

1 Einleitung

In einer aktuellen Studie zu Fahrzeuginnovationen [142] gaben nahezu alle der rund 2000 befragten Automobilnutzer an, dass eine kostengünstige Fahrzeugnutzung im Sinne einer herausragenden Kraftstoffeffizienz für sie oberste Priorität besitzt. Darüber hinaus wurde in derselben Studie das stressfreie und entspannte Fahren durch Schaffung eines angenehmen Fahrerlebnisses als Innovationstrend der kommenden Jahre identifiziert. Zur Erfüllung der Forderung nach geringem Verbrauch und immer strengerer gesetzlichen Abgasemissionsvorgaben werden zunehmend Antriebstechnologien, wie z.B. Zylinderabschaltung, Hybridantriebe oder kleinvolumige, hochaufgeladene Verbrennungsmotoren, entwickelt. Zudem wird eine stetige Reduktion des Fahrzeuggewichtes durch den konsequenten Einsatz von Leichtbau vorangetrieben. Die Schwingungsanfälligkeit leichter Strukturen und das höhere Anregungspotenzial moderner Antriebskonzepte stellen eine Herausforderung bei der Erreichung des vom Kunden erwarteten Akustik- und Schwingungskomforts dar. Die Auslegung der Aggregatelagerung ist hierbei als Hauptverbindung zwischen der Antriebseinheit und der Karosserie von besonderer Bedeutung.

Die Aggregatelagerung eines Fahrzeuges mit längseingebautem Verbrennungsmotor besteht in der Regel aus zwei Motorlagern und einem oder mehreren Getriebelagern. Zu ihren Hauptaufgaben zählen die Aufnahme des statischen Gewichtes des Motor-Getriebe-Verbandes und die Abstützung des Antriebsmomentes. Darüber hinaus führen Ungleichförmigkeiten sowie Gas- und Massenkkräfte zu Motorschwingungen. Deren Übertragung in die Karosseriestruktur soll durch die Aggregatelagerung reduziert werden. Die Isolationswirkung eines Lagerelements lässt sich anhand eines einfachen Feder-Masse-Dämpfer-Systems verdeutlichen. Abbildung 1.1 zeigt den Amplitudengang der Krafteinleitung in die Karosserie für verschiedene Dämpfungsmaße $D = d/(2\sqrt{cm})$. Um eine gute Isolationswirkung zu erzielen, muss die Betriebsfrequenz ω des Verbrennungsmotors deutlich oberhalb der Eigenfrequenz ω_0 des aus der Aggregatmasse und seiner Lagerung bestehenden Schwingungssystems liegen. Hieraus folgt unmittelbar die Forderung nach einer geringen Steifigkeit der Lagerelemente. Des Weiteren wird mit einem niedrigen Dämpfungsmaß D eine gute Isolation bei hohen Frequenzen erzielt [215].

Neben den hochfrequenten, periodischen Schwingungen des Verbrennungsmotors wirken niederfrequente, transiente Anregungen infolge von Straßenanregungen auf den Motor-Getriebe-Verband. Bei zu geringer Steifigkeit und Dämpfung der Lagerung führen diese Anregungen zu sehr großen Aggregatauslenkungen. Diese können umliegende Bauteile beschädigen und werden von den Fahrzeuginsassen als unangenehme Schwingungen wahrgenommen. Daher muss die Aggregatelagerung im niederfrequenten Bereich ausreichend hohe Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften besitzen.

Der beschriebene Zielkonflikt einer frequenzabhängigen Steifigkeit und Dämpfung bei der Lagerauslegung ist in der Vergangenheit weitestgehend mit immer aufwändigeren Konstruktionen passiver

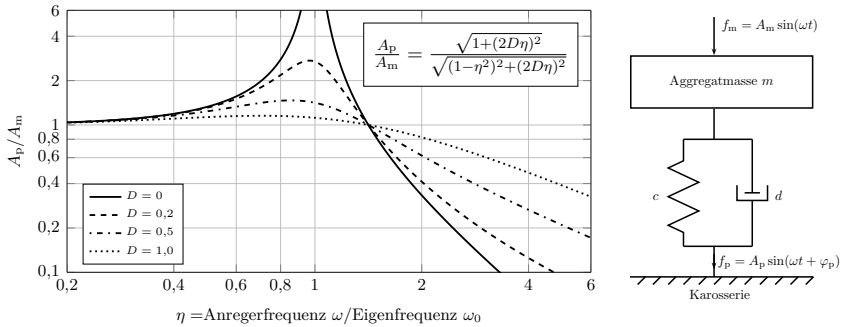


Abb. 1.1: Amplitudengang der Krafteinleitung in die Karosserie [72, 215, 216].

Elastomerlager, wie z.B. hydraulischen Motorlagern, gelöst worden. Allerdings geraten diese Maßnahmen in dem eingangs beschriebenen Spannungsfeld zwischen modernen Antriebstechnologien und Komfortexpectungen des Kunden zunehmend an ihre technischen Grenzen. Vor diesem Hintergrund bieten aktive Motorlager eine Möglichkeit zur teilweisen Auflösung des beschriebenen Zielkonfliktes und leisten einen Beitrag zur weiteren Steigerung des Akustik- und Schwingungskomforts in Kraftfahrzeugen.

Bei aktiven Motorlagern handelt es sich um mechatronische Systeme bestehend aus Aktoren, Sensoren, Verstärkern und einer entsprechenden Signalverarbeitung. Im Gegensatz zu schaltbaren oder semiaktiven Motorlagern, nutzen aktive Motorlager die Energie einer äußeren Quelle, um unabhängig von der Verschiebung ihres Kraftangriffspunktes Kräfte mit beliebigem Vorzeichen in das System einzubringen [204]. Durch die geschickte Ansteuerung der aktiven Lagerung lassen sich die motorischen Anregungskräfte nach dem physikalischen Prinzip der destruktiven Interferenz bestenfalls vollständig kompensieren. Obwohl adaptive und nicht-adaptive Steuerungen für die Anwendung in aktiven Lagerungen weit verbreitet sind, wurden beide Ansätze bisher weitestgehend getrennt betrachtet. Darüber hinaus hängt der erfolgreiche Einsatz beider Verfahren maßgeblich vom Übertragungsverhalten der aktiven Lagerung und dessen Veränderung unter den im Fahrzeug herrschenden Umgebungsbedingungen ab.

Vor diesem Hintergrund beschäftigt sich die vorliegende Arbeit mit der Verknüpfung adaptiver und kennfeldbasierter Methoden zur Ansteuerung eines aktiven Lagerungssystems in einem Oberklassefahrzeug mit Zylinderabschaltungstechnologie. Einerseits werden kennfeldbasierte Steuerungen in adaptive Steuerungen integriert, um deren Nachteile bezüglich ihres Konvergenz- und Folgeverhaltens aufzuheben. Andererseits wird auf Grundlage adaptiver Steuerungen ein Verfahren zur Datengenerierung für kennfeldbasierte Steuerungen entwickelt. Im zweiten Teil dieser Arbeit erfolgt die Analyse des Motorlagerübertragungsverhaltens unter den im Fahrzeug herrschenden Umgebungsbedingungen. Hieraus werden Maßnahmen für den robusten Einsatz adaptiver Steuerungen und Randbedingungen für die Anwendung kennfeldbasierter Steuerungen abgeleitet. Abschließend wird in einem experimentellen Vergleich das Reduktionspotenzial beider Steuerungsverfahren gegenübergestellt.

1.1 Stand der Technik

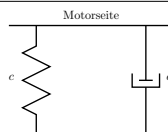
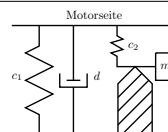
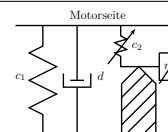
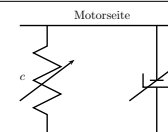
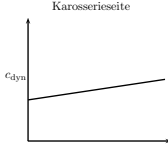
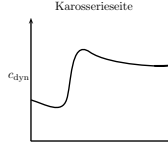
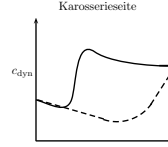
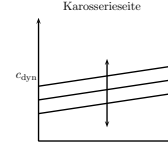
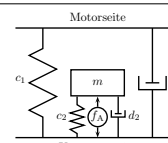
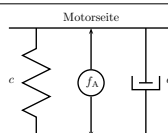
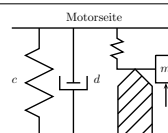
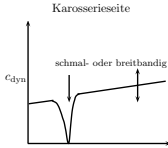
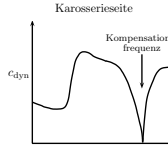
Die ersten Ansätze zur aktiven Schwingungskompensation wurden zur Unterdrückung von Luftschall unternommen [216]. In den Patentschriften [110] und [143] wurden bereits frühzeitig die unterschiedlichen Ansätze von Steuerung und Regelung aufgezeigt, die bei der aktiven Schall- und Schwingungskompensation eingesetzt werden. Mit der zunehmenden Leistungsfähigkeit der digitalen Signalverarbeitung ist seit Anfang der siebziger Jahre ein deutlicher Anstieg der praktischen Anwendungen von Systemen zur aktiven Schall- und Schwingungskompensation zu beobachten [191]. Allgemeine Einführungen in die historische Entwicklung und die Methoden der aktiven Schall- und Schwingungskompensation sind in [27, 31, 48, 53, 60, 64, 90, 102, 103, 155, 172] zu finden.

Auch im Automobil wurde das Prinzip der destruktiven Interferenz in zahlreichen Untersuchungen umgesetzt. Die Vielzahl der Anwendungsszenarien und die stetige Zunahme an Publikationen unterstreichen das große Interesse am Einsatz aktiver Methoden im Kraftfahrzeug. Insbesondere im niederfrequenten Bereich sind passive Maßnahmen meist unwirksam oder nur mit großen Einschränkungen bezüglich Kosten, Gewicht und Bauraum einsetzbar [31]. In vielen Fällen wird mit aktiven Systemen im Vergleich zu passiven Maßnahmen eine Gewichtsreduzierung erzielt und somit ein Beitrag zu leichteren, effizienteren Fahrzeugen geleistet [28]. Allen voran ist die direkte, aktive Beeinflussung des Schallfeldes im Fahrzeuginnenraum (ANC, *active noise control*) über dort positionierte Lautsprecher zu nennen. Einen Überblick über den aktuellen Stand der Technik von ANC-Systemen in Kraftfahrzeugen geben u.a. [17, 28, 116, 168]. Anwendungsbeispiele zur aktiven Kompensation von Fahrbahngeräuschen sind in [1, 141, 167, 190] dargestellt und Systeme zur Reduktion motorinduzierter Geräusche werden in [2, 82, 173] beschrieben. Der hohe technische Reifegrad wird dadurch verdeutlicht, dass sich ANC-Systeme teilweise bereits seit mehreren Jahren im serienmäßigen Einsatz bewährt haben. Ein weiteres Anwendungsgebiet stellt die aktive Kompensation von Schwingungen der Fahrbahn-Fahrzeug-Interaktion dar. In [195] werden aktive Fahrwerkslager und in [24] aktive Tilger zur Reduktion fahrbahnerregter Schwingungen im Fahrzeuginnenraum eingesetzt. Auf aktive Federungssysteme [72] soll an dieser Stelle nicht näher eingegangen werden. Die aktive Beeinflussung von Karosserietorsionsschwingungen bei Cabriolets mit hydraulischen bzw. piezoelektrischen Zugstreben im Fahrzeugunterboden wird in [56, 77] beschrieben. Für denselben Anwendungsfall werden in [94, 127] aktive Karosserietilger eingesetzt. Weitere Möglichkeiten zur aktiven Klanggestaltung im Fahrzeug bieten aktive Abgasanlagen [12, 79, 100] und die Nutzung flächiger Aktoren am Fahrzeugdach [47, 205], der Ölwanne des Verbrennungsmotors [159] oder in der Windschutzscheibe [128, 136].

Nach dem vorangegangenen allgemeinen Überblick zur aktiven Schwingungs- und Geräuschminderung im Automobil, wird im Folgenden der Stand der Technik aktiver Motorlager erläutert. Zunächst erfolgen die Einordnung in bestehende Lagerungssysteme und die Abgrenzung von adaptiven Systemen. Des Weiteren wird ein Überblick über bereits umgesetzte Aktortechnologien aktiver Motorlager gegeben. Im Anschluss werden Methoden zur Steuerung bzw. Regelung aktiver Motorlager und aktiver Tilgersysteme vorgestellt.

1.1.1 Systemkonfigurationen

Zur Abgrenzung und Unterscheidung aktiver Aggregatelager wird die in Tabelle 1.1 gezeigte Klassifikation vorgenommen [52, 126, 193, 204, 215]. Die Ersatzmodelle und die dynamischen Kennlinien sind stark vereinfachend dargestellt, um einen anschaulichen Vergleich zu ermöglichen. Tatsächlich in der Realität auftretende Nichtlinearitäten, beispielsweise der eingesetzten Elastomerwerkstoffe, werden hier vernachlässigt. Entsprechend der Einteilung aus [204] lassen sich Aggregatelagerungen in die drei Kategorien passiv, semiaktiv und aktiv einteilen.

		Passiv		Semiaktiv		
		Elastomer	Hydraulisch	Schaltbar	Adaptiv	
Modell	Dyn. Steifigkeit					
						
		Aktiv		Aktiver Tilger		
		Elastomer	Hydraulisch			
Modell	Dyn. Steifigkeit					Entsprechend eingesetzter Lagerung.
						

Tab. 1.1: Klassifikation von Lagerungssystemen [52, 126, 193, 204, 215].

Passive Lager zeichnen sich dadurch aus, dass sie für ihre Funktion keine externe Energie benötigen. Die dynamische Steifigkeit setzt eine harmonische Verformung ins Verhältnis zur resultierenden Reaktionskraft [216] (siehe Abschnitt 5.1.1). Sie ist ein wesentliches Kriterium zur Beurteilung der akustischen Güte von Lagerelementen und steigt bei Elastomerlagern nur leicht mit zunehmender Frequenz an [72]. Dagegen kann bei Hydrolagern durch integrierte Fluidkanal- und Entkopplungssysteme ein frequenz- und amplitudenabhängiges Übertragungsverhalten erzielt werden. Da der Schwerpunkt dieser Arbeit auf aktiven Systemen liegt, wird an dieser Stelle auf eine weitere Erläuterung passiver Aggregatelager verzichtet und auf die Literatur verwiesen [73, 120, 154, 193, 215, 216].

Als semiaktive Aggregatelager werden alle Systeme bezeichnet, deren dynamisches Übertragungsverhalten durch Schaltmechanismen von außen veränderbar ist, ohne Kräfte in das Lagerungssystem einzuleiten [169]. Wie bei einem passiven Lager sind als Reaktion auf eine positive bzw. negative Verformung nur positive bzw. negative Kraftreaktionen realisierbar [204]. Semiaktive Aggregatelager lassen sich weiter in schaltbare und adaptive Lager untergliedern. Bei Erstgenannten wird durch einen einfachen Schaltmechanismus das Lagerübertragungsverhalten zwischen definierten Zuständen gewechselt. Hierzu zählen beispielsweise Hydrolager mit abschaltbarer hydraulischer Dämpfung, deren dynamische Steifigkeit durch Freigabe eines Luftvolumens unter der Entkopplungsmembran abgesenkt wird. Weiterhin sind auch Hydrolager mit einem oder mehreren Fluidkanälen (Bypass), die zu- und abgeschaltet werden können, dieser Kategorie zuzuordnen [7, 72, 134]. Bei adaptiven Lagern lassen sich die Steifigkeits- und/oder Dämpfungseigenschaften nicht nur zwischen diskreten Zuständen, sondern viel mehr kontinuierlich verstellen. Beispielsweise wird über einen stetig verstellbaren Kolben der Kanalquerschnitt und somit die Dämpfung eines Hydrolagers stufenlos verstellt [204]. Eine weitere Möglichkeit bieten magneto- und elektrorheologische Flüssigkeiten [26], deren Viskosität durch Anlegen eines magnetischen bzw. elektrischen Feldes beeinflusst werden kann. Nahezu alle in der Literatur vorgestellten adaptiven Lager sind hydraulischer Art [215]. Diese Konzepte bilden somit den Übergang zwischen schaltbaren und adaptiven Lagern, da ihre dynamischen Eigenschaften stufenlos, aber innerhalb gewisser Grenzen, verstellbar sind. Eine Ausnahme ist das in [69] vorgestellte Konzept eines mechanisch verstellbaren Elastomerlagers, dessen Steifigkeit stufenlos mit einem Elektromotor zwischen 200–1500 N/mm verstellt wird.

Bei aktiven Motorlagern werden unabhängig von der Bewegungsrichtung des Krafteinleitungspunktes dynamische Kräfte erzeugt, um die Übertragung störender Schwingungen zu unterdrücken [204, 215]. Entsprechend ihrer passiven Grundstrukturen können aktive Lager in aktive Hydrolager [3, 49, 50, 52, 58, 75, 76, 78, 85, 104, 106, 109, 118, 119, 121, 137, 160, 166, 197, 198, 202] und aktive Elastomerlager [16, 18, 74, 80, 88, 99, 122, 145, 148, 177, 187, 188, 213, 219] klassifiziert werden [193]. Bei aktiven Hydrolagern wird wie bei passiven hydraulischen Lagern durch ein Fluidkanalsystem ein Tilgereffekt im Bereich niederfrequenter Starrkörpermoden erzielt. Mit dem aktiven Teil lässt sich die dynamische Steifigkeit in einem oder mehreren schmalen Frequenzbändern theoretisch auf Null reduzieren. Somit wird eine sehr gute Isolationswirkung höherfrequenter Schwingungen erzielt. Dagegen eignen sich aktive Elastomerlager auch zur breitbandigen Kompensation bis in den niederfrequenten Bereich, um die geringe Dämpfung von Elastomeren zu kompensieren. Die eingesetzten Aktuatoren umfassen elektrodynamische, elektromagnetische, piezoelektrische, hydraulische und pneumatische Wirkprinzipien. Ein Überblick kann [52, 86, 189] entnommen werden.

In Tabelle 1.1 ist weiterhin das Prinzip des aktiven Tilgers [11, 35, 54, 98, 149, 158, 162, 175, 192] dargestellt. Bei dieser Systemanordnung wird die passive Motorlagerung um einen oder mehrere aktive Tilger ergänzt. Durch Beschleunigen der zusätzlichen Tilgermasse mit dem Aktor werden seismische Kräfte erzeugt, mit dem Ziel, die in die Struktur eingeleiteten dynamischen Störkräfte zu kompensieren [191]. Das angewandte Prinzip des Kraftausgleichs unterscheidet sich grundlegend vom Prinzip des Wegausgleichs, das bei aktiven Aggregatelagern genutzt wird [191]. Da allerdings die im nächsten Abschnitt behandelten Steuerungs- und Regelungsverfahren teilweise auf beide Systemanordnungen anwendbar sind, werden im weiteren Verlauf auch aktive Tilger berücksichtigt.

1.1.2 Verfahren zur Steuerung bzw. Regelung aktiver Motorlager

Die Aufgabe der aktiven Schwingungsminderung besteht darin, ein Stellglied W zu entwerfen, das unter Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens der Regel- bzw. Sekundärstrecke S einen Fehler e minimiert. Zur Erzeugung des Stellsignals u , das der Störung d entgegenwirkt, wird ein gegebenenfalls vorliegendes Referenzsignal x genutzt. Einführungen in die angewendeten Verfahren können [27, 48, 64, 102, 155] entnommen werden. Dieser Abschnitt beschränkt sich auf eine Übersicht der entwickelten Methoden für die Anwendung auf aktive Motorlager- bzw. Tilgersysteme in Kraftfahrzeugen. Eine Klassifikation erfolgt zunächst allgemein in Steuerungen und Regelungen. Diese lassen sich in adaptive bzw. nicht-adaptive, sensorlose Steuerungen sowie Regelungen mit bzw. ohne Referenzsignal untergliedern.

Adaptive Steuerungen

Adaptive Steuerungen, deren schematisches Blockschaltbild in Abbildung 1.2 (a) dargestellt ist, genießen im Bereich der aktiven Schwingungskompensation große Popularität. Ein mit der zu kompensierenden Störung d korreliertes Referenzsignal x wird einem Filter W zugeführt. Dessen Koeffizienten werden durch Rückführung des Fehlers e adaptiert, um das Stellsignal u zu erzeugen. Die verwendeten Verfahren unterscheiden sich in der Struktur und Koeffizientenzahl des Filters, im Algorithmus zur Koeffizientenadaptation und im Verfahren zur Generierung des Referenzsignals x .

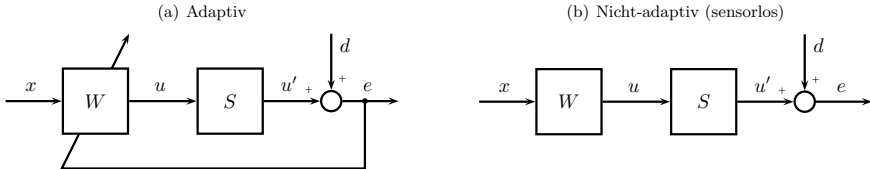


Abb. 1.2: Verfahren zur Steuerung aktiver Motorlager

Unter den adaptiven Steuerungen sind insbesondere *Finite Impulse Response* (FIR)-Filter, deren Koeffizienten mit dem *Filtered-x-Least-Mean-Squares* (FxLMS)-Algorithmus [130] adaptiert werden, weit verbreitet. In [106] werden die direkte Form des FxLMS-Algorithmus und ein FIR-Filter genutzt, um ein aktives Lager in Prüfstandsversuchen anzusteuern. Das harmonische Referenzsignal wird synthetisch aus der Drehfrequenz der Störquelle erzeugt und das Fehlersignal mit einem Kraftsensor gemessen. Ein ähnliches Verfahren verwendet [149] in einem Prüfstand mit vier aktiven Tilgern und Beschleunigungssensoren zur Ermittlung der Fehlersignale. In [197] wird die direkte Form des FxLMS-Algorithmus mit einem explizit an der Störquelle gemessenen Referenzsignal in Prüfstandsversuchen mit einem aktiven Motorlager eingesetzt. Dagegen dient beim *Synchronous-FxLMS* (SFX)-Algorithmus die Impulsfolge eines Kurbelwellensensors als Referenzsignal eines adaptiven FIR-Filters. Die Anwendung des SFX-Algorithmus wird in [3, 137] zur Ansteuerung von zwei aktiven Motorlagern beschrieben, um die zweite und vierte Motorordnung eines quereingebauten Vierzylinder-Dieselmotors zu kompensieren. In [158] wird ein Mehrgrößen-FxLMS-Algorithmus mit Berücksichtigung aller im System vorhandenen Querkopplungen zur Ansteuerung zweier aktiven

Tilger in einem Fahrzeug mit Vierzylinder-Aggregat beschrieben. Ein weiteres Verfahren stellt die in [49] beschriebene Adaption im Frequenzbereich mit vorheriger Transformation des Referenz- und Fehlersignals mit variabler, drehzahlabhängiger Blocklänge dar. Die serienmäßige Umsetzung in einem Achtzylindermotors mit Zylinderabschaltung wird in [160] beschrieben.

Der *Filtered-u-LMS* (FuLMS)-Algorithmus und der *Simplified Hyperstable Adaptive Recursive Filter* (SHARF)-Algorithmus werden in [149] auf einen Prüfstand mit vier aktiven Tilgern angewendet. Beim FuLMS-Algorithmus wird der direkte FIR-Filter mit einem rekursiven Filteranteil erweitert, um das Verhalten eines adaptiven *Infinite Impulse Response* (IIR)-Filters abzubilden. Beim SHARF-Algorithmus wird ein dritter FIR-Filter zur Glättung des Fehlersignals eingesetzt.

Eine wichtige Voraussetzung bei der Anwendung adaptiver Steuerungen ist eine genaue Schätzung der Sekundärstrecke zwischen Aktoreingang und Sensorausgang. Modellfehler können aus im Fahrzeugbetrieb auftretenden Veränderungen der Strecke resultieren und zu Instabilität führen. Wenige Arbeiten beschäftigen sich mit der Veränderung des Übertragungsverhaltens aktiver Motorlager und der Entwicklung geeigneter Stabilisierungsmaßnahmen. In [75, 76] wird ein *Fast-Block-LMS* (FBLMS)-Algorithmus zur Onlineidentifikation der gesamten als Impulsantworten abgebildeten Sekundärstrecken in einem Vierzylinder-Aggregat mit zwei aktiven Motorlagern vorgeschlagen. Darüber hinaus werden in [123] Streckenschätzungen abhängig vom aktuellen Motormoment gewählt, um Nichtlinearitäten der Sekundärstrecke infolge von Vorlaständerungen zu berücksichtigen.

Nicht-adaptive, sensorlose Steuerungen

Bei der in Abbildung 1.2(b) gezeigten Struktur nicht-adaptiver Steuerungen wird auf eine explizite Messung des Fehlers e verzichtet. Das Referenzsignal x umfasst meist mehrere Komponenten, die im Zusammenhang zum ursächlichen Prozess der Störung d stehen. Das Stellsignal u wird mit einem den Störungsprozess beschreibenden Modell W erzeugt. Nicht-adaptive Steuerungen sind inhärent stabil und aufgrund ihrer einfachen Struktur kostengünstig. Allerdings können sie aufgrund der fehlenden Adaptabilität nicht auf Schwankungen der Übertragungspfade und des Störprozesses reagieren. Alle zur Ansteuerung aktiver Lager entwickelten sensorlosen Verfahren basieren auf dem Zusammenhang zwischen den zu kompensierenden Störungen und den deterministischen Gas- und Massenanstörungen des Verbrennungsmotors. Unterschiede bestehen in dem genutzten Prozessmodell und den verwendeten Referenzsignalen.

Zornemann [220] beschreibt zwei Steuerungsverfahren, die mit der Motordrehzahl, dem Kurbelwellenwinkel und dem gemessenen Zylinderinnendruck eines Vierzylinderaggregates die zu kompensierende Lagerkraft ermitteln. Die Grundlage hierfür bilden ein experimentell identifiziertes Modell bzw. ein analytisches Modell von Motor-Getriebe-Verband, reduziertem Kurbeltrieb und aktivem Motorlager. Eine Weiterentwicklung des Verfahrens bei der an Stelle der notwendigen Streckeninvertierung ein approximiertes, inverses Modell mit einer Modifikation der H_∞ -Methode bestimmt wird, ist in [219] dargestellt. Die Validierung der Verfahren erfolgt in einem Eingrößen-Prüfstand bei dem die störende Anregung durch einen Shaker simuliert wird. In [104] werden zur Frequenz-, Amplituden- und Phasenschätzung der dominierenden Motorordnung die Signale eines Nocken-

und Kurbelwellensensors herangezogen. Das Stellsignal wird anhand eines analytischen Modells von Motor-Getriebe-Verband, reduziertem Kurbeltrieb und aktivem Hydrolager bestimmt. Die serienmäßige Umsetzung eines ähnlichen Verfahrens beschreiben [121, 214]. Bei einem Fahrzeug mit quereingebautem Sechszylinder-Aggregat und Zylinderabschaltung wird mit zwei aktiven Lagern im Fahrbetrieb eine Reduktion von etwa 10 dB an den Lagerfußpunkten im Drehzahlbereich von $1400 - 2200 \text{ min}^{-1}$ erzielt. In [108] wird eine sensorlose Steuerung zur Verbesserung des Schwingungskomforts mit einem aktiven Motorlager an einem Vierzylinder-Aggregat ohne Ausgleichswellen angewendet. Bei allen genannten Fahrzeugumsetzungen nicht-adaptiver Steuerungen, werden keine detaillierten Beschreibungen der zu Grunde liegenden Algorithmen sowie der Einflüsse von Bauteilstreuungen auf die Regelgüte gemacht.

Eine Kombination der Verfahren aus Abbildung 1.2 (a) und Abbildung 1.2 (b) in Form einer Parallelschaltung wird in [178] beschrieben. Während die nicht-adaptive Steuerung eine schnelle Konvergenzgeschwindigkeit gewährleistet, werden mit der adaptiven Steuerung verbleibende Reststörungen kompensiert. Die Bedatung der nicht-adaptiven Steuerung wird aus experimentell ermittelten Motoranregungen gewonnen und fest im Algorithmus hinterlegt. Neben dem Aufwand der notwendigen Messungen, der mit einer steigenden Modell- und Motorenvelfalt zunimmt, besteht ein wesentlicher Nachteil dieser Methode darin, dass die fest hinterlegten Werte der Steuerung nicht an serien- und altersbedingte Streuungen angepasst werden können.

Regelungen mit Referenzsignal

Die in Abbildung 1.3 (a) gezeigte Struktur bildet bei der Ermittlung der Stellgröße u durch die Rückkopplung des Fehlers e mit dem Regler W einen geschlossenen Regelkreis. Im Gegensatz zu einer klassischen Regelung werden weitere Signale x verwendet, um das Verhalten des Reglers während seines Betriebes anzupassen.

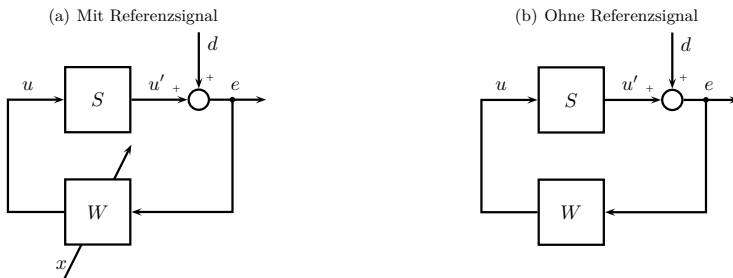


Abb. 1.3: Verfahren zur Regelung aktiver Motorlager

Bei der Zustandsregelung mit Störbeobachter wird eine nicht messbare, deterministische Störung d durch ein fiktives Störmodell, in Form eines Differentialgleichungssystems beschrieben und mit dem Zustandsraummodell des zu regelnden Systems kombiniert [200]. Mit einem vollständigen Zustandsbeobachter lässt sich eine Schätzung der Störgröße d gewinnen, die dem System mit umgekehrtem Vorzeichen als Stellgröße u aufgeprägt wird. Dieses Verfahren wird in [11, 98] zur Regelung eines am

Getriebequerträger positionierten aktiven Tilgers vorgeschlagen. Aufgrund der zeitveränderlichen Grundfrequenz der motorischen Anregung ergibt sich eine zeitvariante Systemmatrix des Störmodells. Der Reglerentwurf wird daher zunächst für feste Arbeitspunkte mit konstanter Motordrehzahl durchgeführt. Im Reglerbetrieb werden die Beobachterverstärkung und die Beobachtermatrix des aktuellen Betriebspunktes anhand eines *Gain-Scheduling*-Verfahrens mit der Motordrehzahl als *Scheduling*-Signal x bestimmt. Ein ähnlicher Ansatz wird in [147] zur Regelung aktiver Motorlager gewählt, bei dem der Beobachterentwurf mit Methoden der linearen quadratischen Regelung durchgeführt wird. Die Stabilität der beschriebenen Verfahren lässt sich nur für die stationären Frequenzpunkte des Beobachterentwurfs nachweisen. Daher wird in [5] eine Erweiterung zum linearen, parameterveränderlichen System (LPV, *linear parameter varying*) vorgeschlagen. Dessen Systemmatrizeinträge sind Funktionen bekannter Variablen, wie in diesem Fall der Motordrehfrequenz. Mit Hilfe eines LPV-Reglerentwurfs werden an einem Fahrzeug mit zwei aktiven Tilgern neun Frequenzanteile der motorischen Störung kompensiert. Ein weiterer LPV-Reglerentwurf wird in [144] zur aktiven Schwingungskompensation an einem Mehrkörpersimulationsmodell beschrieben. Neben der Frequenzabhängigkeit des Störgrößenmodells werden auch Nichtlinearitäten des Systems in der Darstellung als LPV-Modell berücksichtigt.

Die modellprädiktive Regelung (MPC, *model predictive control*) nutzt ein internes Modell zur Vorhersage des zukünftigen Systemverhaltens. Anhand dieses Modells wird durch die Minimierung eines Gütefunctionals die optimale Stellgröße für einen Prädiktionshorizont ermittelt [115]. In [219] wird ein solcher Ansatz in Form des *Generalized predictive control* (GPC)-Algorithmus zur Ansteuerung eines aktiven Motorlagers in einer Prüfstands Umgebung vorgeschlagen. Aus der aktuellen Motordrehzahl, dem Kurbelwellenwinkel und dem Zylinderdruck wird eine Prädiktion der zu erwartenden Störkräfte bestimmt, die in die Berechnung der Stellgröße eingeht.

In [145] wird ein robuster Mehrgrößenregler durch Minimierung der H_2 -Norm der Störübertragungsmatrix entworfen. Aufgrund großer Winkelbewegungen des Aggregats und nichtlinearer Lagereigenschaften, werden mehrere Regler für verschiedene linearisierte Betriebspunkte entworfen. Die gemessene linke Motorlagerkraft dient als *Scheduling*-Variable x , um während dem Betrieb die Reglerparameter des jeweiligen Arbeitspunktes zu bestimmen. Das Verfahren wird mit einem Mehrkörpersimulationsmodell eines mit zwei aktiven Motorlagern gelagerten, quereingebauten Aggregates validiert.

Bei der Modell-Referenz-Regelung (MRAC, *model reference adaptive control*) wird das gewünschte Verhalten in einem mathematischen Modell formuliert und mit der tatsächlichen Regelgröße verglichen. Die entstehende Abweichung ist die Eingangsgröße eines Algorithmus, der die Reglerparameter so verändert, dass die Abweichung zwischen gewünschtem und realem Verhalten betragsmäßig möglichst klein wird [41]. Da bei der aktiven Schwingungsminderung das wesentliche Ziel in der Fehlerminimierung besteht, ist kein explizites Referenzmodell notwendig. In [75] werden die beiden Modell-Referenz-Regelungen Er-MCSI (*error driven minimal controller synthesis with integral action*) und NB MCS (*narrow-band minimal controller synthesis*) zur Ansteuerung von zwei aktiven Motorlagern in einem Fahrzeug mit Dieselaggregat vorgeschlagen. Der Er-MCSI-Algorithmus ist in der praktischen Anwendung stabilitätskritisch. Dagegen wird mit dem NB MCS-Algorithmus durch

Verwendung einer schmalbandigen, phasentreuen Filterung des Fehlersignals, trotz Verzicht auf ein Streckenmodell, ein robustes Verhalten erzielt.

In [118] wird die Relativbewegung zwischen Fahrzeugaufbau und Aggregat als Regelgröße e einem fahrzustandsabhängigen Regler W zurückgeführt. Aus der Motordrehzahl, der Gaspedalstellung, der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Karosseriebeschleunigung wird auf die momentanen Fahrsituation geschlossen und aus einer vordefinierten Bibliothek das Regelgesetz W angepasst. Mit dem beschriebenen Verfahren lassen sich die Steifigkeit und Dämpfung des aktiven Motorlagers regelungstechnisch den Anforderungen der aktuellen Fahrsituation anpassen. Eine Validierung des Verfahrens erfolgt in Elastomerprüfstandsversuchen.

Bei der *Fuzzy*-Regelung beschreibt eine Logik die Behandlung von nicht scharfen Variablen und Wissen in einem systematischen Rahmen [84]. Das gewünschte Verhalten wird gewöhnlich als „Wenn-Dann“-Regeln formuliert und kommt damit dem Verhalten des Menschen als Regeln in ihrer linguistischen Form sehr nahe [201]. In [107] wird mit einem *Fuzzy*-Regler anhand der motor- und karosserieseitig gemessenen Verschiebung die Stellgröße eines aktiven Motorlagers bestimmt. Nach [83] lässt sich das Verfahren auch als *Fuzzy*-Steuerung interpretieren, da die motorseitige Verschiebung eine Referenzgröße für die Prozessstörung darstellt. Die Validierung des beschriebenen *Fuzzy*-Reglers beschränkt sich auf eindimensionale Elastomerprüfstandsversuche.

Regelungen ohne Referenzsignal

Bei dem in Abbildung 1.3 (b) gezeigten Blockschaltbild wird die Stellgröße u durch die Rückkopplung des Fehlers e in einem geschlossenen Regelkreis mit dem Regler W bestimmt. Im Gegensatz zu den bisher beschriebenen Verfahren, wird bei dieser Struktur kein Referenzsignal genutzt, das Aussagen über den Frequenzinhalt der Störung d liefert. Die Wirkung des entworfenen Reglers ist daher meist breitbandig und nicht auf die Anregungsfrequenz der motorischen Störung begrenzt.

Einfache lineare Regelungsverfahren, wie die proportionale Positions-, Geschwindigkeits- oder Beschleunigungsrückführung werden in [149] am Beispiel eines Prüfstands mit vier aktiven Tilgersystemen behandelt. Mahil [117] vergleicht einen PID-Regler mit einem linear-quadratischen (LQ)-Regler an einem einfachen Simulationsmodell aus Aggregatmasse und Motorlagerung. Der Reglerentwurf durch Optimierung eines quadratischen Gütekriteriums unter Einfluss von Störuschen (LQG, *linear quadratic gaussian*) wird in [58, 179] vorgeschlagen. Die simulativen und experimentellen Untersuchungen werden mit einem dynamischen Modell eines Nutzfahrzeug-Leiterrahmens mit Aggregat und aktiven Motorlagern durchgeführt. In [181] wird ein um frequenzabhängige Gewichtungsmatrizen erweiterter LQG-Regler zur Regelung eines Ersatzmodells zweier schwingungsfähiger Massen, die über ein aktives Lager verbunden sind, vorgeschlagen.

Bei robusten Regelungsverfahren werden Modellunsicherheiten und Parameterschwankungen in der Entwurfsmethodik berücksichtigt [201]. Beispielsweise werden H_∞ -Regler in [175] zur Regelung eines aktiven Tilgers und in [219] zur Regelung eines aktiven Motorlagers vorgeschlagen. In [36] werden ein H_2 - bzw. ein H_∞ -Regler zur Regelung eines aktiven Lagers in einem Mehrkörpersimulationsmodell eines Vierzylinderaggregates entworfen. Die Verknüpfung robuster Regler mit dem