

(45) Veröffentlicht am: 15.05.2011

G05B 13/04 (2006.01)

DE 19822037A1 AT 10301U2

A-8052 GRAZ (AT)

WIEN (AT)

(57) Beschrieben wird die Regelung einer Prüfstandsanordnung (2), die einen Prüfling (3), z.B. einen Verbrennungsmotor oder einen Fahrzeugantriebsstrang, enthält, der zumindest einen Drehwinkel als Ausgang hat und mit zumindest einer Belastungseinheit (4) über zumindest eine Verbindungswelle (8) verbunden ist, wobei in einem den mechanische Widerstand für den Prüfling (3) beschreibenden Impedanzmodell (6) ausgehend von vom Prüfling (3) hergeleiteten Eingangsgrößen ein Sollwert des Drehmoments ($T_{\text{Shaft,dmd}}$) der Verbindungswelle (8) als Ausgangsgröße durch ein dynamisches System in einem Impedanzmodell (6), das den mechanischen Widerstand für den Prüfling (3) beschreibt, berechnet wird, und dass dieser Sollwert einer Drehmoment-Regelung (5, 7) für die Belastungseinheit (4) zugrunde gelegt wird.

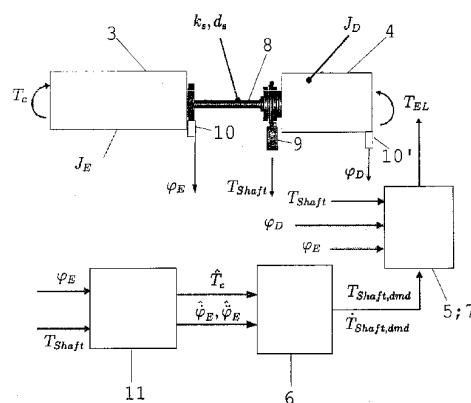


Fig. 3

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Regelung einer Prüfstandsanordnung, die einen Prüfling, z.B. einen Verbrennungsmotor oder einen Fahrzeugantriebsstrang, enthält, der zumindest einen Drehwinkel als Ausgang hat und mit zumindest einer Belastungseinheit über zumindest eine Verbindungswelle verbunden ist.

[0002] In entsprechender Weise bezieht sich die Erfindung auf eine Regelungseinrichtung für eine Prüfstandsanordnung, die im Betrieb einen Prüfling, z.B. einen Verbrennungsmotor oder einen Fahrzeugantriebsstrang, enthält, der zumindest einen Drehwinkel als Ausgang enthält und mit einer Belastungseinheit über eine Verbindungswelle verbunden ist, mit einem Reglermodul für die Belastungseinheit.

[0003] Prüfstandsanordnungen, nachstehend auch kurz „Prüfstände“ genannt, werden zur Prüfung verschiedenster mechanischer Einheiten eingesetzt; von besonderer Bedeutung sind die Prüfstände bei der Prüfung von Verbrennungsmotoren (Brennkraftmaschinen) oder Antriebssträngen von Fahrzeugen, wobei der Prüfling, also beispielsweise ein Verbrennungsmotor oder aber ein Antriebsstrang, über zumindest eine Verbindungswelle mit zumindest einer Belastungseinheit oder -maschine, üblicherweise einer elektrischen Maschine, auch „Dyno“ (Dynamometer) genannt, verbunden wird. Im Prinzip gibt es jedoch auch andere Anwendungen für derartige Prüfstände, wie etwa im Bereich von Teilen von Antriebssträngen, etwa für ein Getriebe. Wenngleich die vorliegende Erfindung auch für derartige Prüflinge anwendbar ist, ist sie doch in erster Linie zur Prüfstandsregelung im Fall von Verbrennungsmotoren und Antriebssträngen gedacht, insbesondere um hochdynamische Vorgänge, wie z.B. Start-Stopp-Vorgänge, etwa bei Hybridantrieben oder Schaltvorgänge, zu simulieren. Dabei ist auch bereits vorgeschlagen worden, die „Impedanz“ eines Antriebsstranges auf einem Motor-Prüfstand dadurch zu berücksichtigen, dass eine Vorsteuerung der Belastungsmaschine erfolgt. Dabei wird eine Soll-Drehzahltrajektorie des Verbrennungsmotors aus dem Verbrennungsmoment (inneren Moment) des Motors und einem Soll-Wellenmoment berechnet. Man kann diese Regelung als eine Impedanz-Positions-Regelung mit reiner Feedforward-Regelung bezeichnen. Von Nachteil ist bei diesem Ansatz jedoch die nicht vorhandene Rückführung des tatsächlichen Wellendrehmomentsverlauf und die damit verbundene schlechte Reglergüte. Dieser Nachteil wirkt sich insbesondere bei einer Verwendung dieser Regelungstechnik für eine sog. Hardware-in-the-Loop-Simulation (HIL-Simulation) aus, wo aus einem geschätzten Verbrennungsmoment in einem Simulationsmodell des Antriebsstrangs eine Drehzahl für die Belastungsmaschine berechnet und der Regelung der Belastungsmaschine als Solldrehzahl vorgegeben wird.

[0004] Es ist nun Aufgabe der Erfindung, ein Verfahren bzw. eine Regelungseinrichtung wie eingangs angegeben vorzuschlagen, wobei eine hohe Reglergüte sichergestellt werden kann.

[0005] Zur Lösung der gestellten Aufgabe sieht die Erfindung ein Verfahren sowie eine Regelungseinrichtung wie in den unabhängigen Ansprüchen definiert vor. Vorteilhafte Ausführungsformen und Weiterbildungen sind in den abhängigen Ansprüchen angegeben.

[0006] Der vorliegende Ansatz unterscheidet sich von der Vorgehensweise gemäß Stand der Technik vor allem dadurch, dass die Regelung anhand von Sollwerten geführt wird, die aus einem Impedanzmodell erhalten werden, das z.B. das Verhalten eines Fahrzeug-Antriebsstrangs oder aber eines Zweimassenschwungrads wiedergibt. Daraus ergeben sich für den Anwender wesentliche Vorteile im Hinblick auf die Aussagekraft der gewonnenen Testergebnisse. Die erhöhte Relevanz der Testergebnisse ergibt sich aus der verbesserten Realitätsnähe der Testumgebung. Durch Anwendung des Impedanzmodells erfährt der Verbrennungsmotor bei der Prüfung im Wesentlichen die gleiche dynamische Belastung wie in der Realität, im Einsatz in einem Fahrzeug. Auf diese Weise können verbesserte Aussagen im Hinblick auf das Verhalten z.B. von Antriebsstrang-Elementen über ihren gesamte Lebensdauerzyklus, von Fahrverhältnissen usw. getroffen werden. Auch lässt sich dadurch die Abstimmung von Verbrennungsmotor und Antriebsregelung im Hinblick auf ein jeweiliges Fahrverhalten einfacher und effizienter durchführen.

[0007] Von besonderem Vorteil ist es beim erfindungsgemäßen Verfahren, wenn in einem Beobachter-Modul auf Basis von Istwerten des zwischen dem Prüfling und der Belastungseinheit ausgetauschten Drehmoments der Verbindungswelle sowie des Drehwinkels am Ausgang des Prüflings ein Schätzwert eines inneren Drehmoments des Prüflings ermittelt wird.

[0008] In entsprechender Weise ist eine günstige Ausführungsform der erfindungsgemäßen Regelungseinrichtung dadurch gekennzeichnet, dass dem Impedanzmodell-Modul ein Beobachter-Modul vorgeordnet ist, das zur Ermittlung eines Schätzwertes für ein inneres Drehmoment des Prüflings auf Basis von Istwerten des zwischen dem Prüfling und der Belastungseinheit ausgetauschten Drehmoments der Verbindungswelle sowie des Drehwinkels am Ausgang des Prüflings und zur Übermittlung dieses Drehmoment-Schätzwertes zum Impedanzmodell-Modul eingerichtet ist.

[0009] Der geschätzte Wert des inneren Drehmoments eignet sich in vorteilhafter Weise als Eingangsgröße für das Impedanzmodell, um den gewünschten Sollwert für das Drehmoment der Verbindungswelle zu ermitteln. Es sei hier erwähnt, dass an sich die Technik der Schätzung des inneren Drehmoments von Verbrennungsmotoren bereits bekannt ist, vergleiche Stefan Jakubek et al, „Schätzung des inneren Drehmoments von Verbrennungsmotoren durch parameterbasierte Kalmanfilterung“, at- Automatisierungstechnik, 68:395-402, 2009. Eine derartige Schätzung des inneren Drehmoments auf der Basis von parameterbasierter Kalmanfilterung eignet sich aufgrund der erzielbaren guten Rauschunterdrückung und der Vermeidung von Phasenverzug in besonderer Weise für die Herleitung der Wellen-Solldrehmomente im vorliegenden Impedanzmodell.

[0010] Im Impedanzmodell wird bevorzugt auch die zeitliche Ableitung des Drehmoment-Sollwerts für die Verbindungswelle hergeleitet, um so zusätzlich eine Vorsteuerung, eine prädiktive Steuerung, zu ermöglichen.

[0011] Als Eingangsgrößen für das Impedanzmodell können bevorzugt -ggfs zusätzlich zum oder statt des inneren Drehmoment(s) - weiters Winkelgeschwindigkeit und Winkelbeschleunigung des Prüflings, vorzugsweise in Form von Schätzwerten, die ebenfalls vom vorgenannten Beobachter-Modul ermittelt werden, zugrunde gelegt werden.

[0012] Für die Drehmoment-Regelung für die Belastungseinheit werden vorzugsweise auch Istwerte des Wellenmoments sowie der Drehwinkel des Prüflings bzw. der Belastungseinheit herangezogen.

[0013] Bei Verbrennungsmotoren, beispielsweise 4-Zylinder-Viertaktmotoren, ist eine Periodizität der Vorgänge im Verbrennungsmotor gegeben, und durch die Ausnützung der Periodizität dieser Vorgänge kann die Güte der Regelung des Wellenmoments im Zuge der vorliegenden Technik noch weiter verbessert werden. Zu diesem Zweck wird ein sog. „Repetitive-Control“-Verfahren eingesetzt, wie es grundsätzlich beispielsweise aus AT 010301 U2, aber auch aus Li Cuiyan et al, „A survey of repetitive control“, Proceedings of 2004 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 2004, Seiten 1160-1166; oder aber Jian-Xin-Xu et al, „Analysis and comparison of iterative control schemes“, Engineering Applications of Artificial Intelligence, 17:675-686, 2004, bekannt ist. Eine vorteilhafte Ausführungsform des erfindungsgemäßen Verfahrens zeichnet sich demgemäß dadurch aus, dass im Fall eines Prüflings mit periodischem Arbeitsspiel in einem repetitiven Regelungsteil der Regelfehler eines vorhergehenden Arbeitsspiels bei der Herleitung eines Wellen-Sollmoments für die Belastungseinheit für das momentane Arbeitsspiel berücksichtigt wird. In entsprechender Weise ist bei der erfindungsgemäßen Regelungseinrichtung bevorzugt vorgesehen, dass das Reglermodul einen repetitiven Regelungsteil enthält, der im Fall eines Prüflings mit periodischem Arbeitsspiel den Regelfehler eines vorhergehenden Arbeitsspiels bei der Herleitung des Wellen-Sollmoments für die Belastungseinheit für das momentane Arbeitsspiel berücksichtigt.

[0014] Von Vorteil ist bei der vorliegenden Regelungstechnik weiters, dass die Wellenmoment-Regelung definiert auf die Energiedissipation in der elastischen Verbindungswelle abstimbar ist. Demgemäß ist beim vorliegenden Regelungsverfahren bevorzugt vorgesehen, dass bei der

Drehmoment-Regelung durch Anwendung einer linear-quadratisch-optimalen Zustandsregelung (LQR) die sich im Betrieb ergebende Dissipationsenergie der Verbindungswelle limitiert wird. In entsprechender Weise zeichnet sich eine vorteilhafte Ausführungsform der Regelungseinrichtung gemäß der Erfindung dadurch aus, dass das Reglermodul zur Anwendung einer linear-quadratisch-optimalen Zustandsregelung (LQR) eingerichtet ist, um die sich im Betrieb ergebende Dissipationsenergie der Verbindungswelle zu limitieren.

[0015] Die Erfindung wird nachfolgend anhand von besonders bevorzugten Ausführungsbeispielen, auf die sie jedoch nicht beschränkt sein soll, und unter Bezugnahme auf die Zeichnung noch weiter erläutert. In der Zeichnung zeigen im Einzelnen:

- [0016]** Fig. 1 schematisch eine Prüfstandsordnung mit einer Regelungseinrichtung und mit einem Impedanzmodell;
- [0017]** Fig. 2 schematisch für einen Prüfstand den Signalfluss bei einer HiL-Simulation (Hardware(Engine)-in-the-Loop-Simulation);
- [0018]** Fig. 3 ein Schema der Regelungseinrichtung für einen dynamischen Prüfstand;
- [0019]** Fig. 4 zur Veranschaulichung eines einfachen Impedanzmodells schematisch einen Torsionsschwinger in schaubildlicher Darstellung;
- [0020]** Fig. 5 eine durch ein Impedanzmodell vorgegebene Mannigfaltigkeit mit Drehmoment-Solltrajektorie für einen Verbrennungsmotor;
- [0021]** Fig. 6 einen Regelungsteil zur repetitiven Regelung im Zuge einer Drehmomentregelung;
- [0022]** die Fig. 7A und 7B Sonderfälle der Mannigfaltigkeit für das Impedanzmodell, wie in Fig. 5 dargestellt, nämlich für den Fall einer „Drehzahlregelung“ (Fig. 7A) für den Fall einer „Drehmomentregelung“ (Fig. 7B); und
- [0023]** Fig. 8 ein Schema für ein Regelungskonzept mit Impedanzmodell für einen Antriebsstrang-Prüfstand.

[0024] In Fig. 1 ist in einem Schema eine Regelungseinrichtung 1 für eine Prüfstandsordnung 2 mit Impedanzmodell-Regelung veranschaulicht, wobei die Prüfstandsordnung 2 einen Prüfling 3, beispielsweise einen Verbrennungsmotor mit einem inneren Drehmoment (Verbrennungsmoment) T_c sowie mit einer Belastungseinheit 4, üblicherweise eine elektrische Maschine (Motor/Generator), nachstehend auch Dynamometer oder kurz Dyno genannt, enthält. Die Regelungseinrichtung 1 enthält das Reglermodul 5 sowie diesem vorgeordnet ein Impedanzmodell-Modul 6, das nachstehend noch näher zu erläutern sein wird. Dem Reglermodul 5 wird in herkömmlicher Weise von einem Subtraktionsglied 7 ein Reglerfehler e zugeführt, und am Ausgang des Reglermoduls 5 wird ein Soll-Drehmoment T_{EL} für die Belastungseinheit 4 abgegeben.

[0025] Der Prüfling 3 und die Belastungseinheit 4 sind über eine in Fig. 1 nur ganz schematisch durch eine Linie veranschaulichte elastische Verbindungswelle 8 verbunden, an der ein Ist-Drehmomente T_{Shaft} gemessen wird, das der Regelung zurückgeführt wird. Weiters werden vom Prüfling 3 Ist-Werte für den Drehwinkel φ_E und dessen zeitliche Ableitung, also die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_E$ (im Fall eines Verbrennungsmotors als Prüfling 3 der Drehwinkel und die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle) abgenommen und dem Impedanzmodell 6 zugeführt, damit dieses einen Sollwert für das Wellen-Drehmoment $T_{Shaft,dmd}$, ausrechnen kann, das als Sollwert der Drehmomentregelung mit den Komponenten 7, 5 zugrunde gelegt wird.

[0026] Bei der vorliegenden Technik liefert somit ein mechanisches Impedanzmodell (Modul 6) Sollwerte für das Belastungsdrehmoment $T_{Shaft,dmd}$, welches unter anderem von der Drehbewegung des Prüflings (Motors), also von den Istwerten φ_E , $\dot{\varphi}_E$ abhängt.

[0027] Diese Technologie lässt sich mit Vorteil auf eine sog. HiL-Simulation, wie in Fig. 2 ver-

anschaulicht, anwenden. Fig. 2 zeigt eine HiL-Simulation mit einem an sich herkömmlichen Regelungsverfahren. Aus einem geschätzten Verbrennungsmoment \hat{T}_c wird in einem Simulationsmodell des Antriebsstrangs eine Solldrehzahl $\dot{\phi}_{D,dmd}$ berechnet, und diese Solldrehzahl wird der Regelung der Belastungseinheit 4 vorgegeben. Dabei wird jedoch das tatsächlich an der Prüfstandswelle 8 gemessene Drehmoment nicht bei der Sollwertgenerierung berücksichtigt.

[0028] Dieser Nachteil wird bei der vorliegenden Impedanzregelung umgangen, wobei anstatt der Solldrehzahl

$\dot{\phi}_{D,dmd}$ aus der Simulation ein Sollwert, nämlich für das Wellendrehmoment, aus dem Impedanzmodell vorgegeben wird.

[0029] Aus Fig. 3 ergibt sich mehr im Detail das nunmehrige Regelungskonzept mit dem Impedanzmodell, bei dem die Drehzahl- und Drehmomentregelung durch neue Sollwerte geführt wird. Diese Sollwerte werden aus dem Impedanzmodell (Modul 6) erhalten, das z.B. das Verhalten eines Fahrzeug-Antriebsstrangs oder eines Zweimassenschwungrads wiedergibt, wie nachstehend noch näher erläutert werden wird. Daraus ergeben sich wesentliche Vorteile hinsichtlich der Aussagekraft der gewonnenen Testergebnisse, da reale Verhältnisse bei der Regelung zugrunde gelegt werden. Mit anderen Worten, der Prüfling, z.B. ein Verbrennungsmotor, erfährt die gleich dynamische Belastung wie in der Realität, z.B. beim Einsatz in einem Fahrzeug. Dies führt dazu, dass verbesserte Aussagen hinsichtlich z.B. das Verhalten von Antriebsstrangelementen über den gesamten Lebensdauerzyklus im Vorhinein getroffen werden können. Auch kann dadurch die Abstimmung vom Motor und Antriebsregelung im Hinblick auf das Fahrverhalten (sog. „Drivability“) einfacher und effizienter durchgeführt werden.

[0030] Gemäß dem in Fig. 3 anhand einer Prinzipskizze gezeigten Regelungskonzept mit dem Impedanzmodell 6 wirkt das im Verbrennungsraum des Prüflings 3 (nachstehend der Einfachheit halber auch kurz Motor 3 genannt, auch wenn andere Prüflinge 3 ebenfalls in Frage kommen) erzeugte innere Verbrennungsmoment T_c auf die Motor-Kurbelwelle, die eine Massenträgheit J_E aufweist. Der Drehwinkel der Kurbelwelle ist mit ϕ_E bezeichnet. Die Kurbelwelle selbst ist über die elastischen Prüfstandswelle 8 (mit einer Steifigkeit k_s und einer Dämpfung d_s) mit dem Läufer der elektrischen Belastungseinheit oder -maschine (Dyno) 4, mit einer Massenträgheit J_D , verbunden. Das zwischen dem Motor 3 und der Belastungsmaschine 4 ausgetauschte Wellendrehmoment T_{Shaft} wird über eine geeignete Messeinrichtung 9 gemessen, ebenso wird der Kurbelwelle-Drehwinkel ϕ_E mittels einer herkömmlichen, geeigneten Messeinrichtung 10 gemessen. Auf den Läufer der Belastungsmaschine 4 wirkt das von der Statorwicklung der elektrischen Belastungsmaschine 4 erzeugte elektrische Moment T_{EL} . Der Drehwinkel ϕ_D des Rotors der Belastungsmaschine 4 wird ebenfalls, mit Hilfe einer Messeinrichtung 10', gemessen.

[0031] Mit Hilfe eines Drehmoment-Beobachters 11 kann optional aus den gemessenen Größen ϕ_E und T_{Shaft} in an sich bekannter Weise eine Schätzung \hat{T}_c des realen Verbrennungsmoments T_c errechnet werden. Zusätzlich wird mit dem Beobachter 11 auch eine Schätzung der Winkelgeschwindigkeit $\hat{\dot{\phi}}_E$ und der Winkelbeschleunigung der Kurbelwelle des Motors 3 errechnet.

[0032] Das Impedanzmodell 6 verwendet als grundsätzliche Eingänge beispielsweise die Größen ϕ_E und $\dot{\phi}_E$ sowie weitere Größen, welche jedoch modellabhängig sind, vgl. auch die nachfolgend erläuterten Beispiele. Im Impedanzmodell 6 wird in der Folge ein Sollwert für das Wellenmoment, $T_{Shaft,dmd}$, berechnet. Bei Vorliegen eines Beobachters 11 (bzw. von dessen Schätzgrößen) kann neben $T_{Shaft,dmd}$, auch dessen zeitliche Ableitung $\dot{T}_{Shaft,dmd}$, oder allgemeiner der zukünftige Verlauf prädiziert werden. Der Wellenmoment-Regler 5 berechnet danach eine passende Sollgröße für das elektrische Moment $T_{EL,soll}$. Bei der Berechnung des elektrischen Sollmoments T_{EL} werden auch der Drehwinkel ϕ_E des Motors 3 sowie der Drehwinkel ϕ_D der Belastungsmaschine 4 und auch das Ist-Wellenmoment T_{Shaft} berücksichtigt.

[0033] In Fig. 3 ist weiters noch die Massenträgheit J_D des Rotors der Belastungsmaschine 4 veranschaulicht.

[0034] Der Prüfstand 2 kann als Zustandsraummodell mit dem Zustandsvektor κ modelliert werden:

$$\kappa = [\Delta\varphi \ \Delta\omega \ T_{EL}] \quad (1)$$

[0035] Dabei ist $\Delta\varphi = \varphi_E - \varphi_D$ hier der Verdrehwinkel zwischen dem Motor 3 und Belastungsmaschine 4 und $\Delta\omega = \dot{\varphi}_E - \dot{\varphi}_D$ ist die Relativdrehgeschwindigkeit zwischen diesen Komponenten.

[0036] Es soll nur das Impedanzmodell 6 anhand von Beispielen noch weiter erläutert werden. Eine „mechanische Impedanz“ kann hier so definiert werden, dass sie den Widerstand beschreibt, der einer mechanischen Schwingungsausbreitung entgegengesetzt ist.

[0037] Die mechanische Impedanz Z_M ergibt sich allgemein aus dem Quotienten von Kraft F (bzw. Drehmoment T) und Geschwindigkeit v (bzw. Drehgeschwindigkeit ω) wie ω dgl:

$$\underline{Z_M} = \frac{F}{\underline{v}} \text{ bzw. } \underline{Z_M} = \frac{T}{\underline{\omega}}$$

(Einheit: Ns/m bzw. Nms/rad).

[0038] Mit dem vorliegenden Impedanzmodell 6 soll nun demgemäß eine Berechnung eines Soll-Widerstands bei einer gegebenen Geschwindigkeit bzw. Position erfolgen. Für den Motor 3 (bzw. allgemein Prüfling 3) beschreibt das Impedanzmodell 6 dementsprechend im $(\varphi_E, \dot{\varphi}_E, T_{\text{Shaft,dmd}})$ -Raum eine Soll-Mannigfaltigkeit, für die ein Beispiel in Fig. 5 gezeigt ist. Die realen Größen am Prüfstand 2 $(\varphi_E, \dot{\varphi}_E, T_{\text{Shaft}})$ müssen auf diese vom Impedanzmodell 6 vorgegebene Mannigfaltigkeit hingeregelt werden. Je nach Fall wird das Impedanzmodell 6 noch von weiteren Größen getrieben, z.B. von Raddrehzahlen bei einem Fahrzeugmodell. Hier stellt der elastische Antriebsstrang die mechanische Impedanz dar.

[0039] Wesentliches Merkmal des Impedanzmodells 6 ist, dass die Ausgangsgröße, also das Soll-Moment $T_{\text{Shaft,dmd}}$, durch ein dynamisches System beschrieben wird, welches z.B. φ_E und/oder $\dot{\varphi}_E$ und andere modellrelevante Größen als Eingang hat. Diese Beschreibung erfolgt allgemein durch ein nichtlineares System von in der Regel gekoppelten Differentialgleichungen sowie durch eine Ausgangsgleichung:

$$\dot{x} = f(x, \varphi_E, \dot{\varphi}_E, z) \quad (2)$$

$$T_{\text{Shaft,dmd}} = g(x, \varphi_E, z). \quad (3)$$

[0040] Darin sind

x der $(n \times 1)$ -Zustandsvektor

Gl. (2) die Zustandsdifferentialgleichung

Gl. (3) die Ausgangsgleichung

z ein $(q \times 1)$ -Vektor, beinhaltend weitere modellabhängige Eingänge.

[0041] Nachfolgend sollen beispielhaft unterschiedliche mechanische Impedanzmodelle kurz beschrieben werden.

[0042] In Fig. 4 ist als einfaches Impedanzmodell ein Torsionsschwinger 12, bestehend aus einer rotierenden Masse J sowie einem Feder-Dämpfer-System 13 mit den Parametern k (Steifigkeit) und d (Dämpfung) dargestellt. Eingangsgrößen in das System sind die Drehzahl $\dot{\varphi}_E$ bzw. der Drehwinkel φ_E der Kurbelwelle des nicht näher gezeigten Motors (Prüflings; s. Prüfling 3 in Fig. 3). Die Ausgangsgröße des Systems ist definitionsgemäß das Soll-Wellenmoment $T_{\text{Shaft,dmd}}$.

[0043] Die relevanten Gleichungen für dieses spezifische Impedanzmodell können wie folgt hergeleitet werden:

[0044] Drehmoment in der elastischen Welle: $T = k(\varphi_E - \varphi_2) + d(\dot{\varphi}_E - \dot{\varphi}_2)$.

[0045] Drallsatz für J: $J\ddot{\varphi}_2 = k(\varphi_E - \varphi_2) + d(\dot{\varphi}_E - \dot{\varphi}_2)$.

[0046] Zustandsvektor $x = [\varphi_2 \quad \dot{\varphi}_2]^T$

[0047] Zustandsdifferentialgleichung (2) aus dem Drallsatz:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k}{J} & -\frac{d}{J} \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{k}{J} & \frac{d}{J} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_E \\ \dot{\varphi}_E \end{bmatrix}$$

[0048] Ausgangsgleichung (3):

$$T_{shaft,dmd} = [-k \quad -d]x + [k \quad d] \begin{bmatrix} \varphi_E \\ \dot{\varphi}_E \end{bmatrix}$$

[0049] Es handelt sich beim gegebenen Impedanzmodell um ein System von zwei linearen gekoppelten Differentialgleichungen sowie um eine lineare Ausgangsgleichung.

[0050] Eine mögliche Variante für einen zusätzlichen Modelleingang z wäre ein Stördrehmoment, welches zusätzlich auf die Masse J wirkt.

[0051] Ein weiteres Beispiel, das z.B. in einem Antriebsstrang als spezielle Komponente vorkommen kann, ist das Zweimassenschwungrad (ZMS), bei dem ein Primärschwungrad und ein Sekundärschwungrad über Dämpfer miteinander verbunden sind. Ein derartiges Zweimassenschwungrad ist an sich bekannt und bedarf hier keiner weiteren Erläuterung.

[0052] Eingangsgröße in das ZMS-System sind die Drehzahl $\dot{\varphi}_{sek}$ der Sekundärschwungradmasse sowie wieder die Drehzahl $\dot{\varphi}_E$ bzw. der Drehwinkel φ_E der Kurbelwelle. Ausgangsgröße ist wieder das Wellen-Sollmoment $T_{Shaft,dmd}$.

[0053] Noch ein anderes Beispiel wäre die Modellierung eines Antriebsstrangs, z.B. eines Allradfahrzeugs, mit der Drehzahl $\dot{\varphi}_E$ bzw. dem Drehwinkel φ_E der Kurbelwelle als Eingangsgröße sowie dem resultierenden Wellen-Sollmoment $T_{Shaft,dmd}$ als Ausgangsgröße. Weitere Eingangsgrößen wären hier diverse Raddrehzahlen.

[0054] Die Zustandsdifferentialgleichung (2) ergibt sich hier wie folgt:

$$\dot{x} = f(x, \varphi_E, \dot{\varphi}_E, z) \quad (4)$$

[0055] Darin ist konkret:

$$z = \begin{bmatrix} \omega_{Rad,1} \\ \omega_{Rad,2} \\ \omega_{Rad,3} \\ \omega_{Rad,4} \end{bmatrix}$$

[0056] Zusätzlich kann z noch Steuergrößen z.B. des Fahrers enthalten (Kupplungsposition, gewählter Gang):

$$z = \begin{bmatrix} \vdots \\ x_{Kupplung} \\ n_{Gang} \end{bmatrix}$$

[0057] Der Zustandsvektor enthält charakteristischerweise Drehwinkel bzw. Drehwinkelgeschwindigkeiten diverser, im Antriebsstrangmodell rotierender Massen (z.B. ZMS sekundärseitig, Getriebewelle). Bei konstanter Fahrgeschwindigkeit ($\omega_{Rad,i} = \omega_{Rad} = \text{konst}$) beschreibt das Impedanzmodell 6 z.B. den Widerstand, den der Antriebsstrang den Schwingungen des Motors 3 entgegenbringt.

[0058] Die Fig. 5 zeigt allgemein eine Impedanz-Mannigfaltigkeit 14. Abhängig vom Drehwinkel φ_E bzw. dessen Ableitung $\dot{\varphi}_E$, also der Drehzahl, ergibt sich ein Soll-Wellenmoment $T_{\text{Shaft,dmd}}$.

[0059] Es soll nun der Prüfstand 2 mit dem Anfangs-Zustandsvektor z_{start} auf eine von dem Impedanzmodell 6 vorgegebenen Trajektorie 15 gebracht werden. Weicht der aktuelle Istzustand z_{ist} vom aktuellen Sollzustand z_{soll} ab, so muss der Prüfstand 2 wieder auf die gewünschte Mannigfaltigkeit 14 bzw. 15 zurückgeregelt werden. Zusätzlich wird das bei der Regelung als Störgröße wirkende Verbrennungsmoment T_c durch dessen Schätzung \hat{T}_c berücksichtigt, indem es in die Schätzung der Zustände des Prüfstands 2 bzw. deren Ableitung eingeht.

[0060] Unter Ausnützung des Kenntnis von $\dot{\omega} = \dot{T}_{\text{Shaft,dmd}}$ aus dem Impedanzmodell 6 (s. Fig. 3) kann zusätzlich eine Vorsteuerung mit folgendem Steuergesetz gebildet werden.

$$u_{FF} = K_w w + K'_w \dot{w} \quad (5)$$

[0061] Bei Motoren als Prüflinge 3 ist in der Regel ein periodisches Arbeitsspiel gegeben. Beispielsweise ist im Fall eines 4-Zylinder-Viertaktmotors das Arbeitsspiel aller vier Zylinder nach einem Kurbelwinkel $\varphi_E = 720^\circ$ abgeschlossen. Durch die Ausnützung der Periodizität der Vorgänge im Verbrennungsmotor (allgemeiner: Prüfling 3) lässt sich die Güte der Regelung des Wellenmoments weiter verbessern. Dazu wird ein sog. repetitives Regelungs-Verfahren eingesetzt. Dabei fließt der Regelfehler $T_{\text{Shaft,dmd}} - T_{\text{Shaft}}$ des jeweils vorherigen Arbeitsspiels in die Berechnung der derzeitigen Sollgröße $T_{\text{Shaft,dmd,rep}}$ ein, vgl. Fig. 6. Hierzu werden im Fall der Impedanzregelung in einem repetitiven Regelungsteil 16 die Regelfehler $T_{\text{Shaft,dmd}} - T_{\text{Shaft}}$ (s. Subtraktionsglied 7) zu vergangenen Zeitpunkten gespeichert und zur Berechnung der derzeitigen Sollgröße $T_{\text{Shaft,dmd,rep}}$ genutzt und dem Drehmoment-Regler 5 über ein Subtraktionsglied 17 als neue Sollgröße vorgegeben.

[0062] Ein weitere Aspekt der vorliegenden Regelungstechnik betrifft die Bandbreite der Regelung sowie die Dissipationsleistung in der Verbindungswelle 8. Die Bandbreite der Regelung bestimmt allgemein, wie schnell die Regelung der Führungsgröße folgt. Als Beschränkung treten am Prüfstand 2 vor allem die Leistungsfähigkeit der elektrischen Bremse und Totzeiten auf. Die Dissipationsleistung in der elastischen Prüfstandswelle 8 hängt v.a. von der Veränderlichkeit des übertragenen Wellendrehmoments T_{Shaft} ab.

[0063] Im Rahmen der Impedanzmodell-Regelung ist ein Regelungsprinzip möglich, welches unter optimaler Einregelung des Impedanzverhaltens die Möglichkeit zur selektiven Beeinflussung der Bandbreite und der Dissipationsleistung bietet. Es wird dazu das Prinzip der optimalen Zustandsregelung eingesetzt. Dabei wird eine quadratische Kostenfunktion, wie an sich bekannt, mit der Gewichtungsmatrix Q der Zustände und dem Gewichtungsfaktor R der Stellgröße minimiert:

$$V(x(0), u(\cdot)) = \int_0^\infty \frac{1}{2} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (6)$$

[0064] Durch geeignete Gestaltung der Gewichtungsmatrizen wird die sich ergebende Dissipationsenergie limitiert und so die thermische Belastung der Welle 8 beschränkt. Dabei wird nicht, so wie bei herkömmlichen Verfahren, einfach die Stellgröße reduziert, was eine gleichzeitige Reduktion der Bandbreite nach sich ziehen würde, sondern durch geeignete Gestaltung der Gewichtungsmatrix Q die Dissipationsleistung selektiv beeinflusst. Eine Reduktion der Bandbreite tritt nur dann ein, wenn dies aufgrund der Impedanzmodells 6 notwendig wäre. Ein Beispiel hierfür wäre eine „Nullmomentregelung“: Bei Nullimpedanz ($T_{\text{Shaft,dmd}} \equiv 0$) ist eine komplette Entspannung der Prüfstandwelle 8 erforderlich ($T_{\text{Shaft}} = 0$), so dass auch bei sehr hoher Bandbreite der Regelung keine dissipative Beanspruchung der Welle 8 auftritt.

[0065] Die selektive Berücksichtigung der Dissipationsleistung erfolgt durch die Gewichtungsmatrix Q , welche hier als eine passende Linearkombination einer Gewichtung der dissipierten Leistung Q_P und einer Gewichtung Q_E des Regelfehlers gestaltet wird.

$$Q = \alpha Q_P + (1 - \alpha) Q_E \quad (7)$$

[0066] Die Gewichtungsmatrix Q_P bewertet die in der elastischen Welle 8 dissipierten Leistung P_{diss} :

$$P_{\text{diss}} \sim x^T Q_P x \quad (8)$$

[0067] Die Gewichtungsmatrix Q_E bewertet den Regelfehler $e(t)$:

$$e^2(t) \sim x^T Q_E x \quad (9)$$

[0068] Wie bereits vorstehend angeführt gehen die bekannten Regelungsmodi „Drehzahlregelung“ und „Drehmomentregelung“ als Spezialfälle der vorliegenden Impedanzregelung hervor. Die Fig. 7A und 7B zeigen diesen Sachverhalt. Die Mannigfaltigkeit 14 degeneriert in diesen Fällen zu einer Ebene 14A bzw. 14B. Im Fall der „Drehmomentregelung“ für konstantes Moment (Fig. 7B) liegt diese Ebene 14B parallel zur $\varphi_E / \dot{\varphi}_E$ -Ebene.

[0069] Nachfolgend soll noch ein weiteres Beispiel für die vorliegende Impedanzmodell-Regelungstechnik anhand der Fig. 8 erläutert werden, die einen KFZ-Antriebsstrang-Prüfstand 2 veranschaulicht. Als Prüfling 3 ist hier nicht einfach ein Verbrennungsmotor, wie in Fig. 3 angenommen, vorhanden, sondern ein KFZ-Antriebsstrang 18 mit in Fig. 8 nur ganz schematisch veranschaulichten Halbachsen 19, 20, wobei jede Halbachse, z.B. 19 in Fig. 8, über eine elastische Verbindungswelle 8 und einen Drehmomentsensor 9 mit einer Belastungsmaschine 4 verbunden ist. Das vorstehend anhand der Fig. 3 erläuterte Regelungskonzept ist dementsprechend anzupassen, um so die Regelungsperformance von KFZ-Antriebsstrang-Prüfständen zu verbessern.

[0070] Im Einzelnen werden im Unterschied zu dem in Fig. 3 dargestellten Regelkonzept im Beobachter 11 aus den Messgrößen T_{Shaft} (Wellenmoment) und φ_{HS} (Drehwinkel der Halbwelle) eine Schätzung des Halbachsen-Drehmoment \hat{T}_{HS} sowie Ableitungen $\hat{\dot{\varphi}}_{\text{HS}}$ und $\hat{\ddot{\varphi}}_{\text{HS}}$ des Drehwinkels φ_{HS} berechnet. Diese Größen werden dann dem Impedanzmodell 6 zugeführt. Das Impedanzmodell 6 selbst liefert wieder ein entsprechendes Soll-Wellenmoment $T_{\text{Shaft,dmd}}$ bzw. dessen Ableitung $\dot{T}_{\text{Shaft,dmd}}$ für die Wellenmomentregelung (Regler 5/7) der Belastungsmaschine 4.

[0071] Durch Wahl des Impedanzmodells 6 lassen sich so auf dem Antriebsstrang-Prüfstand 2 anspruchsvolle Testaufgaben realisieren:

[0072] 1. Simulation von veränderlichen Schlupfbedingungen an den einzelnen Rädern (μ -Split-Situation)

[0073] 2. Simulation von Kurvenfahrten und den damit verbundenen erhöhten Verlusten

[0074] 3. Simulation von Antriebsmomentverschiebungen (Torque Vectoring)

[0075] 4. Simulation von Schlechtwegstrecken

[0076] 5. 3D-Fahrstreckensimulation bei unterschiedlichen Radlasten und veränderlichem Fahrverhalten.

[0077] Es sei hier vorsorglich erwähnt, dass derartige Modellierungen, wie sie beim vorliegenden Impedanzmodell 6 vorzunehmen sind, an sich gängiger Stand der Technik sind, wobei die Modelle von den jeweiligen Situationen und Zielvorstellungen abhängen, jedoch hinsichtlich Berechnung dem Fachmann grundsätzlich geläufig sind.

[0078] Das hier beschriebene Regelungskonzept bringt wesentliche Vorteile vor allem im Zusammenhang mit dem Prüfen von Verbrennungsmotoren und Antriebssträngen. Weltweit stehen derzeit tausende Motorprüfstände im industriellen Bereich permanent für F&E Zwecke im Einsatz. Gründe für die großen Anstrengungen auf diesem Gebiet sind die Verringerung von Verbrauch (Energieeffizienz) und von Emissionen (CO₂, CO und NO_x). Maßgeblich dafür sind die verschärften Bedingungen seitens des Gesetzgebers (z.B. Verordnung (EG) Nr. 715/2007 - umgangssprachlich EURO-5- beziehungsweise EURO-6-Norm).

[0079] Die vorstehend vorgestellte Technologie bietet im Vergleich zu bisherigen Verfahren den Vorteil einer integrierten Regelung eines VKM(Verbrennungskraftmaschine)-Prüfstandes. Neben den üblichen Regelmodi „Drehzahlregelung“ und „Drehmomentregelung“ ermöglicht die vorliegende Impedanzregelung den effizienten Betrieb des Prüfstandes im HiL-Betriebsmodus.

[0080] Hochdynamische Prüfstände für den „Hardware in the loop“(HiL)-Betrieb bieten eine Reihe von Vorteilen gegenüber üblichen Prüfständen:

[0081] • Vereinfachte und effizienter Abstimmung von Motor und Antriebsregelung im Hinblick auf das Fahrverhalten („Driveability“)

[0082] • Möglichkeit der Simulation der Betriebsbelastungen der VKM über den gesamten Lebensdauerzyklus im Hinblick auf Vibrationen und Schädigung der VKM-Komponenten bei problemspezifischer Modellierungstiefe der Antriebsstrangkomponenten

[0083] • Bestimmung des dynamischen Abgasverhaltens der Verbrennungskraftmaschine anhand hochdynamischer Fahrzyklen

[0084] • Test und Weiterentwicklung von Motorsteuererätefunktionen und Hybridfahrzeugstrategien am Prüfstand

[0085] • Test des Verhaltens von nichtlinearen Antriebsstrangelementen über ihren gesamten Lebensdauerzyklus

[0086] Die Verwendung bereits vorhandener Messsignale für die Impedanzregelung erleichtert die Erweiterung bestehender Prüfstände mit dem vorliegenden Regelalgorithmus.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Regelung einer Prüfstandsanordnung (2), die einen Prüfling (3), z.B. einen Verbrennungsmotor oder einen Fahrzeugantriebsstrang, enthält, der zumindest einen Drehwinkel als Ausgang hat und mit zumindest einer Belastungseinheit (4) über zumindest eine Verbindungswelle (8) verbunden ist, **dadurch gekennzeichnet**, dass ausgehend von vom Prüfling (3) hergeleiteten Eingangsgrößen ein Sollwert des Drehmoments ($T_{\text{Shaft,dmd}}$) der Verbindungswelle (8) als Ausgangsgröße durch ein dynamisches System in einem Impedanzmodell (6), das den mechanischen Widerstand für den Prüfling (3) beschreibt, berechnet wird, und dass dieser Sollwert einer Drehmoment-Regelung (5, 7) für die Belastungseinheit (4) zugrunde gelegt wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass in einem Beobachter-Modul (11) auf Basis von Istwerten des zwischen dem Prüfling (3) und der Belastungseinheit (4) ausgetauschten Drehmoments (T_{Shaft}) der Verbindungswelle (8) sowie des Drehwinkels (φ_E) am Ausgang des Prüflings ein Schätzwert (\hat{T}_c) eines inneren Drehmoments (T_c) des Prüflings (3) ermittelt wird.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass im Impedanzmodell (6) auch die zeitliche Ableitung ($\dot{T}_{\text{Shaft,dmd}}$) des Wellen-Drehmoment-Sollwerts, für eine Vorsteuerung, hergeleitet wird.
4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass als Eingangsgröße für das Impedanzmodell (6) der Winkel, die Winkelgeschwindigkeit und/oder die Winkelbeschleunigung des Prüflings, ggfs. in Form von Schätzwerten, zugrunde gelegt wird bzw. werden.
5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass für die Drehmoment-Regelung (5, 7) weiters Istwerte des Wellenmoments (T_{Shaft}) und der Drehwinkel (φ_E , φ_D) des Prüflings (3) und der Belastungseinheit (4) herangezogen werden.
6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass im Fall eines Prüflings (3) mit periodischem Arbeitsspiel in einem repetitiven Regelungsteil (16) der Regelfehler eines vorhergehenden Arbeitsspiels bei der Herleitung eines Wellen-Sollmoments ($T_{\text{Shaft,dmd}}$) für die Belastungseinheit (4) für das momentane Arbeitsspiel berücksichtigt wird.
7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass bei der Drehmoment-Regelung durch Anwendung einer linear-quadratisch-optimalen Zustandsregelung (LQR) die sich im Betrieb ergebende Dissipationsenergie der Verbindungswelle (8) limitiert wird.
8. Regelungseinrichtung (1) für eine Prüfstandsanordnung (2), die im Betrieb einen Prüfling (3), z.B. einen Verbrennungsmotor oder einen Fahrzeugantriebsstrang, enthält, der zumindest einen Drehwinkel als Ausgang enthält und mit zumindest einer Belastungseinheit (4) über zumindest eine Verbindungswelle (8) verbunden ist, mit einem Reglermodul für die Belastungseinheit, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Reglermodul (5), das zur Drehmomentregelung für die Belastungseinheit (4) ausgelegt ist, Sollwerte ($T_{\text{Shaft,dmd}}$) für das Drehmoment der Verbindungswelle (8) von einem Impedanzmodell-Modul (6) zugeführt erhält, das eingerichtet ist, den Wellen-Drehmoment-Sollwert ($T_{\text{Shaft,dmd}}$) ausgehend von vom Prüfling (3) hergeleiteten Eingangsgrößen als Ausgangsgröße durch ein dynamisches System in einem Impedanzmodell zu berechnen, das den mechanischen Widerstand des Prüflings (3) beschreibt.

9. Regelungseinrichtung nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass dem Impedanzmodell-Modul (6) ein Beobachter-Modul (11) vorgeordnet ist, das zur Ermittlung eines Schätzwertes (\hat{T}_c) für ein inneres Drehmoment (T_c) des Prüflings (3) auf Basis von Istwerten des zwischen dem Prüfling (3) und der Belastungseinheit (4) ausgetauschten Drehmoments (T_{Shaft}) der Verbindungswelle (8) sowie des Drehwinkels (φ_E) am Ausgang des Prüflings (3) und zur Übermittlung dieses Drehmoment-Schätzwertes (\hat{T}_c) zum Impedanzmodell-Modul (6) eingerichtet ist.
10. Regelungseinrichtung nach Anspruch 8 oder 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Impedanzmodell-Modul (6) weiters eingerichtet ist, die zeitlich Ableitung ($\dot{T}_{\text{Shaft,dmd}}$) des Wellen-Drehmoment-Sollwerts, zur Verwendung für eine Vorsteuerung, zu berechnen.
11. Regelungseinrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass dem Reglermodul (5) ein repetitiver Regelungsteil (16) zugeordnet ist, der im Fall eines Prüflings (3) mit periodischem Arbeitsspiel den Regelfehler eines vorhergehenden Arbeitsspiels bei der Herleitung des Wellen-Sollmoments ($T_{\text{Shaft,dmd}}$) für die Belastungseinheit (4) für das momentane Arbeitsspiel berücksichtigt.
12. Regelungseinrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Reglermodul (5) zur Anwendung einer linear-quadratisch-optimalen Zustandsregelung (LQR) eingerichtet ist, um die sich im Betrieb ergehende Dissipationsenergie der Verbindungswelle (8) zu limitieren.

Hierzu 5 Blatt Zeichnungen

1/5

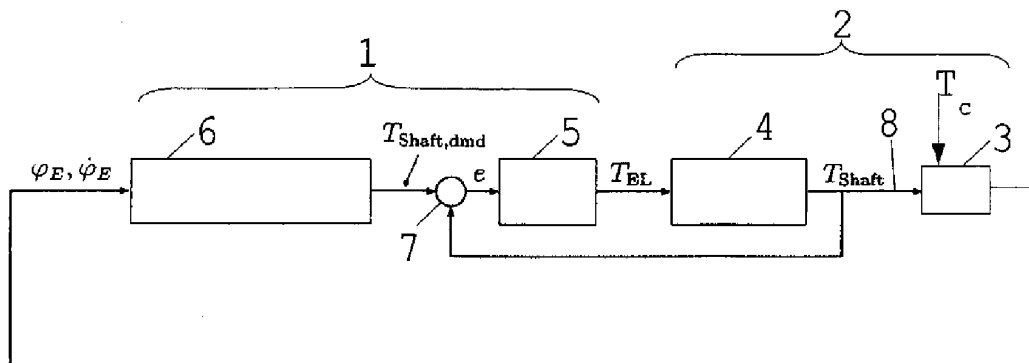


Fig. 1

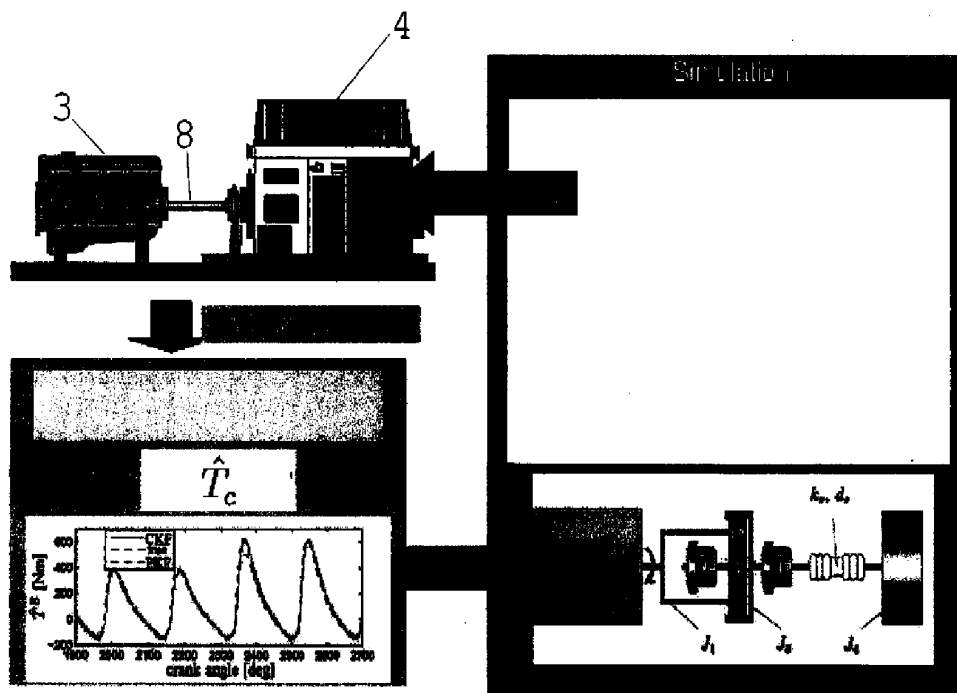


Fig. 2

2/5

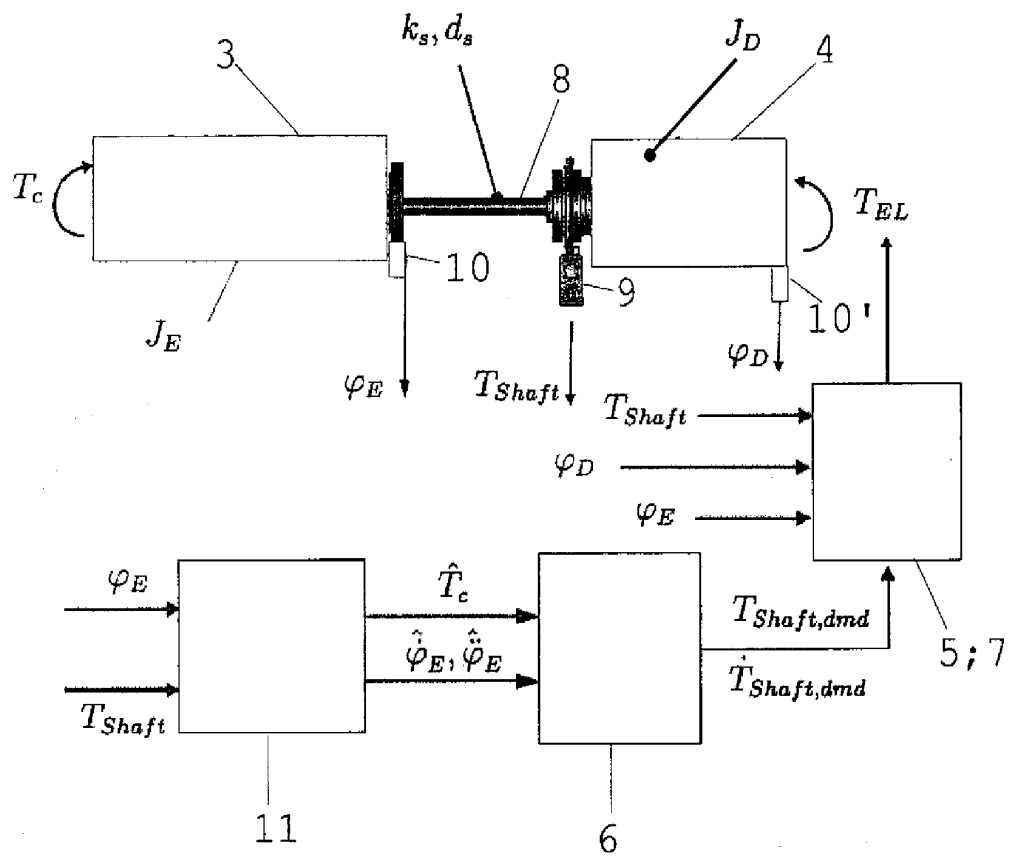


Fig. 3

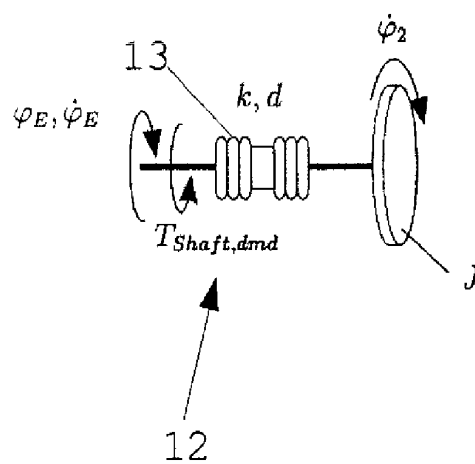


Fig. 4

3/5

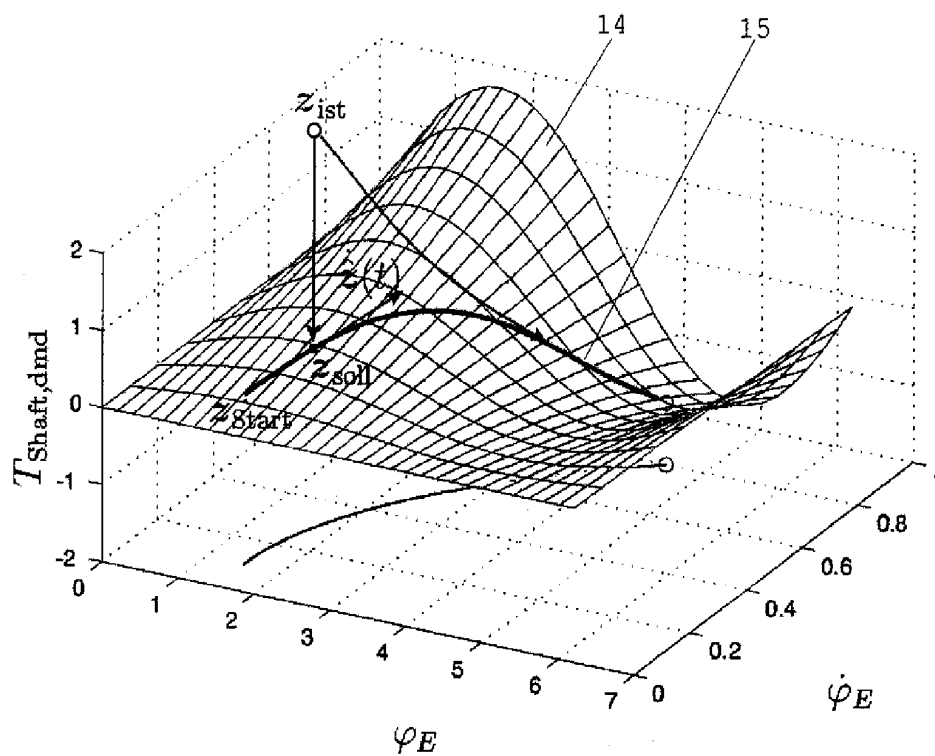


Fig. 5

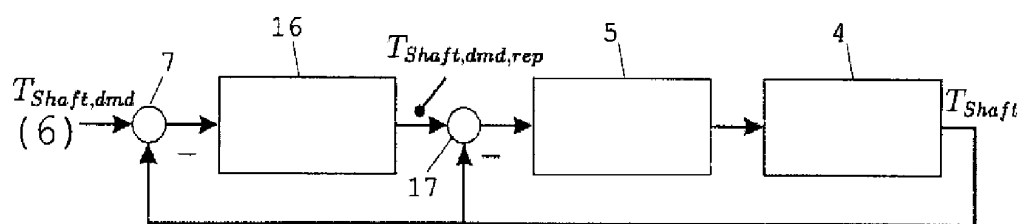


Fig. 6

4/5

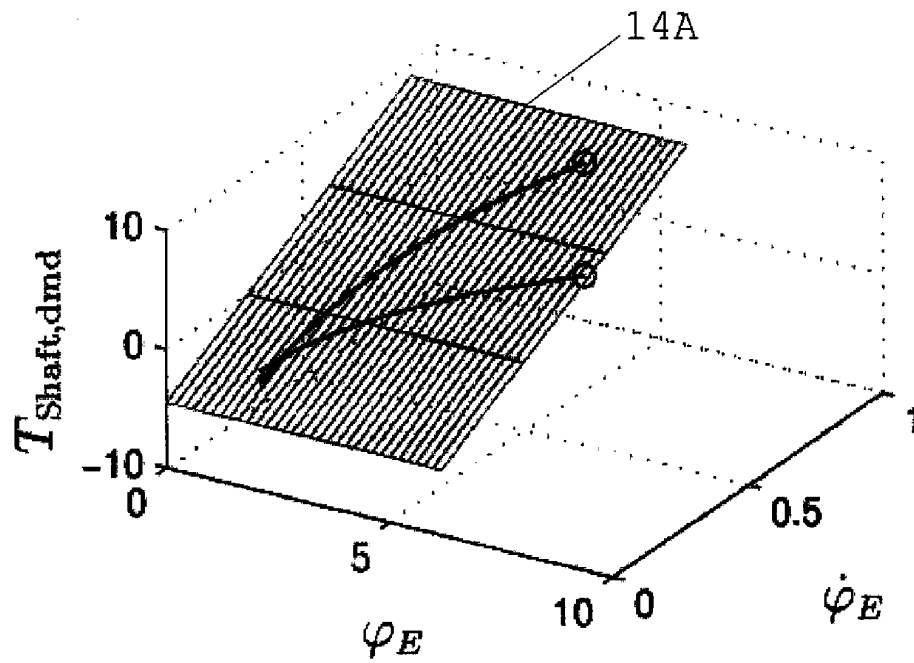


Fig. 7A

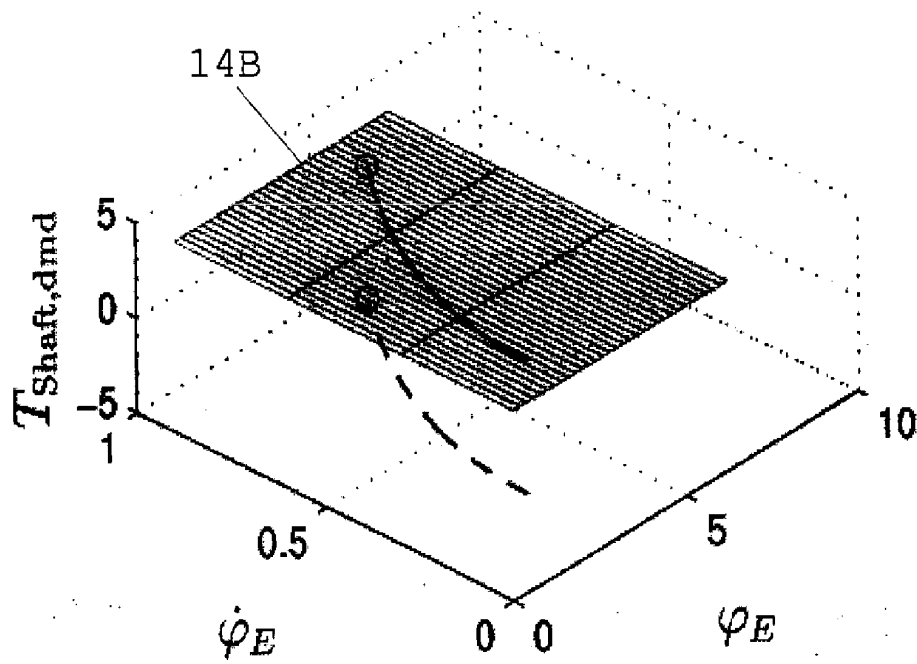


Fig. 7B

5/5

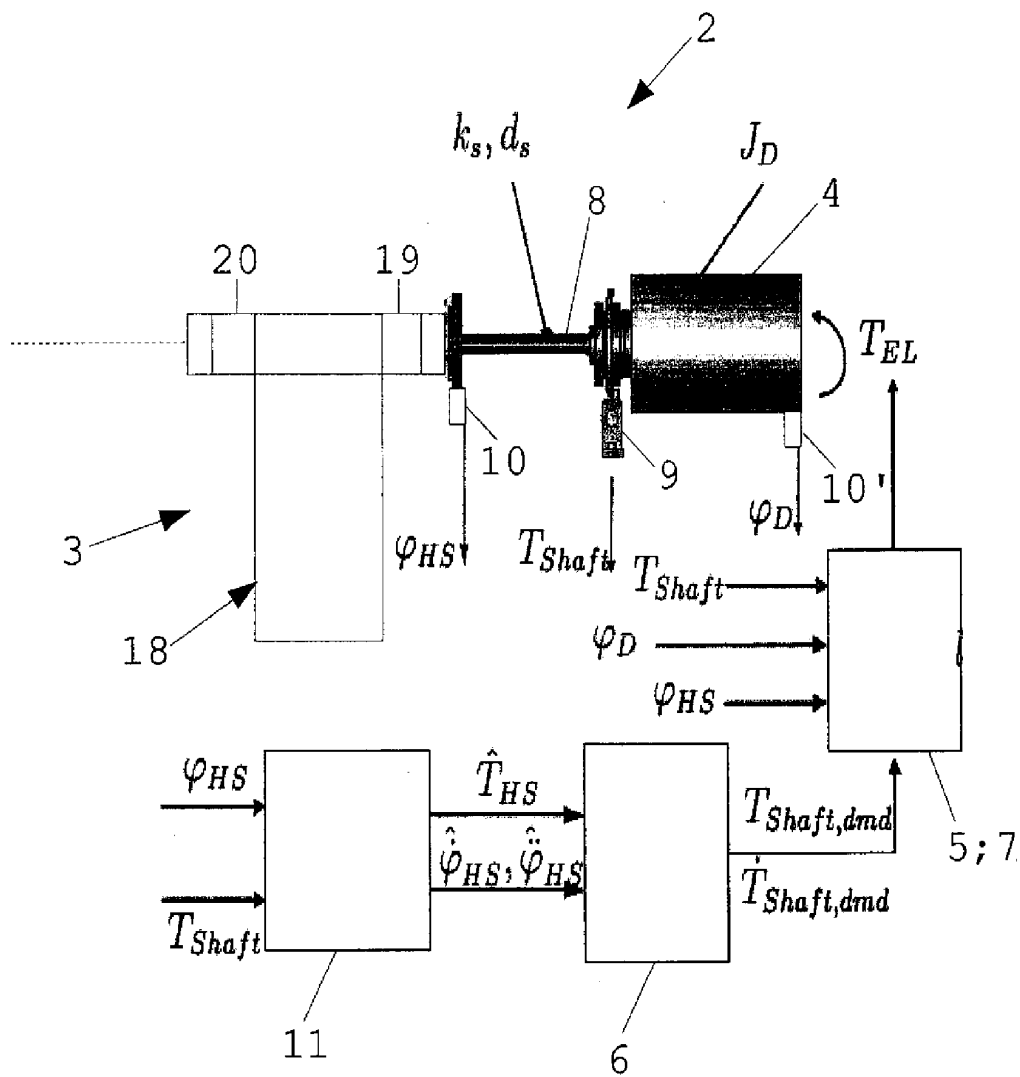


Fig. 8