzw. $k_v/wl2=0$ sinken kann. In diesen Fällen können auch kleine Geschwindigkeitsverstärkungen oder Stellgrößen vorgegeben werden, ohne daß das Regelpolpaar seine Dominanz verliert.

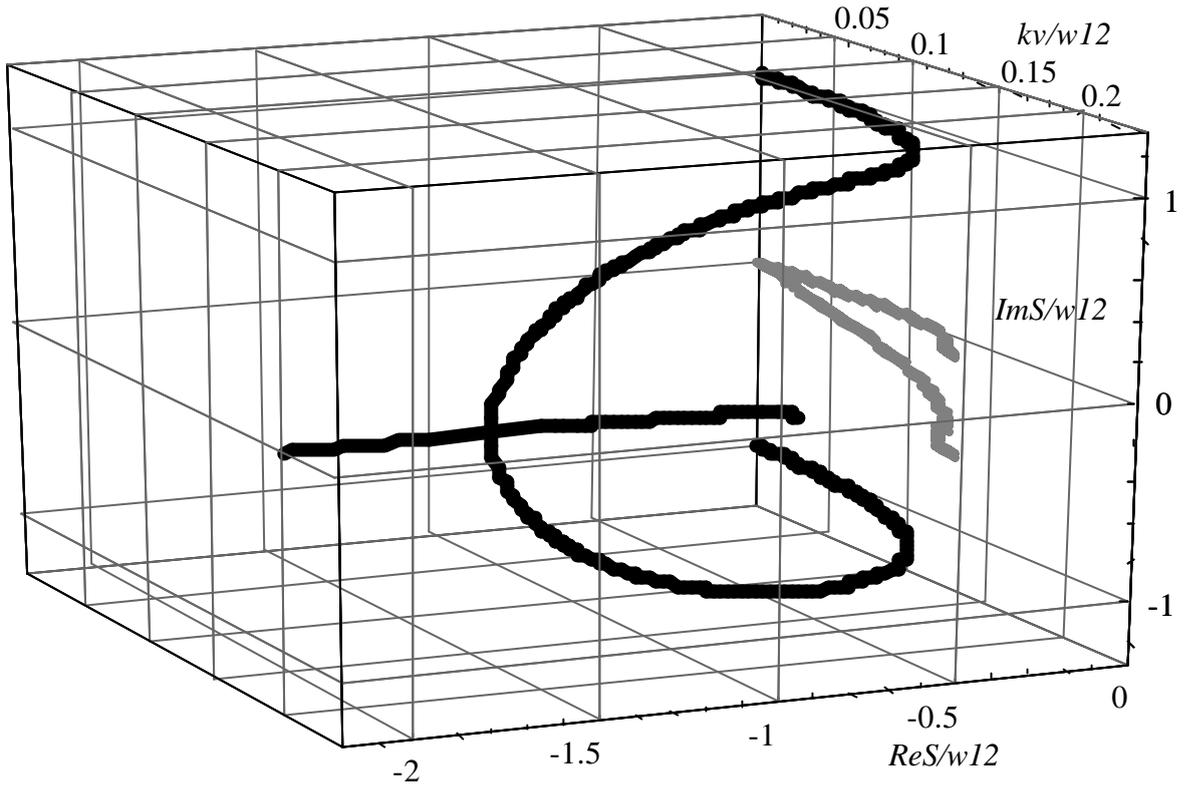


Fig. 7.7.2-1: Die aus dem zeitkontinuierlichen Reglerentwurf nach Vorgabe von Geschwindigkeitsverstärkungen $kv/w12 > 0.134$ (bei Respektierung der maximalen Stellgröße des eingesetzten Antriebs) mit dem Optimierungsziel $wl=0.5 w12$ resultierenden optimalen Pollagen

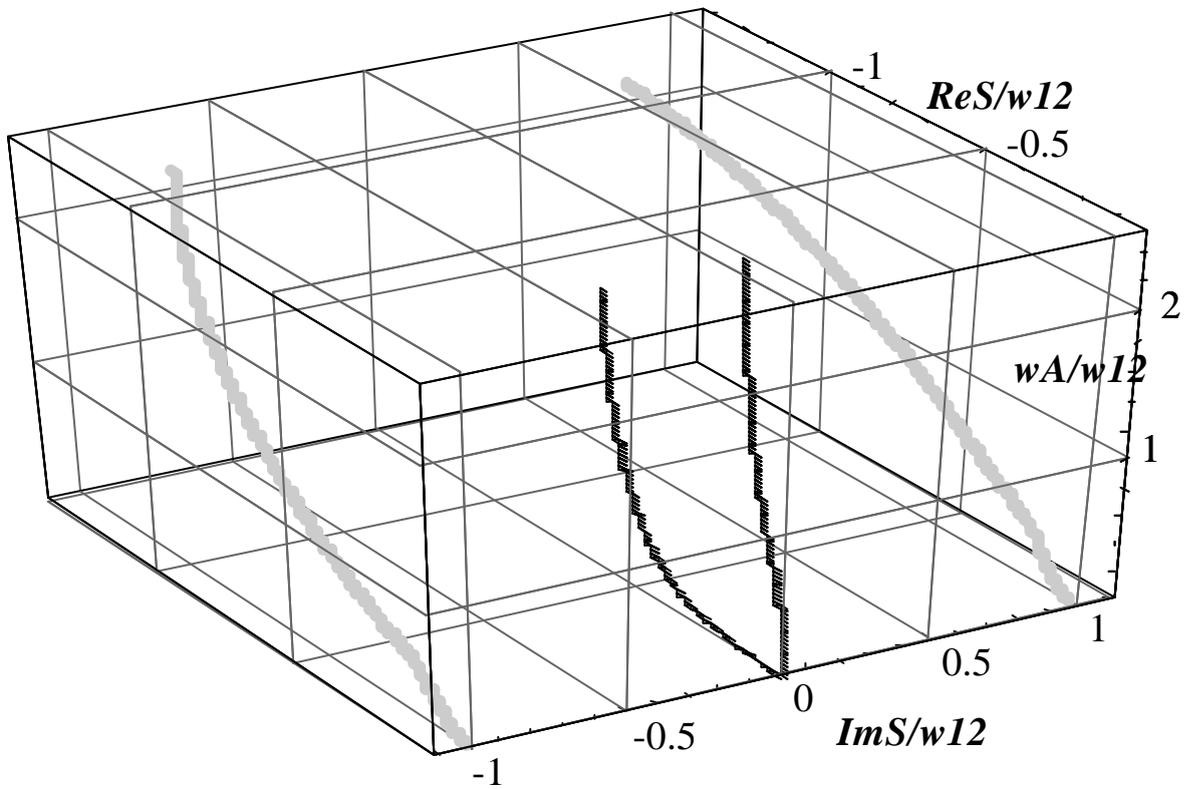


Fig. 7.7.2-2: Die aus dem zeitkontinuierlichen Reglerentwurf auf Nutzung der maximalen Stellgröße im mechanisch-nachgiebigen Frequenzbereich $wA/w12 > 0.351978$ mit dem Optimierungsziel $wl=0.5w12$ resultierenden optimalen Pollagen

7.7.3 Der optimale Wurzelort im Bereich des potentiellen Dominanzverlusts

7.7.3.1 Der Entwurf auf Nutzung der maximalen Stellgrenze

Motivation einer gesonderten Behandlung. Unter Abschnitt 6.3.2 werden die Motivation und die Notwendigkeit einer Anpassung des Optimierungsziels im mechanisch-steifen Frequenzbereich $wA/w12 < 0.351978$ erläutert und ein Verfahren entwickelt, das die Dominanz des Regelpolpaar auch in diesem Bereich gewährleistet.

Im vorliegenden Abschnitt werden die resultierenden Verläufe des optimalen Wurzelort dargestellt und besprochen.

Gütepolygon im mechanisch-steifen Frequenzbereich

Zur Anpassung des Optimierungsziels an das endliche Antriebsstellvermögen werden ab der Dominanzgrenze $wA/w12 = 0.351978$ die idealen Pole (vgl. Gleichung 6.3.1.1-2 und Tabelle. 6.3.2.4-1)

$$\begin{aligned} s_{1/2} &= -0.86 \, w1 \pm j \, 0.5 \, w1 \\ s_3 &= -j \, 1.73 \, w1 \end{aligned} \quad (7.7.3.1-1)$$

mit $w1 = 0.5[(wA/w12)/0.351978]w12$ ("Anpassung von $w1$ ")

$$\begin{aligned} s_{1/2} &= -0.43[(wA/w12)/0.351978]w12 \pm j \, 0.25[(wA/w12)/0.351978]w12 \\ s_3 &= -j0.86[(wA/w12)/0.351978]w12 \end{aligned} \quad (7.7.3.1-2)$$

bzw. mit $w1 = \text{Sqrt}[l] * w12 = 0.5 \, \text{Sqrt}[(wA/w12)/0.351978] * w12$ ("Anpassung von l ")

$$\begin{aligned} s_{1/2} &= -0.43 \, \text{Sqrt}[(wA/w12)/0.351978]w12 \pm j \, 0.25 \, \text{Sqrt}[(wA/w12)/0.351978]w12 \\ s_3 &= -j0.86 \, \text{Sqrt}[(wA/w12)/0.351978]w12 \end{aligned} \quad (7.7.3.1-3)$$

in Abhängigkeit der Antriebseckfrequenz wA vorgegeben (siehe Abschnitt 6.3.2).

7.7.3.2 Der Entwurf nach kv-Vorgabe

Motivation einer gesonderten Behandlung. Die Anpassung des Optimierungsziels zur Wahrung der Dominanz wurde im Rahmen dieser Arbeit zunächst für den Entwurf auf Nutzung der maximalen Stellgröße entwickelt.

Beim Entwurf nach kv -Vorgabe stößt man jedoch auf ein physikalisch ähnliches Problem, wenn man versucht Geschwindigkeiten $kv < kvMin = 0.134w12$ vorzugeben. Entsprechend wird der Bereich "kleiner kv -Vorgaben" ebenfalls als "Bereich des potentiellen Dominanzverlusts" bezeichnet.

Die Notwendigkeit einer Vorgabe von kleinen Geschwindigkeitsverstärkungen ist durchaus ein praxisnahes Problem, da man diese Entwurfsart sowieso nur dann wählen wird, wenn es nicht auf das Erzielen der maximalen Dynamik, sondern einer ganz bestimmten Geschwindigkeitsverstärkung ankommt.

Gütepolygon im Bereich kleiner kv-Vorgaben

Zur Anpassung des Optimierungsziels an kleine kv -Vorgaben werden ab der Dominanzgrenze $kv/w12 = 0.134$ die idealen Pole (vgl. Gleichung 6.3.1.1-2 und Tabelle. 6.3.2.4-1)

$$\begin{aligned} s_{1/2} &= -0.86 \, w1 \pm j \, 0.5 \, w1 \\ s_3 &= -j \, 1.73 \, w1 \end{aligned} \quad (7.7.3.2-1)$$

mit $w1 = 0.5[(kv/w12)/0.134]w12$ ("Anpassung von $w1$ ")

$$\begin{aligned} s_{1/2} &= -0.43[(kv/w12)/0.134]w12 \pm j \, 0.25[(kv/w12)/0.134]w12 \\ s_3 &= -j0.86[(kv/w12)/0.134]w12 \end{aligned} \quad (7.7.3.2-2)$$

bzw. mit $w1 = \text{Sqrt}[l] * w12 = 0.5 \, \text{Sqrt}[(kv/w12)/0.134] * w12$ ("Anpassung von l ")

$$\begin{aligned} s_{1/2} &= -0.43 \, \text{Sqrt}[(kv/w12)/0.134]w12 \pm j \, 0.25 \, \text{Sqrt}[(kv/w12)/0.134]w12 \\ s_3 &= -j0.86 \, \text{Sqrt}[(kv/w12)/0.134]w12 \end{aligned} \quad (7.7.3.2-3)$$

in Abhängigkeit der Entwurfsvorgabe kv vorgegeben (siehe Abschnitt 6.3.2).

7.7.3.3 Anfang und Ende der WOK im Bereich des potentiellen Dominanzverlusts

Mit zunehmenden $wA/w12$ - oder $kv/w12$ -Entwurfsvorgaben (und zunehmender WOK-Verstärkung - k) wandern die optimalen Pole des geschlossenen Regelkreises (d.h. die Nullstellen der Gleichung 7.3-1) von den (auch im mechanisch-steifen Bereich durch $w12$ bestimmten) Polen der Regelstrecke (vgl. 7.7.2-1) bei

$$s_{12} = 0 \quad \text{(des Regelpolpaares) und} \quad (7.7.3.3-1)$$

$$s_{34} = \pm j w12 \quad \text{(des Mechanikpolpaares)}$$

zu den "idealen" Polen des Optimierungsziels

$$s_{1,2} = -w_l [\sin(j_d) \pm \cos(j_d)] = -\frac{w_l}{2} (\sqrt{3} \pm j) \quad \text{(des Regelpolpaares) und} \quad (7.7.3.3-2)$$

$$s_3 = -a \cdot w_l = -\sqrt{3} \cdot w_l \quad \text{(des Mechanikpolpaares)}$$

deren Kennkreisfrequenz wl nunmehr in Abhängigkeit des Entwurfsziels (kv oder wA) entsprechend der nachfolgenden Tabelle vorgegeben wird (Tabelle 7.7.3.3-1):

Bereich	Entwurf	Anpassen von wl	Anpassen von l
$wA/w12 < 0.351978$	wA -Vorgabe	$wl = 0.5[(wA/w12)/0.351978]w12$ $l = (wl * wl)/(w12 * w12)$	$l = 0.25[wA/w12]/0.351978$ $wl = \text{Sqrt}[l] * w12$
$kv/w12 < 0.134$	kv -Vorgabe	$wl = 0.5[kvVorgabe/kvMin]w12$ $l = (wl * wl)/(w12 * w12)$	$l = 0.25[kvVorgabe/kvMin]$ $wl = \text{Sqrt}[l] * w12$

Tabelle 7.7.3.3-1: Funktionen zur Vorgabe des Optimierungsziels wl in Abhängigkeit des Verhältnisses zwischen der aktuellen und der minimalen Entwurfsvorgabe (vgl. auch Tabelle. 6.3.2.4-1)

Diese Aussage beschreibt den Verlauf bis zur Dominanzgrenze bei der die Regelpole im Bereich des potentiellen Dominanzverlusts ihre maximale Dämpfung erreichen (siehe Fig. 7.7.3.4-1 !).

7.7.3.4 Pollagen im Übergangsbereich

Pollagen der Dominanzgrenze

Der Übergangsbereich zwischen dem mechanisch-nachgiebigen und - steifen Frequenzbereich ist durch eine ganz bestimmte Entwurfsvorgabe charakterisiert, der Entwurfsvorgabe der Dominanzgrenze, d.h.

- dem Frequenzverhältnis $wA/wI2=0.351978$ oder
- der Geschwindigkeitsverstärkung. $kv/wI2=0.134$.

Mit diesen Entwurfsvorgaben erhält man bei beiden Entwurfsarten stets das *gleiche* Ergebnis - die Regelpole der kontinuierlichen Dominanzgrenze (siehe Fig 7.7.3.4-1 sowie Tabelle 6.3.2.5-1b und 6.3.2.6-1b):

$$\begin{array}{l} s_{1,2} = -0.16 wI2 \pm j 0.14 wI2 = -0.46 wA \pm j 0.39 wA \\ s_{3,4} = -0.16 wI2 \pm j 1.00 wI2 = -0.46 wA \pm j 2.85 wA \end{array}$$

Fig 7.7.3.4-1: Regelpole der kontinuierlichen Dominanzgrenze

Realteilverhältnis des Übergangsbereichs

Der Übergangsbereich zeichnet sich durch ein minimales Realteilverhältnis $ReS=RealS34/RealS12$ aus. An der Dominanzgrenze entspricht der Realanteil des Regelpolpaars gerade dem des Mechanikpolpaars - wie für

- den Entwurf auf kv -Vorgabe Fig. 9.1.2-1. und
- den Entwurf auf $wA/wI2$ -Vorgabe Fig. 9.2.2.1-1

zeigen.

Optimierungs- und Entwurfsverfahren

Entwurf auf Nutzung der maximalen Stellgröße. Bei der Dominanzgrenze $wA/wI2=0.351978$ kann das Regelpolpaar mit der Optimierungsvorgabe $wI/wI2=0.5$ der "nachgiebigen Seite" gerade noch seine Dominanz erreichen (siehe Fig. 6.3.2-1). Diese Dominanz wird jedoch *nur* dann erreicht, wenn beim Reglerentwurf die antriebstechnisch maximal-mögliche Geschwindigkeitsverstärkung $kvUmax$ vorgegeben wird, da diese im Übergangsbereich gerade der minimalen Geschwindigkeitsverstärkung $kvMin$ der Dominanzgrenze entspricht:

$$\boxed{kvUmax(wA/wI2=0.351978)=kvMin(ReR=ReM)=0.38wA=0.134wI2} \quad (7.7.3.4-1)$$

(siehe Tabelle 6.3.2.5-1b und 6.3.2.6-1b sowie Fig. 7.7.4.2-2, 7.7.4.2-4 und 9.2.2.1-2).

Entwurf nach kv -Vorgabe. Ein Dominanzverlust kann hier bei kv -Vorgaben kleiner als $kvUmax$ nur vermieden werden, wenn das Optimierungsziel auch an diese kv -Vorgaben (statt an $wA/wI2$) angepaßt wird:

Bei Frequenzverhältnissen $wA/wI2 \ll 0.351978$ ist es im allgemeinen auch bei einer Anpassung des Optimierungsziels an $wA/wI2$ nicht möglich, kleinere Geschwindigkeitsverstärkungen als $kvUmax$ vorzugeben, ohne daß dies zu einem Dominanzverlust führt.

Anmerkung: kv -Vorgaben kleiner als $kvUmax$ widersprechen dem Entwurfsziel der Nutzung der maximalen Stellgröße und werden deshalb nicht weiter untersucht. Solche kv -Vorgaben sind jedoch beim Entwurf auf (kleine) kv -Vorgaben möglich, bei dem das Optimierungsziel auch an kv statt an $wA/wI2$ angepaßt wird (siehe Abschnitt 6.3.2.6).

7.7.3.5 Verlauf der normierten Wurzelortskurve im Bereich des potentiellen Dominanzverlusts

Die nachfolgenden Abbildungen von Fig. 7.7.3.5-1 bis Fig. 7.7.3.5-2 zeigen die Verläufe des Wurzelorts im Bereich des potentiellen Dominanzverlusts, d.h.

1. im mechanisch - steifen Bereich des Entwurfs auf Nutzung der maximalen Stellgrenze u_{Max} und
2. im Bereich kleiner Geschwindigkeitsverstärkungen des Entwurfs auf kv -Vorgabe.

Die Aussagen des vorliegenden Abschnitts 7.7.3.5 beschreiben den Verlauf des Wurzelorts in diesem Bereich bis zur Dominanzgrenze bei der die Regel- und Mechanikpole ihre maximale Stabilität erreichen (siehe Fig. 7.7.3.4-1 !).

Verlauf des Regelpolpaar

Das Regelpolpaar wird (praktisch) unabhängig von der Art der Anpassung des Optimierungsziels mit zunehmenden Entwurfsvorgaben vom Ursprung in die linke s-Ebene verschoben.

Verlauf des Mechanikpolpaar

Ohne Anpassung des Optimierungsziels. Das Mechanikpolpaar wird mit zunehmenden Entwurfsvorgaben immer mehr von der imaginären Achse in die linke s-Ebene verschoben.

Mit Anpassung des Optimierungsziels. Im Gegensatz zum Regelpolpaar wird der Verlauf des Realteils des Mechanikpolpaars durch die Anpassung des Optimierungsziels an den Optimierungsparameter

- l "etwas" und
- wl "stark"

verbogen.

Bei dieser Anpassung wird das ideale Polpaar bei kleiner werdenden Entwurfsvorgaben immer weniger in die linke s-Ebene verschoben.

Dabei nützt man einen Zusammenhang, der unter Abschnitt 6.3.1 und 6.3.2 beschrieben ist. Je kleiner die Kennkreisfrequenz wl ist, um so schneller wird die Dominanz erreicht und um so geringer ist das erzielbare kv_{Max} . Die Optimierungsvorgabe $wl=0.5w_{l2}$ wurde in [WAMB-88] als optimaler Kompromiß für den mechanisch-nachgiebigen Bereich entwickelt. Im mechanisch-steifen Bereich ging jedoch mit dieser Vorgabe die Dominanz verloren.

Im mechanisch-steifen Bereich wird die Dominanz erreicht, indem mit kleinen Kennkreisfrequenzen wl des idealen Polpaars das Mechanikpolpaar schneller nach links verschoben wird. In den nachfolgenden Abbildungen Fig. 7.7.3.5-1 und 7.7.3.5-2 erscheint deshalb das Mechanikpolpaar mit kleineren Entwurfsvorgaben mehr gedämpft als mit größeren.

Entwurf auf Nutzung der maximalen Stellgrenze

Die Abbildung 7.7.3.5-1 zeigt den mit w_{l2} , die Abbildung 7.7.3.5-2 den mit w_A normierten Wurzelortsverlauf im mechanisch - steifen Bereich $w_A/w_{l2} < 0.351978$ in Abhängigkeit der Entwurfsvorgabe w_A/w_{l2} (die antriebstechnisch - maximal-mögliche Geschwindigkeitsverstärkung kv_{Umax} wurde zur besseren Anschaulichkeit ebenfalls dargestellt).

Entwurf nach kv-Vorgabe

Die Abbildungen von Fig. 7.7.3.5-2 zeigen die mit w_{l2} normierten Verläufe des Wurzelorts im Bereich kleiner Geschwindigkeitsverstärkungen ($kv/w_{l2} < 0.134$) des Entwurfs auf kv -Vorgabe.

Bei dieser Entwurfsart hat die Antriebseckfrequenz w_A keinen direkten Einfluß. Das Einhalten der maximalen Stellgröße wird nur "überprüft". Eine Normierung auf w_A wäre deshalb bei dieser Entwurfsart sinnlos.

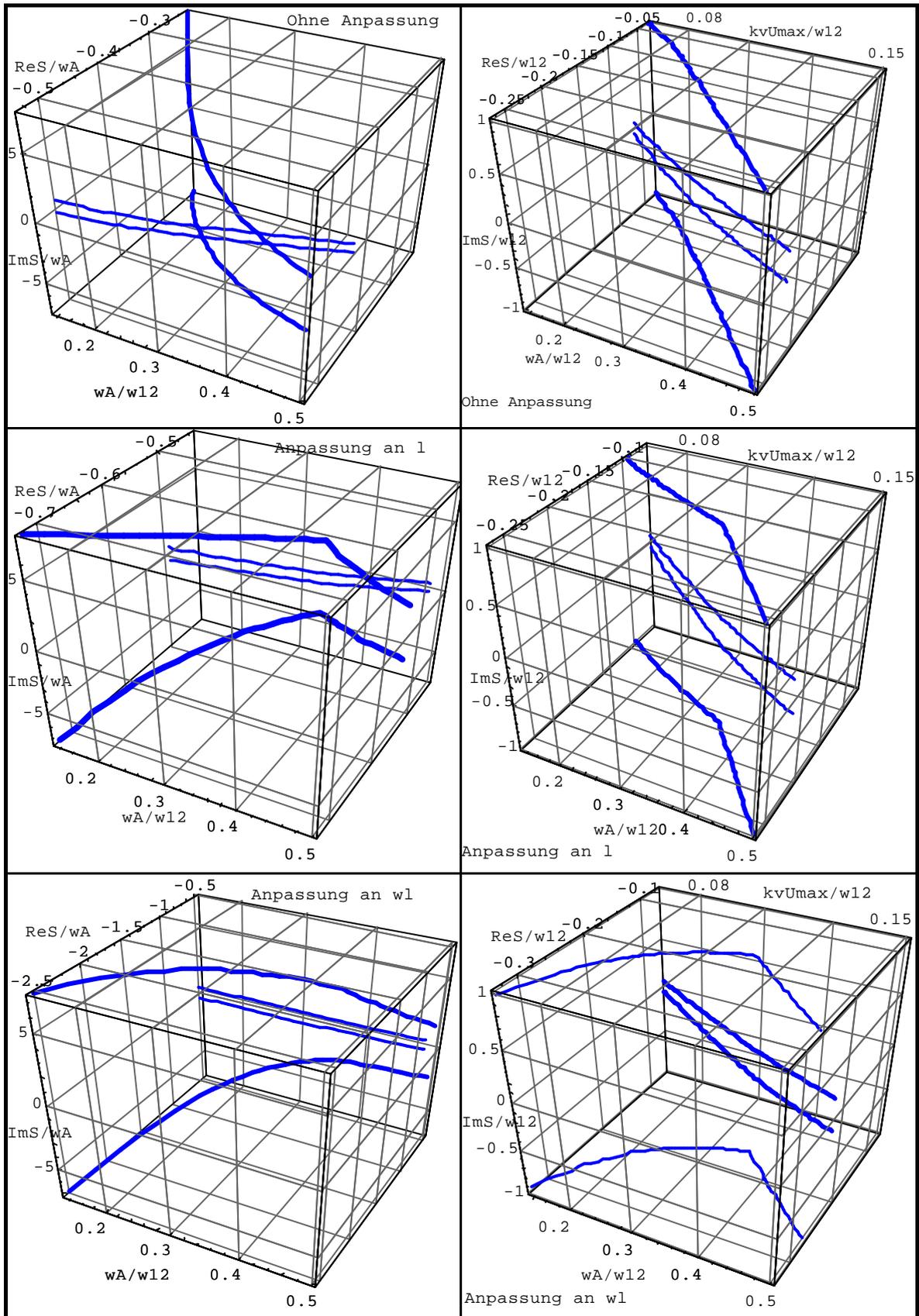


Fig. 7.7.3.5-1: Die aus dem optimalen, zeitkontinuierlichen Reglerentwurf auf Nutzung der Stellgrenze im mechanisch-steifen Frequenzbereich ($0 < w_A/w_{12} > 0.351978 \dots 0.5$) resultierende Verläufe der mit w_{12} und w_A normierten WOK in Abhängigkeit der Entwurfsvorgabe w_A/w_{12} - mit und ohne Anpassung des Optimierungsziels. Dank dieser Anpassung bleibt der Realteil des Regelpolpaars in den beiden unteren Abbildungen auch für $w_A/w_{12} < 0.351978$ stets kleiner als der des Mechanikpolpaars!

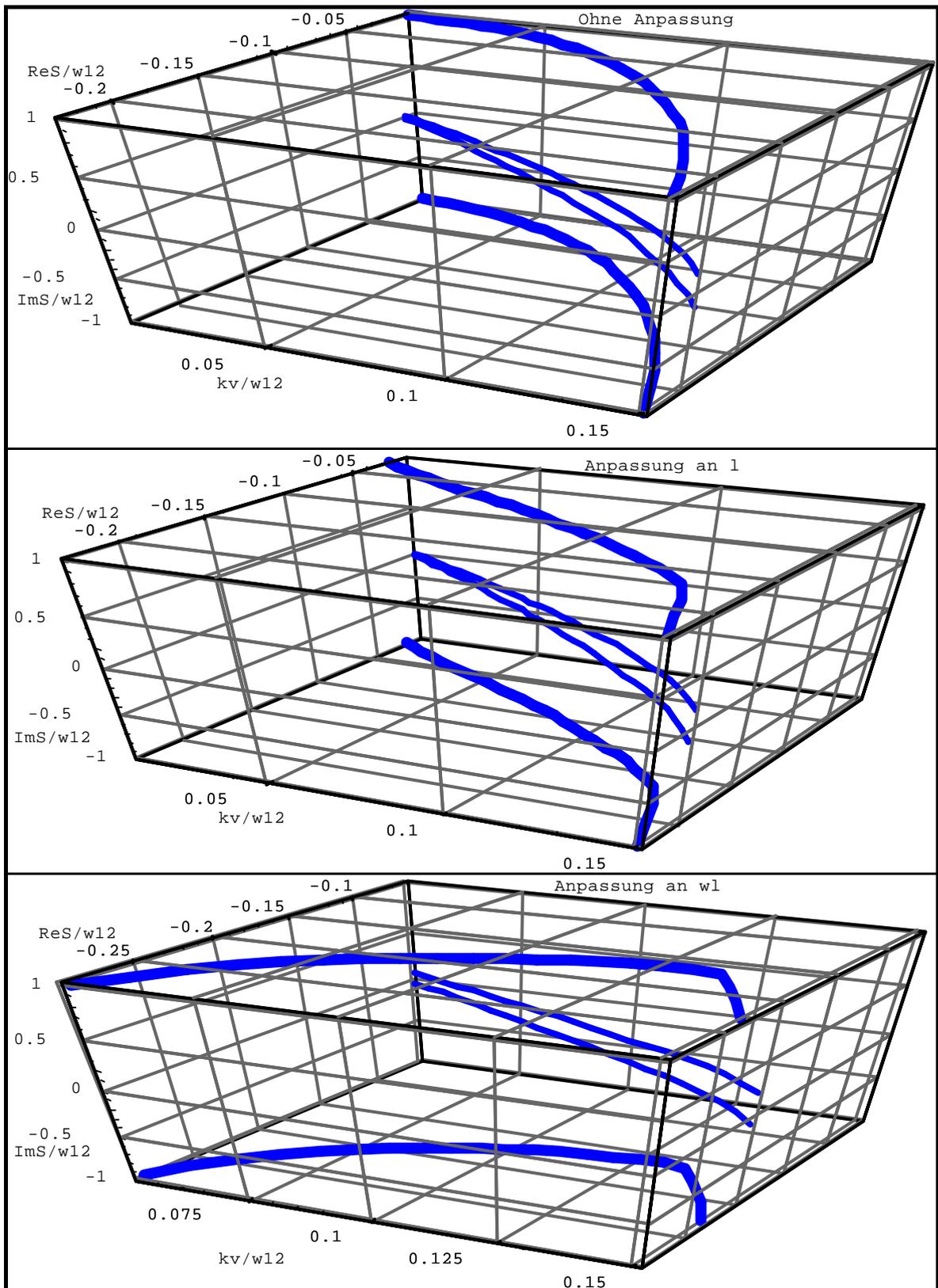


Fig. 7.7.3.5-2: Aus dem optimalen, zeitkontinuierlichen Reglerentwurf nach kv -Vorgabe im mechanisch-steifen Frequenzbereich ($0 < kv/w12 < 0.134 \dots 0.15$) resultierende Verläufe der mit $w12$ normierten WOK in Abhängigkeit von $wa/w12$ - mit und ohne Anpassung des Optimierungsziels. Die Wirkung der Anpassung des Optimierungsziels wird insbesondere in den Bildern der zweiten Zeile deutlich: Dank dieser Anpassung bleibt der Realteil des Regelpolpaars der beiden unteren Abbildungen auch für $kv/w12 < 0.134$ stets kleiner als der des Mechanikpolpaars!).

7.7.4 Die Maximalwerte der Geschwindigkeitsverstärkung

Die Optimierung ist der wichtigste Bestandteil der entwickelten Syntheseverfahren. Die aus der Optimierung resultierenden Wurzelortverläufe werden in den Abschnitten 7 und [BRI-2000] in Abhängigkeit der beiden alternativen Entwurfsziele k_v/w_{I2} und w_A/w_{I2} dargestellt. Diese Entwurfsziele können in bestimmten Grenzen frei vorgegeben werden. Diese Grenzen sind von der kontinuierlichen Regelstrecke abhängig. Diese Abhängigkeit läßt sich durch die signifikanten Kenngrößen w_A und w_{I2} der Regelstrecke beschreiben.

Durch die Dominanzforderung sind die Entwurfsvorgaben auch nach unten begrenzt (siehe Abschnitte 9.1.2 und 9.2.1). Im allgemeinen möchte man jedoch die Leistungsfähigkeit der mechanischen Übertragungsglieder, des Antriebs und des Steuerungsrechners in vollem Umfang nützen und strebt eine maximale Dynamik des Regelkreises an.

Diese maximale Dynamik wird im vorliegenden Abschnitt durch die maximalen Geschwindigkeitsverstärkungen beschrieben. Sie sind durch die stets endlichen mechanischen Eigenfrequenzen w_{I2} und Antriebseckfrequenzen w_A begrenzt. Die aufgrund der Dominanzforderung notwendige Anpassung des Optimierungsziels führt im mechanisch-steifen Frequenzbereich auf andere Maximalwerte als im mechanisch-nachgiebigen Frequenzbereich.

7.7.4.1 Die maximale Geschwindigkeitsverstärkung im mechanisch-nachgiebigen Frequenzbereich

Bei der Diskussion der maximalen Geschwindigkeitsverstärkung sind die Reglerentwürfe nach k_v -Vorgabe und Nutzung der Antriebsstellgrenze getrennt zu betrachten.

Entwurf nach k_v -Vorgabe. Hier wird davon ausgegangen, daß vor dem Reglerentwurf der Antrieb so ausgelegt wurde, daß seine Stellgrenze durch die geforderte Geschwindigkeitsverstärkung nicht verletzt wird (siehe Abschnitt 5). Die erzielbare Geschwindigkeitsverstärkung ist dann nach Gleichung 9.1.1-1 nur von der mechanischen Eigenfrequenz w_{I2} abhängig.

Entwurf auf Nutzung der Stellgrenze. Soll die Antriebsstellgrenze u_{Max} genützt werden, so ist die maximal erzielbare Geschwindigkeitsverstärkung nach Fig. 7.7.4.2-2 und Fig. 7.7.4.2-4 von dem Frequenzverhältnis w_A/w_{I2} abhängig. Dieses antriebstechnische Maximum $k_v u_{Max}$ ist stets kleiner als das "mechanische" Maximum des Optimierungsziels $k_v M_{Max}$ das nur mit unendlich großem Stellaufwand erreicht werden kann.

7.7.4.2 Die maximale Geschwindigkeitsverstärkung im Bereich des potentiellen Dominanzverlusts

Im Gegensatz zum mechanisch-nachgiebigen Frequenzbereich hängt hier auch die maximal-mögliche Geschwindigkeitsverstärkung des Optimierungsziels $kvMax$ von der Antriebseckfrequenz wA ab, da dieses nunmehr in Abhängigkeit von wA (bzw. kv) statt der mechanischen Eigenfrequenz $wI2$ vorgegeben wird.

Aus der Abhängigkeit von $kvMax$ und $kvUmax$ von $wA/wI2$ (bzw. kv) ergeben sich damit zwingend andere Maximalwerte als im mechanisch-nachgiebigen Frequenzbereich.

Nähert man sich mit der geforderten Geschwindigkeitsverstärkung kv dem durch die Definition des Optimierungsziels (vgl. Gleichung 9.1.1-1) gegebenen Maximum des mechanisch-steifen Frequenzbereiches $kvMax$ so geht der Stellgrößenbedarf gegen unendlich ($u \rightarrow \infty$) und die optimalen Pole des geschlossenen Regelkreises gehen in die idealen Pole des "angepaßten" Optimierungsziels über.

$kvMax$ bei Anpassung des Optimierungsziels

Entwurf auf Nutzung der verfügbaren Antriebsleistung $wA/wI2$. Fig. 7.7.4.2-1a zeigt den Verlauf der maximalen Geschwindigkeitsverstärkung für $wA/wI2 < 0.351978$. Die maximale Geschwindigkeitsverstärkung (siehe Tabelle. 6.3.2.4-1 und 3.1.4.3-2) ist

1. ohne Anpassung des Optimierungsziels auch hier mit $kvMax = 0.216506wI2$ um so kleiner, je nachgiebiger die mechanischen Übertragungsglieder der Regelstrecke werden.
2. bei Vorgabe des Optimierungsziels $wI = 0.5[(wA/wI2)/wA/wI2Min]wI2 = (0.5/0.351978)wA$ in Abhängigkeit der konstanten Antriebseckfrequenz wA ebenfalls konstant:

$$kvMax/wA = \sqrt{3}/4 wI/wA = 0.43 wI/wA = 0.43(0.5/0.351978) = 0.61378 \quad 7.7.4.2-1a$$

3. bei Vorgabe des Optimierungsziels $l = 0.25[(wA/wI2)/0.351978]$ vom Frequenzverhältnis $wA/wI2$ (siehe Tabelle. 6.3.2.4-1) quadratisch abhängig:

$$kvMax/wI2 = \sqrt{3}/4 wI/wI2 = 0.43 Sqrt[l] = 0.365 Sqrt[wA/wI2] \quad 7.7.4.2-1b$$

Entwurf nach kv-Vorgabe. Fig. 7.7.4.2-1b zeigt den Verlauf der maximalen Geschwindigkeitsverstärkung für $kv/wI2 < 0.134$. Die maximale Geschwindigkeitsverstärkung (siehe Tabelle. 6.3.2.4-1 und 3.1.4.3-2) ist

1. ohne Anpassung des Optimierungsziels auch hier mit $kvMax = 0.216506wI2$ um so kleiner, je nachgiebiger die mechanischen Übertragungsglieder der Regelstrecke werden.
2. bei Vorgabe des Optimierungsziels $wI/wI2 = (kv/kvMin)0.5 = (kv/wI2/0.134)0.5$ von der kv-Vorgabe linear abhängig:

$$kvMax/wI2 = \sqrt{3}/4 wI/wI2 = 0.43(kv/wI2/0.134)0.5 = 1.61 kv/wI2 \quad 7.7.4.2-2a$$

3. bei Vorgabe des Optimierungsziels $l = 0.25[kvVorgabe/kvMin]$ von der kv-Vorgabe quadratisch abhängig:

$$kvMax/wI2 = 0.43 wI/wI2 = Sqrt[l] = 0.43 Sqrt[0.25(kv/wI2)/0.134] = 0.59 Sqrt[kv/wI2] \quad 7.7.4.2-2b$$

$kvUmax$ bei Anpassung des Optimierungsziels

Der Entwurf auf Nutzung der Antriebsstellgrenze liefert nach Fig. 7.7.4.2-2 für das Grenzfrequenzverhältnis $wA/wI2 = 0.351978$ als antriebstechnisch maximal-mögliche Geschwindigkeitsverstärkung $kvUmax/wI2 = 0.134$ bzw.:

$$kv \xrightarrow{u \rightarrow uMax} kvUmax \Big|_{wA/wI2 = 0.351978} \approx 0.134 / 0.351978 = 0.38 \quad 7.7.4.2-3a$$

Innerhalb des mechanisch-steifen Frequenzbereiches nähert sich $kvUmax$ - ohne Anpassung des Optimierungsziels - für den Grenzübergang $wA/wI2 \rightarrow 0$ dem Maximalwert des mechanisch-starren Systems an (siehe Gleichung 7.7.4.2-3c):

$$kvUmax(wA/wI2 \rightarrow 0) = 0.5 wA \quad 7.7.4.2-3b$$

Der Vergleich der Bilder 7.7.4.2-2 und 7.7.4.2-4 zeigt, daß die Anpassung des Optimierungsziels (an l zu einer geringen, an wI jedoch zu einer spürbaren) Absenkung des Verlaufs von $kvUmax$ führt.

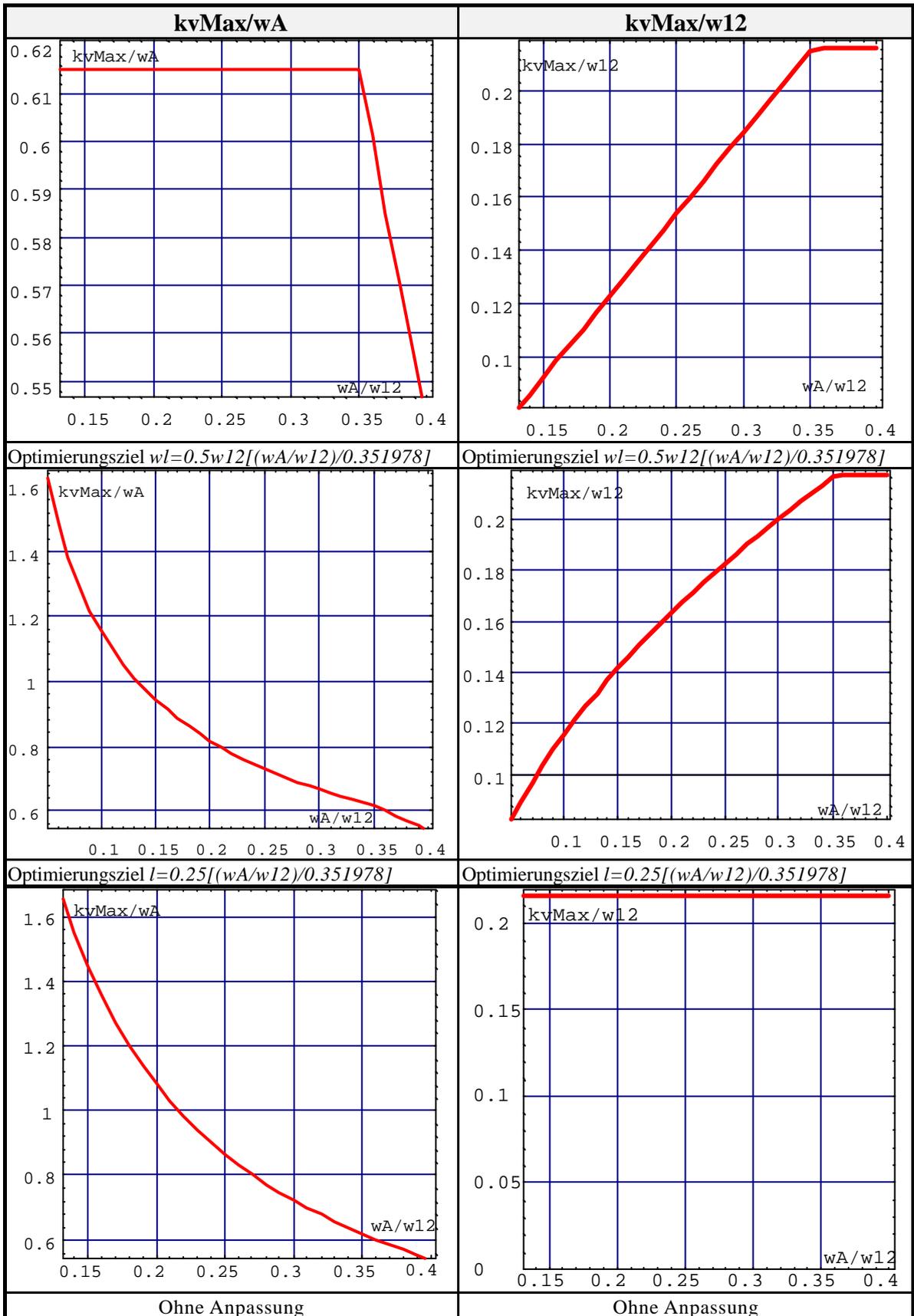


Fig. 7.7.4.2-1a: Darstellung der durch die idealen Pole definierten, maximalen Geschwindigkeitsverstärkung $kvMax$ in Abhängigkeit des Entwurfsziels $wA/w12$ - mit angepaßtem Optimierungsziel im mechanisch-steifen Frequenzbereich $wA/w12 < 0.351978$

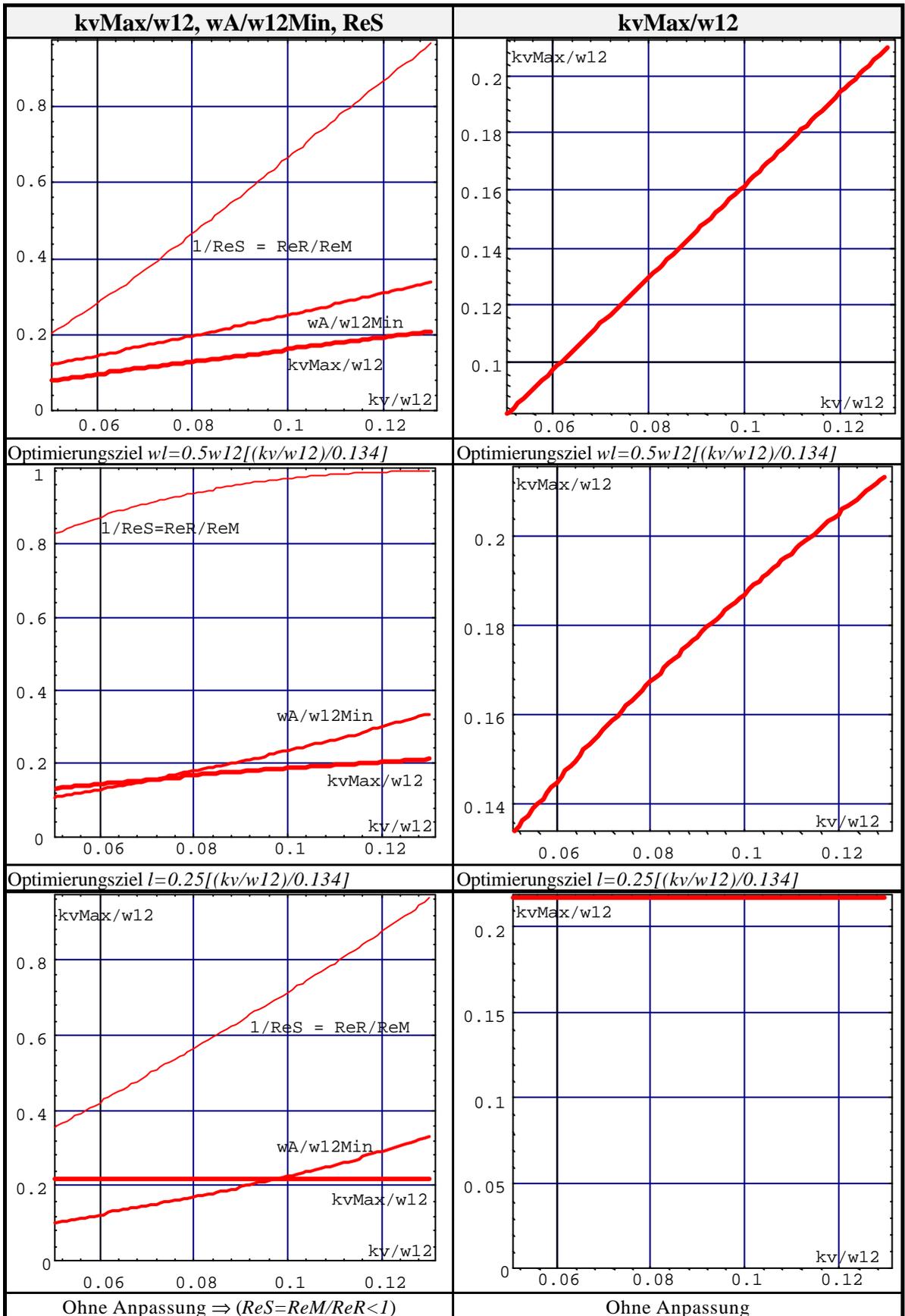


Fig. 7.7.4.2-1b: Darstellung der durch die idealen Pole definierten, maximalen Geschwindigkeitsverstärkung $kvMax$ in Abhängigkeit des Entwurfsziels $kv/w12$ - mit angepaßtem Optimierungsziel im Bereich des potentiellen Dominanzverlusts $kv/w12 < 0.351978$

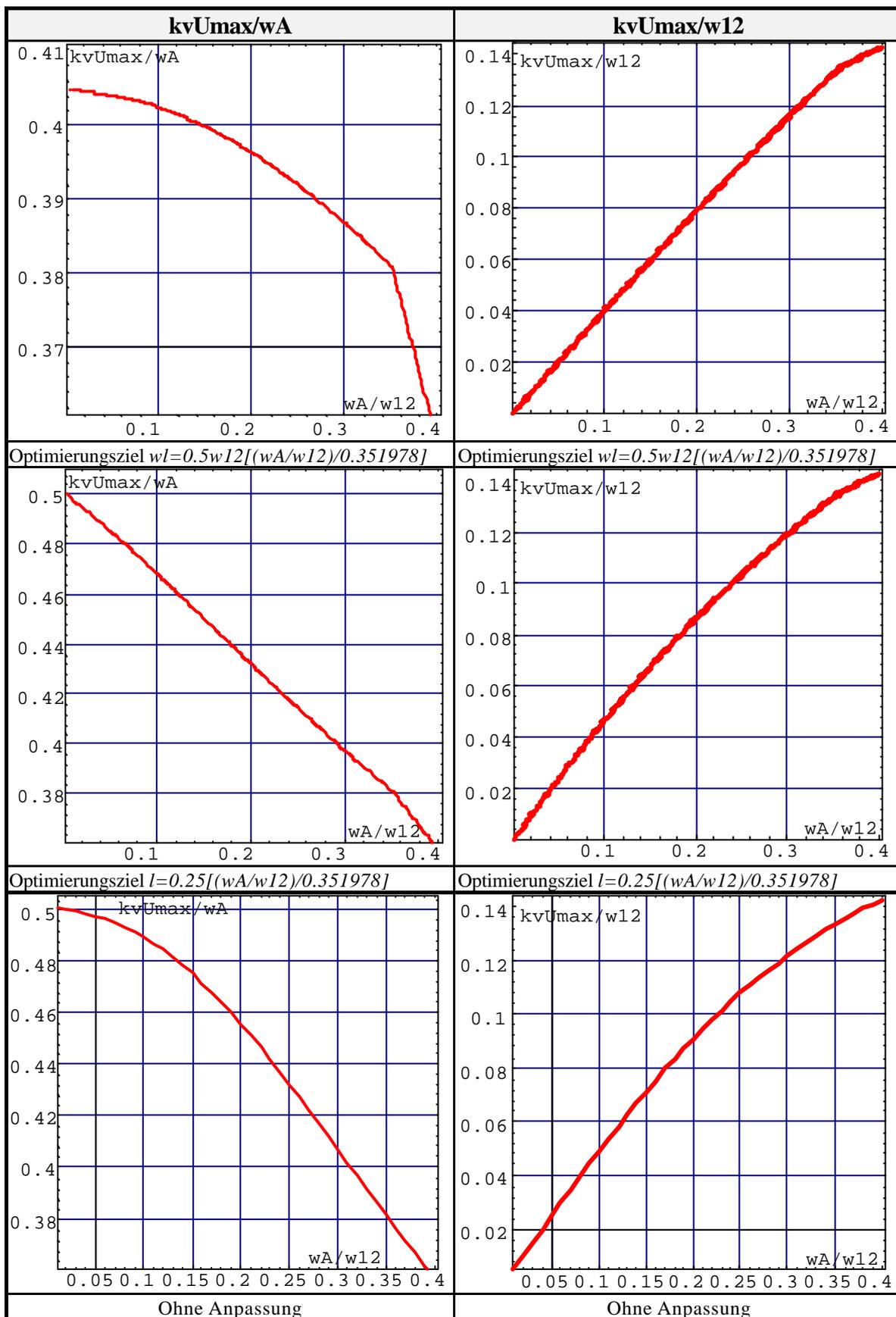


Fig. 7.7.4.2-2: Darstellung der antriebstechnisch maximal-möglichen Geschwindigkeitsverstärkung $kvUmax/wA$ in Abhängigkeit des Frequenzverhältnisses $wA/w12$ - mit angepaßtem Optimierungsziel im mechanisch-steifen Frequenzbereich $wA/w12 < 0.351978$.

kvMax ohne Anpassung des Optimierungsziels

Im Gegensatz zu Fig. 7.7.4.2-1 ist hier die maximale Geschwindigkeitsverstärkung $kvMax$ im gesamten Frequenzbereich $0 < \omega A / \omega I2 < \infty$ durch

$$kvMax = 0.216506 \omega I2$$

gegeben (vgl. Gleichung 7.7.4.2-1).

Im mechanisch-nachgiebigen Frequenzbereich entspricht der Verlauf von Fig. 7.7.4.2-3 dem von Fig. 7.7.4.2-1, da $kvMax$ durch die *Lage der idealen Pole des Optimierungsziels* bestimmt ist und diese für $\omega A / \omega I2 > 0.351978$ stets in Abhängigkeit von $\omega I2$ vorgegeben werden.

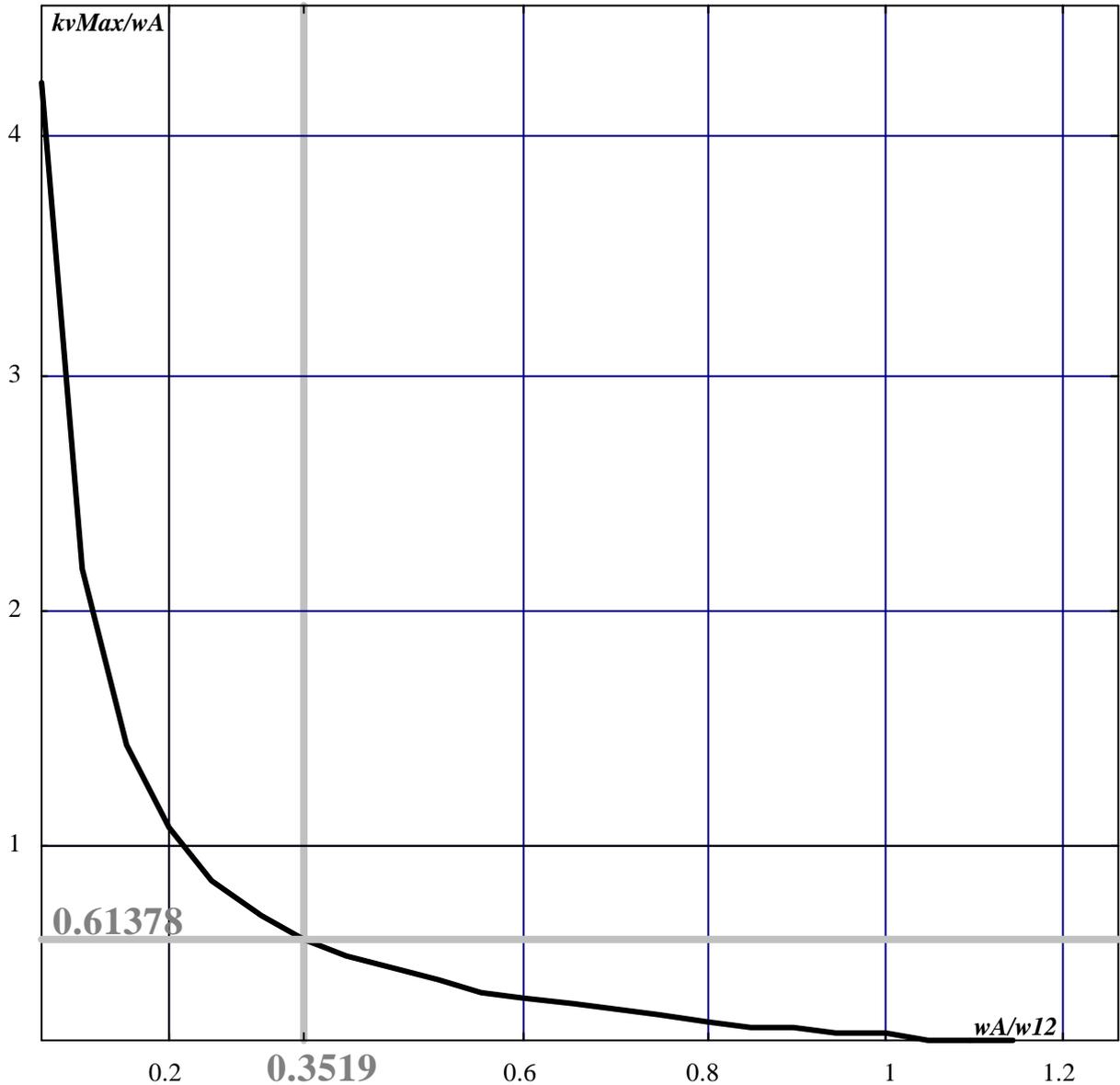


Fig. 7.7.4.2-3: Darstellung der durch die idealen Pole definierten "mechanisch" maximal-möglichen Geschwindigkeitsverstärkung $kvMax / \omega A$ in Abhängigkeit des Frequenzverhältnisses $0 < \omega A / \omega I2 < 1$ mit dem Optimierungsziel $\omega I = 0.5 \omega I2$

Im mechanisch-steifen Bereich von Fig. 7.7.4.2-3 steigt das $kvMax$ des unangepaßten Optimierungsziels mit der mechanischen Eigenfrequenz $\omega I2$ unbegrenzt - während in Fig. 7.7.4.2-1 durch die Anpassung von ωI an die endliche Antriebseckfrequenz ωA gerade die Begrenzung von kv auf $kvMax = 0.61378 \omega A$ erreicht wurde!

kvUmax ohne Anpassung des Optimierungsziels

Im Gegensatz zur "mechanisch" maximal-möglichen Geschwindigkeitsverstärkung $kvMax$ des Optimierungsziels steigt die antriebstechnisch maximal-mögliche Geschwindigkeitsverstärkung $kvUmax$ auch ohne Anpassung des Optimierungsziels nicht mit der mechanischen Eigenfrequenz ($wI2 @\infty$) unbegrenzt an, sondern nähert sich für den Grenzübergang $wA/wI2 @0$ einem stationären Grenzwert [WAMB-88]. Wie man aus Fig. 7.7.4.2-4 abliest, erhält man, ohne Anpassung des Optimierungsziels (d.h. $wI=0.5wI2$), für den Grenzübergang $wA/wI2 @0$ den Maximalwert des mechanisch-starren Systems (siehe Gleichung 7.7.4.2-8):

$$kvUmax(wA/wI2 @0) = 0.5wA \tag{7.7.4.2-3c}$$

Das antriebstechnische Maximum $kvUmax$ ist damit im

• mech.-nachgiebigen Frequenzbereich	$wA/wI2 > 0.351978$	stets durch	Fig. 7.7.4.2-4
• Übergangsbereich	$wA/wI2 \gg 0.351978$	mit	$kvUmax/wA \gg 0.38$
• mechanisch-steifen Frequenzbereich	$wA/wI2 < 0.351978$	durch	Fig. 7.7.4.2-2 (mit angepaßtem Optimierungsziel) Fig. 7.7.4.2-4 (ohne Anpassung)

beschrieben.

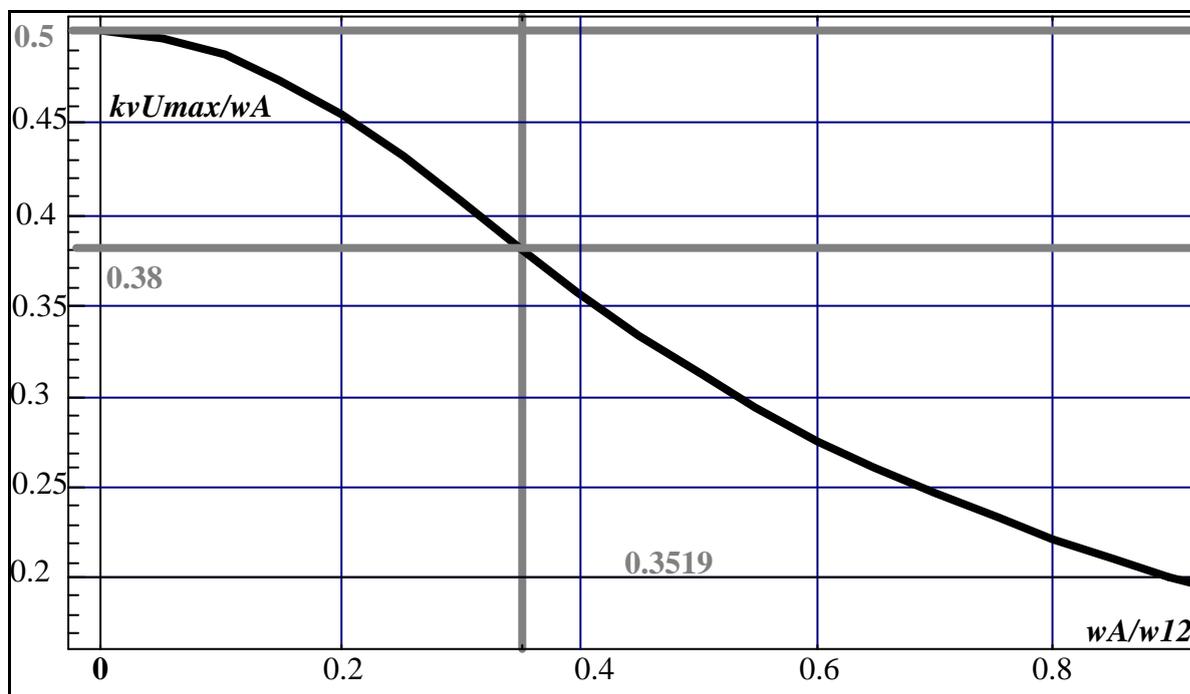


Fig. 7.7.4.2-4: Darstellung der antriebstechnisch maximal-möglichen Geschwindigkeitsverstärkung $kvUmax/wA$ in Abhängigkeit vom Frequenzverhältnis $wA/wI2$ mit dem Optimierungsziel $wI=0.5wI2$

Die Geschwindigkeitsverstärkung $kvUmax$ von Fig. 7.7.4.2-4 ist jedoch im Bereich $wA/wI2 < 0.351978$ praktisch *nicht* realisierbar! Wird eine parametervariante Regelstrecke mit $wA/wI2 @0$ bei unverändertem Optimierungsziel $wI=0.5wI2$ immer steifer, so

- wird das Mechanikpolpaar immer dominanter und die mechanische Schwingung in der Regelgröße immer sichtbarer und
- wächst die maximale Geschwindigkeitsverstärkung $kvMax$ proportional zu $wI2$ und wird mit dem gleichbleibenden Antrieb (wA) immer weniger erreichbar (siehe Gleichung 7.7.4.2-3).

kvUmax des mechanisch-steifen Systems 2. Ordnung

Im vorliegenden Abschnitt wird die antriebstechnisch maximal-mögliche Geschwindigkeitsverstärkung $kvUmax$ des "mechanisch-steifen Systems vierter Ordnung" mit der des mechanisch-starren Systems zweiter Ordnung verglichen (siehe [WAMB-88] und [LEYH-87]).

Auch das Regelverhalten des Systems 2. Ordnung wird anhand seiner Sprungantwort (vgl. Abschnitt 4) beurteilt. Die maximale Stellgröße nach einem Sollwertsprung $r(t) = r_{Sprung,Max} \cdot \mathbf{S}(t)$ erhält man wieder zum Zeitpunkt $t=+0$:

$$uMax = kxml \cdot r_{Sprung,Max} \quad (7.7.4.2-4)$$

In [LEYH-87] wird gezeigt, daß für den optimalen Reglerkoeffizienten $kxml$ der Motorlage gilt:

$$kxml = 4 \frac{k_v^2 \cdot d^2}{a_{12} \cdot b_2} \quad (7.7.4.2-5)$$

Nach [WAMB-88] erreicht die maximale Sprunghöhe $r_{Sprung,Max}$ höchstens den stationären Schleppfehler der sich beim Verfahren mit der maximalen Arbeitsgeschwindigkeit $vMax$ einstellt:

$$r_{Sprung,Max} = \frac{vMax}{kv} \quad (7.7.4.2-6)$$

Setzt man die beiden Gleichungen 7.7.4.2-5 und 7.7.4.2-6 in 7.7.4.2-4 ein, so erhält man:

$$kv = \frac{1}{4d^2} \mathbf{w}_A \quad (7.7.4.2-7)$$

Bei der Optimierung nach dem quadratischen Gütefunktional ergibt sich als minimale Dämpfung $d = 1/\sqrt{2}$ [LEYH-87]. Damit erhält man als antriebstechnisches Maximum der Geschwindigkeitsverstärkung des kontinuierlichen Regelkreises zweiter Ordnung:

$$\boxed{kvUmax = \frac{1}{2} \mathbf{w}_A} \quad (7.7.4.2-8)$$

Ein Vergleich der antriebstechnisch maximal-möglichen Geschwindigkeitsverstärkung $kvUmax$ der optimalen kontinuierlichen Lageregelkreise 2. und 4. Ordnung ermöglicht folgende Erkenntnis:

Das theoretisch mit $w_A/w_{I2} \rightarrow 0$ maximal erreichbare $kvUmax=0.5w_A$ des Zustandsmodells vierter Ordnung entspricht dem $kvUmax$ des Zustandsmodells zweiter Ordnung.

kvMaxT und kvUmaxT der Abtastregelung

Die Aussagen über den Einfluß der mechanischen Eigenfrequenz w_{I2} und der Antriebseckfrequenz w_A auf die maximale Geschwindigkeitsverstärkungen $kvMaxT$ und $kvUmaxT$ lassen sich bei angepaßten Abtastzeiten $w_{I2}T$ sinngemäß auf den diskreten Regelkreis übertragen (vgl. Abschnitte 7.7.4 und [BRI-2000]).

7.7.5 Das Verhältnis des antriebstechnischen und mechanischen Maximums der Geschwindigkeitsverstärkung

Betrachtet man eine Regelstrecke mit $\omega_A/\omega_{I2} \ll 0$ (z.B. den in Motorrichtung bewegten Schlitten eines Linearriementriebs - siehe Abschnitt 2.3) d.h. mit einer

- wachsenden mechanischen Eigenfrequenz ω_{I2} aber
- gleichzeitig konstanten Antriebseckfrequenz ω_A ,

so wird mit der Anpassung des Optimierungsziels erreicht, daß auch im mechanisch-steifen Frequenzbereich

- die Dominanz und damit die Regelgüte erhalten bleibt, sowie
- die maximale Geschwindigkeitsverstärkung k_{vMax} auf einem realistischen Niveau verweilt.

Eine Annäherung der gewünschten Geschwindigkeitsverstärkung k_v an ihr absolutes Maximum k_{vMax} erfordert

- große Stellamplituden ($u \ll \infty$) und damit
- ein großes Antriebsstellvermögen ($\omega_A \ll \infty$)

Da jedoch die Antriebseckfrequenz ω_A

- auch bei einer adaptiven Zustandsregelung unveränderlich ist und
- gerade im betrachteten mechanisch-steifen Frequenzbereich mit $\omega_A/\omega_{I2} < 0.351978$ gegenüber der mechanischen Eigenfrequenz ω_{I2} unterdimensioniert ist,

wird die erreichbare Bandbreite des Regelkreises deutlich durch den Antrieb begrenzt. Das absolute Maximum k_{vMax} wird für $\omega_A/\omega_{I2} \ll 0$ vom antriebstechnisch maximal-möglichen k_{vUmax}

- mit Anpassung des Optimierungsziels zu

$$k_{vUmax}/k_{vMax} = 0.5\omega_A/0.61378\omega_A = 0,814\% \quad \text{und} \quad (7.7.5-1)$$

- ohne Anpassung des Optimierungsziels theoretisch zu

$$k_{vUmax}/k_{vMax} = 0.5\omega_A/\infty\omega_A = 0\% \quad (7.7.5-2)$$

erreicht (siehe hierzu auch Abschnitt [BRI-2000]).

8 Optimierung des diskreten Systems

Unter [BRI-2000] wird die Optimierungsaufgabe für das diskrete System in Abhängigkeit des Entwurfsziels *WOK-Verstärkung -k* gelöst (vgl. Abschnitt 6) und das Verhalten des resultierenden optimalen Regelkreises, im Gegensatz zum unter Abschnitt 7 betrachteten kontinuierlichen Fall, neben

- der Geschwindigkeitsverstärkung kvT
- des Stellvermögens $wA/wI2$

zusätzlich in Abhängigkeit

- der Abtastzeit $wI2T$

dargestellt.

Die Notwendigkeit einer zusätzlichen zeitdiskreten Darstellung kann sich aus den folgenden Eigenschaften der (in Wirklichkeit stets digital realisierten) Lageregeleinrichtungen ergeben:

- Aufgrund des Einflusses des Abtastprozesses auf das dynamische Verhalten, wenn die Abtastzeit nicht hinreichend klein gewählt werden kann (siehe Abschnitt 3, 4, 5) sowie
- insbesondere durch seinen signifikanten Einfluß auf die Grenzen der zulässigen Entwurfsvorgaben (siehe Abschnitt 2 und 9) – auch bei angepaßten Abtastzeiten!

9 Die Synthese der Lageregelung

Der optimale Entwurf nach kv -Vorgabe (siehe Abschnitt 9.1) findet Anwendung, wenn aus steuerungstechnischen Gründen (z.B. zum Vermeiden dynamischer Bahnfehler eines "elektronischen Getriebes") eine ganz bestimmte Geschwindigkeitsverstärkung angestrebt wird.

Praktisch wird man im allgemeinen jedoch bestrebt sein, kv so groß wie möglich zu wählen. Dieser Zielsetzung entspricht der Reglerentwurf auf $kvMaxT$ in [BRI-2000]. Dabei wird zusätzlich zur Regleradaption eine für das aktuelle Frequenzverhältnis $wA/wI2$ ermittelte, "optimale" Abtastzeit vorausgesetzt.

Wird jedoch $wI2T$ als gegeben und nicht etwa frei einstellbar angesehen, kann dieses Ziel auch mit dem im vorliegenden Abschnitt 9.2 behandelten Entwurf auf Nutzung der Antriebsstellgrenze erreicht werden.

9.1 Die Geschwindigkeitsverstärkung als Syntheseziel

Wurden die "idealen Pole" vorgegeben und somit das Optimierungsziel definiert, kann in einem bestimmten, endlichen Wertebereich für jede beliebige kv - bzw. kvT -Vorgabe ein optimaler Zustandsregler entworfen werden - vorausgesetzt, daß die unter Abschnitt 4.4 und 7.6.1 formulierten Bedingungen erfüllt sind. Unter den dort zusammengestellten Voraussetzungen sind für den "Entwurf nach kv -Vorgabe" realisierbare Vorgaben für die Geschwindigkeitsverstärkung von besonderem Interesse.

Grenzen der Geschwindigkeitsverstärkung optimaler Lageregelkreise

Der Bereich realisierbarer Geschwindigkeitsverstärkungen wird im folgenden durch die untere Grenze $kvMin$ (bzw. $kvMinT$) und die obere Grenze $kvMax$ (bzw. $kvMaxT$) beschrieben.

Obere Grenzen. Die gewünschte Geschwindigkeitsverstärkung muß kleiner als die maximal mögliche sein. Physikalisch bedeutet diese Forderung, daß eine Last durch die Motorbewegung nicht beliebig schnell positioniert werden kann, da

1. die zwischenliegende Feder erst gespannt werden muß,
2. der Antrieb zuerst seine eigene Masse beschleunigen muß und
3. der Abtastregler erst dann eine Stellgröße für eine Kompensationsbewegung erzeugen kann, wenn er den Regelfehler abgetastet und berechnet.

Regelungstechnisch formuliert ist die Bandbreite des geschlossenen Lageregelkreises und damit seine Geschwindigkeitsverstärkung durch

- | | | |
|---|---|-------------------|
| 1. die mechanische Eigenfrequenz der Regelstrecke $wI2$ | ⇒ | $kvMax, kvMaxT$ |
| 2. die Antriebseckfrequenz wA | ⇒ | $kvUmax, kvUmaxT$ |
| 3. die (normierte) Abtastzeit $wI2T$ | ⇒ | $kvMaxT, kvUmaxT$ |

begrenzt (vgl. Abschnitt 4.3.1.2).

Im Sinne des allgemeinen Syntheseziels "Ausregeln der mechanischen Schwingung" werden die idealen Pole im mechanisch weichen Bereich ausschließlich in Abhängigkeit der mechanischen Eigenfrequenz $wI2$ (siehe Abschnitt 6.3) vorgegeben. Im Sinne des Optimierungsziels wird die maximale Geschwindigkeitsverstärkung bei zeitkontinuierlicher- und diskreter Darstellungsform gleichermaßen dann erreicht, wenn die Regelpole in die idealen Pole des Optimierungsziels übergehen. Theoretisch ist dazu eine unendlich große Stellgröße erforderlich. Deshalb kann im allgemeinen, im Sinne des Optimierungsziels, nur eine "subideale" Geschwindigkeitsverstärkung erreicht werden.

Untere Grenzen. Sowohl beim kontinuierlichen Entwurf nach kv -Vorgabe (vgl. Abschnitt 9.1.3) als auch dem diskreten nach kvT -Vorgabe (vgl. Abschnitt 9.1.4) existiert (im Gegensatz zum Entwurf nach Vorgabe der maximalen Geschwindigkeitsverstärkung $kvMaxT$ von [BRI-2000]) eine minimale Geschwindigkeitsverstärkung $kvMin$ bzw. $kvMinT$ ab der das Regelpolpaar gegenüber dem Mechanikpolpaar dominant wird: Die Regelung wird sicher nicht befriedigend arbeiten, wenn das die mechanische Schwingung repräsentierende Polpaar geringer gedämpft wird, als das sogenannte Regelpolpaar, mit dem das Optimierungsziel angestrebt wird. Das Übertragungsverhalten des geschlossenen Regelkreises wird dann signifikant von der schwingungsfähigen Mechanik beeinflusst und das vorgegebene (unangepaßte) Optimierungsziel nicht erreicht.

9.1.1 Die maximalen Geschwindigkeitsverstärkungen des kontinuierlichen und diskreten Regelkreises

Je nach dem, ob der Abtastprozeß berücksichtigt wurde oder nicht, ergibt sich für die von der optimalen Zustandsregelung maximal erreichbare Geschwindigkeitsverstärkung (siehe Abschnitt 3.2.4) bei der *kontinuierlichen Darstellung*

$$kvMax = [a \cdot w_i] / [1 + 2a \cdot \sin j_d] = [\sqrt{3}(w_{12} / 2)] / [1 + 2\sqrt{3} \sin 60^\circ] = (\sqrt{3}/8)w_{12} = 0.216506 \cdot w_{12} \quad (9.1.1-1)$$

und (siehe Abschnitt 3.4.1) bei *diskreter Darstellung* (vgl. Fig. 9.1.1-1): (9.1.1-2)

$$kvMaxT = \frac{2}{T} \cdot \frac{1 + d_2 + d_1 + d_0}{5 + 3d_2 + d_1 - d_0} = \frac{2}{T} \cdot \frac{\begin{bmatrix} -1 + e^{\frac{\sqrt{3}}{2}w_{12}T} \\ 1 + e^{\frac{\sqrt{3}}{2}w_{12}T} - 2e^{\frac{\sqrt{3}}{4}w_{12}T} \cos\left(\frac{w_{12}T}{4}\right) \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} 1 - 2e^{\frac{\sqrt{3}}{2}w_{12}T} + 5e^{\frac{\sqrt{3}}{4}w_{12}T} + 2e^{\frac{\sqrt{3}}{4}w_{12}T} \cos\left(\frac{w_{12}T}{4}\right) - 6e^{\frac{3\sqrt{3}}{4}w_{12}T} \cos\left(\frac{w_{12}T}{4}\right) \end{bmatrix}}$$

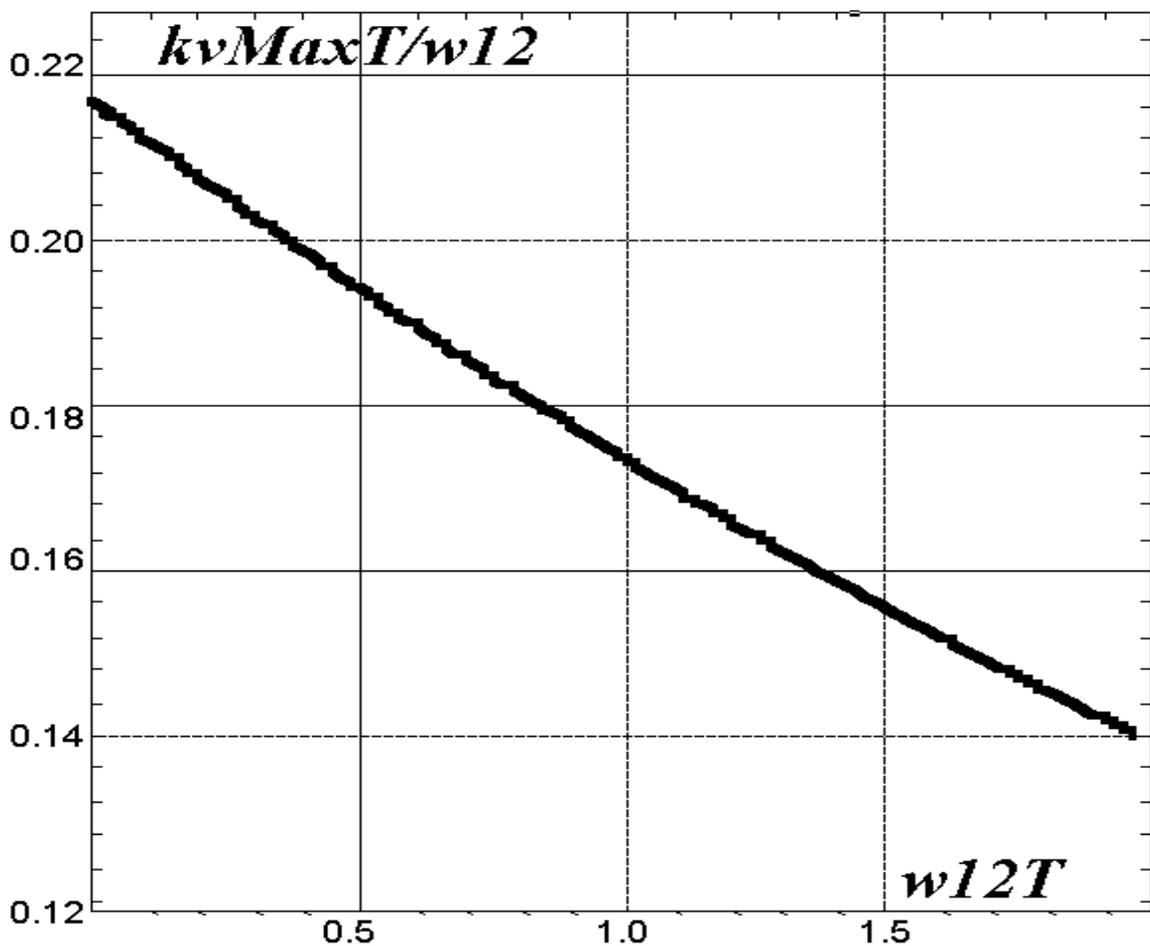


Fig. 9.1.1-1: Die maximale Geschwindigkeitsverstärkung des optimalen Abtastreglers in Abhängigkeit der normierten Abtastzeit $w_{12}T$

Wie unter Abschnitt 9.1 erläutert wurde, kann diese im Sinne des Optimierungsziels maximale Geschwindigkeitsverstärkung $kvMax$ antriebstechnisch *theoretisch nie* erreicht werden. Praktisch erreicht man sie jedoch mit einem Frequenzverhältnis $\omega A = w_{12}$ zu ca. 80%.

Die maximale Geschwindigkeitsverstärkung der Lageregeleinrichtung insgesamt wird für die zeitdiskrete Darstellung mit $kvUmaxT$ - unter Vernachlässigung des Abtastprozesses mit $kvUmax$ - beschrieben (siehe Abschnitt 9.2).

9.1.2 Die minimalen Geschwindigkeitsverstärkungen des kontinuierlichen und diskreten Regelkreises

Bei beiden Entwurfsarten existiert eine minimale k_v -Vorgabe ab der das Regelpolpaar gegenüber dem Mechanikpolpaar dominant wird (siehe Fig. 9.1.2-1). Damit wird mit Geschwindigkeitsvorgaben größer als

$$k_{vMin}/w_{12} = 0.134 \tag{9.1.2-1}$$

im kontinuierlichen Fall (siehe Fig. 9.1.2-1) und

$$k_{vMinT}/w_{12} = f(w_{12}T) \tag{9.1.2}$$

im diskreten Fall (siehe Fig. 9.1.2-2) eine hinreichende Dämpfung der mechanischen Schwingung erreicht.

Kontinuierlicher Regelkreis

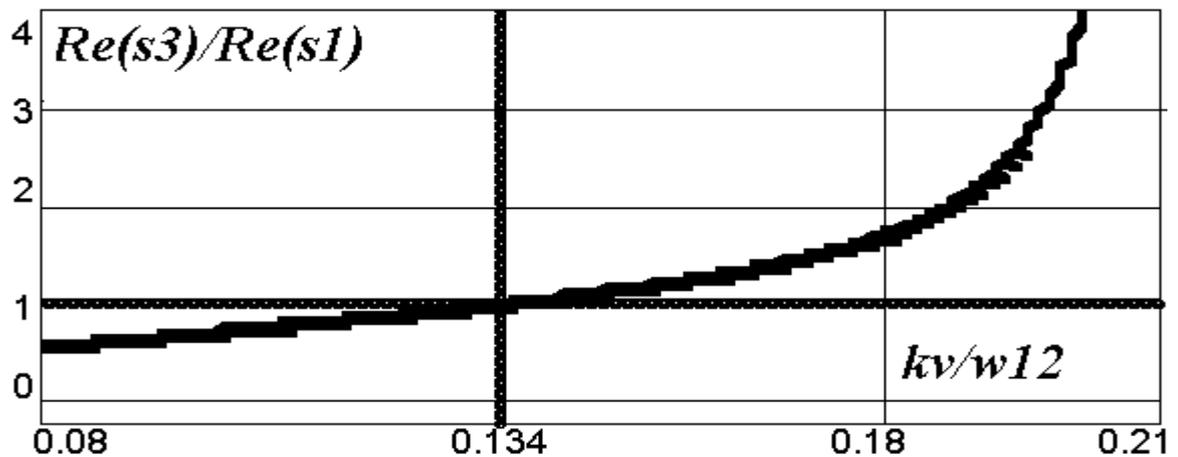


Fig. 9.1.2-1: Das Verhältnis der Realteile der optimalen Pole $Re(s_3)/Re(s_1)$ des kontinuierlichen Regelkreises in Abhängigkeit der Dynamikforderung k_v/w_{12} mit dem Optimierungsziel $w_l=0.5w_{12}$

Diskreter Regelkreis

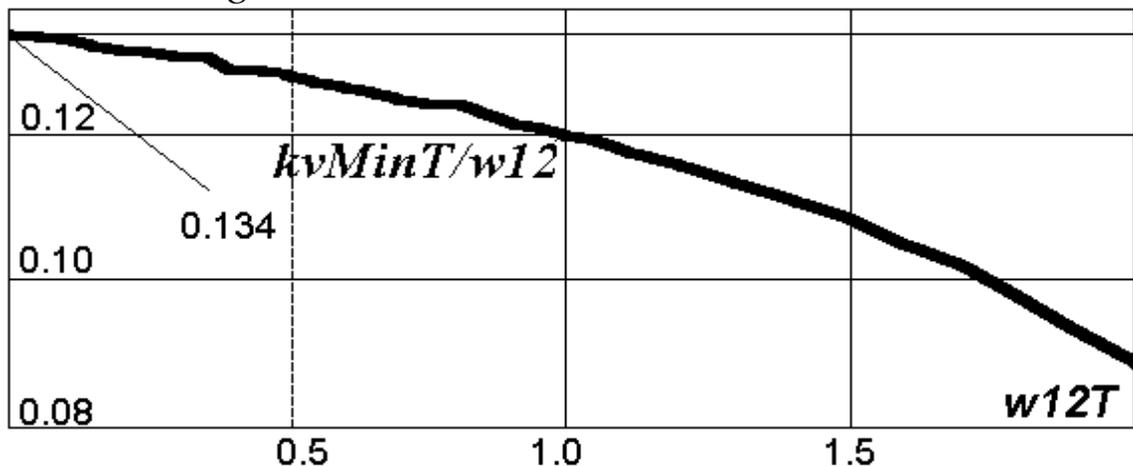


Fig. 9.1.2-2: Die zur Erfüllung der Dominanzforderung $Re[\ln(z_3)/w_{12}T] \gg Re[\ln(z_1)/w_{12}T]$ minimale Geschwindigkeitsforderung $k_{vMinT}=f(w_{12}T)$ des diskreten Regelkreises in Abhängigkeit der normierten Abtastzeit $w_{12}T$.

Für sehr kleine Abtastzeiten ($w_{12}T \rightarrow 0$) nähert sich der Verlauf $k_{vMinT}=f(w_{12}T)$ von Fig. 9.1.2-2 wieder der minimalen Geschwindigkeitsverstärkung des kontinuierlichen Regelkreises $k_{vMin}=0.134w_{12}$ (vgl. auch Fig. 9.2.2.1-2).

Umgekehrt wird mit größeren Abtastzeiten $w_{12}T$ bereits mit kleineren Geschwindigkeitsverstärkungen die Dominanz erzielt! Gerade diese Eigenschaft führt beim "Entwurf nach k_{vMaxT} -Vorgabe" auch im mechanisch-steifen Bereich auf ein dominantes Regelpolpaar - ohne daß es dafür einer Anpassung des Optimierungsziels bedarf (siehe Abschnitt [BRI-2000]).

9.1.3 Kontinuierlicher Reglerentwurf nach k_v -Vorgabe

Der Entwurfsablauf

Für den kontinuierlichen Entwurf nach k_v -Vorgabe können mit der unter Abschnitt 7 abgeleiteten Lösung *direkt* die optimalen Regelkoeffizienten berechnet werden. Die steuerungstechnische Realisierung der Synthese sowie der Ablauf und die Integration der Entwurfsschritte in der Adaptionstask wird in [BRI-2000] behandelt.

Voraussetzungen bezüglich der gewünschten Geschwindigkeitsverstärkung

Die notwendigen Voraussetzungen bezüglich

- der gewünschten Geschwindigkeitsverstärkung k_v und
- dem benötigten Stellaufwand w_A/w_{I2}

sind in den Abschnitten 6.2.1 (bzgl. der Optimierung selbst) und 7.6.1 (bzgl. der Lösung der Entwurfsaufgabe) definiert. Das vorgegebene Entwurfsziel ist mit den gegebenen mechanischen Übertragungsglieder (w_{I2}) realisierbar, wenn im jeweiligen Vorgabebereich:

1. die gewünschte Geschwindigkeitsverstärkung k_v und
2. das Optimierungsziel, d.h. die absolute Lage der idealen Pole (w_l)

die unter Tabelle 9.1.3-1 zusammengestellten Bedingungen einhalten.

Bedingungen	Konsequenzen	
	Bereich sicherer Dominanz	Bereich des potentiellen Dominanzverlusts
	$k_v/w_{I2} > 0.134$	$k_v/w_{I2} < 0.134$
1. $k_v > k_{vMin}$	$k_{vMin} \gg 0.134 w_{I2}$	-
2. $k_v < k_{vMax}$	$k_{vMax} \gg 0.216506 w_{I2}$	-
3. $k_v < k_{vUmax}$	$k_{vUmax} = f(w_A/w_{I2})$ - numerisch erzeugte Näherungsfunktion (siehe Abschnitt 9.2.1 und [BRI-2000])	$k_{vUmax} = f(w_A/w_{I2})$ - numerisch (mit angepaßtem Optimierungsziel) erzeugte Näherungsfunktion (siehe Abschnitt 9.2.1 und [BRI-2000])
4. w_l	$l = w_l^2/w_{I2}^2 = 0.25$	$w_l = 0.5 w_{I2} [(k_v T/w_{I2})/0.134]$ oder $l = 0.25 [(k_v T/w_{I2})/0.134]$

Tabelle 9.1.3-1: Anforderungen an realisierbare Syntheseziele beim Entwurf nach k_v -Vorgabe

Das vorgegebene Entwurfsziel ist antriebstechnisch realisierbar, wenn die gewünschte Geschwindigkeitsverstärkung k_v kleiner als k_{vUmax} bleibt (siehe 7.7.4.2-2 und [BRI-2000]). Die maximale Stellgröße bleibt dann stets unter der Stellgrenze u_{Max} des Antriebs. Aufgrund der Art der Erzeugung dieser Funktion ergibt sich, daß bei $k_v < k_{vUmax}$ auch stets $k_v < k_{vMax}$ gilt (siehe Abschnitt 9.2.1 und [BRI-2000]).

Grundsätzlich wird beim vorliegenden Reglerentwurf nach k_v -Vorgabe stets davon ausgegangen, daß Dank einer geeigneten (großzügigen) Antriebsauslegung ein hinreichendes Stellvermögen vorliegt.

Im Bereich des potentiellen Dominanzverlusts $k_v < 0.134 w_{I2}$ ist das Optimierungsziel im Online-Teil des Reglerentwurfs mit den Funktionen

- $w_l = 0.5 w_{I2} [(k_v/w_{I2})/0.134]$
- $l = 0.25 [(k_v/w_{I2})/0.134]$

an die "kleinen" k_v -Vorgaben anzupassen (beim diskreten Entwurf nach $k_v T$ -Vorgabe ist gleiche Anpassung auch bei der offline-Erzeugung der Vorgabefunktionen erforderlich).

9.2 Die Nutzung der Antriebsstellgrenze als Syntheseziel

Wurden die "idealen Pole" vorgegeben und somit das Optimierungsziel definiert, kann in einem bestimmten, endlichen Wertebereich für die jeweilige aktuelle mechanische Eigenfrequenz w_{I2} , bzw. dem jeweiligen "dynamischen Stellvermögen" w_A/w_{I2} ein optimaler Zustandsregler entworfen werden - vorausgesetzt, daß die unter Abschnitt 4.4 und 7.6.1 formulierten Bedingungen erfüllt sind. Unter den dort zusammengestellten Voraussetzungen sind für den "Entwurf nach u_{Max} -Vorgabe" zulässige Kombinationen von mechanischer Eigenfrequenz und Antriebseckfrequenz w_A/w_{I2} von besonderem Interesse.

Antriebstechnische Begrenzung der Geschwindigkeitsverstärkung

Die im Sinne des Optimierungsziels maximalen Geschwindigkeitsverstärkungen sind bei zeitkontinuierlicher und - diskreter Darstellung durch die idealen Pole des Optimierungsziels festgelegt (siehe Gleichungen 9.1.1-1 und 9.1.1-2). Vor dem Erreichen der mechanisch maximal-möglichen Geschwindigkeitsverstärkung wird jedoch die Stellgrenze des Antriebs erreicht (siehe Abschnitt 3.1.3).

Wie die Gleichungen 9.2-1,2,3 und Fig. 9.2.2.1-2 zeigen, hängt auch sie bei einer diskreten Realisierung von der Abtastzeit ($w_{I2}T$) ab.

Diejenige submaximale Geschwindigkeitsverstärkung (kvU_{max} bzw. $kvU_{max}T$) die unter Nutzung dieser Antriebsstellgrenze u_{Max} bzw. $u_{Max}T$ noch erreicht werden kann, ist das Ziel des vorliegenden Entwurfs. Sie wird mit "offline" numerisch - erzeugten kvU_{max} - bzw. $kvU_{max}T$ - Vorgabefunktionen eingestellt, die sich als algebraische Gleichungen zur adaptiven "online" - Entwurfsvorgabe eignen (siehe Abschnitt 9.2.1 und [BRI-2000]).

Fig. 7.7.4.2-2 stellt, unter Auswertung der Ungleichung 3.1.3-7, die (unter Nutzung der Stromgrenze) antriebstechnisch maximal-mögliche Geschwindigkeitsverstärkung kvU_{max} in Abhängigkeit des Frequenzverhältnisses w_{I2}/w_A dar.

Die Stellgrenze bei Berücksichtigung des Abtastvorgangs

Bei der Regelung von Bewegungsachsen kann die maximale Antriebsstellgröße nicht überschritten werden. Nach einem Lagesprung (vgl. Abschnitt 5) erhält man als maximale Stellgröße bei einer diskreten Systemdarstellung (siehe Abschnitt 3.2.3):

$$u_{Max}T \stackrel{?}{=} i_{Max}T = (k_{xal}T + k_{xml}T) \cdot r(t=0^+) = (k_{xal}T + k_{xml}T) \cdot v_{Max} / kvT \quad (9.2-1)$$

bzw. für das minimale Frequenzverhältnis w_A/w_{I2} in Abhängigkeit der "Lageparameter" des diskreten Reglers k_{xal} , k_{xml} und der Geschwindigkeitsverstärkung kvT

$$w_A/w_{I2} > km(k_{xal}T + k_{xml}T) / (kvT(m_{Aktor} + m_{Motor})w_{I2}) \quad (9.2-2)$$

und den Koeffizienten (q_0 , q_1 , q_2 und q_3) der charakteristischen Gleichung:

$$w_A/w_{I2} > (5 + 3q_3 + q_2 - q_1 - 3q_0) / (4w_{I2}T[1 - \cos(w_{I2}T)]) \quad (9.2-3)$$

Eine Behandlung und Darstellung der unter Auswertung dieser Ungleichung 9.2-3 resultierenden antriebstechnisch maximal-möglichen Geschwindigkeitsverstärkung $kvU_{max}T$ in Abhängigkeit

1. des Frequenzverhältnisses w_{I2}/w_A und
2. der normierten Abtastzeit $w_{I2}T$

findet man in [BRI-2000].

9.2.1 Die Vorgabe des Entwurfsziels "Nutzung der Stellgrenze"

Beim Entwurf auf Nutzung der maximalen Stellgröße konnten weder im kontinuierlichen noch im diskreten Fall algebraische Gleichungen zur *direkten* Berechnung der optimalen Regelpole in Abhängigkeit von u_{Max} abgeleitet werden (vgl. Abschnitt 7 und [BRI-2000]). Die Vorgabe des Entwurfsziels erfolgt in beiden Fällen über Zwischengrößen die mit Hilfe "offline" ermittelter Näherungsfunktionen "online" berechnet werden (siehe Fig. 6.2-2).

Kontinuierlicher Entwurf. Hier bietet sich die Nutzung der signifikativen Geschwindigkeitsverstärkung k_v als Zwischengröße an. Man erhält somit ein sehr leistungsfähiges, übersichtliches und modulares Syntheseverfahren (siehe Tabelle 9.2.1 und [BRI-2000]).

Diskreter Entwurf. Während die optimalen Pole des kontinuierlichen Regelkreises mit der Geschwindigkeitsverstärkung $k_v U_{max}$ berechnet werden können, muß beim diskreten Entwurf die WOK-Verstärkung $-k$ als Zwischengröße verwendet werden. Dabei kann bei der Erzeugung der $k_v U_{max} T$ -Vorgabefunktion deren zeitdiskrete Darstellung als Abbruchkriterium (9.2-3) verwendet werden. Eine so erzeugte Näherungsfunktion liefert für ein bestimmtes Frequenzverhältnis w_A/w_{I2} und eine bestimmte Abtastzeit $w_{I2}T$ diejenige

- WOK-Verstärkung $-k$

als Funktionswert, die gerade auf eine Nutzung des maximalen Antriebsstellvermögens der digitalen Regeleinrichtung führt (Tabelle 9.2.1-1 und [BRI-2000]).

Quasidiskreter Entwurf. Bei den quasidiskreten Syntheseverfahren wird im Rahmen dieser Arbeit die Optimierung mit einer vollständig - zeitkontinuierlichen Systemdarstellung durchgeführt. Diese Vorgehensweise begünstigt sowohl eine systematische Darstellung als auch einen modularen Aufbau der Entwurfsoftware. Gerade bei der Erzeugung der Näherungsfunktionen wäre jedoch auch eine Kombination der beiden Darstellungsformen denkbar. So könnte beim vorliegenden Entwurf auf Nutzung der Stellgrenze das zeitdiskrete Abbruchkriterium verwendet werden. Da dieses grundsätzlich erst mit höheren k_v -Vorgaben erfüllt wird, erhält man so einen höheren Wert für die erzielte kontinuierliche Geschwindigkeitsverstärkung k_v . Beim Einsatz in einer zeitkontinuierlich arbeitenden Regeleinrichtung würden solche Näherungsfunktionen zu einer Verletzung, mit einer diskreten Realisierung mit entsprechender Abtastzeit jedoch gerade zu einer Nutzung der Stellgrenze führen. Entsprechend nutzt der hier eingeschlagene Weg einer "rein" - kontinuierlichen Optimierung die Stellgrenze unvollständig. Der Dynamikverlust bleibt jedoch bei den dafür vorgesehenen kleinen Abtastzeiten gering und für größere Abtastzeiten werden die diskreten Syntheseverfahren empfohlen (siehe Abschnitt 4.3).

Entwurfsart	Kontinuierlich (und quasidiskret)	diskret
Optimiertes System	Kontinuierliche Regelstrecke	diskrete Regelstrecke
Entwurfsziel	$k_v U_{max}$	$k_v U_{max} T$
Beschreibung der Stellgrenze	Kontinuierliche Darstellung $u_{Max} = f(s)$	diskrete Darstellung $u_{Max} T = f(z)$
Näherungsfunktion	$k_v = f(w_A/w_{I2})$	$-k = f(w_A/w_{I2}, w_{I2}T)$
Abbruchkriterium	Stellgrenzenbedingung in Abhängigkeit der optimalen Pole in der s-Ebene: $\frac{w_A}{w_{I2}} = \frac{n_1}{w_{I2} \cdot w_{I2} \cdot w_{I2}}$	Stellgrenzenbedingung in Abhängigkeit der optimalen Pole in der z-Ebene: $\frac{w_A}{w_{I2}} = \frac{5 + 3q_3 + q_2 - q_1 - 3q_0}{4w_{I2}T[1 - \cos(w_{I2}T)]}$
Erzeugung der Näherungsfunktion (offline)	Nach Erreichen des "kontinuierlichen" Abbruchkriteriums, wird die zuletzt vorgegebene "kontinuierliche" Geschwindigkeitsverstärkung k_v gespeichert.	Nach Erreichen des "diskreten" Abbruchkriteriums wird die zugehörige Geschwindigkeitsverstärkung $k_v T$ berechnet und gespeichert.

Tabelle 9.2.1-1: Erzeugung der Vorgabefunktionen für den kontinuierlichen und diskreten Reglerentwurf auf "Nutzung der Stellgrenze"

Die Vorgabe des kontinuierlichen Entwurfsziels mit der Näherungsfunktion $kvU_{max}=f(\omega_A/\omega_{I2})$

Für die Vorgabe des "kontinuierlichen" Entwurfsziels u_{Max} wurde:

1. "offline" numerisch eine "allgemeingültige" Näherungsfunktion $kvU_{max}=f(\omega_A/\omega_{I2})$ erzeugt (siehe Fig. 9.2.1-2), die nach Aufruf in der Adaptionstask
2. "online" für das aktuelle Frequenzverhältnis ω_A/ω_{I2} die antriebstechnisch maximal-mögliche Geschwindigkeitsverstärkung kvU_{max} liefert.

Charakteristische Merkmale der kvU_{max} -Vorgabefunktion

Fig 9.2.1-2 zeigt ein Beispiel solcher "allgemeingültigen" Näherungsfunktion $kvU_{max}=f(\omega_A/\omega_{I2})$. Sie weisen folgende signifikante Merkmale auf (siehe auch Abschnitt 7.7.4.2):

- Im relevanten Frequenzbereich $0.351978 < \omega_A/\omega_{I2} < 2.9455$ der mechanisch-nachgiebigen Regelstrecken variiert die erzielbare Geschwindigkeitsverstärkung zwischen
 - $kvU_{max}(\omega_A/\omega_{I2}=0.351978) = 0.134\omega_{I2}$ und
 - $kvU_{max}(\omega_A/\omega_{I2}=2.9455) = 0.2\omega_{I2}$.
- Die maximal erzielbare Geschwindigkeitsverstärkung ist mit $kv_{Max}=0.216506\omega_{I2}$ durch die mechanische Eigenfrequenz ω_{I2} festgelegt. Es ist deshalb nicht möglich, mit einem "überdimensionierten" Antrieb ($\omega_A/\omega_{I2} > 2.9455$) die Bandbreite des resultierenden optimalen Lageregelkreises wesentlich zu erhöhen.
- Mit Näherungsfunktionen wie Fig.9.2.1-2 kann die antriebstechnisch maximal-mögliche Geschwindigkeitsverstärkung kvU_{max} auch im mechanisch-steifen Bereich vorgegeben werden, falls das Optimierungsziel gleichermaßen bei ihrer *Erstellung und Anwendung* an das endliche Stellvermögen angepaßt wird.

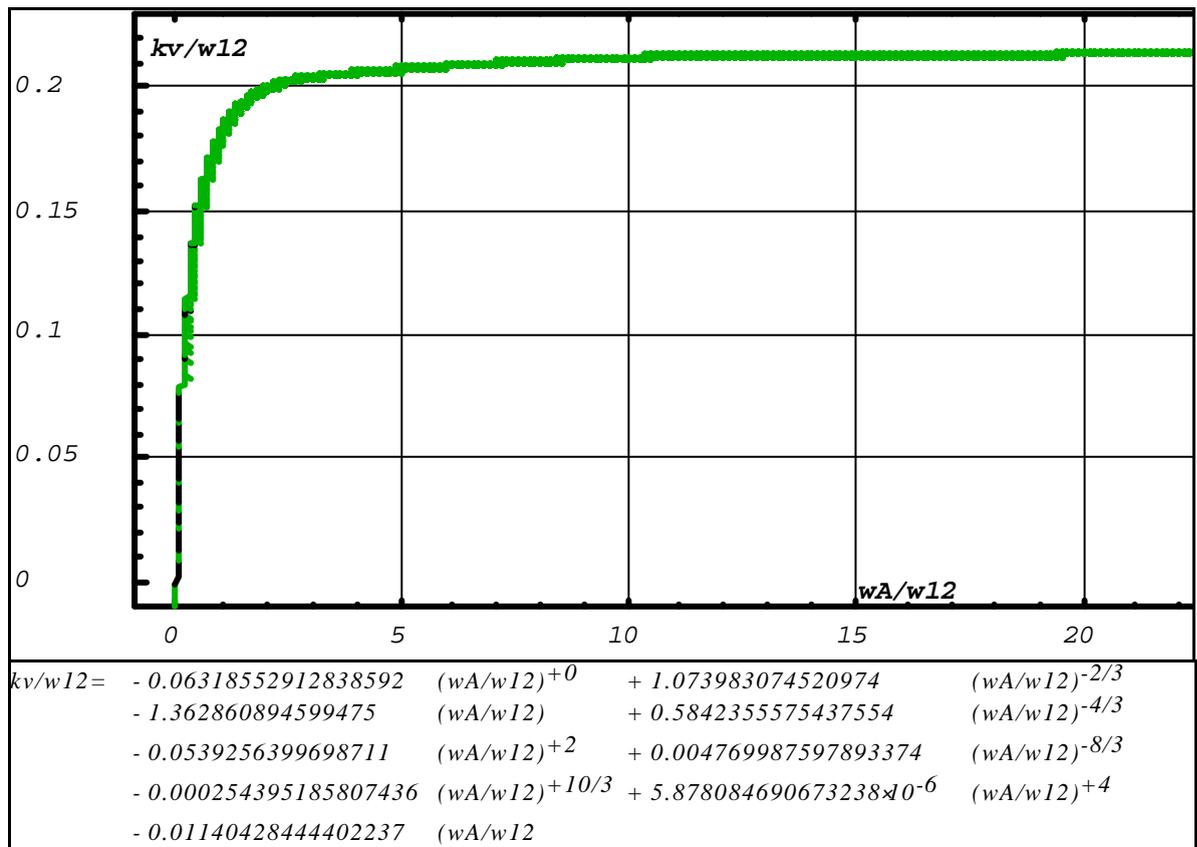


Fig. 9.2.1-2: Beispiel einer Näherungsfunktion zur Vorgabe der Geschwindigkeitsverstärkung kvU_{max} in Abhängigkeit des aktuellen Verhältnisses zwischen der Antriebseckfrequenz ω_A und der mechanischen Eigenfrequenz ω_{I2} mit dem Optimierungsziel $\omega_l=0.5\omega_{I2}$ für $\omega_A/\omega_{I2} > 0.351978$ und $\omega_l=[0.5\omega_{I2}/0.351978](\omega_A/\omega_{I2})$ für $\omega_A/\omega_{I2} < 0.351978$ (Anmerkung: Diese Funktion wurde im Institut AIB-IMB zur Regelung der Achsen eines Portalroboters und eines Kranprüfstandes eingesetzt.)

Die Vorgabe des diskreten Entwurfsziels mit den Näherungsfunktionen $-k=f(\omega A/\omega_{12}, \omega_{12}T)$

Für die Vorgabe des "diskreten" Entwurfsziels u_{MaxT} wurden

1. "offline" numerisch "allgemeingültige" Näherungsfunktionen $-k=f(\omega A/\omega_{12}, \omega_{12}T)$ erzeugt. In Abhängigkeit des jeweiligen $(\omega A/\omega_{12}, \omega_{12}T)$ - Wertebereichs werden diese algebraischen Gleichungen (Polynome) alternativ in der Adaptionstask "online" aufgerufen.
2. Dort liefert die zum jeweils aktuellen Frequenzverhältnisses $\omega A/\omega_{12}$ und zur jeweils vorgegebenen Abtastzeit $\omega_{12}T$ zugehörige Näherungsfunktion diejenige WOK-Verstärkung $-k$ als Rückgabewert, die dem antriebstechnischen Maximum kv_{UmaxT} entspricht (siehe Abschnitt 4 und [BRI-2000]).

Der Ablauf des adaptiven "Online"-Reglerentwurfs

Der kontinuierliche adaptive "Online"-Reglerentwurf erfolgt in folgenden Schritten:

1. Im ersten Schritt wird mit der Vorgabefunktion von Fig. 9.2.1-2 die Geschwindigkeitsverstärkung kv_{Umax} als Zwischenergebnis berechnet.
2. Mit kv_{Umax} werden im zweiten Entwurfsschritt, unter Nutzung der algebraischen Lösung der Gleichung des optimalen kontinuierlichen Wurzelortes aus Abschnitt 7.6.3, die optimalen Regelpole berechnet.

Der diskrete adaptive "Online"-Reglerentwurf erfolgt in folgenden Schritten:

1. Im ersten Schritt wird aus dem Frequenzverhältnis $\omega A/\omega_{12}$ und der Abtastzeit $\omega_{12}T$ mit der jeweiligen Vorgabefunktion (vgl. [BRI-2000]) die WOK-Verstärkung $-k$ berechnet.
2. Mit $-k$ werden im zweiten Entwurfsschritt, unter Nutzung der algebraischen Lösung der Gleichung des optimalen diskreten Wurzelortes aus [BRI-2000], die optimalen Regelpole berechnet (ebenda).

Aus den vier, in der s-Ebene (kontinuierlicher Entwurf) oder z-Ebene (diskreter Entwurf) resultierenden Regelpolen lassen sich die vier Parameter des Zustandsreglers durch Koeffizientenvergleich berechnen (vgl. Abschnitt 3).

Die steuerungstechnische Realisierung der Synthese sowie der Ablauf und die Integration der Entwurfsalgorithmen in der Adaptionstask wurden unter Abschnitt 4 skizziert und in [BRI-2000] vertieft.

9.2.2 Die Voraussetzungen bezüglich des vorgebbaren Frequenzverhältnisses w_A/w_{I2}

Die notwendigen Voraussetzungen des Entwurfs nach kvU_{max} - bzw. kvU_{maxT} -Vorgabe bzgl.

- dem benötigten Stellaufwand (w_A/w_{I2}) und
- der erforderlichen Abtastzeit (w_{I2T})

sind unter Abschnitt 6.2.1 (bzgl. der Optimierung selbst), Abschnitt 7.6.1 (bzgl. der Lösung der kontinuierlichen Entwurfsaufgabe) und [BRI-2000] (bzgl. der Lösung der diskreten Entwurfsaufgabe) im Einzelnen definiert.

Unter den dort zusammengestellten Entwurfsvoraussetzungen ist für das im vorliegenden Abschnitt behandelte Syntheseverfahren die Nutzung und Einhaltung der Stellgrenze (u_{Max}) von besonderem Interesse. Sie ist von der Arbeitsgeschwindigkeit v_{Max} abhängig und wird deshalb durch die Antriebseckfrequenz w_A beschrieben:

1. Das generelle Syntheseziel einer vollständigen Kompensation der mechanischen Eigenfrequenz ist antriebstechnisch sicher realisierbar, wenn für das vorgegebene Frequenzverhältnis $w_A/w_{I2} > 0.351978$ gilt (siehe Tabelle 5-2).
2. Das Entwurfsziel eines (durch das vorgegebene Optimierungsziel mit-) bestimmten Regelverhaltens ist antriebstechnisch sicher realisierbar, wenn das vorgegebene Frequenzverhältnis w_A/w_{I2} größer als das w_{I2T} -abhängige minimale Frequenzverhältnis der Dominanz bleibt (siehe Fig. 9.2.2.1-2).

Begründung:

- Bis zur kontinuierlichen Dominanzgrenze $w_A/w_{I2} = 0.351978$ kann der Einfluß des Mechanikpolpaar auf die Dominanzgrenze kompensiert werden.
- Bei einer (theoretischen) kontinuierlichen Realisierung würde das Mechanikpolpaar für höhere Eigenfrequenzen ($w_A/w_{I2} < 0.351978$) dominant werden.
- Die Dominanzgrenze kann jedoch sowohl durch ihre Abhängigkeit von der Abtastzeit w_{I2T} als auch durch eine Anpassung der des Optimierungsziels an das endliche dynamische Stellvermögen w_A/w_{I2} nach unten verschoben werden.
- Damit führt die Regelung in diesem Frequenzbereich ($w_A/w_{I2} < 0.351978$) zwar nicht mehr zu einer aktiven Kompensation der (nunmehr zu hochfrequenten) mechanischen Schwingung w_{I2} , wird jedoch von dieser auch nicht mehr angeregt.

Bei einer diskreten Realisierung sollte in beiden Fällen zusätzlich die Abtastzeit w_{I2T} nicht größer als die "optimale" Abtastzeit des Entwurfs auf kv_{MaxT} gewählt werden. Das Shannonsche Abtastkriterium ist in allen Fällen einzuhalten (siehe Abschnitte 2, 4.3 und [BRI-2000]).

9.2.2.1 Das minimale Frequenzverhältnis der Dominanz

Unter [BRI-2000] wird gezeigt, daß

- das Ausregeln der mechanischen Eigenfrequenz einen Mindeststellaufwand verlangt, der nur von Reglern erzeugt werden kann, die mit größeren Entwurfsvorgaben als
 1. der minimalen Geschwindigkeitsverstärkung $kv_{Min} > 0.134$ oder
 2. dem minimalen Frequenzverhältnis $w_A/w_{I2} > 0.351278$ erzeugt wurden (bei der diskreten Darstellung gilt entsprechendes - vgl. Tabelle 5-2) und
- diese physikalische Eigenschaft bei allen Syntheseverfahren gleichermaßen mathematisch mit der Dominanz ($Re(s_1) \approx Re(s_3)$ bzw. $Re[\ln(z_1)/w_{I2T}] \approx Re[\ln(z_3)/w_{I2T}]$) des Regelpolpaar gegenüber dem Mechanikpolpaar beschrieben werden kann (vgl. auch Abschnitt [BRI-2000]).

Für den Entwurf nach Vorgabe der Geschwindigkeitsverstärkung wird dieser Realteilverlauf unter Abschnitt 9.1.2 in Abhängigkeit von kv und kvT beschreiben. Entsprechendes erfolgt hier für den Entwurf nach Vorgabe der Stellgrenze in Abhängigkeit des Frequenzverhältnisses w_A/w_{I2} . In beiden Fällen wurde dabei das Optimierungsziel mit $w_l = 0.5w_{I2}$ ausschließlich in Abhängigkeit der mechanischen Eigenfrequenz w_{I2} vorgegeben.

Fig. 9.1.2-1 zeigt der Verlauf der minimalen Geschwindigkeitsverstärkung kv (des Entwurfs nach kv -Vorgabe) und Fig. 9.2.2.1-1 zeigt den entsprechenden Verlauf des minimalen Frequenzverhältnisses w_A/w_{I2} (des Entwurfs nach u_{Max} -Vorgabe), ab denen das Optimierungsziel an die Entwurfsvorgabe angepaßt werden muß.

Kontinuierlicher Regelkreis

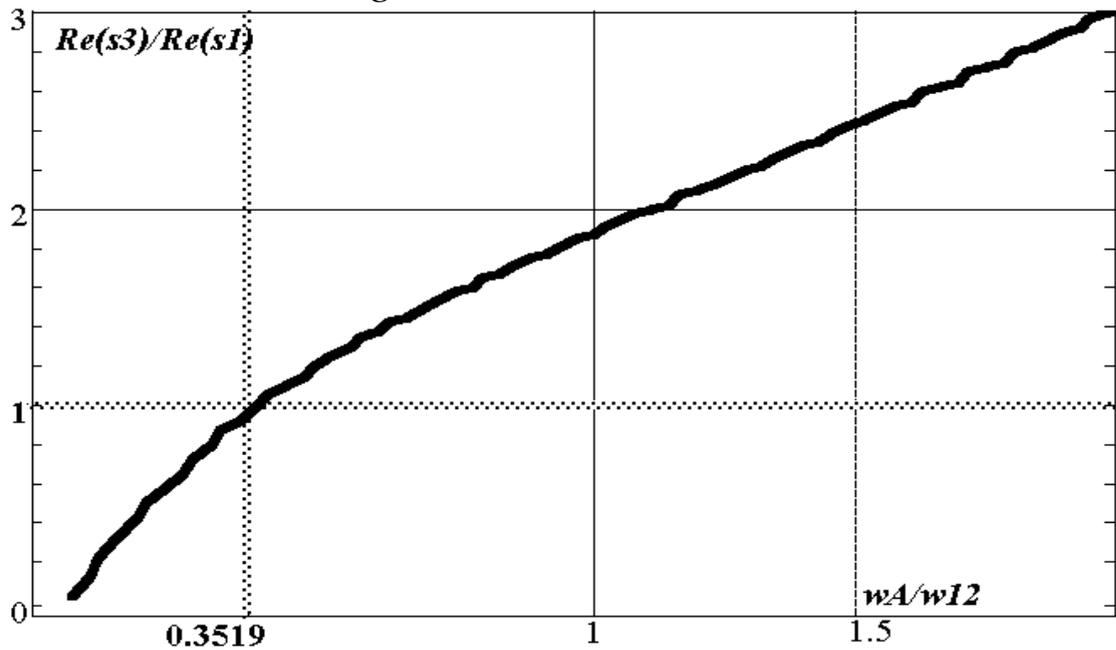


Fig. 9.2.2.1-1: Das Verhältnis der Realteile der optimalen Pole $Re(s_3)/Re(s_1)$ des kontinuierlichen Regelkreises in Abhängigkeit des Frequenzverhältnisses w_A/w_{12} mit dem Optimierungsziel $w_{12}=0.5w_{12}$.

Diskreter Regelkreis

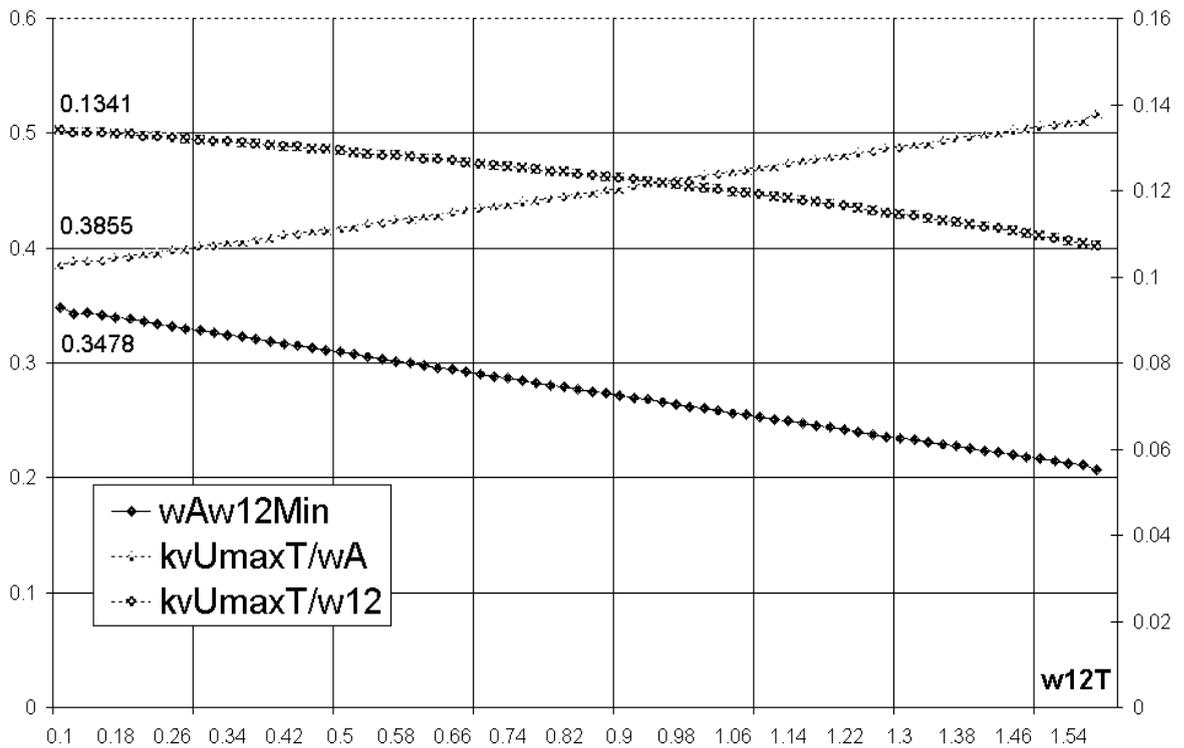


Fig. 9.2.2.1-2: Das zur Erfüllung der Dominanzforderung $Re[\ln(z_1)/w_{12}T] \approx Re[\ln(z_3)/w_{12}T]$ minimale Frequenzverhältnis $w_A/w_{12}=f(w_{12}T)$ des diskreten Regelkreises mit dem Optimierungsziel $w_{12}=0.5w_{12}$ in Abhängigkeit der normierten Abtastzeit $w_{12}T$ (die zugehörige Geschwindigkeitsverstärkung $kvU_{max}T$ wurde zum Vergleich mit Fig. 9.1.2-2 ebenfalls dargestellt)

Für sehr kleine Abtastzeiten ($w_{12}T \rightarrow 0$) nähert sich der Verlauf $(w_A/w_{12})T=f(w_{12}T)$ von Fig. 9.2.2.1-2 wieder dem minimalen Frequenzverhältnis des kontinuierlichen Regelkreises $w_A/w_{12} = 0.351978$.

9.2.2.2 Das maximale Frequenzverhältnis des Verzweigungspunktes

Durch die Forderung eines dominanten Regelpolpaar ergibt sich für das minimale Frequenzverhältnis nach Fig. 9.2.2.1-1 und Fig. 9.2.2.1-2 (und entsprechend Fig. 9.1.2-1 und Fig. 9.1.2-2) eine exakte untere Grenze. Bei einer an die mechanische Eigenfrequenz w_{I2} angepaßten Antriebsauslegung ist dieses Frequenzverhältnis w_A/w_{I2} jedoch aus wirtschaftlichen und technischen Gründen auch nach oben begrenzt. Mit wachsendem Stellgrößenaufwand

- kommt die Geschwindigkeitsverstärkung ihrem Maximum immer näher
- kommt das Regelpolpaar den idealen Polen immer näher und
- wird das Mechanikpolpaar immer weiter gedämpft - bis es seinen Verzweigungspunkt erreicht und in zwei reelle Pole zerfällt.

Wird der Stellaufwand danach weiter gesteigert, verharrt (mit unbedeutenden Zuwächsen)

- die Geschwindigkeitsverstärkung in der Nähe ihres Maximums,
- das Regelpolpaar in der Nähe der idealen Polen und
- ein Mechanikpol nahe des dritten, reellen Zusatzpols des Gütepolynoms.

Es kann also keine weitere Verbesserung der dynamischen Eigenschaften erwartet werden. Darüber hinaus wird der zweite Mechanikpol in der komplexen Ebene nach " $-\infty$ " verschoben, was sogar die Gefahr einer Anregung des Regelkreises durch hochfrequente Störungen bewirkt. Damit ist es sinnvoll, diejenige Geschwindigkeitsverstärkung und dasjenige Frequenzverhältnis als obere Grenze zu definieren, bei dem das Mechanikpolpaar seinen Verzweigungspunkt erreicht. Er wird im kontinuierlichen Fall mit

$$k_v \gg 0,97 k_{vMax} = 0,2 w_{I2} \quad (\text{siehe auch Fig. 9.1.2-1}) \quad (9.2.2.2-1a)$$

$$w_A/w_{I2} \gg 2,9455 \quad (9.2.2.2-1b)$$

erreicht und ist im diskreten Fall von der Abtastzeit abhängig (siehe Fig. 9.2.2.2-1 und [BRI-2000]). Für sehr kleine Abtastzeiten ($w_{I2}T \ll 1$) nähert sich der Verlauf $w_A/w_{I2} = f(w_{I2}T)$ von Fig. 9.2.2-1 wieder dem Frequenzverhältnis des kontinuierlichen Regelkreises $w_A/w_{I2} = 2,9455$.

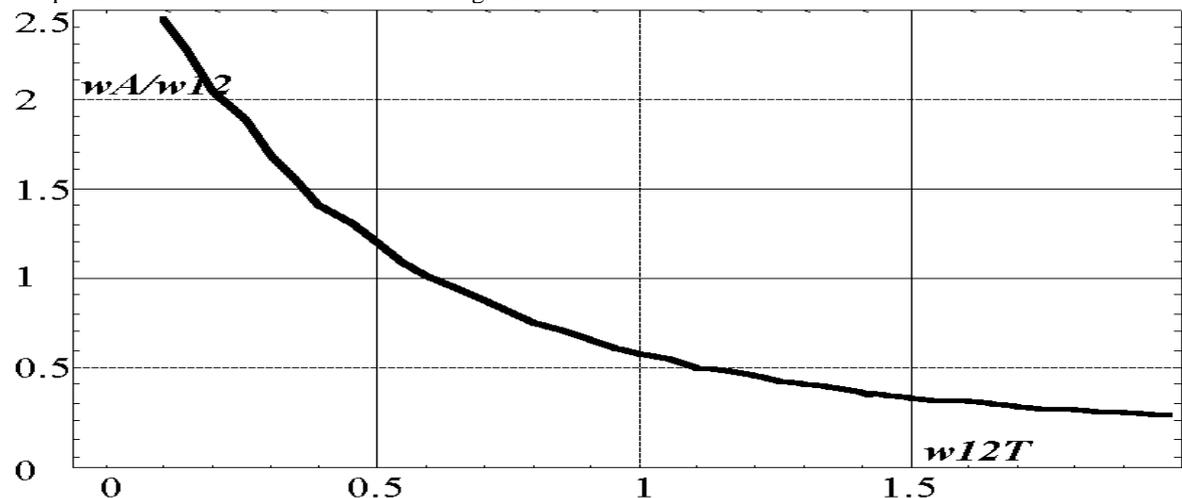


Fig. 9.2.2.2-1: Das Frequenzverhältnis $w_A/w_{I2} = f(w_{I2}T)$ des Verzweigungspunktes $ReS_3 = ReS_4$; $ImS_3 = ImS_4 = 0$ des diskreten Regelkreises mit dem Optimierungsziel $w_l = 0,5 w_{I2}$ in Abhängigkeit der Abtastzeit $w_{I2}T$.

Die Geschwindigkeitsverstärkung des Verzweigungspunktes

Im Gegensatz zu den Forderungen nach Wahrung der Dominanzgrenze, der Stellgrenze und der maximalen Geschwindigkeitsverstärkung des Optimierungsziels ist das Respektieren des Verzweigungspunktes mehr als eine Empfehlung zu betrachten. Von der Definition einer Geschwindigkeitsverstärkung des Verzweigungspunktes wird deshalb abgesehen. Demgegenüber wurde unter Abschnitt [BRI-2000] ein diskretes Syntheseverfahren entwickelt, das 97% der maximalen Geschwindigkeitsverstärkung k_{vMaxT} als Entwurfsziel verwendet. Wie man aus Fig. 7.7.2-1 und [BRI-2000] erkennt, wird damit im kontinuierlichen und diskreten Fall näherungsweise der Verzweigungspunkt erreicht wird (Aus dem übermäßigen Anstieg des Verhältnisses der Realteile in diesem Bereich erkennt ebenfalls, daß das Mechanikpolpaar die Nähe seines Verzweigungspunktes erreicht - siehe Fig. 9.1.2-1).

10 Formelzeichen, Begriffe und Abkürzungen

10.1 Formelzeichen

Da es in der Arbeit nicht möglich war, aufgrund der Vielzahl der behandelten Systeme mit gleichlautenden Parametern eine widerspruchsfreie Variablenbezeichnung zu gestalten, wurde eine möglichst selbsterklärende Indizierung gewählt. Da es nicht immer möglich war, Abkürzungen zu verwenden, deren Sinn sofort zu verstehen ist, soll die folgende Zusammenstellung das Verständnis der Arbeit erleichtern.

Vor der Aufzählung der einzelnen Variablen soll hier zunächst das Indize - System erklärt werden, um nicht jede Variable mit jedem Index aufzuführen zu müssen. Teilweise geht der eingesetzte Index auch klar aus dem Textzusammenhang hervor.

Index	Bedeutung
A, Aktor, Last	Last, im allgemeinen der Aktor
A, a	Antrieb
M, Motor	Motor
L, Läufer	Linearbewegungssystem der Katze auf dem Ausleger(arm)
H	Hebeeinrichtung
D, d	Drehbewegungssystem des Arms um den Turm
S, s	Stationärer Zustand
0, o	Anfangs- oder Endzustand
k	Abtastzähler
R, r	Regler oder Reibung

Um ein Beispiel zu geben:

Linear bewegte Aktormasse $\Rightarrow m_{Aktor, L}$

Im Weiteren folgt nun eine Aufzählung der Variablen - welche im Text durch die oben beschriebene Indizierung erweitert sein können.

Variable	Bedeutung
$e_{l\infty}$	Stationäre Fehler
$\frac{d}{dt}, \dot{}$	Erste Ableitung nach der Zeit
$\frac{d^2}{dt^2}, \ddot{}$	Zweite Ableitung nach der Zeit
\underline{F}	Diskrete Systemmatrix, (Transitionsmatrix)
$\underline{d}_0 \dots \underline{d}_2$	Gütepolynomkoeffizienten
\underline{x}	Diskreter Zustandsvektor
$\hat{\underline{x}}$	Zustandsvektor des Beobachters
$\tilde{\underline{x}}$	Beobachterfehler
\underline{w}_{0A}	Antriebseckfrequenz
$\underline{\Phi} = \begin{pmatrix} \underline{\Phi}_{11} & \underline{\Phi}_{12} \\ \underline{\Phi}_{21} & \underline{\Phi}_{22} \end{pmatrix}$	Systemmatrix des auf Sensorkoordinaten transformierten Systems
\underline{j}	Winkel allgemein und Winkelrichtung in Zylinderkoordinaten
\underline{w}	Winkelgeschwindigkeit, allgemein
\underline{s}	Mechanische Spannung
\underline{D}_B	Charakteristisches Polynom des Beobachters
\underline{j}_d	Dämpfungswinkel
\underline{w}_{\max}	Maximale Winkelgeschwindigkeit des Antriebs
\underline{D}_r	Charakteristisches Polynom des geschlossenen Regelkreises
\underline{D}_S	Charakteristisches Polynom der Strecke

$e^{1\infty}$	Stationäre Fehler
$\frac{d}{dt}$,'	Erste Ableitung nach der Zeit
$\frac{d^2}{dt^2}$,''	Zweite Ableitung nach der Zeit
\underline{F}	Diskrete Systemmatrix, (Transitionsmatrix)
\wedge	Kennzeichen für Schätzgrößen
\sim	Kennzeichen für eine virtuelle Größe
A	Fläche, Querschnittsfläche
\underline{A}	Systemmatrix
a	Abstand des reellen idealen Pols vom Ursprung
a11...a44	Elemente der Systemmatrix
AUFL_XAG	Auflösung der Aktorgeschwindigkeit
AUFL_XAL	Auflösung der Aktorlage
AUFL_XMG	Auflösung der Motorgeschwindigkeit
AUFL_XML	Auflösung der Motorlage
\underline{B}	Eingangsmatrix
b	Bogen allgemein
\underline{b}	Eingangsvektor
b1...b4	Elemente des Eingangsvektors
\underline{C}	Ausgangsmatrix
c	Federkonstante allgemein
\underline{C}, c	Ausgangsmatrix, Ausgangsvektor
c1,c2	Hilfslösungen
c1...c4	Elemente des Ausgangsvektors
cmat	Spezifische Federrate
cs	Federsteifigkeit des Antriebsriemens des Portalroboters
\underline{D}	Durchgangsmatrix
d	Dämpfung
E	Elastizitätsmodul
\underline{e}	Störeingangsvektor
e	Koeffizient des Gütepolynoms der optimalen Pole
exal	Lagefehler der Aktorlage
exml	Lagefehler der Motorlage
F	Kraft allgemein
\underline{F}	Kraft, allgemein
\underline{E}	Systemmatrix des reduzierten Beobachters
f	Koeffizient des Gütepolynoms der optimalen Pole
Frück	Kraft an der Last in horizontaler Richtung
Ftan	Kraft tangential zum Seil
G	Gewichtskraft der Last (mA g)
\underline{g}	Erdbeschleunigungskonstante
g	Koeffizient des Gütepolynoms der optimalen Pole
$\underline{G}(s)$	Matrix der Übertragungsfunktionen
G(s)	Übertragungsfunktion allgemein
g1...g4	Elemente des diskreten Störeingangsvektors
\underline{H}	Blockmatrix des Systems Strecke mit Beobachter
\underline{h}	Diskreter Eingangsvektor
h1...h4	Elemente des diskreten Eingangsvektors
I	Motorstrom allgemein
\underline{I}	Einheitsmatrix
i	Übersetzung über Rad allgemein
J	Trägheitsmoment allgemein
j	Komplexe Einheit ($j = \sqrt{-1}$)
km	Motormomentenkonstante
\underline{k}	Rückführvektor der Regelung
k1...k4	Elemente des Reglers \underline{k}

k_{np}	Regleranteil für die Schätzgrößen beim reduzierten Beobachter
$k_v, k'v$	Geschwindigkeitsverstärkung, bzw. normierte
k_{vMax}	Maximale Geschwindigkeitsverstärkung
$KXAG, kxag$	Verstärkter und unverstärkter Regelfaktor der Aktorgeschwindigkeit
$KXAL, kxal$	Verstärkter und unverstärkter Regelfaktor der Aktorlage
$KXMG, kxmg$	Verstärkter und unverstärkter Regelfaktor der Motorgeschwindigkeit
$KXML, kxml$	Verstärkter und unverstärkter Regelfaktor der Motorlage
k_y	Regleranteil für die Meßgrößen beim reduzierten Beobachter
L	Abstand der Antriebsräderrmittelpunkte beim Portalroboter
$lopt$	Verhältnis der Kreisfrequenzquadrate
M	Moment allgemein
\underline{M}	Transformationsmatrix
m	Masse allgemein
$m11...m44$	Elemente der Transformationsmatrix \underline{M}
$n0 \dots n3$	Koeffizienten des geschlossenen Regelkreises
$n0' \dots n3'$	Normierte Koeffizienten des geschlossenen Regelkreises
\underline{P}	Lösung der Riccatigleichung
p	Hilfslösung
$p, q, r, s, t,$	Hilfsvariablen zur Lösung der Gleichung achten Grades, jeweils in einfach und
u, v, w	doppelt gestrichener Form (z. B. p, p', p'') vorkommend
\underline{Q}	Bewertungsmatrix des quadratischen Gütemaßes und Transformationsmatrix des reduzierten Beobachters
q	Hilfslösung
$q0...q3$	Koeffizienten des charakteristischen Polynoms des geschlossenen Regelkreises
$q1...q4$	Elemente der Transformationsmatrix des reduzierten Beobachters
\underline{QB}	Beobachtbarkeitsmatrix
\underline{QS}	Steuerbarkeitsmatrix
r	Reibungskoeffizient oder Radius allgemein, Lage der Katze auf dem Ausleger bei der Drehbewegung, Abstand zwischen Drehpunkt und Schwerpunkt (Teilkreisradius), Hilfslösung
\underline{r}	Vektor der nicht meßbaren Zustandsvariablen
$r(t)$	Führungsgröße
\underline{S}	Beobachterrückführmatrix
s	Laplace-Operator und mit Index auch entsprechende Strecke
$s1...s4$	Pole in der s-Ebene
$s12$	Regelpolpaar
$ReR, ReS1, ReS12$	Realteil des Regelpolpaar
$ImR, ImS1, ImS12$	Imaginärteil des Regelpolpaar
$ReM, ReS3, ReS34$	Realteil des Mechanikpolpaar
$ImM, ImS3, ImS34$	Imaginärteil des Mechanikpolpaar
$s34$	Mechanikpolpaar
$s11...s44$	Elemente der Beobachterrückführmatrix
sb	Beobachterpol in der s-Ebene
sn	Normierter Pol in der s-Ebene ($s / w12$)
T	Abtastzeit
t, t'	Zeitabschnitt bzw. Rechenzeit
$T(z)$	Führungsübertragungsfunktion
$t1, t2$	Hilfslösung
$Tv(z)$	Störübertragungsfunktion
\ddot{u}	Übersetzung allgemein
u, u_k	Stellgröße
v	Geschwindigkeit allgemein, Koeffizient des Vorfilters, Störgröße
w	Sollgeschwindigkeit
\underline{w}	Führungsgrößenvektor
$w12$	Mechanische Eigenfrequenz
wA	Antriebseckfrequenz
1	Faktor, der die Lage der optimalen Pole festlegt
$WXAG, wxag$	Führungsgröße für die Aktorgeschwindigkeit XAG
$WXAL, wxal$	Führungsgröße für die Aktorlage XAL

<i>WXMG, wxmg</i>	Führungsgröße für die Motorgeschwindigkeit XMG
<i>WXML, wxml</i>	Führungsgröße für die Motorlage XML
\underline{x}	Zustandsvektor
$x_1 \dots x_3$	Lösungen der kubischen Resolventen
X_1, X_2, x	Roboterachsen bzw. Koordinate des kartesischen Koordinatensystems
$x_1 \dots x_4$	Zustandsvariablen
<i>XAB</i>	Meßgröße: Beschleunigung des Aktors
<i>xag, XAG</i>	Zustandsvariablen bzw Meßgröße für die Aktorgeschwindigkeit (x_2)
<i>xal, XAL</i>	Zustandsvariablen bzw Meßgröße für die Aktorlage (x_1)
<i>xmg, XMG</i>	Zustandsvariablen bzw Meßgröße für die Motorgeschwindigkeit (x_4)
<i>xml, XML</i>	Zustandsvariablen bzw Meßgröße für die Motorlage (x_3)
<i>xmb, XMB</i>	Zustandsvariablen bzw Meßgröße für die Motorbeschleunigung
<i>xms,, XMS</i>	Zustandsvariablen bzw Meßgröße für die alte Stellgröße
\underline{y}	Ausgangsvektor, Vektor der meßbaren Zustandsvariablen
Y, y	Roboterachse bzw. Koordinate des kartesischen Koordinatensystems
z	Variable der z-Transformation
Z, z	Roboterachse bzw. Koordinate des kartesischen Koordinatensystems
$z_1 \dots z_4$	Pole in der z-Ebene
zb	Beobachterpol in der z-Ebene

10.2 Begriffe

Komplienz	Komplienz bezeichnet bei Bausystemen die Fähigkeit, Lage- und Orientierungsfehler der Steine und der Steinverbindungen zum Roboter, passiv ausgleichen zu können (siehe [BOCKT-87], [BOCK-88]).
mechanisch-nachgiebige Regelstrecken	Muß aufgrund von Forderungen nach Genauigkeit, Dynamik oder Sicherheit der Lageregelkreis über die Aktorposition der schwingenden Last geschlossen werden, kann eine dynamische Stabilität nur mit der regelungstechnischen Behandlung der mechanischen Eigenfrequenz w_{I2} erzielt werden. Wie in dieser Arbeit gezeigt wird, erfordert das Ausregeln dieser mechanischen Schwingung (w_{I2}) einen Servoantrieb mit einer Antriebseckfrequenz im Bereich $0.351978w_{I2} < w_A < 2.9455w_{I2}$. Kann aus wirtschaftlichen und energetischen Gründen dieser nicht einfach überdimensioniert werden ($w_A/w_{I2} > 2.9455$), so liegt die Eigenfrequenz der mechanischen Übertragungsglieder (w_{I2}) der Roboterachse im Bereich der Eckfrequenz ihres Antriebs (w_A). Damit muß das Gesamtsystem regelungstechnisch ganzheitlich behandelt werden und kann nicht auf eines seiner beiden Teilsysteme Aktor (mit w_{I2}) oder Motor (mit w_A) reduziert werden.
Klasse mechanisch-nachgiebiger Lageregelstrecken	Die Möglichkeit einer einheitlichen, standardisierten Beschreibung maschinentechnisch unterschiedlichster Bewegungsachsen motiviert die Definition einer Klasse mechanisch-nachgiebiger Systeme mit folgenden Kennzeichen: <ol style="list-style-type: none"> 1. die mechanische Eigenfrequenz w_{I2} liegt im Bereich der Antriebseckfrequenz w_A und 2. die Stellgröße entspricht der Kraft (oder dem Moment) des Antriebs.
Standardmodell	Die Regelstreckenbeschreibung durch Sensormodelle orientierte sich an der jeweils vorhandenen <i>Gerätetechnik</i> (Getriebe, Antrieb, Sensoren, Anordnung, etc.). Demgegenüber orientiert sich die Beschreibung mit Standardmodellen an der durch die Regelgröße (d.h. der Aktorlage!) definierten regelungstechnischen <i>Aufgabenstellung</i> .
Geschwindigkeitsverstärkung	Aufgrund seiner Verbreitung, Akzeptanz und Meßbarkeit eignet sich der genormte Begriff der Geschwindigkeitsverstärkung k_v im besonderen Maße zur Charakterisierung der Dynamik einer Lageregelstrecke. Zu seiner Bestimmung wird der Regelstrecke eine Rampenfunktion als Führungsgröße aufgeschaltet und die sich einstellende stationäre Positionsabweichung zwischen der Regel- und der Führungsgröße gemessen. Diese stationäre Lageabweichung wird auch Schleppabstand genannt. Mit der Steigung der Rampenfunktion V_{soll} ist die Geschwindigkeitsverstärkung durch den Quotienten $k_v = V_{soll}/e_\infty$ definiert (siehe Abschnitt 3.1.4).
Antriebseckfrequenz	Die physikalische Wirkung der dynamisch verfügbaren Antriebskraft des Motors ($km \cdot iMax$), d.h. die resultierende mechanische Beschleunigung des (bei Berücksichtigung der Stellgrößenbegrenzung nichtlinearen) Übertragungssystems, ist von der zu beschleunigenden Massenträgheit ($mMotor$) und der jeweiligen Arbeitsgeschwindigkeit ($vMax$) abhängig. Zur Beschreibung des arbeitspunktabhängigen Stellvermögens eignet sich die Antriebseckfrequenz w_A (vgl. Abschnitt 4.2 und GROß-81):
kontinuierliche Optimierung	Ergebnis der kontinuierlichen Optimierung sind die optimalen Pole (Eigenwerte) des geschlossenen Regelkreises in der s-Ebene.
diskrete Optimierung	Ergebnis der diskreten Optimierung sind die optimalen Pole (Eigenwerte) des geschlossenen, digitalen Regelkreises in der z-Ebene.
quasidiskretes Syntheseverfahren	Die nachträgliche "Diskretisierung" durch Transformation der optimalen Pole von der s-Ebene (des kontinuierlichen Reglerentwurfs auf eine bestimmte Geschwindigkeitsverstärkung oder auf Nutzung der maximalen Stellgröße) in die z-Ebene führt zu einem hier als " quasidiskret" bezeichneten Syntheseverfahren. Dabei wird bei beiden Entwurfsarten (auf w_A/w_{I2} oder k_v/w_{I2}) ausschließlich das kontinuierliche System optimiert und die resultierenden, optimalen Regelpole nachträglich transformiert (vgl. Abschnitt 4.3.2).
Synthese	Im Rahmen dieser Arbeit wird die Synthese einer optimalen Lageregeleinrichtung in Optimierung und Entwurf unterteilt.

Optimierung	<ul style="list-style-type: none"> • Zunächst wird durch die Optimierung der Verlauf der optimalen Wurzelortkurve festgelegt (vgl. Abschnitt 6). Im einzelnen geschieht dies durch die Vorgabe des Optimierungsziels (wI) und die Systemauslegung ($wI2$).
Entwurf	<ul style="list-style-type: none"> • Im Anschluß wird durch den Entwurf die genaue Lage der Pole auf der Kurve des optimalen Wurzelorts festgelegt (vgl. Abschnitte 7,9 und [BRI-2000]). Geeignete Entwurfsziele sind eine bestimmte Geschwindigkeitsverstärkung k_v (bzw. k_vT) und die Nutzung der Stellgrenze $uMax$ (bzw. $uMaxT$).
Optimierungsziel	Die Überführung des Optimierungsproblems in den Frequenzbereich nach Kalman erlaubt, das Optimierungsziel durch ein Gütepolynom statt durch die Gewichtungsmatrix des Güteintegrals vorzugeben. Dieses Gütepolynom wird hier als das Produkt idealer Pole interpretiert. Entsprechend der globalen Zielsetzung "Ausregeln der mechanischen Schwingung" werden sie im mechanisch-nachgiebigen Bereich immer in Abhängigkeit von der mechanischen Eigenfrequenz $wI2$ vorgegeben (siehe Abschnitt 6.3.1).
Entwurfsziel	Mit der Wahl der "idealen Pole" ist der Verlauf der optimalen Wurzelortkurve (WOK) vollständig festgelegt. Die genau Lage der optimalen Pole des geschlossenen Regelkreises auf der WOK hängt jedoch noch von dem Stellvermögen ab, das zur Verfügung steht. Bei Kalman wird der für diese Polverschiebung benötigte Stellaufwand allgemein mit der Stellgrößengewichtung k beschrieben. Aus ihr kann jedoch weder die erzielte Dynamik noch die tatsächlich benötigte Stellgröße direkt - quantitative- abgelesen werden. Sie wird hier deshalb durch <i>die signifikanten Entwurfsziele</i> "Nutzung der maximalen Stellgröße $uMax$ bzw. $uMaxT$ " oder "Erzielen einer bestimmten Geschwindigkeitsverstärkung k_v bzw. k_vT " ersetzt (siehe Abschnitte 7.6, 9.2 und [BRI-2000]).
Ideale Pole	siehe Optimierungsziel
WOK	Wurzelortskurve
Dominanzgrenze	Grenzfrequenzverhältnis der Dominanzgrenze
(un) angepaßtes Optimierungsziel	Bei der Adaption können die Reglerparameter, gegebenenfalls auch die Reglerstruktur, jedoch praktisch nie der Motor und damit die Antriebseckfrequenz wA angepaßt werden. Beim "adaptiven Reglerentwurf" ist man somit im Gegensatz zur "Antriebsauslegung" mit dem Problem konfrontiert, daß eine Änderung der Streckeneigenschaften zumindest vorübergehend zu einer Unterschreitung des Frequenzverhältnisses $wA/wI2=0.351978$ bzw. $k_v/wI2=0.134$ führen kann. Im Abschnitt 6.3 wird zur Lösung dieses Problems ein Verfahren zur adaptiven k_v -Vorgabe unter Anpassung des Optimierungsziels entwickelt.

10.3 Allgemeingültige Konstanten

$kvMax$	$0.216506 w_{12}$	Grenze der mechanisch erzielbaren Geschwindigkeitsverstärkung die auch mit einem "sehr großen" Stellaufwand u bzw. w_A/w_{12} nicht überschritten werden kann.
$kvUmax(w_A/w_{12} @0)$	$0.5w_A$	Grenze der antriebstechnisch erzielbaren Geschwindigkeitsverstärkung von veränderlichen Regelstrecken mit zunehmender mechanischer Steifigkeit w_{12}
$kvUmax(ReM=ReR)$	$0.38w_A=0.134w_{12}$	$kvUmax$ der Dominanzgrenze $ReM=ReR$
$kvMin(ReM=ReR)$	$0.134w_{12}=0.38w_A$	kv der Dominanzgrenze $ReM=ReR$
w_l	$w_l/w_{12} = 0.5$	Kennkreisfrequenz des idealen Polpaars des Optimierungsziels
$w_A/w_{12Min}=w_A/w_{12}[ReM=ReR]$	$w_A/w_{12}=0.351978$	Grenzfrequenzverhältnis der Dominanzgrenze
$w_A/w_{12Max}[ReS3=ReS4, ImM=0]$	$w_A/w_{12}=2.9455$	Verzweigungspunkt des Mechanikpolpaars - Grenze antriebstechnisch-überdimensionierter Regelstrecken

10.4 Abkürzungen

$kvMax=(\sqrt{3}/4)w_l$	$= (\sqrt{3}/4)w_l = 0.43 \cdot w_l$ $= 0.216506 \cdot w_{12}$	Maximale Geschwindigkeits-verstärkung des Optimierungsziels
$s_{1,2} = -Res \pm jImS =$	$-\sqrt{3} \frac{w_l}{2} \pm j \frac{w_l}{2}$ $= -0.86 w_{12} \pm j0.5 w_{12}$	"ideales Polpaar" des Optimierungsziels
	$-\sqrt{3} \frac{w_{12}}{4} \pm j \frac{w_{12}}{4}$ $= -0.43 w_{12} \pm j0.25 w_{12}$	"ideales Polpaar" des Optimierungsziels
$s_3 = -a \cdot w_l =$	$= -\sqrt{3} w_l = -1.73 w_l$	"idealer (Zusatz-)Pol" des Optimierungsziels
	$= -\frac{\sqrt{3}}{2} w_{12} = -0.86 w_{12}$	"idealer (Zusatz-)Pol" des Optimierungsziels

11 Literatur- und Quellenangaben

- [ISARC84-99] International Symposium on Automation and Robotics in Construction
Each year since 1984, ISARC (International Symposium on Automation and Robotics in Construction) has held a symposium at which the world's leading construction engineering businesses and researchers present their latest work.
International Association for Automation and Robotics in Construction and Best Practice Publishers Limited, [http:// www. iaarc.org/](http://www.iaarc.org/), 1999

BETREUTE DIPLOM- UND STUDIENARBEITEN

- [HOLIK-88] Holik, Manfred
Implementierung und Applikation von Algorithmen eines optimalen Zustandsreglers für die Klasse mechanisch starrer Lageregeleinrichtungen mit der Zielsetzung ihrer automatischen Inbetriebnahme.
Semesterarbeit Institut für Steuerungstechnik (ISW), Universität Stuttgart ,1988
- [REIM-88] Reiman, H.
Entwicklung einer Standardbilderbibliothek zur Bedienerführung auf der Basis von Microsoft - Windows
Semesterarbeit Institut für Steuerungstechnik (ISW), Universität Stuttgart ,1988
- [JACKY-88] Jacky, W.
Entwicklung eines Grafikmoduls zur visuellen Darstellung des zeitlichen Verlaufs der Prozeßgrößen von Lageregeleinrichtungen auf dem Inbetriebnahmerechner mit Microsoft - Windows.
Semesterarbeit Institut für Steuerungstechnik (ISW), Universität Stuttgart ,1988
- [PALM-89] Palmer, Joachim
Ableitung und Applikation von Entwurfsgleichungen eines optimalen Zustandsreglers für die Klasse mechanisch nachgiebiger Lageregelstrecken mit der Zielsetzung ihrer automatischen Inbetriebnahme
Semesterarbeit Institut für Steuerungstechnik (ISW), Universität Stuttgart, Mai 1989
- [BENJA-88] Benja, T.
Bereitstellung einer seriellen Kommunikationsverbindung (V24/RS232) zwischen einem Hostrechner (IBM-PC) und einem Regelrechner (FORCE-386-CPU-Karte) zur Online - Parametrierung von Regelalgorithmen.
Semesterarbeit Institut für Steuerungstechnik (ISW), Universität Stuttgart ,1988
- [BAY-88] Bayerle, M.
Implementierung und Applikation von zeitkritischen Algorithmen zur Interruptverwaltung und Prozeßgrößenein- und -ausgabe für regelungstechnische Aufgabenstellungen auf IBM - kompatiblen PC's
Semesterarbeit Institut für Steuerungstechnik (ISW), Universität Stuttgart ,1988
- [KREMSER-89] Kremser, Max
Implementierung und Applikation von Algorithmen einer optimalen Zustandsregelung eines elektrischen (Asynchron-) Linearantriebs auf einer Signalprozessorkarte (Texas TMS 320c25)
Semesterarbeit Institut für Steuerungstechnik (ISW), Universität Stuttgart ,1989
- [HEIM-90] Heim, Peter
Analyse des quadratischen Gütefunktional nach Lösung des Optimierungsproblems im Frequenzbereich nach Kalman für die Klasse mechanisch nachgiebiger Lageregelstrecken
Semesterarbeit Institut für Steuerungstechnik (ISW), Universität Stuttgart ,1990
- [UHL-89] Uhl, Andreas
Entwurf, Implementierung und Anwendung eines Störgrößenbeobachters für einen elektrischen Direktantrieb
Semesterarbeit Institut für Steuerungstechnik (ISW), Universität Stuttgart ,1989
- [GAIDA-89] Gaida, Cornelius

- Entwurf, Erprobung und Auswertung verschiedener Zustandsregelkonzepte für elektrotechnische Lageregeleinrichtungen (Vergleichende Gegenüberstellung von zwei alternativen Verfahren zur Regelung mechanisch-steifer Bewegungsachsen)
Semesterarbeit Institut für Steuerungstechnik (ISW), Universität Stuttgart ,1989
- [HAAGA -88] Haaga, Ulrich
Konzept, Implementierung und Applikation eines lageorientierten, zeitoptimalen, online - konfigurier - und - parametrierbaren Testsignalgenerators zum Erproben von Regelalgorithmen für mehrere NC-Achsen.
Semesterarbeit Institut für Steuerungstechnik (ISW), Universität Stuttgart ,1988
- [MORAST-91] Morast, B.
Analyse der Entwicklungstendenzen zur Herstellung von Wandtafeln in Mauerwerksbauweise
Studienarbeit am Institut für Maschinenwesen im Baubetrieb (IMB),Abteilung Automatisierung im Baubetrieb(AIB), Universität Karlsruhe, Juni 1991
- [ADEL-92] Adel, T.
Abstandsregelung eines induktivgeführten Fahrzeugs
Studienarbeit am Institut für Maschinenwesen im Baubetrieb (IMB) - Abteilung Automatisierung im Baubetrieb (AIB) in Zusammenarbeit mit dem Institut für Maschinenbau (Prof. Mesch), Universität Karlsruhe, Juni 1991
- [MERY-91] Mery, Domingo
Überführung eines für zeitkontinuierliche Lageregelstrecken entwickelten Verfahrens zum Zustandsreglerentwurf und -optimierung in eine zeitdiskrete Betrachtungsweise
Studienarbeit am Institut für Maschinenwesen im Baubetrieb (IMB) - Abteilung Automatisierung im Baubetrieb (AIB) in Zusammenarbeit mit Fakultät für Elektrotechnik (Prof. Kronmüller), Universität Karlsruhe, Juni 1991
- [STEFF-92] Steffani, Hans Friedrich
Implementierung und Erprobung von Algorithmen zum Zustandsreglerentwurf für die Klasse mechanisch nachgiebiger Lageregeleinrichtungen mit der Zielsetzung ihrer automatischen Inbetriebnahme
Studienarbeit am Institut für Maschinenwesen im Baubetrieb (IMB) - Abteilung Automatisierung im Baubetrieb (AIB) in Zusammenarbeit mit Fakultät für Elektrotechnik (Prof. Föllinger), Universität Karlsruhe, Juni 1992
- [GROTJ-93] Grotjans, Uwe:
Baumontagesystem zum automatisierten Bauen
Diplomarbeit am Institut für Maschinenwesen im Baubetrieb (IMB) - Abteilung Automatisierung im Baubetrieb (AIB) in Zusammenarbeit mit Fakultät für Maschinenbau (Prof. Kuhn), Universität Karlsruhe, Juni 1993
- [STEFF-93] Steffani, Hans Friedrich
Feldorientierte Entkopplungsregelung von Asynchronmotoren am Beispiel eines Roboter gelenks
Diplomarbeit am Institut für Maschinenwesen im Baubetrieb (IMB) - Abteilung Automatisierung im Baubetrieb(AIB) in Zusammenarbeit mit Fakultät für Elektrotechnik (Prof. Spath),Universität Karlsruhe, April 1993
- [KLIFF-93] Kliffken, Markus Gustav
Implementierung und Erprobung von Algorithmen für den Zustandsreglerentwurf für eine Bau - Kransteuerung
Studienarbeit am Institut für Maschinenwesen im Baubetrieb (IMB) - Abteilung Automatisierung im Baubetrieb (AIB) in Zusammenarbeit mit Fakultät für Elektrotechnik (Prof. Krebs), Mai 1993
- [BRIM-94] Brimmer, Thomas
Diskrete Beobachtung
Diplomarbeit am Institut für Maschinenwesen im Baubetrieb (IMB) - Abteilung Automatisierung im Baubetrieb (AIB) in Zusammenarbeit mit Fakultät für Elektrotechnik (Prof. Krebs), April 1994

INSTITUTSVERÖFFENTLICHUNGEN

- [BRI-2000] Leyh,W.:
Adaptive dynamische Zustandsregelung von mechanisch-nachgiebigen Roboterachsen
Band 1: Zeitdiskrete Regelung – Einfluß des Abtastprozesses auf die Dominanzgrenze
Band 2: Adaption und Beobachtung
Schriftenreihe " Planung, Technologie, Management und Automatisierung im Bauwesen " Herausgeber: Prof. Dr.-Ing./Univ. Tokio Thomas Bock, Stuttgart, erscheint im Jahre 2000
- [LEYH-87] Leyh,W.:
Optimaler Entwurf und Realisierung einer Lageregeleinrichtung unter Verwendung von Zustandsreglern und Beobachtern,
Diplomarbeit beim IPK Berlin der Fraunhofergesellschaft, Juni 1987
- [BOCKT -87] Bock T.:
Concept of building system for robotization.
The 4th International Symposium on Automation and Robotics in Construction ISARC, Haifa (Israel), 1987
- [BOTO-88] Bock,T.:
Robot oriented design,
5. ISRC,June, 1988, Tokyo , Shokokusha Verlag
- [WAMB-88] Wambach,R.:
Ein Beitrag zur Automatisierung von Kabelwickleinrichtungen,
München, Carl Hanser, Verlag, 1988
- [CAWA-88] Cawi,I. und Wambach, R.:
Fortschrittliche Lageregelung einer Roboterachse,
Robotersysteme 4, 172-176(1988), Springer-Verlag Berlin Heidelberg New-York, 1988
- [BOCK-88] Bock,T.:
A Study on Robot Oriented Construction and Building System
Dissertation, Universität von Tokyo, 1988
- [BOBR-89] Bock,T.:
Robot oriented design (ROD) of variable building kits,
7.ISRC,June 1990, Bristol, UK
- [BOSF-89] Bock,T.:
Systematic design analysis for (ROD) design synthesis shown at the example of structural joining system suited for robotic assembly,
6. ISRC,June 1989, San Francisco
- [BOTO-90] Bock,T.:
Möglichkeiten und Beispiele für Robotereinsätze im Bauwesen.
VDI Bericht 800, Baumaschinentechnik, Fortschritte durch Mikroelektronik und Automatisierung, 1990
- [BOCKLEYH-91] Bock,T.;Leyh,W.:
Méthode de commande et de régulation des robots en BTP pour grands espace de travail et charge util élevée,
EuroPIA 91, Third European Conference on the Applications of Artificial Intelligence and Robotics to Architecture, Urban Planning and Civil Engineering, November 25th, 1991, Athens, Greece
- [BOCKTG-91] Bock T.:
Gebäudfertigung flexibilisieren.
Würzburg 97, Maschinenmarkt 44, 1991
- [BOLE-92] Bock,T.;Leyh,W.:
Robotik im Bau
Bauingenieur 66 (1992), Seite 99-107, Springer-Verlag, Berlin - Heidelberg - New York
- [LEYHE-93] Leyh W.
Erfahrungen bei der Konstruktion eines Baumontageroboters
Bauingenieur 68 (1993), Berlin, Heidelberg , New York: Springer Juni 1993
- [LEYHER-93] Leyh W.:

- Automatische Montage eines bindemittellosen Steinsystems - Teil 2: Experimentelle Realisierung.
Bauingenieur (1993), Berlin – Heidelberg - New York, Springer-Verlag, Herbst 1993.
- [MROBOT-93] Bock, Gehhart, F.; Steck, T.; Mauerwerksroboter auf der Baustelle.
Teil 1: BMT 4 (1993), S. 223 - 226. W.: Teil 2: BMT 5 (1993) S. 279 - 282.
- [PAT-95] Leyh, W. ; Bock T.:
Fahrerloses Transportfahrzeug
Patent DE 43 27 961 C2, Deutsches Patentamt, München, 14.12.95
- [ROCONST -95] Bock, Thomas; Leyh, Werner
The Robotic Building Construction System
in: Proceedings of the 12th ISARC in Warszawa (International Symposium on Automation and Robotics in Construction), S. 267-280 , 1995
- [ROBLOCK-95] Bock, Thomas; Leyh, Werner
Characteristics of a Robot oriented Building Block system
in: Proceedings of the 12th ISARC in Warszawa (International Symposium on Automation and Robotics in Construction), S. 243-257, 1995
- [BOPO-98] Bock, T.: Poppy
"Automation and Robotics-Todays Reality in Construction"
Proceedings of the 15th International symposium on Automation and Robotics in Construction March 31-April 1 1998, Munich Germany
- [BOCKSTAT-98] Bock, T.
Robotik und Automatisierung in der stationären Fertigung
Detail Heft 5 1998: Robotik im Bauwesen (1):
- [BOCK-98/1] Bock, T.
"Von Yoshinogari zu Next 21: Wandel der Wohnungsformen in Japan in 2500 Jahren"
Nomos Verlag Baden Baden
- [BOCK-98/2] Bock, T.
Das Dach wird zuerst gebaut-Automatisierte und roboterisierte Bausysteme
Detail Heft 6 1998: Robotik im Bauwesen(2):
- [ROCCO-94/1] Andres, Jürgen; Bock, Thomas; Gebhart , Friedrich
First results of the development of the masonry robot system ROCCO
in: Proceedings of the 11th ISARC in Brighton (International Symposium on Automation and Robotics in Construction), S. 87-93, 24.-26. Mai 1994, England, Elsevier, Amsterdam
- [ROCCO-94/2] Bock, Thomas, Gebhart, Friedrich
ROCCO- Robot Assembly System for Computer Integrated Construction, An Overview
in: 1.ECPPM (First European Conference on Product and Process Modelling) in the Building Industry, Dresden, 5.-7.10.94
- [ROCCO-95] Bock, Thomas; Stricker, Didier; Tuan, C Huynh; Fliedner, Johannes
Object oriented planning and controlling system for Wall Construction System, in:
Proceedings of the 12th ISARC in Warszawa (International Symposium on Automation and Robotics in Construction), S. 259-266, 1995
-
- [PABE-77] Pahl, G., Beitz, W.:
Konstruktionslehre,
Springer-Verlag Berlin Heidelberg New-York 1977
- [ACKER-83] Ackermann, Jürgen
Abtastregelung; 1 Analyse und Synthese, 2. Auflage
Springer-Verlag, Heidelberg, 1983
- [HART-83] Hartmann, Jürgen
Vorlesungsskriptum zur Regelungstechnik
Universität Berlin, 1983
- [UNBE-83] Unbehauen, Heinz
Regelungstechnik II
Vieweg-Verlag, Braunschweig, 1983
- [BRON-87] Bronstein, I. N. u. A.
Taschenbuch der Mathematik, 23. Auflage
Teubner-Verlag, Stuttgart, Leipzig, 1987

- [DUBB-87] Dubbel:
Taschenbuch für den Maschinenbau, 16. korrigierte und ergänzte Auflage Auflage
Springer-Verlag, Heidelberg, 1987
- [FINKKN-92] Fink, Knöll.:
Baukonstruktionslehre,
130.Auflage, Teubner Verlag, Stuttgart, 1992
- [MAUWK-93] NN.
Mauerwerks-Kalender 1993,
Verlag Ernst&Sohn, Stuttgart, 1993
- [MATHE-93] Mathematica-Version 2.2.1
Copyright (c) 1993 Wolfram Research, Inc.
User Services, Wolfram Research, Inc., 100 Trade Center Drive, Champaign, Illinois
61820-7237, USA.
-
- [SMBLWA-88] Smidt,M.;Blume,C.;Wadle,M.:
A multi-link, multi-propose advanced manipultor with a handling hemisphere for out-
door applications,
The 5th International Symposium on Automation and Robotics in Construction ISARC,
6. June 1988, Tokio, Japan
- [WAN-88] Wanner,M.:
Results of the development of a manipulator with a very large reach,
The 5th International Symposium on Automation and Robotics in Construction ISARC,
6. June 1988, Tokio, Japan
- [IPA-89] IPA / Wanner,M.:
Mobiler Großroboter
Pressekonferenz, 22. Februar 1989,FHG-IPA, Stuttgart, 1989
- [JANTZER -90] Jantzer,M.:
Bahnverhalten und Regelung fahrerloser Transport,
Dissertation, Universität Stuttgart, Springer-Verlag, ISW-Forschung und Praxis Band
82, Berlin 1990
- [FÖLL_A-90] Föllinger, Otto
Lineare Abtastsysteme, 4. verbesserte Auflage
R. Oldenbourg Verlag, München, 1990
- [FÖLL-90] Föllinger, Otto
Regelungstechnik: Einführung in die Methoden und ihre Anwendungen, 6. Auflage
Hüthig Verlag, Heidelberg, 1990
- [PRIREWU-90] Pritschow,G.; Renz,B.; Wurst,K.-H.:
Lasermesssysteme für Industrieroboter,
Proceedings of Micro System Technologies 90, 1. Internationaler Fachkongress Berlin
10.-13..9.1990, S.316-331, VDI-Verlag, Berlin, Offenbach, 1990
- [WURST -91] Wurst,K.-H.:
Flexible Robotersysteme - Konzeption und Realisierung modularer
Roboterkomponenten,
Universität Stuttgart, Springer-Verlag, ISW-Forschung und Praxis Band 85, Berlin 1991
- [KEUP-92] Keuper, Gerhard
Automatisierte Identifikation der Streckenparameter servohydraulischer
Vorschubantriebe
In: Forschung und Praxis 77, Dissertation am Institut für Steuerungstechnik
(ISW), Universität Stuttgart, Springer-Verlag, Heidelberg, 1992
- [KALTWR -92] Kaltwasser R.:
Konzeption und Konstruktion eines Robotergreifens zur Handhabung von
Schalungssteinen,
Studienarbeit am WBK der Universität Karlsruhe, Karlsruhe WBK 1992
-
- [MAUERN] N.N
Handhaben von Mauersteinen.
Merkblatt der Bau-Berufgenossenschaft Frankfurt am Main (Hrsg.).
- [MAUERW-78] N.N.

- DIN 1053: Mauerwerk. Teil 1: Rezeptmauerwerk, Berechnung und Ausführung, Ausgabe 1990. Teil 2: Mauerwerk nach Eignungsprüfung, Berechnung und Ausführung, Ausgabe 1984. Teil 3 : Bewehrtes Mauerwerk, Berechnung und Ausführung, Ausgabe 1990. Teil 4: Bauten aus Ziegelfertigbauteilen, Ausgabe 1978. Berlin, Köln: Beuth-Verlag.
- [NIGA-84] Nihon kenchiku gakkei,
Japan Institut of Architecture, Tokyo, Oct.84, "Problems of introduction of robot technologie into construction")
Tokyo, October 1984, "Kensetsu seisan ni okeru robot gijitsu dounuwo meguru shomondai"
- [CHSPAL_P -88] Chamberlain D. , Speere P. , Ala S.:
Progress in a Masonry Tasking Robot,
The 8th International Symposium on Automation and Robotics in Construction ISARC (907-918), Stuttgart, 3-5. June 1988
- [TOHAIISH-88] Tomaru H.]Haino H.]Ishikawa S.:
Tile setting Robot for exterior wall,
The 5th International Symposium on Automation and Robotics in Construction ISARC, Tokio (Japan), 6. June 1988
- [CHSPAL_M -88] Chamberlain D. Speere P. , West, G.:
A Masonry Tasking Robot,
Mechatronic Systems Engineering 1, pp. 139 - 147, Kluwer Academic Publishers, 1990.
- [ANFR-88] Anliker, F.:
Needs for Robots and advanced machines at construction site: Social aspects,
5.ISRC, Tokyo, 1988
- [WARS-88] Warszawski A.:
Issues in the development of a building robot, 5.ISRC, Tokyo, 1988
- [POWO-90] Poppy, W.:
Warum braucht die Bauwirtschaft Mikroelektronik und Automatisierung?
VDI Bericht 800, Baumaschinentechnik, 1990
- [MART-90] Marineau, T.:
Future Uses of Robots and other forms of automation in on-site construction applications,
7. ISRC, June 1990, Bristol, Bristol Polytechnic
- [ANFR-91] Anliker, F.; Anliker, M.; Rothenbacher, K.:
Automation of Design and Construction of Single-Family Houses Made of Brickwork
Proc. 8th Int. Symp. on Automation and Robotics in Construction (ISARC), Stuttgart, Germany, 3 - 5 June, 1991, pp. 843 - 847.
- [BÖHM-91] Böhm, D.:
The Mason's Elevator Handling Machine.
Proc. 8th Int. Symp. on Automation and Robotics in Construction (I SARC), Stuttgart, Germany, 3 I 5 June, 1991, pp. 819 - 832.
- [MWERK-93] Niebuhr, B.; Eden, W.:
Zeit und Kosten sparen im Mauerwerksbau.
Baugewerbe 9 (1993) S. 47 - 5 1.
- [GISO-93] GISOTON –Baustoffwerke,
Verkaufskatalog,
Ravensburg-Aichstetten: 1993
- [ANBL-94] Bley, B.; Anliker, F.:
PC-Controlled Flexible Production of Brickwork.
In: Automation and Robotics in Construction XI, Proc. 1 lth Int. Symp. on Automation and Robotics in Construction (ISARC), Brighton, England, 24-26 May, 1994, pp. 111 - 116, Elsevier Publishers B.V.
- [ZIEGEL-94] Winklmann, F.:
Ziegelmontagebau.
Ehningen: expert-Verlag, 1994.
- [CHAMBERL-94] Chamberlain D.:
Enabling Technology for a Masonry Building Advanced Robot.
Final Report: SERC Grant No. GR/G22060 City University, London, 1994.
- [IGBAUDATA-95] N.N

- [VITRA-97] Wirtschaftssdaten für Bauleute 1995.
Bundесvorstand der Industriegewerkschaft Bau-Steine-Erden
(Hrsg.), Frankfurt/Main, August 1995.
SFB 314 Project VITRA
Connecting Vision and Natural Language Systems
z.B.:KANTRA: Human-Machine Interaction for Intelligent Robots Using Natural
Language
Tim C. Lüth, Thomas Längle, Gerd Herzog, Eva Stopp, Ulrich Rembold
In: 3rd IEEE Int. Workshop on Robot and Human Communication, RO-MAN'94, pp. 106-
111, Nagoya, Japan, 1994.
[http:// www. dfki.uni-sb.de/vitra/](http://www.dfki.uni-sb.de/vitra/), Last update: Mon Jan 20 22:25:02 MET 1997
- [HAPPACHER-97] Happacher M.:
Der steinige Weg zur Offenen Steuerung.
Elektronik 24/1997; S. 68 - 74
- [DALACKER-97] Michael Dalacker
Entwurf und Erprobung eines mobilen Roboters zur automatisierten Erstellung von
Mauerwerk auf der Baustelle
Schriftenreihe " Planung, Technologie, Management und Automatisierung im
Bauwesen " Herausgeber: Prof. Dr.-Ing./Univ. Tokio Thomas Bock, ISBN 3-8167-531 0-
8, Stuttgart, im Juni 1997
- [KUKA-98] Dr. Ing. Gerd Schneider, KUKA Roboter GmbH, Augsburg
"Steuerungstechnik für Industrieroboter - Beherrschung der Vielfalt in der Peripherie
durch PC-Technologie"
Elektronik - Fachzeitschrift für industrielle Anwender und Entwickler, 1998
- [OSACA-98] Open System Architecture for Controls within Automation Systems
ESPRIT 3, Subprogramme Area: COMPUTER INTEGRATED MANUFACTURING AND
ENGINEERING , Architecture and Infrastructure for CIME R & D task 5.2, Project
Reference: 9115
[http:// www. osaca.org](http://www.osaca.org), Last up date:22.10.98

12 Zusammenfassung und Ausblick

12.1 Zusammenfassung

Bauspezifische Anforderungen bezüglich ständig wechselnder Arbeitsinhalte und -orte, notwendige Arbeitsbereiche, -lasten und -geschwindigkeiten erschweren den Einsatz von Robotern auf der Baustelle.

Demgegenüber ist die Baumaschinenindustrie nur bedingt in der Lage durch Optimierung konventioneller Baumaschinen nennenswerte Produktivitätsfortschritte zu erzielen. Ein signifikanter Innovationsschub ist nur durch die Anwendung von CAD/CAM-Technologien zu erwarten, die ein "rechnerintegriertes" Bauen ermöglichen. Es besteht aus einer industriellen Vorfertigung von komplexen, standardisierten Bauteilen und deren automatischen Errichtung und Erhaltung durch Robotersysteme.

Zum erfolgreichen Einsatz solcher rechnerintegrierter Robotersysteme müssen jedoch zusätzliche Probleme gelöst werden. Dazu gehören automatisierungsgerechte Bauverfahren, neue Roboterkonfigurationen für große Arbeitsräume und -lasten mit entsprechenden Steuer- und Regelsystemen, geometrisch-physikalischen Umgebungsmodelle zur rechnergestützten Planung, Simulation und Optimierung des Robotereinsatzes, Robotersprachen die eine Beschreibung bauspezifischer Probleme ermöglichen, sowie Robotersteuerungen die die Behandlung unvorhergesehener Ereignisse und das Zusammenwirken von Mensch und Roboter begünstigen.

Von der Abteilung „Automatisierung im Baubetrieb“ des IMB der Universität Karlsruhe wurden mehrere F&E-Projekte konzipiert und realisiert, die die Umsetzung dieser Ziele anvisieren. Die vorliegende Arbeit fast deshalb insbesondere die Arbeiten in den Bereichen zusammen, die an diesem Institut meiner direkten Verantwortung unterstanden: Bauroboterkonstruktion, Baumontage sowie die Steuerung und Regelung von solchen Robotern.

Bauroboterkonstruktion. Es wurde ein modulares Portalrobotersystem in Leichtbauweise entwickelt, das die Montage von Raumzellen ermöglicht. Die Montageversuche haben gezeigt, das sich mit solchen Robotersystemen schnell, hochwertige Bauwerkselemente bei großer Gestaltungsfreiheit montieren lassen.

Baumontage. Das Montagebeispiel Raumeck wurde mit handelsüblichen Schalungsteinen errichtet. Damit konnte gezeigt werden, daß sich die für die manuelle Montage konzipierten handelsüblichen Steinsysteme bedingt für eine automatische Baumontage eignen. In der Arbeit wurden anhand des eingesetzten Schalungssteinsystems die dafür notwendigen Voraussetzungen und Bedingungen erarbeitet. Weiter konnte gezeigt werden, daß eine automatisierungsgerechte Verbesserung der Komplienz der Steine auch ihre manuelle Montage begünstigen würde.

Steuerung und Regelung. Auch bei Industrierobotern wird der Einsatz von Zustandsregelungen durch die Notwendigkeit aufwendiger Inbetriebnahme- und Adaptionsverfahren erschwert. Bereits in meiner Diplomarbeit am IPK-PTZ-Berlin wurde deshalb ein Verfahren zum automatischen Entwurf von diskreten Zustandsregelungen für mechanisch-steife Roboterachsen entwickelt – und auch mit großem Erfolg z.B. im Rahmen einer Lenkregelung für FTS-Fahrzeuge serienmäßig eingesetzt.

Im Mittelpunkt der vorliegenden Arbeit stand die regelungstechnische Behandlung der Hauptachsen von Baurobotersystemen bei denen der Lageregelkreis über die Aktorposition der „schwingenden“ Last geschlossen werden muß.

Dabei wurde zunächst ein Lösungsansatz von Prof. Richard Wambach für die kontinuierliche Regelung mechanisch - nachgiebiger Systeme im Hinblick auf deren automatische Inbetriebnahme und Adaption weiterentwickelt.

Für die Optimierung der kontinuierlichen Regelung konnte eine analytische Lösung gefunden werden, welche die optimalen Regelpole direkt in Abhängigkeit der signifikanten Geschwindigkeitsverstärkung k_v berechnet.

Mit dieser analytischen Lösung der Synthesaufgabe wurde der Einsatz dieses Regelverfahrens auch für veränderliche Lageregelstrecken ermöglicht und der Einsatz aufwendiger Identifikationsverfahren umgangen.

Die erfolgreiche Implementierung des Synthesverfahrens im Rahmen der am AIB-IMB entwickelten Robotersteuerung und sein Einsatz für das Portalrobotersystem führte zu der Erkenntnis, daß das mit diesem Verfahren angestrebte Optimierungsziel nur bis zu einer sogenannten Dominanzgrenze erreicht werden kann ab welcher der Antrieb nicht mehr in der Lage ist, die mechanische Eigenfrequenz aktiv zu dämpfen. Es

wurde deshalb ein Verfahren zur Anpassung des Optimierungsziels entwickelt, welches ermöglicht, das Syntheseverfahren auch für Roboterachsen einzusetzen, bei denen der Betriebsbereich gelegentlich unterhalb dieser Grenze liegt.

Muß die Abtastzeit im Verhältnis zur mechanischen Eigenfrequenz (oder Antriebseckfrequenz) relativ groß gewählt werden, so sollte der Abtastprozeß bei der Synthese der Regelung berücksichtigt werden. Es wurden mehrere Lösungsansätze verfolgt und realisiert, die sich jeweils für unterschiedliche Anwendungen eignen (vgl. [BRI-2000]).

Bei der sogenannten quasidiskreten Lösung wird der Abtastprozeß zwar beim eigentlichen Reglerentwurf jedoch nicht bei der Ermittlung der optimalen Regelpole berücksichtigt. Diese Vorgehensweise ermöglicht die Anwendung der analytischen Lösung der kontinuierlichen Optimierungsaufgabe auch für Abtastregelungen. Diese Vorgehensweise zeichnet sich durch eine große Leistungsfähigkeit, einen großen Anwendungsbereich, eine hohe Übersichtlichkeit und einen modularen Aufbau aus und eignet sich deshalb für eine breite industrielle Anwendung im besonderen Masse.

Bei der analytischen Lösung der diskreten Optimierungsaufgabe werden die optimalen Regelpole in Abhängigkeit des Laufparameters k des optimalen Wurzelorts berechnet – welcher mit sogenannten Vorgabefunktionen aus dem vom Anwender vorgegebenen k_v ermittelt werden kann.

Bei den meisten Anwendungen ist man bestrebt, nicht irgend eine Geschwindigkeitsverstärkung k_v vorzugeben, sondern die maximale Dynamik der Regeleinrichtung möglichst vollständig zu nutzen. Diese maximale Dynamik ist insbesondere von dem relativen Stellvermögen abhängig, welches sich durch das Frequenzverhältnis ω_A/ω_{I2} beschreiben läßt. Die entwickelten Syntheseverfahren und Entwurfsvorschriften wurden deshalb alternativ auch in Abhängigkeit dieser Entwurfsvorgabe dargestellt.

Anwendungsbereich. Alle entwickelten Syntheseverfahren konnten erfolgreich simuliert und realisiert werden. Simulation und Realisierung zeigen jedoch ebenfalls, daß die Verfahren eine geeignete Abstimmung der Kenngrößen der Regeleinrichtung, das heißt der mechanischen Eigenfrequenz ω_{I2} , der Antriebseckfrequenz ω_A , der Abtastfrequenz ω_{I2T} , und der geforderten Dynamik in Abhängigkeit des jeweils gewählten Syntheseverfahrens erfordern.

Die Syntheseverfahren wurden allgemein formuliert und eignen sich für sehr unterschiedliche Regelstrecken. Die Versuche mit den im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Robotersystemen lassen die Empfehlung zu, bei der Auslegung von solchen mechanisch - nachgiebigen Bewegungsachsen, Geschwindigkeitsverstärkungen $0.5 < k_v/\omega_{I2} < 2$, Antriebsleistungen $0.15 < \omega_A/\omega_{I2} < 1.5$ und Abtastfrequenzen von $0.1 < \omega_{I2T} < 1$ anzustreben.

Bei Linearachsen ist weiter zu beachten, daß der endliche Verfahrbereich nicht die notwendigen Kompensationsbewegungen der Regelung beeinträchtigt.

Leistungsfähigkeit. Das Regel- und Regelsyntheseverfahren wurde an drei im Bereich der Robotik bekannten Hochschulinstituten (IPK-PTZ, ISW, AIB-IMB) entwickelt in denen ich im Rahmen meines beruflichen Werdeganges tätig war. Eine vergleichende Gegenüberstellung mit konkurrierenden Verfahren zeigte, daß

- sein Führungs- und Störverhalten beim Einsatz mit modernen digitalen Antrieben (elektronisch kommutierten Drehstrommotoren) nicht zu übertreffen war (vgl. [GAIDA-89], [KEMPTER-89], [KLIFF-93])
- auf eine aufwendige Identifikation der Regelstrecke verzichtet werden kann (vgl. z.B. [KEUP-92]) und
- die adaptive Regelung auch von veränderlichen Regelstrecken mit unvorhersehbarer Varianz ermöglicht wird [BRIM-94].

Diese Aussagen gelten gleichermaßen für die Regelung mechanisch-steifer (2.Ordnung) und mechanisch-nachgiebiger (4.Ordnung) Roboterachsen.

12.2 Ausblick

Tendenzen für Robotereinsätze im Bauwesen

Bauroboter werden zunächst in den Aufgabenbereichen eingesetzt, in denen bereits ein hoher Mechanisierungsgrad erreicht wurde. Die Herstellung ist hier sehr weit mechanisiert und zum Teil automatisiert, womit eine weitere Automatisierung in Richtung "CIM im Bauwesen" naheliegt.

Auf linearen Baustellen, wie z.B. im Verkehrs- und Tiefbau, sind trotz der Unikatherstellung die Rahmenbedingungen von Baumaßnahmen weitgehend vereinheitlicht und ermöglichen somit maximalen Maschineneinsatz, was ein naheliegendes Potential für den Robotereinsatz darstellt.

Ein weiteres Anwendungspotential für Bauroboter liegt in den Bereichen, die ohne sie nicht oder nur schwierig bearbeitet werden können (z.B. gesundheits - gefährdende Arbeiten).

Die Entwicklung von Robotertechnologien im Bauwesen wird sich zunächst an dem jeweiligen Anwendungsfall und -bedarf orientieren. Die vorhandenen Baumaschinen werden schrittweise automatisiert werden. Allmählich wird sich dann ein Mischkonzept für Baurobotersteuerungen durchsetzen, was einerseits aus dem "manuellen Betriebsmodus mit programmierbaren Teilvorgängen" oder andererseits dem "Automatikbetrieb mit manueller Übersteuerungsmöglichkeit" bestehen wird - einschließlich aller dazwischen liegenden Stufen.

Integrierter Lösungsansatz

Automatisierungsgerechte Änderung und gegenseitige Anpassung der Systemkomponenten. Die Grundformen von Bausystemen zur Herstellung von Gebäudeteilen ergeben sich aus Art, Größe, Werkstoff, Menge und Ortsbezug des Gebäudeteils und dessen Komponenten.

Jedem dieser Bausysteme ist ein eigenes Arbeitsverfahren zugeordnet !

Solche Arbeitsverfahren sind allgemein durch Arbeitsgegenstand, Arbeitsmittel und Arbeitsmethoden geprägt. Bei der Suche nach geeigneten Konzeptvarianten (vgl. [PABE-93]) automatisierter Systeme zum Errichten von Gebäudeteilen ergibt sich so ein *dreidimensionales Lösungsfeld* das aufgespannt wird durch die Variation der Systemkomponenten:

1. der Arbeitsgegenstände, d.h. der zu errichtenden Gebäudeteile,
2. der Arbeitsmittel, d.h. der dabei eingesetzten Werkzeuge und Materialien und
3. der Arbeitsmethoden, d.h. der dabei eingesetzten Arbeitsverfahren.

Die Untersuchung von 50 prototypischen Baurobotern während des Baustelleneinsatzes zeigte, daß ein Ersetzen der handwerklichen Bauarbeiten durch Roboter bedingt erfolversprechend ist. Falls die menschliche Arbeitskraft durch einen Roboter mehr oder weniger ersetzt werden soll, ist es zumeist sinnvoller die herkömmlichen Baumethoden und -systeme entsprechend zu modifizieren [BODR-88].

Bezüglich der hier behandelten Automatisierung der Montage im Hochbau gilt entsprechendes: Grundsätzlich zeigt auch die vorliegende Arbeit, daß es möglich ist, z.B. herkömmliches Ziegelmauerwerk von Robotern auf traditionelle Art im Mörtelbett verlegen zu lassen, wie dies z.B. in [LAUK-92] [DALACKER-97] , [CHSPAL_M-88] und [CHAMBERL-94] vorgeschlagen wird. Sinnvoller ist es jedoch, die oben genannten Systemkomponenten in automatisierungsgerechter Weise

- einzeln abzuändern und
- gegenseitig anzupassen - unter Berücksichtigung ihrer komplexen Wechselwirkungen.

Informationstechnische Vernetzung der unterschiedlichen Etappen des Produktionsprozesses. Einen technologischen Innovationsschub im Bauwesen verspricht der Einsatz von CIM-Technologien, durch rechnerintegrierte Planung, Konstruktion, Berechnung, Ausführung und Unterhalt der Bauprojekte. Die Bauarbeiten vor Ort werden dabei schon in den Planungs- und Konstruktionsphasen auf den späteren Robotereinsatz ausgerichtet. Alle Bauplanungs- und ausführungsphasen werden rechnerintegriert bearbeitet. In der baubetrieblichen Umsetzung bedeutet das die Festlegung der Bedingungen für das Arbeiten von Robotern vor Ort durch die geometrische, physikalische und zeitliche Definition der Elemente für jedes Bausubsystem. Das setzt eine Verkettung des Daten- und Informationsflusses vom Entwurf über die Konstruktion, Herstellung, Montage bis zum Betrieb von Bauprojekten voraus (siehe z.B. [ROCCO-94]).

Anforderungen an sinnvolle Lösungsansätze der komplexen Aufgabenstellung "Automatisierung des Hochbau". Vielfältige, gleichartige, ergänzende, aber auch konträre Vorschläge zur Automatisierung des Hochbaus sind bekannt [ISARC84-99]. Sie konzentrieren sich dabei oft auf die Lösung unterschiedlicher Teilaspekte der komplexen Aufgabenstellungen. Deshalb können auch scheinbar konträre Ansätze ihre Berechtigung haben und sinnvoll sein, vorausgesetzt, daß sie einen *integrierten Lösungsansatz verfolgen der aller Elemente der Lösungsmatrix berücksichtigt* und somit

- automatisierungsgerechte Änderung und gegenseitige Anpassung der Systemkomponenten sowie
- die informationstechnische Vernetzung der unterschiedlichen Etappen des Bauproduktionsprozesses

- zumindest langfristig- vorsieht.

Automatisierungsgerechte Montageelemente

Die traditionellen Bauteile der manuellen Montage sind für einen "rationellen" Einsatz von Bauroboter noch von zu

1. unterschiedlichem Gewicht und
2. unterschiedlichem Format.

Zur Verbesserung der Leistungsfähigkeit, Wirtschaftlichkeit und Flexibilität von automatischen Baumontagesystemen müssen neue Bauteile entwickelt werden, die im Hinblick auf größtmögliche Eindeutigkeit, maximale Komplienz, Flexibilität, Effizienz und Handhabbarkeit optimiert wurden (siehe 1.3.3.2).

Hinsichtlich (elementarer) Bauteile wird eine Standardisierung unumgänglich. Sie müssen den Roboter-einsatz durch folgende Konstruktionsmerkmale erleichtern:

- kompliente (selbstjustierende) Verbindungen,
- einfach und sicher zu greifen,
- integrierte Bewehrung und ein
- symmetrischer Aufbau.

Um einen möglichst großen Teil der Wertschöpfung von der Baustelle in die Vorfertigung zu verlegen und somit die handwerkliche durch eine industrielle Fertigung zu ersetzen, sollten die Montageelemente hochwertig und hochintegriert sein. In diesem Fall können die Vorteile einer industriellen Produktion in der kontrollierten Umgebung von Fabriken für die flexible (!) Produktion von hochwertigen Elementen so genutzt werden, daß die Bauzeit vor Ort reduziert wird (vgl. Abschnitt 1.1).

Die Montageelemente sollten möglichst groß gewählt werden, um die Anzahl der benötigten Montagezyklen, Fügeoperationen, und Fügstellen zu minimieren, das heißt gerade so groß, daß die geforderte Flexibilität in der Formgebung eines Gebäudeteils noch erfüllt werden kann!

Neue Roboterkinematiken für automatisierte Baumontagesysteme

Die für die Baumontage typische Kombination der Forderungen nach einer hohen Tragkraft bei gleichzeitig großem Arbeitsraum führen oft auf Montage - Roboterkonstruktionen die (zu) schwer und sperrig sind (siehe Abschnitt 1.2.5.1 und 1.2.5.2).

Automatikkrankonzept. Insbesondere auf dem Gebiet der Automatikkräne gibt es einen Bedarf an grundsätzlich neuen Kinematikkonzepten. Dieser ergibt sich aus dem Umstand, daß konventionelle Kräne nur für das manuelle Ausführen von reinen Transportaufgaben und somit nicht für

- Handhabungsaufgaben im allgemeinen und
- Montageaufgaben im speziellen

entwickelt wurden. Charakteristisch für die traditionelle Krankinematik ist, daß die Last an einem (!) Seil hängt - um nicht zu sagen pendelt. Damit ist klar, daß die mechanische Konstruktion

- keine Montagekräfte aufnehmen kann und
- Orientierung und Neigung der Last nicht einstellbar sind.

Ein Beispiel für die zukünftige Entwicklung von Automatikkränen ist der in Japan realisierte Automatikkrane von Fig. 1.2.2.1-1.

Obwohl traditionelle Turmdrehkräne somit für Handhabungsaufgaben ungeeignet sind, ist es umgekehrt unverständlich, warum von den Kranherstellern nicht die Automatisierung der Transportaufgaben durch eine Positionierregelung in Angriff genommen wird. Im traditionellen Baubetrieb

fordern die Bauarbeiter über den Kranführer die Zuführung der sogenannten Kranflasche zur Aufnahme oder Ablage von Lasten. Die dafür erforderliche Kranbewegung könnte wie in dieser Arbeit gezeigt durch einen Verfahrbefehl per Knopfdruck auf eine entsprechende Fernsteuerung in der Hand des Bauarbeiters erfolgen.

Mobilroboterkonzept. In [DALACK-97] wurde der mobile Montageroboter ROCCO [ROCCO-92] als zu breit (kann Türöffnungen nicht passieren) und zu schwer (überschreitet die zulässige Deckentraglast) kritisiert.

Eine Auswertung der relativ spärlichen Literatur des vorliegenden Arbeitsgebiets "Baurobotik" anhand der Tagungsbände der jährlichen (repräsentativen !) ISARC - Konferenzen [ISARC84-99] weist solche Probleme bekannter Pilotrealisierungen als charakteristisch aus (siehe Fig. 1.2.2.2-2).

Diese Probleme und Erfahrungen belegen die Notwendigkeit der Entwicklung neuer, an den Anforderungen der jeweiligen Baumontagekonzepte ausgerichteten, Roboterkinematiken. Fig. 1.2.2.2-3 zeigt alternative Lösungsansätze zur Verbesserung der Leistungsfähigkeit der Baumontagesysteme im Allgemeinen sowie zur Erfüllung der beiden Forderungen nach großem Arbeitsraum bei leichter und kompakter Bauweise im Konkreten.

Überlagertes Expertensystem zur Auswahl von Regelziel und -verfahren

Anwendbarkeit und Eignung der entwickelten Regelverfahren. Die Grenzen der Anwendbarkeit und Eignung des Regelverfahrens für Automatisierungsaufgaben im Allgemeinen und Bauroboter im Konkreten können wie folgt definiert werden:

- a) Anhand der konkreten Aufgabenstellung muß entschieden werden, wo ein Ausregeln der mechanischen Schwingung erwünscht, sinnvoll und möglich ist. Dabei ist z.B. zu bedenken, daß das Ausregeln der Aktorschwingung durch eine Ausgleichsbewegung des Motors "erkauft" wird (z.B. ist bei einem bemannten Turmdrehkran eine solche Ausgleichsbewegung dem mitfahrenden Kranfahrer mit Sicherheit nicht zuzumuten).
- b) Anhand der konkreten Aufgabenstellung muß entschieden werden, wo das hier entwickelte Verfahren der Anpassung des Optimierungsziels gegenüber einem einfachen Umschalten der Reglerstruktur notwendig und/oder sinnvoll(er) ist: häufige, unvorhersehbare Änderung der Regelstreckencharakteristik mit ausgedehnten Übergangsbereichen.
- c) Das Verfahren wurde für mechanisch-nachgiebige Roboterachsen entwickelt, bei denen die mechanische Eigenfrequenz im Bereich der Antriebseckfrequenz liegt ($w_A \approx w_{I2}$). Bei realen Roboter hängt das genaue Frequenzverhältnis jedoch praktisch immer von der jeweiligen Position der Roboterachsen und der jeweils zu handhabenden Last ab. Das heißt, die dynamischen Eigenschaften von realen Roboterachsen ändern sich (im Allgemeinen stetig) in Abhängigkeit des jeweiligen Betriebsbereiches. In Abhängigkeit des resultierenden aktuellen Frequenzverhältnisses w_A/w_{I2} ist der empfohlene Anwendungsbereich der entwickelten Regelverfahren unbedingt zu beachten:

1. *mechanisch - steife Regelstrecke* $w_A/w_{I2} < 0.1$: hier eignet sich das in [LEYH-87] entwickelte Regel- und Entwurfsverfahren zweiter oder dritter Ordnung ;
2. *"gelegentlich" mechanisch - steife Regelstrecke* : $0.15 < w_A/w_{I2}$: hier eignet sich das in der vorliegenden Arbeit entwickelte Regel- und Entwurfsverfahren vierter Ordnung - unter Anpassung des Optimierungsziels an die "eigentlich zu geringe relative Antriebsdynamik w_A/w_{I2} " ;
3. *mechanisch-nachgiebige Regelstrecke* $0.351978 < w_A/w_{I2}$: hier eignet sich das in der vorliegenden Arbeit entwickelte Regel- und Entwurfsverfahren vierter Ordnung ;

Die Auswahl der geeignetsten Regelziele und -verfahren im Hinblick auf die aktuellen

1. Aufgabenstellungen und
2. Parameter der Regelstrecke (w_A, w_{I2}, w_{I2T})

könnte zukünftig durch ein überlagertes Expertensystem erfolgen.

Ende der digitalen Regelung durch Leistungszuwachs der Rechenleistung ?

Die Realisierung der (Achs-)Regelung erfolgt stets im Rahmen einer numerischen (Roboter-) Steuerung. Im Falle einer Abtastfrequenz im Bereich der mechanischen Eigenfrequenz (bzw. Antriebseckfrequenz) muß deshalb zusätzlich der Abtastprozeß berücksichtigt werden.

Die Auswahl der verschiedenen, hier im Hinblick auf die Berücksichtigung des Abtastprozesses entwickelten Syntheseverfahren erfolgt im allgemeinen anhand der normierten Abtastzeit $w12T$ welche ihrerseits an die mechanische Eigenfrequenz $w12$ und die Antriebseckfrequenz wA angepaßt werden muß.

Ein Vergleich der Leistungsentwicklung der zugehörigen Systemkomponenten der Lageregeleinrichtung zeigt, daß die Rechnerleistung in den 70er, 80er und 90er Jahren überproportional zugenommen hat, so daß sich immer mehr Regelstrecken "kontinuierlich" beschreiben lassen.

Die realisierbare minimale Abtastzeit T ist jedoch nicht nur durch die Rechenleistung sondern auch durch die beim Einlesen und Ausgeben von Prozeßgrößen anfallenden Übertragungszeiten begrenzt: Verschiedene Sensorsysteme liefern ihre Meßwerte in Intervallen die weit über denen der minimal erzielbaren Rechenzeit liegen. Dies gilt insbesondere für die in vielen Anwendungsfällen relativ aufwendige Ermittlung der "Aktorlage" welche als eigentliche Regelgröße die wichtigste Meßgröße darstellt (siehe 3.3). Diese Aussagen begründen folgende Annahmen

- die bisherige Motivation einer zeitdiskreten Systembeschreibung aufgrund der Begrenzung erzielbarer Abtaststraten durch eine ungenügende Rechnerleistung wird für die überwältigende Mehrheit aller mechanisch-nachgiebigen Roboterachsen hinfällig ;
- in Ausnahmefällen ist eine zeitdiskrete Systemdarstellung durch zeitdiskret - arbeitende Sensorsysteme auch weiterhin erforderlich ;

..... und Empfehlungen zur Berücksichtigung des Abtastprozesses bei der Regelung elektromechanischer Roboterachsen:

1. im mechanisch-nachgiebigen Frequenzbereich
 - mit angepaßten Abtastfrequenzen ($w12T \gg 1$) erscheint die Methode der nachträglichen Diskretisierung des kontinuierlichen Entwurfs die geeignetste Lösung ("quasi-diskret") [BRIM-94];
 - mit hohen Abtastfrequenzen ($w12T \gg 0.1$) erscheint die Vernachlässigung des Abtastprozesses die geeignetste Lösung ("quasi-kontinuierlich") [KLIFF-93];
2. im mechanisch-steifen Frequenzbereich erweist sich die zeitdiskrete Darstellung stets als die adequate Lösung , wobei
 - bei (Rechnen-)Totzeiten ($t \ll T$) eine Zustandsregelung 2. Ordnung und
 - bei (Rechnen-)Totzeiten ($t \gg T$) eine Zustandsregelung 3. Ordnung am geeignetsten erscheint.

Dabei sei angemerkt, daß die Lagezustandsregelung eines Direktantriebs (Asynchronlinearmotor + Signalprozessorkarte + Lagesensor) mit dem Entwurfsverfahren 2. Ordnung sich durch eine sehr gute Dynamik und dem Verfahren 3. Ordnung durch eine hervorragende Steifigkeit (Störverhalten) auszeichnete [KREMSER-89].

Hybride Steuerung zum Zusammenwirken von Mensch und Roboter bei unvorhersehbaren Ereignissen

Wie an mehreren Stellen in dieser Arbeit aufgezeigt wurde, ist ein signifikanter Produktivitätszuwachs durch eine Automatisierung dann zu erwarten, wenn ein integrierter Lösungsansatz verfolgt wird, das heißt wenn alle wesentlichen Bauverfahren, -mittel, und -werkzeuge automatisierungsgerecht gestaltet und abgestimmt wurden und alle Etappen ihrer Anwendung im gesamten Bauprozess rechnerintegriert geplant, durchgeführt und kontrolliert werden.

Die Entwicklung eines solchen automatisierten Bauwesens ist notwendigerweise ein komplizierter und komplexer Prozeß der vielen (wirtschaftlichen, kulturellen, politischen, juristischen, etc.) Zwängen ausgesetzt ist. Dabei ist die Entwicklung von sogenannten Insellösungen unumgänglich, bei denen Teilprozesse automatisiert werden ohne gleichzeitig das traditionelle Umfeld automatisierungsgerecht zu modifizieren.

Insbesondere solche Insellösungen führen zu Forderungen nach der Entwicklung hybrider Steuerungen welche eine flexible Variation der Prozeßführung zwischen vorab automatisch generierten Roboterprogrammen und den Eingriffen des Maschinenführers begünstigen (siehe [VITRA-97]).

Offene, modulare Robotersteuerungen !

Diese Entwicklung wird, wie auch die Entwicklung anderer Innovationen (wie die hier vorgestellten Regelverfahren) durch die verzögerte Entwicklung kommerziell verfügbarer, offener, modularer Robotersteuerungen stark erschwert (siehe z.B. [HAPPACHER-97], "Der steinige Weg zur Offenen Steuerung").

Um die vielfältigen Anforderungen an die moderne Steuerungstechnik erfüllen zu können, müssen modulare und gleichzeitig offene Systemstrukturen unter Nutzung von (Quasi-)Standards aufgebaut werden. Im weiten Feld der Steuerungstechnik haben Forschungsprojekte wie OSACA (Open System Architecture for Controls within Automation Systems) und HÜMNOS (Herstellerübergreifende Module für den nutzerorientierten Einsatz der offenen Steuerungsarchitektur) Konzepte erarbeitet und Prototypen (im Bereich NC-Steuerungstechnik) erstellt, die auch für das Feld der Robotersteuerung umsetzbar sein sollen (siehe z.B. [OSACA-98]).

Eine PC - basierte Robotersteuerung, welche dieser vielfach - geäußerten Forderung entgegen kommt, wird von einem führenden deutschen Roboter(Hardware)hersteller entwickelt und vertrieben. Der im Industriebereich erzielte Entwicklungsstand läßt sich am besten durch die nachfolgende selbstkritische Beurteilung der Firma kennzeichnen: "Aus Sicht der Steuerungssoftware ist der Kern noch geschlossen, und damit ist auch die Steuerung KR C1 der KUKA Roboter GmbH zunächst noch eine reine Robotersteuerung. Aber mit der ebenfalls hier begonnenen Modularisierung wird ähnlich wie im Bereich der Bedienoberfläche (bereits erfolgt) ein Baukasten entstehen, der den Aufbau einer Maschinensteuerung für beliebige Kinematiken und Werkzeugmaschinen mit optimiertem Aufwand auf Basis der KR C1 ermöglicht." [KUKA-98].

Tabellarischer Lebenslauf

Name:		Werner Leyh
Geburtstag und – ort	10-06-1957	Pfullingen, Kreis Reutlingen
Familienstand:		Ledig
Bildungsweg:	1964 - 1973	Grund- und Hauptschule
	1972 - 1975	Gewerbliche Berufsschule - Lehre bei der Firma "Bruderhaus Maschinen GmbH"
	1976 - 1977	Berufsaufbauschule
	1977 - 1980	Technisches Gymnasium, 23-05-1980 Abitur, Note 1.8
Studium:	01-09-1980	Immatrikulation an der Tech.Universität Berlin in der Fachrichtung Maschinenbau Diplom- und Studienarbeit auf dem Gebiet der Steuerung und Regelung von Industrierobotern am Fraunhofer - Institut IPK-Berlin, Note 1.0
	31-06-1987	Diplom, Gesamtnote: 1.6
Berufstätigkeit:	1984 - 1987	(während des Studiums) Halbtagesstelle als wissenschaftliche Hilfskraft in der Abteilung für Regelungs - und Antriebstechnik am Institut der Fraunhofer-Gesellschaft für Produktion und Konstruktion IPK-Berlin (Prof. G. Spur)
	1987 - 1989	Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent in der Abteilung für Regelungs- und Antriebstechnik im Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen ISW (Prof. G. Pritschow)
	1989 - 1993	Als wissenschaftlicher Assistent verantwortlich für den Aufbau der Abteilung "Robotik im Bauwesen" am Institut für Maschinenwesen im Baubetrieb IMB der Universität Karlsruhe (Prof. T. Bock)
	1994	Vorbereitung des europäischen EUREKA - Forschungsprojekts FastCheck (Fast, reliable and computer - integrated system for inspection of bridges and other concrete structures) mit den Firmen THOMSON, CEBTP (Paris) und POTAIN (Lyon) sowie dem "Centre de Robotique Intégrée Ile de France"/Paris 5"(CRIIF)
	1995-1999	Verantwortlicher Mitarbeiter des internationalen Inspektion - Gemeinschaftsprojekts FastCheck der Universität (UFRGS) von Porto Alegre / Brasilien in Zusammenarbeit mit der GTZ / Deutschland und weiteren europäischen Firmen, Universitäten und Behörden
Auslandsaufenthalte:	1985	Belegung der Fächer "regulación automática" und "sistemas discretos" bei Prof. E. Puente an der "Universidad Politécnica E. T. S. / Madrid - Ingenieros Industriales".
	1994	Vorbereitung des europäischen Forschungsprojekts FastCheck in Paris
	1995-1999	Leitung des internationalen Gemeinschaftsprojekts FastCheck in Brasilien
Patente:	1993	Fahrwerkskinematik für geländegängige, flächenbewegliche Vielradfahrzeuge mit Allradantrieb
Veröffentlichungen (Auswahl)	1991	Méthode de commande et de régulation des robots en BTP pour grands espaces de travail et charge utile élevée - EuropIA, Paris 1991
	1992	Robotik im Bauwesen, Bauingenieur 66 (1992), Seite 99-107, Berlin, Heidelberg, New York, Springer-Verlag 1992
	1993	Experiences with the construction of a building assembly robot - EuropIA, Paris, 1993
	1993	Automatic assembly of a commercial cavity block system - Automation&Construction, ELSEVER SCIENCE, Amsterdam, 1993
	1997	Sistema computadorizado para inspeção confiável, rápida e objetiva de pontes e outras estruturas de concreto armado, IV - Congresso ibero-americano de Patologia das Construções, 21-24.10.1997, Porto Alegre - R.S., Brasil
Sprachkenntnisse:		Spanisch, Französisch, Englisch, Portugiesisch