9 Beispiele mechatronischer Systeme

Dieses Kapitel behandelt sechs ausgewählte Beispiele für mechatronische Systeme. Ihre Auswahl erfolgte nach folgenden Gesichtspunkten:

1. **Darstellung des interdisziplinären Charakters** bei der Untersuchung mechatronischer Systeme. Dieser besteht in der einheitlichen Betrachtung von Modellierung, Sensor- und Aktorintegration, Regelungsentwurf, Simulation und experimenteller Überprüfung.
2. **Beschränkung auf relativ einfache Modelle/Systeme**, deren Charakterisierung und Behandlung auf einigen Seiten darstellbar ist.

Jedes dieser Beispiele ist in sich abgeschlossen und lässt sich unabhängig von den anderen lesen. Bei Bedarf erfolgen Verweise auf die allgemeinen Ausführungen der Kapitel 2 bis 8 des Buches:

HEIMANN, B. ; ALBERT, A. ; ORTMAIER, T.; RISSING, L.:
Mechatronik – Komponenten Methoden Beispiele.
München: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, 2015 (4. Auflage)

9.1 Auto-Tuning eines elektromechanischen Systems mittels Extended KALMAN-Filter

M. Sc. Daniel Beckmann[1]*, Dr. Jochen Immel*[2]*,*
[1] *Institut für Mechatronische Systeme, Leibniz Universität Hannover,*
[2] *Control Engineering R&D Servo Drives & Motors, Lenze Automation GmbH*

In der Automatisierungstechnik kommen zur Regelung mechatronischer Systeme klassischerweise Kaskadenregler zur Anwendungen (vgl. Abschnitt 8.2.2 und Bild 9.1). Die innerste Schleife setzt häufig einen PI-Regler mit den Parametern K_{S} und $T_{\mathrm{N,S}}$ ein und stellt den Motorstrom bzw. das Motordrehmoment. Dem innersten Regelkreis ist die Geschwindigkeitsregelung überlagert, welche wesentlich die Dynamik der mechanischen Strecke bestimmt. Für die Regelung der Drehzahl wird ebenfalls überwiegend eine PI-Struktur (Reglerparameter K_{G} und $T_{\mathrm{N,G}}$) verwendet. Die äußere Schleife stellt die Position, der eingesetzte Regler ist ein reines P-Glied mit dem Parameter K_{P}.
Für die modellbasierte Berechnung der Reglerparameter sind die elektrischen und mechanischen Größen der Strecke erforderlich. In diesem Beispiel besteht die Strecke aus einem Servo-Umrichter und einem Synchronmotor, an dessen Welle das Drehmoment auf das mechanische System übertragen wird. Für die Berechnung der Reglerparameter des Stromregelkreises werden der Motorwiderstand R sowie die Motorinduktivität L benötigt. Diese Größen sind entweder aus Datenblättern oder hinterlegten Tabellen bekannt. Höherwertige Umrichter stellen

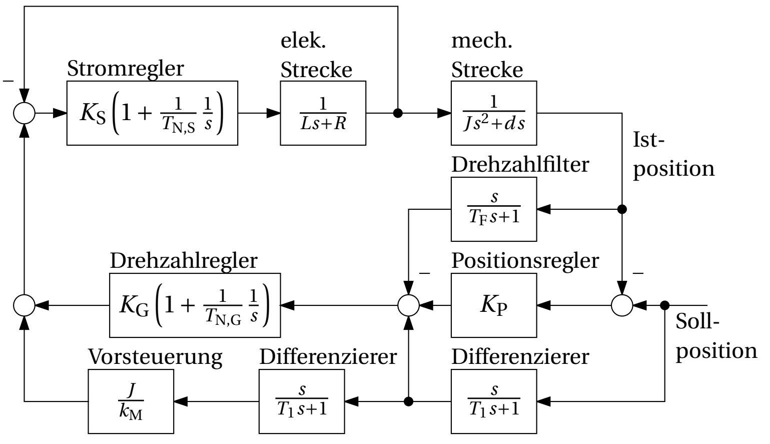


Bild 9.1 Schematische Darstellung einer klassischen Regelungsstruktur in der Automatisierungstechnik (gezeigt ist jeweils der reale Differenzierer mit einer kleinen Zeitkonstanten T_1, vgl. Abschnitt 8.2.1)

intern entsprechende Identifikationsverfahren für das elektrische System zur Verfügung. Die Reglerparameter der Drehzahlregelung werden in Abhängigkeit von internen Totzeiten sowie aus der auf die Motorwelle bezogene Gesamtmassenträgheit berechnet. In der Praxis ist bei vielen Applikationen die Massenträgheit des mechanischen Systems nur ungenau bekannt. In der Folge wird der Drehzahlregler durch den parametrierenden Applikationsingenieur manuell adaptiert. Der Inbetriebnahmeprozess hängt damit stark von der Komplexität der Anlage ab und kann mehrere Stunden oder bei komplexen mechatronischen Systemen auch Tage dauern. Eine weitere Herausforderung besteht, wenn sich regelungstechnisch relevante Reglerparameter der Strecke (z. B. durch Zuladung von Gütern) im Betrieb ändern. In diesem Fall ist der Regelkreis konservativ auszulegen, so dass für alle Betriebspunkte das vorrangige Ziel des stabilen Systemverhaltens gewährleistet ist. Im Umkehrschluss bedeutet dieses, dass in vielen Betriebspunkten der Anlage die mögliche Leistungsfähigkeit des Reglers (z. B. Einschwingverhalten) nicht erreicht werden kann. Die in Folge der Änderung der Systemparameter nicht optimal eingestellten Reglerparameter führen zu einem ungünstigeren Führungsverhalten und zu verlängerten Zykluszeiten.

Demgegenüber stehen die Forderungen von Anlagenbetreibern mit ständig steigenden Ansprüchen an Taktzeiten und Maschinenproduktivität. Kostendruck in Kombination mit Leichtbau führt zu stark belasteten bzw. weniger steifen mechanischen Strukturen. Um der daraus resultierenden Neigung zu Strukturschwingungen entgegenzuwirken, kommen häufig modellbasierte Regelungsansätze zur Anwendung. Die nötigen Modellparameter und evtl. auftretende Parameteränderungen werden im Betrieb identifiziert und anschließend zur modellbasierten Schwingungsdämpfung verwendet. Dadurch bleibt die Systemdynamik erhalten.

9.1.1 Verfahren und Randbedingungen in der Praxis

Für die Identifikation der Systemparameter existieren, wie in z.B. [Kra04], [WB99], [WSGB97], [Vil09] aber auch in Abschnitt 7.3 und Abschnitt 7.4 ausgeführt, diverse Ansätze. Eine verbreitete Methode nutzt die Abbildung des mechanischen Systems im Frequenzbereich. Dem Strom-

sollwert wird ein PRBS-Signal (Pseudo-Random-Binary-Signal, vgl. Abschnitt 7.4.3) eingeprägt und die Übertragungsfunktion des mechanischen Systems identifiziert. Die Methode führt zu guten Ergebnissen, wenn sich die Strecke linear verhält und die mechanischen Größen nur geringfügig variieren. Nur in diesem Fall repräsentiert die identifizierte Übertragungsfunktion das System ausreichend genau. Insbesondere bei Systemen, deren Parameter sich betriebsbedingt signifikant ändern, ist regelmäßig ein erneuter Identifikationslauf erforderlich. Für den genannten Einsatzbereich stoßen diese Verfahren in der Praxis an Grenzen.
Ohne besondere Bahnen zur gezielten Anregung der zu identifizierenden Parameter kommt die Gruppe der unter dem Begriff Online-Identifikation zusammengefassten Verfahren aus. Für die Schätzung der Zustände und der Streckenparameter nutzen diese Methoden KALMAN-Filter. Eingesetzt werden häufig das Extended KALMAN-Filter (EKF) oder das Unscented KALMAN-Filter (UKF) (siehe Abschnitt 4.2.4). In [SG99] werden die Verfahren im industriellen Umfeld beschrieben und damit die Praxisrelevanz gezeigt. Die Robustheit der Methoden wird in [BDO14], [BIDO14] untersucht und für unterschiedliche mechanische Systeme dargelegt. Anhand der ermittelten Streckenparameter werden adaptiv die Reglerparameter nachgeführt und das systemtechnische Verhalten verbessert.
Die automatisierte Nachführung der Reglerparameter birgt ohne weitergehende Maßnahmen die Gefahr der Anregung von höherfrequenten Resonanzfrequenzen, welche, durch exemplarisch im Folgenden näher erläuterte Subsysteme verursacht, bei der Auslegung aufgrund der Komplexität in deren Modellierung häufig vernachlässigt werden. Das Systemverhalten von im Regelkreis eingesetzten Sensor-/Aktorsystemen wird in vielen Fällen als „ideal“ betrachtet und in der Folge nur unzureichend abgebildet. In der Realität begrenzen bei der Auslegung nicht berücksichtigte Effekte (z. B. Lose oder Struktursteifigkeiten) die im Gesamtsystem erreichbare Dynamik und limitieren die Reglerverstärkung. Wavelet-basierte Methoden, wie in [BIDO13] dargestellt, eignen sich, die Resonanzen durch die Analyse verschiedener Frequenzbänder zu detektieren und die Erhöhung der Reglerparameter zu begrenzen.

9.1.2 Online-Identifikation für Hubwerke

Die Methoden der Online-Identifikation werden exemplarisch an einem Hubwerk (siehe Bild 9.2(a)) dargestellt. Die mechanische Strecke besteht aus einem senkrecht stehenden Linearriementrieb. Es können Gewichte für die Schätzung unterschiedlicher Beladungsmassen am Schlitten montiert werden. Über einen Synchron-Servomotor (MCS09 F38, Fa. Lenze) wird das Hubwerk direkt angetrieben. Ein Antriebsregler (Servo Drive 9400 HighLine, Fa. Lenze) regelt die Strecke. Die Methoden zur Online-Schätzung und die adaptive Reglernachführung sind auf einem Industrie-PC (3241C Fa. Lenze, Intel Atom 1,6 GHz) in strukturiertem Text nach der Norm IEC 61131-3 implementiert. Weiterhin ist für eine Online-Identifikation eine echtzeitfähige Kommunikation zwischen Antriebsregler und Industrie-PC erforderlich, in diesem Fall ein EtherCAT-Bus. Der Antriebsregler überträgt mit einer Datenrate von 1 kHz das aus dem Ist-Strom errechnete Motordrehmoment und die Ist-Motordrehzahl an den Industrie-PC. Bei Aktivierung der adaptiven Regelung werden die aktualisierten Werte zurück an den Antriebsregler gesendet.
Für die Identifikation der elektrischen Parameter stellt der Antriebsregler Verfahren bereit, so dass der Motorwiderstand R und die Induktivität L für den aktuellen Anbauzustand (Berücksichtigung der Motorkabel, etc.) bekannt sind. Die Parameter des Strom-Regelkreises sind bei

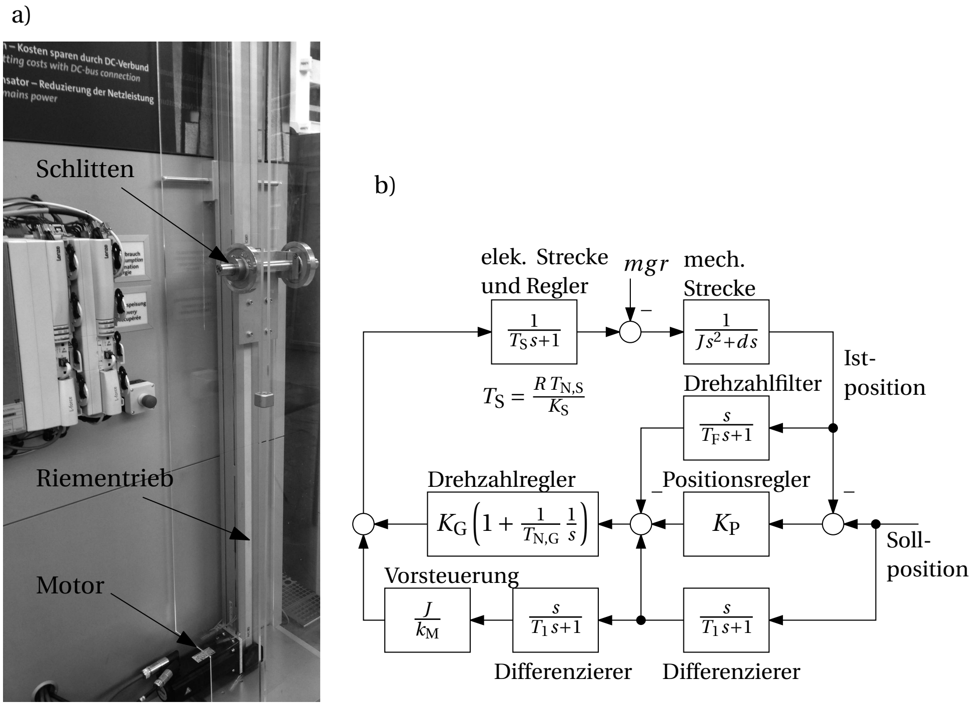


Bild 9.2 a) Foto des Prüfstands, b) reduzierte Reglerstruktur mit abgeglichenem Stromregler

Auslegung nach dem Betragsoptimum [Lun14a] mit

$$T_{N,S} = \frac{L}{R} \qquad \text{und} \qquad K_S = \frac{L}{2T_{N,S}} \tag{9.1}$$

nur durch das elektrische System bestimmt. Der innere Regelkreis kann nun als System 1. Ordnung mit der Ersatzzeitkonstante T_S approximiert werden (siehe Bild 9.2(b)).
Die mechanische Strecke beschreibt in erster Näherung ein System 2. Ordnung mit der gesamten auf den Motor wirkenden Massenträgheit J (dies schließt auch die umgerechnete Massenträgheit der Beladungsmasse ein) und einer viskosen Dämpfung d sowie einer konstanten Last der Masse m (unter Vernachlässigung von nichtlinearer Reibung und Federeigenschaften des Riemens). Die Bewegungsgleichung ergibt sich zu:

$$M_A = J\ddot{\varphi} + d\dot{\varphi} + mgr\,. \tag{9.2}$$

Dabei ist M_A das vom Motor aufzubringende Drehmoment und r der Radius der Antriebsrolle. Für ein solches System können unter der Voraussetzung, dass die Ersatzzeitkonstante des Stromregelkreises T_S kleiner der Zeitkonstanten des Drehzahlwertfilters T_F ist, die Parameter des Drehzahlregelkreises nach dem symmetrischen Optimum [Lun14a] zu

$$T_{N,G} = 4T_S \qquad \text{und} \qquad K_G = \frac{J}{2k_M\,(T_S + T_F)} \tag{9.3}$$

bestimmt werden. Der Proportionalanteil K_G ist damit nicht nur von internen Größen des elektrischen Systems (Motorkonstante k_M) abhängig, sondern ebenfalls von der (je nach Beladungszustand variierenden) Massenträgheit J des mechanischen Systems.

Für die adaptive Einstellung im laufenden Betrieb ist J daher online zu identifizieren, hierfür wird ein Erweitertes KALMAN-Filter (EKF) eingesetzt. Voraussetzung dafür ist zunächst die zeitdiskrete Zustandsraumstellung des Systemmodells in der Form (vgl. Abschnitt 4.2.4):

$$\boldsymbol{x}_k = \boldsymbol{f}\,(\boldsymbol{x}_{k-1}, \boldsymbol{u}_{k-1}) + \boldsymbol{w}_{k-1}\,, \tag{9.4}$$

$$\boldsymbol{y}_k = \boldsymbol{h}\,(\boldsymbol{x}_k, \boldsymbol{u}_k) + \boldsymbol{v}_k\,. \tag{9.5}$$

Dabei ist $\boldsymbol{x}_k$ der zeitdiskrete Zustandsvektor zum Zeitpunkt k, $\boldsymbol{y}_k$ die Messvektor und $\boldsymbol{u}_k$ der Eingangsvektor des Systems. Die i.A. nichtlinearen Funktionen $\boldsymbol{f}$ und $\boldsymbol{h}$ stellen die Systemmodellierung dar. Die Größen $\boldsymbol{w}_{k-1}$ und $\boldsymbol{v}_k$ beschreiben additives Prozess- bzw. Messrauschen mit den dazugehörigen Kovarianzmatrizen $\boldsymbol{Q}$ und $\boldsymbol{R}$. Beide Rauschterme werden als mittelwertfrei, unkorreliert und weiß angenommen.
Um die zeitdiskrete Zustandsraumdarstellung nach Gl. (9.4) und Gl. (9.5) zu erhalten, ist in einem ersten Schritt eine Transformation der Systemgleichung (9.2) in die zeitkontinuierliche Zustandsraumdarstellung nötig. Gleichzeitig wird der Zustandsvektor mit den zu schätzenden Parametern $\boldsymbol{\theta} = \left[J, d, mgr\right]^{\mathrm{T}}$ erweitert:

$$\boldsymbol{x}_{\mathrm{e}} = \left[x_{\mathrm{e},1}, x_{\mathrm{e},2}, x_{\mathrm{e},3}, x_{\mathrm{e},4}\right]^{\mathrm{T}} = \left[\dot{\varphi}, \theta_1, \theta_2, \theta_3\right]^{\mathrm{T}} = \left[\dot{\varphi}, J, d, mgr\right]^{\mathrm{T}}. \tag{9.6}$$

Nach Gl. (9.3) ist zur Reglernachführung nur die effektive Massenträgheit J von Bedeutung, die anderen Parameter stehen beispielsweise für „Condition Monitoring“ Zwecke zur Verfügung. Mit dem erweiterten Zustandsvektor $\boldsymbol{x}_{\mathrm{e}}$, der direkten Messung der Geschwindigkeit $\dot{\varphi}$ und dem Systemeingang $u = M_{\mathrm{A}}$ ergibt sich die zeitkontinuierliche Zustandsgleichung:

$$\dot{\boldsymbol{x}}_{\mathrm{e}}^{\mathrm{T}} = \left[\frac{1}{\theta_1}(M_{\mathrm{A}} - \theta_2\dot{\varphi} - \theta_3), 0, 0, 0\right]^{\mathrm{T}} \quad \text{und} \tag{9.7}$$

$$y = \dot{\varphi} = \underbrace{[1, 0, 0, 0]}_{\boldsymbol{c}^{\mathrm{T}}}\boldsymbol{x}_{\mathrm{e}}\,, \tag{9.8}$$

wobei die Parameter $\boldsymbol{\theta}$ als konstant angenommen werden und somit deren zeitliche Ableitungen zu null resultieren. Zur Diskretisierung von Gl. (9.7) wird die EULER-Methode (vgl. Abschnitt 8.5.1 oder [BDO14]) verwendet. Die Abtastzeit T_0 liegt bei einer Millisekunde. Das zeitdiskrete System lautet:

$$\boldsymbol{x}_{\mathrm{e},k} = \begin{bmatrix} x_{\mathrm{e},1,k-1} + T_0\frac{1}{x_{\mathrm{e},2,k-1}}\left(u_{k-1} - x_{\mathrm{e},3,k-1}x_{\mathrm{e},1,k-1} - x_{\mathrm{e},4,k-1}\right) \\ x_{\mathrm{e},2,k-1} \\ x_{\mathrm{e},3,k-1} \\ x_{\mathrm{e},4,k-1} \end{bmatrix} \quad \text{und} \tag{9.9}$$

$$y_k = \underbrace{[1, 0, 0, 0]}_{\boldsymbol{c}^{\mathrm{T}}}\boldsymbol{x}_{\mathrm{e},k}\,. \tag{9.10}$$

Zur Einstellung des KALMAN-Filters sind zusätzlich einige Parameter nötig. Zunächst wird der Startzustandsvektor $\boldsymbol{x}_0$ gewählt. In Abhängigkeit der „Sicherheit“ der Startwerte wird zusätzlich die Startkovarianzmatrix $\boldsymbol{P}_0$ gesetzt. Je höher die Einträge der Diagonalmatrix $\boldsymbol{P}_0$ sind, umso weniger wird dem Startwert des Zustandsverstands „vertraut“. Weiterhin sind die Kovarianzmatrizen $\boldsymbol{Q}$ und $\boldsymbol{R}$ zu wählen. Wie bereits schon LJUNG zeigte, ist die Wahl der Kovarianzmatrizen essentiell für die Konvergenz der Parameter auf ihren korrekten Wert [Lju79]. In den meisten Publikationen wird bis heute die Wahl der Kovarianzmatrizen empirisch durch

„Trial and Error"-Methoden oder Heuristiken ermittelt. Allerdings existieren einige Arbeiten zur automatischen Bestimmung der Kovarianzmatrizen (z.B. offline [RDDDO13] oder online durch sog. recursive prediction error methods von [Boh00]), wobei die Verfahren häufig rechenaufwändig sind und/oder mathematisch komplexe Strukturen aufweisen. Weiterhin ist die Dynamik der Parameterschätzung abhängig von den jeweiligen Einträgen in den Kovarianzmatrizen. Aufgrund dieser Dynamik kann bei nicht vorhandener Anregung eine Parameterdrift enstehen. Um diese zu verhindern, wurde in [BDO14] ein Verfahren zur adaptiven Parameterschätzung in Abhängigkeit der Parameteranregung erfolgreich in industrielle Anwendungen übertragen. Dabei wird die Dynamik der Parameterschätzung gezielt verringert, wenn keine Parameteranregung vorhanden ist. Bei diesem Verfahren wird die Empfindlichkeit des Ausgangs gegenüber Parameteränderungen (Ausgangssensitivität) berechnet. Die dafür notwendige Zustandssensitivität wird mit Hilfe der folgenden Sensitivitätsgleichungen bestimmt:

$$\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{x}_k^-}{\mathrm{d}\boldsymbol{\theta}} = \frac{\partial \boldsymbol{f}}{\partial \boldsymbol{x}} \frac{\mathrm{d}\boldsymbol{x}_{k-1}}{\mathrm{d}\boldsymbol{\theta}} + \frac{\partial \boldsymbol{f}}{\partial \boldsymbol{\theta}}, \tag{9.11}$$

$$\frac{\mathrm{d}y_k}{\mathrm{d}\boldsymbol{\theta}} = \boldsymbol{c}^{\mathrm{T}} \frac{\mathrm{d}\boldsymbol{x}_k^-}{\mathrm{d}\boldsymbol{\theta}}, \tag{9.12}$$

$$\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{x}_k}{\mathrm{d}\boldsymbol{\theta}} = \frac{\mathrm{d}\boldsymbol{x}_k^-}{\mathrm{d}\boldsymbol{\theta}} - \boldsymbol{K} \frac{\mathrm{d}y_k}{\mathrm{d}\boldsymbol{\theta}}. \tag{9.13}$$

Dabei wird die Zustandssensitivität zunächst durch das Modell nach Gl. (9.11) prädiziert (hochgestelltes Minus-Zeichen), anschließend die Ausgangssensitivität gemäß Gl. (9.12) berechnet und schlussendlich die Zustandssensitivität durch die KALMAN-Verstärkung $\boldsymbol{K}$ mittels Gl. (9.13) korrigiert. Die Struktur zur sensitivitätsbasierten Überwachung ist schematisch in Bild 9.3 dargestellt. Dabei handelt es sich um eine Parallelschaltung von Parameterschätzung durch ein Erweitertes KALMAN-Filter (oben) mit der simultan berechneten Sensitivitätsanalyse (unten).

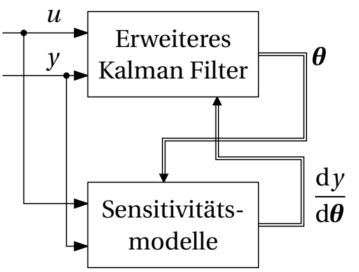


Bild 9.3 Schematische Darstellung der sensitivitätsbasierten Schätzung

9.1.3 Ergebnisse

Zur Demonstration der Leistungsfähigkeit wird ein anlagentypisches Szenario mit zeitlich aufeinander folgenden Ereignissen, wie z.B. bei einem Regalbediengerät üblich, untersucht. Zu Beginn sind lediglich die Motorkenndaten und die Anwendung (in diesem Fall Hubwerk) bekannt. Das Massenträgheitsmoment des Motors ist Datenblattangaben des Herstellers

zu entnehmen. Mit Hilfe dieses Wertes wird der Parametersatz des Drehzahlregler initial eingestellt. Dies stellt die Ausgangssituation für das folgende Auto-Tuning dar. Die an der Motorwelle montierten Massen sind nicht bekannt. Aufbauend auf dem Verhalten wird die Online-Identifikation gestartet und das Auto-Tuning des Drehzahlregelkreises aktiviert. Um eine Parameteränderung im Betrieb zu provozieren, wird das System pausiert und zusätzlich eine Masse an dem Schlitten befestigt. Anschließend erfolgt die erneute Online-Schätzung und simultane Adaption des Drehzahlreglers.
Der Geschwindigkeitsverlauf einer Bewegung mit initial eingestelltem Regler ist in Bild 9.4 dargestellt – wobei ein schlechtes Führungsverhalten deutlich zu erkennen ist: Die Einschwingzeit in ein Toleranzband von 2,5 % der Maximalgeschwindigkeit liegt in diesem Versuch bei ca. 0,28 Sekunden (Δt_1). Die maximale Geschwindigkeitsüberhöhung beträgt ca. 7,6 rad/s. Anhand des Verlaufs ist ersichtlich, dass der Geschwindigkeitsregler kein zufriedenstellendes Ergebnis liefert.

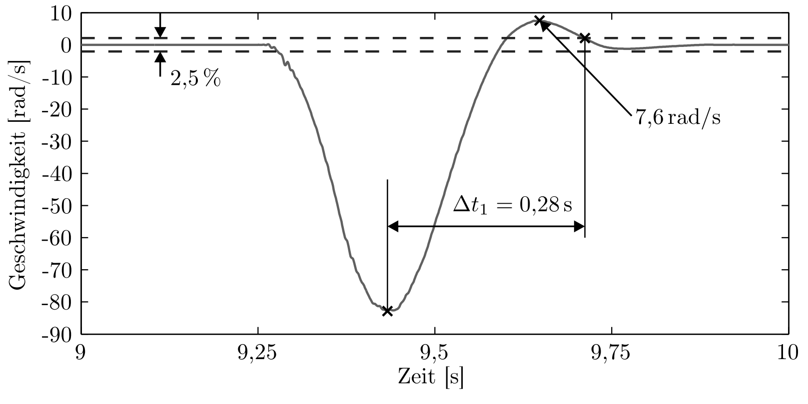
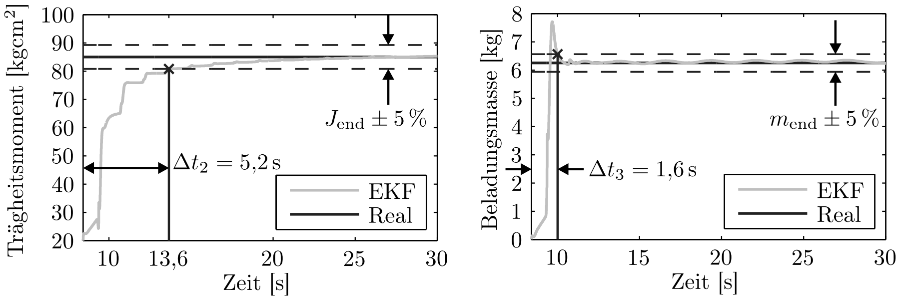


Bild 9.4 Positionierung bei initial eingestelltem Regler

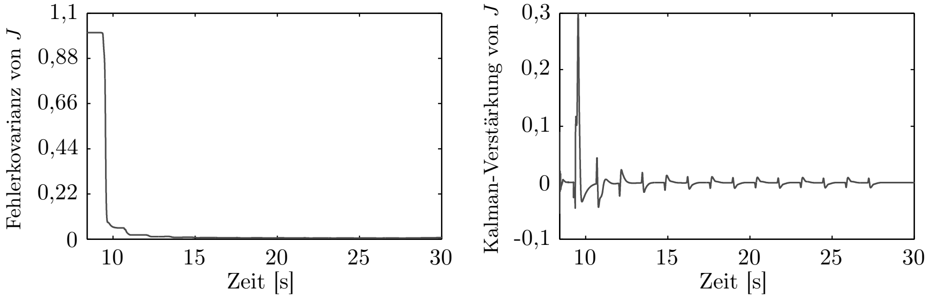
Bereits während dieser ersten Bewegung ist die Online-Identifikation aktiviert und das KALMAN-Filter schätzt aus der Messgröße $\dot{\varphi}$ und dem Systemeingang M_A die Systemparameter. Der zeitliche Verlauf des am Motor wirkenden geschätzten Massenträgheitsmoments ist in Bild 9.5(a) illustriert. Innerhalb von ca. 5,2 Sekunden (dies entspricht etwa drei Bewegungszyklen des Hubwerks) beträgt die Abweichung des zu identifizierenden Parameters J von seinem Endwert (hier: ca. 85 kgcm^2) weniger als 5 %. Ein Toleranzbereich von 10 % wird bereits nach ca. 3,7 Sekunden erreicht. Die Stufen im Schätzverlauf der Massenträgheit sind Bereiche in denen der Systemparameter nicht angeregt wird. Bild 9.5(b) zeigt den zeitlichen Verlauf der vom EKF berechneten Beladungsmasse des Schlittens. Durch die dauerhafte Anregung aufgrund der Gravitation konvergiert dieser Parameter innerhalb von ca. 1,6 Sekunden in einen Toleranzbereich von 5 % vom Endwert.
Exemplarisch ist in Bild 9.6(a) der Fehlerkovarianzwert der Massenträgheitsschätzung dargestellt, welcher durch das EKF iterativ bestimmt wird. Je näher der Parameterwert zu seinem wahren Wert konvergiert, umso kleiner wird die Fehlerkovarianz. Der zeitliche Verlauf der KALMAN-Verstärkung für J ist Bild 9.6(b) zu entnehmen. Aufgrund des hohen Fehlers zu Beginn nimmt diese zunächst größere Werte an, um die Fehlerkovarianzmatrix schnell zu minimieren. Sobald der Parameter eingeschwungen und die Fehlerkovarianz klein ist, nimmt auch die KALMAN-Verstärkung ab.



(a) Massenträgheit (b) Beladungsmasse

Bild 9.5 Exemplarische Online-Schätzung der Beladungsmasse und der Massenträgheit

Zum Auto-Tuning der Drehzahlkaskade wird der zeitliche Verlauf des Massenträgheitsmoments verwendet. Eine Adaption des Parameters K_G erfolgt nach einer Plausibilitätsprüfung in einem Zyklus von 500 Millisekunden. Aufgrund der kurzen Konvergenzzeit ist K_G bereits sehr schnell adaptiert und es entsteht ein deutlich besseres Führungsverhalten (siehe Bild 9.7). Im Vergleich zu der zeitlich vorangegangenen Bewegung (vgl. Bild 9.4), wird die maximale Geschwindigkeitsüberhöhung auf ca. 0,5 rad/s reduziert. Die Einschwingzeit in den Toleranzbereich von 2,5 % der maximalen Geschwindigkeit verringert sich um nahezu 30 % auf etwa 0,2 Sekunden (Δt_4).
Im sich zeitlich anschließenden Abschnitt wird das System pausiert und auf dem Schlitten zusätzliche Masse montiert. Die Online-Identifikation wird in diesem Zeitraum bewusst nicht gestoppt, um das Verhalten bei nicht vorhandener Anregung zu zeigen. Sobald die Gewichte zugeladen sind, startet die Bewegung erneut.
Der zeitlich Verlauf der geschätzten Parameter J und m während der Stillstandsphase sowie beim Wiederanfahren ist in Bild 9.8 verdeutlicht. Es ist zu erkennen, dass beide Parameterschätzungen während der Stillstandsphase (zwischen 30 und 80 Sekunden) leicht bis stark driften. Das Driften verschwindet beim erneuten Starten der Bewegung. Den Einfluss der Kovarianzmatrix $\boldsymbol{Q}$ auf die Konvergenzgeschwindigkeit zeigt Bild 9.8(a). Dabei ist das zweite KALMAN-Filter (EKF2) deutlich dynamischer aufgrund höherer Einträge in der $\boldsymbol{Q}$ Matrix (der Fak-



(a) Kovarianz des Parameters J (b) KALMAN-Verstärkung des Parameters J

Bild 9.6 Exemplarische Verläufe der Kovarianz der Parameterschätzung und der KALMAN-Verstärkung

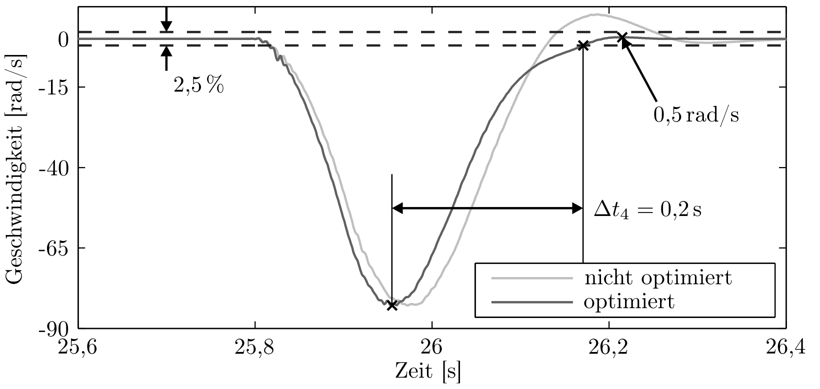
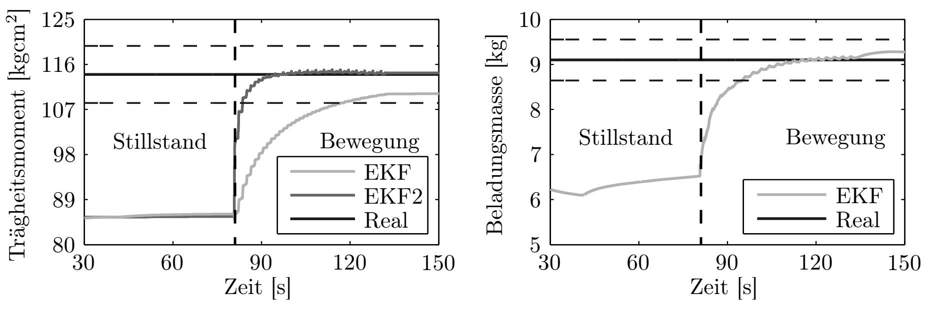


Bild 9.7 Vergleich der initialen Regelung und der automatisch adaptierten Regelung

tor für dieses Beispiel liegt bei 10). Allerdings wird damit ein stärkeres Parameterrauschen im stationären Bereich in Kauf genommen.

Nach erneuter Adaption des Reglers ist der Unterschied kurz nach der Zuladung und bei Parameterkonvergenz in Bild 9.9 dargestellt. Durch die automatische Einstellung des Reglers ist das Führungsverhalten von vergleichbarer Güte wie vor der Zuladung. Es ist ersichtlich, dass nach erfolgreicher Identifikation von J und Adaption des Reglerparameters K_G kein händisches „Nachtunen" nötig ist und sich trotzdem eine gute Performanz einstellt.

Eine adaptive Regelung anhand des geschätzten Massenträgheitsmoments birgt ein gewisses Risiko der Instabilität. Dieses wird mit zwei Methoden minimiert. Zum einen findet eine Plausibilisierung des geschätzten Parameters statt (zum Beispiel, ob der Parameter negativ ist). Zum anderen wird auch während einer längeren Phase von nicht vorhandener Parameteranregung gewährleistet, dass sich der Reglerparameter aufgrund von Parameterdrift nicht verändert. Dies wird mit Hilfe der Sensitivitätsmodelle sichergestellt (siehe Gl. (9.11) bis (9.13)), mit denen simultan zur Zustands- und Parameterschätzung die Parameteranregung berechnet wird. Durch die parallele Struktur aus Online-Identifikation und Sensitivitätsanalyse wird gezielt die Parameterdynamik des Filters verändert und damit das Driften der zu schätzenden Parameter verhindert. Das Ergebnis der Sensitivitätsanalyse ist beispielhaft für den Parameter der Massenträgheit in Bild 9.10 dargestellt. Im obersten Bild sind der Betrag der Ausgangssen-



(a) Massenträgheit (b) Beladungsmasse

Bild 9.8 Exemplarische Online-Schätzung der Beladungsmasse und der Massenträgheit

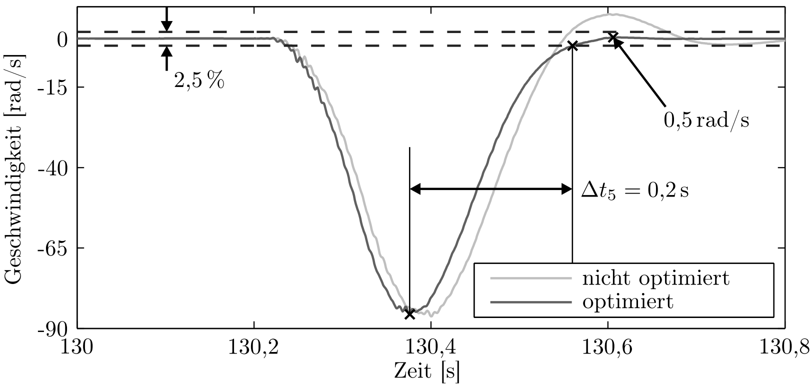


Bild 9.9 Vergleich der Regelung mit zusätzlicher Masse

sitivität (grau) und eine dynamische Grenze (schwarz) gezeigt. Überschreitet die Ausgangssensitivität die Grenze, so wird die binäre Sensitivität (mittleres Bild) von null auf eins gesetzt. Befindet sich die Ausgangssensitivität unterhalb der Grenze, ist die Anregung nicht ausreichend und die binäre Sensitivität ist null. Zur Orientierung ist im untersten Bild das dazugehörige Antriebsmoment dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Sensitivität nur dann eins ist, wenn der Schlitten beschleunigt wird.

Die binäre Sensitivität wird nun genutzt, um die Parameterschätzung zu stoppen. Beispielhaft ist in Bild 9.11 der Unterschied der vorab geschätzten Massenträgheit und der sensitivitätsbasierten Schätzung dargestellt. Im Fall des Stillstands ist keine Parameteranregung vorhanden und der Parameter wird konstant gehalten.

In Anwendungsbereichen, in denen über einen Zeitraum von mehreren Minuten keine Anregung eines Parameters durch die Verfahrbewegung auftritt, ist eine Einbindung einer Sensiti-

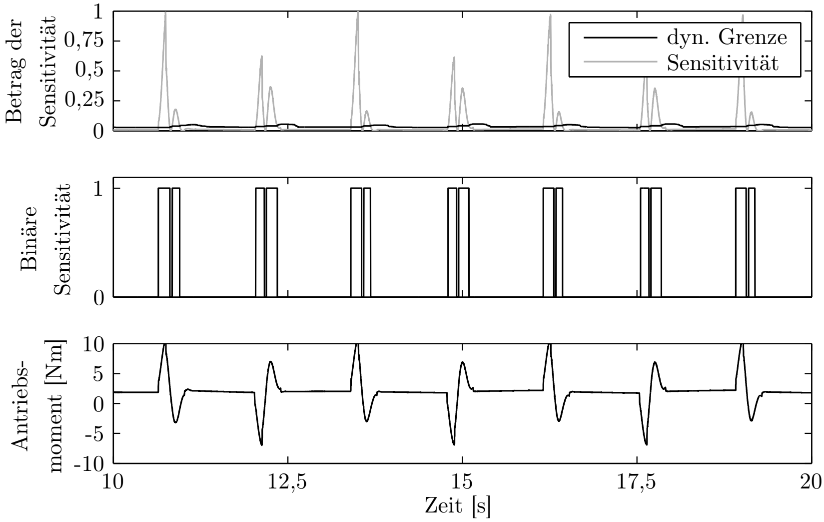


Bild 9.10 Sensitivitätsanalyse bezüglich des Parameters J des Hubwerks

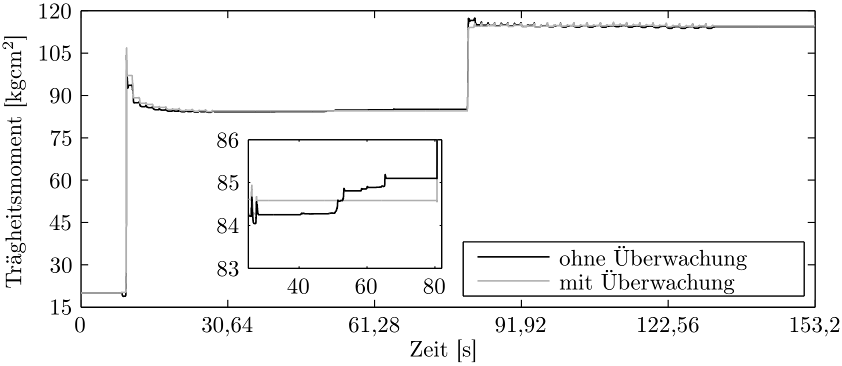


Bild 9.11 Ergebnis der sensitivitätsbasierten Schätzung

vitätsanalyse sinnvoll, um die zuvor erwähnte Drift zu vermeiden. Da für die Sensitivitätsanalyse zusätzliche Gleichungen berechnet werden, erhöht sich die Rechenzeit entsprechender Algorithmen um ca. 20 bis 30 %. Auch der erweiterte Algorithmus wurde auf dem eingangs beschriebenen IPC implementiert und getestet.

9.1.4 Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde ein Verfahren zur Online-Parameteridentifikation eines Hubwerks mit simultanem Auto-Tuning der Drehzahlkaskade vorgestellt. Hierzu kommt ein Erweitertes KALMAN-Filter zur Anwendung. Anhand der online geschätzten Massenträgheit wird der Proportionalitätsfaktor des PI-Drehzahlreglers zyklisch angepasst. Damit ist eine gleichbleibende Performanz auch für unterschiedliche Beladungszustände gewährleistet, ohne manuelle Adaption. Weiterhin wurde exemplarisch gezeigt, dass mit Hilfe von Sensitivitätsmodellen eine Parameterdrift während nicht vorhandener Anregung verhindert wird.
Bei einer Zuladung von weniger als 20 % des Eigengewichtes der Hubeinheit können die Leistungseinbußen bei Verwendung lediglich eines festen Parametersatzes gegenüber des hier vorgestellten Auto-Tunings als gering eingestuft werden. Hubwerke sind jedoch für den Einsatz von Online-Identifikationsverfahren prädestiniert, da sich die Beladung häufig signifikant ändert. Bei Zuladungen in Größe des Eigengewichtes der Hubeinheit selbst bzw. auch darüber hinaus führt eine Nachführung der Reglerparameter zu einer erheblichen Verbesserung der Systemeigenschaften.

9.2 Funktionsentwicklung und Applikation in der Motorsteuergeräteentwicklung

Dr.-Ing. Lars Quernheim[1], Dr.-Ing. Steffen Zemke[2],
[1] Projekte und Systemapplikation, Powertrain Mechatronik Systeme, IAV GmbH,
[2] Antriebsstrangmanagement, Powertrain Mechatronik Systeme, IAV GmbH

In vielen Bereichen des Maschinenbaus, besonders in der Fahrzeugtechnik, stellt die Applikation (Kalibrierung) einen wichtigen Baustein im Entwicklungsprozess dar. Aufgrund des steigenden funktionalen Umfangs in den zahlreichen Steuergeräten eines Automobils und wachsenden Anforderungen an ein Fahrzeug in puncto Verbrauch und Leistung oder wegen Restriktionen durch Abgasnormen müssen Funktionen durch die Variantenvielfalt jedes Automobilherstellers appliziert werden, um optimal steuern oder regeln zu können. Angesichts der Komplexität des Steuergeräte-Verbunds im Kfz liegt der Schwerpunkt im Folgenden auf dem Applikationsprozess im Motorsteuergerät (MSG), dessen aktuelle Generationen Hunderte solcher parametrierbaren Funktionen mit über 50.000 einstellbaren Applikationswerten enthalten.

9.2.1 Applikationsprozess in der Serienentwicklung

Allgemein lässt sich der Funktionsentwicklungs- und der Applikationsprozess sehr anschaulich mit dem in der Software-Entwicklung verwendeten V-Modell beschreiben (siehe Bild 1.14). Beim Projektstart werden in der Anforderungsphase die Funktionalitäten der Hardware und Software für jede Fahrzeug-Komponente zunächst global definiert. Zum Systementwurf zählt in der MSG-Entwicklung das HW-Design mit Anforderungen über PIN-Belegungen oder Elektronikbausteinen genauso wie das SW-Design mit den einzelnen, umzusetzenden Funktionsrahmen. Anschließend entwickelt der Systemlieferant in der Phase der Systemintegration zusammen mit dem Automobilhersteller (OEM) die entsprechende Komponente in einem periodisch wiederholenden Entwicklungszyklus. Am Anfang des Produkt-Entstehungs-Prozesses (PEP) dominiert die Hardware-Komponente, d.h. die Entwicklung des MSG, welches die Basis für die Software-Entwicklung darstellt. Ab einem definierten Zeitpunkt sind an der Hardware des MSG keine Änderungen mehr zulässig, so dass im späteren Verlauf des PEP die Software-Komponente vorrangig ist. Allgemein werden zu den unterschiedlichen Projektphasen neue Anforderungen zur Funktionsoptimierung z.B. die Berücksichtigung eines Temperatureinflusses oder auch einfach Umsetzungsfehler im Programmcode gesammelt, in die entsprechende Komponente integriert und in einem Roll-Out allen Gewerken zur Verfügung gestellt. Folglich besteht der Entwicklungszyklus aus einem wiederkehrenden Wechsel zwischen Anforderungs- und Entwurfsphase sowie Systemintegrations- und Testphase. Die Schwerpunkte der Systemtests sind dabei abhängig vom Zeitpunkt in der Entwicklungsphase und liegen zu Projektbeginn eher auf dem Funktionstest an rechnergestützten Systemen (z.B. HIL) und Motorenprüfständen, wohingegen im späteren Verlauf der Einzelfunktions- und Gesamtsystemtest am Versuchsträger (Fahrzeugprototypen) im Vordergrund stehen. Während der Einzelfunktionsüberprüfung wird eine Funktion in der Regel appliziert, wobei sich dieser Vorgang in eine offline Applikation am Arbeitsplatz und online Applikation am Prüfstand oder Fahrzeug gliedern lässt. Anschließend wird die bedatete Funktion im Detail auf ihre korrekte Arbeitsweise überprüft. Sollten Funktionsanforderungen nicht korrekt umgesetzt oder nur eingeschränkt nutzbar sein, generieren sich hieraus automatisch neue Anforderungen für den neuen SW-Entwurf. Zudem lassen sich mögliche Querwirkungen auf andere bzw. von anderen Bauteilen, Steuergeräten oder Funktionen aufgrund der Komplexität des Gesamtsystems zuvor oft nicht abschätzen [WR06].

9.2.2 Problembeschreibung und Motivation

Das Fahrverhalten eines Fahrzeugs muss je nach Fahrzeugvariante einen hohen Komfort, eine sportliche Fahrweise oder eine Kombination aus beiden Kriterien zulassen. Die Entwicklung von direkteinspritzenden, turboaufgeladenen DIESEL- und OTTO-Motoren hat dazu geführt, dass selbst kleine Motoren ein enormes Beschleunigungspotential bieten. Dadurch entwickeln sie schon bei niedrigen Drehzahlen in kürzester Zeit ein hohes Antriebsmoment. Dieser schnelle Momentenaufbau führt unweigerlich zu Antriebsstrangschwingungen, die in Bezug auf das Fahrverhalten den Komfort maßgeblich beeinflussen.

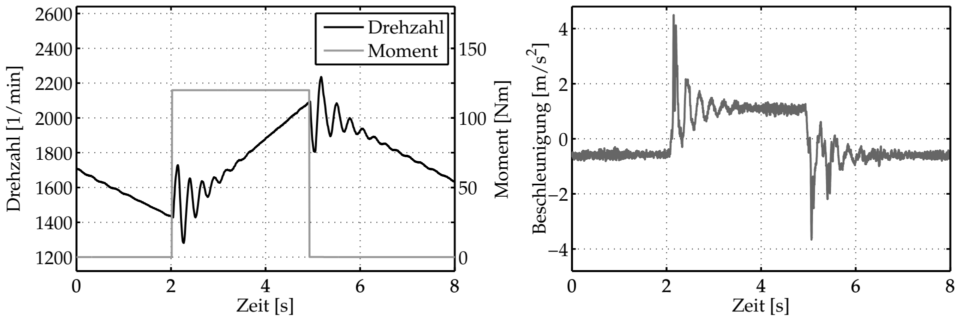


Bild 9.12 Lastwechselschwingungen aufgrund eines doppelten Momentensprungs; *links*: Motordrehzahl; *rechts:* Fahrzeuglängsbeschleunigung

Die gemessenen Reaktionen eines Fahrzeugs auf Lastwechsel zeigt beispielhaft Bild 9.12. Bei einer positiven Momentenforderung (*Tip-In*) beginnt das Fahrzeug zu beschleunigen (zum Zeitpunkt $t = 2\,\mathrm{s}$). Der sprunghafte Anstieg des Motormoments führt zu Schwingungen im Antriebsstrang. Diese sind im Motordrehzahlsignal (*links*) und in der Längsbeschleunigung (*rechts*) deutlich erkennbar. In gleicher Weise führt eine schnelle Momentenreduktion (*Back-Out*) ebenfalls zu Schwingungen (ab etwa $t = 5\,\mathrm{s}$). Diese nehmen in Abhängigkeit von der gewählten Getriebeübersetzung in der Regel eine Frequenz zwischen 2 Hz und 8 Hz an und werden als Ruckelschwingungen bezeichnet. In dem genannten Frequenzbereich liegen auch die Eigenfrequenzen einiger Organe des Menschen (wie z.B. die des Magens, vgl. [DZ86], [HE07]), welche angeregt werden und in Resonanz geraten können, weshalb von Fahrzeuginsassen das Ruckeln besonders unangenehm empfunden und als komfortmindernd bewertet wird. Die VDI-Richtlinie 2057 [VDI02] gibt für den sitzenden Menschen die in Bild 9.13 gezeigte frequenzgewichtete Empfindlichkeitsverteilung an.

Neben der Schwingungsfrequenz sind beim Ruckeln auch die Amplituden und Dämpfungen von der Getriebeübersetzung abhängig. In Bild 9.14 sind die mittels Fast FOURIER Transformation (FFT) ausgewerteten Reaktionen der Motordrehzahl auf Momentensprünge exemplarisch für alle Gänge eines Fahrzeugs dargestellt. Um die Vergleichbarkeit der Frequenzspektren zu gewährleisten, sind dafür konstante Radmomente verwendet worden. Es zeigt sich, dass die Schwingungsneigung bei höheren Gängen sinkt, obwohl das Motormoment mit dem Gang ansteigt. Bedingt durch die größeren Schwingungsamplituden und die niedrigen Frequenzen hat das Ruckeln in den unteren Gängen einen wesentlich größeren Einfluss auf den Fahrkomfort. Das in Bild 9.14 dargestellte Amplitudenverhalten macht deutlich, dass im ersten Gang, anders als in höheren, bereits geringe Momentengradienten zu Antriebsstrangschwingungen führen können. Zudem treten im Antriebsstrang unterschiedlichste Schwingungsphänomene auf. Sie

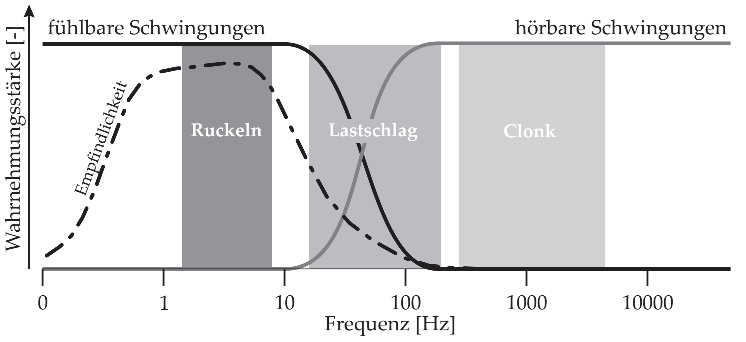


Bild 9.13 Unterteilung der Schwingungsphänomene und deren Wahrnehmung nach [Que08] und [SBR01] sowie die menschliche Empfindlichkeit nach VDI-Richtlinie 2057 [VDI02] jeweils in Abhängigkeit von der Frequenz

werden nach fühlbaren und hörbaren Schwingungen unterschieden [HE07], [HP02]. Zu den letztgenannten gehören das Rasseln, das Klacken und Klappern sowie das Pfeifen [Exn97]. Verantwortlich für diese Geräusche sind Schwingungen belasteter und unbelasteter Bauteile, die durch Unebenheiten der Fahrbahn sowie Ungleichförmigkeiten in der Momentenübertragung des Triebstrangs angeregt werden. Die Frequenzen der hörbaren Schwingungen liegen meist in einem Wertebereich von weit über 100 Hz (vgl. Bild 9.13) und können somit nicht aktiv durch die Motorregelung beeinflusst werden, sondern lediglich durch passive Maßnahmen, wie z.B. Tilger.

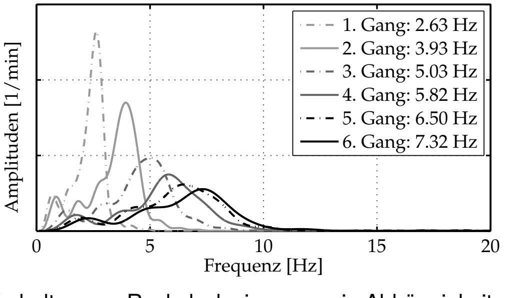


Bild 9.14 Prinzipielles Verhalten von Ruckelschwingungen in Abhängigkeit vom gewählten Gang

Des Weiteren zählt zu diesen hörbaren Schwingungen der (Getriebe-) Clonk, womit Anschlaggeräusche bei beginnender Verspannung spielbehafteter Bauteile (z.B. von Zahnrädern, Gelenken, Motorlagern etc.) bezeichnet werden. Der Clonk [MRE99], oft auch als Klacken oder Klackern bezeichnet, entsteht i.A. durch schnelle Lastwechsel [SBR01] und gehört somit zu den Lastwechselreaktionen. Weitere Folgen von Lastwechseln sind der Last(wechsel)schlag und das Ruckeln. Beim Lastwechsel werden Motor- und Fahrzeugmasse gegeneinander verdreht, so dass es durch die Elastizitäten des Antriebsstrangs zu Schwingungen dieser beiden Massen gegeneinander kommen kann. Die Schwingungen werden über den Rad-Straße-Kontakt auf das Gesamtfahrzeug übertragen, was zu Schwingungen der Längsbeschleunigung führt (vgl. Bild 9.12). Ruckelschwingungen gehören aufgrund ihres Frequenzspektrums zu den fühlbaren Schwingungsphänomenen und sind von den Fahrzeuginsassen deutlich spürbar. Der Lastschlag entsteht durch das Anschlagen des Antriebsaggregats in den Aggregatlagern aufgrund von Momentenänderungen mit hohen Gradienten [SBR01], [Ben98]. Daraus resultieren gangunabhängig Schwingungen von über 10 Hz, die allerdings schnell abklingen, weshalb durch die Insassen lediglich die erste Schwingungsperiode wahrgenommen wird. Danach dominieren die gleichfalls auftretenden Ruckelschwingungen in der Wahrnehmung.

In Bezug auf das Fahrverhalten müssen beide den Komfort beeinflussenden Schwingungen gedämpft bzw. gänzlich kompensiert werden. Dafür werden im MSG Software-Funktionen eingesetzt, die den Verlauf des Antriebsmoments gezielt steuern und Restschwingungen ausregeln. Üblicherweise werden diese Funktionen für einen ausgewählten Fahrzeugtyp entwickelt und aufgrund von Kostenoptimierungen in weitere ähnliche Fahrzeugkonzepte mit folgenden oder parallelen Serienanläufen integriert. Diese Strategie eines modularen Funktionsbaukastens ermöglicht die Nutzung von Synergien sowie Effizienzen durch die einheitliche Umsetzung von Funktionsstrukturen und Bedatungen über ein gesamtes Aggregateprogramm. Bei fahrzeugspezifischen Problemen lassen sich Funktionen aufgrund der Varianten- bzw. Anforderungsvielfalt oft nicht durch eine reine Applikation optimal an das Fahrzeug anpassen, weshalb u.U. Funktionserweiterungen notwendig sind, die in diesem Beispiel anhand einer Fahrverhaltensregelung gezeigt werden.

Das Bild 9.15 zeigt verschiedene Reaktionen eines Fahrzeugs mit und ohne Komfortfunktion auf einen positiven Lastwechsel anhand der Motordrehzahl und der Längsbeschleunigung. Entgegen der klassischen Regelungstechnik, in der im Allgemeinen für eine Strecke ein Regelziel, wie beispielsweise eine Geschwindigkeit von null, definiert wird, lässt sich anhand der Größen nicht automatisch auf einen optimalen Verlauf schließen. Grundsätzlich sind die gezeigten Verläufe zwar als Regelziel denkbar, würden aber in der ganzen Bandbreite von sportlich bis sehr komfortabel vom Fahrer bewertet werden. Welcher der jeweils optimale Verlauf ist, hängt von der Art des Fahrzeugs (Kompakt-, Mittel- oder Oberklasse) und letztlich vom Fahrerwunsch ab. Deshalb wird an dieser Stelle kein Gütemaß zur Bewertung der vorgestellten Strukturen verwendet, sondern lediglich anhand der Messgrößen Motordrehzahl und Fahrzeuglängsbeschleunigung gezeigt, dass Antriebsstrangschwingungen reduziert werden können. Die abschließende Bewertung kann nur subjektiv durch den Fahrer am Fahrzeug erfolgen, weil nicht nur das Ruckeln, sondern auch Schlag- und Clonk-Geräusche sowie das Ansprechverhalten bewertet werden müssen.

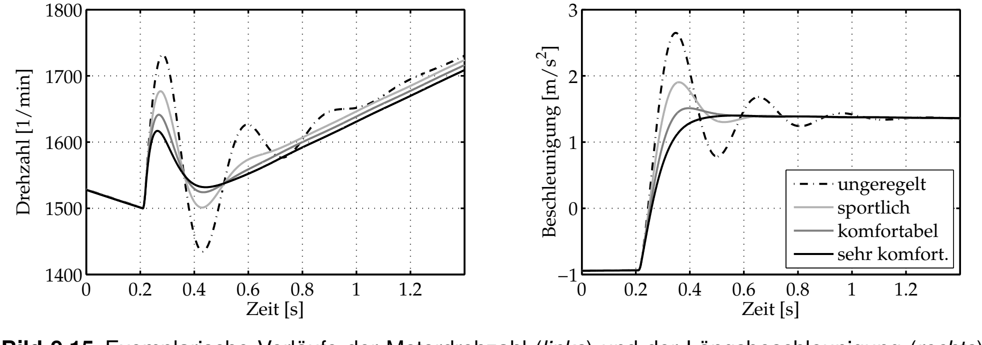


Bild 9.15 Exemplarische Verläufe der Motordrehzahl (*links*) und der Längsbeschleunigung (*rechts*) für verschiedene Fahrverhalten bei einem positiven Lastwechsel (*Tip-In*)

Trotz ihrer Bedeutung als Fahrverhaltensmerkmal lässt sich die Längsbeschleunigung nicht ohne Weiteres als Regelgröße verwenden, da für sie keine Sollwerte vorliegen. Die Ableitung der Längsbeschleunigung nach der Zeit, also der Ruck, würde sich als mittelwertfreie Alternative mit einer Sollgröße von null anbieten. Mit dem Ruck können die komfortbeeinträchtigenden Ruckelschwingungen direkt beschrieben werden. Bei der Umsetzung am Serienfahrzeug bringt diese Regelgröße allerdings Schwierigkeiten mit sich. Zum einen ist die gemessene Längsbeschleunigung entweder zu stark gefiltert oder mit (Mess-)Rauschen behaftet, so dass sie sich nicht als Regelgröße eignet. Zum anderen bedeutet eine Regelung auf Beschleunigungsgrößen eine Dämpfung der Auswirkungen von Ruckelschwingungen, nicht die Beseitigung von deren Ursache, der Schwingung des Antriebsstrangs in seiner ersten Eigenform. Die Differenzdrehzahl zwischen Motor und Rad, auch als Torsionswinkelgeschwindigkeit bezeichnet, bietet sich als Alternative an. Sie enthält sowohl antriebs-, als auch die abtriebsseitige Schwingungen und ist im eingeschwungenen Zustand gleich Null, da durch die physikalische Kopplung dann keine Relativgeschwindigkeit mehr auftritt. Eine geeignete Antriebsstrangmodellierung sollte diese Größe als Zustand für eine spätere Regelung liefern.

9.2.3 Antriebsstrangmodellierung und Identifikation

Der Antriebsstrang bildet durch seine massebehafteten Bauteile und Nachgiebigkeiten ein schwingungsfähiges System. Sein dynamisches Verhalten kann durch einen Torsionsschwinger mit zwei Drehmassen modelliert werden (siehe Bild 9.16). Dieses vereinfachte System genügt, um Ruckelschwingungen nachzubilden. Trotz ihrer großen Steifigkeit müssen die Antriebswellen aufgrund der hohen dort wirkenden Momente als elastisch angenommen und durch die Federsteifigkeit c_a und Dämpfung d_a modelliert werden (vgl. [MW04], [Pet96], [FWE02]). Dieses Feder-Dämpfer-Element verbindet die beiden Drehmassen J_1 und J_2 des Modells, wobei die erste Masse die Massenträgheitsmomente der Kurbelwelle, des Schwungrades und der Kupplung J_m, die auf die Kurbelwellenachse reduzierten Anteile des Getriebes J_g und die des Differentials J_d beinhaltet. Als Eingangsgröße wird das an der Kurbelwelle anliegende Motormoment M_mot, also das innere Moment abzüglich der Reibungsverluste b_1 verwendet. Für die zweite Drehmasse wird das Massenträgheitsmoment der Räder J_r und der unter Beachtung des dynamischen Radradius r_dyn auf die Radachse reduzierten Masse des Fahrzeugs m_Fzg zusammengefasst. Die abtriebsseitigen Fahrwiderstände M_rad resultieren aus dem Luftwiderstand, Rollwiderstand und Steigungswiderstand. Alle übrigen Modellparameter werden für die Identifikation in der Minimalform zusammengefasst, d.h. in einer linear unabhängigen Form.

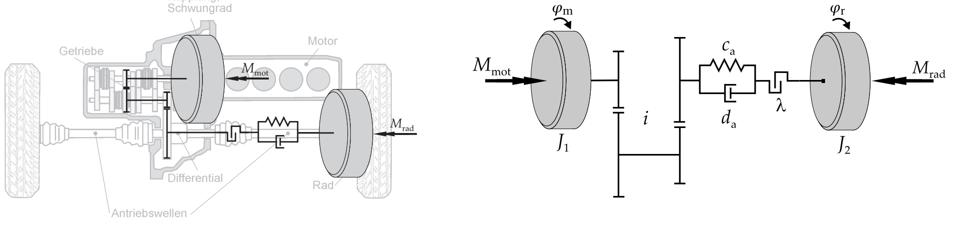


Bild 9.16 Modellbildung des Antriebsstrangs als Zweimassenschwinger mit Lose λ: Anordnung der relevanten Komponenten (*links*) und mechanisches Ersatzmodell (*rechts*)

Das dynamische Verhalten des gesamten Antriebsstrangs lässt sich im Zeitbereich kompakt und einheitlich in der Zustandsraumdarstellung gemäß Abschnitt 7.1.2 beschreiben. Dadurch wird nicht nur das Ein-/Ausgangsverhalten abgebildet, sondern darüber hinaus ist der Zugriff auf interne Vorgänge des Systems möglich, womit wiederum ein zusätzlicher Modellabgleich durchgeführt werden kann. Das System des Zweimassenschwingers besitzt mit einer Feder und zwei rein rotatorischen Massen insgesamt drei Energiespeicher, so dass nach Seite 257 drei Zustände für die Formulierung der Antriebsstrangdynamik im Zustandsraum notwendig sind. Für die Wahl des Zustandsvektors $\boldsymbol{x}$ bieten sich die Motorgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_\mathrm{m}$ und die Radgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_\mathrm{r}$ an, da sie direkt gemessen werden können. Als weiterer Zustand wird der relative Verdrehwinkel $\tau = \frac{\varphi_\mathrm{m}}{i} - \varphi_\mathrm{r}$ zwischen Motor- und Radmasse unter Berücksichtigung der Getriebeübersetzung i gewählt:

$$\boldsymbol{x}^\mathrm{T} = \left[\tau, \quad \dot{\varphi}_\mathrm{m}, \quad \dot{\varphi}_\mathrm{r}\right]. \tag{9.14}$$

Für die Zustandsraumdarstellung des Zweimassenschwingermodells ergibt sich für die Systemmatrix $\boldsymbol{A}$ und Eingangsmatrix $\boldsymbol{B}$ mit dem gewählten Zustandsvektor $\boldsymbol{x}$ die nachfolgende Darstellung. Die Mess- bzw. Ausgangsmatrix $\boldsymbol{C}$ und die Durchgangsmatrix $\boldsymbol{D}$ bestimmen den Ausgangsvektor $\boldsymbol{y}$,

$$\boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{i} & -1 \\ -\frac{c_\mathrm{a}}{i\,J_1} & -\frac{b_1 i^2 + d_\mathrm{a}}{i^2 J_1} & \frac{d_\mathrm{a}}{i\,J_1} \\ \frac{c_\mathrm{a}}{J_2} & \frac{d_\mathrm{a}}{i\,J_2} & -\frac{d_\mathrm{a}}{J_2} \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{J_1} & 0 \\ 0 & \frac{1}{J_2} \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad \boldsymbol{C} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \tag{9.15}$$

Da das System keinen direkten Durchgriff besitzt, gilt $\boldsymbol{D} = \boldsymbol{0}$. Der Eingangsvektor setzt sich aus den motor- und den radseitigen Momenten zusammen

$$\boldsymbol{u}^\mathrm{T} = \left[M_\mathrm{mot}, \quad -M_\mathrm{rad}\right].$$

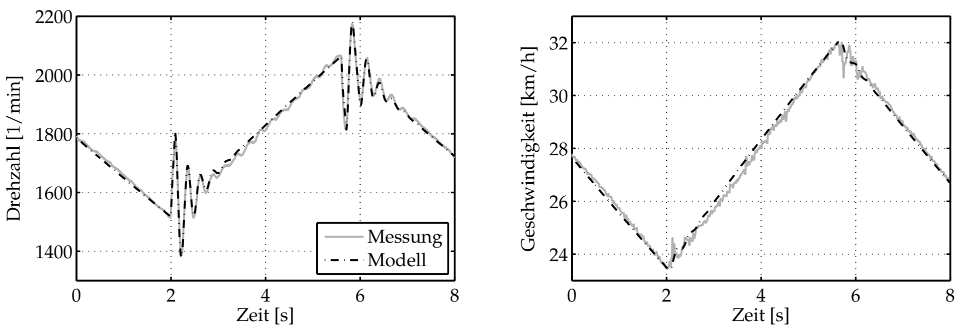


Bild 9.17 Vergleich zwischen Messung und Modell mit identifizierten Parametern: Motordrehzahl (*links*), Fahrzeuggeschwindigkeit (*rechts*)

Das reale Antriebsstrangverhalten weist beim Wechsel vom Schub- in den Zugbereich aufgrund der spielbehafteten Elemente des Antriebsstrangs, wie z.B. Zahnräder im Getriebe, Unstetigkeiten auf. Die Summe aller Spiele im Antriebsstrang wird im Allgemeinen als Lose bezeichnet. Sie ist also ein Winkelbereich, in dem aufgrund der kurzzeitigen Trennung keine Momentenübertragung stattfinden kann. Dieser Bereich wird im Beschleunigungs- und Momentenverlauf sichtbar (vgl. Bild 9.18). Da gerade der Schub-Zug-Übergang einen besonderen Stellenwert für den Fahrkomfort hat, ist eine Berücksichtigung dieses Effekts im Modell sinnvoll.

Aus diesem Grund wird eine Erweiterung des Antriebsstrangmodells angestrebt, um auch den signifikanten Einbruch im Momenten- und Beschleunigungsverlauf mittels Modell nachbilden zu können.
Das Bild 9.16 zeigt ein um die Lose erweitertes Zweimassenschwingermodell. Der Losewinkel wird durch den Parameter λ repräsentiert. Dieser beschreibt den Winkel, um den sich der Antriebsstrang bei einer Momentenumkehr zunächst bewegen kann, ohne dass eine Momentenübertragung stattfindet [NBG01], [Lag04]. Eine einfache additive Implementierung in das vorhandene Zustandsraummodell ist möglich, indem die allgemeine Gleichung für die Zustandsraumdarstellung Gl. (9.15) um die losespezifischen Anteile erweitert wird

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{A}\,\boldsymbol{x} + \boldsymbol{B}\,\boldsymbol{u} + \boldsymbol{N}_\mathrm{c}\,\lambda + \boldsymbol{N}_\mathrm{d}\,\dot{\lambda} \qquad \text{mit} \qquad \lambda_\mathrm{min} \le \lambda \le \lambda_\mathrm{max}\,. \tag{9.16}$$

Für das Beispiel des Zweimassenschwingermodells ergeben sich die additiven Anteile zu

$$\boldsymbol{N}_\mathrm{c}^\mathrm{T} = \left[0, \quad \tfrac{c_\mathrm{a}}{i\,J_1}, \quad -\tfrac{c_\mathrm{a}}{J_2}\right] \qquad \text{und} \qquad \boldsymbol{N}_\mathrm{d}^\mathrm{T} = \left[0, \quad \tfrac{d_\mathrm{a}}{i\,J_1}, \quad -\tfrac{d_\mathrm{a}}{J_2}\right]. \tag{9.17}$$

In dieser Form lässt sich das Losemodell ohne großen Aufwand in beliebige Antriebsstrangmodelle einbinden und durch die Begrenzung der Lose mithilfe der zwei Parameter λ_min und λ_max relativ einfach offline identifizieren. Im Allgemeinen eignet sich für die robuste Identifikation der unbekannten Modellparameter des Antriebsstrangmodells ein nichtlineares LS-Verfahren (vgl. Seite 288), mit den antriebs- und abtriebsseitigen Momenten als Eingangsgröße. Mit Hilfe dieser Momente ist eine zuverlässige Identifikation der Antriebsstrangdynamik bei entsprechender Anregung möglich. Als Anregung dient jeweils der in Bild 9.12 gezeigte, doppelte Motormomentensprung.
Ein Vergleich zwischen der Messung von Motordrehzahl und Fahrzeuggeschwindigkeit und den jeweiligen Modellgrößen ist in Bild 9.17 dargestellt. Es zeigt sich, dass die gemessenen Größen gut mit dem erweiterten Zweimassenschwingermodell nachgebildet werden können. Besonders die Schwingungen der Motordrehzahl in den Lastwechselbereichen werden sehr genau abgebildet. Lediglich ein konstanter Schwingungsanteil mit geringer Amplitude (von 2 s bis 4 s in der Messung erkennbar), der auf Anregungen durch die Fahrbahn und die Triebwerksdynamik zurückzuführen ist, kann durch das Modell nicht wiedergegeben werden, da beide Anregungsquellen im Modell nicht berücksichtigt sind. Aufgrund der reduzierten Modellbildung können ebenso die, aufgrund erhöhten Reifenschlupfs kurzfristig auftretenden, Geschwindigkeitsspitzen beim Lastwechsel trotz des sonst sehr gut simulierten Geschwindigkeitsverlaufs nicht wiedergegeben werden.
Die Verbesserungen durch das Losemodell kommen nur beim Lastwechsel zum Tragen, weshalb der positive und der negative Lastwechsel in Bild 9.18 nochmals detailliert gezeigt sind. In der vergrößerten Darstellung der Messung ist das Durchqueren der Lose, also der Bereich, in dem kein Moment übertragen werden kann, deutlicher zu erkennen. Beim negativen Lastwechsel (Bild 9.18 *rechts*) wird im Gegensatz zum positiven der Losebereich zweimal durchlaufen. Nach dem ersten Überschwinger verweilt das Testfahrzeug für ca. 0,2 s in der Lose, was an dem ausgeprägten Plateau von 0 Nm zu erkennen ist. Im Lastwechselbereich zeigt sich durch die gute Abbildung der Drehzahlschwingungen in Frequenz und Amplitude durch das Modell, dass die einfache Modellierung des Antriebsstrangs als erweiterter Zweimassenschwinger ausreichend genau ist.

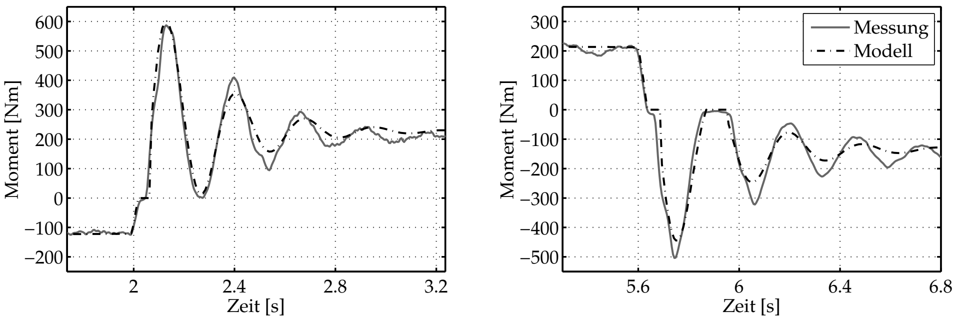


Bild 9.18 Vergleich der berechneten und gemessenen Momente der Antriebswelle im Bereich der Lose beim positiven (*links*) und negativen Lastwechsel (*rechts*)

9.2.4 Modellbasierte prädiktive Regelung

Zur Vermeidung von Ruckelschwingungen werden bereits seit mehreren Jahrzehnten Kraftfahrzeuge mit Vorrichtungen ausgestattet, die den Beschleunigungswunsch des Fahrers gedämpft in ein Antriebsmoment umsetzen. Dieses geschieht, indem eine Änderung des Fahrpedalwinkels entweder mechanisch oder elektronisch verzögert an den Verbrennungsmotor weitergegeben wird [BM88]. Seit der Einführung von elektronischen Motorsteuergeräten ist diese Dämpfung in der Regel durch Software-Funktionen realisiert. Die sogenannte Ruckeldämpfung im MSG erfolgt im Allgemeinen durch zwei getrennte Maßnahmen. Zunächst wird der Verlauf des Fahrerwunschmoments M_{ped} mittels Filter- und Begrenzungsfunktionen in der Form geführt, dass eine Anregung des Antriebsstrangs minimiert und bestenfalls ganz vermieden wird. Sollten trotz verzögertem Momentenaufbau Schwingungen des Antriebsstrangs auftreten, werden diese anhand einer auf der Motordrehzahl basierenden Regelung kompensiert [Bos01].

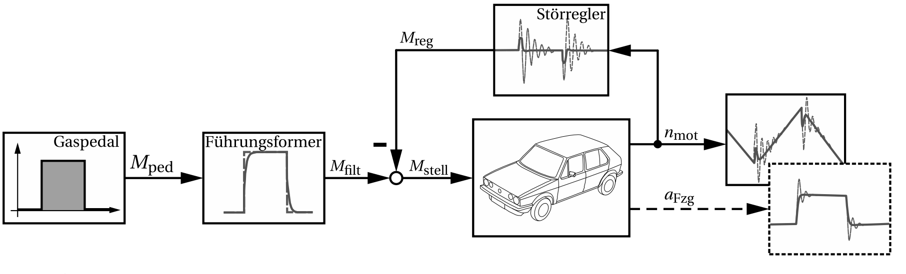


Bild 9.19 Schema der konventionellen Regelungsstruktur zur Ruckeldämpfung im Kraftfahrzeug

In Bild 9.19 ist die prinzipielle Struktur dieser kombinierten *Feedforward-Feedback*-Regelung gezeigt. Das Konzept dieser Struktur ist es, ein zügiges Ansprechverhalten zu ermöglichen, aber dennoch ein hohes Maß an Komfort zu gewährleisten. Problematisch ist dabei, dass der Verlauf der abtriebsseitigen Längsbeschleunigung bzw. Raddrehzahl indirekt über die antriebsseitige Motordrehzahl geregelt wird. Aufgrund vorhandener Totzeiten bei der Raddrehzahlerfassung und Übertragung zwischen Bremsen- und Motorsteuergerät ist die direkte Verwendung der gemessenen Raddrehzahl in der Form nicht möglich.

Die in Bild 9.19 dargestellte konventionelle Regelungstopologie benötigt zahlreiche Parameter, die von der Getriebeübersetzung und von verschiedenen Betriebspunkten des Motors abhängig sind, so dass daraus ein erheblicher Parametrierungsaufwand resultiert. Um hohen Komfort dennoch mit einem sportlichen Beschleunigungsvermögen zu verbinden, erfordert die Applikation dieser Struktur zahlreiche zeitaufwendige Testfahrten zur Lösung jenes Zielkonflikts. Aufgrund weiter steigender Anforderungen an das Fahrverhalten, kurzfristigen Änderungen von Antriebsstrangkomponenten im Entwicklungsprozess sowie zunehmender Variantenvielfalt stößt diese Art der Fahrverhaltensapplikation an ihre Grenzen. Hinzu kommen stetig weitere Funktionen, um den Verbrauch und die Emissionen von Verbrennungsmotoren zu senken und somit die gesetzlichen Vorgaben einzuhalten. Der Aufwand für die Parametrierung von Regelungen im Steuergerät muss daher dauerhaft reduziert werden, damit bei steigender Zahl von Funktionalitäten die Applikation beherrschbar bleibt. Modellbasierte Regelungsansätze besitzen hierfür das notwendige Potential und helfen so, Zeit und Kosten zu sparen [Sch10]. Zudem verlagern sie einen Teil der Arbeit vom Fahrzeug an den Schreibtisch, wodurch Testzeiten reduziert werden können. Darüber hinaus bietet ein Beobachteransatz (vgl. Abschnitt 8.3.2) die Möglichkeit, frühzeitig auf radseitige Größen zuzugreifen und in die Regelungsstruktur einzubinden.

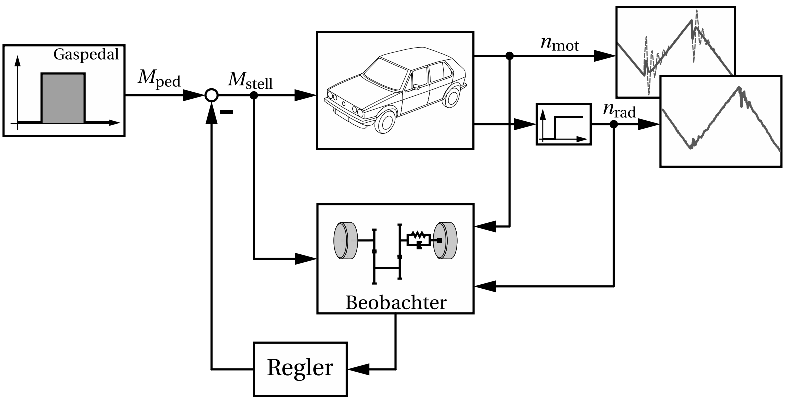


Bild 9.20 Schema der Antriebsstrangregelung auf Basis einer Zustandsschätzung mit prädiktiver Kompensation der Totzeit

Eine mögliche Struktur für eine modellbasierte Regelung ist in Bild 9.20 gezeigt. Als Regelgröße wird die Drehzahldifferenz zwischen Motor- und Raddrehzahl verwendet. Durch den Einsatz eines Beobachters ist es möglich, die Totzeit zu kompensieren, indem die aktuelle Regelgröße ausgehend vom letzten Messzeitpunkt unter Zuhilfenahme der Eingangsgröße prädiziert wird. Der Beobachterabgleich findet dann statt, sobald die Messgrößen vorliegen. Diese dynamische Simulation erlaubt die vollständige Kompensation der Totzeit und ermöglicht es, prädiktiv auf den anliegenden Fahrerwunsch zu reagieren, womit der sehr parametrierungsaufwendige Führungsformer (vgl. Bild 9.19) entfallen kann.
Für transiente Vorgänge liefert bereits ein P-Regler sehr gute Ergebnisse. Zur Umsetzung am Serienfahrzeug sind allerdings verschiedene Modifikationen der Struktur sinnvoll. Zum einen sollte bei Auftreten von größeren Abweichungen zwischen Mess- und Modellgrößen die Rückführung des Beobachterfehlers über einen zusätzlichen D-Anteil im Regler mit entsprechendem phasendrehenden Element in Erwägung gezogen werden. Zum anderen ist es aufgrund

der winkelsynchronen Arbeitsweise des Verbrennungsmotors angebracht, die Abhängigkeit von der Abtastzeit in der Funktion explizit zu berücksichtigen, was durch den Einsatz eines drehzahlabhängigen Kennfelds für die Reglerverstärkung K_p gelingt.
Ein exemplarischer Test der modellbasierten prädiktiven Regelung erfolgt zunächst mit einem begrenzten Momentensprung am jeweils gleichen Betriebspunkt, um den Fahrereinfluss und die motorischen Einflüsse auf den Antriebsstrang zu reduzieren und so die Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Ansätze zu gewährleisten. Das Bild 9.21 bietet einen Vergleich zwischen dem ungeregelten Fahrverhalten und den erreichbaren Dämpfungen mit modellbasierter prädiktiver Regelung auf Basis der Torsionswinkelgeschwindigkeit, welche bei ca. 6 s eingeschaltet wurde. Die Verläufe der Motordrehzahl, des indizierten Sollmoments M_stell und die gemessene Längsbeschleunigung sind nachfolgend grafisch dargestellt.

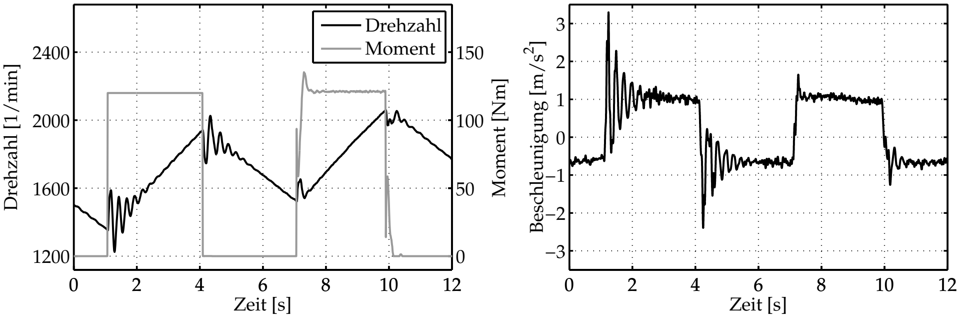


Bild 9.21 Fahrzeugreaktionen auf Momentensprünge zunächst ungeregelt (bis 6 s) und mit modellbasierter prädiktiver Antriebsstrangregelung; Drehzahl und Moment (*links*), Längsbeschleunigung (*rechts*)

Beim positiven Lastwechsel ist mit der modellbasierten Regelung lediglich ein Schwingungspeak auf der Drehzahl und der Längsbeschleunigung zu erkennen. Dieser ist auf das Durchqueren der Lose zurückzuführen und muss nicht zwangsläufig ausgeregelt werden, da er dem Fahrer ein gewisses Maß an Dynamik vermittelt. Der Vergleich mit dem ungeregelten Verlauf zeigt, dass die Ruckelschwingungen durch die modellbasierte Regelung deutlich reduziert werden. Entgegen der klassischen Anforderungen für Regelungen, bedeutet eine vollständige Kompensation der Antriebsstrangschwingungen nicht automatisch auch ein besseres Fahrverhalten. So würde eine Erhöhung der Verstärkung K_p die Schwingungen weiter minimieren, doch auch gleichfalls zu einem trägeren Ansprechverhalten führen. Folglich ist eine Reglerauslegung für das Fahrverhalten von Kraftfahrzeugen immer ein Kompromiss aus Sportlichkeit und Komfort. In Bezug auf ein ausgewogenes Fahrverhalten ist die gezeigte Performance für den *Tip-In* somit bereits kaum noch zu verbessern.
Beim negativen Lastwechsel zeigt sich, dass der Eingriff des Reglers zunächst zu stark ist, was sich an einem kurzfristigen Anstieg der Drehzahl während des ersten Unterschwingers beim *Back-Out* äußert. Insgesamt lässt sich jedoch eine deutliche Reduzierung der Antriebsstrangschwingungen für den positiven als auch negativen Lastschlag erzielen und mithilfe der gezeigten Ergebnisse der weitere Applikationsprozess anschaulich erläutern.

9.2.5 Applikationsprozess

Die allgemeine Strategie eines modularen Funktionsbaukastens sieht, wie in Abschnitt 9.2.2 erläutert, die Verwendung einer entwickelten Fahrzeugfunktion als Basis für mehrere Fahrzeugklassen und -typen einer Motorfamilie vor. Eventuelle Abhängigkeiten oder Einflüsse von oder auf Bauteile bzw. Bauteilgruppen müssen bei der Funktionsentwicklung berücksichtigt und in die Funktionsstruktur integriert werden. Am Beispiel der vorgestellten Fahrverhaltensfunktion stellt das Bild 9.22 auszugsweise die mehrdimensionalen Abhängigkeiten zusammen. Zum einen ist die Erwartungshaltung des Kunden an das Fahrverhalten, vgl. Bild 9.15, sowohl von der Fahrzeugklasse (Kompakt-, Mittel- und Oberklasse) als auch von der zugehörigen Variante (SUV, Coupé, Sportvariante, Limousine, etc.) abhängig. Zum anderen muss aus technischen Gründen diese zweidimensionale Unterteilung um die Antriebsstrangkonfiguration erweitert werden, d.h. Abhängigkeiten von Konzepten wie Handschalter oder Automaten, aber auch Bauteilen wie konventionelles oder Zweimassen-Schwungrad müssen parametrierbar sein, um die Fahrzeuge optimal einzustellen. Derartige applizierbare Abhängigkeiten sind bereits bei der Funktionsentwicklung zu berücksichtigten, was aufgrund der Komplexität des Gesamtsystems in der Regel nicht vollständig gelingt und somit Applikationsmöglichkeiten ggf. nicht vorhanden sind.

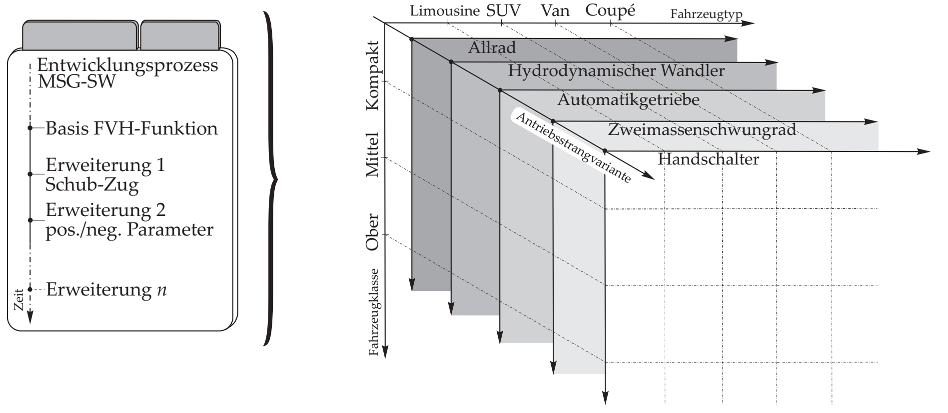


Bild 9.22 Schematischer Softwareentwicklungsprozess (*links*) und mehrdimensionelle Bedatungsabhängigkeiten der Fahrverhaltensfunktionen im MSG (*rechts*)

Genau zu diesem Entwickungszeitpunkt setzt der eingangs beschriebene, sich periodisch wiederholende Applikationsprozess ein. Ausgehend von der Basis-Software wird die Funktion während der Mess- und Applikationsfahrten zunächst appliziert und das resultierende Ergebnis vom Applikateur, wie im vorangegangenen Abschnitt am Beispiel der modellprädiktiven Regelung, bewertet. Die bisher allgemein auf die Schwingungskompensation reduzierte Analyse muss für eine korrekte Funktionsapplikation deutlich detaillierter durchgeführt werden. So kommt es aufgrund des beschriebenen, zu starken Eingriffs des Reglers (vgl. Bild 9.21) zu einem kurzfristigen Anstieg während des ersten Unterschwingers beim *Back-Out*. Hieraus lässt sich ableiten, dass bei der Regelung der Einsatz von unterschiedlichen Parametern für den positiven und den negativen Lastwechsel durchaus sinnvoll ist. Des Weiteren zeigt sich in den Fahrdynamiktests am Fahrzeug, dass sich durch den zu starken Reglereingriff der weitere Momentenabbau verzögert, was zu einem unsauberen Übergang in den Schub führt. Dadurch

entstehen Restschwingungen, die im Gegensatz zum positiven Lastwechsel nicht gänzlich ausgeregelt werden können, da der Verbrennungsmotor im Schub keine negativen Reglermomente umsetzen kann und aus Sicherheitsgründen der Regler auch für positive Stelleingriffe zeitnah zum Verzögerungswunsch des Fahrers deaktiviert wird.
Falls im Vorhinein berücksichtigt, lassen sich unterschiedliche Parameter für den positiven und den negativen Lastwechsel während der Testfahrten durch den Applikateur optimal für das jeweilige Fahrzeugkonzept und dem entsprechenden Fahrverhalten einstellen. Im Falle einer Nichtberücksichtigung in der Basis-Software müsste diese Abhängigkeit mit einer entsprechenden funktionalen Zug-Schub-Erkennung allerdings erst in die Funktionsstruktur implementiert und gemäß des Entwicklungsprozesses in eine nachfolgende Softwareversion integriert werden, wie es Bild 9.22 (*links*) zeigt. Erst damit ließen sich die Testphasen entsprechend des V-Modells wiederholen und die Applikation der Funktion abschließen.

9.3 Zustandsregelung zeitvarianter Systeme am Beispiel einer Drosselklappe

Prof. Dr.-Ing. Martin Grotjahn[1], *M. Eng. Bennet Luck*[2],
[1] *Fachgebiet Mechatronik, Hochschule Hannover,*
[2] *Aktoren und Sensoren, Bereich Powertrain Mechatronik Systeme, IAV GmbH*

Moderne Motorkonzepte verfügen über eine Vielzahl von Aktoren im Gaspfad. Als Gaspfad wird die Gesamtheit aller dem Brennraum zu- und ablaufenden Verrohrungen bezeichnet, die am Ladungswechsel beteiligt sind. In Bild 9.23 ist ein exemplarischer Gaspfad eines modernen Verbrennungsmotors gezeigt[1].

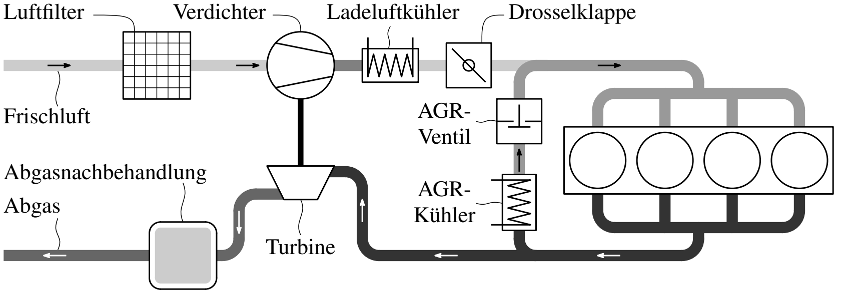


Bild 9.23 Exemplarischer Gaspfad moderner PKW

Die im Gaspfad befindlichen Aktoren sind Stellventile, deren Aufgabe die gezielte Beeinflussung der Gasmassenströme ist. Die Emissionsgesetzgebung und die Verbrauchsziele erfordern eine hohe Güte dieser Gasmassenregelung, die ihrerseits die Sollpositionen der einzel-

[1] Durch Abgasrückführung (AGR) kann der Inertgasanteil (Abgas) im Brennraum eingestellt und somit die innermotorisch entstehende Schadstoffmenge minimiert werden.

nen Gaspfadaktoren vorgibt. Dabei wirkt sich deren Regelgüte zunehmend begrenzend aus. Ursächlich dafür sind Parameterschwankungen aufgrund wechselnder Temperaturzustände, Alterung und Verschmutzung.

Bild 9.24 Beispielhafte elektronische PKW Drosselklappe, Foto: KSPG AG

Insbesondere bei OTTO-Motoren ist zur Reduktion von Schadstoffen und zum Erreichen eines hohen Wirkungsgrades ein präzises Verhältnis aus Kraftstoff und Sauerstoffmenge im Brennraum einzustellen. Dies wird im Wesentlichen mithilfe einer Drosselklappe realisiert, wie sie in Bild 9.24 dargestellt ist. Eine rotatorisch gelagerte Klappe gibt entsprechend ihrer Winkelstellung einen Strömungsquerschnitt im Saugrohr frei. Folglich ist an die Lageregelung der Drosselklappe eine besonders hohe Güteanforderung zu stellen.
Das folgende Beispiel illustriert das Potenzial der modellbasierten Regelung. Durch die Verwendung von Modellwissen kann ein über den Lebenszyklus näherungsweise konstantes Zeitverhalten erreicht und die Dynamik des Stellers optimal ausgenutzt werden. Somit kann ein niedriger Schadstoffausstoß und Verbrauch auch unter den stark wechselnden Betriebszuständen und Umgebungsbedingungen eines Kfz sichergestellt werden.

9.3.1 Modellbildung

Die Drosselklappe wird durch einen permanenterregten Gleichstrommotor (OHM'scher Widerstand R_M, Induktivität L_M und Motorkonstante K_M) angetrieben. Die Umwandlung der Motorposition in die Drosselklappenstellung erfolgt durch ein Kunststoffgetriebe (Übersetzung $ü_\mathrm{G}$). Der Antrieb arbeitet gegen eine Feder (Steifigkeit c_F), welche in der sog. Notlaufposition entspannt ist. Diese befindet sich in leicht geöffneter Stellung, um im Fehlerfall eine ungewollte Beschleunigung auszuschließen und gleichzeitig die Möglichkeit zu geben, das Fahrzeug aus einer Gefahrenzone zu bewegen.
Die Drosselklappe ist ein typischer mechatronischer Aktor, bestehend aus einem elektrischen und einem mechanischen Teilsystem und wird analog zu Abschnitt 2.2.1 modelliert. Entsprechend ergibt sich nach Anwendung der KIRCHHOFF'schen Maschenregel folgende Differentialgleichung für den elektrischen Teil:

$$\frac{\mathrm{d}i}{\mathrm{d}t} = \frac{u}{L_\mathrm{M}} - \frac{R_\mathrm{M}}{L_\mathrm{M}} i - \frac{K_\mathrm{M} ü_\mathrm{G}}{L_\mathrm{M}} \dot{\varphi} . \tag{9.18}$$

Der mechanische Teil kann mit Hilfe des Drehimpulssatzes (siehe hierzu Abschnitt 6.2.1) modelliert werden (Reibmoment $M_\mathrm{R}\left(\dot{\varphi}\right)$, Massenträgheitsmoment J_R):

$$J_\mathrm{R}\ddot{\varphi} = \ddot{u}_\mathrm{G} K_\mathrm{M}\, i - M_\mathrm{R}\left(\dot{\varphi}\right) - c_\mathrm{F}\varphi \,. \tag{9.19}$$

Damit ergibt sich das in Bild 9.25 dargestellte Blockschaltbild des Gesamtsystems. In diesem Blockschaltbild ist z eine als unbekannt angenommene Eingangsstörung, mit der alle nicht modellierten Effekte und Störeinflüsse berücksichtigt werden.

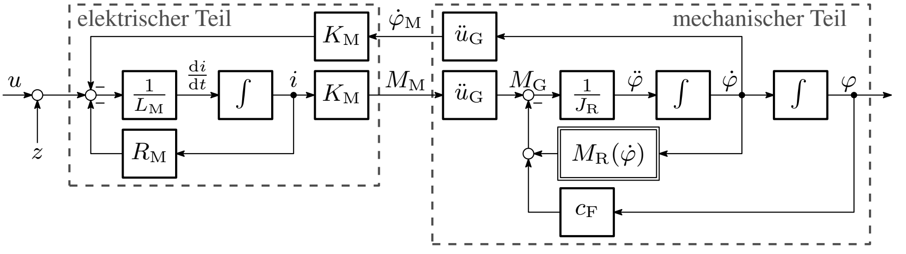


Bild 9.25 Modell der Drosselklappe

Reibung

Eine wichtige Einflussgröße in Bild 9.25 bzw. Gl. (9.19) ist das Reibmoment $M_\mathrm{R}\left(\dot{\varphi}\right)$. Es hängt von der aktuellen Geschwindigkeit ab und beeinflusst daher maßgeblich die augenblicklich wirkende effektive Systemdämpfung. Für elektromechanische Antriebssysteme, in deren Getriebe keine stark variierenden Normalkräfte wirken, kann die Reibung als alleinige Funktion der Geschwindigkeit beschrieben werden. Ein weit verbreitetes detailliertes Modell ist die in Bild 9.26 dargestellte Reibkennlinie [AB10]. Sie setzt sich aus dem konstanten Anteil, der trockenen (COULOMB'schen) Reibung, einem linearen Anteil der viskosen Reibung und einem Mischreibungsübergang zwischen Haft- und Gleitreibung, dem sogenannten STRIBECK-Effekt, zusammen.

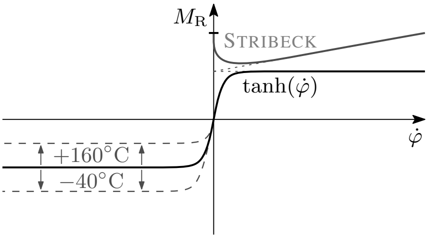


Bild 9.26 Vereinfachtes Reibmodell der Drosselklappe

Um eine Strukturumschaltung zwischen Haft- und Gleitzustand zu vermeiden und eine Linearisierbarkeit für die augenblickliche Geschwindigkeit sicherzustellen, wird das Reibmoment häufig durch eine stetig differenzierbare Funktion approximiert. Ein möglicher Ansatz besteht in der Funktion

$$M_\mathrm{R}(\dot{\varphi}) \simeq M_\mathrm{R} \tanh(b\,\dot{\varphi})\,, \tag{9.20}$$

welche ebenfalls in Bild 9.26 dargestellt ist. Der Parameter b dient der Skalierung des Anstiegs für kleine Geschwindigkeiten und ist relativ frei wählbar. Die Funktion $\tanh(b\dot{\varphi})$ ist zwar eine deutliche Vereinfachung der realen Reibkennlinie, allerdings kann sie unter den genannten

Anforderungen als eine gute Näherung der realen Charakteristik angesehen werden. Insbesondere die stetige Differenzierbarkeit ist wichtig im Hinblick auf den Einsatz innerhalb eines Extended KALMAN-Filters (vgl. Abschnitt 4.2.4).

Resultierendes Zustandsraummodell

Durch Einsetzen dieses Ansatzes in Gl. (9.19) und Umstellen nach i ergibt sich

$$i = \frac{J_R}{K_M \ddot{u}_G}\ddot{\varphi} + \frac{M_R}{K_M \ddot{u}_G}\tanh\left(b\dot{\varphi}\right) + \frac{c_F}{K_M \ddot{u}_G}\varphi \tag{9.21}$$

sowie für die zeitliche Ableitung des Stromes

$$\frac{\mathrm{d}i}{\mathrm{d}t} = \frac{J_R}{K_M \ddot{u}_G}\dddot{\varphi} + \frac{M_R b}{K_M \ddot{u}_G}\left(1 - \tanh^2\left(b\dot{\varphi}\right)\right)\ddot{\varphi} + \frac{c_F}{K_M \ddot{u}_G}\dot{\varphi}\,. \tag{9.22}$$

Das Einsetzen von Gl. (9.21) und (9.22) in die Differentialgleichung (9.18) des elektrischen Teils liefert die Differentialgleichung des Gesamtsystems (Eingangsgröße u durch reale Eingangsgröße $u + z$ ersetzt)

$$\begin{aligned}\dddot{\varphi} = &-\frac{R_M}{L_M}\ddot{\varphi} - \frac{M_R b}{J_R}\ddot{\varphi}\left(1 - \tanh^2\left(b\dot{\varphi}\right)\right) - \frac{M_R R_M}{J_R L_M}\tanh\left(b\dot{\varphi}\right) \quad \ldots \\ &- \frac{{K_M}^2 \ddot{u}_G^2}{J_R L_M}\dot{\varphi} - \frac{c_F}{J_R}\dot{\varphi} - \frac{c_F R_M}{J_R L_M}\varphi + \frac{K_M \ddot{u}_G}{J_R L_M}(u+z)\,.\end{aligned} \tag{9.23}$$

Diese lässt sich mit dem Zustandsvektor

$$\boldsymbol{x} = [\varphi,\, \dot{\varphi},\, \ddot{\varphi}]^{\mathrm{T}} \tag{9.24}$$

in folgende nichtlineare Zustandsraumdarstellung überführen:

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{f}(\boldsymbol{x}, u, z) = \begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \ddot{\varphi} \\ -\frac{R_M}{L_M}\ddot{\varphi} - \frac{M_R b}{J_R}\ddot{\varphi}\left(1 - \tanh^2\left(b\dot{\varphi}\right)\right) - \frac{M_R R_M}{J_R L_M}\tanh\left(b\dot{\varphi}\right) \quad \ldots \\ - \frac{{K_M}^2 \ddot{u}_G^2}{J_R L_M}\dot{\varphi} - \frac{c_F}{J_R}\dot{\varphi} - \frac{c_F R_M}{J_R L_M}\varphi + \frac{K_M \ddot{u}_G}{J_R L_M}(u+z) \end{bmatrix} \tag{9.25}$$

$$y = h(\boldsymbol{x}) = \varphi\,. \tag{9.26}$$

Temperatureinflüsse

In Bild 9.26 ist der große Einfluss der Temperatur auf das Reibverhalten angedeutet, welcher durchaus typisch für getriebeübersetzte Antriebe ist [AHDDW94, Gro03]. Daneben weisen die elektrischen Parameter R_M, K_M und L_M eine Abhängigkeit von der Stellertemperatur auf, wie Bild 9.27 zeigt. Ausgehend von den nominellen Werten für Raumtemperatur bei 20 °C sind die an einem realen System ermittelten prozentualen Veränderungen über der Temperatur aufgetragen. Der Temperaturbereich ist der für das Bauteil zugelassene. Der elektrische Widerstand nimmt bei maximaler Temperatur um 30% zu, während die Motorkonstante um 18% abnimmt. Beide Effekte haben eine Reduzierung des Motormomentes zur Folge und besitzen daher einen großen Einfluss auf das dynamische Verhalten des Stellers. Deshalb werden sie wie die Reibung innerhalb des Regelungskonzeptes als zeitvariant betrachtet und durch ein EKF online adaptiert. Aus Gründen der Robustheit und Vereinfachung erfolgt keine Berücksichtigung durch zeitvariante Reglerparameter, sondern nur innerhalb der modellbasierten Vorsteuerung. Die mit diesem Ansatz erreichbaren Regelgüten zeigen jedoch eindrucksvoll dessen Leistungsfähigkeit (siehe Abschnitt 9.3.4). Im Gegensatz zu den genannten Parametern ist die Veränderung der Induktivität deutlich geringer, weshalb sie als zeitinvariant betrachtet und nicht adaptiert wird [LG14b, LG14a].

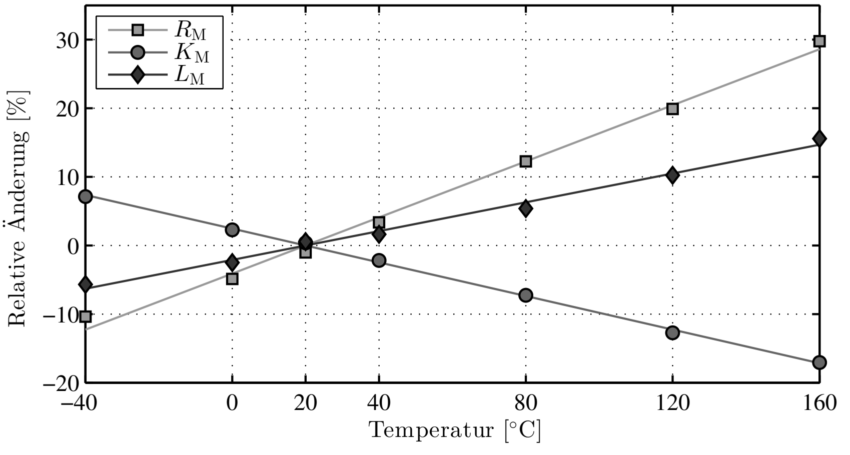


Bild 9.27 Modellparameter in Abhängigkeit der Temperatur

9.3.2 Zustandsschätzung und Parameteradaption

Die wichtigsten zeitvarianten Streckenparameter, im Folgenden als Parametervektor $\boldsymbol{p}$ benannt, werden durch Online-Parameteradaption neben den eigentlichen Zustandsgrößen geschätzt. Die unbekannte Eingangsstörung z wird ebenfalls geschätzt. Es kann jedoch von geringer Änderungsdynamik, also quasistationärem Verhalten ausgegangen werden. Die Dynamik dieser Größen ist gemeinhin nicht bekannt. Sie werden demnach als Integrator ohne Eingang modelliert, sodass sich die zugehörige erweiterte nichtlineare Zustandsraumdarstellung $\boldsymbol{f}(\boldsymbol{x}_\mathrm{e}, u, z)$ durch Hinzufügen von Nullzeilen in der Vektordifferentialgleichung (9.26) ergibt (vgl. Beispiel 8.8).

Da für eine zustandsbasierte Regelung ohnehin ein Beobachter notwendig ist, bietet es sich an, diesen gleichzeitig für die Schätzung der Streckenparameter zu verwenden. Dies geschieht im einfachsten Fall durch die Erweiterung des ursprünglichen Zustandsvektors um die unbekannten Schätzgrößen und wird wegen der gemeinsamen Schätzung auch *joint estimation* genannt (vgl. Abschnitt 4.2.4 und dort vor allem das Beispiel 4.16). Der dabei verwendete Zustandsvektor des Gesamtsystems lautet:

$$\begin{aligned}\boldsymbol{x}_\mathrm{e} &= [\boldsymbol{x}^\mathrm{T},\ z,\ \boldsymbol{p}^\mathrm{T}]^\mathrm{T}\\ &= [\varphi,\ \dot{\varphi},\ \ddot{\varphi},\ z,\ R_\mathrm{M},\ K_\mathrm{M},\ M_\mathrm{R}]^\mathrm{T}.\end{aligned} \tag{9.27}$$

Durch die Interpretation der Adaptionsparameter als Zustandsgrößen ergeben sich somit weitere nichtlineare Verkopplungen in der Zustandsraumdarstellung, so dass ein nichtlinearer Zustandsschätzer erforderlich ist. In diesem Beispiel wird dazu ein EKF verwendet, dessen Algorithmus in Bild 4.34 prinzipiell vorgestellt ist, wenn man hier für die Prädiktion von Zustand und Ausgangsgröße einfach die nichtlinearen Modelle $\boldsymbol{f}(.)$ und $\boldsymbol{h}(.)$ verwendet. Zentraler Gedanke des EKF ist die Verwendung der Linearisierungen $\boldsymbol{A}$ und $\boldsymbol{C}$ für die Prädiktion der Kovarianzmatrix des Schätzfehlers. Diese werden durch Differenzieren nach dem Zustandsvektor gebildet (vgl. Abschnitt 4.2.4)

$$\boldsymbol{A}(\boldsymbol{x},u) = \frac{\partial \boldsymbol{f}(\boldsymbol{x},u)}{\partial \boldsymbol{x}}, \qquad \boldsymbol{C}(\boldsymbol{x}) = \frac{\partial \boldsymbol{h}(\boldsymbol{x})}{\partial \boldsymbol{x}}. \tag{9.28}$$

Durch die gewählte Formulierung der Zustandsraumdarstellung ist nur die dritte Zeile der JACOBI-Matrix (hier linearisierte Systemmatrix $\boldsymbol{A}$) voll besetzt

$$\boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & A_{34} & A_{35} & A_{36} & A_{37} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{bmatrix}, \tag{9.29}$$

$$\boldsymbol{C} = \left[1, 0, 0, 0, \ldots\right] \tag{9.30}$$

mit

$$A_{31} = -\frac{c_\mathrm{F} R_\mathrm{M}}{J_\mathrm{R} L_\mathrm{M}}, \tag{9.31}$$

$$A_{32} = -\frac{{K_\mathrm{M}}^2 \ddot{u}_\mathrm{G}^2 + c_\mathrm{F} L_\mathrm{M}}{J_\mathrm{R} L_\mathrm{M}} - \frac{M_\mathrm{R} b R_\mathrm{M}}{J_\mathrm{R} L_\mathrm{M} \cosh\left(b\dot{\varphi}\right)^2} + \frac{2 L_\mathrm{M} M_\mathrm{R} b^2 \sinh\left(b\dot{\varphi}\right)}{J_\mathrm{R} L_\mathrm{M} \cosh\left(b\dot{\varphi}\right)^3} \ddot{\varphi}, \tag{9.32}$$

$$A_{33} = -\frac{M_\mathrm{R} b}{J_\mathrm{R}} \left(1 - \tanh^2\left(b\dot{\varphi}\right)\right) - \frac{R_\mathrm{M}}{L_\mathrm{M}}, \tag{9.33}$$

$$A_{34} = \frac{K_\mathrm{M} \ddot{u}_\mathrm{G}}{J_\mathrm{R} L_\mathrm{M}}, \tag{9.34}$$

$$A_{35} = -\frac{\ddot{\varphi}}{L_\mathrm{M}} - \frac{c_\mathrm{F}}{J_\mathrm{R} L_\mathrm{M}} \varphi - \frac{M_\mathrm{R}}{J_\mathrm{R} L_\mathrm{M}} \tanh\left(b\dot{\varphi}\right), \tag{9.35}$$

$$A_{36} = \frac{\ddot{u}_\mathrm{G}}{J_\mathrm{R} L_\mathrm{M}} (u + z) - \frac{2 K_\mathrm{M} \ddot{u}_\mathrm{G}^2}{J_\mathrm{R} L_\mathrm{M}} \dot{\varphi}, \tag{9.36}$$

$$A_{37} = -\frac{b}{J_\mathrm{R}} \left(1 - \tanh^2\left(b\dot{\varphi}\right)\right) \ddot{\varphi} - \frac{R_\mathrm{M}}{J_\mathrm{R} L_\mathrm{M}} \tanh\left(b\dot{\varphi}\right). \tag{9.37}$$

Die Berechnung des EKF-Algorithmus erfolgt sowohl in der Simulation als auch auf realer Testhardware zu diskreten Zeitpunkten $t = k\,T_0$ mit $k = 0, \ldots, n$. Eine analytische Integration ist in den meisten Fällen nicht realisierbar. Aus diesem Grund werden numerische Integrationsverfahren verwendet, in diesem Fall die Rechteckintegration nach EULER-CAUCHY, die trotz ihrer geringeren Genauigkeit in den meisten Fällen ausreichend ist und vor allem wegen ihrer einfachen Implementierbarkeit häufig Anwendung findet [Ada14]. Die Prädiktion der neuen Zustandschätzung ergibt sich aus

$$\hat{\boldsymbol{x}}_{k+1} = \hat{\boldsymbol{x}}_k + T_0 \boldsymbol{f}\left(\hat{\boldsymbol{x}}_k,\, u_k\right). \tag{9.38}$$

Entsprechend folgt für die diskrete JACOBI-Matrix (vgl. auch Abschnitt 8.5.1 zur zeitdiskreten Modellierung/Approximation)

$$\boldsymbol{A}_k = \boldsymbol{I} + T_0 \boldsymbol{A}. \tag{9.39}$$

Damit liegen alle für das EKF erforderlichen Ausdrücke vor. Die Initialisierung und Einstellung erfolgen wie in Abschnitt 4.2.3 beschrieben.

9.3.3 Regelung

Bild 9.28 zeigt die Struktur der Regelung, die als Zwei-Freiheitsgrad-Struktur ausgeführt ist und es somit erlaubt, das Führungs- sowie das Störverhalten unabhängig voneinander einzustellen. Die Vorsteuerung enthält ein Filter der Ordnung des Systems, das entsprechend des vorgegebenen Zeitverhaltens aus der Führungsgröße φ_w die gefilterte Solltrajektorie φ_s und deren Ableitungen $\dot{\varphi}_\mathrm{s}$, $\ddot{\varphi}_\mathrm{s}$ berechnet, die man im Vektor $\boldsymbol{x}_\mathrm{s}$ zusammenfasst.

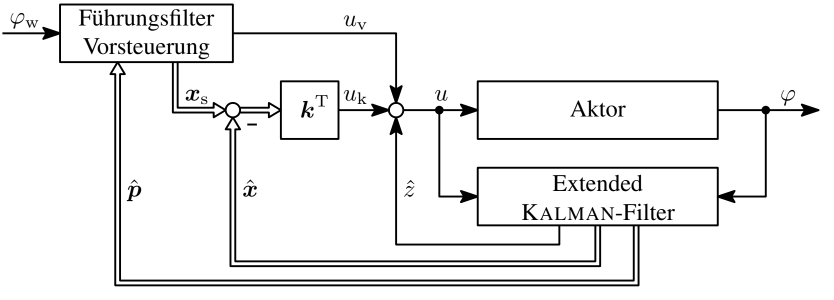


Bild 9.28 Struktur der Regelung

Durch Umstellen von Gl. (9.23) lässt sich die vorzusteuernde Stellgröße u_v in Abhängigkeit der Trakjektorien und der geschätzten Adaptionsparameter $\hat{\boldsymbol{p}}$ bestimmen:

$$\begin{aligned} u_\mathrm{v} = \frac{J_\mathrm{R} L_\mathrm{M}}{K_\mathrm{M} \ddot{u}_\mathrm{G}} \dddot{\varphi} + \frac{J_\mathrm{R} R_\mathrm{M}}{K_\mathrm{M} \ddot{u}_\mathrm{G}} \ddot{\varphi} + \frac{L_\mathrm{M} M_\mathrm{R} b}{K_\mathrm{M} \ddot{u}_\mathrm{G}} \left(1 - \tanh^2\left(b\dot{\varphi}\right)\right) \ddot{\varphi} \quad \ldots \\ + \frac{c_\mathrm{F} L_\mathrm{M}}{K_\mathrm{M} \ddot{u}_\mathrm{G}} \dot{\varphi} + K_\mathrm{M} \ddot{u}_\mathrm{G} \dot{\varphi} + \frac{M_\mathrm{R} R_\mathrm{M}}{K_\mathrm{M} \ddot{u}_\mathrm{G}} \tanh\left(b\dot{\varphi}\right) + \frac{R_\mathrm{M} c_\mathrm{F}}{K_\mathrm{M} \ddot{u}_\mathrm{G}} \varphi. \end{aligned} \tag{9.40}$$

Im Falle eines genauen Modells und bekannten Adaptionsparametern würde der Aktor der Trajektorie im gesteuerten Fall exakt folgen. Da dies mit realen Aktoren nicht zu erreichen ist, regelt im Rückwärtspfad die proportionale Zustandsrückführung $\boldsymbol{k}^\mathrm{T}$ die Abweichungen der geschätzten Zustände $\hat{\boldsymbol{x}}$ von den Solltrajektorien $\boldsymbol{x}_\mathrm{s} = [\varphi_\mathrm{s}, \dot{\varphi}_\mathrm{s}, \ddot{\varphi}_\mathrm{s}]^\mathrm{T}$ aus. Die Aufschaltung der geschätzten Störgröße $\hat{z}$ wirkt wie ein integrierender Regleranteil, sodass trotz unbekannter Störungen stationäre Genauigkeit sichergestellt ist.
Die Synthese der konstanten Zustandsrückführung $\boldsymbol{k}^\mathrm{T}$ soll analytisch per Polvorgabe erfolgen, für die eine lineare zeitinvariante Zustandsraumdarstellung erforderlich ist. Durch Vernach-

lässigen der nichtlinearen Terme kann man eine solche aus Gl. (9.25) ableiten:

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -\frac{c_{\mathrm{F}} R_{\mathrm{M}}}{J_{\mathrm{R}} L_{\mathrm{M}}} & -\frac{c_{\mathrm{F}}}{J_{\mathrm{R}}} - \frac{K_{\mathrm{M}}{}^2 \ddot{u}_{\mathrm{G}}^2}{J_{\mathrm{R}} L_{\mathrm{M}}} & -\frac{R_{\mathrm{M}}}{L_{\mathrm{M}}} \end{bmatrix}}_{\widetilde{\boldsymbol{A}}} \boldsymbol{x} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{K_{\mathrm{M}} \ddot{u}_{\mathrm{G}}}{J_{\mathrm{R}} L_{\mathrm{M}}} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{B}} u\,, \tag{9.41}$$

$$y = \underbrace{[1\,,0\,,0]}_{\boldsymbol{C}} \boldsymbol{x}\,. \tag{9.42}$$

Die Polvorgabe erfolgt anhand der zeitdiskreten Zustandsraumdarstellung

$$\boldsymbol{x}_{k+1} = \widetilde{\boldsymbol{A}}_{\mathrm{d}} \boldsymbol{x}_k + \boldsymbol{B}_{\mathrm{d}} u\,, \tag{9.43}$$

die in diesem Fall offline und damit exakt bestimmt werden kann (Erläuterung ab Seite 377):

$$\widetilde{\boldsymbol{A}}_{\mathrm{d}} = \mathrm{e}^{\widetilde{\boldsymbol{A}} T_0}\,, \tag{9.44}$$

$$\boldsymbol{B}_{\mathrm{d}} = \widetilde{\boldsymbol{A}}^{-1} (\widetilde{\boldsymbol{A}}_{\mathrm{d}} - \boldsymbol{I}) \boldsymbol{B}\,. \tag{9.45}$$

Die Zustandsrückführung nach ACKERMANN ergibt sich zu [Lun14b]

$$\boldsymbol{k}^{\mathrm{T}} = \boldsymbol{s}_{\mathrm{r}}^{\mathrm{T}} \left[a_0 \boldsymbol{I} + a_1 \widetilde{\boldsymbol{A}}_{\mathrm{d}} + a_2 \widetilde{\boldsymbol{A}}_{\mathrm{d}}^2 + \widetilde{\boldsymbol{A}}_{\mathrm{d}}^3 \right], \tag{9.46}$$

wobei $\boldsymbol{s}_{\mathrm{r}}^{\mathrm{T}}$ die letzte Zeile der inversen Steuerbarkeitsmatrix $\boldsymbol{Q}_{\mathrm{S}}$ (zur Steuerbarkeit vgl. Abschnitt 7.1.2)

$$\boldsymbol{s}_{\mathrm{r}}^{\mathrm{T}} = [0\,,0\,,1] \underbrace{\begin{bmatrix} \boldsymbol{B}_{\mathrm{d}} & \widetilde{\boldsymbol{A}}_{\mathrm{d}} \boldsymbol{B}_{\mathrm{d}} & \widetilde{\boldsymbol{A}}_{\mathrm{d}}^2 \boldsymbol{B}_{\mathrm{d}} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{Q}_{\mathrm{S}}}{}^{-1} \tag{9.47}$$

ist und die Parameter a_i die Koeffizienten des gewünschten charakteristischen Polynoms des geschlossenen Regelkreises sind.

9.3.4 Ergebnisse

Bild 9.29 zeigt exemplarisch simulierte Verläufe der Parameteradaption. Das EKF ist dabei mit Nominalparametern (20°C Raumtemperatur) initialisiert worden. Bereits nach kurzer Zeit konvergieren alle Parameter gegen stationäre Werte, die sehr gut mit den wahren übereinstimmen.

In Bild 9.30 ist schließlich der Einfluss der Parameteradaption auf das Zeitverhalten des geschlossenen Regelkreises zu sehen. In der linken Bildhälfte ist die Adaption deaktiviert, so dass die Zustandsschätzung und die Vorsteuerung anhand der Nominalparameter berechnet werden. Infolgedessen unterscheidet sich das Zeitverhalten für verschiedene Bauteiltemperaturen deutlich und weist für die maximale Temperatur einen Überschwinger auf, der insbesondere im Verlauf der Stellgröße sichtbar ist.

Die rechte Bildhälfte zeigt den gleichen Sprung mit identischer Einstellung von Regler und Beobachter, jedoch mit adaptierten Parametern. Die Verläufe der Position sind in diesem Fall

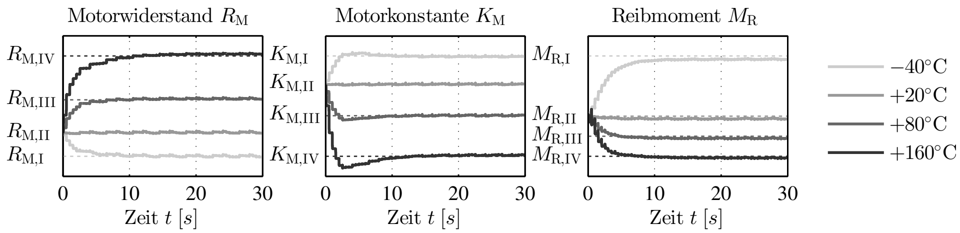


Bild 9.29 Adaption der temperaturabhängigen Parameter

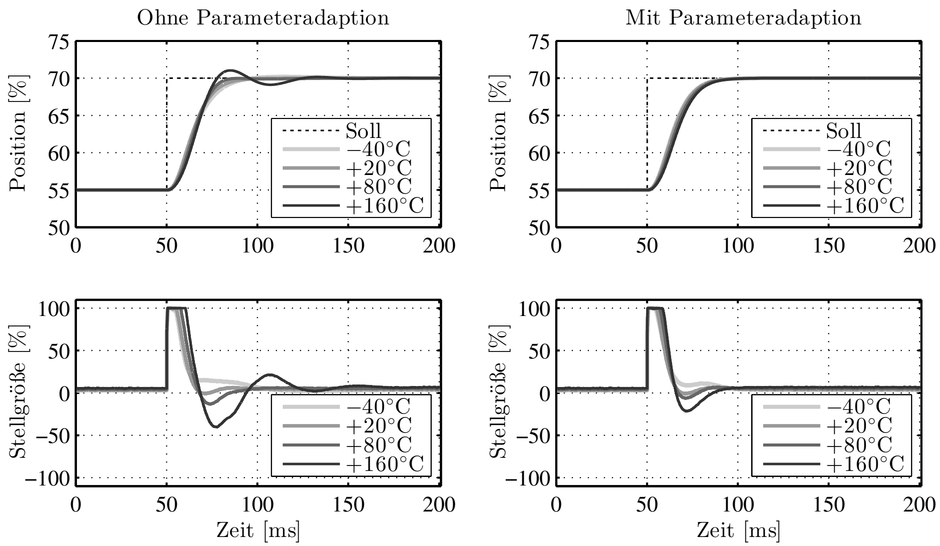


Bild 9.30 Vergleich zweier Sprungantworten *mit* (links) und *ohne* (rechts) Parameteradaption

nahezu identisch und weisen für keine Bauteiltemperatur einen Überschwinger auf. In den Verläufen der Stellgröße ist hingegen der größere Stellaufwand für hohe Temperaturen zu erkennen, der mit dem schwächer werdenden Antrieb zu begründen ist.

Durch die Online-Parameteradaption mithilfe des EKF ist es demnach möglich, einen großen Anteil der zeitvarianten Streckenanteile zu schätzen, so dass das Modell für die Berechnung der vorgesteuerten Stellgröße im Vorwärtspfad eine hohe Güte besitzt. Dadurch bleiben die Abweichungen der Zustände von ihren Trajektorien klein. Als Folge ist die an einem stark vereinfachtem System entworfene Zustandsrückführung ausreichend, um ein nahezu zeitinvariantes Verhalten des geschlossenen Regelkreises zu erzeugen. Somit kann auch bei stark variierenden Umgebungseinflüssen die in einem Kfz erforderliche Regelgüte trotz Verwendung eines einfachen Regelalgorithmus sichergestellt werden.

9.4 Deltaroboter mit PLCopen Funktionsbausteinen

Dr.-Ing. Johannes Kühn[1]*, Dipl.-Ing. Julian Öltjen*[2]*,*
[1]*Lenze Automation GmbH, Braunschweig*
[2]*Institut für Mechatronische Systeme, Leibniz Universität Hannover*

Um Maschinen schnell und effizient entwickeln zu können, ist es notwendig, standardisierte Software zu nutzen. Die Basis für nahezu alle Automatisierungsaufgaben stellt dabei die IEC 61131-3. In dieser über 20 Jahre alten Norm sind mehrere Programmiersprachen definiert. Darauf aufbauend wurden durch die PLCopen Organisation weitere Standardisierungen vorgenommen. Von besonderem Interesse für das dargestellte Beispiel sind die Arbeiten des PLCopen TC2 (Technical Comittees 2). Die von diesem Gremium spezifizierten Funktionsblöcke bilden die Grundlage für die Bewegungsführung komplexer Maschinen und werden von allen namhaften Steuerungsherstellern verwendet. Es sind beispielsweise Schnittstellen für Bewegungsfunktionen, wie MC_MoveAbsolut zur absoluten Positionierung einzelner Achsen, detailliert beschrieben. Es ist dadurch nicht nur möglich, Software wiederzuverwenden, sondern auch Wissen herstellerübergreifend aufzubauen, weiterzugeben und an Technikerschulen und Hochschulen zu lehren.

Grundsätzlich ist es im industriellen Umfeld von elementarer Bedeutung, dass eine Maschine ihre Aufgabe über Jahre zuverlässig erledigt. Die Anforderungen an die Automatisierungstechnik gehen somit über die reine Lösung der Aufgabe weit hinaus. Beispielsweise kann durch den Ausfall nur eines Elements einer Verpackungsmaschine die gesamte Produktion zum Stillstand kommen. Folglich müssen lange Gewährleistungs- und Servicekonzepte angeboten werden. Hier bildet die Standardisierung einzelner Module die Voraussetzung dafür, dass diese über Jahrzehnte kompatibel lieferbar sind. Ebenso wird die Reaktionszeit zur Fehlerbehebung durch Standardkomponenten erheblich beschleunigt.

Sicherlich verfügt jedes Maschinenbauunternehmen über eine ganze Reihe an Disziplinen, in denen die eigene Kompetenz die Qualität und Funktionalität der Produkte und Maschinen maßgeblich bestimmt. Demgegenüber stehen aber auch Aufgaben und Probleme, deren Lösungen für den Maschinentyp von untergeordneter Bedeutung sind. Hier können vorbereitete Softwarebausteine (z. B. Lenze FAST Technologiemodule) einen entscheidenden Kostenvorteil bringen, indem Software aus einem Technologiebaukasten zum Einsatz kommt.

Am Beispiel einer virtuellen Pralinenverpackungsanlage soll die Idee veranschaulicht werden. Wie in Bild 9.31 dargestellt, liefert ein Förderband das Stückgut – die Pralinen. Diese werden dann von einem Deltaroboter in vorgefertigte Verpackungen platziert. Weitere Förderbänder mit variabler Geschwindigkeit verändern die Abstände der Pralinenschachteln gezielt, damit im nachfolgenden Prozess des Folienbeklebens kein unnötiger Folienverschnitt auftritt. Auch beim anschließenden Verkleben werden Technologiemodule verwendet. Es gibt die Funktion des Abwickelns, das Verschweißen und einen walzenförmigen Querschneider.

Für die folgende Beschreibung werden wir auf die Pick&Place Zelle mit Deltaroboter detailliert eingehen. An diesem Modul soll verdeutlicht werden, dass das Potential der Verwendung vorbereiteter Lösungen weit über das Einsparen von Arbeitszeit hinausgehen kann. Die Voraussetzung für einen erfolgreichen Softwarebaukasten ist eine intuitive Bedienung und ein hohes Maß an Flexibilität. In diesem Fall können statt des Deltaroboters auch ein SCARA, Portal- oder

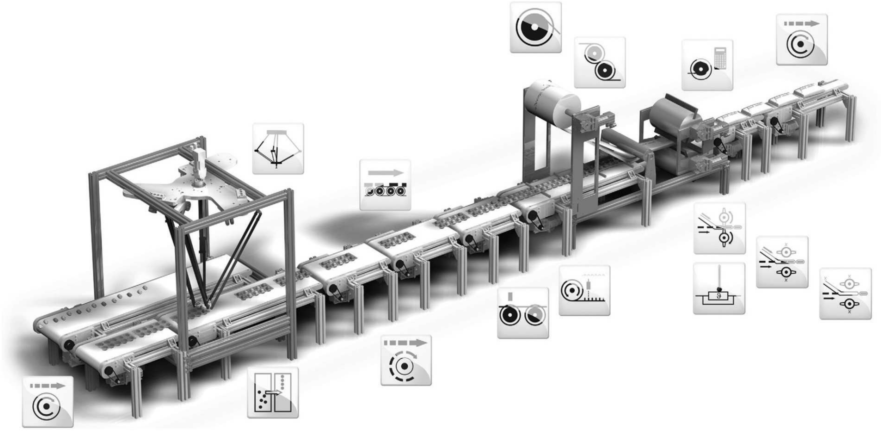


Bild 9.31 Schematische Darstellung einer Packstraße. Das Stückgut wird voll automatisiert in die Verpackungen sortiert und eingeschweißt. Dabei kommen vorbereitete Softwaremodule zum Einsatz. (Quelle: Lenze)

Knickarmroboter zum Einsatz kommen. Außerdem soll die Parametrierung der Kinematik und die Programmierung der Bahn nur wenige Stunden in Anspruch nehmen.

9.4.1 Aufbau der Pickerzelle mit Deltakinematik

Bild 9.32 zeigt eine detaillierte Darstellung des Deltapicker-Moduls. Die Lage des Stückgutes wird zunächst von einem Kamerasystem erfasst und an den Controller übermittelt. Daraufhin werden die einzelnen Objekte von einem Deltaroboter mit vier Freiheitsgraden aufgenommen und auf ein benachbartes Förderband transportiert. Dort werden sie in korrekter Position und Orientierung in ihre Verpackung abgelegt. Aufgrund der kontinuierlichen Fließbandbewegung kommt die zusätzliche Schwierigkeit hinzu, dass der Roboter beim Aufnehmen und Ablegen der Pralinen auf die Fördergeschwindigkeit aufsynchronisieren muss.
Für den physikalischen Aufbau bieten inzwischen verschiedene Unternehmen vollständige Robotermechaniken ohne Steuerungen an. Diese können mit Antriebstechnik und Steuerungssystemen anderer Hersteller kombiniert werden. Ist eine solche Anlage von Grund auf neu zu entwickeln und zu programmieren, so sind hierfür in der Regel mehrere Wochen einzuplanen. Stehen dem Anwender vorbereitete Softwarebibliotheken zur Berechnung kinematischer Transformationen, Funktionen zur Bahnplanung oder sogar Applikationsvorlagen zur Verfügung, kann die erforderliche Zeit zur Applikationsentwicklung und Inbetriebnahme hingegen deutlich reduziert werden. Der Einsatz industrieller Standards für Schnittstellen in der Automatisierungstechnik ermöglicht dabei sogar die Kombination von Softwarebausteinen unterschiedlicher Hersteller.

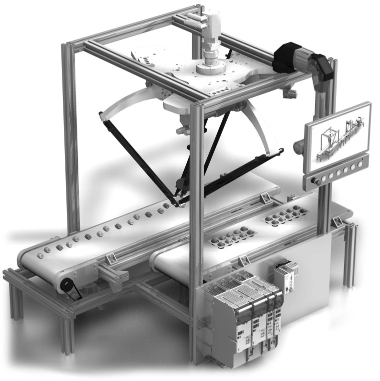


Bild 9.32 Darstellung einer Pickerzelle mit Deltaroboter, die ungeordnetes Stückgut sortiert. Im Vordergrund sind Umrichter, Controller und Bedienpanel zu sehen. (Quelle: Lenze)

9.4.2 Topologische Sicht auf die Automatisierungskomponenten

In der Automatisierungstechnik ist es üblich, Komponenten verschiedener Hersteller zu kombinieren. Durch weit verbreitete Industriestandards für mechanische Bauteile und Verbindungselemente ist dies gerade im Maschinenbau vollkommen selbstverständlich geworden. Beispielsweise ermöglichen normierte Gewindegrößen und Flanschmaße die herstellerübergreifende Kombination von Motoren und Getrieben.
Zur elektronischen Verschaltung von Automatisierungskomponenten gibt es neben den klassischen Schnittstellen, die auf digitalen und analogen Ein- und Ausgängen basieren, eine ganze Reihe häufig herstellerspezifischer Möglichkeiten. Mit diesen können beispielsweise analoge Sensoren angebunden werden. Eine Position entspricht dann einer Spannung (vgl. Abschnitt 3.3). Mit solchen sehr einfachen Schnittstellen ist der Aufbau komplexer Anlagen wie einer Pickerzelle allerdings sehr aufwendig und es ist schwierig, die notwendige Genauigkeit zu erreichen. Industrielle Feldbusse, wie sie in Abschnitt 5.4 beschrieben sind, erlauben hingegen eine höhere Performanz und damit auch Flexibilität. Derzeit werden viele der älteren Bussysteme wie CAN, Profibus oder Interbus von leistungsfähigeren, Ethernet-basierten Bussen wie EtherCAT, ProfiNET, EnternetIP ersetzt. Aufgrund des Fehlens eines einheitlichen Standards ist die Welt der Bussysteme jedoch nach wie vor sehr heterogen, weshalb im praktischen Alltag zahlreiche verschiedene Feldbussysteme zum Einsatz kommen.

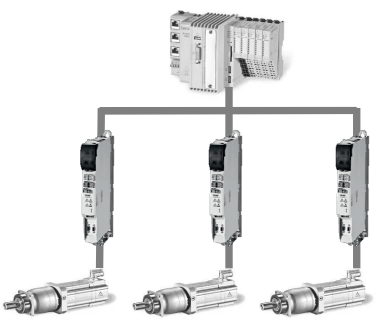


Bild 9.33 Topologie der elektrischen Komponenten eines dreiachsigen Antriebssystems mit übergeordnetem Controller

Bild 9.33 zeigt die Topologie dreier Antriebsregler (Servoumrichter), die über einen Feldbus mit einem Controller verbunden sind. Der dargestellte Controller verfügt über EtherCAT und eine Schnittstelle für Input/Output-Klemmen. Auf dem Controller wird die Roboterbahnplanung mit allen notwendigen Transformationen in Echtzeit berechnet. Die Sollwerte, z. B. Motorwinkel und -geschwindigkeit werden zyklisch von dem Controller auf die Servoumrichter übertragen, die mittels Motor- und Geberleitungen an die Motoren angeschlossen sind. In diesem Fall werden Synchronmotoren mit permanenterregten Läufern verwendet, wie sie in Abschnitt 2.1 beschrieben sind. Diese zeichnen sich durch ihr gutes Verhältnis von Drehmoment zu Massenträgheit aus. Aus diesem Grund können sie sehr große Winkelbeschleunigungen aufbringen, was sie besonders für den Einsatz in hoch performanten Automatisierungsanlagen wie der hier beschriebenen Pickerzelle prädestiniert. Die Motoren verfügen üblicherweise über einen fest im Gehäuse integrierten Rotorlagegeber, der vom Servoumrichter für die Lageregelung ausgewertet wird. Ebenfalls dargestellt sind an die Motoren angeflanschte Getriebe. Für Robotikanwendungen werden häufig spezielle Bauformen wie vorgespannte Planeten- oder Harmonic-Drive-Getriebe mit minimalem Getriebespiel verwendet, da typischerweise sehr hohe Anforderungen an die Wiederholgenauigkeit gestellt werden.

9.4.3 Regelung von Servomotoren

Die feldorientierte Regelung ist mittlerweile zum Standard für den Betrieb von Servomotoren geworden [Bla73]. Hierbei wird der drehmomentbildende Strom geregelt, während sich die Verteilung des tatsächlichen Stroms in den Motorphasen aus der Stellung des Rotors ergibt. Damit besteht die Möglichkeit das Drehmoment direkt zu regeln. Bei Servoantrieben geschieht dies üblicherweise mittels einer kaskadierten Architektur, wie sie in Abschnitt 8.2.2 sowie im Beispiel 9.1 ausführlich beschrieben ist. Der Stromregler bildet, wie in Bild 9.34 dargestellt, den innersten Kreis und erhält seine Sollwerte vom Drehzahlregler. Dieser wird wiederum vom Winkelregler umschlossen. Die Dynamik der Kaskade nimmt von innen nach außen ab.
Meist werden alle Kreise auf dem Servoumrichter geschlossen. Da dort jedoch häufig nicht ausreichend Rechenleistung zur Verfügung steht, um komplexe Verfahren zu implementieren, kann es sinnvoll sein, einzelne Regelkreise erst auf dem über einen Feldbus angeschlossenen Controller zu schließen. Dafür muss der Feldbus eine entsprechend hohe Taktrate ermöglichen. Mithilfe moderner Feldbusse wie beispielsweise EtherCAT ist dies zumindest für die äußeren Kreise für Sollwinkel ($0,250-1,0\,\mathrm{kHz}$) und Solldrehzahl ($4,0-8,0\,\mathrm{kHz}$) umsetzbar.
Um den Regler zu entlasten und damit den Regelfehler zu minimieren ist es zudem sinnvoll, eine Vorsteuerung einzusetzen. Üblich ist die Vorsteuerung von Solldrehzahl und -drehmoment in den jeweiligen Schleifen. Während die Berechnung der Geschwindigkeit trivial ist und auch im Servoumrichter berechnet werden kann, ist für das Drehmoment ein aufwendigeres, mathematisches Modell der inversen Dynamik zu bemühen (vgl. Abschnitt 9.4.5). Das Eingangssignal des innersten Regelkreises setzt sich dann aus dem Ausgang des Drehzahlreglers und den vorgesteuerten Antriebsmomenten zusammen.

9.4.4 Kinematik des Deltaroboters

Der kinematische Struktur des klassischen Deltaroboters wurde bereits Anfang der 1980er Jahre von Reymond Clavel im Rahmen seiner 1991 veröffentlichten Dissertation entwi-

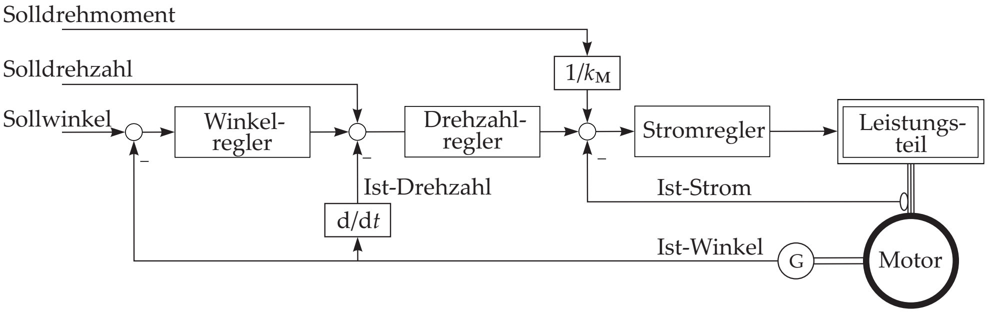


Bild 9.34 Schematische Darstellung der kaskardierten Regelung eines Servoumrichters mit Vorsteuerung für Drehzahl und Drehmoment (k_M steht für die Motorkonstante).

ckelt [Cla91]. Das System wird seither in verschiedenen Variationen vorrangig in der Verpackungsindustrie für Pick&Place Aufgaben mit sehr hohen Geschwindigkeiten eingesetzt. Aufgrund seiner parallelkinematischen Struktur kann der Roboter leicht ausgelegt werden, während gleichzeitig hohe Anforderungen an Steifigkeit und Genauigkeit erfüllt bleiben. Dies liegt in erster Linie daran, dass die Motoren gestellfest montiert sind. Als weiterer Vorteil zeigt sich, dass die für parallelkinematische Maschinen (PKM) typischen Kraftsingularitäten innerhalb des Arbeitsraumes hier konstruktionsbedingt nicht auftreten. Singuläre Stellungen beschränken sich auf den Rand des Arbeitsraumes, der durch die Strecklage mindestens einer kinematischen Kette definiert wird.
Der mechanische Aufbau des Deltaroboters ist in Bild 9.35 dargestellt. Drei fest mit der Basisplattform verbundene Motoren sind auf einem Kreis mit dem Radius r_0 angeordnet. Im Mittelpunkt dieses Kreises befindet sich der Ursprung des Inertialkoordinatensystems $(KS)_0$, dessen z-Achse orthogonal zur Kreisebene ausgerichtet ist. Die x- und y-Achse liegen folglich in der Kreisebene, wobei die x-Achse auf den ersten Antrieb ausgerichtet ist und die y-Achse aus der Konvention eines Rechtssystems resultiert. Jeder Motor bewegt jeweils einen Kniehebel der Länge l_1, der über ein Parallelogramm der Länge l_2 durch sphärische Lager mit der Endeffektorplattform verbunden ist. Die Parallelogrammkonstruktion bewirkt eine kartesische Zwangsführung der Endeffektorplattform, die lediglich translatorische Bewegungen in drei Raumrichtungen zulässt. Üblicherweise wird an der Endeffektorplattform ein für Pick&Place Aufgaben typisches Werkzeug, z. B. ein pneumatischer Sauger oder ein mechanischer Greifer befestigt. Letzterer erfordert bei nicht rotationssymmetrischen Werkstücken einen zusätzlichen Freiheitsgrad um die z-Achse. Dieser wird in der Regel durch eine Erweiterung der Struktur um eine von einem vierten Motor angetriebene, kardangelagerte Teleskopstange erfüllt. Der zusätzliche Freiheitsgrad ist jedoch unabhängig von der übrigen kinematischen Struktur und hat daher keinen Einfluss auf die Komplexität der Transformationsgleichungen der direkten und inversen Kinematik. Diese für den Betrieb eines Roboters erforderliche Berechnung beschreibt, wie in Abschnitt 6.1.5 dargestellt, den Zusammenhang zwischen den Gelenkkoordinaten $\boldsymbol{q}$ und den Umweltkoordinaten $\boldsymbol{x}$ eines Roboters. Soll der Endeffektor des Roboters in eine bestimmte Lage gebracht werden, müssen mithilfe der **inversen Kinematik** die zugehörigen Motorwinkel ermittelt werden. Zur Bestimmung der aktuellen Lage des Endeffektors muss diese wiederum aus den Motorwinkeln berechnet werden (**direkte Kinematik**), da meist lediglich antriebsseitige Sensorik zur Verfügung steht und keine direkte Erfassung der Lage des Endeffektors stattfindet. Folglich muss ein PLCopen Softwarebaukasten für Robotersysteme

entsprechende Funktionsbausteine zur Verfügung stellen. Nachstehend ist die Herleitung der kinematischen Transformationen des Deltaroboters dargestellt, wie sie im hier beschriebenen Softwaremodul enthalten sind.

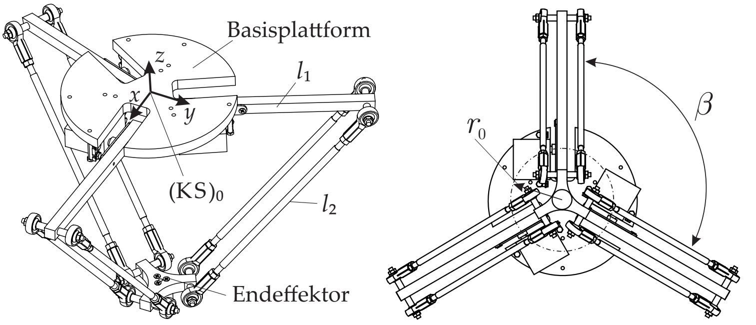


Bild 9.35 Kinematische Struktur des Deltaroboters (*links*) mit Ansicht von unten (*rechts*) bei horizontal ausgerichteten Kniehebeln [OKO15].

Inverse Kinematik

Zur mathematischen Beschreibung der Struktur einer PKM mit geschlossenen kinematischen Ketten werden zunächst die Freiheitsgrade sämtlicher aktiver und passiver Gelenke in einem Vektor

$$\boldsymbol{q} = \left[\varphi_{11}, \varphi_{12}, \varphi_{13}, \varphi_{21}, \varphi_{22}, \varphi_{23}, \varphi_{31}, \varphi_{32}, \varphi_{33}\right]^{\mathrm{T}} \tag{9.48}$$

zusammengefasst. Dabei stellen die ersten drei Elemente die aktiven Gelenkkoordinaten

$$\boldsymbol{q}_{\mathrm{a}} = \left[\varphi_{11}, \varphi_{12}, \varphi_{13}\right]^{\mathrm{T}} \tag{9.49}$$

dar. Die Winkel φ_{2i} und φ_{3i} $(i = 1..3)$ beschreiben die Orientierung der Parallelogramme. Wie bei PKM üblich, werden für die kinematischen Gleichungen als Minimalkoordinaten $\boldsymbol{\lambda}$ die kartesischen Bewegungsfreiheitsgrade

$$\boldsymbol{\lambda} = \boldsymbol{x}_{\mathrm{E}} = \left[x, y, z\right]^{\mathrm{T}} \tag{9.50}$$

verwendet. Zur Bestimmung der kinematischen Zwangsbedingungen wird zunächst jede der drei kinematischen Ketten bezogen auf ein eigenes Koordinatensystem (KS)$_i$ beschrieben, dessen Achse y_i die Rotationsachse des Antriebs i darstellt. Für die Antriebskoordinaten $\boldsymbol{q}_{\mathrm{a}} = \boldsymbol{0}$ sind die Kniehebel in der horizontalen xy-Ebene des (KS)$_0$ ausgerichtet (vgl. Bild 9.35). Zur Beschreibung der kinematischen Zwangsbedingungen wird entsprechend Bild 9.36 für jede kinematische Kette zunächst ein Vektorzug

$${}_{(i)}\boldsymbol{r}_{0E,i} = {}_{(i)}\boldsymbol{r}_{0A,i} + {}_{(i)}\boldsymbol{r}_{AB,i} + {}_{(i)}\boldsymbol{r}_{BC,i} + {}_{(i)}\boldsymbol{r}_{CE,i} \tag{9.51}$$

im jeweiligen Koordinatensystem (KS)$_i$ erstellt. Dieser ergibt sich mithilfe der bereits definierten Winkel zu

$${}_{(i)}\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = r_0 \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + l_1 \begin{bmatrix} \cos(\varphi_{1i}) \\ 0 \\ \sin(\varphi_{1i}) \end{bmatrix} + l_2 \begin{bmatrix} \cos(\varphi_{3i})\cos(\varphi_{1i}+\varphi_{2i}) \\ \sin(\varphi_{3i}) \\ \cos(\varphi_{3i})\sin(\varphi_{1i}+\varphi_{2i}) \end{bmatrix} + r_E \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{9.52}$$

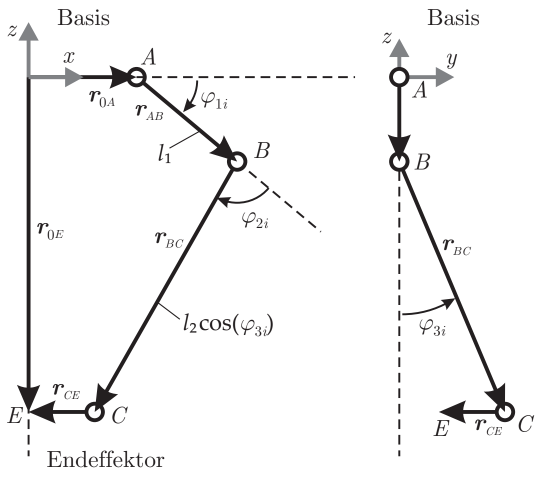


Bild 9.36 Vereinfachte Darstellung einer kinematischen Kette des Deltaroboters mit Winkeldefinitionen. links: xz-Ebene, rechts: $\boldsymbol{r}_{BC}y$-Ebene

bzw. durch $\Delta r = r_0 - r_E$ zu

$$\begin{bmatrix} x-\Delta r \\ y \\ z \end{bmatrix}_{(i)} - l_1 \begin{bmatrix} \cos(\varphi_{1i}) \\ 0 \\ \sin(\varphi_{1i}) \end{bmatrix} = l_2 \begin{bmatrix} \cos(\varphi_{3i})\cos(\varphi_{1i}+\varphi_{2i}) \\ \sin(\varphi_{3i}) \\ \cos(\varphi_{3i})\sin(\varphi_{1i}+\varphi_{2i}) \end{bmatrix}. \tag{9.53}$$

Durch Quadrieren der Gleichung lassen sich die passiven Winkel eliminieren:

$$l_2^2 = \left(x_i - \Delta r - l_1\cos(\varphi_{1i})\right)^2 + y_i^2 + \left(z_i - l_1\sin(\varphi_{1i})\right)^2. \tag{9.54}$$

Die inverse kinematische Transformation ergibt sich nun, indem Gleichung 9.54 ausmultipliziert

$$\underbrace{2\Delta r\, x_i - x_i^2 - y_i^2 - z_i^2 - \Delta r^2 - l_1^2 + l_2^2}_{r_i} = \underbrace{2l_1(x_i - \Delta r)}_{s_i}\cos(\varphi_{1i}) + \underbrace{2l_1 z_i}_{t_i}\sin(\varphi_{1i}) \tag{9.55}$$

und unter Zuhilfenahme der Hilfsgrößen r_i, s_i und t_i nach den Antriebswinkeln φ_{1i} aufgelöst wird:

$$\varphi_{1i} = \arctan\left(\frac{r_i t_i \mp s_i \operatorname{sign}(t_i)\sqrt{s_i^2 + t_i^2 - r_i^2}}{r_i s_i \pm |t_i|\sqrt{s_i^2 + t_i^2 - r_i^2}}\right). \tag{9.56}$$

Es lässt sich leicht erkennen, dass diese Transformation mehrdeutig ist, da für jede kinematische Kette zwei Lösungen je Endeffektorposition existieren.

Direkte Kinematik

Auch wenn die meisten Applikationen im Taskspace, in diesem Fall also im kartesischen Umweltkoordinatensystem definiert und programmiert werden, ist für den Betrieb einer Robotersteuerung die mathematische Beschreibung des direkten kinematischen Problems erforderlich. Wie oben erwähnt, sind der Robotersteuerung in der Regel lediglich Informationen über

die Winkelstellung der Antriebe zugänglich. Zur Bewegungsführung muss jedoch zusätzlich die daraus resultierende Lage des Endeffektors ermittelt werden, um sicherzustellen, dass dieser dem geforderten Pfad folgt.
Da bei PKM lediglich die aktiven Gelenkkoordinaten sensorisch erfasst werden und im Allgemeinen keine Informationen bzgl. der passiven Gelenke vorliegen, ist das direkte kinematische Problem bei PKM in der Regel wesentlich komplexer als die inverse kinematische Transformation. Außerdem existieren meist mehrere Lösungen, wobei jede Lösung einer (Montage-)Konfiguration entspricht. Dies sind unterschiedliche Konfigurationen einer Kinematik, die nicht ineinander überführt werden können. Beim hier behandelten Deltaroboter kann der Endeffektor beispielsweise bei gleichem $\boldsymbol{q}_\mathrm{a}$ sowohl über als auch unter der Basisplattform montiert werden. Daher wird häufig auf eine iterative Berechnung mithilfe der differentiellen Kinematik, bzw. der JACOBI-Matrix zurückgegriffen (vgl. Abschnitt 6.1.6). Aufgrund der speziellen Struktur des Deltaroboters kann für die direkte Kinematik stattdessen ein geometrischer Ansatz angewendet werden [Cla91]. Um eine analytische Lösung zu erhalten, werden die geometrischen Zwangsbedingungen (Gl. 9.54) als Kugeln mit dem Radius l_2 um die Endpunkte B der Kniehebel aufgefasst. Die Schnittpunkte der drei Kugeln ergeben die Lösungen der direkten Kinematik.

9.4.5 Inverse Dynamik des Deltaroboters

Um den Regler zu entlasten und damit die Genauigkeit des Gesamtsystems zu verbessern, bietet es sich an, Kräfte und Momente vorzusteuern (vgl. Abschnitt 9.4.3). Wie für die kinematischen Transformationen muss ein Softwarebaustein zur Berechnung der inversen Dynamik bereitgestellt werden, der die resultierenden Antriebsmomente $\boldsymbol{\tau}_\mathrm{a}$ ermittelt. Folglich ist, entsprechend Abschnitt 6.2, das inverse dynamische Problem zu lösen, um die allgemeine Bewegungsgleichung

$$\boldsymbol{\tau} = \boldsymbol{M}(\boldsymbol{\lambda})\ddot{\boldsymbol{\lambda}} + \boldsymbol{c}(\boldsymbol{\lambda}, \dot{\boldsymbol{\lambda}}) + \boldsymbol{g}(\boldsymbol{\lambda}) \tag{9.57}$$

des Mehrkörpersystems mit der Massenmatrix $\boldsymbol{M}(\boldsymbol{\lambda})$, den Zentrifugal- und CORIOLIS-Termen $\boldsymbol{c}(\boldsymbol{\lambda}, \dot{\boldsymbol{\lambda}})$ und dem Einfluss der Gravitation $\boldsymbol{g}(\boldsymbol{\lambda})$ zu erhalten. In diesem Fall gilt für die Minimalkoordinaten, wie bereits erwähnt, $\boldsymbol{\lambda} = \boldsymbol{x}_\mathrm{E}$. Entsprechend resultieren die für die Berechnung von Gleichung 9.57 erforderlichen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen aus den zeitlichen Ableitungen der Minimalkoordinaten $\dot{\boldsymbol{\lambda}} = \dot{\boldsymbol{x}}_\mathrm{E}$ sowie $\ddot{\boldsymbol{\lambda}} = \ddot{\boldsymbol{x}}_\mathrm{E}$. Folglich stellt $\boldsymbol{\tau}$ auch nicht die Antriebsmomente $\boldsymbol{\tau}_\mathrm{a}$ der Motoren, sondern virtuelle, auf den Endeffektor wirkende Kräfte $\boldsymbol{F}$ in Richtung der kartesischen Koordinatenachsen dar. Diese können jedoch mithilfe der JACOBI-Matrix (Invertierbarkeit vorausgesetzt)

$$\boldsymbol{J} = \left(\frac{\partial \boldsymbol{q}_\mathrm{a}}{\partial \boldsymbol{x}_\mathrm{E}}\right)^{-1} \tag{9.58}$$

auf die Antriebsachsen projiziert werden:

$$\boldsymbol{\tau}_\mathrm{a} = \boldsymbol{J}^\mathrm{T}\boldsymbol{\tau}. \tag{9.59}$$

Grundsätzlich stellt sich in der praktischen Anwendung auch heute noch das Problem der begrenzten Rechenkapazität, da neben der Sollwertberechnung der Großteil der verfügba-

ren Ressourcen für die Applikation reserviert ist. Für die effektive Umsetzung einer modellbasierten Vorsteuerung ist es daher wichtig, das Dynamikmodell weitestmöglich zu reduzieren. Häufig können einzelne massebehaftete Komponenten einer nichtlinearen Kinematik in der Modellrechnung vernachlässigt werden, wenn ihr Einfluss auf die zur Bewegung erforderlichen Antriebsmomente klein ist. Bezüglich der Deltakinematik wurde beispielsweise in [Cod98] gezeigt, dass der Einfluss der Geometrie der Parallelogrammstreben vernachlässigbar ist, wenn deren Masse im Modell auf Kniehebel und Endeffektorplattform aufgeteilt wird. Für den Ersatzträgheitstensor wird die Masse der Parallelogrammstreben zu einem Drittel auf eine Punktmasse am Endpunkt B der Kniehebel und zu zwei Dritteln auf den Schwerpunkt der Endeffektorplattform übertragen. Für die Berechnung der Gravitationskräfte wird jeweils die Hälfte verwendet. Auf diese Weise können die komplexen Bewegungen der Parallelogramme vernachlässigt und damit der Rechenaufwand erheblich reduziert werden.
Neben den bewegten Massen stellt, wie bei allen Kinematiken, der Energieverlust durch Reibung einen wesentlichen Anteil der aufzubringenden Antriebsmomente dar und kann, abhängig von Getriebeübersetzung und bewegter Masse, den Einfluss der Trägheit sogar weit übertreffen. PKM weisen im Vergleich zu seriellen Roboterkinematiken typischerweise eher niedrige Getriebeübersetzungen und damit auch geringere Reibungsverluste im Antriebsstrang auf. Durch eine niedrige Massenträgheit fallen dafür Reibungsverluste in passiven Gelenken und die innere Dämpfung stärker ins Gewicht. Je nach Bauform und Getriebe kann in der Regel eine einfache, geschwindigkeitsproportionale Reibkennlinie verwendet werden. Wird ein komplexeres Reibmodell benötigt, macht sich dies in der Regel durch Ruckeln und hohe Schleppfehler bei niedrigen Geschwindigkeiten und Anfahrvorgängen schnell bemerkbar. In diesen Fällen ist es ratsam, das Reibmodell um das Losbrechmoment zu erweitern. Dabei sollte anstelle des klassischen COULOMB'schen Reibmodells eine stetig differenzierbare Funktion als Ansatz gewählt werden, um Sprünge in der Momentenvorgabe zu vermeiden (vgl. Abschnitt 9.3).

9.4.6 Aufbau der Software mit PLCopen

Die hier vorgestellte Pickerzelle basiert auf einem vorbereiteten Softwarebaustein (Technologiemodul). Die Applikation kann damit zeitsparend und effizient erstellt werden, da Basistechnologien wie Kinematik, Dynamik und Bahnplanung bereits als fertige Funktionen vorliegen. Damit wird die Entwicklung wirtschaftlicher und es steht somit mehr Zeit für die Prozessoptimierung zur Verfügung [OEK+12]. Bild 9.37 zeigt die übergeordnete Architektur eines solchen modular aufgebauten Systems. Die Softwarestruktur auf dem Controller ist in zwei Ebenen dargestellt. Die Geräteebene enthält hardwarenahe Funktionen und Parameter wie das EtherCAT Feldbus-Protokoll oder Motordaten, aber auch die kinematischen Transformationen und Bahnplanungsfunktionen. Diese werden vom Anwender nicht direkt aufgerufen, sondern über Funktionen der Applikationsebene angesprochen. Es ist zu sehen, dass neben den Basistechnologien auch die eigentliche Anwendung als Modul in der Applikationsebene eingebunden ist. In diesem Fall handelt es sich um ein Pick&Place-Technologiemodul. Dieses enthält neben administrativen Funktionen wie Ein- und Ausschaltvorgänge oder Referenzfahrten auch für Pick&Place Applikationen typische Bewegungsabläufe. Um diese Funktionen zu nutzen, muss der Anwender das Technologiemodul parametrieren und in seinen Programmablauf einbinden. Die Parameter umfassen die notwendigen Geometriedaten der Kinematik sowie Massen, Schwerpunkte und Trägheiten für die Kinetik und maximal zulässige Geschwindigkeiten, Beschleunigungen und Rücke für die Bahnplanung. Zur Einbindung in eine Produktionsanla-

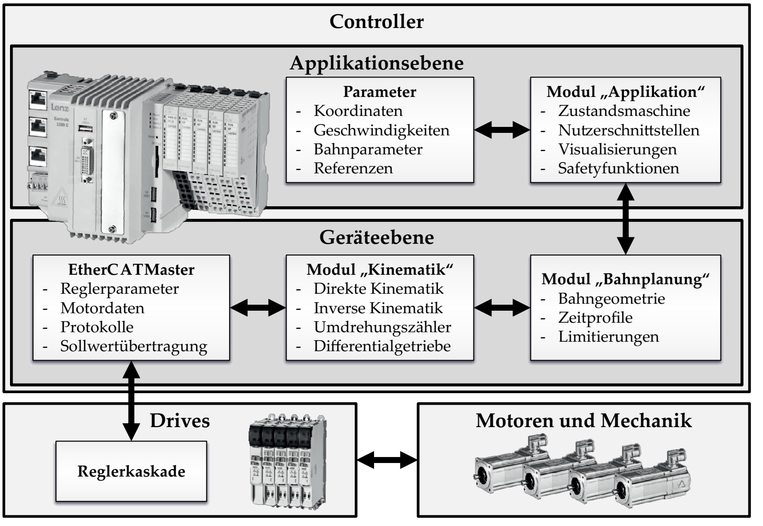


Bild 9.37 Der Aufbau einer Pick&Place-Applikation mit Funktionsbausteinen. Die Programmierung erfolgt durch Verschaltung und Parametrierung vorbereiteter Softwaremodule.

ge kann das Programm zusätzlich durch eigene Software ergänzt werden, um die Pickerzelle beispielsweise an eine Leitsteuerung oder andere Maschinenelemente anzubinden. Ist eine Aufgabe sehr speziell, besteht weiterhin die Möglichkeit, Funktionen manuell zu erstellen. So kann beispielsweise die standardisierte Bahnplanungsfunktion ersetzt oder erweitert werden, um optimierte, systemangepasste Bahnen zu generieren [OKO15].

Technologiemodule sind intern aus Funktionsbausteinen nach der anfangs erwähnten PLCopen Spezifikation aufgebaut. Diese gibt die äußere Erscheinung der Funktionsbausteine vor, während die eigentliche, dahinterliegende Funktion herstellerspezifisch gelöst wird. So wird ein allgemeiner Workflow zur Programmierung von Motionapplikationen erreicht, der bei allen PLCopen konformen Steuerungssystemen gleich ist. Beispielsweise können Bewegungsabläufe aus standardisierten Bewegungssegmenten durch die Verschaltung mehrerer Funktionsbausteine zusammengesetzt werden.

In Bild 9.38 wird das Prinzip der Programmierung mit PLCopen anhand eines kurzen Programmbeispiels in der Programmiersprache Continuous Function Chart (CFC) der IEC 61131-3 verdeutlicht.

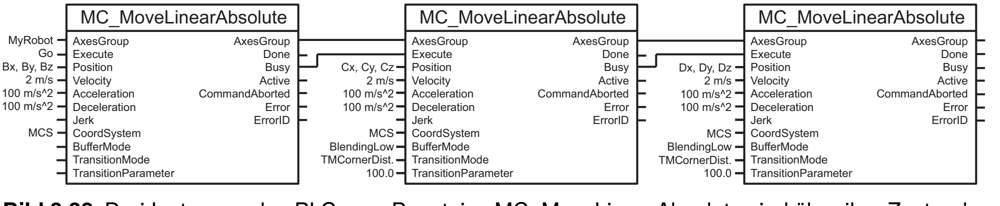


Bild 9.38 Drei Instanzen des PLCopen Bausteins MC_MoveLinearAbsolute sind über ihre Zustandsausgänge verschaltet.

Es wird das in Bild 9.39 dargestellte Bewegungsprofil zum Transport von Stückgut zwischen verschiedenen Fördersystemen aus drei PLCopen Funktionsbausteinen erzeugt. Der erste Baustein beauftragt das Abheben von der Startposition ($A \to B$). Der Zweite bewegt den Greifer zum Ziel ($B \to C$) und der Dritte setzt das transportierte Objekt ab ($C \to D$).

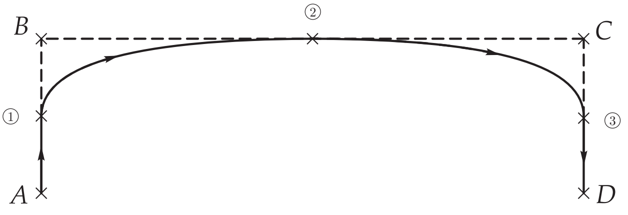


Bild 9.39 Drei lineare Bewegungssegmente mit verschliffenen Ecken bilden eine typische Bewegung für Pick&Place-Applikationen.

Der verwendete Baustein MC_MoveLinearAbsolute erzeugt eine geradlinige Bewegung des Endeffektors im kartesischen Arbeitsraum eines Roboters. Er besitzt Eingänge, die zur Beauftragung und Parametrierung der Bewegung verwendet werden, sowie Ausgänge, die den aktuellen Status wiedergeben. Die Bausteine sind über diese Ein- und Ausgänge so verknüpft, dass sie aktiviert werden (**Execute**), sobald der jeweils vorhergehende in der Auführung (**Busy**) ist. Auf diese Weise starten die Funktionsbausteine jeweils zum richtigen Zeitpunkt. Der Übergang zwischen den einzelnen Bewegungssegmenten wird über den Eingang **BufferMode** definiert. Außerdem erhält jeder Baustein verschiedene Parameter, die unter anderem die Zielkoordinaten, die gewünschte Bahngeschwindigkeit oder, wie hier dargestellt, eine geometrische Verrundung (Verschliff) definieren. Werden die Verschliffsegmente so bestimmt, dass die geometrischen Übergänge zwischen den einzelnen Bewegungssegmenten C^2-stetig, also stetig bis zur zweiten Ableitung sind, muss die Bewegung an diesem Übergängen nicht gestoppt werden. Die mathematische Umsetzung, beispielsweise durch ein Polynom fünfter Ordnung, ist dabei im Funktionsbaustein enthalten. Bei der Programmierung muss lediglich ein Parameter angegeben werden, der den möglichen Verschliffradius um die parametrierten Zielkoordinaten begrenzt.

9.4.7 Fazit

Es gibt eine Reihe von Standards in der Automatisierungstechnik, die es ermöglichen, komplexe Roboterkinematiken in kurzer Zeit in Betrieb zunehmen. Dabei kommen vorgefertigte Technologiemodule zum Einsatz, um den Implementierungsaufwand zu minimieren. Ein Beispiel für einen solchen Softwarestandard ist die von führenden Steuerungsherstellern geschaffene PLCopen Spezifikation.

Mit einer nach diesem Standard erstellten Softwarebibliothek ist es möglich, Bewegungsprofile für komplexe Roboterkinematiken mit wenigen Funktionsaufrufen zu programmieren. Ebenso ist die Berechnung der Kinematik und Kinetik hinterlegt. Da die einzelnen Funktionsmodule durch standardisierte Schnittstellen miteinander verbunden werden, kann eigener Quellcode mit fertigen Technologiemodulen kombiniert werden oder diese sogar ersetzen. Somit obliegt es dem Programmierer, ob er fertige Module verwendet, oder die vollständige Applikation selbst implementiert.

Die Verwendung von Standards ist längst auch in der Software etabliert und für eine effiziente

Entwicklung unumgänglich. Der Aufbau einer neuen Anlage ist ohne die Verwendung standardisierter Softwaremodule nicht rentabel.

9.5 Visual Servoing zur mechanischen Unkrautregulierung mit einem Feldroboter

M. Eng. (FH) A. Michaels und Prof. Dr.-Ing. A. Albert, DEEPFIELD Robotics, Robert Bosch Start-Up GmbH

Der folgende Beitrag befasst sich mit der mechanischen Unkrautregulierung mit Hilfe eines Feldroboters. Der Fokus liegt dabei auf einer Kamera-basierten Führung eines Werkzeugs, die man in diesem Zusammenhang **Visual Servoing** nennt [Cor11]. In der industriellen Automatisierung mit ihren angepassten Umgebungsbedingungen ist Visual Servoing bereits häufiger im Einsatz. Mit der Entwicklung des Marktes für Serviceroboter wird diese Technologie, nicht zuletzt begünstigt durch die stetige Entwicklung der Rechner- und Kameratechnik, zunehmend an Bedeutung gewinnen.
Es findet hier eine Einführung in diese Technologie statt. Ferner werden weitere Aspekte beleuchtet, um Visual Servoing auch unter unstrukturierten, rauen Umgebungsbedingungen durchführen zu können.

Motivation: Der Einsatz von Feldrobotern liefert zukünftig einen Beitrag zu einer nachhaltigen Landwirtschaft mit einem gezielten und schonenden Einsatz von Ressourcen (z. B. hinsichtlich der Verwendung von Pflanzenschutzmitteln oder Dünger) [Bla07, BDLC09]. Die konkrete Anwendung in diesem Beispiel ist der biologische Anbau von Möhren. Da bei diesem der Einsatz von Herbiziden verboten ist, erfolgt die Unkrautregulierung heute überwiegend per Handarbeit. Der Arbeitsaufwand beträgt dabei 100 bis 300 h/ha. Der Zeitraum der Unkrautregulierung konzentriert sich auf die frühe Wachstumsphase der Pflanze und ist somit stark begrenzt. Daher sind die Landwirte häufig mit dem Problem konfrontiert, ausreichend Personal für diese kurze, aber arbeitintensive Phase zu finden. Eine mögliche Lösung des Problems ist die Automatisierung der Unkrautregulierung durch den Einsatz von Feldrobotern [AB02, MSLD13]. Die unstrukturierte Umgebung sowie die Genauigkeits- und Geschwindigkeitsanforderungen stellen dabei hohe Anforderungen, sowohl an die Navigation des Feldroboters als auch auch an die (mobile) Manipulation zur Unkrautregulierung.

Lösungskonzept: Im Rahmen öffentlich geförderter Projekte entstand der Feldroboter *BoniRob*® [RBD+09, WB10, MAHG13], der im Hinblick auf die Unkrautregulierung mit einem parallel-kinematischen Manipulator („Delta-Roboter“) ausgestattet wurde (vgl. Bild 9.40 rechts und das ausführliche Beispiel in Abschnitt 9.4). In der in Kapitel 6 eingeführten Nomenklatur stellt ein solcher Manipulator eine **geschlossene kinematische Kette** dar. Den Endeffektor bildet ein Werkzeug zur mechanischen Unkrautregulierung mit einer Kamera (K_VS). Die Anordnung der Kamera am Endeffektor zur Führung des Werkzeugs nennt man beim Visual Servoing **eye-in-hand system**. Für die zuvor benötigte Unkrauterkennung ist eine weitere Kamera (K_PK) fest am Feldroboter montiert, die einerseits Nutzpflanzen von Unkräutern unterscheidet und zum anderen die erkannten Objekte in einer Karte abspeichert [HMBO14]. Tabelle 9.1 beschreibt die Baugruppen von *BoniRob*®.

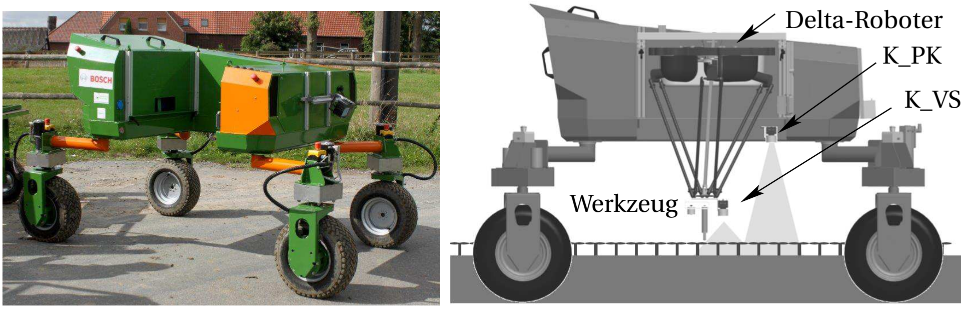


Bild 9.40 Links: Bild von *BoniRob*®; Rechts: Konzept des Moduls zur Unkrautregulierung

Tabelle 9.1 Baugruppen von *BoniRob*®

Baugruppe	Kurzbeschreibung
Feldroboter	Die Plattform verfügt über vier unabhängig angetriebene und gelenkte Räder und ist damit quasi omnidirektional verfahrbar. Zusätzlich sind die „Arme“, an denen die Radmodule montiert sind, elektrisch verstellbar, um die Spurweite zwischen 0,75 m und 2 m anzupassen. Insgesamt verfügt *BoniRob*® damit über 12 aktuierte Freiheitsgrade für die Mobilität. Zur Umfelderkennung und Navigation kommen ein 3D Laserscanner (FX8 Nippon Signal), die Raddrehzahlen, eine inertiale Messeinheit sowie optional GPS zum Einsatz.
Manipulator	Die hohen Anforderungen hinsichtlich Genauigkeit und Dynamik führten zu einem parallel-kinematischen Manipulator (Delta Roboter Veltru D8). Dieser verfügt über drei translatorische Freiheitgrade – der Arbeitsraum ist zylinderförmig mit einem Durchmesser von 800 mm und einem Hub von 200 mm. Die Geschwindigkeits- und Positionsregelung des Endeffektors ist auf einer Soft-SPS implementiert und basiert auf der inversen / direkten / differentiellen Kinematik (vgl. Abschnitt 6.1.5). Die Zykluszeit für die Berechnung der Kinematik beträgt 1 ms, die Stellgrößen werden über EtherCAT an die Motorsteuergeräte übertragen.
Aktor	Jede Unkrautpflanze ist einzeln zu bearbeiten. Eine großflächige Bearbeitung mit der damit verbundenen Erdbewegung fördert die Neukeimung von Unkraut und ist daher unerwünscht. Weiter ist das Werkzeug so auszulegen, dass auch zwischen zwei Nutzpflanzen (typischer Abstand 2 cm) reguliert werden kann. Das Wirkprinzip der Regulierung ist es, der Nutzpflanze einen Wachstumsvorteil gegenüber dem Unkraut zu verschaffen – dies erreicht man durch das Verlangsamen/Stoppen des Wachstums der Unkrautpflanze. Hierfür drückt ein „Stempel“ das Unkraut 3 cm tief in den Boden.
Kamerasystem	Zur Pflanzenerkennung und -klassifikation sowie zur Lokalisierung kommen Kameras (Baumer HXG 20 NRI) mit NIR (**N**ear **I**nfra **R**ed) sensitivem Bildsensor zum Einsatz. Für das Visual Servoing ist eine zweite Kamera (Baumer HXC 20 NIR) mit identischem Bildsensor, aber höherer Bildrate am Endeffektor (bis 334 fps @ 2048x1088 pel) angebracht. Die Bildverarbeitung wurde auf einem FPGA (**F**ield **P**rogrammable **G**ate **A**rray) implementiert, das eine Bildauswertung mit über 100 Hz erlaubt.

9.5.1 Strategie für die Manipulation

Möhren werden in sog. Dammreihen angebaut (vgl. Bild 9.41). An den Dammflanken kann die Entfernung des Unkrauts durch großflächige Bearbeitung erfolgen, da sich dort keine Nutzpflanzen befinden. In dem verbleibenden 8 cm breiten Streifen entlang der Möhrenreihe ist

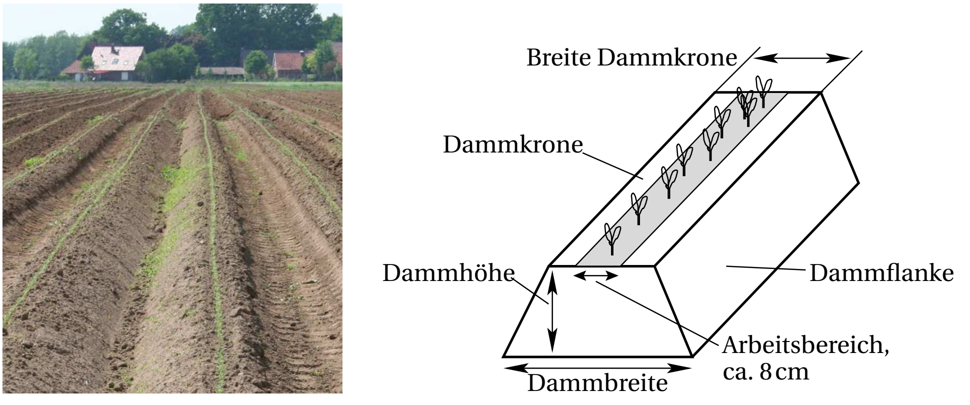


Bild 9.41 Links: Anbau von Möhren auf Dämmen, rechts: Terminologie des Damms

die selektive Bearbeitung erforderlich, d. h. Nutzpflanzen dürfen nicht geschädigt werden.
Die mechanische Unkrautregulierung erfolgt durch einen „Stempel" mit 10 mm Durchmesser, welcher das Unkraut 3 cm tief in den Boden drückt. Das Werkzeug am Endeffektor erzeugt dabei einen Hub von 6 cm. Um eine konstante Eindringtiefe zu gewährleisten, muss das Werkzeug zuverlässig 3 cm über der Dammkrone positioniert sein. Der o.g. 8 cm Streifen variiert nur sehr geringfügig in der Höhe – die Anforderungen an die Höhenregelung sind daher gering. Die Hauptverfahrwege des Manipulators resultieren aus der Plattformbewegung und der Notwendigkeit, die Unkräuter anzufahren. Zu berücksichtigen ist dabei eine Positionierungsgenauigkeit von 2 mm für das Werkzeug und einer geforderten Taktrate von 1 Pflanze/s. Erschwerend ist zudem die flexible Verbindung (Lufträder, Lagerspiel, unebener Untergrund) zwischen dem Manipulator und der zu bearbeitenden Pflanze. Dies führt zu einer störenden Relativbewegung des Manipulators, welche durch die Regelung zu kompensieren ist. Weiter ist die Odometrie (Ermittlung der Bewegung anhand der Raddrehzahlen) durch den losen Untergrund und resultierenden Schlupf sehr ungenau.

Es ist ein zweistufiges Regelungskonzept vorgesehen:
Zuerst dient eine Vorsteuerung dem Zweck, den Manipulator schnell in die Nähe des Zieles zu führen. Allerdings ist die so erzielbare Positionierungsgenauigkeit nicht ausreichend für die Bearbeitung des Unkrauts und würde daher ggf. Schäden an der Nutzpflanze bewirken. Ist das Zielobjekt im Sichtbereich der Kamera K_VS, erfolgt die Umschaltung auf Visual Servoing, welches zwei Funktionen erfüllt:
Diese sind die Feinpositionierung des Werkzeugs mit der geforderten Genauigkeit und die Störgrößenunterdrückung während des anschließenden Bearbeitungsvorganges. Bild 9.42 stellt das Ablaufdiagramm des Regelungskonzeptes und die zugeordnete Zykluszeit dar.
Bild 9.43 zeigt die eingeführten Koordinatensysteme. Für die Vorsteuerung des Manipulators benötigt man die relative Position der Ziele zum Manipulator. Die Zielpositionen sind im globalen Koordinatensystem $(KS)_G$ gegeben (global 'registriert') und werden anhand der aktuel-

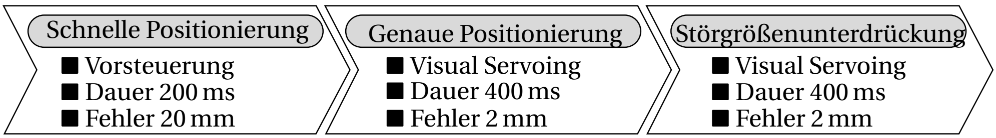


Bild 9.42 Ablaufdiagramm der Werkzeug-Positionierung

len Roboterposition in Manipulator-Koordinaten transformiert $(KS)_0$. Die Transformationen zwischen den Kamera-Koordinatensystemen (Pflanzenklassifikation $(KS)_{PK}$, Visual Servoing $(KS)_{VS}$) und dem Manipulator $(KS)_0$ sind durch eine initiale Kalibrierung bekannt. Die Umrechnung vom Manipulator-Koordinatensystem $(KS)_0$ zum Endeffektor-Koordinatensystem $(KS)_{EEF}$ ergibt sich aus der Kinematik des Manipulators. Für die folgenden Ausführungen sind lediglich $(KS)_0$ und $(KS)_{VS}$ relevant.

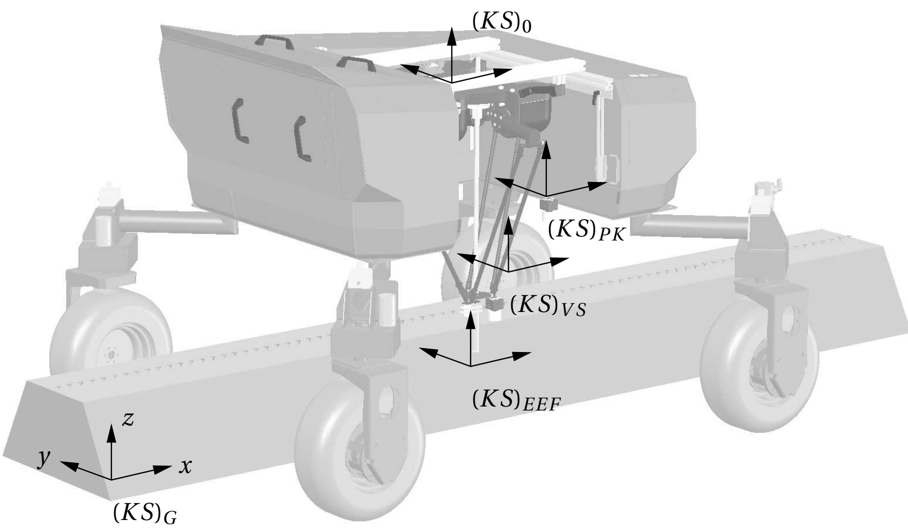


Bild 9.43 Transformationsbaum: $(KS)_G$ globales Koordinatensystem, $(KS)_{EEF}$ Endeffektor-Koordinatensystem, $(KS)_{VS}$ Visual Servoing Kamera - Koordinatensystem, $(KS)_{PK}$ Pflanzenklassifikation Kamera - Koordinatensystem, $(KS)_0$ Manipulator-Koordinatensystem.

Wenn der Roboter steht, hängt der Fehler der Vorsteuerung lediglich von der Kalibrierung ab. Ist diese hinreichend genau (<1 mm), könnte eine Bearbeitung ohne Beschädigung von Nutzpflanzen erfolgen. Allerdings treten während der Fahrt diverse Störungen auf, z. B. infolge der Eigenbewegung, Schlupf und Latenzzeiten. Experimente haben gezeigt, dass sich der Fehler dadurch auf 20 mm erhöht, wenn nur die Vorsteuerung aktiv ist. Zur Kompensation bedarf es daher einer Regelung (Visual Servoing).

Für die Manipulation ist es notwendig, das Werkzeug im kartesischen Raum zu positionieren. Die x/y-Koordinaten liegen in der Ebene entlang der Dammkrone. Die z-Koordinate repräsentiert die Höhenabweichung zum Damm/Pflanze.

9.5.2 Visual Servoing

Beim Visual Servoing ist der Regelkreis über einen bildgebenden Sensor geschlossen. Die wesentlichen Aufgaben bestehen darin, einerseits das Zielobjekt zu erkennen und andererseits daraus eine Kamerabewegung so abzuleiten, dass sich eine gewünschte Kameraposition und -orientierung zu dem Zielobjekt einstellt.

Merkmalserkennung

Die Erkennung des Zielobjekts basiert auf sog. **Merkmalen**. Sie bestehen aus den Bildkoordinaten u, v (in *Pixel*) und einer Beschreibung, die eine eindeutige Identifikation des Merkmals ermöglicht. Merkmale müssen nicht immer einzelne Bildpunkte sein. Ebenso ist der Einsatz von Linien- und Kreismerkmalen üblich, die man z. B. über eine HOUGH-Transformation erkennen kann. Eine weitere Möglichkeit ist gar die Verwendung von ganzen Bildausschnitten, zu deren Erkennung Korrelationsverfahren (vgl. Abschnitt 4.1.3) zum Einsatz kommen. Ein Beispiel ist das sog. „template matching“. Die Auswahl des geeigneten Merkmals hängt hauptsächlich vom Zielobjekt und der Umgebung ab.

Bei Aufgaben in der industriellen Automation, z. B. in Montagehallen passt man sich häufig die Umgebung geeignet an, um eine einfache Identifikation zu ermöglichen. So sind häufig auf dem Werkstück Marker mit eindeutiger Form und/oder Farbe aufgebracht, die sich robust und mit geringem Rechenaufwand identifizieren lassen. Im Falle der Farbcodierung gelingt dann die Zielerkennung über eine reine Farbfilterung (sog. **Blob Detection**).

In der unstrukturierten Feldumgebung mit der zufälligen Anordnung der Objekte ist der Einsatz von Markern ebenso wenig zielführend wie eine Farbfilterung. Es empfiehlt sich der Einsatz von Punktmerkmalen – hierbei handelt es sich um markante Bildpunkte, welche sich zuverlässig wiedererkennen lassen. Die Bildkoordinaten nennt man bei Punktmerkmalen **Keypoints** und die Beschreibung **Descriptor**. Als Analogie dazu kann man sich die Navigation des Menschen in einer fremden Stadt vorstellen, bei der man sich am besten an markanten Gebäuden (Merkmalen), z. B. Kirchturm oder Bahnhof orientiert.

Diese Merkmale lassen sich über verschiedene Verfahren finden, z. B. SIFT (**S**cale **I**nvariant **F**eature **T**ransform) [Low99], SURF (**S**peeded **U**p **R**obust **F**eatures) [BETVG08]. Die genannten Verfahren haben den Vorteil der Skalierungs- und Rotationsinvarianz, d. h. man erkennt die Merkmale eindeutig auch aus unterschiedlichen Blickwinkeln der Kamera. Anschließend erfolgt der Vergleich der Merkmale des Referenzobjektes mit den Merkmalen im Kamerabild. Die gefundenen Korrespondenzen sind die Basis für die anschließende Regelung.

Generell gilt: Je höher die Auflösung der Kamerabilder, desto höher ist die erreichbare Genauigkeit. Andererseits impliziert eine höhere Auflösung auch mehr Rechenzeit, welche dann zu größeren Zykluszeiten führt und somit das dynamische Verhalten negativ beeinflusst. Die erreichbare Regelgüte stellt somit einen Kompromiss zwischen dynamischem Verhalten und erreichbarer Genauigkeit dar.

Man unterscheidet die nachfolgend beschriebenen zwei Regelungskonzepte, je nachdem, in welchen Koordinaten man die Regelabweichung berechnet [Cor11, PPBC12]. Entsprechend ist auch das Regelverhalten verschieden.

Image Based Visual Servoing (IBVS)

Das Blockschaltbild 9.44 erläutert das IBVS. Die „Merkmalsgenerierung" verarbeitet den „Bildstrom" $\boldsymbol{I}$ und berechnet hieraus durch das Finden der Korrespondenzen die Ist-Positionen der Merkmale $\boldsymbol{p}(u_i, v_i)$ im Bild. Liegen N Merkmale vor, dann ist der Vektor $\boldsymbol{p}$ von der Dimension $\boldsymbol{p} \in \mathbb{R}^{2N}$. Es erfolgt dann der Abgleich mit den Sollpositionen der Merkmale $\boldsymbol{p}^{\text{soll}}(u_i, v_i)$, die ebenfalls im Kamerabild, d. h. als Pixel-Koordinaten gegeben sind. Die Regelabweichungen $\boldsymbol{e_p}$ berechnet man also direkt durch die Positionen der Merkmale im Bild. Der hier mit IBVS gekennzeichnete Regler leitet daraus Geschwindigkeitssollwerte ${}_{(0)}\boldsymbol{v}^{\text{VS}}_{\text{soll}}$ für die Visual Servoing Kamera K_VS ab. Der unterlagerte Manipulator-Regler setzt diese Vorgabe um, indem er die Motorströme $\boldsymbol{i}$ sowie Gelenkpositionen und -geschwindigkeiten $\boldsymbol{q}, \dot{\boldsymbol{q}}$ regelt.

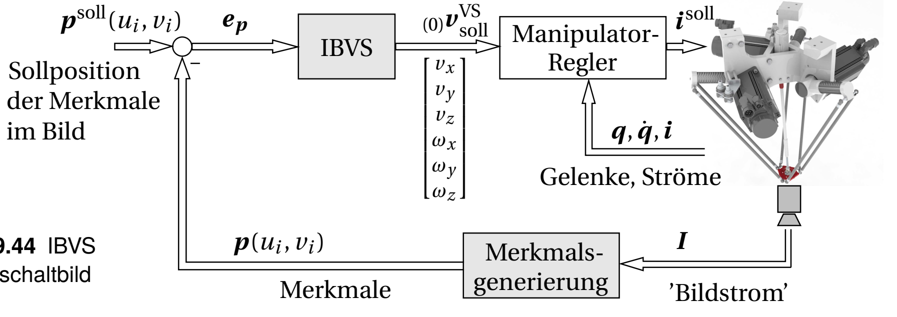


Bild 9.44 IBVS Blockschaltbild

Position Based Visual Servoing (PBVS)

Nun werde das Blockschaltbild 9.45 betrachtet, welches das PBVS erläutert. Der erste Schritt ist hier zunächst der gleiche wie beim IBVS, d. h. man berechnet die Merkmale und sucht die Korrespondenzen. Es folgt dann allerdings eine Schätzung der Kameraposition ${}_{(0)}\hat{\boldsymbol{x}}^{\text{VS}}$ in Raumkoordinaten. Die Regelabweichung $\boldsymbol{e_x} = {}_{(0)}\boldsymbol{x}^{\text{VS}}_{\text{soll}} - {}_{(0)}\hat{\boldsymbol{x}}^{\text{VS}}$ stellt dann den Fehler dar, aus dem Block PBVS entsprechende Geschwindigkeitssollwerte ${}_{(0)}\boldsymbol{v}^{\text{VS}}_{\text{soll}}$ für die Visual Servoing Kamera K_VS erzeugt. Tabelle 9.2 vergleicht kurz die beiden Ansätze.

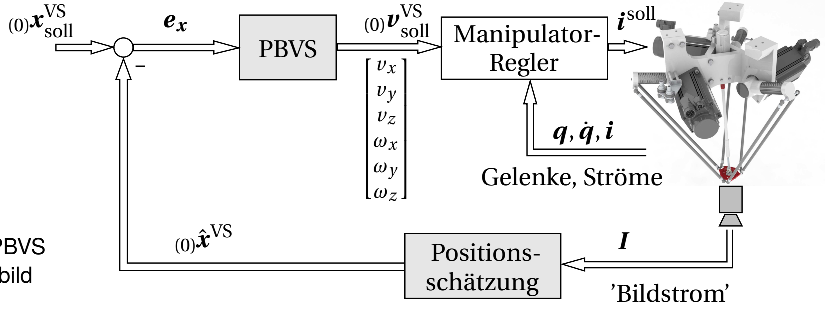


Bild 9.45 PBVS Blockschaltbild

Tabelle 9.2 Vergleich zwischen Image Based (IBVS) und Position Based Visual Servoing (PBVS)

Typ	Vorteile / Nachteile
IBVS	+ robust gegen Kalibrierungsfehler, direkte Umsetzung der Regelung – Bedarf zur online Berechnung der Bild-JACOBI-Matrix, stark nichtlinear
PBVS	+ Beschreibung der Aufgabe in kartesischen Koordinaten – anfällig für Kalibrierungsfehler infolge unbekannter Kameraparameter

9.5.3 Merkmals-basiertes IBVS

Die Regelabweichungen $\boldsymbol{e_p}$ werden anhand der korrespondierenden Merkmale direkt in Pixelkoordinaten (u, v) berechnet, ohne die exakte Position des Zieles in kartesischen Koordinaten zu bestimmen. Änderungen in den Pixelkoordinaten lassen sich über die Bild-JACOBI-Matrix $\boldsymbol{J}_\mathrm{p}$ (vgl. Bild 9.46) in Änderungen der kartesischen Koordinaten der Kamera umrechnen.
In einem weiteren Schritt der Regelung dient dann die Manipulator-JACOBI-Matrix $\boldsymbol{J}_\mathrm{m}$ der Transformation der Geschwindigkeiten vom kartesischen Raum ${}_{(0)}\boldsymbol{v}^{\mathrm{VS}}_{\mathrm{soll}}$ in Geschwindigkeiten $\dot{\boldsymbol{q}}$ im Gelenkraum des Manipulators. Dies wird allerdings hier nicht weiter ausgeführt; eine Einführung enthält das Beispiel in Abschnitt 9.4.

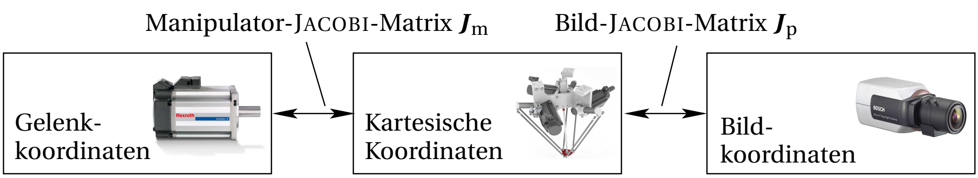


Bild 9.46 Zusammenhang der Geschwindigkeiten über JACOBI-Matrizen

Zur Herleitung der Bild-JACOBI-Matrix $\boldsymbol{J}_\mathrm{p}$ werden die Zusammenhänge eines sog. Lochkamera-Modells entsprechend Bild 9.47 verwendet. Die aufgeführte Nomenklatur entspricht dabei weitestgehend den Ausführungen in [Cor11].

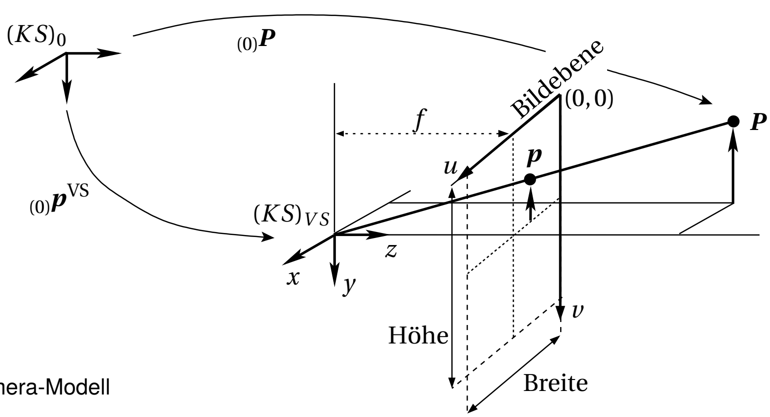


Bild 9.47 Lochkamera-Modell

Zunächst erfolgt eine Betrachtung im Kamera-Koordinatensystem $(KS)_{VS}$. Man benötigt eine Projektionsvorschrift, welche einen Punkt $\boldsymbol{P} = [X, Y, Z]^{\mathrm{T}}$ im 3D Kartesischen Raum auf einen Punkt $\boldsymbol{p} = [u, v]^{\mathrm{T}}$ in der 2D Bildebene beschreibt. Dabei sind u und v in Pixel angegeben.

1. Unter Anwendung des Strahlensatzes folgt mit der Brennweite f für die metrischen Daten in der Bildebene $\boldsymbol{p} = [x, y]^{\mathrm{T}}$

$$x = f\frac{X}{Z}, \quad y = f\frac{Y}{Z}. \tag{9.60}$$

2. Die Pixelwerte berechnen sich aus x, y, dem Versatz (u_0, v_0) der Bildebene (das ist der Durchstoßpunkt der z-Achse des Koordinatensystems $(KS)_{VS}$ durch die Bildebene) und aus der Skalierung der metrischen Pixelgröße in Breite und Höhe $\rho_{\mathrm{B}}, \rho_{\mathrm{H}}$:

$$u = \frac{x}{\rho_{\mathrm{B}}} + u_0, v = \frac{y}{\rho_{\mathrm{H}}} + v_0. \tag{9.61}$$

3. Eine übersichtliche Matrix-Darstellung ist durch die Einführung von **homogenen Koordinaten** (vgl. Abschnitt 6.1.3) $\tilde{\boldsymbol{p}} = [\tilde{u}, \tilde{v}, \tilde{w}]^{\mathrm{T}}$, bzw. $\tilde{\boldsymbol{P}} = [X, Y, Z, 1]^{\mathrm{T}}$ möglich. Es gilt dann:

$$\begin{bmatrix} \tilde{u} \\ \tilde{v} \\ \tilde{w} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{f}{\rho_{\mathrm{B}}} & 0 & u_0 \\ 0 & \frac{f}{\rho_{\mathrm{H}}} & v_0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \tilde{\boldsymbol{P}}. \tag{9.62}$$

Der Punkt $\tilde{\boldsymbol{P}}$ ist hier im Kamera-Koordinatensystem $(KS)_{VS}$ angegeben, dies ist allerdings für die weiterführende Betrachtung ungeeignet. Die Umrechnung in das globale Koordinatensystem $(KS)_0$ erfolgt durch die homogene Transformation ${}^{\mathrm{VS}}\boldsymbol{T}_0$. Es gilt allgemein

$${}_{(\mathrm{VS})}\tilde{\boldsymbol{p}} = {}^{\mathrm{VS}}\boldsymbol{T}_0\,{}_{(0)}\tilde{\boldsymbol{p}}. \tag{9.63}$$

Die homogene Transformation ${}^{\mathrm{VS}}\boldsymbol{T}_0$ beinhaltet dabei die Rotation von $(KS)_{VS}$ bzgl. dem globalen Koordinatensystem $(KS)_0$ sowie den Translationsvektor der Kamera ${}_{(0)}\boldsymbol{p}^{\mathrm{VS}}$ in $(KS)_0$. Kombiniert man nun Gl. (9.62) und (9.63) ergibt sich die komplette Projektionsgleichung zu:

$$\tilde{\boldsymbol{p}} = \begin{bmatrix} \tilde{u} \\ \tilde{v} \\ \tilde{w} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{f}{\rho_{\mathrm{B}}} & 0 & u_0 \\ 0 & \frac{f}{\rho_{\mathrm{H}}} & v_0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{K}} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} {}^{\mathrm{VS}}\boldsymbol{T}_0\,{}_{(0)}\tilde{\boldsymbol{P}}. \tag{9.64}$$

Die ursprünglichen Pixelkoordinaten rekonstruiert man daraus wieder über $u = \tilde{u}/\tilde{w}$ und $v = \tilde{v}/\tilde{w}$. Somit kann man also für die perspektivische Projektion des Punktes $\boldsymbol{p} = [u, v]^{\mathrm{T}}$ in der 2D Bildebene folgende Funktion formulieren

$$\boldsymbol{p} = \boldsymbol{f}\left(\boldsymbol{K}, {}_{(0)}\boldsymbol{P}, {}_{(0)}\boldsymbol{x}^{\mathrm{VS}}\right). \tag{9.65}$$

Dabei stehen die Argumente für die **intrinsischen Kameraparameter** $\boldsymbol{K}$, den Punkt ${}_{(0)}\boldsymbol{P}$ sowie die Kamerapose ${}_{(0)}\boldsymbol{x}^{\mathrm{VS}} = [x, y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z]^{\mathrm{T}}$, jeweils im globalen Koordinatensystem $(KS)_0$.

Für den Einsatz von bildgebenden Sensoren ist eine Kalibrierung erforderlich, um die sog. **intrinsischen** und **extrinsischen** Kameraparameter zu bestimmen.
Intrinsische Kameraparameter hängen nur von der Kamera ab und sind z. B. die Brennweite f, Pixelbreite p_u und Pixelhöhe p_v. Diese beschreiben die Abbildung eines Punktes auf die Bildebene. Typischerweise kommt hierzu ein Lochkamera-Modell zur Anwendung. Eine gängige Methode zur Bestimmung der intrinsischen Kameraparameter ist z. B. in [HS97] beschrieben.
Extrinsische Kameraparameter dienen der Transformation vom globalen Koordinatensystem in das Kamera-Koordinatensystem, d. h. hier also ${}^{\mathrm{VS}}\boldsymbol{T}_0$.
Ausführliche Details finden sich etwa in [Cor11, HZ04].

Leitet man nun den Ausdruck in Gl. (9.65) nach der Kamerapose ${}_{(0)}\boldsymbol{x}^{\mathrm{VS}}$ ab (die Herleitung findet man Ende des Abschnitts), erhält man die sog. Bild-JACOBI-Matrix $\boldsymbol{J}_{\mathrm{p}}$, welche den Zusammenhang zwischen der Änderung der Kamerapose in globalen Koordinaten (Raumgeschwindigkeit) und Bildkoordinaten beschreibt.

$$\dot{\boldsymbol{p}} = \boldsymbol{J}_{\mathrm{p}}\left(\boldsymbol{K}, {}_{(0)}\boldsymbol{P}, {}_{(0)}\boldsymbol{x}^{\mathrm{VS}}\right) {}_{(0)}\boldsymbol{v}^{\mathrm{VS}} \quad \text{bzw.} \tag{9.66}$$

$$\begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{f}{\rho_{\mathrm{B}} Z} & 0 & \frac{u-u_0}{Z} & \frac{\rho_{\mathrm{H}}(u-u_0)(v-v_0)}{f} & -\frac{f^2+\rho_{\mathrm{B}}^2(u-u_0)^2}{\rho_{\mathrm{B}} f} & \frac{\rho_{\mathrm{H}}}{\rho_{\mathrm{B}}}(v-v_0) \\ 0 & -\frac{f}{\rho_{\mathrm{H}} Z} & \frac{v-v_0}{Z} & \frac{f^2+\rho_{\mathrm{H}}^2(v-v_0)^2}{\rho_{\mathrm{H}} f} & -\frac{\rho_{\mathrm{B}}(u-u_0)(v-v_0)}{f} & -\frac{\rho_{\mathrm{B}}}{\rho_{\mathrm{H}}}(u-u_0) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \\ \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} \tag{9.67}$$

Hierbei stellen $\dot{\boldsymbol{p}}$ die Geschwindigkeit in Pixelkoordinaten $(\dot{u}, \dot{v})$ und ${}_{(0)}\boldsymbol{v}^{\mathrm{VS}}$ die translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeiten $(v_x, v_y, v_z, \omega_x, \omega_y, \omega_z)$ der Kamera dar. Für mehrere Punkte lässt sich der Ausdruck in Gl. (9.67) stapeln; am Beispiel von drei Bildpunkten

$$\begin{bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{v}_1 \\ \dot{u}_2 \\ \dot{v}_2 \\ \dot{u}_3 \\ \dot{v}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{J}_{\mathrm{p}1} \\ \boldsymbol{J}_{\mathrm{p}2} \\ \boldsymbol{J}_{\mathrm{p}3} \end{bmatrix} {}_{(0)}\boldsymbol{v}^{\mathrm{VS}} \quad \text{mit der inversen Transformation} \quad {}_{(0)}\boldsymbol{v}^{\mathrm{VS}} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{J}_{\mathrm{p}1} \\ \boldsymbol{J}_{\mathrm{p}2} \\ \boldsymbol{J}_{\mathrm{p}3} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{v}_1 \\ \dot{u}_2 \\ \dot{v}_2 \\ \dot{u}_3 \\ \dot{v}_3 \end{bmatrix}. \tag{9.68}$$

Die inverse Transformation ist ab drei Bildpunkten möglich und erlaubt die Berechnung der Geschwindigkeit in globalen Koordinaten. Bei mehr als drei Punkten erfolgt die Berechnung über die MOORE-PENROSE-Pseudoinverse $\boldsymbol{J}_{\mathrm{P}}^{\dagger}$ (vgl. Anhang A.2.5). Hierbei gilt

$$\boldsymbol{J}_{\mathrm{P}} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{J}_{\mathrm{p}1} \\ \boldsymbol{J}_{\mathrm{p}2} \\ \vdots \\ \boldsymbol{J}_{\mathrm{p}n} \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad \boldsymbol{J}_{\mathrm{P}}^{\dagger} = (\boldsymbol{J}_{\mathrm{P}}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{J}_{\mathrm{P}})^{-1} \boldsymbol{J}_{\mathrm{P}}^{\mathrm{T}}. \tag{9.69}$$

Mit dem letztgenannten Zusammenhang in Gl. (9.68) lässt sich die notwendige Änderung, um einen Fehler in Bildkoordinaten zu minimieren, in eine Änderung im kartesischen Koordinatensystem umrechnen. Verwendet man einen Proportional-Regler, ergibt sich für die Berechnung der Sollgeschwindigkeit anhand der Abweichung zwischen den Sollmerkmalen $\boldsymbol{p}^{\text{soll}}$ und den aktuellen Merkmalen $\boldsymbol{p}$, welche den Fehler in Bildkoordinaten $\boldsymbol{e_p} = \boldsymbol{p}^{\text{soll}} - \boldsymbol{p}$ zu null führt

$$_{(0)}\boldsymbol{v}^{\text{VS}}_{\text{soll}} = \boldsymbol{K}_{\text{P}} \boldsymbol{J}^{\dagger}_{\text{P}} \boldsymbol{e_p} \,. \tag{9.70}$$

Am Beispiel eines Manipulators, der mit allen sechs Freiheitsgraden ausgestattet ist, zeigt Bild 9.48 auf der linken Seite die Geschwindigkeitssollwerte $_{(0)}\boldsymbol{v}^{\text{VS}}_{\text{soll}}$ und rechts die Pose (Position und Orientierung) des Endeffektors relativ zum Ziel.

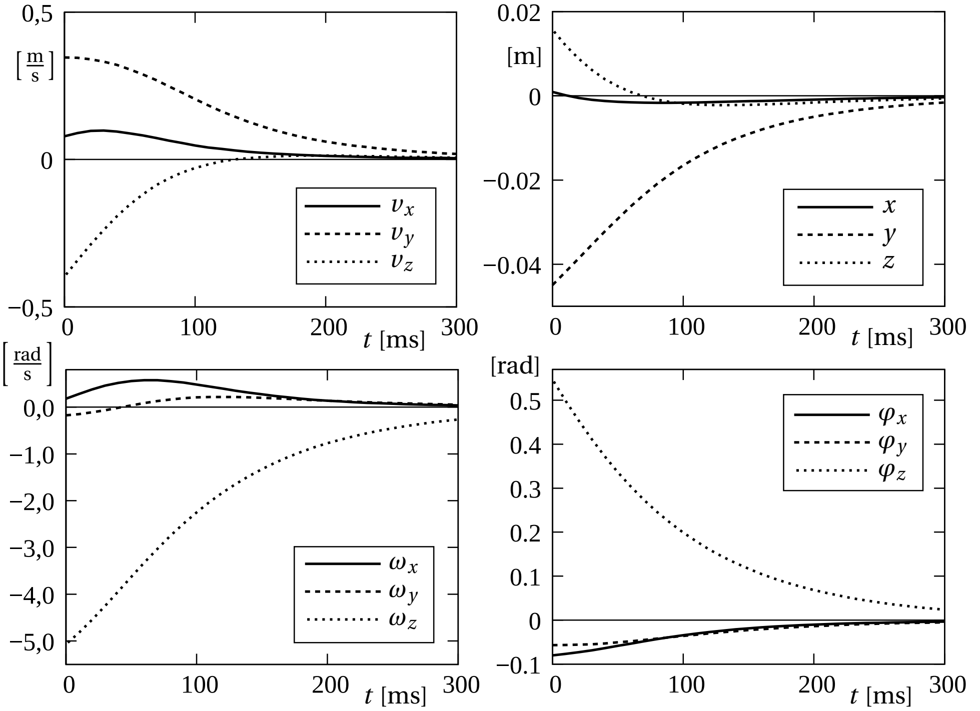


Bild 9.48 Links: Geschwindigkeitssollwerte $_{(0)}\boldsymbol{v}^{\text{VS}}_{\text{soll}}$; rechts: Pose Endeffektor relativ zum Ziel

Bild 9.49 zeigt schließlich den Verlauf der Merkmale in der Bildebene während des Regelvorgangs. Dabei illustriert die linke Abbildung die Zielpositionen der erkannten Merkmale im Sichtfeld der Kamera K_VS. Hierbei kamen Merkmale des Typs SURF zur Anwendung [BETVG08].

Bemerkenswert an dem gezeigten Beispiel ist die Tatsache, dass weder die Pose der Kamera noch die der Merkmale benötigt werden. Allerdings muss wie aus Gl. (9.67) ersichtlich die Abstandsinformation Z in kartesischen Koordinaten zu jedem Merkmal bekannt sein. Eine Bestimmung der Abstandsinformation ist nicht immer exakt möglich, ein gutes Regelverhalten ist jedoch auch noch mit ungenauen Messungen erreichbar, da das IBVS sehr robust gegenüber ungenauen Abstandswerten der Merkmale ist. Im vorliegend Beispiel ist der Abstand bekannt, da die Dammhöhe nur langsam variiert und über eine Abstandsmessung erfasst wird.

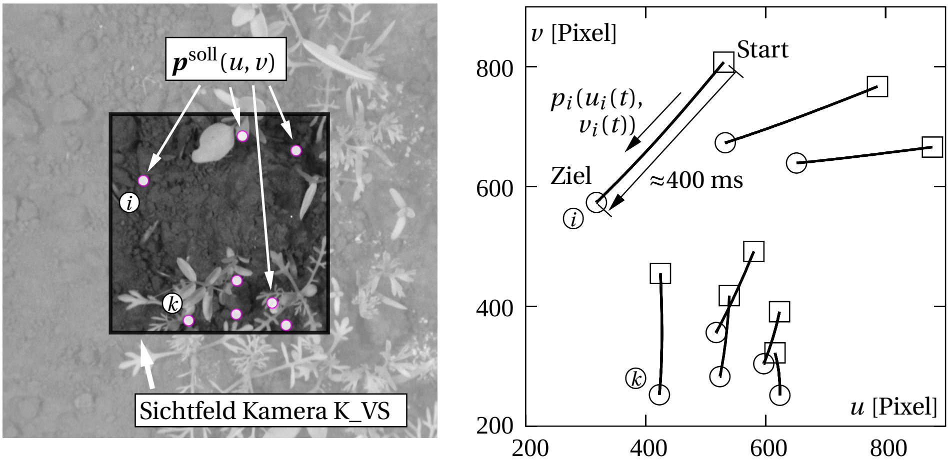


Bild 9.49 Links: Zielpositionen der erkannten Merkmale im Sichtfeld der Kamera K_VS. Rechts: Verlauf der Merkmale in der Bildebene während des Regelvorgangs

Herleitung der Gl. (9.67):

Die translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeiten $(v_x, v_y, v_z, \omega_x, \omega_y, \omega_z)$ der Kamera sind im globalen Koordinatensystem im Vektor ${}_{(0)}\boldsymbol{v}^{\text{VS}}$ zusammengefasst.
Betrachtet wird zusätzlich der Punkt ${}_{(0)}\boldsymbol{P}$, der im Kamera-Koordinatensystem $(KS)_{VS}$ wie folgt lautet $\boldsymbol{P} = [X, Y, Z]^{\text{T}}$.
Die Geschwindigkeit des Punktes relativ zur Kamera lautet dann

$$\dot{\boldsymbol{P}} = \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{bmatrix} = -\begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} \times \boldsymbol{P} - \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y\omega_z - Z\omega_y - v_x \\ Z\omega_x - X\omega_z - v_y \\ X\omega_y - Y\omega_x - v_z \end{bmatrix}. \tag{9.71}$$

Aus Gl. (9.60) folgt durch zeitliches Ableiten

$$\dot{x} = f\,\frac{\dot{X}Z - \dot{Z}X}{Z^2}, \quad \dot{y} = f\,\frac{\dot{Y}Z - \dot{Z}Y}{Z^2}. \tag{9.72}$$

Darin setzt man nun die Beziehungen aus Gl. (9.71) ein. Am Beispiel von $\dot{x}$ ergibt sich

$$\dot{x} = f\,\frac{(Y\omega_z - Z\omega_y - v_x)Z - (X\omega_y - Y\omega_x - v_z)X}{Z^2}. \tag{9.73}$$

Die Umformung von Gl. (9.60) ergibt

$$X = \frac{Zx}{f}, \quad Y = \frac{Zy}{f}. \tag{9.74}$$

Eingesetzt in Gl. (9.73) erhält man

$$\dot{x} = f\,\frac{\dfrac{Z^2 y}{f}\omega_z - Z^2\omega_y - Zv_x - \dfrac{Z^2x^2}{f^2}\omega_y + \dfrac{Z^2xy}{f^2}\omega_x + \dfrac{Zx}{f}v_z}{Z^2}. \tag{9.75}$$

Nun macht man von den Beziehungen in Gl. (9.61) Gebrauch und erhält

$$x = \rho_{\text{B}}(u - u_0),\ y = \rho_{\text{H}}(v - v_0) \quad \text{bzw.} \quad \dot{x} = \rho_{\text{B}}\dot{u} \;\Rightarrow\; \dot{u} = \frac{1}{\rho_{\text{B}}}\dot{x}. \tag{9.76}$$

Damit nimmt Gl. (9.75) folgende Form an:

$$\begin{aligned}\dot{u} &= -\frac{f}{\rho_B Z} v_x + 0 \cdot v_y + \frac{x}{\rho_B Z} v_z + \frac{\rho_H (u-u_0)(v-v_0)}{f} \omega_x - \frac{f^2 + \rho_B^2 (u-u_0)^2}{\rho_B f} \omega_y + \frac{y}{\rho_B} \omega_z \\ &= -\frac{f}{\rho_B Z} v_x + \frac{u-u_0}{Z} v_z + \frac{\rho_H (u-u_0)(v-v_0)}{f} \omega_x - \frac{f^2 + \rho_B^2 (u-u_0)^2}{\rho_B f} \omega_y + \frac{\rho_H (v-v_0)}{\rho_B} \omega_z \,.\end{aligned} \tag{9.77}$$

Analog geht man für $\dot{y}$ bzw. $\dot{v}$ vor und erhält schließlich den Zusammenhang in Gl. (9.67).

9.6 Inertiale Stabilisierung einer Lastkarre mit Momentenkreiseln

Prof. Dr.-Ing. A. Albert[1]*, B. Eng. O. Breuning*[3]*, Dipl.-Ing. (FH) S. Petereit*[1]*, Dr.-Ing. T. Lilge*[2]
[1] *DEEPFIELD Robotics, Robert Bosch Start-Up GmbH*
[2] *Institut für Regelungstechnik, Leibniz Universität Hannover*
[3] *PreMaster Student bei Bosch*

Technische Motivation Die Behandlung des „**Inversen Pendels**“ gehört zum Standardrepertoire regelungstechnischer Grundlagenvorlesungen und entsprechende Aufbauten – als Einfach- oder Doppelpendel – finden sich häufig in den Laboratorien von Instituten mit regelungstechnischer und/oder mechatronischer Prägung. Dafür gibt es zwei gute Gründe:

- Erstens stellen diese Systeme Paradebeispiele für die Lehre dar, denn es handelt sich um halbwegs leicht verständliche, aber **instabile** Regelstrecken, die spektakuläres Verhalten bei Fehlfunktionen aufweisen. Außerdem lässt sich eine Vielzahl an Experimenten durchführen, z. B. Zustandsregelung, Beobachtereinsatz, nichtlineare Aufschwingregler, usw.
- Zweitens sind die Systeme auch bestens für die Forschung geeignet und lassen sich für das Benchmarking neuer Regelungsansätze nutzen.

Neben den genannten Punkten besteht aber durchaus eine praktische Relevanz, denn es existieren Produkte, die auf technisch sehr ähnlichen Systemen basieren:

- Einerseits sieht man zunehmend im Bereich der Serviceroboter Systeme, die das Prinzip des inversen Pendels nutzen, z. B. mit Antriebskonzepten auf zwei Rädern oder auf einem „Kugelantrieb“ balancieren. Der wesentliche Vorteil solcher Antriebe sind die geringen äußeren Abmessungen (Footprint).
- Andererseits finden inverse Pendelsysteme auch Einsatz in modernen Mobilitätskonzepten, z. B. beim Segway®.

Auch in früheren Auflagen dieses Buches wurde bereits mehrfach von Pendelsystemen zur Veranschaulichung des Methodenteils des Buches Gebrauch gemacht:

- Die Auflagen 1 + 2 beinhalteten ein Beispiel zur Stabilisierung eines **Inversen Doppelpendels** in der instabilen Gleichgewichtslage. In diesem Beispiel war nur die Wagenposition und der Winkel des Pendels direkt am Wagen messbar. Da das System aber sechs Zustände aufweist, kam ein Beobachter für die Zustandsrückführung zum Einsatz.

- In der 3. Auflage des Buches behandelte ein Beispiel die Stabilisierung einer **zweibeinigen Laufmaschine**. Auch hierfür war die Modellierung mit Pendelsystemen erfolgreich einsetzbar und ermöglichte dynamisch stabile Gehmanöver.

Nicht-Technische Motivation (Kraft-)Assistenzsysteme gewinnen zunehmend an Bedeutung – sowohl in der Freizeit, im Alltag und bei der Arbeit. Treiber für diese Entwicklung sind

- einerseits eine zunehmende Relevanz und Nachfrage, bedingt etwa durch den Megatrend „Alternde Gesellschaft“, der den Bedarf nach mehr Komfort, Sicherheit und der frühzeitigen Vorbeugung von Überlastung und damit Erkrankungen erhöht und
- andererseits das Angebot bzw. Verfügbarkeit leistungsfähiger sowie kostengünstiger Komponenten (z. B. Sensoren, Aktoren, Mikroprozessoren, Batterien), um solche Systeme auch wirtschaftlich umzusetzen.

Angewendet auf das Umfeld von Handwerkern könnte ein aktives Kraftunterstützungssystem zweckmäßig erscheinen, das ein einfacheres Transportieren mit Hilfe von Lastkarren ermöglicht. Dadurch lässt sich der Körper schonen, die Effizienz steigern (Geschwindigkeit) und ggf. die Mobilität erhöhen.

Im Folgenden wird daher die Umsetzung einer inertialen Stabilisierung für eine Lastkarre vorgestellt, die im Rahmen einer technischen Machbarkeitsstudie erfolgte. Dieses System lässt sich sehr gut als inverses Pendel auf Rädern modellieren und behandeln.

Drei Varianten werden untersucht:

Variante	Kurz-Charakteristik
Stabilisierung alleine über die Radantriebe	Prinzipbedingt hat dies den Nachteil, dass ständig kleine Ausgleichsbewegungen durch die Räder stattfinden, um das System zu stabilisieren. Dies kann störend wirken und bei engen Verhältnissen, z. B. im Treppenhaus, Probleme bereiten.
Stabilisierung des Systems alleine über Momentenkreisel	Um vollständig auf die ausgleichenden Bewegungen verzichten zu können, findet die Stabilisierung mit Momentenkreiseln statt. Diese Vorgehensweise ist bekannt von der aktiven Lageregelung von Satelliten [Boi06], findet Einsatz auf der Internationalen Raumstation ISS und wurde z. B. auch vom Start-Up LitMotors für die Stabilisierung eines Motorrads umgesetzt [Lit15].
Stabilisierung des Systems über Momentenkreisel und Radantriebe	In einer letzter Untersuchung werden beide Ansätze gekoppelt. Die Momentenkreisel dienen dann im Wesentlichen der Stabilisierung und die Antriebsräder der Translation und Rotation der Lastkarre.

Nachfolgend werden diese drei Varianten beschrieben, zweckmäßigerweise aber in der Reihenfolge „Stabilisierung über Momentenkreisel“, „Stabilisierung über Radantriebe“ und „Kombination beider Ansätze“.

Die Ausführungen zur Stabilisierung über Momentenkreisel basieren im Wesentlichen auf drei Studentenarbeiten, die im Rahmen der Machbarkeitsstudie angefertigt wurden und sich mit dem mechanischen Entwurf und Aufbau des Systems [Nem13], dem Entwurf und der Umsetzung der elektrischen Komponenten und der Treiber-Software [Pre13] sowie der Regelung und Implementierung [Bre14] beschäftigten.

9.6.1 Systembeschreibung Lastkarre mit TwinGyro-Modul

Bei Kraftassistenzsystemen sind Kräfte und/oder Momente gezielt in ein System einzuleiten. In diesem Beitrag stehen Momente im Vordergrund, wozu zwei typische Ansätze kurz erläutert werden (vgl. Bild 9.50):

Die erste Möglichkeit besteht darin, starr gelagerte Schwungräder gezielt zu beschleunigen / verzögern und die erzeugten Reaktionsmomente (aufgrund des Drehimpulsatzes, vgl. Abschnitt 6.2.1) zu nutzen. Man nennt solche Systeme **Reaktionsschwungräder** bzw. engl. *reaction wheels*. Das erzeugte Moment $\boldsymbol{\tau}$ entspricht der zeitlichen Ableitung des Drehimpulses $\boldsymbol{L}$:

$$\dot{\boldsymbol{L}} = \boldsymbol{\tau}\,. \tag{9.78}$$

Die zweite Möglichkeit besteht in aufgehängten bzw. gezielt bewegten Kreiseln und die Nutzung der Kreiselmomente (z. B. durch die sog. erzwungene Präzession). Diese Systeme bezeichnet man als **Momentenkreisel** (engl. Control Moment Gyros = CMG).

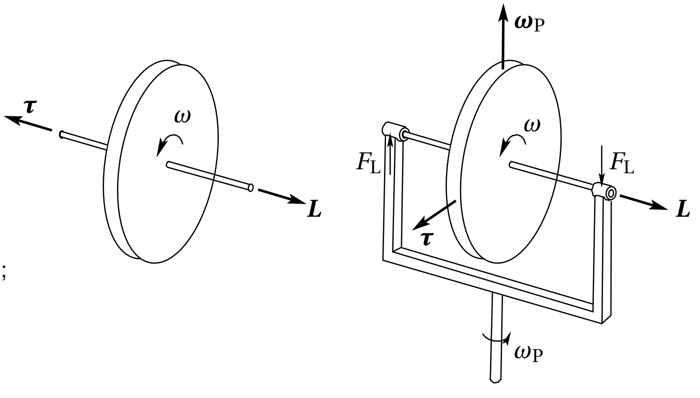


Bild 9.50 Links: Erläuterung des Reaktionsschwungrades; rechts: Erläuterung des Momentenkreisels nach [HMS12]

Im Inertialsystem gilt nach Gl. (6.44) $\dot{\boldsymbol{L}}^{(0)} = \boldsymbol{\tau}^{(0)}$ und nach Überführung in das Körper-, d. h. hier das Kreiselsystem, erhält man gemäß Gl. (6.49)

$$\boldsymbol{\tau} = \boldsymbol{J}\dot{\boldsymbol{\omega}} + (\boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{J}\boldsymbol{\omega})\,. \tag{9.79}$$

Hierbei stehen $\boldsymbol{J}$ für den Trägheitstensor, der für den Fall, dass die körperfesten Koordinaten mit den Hauptachsen des starren Körpers zusammenfallen Diagonalgestalt aufweist (die Nichtdiagonalelemente, d. h. Zentrifugal- oder Nebenmomente sind dann null) und $\boldsymbol{\omega}$ für den Vektor der Drehraten in Richtung der Hauptachsen. Komplett angeschrieben führt dies auf die bekannten EULER'schen Kreiselgleichungen:

$$\begin{aligned}\boldsymbol{\tau} = \begin{bmatrix}\tau_x\\ \tau_y\\ \tau_z\end{bmatrix} &= \begin{bmatrix}J_{xx} & 0 & 0\\ 0 & J_{yy} & 0\\ 0 & 0 & J_{zz}\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}\omega_x\\ \omega_y\\ \omega_z\end{bmatrix} \times \begin{bmatrix}J_{xx} & 0 & 0\\ 0 & J_{yy} & 0\\ 0 & 0 & J_{zz}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\omega_x\\ \omega_y\\ \omega_z\end{bmatrix}\\ &= \begin{bmatrix}J_{xx}\dot{\omega}_x + (J_{zz} - J_{yy})\,\omega_y\omega_z\\ J_{yy}\dot{\omega}_y + (J_{xx} - J_{zz})\,\omega_x\omega_z\\ J_{zz}\dot{\omega}_z + (J_{yy} - J_{xx})\,\omega_x\omega_y\end{bmatrix}.\end{aligned} \tag{9.80}$$

Wie in Bild 9.50 rechts gezeigt, muss ein Augenmerk auch auf die Lager gerichtet werden, da eine hohe Belastung auf diese ausgeübt wird. Bei der Drehung um die Hochachse versucht sich nämlich der Vektor $\boldsymbol{L}$ parallel zum Vektor $\boldsymbol{\omega}_\mathrm{P}$ einzustellen. Die Achse des Kreisels wird also hinten nach unten und vorne nach oben gedrückt, was die in Bild 9.50 eingezeichneten (und nicht unerheblichen) Lagerkräfte F_L hervorruft.

Mit einer Anordnung nach Bild 9.51 mit zwei gegensinnig drehenden Kreiseln (Drehrate ω gilt für die linke und rechte Seite, d. h. $\omega_\mathrm{l} = \omega_\mathrm{r} = \omega$), für die im nachfolgenden Text als **Präzessionsbewegung** bezeichnete Drehung (Drehrate $\omega_{\mathrm{P,l}} = \omega_{\mathrm{P,r}} = \omega_\mathrm{P}$) in unterschiedlicher Richtung aufgeprägt wird, heben sich zwei der in Gl. (9.80) angegebenen Momente auf und addieren sich vektoriell in der dritten Raumrichtung zur Erzeugung des Momentes τ_Gyro.

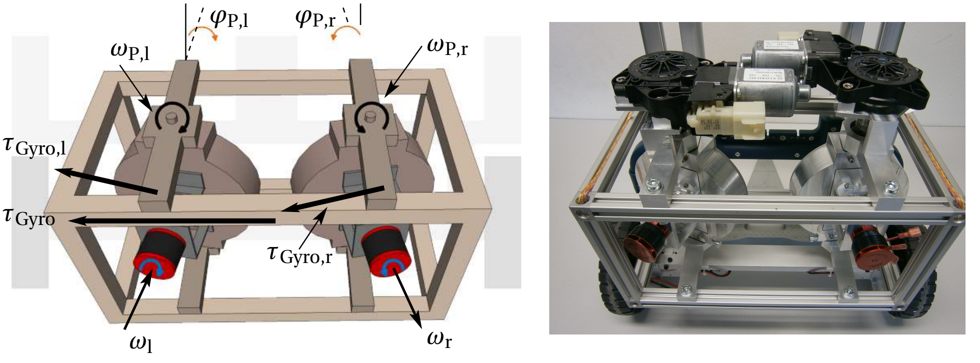


Bild 9.51 TwinGyro-Modul, Erzeugung eines Momentes durch die Präzessionsdrehrate

Diese Anordnung wird im Folgenden als **TwinGyro** bezeichnet. In Abhängigkeit vom Massenträgheitsmoment J_G der Schwungscheiben bzgl. der Drehrichtung von ω, der (erzwungenen) Präzessionsdrehrate ω_P und der Drehzahl der Kreisel ω erhält man

$$\tau_\mathrm{Gyro} = 2\,J_\mathrm{G}\,\omega\,\omega_\mathrm{P}\,\cos(\varphi_\mathrm{P})\,. \tag{9.81}$$

Zu berücksichtigen ist dabei, dass das resultierende Moment für die später gewünschte Nickbewegung der Lastkarre vom Präzessionswinkel φ_P abhängt, d. h. das Moment "braucht sich bei Bewegung auf“ und ist somit nur kurzzeitig wirksam. Außerdem gilt es daher die Kreisel immer wieder in die Nullposition zurückzuführen.

Im Rahmen des vorliegenden Aufbaus wurden folgende Kenngrößen umgesetzt:

Parameter	Wert
Masse je Schwungscheibe	$M_\mathrm{G} = 1{,}688\,\mathrm{kg}$
Radius je Schwungscheibe	$r_\mathrm{G} = 0{,}065\,\mathrm{m}$
Trägheitsmoment je Schwungscheibe	$J_\mathrm{G} = 0{,}00357\,\mathrm{kgm}^2$
Drehrate je Schwungscheibe	$\omega = 2\pi\,\frac{12000}{60}\,\frac{\mathrm{rad}}{\mathrm{s}}$

Die beiden beschriebenen Ansätze – Reaktionsschwungrad und Momentenkreisel – werden z. B. in [VS00] für den Einsatz in der Lageregelung von kleinen Satelliten verglichen.

Bild 9.52 zeigt die umgebaute Lastkarre. Die wesentlichen Baugruppen beschreibt Tabelle 9.3. Das System ist autark in dem Sinne, dass es von einer Batterie betrieben ist und sämtliche Berechnungen auf dem Mikrocontroller erfolgen. Um die Störsicherheit zu gewährleisten, findet – wenn möglich – die Übertragung von Sensorsignalen digital und dann vorzugsweise differenziell statt (z. B. per RS485). Dies ist aufgrund der langen Leitung und der nahe beieinander liegenden Leistung- und Signalleitungen zweckmäßig.

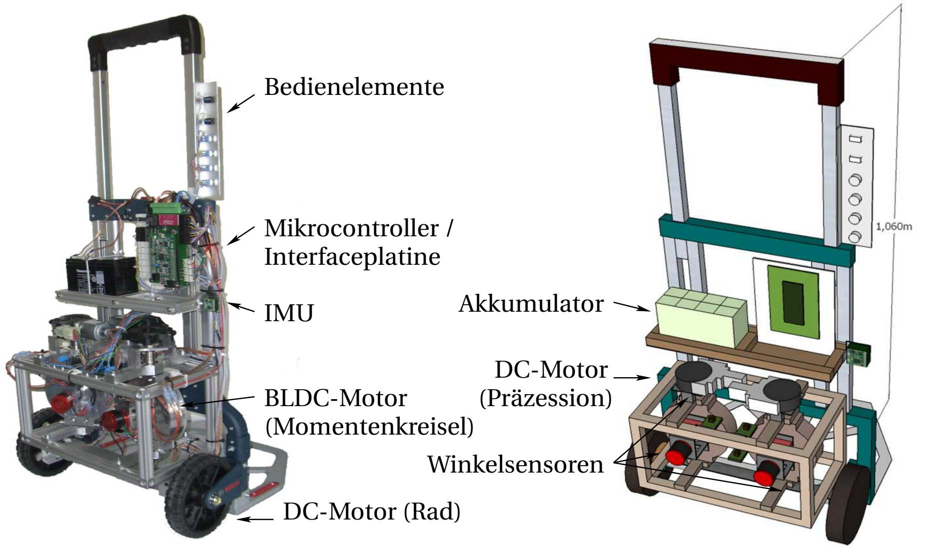


Bild 9.52 Bild der aufgebauten Lastkarre

Direkt unter dem Akkumulator und der Interfaceplatine ist der Rahmen mit den beiden Momentenkreiseln an der Lastkarre befestigt. Details zeigte Bild 9.51. Über dem Rahmen sind beide Motoren positioniert, die eine **Präzessionsbewegung** der beiden Momentenkreisel steuern. Innerhalb des Rahmens sind die durch bürstenlose Motoren angetriebenen Kreisel drehend gelagert aufgehängt. Über das **TwinGyro**-Modul – bestehend aus den zwei Momentenkreiseln mit ihren Antrieben – soll eine Stabilisierung der Lastkarre erreicht werden.

9.6.2 Modellierung und Regelungskonzepte

Wie in der Einleitung erläutert, wurden drei Ansätze untersucht und implementiert. Diese bauen aufeinander auf und werden nun beschrieben. Prinzipiell lassen sich alle Ansätze hinreichend genau durch ein lineares Zustandsraummodell beschreiben. Die Ermittlung einer geeigneten Rückführung erfolgt jeweils durch einen Optimalreglerentwurf (vgl. Abschnitt 8.4.1).

Stabilisierung mit TwinGyro-Modul

Bild 9.53 zeigt die Regelkreisstruktur für die Stabilisierung alleinig mit dem TwinGyro-Modul. Zur Modellbildung werde zunächst das Inverse Pendel in Bild 9.54 betrachtet.
Wie bereits in Abschnitt 9.6.1 gezeigt, erzeugt ein TwinGyro-Modul in Abhängigkeit vom Massenträgheitsmoment J_{G}, der Präzessionsdrehrate ω_{P} und der Drehzahl ω der Kreisel das Moment

$$\tau_{\mathrm{Gyro}} = 2\,J_{\mathrm{G}}\,\omega\,\omega_{\mathrm{P}}\,\cos(\varphi_{\mathrm{P}})\,. \tag{9.82}$$

Der unterlagerte Regler für die Präzessionsbewegung ist hinreichend schnell, so dass die Einstellung der Solldrehrate mit einem PT_1-Verhalten modelliert werden kann. Diese unterlagerte

Tabelle 9.3 Baugruppen der Lastkarre

Baugruppe	Kurzbeschreibung
Prozess-rechner	168 MHz Mikrocontroller STM32 Cortex-M4 mit Echtzeit-Betriebssystem freeRTOS (vgl. auch Kapitel 5)
Inertial Measurement Unit (IMU)	Zwei alternative Systeme kommen zum Einsatz: Die IMU M6-LT [Rob13] der Firma CH Robotics stellt ein sog. 9 DoF Sensormodul dar, bestehend aus drei in den drei Raumrichtungen angeordneten Drehraten-, Beschleunigungs- und Magnetfeldsensoren. Die Verarbeitung (Fusion) der Sensordaten erfolgt durch ein Extended KALMAN-Filter (vgl. Abschnitt 4.2.4) und liefert die Orientierung und Drehraten der Lastkarre im 3D-Raum. Da hier nur ein Winkel benötigt wird, ist ein anderer Ansatz die Verwendung eines wie in Bild 3.54 dargestellten MEMS mit einem Drehraten- und zwei Beschleunigungssensoren (hier verwendet: *Bosch* SMI540).
Rotations-encoder	Es kommen optische Quadraturencoder mit Lichtschranke in Eigenbau und magnetische Encoder AS5048 der Firma *AMS (früher: austriamicrosystems)* zur Anwendung (14 Bit Auflösung). Letztere kommen als Absolutwertgeber für die Präzessionsmotoren zum Einsatz, nämlich um Winkel und die Winkelgeschwindigkeit zu messen (die Sensoren basieren auf HALL-Elementen, Erläuterung ab Seite 110).
Stromsensor	Der Stromsensor ist bereits auf der Motortreiberplatine 18v25CS der Firma *Pololu* vorgesehen. Der Stromsensor ACS714 der Firma *Allegro MicroSystems Inc.* kann Ströme im Bereich von ±30A messen. Er wird mit 5V versorgt und liefert abhängig vom Strom eine analoge Ausgangsspannung.
Taster und Endschalter	Es sind Schalter/Taster für die Interaktion mit dem Nutzer und dem Programm vorgesehen. Außerdem müssen die Kreisel und vor allem die Kabel vor einer zu weiten Drehung geschützt werden. Daher sind an beiden Kreiseln zwei Endschalter angebracht, die lediglich eine Drehung von insgesamt ca. 180° zulassen und bei einer weiteren Bewegung den Laststromkreis unterbrechen.
BLDC-Motoren	Bürstenlose Gleichstrommotoren KORA10-12 der Firma *Kontronik* kommen für den Kreiselantrieb zum Einsatz. Der Motor liefert eine Drehzahl von bis zu 15000 U/min, verwendet wurde eine Drehzahl von 12000 U/min. Die Ansteuerung der Motoren erfolgt über Module der Firma *MikroKopter*.
DC-Motoren	Für den Radantrieb kommen 12V-Motoren mit Planetengetriebe (Übersetzungsverhältnis 53,8:1) aus dem *Bosch* Akkuschrauber-Programm zum Einsatz. Des Weiteren ist den Kreiseln eine Präzessionsbewegung aufzuprägen, wofür Sitzverstellmotoren der Firma *Bosch* Verwendung finden. Sie sind mit einem Schneckengetriebe ausgestattet und liefern bei 12V eine Nenndrehzahl von 74 U/min und ein Anzugsdrehmoment von 13,5 Nm. Beide Motortypen nutzen hier den 18v25CS der Firma *Pololu* als Motortreiber.

Regelung wurde zunächst entworfen und die resultierende Zeitkonstante T_1 dann im geschlossenen Regelkreis identifiziert.

$$T_1\,\dot{\omega}_\mathrm{P} + \omega_\mathrm{P} = \omega_\mathrm{P}^\mathrm{soll} \tag{9.83}$$

Aus Bild 9.54 erhält man damit die Bewegungsgleichung (hier $\tau = \tau_\mathrm{Gyro}$) aus einer Momentenbilanz

$$J_\mathrm{P}\ddot{\psi} = \tau_\mathrm{Gyro} + m_\mathrm{G}\,g\,l_\mathrm{P}\,\sin(\psi) - d\,\dot{\psi}\,. \tag{9.84}$$

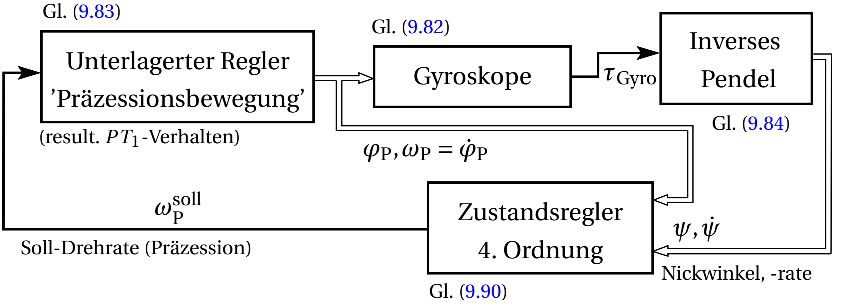


Bild 9.53 Regelkreisstruktur für Stabilisierung mit TwinGyro

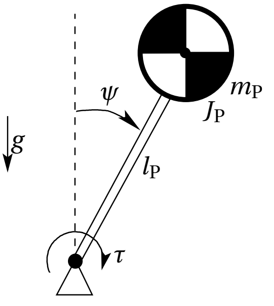


Bild 9.54 Modell des inversen Pendels

Hierbei stehen d für die geschwindigkeitsabhängige Dämpfung ($\hat{=}$ viskose Reibung), J_{P} für das Massenträgheitsmoment des Pendelsystems, m_{G} für das Gesamtgewicht, g für die Gravitation, l_{P} für die Ersatzpendellänge, ψ für den Winkel, $\dot{\psi}$ für die Winkelgeschwindigkeit und $\ddot{\psi}$ für die Winkelbeschleunigung des Pendels.
Für das Zustandsraummodell wird der folgende Zustandsvektor angesetzt $\boldsymbol{x} = [\psi, \dot{\psi}, \varphi_{\text{P}}, \dot{\varphi}_{\text{P}}]^{\text{T}}$. Der Pendelwinkel ψ stellt gleichzeitig den Nickwinkel des Systems und φ_{P} den Präzessionswinkel der Momentenkreisel dar.
Jetzt findet noch eine Linearisierung im Arbeitspunkt $x_{1_{\text{AP}}} = x_{2_{\text{AP}}} = x_{3_{\text{AP}}} = x_{4_{\text{AP}}} = 0$ gemäß Abschnitt 7.2.2 statt, d. h. die Betrachtung des **Kleinsignalverhaltens**. Die Linearisierung hat die Approximation $\sin(\psi) \approx \psi$ und $\cos(\varphi_{\text{P}}) \approx 1$ zur Folge. Damit ergibt sich schließlich

$$\dot{x}_1 = x_2\,, \tag{9.85}$$

$$\dot{x}_2 = \frac{m_{\text{G}}\, g\, l_{\text{P}}}{J_{\text{P}}} x_1 - \frac{d}{J_{\text{P}}} x_2 + \frac{2\, J_{\text{G}}\, \omega}{J_{\text{P}}} x_4\,, \tag{9.86}$$

$$\dot{x}_3 = x_4\,, \tag{9.87}$$

$$\dot{x}_4 = -\frac{1}{T_1} x_4 + \frac{1}{T_1} \omega_{\text{P}}^{\text{soll}}\,. \tag{9.88}$$

In Matrixdarstellung lauten die Systembeschreibung mit der Systemmatrix $\boldsymbol{A}$ und dem Steuervektor $\boldsymbol{b}$

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \ddot{\psi} \\ \dot{\varphi}_\mathrm{P} \\ \ddot{\varphi}_\mathrm{P} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{m_\mathrm{G}\, g\, l_\mathrm{P}}{J_\mathrm{P}} & -\frac{d}{J_\mathrm{P}} & 0 & \frac{2\, J_\mathrm{G}\, \omega}{J_\mathrm{P}} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_1} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{A}} \underbrace{\begin{bmatrix} \psi \\ \dot{\psi} \\ \varphi_\mathrm{P} \\ \dot{\varphi}_\mathrm{P} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{x}} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{T_1} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{b}} \underbrace{\omega_\mathrm{P}^\mathrm{soll}}_{u}, \tag{9.89}$$

wofür man nun einen Zustandsregler

$$u = \omega_\mathrm{P}^\mathrm{soll} = -\boldsymbol{k}^\mathrm{T} \boldsymbol{x}, \tag{9.90}$$

z. B. per Polzuweisung (Abschnitt 8.3) oder mittels Optimierung eines quadratischen Gütemaßes (Abschnitt 8.4.1) entwerfen kann. Hier ist kein Beobachter erforderlich, da alle Zustände vorliegen. Der Nickwinkel ψ und die Nickrate $\dot{\psi}$ kommen direkt aus der IMU M6-LT, die ihrerseits intern ein Extended KALMAN-Filter implementiert. Den Präzessionswinkel φ_P erfasst ein HALL-Encoder mit 14 Bit Auflösung hinreichend genau und die Präzessionsgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_\mathrm{P}$ folgt aus einer numerischen Differentiation.
Bild 9.55 zeigt das Regelverhalten für ψ und φ_P anhand einer zuvor durchgeführten *Matlab*® Simulation. Der Startwert des Pendelwinkels lautet $\psi(0) = 15° \frac{\pi}{180°} \approx 0{,}25\,\mathrm{rad}$. Die am realen System identifizierte Zeitkonstante T_1 beträgt 60 ms, die Abtastzeit wurde zu $T_0 = 10$ ms und die Drehzahl des Momentenkreisels zu 12000 U/min eingestellt. Am realen System liefert die IMU die Messdaten in einem 4ms-Raster.

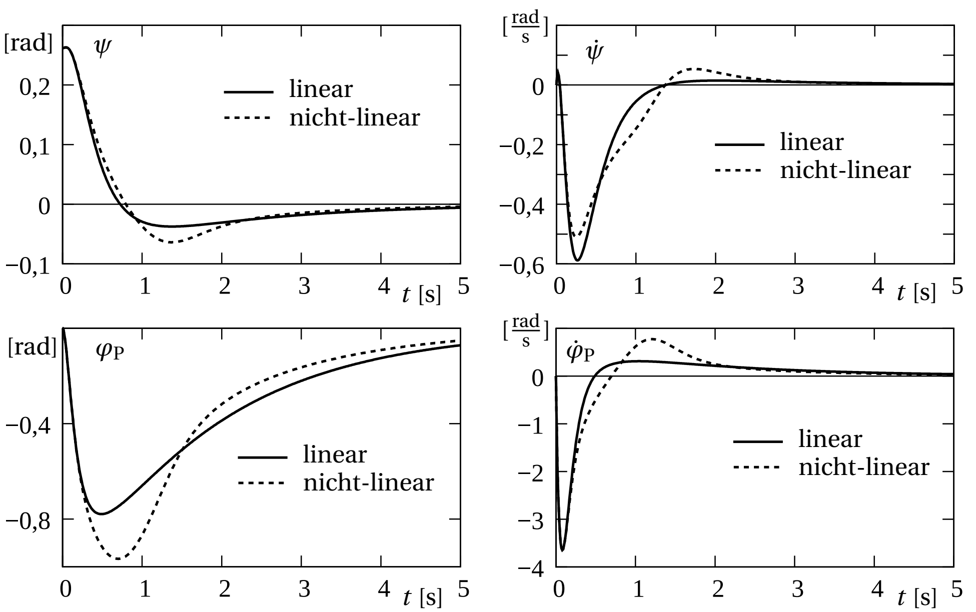


Bild 9.55 Regelverhalten bei Stabilisierung mit TwinGyro-Modul

Stabilisierung mit den Antriebsrädern

Nun erfolgt die Betrachtung des über die Antriebsräder stabilisierten Systems – es entsteht das **Inverse Pendel auf Rädern**, wie es Bild 9.56 darstellt.

Das dynamische Modell eines Antriebssystems war mehrfach Gegenstand der Untersuchung im Methodenteil, etwa in den Beispielen 7.10 (Modellbildung und -vereinfachung), 8.5 (Kaskadenregelung), 8.8 (Störgrößenbeobachtung) sowie 8.18 und 8.19 (Drehzahlregelung und Implementierung). Die beschreibende Differentialgleichung für ein Rad (zunächst ohne Getriebe) lautet

$$J_\mathrm{W}\,\ddot{\theta}_\mathrm{W} = \tau_\mathrm{M} - k_\mathrm{f}\,\dot{\theta}_\mathrm{W}\,, \tag{9.91}$$

wobei hier J_W für das Massenträgheitsmoment des Rades, $\ddot{\theta}_\mathrm{W}$ für die Winkelbeschleunigung, dementsprechend $\dot{\theta}_\mathrm{W}$ für die Winkelgeschwindigkeit des Rades und k_f für die geschwindigkeitsproportionale (viskose) Dämpfung stehen. Das Antriebsmoment τ_M hängt über die Motorkonstante k_M vom Strom i ab, d. h. $\tau_\mathrm{M} = k_\mathrm{M}\,i$.

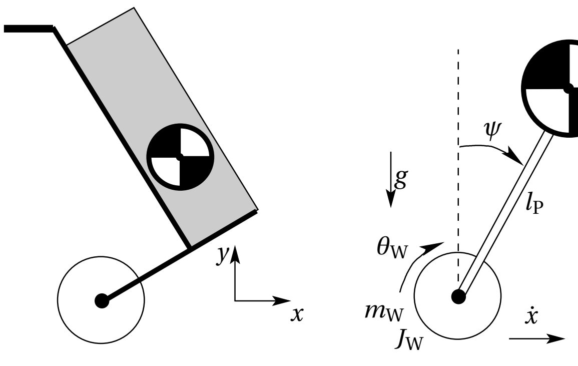


Bild 9.56 Mechanisches Ersatzschaltbild Radantrieb

Die Motorgeschwindigkeit ω_Motor lässt sich über die Getriebeübersetzung γ aus der Radgeschwindigkeit $\omega_\mathrm{W} = \dot{\theta}_\mathrm{W}$ ableiten. Die rotatorische Geschwindigkeit ω_W ist mit der translatorischen Geschwindigkeit $\dot{x}$ über den Radradius r_W gekoppelt, d. h.

$$\omega_\mathrm{Motor} = \gamma\,\omega_\mathrm{W} = \gamma\,\frac{\dot{x}}{r_\mathrm{W}}\,. \tag{9.92}$$

Unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades η und der Getriebeübersetzung γ kann man nun das getriebeseitig wirkende Moment τ_G angeben (Faktor 2 wegen zwei Radmotoren)

$$\tau_\mathrm{G} = 2\,\gamma\,\eta\,(k_\mathrm{M}\,i - k_\mathrm{f}\,\omega_\mathrm{Motor}) = 2\,\gamma\,\eta\,(k_\mathrm{M}\,i - k_\mathrm{f}\,\gamma\,\frac{\dot{x}}{r_\mathrm{W}})\,. \tag{9.93}$$

Hiermit ist die motorseitige Beschreibung abgeschlossen. Die Gl. (9.93) wird später noch benötigt.

Die weitere Modellierung findet mit Hilfe der LAGRANGE'schen Methode statt (vgl. dazu Abschnitt 6.2.3). Dafür sei nun Bild 9.56 betrachtet.

Die potentielle Energie des Systems U lautet mit dem Pendelwinkel ψ, der Ersatzpendellänge l_P, der Ersatzpendelmasse m_P und der Gravitationskonstanten g

$$U = m_\mathrm{P}\,g\,l_\mathrm{P}\,\cos(\psi)\,. \tag{9.94}$$

Nun gilt es die kinetische Energie T des Systems zu bestimmen. Diese teilt sich auf die Räder (Index W) und das Pendel (Index P) auf. Für die rotatorische und translatorische Energie der Räder ermittelt man:

$$T_\mathrm{W} = 2\,(\frac{1}{2}\,J_\mathrm{W}\,\dot{\theta}_\mathrm{W}^2 + \frac{1}{2}\,m_\mathrm{W}\,\dot{x}^2)\,. \tag{9.95}$$

In dieser Formel stehen J_W für das Massenträgheitsmoment der Räder und m_W für die Masse der Räder. Für die Bestimmung der kinetischen Energie des Pendels sind wiederum ein rotatorischer und translatorischer Teil zu unterscheiden

$$T_\mathrm{P} = \frac{1}{2}\,J_\mathrm{P}\,\dot{\psi}^2 + \frac{1}{2}\,m_\mathrm{P}\,v_\mathrm{P}^2\,. \tag{9.96}$$

Hier stehen J_P für das Massenträgheitsmoment des Pendels und v_P für die translatorische Geschwindigkeit. Letztere bestimmt man über die kinematischen Beziehungen. Für die Pendelposition $\boldsymbol{x}_\mathrm{P}$ und -geschwindigkeit $\dot{\boldsymbol{x}}_\mathrm{P} = \boldsymbol{v}_\mathrm{P}$ gilt

$$\boldsymbol{x}_\mathrm{P} = \begin{bmatrix} x + l_\mathrm{P}\,\sin(\psi) \\ l_\mathrm{P}\,\cos(\psi) \\ 0 \end{bmatrix} \quad ; \quad \boldsymbol{v}_\mathrm{P} = \dot{\boldsymbol{x}}_\mathrm{P} = \begin{bmatrix} \dot{x} + l_\mathrm{P}\,\cos(\psi)\,\dot{\psi} \\ -l_\mathrm{P}\,\sin(\psi)\,\dot{\psi} \\ 0 \end{bmatrix}. \tag{9.97}$$

Damit erhält man für v_P^2

$$v_\mathrm{P}^2 = \boldsymbol{v}_\mathrm{P}^\mathrm{T}\boldsymbol{v}_\mathrm{P} = \dot{x}^2 + 2\,\dot{x}\,\dot{\psi}\,l_\mathrm{P}\,\cos(\psi) + l_\mathrm{P}^2\,\dot{\psi}^2 \tag{9.98}$$

und für Gl. (9.96) schließlich

$$T_\mathrm{P} = \frac{1}{2}\,J_\mathrm{P}\,\dot{\psi}^2 + \frac{1}{2}\,m_\mathrm{P}\,\left(\dot{x}^2 + 2\dot{x}\,\dot{\psi}\,l_\mathrm{P}\,\cos(\psi) + l_\mathrm{P}^2\,\dot{\psi}^2\right)\,. \tag{9.99}$$

Für die Radumdrehung ohne Berücksichtigung von Schlupf folgt aus Gl. (9.92):

$$\dot{\theta}_\mathrm{W} = \frac{1}{r_\mathrm{W}}\,\dot{x} \quad \text{und} \quad x = \theta_\mathrm{W}\,r_\mathrm{W}\,. \tag{9.100}$$

Die LAGRANGE-Funktion lautet unter der Berücksichtigung von $L = T - U$

$$\begin{aligned} L &= T_\mathrm{W} + T_\mathrm{P} - U \\ &= (m_\mathrm{W} + \frac{J_\mathrm{W}}{r_\mathrm{W}^2} + \frac{1}{2}\,m_\mathrm{P})\dot{x}^2 + \frac{1}{2}(m_\mathrm{P}\,l_\mathrm{P}^2 + J_\mathrm{P})\dot{\psi}^2 + m_\mathrm{P}\,l_\mathrm{P}\dot{x}\dot{\psi}\cos(\psi) - m_\mathrm{P}\,g\,l_\mathrm{P}\cos(\psi)\,. \end{aligned} \tag{9.101}$$

Es ist nun die LAGRANGE'sche Gleichung 2. Art gemäß Gl. (6.56) bzw. (6.58) für x und ψ auszuwerten

$$x: \qquad \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}}\right) - \frac{\partial L}{\partial x} = F_x\,, \tag{9.102}$$

$$\psi: \qquad \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}}\right) - \frac{\partial L}{\partial \psi} = \tau_\psi\,. \tag{9.103}$$

Für die von außen angreifenden nichtkonservativen Kräfte und Momente gilt hierbei

$$F_x = \frac{\tau_\mathrm{G}}{r_\mathrm{W}} \quad ; \quad \tau_\psi = -\tau_\mathrm{G} \tag{9.104}$$

mit dem in Gl. (9.93) abgeleiteten Moment. Damit ergeben sich die Bewegungsgleichungen

$$\frac{\tau_G}{r_W} = (2m_W + \frac{2J_W}{r_W^2} + m_P)\ddot{x} + m_P\, l_P \cos(\psi)\ddot{\psi} - m_P l_P \sin(\psi)\dot{\psi}^2 \tag{9.105}$$

$$-\tau_G = (J_P + m_P l_P^2)\ddot{\psi} + m_P l_P \cos(\psi)\ddot{x} - m_P l_P \dot{x}\dot{\psi}\sin(\psi) - m_P\, g\, l_P \sin(\psi)\,, \tag{9.106}$$

in die man nun Gl. (9.93) einsetzt, um eine Abhängigkeit vom Motorstrom i zu erhalten. Dieses System wird im Arbeitspunkt $x_0 = \dot{x}_0 = \psi_0 = \dot{\psi}_0 = 0$ linearisiert. Nach einer Umstellung der Terme ergibt sich schließlich die linearisierte Zustandsraumdarstellung mit dem Zustandsvektor $\boldsymbol{x} = [\psi, \quad \dot{\psi}, \quad x, \quad \dot{x}]^T$

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ a_1 & 0 & 0 & a_4 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ a_2 & 0 & 0 & a_3 \end{bmatrix} \boldsymbol{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ b_1 \\ 0 \\ b_2 \end{bmatrix} i \quad \text{und den folgenden Abkürzungen} \tag{9.107}$$

$$\beta = m_P + 2m_W + 2\frac{J_W}{r_W^2}\,, \tag{9.108}$$

$$\alpha = J_P\beta + 2m_P l_P^2(m_W + \frac{J_W}{r_W^2})\,, \tag{9.109}$$

$$a_1 = \frac{\beta}{\alpha} m_P\, g\, l_P\,, \tag{9.110}$$

$$a_2 = -\frac{m_P^2\, g\, l_P^2}{\alpha}\,, \tag{9.111}$$

$$a_3 = -\frac{1}{\alpha}\left(\frac{2\gamma^2\eta k_f}{r_W} m_P l_P + \frac{2\gamma^2\eta k_f}{r_W^2}(J_P + m_P l_P^2)\right), \tag{9.112}$$

$$a_4 = \frac{1}{\alpha}\left(\beta\frac{2\gamma^2\eta k_f}{r_W} + \frac{2\gamma^2\eta k_f}{r_W^2} m_P\, l_P\right), \tag{9.113}$$

$$b_1 = -\frac{1}{\alpha}\left(\beta 2\gamma\eta k_M + 2\gamma\eta\frac{k_M}{r_W} m_P l_P\right), \tag{9.114}$$

$$b_2 = \frac{1}{\alpha}\left(2\gamma\eta k_M m_P l_P + 2\gamma\eta\frac{k_M}{r_W}(J_P + m_P l_P^2)\right). \tag{9.115}$$

Für die Systembeschreibung in Gl. (9.107) (Nick- und Längsdynamik) kann man den Regler z. B. über ein quadratisches Gütemaß entwerfen. Bild 9.57 zeigt die gesamte Regelkreisstruktur (etwas vereinfacht, nicht alle Abhängigkeiten sind illustriert). Darin zusätzlich beinhaltet ist die Regelung der Lastkarre um die Hochachse mit einem Zustandsregler zweiter Ordnung. Dabei wurde angenommen, dass die Dynamik um die Hochachse (Gierwinkel) praktisch entkoppelt von der Nick- und Längsdynamik ist. Die Herleitung der entsprechenden Systembeschreibung sei kurz skizziert.

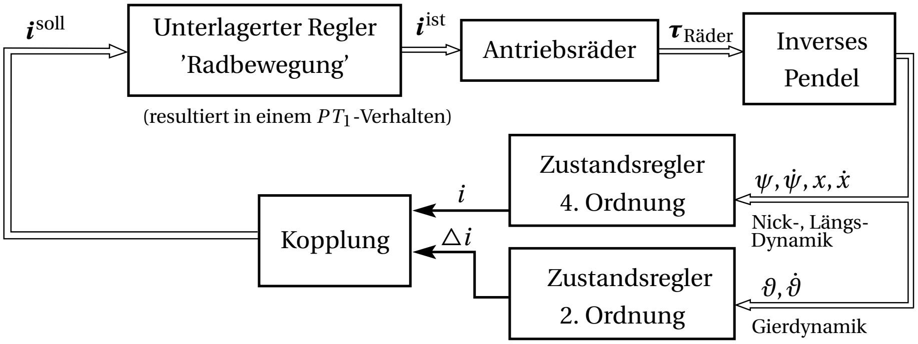


Bild 9.57 Regelkreisstruktur für Stabilisierung mit Antriebsrädern (vereinfacht)

Mit dem Radmotor-Moment $\tau_{\text{M}} = k_{\text{M}}\, i$ gilt für die von den Radmodulen aufgebrachten Momente um die Hochachse exemplarisch am rechten Rad (Index r) folgender Zusammenhang:

$$\tau_{\text{r}} = \overbrace{\underbrace{\underbrace{\gamma\eta\left(\tau_{\text{M,r}} - k_{\text{f}}\dot{\theta}_{\text{W,r}}\right)}_{\text{Motormoment}}\frac{1}{r_{\text{W}}}}_{\text{Kraft}}\, b}^{\text{Moment um Hochachse}} . \tag{9.116}$$

Hierbei entspricht b dem Abstand zwischen Mittelpunkt der Radachse und einem Rad. Vernachlässigt man Radschlupf, dann kann man die Drehwinkel des rechten und linken Rades $\theta_{\text{W,r}}, \theta_{\text{W,l}}$ in Abhängigkeit des Weges x darstellen. Es gilt mit dem Winkel ϑ um die Hochachse

$$\theta_{\text{W,r}} = \frac{\dot{x}_{\text{r}}}{r_{\text{W}}} = \frac{\dot{x} + b\dot{\vartheta}}{r_{\text{W}}}, \tag{9.117}$$

$$\theta_{\text{W,l}} = \frac{\dot{x}_{\text{l}}}{r_{\text{W}}} = \frac{\dot{x} - b\dot{\vartheta}}{r_{\text{W}}} \tag{9.118}$$

und für die entsprechenden Momente gilt dann für rechts (Index r) und links (Index l)

$$\tau_{\text{r}} = \gamma\eta\left(k_{\text{M}}\, i_{\text{r}} - k_{\text{f}}\frac{\dot{x} + b\dot{\vartheta}}{r_{\text{W}}}\right)\frac{1}{r_{\text{W}}}b, \tag{9.119}$$

$$\tau_{\text{l}} = \gamma\eta\left(k_{\text{M}}\, i_{\text{l}} - k_{\text{f}}\frac{\dot{x} - b\dot{\vartheta}}{r_{\text{W}}}\right)\frac{1}{r_{\text{W}}}b. \tag{9.120}$$

Eine Momentenbilanz um die Hochachse liefert nun

$$\begin{aligned}
J_{\vartheta}\ddot{\vartheta} &= \tau_{\text{r}} - \tau_{\text{l}} \\
&= \gamma\eta\left(k_{\text{M}}\, i_{\text{r}} - k_{\text{f}}\frac{\dot{x} + b\dot{\vartheta}}{r_{\text{W}}}\right)\frac{1}{r_{\text{W}}}b - \gamma\eta\left(k_{\text{M}}\, i_{\text{l}} - k_{\text{f}}\frac{\dot{x} - b\dot{\vartheta}}{r_{\text{W}}}\right)\frac{1}{r_{\text{W}}}b \\
&= \gamma\eta\left(\frac{k_{\text{M}} b}{r_{\text{W}}}(i_{\text{r}} - i_{\text{l}}) - \frac{2b^2 k_{\text{f}}}{r_{\text{W}}^2}\dot{\vartheta}\right) = \gamma\eta\left(\frac{k_{\text{M}} b}{r_{\text{W}}}\Delta i - \frac{2b^2 k_{\text{f}}}{r_{\text{W}}^2}\dot{\vartheta}\right) \quad \text{bzw.}
\end{aligned} \tag{9.121}$$

$$\ddot{\vartheta} = \gamma\eta\left(\frac{k_{\text{M}} b}{J_{\vartheta} r_{\text{W}}}\Delta i - \frac{2b^2 k_{\text{f}}}{J_{\vartheta} r_{\text{W}}^2}\dot{\vartheta}\right), \tag{9.122}$$

wobei $\Delta i = i_\mathrm{r} - i_\mathrm{l}$ die Stromdifferenz und J_ϑ das Massenträgheitsmoment um die Hochachse J_{zz} inklusive der STEINER-Anteile der beiden Räder darstellen. Mit $\boldsymbol{x} = [\vartheta, \dot{\vartheta}]^\mathrm{T}$ gilt

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -\dfrac{2\gamma\eta b^2 k_\mathrm{f}}{J_\vartheta r_\mathrm{W}^2} \end{bmatrix} \boldsymbol{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ \dfrac{\gamma\eta k_\mathrm{M} b}{J_\vartheta r_\mathrm{W}} \end{bmatrix} \Delta i\,. \tag{9.123}$$

Zur Kopplung der Gln. (9.107) und (9.123) wurde die folgende Kopplungsmatrix angesetzt, die die Sollströme für den linken und rechten Motor $i_\mathrm{l}^\mathrm{soll}$, $i_\mathrm{r}^\mathrm{soll}$ berechnet

$$\boldsymbol{i}^\mathrm{soll} = \begin{bmatrix} i_\mathrm{l}^\mathrm{soll} \\ i_\mathrm{r}^\mathrm{soll} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0.5 \\ 1 & -0.5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i \\ \Delta i \end{bmatrix}. \tag{9.124}$$

Die Rückführverstärkungen selbst ergeben sich aus dem Reglerentwurf.
Bild 9.58 zeigt das Regelverhalten am Beispiel einer *Matlab*® Simulation, bei der aber wesentliche Störanteile und Unsicherheiten des realen Systems Berücksichtigung finden. Das betrifft Rauschen in den Messgrößen, die Rekonstruktion des Nickwinkels ψ über einen Beobachter (in diesem Experiment kommt der SMI540 zum Einsatz, der lediglich einen Drehraten- und zwei Beschleunigungssensoren aufweist) und Quantisierungseffekte und Fehler der Inkrementalgeber, die etwa zur Rekonstruktion des Weges x und des Winkels ϑ um die Hochachse zum Einsatz kommen.
Der Startwert des Pendelwinkels lautet $\psi(0) = 15°\,\frac{\pi}{180°} \approx 0{,}25\,\mathrm{rad}$, der Startwert des Beobachters $\hat{\psi}(0) = 0$. Zusätzlich wurde für den Winkel ϑ ein Sollverlauf in Form einer Sinusschwingung vorgegeben gemäß $\vartheta^\mathrm{soll}(t) = 0{,}3\sin(2\pi\, 0{,}25\, t)$. Es wurde ein zeitdiskreter Regel mit der Abtastzeit $T_0 = 10$ ms implementiert. Bild 9.58 zeigt neben den wesentlichen Zuständen die vom Regler erzeugten Stellwerte (auf Spannungen für die Antriebsmodule umgerechnet), um die Bewegungen in ψ und ϑ zu realisieren.

Stabilisierung mit TwinGyro-Modul und Antriebsräder

Die exakte Modellierung dieses nun voll ausgebauten Systems kann – wie im letzten Abschnitt gezeigt – mit der LAGRANGE'schen Methode erfolgen. Hier gelangt man aber durch Überlagerung der beiden hergeleiteten Modelle schneller zu einer approximierten, aber akzeptablen Systembeschreibung. Dabei machen wir von der Annahme Gebrauch, dass sich die TwinGyro-Bewegung und die Radbewegung nicht gegenseitig beeinflussen sollen und überlagern die Gln. (9.89) und (9.107). Der von der potentiellen Energie herrührende Anteil ist nur einmal zu berücksichtigen, ansonsten lassen sich die die Beschleunigung von ψ beinflussenden Anteile einfach addieren. Man gelangt schließlich mit dem Zustandsvektor $\boldsymbol{x} = [\psi, \dot{\psi}, x, \dot{x}, \varphi_\mathrm{P}, \dot{\varphi}_\mathrm{P}]^\mathrm{T}$ zu

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_1 & a_2 & 0 & a_3 & 0 & a_4 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ a_5 & 0 & 0 & a_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_7 \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{A}} \boldsymbol{x} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ b_1 & 0 \\ 0 & 0 \\ b_2 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & b_3 \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{B}} \underbrace{\begin{bmatrix} i \\ \omega_\mathrm{P}^\mathrm{soll} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{u}} \quad \text{mit} \tag{9.125}$$

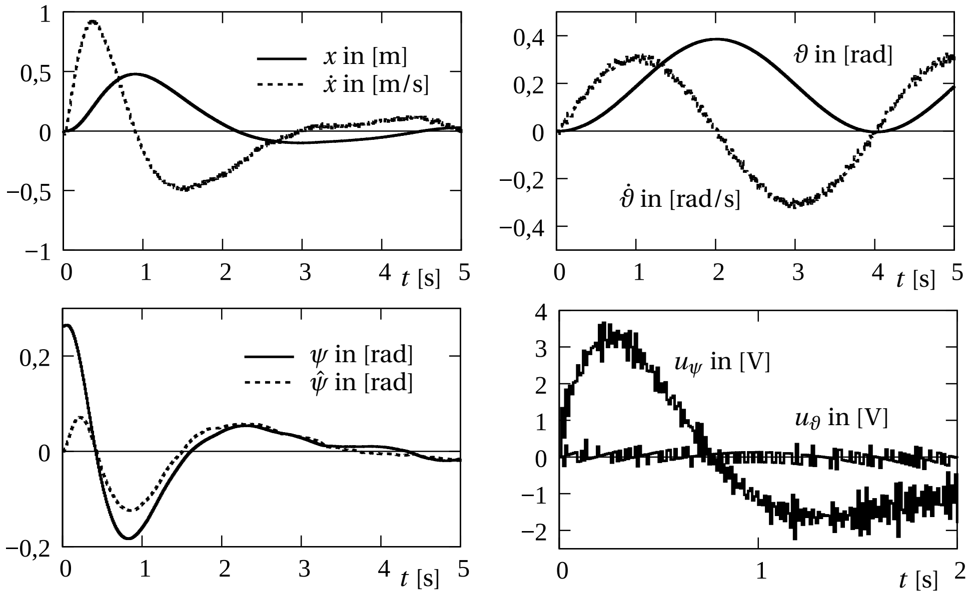


Bild 9.58 Regelverhalten bei Stabilisierung über die Antriebsräder

$$a_1 = \frac{\beta}{\alpha} m_\mathrm{P}\, g\, l_\mathrm{P}\, ;\; a_2 = -\frac{d}{J_\mathrm{P}} \tag{9.126}$$

$$a_3 = \frac{1}{\alpha}\left(\beta \frac{2\gamma^2 \eta k_\mathrm{f}}{r_\mathrm{W}} + \frac{2\gamma^2 \eta k_\mathrm{f}}{r_\mathrm{W}^2} m_\mathrm{P}\, l_\mathrm{P}\right) ;\; a_4 = \frac{2\, J_\mathrm{G}\, \omega}{J_\mathrm{P}} \tag{9.127}$$

$$a_5 = -\frac{m_\mathrm{P}^2\, g\, l_\mathrm{P}^2}{\alpha}\, ;\; a_6 = -\frac{1}{\alpha}\left(\frac{2\gamma^2\, \eta k_\mathrm{f}}{r_\mathrm{W}} m_\mathrm{P}\, l_\mathrm{P} + \frac{2\gamma^2 \eta k_\mathrm{f}}{r_\mathrm{W}^2}(J_\mathrm{P} + m_\mathrm{P}\, l_\mathrm{P}^2)\right) ;\; a_7 = -\frac{1}{T_1} \tag{9.128}$$

$$b_1 = -\frac{1}{\alpha}\left(\beta 2\gamma\eta\, k_\mathrm{M} + 2\gamma\eta \frac{k_\mathrm{M}}{r_\mathrm{W}} m_\mathrm{P}\, l_\mathrm{P}\right) \tag{9.129}$$

$$b_2 = \frac{1}{\alpha}\left(2\gamma\eta k_\mathrm{M}\, m_\mathrm{P}\, l_\mathrm{P} + 2\gamma\eta \frac{k_\mathrm{M}}{r_\mathrm{W}}(J_\mathrm{P} + m_\mathrm{P}\, l_\mathrm{P}^2)\right) ;\; b_3 = \frac{1}{T_1} \tag{9.130}$$

Die Korrektur der Rotation um die Hochachse erfolgt wie bei der Radstabilisierung mit den Gln. (9.123) und (9.124).

Bild 9.59 zeigt die implementierte Regelkreisstruktur und Bild 9.60 das Regelverhalten aus einer *Matlab*® Simulation. Der Startwert des Pendelwinkels lautet wiederum $\psi(0) = 15° \frac{\pi}{180°} \approx 0{,}25\,\mathrm{rad}$. Es sind das Regelverhalten für den Pendelwinkel ψ, die Lastkarrenposition x und für den Präzessionswinkel φ_P dargestellt. Der Vergleich mit Bild 9.55 zeigt das verbesserte (dynamischere) Regelverhalten durch die Verwendung von zwei Stelleinrichtungen.

9.6.3 Implementierungsaspekte

Abschließend sei noch auf einige Implementierungsaspekte hingewiesen.

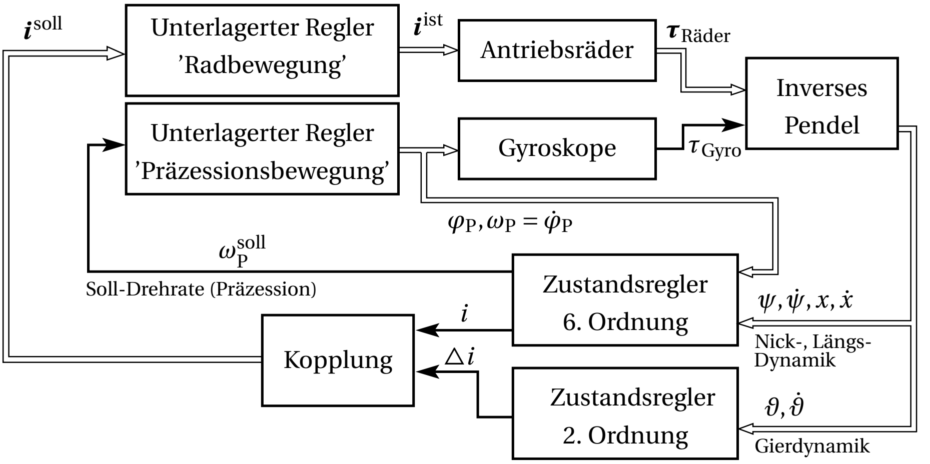


Bild 9.59 Regelkreisstruktur für Stabilisierung mit TwinGyro-Modul und Antriebsräder (vereinfacht)

- Die Implementierung der beschriebenen Systeme fand auf einem STM32 Cortex-M4 statt, für das eine Portierung des freien Echtzeit-Betriebssystems freeRTOS vorliegt. Zur komfortablen Handhabung wurde dieses um eine Laufzeitumgebung (Shell) erweitert, die z. B. auch die Manipulation von Tasks zur Laufzeit über die serielle Terminalschnittstelle ermöglicht (Einplanung, Ausplanung, Veränderung der Zykluszeit, usw.). Zur Erläuterung von Taskzuständen sei auf Abschnitt 5.3.1 verwiesen.
- Die Regelung der Antriebe zur Einstellung des Präzessionswinkels erfolgte in einer Kaskadenregelung, wie ab Seite 342 beschrieben. Die äußere Schleife dient der Geschwindigkeitsregelung. Es kommt ein PI-Regler mit der Abtastzeit 4ms zum Einsatz. Auch die innere Schleife (Stromregelung) ist als PI-Regler ausgeführt, allerdings mit der Abtastzeit von 1ms. Die erforderlichen Messwerte des Stromes werden mit 250μs abgetastet und gewandelt, um diese anschließend zu filtern (Tiefpassfilterung, vgl. Abschnitt 4.2.1) und dann den Stromreglern zur Verfügung zu stellen.
- Eine numerisch robuste und wenig parametersensitive Implementierung der PI-Regler erfolgte mit dem ab Seite 390 erläuterten und in Beispiel 8.19 exemplarisch ausgeführten δ-Operator.
- Geeignete Rückführverstärkungen für die gezeigten Zustandsregler konnten über eine Optimierung mit quadratischem Gütemaß ermittelt werden. Die Theorie hierzu findet sich in Abschnitt 8.4.1, bzw. die Beschreibung des stationären RICCATI-Reglers ab Seite 354.
- Im Ansatz mit der Regelung über die Antriebsräder kam ein Inertialsensor zum Einsatz, der die inertialen Beschleunigungen und die Drehrate in einer Ebene misst. Nachfolgend werde kurz skizziert, wie sich hieraus der Nickwinkel ψ bestimmen lässt. Bild 9.61 zeigt dazu eine Prinzipdarstellung zum Befestigungsort. Die Einbaulage des Sensors stellt sicher, dass die gemessene Drehrate und die Nickdrehrate der Lastkarre in der gleichen Ebene liegen. Bezüglich des inertialen Koordinatensystems $(KS)_0$ ist der Sensor zum einen translatorisch verschoben und zum anderen um den Nickwinkel ψ verdreht.

  Benötigt werden die Beschleunigungen, die auf den Sensor wirken. Die Berechnung der Sensorbeschleunigungen erfolgt am einfachsten im Inertialkoordinaten-System $(KS)_0$; an-

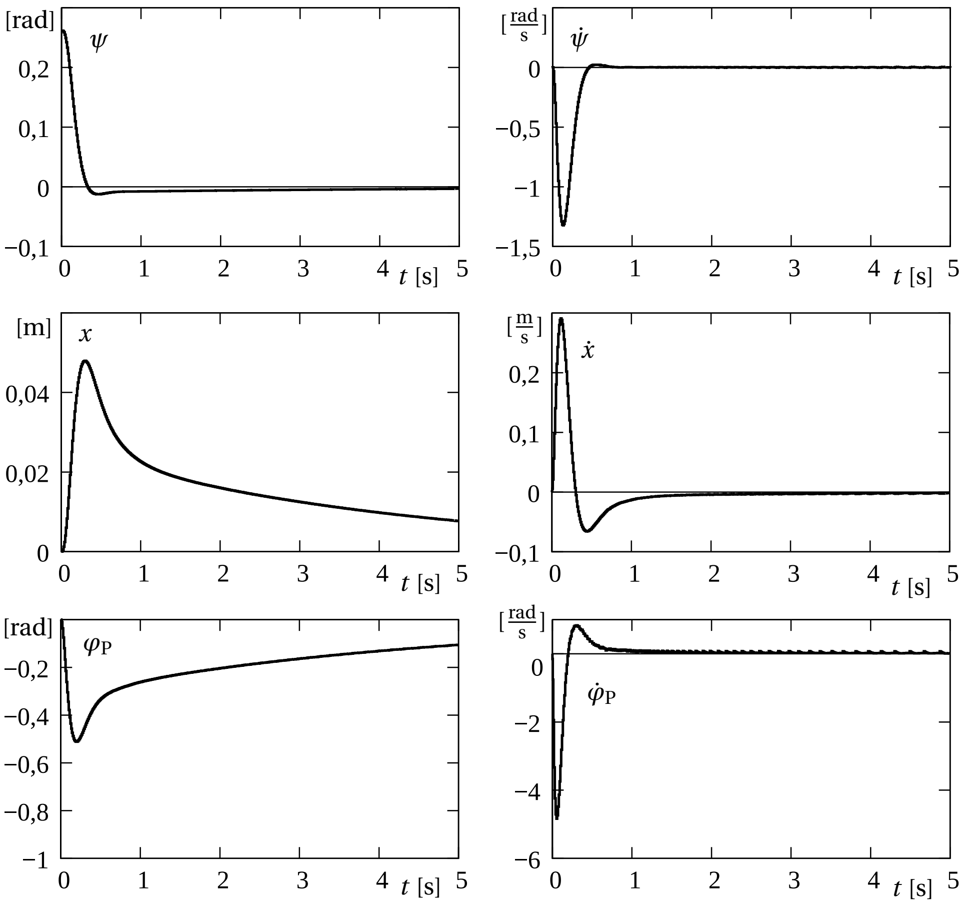


Bild 9.60 Regelverhalten bei Stabilisierung mit TwinGyro-Modul und Antriebsräder

schließend ist eine Umrechnung in das Körperkoordinatensystem $(KS)_K$ der Lastkarre durchzuführen, in welchem die tatsächliche Messung erfolgt.

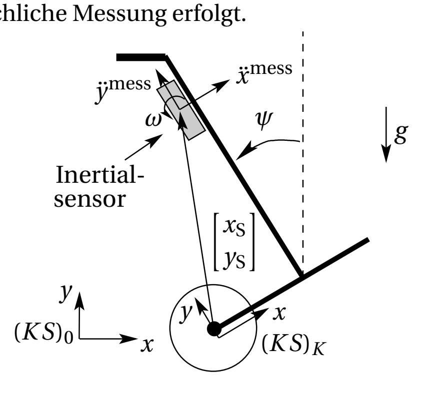


Bild 9.61 Prinzipskizze zur Einbaulage des Inertialssensors an der Lastkarre

Die einzelnen Rechenschritte sind hier nicht weiter aufgeführt, gelingen aber mit den Abschnitt 6.1.3 erläuterten Transformationsvorschriften, insb. Gl. (6.25).
Schließlich findet man den Zusammenhang für die Beschleunigungen, die der Sensor im körperfesten Koordinatensystem erfährt bzw. misst.

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}^{\text{mess}} \\ \ddot{y}^{\text{mess}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{x}\cos\psi + \ddot{y}\sin\psi - g\sin\psi - \omega^2 x_{\text{S}} - \dot{\omega}\, y_{\text{S}} \\ -\ddot{x}\sin\psi + \ddot{y}\cos\psi - g\cos\psi + \dot{\omega}\, x_{\text{S}} - \omega^2 y_{\text{S}} \end{bmatrix}$$

Aus diesen Messgleichungen gilt es nun den Nickwinkel ψ zu bestimmen; alle weiteren auftretenden Größen werden als bekannt bzw. messbar angenommen. Lediglich für die Beschleunigung in y-Richtung trifft diese Annahme nicht zu; der Anteil ist aber in erster Näherung vernachlässigbar, sieht man von schnellen Geschwindigkeitsänderungen auf einer schiefen Ebene ab. Eine numerische (iterative) Lösung der Problemstellung erscheint möglich, jedoch wird hier eine Vereinfachung vorgenommen, um eine geschlossene analytische Lösung abzuleiten. Es wird angenommen, dass sich der Nickwinkel nicht allzu schnell ändert. Daher kommt die letzte verfügbare Schätzung des Nickwinkels $\hat{\psi}$ zu Anwendung, um die Terme mit den translatorischen Beschleunigungen auszurechnen. Sämtliche Terme bis auf die mit der Gravitationskonstante werden auf die linke Seite gebracht. Aus der Beziehung

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}^{\text{mess}} \\ \ddot{y}^{\text{mess}} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \ddot{x}\cos\psi - \omega^2 x_{\text{S}} - \dot{\omega}\, y_{\text{S}} \\ -\ddot{x}\sin\psi + \dot{\omega} x_{\text{S}} - \omega^2 y_{\text{S}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{x}^{\text{virtuell}} \\ \ddot{y}^{\text{virtuell}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -g\sin\psi \\ -g\cos\psi \end{bmatrix}$$

kann man nun über die arctan-Funktion den Nickwinkel ψ ermitteln

$$\psi = \arctan\left(\frac{\ddot{y}^{\text{virtuell}}}{\ddot{x}^{\text{virtuell}}}\right). \tag{9.131}$$

Es erweist sich als vorteilhaft, den Ausdruck in Gl. (9.131) zu filtern, um Ausreißer und Messrauschen zu dämpfen. Hier wurde ein zeitdiskretes BUTTERWORTH-Filter zweiter Ordnung implementiert. Als Eckfrequenz wurde 1 Hz gewählt. Details zur Theorie und Umsetzung finden man in Abschnitt 4.2.1 und in den Beispielen 4.11 und 4.12.
Die Berechnung des Nickwinkels nach Gl. (9.131) bzw. die anschließende Filterung lässt sich näherungsweise als Antwort eines Filters erster Ordnung, angewendet auf den „echten" Nickwinkel interpretieren. Als Differentialgleichung schreibt sich dies wie folgt

$$T_1\dot{\psi}_{\text{f}} + \psi_{\text{f}} = \psi\,.$$

Die Filterzeitkonstante T_1, die sich aus dem BUTTERWORTH-Filter und dem interessierenden Frequenzbereich ergibt, charakterisiert dabei die Zeit, um die der gefilterte Wert dem realen Wert hinterher eilt.
Der Drehratensensor wird wie folgt modelliert (vgl. auch Beispiel 4.14 auf Seite 175)

$$\begin{aligned} \dot{\psi} &= \omega + b\,, \\ \dot{b} &= 0 + \nu_{\text{b}}\,. \end{aligned}$$

Dabei bezeichnen ω die tatsächliche Drehrate und b den Bias, d. h. den Offsetfehler. Der Bias selbst ist nicht konstant und wird als Random Walk Prozess modelliert, vgl. auch Beispiel 4.7. ν_{b} stellt dabei einen weißen Rauschprozess dar. Durch Einführung des dreidimensionalen Zustandsvektors x, der den gefilterten Nickwinkel, den echten Nickwinkel und den

Bias umfasst, lässt sich das System im Zustandsraum wie folgt beschreiben:

$$\boldsymbol{x} = \begin{bmatrix} \psi_\mathrm{f} \\ \psi \\ b \end{bmatrix} \implies \qquad \dot{\boldsymbol{x}} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{T_1} & \frac{1}{T_1} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \boldsymbol{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \omega + \boldsymbol{w} \tag{9.132}$$

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \boldsymbol{x} + v \tag{9.133}$$

Dabei bezeichnet y den Messwert, der dem gefilterten Nickwinkel entspricht. Der Vektor $\boldsymbol{w}$ steht für das Prozessrauschen und v steht für das Messrauschen. Für sämtliche Rauschelemente sei angenommen, dass sie gegenseitig unkorreliert und mittelwertfrei sind. Das System ist vollständig beobachtbar, d. h. aus der Kenntnis von Drehrate und dem berechneten Nickwinkel lassen sich alle drei Zustände rekonstruieren. Es kann ein Beobachterentwurf nach LUENBERGER (Abschnitt 8.3.2) oder ein KALMAN-Filter (Abschnitt 4.2.3) zur Anwendung kommen.

Für die Softwareumsetzung wird die zeitdiskrete Form des Systems benötigt, die mit der Abtastzeit T_0 und einer exakten Diskretisierung zu den Abtastzeitpunkten zu folgendem Resultat führt (für die Theorie der Diskretisierung sei auf Abschnitt 8.5.1 und die Ausführungen ab Seite 377 verwiesen)

$$\boldsymbol{x}(k+1) = \begin{bmatrix} e^{-T_0/T_1} & 1-e^{-T_0/T_1} & T_0 - T_1\left(1-e^{-T_0/T_1}\right) \\ 0 & 1 & T_0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \boldsymbol{x}(k) + \begin{bmatrix} T_0 - T_1\left(1-e^{-T_0/T_1}\right) \\ T_0 \\ 0 \end{bmatrix} \omega(k)\,,$$

$$y(k) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \boldsymbol{x}(k)\,.$$

Ein dafür entworfenes KALMAN-Filter liefert damit die Schätzung für den Nickwinkel ψ, den gefilterten Winkel ψ_f und den Bias b.

Als Kurzfazit zum Abschluss kann man Folgendes festhalten:

- Durch die Kombination mit beiden Stelleinrichtungen lässt sich ein dynamischeres Regelverhalten erzielen. Des Weiteren ist ein geringerer „Verbrauch“ des Präzessionswinkels erforderlich als bei reinem TwinGyro-Betrieb – es bestehen somit Leistungsreserven.
- Aus Platzgründen konnte nicht auf die Implementierung der vollen Assistenzfunktion eingegangen werden, die etwa vorsieht, dass der Kundenwunsch in Form einer Kraft erfasst wird, die den Richtungswunsch und die Geschwindigkeit angibt. Auch hier hat die Verwendung von zwei Antriebskonzepten Vorteile, da die Momentenkreisel die Stabilität sicherstellen und die Antriebe dann vorzugsweise der Sollbewegung dienen. Bei der reiner Stabilisierung über die Antriebsräder ist es schwieriger zwischen Kundenwunsch und äußeren Störungen zu unterscheiden.
- Die Stabilisierung mittels mechanischen Momentenkreiseln ist bei dem vorliegenden Aufbau verhältnismäßig energieaufwändig. So benötigen die Kreisel für die konstante Drehzahl alleine ca. 145 W. Dies stellt bei batteriebetriebenen Systemen ein Problem dar, da dadurch die Laufzeit extrem reduziert wird. Die wesentlichen Verluste sind Reibungseffekten bei den hohen Drehzahlen geschuldet. Demnach müsste ein Augenmerk auf einer geeigneten Lagerung liegen.

Literatur

[AB02] ASTRAND, B. ; BAERVELDT, A.-J.: An Agricultural Mobile Robot with Vision-Based Perception for Mechanical Weed Control. In: *Autonomous Robots* 13 (2002), Nr. 1, S. 21–35

[AB10] AL-BENDER, F.: Fundamentals of Friction Modeling. In: *ASPE Spring Topical Meeting on Control of Precision Systems*, ASPE, 2010, S. 117–122

[Ada14] ADAMY, J.: *Nichtlineare Systeme und Regelungen*. Berlin : Springer-Verlag, 2014

[AHDDW94] ARMSTRONG-HÉLOUVRY, B. ; DUPONT, P. ; DE WIT, C. C.: A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. In: *Automatica* 30 (1994), Nr. 7, S. 1083–1138

[BDLC09] BERDUCAT, M. ; DEBAIN, C. ; LENAIN, R. ; CARIOU, C.: Evolution of agricultural machinery: the Third way. In: *Int Conf. on Precision Agriculture*, 2009, S. 363–370

[BDO14] BECKMANN, D. ; DAGEN, M. ; ORTMAIER, T.: Online-Identifikation und Beobachtung von Systemparametern elektrischer Antriebssysteme zur Nachführung von regelungstechnisch relevanten Parametern / FVA Forschungsheft 1104. 2014 (1104). – FVA 665

[Ben98] BENCKER, R.: *Simulationstechnische und experimentelle Untersuchung von Lastwechselphänomenen an Fahrzeugen mit Standardantrieb*. Dissertation Technische Universität Dresden. Hieronymus Buchreproduktions GmbH, München, 1998

[BETVG08] BAY, H. ; ESS, A. ; TUYTELAARS, T. ; VAN GOOL, L.: Speeded-Up Robust Features (SURF). In: *Comput. Vis. Image Underst.* 110 (2008), Nr. 3, S. 346–359

[BIDO13] BECKMANN, D. ; IMMEL, J. ; DAGEN, M. ; ORTMAIER, T.: Automatische Vibrationserkennung von industriell eingesetzten Riemenantrieben in HiL. In: *Tagungsband SPS/IPC/Drives*. Nürnberg, 2013

[BIDO14] BECKMANN, D. ; IMMEL, J. ; DAGEN, M. ; ORTMAIER, T.: Auto-Tuning eines regelungstechnischen Systems mittels Online-Parameteridentifikation der mechanischen Strecke. In: *Tagungsband SPS/IPC/Drives*. Nürnberg, 2014

[Bla73] BLASCHKE, F.: *Das Verfahren der Feldorientierung zur Regelung der Drehfeldmaschine*. Braunschweig, Techn. Univ., Diss., 1973

[Bla07] BLACKMORE, B.S.: A system's view of agricultural robots. In: *6th European Conference on Precision Agriculture*, 2007, S. 23–31

[BM88] BOHN, H.-J. ; METZNER, F.: Lastschlagverhalten von Antriebsaggregaten im Pkw. In: *VDI-Berichte Nr. 697*. Düsseldorf : VDI Verlag, 1988

[Boh00] BOHN, C.: *Recursive Parameter Estimation for Nonlinear Continuous-Time Systems through Sensitivity-Model-Based Adaptive Filters*, Department of Electrical Engineering and Information Sciences, Ruhr-Universität Bochum, Diss., 2000

[Boi06] BOING: *ISS Motion Control System*. *http://www.boeing.com/assets/pdf/defense-space/space/spacestation/systems/docs/ISSMotionControlSystem.pdf*. Version: 2006

[Bos01] BOSCH, Robert G. (Hrsg.): *Elektronische Dieselregelung EDC*. Stuttgart, 2001

[Bre14] BREUNING, O.: *Regelung eines Gyroskop-stabilisierten, einachsigen Lastentransportsystems*. Fakultät Informationstechnik, Hochschule Esslingen, Bachelorarbeit (unveröffentlicht), 2014

[Cla91] CLAVEL, R.: Conception d'un robot parallèle rapide à 4 degrés de liberté. In: *EPFL*

(1991)

[Cod98] CODOUREY, A.: Dynamic modeling of parallel robots for computed-torque control implementation. In: *The International Journal of Robotics Research* 17 (1998), Nr. 12, S. 1325–1336

[Cor11] CORKE, P.: *Robotics, Vision and Control*. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 2011

[DZ86] DUPUIS, H. ; ZERLETT, G.: *The Effects of Whole-Body Vibration*. Berlin Heidelberg New York : Springer-Verlag, 1986

[Exn97] EXNER, W.: Antriebsstrang NVH - eine Detektivarbeit. Ursachenanalyse und Bekämpfung von Antriebsstranggeräuschen und -schwingungen. In: *6. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* (1997), S. 1107–1126

[FWE02] FREDRIKSSON, J. ; WEIEFORS, H. ; EGARDT, B.: Powertrain Control for Active Damping of Driveline Oscillations. In: *Vehicle System Dynamics* Bd. 37. 2002, S. 359–376

[Gro03] GROTJAHN, M.: *Kompensation nichtlinearer dynamischer Effekte bei seriellen und parallelen Robotern zur Erhöhung der Bahngenauigkeit*. VDI-Verlag, 2003 (Fortschritt-Berichte VDI Reihe 8, Meß-, Steuerungs- und Regelungstechnik 1003)

[HE07] HEISSING, B. (Hrsg.) ; ERSOY, M. (Hrsg.): *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2007

[HMBO14] HAUG, S. ; MICHAELS, A. ; BIBER, P. ; OSTERMANN, J.: Plant classification system for crop/weed discrimination without segmentation. In: *IEEE Conference Applications of Computer Vision (WACV)*, 2014, S. 1142–1149

[HMS12] HERING, E. ; MARTIN, R. ; STOHRER, M.: *Physik für Ingenieure*. Berlin : Springer-Verlag, 2012 (11. Auflage)

[HP02] HARRIS, C. M. ; PIERSOL, A. G. ; HARRIS, C. M. (Hrsg.): *Harris' shock and vibration handbook*. McGraw-Hill, New York, 2002

[HS97] HEIKKILA, J. ; SILVEN, O.: A Four-step Camera Calibration Procedure with Implicit Image Correction. In: *Proc. of Conf. on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR)*, IEEE Computer Society, 1997, S. 1106–1112

[HZ04] HARTLEY, R. I. ; ZISSERMAN, A.: *Multiple View Geometry in Computer Vision*. Cambridge University Press, 2004 (2.Auflage)

[Kra04] KRAH, J.O.: Bode Plot basierter Servoantriebs Tuning Wizard - ein Ansatz zwischen manuellem Tuning und Auto-Tuning. In: *Tagungsband SPS/IPC/Drives*. Nürnberg, 2004

[Lag04] LAGERBERG, A.: *Control and Estimation of Automotive Powertrains with Backlash*, Chalmers University of Technology, Dissertation at the Department of Signals and Systems, 2004

[LG14a] LUCK, B. ; GROTJAHN, M.: Nonlinear Control and Disturbance Compensation for Air Path Actuators, 10. Symposium Steuerungssysteme für automobile Antriebe, 2014

[LG14b] LUCK, B. ; GROTJAHN, M.: Nonlinear Control, State and Parameter Estimation for a Turbocharger Actuator, International Conference on Electrical, Control and Automation 2014, 2014

[Lit15] LITMOTORS: *LitMotors C-1*. *http://litmotors.com/c1/*. Version: 2015

[Lju79] LJUNG, L.: Asymptotic behavior of the extended Kalman filter as a parameter estimator for linear systems. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 24 (1979), February, Nr. 1, S. 36–50

[Low99] LOWE, D. G.: Object Recognition from Local Scale-Invariant Features. In: *Proceedings of the Int. Conf. on Computer Vision-Volume ICCV '99*, IEEE Computer Society, 1999, S. 1150–1157

[Lun14a] LUNZE, J.: *Regelungstechnik I – Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. Berlin Heidelberg New York : Springer-Verlag, 2014 (10. Auflage)

[Lun14b] LUNZE, J.: *Regelungstechnik II – Mehrgrößensysteme - Digitale Regelung*. Berlin Heidelberg New York : Springer-Verlag, 2014 (8. Auflage)

[MAHG13] MICHAELS, A. ; ALBERT, A. ; HAUG, S. ; GRZONKA, S.: Vision-Based Manipulation for Weed Control with an Autonomous Field Robot. In: *Int Conf. Agriculture Engineering 2013*, 2013, S. 289–294

[MRE99] MENDAY, M. T. ; RAHNEJAT, H. ; EBRAHIMI, M.: Clonk: An Onomatopoeic Response in Torsional Impact of Automotive Drivelines. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* Bd. 213. Professional Engineering Publishing, 1999, S. 349–357

[MSLD13] MUETER, M. ; SCHULZE-LAMMERS, P. ; DAMEROW, L.: Development of an intrarow weeding system using electric servo drives and machine vision for plant detection. In: *71st Conference LAND TECHNIK - AgEng*, 2013, S. 295–300

[MW04] MITSCHKE, M. ; WALLENTOWITZ, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Berlin : Springer-Verlag, 2004

[NBG01] NORDIN, M. ; BORDIN, P. ; GUTMAN, P.-O.: New Models and Identification Methods for Backlash and Gear Play. In: TAO, G. (Hrsg.) ; LEWIS, F. L. (Hrsg.): *Adaptive control of nonsmooth dynamic systems*. London : Springer-Verlag, 2001, S. 1–30

[Nem13] NEMATIZADEH, J.: *Konzeption der Automatisierung einer Lastkarre über mechanische Gyroskope*. Institut für Regelungstechnik, Leibniz Universität Hannover, Diplomarbeit (unveröffentlicht), 2013

[OEK+12] ÖLTJEN, J. ; EGGERS, K. ; KÜHN, J. ; PERNER, L. ; ORTMAIER, T.: Aufgabenspezifische Kinematiken mit PLCopen-Konzepten effektiv einsetzen. In: *Tagungsband SPS/IPC/Drives* (2012)

[OKO15] ÖLTJEN, J. ; KOTLARSKI, J. ; ORTMAIER, T.: Reduction of End Effector Oscillations of a Parallel Mechanism with Modified Motion Profiles. In: *The 10th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA), Auckland, New Zealand* (2015)

[Pet96] PETTERSSON, M.: *Driveline Modeling and Principles for Speed Control and Gear-Shift Control*. Linköping : Linköping Studies in Science and Technology Thesis No. 564, 1996

[PPBC12] PALMIERI, G. ; PALPACELLI, M. ; BATTISTELLI, M. ; CALLEGARI, M.: Comparison between Position-Based and Image-Based Dynamic Visual Servoings in the Control of a Translating Parallel Manipulator. In: *Journal of Robotics* 2012 (2012)

[Pre13] PRECHT, B.: *Simulation und Regelungsentwürfe für eine über mechanische Gyroskope automatisierte Lastkarre*. Institut für Regelungstechnik, Leibniz Universität Hannover, Masterarbeit (unveröffentlicht), 2013

[Que08] QUERNHEIM, L.: *Modellbasierte Auslegung der Schwingungskompensation im Kfz-Antriebsstrang*. Düsseldorf, Leibniz Universität Hannover. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 677, Dissertation, 2008

[RBD+09] RUCKELSHAUSEN, A. ; BIBER, P. ; DORNA, M. ; GREMMES, H. ; KLOSE, R. ; LINZ, A. ; RAHE, R. ; RESCH, R. ; THIEL, M. ; TRAUTZ, D. ; WEISS, U.: BoniRob – an autonomous field robot platform for individual plant phenotyping. In: *Precision agriculture* 9 (2009), S. 841–847

[RDDDO13] RIVA, M. H. ; DÍAZ DÍAZ, J. ; DAGEN, M. ; ORTMAIER, T.: Estimation of covariances for Kalman filter tuning using autocovariance method with Landweber iteration. In: *14th IASTED International Symposium on Intelligent Systems and Control (ISC 2013)*. Marina del Rey, USA, 2013

[Rob13] ROBOTICS, CH: *UM6-LT Orientation Sensor*. *http://www.chrobotics.com/shop/orientation-sensor-um6-lt*. Version: 2013

[SBR01] SCHUMACHER, T. ; BIERMANN, J.-W. ; REITZ, A.: Lastwechselschwingungen in Kfz-Antriebssträngen - eine Kompromissauslegung zwischen Komfort und Agilität. In: LASCHET, Andreas (Hrsg.): *Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik*. Renningen : expert verlag, 2001, S. 25–38

[Sch10] SCHOLLMEYER, M.: *Beitrag zur modellbasierten Ladedruckregelung für Pkw-Dieselmotoren*. Dissertation, Leibniz Universität Hannover. Aachen: Shaker-Verlag, 2010

[SG99] SCHÜTTE, F. ; GROTSTOLLEN, H.: Robuste Lageregelung einer elektrisch angetriebenen Linearachse mit Zahnriemen. In: *Tagungsband SPS/IPC/Drives*, 1999

[VDI02] VDI: *VDI-Richtlinie 2057: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen*. 2002

[Vil09] VILLWOCK, S.: *Verfahren zur automatisierten Inbetriebnahme und/oder zum automatisierten Betrieb von Reglern eines elektrischen Antriebssystems mit schwingungsfähiger Mechanik sowie zugehöriger Vorrichtung*. 2009. – Patent - EP2280322B1

[VS00] VOTEL, R. ; SINCLAIR, D.: Comparison of Control Moment Gyros and Reaction Wheels for Small Earth-Observing Satellites. In: *Journal of Logic Programming* 43 (2000), S. 251–263

[WB99] WERTZ, H. ; BEINEKE, S.: Analysetool für die systematische Reglerinbetriebnahme von Servoantrieben. In: *Tagungsband SPS/IPC/Drives*. Nürnberg, 1999

[WB10] WEISS, U. ; BIBER, P.: Semantic Place Classification and Mapping for Autonomous Agricultural Robots. In: *International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, 2010

[WR06] WALLENTOWITZ, H. (Hrsg.) ; REIF, K. (Hrsg.): *Handbuch Kraftfahrzeugelektronik*. Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2006

[WSGB97] WERTZ, H. ; SCHÜTTE, F. ; GROTSTOLLEN, H. ; BÜNTE, A.: Ein rechnergestütztes Inbetriebnahmewerkzeug für geregelte industrielle Antriebssysteme mit schwingungsfähiger Mechanik. In: *Tagungsband SPS/IPC/Drives*. Nürnberg, 1997