(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) EP 1 570 165 B1

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
26.07.2006 Patentblatt 2006/30

(21) Anmeldenummer: **03789098.5**

(22) Anmeldetag: **27.11.2003**

(51) Int Cl.:
F02D 41/20 *(2006.01)* ***F02D 41/24*** *(2006.01)*

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2003/013378

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2004/053316 (24.06.2004 Gazette 2004/26)

(54) **VERFAHREN ZUM ANPASSEN DER CHARAKTERISTIK EINES EINSPRITZVENTILS**

METHOD FOR ADAPTING THE CHARACTERISTIC CURVE OF AN INJECTION VALVE

PROCEDE D'ADAPTATION DE LA COURBE CARACTERISTIQUE D'UNE SOUPAPE D'INJECTION

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(30) Priorität: **10.12.2002 DE 10257686**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
07.09.2005 Patentblatt 2005/36

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

(72) Erfinder:
- **BOUCHAIN, Jerome**
  B-4000 Liege (BE)
- **HIRN, Rainer**
  93043 Neutraubling (DE)
- **FRITSCH, Jürgen**
  93059 Regensburg (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 940 571
US-A- 5 070 836
US-A- 6 021 754

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).

EP 1 570 165 B1

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren zum Anpassen einer ein Referenz-Einspritzverhalten wiedergebenden Einspritzventilcharakteristik eines angesteuerten Kraftstoff-Einspritzventils einer Brennkraftmaschine an alterungsbedingte Änderungen oder fertigungsbedingte Streuungen eines Ist-Einspritzverhaltens.

[0002] Zur Kraftstoffzuteilung werden bei Brennkraftmaschinen Einspritzventile so gesteuert, dass zu jedem Betriebspunkt eine optimale Kraftstoffmenge in die Brennräume gelangt. Beispielsweise wird bei mit Kraftstoffdirekteinspritzung betriebenen Diesel-Brennkraftmaschinen unter hohem Druck stehender Kraftstoff aus einem Kraftstoffspeicher in die Brennräume eingespritzt. Die Zumessung der in dem Brennraum eingeführten Kraftstoffmenge geschieht durch geeignete Ansteuerung der Einspritzventile, die auch als Injektoren bezeichnet werden. Die Zumessung erfolgt dabei in der Regel zeitgesteuert, indem das Einspritzventil für eine genau festgelegte Zeit geöffnet und anschließend wieder geschlossen wird. Ein Steuergerät der Brennkraftmaschine gibt einen Öffnungszeitpunkt und eine Öffnungsdauer des Einspritzventils vor. Dabei legt man z.B. an ein elektrisch betätigtes Einspritzventil ein Steuersignal an, das eine Ansteuerdauer vorgibt.

[0003] Das Steuergerät kann eine Zuordnung zwischen der Ansteuerdauer und der zugemessenen Kraftstoffmasse vornehmen; zu diesem Zweck ist im Steuergerät eine Einspritzventilcharakteristik hinterlegt, die eine Beziehung zwischen der eingespritzten Kraftstoffmenge und der Ansteuerdauer des Einspritzventils herstellt, wobei auch weitere Bedingungen, wie beispielsweise Kraftstoffdruck oder -temperatur berücksichtigt werden.

[0004] Die Einspritzventilcharakteristik geht von einem Standardeinspritzventil aus, das gewissen Spezifikationen entspricht. Nachdem sich das Einspritzverhalten eines jeden Einspritzventils aber prinzipiell immer leicht unterscheidet, ergeben sich bei fester Ansteuerdauer von Einspritzventil zu Einspritzventil gewisse Unterschiede hinsichtlich der abgegebenen Kraftstoffmenge. Dies führt zu unrundem Lauf der Brennkraftmaschine und vor allem zu schlechteren Abgaswerten. Um dennoch strenge Abgasnormen einhalten zu können, ist es erforderlich, die zulässigen Toleranzen bei den Einspritzventilen so gering wie möglich zu halten, was sehr kostenaufwendig ist.

[0005] Aber selbst dann können alterungsbedingte Verschleißerscheinungen des Einspritzventils dazu führen, dass Abweichungen zwischen dem Ist-Einspritzverhalten und dem Referenz-Einspritzverhalten, wie es in der Einspritzventilcharakteristik niedergelegt ist, auftreten. Um solche Abweichungen auszugleichen, wäre es prinzipiell denkbar, die gespeicherte Einspritzventilcharakteristik über die Lebensdauer der Brennkraftmaschine gesteuert in Richtung eines Referenz-Einspritzverhaltens für ein gealtertes Referenz-Einspritzventil zu verändern. Eine solche rein gesteuerte und damit sehr unspezifische Veränderung könnte jedoch die individuellen Eigenschaften eines Einspritzventils nicht berücksichtigen. Darüber hinaus treten erhebliche Probleme auf, falls ein Einspritzventil während der Lebensdauer einer Brennkraftmaschine ausgetauscht wird.

[0006] Alternativ wäre es denkbar, einen zusätzlichen Klopfsensor vorzusehen, mit dem das Verbrennungsgeräusch der Brennkraftmaschine überwacht wird. Damit wäre es möglich, die zum Einsetzen eines Verbrennungsgeräusches erforderliche Ansteuerzeit zu ermitteln. Allerdings kann dann lediglich eine minimale Ansteuerzeit ermittelt werden, bei der das Einspritzventil anfängt, eine Kraftstoffmasse stabil abzugeben. Im übrigen ist dieses Vorgehen relativ unpräzise. Darüber hinaus ist es sehr teuer, denn es muss ein zusätzlicher Sensor samt entsprechender Signalerfassungsschaltung vorgesehen werden.

[0007] Der Erfindung liegt deshalb die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren zum Anpassen einer ein Referenz-Einspritzverhalten wiedergebenden Einspritzventilcharakteristik eines angesteuerten Kraftstoff-Einspritzventils einer Brennkraftmaschine an alterungsbedingte Änderungen eines Ist-Einspritzverhaltens anzugeben, das es ermöglicht, für jedes Einspritzventil eine individuelle Anpassung vorzunehmen.

[0008] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß gelöst durch ein Verfahren zum Anpassen einer ein Referenz-Einspritzverhalten wiedergebenden Einspritzventilcharakteristik eines angesteuerten Kraftstoff-Einspritzventils einer Brennkraftmaschine an alterungsbedingte Änderungen eines Ist-Einspritzverhaltens, wobei während eines keine Kraftstoffeinspritzung erfordernden Betriebszustandes der Brennkraftmaschine das Einspritzventil intermittierend gemäß einer Ansteuerdauer angesteuert wird, während ansonsten keine Kraftstoffeinspritzung erfolgt, so dass mindestens ein Arbeitsspiel mit Ansteuerung mindestens einem Arbeitsspiel ohne Ansteuerung des Einspritzventils folgt oder vorangeht, jeweils ein Drehzahl-Wert oder ein Wert einer drehzahlabhängigen Größe der Brennkraftmaschine für das Arbeitsspiel mit Ansteuerung und für mindestens eines der Arbeitsspiele ohne Ansteuerung detektiert wird und eine Differenz der detektierten Werte gebildet und damit eine Korrektur der Einspritzcharakteristik vorgenommen wird.

[0009] Erfindungsgemäß wird also während eines Betriebszustandes der Brennkraftmaschine, der eigentlich keine Kraftstoffeinspritzung erforderte, das Einspritzventil intermittierend gemäß einer Ansteuerdauer angesteuert. Damit wechselt ein Arbeitsspiel mit Ansteuerung des Einspritzventils mit einem Arbeitsspiel ab, bei dem das Einspritzventil nicht angesteuert wird, d.h. die Brennkraftmaschine gänzlich ohne Kraftstoffeinspritzung läuft. Dadurch wird ein Ein- und Ausschalten des Einspritzventils, dessen Einspritzverhalten adaptiert werden soll, verursacht. Durch den erfindungsgemäß dann vorgenommenen Vergleich des Drehzahl-Wertes bzw. des drehzahlabhängigen Wertes wird eine Korrektur der Einspritzcharakteristik bewirkt. Die diesbezüglich ausgewertete Drehzahlinformation, entweder die Dreh-

zahl direkt oder eine drehzahlabhängige Größe, ändert sich, wenn eine ein Drehmoment erzeugende Einspritzung auftritt. Die Änderung ist dabei abhängig von der eingespritzten Kraftstoffmasse, so dass nicht nur das Einsetzen einer Einspritzung oberhalb einer gewissen Mindestansteuerdauer, sondern auch die gesamte Einspritzcharakteristik, d.h. die Abhängigkeit der vom Einspritzventil abgegebenen Kraftstoffmasse von der Ansteuerdauer, korrigiert werden kann.

[0010] Um die gesamte Einspritzcharakteristik des Einspritzventiles an das Ist-Einspritzverhalten anzupassen, muss natürlich eine Einspritzung über einen möglichst weiten Bereich von Ansteuerdauern und sonstigen Einspritzparametern, wie z.B. Kraftstoffdrücken, vorgenommen werden. Es ist deshalb bevorzugt, dass die Ansteuerdauer schrittweise erhöht wird, wobei die Schrittweite von der gewünschten Genauigkeit der Korrektur der Einspritzventilcharakteristik abhängt. Prinzipiell sind z.B. zwei Schritte ausreichend, mit denen eine Überprüfung bei einer minimalen und einer maximalen Ansteuerdauer vorgenommen wird.

[0011] Die vom Einspritzventil abgegebene Kraftstoffmasse führt dazu, dass die Brennkraftmaschine ein Drehmoment abgibt. Dieses Drehmoment zeigt sich natürlich in der Drehzahlinformation. Zweckmäßigerweise wird man aber die Drehzahlinformation nicht direkt auswerten, sondern zuvor einen Drehmomentwert für ein Drehmoment berechnen, das durch die Ansteuerung des Einspritzventils mit der Ansteuerdauer bewirkt wurde. Die Berechnung dieses Drehmomentwertes hat den Vorteil, dass dann mittels einer einfachen Umsetzung der letztendlich gesuchte Wert für die Kraftstoffmasse erhalten werden kann. Die entsprechenden Beziehungen dafür sind in aller Regel im Steuergerät der Brennkraftmaschine hinterlegt, da moderne Steuergeräte üblicherweise eine sogenannte drehmomentenbasierte Steuerung ausführen, bei der ein Wunschdrehmoment ermittelt und daraus eine Kraftstoffmasse abgeleitet wird. Wenn also, wie in der bevorzugten Ausführungsform, ein Drehmomentwert bestimmt wird, muss die in der drehmomentbasierten Steuerung ohnehin verwendete Umsetzung lediglich in umgekehrter Richtung durchlaufen werden.

[0012] Die Bestimmung des Drehmomentwertes kann durch eine geeignete Auswertung des Drehzahlgradienten erfolgen. Läuft eine Brennkraftmaschine unter Schubabschaltung, wird in der Regel die Drehzahl abfallen. Es zeigt sich ein Drehzahlgradient der für Arbeitsspiele, in denen das Einspritzventil, dessen Einspritzventilcharakteristik adaptiert werden soll, angesteuert wird, anders ausfällt, als für Arbeitsspiele, in denen überhaupt keine Einspritzventilbetätigung erfolgt. Eine Analyse des Drehzahlgradienten ermöglicht es somit auf einfache Weise den erwähnten Drehmomentwert zu generieren.

[0013] In einer bevorzugten Ausführungsform wird deshalb der Drehmomentwert nach folgender Formel berechnet:

$$D = (\pi/F1) \cdot M \cdot (dN+ - dN-) + dJ,$$

wobei F1 einen von einer Zylinderanzahl abhängigen Faktor, D den Drehmomentwert, M das Trägheitsmoment der Brennkraftmaschine, dN+ einen Drehzahlgradienten des Arbeitsspiels mit Ansteuerung des Einspritzventils, dN- einen Drehzahlgradienten eines der Arbeitsspiele ohne Ansteuerung des Einspritzventils und dJ ein Faktor für ein durch innere Reibung der Brennkraftmaschine bedingtes Bremsmoment bezeichnet, das drehzahlabhängig sein kann.

[0014] Die Differenz des Drehzahlgradienten des Arbeitspiels mit Ansteuerung des Einspritzventils und eines der Arbeitsspiele ohne Ansteuerung des Einspritzventils ist also eine taugliche Größe für die Berechnung des Drehmoments in einer bevorzugten Ausführungsform. Die Gleichung ist auf Brennkraftmaschinen mit beliebiger Zylinderanzahl anwendbar. Je nach Zylinderzahl wird ein anderer Vorfaktor F auftreten. Bei vier Zylindern gilt F1=30.

[0015] Das Trägheitsmoment M der Brennkraftmaschine ist durch die Schwungmasse von Kolben, Kurbelwelle, Nokkenwelle und eventuellen Schwungmassen beeinflusst und stellt eine für eine Brennkraftmaschine festliegende unveränderliche Größe dar.

[0016] Das Bremsmoment der Brennkraftmaschine ist durch innere Reibung bedingt und in der Regel ebenfalls eine weitgehend konstante Größe, die wie das Trägheitsmoment einfach auf einem Prüfstand bestimmt werden kann. Um den durch den Drehzahlgradienten bewirkten Effekt so groß wie möglich zu machen, ist es vorteilhaft, das Bremsmoment zu minimieren. Dazu kann beispielsweise ein von der Brennkraftmaschine angetriebener Antriebsstrang für das Verfahren zum Anpassen der Einspritzventilcharakteristik abgekoppelt werden, beispielsweise durch Betätigung einer entsprechenden Kupplung.

[0017] Weiter kann, um das Signal/Rauschverhältnis zu verbessern, das erfindungsgemäße Verfahren, d.h. die intermittierende Ansteuerung des Einspritzventils und die Ansteuerung der Drehzahlinformation, bei unveränderter Ansteuerdauer mehrfach durchgeführt werden.

[0018] Bei Mehrzylinder-Brennkraftmaschinen wird üblicherweise ein von der Brennkraftmaschine angetriebenes mit einer Teilungsstruktur versehenes Segmentrad abgetastet und die Drehzahlinformation in Form von Segmentzeiten, die der Durchlauf eines bestimmten Segmentes des Segmentrades dauert, erfasst. In der Regel ist dabei ein Segment dem Arbeitstakt eines Zylinders der Mehrzylinder-Brennkraftmaschine zugeordnet. Bei einer derartigen Drehzahlerfassung kann die Differenz zwischen den Segmentzeiten für einen Zylinder ohne und mit Ansteuerung des Einspritzventils

besonders einfach ermittelt und zur Anpassung der Einspritzventilcharakteristik verwendet werden.

[0019] Diesbezüglich ist deshalb ein Verfahren bevorzugt, bei dem ein von der Brennkraftmaschine angetriebenes Segmentrad abgetastet und ein erstes Arbeitsspiel ohne Ansteuerung des Einspritzventils eines bestimmten Zylinders, danach ein zweites Arbeitsspiel mit Ansteuerung des Einspritzventils des bestimmten Zylinders und dann ein drittes Arbeitsspiel ohne Ansteuerung des Einspritzventils eines bestimmten Zylinders ausgeführt werden, wobei mindestens im ersten, zweiten und dritten Arbeitsspiel für den bestimmten Zylinder eine Segmentzeit bestimmt wird, die der Durchlauf eines Segmentes des Segmentrades während des Arbeitstaktes des Zylinders dauert, und wobei das Drehmoment nach folgender Gleichung berechnet wird:

$$D = F2 \cdot \pi \cdot M \left(\left(Tx3 - Tx2 \right) / \left(ST- \right)^3 \right) - \left(Tx2 - Tx1 \right) / \left(ST+ \right)^3 \right) + dJ,$$

wobei F2 einen von der Zylinderzahl abhängigen Faktor, D den Drehmomentwert, M das Trägheitsmoment der Brennkraftmaschine, dJ einen Faktor für ein durch innere Reibung der Brennkraftmaschine bedingtes Bremsmoment, Tx1 die Segmentzeit für den bestimmten Zylinder im ersten Arbeitsspiel, Tx2 die Segmentzeit für den bestimmten Zylinder im zweiten Arbeitsspiel, Tx3 die Segmentzeit für den Zylinder im dritten Arbeitsspiel, STdie mittlere Gesamtdauer des Durchlaufs aller Segmente während eines Arbeitsspiels ohne Ansteuerung des Einspritzventils und ST+ die mittlere Gesamtdauer des Durchlaufs aller Segmente während eines der Arbeitsspiele mit Ansteuerung des Einspritzventils bezeichnet.

[0020] In dieser Ausführungsform wird üblicherweise die mittlere Gesamtdauer des Durchlaufs aller Segmente für das Arbeitsspiel verwendet, in dem auch die im Nenner der Gleichung angegebenen Segmentzeiten gewonnen wurden. Dies ist jedoch nicht zwingend erforderlich, je nach Drehzahlerfassung können auch andere Gesamtdauern, beispielsweise aus weiter zurückliegenden Arbeitsspielen herangezogen werden.

[0021] Über obige Gleichung hinausgehend können auch höhere Abteilungsordnungen der Segmentzeiten in Form von Differenzquotienten berechnet und ausgewertet werden, um die Genauigkeit der hier dargestellten Drehmoment- bzw. Einspritzmengenbestimmung zu erhöhen. Zusätzlich ist es möglich, mit Hilfe signalanalytischer Methoden den Gesamtverlauf des Drehzahlabfalls über eine größere Anzahl von Arbeitsspielen mit und ohne Einspritzen auszuwerten, um auf diese Weise Störeinflüsse, wie z.B. Torsionsschwingungen des Antriebsstranges, zu identifizieren und zu eliminieren und somit die Genauigkeit der Berechung des Drehmoments bzw. der Einspritzmenge nochmals zu steigern.

[0022] In den aufgeführten Ausbildungen zur Berechnung des Drehmomentwertes D wird ein Faktor für ein durch innere Reibung der Brennkraftmaschine bedingtes Bremsmoment verwendet. Eine besonders genaue Berücksichtigung dieses in die Gleichungen additiv eingehenden Faktors erhält man, wenn das Bremsmoment zum jeweiligen Arbeitsspiel, in dem das Einspritzventil angesteuert bzw. nicht angesteuert wurde, heranzieht. Es ist diesbezüglich deshalb ein Verfahren bevorzugt, bei dem zur Ermittlung des Faktors für das durch die innere Reibung der Brennkraftmaschine bewirkte Bremsmoment eine Differenz zwischen zwei Werten gebildet wird, wobei ein Wert einem der Arbeitsspiele der Brennkraftmaschine ohne Ansteuerung des Einspritzventils und der andere dem Arbeitsspiel der Brennkraftmaschine mit Ansteuerung des Arbeitsspiels zugeordnet ist.

[0023] In den meisten Fällen liegt die Einspritzventilcharakteristik, die an das tatsächliche Einspritzverhalten eines Einspritzventils angepasst werden soll, in Form einer Verknüpfung zwischen Kraftstoffmasse und Ansteuerdauer vor. Für solche Fälle ist es für die Anpassung bevorzugt, dass aus der Drehzahlinformation oder dem Drehmomentwert ein Kraftstoffmassenwert für eine vom Einspritzventil abgegebene Kraftstoffmasse abgeleitet wird und demjenigen Wert für die Ansteuerdauer zugeordnet wird, zu dem der Kraftstoffmassenwert erhalten wurde. Mittels dieser Zuordnung ist dann eine einfache Korrektur einer Einspritzventilcharakteristik möglich, die die erwähnte Abbildung zwischen Ansteuerdauer und Kraftstoffmassenwert beinhaltet.

[0024] Die Erfindung wird nachfolgend unter Bezugnahme auf die Zeichnung beispielshalber noch näher erläutert. In der Zeichnung zeigen:

Fig. 1 ein Diagramm, in dem eine von einem Einspritzventil abgegebene Kraftstoffmasse über der Ansteuerdauer des Einspritzventils aufgetragen ist,

Fig. 2 zwei Diagramme, in denen die Drehzahl der Brennkraftmaschine bzw. die Umlaufdauer eines mit der Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine verbundenen Segmentrades als Zeitreihe aufgetragen ist, die sich bei der Ausführung des erfindungsgemäßen Verfahrens ergibt,

Fig. 3 ein detailliert dargestellter Ausschnitt der Darstellung der Fig. 2 und

Fig. 4 die von einem Einspritzventil abgegebene Kraftstoffmasse als Funktion der Ansteuerdauer des Einspritzventils zusammen mit zur Korrektur herangezogenen Messpunkten.

[0025] Fig. 1 zeigt die Einspritzventilcharakteristik eines elektrisch angesteuerten Einspritzventils einer (nicht dargestellten) Brennkraftmaschine. Dabei ist eine Kraftstoffmasse K über einer Ansteuerdauer TI aufgetragen. Das Einspritzventil wird mittels eines entsprechenden elektrischen Ansteuersignals zum Abgeben einer Kraftstoffmasse angesteuert, d.h. das Steuergerät weist das von einem Kraftstoffdruckspeicher gespeiste Einspritzventil für die Ansteuerdauer TI zu öffnen. Bedingt durch mechanische und elektrische Gegebeneinheiten wird das Einspritzventil denn jedoch erst oberhalb einer gewissen minimalen Ansteuerdauer folgen, die in Fig. 1 als Startwert TI_0 dargestellt ist. Kürzere Ansteuerdauern sind nicht realisierbar. Ist der Startwert TI_0 überschritten, gibt das Einspritzventil eine Kraftstoffmasse ab, die gemäß der in Fig. 1 gezeigten Charakteristik von der Ansteuerdauer abhängt. Die gestrichelt dargestellte Charakteristik 1 der Fig. 1 ist bei einer neu ausgelieferten Brennkraftmaschine im Steuergerät der Brennkraftmaschine hinterlegt und geht von einem Referenz-Einspritzverhalten eines neuwertigen Einspritzventils aus, das bestimmte Spezifikationen erfüllt.

[0026] Zusätzlich ist in Fig. 1 durchgezogen eine exemplarische Charakteristik 2 eines gealterten Einspritzventils dargestellt. Wie zu sehen ist, liegt der Startwert TI_0, oberhalb dem eine Ansteuerdauer TI liegen muss, damit eine Kraftstoffmasse vom Einspritzventil abgegeben wird, über dem Startwert für das Referenz-Einspritzverhalten gemäß Charakteristik 1. Bedingt durch fertigungstechnische Toleranzen und/oder Veränderungen, die während der Lebensdauer des Einspritzventils aufgrund von Verschleißerscheinungen o.ä. auftreten, stellt sich eine Verschiebung dTI zwischen den Startpunkten ein. Diese Verschiebung hat zur Folge, dass eine andere Ansteuerdauer TI erforderlich ist, um bei einem Einspritzventil mit der Charakteristik 2 die gleiche Kraftstoffmasse abzugeben, wie bei einem Referenz-Einspritzventil mit der Charakteristik 1. Die Verschiebung kann ja nach Alterung/Fertigungsabweichung zu längeren oder kürzeren Ansteuerdauern hin vorliegen.

[0027] Die Abweichung von der vom Steuergerät bei der Steuerung zugrundegelegten Charakteristik 1 führt zu einem verschlechterten Leistungs- und Abgasverhalten der Brennkraftmaschine. In der nachfolgend geschilderten Anpassung wird diese Abweichung behoben, indem die Referenz-Charakteristik 1 korrigiert wird, so dass sie der tatsächlichen Charakteristik 2 gleicht.

[0028] Die Darstellung der Fig. 1 legt nahe, dass zum Anpassen des Ist-Einspritzverhaltens gemäß Charakteristik 2 an das Referenz-Einspritzverhalten gemäß Charakteristik 1 es genügen könnte, die Verschiebung dTI zu ermitteln. Dies mag in den meisten Fällen zwar genügen, jedoch können verschleißbedingte Alterungserscheinungen am Einspritzventil auch dazu führen, dass die das Einspritzverhalten wiedergebende Charakteristik 2 nicht durch eine einfache Parallelverschiebung entlang der x-Achse aus der Charakteristik 1 des Referenz-Einspritzverhaltens erhalten werden kann. Alterungsbedingt können sich auch weitergehende Abweichungen zwischen den Charakteristiken 1 und 2 ergeben. Dies ist beispielsweise aus dem Verlauf der Charakteristik 1 im Bereich höherer Ansteuerdauern TI deutlich; in diesem Abschnitt ist die Verschiebung zwischen der Charakteristik 1 und der Charakteristik 2 geringer als im Bereich niedrigerer Kraftstoffmassen K oder im Bereich des Startwertes TI_0.

[0029] Um nun die im Steuergerät der Brennkraftmaschine verwendete Charakteristik 1 an das Ist-Einspritzverhalten gemäß Charakteristik 2 anzupassen, wird in einem Adaptionsverfahren die vom betrachteten Einspritzventil abgegebene Kraftstoffmasse K als Funktion der Ansteuerdauer TI bestimmt.

[0030] Dazu wird eine Schubabschaltungsphase der Brennkraftmaschine ausgenutzt, in der zusätzlich, um externe Bremsmomente auszuschalten, die Brennkraftmaschine von einem Antriebsstrang des von der Brennkraftmaschine angetriebenen Kraftfahrzeuges durch Öffnen einer Kupplung getrennt wird. In der Schubabschaltungsphase wird die Brennkraftmaschine im wesentlichen ohne Kraftstoff betrieben, wodurch die Drehzahl so lange stark abfällt, bis ein Leerlaufregler eingreift um den Betrieb der Brennkraftmaschine auf Leerlaufdrehzahl zu stabilisieren.

[0031] Unter "im wesentlichen" ohne Kraftstoffzufuhr betrieben wird dabei verstanden, dass eine Kraftstoffzufuhr lediglich für das Adaptionsverfahren erfolgt, in diesem Betriebszustand aber eigentlich nicht gewünscht bzw. nicht erforderlich ist.

[0032] Um die Charakteristik des Einspritzventils zu adaptieren, wird in der Schubabschaltungsphase das Einspritzventil intermittierend gemäß einer Ansteuerdauer angesteuert, d.h. Arbeitsspiele der Brennkraftmaschine, in denen das Einspritzventil für eine bestimmte Ansteuerdauer zum Öffnen angesteuert wird, wechseln mit Arbeitsspielen ab, in denen das Einspritzventil nicht betätigt wird.

[0033] Fig. 2 zeigt jeweils in einer Zeitreihe den Verlauf der Drehzahl N der Brennkraftmaschine bzw. einer Umlaufdauer U eines von der Brennkraftmaschine angetriebenen Segmentrades, das drehfest mit der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine verbunden ist. In der linken Zeitreihe der Fig. 2 ist der Drehzahlverlauf zusammen mit einem Ansteuersignal 4 dargestellt. Der Drehzahlverlauf 3 gibt die zeitliche Entwicklung der Drehzahl der Brennkraftmaschine wieder. Das Ansteuersignal 4 ist das Signal, mit dem ein Einspritzventil während der Schubabschaltung der Brennkraftmaschine angesteuert wird. Das Ansteuersignal 4 setzt sich dabei aus Ansteuerpulsen 5 und dazwischenliegenden Ruhepausen 6 zusammen. Während der Zeitdauer eines Ansteuerpulses 5 wird das Einspritzventil gemäß einer Ansteuerdauer angesteuert. Liegt diese über dem Startwert TI-0 so öffnet das Einspritzventil, und ein vom Einspritzventil gespeister

Zylinder der Brennkraftmaschine führt einen Arbeitstakt aus da Kraftstoff zugeteilt wird. In den Ruhepausen 6 liegende Arbeitstakte des Zylinders erfolgen, ohne dass das Einspritzventil zum Öffnen angesteuert wird. Es handelt sich also um Arbeitstakte, in denen der entsprechende Zylinder abgeschaltet ist.

[0034] Das Ansteuersignal 4 stellt also ein binäres Signal dar, das anzeigt, ob das Einspritzventil, dessen Charakteristik angepasst werden soll, überhaupt angesteuert wird. Die Breite der Ansteuerpulse 5 in Fig. 2 gibt nicht die Ansteuerdauer wieder, sondern zeigt lediglich an, ob in einem Arbeitsspiel das Einspritzventil angesteuert wird.

[0035] Da sich die Brennkraftmaschine in einer Schubabschaltungsphase befindet, sinkt die Drehzahl N. Dieses Absinken erfolgt jedoch mit variierendem Gradienten, da durch die Ansteuerpulse 5 intermittierend ein Einspritzventil angesteuert wird.

[0036] Der Drehzahlverlauf 3 zeigt in Arbeitsspielen, für die ein Ansteuerpuls 5 eingezeichnet ist, d.h. in denen das Einspritzventil öffnet, eine geringere Steigung, als wenn das Ansteuersignal eine Ruhepause 6 aufweist, d.h. das Einspritzventil geschlossen bleibt. Die Abschnitte mit geringerer Steigung sind mit einem "+" markiert sowie mit dem Bezugszeichen 7 versehen. Die Abschnitte mit einem stärkeren Gradienten, d.h. mit einem schneller abfallenden Drehzahlverlauf tragen ein "-" und sind mit dem Bezugszeichen 8 bezeichnet.

[0037] Die rechte Darstellung der Fig. 2 zeigt neben dem Ansteuersignal 4 einen Durchlaufdauerverlauf, der die zeitliche Entwicklung der Umlaufdauer U des Segmentrades wiedergibt. Die Umlaufdauer U ist zur Drehzahl N invers proportional. In den Abschnitten 7 des Durchlaufdauerverlaufes 9 steigt die Umlaufdauer geringer an, als in den Abschnitten 8, was wiederum durch die Ansteuerung des Einspritzventils bedingt ist, die während den Abschnitten 7 einen Ansteuerpuls 5, während in den Abschnitten 8 eine Ruhepause 6 aufweist.

[0038] Die geringere Steigung, des Drehzahlverlaufs 3 in den Phasen 7, in denen das Einspritzventil entsprechend dem Ansteuerpuls 5 mit einer Ansteuerdauer angesteuert wird, rühren daher, dass wegen der Kraftstoffeinspritzung der entsprechende Zylinder der Brennkraftmaschine ein Drehmoment abgibt. Dieser Drehmomentenbeitrag hängt von der Ansteuerdauer, mit der das Einspritzventil in den Ansteuerpulsen angesteuert wird, ab und wird in einer ersten Ausführungsform gemäß folgender Gleichung bestimmt:

$$D = (\pi/F) \cdot M \cdot (dN+ - dN-) + dJ,$$

wobei F einen von einer Zylinderanzahl abhängigen Faktor, D den Drehmomentwert, M ein Trägheitsmoment der Brennkraftmaschine, dN+ einen Drehzahlgradienten des Arbeitsspiels mit Ansteuerung des Einspritzventils, dN- einen Drehzahlgradienten eines der Arbeitsspiele ohne Ansteuerung des Einspritzventils und dJ ein Faktor für ein durch innere Reibung der Brennkraftmaschine bedingtes Bremsmoment bezeichnet. Der Faktor F hat für eine Vierzylinderbrennkraftmaschine den Wert 30. Der Drehzahlgradient dN+ ist durch die Steigung des Drehzahlverlaufs 3 in den Abschnitt 7, der Drehzahlgradient dNdurch die Steigung der Abschnitte 8 des Drehzahlverlaufs 3 gegeben.

[0039] Der Faktor dJ berücksichtigt ein durch innere Reibung der Brennkraftmaschine bedingtes Bremsmoment. Dies hängt bei abgekoppeltem Antriebsstrang lediglich von der Bauweise bzw. Betriebsparametern der Brennkraftmaschine selbst ab und kann beispielsweise aus einem Kennfeld entnommen werden. Das Bremsmoment ist insbesondere von der Drehzahl abhängig, weshalb in einer alternativen Ausführungsform zwei Werte für das Bremsmoment zur mittleren Drehzahl im Abschnitt 7 bzw. Abschnitt 8, der für die Berechnung des Drehmoments gemäß obiger Gleichung herabgezogen wird, ermittelt und die Differenz gebildet wird, wobei bei der Differenzbildung das Bremsmoment zum Zeitpunkt, zu dem dN- ermittelt wurde, vom Bremsmoment zum Zeitpunkt, zu dem dN+ ermittelt wurde, abgezogen wird, um den Faktor dJ zu bestimmen.

[0040] Der mit obiger Gleichung errechnete Drehmomentwert D gibt das Drehmoment wieder, das durch die Ansteuerung des Einspritzventils mit der bei für die Anpassung verwendeten Ansteuerdauer erzeugt wurde. Dieses Drehmoment kann auf dem Fachmann bekannte Weise, beispielsweise durch ein Kennfeld, in die gesuchte Kraftstoffmasse K umgesetzt werden.

[0041] Die geschilderte Adaption wird nun für verschiedene Ansteuerdauern wiederholt, so dass ein Satz von Wertepaaren erhalten wird, die jeweils aus einem Drehmomentwert und einer Ansteuerdauer bzw. einem Kraftstoffmassenwert und einer Ansteuerdauer bestehen. Fig. 4 zeigt die Auftragung der erhaltenen Wertepaare für ein exemplarisches Einspritzventil. Die Kraftstoffmasse K(in mg) ist über der Ansteuerdauer TI (in ms) aufgetragen. Bei einer Ansteuerdauer von etwas über 0,16 ms wird eine Kraftstoffmasse von 1 mg abgegeben.

[0042] Jeder Messpunkt entspricht einer Durchführung des Verfahrens zum Anpassen mit einer bestimmten Ansteuerdauer, wobei das wie oben angegeben berechnete Drehmoment zusätzlich über einen bekannten Zusammenhang in eine Kraftstoffmasse umgerechnet wurde, die das Einspritzventil im Verfahren zur Anpassung abgab. Wie zu sehen ist, fängt das Einspritzventil erst oberhalb einer gewissen Ansteuerdauer an, eine Kraftstoffmasse abzugeben. Diese untere Grenze entspricht dem Startwert TI_0 in Fig. 1. Wie die Darstellung der Fig. 4 weiter zeigt, liegt die Auflösung bei der Anpassung im Bereich von 0,1 bis 0,2 mg.

[0043] Die in Fig. 4 dargestellte Kurve 14 kann somit als dem entsprechenden Einspritzventil zugeordnete Charakteristik 1 im Betrieb der Brennkraftmaschine verwendet werden bzw. für eine Korrektur der Charakteristik 1 auf die Kurve 14 hin dienen. Fig. 4 zeigt diesbezüglich einen kleinen Ausschnitt der Charakteristik 2 der Fig. 1 um den Startwert TI_0 herum.

[0044] Fig. 3 veranschaulicht eine zweite Ausführungsform des Verfahrens, mit dem eine Anpassung der Einspritzventilcharakteristik erreicht werden kann. Fig. 3 zeigt dabei einen Ausschnitt des Durchlaufdauerverlaufes 9 der rechten Darstellung der Fig. 2. Aufeinanderfolgende Abschnitte 7 und 8 sind in einem Ausschnitt des Durchlaufdauerverlaufs 9 in Fig. 3 dargestellt, wobei jeder Abschnitt einem Arbeitsspiel entspricht. Zusätzlich ist ein Segmentzeitsignal 10 gezeigt, das die Segmentdauern wiedergibt, die der Durchlauf eines Segmentes des Segmentrades dauert, wobei jedes Segment genau einem Zylinder einer Vierzylinderbrennkraftmaschine zugeordnet ist. Auf der Zeitachse, die die Zeit t zeigt, ist zusätzlich mit römischen Zahlen die entsprechende Arbeitsreihenfolge der Zylinder aufgetragen. Die im Beispiel betrachtete Brennkraftmaschine hat also die Arbeitsspielreihenfolge IV, I, II und III. In dieser Reihenfolge durchlaufen die Zylinder der Vierzylinderbrennkraftmaschine innerhalb eines Arbeitsspiels ihre Arbeitstakte.

[0045] Im nachfolgend geschilderten Adaptionsverfahren wird die Charakteristik des Einspritzventils des Zylinders I adaptiert.

[0046] In drei aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen 11 bis 13 wird zuerst in einem ersten Arbeitsspiel 11 das Einspritzventil des Zylinders I gemäß einer Ansteuerdauer angesteuert. Im darauffolgenden zweiten Arbeitsspiel 12 erfolgt keine Ansteuerung des Einspritzventils des Zylinders I, d.h. das Ansteuersignal 4 weist eine Ruhepause 6 auf. Im darauffolgenden dritten Arbeitsspiel 13 weist das Ansteuersignal 4 wieder einen Ansteuerpuls 5 auf, d.h. das Einspritzventil des Zylinders I wird wieder gemäß einer Ansteuerdauer angesteuert, wobei es sich um dieselbe Ansteuerdauer wie im Arbeitsspiel 11 handelt. Durch die Abfolge von erstem Arbeitsspiels 11 bis drittem Arbeitsspiel 13 werden die Abschnitt 7, 8 und wieder 7 des Durchlaufdauerverlaufs 9 bewirkt.

[0047] In Fig. 3 ist für jeden Arbeitstakt der Zylinder I, II und III die dazugehörige Segmentzeit T aufgetragen, wobei zusätzlich zwei arabische Ziffern ab Suffix angefügt sind, von denen die erste Ziffer für die Zylindernummer und die zweite Ziffer für das Arbeitsspiel steht (1: erstes Arbeitsspiel, 2: zweites Arbeitsspiel, 3: drittes Arbeitsspiel).

[0048] Aus Fig. 3 ist deutlich zu sehen, dass durch die Ansteuerung des Einspritzventils des ersten Zylinders im ersten Arbeitsspiel bzw. dem dritten Arbeitsspiel T11 bzw. T13 sehr viel kürzer ist als die Segmentzeit T12 im zweiten Arbeitsspiel, in dem das Einspritzventil des Zylinders I nicht angesteuert wird. Die kürzeren Segmentzeiten T11 und T13 entstehen deshalb, da der Zylinder I im ersten Arbeitsspiel 11 und im dritten Arbeitsspiel 13 ein Drehmoment abgibt. Dies hat seine Ursache wiederum darin, dass das Einspritzventil aufgrund der Ansteuerung mit einer Ansteuerdauer eine Kraftstoffmasse in die Brennkammer des Zylinders I einbrachte.

[0049] Das durch diese Einspritzung erzeugte Drehmoment wird nun nach folgender Gleichung berechnet:

$$D = F2 \cdot \pi \cdot M \left((Tx3 - Tx2)/(ST-)^3 \right) - \left((Tx2 - Tx1)/(ST+)^3 \right) + dJ,$$

wobei F2 einen von der Zylinderzahl abhängigen Faktor (16 bei einer Vierzylinderbrennkraftmaschine), D den Drehmomentwert, M das Trägheitsmoment der Brennkraftmaschine, dJ einen Faktor für ein durch innere Reibung der Brennkraftmaschine bedingtes Bremsmoment, Tx1 die Segmentzeit für den bestimmten Zylinder im ersten Arbeitsspiel, Tx2 die Segmentzeit für den bestimmten Zylinder im zweiten Arbeitsspiel, Tx3 die Segmentzeit für den Zylinder im dritten Arbeitsspiel, ST- die mittlere Gesamtdauer des Durchlaufs aller Segmente während eines Arbeitsspiels ohne Ansteuerung des Einspritzventils und ST+ die mittlere Gesamtdauer des Durchlaufs aller Segmente während eines der Arbeitsspiele mit Ansteuerung des Einspritzventils bezeichnet.

[0050] Bezüglich des Trägheitsmomentes der Brennkraftmaschine sowie des Faktors dJ gilt das oben für die erste Ausführungsform gesagte. Die Differenz zur Berechnung des Faktors dJ kann dabei beispielsweise mit der Gleichung

$$dJ = J(120/ST-) - J(120/ST+)$$

ermittelt werden, wobei von einem Segmentrad mit 120 Teilsegmenten oder Zähnen ausgegangen wurde, und J das drehzahlabhängige Bremsmoment der Brennkraftmaschine bezeichnet. Dieser Wert ist zur Durchführung der Adaption im Steuergerät der Brennkraftmaschine abgelegt und stammt beispielsweise aus einer Prüfstandsvermessung.

[0051] Analog zum obigen ersten Ausführungsbeispiel wird aus dem Drehmomentwert und der zugehörigen Ansteuerdauer ein Wertepaar gebildet. Die Wertepaare für verschiedene Ansteuerdauern erlauben dann eine Korrektur der

Referenz-Einspritzventilcharakteristik, ggf. nach Umwandlung der Drehmomentwerte in Werte für Kraftstoffmassen.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Anpassen einer ein Referenz-Einspritzverhalten wiedergebenden Einspritzventilcharakteristik eines angesteuerten Kraftstoff-Einspritzventils einer Brennkraftmaschine an alterungsbedingte Änderungen oder fertigungsbedingte Streuungen eines Ist-Einspritzverhaltens, wobei

   a) während eines keine Kraftstoffeinspritzung erfordernden Betriebszustandes der Brennkraftmaschine das Einspritzventil intermittierend gemäß einer Ansteuerdauer angesteuert wird, während ansonsten keine Kraftstoffeinspritzung erfolgt, so dass mindestens ein Arbeitsspiel mit Ansteuerung mindestens einem Arbeitsspiel ohne Ansteuerung des Einspritzventils folgt oder vorangeht,
   b) jeweils ein Drehzahl-Wert oder ein Wert einer drehzahlabhängigen Größe der Brennkraftmaschine für das Arbeitsspiel mit Ansteuerung und für mindestens eines der Arbeitsspiele ohne Ansteuerung detektiert wird und
   c) eine Differenz der detektierten Werte gebildet und damit eine Korrektur der Einspritzventilcharakteristik vorgenommen wird.

2. Verfahren nach Anspruch 1, bei dem eine Differenz der detektierten Werte gebildet und daraus Ableitungen erster und/oder höherer Ordnung berechnet werden.

3. Verfahren nach Anspruch 2, bei dem auf der Grundlage von gemessenen Segmentzeiten Differenzen und daraus Differenzquotienten berechnet werden, aus denen Ableitungen erster und höherer Ordnung abgeleitet werden.

4. Verfahren nach einem der obigen Ansprüche, bei dem mit Hilfe signalanalytischer Methoden ein Gesamtverlauf des Drehzahl-Wertes oder des drehzahlabhängigen Wertes über mehrere Arbeitsspiele mit und ohne Ansteuerung ausgewertet wird und Störeinflüsse identifiziert und eliminiert werden.

5. Verfahren nach einem der obigen Ansprüche, bei dem die Ansteuerdauer schrittweise erhöht wird.

6. Verfahren nach einem der obigen Ansprüche, bei dem in Schritt c) ein Drehmomentwert für ein Drehmoment berechnet wird, das durch die Ansteuerung des Einspritzventils mit der Ansteuerdauer bewirkt wurde.

7. Verfahren nach Anspruch 6, bei dem der Drehmomentwert nach folgender Formel berechnet wird:

$$D = (\pi/F1) \cdot M \cdot (dN+ - dN-) + dJ,$$

   wobei F1 einen von einer Zylinderanzahl abhängigen Faktor, D den Drehmomentwert, M ein Trägheitsmoment der Brennkraftmaschine, dN+ einen Drehzahlgradienten des Arbeitsspiels mit Ansteuerung des Einspritzventils, dN- einen Drehzahlgradienten eines der Arbeitsspiele ohne Ansteuerung des Einspritzventils und dJ einen Faktor für ein durch innere Reibung der Brennkraftmaschine bedingtes Bremsmoment bezeichnet.

8. Verfahren nach einem der obigen Ansprüche, wobei die Schritte a) und b) zur Rauschunterdrückung mit unveränderter Ansteuerdauer mehrfach durchgeführt werden.

9. Verfahren nach Anspruch 6 bei einer Brennkraftmaschine, die als Mehrzylinder-Brennkraftmaschine ausgebildet ist, bei dem ein von der Brennkraftmaschine angetriebenes Segmentrad abgetastet und ein erstes Arbeitsspiel ohne Ansteuerung des Einspritzventils eines bestimmten Zylinders, danach ein zweites Arbeitsspiel mit Ansteuerung des Einspritzventils des bestimmten Zylinders und dann ein drittes Arbeitsspiel ohne Ansteuerung des Einspritzventils eines bestimmten Zylinders ausgeführt werden, wobei mindestens im ersten, zweiten und dritten Arbeitsspiel für den bestimmten Zylinder eine Segmentzeit bestimmt wird, die der Durchlauf eines Segmentes des Segmentrades während des Arbeitstaktes des Zylinders dauert, und wobei das Drehmoment nach folgender Gleichung berechnet wird:

$$D = F2 \cdot \pi \cdot M \left((Tx3 - Tx2)/(ST-)^3\right) - (Tx2 - Tx1)/(ST+)^3) + dJ,$$

wobei F2 einen von der Zylinderzahl abhängigen Faktor, D den Drehmomentwert, M ein Trägheitsmoment der Brennkraftmaschine, dJ einen Faktor für ein durch innere Reibung der Brennkraftmaschine bedingtes Bremsmoment, Tx1 die Segmentzeit für den bestimmten Zylinder im ersten Arbeitsspiel, Tx2 die Segmentzeit für den bestimmten Zylinder im zweiten Arbeitsspiel, Tx3 die Segmentzeit für den Zylinder im dritten Arbeitsspiel, STdie mittlere Gesamtdauer des Durchlaufs aller Segmente während eines Arbeitsspiels ohne Ansteuerung des Einspritzventils und ST+ die mittlere Gesamtdauer des Durchlaufs aller Segmente während eines der Arbeitsspiele mit Ansteuerung des Einspritzventils bezeichnet.

10. Verfahren nach Anspruch 7 oder 9, bei dem zur Ermittlung des Faktors für das durch die innere Reibung der Brennkraftmaschine bewirkte Bremsmoment eine Differenz zwischen zwei Werten gebildet wird, wobei ein Wert einem der Arbeitsspiele der Brennkraftmaschine ohne Ansteuerung des Einspritzventils und der andere dem Arbeitsspiel der Brennkraftmaschine mit Ansteuerung des Arbeitsspiels zugeordnet ist.

11. Verfahren nach Anspruch 6, bei dem aus dem Drehmomentwert ein Kraftstoffmassenwert für eine vom Einspritzventil abgegebene Kraftstoffmasse abgeleitet wird, der Kraftstoffmassenwert der Ansteuerdauer zugeordnet und dann zur Korrektur der Einspritzventilcharakteristik verwendet wird.

Claims

1. Method for adapting an injection valve characteristic, said characteristic representing a reference injection behaviour, of a triggered fuel injection valve of an internal combustion engine to aging-related changes or manufacturing-related variations of an actual injection behaviour, wherein

a) during an operating state of the internal combustion engine, which operating state does not require a fuel injection, the injection valve is triggered intermittently in accordance with a trigger duration, while otherwise no fuel injection occurs, such that at least one work cycle with triggering follows or precedes at least one work cycle without triggering of the injection valve,
b) a rotational-speed value or a value of a rotational-speed-dependent variable of the internal combustion engine is detected in each case for the work cycle with triggering and for at least one of the work cycles without triggering and
c) a difference between the detected values is established and a correction of the injection characteristic is effected thereupon.

2. Method according to claim 1, in which a difference between the detected values is established and derivatives of a first and/or higher order are calculated therefrom.

3. Method according to claim 2, in which differences are calculated on the basis of measured segment times, difference quotients are calculated from said differences, and derivatives of a first and higher order are derived therefrom.

4. Method according to one of the preceding claims, in which an overall profile of the rotational-speed value or of the rotational-speed-dependent value is analysed using signal-analysis methods over a plurality of work cycles with and without triggering, and interference effects are identified and eliminated.

5. Method according to one of the preceding claims, in which the trigger duration is increased step-by-step.

6. Method according to one of the preceding claims, in which in step c) a turning-moment value is calculated for a turning moment which was produced by the triggering of the injection valve with the trigger duration.

7. Method according to claim 6, in which the turning-moment value is calculated in accordance with the following formula:

$$D = (\pi/F1) \cdot M \cdot (dN+ - dN-) + dJ,$$

where F1 is a factor that is dependent on a number of cylinders, D is the turning-moment value, M is a moment of inertia of the internal combustion engine, dN+ is a rotational-speed gradient of the work cycle with triggering of the injection valve, dN- is a rotational-speed gradient of one of the work cycles without triggering of the injection valve, and dJ is a factor for a braking moment which is caused by internal friction of the internal combustion engine.

8. Method according to one of the preceding claims, wherein the steps a) and b) are executed several times with an unchanged trigger duration for the purpose of noise suppression.

9. Method according to claim 6 concerning an internal combustion engine which is designed as a multi-cylinder internal combustion engine, in which a segment wheel that is driven by the internal combustion engine is sampled and a first work cycle without triggering of the injection valve of a specific cylinder, then a second work cycle with triggering of the injection valve of the specific cylinder, and then a third work cycle without triggering of the injection valve of a specific cylinder are executed, wherein a segment time is specified in at least the first, second and third work cycle for the specific cylinder, said segment time lasting for the passage of a segment of the segment wheel during the working stroke of the cylinder, and wherein the turning moment is calculated in accordance with the following equation:

$$D = F2 \cdot \pi \cdot M\ ((Tx3 - Tx2)/(ST-)^3) - (Tx2 - Tx1)/(ST+)^3) + dJ,$$

where F2 is a factor that is dependent on the number of cylinders, D is the turning-moment value, M is a moment of inertia of the internal combustion engine, dJ is a factor for a braking moment which is caused by internal friction of the internal combustion engine, Tx1 is the segment time for the specific cylinder in the first work cycle, Tx2 is the segment time for the specific cylinder in the second work cycle, Tx3 is the segment time for the cylinder in the third work cycle, ST- is the average total duration of the passage of all segments during a work cycle without triggering of the injection valve and ST+ is the average total duration of the passage of all segments during one of the work cycles with triggering of the injection valve.

10. Method according to claim 7 or 9, in which a difference between two values is established for the purpose of determining the factor for the braking moment which is caused by the internal friction of the internal combustion engine, wherein one value is assigned to one of the work cycles of the internal combustion engine without triggering of the injection valve and the other is assigned to the work cycle of the internal combustion engine with triggering of the work cycle.

11. Method according to claim 6, in which a fuel-mass value for a fuel mass that is delivered by the injection valve is derived from the turning-moment value, the fuel-mass value is assigned to the trigger duration and then used for correcting the injection valve characteristic.

Revendications

1. Procédé permettant d'adapter une caractéristique de soupape injectrice d'une soupape injectrice de carburant activée d'un moteur à combustion interne représentant un comportement d'injection de référence à des changements dus au vieillissement ou à des écarts dus à la fabrication observés dans un comportement d'injection réel,

a) la soupape injectrice étant activée, pendant un état de fonctionnement du moteur à combustion interne ne nécessitant pas d'injection de carburant, de manière intermittente pendant une durée d'activation donnée alors qu'en dehors de cela il n'y a pas d'injection de carburant, de sorte qu'au moins un cycle de fonctionnement avec activation de la soupape injectrice suit ou précède au moins un cycle de fonctionnement sans activation de ladite soupape injectrice,
b) une valeur de nombre de tours ou une valeur d'une grandeur dépendant du nombre de tours du moteur à combustion interne étant respectivement détectée pour le cycle de fonctionnement avec activation et pour au moins l'un des cycles de fonctionnement sans activation et

c) une différence des valeurs détectées étant formée et la caractéristique de soupape injectrice étant corrigée grâce à ladite différence.

2. Procédé selon la revendication 1, dans lequel est formée une différence des valeurs détectées et sont calculées des dérivées du premier ordre et/ou d'ordre supérieur.

3. Procédé selon la revendication 2, dans lequel sont calculées, sur la base de temps de segment mesurés, des différences et à partir de celles-ci des dérivées, à partir desquelles sont déduites des dérivées du premier ordre et d'ordre supérieur.

4. Procédé selon l'une des revendications précédentes, dans lequel, à l'aide de méthodes d'analyse de signaux, est évaluée dans sa totalité une allure de la valeur de nombre de tours ou de la valeur dépendant du nombre de tours sur plusieurs cycles de fonctionnement avec et sans activation et sont identifiées et éliminées des influences perturbatrices.

5. Procédé selon l'une des revendications précédentes dans lequel la durée d'activation est augmentée progressivement.

6. Procédé selon l'une des revendications précédentes, dans lequel est calculée, dans l'étape c), une valeur de couple pour un couple qui a été provoqué par l'activation de la soupape injectrice avec la durée d'activation.

7. Procédé selon la revendication 6, dans lequel la valeur de couple est calculée selon la formule suivante :

$$D = (\pi/Fl) \cdot M \cdot (dN+ - dN-) + dJ,$$

F1 étant un facteur dépendant d'un nombre de cylindres, D la valeur de couple, M un couple d'inertie du moteur à combustion interne, dN+ un gradient de vitesse du cycle de fonctionnement avec activation de la soupape injectrice, dN- un gradient de vitesse de l'un des cycles de fonctionnement sans activation de la soupape injectrice et dJ un facteur pour un couple de freinage dû au frottement interne du moteur à combustion interne.

8. Procédé selon l'une des revendications précédentes, les étapes a) et b) étant, en vue de la suppression du bruit, réalisées plusieurs fois avec une durée d'activation inchangée.

9. Procédé selon la revendication 6 utilisé dans un moteur à combustion interne réalisé en tant que moteur polycylindrique à combustion interne, dans lequel est balayée une roue segmentée entraînée par ledit moteur à combustion interne et sont effectués un premier cycle de fonctionnement sans activation de la soupape injectrice d'un cylindre déterminé, puis un deuxième cycle de fonctionnement avec activation de la soupape injectrice du cylindre déterminé, et puis un troisième cycle de fonctionnement sans activation de la soupape injectrice d'un cylindre déterminé, un temps de segment étant déterminé au moins dans le premier, le deuxième et le troisième cycle de fonctionnement pour le cylindre déterminé, ce temps de segment correspondant à la durée de passage d'un segment de la roue segmentée pendant le cycle de travail du cylindre et le couple étant calculé selon l'équation suivante :

$$D = F2 \cdot \pi \cdot M \left((Tx3 - Tx2)/(ST-)^3\right) - \left(Tx2 - Tx1\right)/(ST+)^3) + dJ,$$

F2 étant un facteur dépendant du nombre de cylindres, D la valeur de couple, M un couple d'inertie du moteur à combustion interne, dJ un facteur pour un couple de freinage dû au frottement interne du moteur à combustion interne, Tx1 le temps de segment pour le cylindre déterminé dans le premier cycle de fonctionnement, Tx2 le temps de segment pour le cylindre déterminé dans le deuxième cycle de fonctionnement, Tx3 le temps de segment pour le cylindre dans le troisième cycle de fonctionnement, ST- la durée totale moyenne nécessaire au passage de tous les segments pendant un cycle de fonctionnement sans activation de la soupape injectrice et ST+ la durée totale

moyenne nécessaire au passage de tous les segments pendant l'un des cycles de fonctionnement avec activation de la soupape injectrice.

10. Procédé selon la revendication 7 ou 9, dans lequel est formée, en vue de déterminer le facteur pour le couple de freinage provoqué par le frottement interne du moteur à combustion interne, une différence entre deux valeurs, une valeur étant affectée à l'un des cycles de fonctionnement du moteur à combustion interne sans activation de la soupape injectrice et l'autre valeur étant affectée au cycle de fonctionnement du moteur à combustion interne avec activation de la soupape injectrice.

11. Procédé selon la revendication 6, dans lequel une valeur de masse de carburant pour une masse de carburant injectée par la soupape injectrice est déduite à partir de la valeur de couple, la valeur de masse de carburant est affectée à la durée d'activation, puis est utilisée pour la correction de la caractéristique de soupape injectrice.

FIG 1

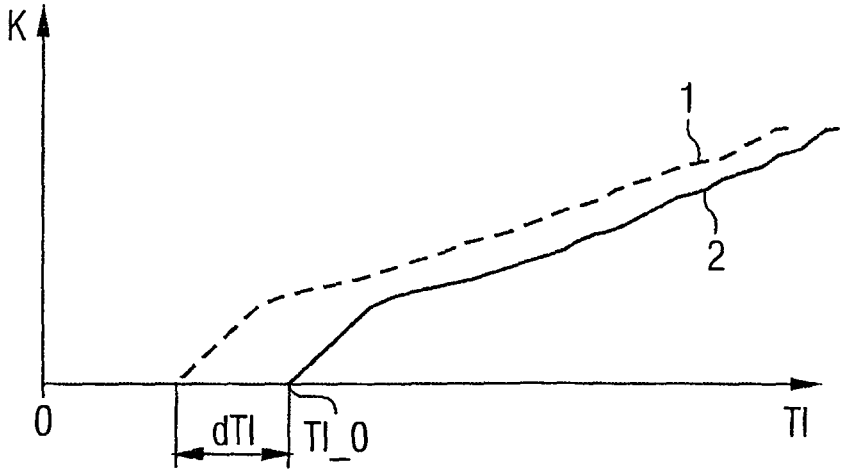


FIG 2

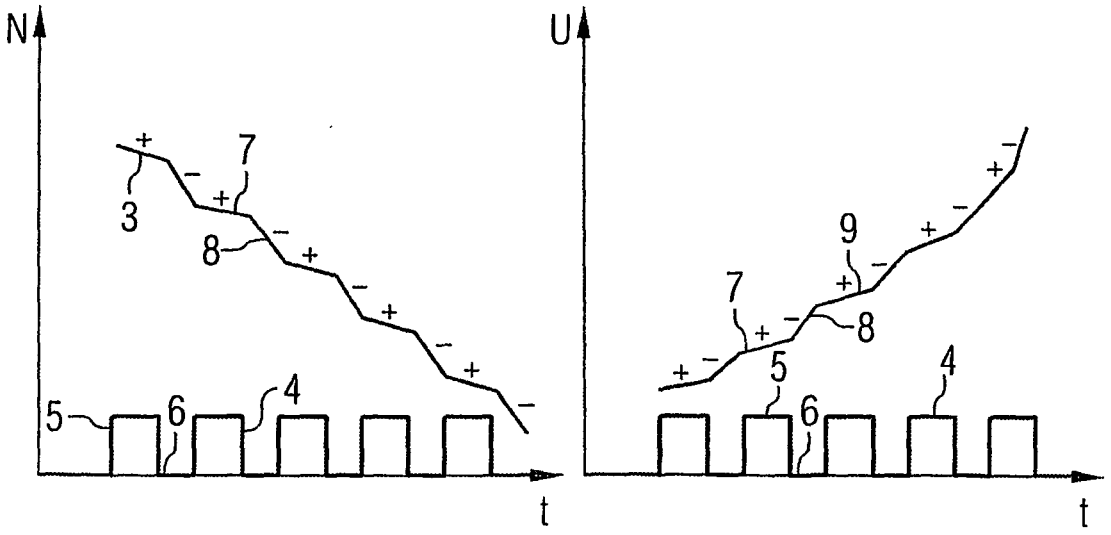


FIG 3

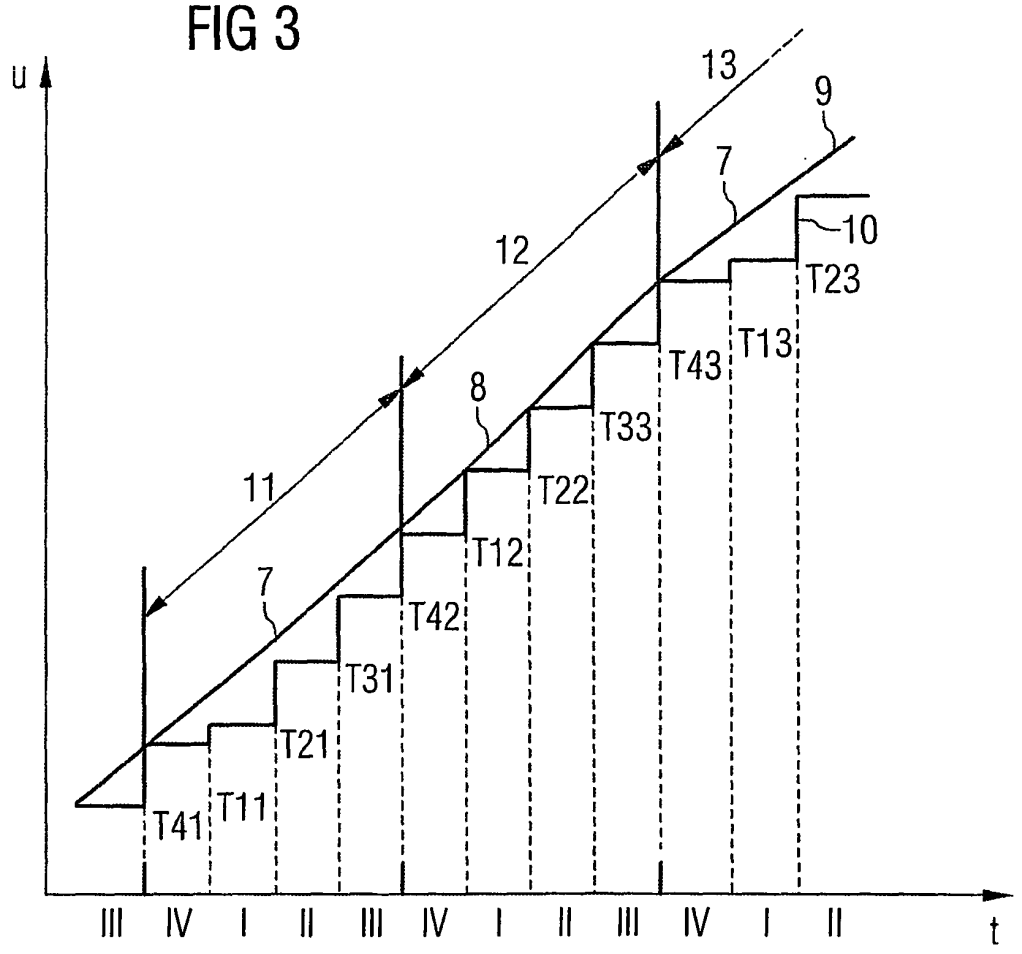
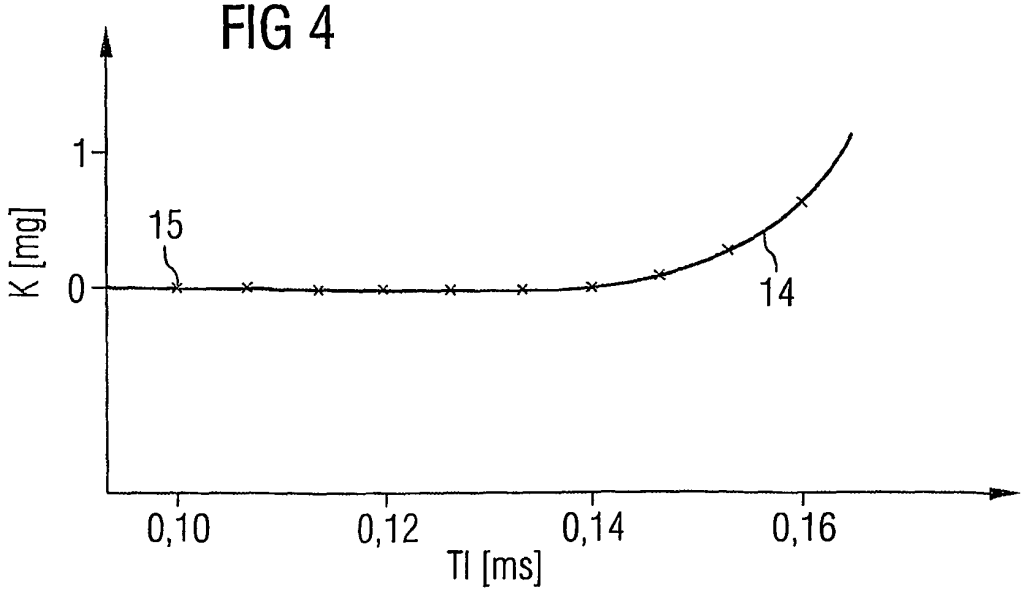

u
13
9
7
12
10
T23
T43
T13
8
T33
T22
11
T12
7
T42
T31
T21
T41
T11
III
IV
I
II
III
IV
I
II
III
IV
I
II
t

FIG 4


1
K [mg]
15
0
14
0,10
0,12
0,14
0,16
TI [ms]