

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motivation

Die aktive Dämpfung von Schwingungen in Antriebssystemen stellt seit langem ein anspruchsvolles und gleichermaßen reizvolles Arbeitsgebiet dar. Treten in Produktionsanlagen unerwünschte Schwingungen auf, kann dies nicht nur einer Verminderung der Produktqualität sondern auch zu einer Reduzierung der Lebensdauer der Maschinenelemente und Verringerung der Standzeiten von Werkzeugen führen. Nicht zuletzt können Schwingungen eine erhebliche Lärmbelastung mit sich bringen und so zu psychischem Stress beitragen. Es besteht also ein erhebliches Interesse, Schwingungen zu vermeiden.

Im Idealfall geschieht dies durch eine geschickte Konstruktion, durch die die Eigenfrequenzen der Anlage so platziert werden, dass sie durch den Prozess nicht angeregt werden. In der Regel wird versucht, Konstruktionen möglichst steif auszuführen, um möglichst hohe Eigenfrequenzen zu erhalten (vergleiche unter anderem [Ber88]). Zusätzlich oder alternativ kann durch geeignete Werkstoffauswahl die systemeigene Dämpfung erhöht und das Risiko reduziert werden, dass unerwünschte Schwingungen auftreten. So stellt Mielczarek in [MRT⁺05] eine Legierung mit einer spezifischen Dämpfungskapazität von 80 % vor – als Vergleich nennt die Erfinderin Gusseisen mit Lamellengraphit, welches eine Dämpfungskapazität von 1 % aufweist. Solche Maßnahmen müssen schon bei der Konstruktion der Anlagen getroffen werden.

Wurden die Möglichkeiten bei der Werkstoffauswahl ausgeschöpft und alle zur Schwingungsvermeidung dienenden konstruktiven Maßnahmen ergriffen, kann auf zusätzliche Maßnahmen zur Schwingungsdämpfung zurückgegriffen werden. Das kann zum Beispiel notwendig werden, wenn die zukünftigen Anwendungsgebiete von Komponenten zum Konstruktionszeitpunkt noch gar nicht bekannt sind oder Maschinen beim Kunden außerhalb ihrer Spezifikation eingesetzt werden. In [SHS⁺03] beschreibt Sihler die unerwartete Anregung von Torsionsschwingungen an Schwungradspeichern zur Bereitstellung elektrischer Energie in einem Fusionsreaktor. In Folge schneller Lastwechsel sind innerhalb kürzester Zeit Schäden an Verbindungselementen aufgetreten, die zum Anlagenstillstand führten. Durch den Einsatz einer elektrisch wirkenden aktiven Dämpfungseinrichtung werden Schäden dieser Art nun vermieden.

Oft wird auch zum Zeitpunkt der Konstruktion einer Anlage das dynamische Zusammenspiel verschiedener Elemente nicht bedacht. Gerade bei der elektrischen Kopplung mehrerer Antriebe ist diese Verbindung nicht immer offensichtlich und kann leicht übersehen werden. So bilden laut Schnurr (vergleiche [Sch04]) die Generatoren und Lasten des europäischen Verbundnetzes (UCTE) sowohl in Nord-Süd- als auch in West-Ost-Richtung ein schwingfähiges System mit Eigenfrequenzen im Bereich von 0,3 Hz (West-Ost-Richtung)

bis 0,5 Hz (Nord-Süd-Richtung). Netzgekoppelte Anlagen, die schwach gedämpfte Eigenfrequenzen in diesem Frequenzbereich haben, können durch diese Schwingung in Resonanz versetzt werden. Für Kraftwerksgeneratoren stellt Zöller in [ZLM09] ein Konzept vor, bei dem durch Parallelschaltung eines verhältnismäßig kleinen Wechselrichters, das Generatorwellenmoment aktiv bedämpft werden kann. Die Eigenfrequenzen liegen dort in der Regel bei 20...30 Hz. Zöller geht von einer Anregung aus, die nicht zwangsweise lokal stattfindet. Dies können beispielsweise Netzkurzschlüsse, Lastabwürfe oder Blitzeinschläge in Freileitungen sein.

Bei vielen Maschinen sind periodische Anregungen Prozessimmanent und bekannt, sollen aber nicht an angekoppelte Maschinen weitergegeben werden. So beschreibt Papathanassiou in [PS06] seine Untersuchungen in einem elektrischen Inselnetz, das unter starkem Flicker leidet. Zunächst wurde vermutet, dass ein großer Anteil von Windkraftanlagen schuld daran sei, tatsächlich konnte aber ein Dieselgenerator ausgemacht werden, der durch sein stark mit Oberschwingungen behaftetes Drehmoment Schwingungen anregte, die letztendlich zu Flickern führten. Auch hier kann der von Zöller vorgeschlagene Ansatz Linderung verschaffen, wenn er der Problemstellung angepasst wird. Für einen offensichtlicheren Fall, bei dem die schlechte Drehmomentqualität von nicht kontinuierlichen Verbrennungsmaschinen zu unerwünschter Schwingungsanregung führt, stellt Pfleghaar [Pfl15] ein aktives Zweimassenschwungrad vor, das gegenüber gebräuchlichen Zweimassenschwungrädern deutlich bessere Dämpfungseigenschaften aufweist. Zwischen Motor und Getriebe von Kraftfahrzeugen eingebaut, sorgt es dafür, dass der Drehmomentrippel des Motors keine Schwingungen im Antriebsstrang anregen kann.

Krüger stellt in [Krü95] eine anwendungsorientierte Methode zur Einstellung eines Drehzahlreglers vor, bei der er unter anderem Wert darauf legt, dass die Eigenschwingungen eines verzweigten Antriebssystems mit Lose möglichst stark bedämpft werden. Er greift dazu auf eine Zustandsregelung zurück. In [ABP04] wird ein Verfahren zur aktiven Schwingungsdämpfung in einem komplexen Antriebsstrang vorgestellt, bei dem mit einer vorhandenen elektrischen Maschine ein zusätzliches Drehmoment erzeugt wird, das auftretende Schwingungen reduziert. In schwingungsanfälligen Systemen, die bereits über einen geregelten elektrischen Antrieb verfügen, ist dies in der Regel die kostengünstigste und einfachste Variante. Lässt sich das System auf einen Zwei- oder Dreimassenschwinger reduzieren, existieren nahezu beliebig viele Ansätze, um in einer solchen Konstellation aktive Schwingungsdämpfung zu betreiben (siehe unter anderem [Krü95, Sti05, ST13, SM05, Sch10, Pfl15, Gos98, Faß02, BTH06, BTS11, BTS05]). Voraussetzung ist allerdings, dass der Benutzer Zugriff auf den Sollwert des Drehmoment bildenden Stroms hat, so dass das Regelverhalten vom Benutzer in geeigneter Art beeinflusst werden kann. Das ist in der Regel nicht der Fall, so dass trotzdem auf weiterführende Maßnahmen zurückgegriffen werden muss.

Interessant wird es in Fällen, in denen zwar ein geregelter Antrieb zur Verfügung steht, dieser aber nicht zur aktiven Schwingungsdämpfung herangezogen werden kann. Das kann nicht nur passieren, wenn der Benutzer den Antriebsregler nicht entsprechend modifizieren kann, sondern auch in leistungsverzweigten Antriebssystemen vorkommen. Ist die Drehmassedes bereits vorhandenen Antriebs nicht an einer auftretenden Schwingung beteiligt, besteht keine Möglichkeit, sie mit dem vorhandenen Antrieb aktiv zu bedämpfen. In diesen Fällen ist es unerlässlich, zusätzliche Aktoren so im System anzubringen, dass sie auf die Schwingungen Einfluss nehmen können. In [SKH09] kommt Syed zu dem Schluss,

dass Schwingungsprobleme in einem Hybrid-Fahrzeug mit verzweigtem Antriebsstrang durch eine zusätzliche elektrische Maschine reduziert werden können.

Grundsätzlich lassen sich die oben vorgestellten Beispiele zur Schwingungsdämpfung wie in Abbildung 1.1 dargestellt kategorisieren. Der in dieser Arbeit vorgestellte Ansatz

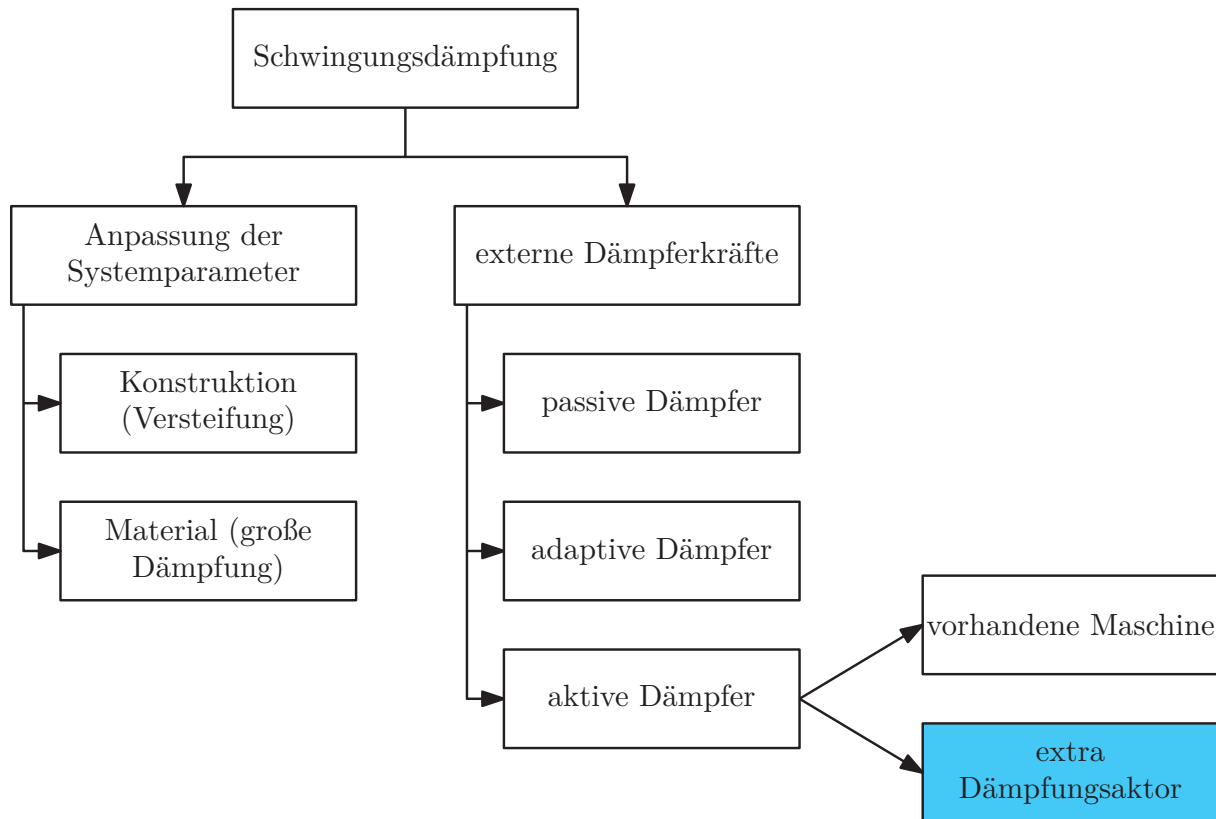
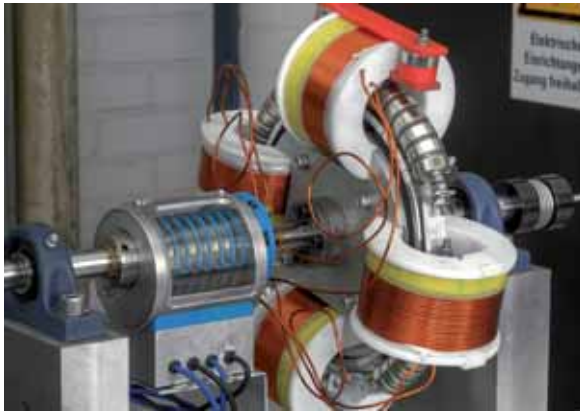


Abbildung 1.1: Übersicht: Kategorisierung von Methoden zur Schwingungsdämpfung. Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der aktiven Schwingungsdämpfung mittels zusätzlich installierter Aktoren (farblich hervorgehoben).

lässt sich in der Abbildung ganz unten rechts einsortieren. Es wird also ein aktives Dämpfungssystem mit zusätzlich installiertem Aktor untersucht. Von bekannten Systemen unterscheidet es sich insofern, dass der Aktor als *Inertialmassenaktor* ausgeführt ist, also keine Drehmomentabstützung im Fundament oder benachbarten Maschinen benötigt. Die Drehmomentabstützung der eingesetzten Maschine geschieht an ihrem Rotor, der dadurch eine Auslenkung erfährt. Die zwei im Laufe der Untersuchungen entworfenen und gebauten Aktoren werden in Abbildung 1.2 gezeigt. Schematische Schnittbilder beider Maschinen sind in Abbildung 1.3 dargestellt.

Durch die wegfallende Drehmomentabstützung lässt sich das Dämpfersystem sehr flexibel auch nachträglich in bestehende Anlagen integrieren, es muss lediglich ein freies Wellenstück in unmittelbarer Nähe einer Drehmasse des zu bedämpfenden Systems verfügbar sein. Führt man die Ansteuerung derart aus, dass die gemittelte Relativedrehzahl zwischen Rotor und Stator null ist (vergleiche Abschnitt 3.2) wird keine von der Drehzahl des Antriebsstrangs abhängige Spannung in den Statorwicklungen des Aktors induziert. So kann der Regler für den Drehmoment bildenden Strom des Dämpfungsaktors unabhängig von der Antriebsdrehzahl ausgelegt werden. Außerdem kann ohne großen Aufwand bei



(a) Erster Prototyp, 2-phasige Maschine, vorgestellt in [ST13]



(b) Zweiter Prototyp, permanenterregte, 3-phasige Drehfeldmaschine

Abbildung 1.2: Die im Rahmen dieser Arbeit gebauten und untersuchten Inertialmassenaktoren zur aktiven Schwingungsdämpfung.

vergleichsweise kleinen Zwischenkreisspannungen eine große Stellreserve realisiert werden, da der Stromregler zur Einprägung eines Stroms nicht die drehzalproportionale induzierte Spannung überwinden muss, bevor er eine Wirkung erzielen kann. Entsprechend kann auch eine von der Antriebsdrehzahl unabhängige, hohe Reglerdynamik erreicht werden mit der auch hochfrequente Schwingungen aktiv bedämpft werden können.

Ein besonderer Anspruch, der an das Dämpfungssystem gestellt wird, ist, dass es in der Lage sein soll, mehrere Frequenzen, die über ein breites Frequenzband verteilt sind, aktiv zu bedämpfen; auch dann, wenn sie zur gleichen Zeit auftreten (multifrequente Schwingungen). Diese Anforderung ergibt sich zum Beispiel bei selbsterregten Torsionsratterschwingungen in Stahlwalzwerken (vergleiche Abbildung 1.4, [Tur03, Sti05]).

1.2 Ziel und Vorgehen

Das Ziel dieser Arbeit, ist es, an Hand theoretischer Überlegungen und experimenteller Untersuchungen zu zeigen, dass das vorgestellte System bestehend aus

- einem Aktor ohne feststehende Drehmomentabstützung (Inertialmassenaktor),
- einem Spannungszwischenkreis-Wechselrichter als Stellglied,
- einem PWM-basierten Regler für die drehmomentbildenden Phasenströme des Aktors,
- und einem neuen, unsymmetrischen Ansteuerungsverfahren ohne Messung der Rotorlage

geeignet ist, aktiv multifrequente Schwingungen in verzweigten Antriebssystemen zu bedämpfen. Durch das eingesetzte Ansteuerungsverfahren kann die Regelung des Aktors sensorlos¹ geschehen, es ist lediglich eine Strommessung erforderlich. Auf den Einsatz eines Lagegebers, der den Relativwinkel zwischen Stator und Rotor des Aktors misst, kann also verzichtet werden.

¹Ansteuerungsverfahren für elektrische Maschinen gelten dann als *sensorlos*, wenn keine Erfassung mechanischer Größen erforderlich ist

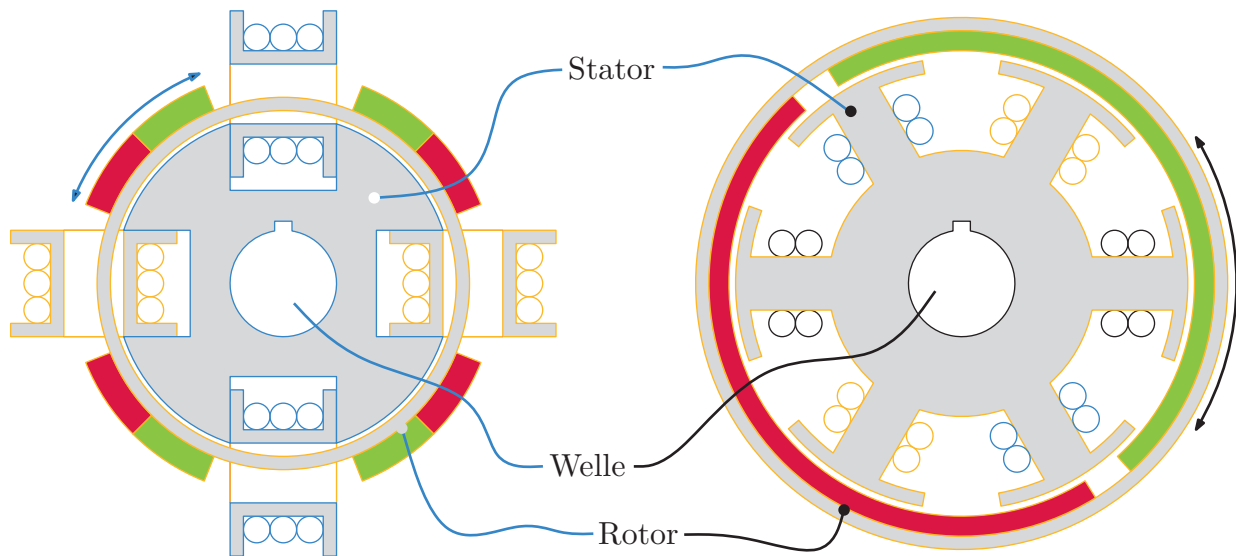


Abbildung 1.3: Schematische Schnittansichten der in Abbildung 1.2 gezeigten Aktoren. Das elektromagnetische Drehmoment der Maschinen wirkt auf Rotor und Stator. Es sorgt einerseits für eine Synchronisierung von Rotor und Stator, beinhaltet aber auch das zur aktiven Dämpfung verwendete Wechselmoment. Dieses Wechselmoment bewirkt eine relative Auslenkung des Rotors gegenüber dem Stator.

Einführend wird in Abschnitt 1.3 in einer systemtheoretischen Betrachtung gezeigt, dass eine aktive Schwingungsdämpfung in verzweigten Antriebssystemen mit bereits vorhandenen elektrischen Maschinen nicht immer möglich ist. In Kapitel 2 werden Methoden zur nicht linearen Modellierung von elektromagnetischen Inertialmassenaktoren mit Speisung durch einen Spannungszwischenkreiswechselrichter vorgestellt und exemplarisch für die in diesem Vorhaben verwendeten Maschinen angewendet. Darauf Aufbauend werden in Kapitel 3 unter Berücksichtigung der externen Anforderungen sowie dem Eigenverhalten der Maschine grundsätzliche Überlegungen zur Auslegung von Inertialmassenaktoren angestellt. Kapitel 4 befasst sich anschließend mit der Regelung des elektromechanischen Systems aus Wechselrichter und elektrischer Maschine. Um die multifrequente aktive Dämpfung realisieren zu können, wird ein neuer Ansatz zur Kompensation von frequenzabhängigen Phasenverschiebungen vorgestellt, ein Dämpfungsregler mit dynamischer Reglerverstärkung ermöglicht eine Dämpfung mit maximalem Drehmoment, unabhängig von der Schwingungsamplitude. Die vorgestellten Methoden werden in Kapitel 5 experimentell untersucht. Dazu wurden zwei Prototypen entworfen, gebaut und untersucht (siehe Abbildung 1.2). Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Maschinenausführung als permanenterregte Drehfeldmaschine mit Außenläufer, da diese für industrielle Anwendungen sehr viel besser geeignet ist.

Die Experimente werden an einem Schwing-Versuchsstand mit Leistungsverzweigung durchgeführt, der bereits zuvor zur Untersuchung von Schwingungsphänomenen und Reglerauslegung für Walzstraßen aufgebaut wurde. Dieser Versuchsstand hat drei Eigenfrequenzen im Bereich von 12,4 Hz bis 67 Hz, die simultan angeregt werden können.

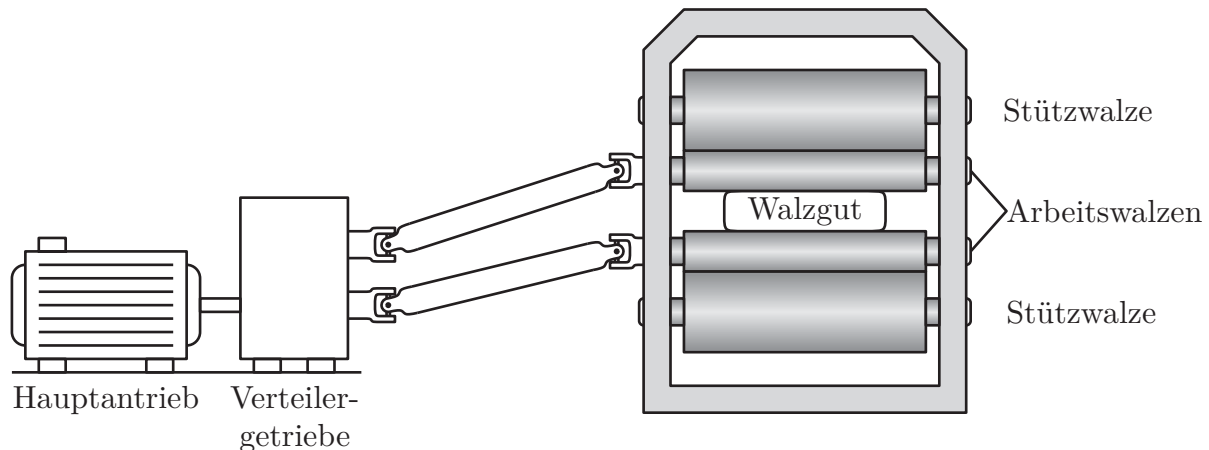


Abbildung 1.4: Stark vereinfachte, schematische Darstellung eines Quartowalzgerüsts mit Hauptantrieb, Verteilgetriebe (Kammwalzgetriebe), Arbeits- und Stützwalzen sowie dem zu walzenden Walzgut.

Abschließend werden die verwendeten Methoden und damit erzielten Ergebnisse in Kapitel 6 diskutiert, Verbesserungspotenziale aufgezeigt und weiterführende Fragen aufgeworfen.

1.3 Problemanalyse

Existiert in einem mechatronischen System ein geregelter Antrieb mit ausreichend großer Dynamik, so wird dieser in der Regel zur aktiven Schwingungsdämpfung verwendet. Methoden für dieses Vorgehen werden in der Literatur ausführlich ausgearbeitet. So beschreibt Stichweh in [Sti05] für ein Zweimassenschwingersystem Verfahren zur aktiven Schwingungsdämpfung sowohl mit einem herkömmlichen PI-Zustandsregler als auch einem H_∞ -optimalen Regler. Dabei greift er die Arbeit von Goslar auf, der in [Gos98] PI-Zustandsregler beschreibt, die mittels Eigenwertvorgabe so parametrisiert werden, dass sowohl der Stellaufwand im Führungsverhalten als auch das Dämpfungsverhalten optimal sind. Faßnacht stellt in [Faß02] ein Entwurfsverfahren für einen robusten Zustandsbeobachter vor, der die hochdynamische Drehzahl-PI-Zustandsregelung eines Dreimassenschwingers ermöglicht. Dabei realisiert er auch eine aktive Schwingungsdämpfung unter Zuhilfenahme des bereits vorhandenen Antriebs.

Betrachtet man das Schwingungsverhalten von Mehrmassenschwängern, deren Massen und Federn nicht nur in Reihe geschaltet, sondern über Verzweigungsgetriebe auch parallel oder vermascht sind, kann es unter ungünstigen Bedingungen vorkommen, dass die aktive Dämpfung von Schwingungen mittels des Hauptantriebs nicht möglich ist. Dies passiert immer dann, wenn das Drehmoment des Hauptantriebs an einem Punkt in das System geleitet wird, der gleichzeitig der Schwingungsknoten einer Schwingform ist. In diesem Fall ist die Schwingung für den Hauptantrieb weder Steuer- noch Beobachtbar. In [CN75] wird aufbauend auf der Systemdarstellung mittels der Rosenbrock Systemmatrix eines Zustandsraumsystems

$$P(s) = \begin{pmatrix} s\underline{I} - \underline{A} & \underline{B} \\ \underline{C} & \underline{D} \end{pmatrix}$$

eine allgemeine Beschreibung von zwei in Reihe geschalteten Systemen hergeleitet. Mit Hilfe der links- und rechtsseitigen teilerfremden Faktorisierung (engl. *coprime factorisations*) wird bewiesen, dass die Reihenschaltung zweier Systeme nur unter bestimmten Bedingungen vollständig zustandsbeobachtbar oder vollständig zustandssteuerbar ist. Auf dieser Arbeit aufsetzend hat Fuhrmann in [Fuh75] wenig später ähnliche Untersuchungen angestellt, in denen gezeigt wird, dass auch die Parallelschaltung zweier Systeme nur unter bestimmten Umständen vollständig zustandssteuer- und beobachtbar sind.

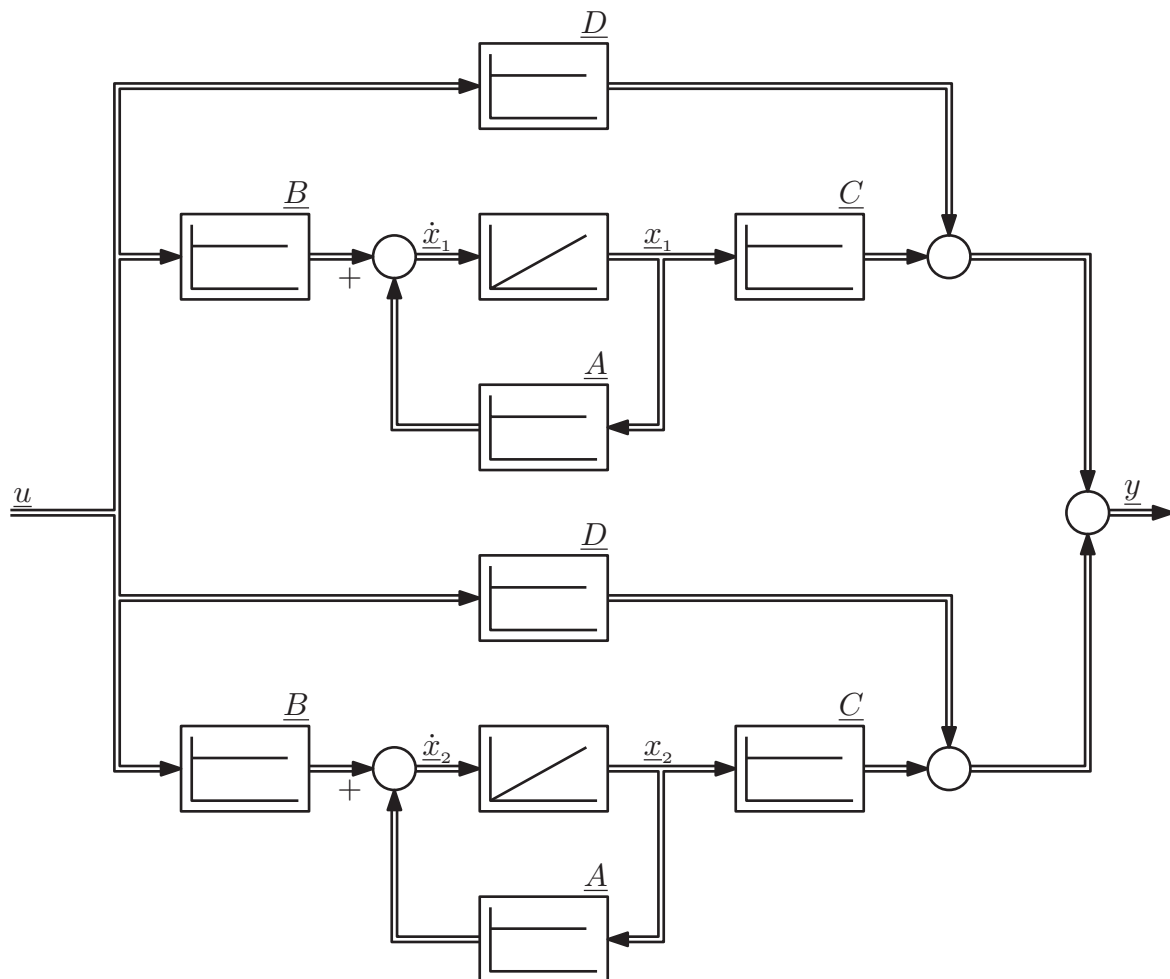


Abbildung 1.5: Signalflussplan einer Parallelschaltung zweier Systeme mit identischen Systemeigenschaften.

Eingeschränkt ist die Steuer- und Beobachtbarkeit parallel geschalteter Systeme immer dann, wenn die Systeme dieselben dynamischen Eigenschaften haben (vergleiche [Lun13b]). Betrachtet man zwei identische Systeme mit jeweils n Zuständen, die durch die Matrizen \underline{A} , \underline{B} , \underline{C} und \underline{D} sowie die beiden Zustandsvektoren \underline{x}_1 und \underline{x}_2 beschrieben werden, ergibt sich die Beschreibung der Parallelschaltung mit dem Eingang u in Zustandsraumdarstellung wie folgt:

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{A} & 0 \\ 0 & \underline{A} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \underline{B} \\ \underline{B} \end{pmatrix} \cdot u$$

$$y(t) = (\underline{C} \quad \underline{C}) \cdot \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} + 2\underline{D} \cdot u$$

Da die Systeme parallel geschaltet sind, ist das Eingangssignal u für beide Systeme gleich; der Ausgang ist die Summe der Ausgänge der Teilsysteme (vergleiche Abbildung 1.5). Vollständig zustandssteuerbar ist das System genau dann, wenn es eine Steuerfunktion \underline{u} gibt, die das System aus einem beliebigen Anfangszustand $\underline{x}_0 = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix}_0$ in einer endlichen Zeit in einen beliebigen Endzustand $\underline{x} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix}$ bringt (vgl. [Lun10]). Um zu überprüfen, ob die Parallelschaltung der Systeme diese Bedingung erfüllt wird zunächst die Steuerbarkeitsmatrix \underline{S}_s bestimmt:

$$\begin{aligned} \underline{S}_s &= (\underline{B} \quad \underline{AB} \quad \underline{A^2B} \quad \dots \quad \underline{A^{2n-1}B}) \\ &= \left(\begin{pmatrix} \underline{B} \\ \underline{B} \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} \underline{A} & 0 \\ 0 & \underline{A} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \underline{B} \\ \underline{B} \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} \underline{A} & 0 \\ 0 & \underline{A} \end{pmatrix}^2 \begin{pmatrix} \underline{B} \\ \underline{B} \end{pmatrix} \quad \dots \quad \begin{pmatrix} \underline{A} & 0 \\ 0 & \underline{A} \end{pmatrix}^{2n-1} \begin{pmatrix} \underline{B} \\ \underline{B} \end{pmatrix} \right) \\ &= (\underline{B} \quad \underline{AB} \quad \underline{A^2B} \quad \dots \quad \underline{A^{2n-1}B}) \\ &= (\underline{B} \quad \underline{AB} \quad \underline{A^2B} \quad \dots \quad \underline{A^{2n-1}B}) \end{aligned}$$

Für ein vollständig zustandssteuerbares System mit $2n$ Zuständen hat die Steuerbarkeitsmatrix \underline{S}_s den Rang $2n$, das heißt alle Zeilen der Steuerbarkeitsmatrix sind linear unabhängig. Für die Parallelschaltung zweier Systeme ist dies offensichtlich nicht der Fall, da sich die Steuerbarkeitsmatrix zeilenweise aus zwei identischen Untermatrizen zusammensetzt.

Die vollständige Zustandsbeobachtbarkeit eines Systems ist genau dann gegeben, wenn man bei einem bekannter Beeinflussung \underline{Bu} sowie der Kenntnis der Systemmatrizen \underline{A} und \underline{C} bei gemessenem Ausgang y über ein endliches Zeitintervall den Anfangszustand \underline{x}_0 bestimmen kann (vgl. [Unb07]). Untersucht man zwei identische parallel geschaltete Systeme auf vollständige Zustandsbeobachtbarkeit muss analog zur Steuerbarkeitsmatrix die Beobachtbarkeitsmatrix \underline{S}_b bestimmt werden:

$$\underline{S}_b = \begin{pmatrix} \underline{C} \\ \underline{CA} \\ \underline{CA^2} \\ \vdots \\ \underline{CA^{n-1}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (\underline{C} \quad \underline{C}) \begin{pmatrix} \underline{A} & 0 \\ 0 & \underline{A} \end{pmatrix} \\ (\underline{C} \quad \underline{C}) \begin{pmatrix} \underline{A} & 0 \\ 0 & \underline{A} \end{pmatrix}^2 \\ \vdots \\ (\underline{C} \quad \underline{C}) \begin{pmatrix} \underline{A} & 0 \\ 0 & \underline{A} \end{pmatrix}^{n-1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{C} & \underline{C} \\ \underline{CA} & \underline{CA} \\ \underline{CA^2} & \underline{CA^2} \\ \vdots & \vdots \\ \underline{CA^{n-1}} & \underline{CA^{n-1}} \end{pmatrix}$$

Damit die Beobachtbarkeit gegeben ist, muss der Rang der Matrix \underline{S}_b gleich n sein, was offensichtlich nicht der Fall ist, da die Spalten der Matrix hier linear abhängig sind. Die in

der Einführung genannten Ansätze, bei denen eine aktive Schwingungsdämpfung mit Hilfe eines bereits vorhandenen, geregelten Antriebs realisiert wird, versagen in bestimmten verzweigten Antriebssystemen also selbst dann, wenn auf Grund der Unbeobachtbarkeit weitere Messstellen eingerichtet werden, um eine Schwingung identifizieren zu können.