

(19)



(10)

AT 520554 B1 2019-05-15

(12)

Patentschrift

(21) Anmeldenummer: A 51086/2017
 (22) Anmeldetag: 29.12.2017
 (45) Veröffentlicht am: 15.05.2019

(51) Int. Cl.: G01M 15/00 (2006.01)
 G01M 13/02 (2006.01)

(56) Entgegenhaltungen:
 DE 102006025878 A1
 EP 1452848 A1
 US 2013304441 A1
 DEFLORIAN M.: "Versuchsplanung und Methoden zur Identifikation zeitkontinuierlicher Zustandsraummodelle am Beispiel des Verbrennungsmotors", Dissertation, TU München (2011) <URL: <https://d-nb.info/1030100152/34>>

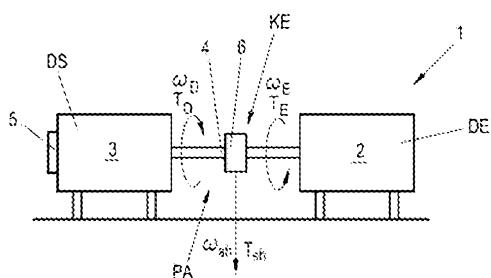
(73) Patentinhaber:
 AVL List GmbH
 8020 Graz (AT)

(72) Erfinder:
 Vadamaru Raja Sangili
 64287 Darmstadt (DE)
 Beidl Christian Dr.
 8063 Eggersdorf (AT)
 Bier Maximilian
 64285 Darmstadt (DE)

(74) Vertreter:
 Patentanwälte Pinter & Weiss OG
 1040 Wien (AT)

(54) Prüfstand und Verfahren zum Durchführen eines dynamischen Prüflaufs für einen Prüfaufbau

(57) Um die Identifikation von Systemparametern eines Prüfaufbaus eines Prüfstandes zu verbessern, insbesondere hinsichtlich der Güte der Identifikation, ist es vorgesehen, dass der Prüfaufbau (PA) am Prüfstand (1) dynamisch angeregt wird, indem dem Prüfaufbau (PA) ein dynamisches Eingangssignal ($u(t)$) aufgeschaltet wird und dabei Messwerte (MW) des Eingangssignals ($u(t)$) des Prüfaufbaus (PA) und eines sich ergebenden Ausgangssignals ($y(t)$) des Prüfaufbaus (PA) erfasst werden, aus dem erfassten Eingangssignal ($u(t)$) und Ausgangssignal ($y(t)$) mit einer nicht-parametrischen Identifikationsmethode ein Frequenzgang ($G(\Omega_k)$) des dynamischen Verhaltens des Prüfaufbaus (PA) zwischen dem Ausgangssignal ($y(t)$) und dem Eingangssignal ($u(t)$) ermittelt wird, aus dem Frequenzgang ($G(\Omega_k)$) eine Modellstruktur eines parametrischen Modells, das das Eingangssignal ($u(t)$) auf das Ausgangssignal ($y(t)$) abbildet, abgeleitet wird, anhand der Modellstruktur und einer parametrischen Identifikationsmethode zumindest ein Systemparameter (SP) des Prüfaufbaus (PA) ermittelt wird und der zumindest eine identifizierte Systemparameter (SP) zur Durchführung des Prüflaufs verwendet wird.



Beschreibung

PRÜFSTAND UND VERFAHREN ZUM DURCHFÜHREN EINES DYNAMISCHEN PRÜF-LAUFES FÜR EINEN PRÜFAUFBAU

[0001] Die gegenständliche Erfindung betrifft einen Prüfstand und ein Verfahren zum Durchführen eines dynamischen Prüflaufs für einen Prüfaufbau auf einem Prüfstand, wobei der Prüfaufbau zumindest einen Drehmomentenerzeuger umfasst, der am Prüfstand mittels eines Koppelungselements mechanisch mit zumindest einer Drehmomentensenke verbunden wird, und wobei der Drehmomentenerzeuger, das Koppelungselement und die Drehmomentensenke mit das dynamische Verhalten charakterisierenden Systemparameter beschrieben werden.

[0002] Die Entwicklung von Antriebsaggregaten, wie beispielsweise Verbrennungsmotoren oder Elektromotoren, von Antriebssträngen mit solchen Antriebsaggregaten oder von Antriebsstrangkomponenten mit solchen Antriebsaggregaten finden Großteils auf Prüfständen statt.

[0003] Ebenso findet in der Regel die Kalibrierung einer Steuerungsfunktion oder Regelungsfunktion eines Fahrzeugs, beispielsweise zur Erfüllung gesetzlicher Vorgaben, wie z.B. dem Emissionsverhalten, auf einem Prüfstand statt. Zur Durchführung eines Prüfversuchs am Prüfstand wird der Prüfling, also das Antriebsaggregat oder der Antriebsstrang oder die Antriebsstrangkomponente, am Prüfstand mit einer Belastungsmaschine (in der Regel ein Elektromotor, auch Dynamometer genannt) zu einem Prüfaufbau verbunden, um den Prüfling gegen eine Last betreiben zu können. Die Kopplung von Prüfling und Belastungsmaschine erfolgt in der Regel mittels Kopplungselemente, wie Prüfstandwellen, Kopplungsflanschen, etc. Der Prüfaufbau aus Prüfling, Kopplungselement und Belastungsmaschine bildet ein dynamisches System, das bei entsprechender Anregung (beispielsweise durch die Verbrennungsstöße eines Verbrennungsmotors oder durch Lastsprünge) gemäß dem dynamischen Verhalten des Systems reagiert. Kritisch sind am Prüfstand natürlich Anregungen mit einer Eigenfrequenz des dynamischen Systems, da das kritische Zustände erzeugen kann, die sogar zur Beschädigung oder Zerstörung gewisser Teile, insbesondere der Kopplungselemente, des Prüfaufbaus am Prüfstand führen kann. Die Kenntnis des dynamischen Verhaltens des Prüfaufbaus ist daher für die Durchführung von Prüfversuchen auf einem Prüfstand wichtig.

[0004] Am Prüfstand werden aber auch Regler eingesetzt, um Komponenten des Prüfaufbaus, insbesondere die Belastungsmaschine und ein Antriebsaggregat, zur Durchführung des Prüfversuchs zu regeln. Für die Auslegung des Reglers ist ebenfalls eine genaue Kenntnis des dynamischen Verhaltens des Prüfaufbaus wünschenswert, um das Reglerverhalten darauf anpassen zu können und/oder um die Stabilität des Regelsystems sicherzustellen.

[0005] Nicht zuletzt werden auf einem Prüfstand oftmals auch sogenannten Beobachter verwendet, um nicht direkt gemessene oder direkt messbare Größen des Prüfaufbaus aus anderen zugänglichen oder verfügbaren Messgrößen zu berechnen. Ein Beispiel hierfür ist das innere Drehmoment des Antriebsaggregats, also das tatsächlich erzeugte und nicht das abgegebene Drehmoment, das am Prüfstand für den Prüflauf häufig benötigt oder verwendet wird.

[0006] Für die Auslegung eines Reglers und/oder eines Beobachters wird in der Regel ein Modell des dynamischen Systems, also des Prüfaufbaus, benötigt, was eine ausreichende Kenntnis des dynamischen Systems voraussetzt.

[0007] Das dynamische Verhalten des Prüfaufbaus am Prüfstand wird in erster Linie durch die Massenträgheiten der Komponenten des Prüfaufbaus (insbesondere Prüfling und Belastungsmaschine) und durch die Steifigkeiten, eventuell auch der Dämpfung, der Kopplung zwischen Prüfling und Belastungsmaschine (also zwischen den massebehafteten Komponenten des Prüfaufbaus), beispielsweise die Drehsteifigkeit einer Prüfstandwelle, bestimmt. Diese Parameter werden oftmals für jede Komponente einzeln bestimmt oder sind aus Datenblättern für die jeweilige Komponente bekannt. Die Verwendung dieser bekannten Parameter ist aber in der Praxis bei der Durchführung des Prüflaufs oftmals unbefriedigend und hat oftmals zu schlechten Ergebnissen geführt. Der Grund dafür liegt darin, dass am Prüfstand oftmals Adaptionen am

mechanischen Aufbau des Prüfaufbaus vorgenommen werden, die das dynamische System ändern. Beispielsweise werden andere Messsensoren, beispielsweise ein Drehmomentensor an der Prüfstandwelle, verwendet oder es werden am Prüfstand mechanische Komponenten ausgetauscht oder hinzugefügt oder entfernt. Beispielsweise kann ein Adapterflansch zwischen zwei Komponenten des Prüfaufbaus verändert werden. Die Eigenschaften von Komponenten des Prüfaufbaus können sich aber auch durch Alterung verändern, was sich ebenfalls auf das Verhalten des dynamischen Systems auswirkt.

[0008] Aus der DE 10 2006 025 878 A1 ist es daher schon bekannt, die Parameter des dynamischen Verhaltens direkt am Prüfstand zu ermitteln. Dazu wird der Prüfaufbau durch eine pseudo-stochastische Drehzahlanregung dynamisch angeregt und die Parameter eines Modells des dynamischen Systems, insbesondere Steifigkeit und Dämpfung einer Verbindungswelle, werden mit Methoden der Identifikationstheorie ermittelt. Mit den identifizierten Parametern des Modells des Prüfaufbaus kann das Verhalten des Prüfaufbaus hinreichend genau beschrieben werden und für die Auslegung eines Beobachters oder eines Reglers, aber auch zur Überwachung des Systems verwendet werden. Bei diesem Ansatz wird ein parametrisches Modell des Prüfaufbaus verwendet, also ein Modell, das die Parameter des dynamischen Systems beinhaltet, und das das Eingangs-/Ausgangsverhalten des dynamischen Systems abbildet. Die Parameter werden dabei als die Pole des dynamischen Systems ermittelt. Eine Schwierigkeit dieses Verfahrens liegt darin, dass aufgrund der Drehzahlanregung die sich ergebenden Drehmomente als Ausgangsgrößen des dynamischen Systems gemessen werden müssen, was in der Praxis am Prüfstand schwierig ist. Abgesehen davon müssen vorab gewisse Annahmen zur Modellstruktur getroffen werden, um die Parameter eines angenommenen Modells ermitteln zu können. Wird eine nicht geeignete Modellstruktur gewählt, wird das reale dynamische Verhalten durch das Modell nur bedingt oder ungenau wiedergegeben. Die richtige Wahl der Modellstruktur ist in der Praxis aber eine schwierige Aufgabe, vor allem bei komplexeren Prüfaufbauten mit mehreren Massen und Kopplungen dazwischen, und kann nur durch Spezialisten erfolgen, was die Anwendbarkeit des Verfahrens einschränkt. Darüber hinaus wird bei der Identifikation kein Rauschen eines Messsignals (z.B. einer gemessenen Drehzahl) berücksichtigt, was zu einem schlechteren Identifikationsergebnis führen kann. Zusätzlich erfolgt die Identifikation in der DE 10 2006 025 878 A1 in einer offenen Schleife, obwohl die Messsignale am Prüfstand in einer geschlossenen Regelschleife gemessen wurden. Auch das kann die Identifikationsgüte herabsetzen. Nicht zuletzt kann eine pseudo-stochastische Drehzahlanregung auch nicht auf den gewünschten oder benötigten Frequenzbereich eingestellt werden. Das kann dazu führen, dass gewisse Frequenzen gar nicht angeregt werden oder mehr als benötigte Frequenzen angeregt werden, was sich ebenfalls wieder negativ auf die Identifikationsgüte auswirken kann.

[0009] Es ist daher eine Aufgabe der gegenständlichen Erfindung, die Identifikation von Systemparametern eines Prüfaufbaus eines Prüfstandes zu verbessern, insbesondere hinsichtlich der Güte der Identifikation.

[0010] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass der Prüfaufbau am Prüfstand dynamisch angeregt wird, indem dem Prüfaufbau ein dynamisches Eingangssignal aufgeschaltet wird und dabei Messwerte des Eingangssignals des Prüfaufbaus und eines sich ergebenden Ausgangssignals des Prüfaufbaus erfasst werden, aus dem erfassten Eingangssignal und Ausgangssignal mit einer nicht-parametrischen Identifikationsmethode ein Frequenzgang des dynamischen Verhaltens des Prüfaufbaus zwischen dem Ausgangssignal und dem Eingangssignal ermittelt wird, aus dem Frequenzgang eine Modellstruktur eines parametrischen Modells, das das Eingangssignal auf das Ausgangssignal abbildet, abgeleitet wird, anhand der Modellstruktur und einer parametrischen Identifikationsmethode zumindest ein Systemparameter des Prüfaufbaus ermittelt wird, und der zumindest eine identifizierte Systemparameter zur Durchführung des Prüflaufs verwendet wird. Das ermöglicht eine systematische Identifikation der benötigten Systemparameter, wobei zuerst eine grundlegende Charakterisierung des dynamischen Verhaltens des Prüfaufbaus erfolgt, aus der die dem Prüfaufbau zugrundeliegende Modellstruktur abgeleitet werden kann. Damit kann mit der nicht-parametrischen Identifikation unabhängig von der Komplexität des Prüfaufbaus eine geeignete Wahl der Modellstruktur si-

chergestellt werden. Die folgende parametrische Identifikation nutzt dann die Kenntnis der Modellstruktur, um die Systemparameter zu ermitteln. Ein zusätzlicher Vorteil kann darin gesehen werden, dass die nicht-parametrische Identifikation als auch die parametrische Identifikation dieselben Messgrößen verwendet, was die Durchführung des Identifikationsverfahrens erleichtert.

[0011] Dabei können bei der nicht-parametrischen Identifikationsmethode auch Messrauschen des Eingangssignals und/oder des Ausgangssignals berücksichtigt werden, wodurch die Identifikationsgüte verbessert werden kann. Zusätzlich kann mit der nicht-parametrischen Identifikationsmethode auch eine Varianz des Messrauschens des Ausgangssignals und/oder eine Varianz des Messrauschens des Eingangssignals und/oder eine Kovarianz des Rauschens zwischen Eingang und Ausgang ermittelt werden. Diese Varianzen stehen dann auch einer Verwendung im parametrischen Identifikationsverfahren zur Verfügung.

[0012] Vorteilhafterweise werden mit der parametrischen Identifikationsmethode Modellparameter des parametrischen Modells ermittelt und daraus durch Vergleich des parametrischen Modells mit einem physikalischen Systemmodell mit dem zumindest einen Systemparameter, der zumindest eine Systemparameter von einer Systemkomponente des Prüfaufbaus ermittelt. Das kann erleichtert werden, wenn das parametrische Modell in Teilmodelle mit jeweils Modellparametern zerlegt wird und durch Vergleich zumindest eines Teilmodells mit einem physikalischen Teilmodell mit dem zumindest einen Systemparameter, der zumindest eine Systemparameter aus den Modellparametern des Teilmodells ermittelt wird.

[0013] Der zumindest eine identifizierte Systemparameter kann für die Durchführung des Prüflaufs verwendet werden, indem der zumindest eine Systemparameter für einen Entwurf eines Reglers für zumindest eine Komponente des Prüfaufbaus verwendet wird. Oder indem der zumindest eine Systemparameter für einen Entwurf eines Filters verwendet wird, das entweder einen Sollwert für einen Regler für zumindest eine Komponente des Prüfaufbaus oder für eine einem Regler für zumindest eine Komponente des Prüfaufbaus zugeführte Regelungsabweichung filtert. Oder indem eine Änderung des zumindest einen Systemparameters über die Zeit überwacht wird. Oder indem der zumindest eine Systemparameter verwendet wird, um das dynamische Verhalten des Prüfaufbaus an ein gewünschtes dynamisches Verhalten anzupassen.

[0014] Die gegenständliche Erfindung wird nachfolgend unter Bezugnahme auf die Figuren 1 bis 6 näher erläutert, die beispielhaft, schematisch und nicht einschränkend vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung zeigen. Dabei zeigt

- [0015]** Fig.1 einen Prüfstand mit einem Zweimasseschwinger als Prüfaufbau,
- [0016]** Fig.2a, 2b Beispiele von Frequenzgängen eines Zweimasseschwingers,
- [0017]** Fig.3 einen Regler zur Regelung einer Komponente des Prüfaufbaus,
- [0018]** Flg.4 die Verwendung eines Filters zur Durchführung eines Prüflaufs am Prüfstand,
- [0019]** Fig.5 ein Beispiel eines Dreimassenschwingers und
- [0020]** Fig.6 eine Umsetzung er Erfindung am Prüfstand.

[0021] Die Erfindung geht für die Durchführung eines Prüflaufs von einem Prüfaufbau PA auf einem Prüfstand 1 aus, mit einem Prüfling mit einem Drehmomentenerzeuger DE, beispielsweise ein Antriebsaggregat wie ein Verbrennungsmotor 2,und einer damit verbundenen Drehmomentensenke DS, beispielsweise eine Belastungsmaschine 3 (Dynamometer), als Last, wie in einem einfachen Fall in Fig.1 dargestellt. Der Drehmomentenerzeuger DE ist beispielsweise ein Verbrennungsmotor 2, kann aber auch ein Antriebsstrang mit Verbrennungsmotor 2 und/oder auch Elektromotor, oder ein Teil davon, sein. Der Prüfling umfasst zumindest einen Drehmomentenerzeuger DE. Drehmomentenerzeuger DE und Drehmomentensenke DS sind über zumindest ein Kopplungselement KE, beispielsweise eine Prüfstandwelle 4, zur Übertragung eines Drehmoments mechanisch miteinander verbunden. Auch das Kopplungselement 4 kann

mehrere nicht vernachlässigbare massebehaftete mechanische Komponenten, beispielsweise Kopplungsflansche, Getriebe, usw., umfassen. Damit kann der Prüfaufbau PA hinsichtlich der die Dynamik beeinflussenden Komponenten beliebig komplex werden. Das dynamische Verhalten des Prüfaufbaus PA wird in bekannter Weise in erster Linie durch die Massenträgheiten J der Komponenten des Prüfaufbaus PA (also durch die nicht vernachlässigbaren, massebehafteten Teile) und der Art und Weise der Kopplung (Steifigkeit c , Dämpfung d) dazwischen bestimmt. Für die Durchführung eines Prüfversuchs mit einem solchen Prüfaufbau PA ist die Kenntnis der dynamischen Systemparameter wichtig, um das dynamische Verhalten des Prüfaufbaus PA zu kennen. Beispielsweise ist die Kenntnis von Resonanzfrequenzen ω_R des Prüfaufbaus PA wichtig, um eine Anregung im Bereich der Resonanzfrequenzen ω_R zu vermeiden. Abgesehen davon soll mit dem Prüflauf am Prüfstand 1 das Verhalten des Prüflings nachgebildet werden, das sich ergeben würde, wenn der Prüfling in einem realen Fahrzeug eingebaut ist und mit dem realen Fahrzeug bewegt wird. Daher ist es in diesem Zusammenhang wichtig, dass das dynamische Verhalten des Prüflings am Prüfstand 1 in etwa dem dynamischen Verhalten im Fahrzeug entspricht, um realitätsnahe Prüfläufe zu ermöglichen. Wenn die dynamischen Systemparameter des Prüfaufbaus PA bekannt sind, dann können am Prüfstand 1 gezielt Maßnahmen getroffen werden, beispielsweise mechanische Maßnahmen wie weitere oder andere Massen, Steifigkeit und/oder Dämpfungen, oder Regelungstechnische Maßnahmen, wie Hinzufügen von Filtern und/oder Reglern, um das dynamische Verhalten am Prüfstand 1 dem realen Verhalten anzupassen. Auch für die Auslegungen möglicher Regler zum Regeln bestimmter Komponenten des Prüfaufbaus PA, beispielsweise ein Dynoregler R_D für die Belastungsmaschine 3, werden die Systemparameter benötigt, um das Reglerverhalten optimal an das konkrete dynamische Verhalten des Prüfaufbaus PA anpassen zu können.

[0022] Die Erfindung geht davon aus, dass das dynamische Verhalten beschreibende dynamische Systemparameter, insbesondere Massenträgheitsmomente J , Drehsteifigkeiten c , Drehdämpfungen d , Resonanzfrequenzen ω_R oder Tilgungsfrequenzen ω_T , des konkreten Prüfaufbaus PA, zumindest teilweise, nicht bekannt sind und vor dem Durchführen eines Prüfversuchs am Prüfstand 1 bestimmt werden sollen.

[0023] Dazu werden erfindungsgemäß zuerst mit einer nicht-parametrischen Identifikationsmethode der grundlegende Charakter des dynamischen Verhaltens des Prüfaufbaus PA bestimmt, woraus eine Modellstruktur eines Modells des Prüfaufbaus PA mit das dynamische Verhalten beschreibenden Systemparameter SP des Prüfaufbaus PA abgeleitet wird. Anschließend werden anhand der Modellstruktur mit den Systemparametern SP mittels einer parametrischen Identifikationsmethode die Systemparameter SP des Modells bestimmt. Bei der nichtparametrischen Identifikation werden nur die gemessenen Eingangssignale $u(t)$ und gemessenen Ausgangssignale $y(t)$ untersucht.

[0024] Anhand der nicht-parametrischen Identifikationsmethode wird der Frequenzgang (charakterisiert durch die Amplitude, und gegebenenfalls auch der Phase, über die Frequenz) des Prüfaufbaus PA ermittelt. Für den Frequenzgang wird das physikalische dynamische System (hier der Prüfaufbau) bekanntermaßen mit einem dynamischen Signal $u(t)$ (Eingangssignal) mit einem bestimmten Frequenzgehalt angeregt und die Antwort $y(t)$ (Ausgangssignal) am Prüfaufbau PA gemessen. Das Eingangssignal $u(t)$ ist beispielsweise eine Drehzahl ω_D der Drehmomentensenke DS (z.B. Belastungsmaschine 3) und das Ausgangssignal $y(t)$ beispielsweise ein Wellenmoment T_{sh} an der Prüfstandwelle 4 oder eine Drehzahl ω_E des Drehmomentenerzeugers DE. Typischerweise sind auf einem Prüfstand 1 auch Messsensoren MS vorgesehen, um die Messwerte MW bestimmter Messgrößen (Eingangssignal $u(t)$, Ausgangssignal $y(t)$) zu erfassen (Fig.6), beispielsweise ein Drehzahlsensor 5 zum Erfassen der Drehzahl ω_D der Belastungsmaschine 3 und/oder ein Drehmomentensor 6 zum Erfassen eines Wellenmoments T_{sh} , wie in Fig.1 dargestellt. Auch andere Messgrößen können messtechnisch erfasst werden, wie beispielsweise die Drehzahl ω_E oder das erzeugte Drehmoment T_E eines Drehmomentenerzeugers DE (z.B. Verbrennungsmotor 2) oder das Drehmoment T_D der Drehmomentensenke DS.

[0025] Hierbei ist es jedoch nicht entscheidend, was als Eingangssignal $u(t)$ und was als Aus-

gangssignal $y(t)$ verwendet wird. Die nachfolgend beschriebene Methodik ist unabhängig davon.

[0026] Aus der Fouriertransformierten des Eingangssignals $u(t)$ und des Ausgangssignal $y(t)$ wird in bekannter Weise der Frequenzgang ermittelt. Wenn mit $U(k)$ die Fouriertransformierte des Eingangssignals $u(t)$ bei Frequenz $k=j\omega_k$ bezeichnet wird und mit $Y(k)$ die Fourier Transformierte des Ausgangssignals $y(t)$ bei Frequenz $k=j\omega_k$, dann ergibt sich der Frequenzgang $G(k)$ als Quotient aus den Fouriertransformierten $Y(k)$ des Ausgangssignals $y(t)$ und $U(k)$ des Eingangssignals $u(t)$. Hierbei ist es auch bekannt, ein Rauschen des Eingangssignals $u(t)$ und des Ausgangssignals $y(t)$ zu berücksichtigen. Ein Rauschen ergibt sich beispielsweise aufgrund eines Messrauschen beim Messen von physikalischen Größen, durch Abweichungen zwischen einer Sollwertvorgabe am Prüfstand und dem Einregeln des Sollwertes am Prüfstand, durch Prozessrauschen, usw. Bezeichnet $n_u(t)$ das Rauschen am Eingang und $n_y(t)$ das Rauschen am Ausgang, dann kann das Eingangssignal $u(t)$ im Zeitbereich auch als $u(t) = u_0(t) + n_u(t)$ oder im Frequenzbereich als $U(k) = U_0(k) + N_u(k)$ angeschrieben werden und das Ausgangssignal $y(t)$ im Zeitbereich auch als $y(t) = y_0(t) + n_y(t)$ oder im Frequenzbereich als $Y(k) = Y_0(k) + N_y(k)$, mit den rauschfreien Signalen u_0 , y_0 bzw. U_0 , Y_0 und den Rauschsignalen n_u , n_y bzw. N_u , N_y .

[0027] Um den Frequenzgang G bei Vorhandensein von Eingangs- und Ausgangsrauschen anzunähern, gibt es verschiedene bekannte nicht-parametrische Identifikationsmethoden, beispielsweise die Spektralanalyse oder die Methode der lokalen Polynome (Local Polynom Method, LPM). Bei der Spektralanalyse wird entweder das Amplitudenspektrum oder das Leistungsspektrum des Frequenzganges ausgewertet, wie z.B. in L. Ljung, „System Identification: Theory for the User“, 2nd Edition Prentice Hall PTR, 1999 oder in Thomas Kuttner, „Praxiswissen Schwingungsmesstechnik“, S.325-335, Springer Vieweg 2015 beschrieben ist.

[0028] Die Methode der lokalen Polynome ist beispielsweise in R. Pintelon, et al., „Estimation of non-parametric noise and FRF models for multivariable systems - Part I: Theory“, Mechanical Systems and Signal Processing, volume 24, Issue 3, p.573-595, 2010 beschrieben. Die Ermittlung des Frequenzganges G wird nachfolgend kurz am Beispiel LPM erläutert.

[0029] Bei LPM wird der Frequenzgang G lokal um eine lokale Frequenz k durch ein Polynom angenähert. Das wird für alle Frequenzen $j\omega_k$ des Frequenzganges G gemacht. Wird eine generalisierte Frequenz Ω_k verwendet, mit $\Omega_k = j\omega_k$ für den zeitkontinuierlichen Fall und $\Omega_k = e^{j\omega_k t}$ für den zeitdiskreten Fall, kann das Eingangs-Ausgangsverhalten des dynamischen Systems (Prüfaufbau PA) in der Form

$$Y(k) = G(\Omega_k)U(k) + T(\Omega_k) + V(k)$$

angeschrieben werden. Darin bezeichnet $G(\Omega_k)$ die Fouriertransformierte der Übertragungsfunktion des dynamischen Systems (also den Frequenzgang zwischen dem gewählten Eingang und Ausgang), $T(\Omega_k)$ einen transienten Fehler im Ausgang an der Frequenz Ω_k , der nicht auf die Anregung zurückzuführen ist, und $V(k)$ das Messrauschendes Ausgangssignals. Darin sind $U(k)$ und $Y(k)$ die Fouriertransformierten des gemessenen Eingangssignals $u(t)$ und Ausgangssignals $y(t)$.

[0030] Die von der Frequenz Ω_k abhängigen Größen werden durch lokale Polynome um eine lokale Frequenz Ω_k angenähert. Die Frequenzen um Ω_k werden durch die Variable $r = -n, -n+1, \dots, n$ indiziert, wobei n vorgegeben oder gewählt wird. Das führt zu

$$G(\Omega_{k+r}) \approx G(\Omega_k) + \sum_{s=1}^R g_s(k)r^s$$

$$T(\Omega_{k+r}) \approx T(\Omega_k) + \sum_{s=1}^R t_s(k)r^s$$

$$Y(k+r) \approx \left[G(\Omega_k) + \sum_{s=1}^R g_s(k)r^s \right] U(k+r) + T(\Omega_k) + \sum_{s=1}^R t_s(k)r^s + V(k+1)$$

[0031] Darin bezeichnen g_s und t_s die $2(R+1)$ unbekannten Parameter der lokalen Polynome der Ordnung R (die gewählt oder vorgegeben wird). Damit erhält man aufgrund der r für jede Frequenz k insgesamt $2n+1$ Gleichungen für $2(R+1)$ Unbekannte (g_s, t_s). Mit einem Parametervektor $\Theta(k) = [G(\Omega_k) \ g_1(k) \ g_2(k) \dots \ g_R(k) \ T(\Omega_k) \ t_1(k) \ t_2(k) \dots \ t_R(k)]$ können die $2n+1$ Gleichungen in der Matrixform $Y(k) \approx \Phi(k)\Theta(k)$ geschrieben werden, mit der Matrix

$$\Phi(k) = \begin{bmatrix} & & & & \cdot & \\ & & & & \cdot & \\ & [1 & r^1 & \dots & r^R] & U(k+r) & 1 & r^1 \dots r^R \\ & & & & \cdot & & \\ & & & & \cdot & & \end{bmatrix}. \text{Darin sind die sich ergebenden } 2n+1 \text{ Gleichungen für die Frequenzen } k \text{ jeweils übereinander gestapelt.}$$

Der Vorteil bei dieser Methode ist, dass der transiente Anteil $T(\Omega_k)$ direkt mitgeschätzt werden kann und nicht durch Fensteransätze für gewisse Frequenzbereiche bestimmt werden muss, wie beispielsweise bei der Spektralanalyse.

[0032] Der Parametervektor $\Theta(k)$ kann dann z.B. im Sinne einer kleinsten Quadrate Approximation aus einer Parameterschätzung anhand der Gleichung $\hat{\Theta}(k) = [\Phi(k)^H \Phi(k)]^{-1} \Phi(k)^H Y(k)$ geschätzt werden, wobei „ $(\cdot)^H$ “ die adjugierte Matrix (transponiert und komplex konjugiert) bezeichnet.

[0033] Mit dem sich ergebenden Residuum $e(\Omega_{k+1}) = Y(k+r) [G(\Omega_{k+1})U(k+r) + T(\Omega_{k+1})]$ der kleinsten Quadrate Approximation kann die Varianz $\sigma_Y^2(k)$ des Messrauschen des Ausgangssignals mit

$$\sigma_Y^2(k) = \frac{1}{2n+1-R} \sum_{r=-n}^n |e(\Omega_{k+1})|^2$$

berechnet werden.

[0034] Diese Approximation liefert dann auch direkt Schätzungen für den Frequenzgang $\hat{G}(\Omega_k)$ und auch für die transienten Anteile $\hat{T}(\Omega_k)$. Mit „ \wedge “ werden in weitere Folge immer Schätzungen bezeichnet. Je nachdem was als Eingangssignal $U(k)$ und als Ausgangssignal $Y(k)$ verwendet wird, ergeben sich natürlich unterschiedliche Frequenzgänge $\hat{G}(\Omega_k)$.

[0035] Auch der Fall zusätzlich verrauschter Eingangssignale $u(t)$ oder der Fall einer Rückkopplung des verrauschten Ausgangssignals $y(t)$ auf den Eingang (z.B. bei einem geschlossenen Regelkreis), was ebenfalls zu einem verrauschten Eingangssignal $u(t)$ führt, kann abgedeckt werden. Um beim Vorhandensein von Eingangsrauschen systematische Fehler in der Parameterschätzung zu vermeiden, erfolgt die Parameterschätzung in diesem Fall vorteilhafterweise am geschlossenen Regelkreis. Das ist insofern keine wesentliche Einschränkung, da technische System wie ein Prüfaufbau PA auf einem Prüfstand 1 üblicherweise in einem geschlossenen Regelkreis betrieben werden. Hierbei geht man von einem Referenzsignal $s(t)$ (bzw. der Fouriertransformierten $S(k)$) aus, das der Sollwertvorgabe für geschlossenen Regelkreis entspricht. Der Zusammenhang zwischen dem Eingangssignal $u(t)$ und dem Referenzsignal $s(t)$ ergibt sich mit der Übertragungsfunktion R des Reglers und den aktuellen Istwerten y_{ist} zu $u = (s - y_{ist}) \cdot R$. Es werden dann beispielsweise wie oben beschrieben der Frequenzgang $G_{ru}(\Omega_k)$ des Referenzsignals zum Eingang $U(k)$ und der Frequenzgang $G_{ry}(\Omega_k)$ des Referenzsignals zum Ausgang $Y(k)$ ermittelt, was zu geschätzten Frequenzgängen $\hat{G}_{ru}(\Omega_k)$ und $\hat{G}_{ry}(\Omega_k)$ führt, mit $G_{rz}(\Omega_k) = [G_{ry}(\Omega_k) \ G_{ru}(\Omega_k)]^\top$. Mit $V_Y(k)$ wird das Messrauschen des Ausgangssignals $Y(k)$ bezeichnet und mit $V_U(k)$ das Messrauschen des Eingangssignals $U(k)$. Mit $Z(k) = [Y(k) \ U(k)]^\top$ und $V_Z(k) = [V_Y(k) \ V_U(k)]^\top$ kann die Systemgleichung dann in der Form $Z(k) = G_{rz}(\Omega_k)R(k) + T_{rz}(\Omega_k) + V_Z(k)$ geschrieben werden, worin $T_{rz}(\Omega_k) = [T_{ry}(\Omega_k) \ T_{ru}(\Omega_k)]^\top$ den transienten Systemfehler auf den Eingang und den Ausgang bezeichnet. Eine Schätzung des Frequenzganges $\hat{G}(\Omega_k)$ bei

Vorhandensein von Eingangsrauschen und Ausgangsrauschen ergibt sich dann aus $\widehat{G}(\Omega_k) = \widehat{G}_{ry}(\Omega_k)\widehat{G}_{ru}^{-1}(\Omega_k)$.

[0036] Analog zum Fall mit nur Ausgangsrauschen kann auch im Fall von Eingangsrauschen und Ausgangsrauschen eine Varianz $\sigma_Y^2(k)$ des Messrauschens des Ausgangssignals, eine Varianz $\sigma_U^2(k)$ des Messrauschens des Eingangssignals und eine Kovarianz $\sigma_{YU}^2(k)$ des Rauschens zwischen Eingang und Ausgang ermittelt werden.

[0037] Für die Anregung des dynamischen Systems wird der Drehmomentenerzeuger DE, wie der Verbrennungsmotor 2, vorzugsweise geschleppt, also nicht befeuert, betrieben. Es wäre zwar auch aktiv betriebener Drehmomentenerzeuger DE, wie ein befeuerter Verbrennungsmotor 2, bei Anregung möglich, was aber die Identifikation komplexer machen würde, weil der Drehmomentenerzeuger DE selbst Drehzahlschwingungen einbringen würde. Für die Anregung wird daher vorzugsweise die mit dem Drehmomentenerzeuger DE verbundene Drehmomenten-senke DS, die Belastungsmaschine 3, die durch Ausführung als Elektromotor auch antreiben kann, verwendet und es werden zur Anregung Drehzahlschwingungen eingeprägt. Die Anregung kann mit verschiedenen Signalen, wie beispielsweise einem Multisine-Signal (bei dem in jedem Zeitpunkt gleichzeitig mehrere Frequenzen angeregt werden) oder einem Chirp-Signal (bei dem zu jedem Zeitpunkt eine Frequenz angeregt wird, beispielsweise mit linearem Frequenzanstieg) erfolgen. Das Anregesignal ist die Sollwertvorgabe für den Prüfstand 1 für den Anregebetrieb. Beispielsweise werden als Anregesignal Drehzahl-Sollwertvorgaben für den Regler der Belastungsmaschine 3 vorgegeben.

[0038] Aus einem Frequenzgang $G(\Omega_k)$ können einige wichtige Eigenschaften des dynamischen Systems abgeleitet werden, wie anhand der Fig.2a und 2b, in denen jeweils die Amplitude $A = |G(\Omega_k)|$ des Frequenzgang $G(\Omega_k)$ dargestellt ist, beispielhaft erläutert wird. Dargestellt sind in Fig.2a der Frequenzgang $G(\Omega_k)$ mit dem Drehmoment T_D der Belastungsmaschine 3 als Eingang $u(t)$ und der Drehzahl ω_D der Belastungsmaschine 3 als Ausgang $y(t)$, sowie in Fig.2b der Frequenzgang $G(\Omega_k)$ mit dem Drehmoment T_D der Belastungsmaschine 3 als Eingang $u(t)$ und der Drehzahl ω_E des Verbrennungsmotors 2 als Ausgang $y(t)$. Das bedeutet, dass bei Anregung der Eingang $u(t)$ und der Ausgang $y(t)$ gemessen werden und daraus wie beschrieben aus deren Fouriertransformierten $U(k)$, $Y(k)$ der Frequenzgang $G(\Omega_k)$ ermittelt wird. Dabei können natürlich verschiedene Eingangssignal / Ausgangssignal Kombinationen verwendet werden, beispielsweise je nachdem welche Messgrößen vorhanden sind.

[0039] Aus dem Frequenzgang $G(\Omega_k)$ können beispielsweise Resonanzfrequenzen ω_R und/oder Tilgungsfrequenzen ω_T abgeleitet werden. Beide Frequenzen können durch die Ermittlung von Minima und Maxima und der Gradienten im Frequenzgang $G(\Omega_k)$ ermittelt werden. Eine Tilgungsfrequenz ω_T ist demnach ein Minimum mit Gradientenumkehr von negativ auf positiv. Eine Resonanzfrequenz ω_R ein Maximum mit Gradientenumkehr von positiv auf negativ. Natürlich können im Frequenzgang $G(\Omega_k)$ mehrere oder auch keine Tilgungsfrequenzen ω_T und/oder Resonanzfrequenzen ω_R auftreten. Weiters können aus dem Frequenzgang $G(\Omega_k)$ auch Information zu den Nullstellen abgeleitet werden. Grundsätzlich sind charakteristische Frequenzgänge für verschiedene Systeme bekannt, beispielsweise für ein Zweimassen-Schwingsystem (Fig.2a, 2b) oder ein Mehrmassenschwinger. Durch Vergleich der bekannten Frequenzgänge mit dem ermittelten Frequenzgang $G(\Omega_k)$ kann auf eine bestimmte Modellstruktur geschlossen werden. Nachdem sich der Frequenzgang $G(\Omega_k)$ in der Form Zählerpolynom zu Nennerpolynom darstellen lässt, kann anhand dieses Vergleichs beispielsweise die Ordnung des Zähler- und Nennerpolynoms (was der Modellstruktur entspricht) festgelegt werden. Auch aus der Anzahl der Resonanzfrequenzen ω_R können Rückschlüsse auf die Modellstruktur erfolgen. Die Anzahl der Resonanzfrequenzen ω_R entspricht dabei üblicherweise der Anzahl der schwingfähigen Massen minus eins. Ein Zweimassenschwingsystem hat demnach eine Resonanzfrequenz ω_R (wie z.B. in Fig.2a, 2b).

[0040] Für verschiedene Systemkonfigurationen (mit schwingfähigen Massen und mechanischen Kopplungen dazwischen) ergeben sich daher unterschiedliche charakteristische Frequenzgänge $G(\Omega_k)$, die allerdings bekannt sind. Die charakteristischen Frequenzgänge $G(\Omega_k)$

könne beispielsweise hinterlegt sein, um durch Vergleich des geschätzten Frequenzganges $\hat{G}(\Omega_k)$ auf eine Modellstruktur des vorliegenden Prüfaufbaus PA schließen zu können.

[0041] In den Fig.2a und 2b sind außerdem auch die jeweiligen ermittelten Kovarianzen $\sigma_{YU}^2(k)$ dargestellt.

[0042] Der Vorteil bei diesem Vorgehen ist auch darin zu sehen, dass man für die nichtparametrische Identifikation unter Umständen auch ohne einer Messung eines Drehmoments am Prüfstand 1 auskommen kann, beispielsweise zur Auswahl einer Modellstruktur. Das ermöglicht auf einfache Weise, insbesondere ohne Aufnahme eines Drehmomentenmessflansches in den Prüfaufbau PA, eine erste Abschätzung des dynamischen Verhaltens des Prüfaufbaus PA am Prüfstand 1.

[0043] Auf die nicht-parametrische Identifikationsmethode folgt erfindungsgemäß eine parametrische Identifikationsmethode, mit der das dynamische Eingangs-Ausgangsverhalten des dynamischen technischen Systems (Prüfaufbau PA) mit einem Modell mit Systemparametern SP, die das dynamische Verhalten des Prüfaufbaus PA beschreiben, angenähert wird. Auch hierfür gibt es bekannte Methoden, sowohl im Zeitbereich, als auch im Frequenzbereich, die nachfolgend kurz erläutert werden.

[0044] Die parametrische Identifikation basiert auf einem Modell des dynamischen Systems mit den Modellparametern θ , das den Ausgang $y(k)$ aus dem Eingang $u(k)$ und einer Störung berechnet. Die Abbildung des Eingangs $u(k)$ auf den Ausgang $y(k)$ erfolgt mit einem Streckenmodell $G(q, \theta) = \sum_{k=1}^{\inf} g_\theta q^{-k}$, mit Streckenmodellparametern g_θ und den Rückwärtsverschiebeoperator q^{-k} . Eine Störung (z.B. durch Messrauschen) kann dabei mit einem Störmodell $H(q, \theta)$ und einer Wahrscheinlichkeitsverteilung e , oder eine Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion f_e , modelliert werden, mit $H(q, \theta) = 1 + \sum_{k=1}^{\inf} h_\theta q^{-k}$ und Rauschmodellparametern h_θ . Zu beachten ist hier, dass k darin keine Frequenz bezeichnet wie bei der nicht-parametrischen Identifikation, sondern einen Zeitindex der zeitdiskreten Signale, z.B. $u(k)$ und $y(k)$. Das Modell des dynamischen Systems kann dann in einer zeitdiskreten Notation als $y(k) = G(q, \theta)u(k) + H(q, \theta)e(k)$ angegeschrieben werden. Das Ziel ist folglich, mit diesem Modell den Ausgang $y(k)$ zum Zeitpunkt k aus bekannten, vergangenen Daten des Eingangs u und des Ausgangs y bis zum Zeitpunkt $k-1$ (also vergangene Daten) zu schätzen. Zur Verfügung stehen die Daten $Z_K = \{u(1), y(1), \dots, u(k-1), y(k-1), u(k), y(k)\}$. Hierfür gibt es verschiedene bekannte Ansätze.

[0045] Ein Beispiel für eine parametrische Identifikationsmethode im Zeitbereich ist die sogenannte Prediction Error Method (PEM), wie beispielsweise in L. Ljung, „System Identification: Theory for the User“, 2nd Edition Prentice Hall PTR, 1999 beschrieben. Eine bekannte Methode im Frequenzbereich ist die Maximum Likelihood Estimator Method (MLE).

[0046] Bei PEM geht man vom Modell des dynamischen Systems $y(k) = G(q, \theta)u(k) + H(q, \theta)e(k)$ aus, worin θ die Modellparameter sind. Darin bezeichnet $v(k)$ farbiges Rauschen.

Wird als Wahrscheinlichkeitsverteilung $e(k)$ weißes Rauchen verwendet, dann kann das farbige Rauschen $v(k)$ auch als $v(k) = H(q, \theta)e(k) = \sum_{t=0}^{\infty} h(t)e(k-t) = e(k) + m(k-1)$ angeschrieben werden. Darin ist $m(k-1)$ der Mittelwert bis zum Zeitpunkt $(k-1)$. Das kann noch in der Form $m(k-1) = \hat{v}(k | k-1) = (H(q, \theta)-1)e(k) = (1-H_{inv}(q, \theta))v(k)$ umgeschrieben werden, mit der Inversen H_{inv} von H . Die Schätzung des Ausgangs $\hat{y}(k | k-1)$ aus den Daten Z_K kann dann in der folgenden Form angeschrieben werden:

[0047] $\hat{y}(k | \theta, Z_K) = G(q, \theta)u(k) + \hat{v}(k | k-1) = H_{inv}(q, \theta)G(q, \theta)u(k) + (1-H_{inv}(q, \theta))y(k)$.

[0048] Der Schätzfehler ergibt sich dann zu $\epsilon(k, \theta) = y(k) - \hat{y}(k, \theta)$. Um die Modellparameter θ zu ermitteln kann eine Kostenfunktion $J(\theta, Z_K)$ angeschrieben werden, die den gewichteten Schätzfehler minimiert. Dazu kann beispielsweise eine mathematische Norm $| |$, z.B. die Euklidische

Norm (2-Norm) $\|\cdot\|_2$, des gewichteten Schätzfehlers verwendet werden. Bezeichnet $\varepsilon_F(k, \theta) = F(q)\varepsilon(k, \theta)$ den gewichteten Schätzfehler mit den Gewichten $F(q)$, dann kann die Kostenfunktion beispielsweise als $J(\theta, Z_K) = \frac{1}{K} \sum_{k=0}^{K-1} \varepsilon_F(k, \theta)$ angeschrieben werden. Diese Kostenfunktion J wird minimiert, um die Modellparameter θ zu schätzen: $\hat{\theta} = \arg \min_{\theta} J(\theta, Z_K)$.

[0049] Um aus den Modellparametern θ die gesuchten Systemparameter SP des dynamischen Systems zu bestimmen, kann das zeitdiskrete Modell $y(k) = G(q, \theta)u(k) + H(q, \theta)e(k)$ in einer vorteilhaften praktischen Implementierung mit Polynomen $A(q) = 1 + a_1q^{-1} + \dots + a_{n_a}q^{-n_a}$, $B(q) = 1 + b_1q^{-1} + \dots + b_{n_b}q^{-n_b}$ und $C(q) = 1 + c_1q^{-1} + \dots + c_{n_c}q^{-n_c}$ auch in der Form $y(k) = \frac{B(q)}{A(q)}u(k) + \frac{C(q)}{H(q)}e(k)$ (ARMAX Modell) angeschrieben werden. Die Modellparameter θ ergeben sich dann zu

$\theta = [a_1 \dots a_{n_a} b_1 \dots b_{n_b} c_1 \dots c_{n_c}]$. Im Falle von weißen Rauschen $e(k)$ reduziert sich das auf $y(k) = \frac{B(q)}{A(q)}u(k) + \frac{1}{A(q)}e(k)$ (ARX Modell) mit $\theta = [a_1 \dots a_{n_a} b_1 \dots b_{n_b}]$. Die Ordnung n_a , n_b , n_c der Polynome A, B, C ist gemäß der mit der nicht-parametrischen Identifikation festgelegten Modellstruktur vorgegeben.

[0050] Bei einem Zweimassenschwinger, wie beispielsweise bei einem Prüfaufbau nach Fig.1, ergibt sich als Nennerpolynom $A(q)$ ein Polynom mit Ordnung $n_a=2$ und als Zählerpolynom $B(q)$ ein Polynom mit Ordnung $n_b=1$.

[0051] Um auf die gesuchten Systemparameter SP zu kommen, wird von einer Äquivalenz der Modellparameter im zeitdiskreten Modell und den Parametern eines physikalischen Modells des dynamischen Systems ausgegangen.

[0052] Beispielsweise kann der Prüfaufbau PA nach Fig.1 mit Verbrennungsmotor 2 (mit Massenträgheit J_E), Prüfstandwelle 4 (mit Drehsteifigkeit c und Drehdämpfung d) und Belastungsmaschine 3 (mit Massenträgheitsmoment J_D) physikalisch gemäß

$$\frac{\omega_D}{T_D} = \frac{1}{s} \frac{J_E s^2 + ds + c}{J_E J_D s^2 + d(J_E + J_D)s + c(J_E + J_D)}$$

$$\frac{\omega_E}{T_D} = \frac{1}{s} \frac{ds + c}{J_E J_D s^2 + d(J_E + J_D)s + c(J_E + J_D)}$$

modelliert werden. Ein anderes Beispiel ergibt sich beim Zweimassenschwinger der Fig.1 mit dem Eingangssignal ω_D und dem Ausgangssignal ω_E , was zu einem Modell $\frac{\omega_E}{T_D} = \frac{c+ds}{J_E s^2 + ds + c}$ führt. In diesem Fall wäre natürlich auch der Frequenzgang G mit diesem Eingangssignal und Ausgangssignal ermittelt worden. Darin erkennt man auch, dass sich bei verschiedenen Eingangs- und/oder Ausgangssignalen auch verschiedene Modelle ergeben. Diese Gleichungen können in eine zeitdiskrete Notation gebracht werden, was einen Vergleich der Systemparameter SP (J_E , c , d , J_D) mit den geschätzten Modellparametern $\theta = [a_1 \dots a_{n_a} b_1 \dots b_{n_b}]$ ermöglicht. Daraus können die Systemparameter SP (J_E , c , d , J_D) ermittelt werden.

[0053] Nachdem die Modellstruktur aus dem Frequenzgang G bekannt ist, kann das Modell auch in Teilmodelle unterteilt werden, was die Ermittlung der Systemparameter SP (J_E , c , d , J_D) erleichtert. Ein Zweimassenschwinger kann beispielsweise in ein erstes Teilmodell für den Verbrennungsmotor 2, ein zweites Teilmodell für die Prüfstandwelle 4 und ein drittes Teilmodell für die Belastungsmaschine 3 unterteilt werden. Damit kann auch das zeitdiskrete Modell in entsprechende Teilmodelle unterteilt werden, womit sich die Ordnungen der Teilmodelle entsprechend reduziert. Die Modellparameter der Teilmodelle werden dann wie oben beschrieben geschätzt.

[0054] In gleicher Weise werden dann physikalische Teilmodelle verwendet, was nachfolgend

wieder am Beispiel des Zweimassenschwingers beschrieben wird.

[0055] Für das erste Teilmodell wird das Momentengleichgewicht für den Verbrennungsmotor 2 (Fig.1) in zeitkontinuierlicher Notation in der Form $\omega_E = \frac{1}{J_E s} (T_E(s) - T_{sh}(s))$ angeschrieben, mit dem Laplace-Operator s , der Drehzahl ω_E des Verbrennungsmotors 2, dem inneren Drehmoment T_E des Verbrennungsmotors 2 und dem Wellenmoment T_{sh} . Nachdem der Verbrennungsmotor 2 vorzugsweise geschleppt betrieben wird, ergibt sich im nichtstochastischen Teil der Modellstruktur $T_E=0$ und folglich $\omega_E = -\frac{1}{J_E s} T_{sh}(s)$ oder $\omega_E(k) - \omega_E(k-1) = \frac{T_s}{J_E} T_{sh}(k)$ in zeitdiskreter Notation mit der bekannten Abtastzeit T_s (typischerweise im kHz-Bereich). Durch Vergleich erhält man dann unmittelbar aus dem ersten Teilmodell $a_1=-1$ und $b_1=T_s/J_E$, woraus der Systemparameter J_E ermittelt werden kann. Das ermöglicht auch eine Abschätzung der Güte der Parameterschätzung. Wenn der geschätzte Modellparameter a_1 nahe eins liegt, dann kann von einer hohen Identifikationsgüte ausgegangen werden.

[0056] Um die Systemparameter SP der Kopplung zwischen Verbrennungsmotor 2 und Belastungsmaschine 3, Drehdämpfung d und Drehsteifigkeit c , zu bestimmen, wird das zweite Teilmodell für die Prüfstandwelle 4 herangezogen. Ausgehend vom Drehmomentengleichgewicht an der freigeschnittenen Prüfstandwelle 4 kann mit einem $\Delta\omega = \omega_E - \omega_D$, mit der Drehzahl ω_D der Belastungsmaschine 3 und wieder mit der Annahme $T_E=0$ angeschrieben werden $T_{sh}(s) = \left(-\frac{c}{s} + d\right) \Delta\omega(s)$ oder in zeitdiskreter Notation $T_{sh}(k) - T_{sh}(k-1) = (-cT_s + d)\Delta\omega(k) - d\Delta\omega(k-1)$. Durch Vergleich ergeben sich aus den Modellparametern des zweiten Teilmodells wieder die Systemparameter $a_1 = -1$, $b_1 = -(cT_s + d)$ und $b_2 = -d$, woraus die gesuchten Systemparameter c , d wieder bestimmt werden können. Die Modellparameter a_1 , b_1 des zweiten Teilmodells entsprechen dabei natürlich nicht den Modellparametern des ersten Teilmodells.

[0057] In gleicher Weise kann ein drittes Teilmodell für die Belastungsmaschine 3 verwendet werden, um den Systemparameter J_D zu ermitteln. Die Massenträgheit J_D der Belastungsmaschine kann für den Zweimassenschwinger natürlich auch aus der Resonanzfrequenz ω_R , die aus der nicht-parametrischen Identifikation bekannt ist, ermittelt werden, beispielsweise als $J_D = \frac{c}{\omega_R^2}$. Oftmals ist die Massenträgheit J_D der Belastungsmaschine 3 bekannt, sodass mit der bekannten Massenträgheit auch ein Abgleich der Identifikationsgüte erfolgen kann.

[0058] Wie bereits erwähnt kann die parametrische Identifikation auch im Frequenzbereich erfolgen, beispielsweise mittels MLE. Bei MLE werden die Modellparameter θ geschätzt, die die sogenannte Likelihood-Funktion maximieren. Dieses an sich bekannte Verfahren wird nachfolgend kurz erläutert.

[0059] MLE nutzt die Messdaten des Ausgangssignals $y = y_1, y_2, \dots, y_N$ und eine zugehörige, als bekannt vorausgesetzte, Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion f_{ny} des Messrauschen am Ausgang, die durch die Modellparameter 0 beschrieben wird. $f(y|\theta_0)$ beschreibt die Wahrscheinlichkeitsverteilungsfunktion der vom Zufall abhängigen Teile des Schätzproblems. Mit einem hypothetischen Modell $y_0 = G(u_0, \theta)$, das die Anregungen und die Parameter beschreibt, kann die Likelihood Funktion im Falle Messrauschen am Ausgang als $f(y|\theta, u_0) = f_{ny}(y - y_0)$ angeschrieben werden. Darin bezeichnet u_0 den unverrauschten Eingang. Die unbekannten Modellparameter θ können dann durch Maximieren der Likelihood Funktion f ermittelt werden: $\hat{\theta}(N) = \arg \max_{\theta} f(y | \theta, u_0)$.

[0060] Im Falle zusätzlichen Messrauschen am Eingang kann die Likelihood Funktion als $f(y, u | \theta, y_0, u_0) = f_{ny}(y - y_0)f_{nu}(u - u_0)$ angeschrieben werden, mit der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion f_{nu} des Messrauschen am Eingang.

[0061] Unter der Annahme, dass das Rauschen am Eingang und am Ausgang Mittelwert Null haben, normalverteilt sind und unabhängige von den Frequenzen sind, kann eine Gauß'sche

Kostenfunktion $V_{ML}(\theta, Z) = \sum_{k=1}^F \frac{|e(\Omega_k, \theta, Z(k))|^2}{\sigma_e^2(\Omega_k, \theta)}$ (Likelihood Funktion f) angeschrieben werden. Darin

ist θ der Parametervektor und $Z(k) = [Y(k) \ U(k)]$ bezeichnet die vorliegenden Messdaten des Eingangs $U(k)$ und des Ausgangs $Y(k)$. e bezeichnet einen Fehler über alle Frequenzen Ω_k der Form $e(\Omega_k, \theta, Z(k)) = Y(k) - G(\Omega_k, \theta)U(k)$ und σ_e die Kovarianz des Fehlers e in der Form $\sigma_e^2(\Omega_k, \theta) = \sigma_Y^2(k) + |G(\Omega_k, \theta)|^2 \sigma_U^2(k) - 2 \operatorname{Re}(\bar{G}(\Omega_k) \sigma_{YU}^2(k))$. Re bezeichnet hierbei den Realteil.

[0062] Wie zu erkennen ist, werden für die obigen Gleichungen die Varianzen und die Kovarianz des Messrauschen am Eingang $\sigma_U^2(k)$, Ausgang $\sigma_Y^2(k)$ und Eingang-Ausgang $\sigma_{YU}^2(k)$ benötigt. Diese können vorteilhafterweise aus der nicht-parametrischen Identifikation wie oben beschrieben erhalten werden.

[0063] Nachdem das sich ergebende Optimierungsproblem der Maximierung der Kostenfunktion V_{ML} (Likelihood Funktion) nichtlinear ist, wird die Optimierung beispielsweise mit der bekannten Levenberg-Marquardt Methode gelöst. Die Konvergenz der Optimalität der Optimierung hängt wesentlich von den Anfangswerten der Optimierung ab. Als Anfangswerte können Schätzwerte der gesuchten Systemparameter SP herangezogen werden oder es können andere bekannte Initialisierungsverfahren, beispielsweise aus einem Generalized Total Least Square Verfahren, angewendet werden.

[0064] Wird eine parametrische Übertragungsfunktion $G(\Omega_k, \theta) = \frac{B_\theta(\Omega_k)}{A_\theta(\Omega_k)}$ verwendet, kann die Kostenfunktion für MLE zu

$$V_{ML}(\theta, Z) = \frac{1}{F} \sum_{k=1}^F \frac{|A_\theta(\Omega_k)Y(k) - B_\theta(\Omega_k)Y(k)|^2}{\hat{\sigma}_Y^2(k)|A_\theta(\Omega_k)|^2 \hat{\sigma}_U^2(k)|B_\theta(\Omega_k)|^2 - 2 \operatorname{Re}(\hat{\sigma}_{YU}^2(k)A_\theta(\Omega_k)\bar{B}_\theta(\Omega_k))}$$

umgeschrieben werden. Darin sind A und B wieder Polynome $A(q) = 1 + a_1q^{-1} + \dots + a_{n_a}q^{-n_a}$, $B(q) = 1 + b_1q^{-1} + \dots + b_{n_b}q^{-n_b}$. Die Ordnung n_a, n_b der Polynome ergibt sich wieder aus dem mit der nicht-parametrischen Identifikation geschätzten Frequenzgang $\hat{G}(\Omega_k)$. Man erhält damit aus der Optimierung wieder die Modellparameter $\theta = [a_1 \ \dots \ a_{n_a} \ b_1 \ \dots \ b_{n_b}]$, die wiederum aus einem Vergleich mit einem physikalischen Modell des dynamischen Systems (Prüfaufbau PA) verglichen werden, um auf die Systemparameter SP (J_E, c, d, J_D) zu kommen. In gleicher Weise können auch wieder Teilmodelle verwendet werden, um die Ermittlung der Systemparameter SP (J_E, c, d, J_D) zu vereinfachen.

[0065] Die Teilmodelle für den Verbrennungsmotor 2 und die Prüfstandwelle 4 in zeitdiskreter Notation mit der z-Transformation ergeben sich zu $\omega_E(k) = -\frac{T_s}{1-z^{-1}} T_{sh}(k)$ und $T_{sh}(s) = \frac{(d-T_{sd})-dz^{-1}}{1-z^{-1}} \Delta\omega(k)$, woraus sich die Systemparameter SP (J_E, c, d, J_D) aus den geschätzten Teilmodellen zu $J_E = \frac{T_s}{b_1}, J_D = \frac{c}{\omega_R^2 - \frac{c}{J_E}}, c = \frac{(b_2+b_1)}{T_s}, d = -b_s$ ergeben.

[0066] Die parametrische Identifikation liefert somit die Systemparameter SP (J_E, c, d, J_D im Falle des Zweimasseschwingers) des angeregten dynamischen Systems (der Prüfaufbau PA wie z.B. in Fig.1 dargestellt). Mit zummindest einen Systemparametern SP, kann nun beispielsweise mit herkömmlichen Reglerentwurfsmethoden ein Regler für bestimmte Komponenten des Prüfaufbaus entworfen werden, z.B. ein Drehzahlregler für die Belastungsmaschine 3 oder ein Drehmomentenregler für den Verbrennungsmotor 2.

[0067] In Fig.3 ist ein beispielhafter geschlossener Regelkreis für den Prüfaufbau PA nach Fig.1 dargestellt. Die Regelstrecke 10 repräsentiert den Prüfaufbau PA mit den Massenträgheitsmomenten J_E des Verbrennungsmotors 2 und J_D der Belastungsmaschine 3. Die Prüfstandwelle 4 wird durch die Drehsteifigkeit c und Drehdämpfung d repräsentiert. Diese Systemparameter SP wurden durch die obige nicht-parametrische / parametrische Identifikation ermittelt. Die Belastungsmaschine 3 wird durch einen Dynoregler RD (z.B. ein PI-Regler) drehzahlgeregelt. Dazu

wird eine Soll-Drehzahl ω_{Dsoll} vorgegeben. Die sich einstellende Ist-Drehzahl ω_D wird am Prüfstand 1 gemessen. Der Regelfehler $\omega_{Dsoll} - \omega_D$ wird durch den Dynoregler R_D nach dem festgelegten Regelverhalten ausgeregelt. Die Reglerparameter zur Einstellung des gewünschten Regelverhaltens am konkreten dynamischen System können dabei mit einer hinlänglich bekannten Reglerentwurfsmethode festgelegt werden.

[0068] Die mit der nicht-parametrischen Identifikation ermittelte Resonanzfrequenz(en) ω_R , die ebenfalls einen Systemparameter SP darstellen, kann auch verwendet werden, um ein Filter F zu entwerfen, dass mögliche Resonanzen am Prüfstand 1 unterbinden soll. Das Ziel des Filters F ist es eine Anregung mit Resonanzfrequenz ω_R zu unterbinden. Um das dynamische Verhalten des Prüfaufbaus PA auf einem Prüfstand 1 mit einem Filter F möglichst geringfügig zu beeinflussen, bieten sich hierfür Filter F an, die Frequenzen innerhalb eines engen Frequenzbereiches ausfiltern, beispielsweise sogenannte Kerbfilter (Notch Filter). Dazu wird das Kerbfilter so entworfen, dass Frequenzen in einem engen Frequenzbereich um die Resonanzfrequenz ω_R ausgefiltert werden. Ein solches Filter F kann vor einem Regler R für eine Komponente des Prüfaufbaus PA, beispielsweise dem Dynoregler R_D , zum Filtern der dem Regler R zugeführten Regelungsabweichung w (Differenz aus Sollwert SW und Istwert IW der Regelgröße) eingesetzt werden (wie in Fig.4), oder auch zum Filtern der Sollwerte SW (z.B. eine Solldrehzahl ω_{Dsoll}) für den Regler R (wie in Fig.4 strichiert angedeutet).

[0069] Die identifizierten Systemparameter SP (ω_R, J_E, c, d, J_D), oder zumindest einer davon, können aber auch für einen Beobachter verwendet werden, um nicht messbare Größen des Prüfaufbaus, beispielsweise ein inneres effektives Drehmoment T_E des Verbrennungsmotors 2, zu schätzen.

[0070] Ebenso können die identifizierten Systemparameter SP (ω_R, J_E, c, d, J_D), oder zumindest einer davon, verwendet werden, um Änderungen am Prüfaufbau PA, beispielsweise aufgrund Alterung, Beschädigung, Konfigurationsänderung, usw., festzustellen. Hierfür können die Systemparameter SP (J_E, c, d, J_D) in regelmäßigen Abständen neu ermittelt werden und die zeitliche Veränderung der Systemparameter SP (J_E, c, d, J_D) überwacht werden. Dabei kann der Prüflauf adaptiert werden oder unterbrochen werden, wenn es eine ungewöhnliche oder unerwünschte Änderung festgestellt wird.

[0071] Nicht zuletzt kann auch der Prüfaufbau PA zur Durchführung des Prüfversuchs selbst verändert werden, um den zumindest einen identifizierten Systemparameter SP zu ändern, um ein gewünschtes dynamisches Verhalten am Prüfstand 1 abzubilden. Das kann beispielsweise verwendet werden, um die Dynamik des Prüfaufbaus PA am Prüfstand 1 an die Dynamik eines Fahrzeugs anzupassen, in dem der Drehmomentenerzeuger DE des Prüfaufbaus PA eingesetzt werden soll.

[0072] In Fig.6 ist ein Prüfstand 1 mit einem Prüfaufbau PA, beispielsweise mit einem Zweimassenschwinger wie in Fig.1, angedeutet. Am Prüfaufbau PA werden mit geeigneten Messsensoren MS Messwerte MW für die benötigten Eingangssignale $u(t)$ und Ausgangssignale $y(t)$ bei dynamischer Anregung erfasst, was natürlich auch die zeitdiskrete Erfassung der Signale $u(k), y(k)$ umfasst. Aus den Messwerten MW werden in einer Auswerteeinheit 12 (Hardware und/oder Software) die benötigten Systemparameter SP, beispielsweise J_E, c, d, J_D , des Prüfaufbaus PA wie beschrieben ermittelt. Zumindest ein identifizierter Systemparameter SP wird in einer Prüfstandsteuereinheit 11 (Hardware und/oder Software) für die Durchführung eines Prüflaufs am Prüfstand 1 mit dem Prüfaufbau PA verwendet. Die Auswerteeinheit 12 und die Prüfstandsteuereinheit 11 können natürlich auch in einer gemeinsamen Einheit integriert sein. Die Anregung des Prüfaufbaus PA erfolgt durch die Prüfstandsteuereinheit 11. Der zumindest eine identifizierte Systemparameter SP kann am Prüfstand 1 zur Durchführung des Prüflaufs wie beschrieben verwendet werden.

[0073] Obwohl die Erfindung oben am Beispiel eines Zweimassenprüfaufbaus beschrieben wurde, ist es offensichtlich, dass die Erfindung auch auf beliebige Mehrmassenprüfaufbauten, beispielsweise im Falle eines Antriebstrangprüfstandes, bei dem der Drehmomentenerzeuger DE über eine Kombination von Wellen, Kupplungen, Wellenkupplungen und/oder Getrieben mit

einer Drehmomentensenke DS verbunden ist, erweitert werden kann. Dabei ist für die Durchführung eines Prüflaufs immer ein Prüfling mit einem Drehmomentenerzeuger DE, beispielsweise ein Verbrennungsmotor 2, ein Elektromotor, aber auch eine Kombination aus Verbrennungsmotor 2 und Elektromotor, mechanisch mit einer Drehmomentensenke DS, beispielsweise einer Belastungsmaschine 3, verbunden. Die Verbindung erfolgt mit zumindest einem Koppelungselement KE, beispielsweise mit einer Prüfstandwelle 4, wie in Fig.1 für den Zweimassenprüfstand dargestellt. Die Koppelung kann aber auch mit einem Koppelungselement KE erfolgen, das verschiedene mechanische Koppelungen, die auch weitere Massenträgheiten (Mehrmaschenprüfaufbau) umfassen kann, umfasst, wie beispielsweise im Falle eines Antriebstranges als Prüfling am Prüfstand 1.

[0074] In Fig.5 ist beispielsweise ein Dreimassenprüfaufbau dargestellt. Dieser enthält drei Massenträgheiten J1, J2, J3, die durch Koppelungelemente mit jeweils einer Drehsteifigkeit c1, c2 und einer Drehdämpfung d1, d2 verbunden sind. J1 ist beispielsweise ein Drehmomentenerzeuger DE, z.B. ein Verbrennungsmotor 2, und J2, J3 Drehmomentensenken DS, beispielsweise ein Drehmomentenmessflansch, ein Zweimassenschwungrad oder eine Kupplung und eine Belastungsmaschine 3. Auch eine Konfiguration mit zwei Drehmomentenerzeugern DE, ein Verbrennungsmotor 2 und ein Elektromotor, und einer Drehmomentensenke DS, einer Belastungsmaschine 3, ist natürlich denkbar. Die erfindungsgemäße Identifikation der Systemparameter SP (J1, J2, J3, c1, c2, d1, d2) kann in analoger Weise wie oben beschrieben erfolgen.

[0075] Je nachdem welche Messgrößen verfügbar sind, können beispielsweise folgende Konfigurationen abgebildet werden:

Bekannte Parameter	Gemessene Signale ($u(t)$, $y(t)$)	Identifizierte Systemparameter SP
-	$\omega_1, \omega_2, \omega_3, T_{sh1}, T_{sh2}$	J_1, J_2, c_1, c_2
J_1, J_2	T_{sh2}, ω_2	c_1, d_1
J_1, J_2	T_{sh2}, ω_2, T_2	c_1, d_1
-	$\omega_2, \omega_3, T_{sh2}$	c_2, d_2
-	$\omega_1, \omega_2, \omega_3, T_2, T_{sh2}$	$(J_1 + J_2), c_2, d_2$
J_2	$\omega_1, \omega_2, T_{sh2}$	J_1, c_1

Patentansprüche

1. Verfahren zum Durchführen eines dynamischen Prüflaufs für einen Prüfaufbau (PA) auf einem Prüfstand (1), wobei der Prüfaufbau (PA) zumindest einen Drehmomentenerzeuger (DE) umfasst, der am Prüfstand (1) mittels zumindest eines Koppelungselementes (KE) mechanisch mit zumindest einer Drehmomentensenke (DS) verbunden wird, und wobei der Drehmomentenerzeuger (DE), das Koppelungselement (KE) und die Drehmomentensenke (DS) mit das dynamische Verhalten charakterisierenden Systemparametern (SP) beschrieben werden, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Prüfaufbau (PA) am Prüfstand (1) dynamisch angeregt wird, indem dem Prüfaufbau (PA) ein dynamisches Eingangssignal ($u(t)$) aufgeschaltet wird und dabei Messwerte (MW) des Eingangssignals ($u(t)$) des Prüfaufbaus (PA) und eines sich ergebenden Ausgangssignals ($y(t)$) des Prüfaufbaus (PA) erfasst werden, **dass** aus dem erfassten Eingangssignal ($u(t)$) und Ausgangssignal ($y(t)$) mit einer nichtparametrischen Identifikationsmethode ein Frequenzgang ($G(\Omega_k)$) des dynamischen Verhaltens des Prüfaufbaus (PA) zwischen dem Ausgangssignal ($y(t)$) und dem Eingangssignal ($u(t)$) ermittelt wird, **dass** aus dem Frequenzgang ($G(\Omega_k)$) eine Modellstruktur eines parametrischen Modells, das das Eingangssignal ($u(t)$) auf das Ausgangssignal ($y(t)$) abbildet, abgeleitet wird, **dass** anhand der Modellstruktur und einer parametrischen Identifikationsmethode zumindest ein Systemparameter (SP) des Prüfaufbaus (PA) ermittelt wird **und dass** der zumindest eine identifizierte Systemparameter (SP) zur Durchführung des Prüflaufs verwendet wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zumindest eine Systemparameter (SP) für einen Entwurf eines Reglers (R, R_D) für zumindest eine Komponente des Prüfaufbaus (PA) verwendet wird.
3. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zumindest eine Systemparameter (SP) für einen Entwurf eines Filters (F) verwendet wird, das entweder einen Sollwert (SW) für einen Regler (R, R_D) für zumindest eine Komponente des Prüfaufbaus (PA) oder für eine einem Regler (R, R_D) für zumindest eine Komponente des Prüfaufbaus (PA) zugeführte Regelungsabweichung (w) filtert.
4. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine Änderung des zumindest einen Systemparameters (SP) über die Zeit überwacht wird.
5. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zumindest eine Systemparameter (SP) verwendet wird, um das dynamische Verhalten des Prüfaufbaus (PA) an ein gewünschtes dynamisches Verhalten anzupassen.
6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** bei der nicht-parametrischen Identifikationsmethode Messrauschen des Eingangssignals ($u(t)$) und/oder des Ausgangssignals ($y(t)$) berücksichtigt wird.
7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** als nicht-parametrische Identifikationsmethode die Methode der lokalen Polynome verwendet wird, die den Frequenzgang ($G(\Omega_k)$) für alle Frequenzen lokal um eine lokale Frequenz (Ω_k) durch ein Polynom annähert.
8. Verfahren nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** mit der nichtparametrischen Identifikationsmethode zusätzlich eine Varianz ($\sigma_Y^2(k)$) des Messrauschens des Ausgangssignals ($y(t)$) und/oder eine Varianz ($\sigma_U^2(k)$) des Messrauschens des Eingangssignals ($u(t)$) und/oder eine Kovarianz ($\sigma_{YU}^2(k)$) des Rauschens zwischen Eingang und Ausgang ermittelt werden.
9. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** aus dem Frequenzgang ($G(\Omega_k)$) als Systemparameter (SP) eine Resonanzfrequenzen (ω_R) und/oder eine Tilgungsfrequenzen (ω_F) ermittelt wird.

10. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine parametrische Identifikationsmethode im Zeitbereich, vorzugsweise eine Prediction Error Method (PEM), oder im Frequenzbereich, vorzugsweise eine Maximum Likelihood Estimator Method, verwendet wird.
11. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** mit der parametrischen Identifikationsmethode Modellparameter (θ) des parametrischen Modells ermittelt werden und durch Vergleich des parametrischen Modells mit einem physikalischen Systemmodell mit dem zumindest einen Systemparameter (SP) der zumindest eine Systemparameter (SP) aus den Modellparametern (θ) ermittelt wird.
12. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** das parametrische Modell in Teilmodelle mit jeweils Modellparametern (θ) zerlegt wird und durch Vergleich zumindest eines Teilmodells mit einem physikalischen Teilmodell mit dem zumindest einen Systemparameter (SP) der zumindest eine Systemparameter (SP) aus den Modellparametern (θ) des Teilmodells ermittelt wird.
13. Prüfstand zum Durchführen eines dynamischen Prüflaufs für einen Prüfaufbau (PA) mit zumindest einem Drehmomentenerzeuger (DE), der mittels zumindest eines Koppelungselementes (KE) mechanisch mit zumindest einer Drehmomentensenke (DS) verbunden ist, und wobei der Drehmomentenerzeuger (DE), das Koppelungselement (KE) und die Drehmomentensenke (DS) mit das dynamische Verhalten charakterisierenden Systemparametern (SP) beschrieben sind, **dadurch gekennzeichnet, dass** am Prüfstand (1) eine Prüfstandsteuereinheit (11) vorgesehen ist, die den Prüfaufbau (PA) am Prüfstand (1) durch Vorgabe eines Eingangssignals für den Prüfaufbau (PA) dynamisch anregt, und am Prüfstand (1) Messsensoren (MS) vorgesehen sind, die Messwerte (MW) des Eingangssignals ($u(t)$) und eines sich ergebenden Ausgangssignals ($y(t)$) des Prüfaufbaus (PA) erfassen, **dass** eine Auswerteeinheit (12) vorgesehen ist, die aus dem erfassten Eingangssignal ($u(t)$) und Ausgangssignal ($y(t)$) mit einer nicht-parametrischen Identifikationsmethode einen Frequenzgang ($G(\Omega_k)$) des dynamischen Verhaltens des Prüfaufbaus (PA) zwischen dem Ausgangssignal ($y(t)$) und dem Eingangssignal ($u(t)$) ermittelt und aus dem Frequenzgang ($G(\Omega_k)$) eine Modellstruktur eines parametrischen Modells, das das Eingangssignal ($u(t)$) auf das Ausgangssignal ($y(t)$) abbildet, ableitet und anhand der Modellstruktur und einer parametrischen Identifikationsmethode zumindest einen Systemparameter (SP) des Prüfaufbaus (PA) ermittelt **und dass** die Prüfstandsteuereinheit (11) den zumindest einen identifizierten Systemparameter (SP) zur Durchführung des Prüflaufs verwendet.

Hierzu 3 Blatt Zeichnungen

1/3

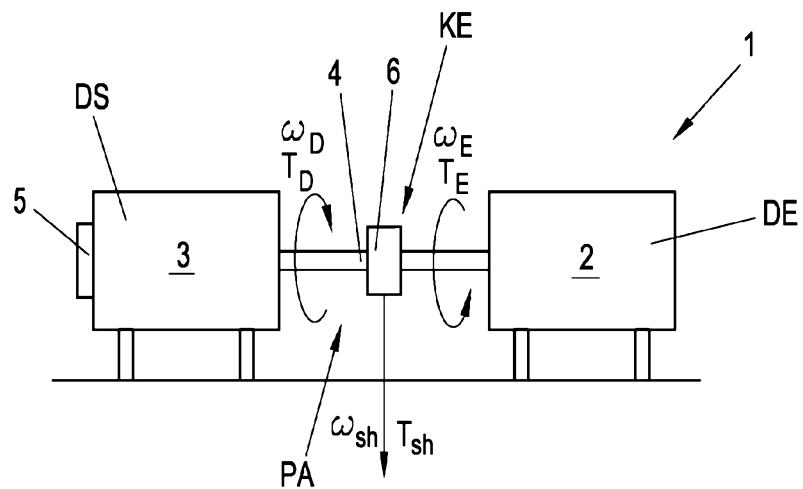


Fig. 1

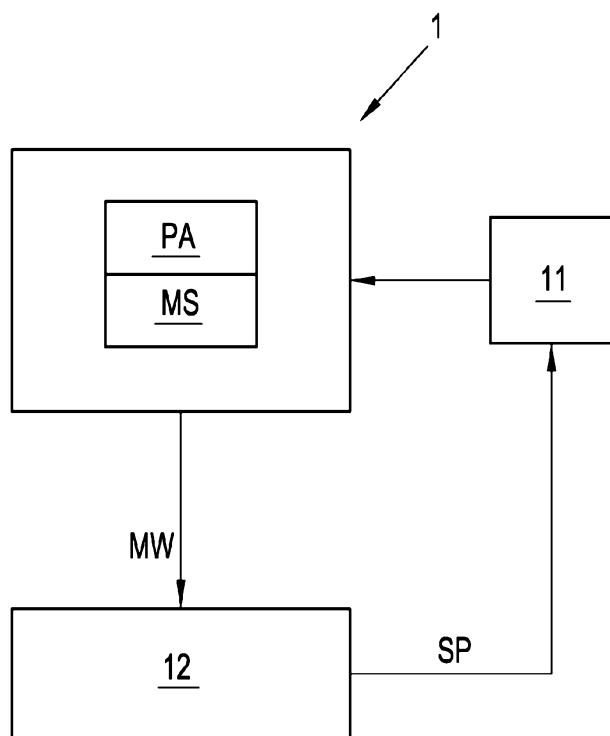


Fig. 6

2/3

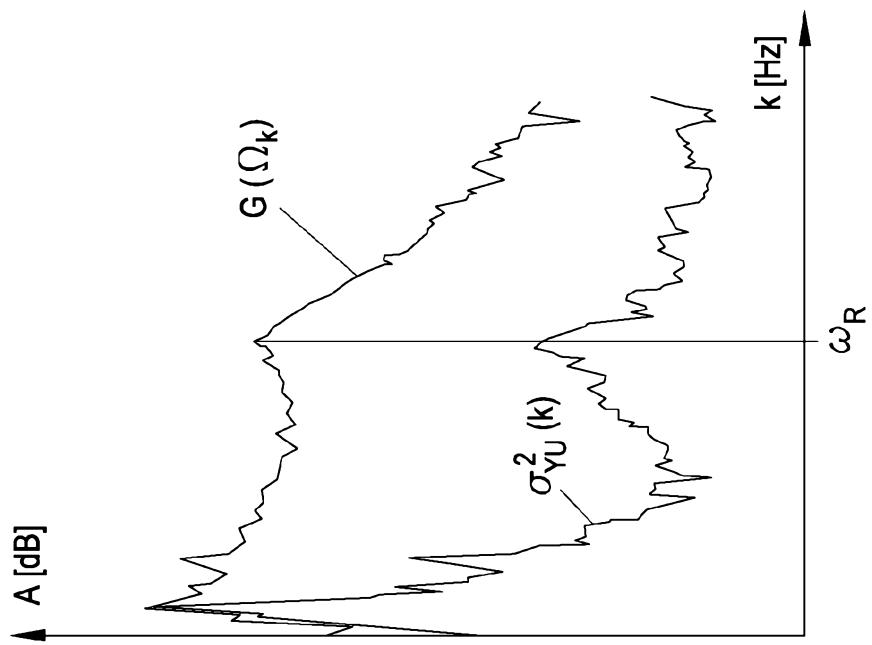


Fig. 2b

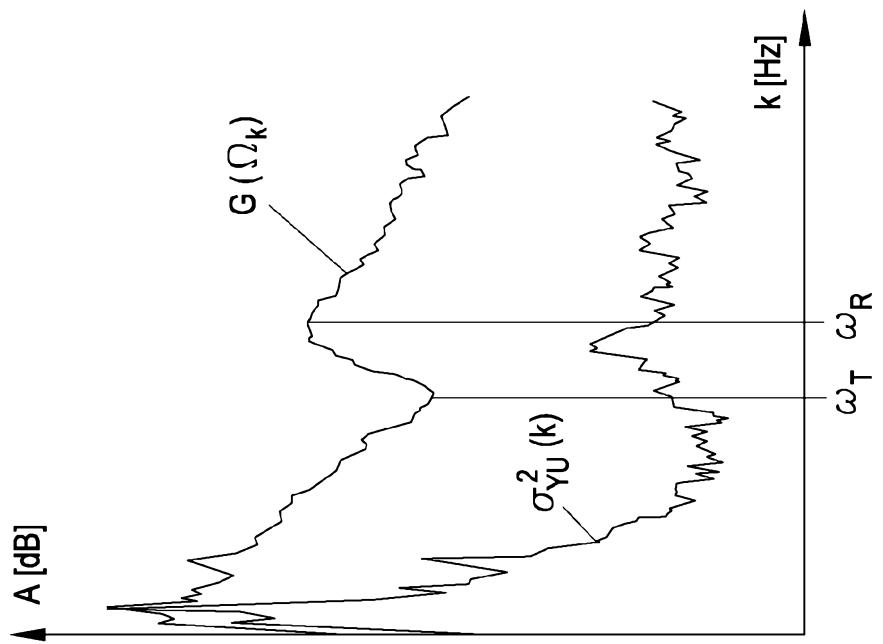


Fig. 2a

3/3

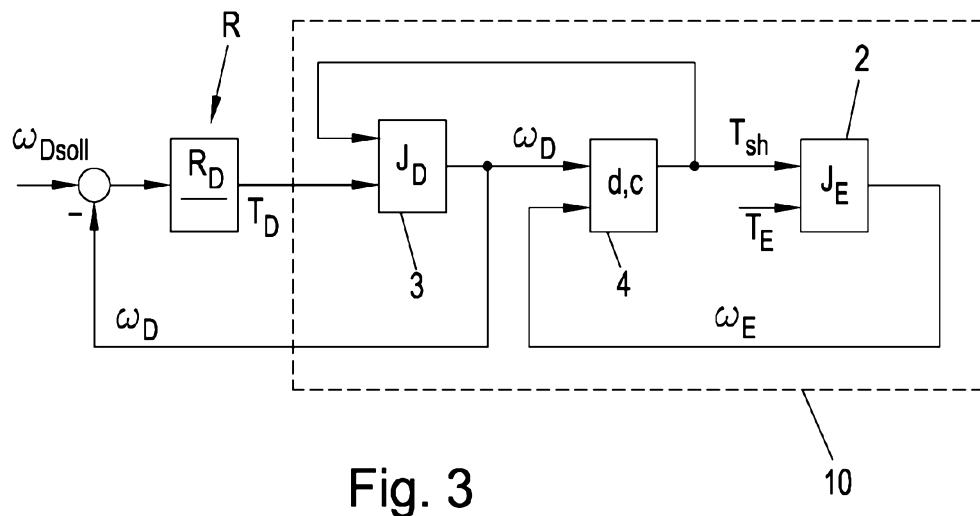


Fig. 3

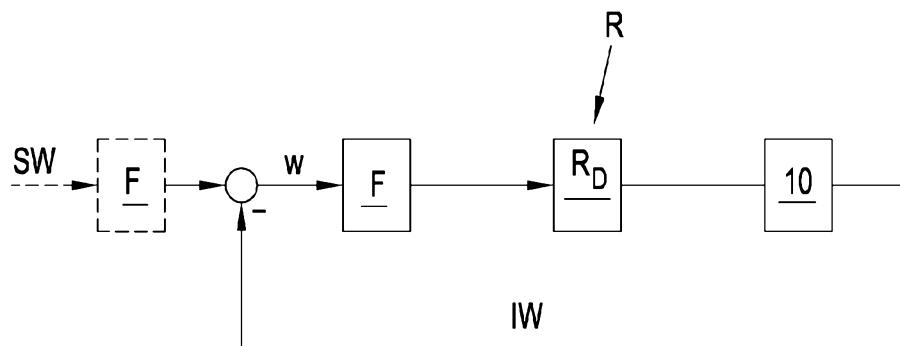


Fig. 4

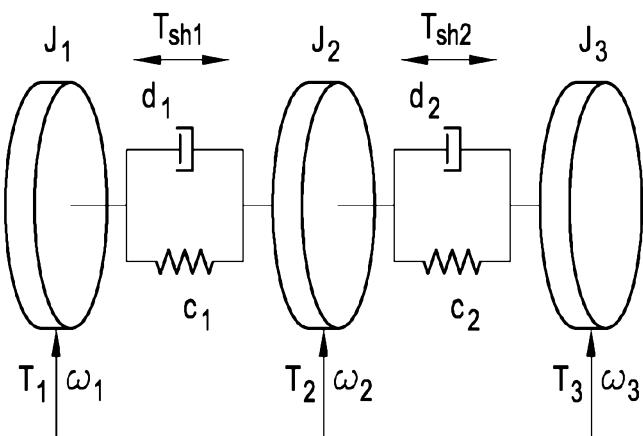


Fig. 5