

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 1 068 436 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:

13.02.2002 Patentblatt 2002/07

(51) Int Cl.7: **F02D 41/14**

(86) Internationale Anmeldenummer:

PCT/DE99/00654

(21) Anmeldenummer: **99913112.1**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:

WO 99/50547 (07.10.1999 Gazette 1999/40)

(22) Anmeldetag: **10.03.1999**

(54) **VERFAHREN ZUR ZYLINDERGLEICHSTELLUNG BEI EINER MIT DIREKTEINSPRITZUNG ARBEITENDEN BRENNKRAFTMASCHINE**

METHOD FOR EQUALISING THE CYLINDERS OF A DIRECT INJECTION INTERNAL
COMBUSTION ENGINE

PROCEDE DE MISE AU MEME NIVEAU DES CYLINDRES D'UN MOTEUR A COMBUSTION
INTERNE A INJECTION DIRECTE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB

(30) Priorität: **30.03.1998 DE 19814155**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
17.01.2001 Patentblatt 2001/03

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

(72) Erfinder:

- **PRZYMUSINSKI, Achim
D-93049 Regensburg (DE)**
- **SCHERNEWSKI, Ralf
D-76185 Karlsruhe (DE)**
- **KÄRCHER, Andreas
D-76356 Weingarten (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:

DE-A- 19 627 540

DE-A- 19 713 104

US-A- 4 705 000

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 1 068 436 B1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Zylindergleichstellung bei einer mit Direkteinspritzung arbeitenden Brennkraftmaschine gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruches 1.

[0002] Bei mehrzylindrigen, direkteinspritzenden Verbrennungskraftmaschinen kommt es aufgrund verschiedener Störeinflüsse trotz gleicher Ansteuerung zu hohen Varianzen des Massendurchflusses zwischen einzelnen Einspritzdüsen. Die unterschiedlichen Kraftstoffmengen führen zu unterschiedlichen Drehmomentbeiträgen der einzelnen Zylinder, was neben einer Steigerung der Laufunruhe durch Drehzahlschwankungen der Kurbelwelle auch zu einer erhöhten Emission führen kann.

[0003] Aus der DE 41 22 139 A1 ist ein Verfahren zur Zylindergleichstellung bezüglich der Kraftstoff-Einspritzmengen bei einer Brennkraftmaschine bekannt, bei der die Drehbeschleunigung jedes einzelnen Zylinders erfaßt wird. Die einzelnen Meßwerte der Drehbeschleunigung werden miteinander verglichen und bei Abweichungen zwischen den einzelnen Meßwerten werden die Kraftstoffeinspritzmengen der einzelnen Zylinder so verändert, daß schließlich Abweichungen vermieden und damit Drehungleichförmigkeiten der Brennkraftmaschine eliminiert werden.

[0004] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren der Eingangs genannten Art anzugeben, mit dem auf einfache und schnelle Weise der systematische Fehler der einzelnen Einspritzdüsen der Einspritzanlage sowohl bei stationärem als auch bei instationärem Betrieb der Brennkraftmaschine ausgeglichen werden kann.

[0005] Die genannte Aufgabe wird durch die Merkmale des Patentanspruches 1 gelöst. Vorteilhafte Weiterbildungen sind in den Unteransprüchen angegeben.

[0006] Die durch die Verbrennung in den einzelnen Zylindern freiwerdende Energie wird in Bewegungsenergie der Kurbelwelle umgewandelt. Zylinderindividuelle Verbrennungsunterschiede äußern sich also in Drehzahlschwankungen, aus denen ein Fehler bestimmt werden kann. Dieses zylinderindividuelle Fehlersignal ist charakteristisch für den systematischen Fehler beim Einspritzvorgang in den Zylinder. Um auch bei instationärem Betrieb der Brennkraftmaschine, beispielsweise bei einer Beschleunigung Fehladaptationen auszuschließen, werden die charakteristischen Werte, d.h. die vom Drehzahlsensor erfassten Drehzahlwerte, mit einem akausalen Filter dynamisch korrigiert. Durch diese dynamische Korrektur wird es ermöglicht, auch bei Drehzahlübergängen einen Fehler zu bestimmen und eine Adaption im gesamten Kennfeldbereich durchzuführen. Da das Verfahren als Eingangsgröße die für andere Steuer- und Regelungszwecke ohnehin der Steuerungseinrichtung der Brennkraftmaschine zugeführte Kurbelwellendrehzahl nutzt und somit keinerlei zusätzliche Hardware-Komponenten nötig sind, ergibt sich eine sehr kostengünstige Realisierung zur Erhöhung der Laufruhe der Brennkraftmaschine.

[0007] Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist nachstehend anhand der Zeichnung näher erläutert. Es zeigen

Figur 1 den Drehzahlverlauf für fehlerfreie und fehlerbehaftete Injektoren im stationären Betrieb,

Figur 2 den Drehzahlverlauf für fehlerfreie Injektoren im stationären und instationären Betrieb,

Figur 3 den Drehzahlverlauf und die Mittelungszeitspannen für die dynamische Korrektur,

Figur 4 ein Diagramm zur Verdeutlichung der Laufzeit des Mittelwertfilters,

Figur 5 eine Darstellung der dynamischen Korrektur anhand eines Beschleunigungsvorganges und

Figur 6 Drehzahl- und Residuenverlauf bei leichter Beschleunigung der Brennkraftmaschine

[0008] Um eine eventuelle Abweichung der tatsächlich eingespritzten Kraftstoffmenge von der Solleinspritzmenge ausregeln zu können ist es nötig, ein Maß für diese Abweichung, also einen Fehler zu bestimmen. Genutzt wird dazu das Signal eines Drehzahlsensors. Die durch die Verbrennung in den einzelnen Zylindern freiwerdende Energie wird in Bewegungsenergie der Kurbelwelle umgewandelt. Zylinderindividuelle Verbrennungsunterschiede äußern sich also in Drehzahlschwankungen, aus denen ein Fehler bestimmt werden kann. Die kinetische Energie, die während der Verbrennung in einem Zylinder i frei wird, errechnet sich zu

$$\Delta E_{\text{kin}}(i) = \frac{1}{2} \cdot \theta \cdot \left(\omega_{\text{UT}(i)}^2 - \omega_{\text{OT}(i)}^2 \right) \quad (1)$$

mit

- θ mittleres Trägheitsmoment der Kurbelwelle
 $\omega_{OT(i)}$ Winkelgeschwindigkeit im oberen Totpunkt (vor der Expansionsphase)
 $\omega_{UT(i)}$ Winkelgeschwindigkeit im unteren Totpunkt (nach der Expansionsphase)

5 **[0009]** Der untere Totpunkt (Index UT) des Zylinders i entspricht aber dem oberen Totpunkt (Index OT) des als nächsten gezündeten Zylinders $i+1$. Deshalb läßt sich diese Gleichung auch folgendermaßen angeben:

$$10 \quad \Delta E_{kin}(i) = \frac{1}{2} \cdot \theta \cdot (\omega_{OT(i+1)}^2 - \omega_{OT(i)}^2) \quad (2)$$

[0010] Eine positive Änderung der kinetischen Energie ($\Delta E_{kin}(i) > 0$) entspricht einer zu großen Einspritzmenge $m_{B,i}$ an Kraftstoff und eine negative Änderung der kinetischen Energie ($\Delta E_{kin}(i) < 0$) entspricht einer zu kleinen Einspritzmenge $m_{B,i}$. Ist $\Delta E_{kin}(i) = 0$, so wurde die richtige Brennstoffmenge eingespritzt.

15 **[0011]** Diese Aussagen gelten jedoch nur, wenn man von einem quasistationären Betriebszustand ausgehen kann (die mittlere Drehzahl also konstant bleibt) und das Lastmoment keine Sprünge aufweist.

[0012] In Figur 1A ist der Verlauf der Drehzahl n über der Zeit t für fehlerfreie Injektoren, in Figur 1B der Drehzahlverlauf über der Zeit für fehlerbehaftete Injektoren jeweils für den stationären Betrieb der Brennkraftmaschine aufgetragen. In beiden Fällen sind in Form von Kreisen die zylinderindividuellen Signalwerte, nämlich die Drehzahlen vor der Zündung $n(OT(i))$ und nach der Zündung $n(UT(i))$ für den Zylinder i gekennzeichnet.

20 **[0013]** Durch einfache Umrechnung läßt sich aus der Drehzahl n die Winkelgeschwindigkeit ω und somit auch ΔE_{kin} berechnen.

[0014] Wird das Verfahren auch angewandt, wenn sich die Brennkraftmaschine nicht im stationären Betrieb befindet, können keine Aussagen über die Fehler der Injektoren gemacht werden. Wird z.B. die Brennkraftmaschine gerade beschleunigt, wird ein Fehler erkannt, wo unter Umständen gar keiner sein muß.

[0015] Dieses Problem ist in Figur 2 aufgezeigt. Der zeitliche Drehzahlverlauf in Figur 2A wurde mit fehlerfreien Injektoren im stationären Betrieb simuliert. Das oben genannte Verfahren liefert einen Wert für die Änderung der kinetischen Energie $\Delta E_{kin}(i) = 0$, also keinen Fehler. In Figur 2B wurde die Brennkraftmaschine mit den gleichen fehlerfreien Injektoren beschleunigt. Das Verfahren errechnet jetzt einen Wert für die Änderung der kinetischen Energie $\Delta E_{kin}(i) > 0$, da die Drehzahl nach der Verbrennung größer ist als vorher und schließt daraus, daß der aktuelle Injektor einen positiven Fehler aufweist, also zuviel einspritzt.

30 **[0016]** Um die Einschränkung eines quasistationären Betriebszustandes zu beseitigen und auch in dynamischen Drehzahlübergängen einen Fehler bestimmen zu können, führt man eine dynamische Korrektur der Drehzahl durch. Erklärt wird diese dynamische Korrektur im folgenden am Beispiel einer 4-Zylinder-Brennkraftmaschine.

[0017] Der Grundgedanke bei der dynamischen Korrektur ist, die Tendenz der mittleren Drehzahl mit zu berücksichtigen. Dazu werden zur Bestimmung des Fehlers nicht die tatsächlichen Drehzahlen $n_{OT(i+1)}$ und $n_{OT(i)}$ benutzt, sondern korrigierte Drehzahlen $\bar{n}_{OT(i+1)}$ und $\bar{n}_{OT(i)}$.

[0018] Diese sind vom Trend der mittleren Drehzahl befreit und lassen somit eine Aussage über das Einspritzverhalten des betrachteten Injektors zu.

40 **[0019]** Um diesen Trend zu bestimmen, werden mittlere Drehzahlen berechnet und mit den aktuellen Werten in Beziehung gesetzt.

[0020] Um aber einen Vergleich der aktuellen Drehzahl mit einem Mittelwert zu ermöglichen, muß das verwendete Mittelwertfilter eine Gruppenlaufzeit von $\tau=0$ besitzen. Dies ist nur durch ein akausales Filter zu erreichen, bei dem der aktuelle Zeitpunkt in der Mitte des Mittelungsintervalles liegt.

[0021] Die Mittelungszeitspanne sollte dabei so kurz wie möglich gewählt werden, um eventuelle Änderungen der Drehzahl tendenz schnell zu erkennen. Auf der anderen Seite muß aber über mindestens ein Arbeitsspiel gemittelt werden, um die systematischen Fehler der Injektoren herauszurechnen.

50 **[0022]** Da es sich bei der hier untersuchten Brennkraftmaschine um eine 4-Zylinder-Brennkraftmaschine handelt, müssen bei Mitteilung über ein Arbeitsspiel vier Drehzahlwerte (jeweils im oberen Totpunkt) berücksichtigt werden. Um aber die erforderliche Laufzeit des Mittelwertfilters von $\tau=0$ einhalten zu können, muß, wie oben beschrieben, der aktuelle Zeitpunkt in der Mitte des Mittelungsintervalls liegen. Da es bei vier Drehzahlwerten aber keinen mittleren Wert gibt, wird über fünf Werte gemittelt. Die dynamische Korrektur der Drehzahl ergibt sich somit aus der akausalen Mittelwertbildung zu:

$$55 \quad \bar{n}_{OT(i)} = \frac{1}{8} n_{OT(i-2)} + \frac{1}{4} n_{OT(i-1)} + \frac{1}{4} n_{OT(i)} + \frac{1}{4} n_{OT(i+1)} + \frac{1}{8} n_{OT(i+2)} \quad (3)$$

$n_{OT(i-2)}$ und $n_{OT(i+2)}$ gehören dabei zum gleichen Zylinder und werden jeweils nur halb so stark gewichtet wie die anderen drei Werte. Damit ist die Mitteilung über genau ein Arbeitsspiel gewährleistet.

[0023] Die Akausalität kann man in den Griff bekommen, indem man die Berechnung für den zum Zeitpunkt i aktuellen Zylinder erst am Ende der Mittelungszeitspanne zum Zeitpunkt $i + 2$ durchführt. Da der entsprechende Wert erst im nächsten Arbeitsspiel wieder benötigt wird, also zum Zeitpunkt $i + 4$, ist dies ohne Probleme möglich.

[0024] Ein Gleichung (3) entsprechender Mittelwert wird auch für $OT_{(i+1)}$ berechnet:

$$\bar{n}_{OT(i+1)} = \frac{1}{8}n_{OT(i-1)} + \frac{1}{4}n_{OT(i)} + \frac{1}{4}n_{OT(i+1)} + \frac{1}{4}n_{OT(i+2)} + \frac{1}{8}n_{OT(i+3)} \quad (4)$$

[0025] In Figur 3 ist der Drehzahlverlauf über zwei Arbeitsspiele ASP und die Mittelungszeitspannen für $\bar{n}_{OT(i+1)}$ und $\bar{n}_{OT(i+1)}$ für die dynamische Korrektur graphisch dargestellt.

[0026] Um den Einfluß der Laufzeit τ des Mittelwertfilters zu verdeutlichen, sei auf Figur 4 verwiesen. In Figur 4A ist ein Sinussignal aufgezeichnet. Darunter (Figur 4B) ist der Verlauf des Mittelwertes bei Mittelung über ein Viertel der Periodendauer bei Verwendung eines klassischen Verfahrens mit Hilfe eines kausalen Mittelwertfilters, dessen Laufzeit $\tau > 0$ ist. Zur Berechnung des Mittelwertes für den aktuellen Zeitpunkt (hier durch eine vertikale Gerade angedeutet) werden nur Werte aus der Vergangenheit benutzt. Es ist deutlich eine Phasenverschiebung zwischen Sinussignal und der mittleren Kurve (Mittelwert 1) zu erkennen.

[0027] In Figur 4C ist der Mittelwertverlauf bei Verwendung eines akausalen Filters ($\tau=0$) zu sehen. Zur Berechnung werden gleich viele Werte aus der Vergangenheit und der Zukunft benutzt (der aktuelle Zeitpunkt liegt als in der Mitte des Mittelungsintervalls). Hier ist deutlich zu sehen, daß das Sinussignal und das Mittelwertsignal 2 phasengleich sind.

[0028] Mit Hilfe der Mittelwerte aus den Gleichungen (3) und (4) werden nun die korrigierten Drehzahlen berechnet:

$$\hat{n}_{OT(i+1)} = n_{OT(i+1)} - \frac{\bar{n}_{OT(i+1)} - \bar{n}_{OT(i)}}{2} \quad (5)$$

$$\hat{n}_{OT(i)} = n_{OT(i)} - \frac{\bar{n}_{OT(i+1)} - \bar{n}_{OT(i)}}{2} \quad (6)$$

[0029] Die Werte $n_{OT(i)}$ und $n_{OT(i+1)}$ bezeichnen dabei die mit Hilfe des Drehzahlsensors gemessenen Werte.

[0030] In Figur 5 ist ein Beispiel zur dynamischen Drehzahlkorrektur gezeigt. Es werden fehlerfreie Injektoren angenommen. Dies ist daran zu erkennen, daß die aktuellen Drehzahlwerte $n_{OT(i)}$ und $n_{OT(i+1)}$ und die dazugehörigen Mittelwerte $\bar{n}_{OT(i)}$ und $\bar{n}_{OT(i+1)}$ die gleichen Abstände (hier $\Delta n = 10$) haben. Die Brennkraftmaschine wird beschleunigt. Es ergeben sich

$$\hat{n}_{OT(i)} = 1220 \text{ [1/min]}$$

$$\hat{n}_{OT(i+1)} = 1220 \text{ [1/min]}$$

[0031] Die korrigierten Drehzahlen sind also gleich groß, woraus sich schließen läßt, daß die Injektoren fehlerfrei arbeiten. Der steigende Trend der Drehzahl konnte also herausgefiltert werden.

[0032] Mit den korrigierten Drehzahlwerten aus den Gleichungen (5) und (6) wird nun für den Zylinder $Z(i)$ die Änderung der kinetischen Energie

$$\left(\Delta E_{\text{kin}, Z(i)} \right)$$

nach folgender Gleichung berechnet:

$$\Delta E_{\text{kin}}(i) = \frac{1}{2} \cdot \theta \cdot \left(\hat{n}_{OT(i+1)}^2 - \hat{n}_{OT(i)}^2 \right)$$

und daraus ein Residuum berechnet zu

$$R_{Z(i)} = K_{norm} \cdot \left(\hat{n}_{OT(k,i+1)}^2 - \hat{n}_{OT(k,i)}^2 \right), \quad (7)$$

mit

$$K_{norm} = \frac{\frac{1}{2} \cdot \theta \cdot \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2}{H_u \cdot m_{Bmax}} \cdot 100 \quad (8)$$

und

$R_{Z(i)}$	Residuum des Zylinders Z(i)
Θ	mittleres Trägheitsmoment der Kurbelwelle (appliziert)
H_u	unterer Heizwert für den verwendeten Kraftstoff
m_{Bmax}	maximal einspritzbare Kraftstoffmenge
$\hat{n}_{OT(i)}$	korrigierte Drehzahl am oberen Totpunkt des Zylinders i
$\hat{n}_{OT(i+1)}$	korrigierte Drehzahl am oberen Totpunkt des Zylinders i+1
K_{norm}	als Normierungsfaktor

das bei entsprechender Normierung eine Aussage darüber enthält, wieviel Prozent Kraftstoff zuviel oder zuwenig eingespritzt wurde.

[0033] In Gleichung (8) dient der Faktor $\frac{2\pi}{60}$ zur Umrechnung von Umdrehung pro Minute (Einheit von n) in Radian pro Sekunde (Einheit von ω). Durch Multiplikation mit $\frac{1}{2} \cdot \theta$ erhält man eine Energiedifferenz, die der in Gleichung (2) entspricht. Die Division durch $H_u \cdot m_{Bmax}$ und die Multiplikation mit 100 ergeben einen prozentualen Fehler, da die Differenz an kinetischer Energie, die durch Injektorfehler während einer Zündung auftritt, auf die Gesamtenergie der eingespritzten Kraftstoffmasse m_B bezogen wird.

[0034] In Figur 6 ist ein Drehzahlverlauf bei einer leichten Beschleunigung der Brennkraftmaschine gezeigt, bei dem auf den Zylinder Z(1) eine größere Einspritzmenge an Kraftstoff vorgegeben wurde. Aus der unteren Darstellung der Figur 6 sieht man, daß trotz einem Ansteigen der Drehzahl die zylinderindividuellen Residuen, gleichbedeutend mit den Fehlern, aufgrund der angegebenen dynamischen Korrektur gleich bleiben. Jeder vierte Wert gehört zum gleichen Zylinder i. Man sieht deutlich, daß die Fehlermuster gleich bleiben.

[0035] Aus den mit diesem Verfahren gewonnenen, zylinderindividuellen Residuen können nun anteilmäßige Einspritzkorrekturen vorgenommen werden. Da die Residuen nur Relativmaße für die Änderung der einzuspritzenden Menge an Kraftstoff darstellen, wird auch der Adaptionalgorithmus unter diesem Aspekt erstellt. Es muß gewährleistet sein, daß die Brennkraftmaschine zu keinem Korrekturzeitpunkt mehr oder weniger Kraftstoff erhält als im unkorrigierten Fall. Der Algorithmus soll also nur die Aufgabe einer gleichmäßigen Verteilung der Einspritzmenge übernehmen. Damit ergibt sich der Adaptionalgorithmus für eine 4-Zylinder-Brennkraftmaschine zu

$$\begin{bmatrix} \delta_{Z(1),k} \\ \delta_{Z(2),k} \\ \delta_{Z(3),k} \\ \delta_{Z(4),k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_{Z(1),k-1} \\ \delta_{Z(2),k-1} \\ \delta_{Z(3),k-1} \\ \delta_{Z(4),k-1} \end{bmatrix} + \alpha \cdot \begin{bmatrix} R_{Z(1),k} \\ R_{Z(2),k} \\ R_{Z(3),k} \\ R_{Z(4),k} \end{bmatrix} + \frac{1}{3} \cdot \begin{bmatrix} R_{Z(2),k} + R_{Z(3),k} + R_{Z(4),k} \\ R_{Z(3),k} + R_{Z(4),k} + R_{Z(1),k} \\ R_{Z(4),k} + R_{Z(1),k} + R_{Z(2),k} \\ R_{Z(1),k} + R_{Z(2),k} + R_{Z(3),k} \end{bmatrix}$$

mit

$$\begin{bmatrix} \delta_{z(1),0} \\ \delta_{z(2),0} \\ \delta_{z(3),0} \\ \delta_{z(4),0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix}$$

als Initialisierung für einen multiplikativen Adaptionsschritt.
Darin ist

$\delta_{Z(i),k}$ Korrekturterm für Zylinder i nach Adaptionsschritt k

$R_{Z(i),k}$ Residuum des Zylinders i zum Adaptionsschritt k

α positiver frei wählbarer Adaptionsparameter zwischen 0 und 1, der die Geschwindigkeit der Adaption festlegt

[0036] Spritzt man bei einem Zylinder mehr Kraftstoff ein (d.h. das Residuum des Zylinders war positiv), so wird diese Kraftstoffmenge anteilmäßig (d.h. zu je einem Drittel bei einer 4-Zylinder-Brennkraftmaschine, allgemein $1/(z-1)$ bei einer Brennkraftmaschine mit z-Zylindern) bei den anderen Zylindern abgezogen.

[0037] Spritzt man bei einem Zylinder weniger Kraftstoff ein (d.h. das Residuum des Zylinders war negativ), so wird diese Kraftstoffmenge anteilmäßig (d.h. zu je einem Drittel bei einer 4-Zylinder-Brennkraftmaschine, allgemein $1/(z-1)$ bei einer Brennkraftmaschine mit z-Zylindern) bei den anderen Zylinder draufgeschlagen.

[0038] Dadurch ist sichergestellt, daß das Drehmoment während der Zylindergleichstellung konstant bleibt, da sich die insgesamt zuzuführende Kraftstoffmenge nicht ändert.

[0039] Die Summe der Korrekturterme ist zu jedem Zeitpunkt gleich der Zylinderzahl.

[0040] Zur Korrektur der Einspritzmenge $m_{B,i}$ in einen Zylinder steht nur eine einzige Steuergröße zur Verfügung, nämlich die Einspritzdauer T_E . Wegen der stets positiven Steigung einer invertierten Düsenkennlinie (Einspritzmenge als Funktion der Einspritzdauer) zieht eine längere Ansteuerung eine größere Einspritzmenge mit sich. Die Einspritzkorrektur kann also direkt über die Einspritzdauer erfolgen, indem die Korrekturterme $\delta_{Z(i),k}$ aus dem Adaptionalgorithmus mit den von der Motorsteuerung vorgegebenen idealen Einspritzzeiten $T_{E,ideal}$ multipliziert werden.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Zylindergleichstellung bezüglich der Kraftstoffeinspritzmengen für eine mit Direkteinspritzung arbeitende Brennkraftmaschine, bei dem die Kraftstoffeinspritzmengen durch Ändern der Einspritzzeiten steuerbar sind und die Einspritzzeiten mit zylinderindividuellen Korrekturtermen derart beaufschlagt werden, daß die Laufruhe der Brennkraftmaschine erhöht ist,

dadurch gekennzeichnet, daß

- sowohl im quasistationären als auch im dynamischen Betriebszustand der Brennkraftmaschine die Drehzahl (n) der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine erfaßt wird,
- die Drehzahlwerte (n) mittels eines, eine Gruppenlaufzeit (τ) von Null aufweisendes Mittelwertfilters korrigiert werden,
- aus den korrigierten Drehzahlwerten ($\hat{n}$) die Änderung der kinetischen Energie $\Delta E_{kin,i}$ der Kurbelwelle im Expansionsintervall eines Zylinders (i) berechnet wird,
- daraus ein Relativmaß, insbesondere das Residuum $R_{Z(i)}$, für jeden Zylinder (Z(i)) abgeleitet wird, das die Information über zuviel oder zuwenig eingespritzte Kraftstoffmenge enthält und
- aus diesem Maß, insbesondere dem Residuum $R_{Z(i)}$, Korrekturterme ($\delta_{Z(i),k}$) für die Einspritzzeit (TE) berechnet werden.

2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Korrektur der Drehzahlwerte ($n_{(i)}$) nach folgender Beziehung erfolgt:

$$\hat{n}_{OT(i+1)} = n_{OT(i+1)} - \frac{\bar{n}_{OT(i+1)} - \bar{n}_{OT(i)}}{2}$$

$$\hat{n}_{OT(i)} = n_{OT(i)} - \frac{\bar{n}_{OT(i+1)} - \bar{n}_{OT(i)}}{2}$$

5 mit

$\hat{n}_{OT(i)}$, $\hat{n}_{OT(i+1)}$ als korrigierte Drehzahl des Zylinders i, bzw i+1 über ein Arbeitsspiel
 $\bar{n}_{OT(i)}$, $\bar{n}_{OT(i+1)}$ Mittelwert der Drehzahl des Zylinders i, bzw i+1 über ein Arbeitsspiel

- 10 3. Verfahren nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** bei einer 4-Zylinder-Brennkraftmaschine der Mittelwert $\bar{n}_{OT(i)}$ des Zylinders (i) berechnet wird zu:

$$\bar{n}_{OT(i)} = \frac{1}{8}n_{OT(i-2)} + \frac{1}{4}n_{OT(i-1)} + \frac{1}{4}n_{OT(i)} + \frac{1}{4}n_{OT(i+1)} + \frac{1}{8}n_{OT(i+2)}$$

- 15 4. Verfahren nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** bei einer 4-Zylinder-Brennkraftmaschine der Mittelwert $\bar{n}_{OT(i+1)}$ des Zylinders (i+1) berechnet wird zu:

$$\bar{n}_{OT(i+1)} = \frac{1}{8}n_{OT(i-1)} + \frac{1}{4}n_{OT(i)} + \frac{1}{4}n_{OT(i+1)} + \frac{1}{4}n_{OT(i+2)} + \frac{1}{8}n_{OT(i+3)}$$

- 20 5. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Werte für die Änderung der kinetischen Energie ΔE_{kin} auf einen Wert bezogen wird, der die maximal zuführbare Kraftstoffenergie in diesem Intervall angibt und daraus das Maß, insbesondere das Residuum $R_{Z(i)}$, berechnet wird.

- 25 6. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Änderung der kinetischen Energie $\Delta E_{kin,Z(i)}$ nach folgender Gleichung berechnet wird

$$\Delta E_{kin}(i) = \frac{1}{2} \cdot \theta \cdot (\hat{n}_{OT(i+1)}^2 - \hat{n}_{OT(i)}^2)$$

und daraus das Maß bestimmt wird zu

$$R_{Z(i)} = K_{norm} \cdot (\hat{n}_{OT(k,j+1)}^2 - \hat{n}_{OT(k,j)}^2)$$

40 mit

Θ mittleres Trägheitsmoment der Kurbelwelle
 H_u unterer Heizwert für den verwendeten Kraftstoff
 m_{Bmax} maximal einspritzbare Kraftstoffmenge
 $\hat{n}_{OT(i)}$ korrigierte Drehzahl am oberen Totpunkt des Zylinders i
 $\hat{n}_{OT(i+1)}$ korrigierte Drehzahl am oberen Totpunkt des Zylinders i+1
 K_{norm} ein Normierungsfaktor, der den Wert

$$\frac{\Theta}{2} \cdot \frac{1}{H_u m_{Bmax}} \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 \cdot$$

aufweist

- 55 7. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** aus den berechneten Maßen Korrekturterme ($\delta_{Z(i),k}$) berechnet werden, mit denen die Werte für die Einspritzzeiten ($T_{E, ideal}$) multipliziert werden.

8. Verfahren nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Korrekturterme $\delta_{Z(i),k}$ berechnet werden zu

$$\begin{bmatrix} \delta_{Z(1),k} \\ \delta_{Z(2),k} \\ \delta_{Z(3),k} \\ \delta_{Z(4),k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_{Z(1),k-1} \\ \delta_{Z(2),k-1} \\ \delta_{Z(3),k-1} \\ \delta_{Z(4),k-1} \end{bmatrix} + \alpha \cdot \begin{bmatrix} R_{Z(1),k} \\ R_{Z(2),k} \\ R_{Z(3),k} \\ R_{Z(4),k} \end{bmatrix} + \frac{1}{3} \cdot \begin{bmatrix} R_{Z(2),k} + R_{Z(3),k} + R_{Z(4),k} \\ R_{Z(3),k} + R_{Z(4),k} + R_{Z(1),k} \\ R_{Z(4),k} + R_{Z(1),k} + R_{Z(2),k} \\ R_{Z(1),k} + R_{Z(2),k} + R_{Z(3),k} \end{bmatrix}$$

mit

$$\begin{bmatrix} \delta_{Z(1),0} \\ \delta_{Z(2),0} \\ \delta_{Z(3),0} \\ \delta_{Z(4),0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix}$$

als Initialisierungswert und mit

$\delta_{Z(i),k}$ Korrekturterm für Zylinder i nach Adaptionsschritt k

$R_{Z(i),k}$ Residuum des Zylinders i zum Adaptionsschritt k

α positiver frei wählbarer Adaptionsparameter zwischen 0 und 1, der die Geschwindigkeit der Adaption festlegt

Claims

1. Method for cylinder equalization with reference to the fuel injection quantities for an internal combustion engine operating by direct injection, in the case of which the fuel injection quantities can be controlled by changing the injection times, and cylinder-specific correction terms are applied to the injection times in such a way that the smooth running of the internal combustion engine is enhanced, **characterized in that**

- the speed (n) of the crankshaft of the internal combustion engine is detected both in the quasi-stationary and in the dynamic operating state of the internal combustion engine,
- the speed values (n) are corrected by means of a mean-value filter having an envelope delay (τ) of zero,
- the change in the kinetic energy $\Delta E_{kin,i}$ of the crankshaft in the expansion interval of a cylinder (i) is calculated from the corrected speed values (n),
- there is derived therefrom for each cylinder (Z(i)) a relative measure, in particular the residue $R_{Z(i)}$, which contains information on too much or too little injected fuel quantity and
- correction terms ($\delta_{Z(i),k}$) for the injection time (TE) are calculated from this measure, in particular the residue $R_{Z(i)}$.

2. Method according to Claim 1, **characterized in that** the correction of the speed values ($n_{(i)}$) is performed according to the following relationship:

$$\hat{n}_{OT(i+1)} = n_{OT(i+1)} - \frac{\bar{n}_{OT(i+1)} - \bar{n}_{OT(i)}}{2}$$

$$\hat{n}_{OT(i)} = n_{OT(i)} - \frac{\bar{n}_{OT(i+1)} - \bar{n}_{OT(i)}}{2}$$

- 5 $\hat{n}_{OT(i)}$, $\hat{n}_{OT(i+1)}$ where is the corrected speed of the cylinder i and i+1, respectively, over a working cycle, and $\bar{n}_{OT(i)}$, $\bar{n}_{OT(i+1)}$ is the mean value of the speed of the cylinder i and i+1, respectively, over a working cycle.

3. Method according to Claim 2, **characterized in that** in the case of a 4-cylinder internal combustion engine the mean value $\bar{n}_{OT(i)}$ of the cylinder (i) is calculated as:

$$\bar{n}_{OT(i)} = \frac{1}{8}n_{OT(i-2)} + \frac{1}{4}n_{OT(i-1)} + \frac{1}{4}n_{OT(i)} + \frac{1}{4}n_{OT(i+1)} + \frac{1}{8}n_{OT(i+2)}$$

4. Method according to Claim 2, **characterized in that** in the case of a 4-cylinder internal combustion engine the mean value $\bar{n}_{OT(i+1)}$ of the cylinder (i+1) is calculated as:

$$\bar{n}_{OT(i+1)} = \frac{1}{8}n_{OT(i-1)} + \frac{1}{4}n_{OT(i)} + \frac{1}{4}n_{OT(i+1)} + \frac{1}{4}n_{OT(i+2)} + \frac{1}{8}n_{OT(i+3)}$$

5. Method according to Claim 1, **characterized in that** the values for the change in the kinetic energy $\Delta E_{kin,i}$ are referred to a value which specifies the maximum fuel energy which can be fed in this interval, and the measure, in particular the residue $R_{Z(i)}$, is calculated therefrom.

6. Method according to Claim 1, **characterized in that** the change in the kinetic energy $\Delta E_{kin,Z(i)}$ is calculated in accordance with the following equation $\Delta E_{kin(i)} = \frac{1}{2} \cdot \Theta \cdot (\hat{n}_{OT(i+1)}^2 - \hat{n}_{OT(i)}^2)$ and the measure is determined therefrom as

$$R_{Z(i)} = K_{norm} \cdot (\hat{n}_{OT(k,i+1)}^2 - \hat{n}_{OT(k,i)}^2)$$

where

- Θ is the mean moment of inertia of the crankshaft,
 H_u is the lower calorific value for the fuel used,
 m_{Bmax} is the maximum injectable fuel quantity,
 $\hat{n}_{OT(i)}$ is the corrected speed at the top dead centre of the cylinder i,
 $\hat{n}_{OT(i+1)}$ is the corrected speed at the top dead centre of the cylinder i+1, and
 K_{norm} is a normalizing factor which has the value of

$$\frac{\Theta}{2} \cdot \frac{1}{H_u m_{Bmax}} \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2.$$

7. Method according to Claim 1, **characterized in that** correction terms ($\delta_{Z(i),k}$) by which the values for the injection times ($T_{E,ideal}$) are multiplied are calculated from the calculated measures.

8. Method according to Claim 7, **characterized in that** the correction terms $\delta_{Z(i),k}$ are calculated as

$$\begin{bmatrix} \delta_{Z(1),k} \\ \delta_{Z(2),k} \\ \delta_{Z(3),k} \\ \delta_{Z(4),k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_{Z(1),k-1} \\ \delta_{Z(2),k-1} \\ \delta_{Z(3),k-1} \\ \delta_{Z(4),k-1} \end{bmatrix} + \alpha \cdot \begin{bmatrix} R_{Z(1),k} \\ R_{Z(2),k} \\ R_{Z(3),k} \\ R_{Z(4),k} \end{bmatrix} + \frac{1}{3} \cdot \begin{bmatrix} R_{Z(2),k} + R_{Z(3),k} + R_{Z(4),k} \\ R_{Z(3),k} + R_{Z(4),k} + R_{Z(1),k} \\ R_{Z(4),k} + R_{Z(1),k} + R_{Z(2),k} \\ R_{Z(1),k} + R_{Z(2),k} + R_{Z(3),k} \end{bmatrix}$$

with

$$\begin{bmatrix} \ddot{a}_{Z(1),0} \\ \ddot{a}_{Z(2),0} \\ \ddot{a}_{Z(3),0} \\ \ddot{a}_{Z(4),0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix}$$

as initialization value, and where

$\delta_{Z(i),k}$ is the correction term for cylinder i after adaptation step k,
 $R_{Z(i),k}$ is the residue of the cylinder i relative to the adaptation step k, and
 α is a positive, freely selectable adaptation parameter between 0 and 1 which fixes the rate of the adaptation.

Revendications

1. Procédé d'égalisation des cylindres en ce qui concerne les quantités d'injection de carburant, pour un moteur à combustion interne travaillant en injection directe, selon lequel les quantités injectées de carburant peuvent être commandées au moyen d'une modification des temps d'injection et les temps d'injection sont soumis à des termes de correction, propres aux cylindres, d'une manière telle que le fonctionnement régulier du moteur à combustion interne est accru,

caractérisé en ce que,

- aussi bien dans l'état de fonctionnement quasi-permanent que dans l'état de fonctionnement dynamique du moteur à combustion interne, la vitesse de rotation (n) du vilebrequin du moteur à combustion interne est détectée,
- les valeurs de vitesse de rotation (n) sont corrigées au moyen d'un filtre de valeur moyenne possédant un temps de propagation de groupe (τ) de zéro,
- à partir des valeurs de vitesse de rotation corrigées ($\hat{n}$), la variation de l'énergie cinétique $\Delta E_{kin,i}$ du vilebrequin dans l'intervalle de détente d'un cylindre (i) est calculée,
- il en est déduit une dimension relative, notamment le résidu $R_{Z(i)}$, pour chaque cylindre (Z(i)), laquelle dimension contient l'information concernant l'excès ou l'insuffisance de quantité de carburant injectée et,
- à partir de cette dimension, notamment du résidu $R_{Z(i)}$, des termes de correction ($\delta_{Z(i),k}$) pour le temps d'injection (TE) sont calculés.

2. Procédé suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** la correction des valeurs de vitesse de rotation ($n_{(i)}$) a lieu conformément à la relation suivante :

$$\hat{n}_{OT(i+1)} = n_{OT(i+1)} - \frac{\bar{n}_{OT(i+1)} - \bar{n}_{OT(i)}}{2}$$

$$\hat{n}_{OT(i)} = n_{OT(i+1)} - \frac{\bar{n}_{OT(i+1)} - \bar{n}_{OT(i)}}{2}$$

dans laquelle :

$\hat{n}_{OT(i)}$, $\hat{n}_{OT(i+1)}$ sert de vitesse de rotation corrigée du cylindre respectivement i ou i+1 sur l'étendue d'un cycle
 $\bar{n}_{OT(i)}$, $\bar{n}_{OT(i+1)}$ est la valeur moyenne de la vitesse de rotation du cylindre respectivement i ou i+1 sur l'étendue d'un cycle.

3. Procédé suivant la revendication 2, **caractérisé en ce que**, dans le cas d'un moteur à combustion interne à 4 cylindres, la valeur moyenne $\bar{n}_{OT(i)}$ du cylindre (i) est calculée sous la forme :

$$\bar{n}_{OT(i)} = \frac{1}{8}n_{OT(i-2)} + \frac{1}{4}n_{OT(i-1)} + \frac{1}{4}n_{OT(i)} + \frac{1}{4}n_{OT(i+1)} + \frac{1}{8}n_{OT(i+2)}$$

4. Procédé suivant la revendication 2, **caractérisé en ce que**, dans le cas d'un moteur à combustion interne à 4 cylindres, la valeur moyenne $\bar{n}_{OT(i+1)}$ du cylindre (i+1) est calculée sous la forme :

$$\bar{n}_{OT(i+1)} = \frac{1}{8}n_{OT(i-1)} + \frac{1}{4}n_{OT(i)} + \frac{1}{4}n_{OT(i+1)} + \frac{1}{4}n_{OT(i+2)} + \frac{1}{8}n_{OT(i+3)}$$

5. Procédé suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** les valeurs pour la variation de l'énergie cinétique ΔE_{kin} sont rapportées à une valeur qui indique l'énergie maximale de carburant pouvant être fournie dans cet intervalle et, à partir de celle-ci, la dimension, notamment le résidu $R_{Z(i)}$, est calculée.

6. Procédé suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que** la variation de l'énergie cinétique $\Delta E_{kin, Z(i)}$ est calculée conformément à l'équation suivante:

$$\Delta E_{kin(i)} = \frac{1}{2} \cdot \Theta \cdot (\hat{n}_{UT(i+1)}^2 - \hat{n}_{OT(i)}^2)$$

et, à partir de celle-ci, la dimension est déterminée sous la forme

$$R_{Z(i)} = K_{norm} \cdot (\hat{n}_{OT(k,i+1)}^2 - \hat{n}_{OT(k,i)}^2)$$

dans laquelle :

Θ est le moment d'inertie moyen du vilebrequin (appliqué)

H_u est le pouvoir calorifique inférieur pour le carburant utilisé

$\hat{n}_{Bmax}$ est la quantité maximale de carburant pouvant être injectée

$\hat{n}_{OT(i)}$ est la vitesse de rotation corrigée au point mort haut du cylindre i $\hat{n}_{OT(i+1)}$ est la vitesse de rotation corrigée au point mort haut du cylindre i+1 K_{norm} sert de facteur de normation, lequel possède la valeur

$$\frac{\Theta}{2} \cdot \frac{1}{H_u m_{Bmax}} \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2$$

7. Procédé suivant la revendication 1, **caractérisé en ce qu'à** partir des dimensions calculées, des termes de correction ($\delta_{Z(i),k}$) sont calculés, termes par lesquels les valeurs correspondant aux temps d'injection ($T_{E, idéal}$) sont multipliées.

8. Procédé suivant la revendication 7, **caractérisé en ce que** les termes de correction $\delta_{Z(i),k}$ sont calculés sous la forme

$$\begin{bmatrix} \delta_{Z(1),k} \\ \delta_{Z(2),k} \\ \delta_{Z(3),k} \\ \delta_{Z(4),k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_{Z(1),k-1} \\ \delta_{Z(2),k-1} \\ \delta_{Z(3),k-1} \\ \delta_{Z(4),k-1} \end{bmatrix} + \alpha \cdot \left[- \begin{bmatrix} R_{Z(1),k} \\ R_{Z(2),k} \\ R_{Z(3),k} \\ R_{Z(4),k} \end{bmatrix} + \frac{1}{3} \cdot \begin{bmatrix} R_{Z(2),k} + R_{Z(3),k} + R_{Z(4),k} \\ R_{Z(3),k} + R_{Z(4),k} + R_{Z(1),k} \\ R_{Z(4),k} + R_{Z(1),k} + R_{Z(2),k} \\ R_{Z(1),k} + R_{Z(2),k} + R_{Z(3),k} \end{bmatrix} \right]$$

dans laquelle sert de valeur d'initialisation et dans laquelle

$\delta_{Z(i),k}$ est le terme de correction pour le cylindre i après le pas d'adaptation k

$R_{Z(i),k}$ est le résidu du cylindre i au pas d'adaptation k

α est un paramètre d'adaptation positif, pouvant être choisi librement entre 0 et 1, qui fixe la vitesse de l'adaptation.

FIG 1B

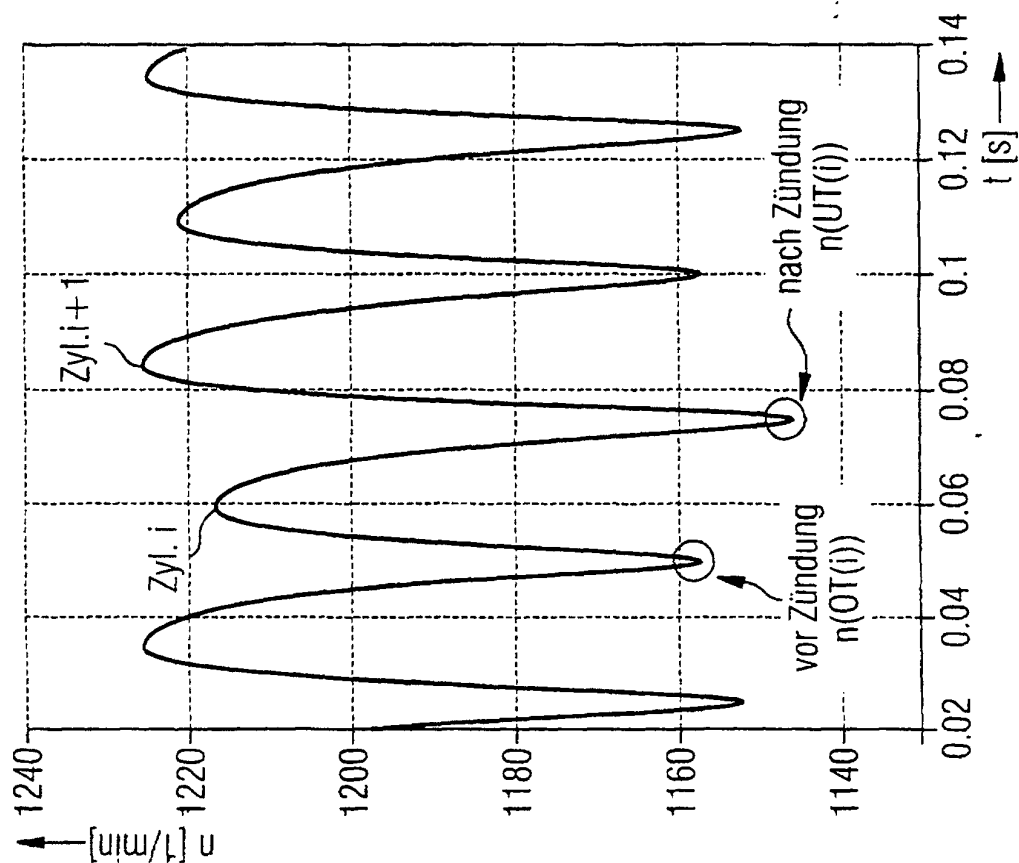


FIG 1A

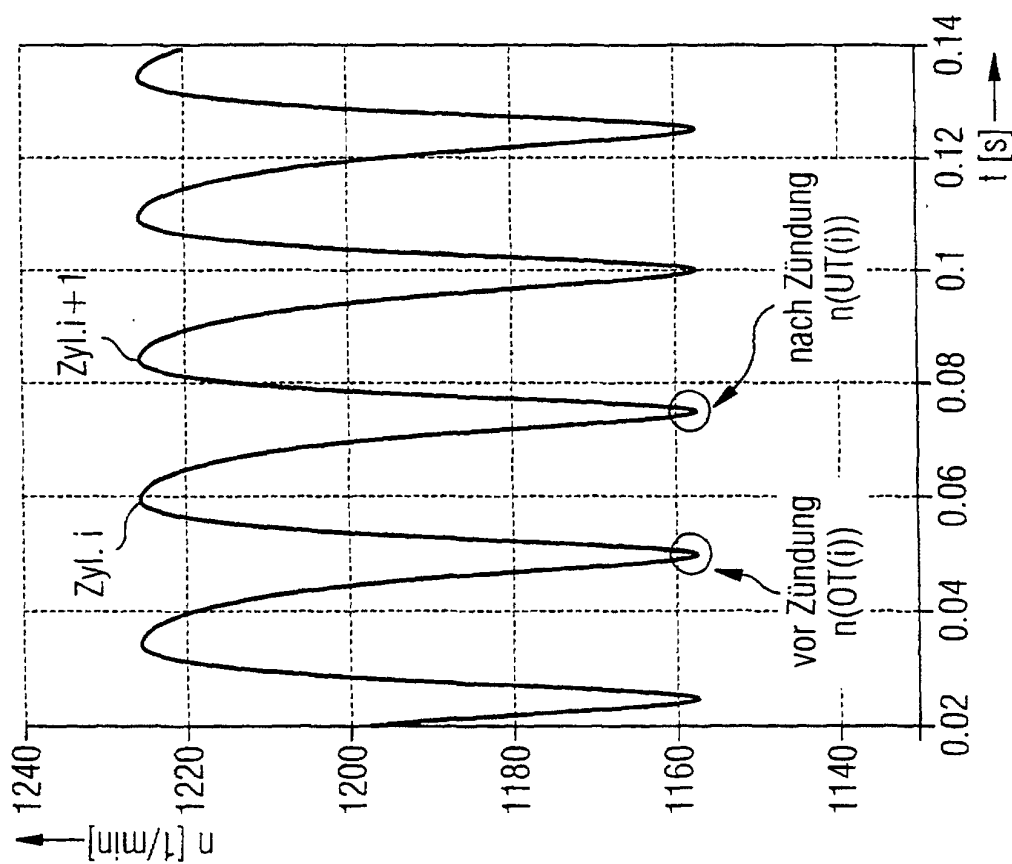


FIG 2B

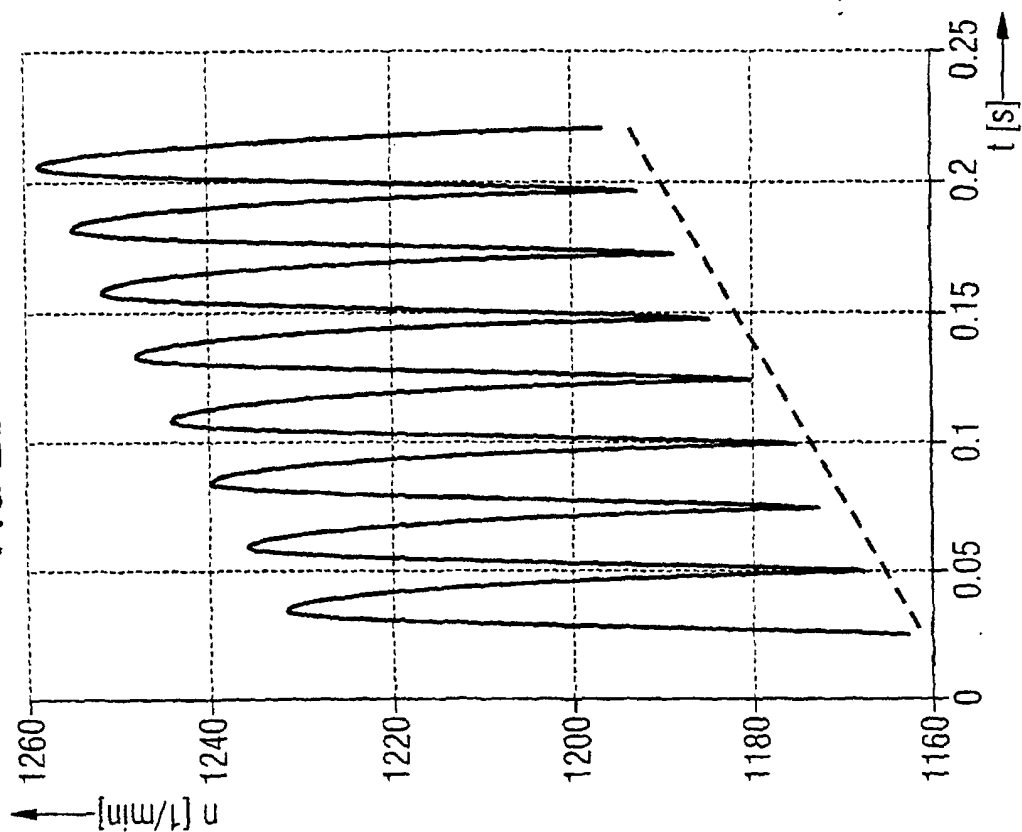


FIG 2A

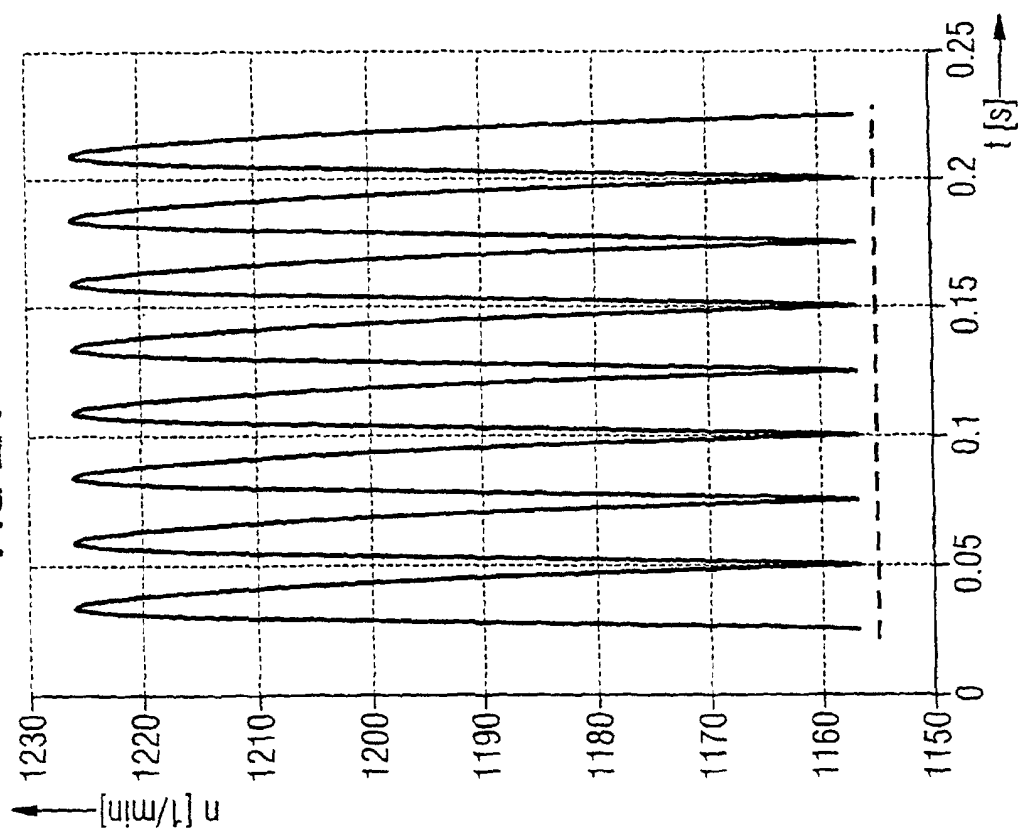


FIG 3

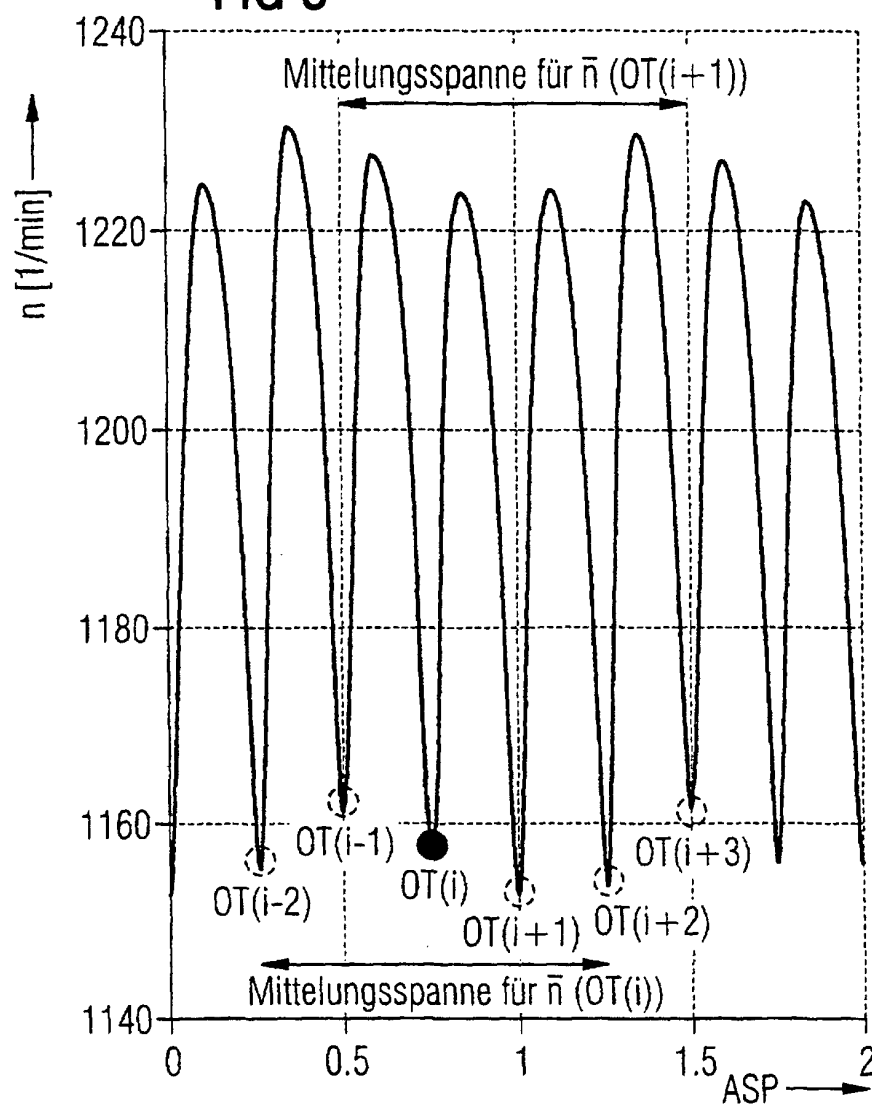


FIG 5

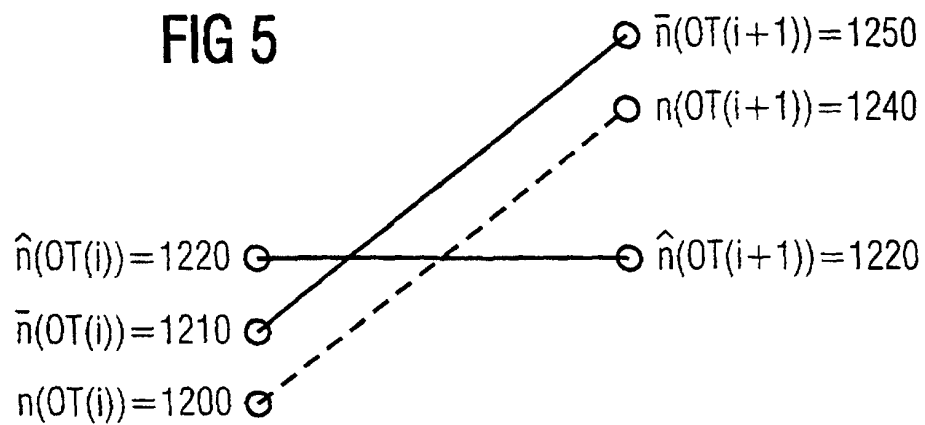


FIG 4A

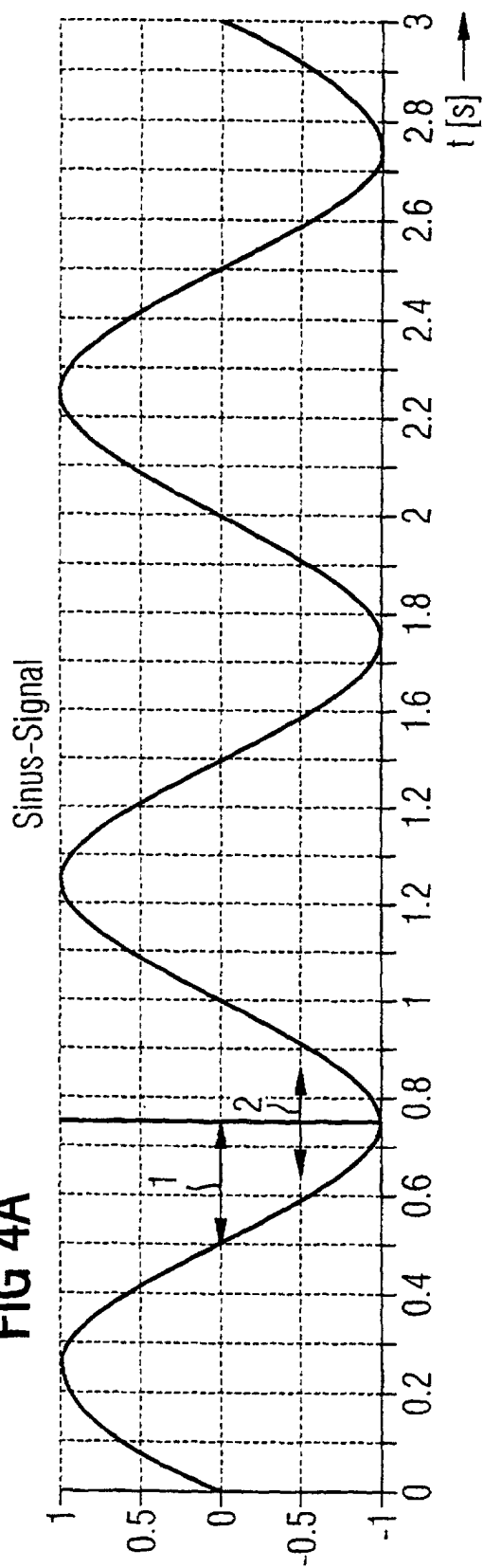


FIG 4B

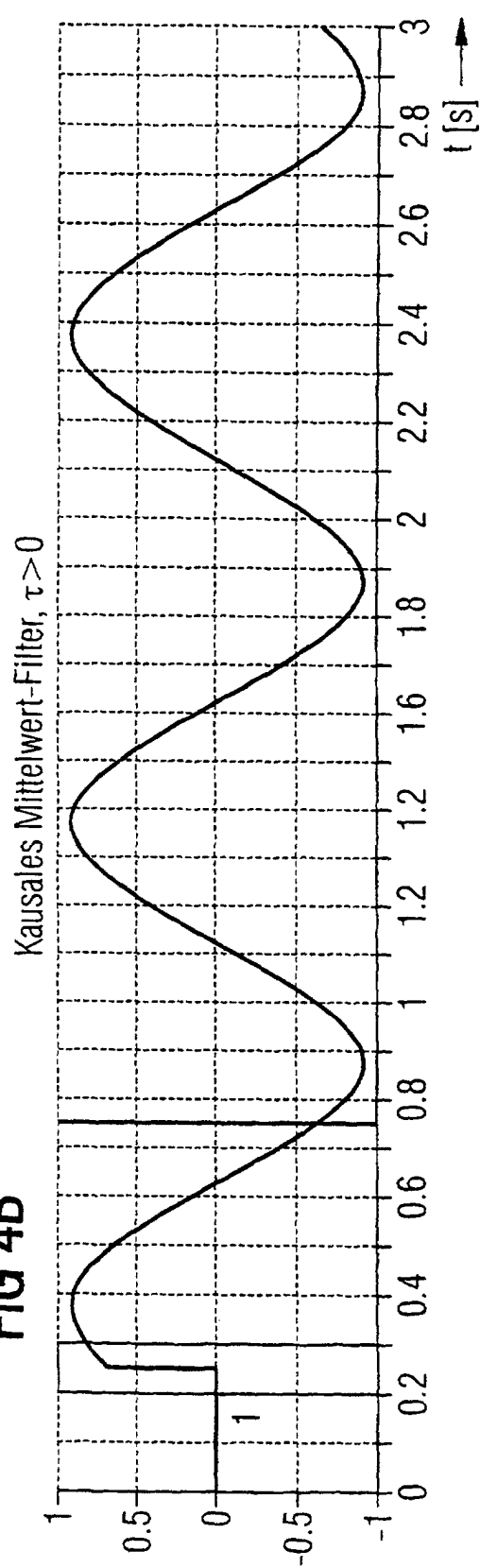


FIG 4C

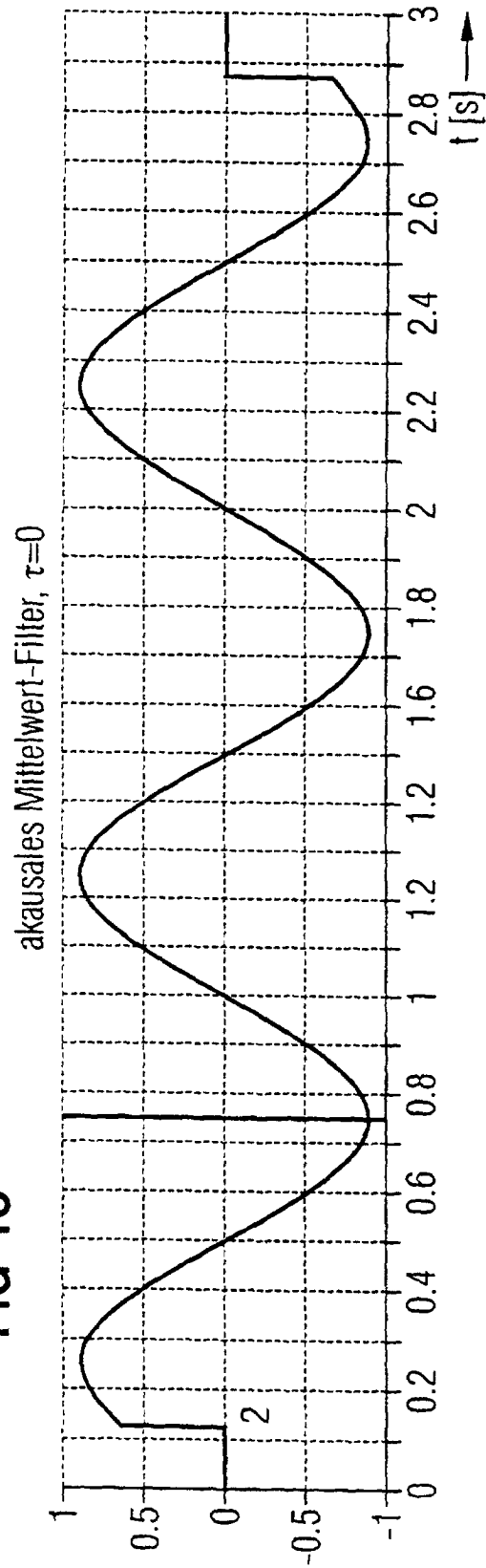


FIG 6

