



(12)

Patentschrift

- (21) Anmeldenummer: A 1378/2005 (51) Int. Cl.⁸: **G05D 15/01** (2006.01)
B21B 37/66 (2006.01)
(22) Anmeldetag: 2005-08-17
(43) Veröffentlicht am: 2008-09-15

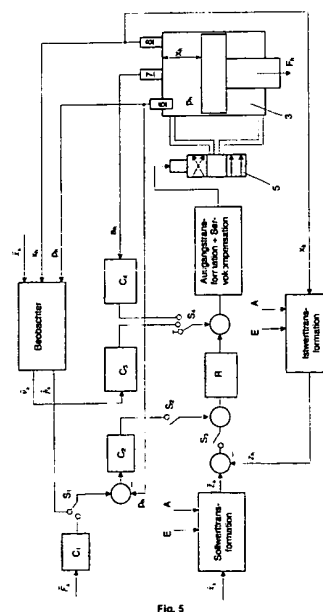
- (56) Entgegenhaltungen:
EP 1152155A2 EP 0111064A2
EP 0992295A2

- (73) Patentanmelder:
VOEST-ALPINE
INDUSTRIEANLAGENBAU GMBH & CO
A-4031 LINZ (AT)

- (72) Erfinder:
GRABMAIR GERNOT
BAD SCHALLERBACH (AT)
KEINTZEL GEORG
LINZ (AT)
SCHLACHER KURT
GRAZ (AT)

- (54) **REGELUNGSVERFAHREN UND REGLER FÜR EIN MECHANISCH-HYDRAULISCHES SYSTEM MIT EINEM MECHANISCHEN FREIHEITSGRAD PRO HYDRAULISCHEM AKTUATOR**

- (57) Mechanisch-hydraulische Systeme mit einem Freiheitsgrad pro hydraulischem Aktuator sind aufgrund der wie eine Feder wirkenden Ölsäule des Hydraulikaktuator, z.B. des Hydraulikzylinders, schwingfähige Systeme und können ein ausgeprägtes Schwingungsverhalten aufweisen. Solche Systeme stellen daher hohe Anforderungen an die Regelung, um solche Systeme im gesamten Arbeitsbereich zu stabilisieren und gleichzeitig das Schwingungsverhalten zu verbessern, ohne die Dynamik des Systems einzuschränken. Die Erfindung beschreibt ein Regelungsverfahren und einen Regler bei dem der Solldruck $\tilde{p}_h$ (z.B. abhängig von einem vorgegebenen Positionssollwert und dem mechanischen Lastsystem), vorzugsweise als Term $(\tilde{p}_h - p_h)$, im hydraulischen System berücksichtigt wird, und/oder die Geschwindigkeit v_h des Hydraulikaktuator als Dämpfung, z.B. kombiniert mit einer allgemeinen Übertragungsfunktion C_3 , einem Regelkreis aufgeschaltet wird, wobei der stationäre Gleichgewichtsdruck $\tilde{p}_h$ und/oder die Hydraulikaktuatorgeschwindigkeit v_h durch einen Beobachter ermittelt wird.



Die gegenständliche Erfindung betrifft ein Regelungsverfahren für ein mechanisch-hydraulisches System mit einem Freiheitsgrad pro hydraulischem Aktuator als Regelstrecke und einer Vorrichtung zur Implementierung des Verfahrens.

5 Mechanisch-hydraulische Systeme mit einem (mechanischen) Freiheitsgrad, also Systeme bei denen z.B. ein mechanischer Teil mit einem Freiheitsgrad (Lastsystem) über einen Hydraulikzylinder (Aktuator) betätigt wird, kommen in der Praxis in vielfältigsten Ausgestaltungen vor, wie z.B. als Korbrolle eines Haspels, als Schlingenheber zwischen zwei Gerüsten einer Walzstraße oder als hydraulische Anstellung eines Gerüstes einer Walzstraße, aber auch in allgemeinen
10 Anwendungen wie Positioniertischen, Rütteltischen etc. Diesen Systemen ist gemein, dass sie aufgrund der hydraulischen Ölsäule im Hydraulikzylinder bzw. anderer federnder Elemente im Lastsystem grundsätzlich schwingfähig sind. Als stellvertretende die Allgemeingültigkeit keineswegs einschränkende Beispiele seien hier Anwendungen, bei denen z.B. ein hydraulischer Linearzylinder eine drehbar gelagerte Masse bewegt, z.B. eine Korbrolle, Schlingenheber, etc.
15 genannt. Bei derartigen Systemen zeigt sich ein ausgeprägtes Schwingungsverhalten durch die wie eine Feder wirkende hydraulische Ölsäule. Dies äußert sich in einer unerwünschten Schwingungsneigung des Gesamtsystems an bestimmten Stellen im Frequenzgang. Die dabei auftretenden Resonanzfrequenzen sind im Wesentlichen von der Ersatzmasse des mechanischen Systems, den geometrischen Verhältnissen, sowie der Ersatzfedersteifigkeit der auftretenden Elastizitäten, wie z.B. der Kompressibilität der Ölsäule, und/oder der Elastizität eines Walzgerüsts, etc., bestimmt. Für solche Systeme mit ausgeprägten Resonanzfrequenzen ist nun typisch, dass sie bei Stelleingriffen von außen zu (gedämpften) Schwingungen neigen. Bei
20 Regelvorgängen, die z.B. das Anfahren eines neuen Arbeitspunktes zum Ziel haben, oder das Ausregeln einer von außen eingebrachten Störung, bewirken diese Schwingungen in den Regelvorgängen äußerst unerwünschte transiente Variationen physikalischer Größen. Bei dem oben genannten Beispiel Schlingenheber wirkt sich dies in Bandzugschwankungen aus, die wiederum zu unerwünschten Einschnürungen des Bandes führen. Bei Korbrollen können diese Schwankungen des Druckes der Korbrolle auf das Band zu Oberflächenbeschädigungen durch Eindrücke führen.

30 In der aktuellen Praxis werden Regler daher oftmals nur sehr langsam eingestellt, um die Anregungen dieser unerwünschten Schwingungen möglichst gering zu halten. Eine aus der Standardliteratur bekannte Möglichkeit ist der Einsatz von so genannten „Notch-Filtern“, schmalbandige Bandsperren, die darauf abzielen, die Anregung der Schwingungen durch den Regler durch gezieltes „Ausblenden“ des Frequenzbereiches um die Resonanzfrequenz des zu regelnden Systems in der Regelgröße zu vermeiden. Gravierender Nachteil dieser Methode, speziell
35 bei den erwähnten Anwendungen, ist die Tatsache, dass die Charakteristik des mechanischen Systems unverändert bleibt und, wenngleich der Regler selbst eine Anregung der Schwingung vermeidet, von außen angreifende, nicht erfassbare Störungen nach wie vor Schwingungen des Systems verursachen. Auch sind die Resonanzfrequenzen vom gewählten Arbeitspunkt abhängig.

45 Gravierender zum Tragen kommt bei solchen Systemen aber, dass diese wie erwähnt i.A. ein nichtlineares Verhalten aufweisen. Die bekannten Methoden wie der Einsatz von Notch-Filtern sind Methoden der linearen Regelungstechnik und haben bei nichtlinearen Systemen nur in der Nähe des Arbeitspunktes, für den die nichtlineare Strecke durch ein lineares System approximiert wurde, Gültigkeit. Unmittelbar einsichtig ist aber, z.B. bei hydraulischen Linearantrieben, dass sich mit Variation der Position des Kolbens des hydraulischen Antriebes, und damit der Ölsäule, auch die Resonanzfrequenz ändert. Bei der oben beschriebenen Methode besteht die
50 Möglichkeit ein sehr breites Notch-Filter zu wählen, was wiederum die Dynamik des Gesamtsystems erheblich einschränkt.

55 Aus der EP 1 152 155 A2 ist es bekannt zur Vermeidung heftiger Stöße im Hydrauliksystem die Geschwindigkeit des Kolbens zu reduzieren. Nachteilig ist dabei, dass die Dynamik der Regelung dadurch reduziert wird.

Aus der EP 0 111 064 A2 ist ein Servo-Regelungssystem zu entnehmen, wobei auf Basis eines Servo-Aktuators und eines Regelungssystems bzw. einer dynamischen Bewegungsvariablen am Aktuator und einer Beobachterelektronik Zustandsvariablen ermittelt werden. Nachteilig ist dabei die konzeptbedingte geringe Dynamik.

Es ist nun eine Aufgabe der Erfindung, ein Regelungsverfahren bzw. einen Regler zu entwickeln, das bzw. der mechanische Systeme mit einem Freiheitsgrad pro hydraulischem Aktuator, also ein i.A. nichtlineares Gesamtsystem, im gesamten Arbeitsbereich stabilisiert und gleichzeitig das Schwingungsverhalten des mechanisch-hydraulischen Systems verbessert und insbesondere die Schwingungsneigung des mechanischen Systems durch Einbringen einer aktiven Dämpfung verringert.

Diese Aufgabe wird für das Regelungsverfahren durch die Merkmale des Anspruchs 1 und für den Regler durch die Merkmale des Anspruchs 10 gelöst. Beim Regelungsverfahren wird der Solldruck des hydraulischen Systems $\bar{p}_h$ vorzugsweise als Term $(\bar{p}_h - p_h)$, in der Regelung (z.B. Positionsregelung) berücksichtigt und die Geschwindigkeit v_h des Hydraulikaktuators, z.B. des Kolbens eines Hydraulikzylinders, als Dämpfung, z.B. kombiniert mit einer allgemeinen Funktion C_3 , beispielsweise über einen Dämpfungsfaktor k_d , in der Regelung berücksichtigt (also einer Regelung aufgeschaltet (mit der Wirkung einer parametrierbaren zusätzlichen Dämpfung)), wobei der Solldruck $\bar{p}_h$ und die Hydraulikaktuatorgeschwindigkeit v_h durch einen Beobachter ermittelt und die Hydraulikaktuatorgeschwindigkeit v_h dem Ausgangssignal des Reglers (R) aufgeschaltet wird.

Der erfindungsgemäße Regler weist einen Messsensor zum Messen des Drucks p_h eines hydraulischen Systems, z.B. eines Hydraulikzylinders, und einen Messsensor zum Messen der Position x_h des Hydraulikaktuators, z.B. des Kolbens eines Hydraulikzylinders, auf und ist dadurch gekennzeichnet, dass eine Regelungseinheit mit den Eingangsgrößen Hydraulikdruck p_h und Hydraulikaktuatorposition x_h vorgesehen ist, wobei in der Regelungseinheit ein Beobachter zur Bestimmung des Solldrucks $\bar{p}_h$ und der Geschwindigkeit v_h des Hydraulikaktuators implementiert ist und im Regelgesetz des Reglers der Solldruck $\bar{p}_h$, vorzugsweise als Term $(\bar{p}_h - p_h)$, in der Regelung berücksichtigt wird und die Geschwindigkeit v_h des Hydraulikaktuators als Dämpfung, also kombiniert mit einer allgemeinen Übertragungsfunktion C_3 (z.B. im einfachsten Fall ein Proportionalterm k_d) berücksichtigt wird (etwa der Regelung aufschaltbar ist). Zusätzlich kann vorgesehen sein, dass die gemessene Beschleunigung a_h des Hydraulikaktuators relativ zu dem das auf den Hydraulikaktuator eine Kraft aufbringende Hydraulikmedium umschließende Behältnis (z.B. Hydraulikzylindergehäuse) - in der Regel kombiniert mit einer allgemeinen Übertragungsfunktion C_4 - der Regelung aufgeschaltet wird.

Es ist also keine direkte Messung von $\bar{p}_h$ oder v_h erforderlich, ist eine solche aber vorhanden, kann diese natürlich verwendet werden.

Bei der Erfindung kann entweder nur der Solldruck $\bar{p}_h$ im hydraulischen System oder nur die Geschwindigkeit v_h des Hydraulikaktuators oder es können beide Größen in die Regelung einfließen.

Dieses Regelungsverfahren bzw. dieser Regler stabilisiert das gesamte mechanisch-hydraulische System mit einem Freiheitsgrad unabhängig von der Wahl der Regelgröße, wie z.B. Position oder Druck (bzw. Stellkraft). Zusätzlich sind sie in der Lage, das System effektiv zu dämpfen indem sie dem schwingungsfähigen System in geeigneter Weise Energie entziehen. Somit verringern sie aktiv die Schwingungsneigung des geregelten Systems bzw. unterdrücken im Idealfall das Schwingen des Systems weitgehend. Das Regelungsverfahren bietet die Möglichkeit die aktive Dämpfung in unterschiedlicher Ausprägung in das System einzubringen, womit die effektive Dämpfung des Systems auch flexibel eingestellt werden kann.

Das Regelungsverfahren zeichnet sich weiters durch besondere Robustheit aus. Auch bei

Variationen der physikalischen Gegebenheiten, wie z.B. der Kompressibilität der hydraulischen Ölsäule, sowie beim Auftreten von gewissen Leckagen im hydraulischen Aktuator, ist der Regler in der Lage das Gesamtsystem (Lastsystem + Hydraulik) sicher im gesamten allein durch die mechanische Konstruktion eingeschränkten Bereich zu stabilisieren. Damit werden uner-

Weiters können die durch die eingebrachte aktive Dämpfung optimierten Regelkreise deutlich schneller eingestellt werden, was wiederum Qualitätsverbesserungen bzw. Produktionssteigerungen bewirken kann, da einerseits, Störungen schneller und damit effektiver ausgegeregelt werden können, andererseits Sollwerte schneller erreicht werden.

Weitere besonders vorteilhafte Ausgestaltungen ergeben sich aus den unabhängigen Ansprüchen und dieser Beschreibung der Erfindung.

Die vorliegende Erfindung wird im Folgenden zuerst für allgemeine mechanisch-hydraulische Systeme mit einem Freiheitsgrad pro hydraulischem Aktuator und danach anhand zweier spezieller nicht einschränkender und beispielhafter Anwendungen mit Hilfe der schematischen, nicht einschränkenden und beispielhaften Figuren 1 bis 5 beschrieben.

Dabei zeigt

Fig. 1 eine grob schematische Darstellung einer Korbrolle,
 Fig. 2 die Abstraktion der Korbrolle als Feder-Masse System,
 Fig. 3 eine schematische Darstellung der geometrischen Beziehungen an der Korbrolle,
 Fig. 4 eine schematische Darstellung des Beobachters und
 Fig. 5 eine schematische Darstellung des Regelkonzepts.

Allgemeine Darstellung

I.A. können mechanisch-hydraulische Systeme mit einem Freiheitsgrad aus Sicht der Modellierung aus einem unter Umständen nichtlinearen mechanischen Lastsystem (bspw. Korbrolle, Roboterarm, Feder-Masse-Dämpfersystem, etc. aber bspw. auch nur die Zylindermasse des Aktuators selbst) und einem meist nichtlinearen Aktuatorsystem (Aufbau des Druckes oder der Drücke), welches über ein oder mehrere Hydraulikventile versorgt wird, zusammengesetzt betrachtet werden. Um nun dem Gesamtsystem das gewünschte Verhalten aufzuprägen, wird die Fluidmenge, die sich im Aktuator befindet, in geeigneter Weise vorgegeben und über ein oder mehrere Hydraulikventile zugeführt. Hierfür wird das elastische Verhalten des hydraulischen Fluids in geeigneter Weise berücksichtigt. Sind die physikalischen Gegebenheiten des Lastsystem und damit nicht hinreichend genau bekannt, es wirkt bspw. eine unbekannte externe generalisierte Kraft, kann vorerst die Fluidmenge nicht unmittelbar vorgegeben werden. Aus diesem Grund wird für die Fluidmenge, welche für den gewünschten Zustand des Lastsystems erforderlich ist, ein Beobachter entworfen. Dieser i.A. nichtlineare Beobachter kann auch ohne Messung der generalisierten Geschwindigkeit des Lastsystems ausgeführt werden, ohne dabei seine Funktion zu beeinträchtigen. Der Regler selbst verwendet nun die bekannte oder die aus dem Beobachter gewonnene Information über die nötige Fluidmenge, um den gewünschten Zustand des Gesamtsystems einzustellen.

Falls die mechanische Dämpfung des Lastsystems nicht ausreicht bzw. geeignet vorgegeben werden soll, kann dies mit oben beschriebenen Verfahren kombiniert werden. Hierfür wird zu dem Stellsignal obigen Reglers bzw. Reglerteils ein von der generalisierten Geschwindigkeit des Lastsystems abhängiges Signal in geeigneter Weise hinzugefügt. Diese Beeinflussung der Dämpfung kann auch mit einer Approximation der generalisierten Geschwindigkeit aus obigem oder einem anderen geeigneten Beobachter vorgenommen werden.

Für alle angeführten Varianten der Regelung steht ein geschlossener Nachweis der Stabilität des geregelten Gesamtsystems zur Verfügung.

Korrekturterm zur Berücksichtigung des Solldrucks $\bar{p}_h$

Die Grundgleichung eines von einem Servoventil angesteuerten (single acting) Hydraulikzylinders ist hinlänglich bekannt und ergibt sich unter gewissen physikalischen Annahmen beispielhaft zu

$$\dot{x}_h = v_h$$

$$\dot{p}_h = \frac{E(-v_h A + q_v - C_l p_h)}{V_{act}}$$

mit p_h als Druck in der vom Servo aktuierten Kammer des Zylinders, A als Kolbenfläche, v_h als Kolbengeschwindigkeit, q_v als Fluss vom Servoventil in den Hydraulikzylinder, C_l als Leckage im Hydraulikzylinder, E als Elastizitätsmodul des Hydrauliköls und V_{act} als Ölvolumen in der aktuierten Kammer. Die obige Gleichung kann auch auf andere Varianten hydraulischer Aktuatoren (wie zum Beispiel einen double acting Zylinder) erweitert werden, wie ebenfalls aus der einschlägigen Literatur hinlänglich bekannt. Um die Erfindung darzustellen reicht es jedoch aus, diese nur an einem single acting Zylinder zu beschreiben. Wie aus der obigen Gleichung ersichtlich, ergeben sich Druckänderungen also aus Änderungen des Volumens durch Kolbenbewegungen, Änderungen der Ölkompensation durch Ölzufuhr (bei konstanter Kolbenposition) sowie eventueller Leckagen im Zylinder. Die Änderung selbst ist abhängig vom aktuellen Kammervolumen bzw. der Kolbenposition.

Wie unschwer erkennbar, ist die obige Grundgleichung nichtlinear. Weiters steckt in dieser Gleichung die Kolbengeschwindigkeit, die im Gegensatz zur Kolbenposition in der Regel nicht direkt gemessen wird bzw. gemessen werden kann. Dazu kommt, dass das Differenzieren der gemessenen Kolbenposition auf Grund von Quantisierungs- und Messrauschen ein praktisch nicht verwertbares Ergebnis liefert. So stehen in typischen Anwendungen als direkte und verwertbare Messgrößen für eine Linearisierung nur Istposition und Istdruck der aktuierten Hydraulikkammer zur Verfügung.

Es lässt sich nun mittels aus der Literatur bekannten nichtlinearen Methoden der Regelungstechnik eine exakte Linearisierung finden, die mit diesem beschränkten Messdatensatz auskommt. In einem solchen Regelgesetz kann nun der relative Fehler des Hydraulikdruckes der aktuierten Kammer zum Solldruck ($\bar{p}_h - p_h$) auftreten (wobei dieser Solldruck durch eine vorgebbare Sollposition und das Lastsystem festgelegt wird).

Diese Methoden und ein solches Regelgesetz sind in untenstehenden Veröffentlichungen im Detail beschrieben.

- G. Grabmair, K. Schlacher, A. Kugi (2003): "Geometrie Energy Based Analysis and Controller Design of Hydraulic Actuators Applied in Rolling Mills", ECC03 CD publication, 421.pdf, Cambridge, Great Britain.
- Kugi A.: "Nonlinear Control Based on Physical Models", Lecture Notes in Control and Information Sciences 260, Springer, 2000.

Weiters ist dies auch in der EP 992 295 A2 der Anmelderin, die Teil dieser Offenbarung ist, beschrieben.

Betreibt man die hydraulische Anstellung in Positionsregelung so ist dieser Sollwert $\bar{p}_h$ typischerweise a priori nicht bekannt (da er z.B. stark von a priori unbekannten extern angreifenden

Kräften, oder von Elastizitäten, deren genauer numerischer Wert nicht bekannt ist, abhängen kann). Ist dieser Sollwert $\bar{p}_h$ nicht bekannt, muss der Term $(\bar{p}_h - p_h)$ vernachlässigt werden.

Untersuchungen der Anmelderin durch Simulationen und theoretischen Überlegungen haben jedoch ergeben, dass diese Vernachlässigung eine destabilisierende Wirkung hat. Bei Berücksichtigung dieses Terms weist der geschlossene Regelkreis dagegen ein besseres Dämpfungsverhalten auf, wodurch der Regler auch deutlich schneller eingestellt werden kann. Dies lässt sich auch durch eine Energiebetrachtung des Gesamtsystems erkennen, wo ohne diesem Term die mechanische Dämpfung vermindert wird.

Die folgende Beschreibung der Erfindung zeigt nun Wege, die Größe $\bar{p}_h$ zu bestimmen.

Dazu wird zuerst in ganz allgemeiner Form ein mathematisches Modell (bzw. eine Zustandsbeschreibung) der Regelstrecke, also dem mechanisch-hydraulischen System mit einem Freiheitsgrad, aufgestellt. Ein solches allgemeines Modell kann bspw. aus dem hinlänglich bekannten und in der Regelungstechnik regelmäßig eingesetzten Lagrange Formalismus, also über Energieterme, abgeleitet werden. Die bekannte Lagrange Funktion L lässt sich dabei für ein mechanisch-hydraulisches System mit einem Freiheitsgrad als Differenz von kinetischer und

potentieller Energie anschreiben, $L = \frac{1}{2} m(q) \dot{q}^2 - V(q)$. $m(q)$ ist dabei die generalisierte Massen

matrix, q die generalisierten Koordinaten, $\dot{q}$ die zeitliche Ableitung davon und $V(q)$ das Potential. Mit der Hydraulikkraft F_h als Eingang, ergeben sich allgemeine Zustandsgleichungen der Regelstrecke, mit den generalisierten Koordinaten q und dem Impuls P als Zustandsgrößen, die die Basis für alle Anwendungsfälle von mechanisch-hydraulischen Systemen mit einem Freiheitsgrad pro hydraulischen Aktuator darstellen.

$$\dot{q} = \frac{P}{m}$$

$$\dot{P} = -\frac{1}{2} \frac{\partial m(q)}{\partial q} \dot{q}^2 - \frac{\partial V}{\partial q} - d(q) \dot{q} + \frac{\partial F_h}{\partial q}(q)$$

Das Symbol $\frac{\partial}{\partial q}$ bedeutet dabei die partielle Ableitung nach den generalisierten Koordinaten q .

Diese allgemeine Darstellung der Zustandsgleichung eines mechanisch-hydraulischen Systems mit einem Freiheitsgrad ist für den jeweiligen Anwendungsfall entsprechend anzupassen, also es sind einige Annahmen zu treffen, die für unterschiedliche Applikationen zu adaptieren sind. Das nachfolgende Beispiel soll ohne Einschränkung der Allgemeinheit eine solche Anpassung skizzieren und den Algorithmus zur Ermittlung von $\bar{p}_h$ darstellen.

BEISPIEL

Hydraulische (single acting) Anstellung eines Walzgerüsts:

Im Folgenden wird von einem hydraulischen System ausgegangen, das gegen ein lineares Feder-Masse System wirkt. Damit ergeben sich die folgenden Annahmen:

- Masse und Dämpfung sind ortsunabhängig.
- Das allgemeine Potential $V(q)$ kann explizit in ein Federpotential $c_f \frac{q^2}{2}$, dem Potential einer konstanten Lastkraft $F_l \cdot q$ und einem hier noch allgemein formulierten Restterm $\tilde{V}$ aufgetrennt.

Daraus folgt in die allgemeine Zustandsgleichung für die Regelstrecke eingesetzt

$$\dot{q} = \frac{P}{m}$$

$$\dot{P} = F_l - d \frac{P}{m} - c_l q - \square_q \tilde{V} + \square_q \dot{x}_h(q) F_h$$

Diese Zustandsgleichung ist nun die Basis um den Solldruck $\bar{p}_h$ über einen Beobachter ermitteln zu können. Dafür wird nun eine Zustandstransformation angesetzt, damit das Modell für den Beobachter linear wird, womit ein linearer Beobachterentwurf möglich wird. Es werden als Zustandstransformation die aus Schwerkraft und Hydraulikkraft resultierenden Komponenten zum neuen Eingang u_{obs} zusammengefasst, $u_{obs} = -\square_q \tilde{V} + \square_q \dot{x}_h(q) F_h$. Damit kann nun wie im Nachfolgenden beschrieben ein Beobachter für den stationären Gleichgewichtszustand von u_{obs} entworfen werden. Für den Gleichgewichtszustand muss natürlich gelten $\dot{p} = \dot{q} = 0$. Der Übergang von q zur Abweichung $\bar{q}$ (mit $\bar{q} = q - \check{q}$), ergibt einen konsistenten Satz von Zustandsgleichungen. Formal wird auch noch die dritte Zustandsgleichung für $\tilde{u}_{obs}$ angeschrieben.

$$\dot{P} = -\frac{d}{m} P - \tilde{u}_{obs} - c_l \bar{q} + u_{obs}$$

$$\dot{\tilde{u}}_{obs} = 0$$

$$\dot{\bar{q}} = \frac{1}{m} P$$

c_l als Federkonstante des Lastsystems (z.B. Elastizität des Materials) kann so explizit in den Beobachter gezogen werden (der ja beliebig angesetzt werden kann). Damit wird der Beobachter robust gegenüber Schwankungen/Unsicherheiten, z.B. der Materialelastizität. Die Lastkraft wird hier konstant angenommen werden, um einen linearen Beobachter entwerfen zu können. Gleichzeitig erzielt man damit eine „integrale Wirkung“ des Beobachters, der den Fehler gegen Null gehen lässt.

Diese Zustandsgleichung des Beobachters mit dem transformierten Zustand u_{obs} kann nun mit herkömmlichen Methoden der Regelungstechnik, z.B. mit der Beobachtergleichung in kontinuierlicher Form und der bekannten Formel von Ackermann, für den gesuchten stationären Gleichgewichtszustand von u_{obs} gelöst werden. Auf diese allgemeinen regelungstechnischen Methoden muss hier nicht im Detail eingegangen werden, sondern sie können als bekannt vorausgesetzt werden. Daraus kann nun unter Berücksichtigung der gewählten Zustandstransformation der gesuchte stationäre Gleichgewichtsdruck $\bar{p}_h$ ermittelt werden. Durch den Beobachter ermittelte Größen werden nachfolgend mit einem Dach, z.B. $\bar{p}_h$, bezeichnet. Mit $u_{obs} = -\square_q \tilde{V} + \square_q \dot{x}_h(q) F_h$ und $F_h = A \cdot p_h$ folgt nun sofort $\bar{p}_h$, womit die gesuchte Größe in allgemeiner Form ermittelt ist. Zusätzlich liefert der Beobachter aber noch den Impuls, wie aus den zugrunde liegenden Gleichungen ersichtlich ist, der ebenfalls verwendet werden kann, wie unten noch erläutert wird.

BEISPIEL

Hydraulische Anstellung der Korbrolle eines Haspels

Um die Verwendung der oben allgemein angeschriebenen Gleichungen zu veranschaulichen und die Allgemeingültigkeit zu demonstrieren, wird anhand eines mechanisch-hydraulischen Systems mit einem Freiheitsgrad in Form einer Korbrolle eines Haspels ein weiteres konkretes Beispiel erläutert. Neben der Skizzierung der Ermittlung von $\bar{p}_h$ wird die aktive Einbringung von Dämpfung dargestellt. Zum Andrücken des Bleches beim Aufwickelvorgang am Haspel einer

Warmbandstrasse werden so genannte Korbrollen eingesetzt (typischerweise drei bis vier Korbrollen um den Umfang), wie in Fig. 1 grob schematisch dargestellt. Die Korbrolle 1 drückt das Blech über einen Hydraulikzylinder 3, wobei das Servoventil hier nicht dargestellt ist, gegen die Haspel 2. Dabei ist sowohl der Hydraulikzylinder als auch der Korbrollenarm 4 drehbar gelagert. Der Kolben des Hydraulikzylinders 3 ist ebenfalls drehbar am Korbrollenarm 4 gelagert. Fig. 2 zeigt das selbe System abstrahiert als mechanisches Feder-Masse System mit Hebelarm, das als Modell für die folgenden Überlegungen herangezogen wird.

Im Unterschied zum vorherigen Beispiel würde sich bei Wahl der Zylinderkoordinaten als generalisierte Ortskoordinaten q eine nicht konstante Massenmatrix ergeben. Es besteht nun die generelle Möglichkeit eine Koordinatentransformation durchzuführen, welche auf Grund der Flachheit der Massenmetrik (die durch die Massenmatrix induzierte Metrik) immer existiert und auch berechnet werden kann, sodass sich die Massenmatrix in den transformierten Koordinaten als Konstante darstellt. Im vorliegenden Beispiel erreicht man dies in einfacher Weise durch rein geometrische Transformation auf α , den Anstellwinkel der Korbrolle.

Generell muss aber diese Koordinatentransformation (und die Stellgrößentransformation auf $\tilde{u}_{obs}$) nicht explizit durchgeführt werden, wenn sie implizit in einer nichtlinearen Form des Beobachters berücksichtigt werden, was möglich ist, da ein geschlossenes Differentialgleichungssystem für den nichtlinearen Beobachter in allgemeinen Koordinaten vorliegt. In dieser Form des Beobachters kann auch mit nicht konstanter Massenmatrix gearbeitet werden.

In diesem Beispiel werden aber Koordinaten- und Stellgrößentransformation explizit dargestellt.

Es werden für die allgemeinen Zustandsgleichungen der Regelstrecke für die konkrete Anwendung gültige Annahmen getroffen:

- $q = \alpha$, der Anstellwinkel der Korbrolle wird als Ortskoordinate verwendet (Koordinatentransformation), woraus folgt $\dot{q} = \omega$ mit ω gleich der Winkelgeschwindigkeit.
- $m(q)$ entspricht einer im allgemeinen Fall von der Ortskoordinate q abhängigen Massenmatrix, die prinzipiell für den Beobachterentwurf herangezogen werden kann. Wie oben erwähnt, wird in diesem Beispiel aber günstigerweise (und aus Gründen der Anschaulichkeit) mit $q = \alpha$ der Anstellwinkel als Ortskoordinate gewählt, wodurch $m(q)$ dem Trägheitsmoment Θ der Korbrolle entspricht und konstant ist, woraus folgt $\frac{d}{dt}m(q) = 0$.
- $d(q) = d = const.$, die Dämpfung ist damit positionsunabhängig.
- Das Potential V setzt sich aus einem (konstanten) Lastmoment M_l und der Schwerkraft zusammen. Prinzipiell ist es auch hier (analog zu oben) möglich, eine Elastizität c_l zu berücksichtigen

$$V(q) = -M_l \cdot q + \tilde{V}(q) + \left(c_l \frac{q^2}{2} \right)$$

Diese Annahmen führen zu den folgenden Gleichungen:

$$\dot{q} = \frac{P}{\Theta}$$

$$\dot{P} = -d \frac{P}{\Theta} + M_l - \frac{d}{dt} \tilde{V} + \frac{d}{dt} \dot{x}_h(q) F_h + c_l \cdot q$$

Aus den geometrischen Beziehungen am abstrahierten Feder-Masse System lassen sich weitere Beziehungen herleiten und die obige Gleichung weiter umformen. Fig. 3 zeigt eine mögliche Variante inklusive der geometrischen Größen die herangezogen werden können.

- $\square_q \tilde{V}(q) : \tilde{V}(q)$ entspricht wie erwähnt dem Potential der Schwerkraft.

Wie oben allgemein gezeigt wird nun eine Stellgrößentransformation auf einen neuen Eingang

5 u_{obs} der Form $u_{obs} = -\square_q \tilde{V} + \square_q \dot{x}_h(q) F_h$ durchgeführt, was in diesem konkreten Anwendungsbeispiel zu $u_{obs} = -\square_q \tilde{V} + \square_q \dot{x}_h(q) F_h = M_g + M_h$ führt. Der Gleichgewichtszustand ergibt wieder mit $\dot{p} = \dot{q} = 0$ $\tilde{u}_{obs} = M_l$ oder in allgemeinerer Form mit einer Elastizität c_l ergibt sich $\tilde{u}_{obs} = M_l + c_l \cdot q$.

10 Mit der formalen Einführung des neuen Zustandes $\tilde{u}_{obs}$, sowie dem Übergang auf relative Koordinaten für q , ergeben sich nun folgende endgültigen Zustandsgleichungen für den Beobachter

15
$$\dot{P} = -\frac{d}{\Theta} P - \tilde{u}_{obs} - c_l \bar{q} + u_{obs}$$

$$\dot{\tilde{u}}_{obs} = 0$$

20
$$\dot{\bar{q}} = \frac{1}{\Theta} P$$

Aus dieser Gleichung kann nun wieder der Zustand $\tilde{u}_{obs}$ ermittelt werden. Durch Rückführung von den generalisierten Koordinaten auf gemessene Koordinaten, hier x_h , lässt sich $\tilde{p}_h$ wieder ermitteln

25 Mit dieser zuerst allgemein und anschließend anhand eines konkreten Beispiels dargestellten Methode wird gezeigt, wie der stationäre Gleichgewichtsdruck $\tilde{p}_h$ durch einen Beobachter und eine vorangehende Zustandstransformation ermittelt werden kann. Diese Methode kann für alle mechanisch-hydraulischen Systeme mit einem Freiheitsgrad pro hydraulischem Aktuator analog angewendet werden, wobei lediglich die geometrischen und mechanischen Zusammenhänge für das jeweilige System berücksichtigt werden müssen.

Wie oben bereits erwähnt, liefert der Beobachter aber nicht nur den stationären Gleichge

35 wichtsdruck $\tilde{p}_h$, sondern auch den Impuls $\hat{P}$, aus dem nun einfach über die Beziehung $\hat{v}_h = \frac{\hat{P}}{m}$ die nicht messbare Geschwindigkeit des Hydraulikkolbens ermittelt werden kann und

nun ebenfalls zur Verfügung steht und bei Bedarf ebenfalls verwendet werden kann.

40 In Fig. 4 werden die oben beschriebenen Zusammenhänge für den Beobachter anhand eines Beobachterschemas nochmals beschrieben. Der Beobachter selbst verwendet Ein- und Ausgangsgrößen, die sich von den tatsächlich messbaren bzw. benötigten unterscheiden. Zum einem wird die messbare Eingangsgröße in Form der Position x_h über die geometrischen Beziehungen auf einen Winkel α transformiert. Weiters ist eine Beobachterzustandstransformation auf den neuen Zustand u_{obs} notwendig. Aus den derart ermittelten Größen $\bar{\alpha}$ und u_{obs} ermittelt der Beobachter den Zustand $\tilde{u}_{obs}$ und den Impuls $\hat{P}$. Aus $\hat{P}$ folgt durch Rücktransformation

50 der stationäre Gleichgewichtsdruck $\tilde{p}_h$ und aus dem Impuls $\hat{P}$ kann einfach die Geschwindigkeit $\hat{v}_h$ ermittelt werden.

Einbringung (parametrierbarer) aktiver Dämpfung

55 Ein Hydraulikzylinder mit einem Servoventil als Ansteuerung weist bekannter Weise als Regelstrecke betrachtet ein integrales Verhalten auf. Ebenfalls ist bekannt, dass in einem mechani-

schen System ein Dämpfungsterm proportional einer Geschwindigkeit ist. Um also eine Dämpfung in eine integrale Strecke einzubringen muss der Strecke folglich eine beschleunigungsproportionale Größe aufgeschaltet werden. Das kann direkt erfolgen, indem die Beschleunigung gemessen wird und über ein Dämpfungsglied mit einer Dämpfung k_d^a auf einen Aktuator (Servoventil) aufgeschaltet wird, wie hinlänglich bekannt.

Im Zuge der gegenständlichen Erfindung wurde aber festgestellt, dass sich auch eine Dämpfung einstellt, wenn auf eine geregelte hydraulische Strecke mit integralem Verhalten eine geschwindigkeitsproportionale Größe aufgeschaltet wird. Es zeigte sich nämlich, dass sich unter bestimmten Parameterrestriktionen eine „differenzierende Wirkung“ einstellt. Ausschlaggebend dafür ist das Verhältnis zwischen Dämpfung k_d und der Proportionalverstärkung des Reglers k_p . Dabei gilt i.A. $k_d > k_p$ und k_p ist so zu wählen, dass bestimmte Stabilitätskriterien erfüllt werden. Es kann natürlich kein absolutes, allgemein gültiges Verhältnis von k_d zu k_p angegeben werden, da dieses natürlich von den tatsächlichen Gegebenheiten der Strecke abhängig ist. Diese Parameter sind daher an die Strecke anzupassen, z.B. durch Versuche oder über Simulationen mit herkömmlichen Programmen, wie z.B. MATLAB. Da die Geschwindigkeit aber ebenfalls eine Ausgangsgröße des Beobachters ist, kann durch diese Erkenntnis sehr einfach eine zusätzlich Dämpfung in das System eingebracht werden, was sich sehr vorteilhaft auf die Regelung des Systems auswirkt.

Diese Zusammenhänge sollen nun anhand der schematischen Darstellung des Regelkonzepts gemäß Fig. 5 erläutert werden.

Die Regelstrecke wird gebildet durch das mechanisch-hydraulische System mit einem Freiheitsgrad pro hydraulischem Aktuator, in Fig. 5 ist davon dargestellt der Hydraulikzylinder 3 mit der Ansteuerung über ein Servoventil 5. Das Servoventil 5 kann einen single acting Zylinder, oder wie in Fig. 5 durch die strichlierte Doppellinie angedeutet auch einen double acting Zylinder ansteuern. Genauso sind andere Bauformen von Hydraulikzylindern oder andere auf dem Hydraulikprinzip basierende Aktuatoren denkbar. Am Hydraulikzylinder 3 ist ein Drucksensor 6, ein Beschleunigungssensor 7 und ein Positionssensor 8 vorgesehen, die geeignete Ist-Messsignale für die Regelung liefern.

Die Regelung, wie in der EP 992 295 A2 der Anmelderin beschrieben, beruht auf einer oben beschriebenen Zustandstransformation für die Soll-, Ist- und Stellgröße, um einen linearen Regler implementieren zu können. Der Regler R kann, wie aus der Regelungstechnik bekannt, z.B. eine beliebige Übertragungsfunktion sein (im einfachsten Fall z.B. ein Proportionalglied mit einer Proportionalverstärkung k_p). Ein Servoventil 5 hat ein typisch nichtlineares Verhalten, das durch eine bekannte Servokompensation kompensiert werden könnte. Das Regelgesetz für diese herkömmliche Regelung wurde oben bereits beschrieben. Wenn die Regelung so in Positionsregelung betrieben werden soll, sind die Schalter S_2 und S_4 zu öffnen und der Schalter S_3 zu schließen. Die Schalter S_1 bis S_4 müssen natürlich nicht tatsächliche elektro-mechanische Schalter sein, sondern könnten natürlich auch nur in Software implementiert sein.

Bei einer Kraftregelung der Hydraulikkraft F_h ist für eine mögliche Realisierungsform des Reglers die Transformation von Soll und Istwert überflüssig und kann einfach durch Umlegen des Schalters S_1 auf Krafteingang, durch Schließen des Schalters S_2 und durch Öffnen des Schalters S_3 aktiviert werden. D.h. Die Positionsabweichung wird wegschaltet und die Drucksoll- und Druckistwerte können direkt vorgegeben werden.

Die Elemente C_1 , C_2 , C_3 , und C_4 ermöglichen eine Anpassung ihrer jeweiligen Eingänge und stellen in ihrer allgemeinsten Form Funktionen mit dem Eingang und gegebenenfalls anderer Größen als Parameter dar. Sie können vereinfacht (lineare) dynamische Systeme sein oder im einfachsten Fall ein Proportionalfaktor.

Diese bereits bekannte Regelung kann nun einfach erweitert werden, indem der Term $(\bar{p}_h - p_h)$

berücksichtigt wird, wozu der Schalter S_1 auf Druckeingang umzulegen ist und die Schalter S_2 und S_3 zu schließen sind. Den stationären Gleichgewichtsdruck $\tilde{p}_h$ liefert dabei der Beobachter, wie oben allgemein und an konkreten Beispielen beschrieben. Damit wird eine zusätzliche Dämpfung in die Regelung eingebracht.

Es kann eine weitere zusätzliche Dämpfung in das System eingebracht werden, indem der Schalter S_4 entweder auf geschwindigkeitsproportionale oder beschleunigungsproportionale Dämpfung über C_3 bzw. C_4 umgelegt wird. Bei der geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung liefert der Beobachter die Geschwindigkeit $\hat{v}_h$. C_3 ermöglicht z.B. eine dynamische Anpassung des beobachteten Signals sowohl in Bezug auf eine optimale Signalcharakteristik als auch in Bezug auf eine Anpassung des Ausmaßes der eingebrachten Dämpfung (im einfachsten Fall entspricht C_3 einem Proportionalterm k_d wie oben beschrieben). Bei der beschleunigungsproportionalen Dämpfung liefert der Beschleunigungssensor 7 die erforderliche Beschleunigung. C_4 hat die gleiche Aufgabe wie C_3 (wiederum im einfachsten Fall ein Proportionalterm k_d^a). Falls ein solcher Beschleunigungssensor 7 nicht vorhanden ist, kann dieser Teil der Regelung auch fehlen.

Daraus folgt, dass der Regler je nach Bedarf in mehreren unterschiedlichen Modi betrieben werden kann. Die Übertragungsfunktionen C_1 , C_2 , C_3 , C_4 , R können natürlich für die unterschiedlichen Modi ebenfalls unterschiedlich sein.

Eine oben beschriebene Regelung kann natürlich besonders vorteilhaft in einer Regelungseinheit, wie z.B. einem Computer, implementiert werden. Die notwendigen Größen, wie Hydraulikdruck p_h , Zylinderposition x_h oder die vorgebbaren Sollgrößen, aber auch eine Hydraulikkraft (für die Kraftregelung), werden durch die Messsensoren erfasst und der Regelungseinheit als Eingangsgrößen zur Verfügung gestellt. Die Ausgangsgröße der Regelungseinheit ist typischerweise ein Ansteuersignal für das Servoventil, wie z.B. der Servoventilfluss q_v oder die Servoventilkolbenstellung x_s .

Grundsätzlich ist mit der beschriebenen Regelung jedes mechanisch-hydraulische System mit einem Freiheitsgrad pro hydraulischem Aktuator mit erhöhter Stabilität und Dämpfung regelbar und die Erfindung ist nicht beschränkt auf die hier beschriebenen Anwendungsfälle.

Patentansprüche:

1. Regelungsverfahren für ein mechanisch-hydraulisches System mit einem Freiheitsgrad pro hydraulischem Aktuator als Regelstrecke, *dadurch gekennzeichnet*, dass der Solldruck des hydraulischen Systems $\tilde{p}_h$, vorzugsweise als Term $(\tilde{p}_h - p_h)$, in der Regelung berücksichtigt wird und die Geschwindigkeit v_h des Hydraulikaktuators (3) als Dämpfung einer Regelung aufgeschaltet wird, wobei der Sollwert $\tilde{p}_h$ und die Hydraulikaktuatorgeschwindigkeit v_h durch einen Beobachter ermittelt wird und wobei die Hydraulikaktuatorgeschwindigkeit v_h dem Ausgangssignal des Reglers (R) aufgeschaltet wird.
2. Regelungsverfahren nach Anspruch 1, *dadurch gekennzeichnet*, dass für den Beobachter ein mathematisches Modell der Regelstrecke verwendet wird, bei dem die Eingangsgröße einer Stellgrößentransformation auf eine neue Eingangsgröße u_{obs} unterworfen wird, so dass das mathematische Modell der Regelstrecke für den Beobachter linear wird.
3. Regelungsverfahren nach Anspruch 1 oder 2, *dadurch gekennzeichnet*, dass das mechanische Lastsystem als mathematisches Modell dargestellt wird, wobei das Gleichungssystem mit Methoden der analytischen Mechanik, insbesondere mit Hilfe des Lagrange Formalismus

$$\dot{q} = v = \frac{P}{m}$$

$$\dot{P} = \frac{d}{dt}(m \cdot v) = -\frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial q} \dot{m}(q) v^2 - \frac{\partial}{\partial q} \dot{V} - d(q) v + \frac{\partial}{\partial q} \dot{x}_h(q) F_h$$

dargestellt wird, mit generalisierte Massenmatrix $m(q)$, generalisierte Koordinaten q , Potential V , Hydraulikkraft F_h , Impuls P und ∂_q als partielle Ableitung nach den generalisierten Koordinaten q .

4. Regelungsverfahren nach Anspruch 3, *dadurch gekennzeichnet*, dass bei nicht konstanter Massenmatrix für den Beobachterentwurf eine Koordinatentransformation und Stellgrößentransformation (wie z.B. auf den neuen Eingang $u_{obs} = -\frac{\partial}{\partial q} \dot{V} + \frac{\partial}{\partial q} \dot{x}_h(q) F_h$) so erfolgt, dass sich in den transformierten Koordinaten die Massenmatrix als Konstante darstellt.
5. Regelungsverfahren nach Anspruch 1, *dadurch gekennzeichnet*, dass bei nicht konstanter Massenmatrix ein nichtlinearer Beobachter verwendet wird in dem die Koordinaten- und Stellgrößentransformation nach Anspruch 4 implizit berücksichtigt wird.
6. Regelungsverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, *dadurch gekennzeichnet*, dass der Solldruck $\tilde{p}_h$ mit dem durch den Beobachter im Sinne eines Störgrößenbeobachters ermittelten Zustand $\tilde{u}_{obs}$ durch Rücktransformation ermittelt wird.
7. Regelungsverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6, *dadurch gekennzeichnet*, dass mit dem Beobachter der Impuls $\tilde{P}$ und daraus die Geschwindigkeit $\tilde{v}_h$ ermittelt wird.
8. Regelungsverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 7, *dadurch gekennzeichnet*, dass die Geschwindigkeit v_h eines Hydraulikaktuators kombiniert mit einer allgemeinen Übertragungsfunktion (C_3) (z.B. im einfachsten Fall ein Proportionalterm k_d) einem geschlossenen Regelkreis aufgeschaltet wird.
9. Regelungsverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 8, *dadurch gekennzeichnet*, dass die gemessene Beschleunigung a_h eines Hydraulikaktuators kombiniert mit einer allgemeinen Übertragungsfunktion (C_4) der Regelung aufgeschaltet wird.
10. Regler für ein mechanisch-hydraulisches System mit einem Freiheitsgrad pro hydraulischem Aktuator als Regelstrecke und einem Messsensor (6) zum Messen des Drucks p_h eines hydraulischen Systems, z.B. eines Hydraulikzylinders (3), und einem Messsensor (8) zum Messen der Position x_h des Hydraulikaktuators, z.B. des Kolbens eines Hydraulikzylinders (3), *dadurch gekennzeichnet*, dass eine Regelungseinheit mit den Eingangsgrößen Hydraulikdruck p_h und Hydraulikaktorposition x_h vorgesehen ist, in der Regelungseinheit ein Beobachter zur Bestimmung des Solldrucks $\tilde{p}_h$ des hydraulischen Systems und der Geschwindigkeit v_h des Hydraulikaktuators (3) implementiert ist und im Regelgesetz des Reglers der Solldruck $\tilde{p}_h$, vorzugsweise als Term $(\tilde{p}_h - p_h)$, in der Regelung berücksichtigt wird, und die Geschwindigkeit v_h des Hydraulikaktuators als Dämpfung einer Regelung aufschaltbar ist, wobei dies am Ausgang des Reglers (R) erfolgt.
11. Regler nach Anspruch 10, *dadurch gekennzeichnet*, dass die gemessene Beschleunigung a_h des Hydraulikaktuators kombiniert mit einer allgemeinen Übertragungsfunktion (C_4) der Regelung aufschaltbar ist.
12. Regler nach Anspruch 10 oder 11, *dadurch gekennzeichnet*, dass die Geschwindigkeit v_h eines Hydraulikaktuators kombiniert mit einer allgemeinen Übertragungsfunktion (C_3) einem geschlossenen Regelkreis aufschaltbar ist.

13. Regler nach einem der Ansprüche 10 bis 12, *dadurch gekennzeichnet*, dass der Regler zwischen mehreren Regelungsmodi, in denen verschiedene Dämpfungen aufgeschaltet werden, hin- und herschaltbar ist.

5

Hiezu 3 Blatt Zeichnungen

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

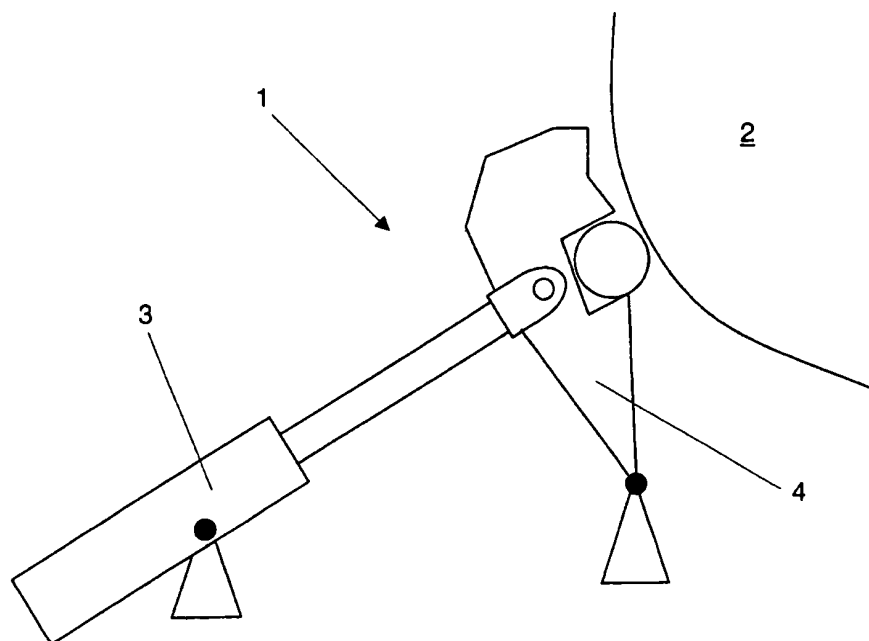


Fig. 1

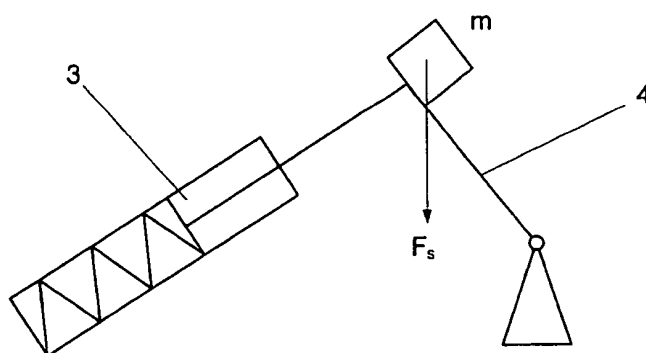


Fig. 2

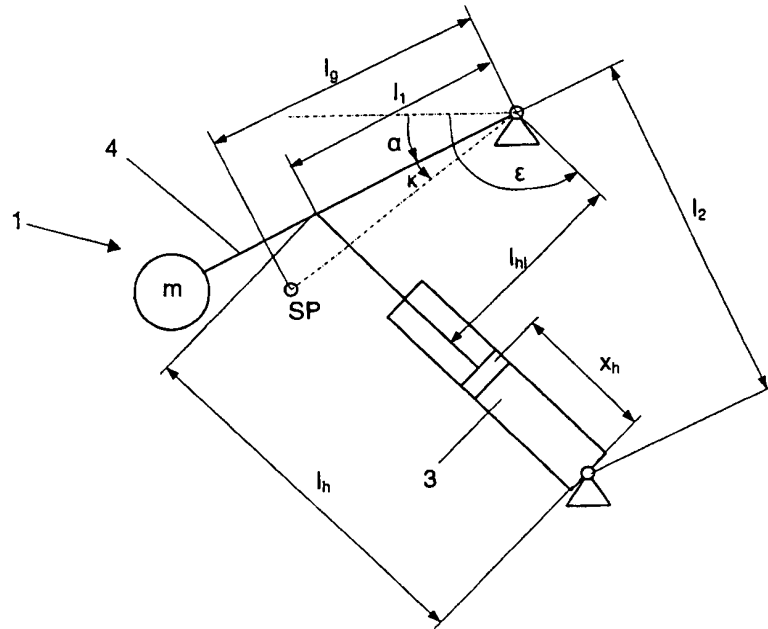


Fig. 3

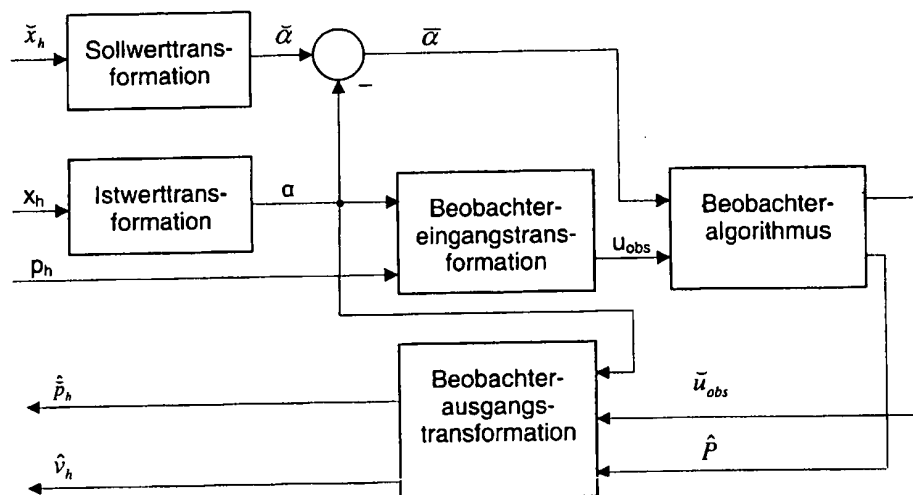


Fig. 4

