

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 1 529 947 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
06.12.2006 Patentblatt 2006/49

(51) Int Cl.:
F02D 41/14 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **04105189.7**

(22) Anmeldetag: **20.10.2004**

(54) **Dämpfungseinrichtung und Dämpfungsverfahren zur Unterdrückung von
Torsionsschwingungen in einem Antriebsstrang**

Damping device and method for the suppression of torsional vibrations in a drivetrain

Dispositif et méthode de suppression des vibrations torsionnelles dans un train d'entraînement

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(30) Priorität: **07.11.2003 DE 10351958**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
11.05.2005 Patentblatt 2005/19

(73) Patentinhaber: **SIEMENS
AKTIENGESELLSCHAFT
80333 München (DE)**

(72) Erfinder:
• **Baumann, Julian
76185, Karlsruhe (DE)**

• **Schlegl, Thomas
93055, Regensburg (DE)**
• **Torkzadeh, Dara Daniel
76135, Karlsruhe (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 924 421 EP-A- 1 260 693
DE-A1- 10 236 202 DE-A1- 19 851 548
GB-A- 2 262 818 US-A- 6 022 294
US-B1- 6 182 003 US-B1- 6 202 630
US-B2- 6 524 223

EP 1 529 947 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Dämpfungseinrichtung gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1 und ein Dämpfungsverfahren gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 9.

[0002] Durch technische Verbesserungen insbesondere bei der Direkteinspritztechnik konnte die Dynamik der Leistungsentfaltung von Brennkraftmaschinen deutlich gesteigert werden. Dadurch kommt es zu ausgeprägten Lastsprüngen in Antriebssträngen von Kraftfahrzeugen, die diese Brennkraftmaschinen zum Antrieb verwenden. Lastsprünge stellen eine breite Anregung im Frequenzbereich für das schwingungsfähige System Antriebsstrang dar. Dadurch können niederfrequente Torsionsschwingungen im Antriebsstrang ausgelöst werden. Die Eigenform der tiefsten Torsionsschwingung besteht dabei aus einer Winkelverdrehung des Motors gegenüber den angetriebenen Rädern. Eine solche Schwingung macht sich besonders als Ruckeln in Längsrichtung des Fahrzeugs bemerkbar und reduziert die Fahrbarkeit des Kraftfahrzeugs beträchtlich. Des Weiteren stellen diese Schwingungen wie auch die Lastsprünge selbst eine hohe Belastung für den Antriebsstrang dar, wodurch der Verschleiß erhöht wird und es zu Materialermüdungen kommen kann.

[0003] Eine bekannte Möglichkeit, die Schwingungen und deren negative Auswirkungen zu unterdrücken, besteht darin, die Schwingung aus einem von einem Drehzahlsensor an der Brennkraftmaschine aufgenommenen Messsignal herauszufiltern, und durch die Brennkraftmaschine ein Gegendrehmoment zur Schwingung aufzubringen. Dazu wird das Signal des Drehzahlsensors mit einem Tiefpass gefiltert und phasenverschoben.

[0004] Das beschriebene Verfahren weist jedoch den Nachteil auf, dass es nahe der Stabilitätsgrenze betrieben werden muss, um wirksam zu sein. Problematisch ist hierbei insbesondere, dass das Dämpfungs-drehmoment mit einer Frequenz aufgebracht wird, die der Torsionsresonanzfrequenz entspricht. Deswegen führen bereits kleine Fehler bei der Berechnung des Gegendrehmoments oder kleine Änderungen im mechanischen Verhalten des Antriebsstrangs unter Umständen zu Instabilitäten. Dabei ist zu berücksichtigen, dass sich die mechanischen Eigenschaften des Antriebsstrangs im Allgemeinen über die Lebensdauer eines Kraftfahrzeugs verändern, beispielsweise kommt es zu Verschleiß an Zahnrädern oder zu einer Änderung der elastischen Eigenschaften von Wellenkupplungen. Ein weiterer Nachteil des Verfahrens ist, dass nur auf bereits existierende Schwingungen reagiert werden kann, die Dämpfung setzt also erst ein, wenn die hohe Belastung für den Antriebsstrang bereits vorhanden ist.

[0005] Die EP 0 924 421 A offenbart als nächstliegender Stand der Technik eine Kontrollvorrichtung zur Kraftstoffeinspritzung, die eine Basiskraftstoffeinspritzmenge in Abhängigkeit von dem Zustand der Brennkraftmaschine bestimmt. Weiterhin wird vorgeschlagen, ein Korrektur-

mittel einzusetzen, um eine Torsionsschwingung des Abtriebswellensystems der Brennkraftmaschine durch die nachfolgende Kraftstoffeinspritzung basierend auf der Basiskraftstoffeinspritzmenge vorherzusagen, um die tatsächlich eingespritzte Kraftstoffmenge festzusetzen, so dass eine Torsionsschwingung unterdrückt wird. Weiterhin wird vorgeschlagen, eine tatsächliche Torsionsschwingung des Abtriebswellensystems zu erfassen und die eingespritzte Kraftstoffmenge entsprechend anzupassen.

[0006] Aus der GB 2 262 818 A ist es bekannt, die Ausgabe eines Kontrollmodells eines Antriebsstrangs anhand gemessener Geschwindigkeitsgrößen der Antriebsstrangkomponenten zu bestätigen, um bei einer Abweichung die ausgegebene Schwingungsgröße des Kontrollmodells zu modifizieren.

[0007] Die EP 1 260 693 A offenbart ein Kontrollsystem für eine Brennkraftmaschine, bei dem ein Vorhersagemittel und ein Bandpass verwendet wird, um eine Resonanztorsionsschwingung des Antriebsstrangs vorherzusagen. Die Vorhersage wird dazu genutzt, um die eingespritzte Kraftstoffmenge oder den Zündzeitpunkt zu verändern, so dass keine Resonanztorsionsschwingung auftritt.

[0008] Der Erfindung liegt also die Aufgabe zugrunde, mit möglichst geringem Aufwand Schwingungen im Antriebsstrang zu unterdrücken, wobei insbesondere hohe Belastungen des Antriebsstrangs und Ruckelbewegungen des Fahrzeugs vermieden werden sollen.

[0009] Die Aufgabe wird mit einer Dämpfungseinrichtung gemäß Anspruch 1 und einem Dämpfungsverfahren gemäß Anspruch 9 gelöst.

[0010] Die Erfindung geht von der physikalischen Erkenntnis aus, dass die Brennkraftmaschine, der Antriebsstrang oder der Drehzahlsensor eine Totzeit aufweisen, welche die Regelung von Dämpfungs-drehmomenten zur Unterdrückung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang erschwert. Beispielsweise führt eine erhöhte Kraftstoffzufuhr nicht unmittelbar zu einem erhöhten Antriebsdrehmoment der Brennkraftmaschine, da die Kraftstoffmenge getaktet in die Brennräume eingespritzt wird, wodurch Zeitverluste entstehen.

[0011] Erfindungsgemäß wird deshalb im Rahmen der Erfindung ein Prädiktorglied eingesetzt, um eine mechanische Zustandsgröße des Antriebsstrangs als Antwort auf eine Stellgröße zu ermitteln. Dies hat den Vorteil, dass die Stellgröße in Abhängigkeit von der ermittelten mechanischen Zustandsgröße festgelegt werden kann und die Brennkraftmaschine mit der so modifizierten Stellgröße angesteuert wird. Damit wird bereits die Anregung von Torsionsschwingungen unterdrückt.

[0012] Die Stellgröße für die Brennkraftmaschine kann beispielsweise die der Brennkraftmaschine zugeführte Kraftstoffmenge sein. Es ist jedoch auch vorstellbar, andere Stellgrößen, wie beispielsweise die Drosselklappenstellung zu beeinflussen.

[0013] Die mechanische Zustandsgröße gibt vorzugsweise die zeitliche Veränderung der Torsion des An-

triebsstrangs wieder, um Torsionsschwingungen deutlich von den anderen im Betrieb üblichen Belastungen zu unterscheiden.

[0014] Die erfindungsgemäße Vorrichtung berücksichtigt vorzugsweise das eingestellte Übersetzungsverhältnis des Getriebes und andere Übersetzungen im Antriebsstrang. So kann die Dämpfungseinrichtung einen Signaleingang zur Aufnahme eines das Übersetzungsverhältnis des Getriebes wiedergebenden Signals umfassen.

[0015] Das Prädiktorglied weist erfindungsgemäß ein Modell der Brennkraftmaschine und des Antriebsstrangs auf, um die mechanische Zustandsgröße zu ermitteln. Ein Modell hat den Vorteil, dass es eine rechnerische Vorhersage der mechanischen Antwort auf vorgegebene Ansteuerungen ermöglicht.

[0016] Das in dem Prädiktorglied enthaltene Modell ist erfindungsgemäß im wesentlichen totzeitfrei. Da besonders die Brennkraftmaschine aufgrund des Verbrennungsprozesses eine Totzeit aufweist, hat dies den Vorteil eines Zeitgewinns. Wird vor einem Regelungseingriff die tatsächliche Antwort des Antriebsstrangs auf die Stellgröße abgewartet, so können während der dabei verstreichenden Totzeit weitere schwingungsanregende Impulse durch die Stellgröße gegeben werden, ohne dass dagegen geregelt wird. Wird dagegen die Antwort zeitnah, d.h. so schnell es die Recheneinheit des Modells erlaubt, berechnet, so können Torsionsschwingungen bereits im Anfangsstadium unterdrückt werden oder es kann die Anregung von Torsionsschwingungen unterdrückt werden.

[0017] Erfindungsgemäß ist der Ausgang des Prädiktorglieds mit dem Eingang eines Übertragungsglieds verbunden, das selbst ausgangsseitig mit dem Stellglied verbunden ist, um die Stellgröße anhand der mit dem Modell ermittelten Zustandsgröße zu beeinflussen. Das Übertragungsglied unterdrückt damit eine Schwingung, die sich einstellen würde, falls das Stellglied die Brennkraftmaschine mit einer Steuergröße ansteuert, die die Grundlage der Berechnung mit dem Modell des Antriebsstrangs war. Stellt also das Übertragungsglied fest, dass die vom Modell ausgegebene mechanische Zustandsgröße eine Schwingung wiedergibt, so wirkt sie dieser Schwingung entgegen, bevor diese Schwingung tatsächlich auftreten kann.

[0018] Vorteilhafterweise weist das Übertragungsglied ein P-Glied oder ein PD-Glied auf. Das P-Glied verändert die Stellgröße in einer proportionalen Abhängigkeit von der ermittelten Zustandsgröße. Es entspricht damit einem bekannten P-Regler, der ein proportionales Übertragungsverhalten aufweist. Da die Ermittlung der Zustandsgröße durch das Prädiktorglied im wesentlichen keine Totzeit aufweist, wird mit der proportionalen Übertragungscharakteristik des P-Glieds eine stabile Unterdrückung von Schwingungen im Antriebsstrang erreicht. Alternativ kann auch ein PD-Glied eingesetzt werden, das die Stellgröße zusätzlich oder ausschließlich in einer Abhängigkeit von der zeitlichen Änderung der er-

mittelten Zustandsgröße verändert. Das Übertragungsverhalten des PD-Glieds entspricht im wesentlichen dem eines PD-Reglers. Das PD-Glied bewirkt dabei eine Phasenvoreilung der Stellgröße gegenüber der ermittelten Zustandsgröße, wodurch eine Stabilisierung erreicht wird.

[0019] Vorteilhafterweise weist die Dämpfungseinrichtung eine Regelschleife zur Adaption des Prädiktorglieds auf. Dies bietet den Vorteil, dass das Prädiktorglied an veränderte Bedingungen angepasst werden kann. So kann beispielsweise das Prädiktorglied in Abhängigkeit einer Veränderung der mechanischen Eigenschaften des Antriebsstrangs so verändert werden, dass es die Antwort des Antriebsstrangs auf eine Ansteuerung der Brennkraftmaschine mit einer Stellgröße nach einer Veränderung der mechanischen Eigenschaften des Antriebsstrangs zuverlässig vorhersagen kann. Die Anpassung kann beispielsweise darin bestehen, die Parameter des Zwei-Massen-Schwingers zu verändern. In einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung stützt der Regelkreis die Modellzustände. Damit können Störungen und Modellungenauigkeiten unmittelbar korrigiert werden, was die Qualität der Vorhersage des Prädiktorglieds erhöht.

[0020] Vorteilhafterweise weist die Dämpfungseinrichtung eine Messeinrichtung zur Messung der Zustandsgröße des Antriebsstrangs auf. Dadurch erhält die Dämpfungseinrichtung Informationen über die tatsächliche Antwort des Antriebsstrangs und der Brennkraftmaschine auf eine Ansteuerung mit einer Stellgröße, die der Dämpfungseinrichtung vorzugsweise bekannt ist. Die Messeinrichtung kann einen Winkelgeschwindigkeitsaufnehmer an einem angetriebenen Rad umfassen, beispielsweise der Winkelgeschwindigkeitsaufnehmer eines bereits vorhandenen Anti-Blockier-Systems (ABS). Wird zusätzlich die Drehzahl der Brennkraftmaschine und das Übersetzungsverhältnis des Antriebsstrangs berücksichtigt, kann damit eine zeitliche Veränderung der Torsion des Antriebsstranges ermittelt werden. Weiterhin können auch Winkelgeschwindigkeitssensoren im Bereich des Getriebes oder an einer anderen Stelle des Antriebsstrangs eingesetzt werden, wodurch Torsionsschwingungen im Antriebsstrang präziser erfasst werden können. Außerdem ist vorstellbar, die Torsion des Antriebsstrangs beispielsweise mit Dehnmessstreifen oder magnetostriktiven Sensoren zu messen.

[0021] Weist die Messeinrichtungen eine Totzeit auf, so ergibt sich ein zusätzlicher Zeitgewinn durch die Ermittlung der Antwort des Antriebsstrangs in dem im Wesentlichen totzeitfreien Modell. Die Messeinrichtung zur Messung der Drehzahl eines Rades kann beispielsweise eine Totzeit aufweisen, da sie eine bestimmte Winkeldrehung des Rades abwarten muss, bevor die nächste Messmarke eine Messstelle der Messeinrichtung erreicht.

[0022] Die Dämpfungseinrichtung umfasst in einer erfindungsgemäßen Ausführungsform ein Totzeitglied zur Simulation der Totzeit der Brennkraftmaschine, des An-

triebsstrangs oder der Messeinrichtung. Wird das Totzeitglied eingangsseitig mit dem Prädiktorglied verbunden, so kann eine totzeitbehaftete Zustandsgröße aus der vom Prädiktorglied ermittelten Zustandsgröße berechnet werden. Dies hat den Vorteil, dass der Dämpfungseinrichtung eine Information über die vom Prädiktorglied vorhergesagte Zustandsgröße zu einem Zeitpunkt bereitgestellt wird, an dem diese Zustandsgröße am Antriebsstrang tatsächlich auftreten sollte. Vorzugsweise wird die Totzeit in Abhängigkeit von der Drehzahl der Brennkraftmaschine simuliert. Beispielsweise kann die Totzeit indirekt linear von der Drehzahl abhängig sein. Die Berücksichtigung der Drehzahl hat den Vorteil, dass die Totzeit präziser bestimmt werden kann.

[0023] In einer Vergleichereinheit der Dämpfungseinrichtung wird erfindungsgemäß ein Vergleich der gemessenen Zustandsgröße mit der berechneten totzeitbehafteten Zustandsgröße vorgenommen. Dadurch kann erkannt werden, ob die vom Modell des Prädiktorglieds ermittelte Zustandsgröße in Übereinstimmung mit der tatsächlich am Antriebsstrang auftretenden Zustandsgröße ist. Dies stellt eine Qualitätskontrolle des Modells des Prädiktorglieds dar. Die Vergleichereinheit kann dabei sowohl die Phasenlage als auch die Amplitude der berechneten totzeitbehafteten Zustandsgröße überprüfen.

[0024] Mit dem Ausgang der Vergleichereinheit ist erfindungsgemäß eine Adaptionseinheit verbunden. Diese Adaptionseinheit hat die Aufgabe, das Prädiktorglied in Abhängigkeit von dem Vergleich der gemessenen Zustandsgröße mit der berechneten, totzeitbehafteten Zustandsgröße zu adaptieren. Stellt die Adaptionseinheit beispielsweise fest, dass von dem Prädiktorglied eine leichte Torsionsschwingung vorhergesagt wird, diese tatsächlich aber am Antriebsstrang wesentlich größer auftritt, so kann die Adaptionseinheit das Modell des Antriebsstrangs dahingehend beeinflussen, dass die Amplitude der vorhergesagten Antwort bei zukünftigen Berechnungen größer ausfällt. Vorzugsweise passt die Adaptionseinheit das Modell des Antriebsstrangs und der Brennkraftmaschine nicht unmittelbar bei einer ersten Fehlererkennung an, sondern integriert die auftretenden Fehler über einen längeren Zeitraum, beispielsweise über Minuten, Stunden oder auch Wochen und Monate. Damit kann die Adaptionseinheit erkennen, ob sich das mechanische Verhalten des Antriebsstrangs über einen längeren Zeitraum verändert und dementsprechend das Modell des Antriebsstrangs und der Brennkraftmaschine anpassen. Vorzugsweise beeinflusst die Adaptionseinheit einzelne Parameter des Modells des Prädiktorglieds, wie beispielsweise die Dämpfung oder die Federsteifigkeit eines Zwei-Massen-Schwingers. Vorteile können sich auch aus einer Stützung der Modellzustände durch die Adaptionseinheit ergeben. Damit sind auch kurzfristige Modellkorrekturen möglich, die das Vorhersageverhalten des Modells verbessern.

[0025] Vorzugsweise enthält die Regelschleife das Prädiktorglied, das Totzeitglied, die Messeinrichtung, das Vergleichsglied und die Adaptionseinheit. Es ist je-

doch auch vorstellbar, die Regelschleife in einer anderen Form anzuordnen, so kann beispielsweise zusätzlich eine Adaptionseinheit zur Adaption des Totzeitglieds vorgesehen werden, falls festgestellt wird, dass die berechnete totzeitbehaftete Zustandsgröße eine konstante Phasenverschiebung gegenüber der gemessenen Zustandsgröße aufweist.

[0026] Die Dämpfungseinrichtung weist vorzugsweise einen Bremssignaleingang auf. Dies hat den Vorteil, dass die Dämpfungseinrichtung die Unterdrückung der Torsionsschwingungen in Abhängigkeit von einem Bremssignal ausführen kann. So kann beispielsweise bei einer starken Verzögerung, die seitens des Fahrers des Kraftfahrzeugs gewünscht wird, die Dämpfungseinrichtung funktionslos geschaltet werden, um eine Kraftstoffzuführung zur Brennkraftmaschine durch die Dämpfungseinrichtung zu verhindern. Es ist auch vorstellbar, dass das mechanische Modell des Antriebsstrangs an einen Bremsengriff angepasst wird, falls beispielsweise eine Antischlupfregelung einen Bremsengriff an einem Antriebsrad vornimmt.

[0027] In einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform weist die erfindungsgemäße Dämpfungseinrichtung einen Eingang zur Aufnahme eines Gaspedalsignals auf, wobei die Unterdrückung der Torsionsschwingungen in Abhängigkeit des Gaspedalsignals vorgenommen werden kann. Besondere Vorteile ergeben sich durch die Berücksichtigung der zeitlichen Veränderung der Gaspedalstellung. So kann beispielsweise bei einer Erhöhung des vom Fahrer gewünschten Antriebsmoments der Brennkraftmaschine entsprechend einer Zunahme des Gaspedalsignals die Dämpfungseinrichtung mit anderen Parametern betrieben werden als bei einer Abnahme des Gaspedalsignals. Beispielsweise kann die Brennkraftmaschine mit dem Antriebsstrang unterschiedliche Totzeiten für Veränderungen des gewünschten Moments in verschiedene Richtungen aufweisen. Des Weiteren kann es vorteilhaft sein, dass bei einem plötzlichen Loslassen des Gaspedals die Dämpfungseinrichtung außer Kraft gesetzt wird, da unter Umständen angenommen werden kann, dass der Fahrer eine starke Verzögerung des Fahrzeugs einleiten möchte.

[0028] Die Erfindung umfasst ferner eine Motorsteuerung mit einer Dämpfungseinrichtung in einer der beanspruchten Ausführungsformen. Eine solche Motorsteuerung ist besonders dazu geeignet, die Brennkraftmaschine so anzusteuern, dass verschleißerhöhende Belastungsspitzen und Ruckelbewegungen in Längsrichtung des Fahrzeugs vermieden werden.

[0029] Des Weiteren umfasst die Erfindung ein Dämpfungsverfahren nach Anspruch 9, das beispielsweise mit einer der beschriebenen Dämpfungseinrichtungen durchgeführt werden kann.

[0030] In einem Ausführungsbeispiel wird zur Unterdrückung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang der Brennkraftmaschine die Drehzahl der Brennkraftmaschine ermittelt und die Zustandsgröße mit einem vorgegebenen zeitlichen Abstand wiederholt ermittelt, wo-

bei der zeitliche Abstand in Abhängigkeit von der Drehzahl der Brennkraftmaschine festgelegt wird. Bei höheren Drehzahlen der Brennkraftmaschine wird beispielsweise die einzuspritzende Kraftstoffmenge in kürzeren Abständen berechnet als bei niedrigeren Drehzahlen. Daher ist es von Vorteil, wenn die Zustandsgröße, die die Torsionsschwingungen des Antriebsstrangs wiedergibt, bei höheren Drehzahlen in kürzeren Abständen berechnet wird, um die einzuspritzende Kraftstoffmenge anzupassen.

[0031] Vorteilhafterweise wird die Zustandsgröße vor jedem Einspritzvorgang ermittelt. Dadurch kann vermieden werden, dass ein Einspritzvorgang vorgenommen wird, mit dem Torsionsschwingungen angeregt werden könnten. Alternativ kann es jedoch auch ausreichend sein, die Zustandsgröße bei einer Brennkraftmaschine mit mehreren Brennräumen nur vor jedem Einspritzvorgang eines bestimmten Brennraums zu berechnen. Dies hat den Vorteil, dass weniger Rechenkapazität benötigt wird. Unter Umständen kann auch eine Ermittlung der Zustandsgröße in noch größeren Abständen sinnvoll sein.

[0032] Die Erfindung wird nachfolgend anhand der beiden beigefügten Figuren näher beschrieben. Es zeigen:

- Figur 1 eine schematische Darstellung einer erfindungsgemäßen Dämpfungseinrichtung und
Figur 2 ein Flussdiagramm eines erfindungsgemäßen Dämpfungsverfahrens.

[0033] Figur 1 zeigt schematisch ein regelungstechnisches Ersatzschaltbild, bei dem eine Brennkraftmaschine 1 von einer Stelleinrichtung 2 angesteuert wird. In der Zeichnung ist dargestellt, dass die Stellgröße, mit der die Brennkraftmaschine 1 von der Stelleinrichtung 2 angesteuert wird, die Kraftstoffmenge m eines Einspritzvorgangs ist. Tatsächlich kann die Stelleinrichtung 2 weitere Parameter der Brennkraftmaschine 1 steuern, beispielsweise die Drosselklappenstellung.

[0034] Die Brennkraftmaschine 1 treibt über einen Antriebsstrang 3 die Räder eines Fahrzeugs an. Der Antriebsstrang 3 umfasst mehrere Wellen, ein Getriebe, ein Differenzial und Gelenke zur Momentenübertragung zwischen den einzelnen Komponenten. Der Antriebsstrang 3 wird von der Brennkraftmaschine 1 mit dem Moment M_{IST} angetrieben.

[0035] Die Stelleinrichtung 2 stellt die einzuspritzende Kraftstoffmenge m entsprechend der Vorgabe des Antriebsmoments M'_{SOLL} der Brennkraftmaschine 1 ein. Die Stelleinrichtung 2 bedient sich dabei eines Steuer-
verfahrens, das in verschiedenen Ausführungsformen dem Fachmann hinlänglich bekannt ist.

[0036] Die Dämpfungseinrichtung umfasst ein Prädiktorglied 4, das ein Modell der Brennkraftmaschine 1 und des Antriebsstrangs 3 enthält. Das Modell ist ein Torsionsschwinger mit zwei Massenträgheitsmomenten und einem Drehfederdämpferglied zwischen den beiden Massenträgheitsmomenten. Hierbei entspricht ein Mas-

sentragheitsmoment dem Massenträgheitsmoment der bewegten Teile der Brennkraftmaschine 1. Das Drehfederdämpferelement stellt den Antriebsstrang 3 mit seinen Komponenten dar. Das zweite Massenträgheitsmoment des Modells entspricht den angetriebenen Rädern und der Masse des Fahrzeugs, die mit einem Trägheitsradius entsprechend dem Radius der Räder in die Berechnung des zweiten Massenträgheitsmomentes eingehen. M'_{SOLL} wird als Belastungsmoment auf das Modell aufgebracht. Das Prädiktorglied 4 errechnet hieraus anhand des Modells die Winkelgeschwindigkeit der Welle der Brennkraftmaschine 1, an der der Antriebsstrang 3 angeschlossen ist, und die Winkelgeschwindigkeit der angetriebenen Räder. Hierbei berücksichtigt das Modell das eingestellte Übersetzungsverhältnis des Getriebes. Der Ausgang des Prädiktorglieds 4 enthält ein Signal, das die Differenz $\Delta\alpha_{MODELL}$ der beschriebenen Winkelgeschwindigkeiten darstellt.

[0037] Die Differenz $\Delta\alpha_{MODELL}$ entspricht der zeitlichen Veränderung der Torsion des Antriebsstrangs 3 zwischen Brennkraftmaschine 1 und angetriebenen Rädern. Um eine Torsionsschwingung möglichst wirksam zu unterdrücken, wird entsprechend einer klassischen mechanischen Dämpfung von einem PD-Glied 5 ein Dämpfungsdrehmoment $M_{KORREKTUR}$ entsprechend der Torsionsgröße $\Delta\alpha_{MODELL}$, die die zeitlichen Veränderung der Torsion wiedergibt, errechnet. Das PD-Glied 5 entspricht einem an sich bekannten PD-Regler, wobei die Kennzahlen für den proportionalen und den differentiellen Teil in Versuchen angepasst werden. Dabei wirkt ein größerer D-Anteil stabilisierend.

[0038] Das vom PD-Glied 5 berechnete Korrektormoment $M_{KORREKTUR}$ wird zu einem vom Fahrer vorgegebenen Drehmoment M_{SOLL} der Brennkraftmaschine 1 in einem Addierer 6 addiert. Das Ergebnis dieser Addition ist das Drehmoment M'_{SOLL} , das das Eingangssignal für die Stelleinrichtung 2 und das Prädiktorglied 4 darstellt. Im Einzelnen können in diesem Kreislauf durch mehrere iterative Schritte immer weiter verbesserte Momentenvorgaben M'_{SOLL} errechnet werden.

[0039] Die dargestellte Dämpfungseinrichtung unterdrückt insbesondere deswegen sehr wirkungsvoll Torsionsschwingungen im Antriebsstrang 3, da sie nicht wie ein Regelverfahren aufgrund von Totzeiten im Regelkreis stabilitätskritisch ist. Die Brennkraftmaschine 1 weist eine Totzeit auf, die hauptsächlich durch den Brennvorgang bedingt ist. Die Totzeit der Brennkraftmaschine 1 beträgt bei einer Drehzahl von 800 Umdrehungen pro Minute (Upm) etwa 40 ms. Die Totzeit ist indirekt proportional zur Drehzahl. Aufgrund dieser Totzeit ist eine Messung der mechanischen Antwort des Antriebsstrangs 2 und der Brennkraftmaschine 1 auf die Stellgröße m der Stelleinrichtung 2 erst nach dieser Totzeit möglich.

[0040] Dagegen weist das Prädiktorglied 4 mit dem Modell des Antriebsstrangs 3 und der Brennkraftmaschine 1 im wesentlichen keine Totzeit auf. Die Zeitspanne, nach der am Signalausgang des Prädiktorglieds 4 die

Antwort auf die Eingangsgröße M'_{SOLL} bereitsteht, hängt nur von der Rechengeschwindigkeit des Prädiktorglieds 4 ab. Die Zeitspanne ist bei Einsatz üblicher mikroelektronischer Bauteile weit geringer als die Totzeit der Brennkraftmaschine 1. Daher ist eine zeitnahe Berechnung eines Korrekturmoments $M_{KORREKTUR}$ möglich.

[0041] Zur Überprüfung der Vorhersagequalität und zu einer eventuellen Modelladaption des Modells des Prädiktorglieds 4 wird mit einer Messeinrichtung 7 die tatsächliche zeitliche Veränderung $\Delta\alpha_{IST}$ der Torsion des Antriebsstrangs 3 gemessen. Die Messeinrichtung 7 umfasst einen Drehzahlsensor an der Brennkraftmaschine 1, der die Drehzahl der Brennkraftmaschine 1 misst, und Drehzahlsensoren an jedem angetriebenen Rad. Üblicherweise wird in einem Kraftfahrzeug ohnehin die Drehzahlen der Brennkraftmaschine 1 und der Räder gemessen, beispielsweise im Rahmen einer Antriebsschlupfregelung. Die Messeinrichtung 7 errechnet aus den Signalen der einzelnen Drehzahlsensoren die zeitliche Veränderung $\Delta\alpha_{IST}$ der Torsion des Antriebsstrangs 2. Um diese gemessene zeitliche Veränderung $\Delta\alpha_{IST}$ der Torsion des Antriebsstrangs 3 mit der errechneten zeitlichen Veränderung $\Delta\alpha_{MODELL}$ vergleichen zu können, ist es notwendig, die berechnete Zustandsgröße $\Delta\alpha_{MODELL}$ mit einem Totzeitglied 8 zeitlich zu verschieben. In einer Vergleichereinheit 9 wird die mit dem Totzeitglied 8 und dem Prädiktorglied 4 errechnete zeitliche Veränderung $\Delta\alpha'_{MODELL}$ der Torsion des Antriebsstrangs 3 mit der gemessenen zeitlichen Veränderung $\Delta\alpha_{IST}$ der Torsion des Antriebsstrangs 3 verglichen. Das Ergebnis dieses Vergleichs stellt den Fehler der Vorhersage des Prädiktorglieds 4 dar. Der Fehler dient als Eingangsgröße für eine Adaptionseinheit 10, die die Aufgabe hat, das Modell des Prädiktorglieds 4 zu adaptieren. Dies geschieht durch Parameteranpassung, beispielsweise der Feder- und Dämpfungskonstanten des Zwei-Massen-Schwinger-Modells. Dadurch ist gewährleistet, dass das Prädiktorglied 4 auch bei veränderten mechanischen Eigenschaften der Brennkraftmaschine 1 und des Antriebsstrangs 3 weiterhin richtig die Antwort des Antriebsstrangs 3 auf ein Antriebsmoment M'_{SOLL} vorhersagt.

[0042] In Figur 2 ist ein erfindungsgemäßes Dämpfungsverfahren dargestellt. Es beginnt mit der Vorgabe eines gewünschten Motorantriebsmoments M_{SOLL} durch den Fahrer. Im nächsten Schritt wird die mechanische Antwort des Antriebsstrangs und der Brennkraftmaschine auf das gewünschte Motorantriebsmoment M_{SOLL} berechnet. Das Ergebnis ist die Zustandsgröße $\Delta\alpha_{MODELL}$, die die zeitliche Veränderung der Torsion des Antriebsstrangs darstellt. Hierbei wird die Torsion des Antriebsstrangs zwischen der Brennkraftmaschine und den angetriebenen Rädern berechnet.

[0043] Im nächsten Schritt wird ein Korrekturmoment $M_{KORREKTUR}$ berechnet, das durch einfache Multiplikation der Zustandsgröße $\Delta\alpha_{MODELL}$ mit einer Konstanten P berechnet wird. Da die Zustandsgröße $\Delta\alpha_{MODELL}$ die zeitliche Veränderung der Torsion des Antriebsstrangs darstellt, entspricht $M_{KORREKTUR}$ einem mechanischen

Dämpfungsmoment.

[0044] Danach wird durch eine Addition des Korrekturmoments $M_{KORREKTUR}$ und des vorgegebenen Moments M_{SOLL} die Eingangsgröße M'_{SOLL} für die Ermittlung der zugeführten Kraftstoffmenge berechnet. Die Stelleinrichtung der Brennkraftmaschine wird dementsprechend mit M'_{SOLL} im nächsten Schritt angesteuert.

[0045] Nachfolgend wird auf der Grundlage des Ansteuerdrehmoments M'_{SOLL} die Zustandsgröße $\Delta\alpha_{MODELL}$ neu berechnet. In diesem Schritt wird dementsprechend eine Vorhersage über die zukünftige tatsächliche Antwort des Systems bestehend aus Brennkraftmaschine und Antriebsstrang auf die Ansteuerung mit M'_{SOLL} gemacht.

[0046] Anschließend wird an der berechneten Zustandsgröße eine Totzeit simuliert, die der tatsächlichen Totzeit der Brennkraftmaschine entspricht. Das Ergebnis dieser Simulation ist eine totzeitbehaftete Zustandsgröße $\Delta\alpha'_{MODELL}$, die der tatsächlichen zeitlichen Veränderung der Torsion des Antriebsstrangs entspricht, falls die Zustandsgröße richtig vorhergesagt wurde.

[0047] Um diese Vorhersage zu überprüfen, wird im nächsten Schritt die tatsächliche zeitliche Veränderung der Torsion des Antriebsstrangs $\Delta\alpha_{IST}$ gemessen. Falls sich beim anschließenden Vergleich der gemessenen mit der vorausgerechneten Größe herausstellt, dass die Vorhersage falsch ist, so wird eine Parameteranpassung des Modells vorgenommen.

[0048] Nach der Parameteranpassung oder direkt nach dem Vergleich, falls der Vergleich ergeben hat, dass die Vorhersage richtig war, wird überprüft, ob die Brennkraftmaschine abgestellt werden soll. Falls dies nicht der Fall ist, springt das Verfahren zum ersten Schritt zurück, und fragt ein neues Wunschmoment M_{SOLL} des Fahrers ab. Ansonsten wird die Brennkraftmaschine abgestellt und das Verfahren beendet.

[0049] Die Erfindung ist nicht auf das vorgehend beschriebene Ausführungsbeispiel und das beschriebene Verfahren beschränkt.

Patentansprüche

1. Dämpfungseinrichtung zur Unterdrückung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang (3) einer Brennkraftmaschine (1), mit

- einer Erfassungseinrichtung (4) zur Ermittlung einer die Torsion des Antriebsstrangs (3) wiedergebenden mechanischen Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{MODELL}$), wobei die Erfassungseinrichtung (4) ein Prädiktorglied (4) aufweist, das ein Modell des Antriebsstrangs (3) und/oder der Brennkraftmaschine (1) enthält und die mechanische Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{MODELL}$) als Antwort des Antriebsstrangs (3) und/oder der Brennkraftmaschine (1) auf eine Stellgröße (m) an Hand des Modells ermittelt,

- einer Stelleinrichtung (2) zur Ansteuerung der Brennkraftmaschine (1) mit der Stellgröße (m),
 - einem Übertragungsglied (5), das eingangsseitig mit dem Prädiktorglied (4) und ausgangsseitig mit der Stelleinrichtung (2) verbunden ist, um die Stellgröße (m) an Hand der mit dem Modell ermittelten mechanischen Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) so zu beeinflussen, dass bereits die Anregung von Torsionsschwingungen unterdrückt wird,
 - **dadurch gekennzeichnet, dass** das in dem Prädiktorglied (4) enthaltene Modell im wesentlichen totzeitfrei ist, wohingegen die Brennkraftmaschine (1) und/oder der Antriebsstrang (3) eine Totzeit (t_{TOT}) aufweisen, **gekennzeichnet weiter durch**
 - ein eingangsseitig mit dem Prädiktorglied (4) verbundenes Totzeitglied (8) zur Simulation der Totzeit (t_{TOT}) der Brennkraftmaschine (1) und/oder des Antriebsstrangs (3) und/oder einer Messeinrichtung (7) für eine gemessene Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{\text{IST}}$) und zur Ausgabe einer berechneten totzeitbehafteten Zustandsgröße ($\Delta\alpha'_{\text{MODELL}}$),
 - eine eingangsseitig mit dem Totzeitglied (8) und der Messeinrichtung (7) verbundene Vergleichereinheit (9) zum Vergleich der gemessenen Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{\text{IST}}$) mit der berechneten, totzeitbehafteten Zustandsgröße ($\Delta\alpha'_{\text{MODELL}}$) und
 - eine eingangsseitig mit dem Ausgang der Vergleichereinheit (9) und ausgangsseitig mit dem Prädiktorglied (4) verbundenen Adaptionseinheit (10) zur Adaption des Prädiktorglieds (4) in Abhängigkeit des Vergleichs.
2. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Übertragungsglied (5) ein P-Glied oder ein PD-Glied (5) aufweist.
3. Dämpfungseinrichtung nach Anspruch 1 oder 2, **gekennzeichnet durch** eine Messeinrichtung (7) zur Messung der gemessenen Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{\text{IST}}$) des Antriebsstrangs (3).
4. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Messeinrichtung (7) totzeitbehaftet ist.
5. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Totzeitglied (8) zur Simulation der Totzeit (t_{TOT}) der Messeinrichtung (7) vorgesehen ist.
6. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **gekennzeichnet durch** einen Bremssignaleingang zur Aufnahme eines Bremssignals, wobei die Unterdrückung der Torsionsschwingungen in Abhängigkeit des Bremssignals vorgenommen wird.
7. Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **gekennzeichnet durch** einen Gaspedalsignaleingang zur Aufnahme eines Gaspedalsignals, wobei die Unterdrückung der Torsionsschwingungen in Abhängigkeit des Gaspedalsignals vorgenommen wird.
8. Motorsteuerung mit einer Dämpfungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7.
9. Dämpfungsverfahren zur Unterdrückung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang (3) einer Brennkraftmaschine (1), das folgende Schritte aufweist:
- Ermitteln einer die Torsion des Antriebsstrangs (3) wiedergebenden mechanischen Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) als Antwort auf eine Stellgröße (m) an Hand eines im wesentlichen totzeitfreien Modells des Antriebsstrangs (3) und/oder der Brennkraftmaschine (1),
 - Ansteuern der Brennkraftmaschine (1) mit der Stellgröße (m) in Abhängigkeit von der ermittelten mechanischen Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$),
 - Messen einer Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{\text{IST}}$) des Antriebsstrangs (3), wobei die Brennkraftmaschine (1) und/oder der Antriebsstrang (3) eine Totzeit (t_{TOT}) aufweisen, und
 - Simulieren der Totzeit (t_{TOT}) der Brennkraftmaschine (1) und/oder des Antriebsstrangs (3) und/oder einer Messeinrichtung (7) für die Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{\text{IST}}$),
 - Berechnen einer totzeitbehafteten Zustandsgröße ($\Delta\alpha'_{\text{MODELL}}$),
 - Vergleich der gemessenen Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{\text{IST}}$) mit der berechneten, totzeitbehafteten Zustandsgröße ($\Delta\alpha'_{\text{MODELL}}$) und
 - Adaption des Modells des Antriebsstrangs (3) und/oder der Brennkraftmaschine (1) in Abhängigkeit des Vergleichs.
10. Dämpfungsverfahren nach Anspruch 9, **gekennzeichnet durch** die folgenden Schritte:
- Ermittlung der Drehzahl der Brennkraftmaschine (1)
 - Wiederholte Ermittlung der mechanischen Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) mit einem vorgegebenen

nen zeitlichen Abstand, wobei der zeitliche Abstand in Abhängigkeit von der Drehzahl der Brennkraftmaschine (1) festgelegt wird.

11. Dämpfungsverfahren nach Anspruch 9 oder 10, 5
dadurch gekennzeichnet,
dass die mechanische Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) vor jedem Einspritzvorgang ermittelt wird.
12. Dämpfungsverfahren nach einem der Ansprüche 9 bis 11, 10
dadurch gekennzeichnet,
dass die Stellgröße (m) mit einer proportionalen Abhängigkeit von der ermittelten Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) geändert wird. 15
13. Dämpfungsverfahren nach einem der Ansprüche 9 bis 12, 20
dadurch gekennzeichnet,
dass die Stellgröße (m) mit einer Abhängigkeit von der zeitlichen Änderung der ermittelten Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) geändert wird.
14. Dämpfungsverfahren nach einem der Ansprüche 9 bis 13, 25
dadurch gekennzeichnet,
dass die gemessene Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{\text{IST}}$) des Antriebsstrangs (3) mit einer totzeitbehafteten Messeinrichtung (7) gemessen wird und die Totzeit der Messeinrichtung simuliert wird. 30
15. Dämpfungsverfahren nach einem der Ansprüche 9 bis 14, 35
dadurch gekennzeichnet,
dass die Totzeit (t_{TOT}) in Abhängigkeit von der Drehzahl der Brennkraftmaschine (1) simuliert wird.
16. Dämpfungsverfahren nach einem der Ansprüche 9 bis 15, 40
dadurch gekennzeichnet,
dass die Unterdrückung der Torsionsschwingungen in Abhängigkeit eines Bremsingriffs im Antriebsstrang (3) vorgenommen wird.
17. Dämpfungsverfahren nach einem der Ansprüche 9 bis 16, 45
gekennzeichnet durch
 folgenden Schritt: 50
 - Ausschalten der Unterdrückung der Torsionsschwingungen bei einem Bremsingriff im Antriebsstrang (3).
18. Dämpfungsverfahren nach einem der Ansprüche 13 bis 17, 55
dadurch gekennzeichnet,
dass eine Kennzahl der proportionalen Abhängigkeit der Stellgröße (m) von der ermittelten mechani-

schon Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) und/oder von der zeitlichen Änderung der ermittelten mechanischen Zustandsgröße ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) in Abhängigkeit von der zeitlichen Änderung des Gaspedalsignals verändert wird.

Claims

1. Damping device for suppressing torsional oscillations in a drivetrain (3) of an internal combustion engine (1), with
 - a device (4) for determining a mechanical state variable ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) reproducing the torsion of the drivetrain (3), whereby the determining device (4) has a predictor element (4) that contains a model of the drivetrain (3) and/or the internal combustion engine (1) and determines the mechanical state variable ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) as a response of the drivetrain (3) and/or the internal combustion engine (1) to the control variable (m) on the basis of the model.
 - an actuator (2) for controlling the internal combustion engine (1) with the control variable (m),
 - a transmission element (5) that is connected on the input side to the predictor element (4) and on the output side to the actuator (2) to influence the control variable (m) on the basis of the mechanical state variable ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) determined with the model such that the excitation of torsional oscillations is already suppressed,
 - **characterized in that** the model contained in the predictor element (4) is essentially free from idle time, whereas the internal combustion engine (1) and/or the drivetrain have an idle time (t_{IDLE}) and/or a measuring device (7) for a measured state variable ($\Delta\alpha_{\text{ACTUAL}}$),
- characterized further in that**
 - an idle time element (8) connected on the input side with the predictor element (4) for simulating the idle time (t_{IDLE}) of the internal combustion engine (1) and/or the drivetrain (3) and/or a measuring device (7) for a measured state variable ($\Delta\alpha_{\text{ACTUAL}}$) and for output of a calculated idle-time affected state variable ($\Delta\alpha'_{\text{MODELL}}$),
 - a comparator (9) connected on the input side to the idle time element (8) and the measuring device (7) to compare the measured state variable ($\Delta\alpha_{\text{ACTUAL}}$) with the calculated, idle time-affected state variable ($\Delta\alpha'_{\text{MODELL}}$) and
 - an adaptation unit (10) connected on the input side to the output of the comparator (9) and on the output side to the predictor element (4) to adapt the predictor element (4) as a function of the comparison

2. Damping device according to claim 1,
characterized in that
the transmission element (5) features a P-element or a PD-element (5). 5
3. Damping device according to one of the claims 1 or 2,
characterized by
a measuring device (7) for measuring the state variable ($\Delta\alpha_{\text{ACTUAL}}$) of the drivetrain (3). 10
4. Damping device according to one of the claims 1 to 3,
characterized in that
the measuring device (7) is idle time-affected. 15
5. Damping device according to one of the claims 1 to 4,
characterized in that
the idle time element (8) is provided to simulate the idle time (t_{IDLE}) of the measuring device (7). 20
6. Damping device according to one of the claims 1 to 5,
characterized by
a brake signal input to record a brake signal, in which case the torsional oscillations are suppressed as a function of the brake signal. 25
7. Damping device according to one of the claims 1 to 6,
characterized by
a gas pedal signal input to record a gas pedal signal in which case the torsional oscillations are suppressed as a function of the gas pedal signal. 30
8. Engine control with a damping device according to one of the claims 1 to 7. 35
9. Damping method to suppress torsional oscillations in the drivetrain (3) of an internal combustion engine (1) that has the following steps: 40
 - Determining a mechanical state variable ($\Delta\alpha_{\text{MODEL}}$) representing the torsion of the drivetrain (3) as a response to the control variable (m) on the basis of a model of the drivetrain (3) and/or the internal combustion engine (1), 45
 - Activating the internal combustion engine (1) with the control variable (m) as a function of the mechanical state variable determined ($\Delta\alpha_{\text{MODEL}}$), 50
 - Measuring a state variable ($\Delta\alpha_{\text{ACTUAL}}$) of the drivetrain (3), whereby the internal combustion engine (1) and/or the drivetrain (3) feature an idle time (t_{IDLE}) of the internal combustion engine (1) and/or of the drivetrain (3), and/or a measuring device (7) for a measured state variable ($\Delta\alpha_{\text{ACTUAL}}$), 55
 - Calculating an idle-time affected state variable ($\Delta\alpha'_{\text{MODEL}}$),
 - Comparing the measured state variable ($\Delta\alpha_{\text{ACTUAL}}$) with the calculated idle-time affected state variable ($\Delta\alpha'_{\text{MODEL}}$), and
 - Adaptation of the model of the drivetrain (3) and/or the internal combustion engine depending on the comparison.
10. Damping method according to claim 9,
characterized by the following steps
 - Determining the rpm of the internal combustion engine (1)
 - Repeatedly determining the mechanical state variable ($\Delta\alpha_{\text{MODEL}}$) at a given interval, in which case the interval is determined as a function of the rpm of the internal combustion engine (1).
11. Damping method according to one of the claims 9 or 10,
characterized in that
the mechanical state variable ($\Delta\alpha_{\text{MODEL}}$) is determined before each injection process.
12. Damping method according to one of the claims 9 to 11,
characterized in that
the control variable (m) is changed with a proportional dependence on the determined state variable ($\Delta\alpha_{\text{MODEL}}$).
13. Damping method according to one of the claims 9 to 12,
characterized in that
the control variable (m) is changed as a function of the change in the determined state variable ($\Delta\alpha_{\text{MODEL}}$) over time.
14. Damping method according to one of the claims 9 to 13,
characterized in that
the measured state variable ($\Delta\alpha_{\text{ACTUAL}}$) of the drivetrain (3) is measured with an idle time-affected measuring device (7) and simulates the idle time of the measuring device.
15. Damping method according to one of the claims 9 to 14,
characterized in that
the idle time (t_{IDLE}) is simulated as a function of the rpm of the internal combustion engine (1).
16. Damping method according to one of the claims 9 to 15,
characterized in that
the torsional oscillations are suppressed as a function of a brake intervention in the drivetrain (3).
17. Damping method according to one of the claims 9 to 16,

characterized by
the following step:

Disconnecting the suppression of the torsional oscillations in the case of a brake intervention in the drivetrain (3). 5

18. Damping method according to one of the claims 13 to 17, characterized by 10
a code of the proportional dependence of the control variable (m) on the determined mechanical state variable ($\Delta\alpha_{\text{MODEL}}$) and/or on the change in the mechanical state variable determined ($\Delta\alpha_{\text{MODEL}}$) over time is changed as a function of the change in the gas pedal signal over time. 15

Revendications

1. Dispositif d'amortissement pour la suppression de vibrations de torsion dans le groupe motopropulseur (3) d'un moteur à combustion interne (1), comprenant

- un dispositif de capture (4) pour déterminer un paramètre d'état ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) qui représente la torsion du groupe motopropulseur (3), le dispositif de capture (4) comportant un prédicteur (4) qui comprend un modèle du groupe motopropulseur (3) et/ou du moteur à combustion interne (1) et qui détermine d'après ledit modèle le paramètre d'état ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) qui constitue la réponse du groupe motopropulseur (3) et/ou du moteur à combustion interne (1) à une grandeur de commande (m),
- un dispositif de commande (2) pour commander le moteur à combustion interne (1) avec la grandeur de commande (m),
- un transmetteur (5) dont l'entrée est reliée au prédicteur (4) et dont la sortie est reliée au dispositif de commande (2), pour influencer ainsi, en fonction du paramètre d'état ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) déterminé sur la base du modèle, sur la grandeur de commande (m) de manière à ce que des vibrations de torsion soient déjà supprimées au stade de leur excitation,

caractérisé en ce que

le modèle compris dans le prédicteur (4) fonctionne pratiquement sans temps de réponse, alors que le moteur à combustion interne (1) et/ou le groupe motopropulseur (3) comportent un temps de réponse (t_{TOT}), et

caractérisé également par

- un organe de temps de réponse (8) dont l'entrée est reliée au prédicteur (4), destiné à simu-

ler le temps de réponse (t_{TOT}) du moteur à combustion interne (1) et/ou du groupe motopropulseur (3) et/ou d'un dispositif de mesure (7) donnant une valeur mesurée du paramètre d'état ($\Delta\alpha_{\text{IST}}$) ainsi qu'à obtenir une valeur calculée du paramètre d'état avec temps de réponse ($\Delta\alpha'_{\text{MODELL}}$),

- une unité de comparaison (9) dont l'entrée est reliée à l'organe de temps de réponse (8) et au dispositif de mesure (7), destinée à comparer le paramètre d'état mesuré ($\Delta\alpha_{\text{IST}}$) avec la valeur calculée ($\Delta\alpha'_{\text{MODELL}}$) du paramètre d'état avec temps de réponse et

- une unité d'adaptation (10) dont l'entrée est reliée à la sortie de l'unité de comparaison (9) et dont la sortie est reliée au prédicteur (4), destinée à adapter le prédicteur (4) en fonction de la comparaison.

2. Dispositif d'amortissement selon la revendication 1, caractérisé en ce que le transmetteur (5) est pourvu d'un régulateur P ou d'un régulateur PD (5).

3. Dispositif d'amortissement selon la revendication 1 ou 2, caractérisé par un dispositif de mesure (7) destiné à mesurer la valeur mesurée ($\Delta\alpha_{\text{IST}}$) du paramètre d'état du groupe motopropulseur (3).

4. Dispositif d'amortissement selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que le dispositif de mesure (7) comporte un temps de réponse.

5. Dispositif d'amortissement selon l'une quelconque des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que l'organe de temps de réponse (8) est prévu pour simuler le temps de réponse (t_{TOT}) du dispositif de mesure (7).

6. Dispositif d'amortissement selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, caractérisé par une entrée de signal de freinage destinée à recevoir un signal de freinage, la suppression des vibrations de torsion étant réalisée en fonction du signal de freinage.

7. Dispositif d'amortissement selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisé par une entrée de signal d'accélérateur destinée à recevoir un signal d'accélérateur, la suppression des vibrations de torsion étant réalisée en fonction du si-

gnal d'accélérateur.

8. Module de commande du moteur avec un dispositif d'amortissement selon l'une quelconque des revendications 1 à 7.

5

9. Procédé d'amortissement pour la suppression des vibrations de torsion dans le groupe motopropulseur (3) d'un moteur à combustion interne (1), comportant les étapes suivantes :

10

- déterminer un paramètre d'état mécanique ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) représentant la torsion du groupe motopropulseur (3) et constituant la réponse à une grandeur de commande (m), cette détermination étant réalisée d'après un modèle du groupe motopropulseur (3) et/ou du moteur à combustion interne (1), ledit modèle fonctionnant pratiquement sans de temps de réponse,
- commander le moteur à combustion interne (1) avec la grandeur de commande (m), en fonction du paramètre d'état mécanique ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) déterminé,
- mesurer le paramètre d'état ($\Delta\alpha_{\text{IST}}$) du groupe motopropulseur (3), le moteur à combustion interne (1) et/ou le groupe motopropulseur (3) comportant un temps de réponse (t_{TOT}), et
- simuler le temps de réponse (t_{TOT}) du moteur à combustion interne (1) et/ou du groupe motopropulseur (3) et/ou du dispositif de mesure (7) du paramètre d'état ($\Delta\alpha_{\text{IST}}$),
- calculer un paramètre d'état avec temps de réponse ($\Delta\alpha'_{\text{MODELL}}$),
- comparer le paramètre d'état mesuré ($\Delta\alpha_{\text{IST}}$) avec la valeur calculée du paramètre d'état avec temps de réponse ($\Delta\alpha'_{\text{MODELL}}$) et adapter le modèle du groupe motopropulseur (3) et/ou du moteur à combustion interne (1) en fonction de la comparaison.

15

20

25

30

35

40

10. Procédé d'amortissement selon la revendication 9, **caractérisé par** les étapes suivantes :

- déterminer le régime du moteur à combustion interne (1),
- déterminer le paramètre d'état ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) à plusieurs reprises et avec une fréquence préalablement définie, ladite fréquence étant définie en fonction du régime du moteur à combustion interne (1).

45

50

11. Procédé d'amortissement selon la revendication 9 ou 10, **caractérisé en ce que** le paramètre d'état mécanique ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) est déterminé avant chaque injection.

55

12. Procédé d'amortissement selon l'une quelconque

des revendications 9 à 11,

caractérisé en ce que

la grandeur de commande (m) est modifiée selon une fonction proportionnelle du paramètre d'état ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) déterminé.

13. Procédé d'amortissement selon l'une quelconque des revendications 9 à 12,

caractérisé en ce que

la grandeur de commande (m) est modifiée en fonction de l'évolution dans le temps du paramètre d'état ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) déterminé.

14. Procédé d'amortissement selon l'une quelconque des revendications 9 à 13,

caractérisé en ce que

le paramètre d'état mesuré ($\Delta\alpha_{\text{IST}}$) du groupe motopropulseur (3) est mesuré au moyen d'un dispositif de mesure (7) avec temps de réponse, ledit temps de réponse du dispositif de mesure étant simulé.

15. Procédé d'amortissement selon l'une quelconque des revendications 9 à 14,

caractérisé en ce que

le temps de réponse (t_{TOT}) est simulé en fonction du régime du moteur à combustion interne (1).

16. Procédé d'amortissement selon l'une quelconque des revendications 9 à 15,

caractérisé en ce que

la suppression des vibrations de torsion est réalisée en fonction d'un freinage dans le groupe motopropulseur (3).

17. Procédé d'amortissement selon l'une quelconque des revendications 9 à 16,

caractérisé par

l'étape suivante :

désactiver la suppression des vibrations de torsion lors d'un freinage dans le groupe motopropulseur (3).

18. Procédé d'amortissement selon l'une quelconque des revendications 13 à 17,

caractérisé en ce que

un paramètre de la fonction proportionnelle décrivant la dépendance de la grandeur de commande (m) du paramètre d'état mécanique ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) déterminé et/ou de l'évolution dans le temps du paramètre d'état mécanique ($\Delta\alpha_{\text{MODELL}}$) déterminé est modifié en fonction de l'évolution dans le temps du signal d'accélérateur.

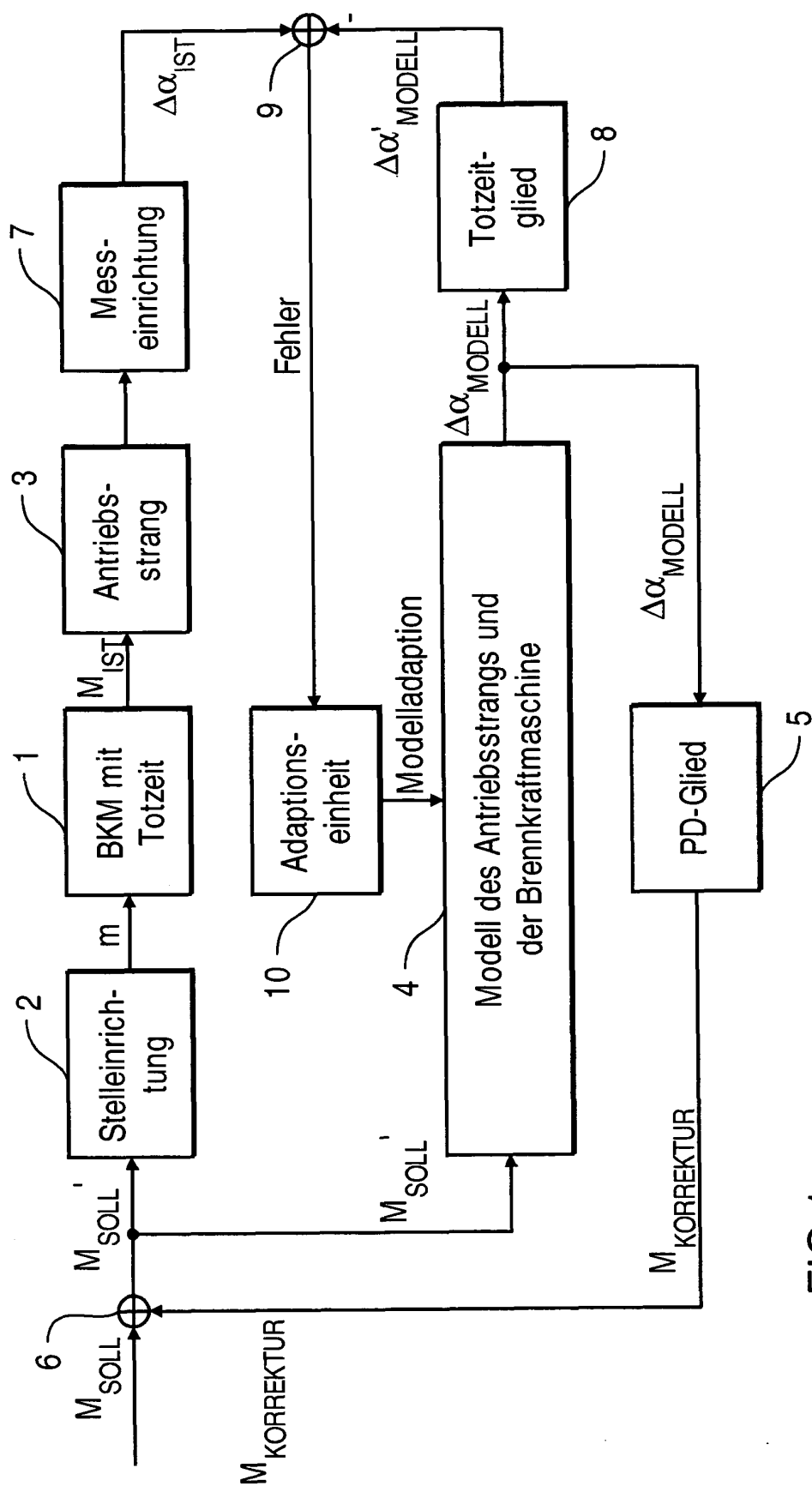


FIG 1

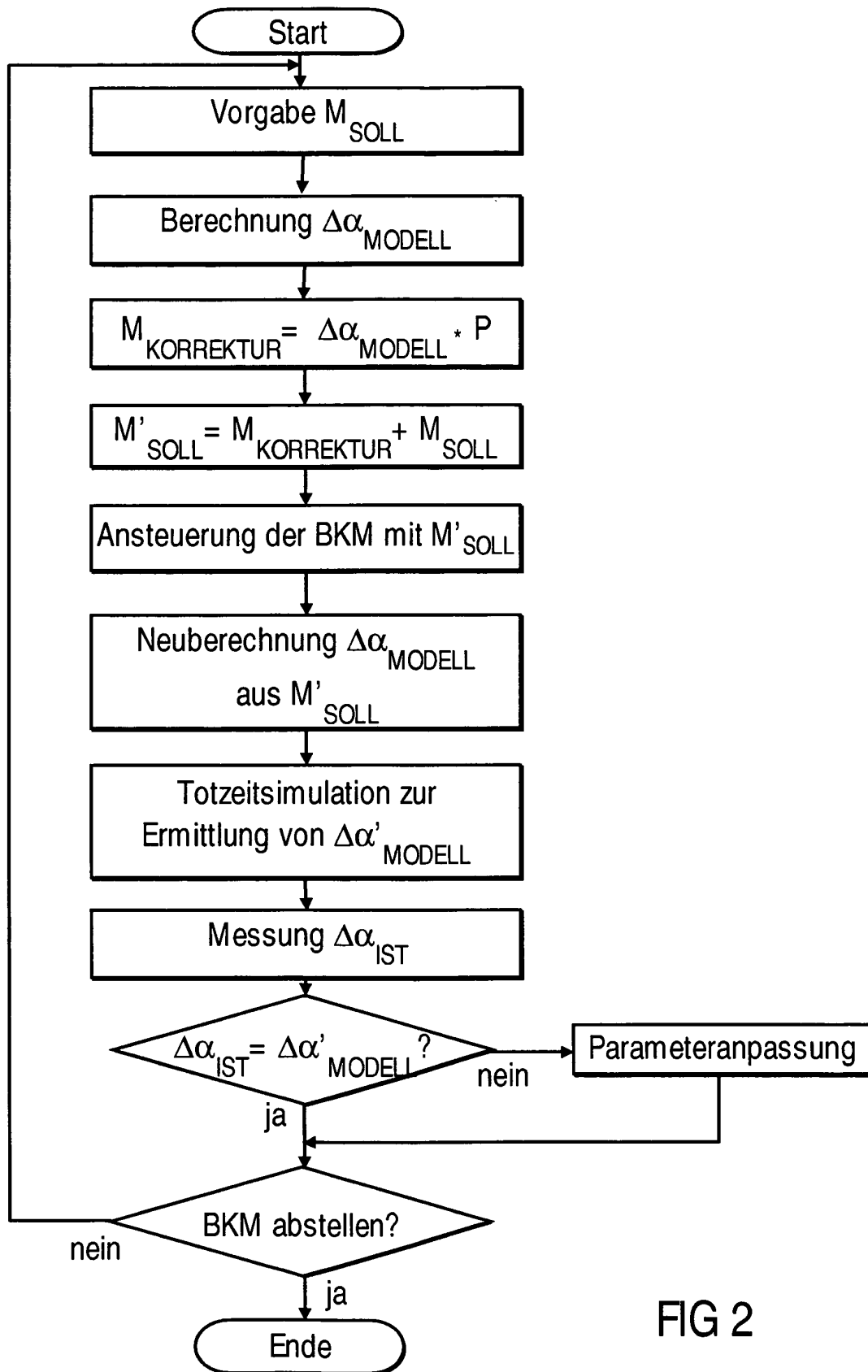


FIG 2