

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) Veröffentlichungsnummer: **0 307 639 B1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

- (45) Veröffentlichungstag der Patentschrift: **06.05.92** (51) Int. Cl.⁵: **F01N 1/18, F01N 1/16**
- (21) Anmeldenummer: **88113362.3**
- (22) Anmeldetag: **17.08.88**

- (54) **Arbeitsverfahren zur Schalldämpfung in gasführenden Anlagen mit dynamischen Druckschwankungen im Strömungsmedium, insbesondere in Abgasanlagen von Brennkraftmaschinen.**

- (30) Priorität: **15.09.87 DE 3730890**

- (43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
22.03.89 Patentblatt 89/12

- (45) Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
06.05.92 Patentblatt 92/19

- (84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR GB IT SE

- (56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 195 762
FR-A- 360 413
US-A- 2 320 668

- (73) Patentinhaber: **Bayerische Motoren Werke Aktiengesellschaft**
Patentabteilung AJ-30 Postfach 40 02 40 Petuelring 130
W-8000 München 40(DE)

- (72) Erfinder: **Freymann, Raymond, Dr.**
Bahnhofstrasse 27
W-8057 Eching(DE)
Erfinder: **Keck, Albrecht**
Dachauer Strasse 23
W-8042 Oberschleissheim(DE)
Erfinder: **Haas, Anton**
Hagener Leite 1
W-8110 Murnau(DE)

EP 0 307 639 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

Die Erfindung betrifft ein Arbeitsverfahren zur Schalldämpfung in gasführenden Anlagen gemäß der im Oberbegriff des Anspruchs 1 beschriebenen Art.

Für Abgasanlagen von Brennkraftmaschinen, insbesondere in Kraftfahrzeugen, dienen zur Schalldämpfung Absorptionsdämpfer, Reflexionsdämpfer oder aus beiden kombinierte Einrichtungen. Es ist ferner bekannt, zur Schalldämpfung einen Strömungsquerschnitt bis auf einen vorbestimmten Restquerschnitt zu drosseln. So zeigt beispielsweise die US-A-3 181 648 einen Schalldämpfer mit zur Ebene eines Durchströmquerschnittes winkelig angestellter Drosselklappe. Derartige Schalldämpfer mit Drosselklappen mit im Betrieb unveränderlichen Winkellagen sind nur in einem relativ geringen Frequenzbereich wirksam.

Den Nachteil der im Betrieb unveränderlichen Winkellage vermeidet ein aus der US-A-2 492 784 für ein Kraftfahrzeug bekannter Schalldämpfer, der aus einem diffusorartigen Rohr mit einer etwa im größten Querschnitt schwenkbeweglich angeordneten Drosselklappe gebildet ist. Die Stärke der Schalldämpfung wird hierbei vom Fahrer des Kraftfahrzeuges durch willkürliche Änderungen der Winkellage der Drosselklappe bestimmt, wobei für die Änderung je nach den äußeren Umständen im wesentlichen entweder eine hohe Leistungsentfaltung der Maschine oder eine starke Schalldämpfung maßgebend sind. Eine wirksame Schalldämpfung bei geringem Leistungsverlust über einen relativ weiten Drehzahlbereich ist damit nicht erreichbar.

Aus der US-A-3 751 921 ist eine Zweitakt-Brennkraftmaschine mit einer Abgasanlage bekannt, in der eine drehbewegliche Drosselklappe angeordnet ist. Die Drosselklappe steht in Antriebsverbindung mit einem Stellantrieb einer Steuereinrichtung, wobei als Steuergröße über der Maschinendrehzahl der Vorverdichtungsdruck im Kurbelgehäuse der Zweitaktmaschine dient. Da der Druck im Kurbelgehäuse mit der Maschinendrehzahl steigt, gibt die Drosselklappe mit zunehmender Abgaspulsations-Frequenz den Strömungsquerschnitt immer mehr frei, bis sie schließlich parallel zur Strömung des Abgases gehalten wird. Nachteilig bei diesem Arbeitsverfahren ist, daß bei höheren Abgaspulsations-Frequenzen eine der Schalldämpfung dienende Drosselung nicht mehr gegeben ist.

Aus der EP-A-0 195 762 ist eine Schalldämpfer-Vorrichtung für die Abgasanlage einer Brennkraftmaschine bekannt, bei der eine in einem Leitungsrohrabschnitt außermittig gelagerte Drosselklappe der Schalldämpfung dient. Die in einer Position den Rohrquerschnitt bis auf einen vorbestimmten Anteil verschließende Drosselklappe

wird mittels eines durch Sensor-Signale ansteuerbaren Motors verschwenkt, wobei der Öffnungsgrad der Drosselklappe direkt oder indirekt in Abhängigkeit der Größe des jeweiligen Abgasmassenstromes gesteuert wird. Nachteilig hierbei ist, daß mit zunehmenden Abgaspulsations-Frequenzen der Rohrquerschnitt zunehmend freigegeben wird und damit eine Drosselung der den periodischen Abgasmassenströmen vorausseilenden, schallpegelbestimmenden Druckwellen nicht erfolgt.

Eine aus der FR-A-360 413 bekannte Schalldämpfer-Vorrichtung umfaßt eine in der Abgasleitung angeordnete Kammer mit in Abhängigkeit der Motordrehzahl zu- und offengesteuerten Abgas-Austrittsöffnungen. Ein nicht unerheblicher Strömungswiderstand sowie ein beträchtlicher Einbauraum sind die Nachteile dieser bekannten Vorrichtung.

Ähnlich gestaltet ist schließlich die Vorrichtung nach der gattungsbildenden US-A-2,320,668. Diese bekannte Vorrichtung umfaßt ebenfalls eine Kammer mit einer Gaszuführung und einer Gasabführung, wobei der Strömungsquerschnitt der Gasabführung mittels eines motorisch angetriebenen Drehschiebers gesteuert wird. Der Drehschieber der vorzugsweise in der Abgasanlage einer Brennkraftmaschine angeordneten Vorrichtung steht insbesondere mit der Brennkraftmaschine in einer unveränderlichen, mechanischen Antriebsverbindung. Der Drehschieber ist jedoch derart gesteuert, daß die zeitlich vor den Abgasen mit Schallgeschwindigkeit ankommenden Druckwellen nicht in die Gasabführung eintreten können.

Diese bekannte Vorrichtung ist bauaufwendig und benötigt zudem den für eine übliche Schalldämpfung mittels Absorptionsdämpfer, Reflexionsdämpfer oder einer aus beiden kombinierten Einrichtung erforderlichen Einbauraum. Weiter nachteilig ist die feste Antriebszuordnung des Drehschiebers, wodurch über einen weiten Betriebsbereich der Brennkraftmaschine keine den Schallpegel bestimmenden Druckamplituden angepaßte Drosselung des Strömungsquerschnittes relativ zu den strömenden Gasmassen möglich ist.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, das Arbeitsverfahren der bekannten Vorrichtung bei Vermeidung der vorgenannten Nachteile derart zu verbessern, daß über einen weiten Betriebsbereich einer gasführenden Anlage, insbesondere Brennkraftmaschine, eine den Schallpegel bestimmenden Druckamplituden angepaßte Drosselung des Strömungsquerschnittes relativ zu den strömenden Gasmassen erzielt ist.

Diese Aufgabe wird mit den Kennzeichenmerkmalen des unabhängigen Patentanspruches gelöst. Der Vorteil der Erfindung liegt in der Kombination einer Drosselklappe von geringster Masse mit einem gesonderten Antriebsmotor von geringem Ein-

bauraum als wesentliche Teile einer Regeleinrichtung, die mittels externer, z. B. von der Brennkraftmaschine abgenommener Parameter eine relativ zu den strömenden Gasmassen optimal auf schallpegelbestimmende Druckamplituden abgestellte Drosselung des Strömungsquerschnittes regelt. Die sich durch geringe bewegte Massen auszeichnende Vorrichtung nach der Erfindung arbeitet praktisch somit ohne wesentlichen Regelverzug. Damit kann insbesondere bei einer mehrzylindrigen Brennkraftmaschine auf die zeitliche Korrelation von Massenströmen und schallpegelbestimmenden Druckamplituden abgestellt werden. Der Vorteil hierbei ist in einer frequenzsynchronen Drosselung mittels einer den Strömungsquerschnitt maximal bis auf einen vorbestimmten kleinen Umfangsspalt verschließenden Drosselklappe zu sehen, wobei mit der auf schallpegelbestimmende Druckamplituden frequenzsynchron abgestellten Drosselung eine Schalldämpfung ohne leistungsmindernden Strömungswiderstand erreicht wird.

Ein derartiges Arbeitsverfahren ist besonders wirksam in Abgasanlagen von Brennkraftmaschinen. In Verbindung mit dem Anspruch 3 ist dabei vorteilhaft, daß der Strömungsquerschnitt der Abgasanlage nur beim Auftreten positiver Druckamplituden reduziert bzw. gedrosselt wird, ansonsten jedoch der mit der Drosselung verbundene Strömungswiderstand reduziert ist. Die auf die Frequenz der positiven Amplitude abgestellte Drosselung mit lediglich zeitweise reduziertem Strömungsquerschnitt ergibt ferner eine wirksame Schalldämpfung in jedem Drehzahlbereich der Brennkraftmaschine über einen gewünscht breiten Frequenzbereich der Abgaspulsationen ohne wesentliche leistungsmindernde Rückwirkung auf die Maschine bei vorteilhaft einfacher Aussteuerung.

Weitere Vorteile bietet die Erfindung in Kombination mit einem stromauf der Drosselstelle in der Abgasanlage vorgesehenen Kammer, die beispielsweise durch einen herkömmlichen Absorptions- und/oder Reflexions-Dämpfer gegeben sein kann. Diese dient der Dämpfung von in/an der Drosselstelle reflektierten Druckwellen, deren evtl. leistungsmindernde Rückwirkung damit reduziert wird. In Verbindung mit einem herkömmlichen Schalldämpfer der o.g. Bauart bietet die Erfindung den wesentlichen Vorteil eines zusätzlichen Schalldämpfers. Dieser kann bei vorhandenen Abgasanlagen zur weiteren Absenkung des Auspuff-Geräuschpegels nachgerüstet werden. Der Schalldämpfer nach Anspruch 1 der Erfindung kann bei kombinierter Anordnung mit einer Kammer bzw. einem Schalldämpfer herkömmlicher Bauart durch geschickte Aufteilung der Dämpfungsanteile (tiefe und hohe Frequenzen) auf beide Dämpfersysteme dazu dienen, Bauvolumen und Bauaufwand der herkömmlichen Absorptions- und/oder Reflexions-

Dämpfer wesentlich zu reduzieren. Dies wiederum ist vorteilhaft für die Gestaltung einer glatten Fahrzeugunterseite bei Personenkraftwagen sowie für einen geringen Aufwand an Wärmedämmeinrichtungen und Schalldamm-Material.

Die Erfindung wird vorzugsweise durch eine schwenkund/oder rotationsbeweglich angetriebene Drosselklappe verwirklicht, wobei ein elektrischer Motor (Schrittschaltmotor) den Stellantrieb in einer Regeleinrichtung bzw. in einem Regelkreis bildet. Kern der Regelphilosophie hierbei ist, die momentane Winkellage der Drosselklappe für von den Frequenzen der positiven Druckamplituden abhängig synchrone Zuordnungen über auf den OT eines Referenzzylinders der Brennkraftmaschine bezogene Winkellage der Kurbelwelle zu regeln. Aus gemessenen absoluten Winkellagen beider Einrichtungen können die relativen Winkellagen je nach Arbeitsverfahren der Brennkraftmaschine, deren Zylinderzahl und der Anzahl der bei einer Brennkraftmaschine vorhandenen Zylindergruppen zugeordneten Abgasanlagen entsprechend drehzahlabhängig geregelt werden. Auf die Regeleinrichtung bzw. den Regelkreis bezogen heißt das, daß die relativen Phasenlagen zwischen den zeitlich harmonischen Signalen der Kurbelwellendrehung und den Signalen zur Drosselklappenbetätigung in Abhängigkeit von der Motordrehzahl verändert werden, vorzugsweise über ein Kompensationsnetzwerk. Für eine weitere, lastabhängige Synchronisation der Schalldämpfer-Drosselklappe mit den Frequenzen der positiven Druckamplituden werden dem Kompensationsnetzwerk weitere Signale zugeführt, vorzugsweise Zündimpulssignale.

Bei der vorbeschriebenen Regelung wird davon ausgegangen, daß die Drosselklappe zur maximalen Schalldämpfung im wesentlichen bei Druckamplituden-Maximum den jeweiligen Strömungsquerschnitt der Abgasanlage am stärksten drosselt. Für eine Drosselklappe in einem Rohrabchnitt der Abgasanlage bedeutet dies eine zur Rohrachse und damit zur Strömungsrichtung des Abgases senkrechte Winkellage, wobei der zwischen Drosselklappe und Rohrwandung gewählte Ringspalt auf einen bestimmten, ggf. maximalen Abgas-Massendurchsatz ausgelegt ist. Für eine in Wechselwirkung der Drosselklappe mit einem herkömmlichen Schalldämpfer bekannter Bauart erreichte Schalldämpfung kann eine mehr oder weniger von der vorgenannten senkrechten Winkellage abweichende Position relativ zum Druckamplituden-Maximum günstig sein. Zur Erzielung einer derartigen momentanen Winkellage der Drosselklappe relativ zum Maximum der positiven Druckamplitude kann das Kompensationsnetzwerk mit einem gesonderten Kennfeld ausgerüstet sein, das als Eingangssignale Zündimpulse und/oder Drehzahlssignale in Verbindung mit Lastsignalen erhält.

Die Erfindung ist anhand eines in der Zeichnung schematisch dargestellten Ausführungsbeispiels beschrieben. Es zeigen:

- Fig. 1 eine Brennkraftmaschine mit einer Abgasanlage für kombinierte Schalldämpfung durch einen herkömmlichen Dämpfer mit einer Drosselklappe,
 Fig. 2 Stellungen der Drosselklappe bei zwei aufeinanderfolgenden Druckamplituden.

Eine lediglich schematisch dargestellte Sechszylinder-Brennkraftmaschine 1 umfaßt eine Abgasanlage 2 mit einer in Abschnitte 3, 4 und 5 unterteilten Sammelleitung 6, in die für Zylindergruppen vorgesehene Einzelleitungen 7 einmünden. Die Abschnitte 3 und 4 verbindet eine erste Kammer 8, die ein kombinierter Absorptions-/Reflexions-Dämpfer sein kann. Weiter können die Abschnitte 4 und 5 über eine zweite Kammer 9 miteinander in Verbindung stehen, in der ein Nachschalldämpfer oder Katalysator angeordnet sein kann.

Zwischen den Kammern 8 und 9 ist in dem Abschnitt 4 der Sammelleitung 6 eine drehwinkelbeweglich angeordnete Drosselklappe 10 vorgesehen. Die Drosselklappe 10 ist unter Belassung eines umfänglichen Ringspaltes 11 im Rohrabschnitt 4 angeordnet. Weiter ist für die Drosselklappe 10 ein elektrischer Motor (Schrittschaltmotor) 12 als Stellantrieb einer Regeleinrichtung 13 bzw. eines Regelkreises vorgesehen.

Die Regeleinrichtung 13 umfaßt einen ersten, mit der Kurbelwelle 14 der Brennkraftmaschine 1 verbundenen Drehwinkelgeber 15 und einen zweiten, mit dem Anker des Schrittmotors 12 verbundenen Drehwinkelgeber 16. Beide Drehwinkelgeber 15 und 16 geben ihre Signale α_{KW} und α_D an ein Kompensationsnetzwerk 17 der Regeleinrichtung 13. Das Kompensationsnetzwerk 17 weist weitere Eingänge 18 und 19 für Zündimpulse und die OT-Marke eines Referenzzylinders der Brennkraftmaschine 1 auf. Über einen Ausgang 20 gehen Stellsignale des Kompensationsnetzwerkes 17 an den Schrittmotor 12.

Der Motor 12 wird so geregelt, daß er die Drosselklappe 10 bei Ankunft einer positiven Druckamplitude einer Abgas-Druckwelle im wesentlichen größtmöglich drosselt, Position A in Fig. 2. Der durch den im freien Drosselquerschnitt des Ringspaltes 11 erzielte Strömungswiderstand bewirkte Druckverlust in der Abgas-Druckwelle ergibt ein entsprechendes Maß an Schalldämpfung.

Zur Erzielung eines geringen Leistungsverlustes der Brennkraftmaschine 1 wird der Motor 12 weiter so geregelt, daß die Drosselklappe 10 zwischen zwei aufeinanderfolgenden Druckamplituden-Maximalwerten den Strömungsquerschnitt des Rohrabschnittes 4 mehr oder weniger freigibt, Posi-

tionen B und C in Fig. 2. Damit wird die Abgasanlage 2 lediglich bei positiven Druckamplituden der dynamischen Abgasdruckschwankungen und synchron mit der Frequenz dieser Druckamplituden gedrosselt.

Die Frequenz der Druckamplituden bzw. der Abgas-Druckschwankungen bzw. der Abgas-Pulsationen steht in einem festen Verhältnis mit der Frequenz der Drehzahl der Kurbelwelle 14 der Brennkraftmaschine 1. Bei einer Sechszylinder-Vier-Takt-Brennkraftmaschine 1 beispielsweise erfolgen die Druckamplituden bzw. Abgas-Pulsationen nach der dritten Harmonischen der durch die Kurbelwellendrehzahl gegebenen Grundfrequenz. Diese Frequenzabhängigkeit dient in der Regelphilosophie der Regeleinrichtung 13 dazu, die momentane Winkellage der Drosselklappe 10 relativ zum Maximum einer Druckamplitude für eine entsprechende Schalldämpfung aus der auf den OT eines Referenzzylinders bezogenen Winkellage der Kurbelwelle 14 über das Kompensationsnetzwerk 17 zu bestimmten bzw. zu regeln. Für eine zusätzlich lastabhängige Regelung der Drosselklappe 10 dienen die dem Kompensationsnetzwerk 17 über den Eingang 18 zugeführten Zündimpulse. Damit kann die momentane Winkellage der Drosselklappe 10 relativ zum positiven Druckamplituden-Maximum zwischen den Positionen A und B gemäß Fig. 2 gewählt werden. Für diese betriebspunktabhängige Regelung kann in dem Kompensationsnetzwerk 17 ein gesondertes Kennfeld vorgesehen sein.

Diese drehzahl- und last- bzw. betriebspunktabhängige Regelung der Schalldämpfung mittels der Drosselklappe 10 kann ferner zur Abstimmung einer aus Drosselklappe 10 und einer stromauf angeordneten Kammer 8 gebildeten Schalldämpferanlage in der Weise dienen, daß die durch einen Absorptions- und/oder Reflexions-Dämpfer repräsentierte Kammer 8 in ihrem Bauvolumen und Bauaufwand reduziert ausgebildet werden kann.

Aus dem weiter oben angegebenen Zusammenhang der Frequenz der Druckamplituden mit der Frequenz der Drehzahl der Kurbelwelle 14 der Vier-Takt-Brennkraftmaschine 1 ergibt sich die erforderliche Drehzahl der rotierend angeordneten Drosselklappe 10 aus der halben Frequenz der entsprechend der Zylinderzahl je Kurbelwellenumdrehung anfallenden, dominanten Abgaspulsationen, wobei mit dem Wert der halben Frequenz das zweimalige Verschließen des Strömungsquerschnittes des Abschnittes 4 der Sammelleitung 6 bei einer Umdrehung der rotierenden Drosselklappe 10 berücksichtigt ist. Mit den aus dem festen Verhältnis der weiter oben genannten Frequenzen abgeleiteten Drehzahlen der Drosselklappe 10 kann ein relativ weiter Betriebsbereich der Brennkraftmaschine 1 abgedeckt werden. Zur Erzielung einer zusätzlichen Dämpfung in anderen Betriebsberei-

chen der Brennkraftmaschine 1 kann das Verhältnis der Drehzahl der Drosselklappe 10 zur halben Frequenz der mit den Auslaßstößen beim Öffnen der Auslaßventile identischen Abgaspulsationen variabel gewählt werden.

Weiter kann das erfindungsgemäße Arbeitsverfahren der Schalldämpfung mittels einer frequenzabhängig schwing-und/oder rotationsbeweglich vom Motor 12 angetriebenen Drosselklappe 10 als Zusatzeinrichtung zur Dämpfung besonders für den Auspuff-Schallpegel kritischer Abgaspulsationen dienen.

Zur weiteren Reduzierung leistungsmindernder Rückwirkungen durch an der Drosselklappe 10 reflektierter Druckwellen bzw. Abgaspulsationen dient die stromauf angeordnete Kammer 8 zur Dämpfung der reflektierten Pulsationen.

Um eine hohe thermische Belastung des Motors 12 zu vermeiden, kann dieser die Drosselklappe 10 über eine (nicht gezeigte) biegsame Welle antreiben.

Das Kompensationsnetzwerk 17 schließlich kann für analoge oder digitale Signalverarbeitung ausgelegt sein, wobei bei letzterem das OT-Signal von einer der Brennkraftmaschine 1 zugeordneten Motronik zugeführt ist.

Schließlich kann bei einer Brennkraftmaschine mit verstellbarer Nockenwelle an dieser ein weiterer Drehwinkelgeber angeordnet sein.

Patentansprüche

1. Arbeitsverfahren zur Schalldämpfung in gasführenden Anlagen, insbesondere in Abgasanlagen von Brennkraftmaschinen,
 - bei dem ein Strömungsquerschnitt der Anlage (Abgasanlage 2) mittels eines drehbeweglich angeordneten Drosselorgans bei Anliegen einer einem Abgasstrom vorausseilendem Abgasschallwelle bzw. Abgas-Druckschwankung verschlossen und den zeitlich nacheilenden Abgas-Massenstrom geöffnet wird, dadurch gekennzeichnet,
 - daß eine in einem Rohrabschnitt (4) der Anlage (Abgasanlage 2) den Strömungsquerschnitt maximal bis auf einen vorbestimmten Umfangsspalt (Ringspalt 11) verschließende, drehbar gelagerte Drosselklappe (10) derart über eine Regeleinrichtung (13) geregelt drehwinkelbeweglich angetrieben wird,
 - daß die Drosselklappe (10) den Strömungsquerschnitt frequenzsynchron mit schallpegelbestimmenden Abgas-Druckschwankungen (Abgasschallwellen) drosselt,

- wobei einem Kompensationsnetzwerk (17) der Regeleinrichtung (13) neben Steuersignalen der jeweiligen Anlage (OT-, Zündimpuls-Signale d. Bkm 1) Signale eines anlagenseitigen Referenz-Drehwinkelgebers (15) und eines drosselklappenseitigen Drehwinkelgebers (16) zur frequenzsynchronen Drosselung zugeführt werden.
2. Vorrichtung zur Durchführung des Arbeitsverfahrens in der Abgasanlage einer Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,
 - daß die im Rohrabschnitt (4) der Abgasanlage (2) drehwinkelbeweglich angeordnete Drosselklappe (10) in Antriebsverbindung steht mit einem elektrischen Schrittmotor (12) als Stellantrieb der Regeleinrichtung (13), die
 - je einen dem Schrittmotor (12) und dem Triebwerk (Kurbelwelle 14) der Brennkraftmaschine (1) zugeordneten Drehwinkelgeber (15,16) umfaßt, die
 - über Signalleitungen mit dem Kompensations-Netzwerk (17) der Regeleinrichtung (13) in Verbindung stehen, und
 - daß das Kompensations-Netzwerk (17) ferner weitere Eingänge (18,19) für Steuersignale (OT-, Zündimpuls-Signale) aufweist.
 3. Vorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet,
 - daß die Drosselklappe (10) den Strömungsquerschnitt im Rohrabschnitt (4) lediglich bei positiven Druckamplituden der dynamischen Druckschwankungen drosselnd regelbar ist.
 4. Vorrichtung nach den Ansprüchen 2 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Kompensationsnetzwerk (17) in Signalverbindung steht mit einem gesonderten Kennfeld zur Regelung der Drosselklappe (10) in ihrer momentanen Winkellage relativ zu einem Druckamplituden-Maximum.
 5. Vorrichtung nach den Ansprüchen 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet,
 - daß die Drosselklappe in einer dem Strömungsquerschnitt mindestens entsprechenden Öffnung einer Blende angeordnet ist, und
 - die Blende zwischen doppelkonischen Rohrabschnitten der Abgasanlage vorgesehen ist.

6. Vorrichtung nach den Ansprüchen 2 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß bei einer 4-Takt-Brennkraftmaschine die Drehzahl der Drosselklappe (10) entsprechend der halben Frequenz der entsprechend der Zylinderzahl die Kurbelwellenumdrehung anstehenden dominanten Abgaspulsationen gewählt ist. 5
7. Vorrichtung nach den Ansprüchen 2 bis 6, dadurch gekennzeichnet, 10
- daß die jeweilige Drehzahl der Drosselklappe (10) in Abhängigkeit der halben Frequenz der dominanten Abgaspulsationen für einen bestimmten Drehzahl-/Lastbereich gewählt ist, und 15
 - daß in einem anderen Drehzahl-/Lastbereich das Verhältnis der Drehzahl der Drosselklappe zur halben Frequenz der Abgaspulsationen variabel gewählt ist. 20
8. Vorrichtung nach den Ansprüchen 2 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß ein Absorptions- und/oder Reflexions-Dämpfer oder ein Katalysator als eine stromauf der Drosselklappe (10) angeordnete Kammer (8) dient. 25

Claims

1. A method of silencing gas-conveying systems, more particularly exhaust systems of internal combustion engines, in which a flow cross-section of the system (exhaust system 2) is closed by a rotatably disposed throttle means on arrival of a sound wave or pressure fluctuation in advance of a flow of exhaust gas, and is opened for the delayed mass flow of exhaust gas, characterised in that a throttle flap (10) rotatably mounted in a pipe portion (4) of the system (exhaust system 2) and closing the flow cross-section up to but not beyond a predetermined peripheral gap (annular gap 11) is driven through an angle of rotation, under the control of a control system (13), so that the throttle flap (10) throttles the flow cross-section in synchronism with the frequency of exhaust-gas pressure fluctuations (exhaust-gas sound waves) which determine the sound level, a compensation network (17) of the control system (13) being supplied with control signals from the respective system (top dead-centre position, ignition pulse signals from the combustion chamber 1) and also with signals from a reference angle-of-rotation pick-up (15) on the system side and an angle-of-motion pick-up (16) on the throttle flap side for throttling in synchronism with the frequency. 30
2. A device for working the method in the exhaust system of an internal combustion engine according to claim 1, characterised in that the throttle flap (10) rotatably disposed in the pipe portion (4) of the exhaust system (2) is in drive connection with an electric stepping motor (12) serving as an actuator of the control system (13), which comprises angle-of-rotation pick-ups (15, 16) respectively associated with the stepping motor (12) and the driving mechanism (crankshaft 14) of the internal combustion engine (1), the pick-ups being connected by signal lines to the compensation network (17) of the control system (13), and the compensation network (17) having other inputs (18, 19) for control signals (top dead-centre position and ignition-pulse signals). 35
3. A device according to claim 2, characterised in that the throttle flap (10) adjustably throttles the flow cross-section in the pipe portion (4) only when the amplitudes of the dynamic pressure fluctuations are positive. 40
4. A device according to claims 2 and 3, characterised in that the compensation network (17) is connected for signalling purposes to a separate performance graph for adjusting the throttle flap (10) in its instantaneous angular position relative to a maximum pressure amplitude. 45
5. A device according to claims 2 to 4, characterised in that the throttle flap is disposed in a shutter opening at least equal in size to the flow cross-section, and the shutter is disposed between double conical pipe portions of the exhaust system. 50
6. A device according to claims 2 to 5, characterised in that, in a four-stroke internal combustion engine, the speed of rotation of the throttle flap (10) is chosen to correspond to half the frequency of the dominant exhaust-gas pulsations which occur with the crankshaft rotation corresponding to the number of cylinders. 55
7. A device according to claims 2 to 6, characterised in that the respective speed of the throttle flap (10) is chosen in dependence on half the frequency of the dominant exhaust-gas pulsations for a given speed/load range and, in a different speed/load range, the ratio of the speed of the throttle flap to half the frequency of the exhaust-gas pulsations is made variable.

8. A device according to claims 2 to 7, characterised in that an absorption and/or reflection silencer or a catalyser serves as a chamber (8) disposed upstream of the throttle flap (10).

Revendications

1. Procédé d'atténuation de bruit dans des conduites de gaz, en particulier dans des conduites de gaz d'échappement de moteurs à combustion interne,

- dans lequel une section transversale d'écoulement de la conduite (conduite de gaz d'échappement 2) est fermée au moyen d'un organe d'étranglement disposé de façon à pouvoir tourner en étant abordé par une onde sonore de gaz d'échappement précédant un écoulement de gaz d'échappement ou par la variation de pression dynamique des gaz d'échappement et est ouverte lors de l'écoulement de la masse des gaz d'échappement momentanément retardée, procédé d'atténuation de bruit caractérisé en ce que:
- un clapet d'étranglement (10) fermait dans une section tubulaire (4) de la conduite (conduite de gaz d'échappement 2) la section transversale d'écoulement de façon maximale jusqu'à ce qu'il ne subsiste plus qu'une fente prédéterminée (fente annulaire 11) sur le pourtour, monté de façon à pouvoir tourner, est entraîné par l'intermédiaire d'un dispositif de régulation (13) effectuant un mouvement angulaire de rotation réglé de telle façon que
- le clapet d'étranglement (10) étrangle la section transversale d'écoulement en synchronisme de fréquence avec les variations de pression dynamiques (ondes sonores des gaz d'échappement) déterminant le niveau de bruit,
- tandis que des signaux d'un transmetteur d'angle de rotation de référence (15) situé du côté de la conduite et d'un transmetteur d'angle de rotation (16) situé du côté du clapet d'étranglement sont acheminés, pour l'étranglement synchrone en fréquence, à un réseau de compensation (17) du dispositif de régulation (13) en plus des signaux de commande de l'installation correspondante (signaux de point mort haut, signaux d'impulsions d'allumage du moteur à combustion interne 1).

2. Dispositif pour la mise en oeuvre du procédé dans la conduite de gaz d'échappement d'un moteur à combustion interne selon la revendication 1, caractérisé en ce que

- le clapet d'étranglement (10) disposé dans la section tubulaire (4) de la conduite d'échappement (2) avec un mouvement de rotation angulaire est en liaison d'entraînement avec un moteur pas à pas (12) électrique en tant qu'organe de commande d'entraînement du dispositif de régulation (13) qui
- comprend des transmetteurs d'angle de rotation (15, 16) associés respectivement au moteur pas à pas (12) et à l'organe d'entraînement (vilebrequin 14) du moteur à combustion interne (1), qui
- sont en liaison par des circuits d'acheminement de signaux avec le réseau de compensation (17) du dispositif de régulation (13),
- et en ce que le réseau de compensation (17) présente en outre d'autres entrées (18, 19) pour des signaux de commande (signaux de point mort haut, signaux d'impulsions d'allumage).

3. dispositif selon la revendication 2, caractérisé en ce que

- le clapet d'étranglement (10) peut être réglé de façon à étrangler la section transversale d'écoulement dans la section tubulaire (4) uniquement dans le cas d'amplitudes de pression positives des variations de pression dynamiques.

4. Dispositif selon les revendications 2 et 3, caractérisé en ce que le réseau de compensation (17) est en liaison par signaux avec un champ caractéristique séparé pour la régulation du clapet d'étranglement (10) dans sa position angulaire momentanée par rapport à un maximum des amplitudes de pression.

5. Dispositif selon les revendications 2 à 4, caractérisé en ce que

- le clapet d'étranglement est disposé dans une ouverture d'un diaphragme correspondant au moins à la section transversale d'écoulement et
- le diaphragme est prévu entre des sections tubulaires biconiques de la conduite des gaz d'échappement.

6. Dispositif selon les revendications 2 à 5, caractérisé en ce que dans un moteur à combustion interne à quatre temps la vitesse de rotation du clapet d'étranglement (10) est choisie en

fonction de la demi-fréquence des pulsations dominantes des gaz d'échappement à la révolution du vilebrequin de façon correspondante au nombre des cylindres.

- 5
7. Dispositif selon les revendications 2 à 6, caractérisé en ce que:
- la vitesse de rotation du clapet d'étranglement (10) est choisie en fonction de la demi fréquence des pulsations dominantes des gaz d'échappement pour une zone de charge et de vitesse de rotation déterminée et 10
 - en ce que dans une autre zone de charge et de vitesse de rotation on choisit le rapport de la vitesse de rotation du clapet d'étranglement par rapport à la demi fréquence des pulsations des gaz d'échappement de façon variable. 15
- 20
8. Dispositif selon l'une des revendications 2 à 7, caractérisé en ce qu'un appareil d'atténuation de bruit par absorption et/ou réflexion ou un pot catalytique sert de chambre (8) disposée en amont du clapet d'étranglement (10). 25

30

35

40

45

50

55

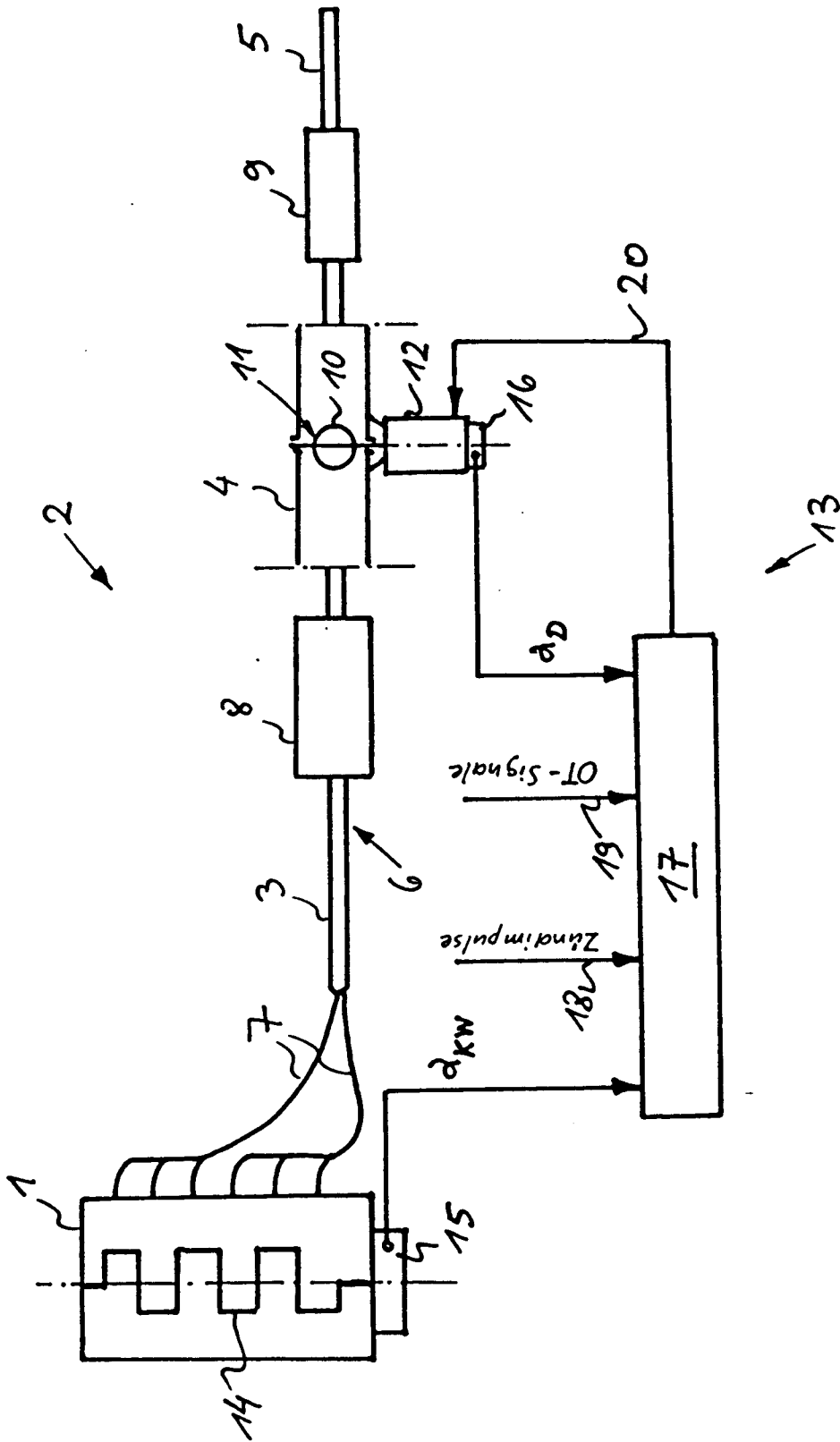
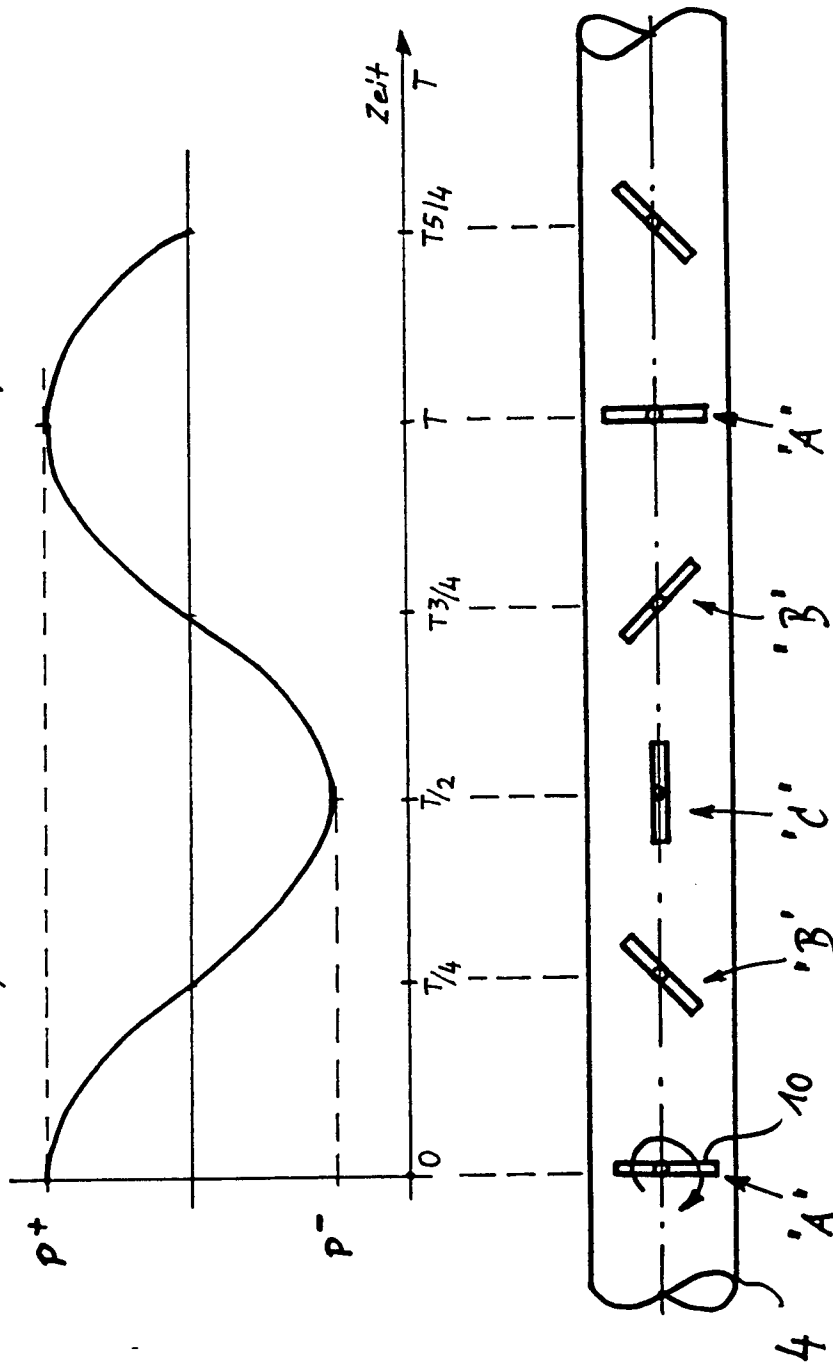


Fig. 1

Dynamischer Gasdruck im Auspuffrohr



Kloppenstellung zu verschiedenen
Zeitpunkten

Fig. 2